

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ

Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Олег ЛЕВЧЕНКО
(підпис)

“ ” _____ 2026 р.

Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньо-професійною програмою «Автоматизовані та роботизовані
механічні системи»
спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему: Хвильова енергетична установка з гідравлічною системою відбору потужності

Виконав: студент 4 курсу, групи МА-21

_____ Ремінний Влад Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Керівник _____ к.т.н., доц. Костюк Д. В.

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з охорони праці

(назва розділу)

_____ к.т.н., доц. Костюк Д. В.

(вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з технології машинобудування _____ к.т.н., доц. Кореньков В.М.

(назва розділу)

(вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Київ – 2026 рік

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра прикладної гідроаеромеханіки і механотроніки

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма «Автоматизовані та роботизовані механічні системи»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Олег ЛЕВЧЕНКО
(підпис)

“ _____ ” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проєкт студенту

Ремінний Влад Анатолійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту Хвильова енергетична установка з гідравлічною системою відбору потужності

керівник проєкту Костюк Дмитро Вікторович, к. т. н., доц.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджена наказом по університету від “ 01 ” червня 2026 року № 2019-с

2. Термін подання студентом проєкту _____

3. Вихідні дані до проєкту: номінальна висота хвилі 2 м, енергетичний період хвилі 6 с, вихідна електрична потужність 10 кВт.

4. Зміст пояснювальної записки Вступ; Розділ 1. Аналіз сучасного стану розвитку хвильових енергетичних установок та обґрунтування напрямку проєктування; Розділ 2. Обґрунтування параметрів, розрахунок та проєктування хвильової енергетичної установки; Розділ 3. Технологія машинобудування; Розділ 4. Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслень, плакатів, презентацій тощо)

4 креслення формату А1: складальне креслення гідроциліндра, схема гідравлічна принципова, схема електрична принципова, загальний вид установки; 3 креслення формату А3: поршень, кришка передня, кришка задня; 2 креслення формату А4: гільза, шток.

6. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1. Охорона праці	к. т. н., доц Костюк Дмитро Вікторович		
2. Технологія машинобудування	доц. Кореньков В.М.		

7. Дата видачі завдання 01.04.2026

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	Вибір та затвердження теми дипломного проєкту	01.04 – 10.04	
2	Аналіз наявних рішень галузі	13.04 – 17.04	
3	Затвердження типу кінематики установки, побудова принципових схем	22.04 – 24.04	
4	Розрахунок поплавця та важільного механізму	24.04 – 30.04	
5	Розрахунок та моделювання гідроциліндра	01.05 – 05.05	
6	Розрахунок гідравлічної системи	05.05 – 12.05	
7	Підбір необхідного обладнання установки	12.05 – 15.05	
8	Розробка технологічного процесу виготовлення деталі «Поршень»	15.05 – 25.05	
9	Написання розділу «Охорона праці»	18.05 – 26.05	
10	Розробка графічного матеріалу	29.05 – 01.06	
11	Перевірка та доопрацювання дипломного проєкту	02.06 – 11.06	
12	Захист дипломного проєкту	16.06 – 19.06	

Студент

(підпис)

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Керівник проєкту

(підпис)

(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Пояснювальна записка до дипломного проєкту

на тему: Хвильова енергетична установка з гідравлічною системою відбору
потужності

Київ – 2026 рік

АНОТАЦІЯ

Бакалаврський дипломний проєкт на тему: «Хвильова енергетична установка з гідравлічною системою відбору потужності» складається з 4 розділів. Обсяг пояснювальної записки становить 110 сторінок основного тексту, який включає 27 рисунків, 4 таблиці та 5 аркушів графічного матеріалу формату А1.

Метою роботи є проєктування берегової хвильової енергетичної установки, для забезпечення генерації електроенергії номінальною потужністю 10 кВт. На початку роботи проведено аналіз існуючих технологій перетворення енергії морських хвиль та обґрунтовано вибір перетворювача поплавкового типу з гідравлічною системою відбору потужності.

У розрахунковому розділі проєкту визначено масогабаритні характеристики первинного перетворювача та спроектовано гідроциліндр на основі розрахованих геометричних параметрів. Виконано комплексний розрахунок закритої гідравлічної системи та підібрано необхідне обладнання, у тому числі гідромотор, гідроаккумулятори високого та низького тиску, електрогенеруюче обладнання та ряд допоміжних пристроїв.

Технологічний розділ присвячений розробці економічно доцільного маршрутного процесу виготовлення ключової деталі «Поршень» для умов одиничного виробництва (5 шт.). За допомогою сучасних САМ-систем оптимізовано маршрут механічної обробки та згенеровано керуючі програми (G-коди) для верстатів із ЧПК, що гарантує високу точність обробки деталі.

У розділі з охорони праці опрацьовані сценарії потенційних загроз та запропоновано ряд заходів для зниження ризиків травмування персоналу та підвищення загальної безпеки експлуатації установки. Окрему увагу приділено екологічній загрозі роботи такої установки та рекомендовано ряд захистів для мінімізації екологічних ризиків, у першу чергу використання біорозкладної оливи.

Ключові слова: хвильова енергетика, гідравлічна система відбору потужності, пневмогідроаккумулятор, гідроциліндр, гідромотор.

ABSTRACT

The bachelor's diploma project on the topic: "Wave Energy Installation with a Hydraulic Power Take-Off System" consists of 4 chapters. The explanatory note contains 110 pages of the main text, including 27 figures, 4 tables, and 5 sheets of A1 graphic material.

The aim of the work is to design an onshore wave energy installation to ensure the generation of electricity with a nominal power of 10 kW. At the beginning of the work, an analysis of existing ocean wave energy conversion technologies was carried out, and the choice of a float-type converter with a hydraulic power take-off system was justified.

In the calculation chapter of the project, the mass and overall dimensions of the primary converter were determined, and the hydraulic cylinder was designed based on the calculated geometric parameters. A comprehensive calculation of the closed-loop hydraulic system was performed, and the necessary equipment was selected, including a hydraulic motor, high and low-pressure hydro-accumulators, power generating equipment, and a number of auxiliary devices.

The technological chapter is devoted to the development of an economically viable routing process for manufacturing the key part "Piston" for single-part production conditions (5 units). Using modern CAM systems, the machining route was optimized, and control programs (G-codes) for CNC machines were generated, ensuring high accuracy of the part's machining.

In the occupational health and safety chapter, potential hazard scenarios were analyzed, and a number of measures were proposed to reduce the risks of personnel injury and improve the overall operational safety of the installation. Special attention is paid to the environmental safety of such an installation, and the use of several means to minimize environmental risks is recommended, primarily biodegradable hydraulic fluid.

Keywords: wave energy, hydraulic power take-off system, hydro-pneumatic accumulator, hydraulic cylinder, hydraulic motor.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ РОЗВИТКУ ХВИЛЬОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ПРОЄКТУВАННЯ	10
1.1. Класифікація хвильових енергетичних установок та принцип їх дії .	10
1.2. Порівняльний аналіз систем відбору потужності.....	14
1.3. Принципи побудови та функціонування гідравлічних систем відбору потужності	18
1.4. Обґрунтування напрямку досліджень	20
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1	22
2. ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ, РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ХВИЛЬНОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ	23
2.1. Визначення енергетичних параметрів та розрахунок зусиль хвильової установки	23
2.1.1. Вибір параметрів хвилі та визначення необхідної механічної потужності.....	23
2.1.2. Розрахунок механічної роботи та корисного зусилля поплавця	24
2.1.3. Визначення корисних зусиль поплавця при підйомі та опусканні	25
2.2. Визначення масогабаритних параметрів поплавця	28
2.2.1. Розрахунок маси та об'єму поплавця.....	28

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розробив		Ремінний В. А.			Хвильова енергетична установка з гідравлічною системою відбору потужності	Літера	Аркуш	Аркушів
Перевірив		Костюк Д. В.					4	110
Реценз.								
Н. контр.								
Затвердив								

2.2.2. Визначення форми та розмірів поплавця	29
2.3. Кінематичний та силовий розрахунки важільного механізму	30
2.4. Розрахунок важеля на згин	32
2.5. Визначення розмірів поршневого насоса	36
2.5.1. Розрахунок діаметра поршня	36
2.5.2. Розрахунок діаметра штока	37
2.5.3. Розрахунок товщини стінки гільзи	38
2.5.4. Розрахунок штока на стійкість	38
2.6. Побудова принципової гідравлічної схеми	39
2.7. Визначення характеристик гідроаккумулятора високого тиску	43
2.8. Вибір робочої рідини	45
2.9. Розрахунок та підбір гідромотора	46
2.10. Розрахунок трубопроводів, підвідних отворів та втрат тиску в гідросистемі	48
2.10.1. Визначення середньої витрати робочої рідини	48
2.10.2. Розрахунок підвідних отворів поршневого насоса	49
2.10.3. Визначення сумарних втрат тиску в нагнітальній магістралі	49
2.10.4. Визначення сумарних втрат тиску в зливній магістралі	52
2.11. Підбір генеруючого обладнання	53
2.11.1. Розрахунок вихідної потужності гідромотора	53
2.11.2. Вибір генератора та частотного перетворювача	54
2.12. Підбір бака та гідроаккумулятора низького тиску	55
2.12.1. Розрахунок та підбір гідроаккумулятора низького тиску	55

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		5

2.12.1. Розрахунок об'єму та підбір бака.....	56
2.13. Розрахунок та вибір мотонасосної групи	57
2.13.1. Визначення необхідних параметрів насоса.....	57
2.13.2. Енергетичний розрахунок та вибір двигуна	58
2.13.3. Вибір мотонасосної групи.....	59
2.14. Тепловий розрахунок гідросистеми	60
2.14.1. Літній режим експлуатації	60
2.14.2. Зимовий режим експлуатації	62
2.15. Автоматизація, моніторинг та діагностика гідросистеми.....	64
2.15.1. Контур терморегуляції.....	64
2.15.2. Контур контролю витоків.....	65
2.15.3. Контур діагностики фільтрувальних елементів.....	65
2.15.4. Контур сервісу	65
2.16. Підбір додаткового обладнання	66
2.16.1. Додаткове гідравлічне обладнання.....	66
2.16.2. Додаткове електричне обладнання.....	68
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2	71
3. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ	72
3.1. Завдання на розробку технологічного процесу.....	72
3.2. Вибір заготовки	74
3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу	75
3.4. Розрахунок режимів різання	80
3.5. Оснащення операцій	82
3.6. Розрахунок вартості виготовлення	89

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		6

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3	92
4. ОХОРОНА ПРАЦІ	93
4.1. Аналіз умов праці та ідентифікація небезпечних факторів	93
4.2. Вплив мікроклімату та гідрометеорологічних умов на персонал	94
4.3. Безпека експлуатації механічного обладнання та гідросистем	95
4.4. Електробезпека.....	96
4.5. Пожежна безпека.....	97
4.6. Охорона навколишнього середовища	98
ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4	100
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	101
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	103

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Перехід на екологічно чисті та відновлювані джерела енергії є стратегічним вектором розвитку сучасної енергетики. Бажання людства використовувати електроенергію, виробництво якої не потребує спалення обмежених у кількості викопних речовин чи утилізації надзвичайно небезпечних відходів, спонукає фахівців до розробки установок, здатних з користю відбирати енергію природних явищ. Попри те, що вітрова та сонячна генерація використовуються на комерційних засадах уже майже пів століття, хвильова енергетика наразі впроваджує радше поодинокі рішення. Проте, можливість отримувати електроенергію без викидів у атмосферу та з мінімальним використанням площ суходолу робить приборкання енергії Світового океану надзвичайно перспективним напрямом для досліджень.

Людству вдалося успішно використовувати механічну енергію прісних річкових течій ще тисячі років тому, утім приборкання хаотичної та низькочастотної енергії морських хвиль у промислових масштабах виявилось значно складнішим завданням. Хоча перший зареєстрований патент пристрою для відбору потужності з морських хвиль датується ще 1799 роком, тривалий час галузь обмежувалася лише нішевими рішеннями. Створення установки, достатньо чутливої, щоб відібрати енергію найменших коливань поверхні води, достатньо надійної, щоб витримати нищівні шторми, та здатної при цьому генерувати електроенергію з потрібними характеристиками, тривалий час залишалося непосильним завданням.

Хвильові енергетичні установки характеризуються широким спектром потенційних галузей застосування. Насамперед їх використання є доцільним для вирішення локальних енергетичних завдань. Зокрема, для автономного електрозабезпечення віддалених прибережних регіонів із низькою щільністю населення. Оскільки такі станції не потребують викопного палива, вони є економічно обґрунтованим джерелом енергії у важкодоступних місцях зі

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		8

складною та дороговартісною логістикою паливно-мастильних матеріалів. Водночас даний напрям енергетики має значний потенціал для інтеграції в енергосистеми розвинених регіонів із домінуванням традиційної генерації, виконуючи роль додаткового екологічно чистого та відновлюваного джерела електроенергії.

Метою дипломного проєкту є розробка конструкції та обґрунтування параметрів берегової хвильової енергетичної установки поплавкового типу з гідравлічною системою відбору потужності.

Об'єктом проєктування є процес перетворення кінетичної та потенціальної енергії морських хвиль у механічну роботу з її подальшим перетворенням в електричну енергію.

Предметом проєктування є механічна та гідравлічна підсистеми закритого контуру хвильової енергетичної установки.

Задля досягнення поставленої мети у проєкті вирішуються наступні основні задачі:

1. Проведення критичного аналізу існуючих схем хвильових установок та обґрунтування вибору гідравлічної системи відбору потужності;
2. Складання розрахункової схеми та побудова математичної моделі взаємодії поплавця з морською хвилею для визначення кінематичних і силових параметрів;
3. Виконання гідравлічного розрахунку системи: визначення робочого тиску, витрати робочої рідини, вибір об'ємів гідроаккумуляторів та площі поршня гідроциліндра;
4. Здійснення підбору стандартизованого гідравлічного обладнання та розробка просторового компонування вузлів установки;
5. Складання технологічного процесу виготовлення деталі гідроциліндра. Розрахунок тривалості та вартості її виготовлення;
6. Розробка комплексних заходів з охорони праці, техніки безпеки та захисту довкілля під час експлуатації установки.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ РОЗВИТКУ ХВИЛЬОВИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ УСТАНОВОК ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ПРОЄКТУВАННЯ

1.1. Класифікація хвильових енергетичних установок та принцип їх дії

Світовий океан володіє колосальним запасом кінетичної та потенціальної енергії, що генерується під впливом вітрових навантажень на вільну поверхню води. Густина енергії морських хвиль значно перевищує аналогічні показники вітрової та сонячної енергетики, забезпечуючи при цьому вищу стабільність та передбачуваність генерації впродовж року, що робить цей напрям одним із найперспективніших векторів розвитку сучасної відновлюваної енергетики [1].

Для перетворення цієї енергії у корисну механічну роботу, а згодом — в електричну енергію, застосовуються хвильові енергетичні установки (ХЕУ). Процес перетворення починається із захоплення хвильової енергії первинним приймачем (робочим органом), кінематика якого визначається характером гідродинамічної взаємодії з хвилею. Залежно від просторової орієнтації, співвідношення габаритів пристрою до довжини хвилі, а також кількості ступенів вільності та характеру робочого руху, сучасні первинні перетворювачі прийнято класифікувати на три основні функціональні групи [2]:

1. Точкові поглиначі (Point absorbers)

Це пристрої, характерний габаритний розмір яких (наприклад, діаметр плавучого буя) значно менший за довжину домінуючої морської хвилі [1]. Така геометрії дозволяє їм, незалежно від напрямку поширення хвильового фронту, ефективно поглинати енергію з будь-якого боку (рис. 1.1, а).

Конструктивно точкові поглиначі найчастіше виконуються у вигляді осесиметричних поплавків, що здійснюють зворотно-поступальні переміщення, переважно вертикальні коливання, або кутові хитання, відносно нерухомої бази. Роль такої бази може виконувати жорстка донна опора, натяжний якорний трос або масивне занурене інерційне тіло, гідродинамічний опір якого створює

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		10

достатню реакцію опорного контуру. Саме відносна швидкість та амплітуда переміщення між поплавком і базою визначають базові кінематичні параметри для подальшої роботи системи відбору потужності.

2. Лінійні поглиначі (Attenuators)

Атенюатори являють собою довгомірні багатоланкові плавучі конструкції, головна поздовжня вісь яких орієнтується паралельно вектору поширення хвилі [3]. Типова конструкція складається з низки циліндричних понтонів, з'єднаних між собою за допомогою карданних або циліндричних шарнірів (рис. 1.1, б). Під час проходження хвилі вздовж установки, профіль вільної поверхні рідини змушує сусідні секції здійснювати відносні кутові переміщення. Відбір потужності в таких системах здійснюється безпосередньо у вузлах зчленування, де встановлюються гідравлічні циліндри або механічні передачі, що чинять опір згинанню конструкції.

3. Термінатори (Terminators)

Це великогабаритні установки, що розташовуються фронтально (перпендикулярно) до напрямку руху хвилі, фізично перехоплюючи її енергію та працюючи як активний хвилеріз [1] (рис. 1.1, в). До цього класу належать:

- Маятникові системи та осцилюючі стулки (наприклад, Oyster), що здійснюють кутові коливання відносно донної шарнірної опори під дією горизонтальної складової хвильового тиску.
- Роторні системи (типу «качки Солтера»), що мають асиметричний профіль поперечного перерізу, оптимізований для максимального поглинання кінетичної енергії частинок води.
- Осцилюючі водяні колони (OWC), де хвиля потрапляє у напівзакриту камеру і діє як рідинний поршень, стискаючи та витісняючи повітря через турбіну.

4. Занурені перетворювачі різниці тисків (Submerged pressure differentials)

Цей тип установок принципово відрізняється від поверхневих поглиначів тим, що робочий орган розташовується повністю під водою, найчастіше —

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		11

закріплений на морському дні поблизу берега [1]. Принцип їх дії базується на використанні зміни гідростатичного тиску під час проходження хвилі.

Згідно з законами гідродинаміки, коли над установкою проходить гребінь хвилі, висота стовпа рідини збільшується, що призводить до пропорційного зростання тиску на робочу поверхню пристрою. Під час проходження впадини хвилі тиск відповідно знижується. Конструктивно такі установки (наприклад, відомий проєкт Archimedes Wave Swing) являють собою масивний порожнистий циліндр, верхня частина якого є рухомою (рис. 1.1, г) [4]. Зростання тиску змушує рухому кришку опускатися, стискаючи внутрішній об'єм повітря (або систему пружин), а зниження тиску дозволяє їй повернутися у вихідне положення. Цей зворотно-поступальний рух у подальшому перетворюється на електроенергію [4].

Головною перевагою занурених систем є їхня надзвичайно висока виживаність. Оскільки вони знаходяться під вільною поверхнею води, вони не зазнають руйнівних ударних навантажень від штормових хвиль, що розбиваються на поверхні, не створюють візуального забруднення горизонту та не заважають судноплавству [2].

5. Системи з внутрішньою рухомою масою (Rotating / oscillating mass)

Ця категорія первинних перетворювачів використовує інерційні властивості масивних тіл для генерації енергії. Кінематична схема таких пристроїв передбачає наявність повністю герметичного зануреного плавучого корпусу, всередині якого на підшипникових опорах встановлено важкий маятник або ексцентрик (рис. 1.1, д) [5].

Під дією морських хвиль, переважно завдяки кутовим хитанням, зовнішній корпус установки здійснює інтенсивні коливання. Водночас внутрішня масивна деталь, завдяки власній інерції, прагне зберегти стан спокою або починає розгойдуватися у протифазі до корпусу [5]. Відносна різниця кутових швидкостей між рухомим корпусом та внутрішньою масою використовується для

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		12

обертання вала електрогенератора. Яскравими представниками цієї технології є установки Wello Penguin та розробка французьких вчених SEAREV [5].

Ключовою технічною перевагою систем з рухомою масою є абсолютна ізоляція всіх елементів системи відбору потужності (PTO) від агресивного морського середовища. Оскільки генератор, редуктори та вузли тертя знаходяться всередині сухого герметичного корпусу, ризик їхньої корозії або біологічного обростання зводиться до нуля, що кратно збільшує міжремонтний інтервал та загальну надійність установки [2].

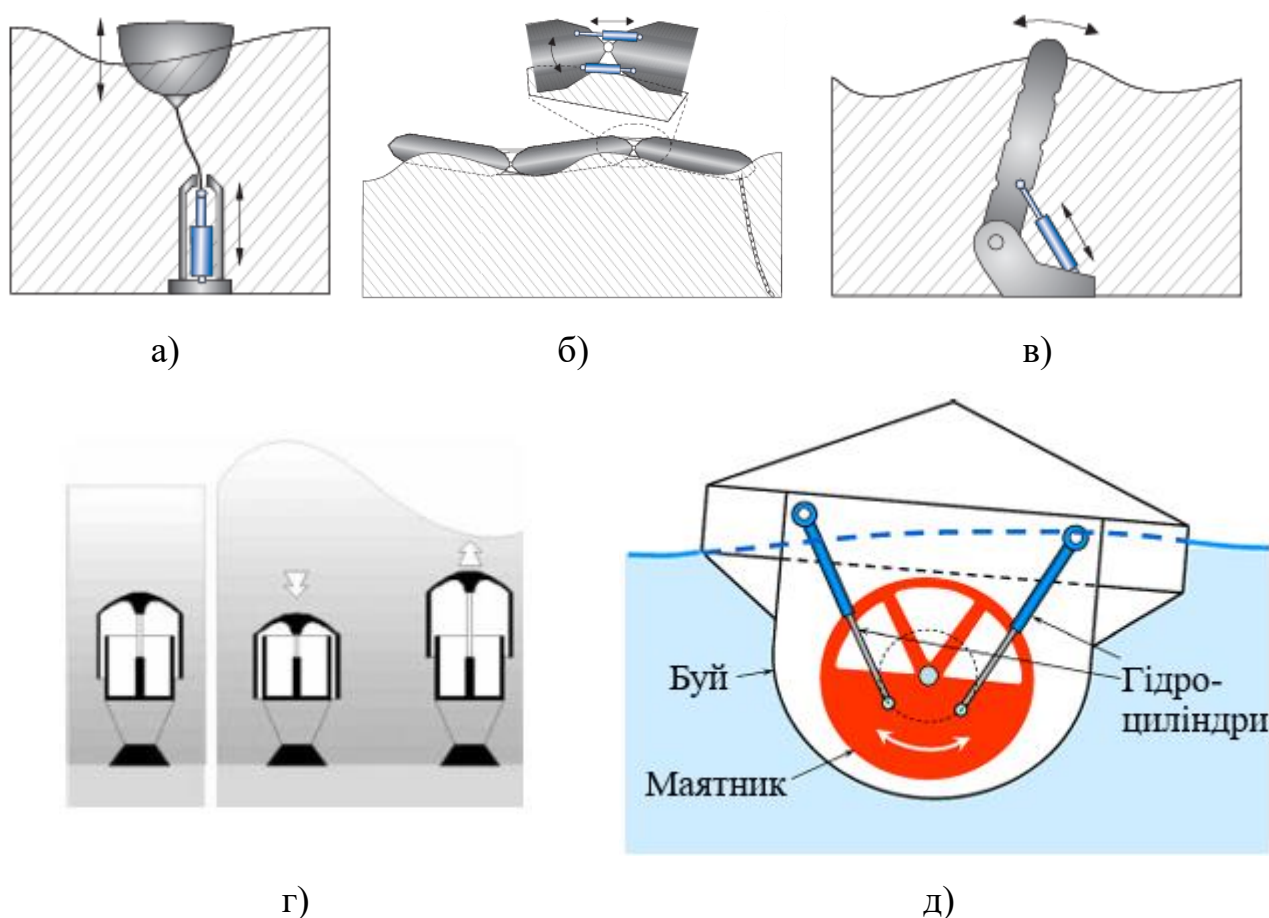


Рисунок 1.1 - Різні варіанти виконання первинних перетворювачів: а – точковий поглинач [6]; б – лінійний поглинач [6]; в – термінатор [6]; г – занурений перетворювач різниці тисків [4]; д – система з внутрішньою рухомою масою [1]

1.2. Порівняльний аналіз систем відбору потужності

Первинний поглинач хвильової енергетичної установки трансформує гідродинамічний тиск хвиль у кінетичну енергію власного руху. Проте морські хвилі характеризуються низькою частотою, високими піковими зусиллями та значною нерівномірністю в часі. Електрогенератори натомість потребують високих і стабільних обертів ротора. Щоб узгодити між собою ці несумісні режими роботи використовується система відбору потужності, СВП (Power Take-Off — РТО).

Проектування СВП є одним із найкритичніших етапів розробки установки, адже ця ланка найбільше впливає на ККД, надійність та загальну вартість установки. На сьогодні в хвильовій енергетиці застосовуються чотири основні типи систем відбору потужності [2]:

1. Пневматичні системи (Повітряні турбіни)

Застосовуються переважно в установках типу «осцилюючої водяної колони» (OWC), де рух води в камері створює двоспрямований потік повітря, який крутить спеціальну турбіну, яка обертається в одному напрямку незалежно від напрямку потоку повітря [7], рис. 1.2. Як зазначає А. Фалькао у своєму огляді [7], головною перевагою таких систем є висока експлуатаційна надійність, оскільки єдиним рухомим елементом виступає ротор турбіни, повністю ізолюваний від агресивного впливу морської води. Водночас до основних недоліків відносять порівняно низький аеродинамічний ККД (через явища зриву потоку та стисливості повітря), а також високий рівень акустичного шуму під час роботи [7].

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		14

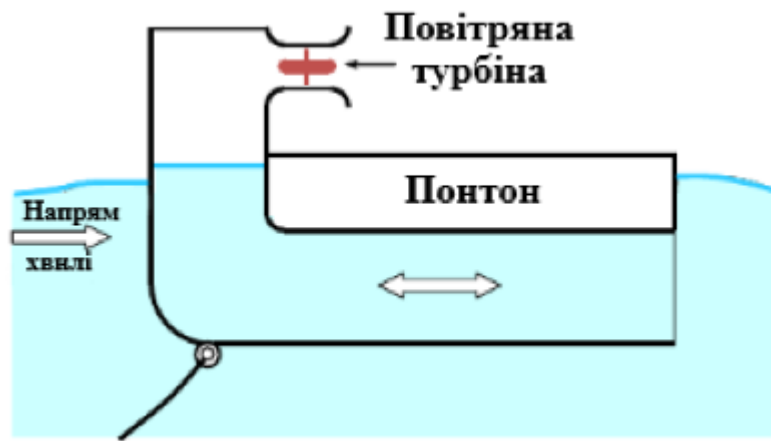


Рисунок 1.2 – Принципова схема хвильової установки типу BBDB (буй із загнутим назад каналом) [7]

2. Механічні трансмісійні системи

Механічні системи відбору потужності базуються на використанні класичних кінематичних пар, таких як зубчасті редуктори, рейкові передачі, ланцюгові та пасові приводи. Як зазначається в фундаментальних оглядах сучасних систем відбору потужності [1, 2], головне завдання цих механізмів полягає у перетворенні повільного, низькочастотного лінійного або маятникового руху хвилі у швидке обертання вала електрогенератора, рис. 1.3.

Дослідники підкреслюють [1], що ключовою перевагою механічних трансмісій є один із найвищих показників ККД серед усіх існуючих систем перетворення енергії. Проте їхнє практичне застосування суттєво обмежується через високу вразливість жорстких кінематичних зв'язків до екстремальних штормових навантажень. Крім того, велика кількість рухомих деталей і вузлів тертя вимагає постійного обслуговування та регулярної заміни мастила, що в агресивних умовах відкритого моря перетворюється на вкрай дороговартісний і технічно складний процес [1, 2].

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		15

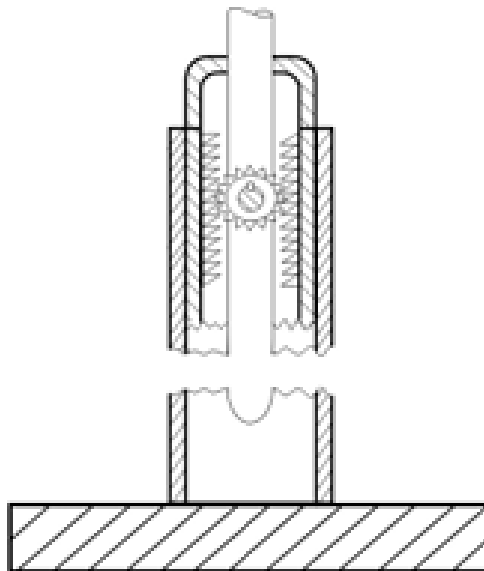


Рисунок 1.3 – Приклад механічної системи відбору потужності на основі зубчатої рейки та шестерні [3]

3. Електромеханічні системи прямого приводу

Пряме перетворення енергії дозволяє повністю відмовитися від проміжних ланок. У таких системах рухомий поплавок жорстко з'єднаний з транслятором (ротором) лінійного електрогенератора на постійних магнітах [8]. Їх основною перевагою є мала кількість рухомих деталей, вони не потребують змащення, тому такі системи мають високий потенціал надійності. Недоліком таких установок є необхідність використання великої кількості рідкоземельних магнітів, що збільшує як масогабаритні показники, так і вартість такої установки.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		16

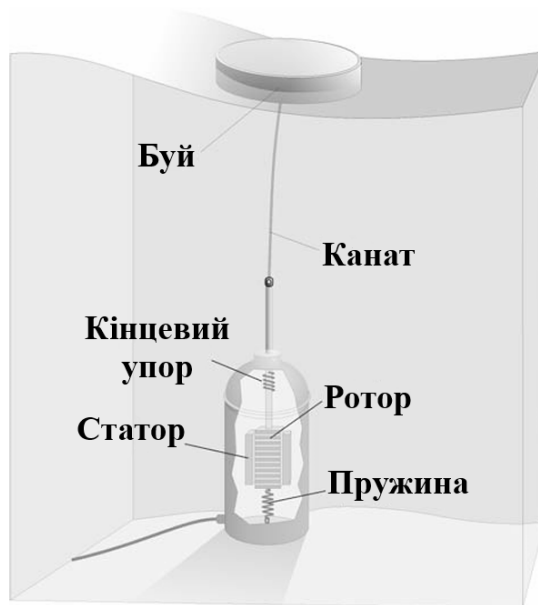


Рисунок 1.4 – Принципова схема електромеханічного хвильового генератора [8]

4. Гідравлічні системи відбору потужності

Гідравлічні СВП на сьогодні вважаються найбільш зрілою та адаптивною технологією для більшості хвильових конвертерів [1]. У таких системах, рух первинного поглинача передається на шток гідроциліндра, який використовується в якості поршневого насоса. Насос нагнітає гідравлічну оливу в систему, де та потрапляє спершу в гідроаккумулятор, а потім у гідромотор та обертає вал електрогенератора. Основною їх перевагою є те, що гідравліка чудово сприймає повільні, але потужні навантаження. Наявність газонаповнених гідроаккумуляторів дозволяє накопичувати енергію в момент піку хвилі та рівномірно використовувати її у проміжку між хвилями. Деталі гідросистеми працюють у закритому контурі, де гідравлічна олива одночасно виступає робочим тілом і змащує всі внутрішні поверхні тертя, що колосально збільшує ресурс механізму. Недоліками таких систем СВП є ризик витоку технічної оливи в акваторію та наявність гідравлічних втрат на тертя рідини.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		17

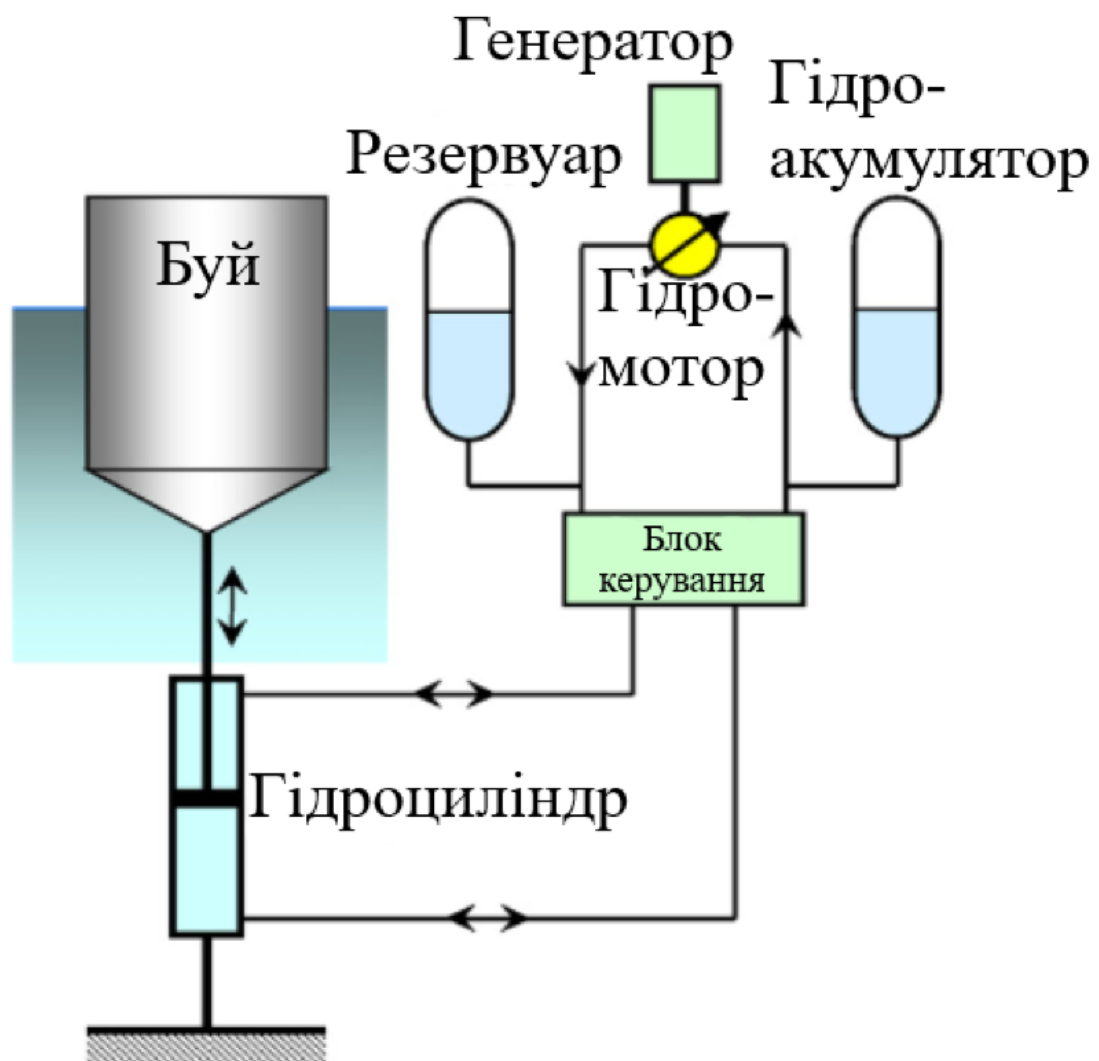


Рисунок 1.5 – Принципова схема гідравлічної системи відбору потужності хвильової енергетичної установки поплавкового типу [1]

1.3. Принципи побудови та функціонування гідравлічних систем відбору потужності

Використання гідравліки у хвильовій енергетиці зумовлене її здатністю ефективно трансформувати низькочастотні коливання з великими зусиллями у високошвидкісне обертання з низьким крутним моментом [3]. Базова принципова схема гідравлічної системи відбору потужності (СВП) для хвильової установки вертикального коливання (рис. 1.5) включає кілька ключових функціональних блоків [1].

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						18
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

1. Первинний поглинач та насос

Рух первинного поглинача жорстко або через систему важелів передається на шток гідроциліндра. У цьому контурі гідроциліндр виконує функцію об'ємного поршневого насоса двосторонньої дії. Під впливом хвилі поплавець здійснює зворотно-поступальні переміщення, змушуючи поршень витіснити робочу рідину з порожнини циліндра.

2. Блок випрямлення потоку

Оскільки рух хвилі є зворотно-поступальним (вгору-вниз), потік рідини на виході з гідроциліндра постійно змінює свій напрямок. Для забезпечення односпрямованого обертання гідромотора використовується гідророзподільний блок [3]. Зазвичай він реалізується на базі мостової схеми зі зворотних клапанів (аналогічно до діодного моста в електротехніці), що дозволяє спрямовувати рідину під високим тиском у напірну магістраль незалежно від поточного напрямку руху штока [6].

3. Акумулювання енергії та згладжування пульсацій

Критично важливими елементами контуру є гідроаккумулятори високого (HP) та низького (LP) тиску. Через стохастичну природу морських хвиль миттєва потужність, що генерується гідроциліндром, має значні піки та провали. Аккумулятор високого тиску накопичує надлишковий об'єм рідини під час пікових навантажень і віддає його в систему під час провалів [3]. Це забезпечує стабільний рівень тиску та витрати перед гідромотором. Гідроаккумулятор низького тиску, у свою чергу, постійно забезпечує напір рідини, що запобігає виникненню кавітації у всмоктувальній магістралі гідроциліндра при різких реверсивних ходах [6].

4. Приведення генератора

Згладжений потік робочої рідини подається на гідромотор. Гідромотор перетворює енергію тиску рідини в механічну роботу — безперервне обертання вихідного вала, який безпосередньо приводить ротор електрогенератора [1, 3].

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		19

1.4. Обґрунтування напрямку досліджень

Аналіз сучасного стану розвитку хвильової енергетики, проведений у даному розділі, свідчить про те, що ефективне перетворення хаотичної енергії морських хвиль вимагає специфічних інженерних підходів. Головною проблемою розробки надійних хвильових енергетичних установок (ХЕУ) є необхідність сприйняття низькочастотних, але надзвичайно високих за зусиллям реверсивних навантажень із забезпеченням при цьому стабільного обертання ротора електрогенератора.

Порівняльний аналіз існуючих систем відбору потужності (СВП) показав, що класичні механічні трансмісії є вразливими до пікових штормових перевантажень і вимагають частого обслуговування вузлів тертя, що в агресивному морському середовищі є економічно недоцільним. Прямі електромеханічні приводи (на базі лінійних генераторів) відзначаються вищою надійністю, проте їхні масогабаритні показники та вартість рідкісноземельних магнітів суттєво обмежують їх масове застосування.

З огляду на це, найбільш раціональним, адаптивним та технічно зрілим рішенням для хвильових установок є використання гідравлічних систем відбору потужності. Для подальшого проєктування в даній роботі обрано принципову гідравлічну схему на базі точкового поглинача (поплавця) та поршневого насоса двосторонньої дії (гідроциліндра), інтегровану з системою акумулювання тиску.

Вибір саме цієї кінематичної схеми обґрунтовується такими технічними перевагами:

1. Максимальне використання кінетичної енергії: Гідроциліндр двосторонньої дії дозволяє виконувати корисну роботу на обох тактах руху поплавця — як під час підйому на гребінь хвилі, так і під час опускання у впадину.
2. Ефективне демпфування та стабілізація параметрів: Використання мостової схеми зворотних клапанів у комбінації з газонаповненим

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		20

гідроаккумулятором дозволяє згладжувати хвильові удари та забезпечувати квазістаціонарну витрату робочої рідини перед гідромотором.

3. Висока довговічність конструкції: Основні силові вузли механізму працюють у закритому контурі в середовищі екологічної гідравлічної оливи, що забезпечує безперервне змащування пар тертя та надійний антикорозійний захист.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

На основі проведеного аналізу літературних джерел, метою даного дипломного проєкту є розробка конструкції та розрахунок параметрів механічної і гідравлічної підсистем хвильової енергетичної установки поплавкового типу з гідравлічним відбором потужності.

Для досягнення поставленої мети у проєкті необхідно вирішити такі інженерні задачі:

1. Визначити базові кінематичні параметри та робочі зусилля, що діють на шток гідроциліндра з боку поплавця під впливом розрахункової морської хвилі.
2. Виконати гідравлічний розрахунок закритого контуру: визначити необхідну площу поршня гідроциліндра, робочий тиск у системі та параметри гідроаккумуляторів.
3. Здійснити підбір стандартизованого гідравлічного обладнання (гідромотора, системи клапанів, рукавів високого тиску) з урахуванням розрахункової витрати.
4. Розробити просторове компонування вузлів механізму та виконати перевірочні розрахунки найбільш навантажених елементів конструкції на міцність.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ, РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ХВИЛЬОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

2.1. Визначення енергетичних параметрів та розрахунок зусиль хвильової установки

Проектування гідравлічної системи хвильової енергетичної установки точкового типу базується на зворотному інжинірингу: від заданої електричної потужності генератора до необхідних параметрів поплавця та гідроциліндра.

2.1.1. Вибір параметрів хвилі та визначення необхідної механічної потужності

Згідно з технічним завданням, номінальна електрична потужність установки становить $P_{\text{ел}} = 10$ кВт. В якості еталонної акваторії в даній роботі прийнято хвильові умови тестового полігону Європейського центру морської енергії (ЕМЕС), розташованого на Оркнейських островах (Шотландія) [9].

Згідно з даними моніторингу полігону, для проведення розрахунків приймаємо наступні параметри номінального робочого режиму:

- значна висота хвилі $H_s = 2$ м;
- енергетичний період хвилі $T_e = 6$ с.

Для оцінки витривалості установки та розрахунку граничних кінематичних параметрів механізмів приймаємо екстремальні (штормові) хвильові умови акваторії:

- значна висота штормової хвилі $H_{s_max} = 6$ м;
- відповідний енергетичний період $T_{e_max} = 10$ с.

Проведемо попередній розрахунок ККД установки, щоб зрозуміти яку потужність повинен генерувати поплавець. Для цього приймаємо наступні усереднені значення коефіцієнтів корисної дії елементів системи відбору потужності, спираючись на довідкові дані для відповідних типів обладнання:

- ККД електричного генератора змінного струму $\eta_{\text{ел}} = 0,92$ [10];

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		23

- ККД гідромотора $\eta_{\text{ГМ}} = 0,82$ [10];
- ККД гідравлічних магістралей, що враховує втрати на тертя гідравлічного мастила об стінки труб та місцеві опори в клапанах, $\eta_{\text{маг}} = 0,93$ [11];
- ККД гідроциліндра $\eta_{\text{ГЦ}} = 0,93$ [11];
- Механічний ККД важільної системи, що враховує втрати в підшипниках ковзання шарнірних з'єднань $\eta_{\text{мех}} = 0,95$ [12].

Тоді загальний попередній коефіцієнт корисної дії системи становитиме:

$$\begin{aligned}\eta_{\Sigma} &= \eta_{\text{ел}} \cdot \eta_{\text{ГМ}} \cdot \eta_{\text{маг}} \cdot \eta_{\text{ГЦ}} \cdot \eta_{\text{мех}} \\ &= 0,92 \cdot 0,82 \cdot 0,93 \cdot 0,93 \cdot 0,95 = 0,62.\end{aligned}\quad (2.1)$$

Необхідна механічна потужність, яку поплавець повинен генерувати:

$$P_{\text{мех вх}} = \frac{P_{\text{ел}}}{\eta_{\Sigma}} = \frac{10}{0,62} = 16,13 \text{ кВт.} \quad (2.2)$$

2.1.2. Розрахунок механічної роботи та корисного зусилля поплавця

За один енергетичний період хвилі установка здійснює один повний робочий цикл. Розраховуємо сумарну потужність, яку поплавець має передати гідроциліндру за цей час:

$$\begin{aligned}A_{\text{цикл}} &= P_{\text{мех вх}} \cdot T_e = 16,13 \cdot 10^3 \cdot 6 = 96780 \text{ Дж} \\ &= 96,78 \text{ кДж.}\end{aligned}\quad (2.3)$$

За один повний цикл поплавець опускається із гребеня у впадину хвилі, при цьому проходить висоту хвилі H_s , а потім навпаки, але також долаючи шлях, що дорівнює висоті хвилі, таким чином загальний шлях поплавця за один повний цикл складає:

$$S_{\text{цикл}} = 2 \cdot H_s = 2 \cdot 2 = 4 \text{ м.} \quad (2.4)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Оскільки робота є добутком сили на шлях, то усереднене корисне вертикальне зусилля $F_{\text{кор}}$, з яким поплавець повинен діяти на кінець важеля для генерації заданої потужності, становить:

$$F_{\text{кор}} = \frac{A_{\text{цикл}}}{S_{\text{цикл}}} = \frac{96,78}{4} = 24,2 \text{ кН.} \quad (2.5)$$

2.1.3. Визначення корисних зусиль поплавця при підйомі та опусканні

Розгляньмо сили, що діють на установку під час її роботи. В ідеальний штиль поплавець балансує на поверхні води частково занурений таким чином, що Архімедова сила зрівноважує силу тяжіння поплавця ($F_A = F_T$), при цьому важіль залишається нерухомим та не виконується жодна корисна робота, електроенергія не виробляється.

У той період часу, коли набігаюча хвиля підіймає поплавець, Архімедова сила переважає силу тяжіння, а їх різниця є корисною силою ($F_A - F_T = F_{\text{кор}}$) (див. рис. 2.1).

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		25

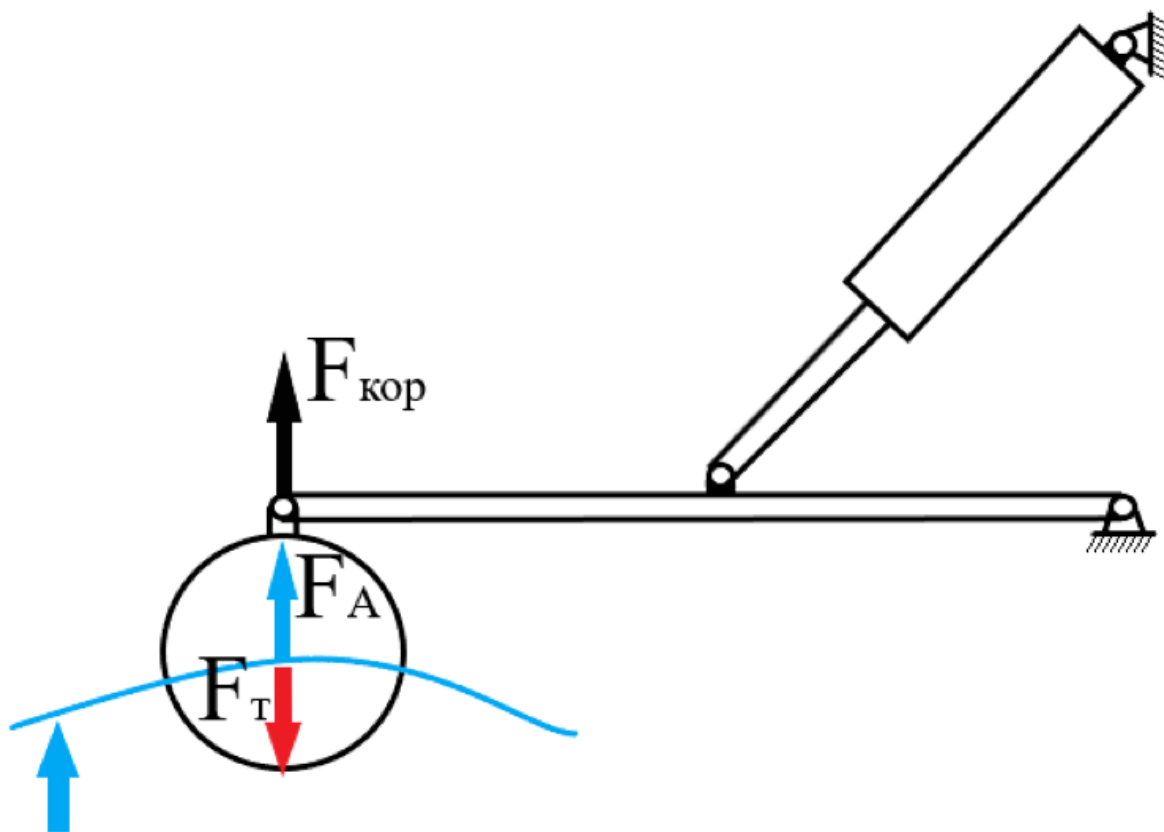


Рисунок 2.1 – Схема сил, що діють на установку під час припливу

Поки поплавець опускається з гребеня хвилі у її впадину, на нього діє лише сила тяжіння, оскільки рівень води стрімко падає і виштовхувальна Архімедова сила зменшується практично до нуля ($F_A \approx 0$). У цей момент некомпенсована вага поплавця виступає головною рушійною силою, вона долає опір гідроциліндра та утворює корисне зусилля, спрямоване вниз (див. рис. 2.2).

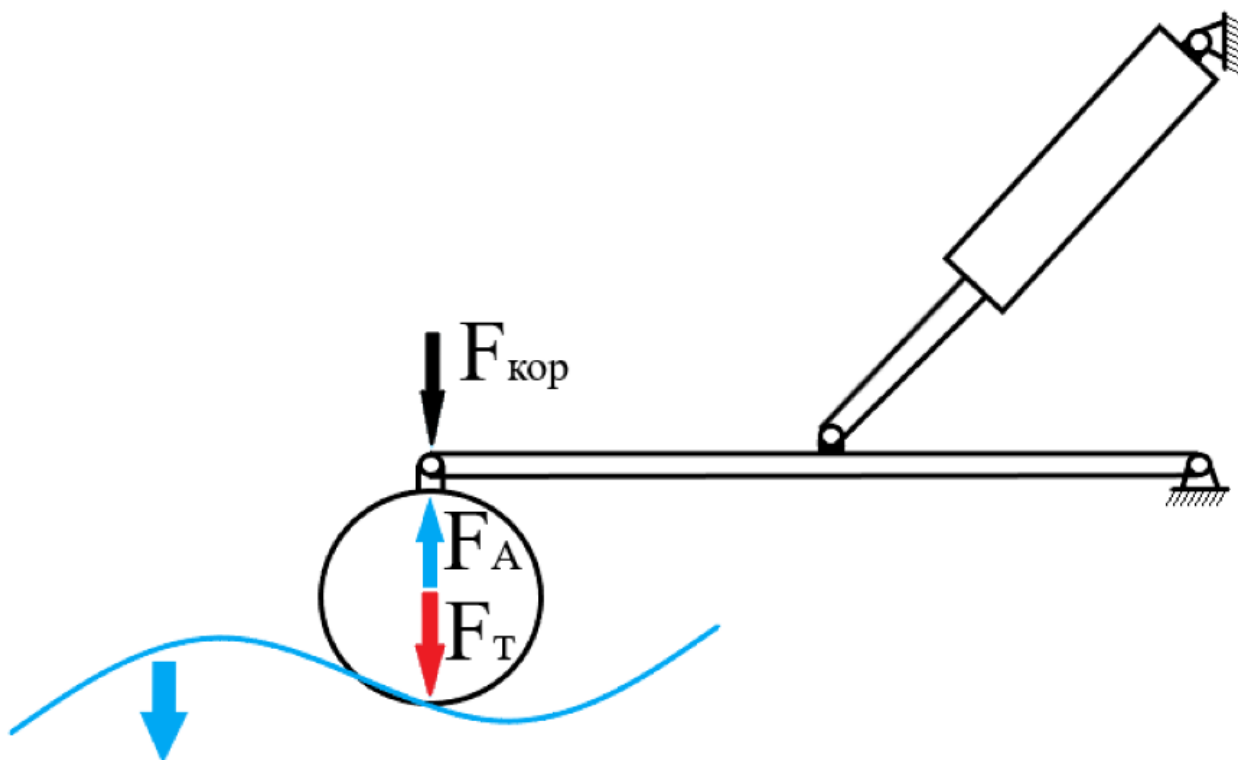


Рисунок 2.2 – Схема сил, що діють на установку під час відпливу

Для перетворення механічної енергії у хвильовій установці застосовується диференціальний (односторонній) гідроциліндр, у якому площа поршневої порожнини ($F_{\text{п}}$) більша за площу штокової ($F_{\text{ш}}$). Для забезпечення стабільного робочого тиску оливи в системі, зусилля, яке генерує поплавець при русі вгору та вниз, має бути пропорційним робочим площам циліндра.

Згідно з методичними вказівками [13], очікуючи, що хід штока буде великим, приймаємо $\psi = \frac{F_{\text{п}}}{F_{\text{ш}}} \approx 2$. Відповідно корисне зусилля поплавця під час підйому має бути вдвічі більшим за зусилля при опусканні:

$$F_{\text{кор.під}} = 2 \cdot F_{\text{кор.опу}} \quad (2.6)$$

Загальна необхідна робота за цикл складається з роботи на спуск та роботи на підйом, при ході $H_s = 2$ м у обидві сторони:

$$A_{\text{цикл}} = F_{\text{кор.опу}} \cdot H_s + F_{\text{кор.під}} \cdot H_s \quad (2.7)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		27

$$96,78 = F_{\text{кор.опу}} \cdot 2 + (2 \cdot F_{\text{кор.опу}}) \cdot 2 = 6 \cdot F_{\text{кор.опу}}$$

Таким чином розраховуємо необхідні зусилля на кінці важеля:

- Зусилля при відпливі: $F_{\text{кор.опу}} = \frac{96,78}{6} = 16,13 \text{ кН};$
- Зусилля при припливі: $F_{\text{кор.під}} = 16,13 \cdot 2 = 32,26 \text{ кН}.$

2.2. Визначення масогабаритних параметрів поплавця

Для забезпечення розрахованих у підрозділі 3.1 робочих зусиль, необхідно визначити фізичні характеристики поплавця: його масу та загальний робочий об'єм.

2.2.1. Розрахунок маси та об'єму поплавця

Під час опускання поплавця у впадину хвилі виштовхувальна сила води падає практично до нуля. У цей момент корисне зусилля, що діє на важільний механізм, забезпечується виключно некомпенсованою вагою самого поплавця. Отже, для створення зусилля в 16,13 кН, саме такою повинна бути вага поплавця. Розраховуємо масу поплавця:

$$m = \frac{F_{\text{т}}}{g} = \frac{16130}{9,81} \approx 1644 \text{ кг.} \quad (2.8)$$

Під час проходження гребеня хвилі максимальна Архімедова сила повинна подолати власну вагу поплавця та створити додаткове корисне зусилля $F_{\text{кор.під}}$ для стиснення гідроциліндра:

$$F_{A_max} = F_{\text{кор.під}} + F_{\text{т}} = 32,26 + 16,13 = 48,39 \text{ кН.} \quad (2.9)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		28

Мінімальний робочий об'єм поплавця, необхідний для генерації такої виштовхувальної сили при повному зануренні (де середня густина морської води $\rho_B = 1025 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$), становить:

$$V_{\text{пов}} = \frac{F_{A_max}}{\rho_B \cdot g} = \frac{48390}{1025 \cdot 9,81} \approx 4,81 \text{ м}^3. \quad (2.10)$$

2.2.2. Визначення форми та розмірів поплавця

Вибір геометричних розмірів поплавця базується на необхідності перехоплення достатньої кількості хвильової енергії та забезпечення оптимальної гідродинаміки під час взаємодії з хвилею.

Розрахуймо довжину поплавця. Питома потужність хвилі (потік енергії на 1 метр ширини фронту) для заданої акваторії при $H_s = 2 \text{ м}$ та $T_e = 6 \text{ с}$ [9] становить:

$$P_{\text{пит}} = 0,49 \cdot H_s^2 \cdot T_e = 0,49 \cdot 2^2 \cdot 6 = 11,76 \frac{\text{кВт}}{\text{м}}. \quad (2.11)$$

Для забезпечення необхідної механічної потужності $P_{\text{мех}} = 16,13 \text{ кВт}$, поплавець повинен перехоплювати відповідний фронт хвилі. Зважаючи на те, що гідродинамічний коефіцієнт захоплення енергії для установок точкового типу у номінальному режимі зазвичай становить $\eta_{\text{гідро}} \approx 30 \dots 35\%$ [14], необхідна ширина поплавця B визначається як [15]:

$$B = \frac{P_{\text{мех}}}{P_{\text{пит}} \cdot \eta_{\text{гідро}}} = \frac{16,13}{11,76 \cdot 0,3} \approx 4,57 \text{ м}. \quad (2.12)$$

Отримане значення заокруглюємо до $B = 4,6 \text{ м}$.

Для установок важільного типу найбільш раціональною формою поплавця є горизонтальний циліндр. На відміну від плоских прямокутних понтонів,

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

циліндрична форма забезпечує плавний вхід у воду без руйнівних гідродинамічних ударів.

З формули об'єму циліндра розраховуємо необхідний зовнішній діаметр:

$$V_{\text{пов}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot B \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{пов}}}{\pi \cdot B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,81}{3,14 \cdot 4,6}} \approx 1,15 \text{ м.} \quad (2.13)$$

Остаточно приймаємо зовнішній діаметр поплавця $D = 1,2 \text{ м.}$

Розраховуємо фактичний повний об'єм обраного поплавця:

$$V_{\text{фак}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot B = \frac{3,14 \cdot 1,2^2}{4} 4,6 = 5,2 \text{ м}^3. \quad (2.14)$$

2.3. Кінематичний та силовий розрахунки важільного механізму

Важільний механізм призначений для передачі механічної енергії від поплавця до штока гідроциліндра, а також для узгодження великого ходу поплавця зі стандартним робочим ходом гідроциліндра. Конструктивно приймаємо схему коромисла (точка опори розташована на одному кінці, поплавець — на іншому, а точка кріплення гідроциліндра — між ними).

Довжина важеля L_1 - відстань від осі шарніра до осі поплавця (див. рис. 2.3), обирається з умови забезпечення допустимого кута розмаху. Згідно з рекомендаціями [12], задля мінімізації нелінійності переміщень та зниження згинальних навантажень на шток, кут відхилення важеля від горизонталі не повинен перевищувати $12^\circ \dots 15^\circ$ в один бік, сумарний кут розмаху становитиме $\approx 30^\circ$.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

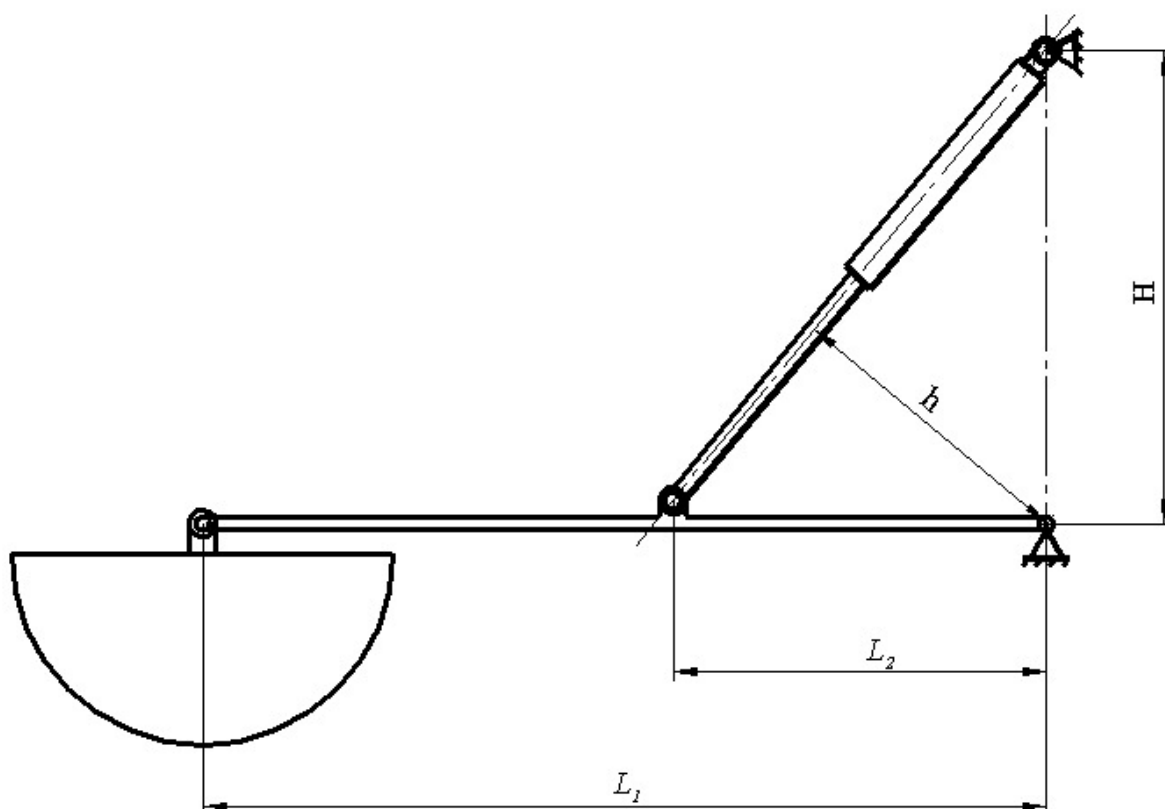


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема важільного механізму

Виходячи з максимального ходу поплавця в ± 1 м від нейтрального положення, мінімальна довжина важеля становить:

$$L_1 \geq \frac{\frac{H_s}{2}}{\sin 20^\circ} = \frac{1}{0,342} \approx 2,92 \text{ м.} \quad (2.15)$$

З конструктивних міркувань компоновання станції остаточно приймаємо довжину важеля $L_1 = 3$ м.

Тоді фактичний максимальний кут відхилення становитиме:

$$\alpha_{max} = \arcsin \frac{1}{3} \approx 19,47^\circ. \quad (2.16)$$

Відстань від осі обертання до точки кріплення гідроциліндра, L_2 , визначаємо, виходячи з номінального ряду робочих ходів гідроциліндрів за ISO 4393:2015 [16]

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		31

(аналогічний стандарт України відсутній). Для установок подібного класу раціональним є робочий хід штока $S_{\text{цил}} = 600$ мм. Оскільки хід поплавця має відповідати повному ходу штока, необхідне передавальне відношення важеля i становить:

$$i = \frac{H_s}{S_{\text{цил}}} = \frac{2}{0,6} = 3,3(3). \quad (2.17)$$

Відповідно, плече кріплення гідроциліндра (рис. 2.3):

$$L_2 = \frac{L_1}{i} = \frac{3}{3,33} \approx 0,9 \text{ м.} \quad (2.18)$$

Згідно з золотим правилом механіки важеля, зменшення плеча в i разів призводить до збільшення зусилля на штоці гідроциліндра в i разів.

Розраховуємо зусилля, яке передається на шток гідроциліндра при опусканні поплавця:

$$F_{\text{цил.опу}} = F_{\text{кор.опу}} \cdot i = 16,13 \cdot 3,33 \approx 53,71 \text{ кН.} \quad (2.19)$$

Розраховуємо зусилля, яке передається на шток гідроциліндра при підйомі поплавця:

$$F_{\text{цил.під}} = F_{\text{кор.під}} \cdot i = 32,26 \cdot 3,33 \approx 107,43 \text{ кН.} \quad (2.20)$$

2.4. Розрахунок важеля на згин

Важіль сприймає значні згинальні навантаження під час роботи установки. Розрахуємо зусилля та напруження, що виникають в ньому. Для цього розглянемо два стани в яких перебуває важіль під час роботи, на підйомі та при опусканні. Згідно з [17], у обох станах важіль можна класифікувати як шарнірно опертий стержень, що знаходиться під дією поперечного згину.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Розрахуємо навантаження, що діють на важіль під час підйому поплавця хвилею. Побудуємо схему сил, що діють на стержень (рис. 2.4), на ній $P_1 = F_{\text{кор.під}} = 32,26 \text{ кН}$, $P_2 = F_{\text{цил.під}} = 107,43 \text{ кН}$.

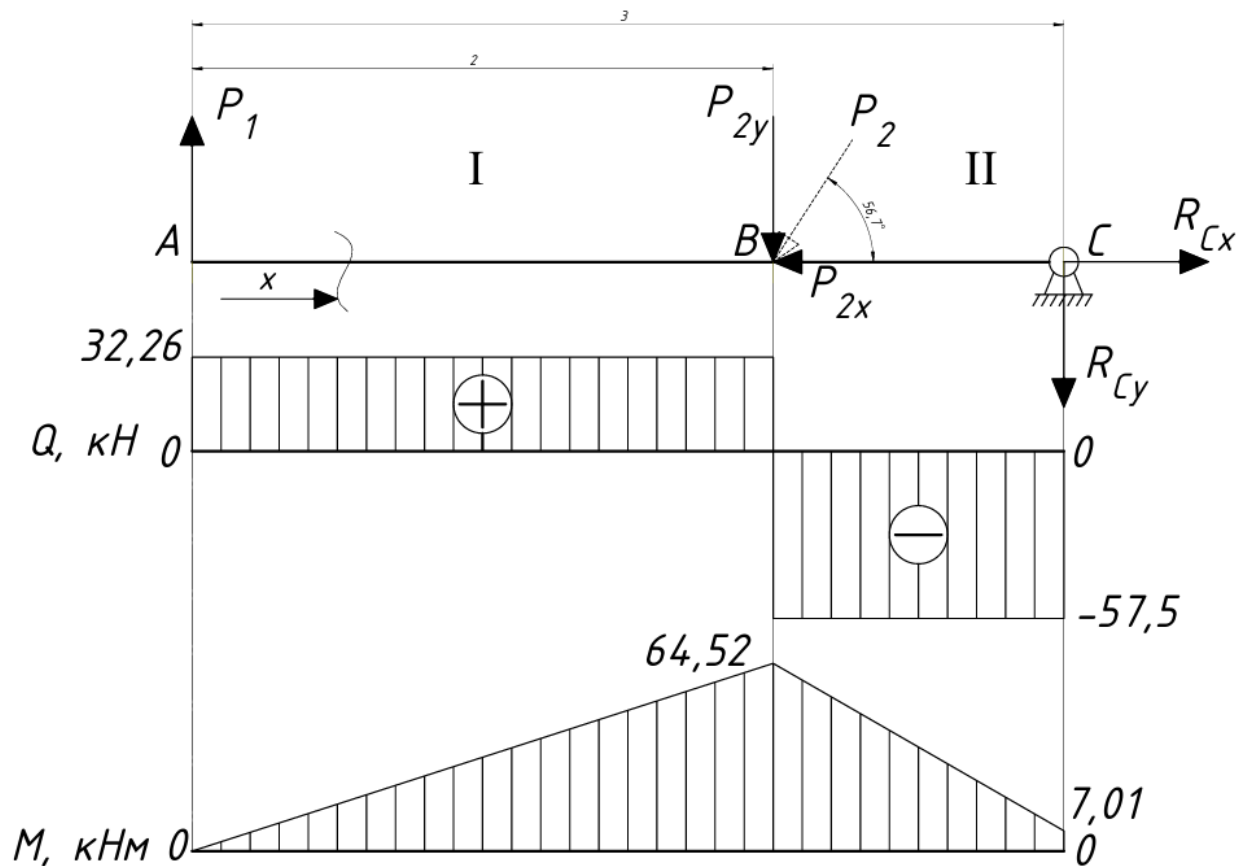


Рисунок 2.4 – Епюри зусиль, що діють на важіль під час підйому хвилею

Розбиваємо силу P_2 на осьові зусилля:

$$\begin{aligned} P_{2x} &= P_2 \cdot \cos 56,7^\circ = 107,43 \cdot 0,55 \approx 57,51 \text{ кН}; \\ P_{2y} &= P_2 \cdot \sin 56,7^\circ = 107,43 \cdot 0,83 \approx 89,77 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Розраховуємо величину поперечних зусиль та згинальних моментів, що виникають в стержні на першій ділянці:

$$\begin{aligned} I: 0 \leq x \leq 2 \\ Q &= P_1 = 32,26 \text{ кН} \\ M(x) &= P_1 \cdot x \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$M(0) = 0; M(2) = 64,52 \text{ кН}.$$

Розраховуємо величину поперечних зусиль та згинальних моментів, що виникають в стержні на другій ділянці:

$$II: 2 \leq x \leq 3$$

$$Q = P_1 - P_{2y} = -57,5 \text{ кН}$$

$$M(x) = P_1 \cdot x - P_{2y}(x - 2)$$

(2.23)

$$M(0) = 64,52 \text{ кН}; M(2) = 7,01 \text{ кН}.$$

На основі розрахованих даних будуємо епюри поперечних зусиль та згинальних моментів, рис. 2.4.

Розрахуємо навантаження, що діють на важіль під час опускання поплавця під дією сили тяжіння. Побудуємо схему сил, що діють на стержень (рис. 2.5), на ній $P_1 = F_{\text{кор.опу}} = 16,13 \text{ кН}$, $P_2 = F_{\text{цил.опу}} = 53,71 \text{ кН}$.

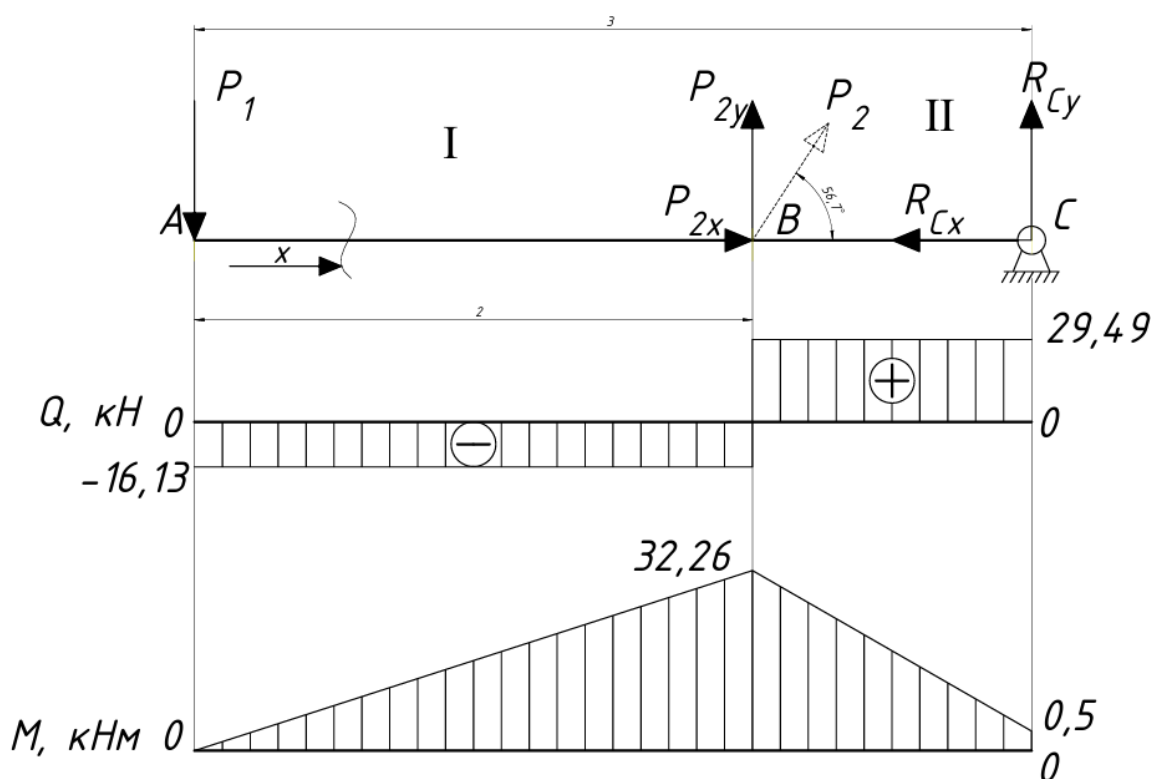


Рисунок 2.4 – Епюри зусиль, що діють на важіль під час опускання поплавця

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		34

Розбиваємо силу P_2 на осьові зусилля:

$$\begin{aligned}P_{2x} &= P_2 \cdot \cos 56,7^\circ = 53,71 \cdot 0,55 \approx 29,49 \text{ кН}; \\P_{2y} &= P_2 \cdot \sin 56,7^\circ = 53,71 \cdot 0,83 \approx 44,89 \text{ кН}.\end{aligned}\quad (2.24)$$

Розраховуємо величину поперечних зусиль та згинальних моментів, що виникають в стержні на першій ділянці:

$$\begin{aligned}I: 0 \leq x \leq 2 \\Q &= -P_1 = -16,13 \text{ кН} \\M(x) &= P_1 \cdot x \\M(0) &= 0; M(2) = 32,26 \text{ кН}.\end{aligned}\quad (2.25)$$

Розраховуємо величину поперечних зусиль та згинальних моментів, що виникають в стержні на другій ділянці:

$$\begin{aligned}II: 2 \leq x \leq 3 \\Q &= -P_1 + P_{2y} = 29,49 \text{ кН} \\M(x) &= P_1 \cdot x - P_{2y}(x - 2) \\M(0) &= 32,26 \text{ кН}; M(2) = 0,5 \text{ кН}.\end{aligned}\quad (2.26)$$

На основі розрахованих даних будуємо епюри поперечних зусиль та згинальних моментів, рис. 2.5.

Згідно побудованих епюр, рис. 2.4, 2.5, величина найбільшого згинального моменту, що виникатиме під час роботи установки - $M_{\text{макс}} = 64,52 \text{ кНм}$. Розраховуємо момент опору перерізу важеля, який витримає таке навантаження [17]:

$$W = \frac{M}{\sigma_{\text{доп}}} = \frac{64,52 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 403,25 \text{ см}^3, \quad (2.27)$$

де $\sigma_{\text{доп}} = 160 \text{ МПа}$ – допустиме напруження для сталей S235 EN10025.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Оптимальним варіантом профіля для важеля є двотавр у вертикальному розташуванні. Момент опору перерізу двотавра №27 складає не менше 403 см³.

2.5. Визначення розмірів поршневого насоса

У цій установці гідроциліндр використовується для перетворення механічної енергії коливального руху важеля на гідравлічну енергію потоку мастила. Згідно з довідковими матеріалами з [11], приймаємо номінальний робочий тиск системи на рівні $p_{\text{ном}} = 13$ МПа. Враховуючи втрати на механічне тертя в ущільненнях, приймаємо ККД насоса $\eta_M = 0,95$ [13].

2.5.1. Розрахунок діаметра поршня

Під час підйому поплавця на гребені хвилі, важіль діє на шток із максимальним зусиллям в $F_{\text{цил.під}} = 107,43$ кН. Зусилля, яке безпосередньо передається на мастило в поршневій порожнині (з урахуванням ККД), становить:

$$F_{\text{гідр.під}} = F_{\text{цил.під}} \cdot \eta_M = 107,43 \cdot 0,95 \approx 102,06 \text{ кН.} \quad (2.28)$$

Теоретично необхідна площа поршня для створення тиску в 13 МПа:

$$F_{1\text{теор}} = \frac{F_{\text{гідр.під}}}{p_{\text{ном}}} = \frac{102060}{13} \approx 7851 \text{ мм}^2. \quad (2.29)$$

Тоді теоретичний внутрішній діаметр гільзи становить [13]:

$$D_{\text{теор}} = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7851}{3,14}} \approx 99,98 \text{ мм.} \quad (2.30)$$

Згідно з номінальним рядом внутрішніх діаметрів гільз за ДСТУ ISO 6020-1:2004 [18], приймаємо стандартний діаметр поршня $D = 100$ мм.

Тоді фактична площа поршневої порожнини:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		36

$$F_1 = \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 7854 \text{ мм}^2. \quad (2.31)$$

2.5.2. Розрахунок діаметра штока

Під час опускання поплавця у впадину хвилі, важіль тягне шток із зусиллям $F_{\text{цил.опу}} = 53,71 \text{ кН}$, витісняючи мастило із штокової порожнини.

Зусилля передане робочій рідині:

$$F_{\text{гidr.опу}} = F_{\text{цил.опу}} \cdot \eta_M = 53,71 \cdot 0,95 \approx 51,02 \text{ кН}. \quad (2.32)$$

Діаметр штока розраховується за формулою, за раніше прийнятим співвідношенням площ поршня в камерах [13]:

$$d_{\text{теор}} = D \sqrt{1 - \frac{1}{\psi}} = 100 \sqrt{1 - \frac{1}{2}} = 70,7 \text{ мм}. \quad (2.33)$$

Згідно з номінальним рядом діаметрів штоків за ДСТУ ISO 6020-1:2004 [18], приймаємо найближчий стандартний діаметр штока $d = 70 \text{ мм}$.

Тоді площа штокової порожнини дорівнює:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (100^2 - 70^2)}{4} \approx 4005 \text{ мм}^2. \quad (2.34)$$

Розрахунок фактичного коефіцієнта відношення площ [13]:

$$\psi_{\text{фак}} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{7854}{4005} \approx 1,96. \quad (2.35)$$

Отримане значення $\psi_{\text{фак}} = 1,96$ має мінімальну похибку відносно попередньо закладеного $\psi = 2$, що повністю підтверджує правильність кінематичного та силового розрахунку установки.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

2.5.3. Розрахунок товщини стінки гільзи

Гільза працює як тонкостінна посудина під внутрішнім тиском. Для забезпечення надійності розрахунок ведеться не за номінальним тиском (13 МПа), а за максимальним тиском налаштування запобіжного клапана. Приймаємо $p_{\text{макс}} = 1,25 \cdot p_{\text{ном}} = 1,25 \cdot 13 = 16,25$ МПа [13].

Як матеріал для гільзи обрано високоміцну леговану сталь 30ХГСА. Заготовкою слугує труба сталева прецизійна безшовна згідно з ДСТУ EN 10305-1 [19]. Межа плинності матеріалу після термічного поліпшення становить $\sigma_T = 830$ МПа [17]. Допустиме напруження розтягу з урахуванням коефіцієнта запасу міцності $[n] = 2$ становить [17]:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{830}{2} = 415 \text{ МПа.} \quad (2.36)$$

Мінімально необхідна теоретична товщина стінки гільзи визначається за формулою для тонкостінних циліндрів [13]:

$$s \geq \frac{p_{\text{макс}} \cdot D}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{16,25 \cdot 100}{2 \cdot 415} \approx 1,96 \text{ мм.} \quad (2.37)$$

Розрахунки показують, що стінка товщиною в 2 мм здатна витримати робочий тиск. Однак, виходячи з конструктивних міркувань (необхідність приднання кришок, забезпечення запасів жорсткості та міцності гільзи, а також припуск на ерозію від морських умов), приймаємо товщину стінки $s = 10$ мм. Тоді зовнішній діаметр гільзи становитиме $D_{\text{зовн}} = D + 2s = 100 + 2 \cdot 10 = 120$ мм.

2.5.4. Розрахунок штока на стійкість

Найнебезпечнішим режимом для штока є такт підйому поплавця на гребінь хвилі. У цей момент шток повністю висунутий і зазнає максимального

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

стискаючого навантаження $F_{\text{цил.під}} = 107,43$ кН. Оскільки довжина штока значно перевищує його діаметр, необхідно перевірити його на втрату стійкості.

Для розрахунку приймаємо розрахункову довжину повністю висунутого гідроциліндра $L \approx 1,5$ м. Оскільки він закріплений на шарнірах з обох кінців, коефіцієнт зведеної довжини $\mu = 1$.

Осьовий момент інерції суцільного круглого штока діаметром $d = 70$ мм розраховується за формулою [17]:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 0,07^4}{64} \approx 1,178 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4. \quad (2.38)$$

Критична сила за формулою Ейлера, для сталі з модулем пружності $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па [17]:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{(\mu \cdot L)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1,178 \cdot 10^{-6}}{(1 \cdot 1,5)^2} = 1033 \text{ кН}. \quad (2.39)$$

Тоді фактичний коефіцієнт запасу міцності штока дорівнює:

$$n_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{кр}}}{F_{\text{цил.під}}} = 9,62. \quad (2.40)$$

Розрахований запас стійкості значно перевищує мінімально допустимі значення в 2,5...3 рази. Це доводить, що обраний діаметр штока гарантовано витримає не лише робочі навантаження, а й штормові.

2.6. Побудова принципової гідравлічної схеми

Гідравлічна система відбору потужності хвильової установки передбачає використання гідромотора для приводу електричного генератора. Проте безпосереднє підключення гідромотора до порожнин поршневого насоса є вкрай неефективним і технічно нераціональним рішенням через реверсивний характер руху робочої рідини.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Для прикладу розглянемо кінематику прямого підключення гідромотора до поршневої порожнини насоса. Під час підйому поплавця на гребінь хвилі з цієї порожнини витісняється мастило, яке змушує вал гідромотора обертатися, наприклад, за годинниковою стрілкою. Після проходження хвилею свого піку поплавець під дією сили тяжіння опускається, а шток починає висуватися, витісняючи мастило вже зі штокової порожнини. У цей час у поршневій порожнині виникає розрідження, що призводить до всмоктування мастила у зворотному напрямку.

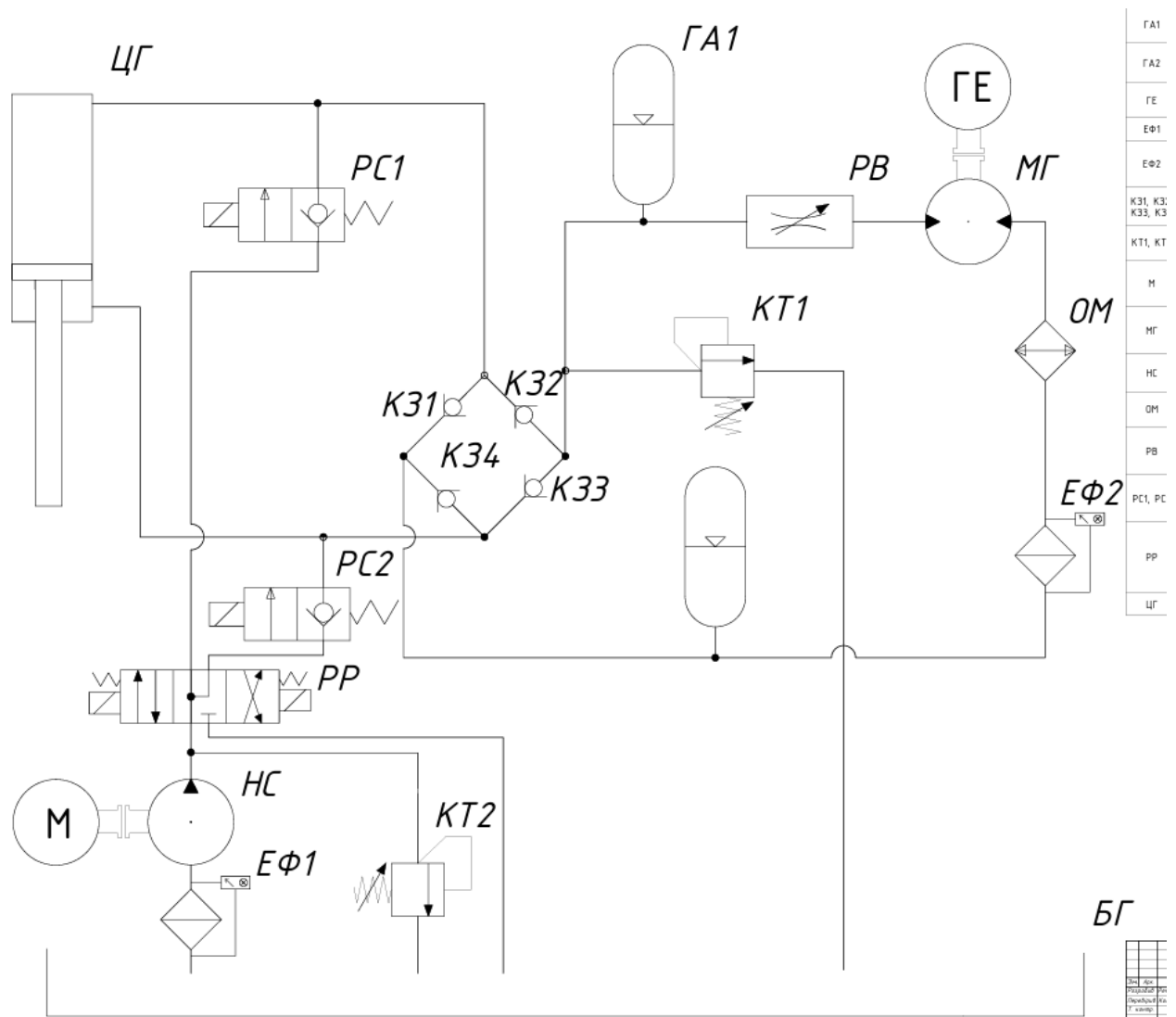


Рисунок 2.6 – Принципова гідравлічна схема установки

Оскільки на шляху цього зворотного потоку знаходиться гідромотор, системі доводиться витрачати значну частину згенерованої енергії на гальмування ротора та його примусове розкручування у протилежний бік. Такий знакозмінний режим роботи не лише критично знижує загальний коефіцієнт корисної дії установки, але й становить серйозну небезпеку для обладнання. Виникнення глибокого розрідження (вакууму) в магістралях неминуче провокує кавітацію — вкрай деструктивне явище, що призводить до швидкого руйнування робочих органів гідромотора.

Подолання цієї проблеми є ключовим завданням при проектуванні гідравлічної системи відбору потужності. У цьому дипломному проєкті пропонується використання випрямляча потоку, що складається з чотирьох односторонніх клапанів (ВП на рис. 2.6), принцип роботи якого аналогічний діодному мосту, що використовується в електриці для перетворення змінного струму в постійний. До такого механізму одночасно підключені обидва виходи поршневого насоса, напірна лінія, що веде до гідромотора, та всмоктувальна, що веде від бака.

Розгляньмо роботу випрямляча потоку. Коли хвиля підійматиме поплавець робоча рідина під тиском не зможе пройти односторонній клапан 1, тому продовжить рух клапаном 2, її не пропустить клапан 3, тому вона потече до гідромотора (червона лінія на рисунку 2.7).

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

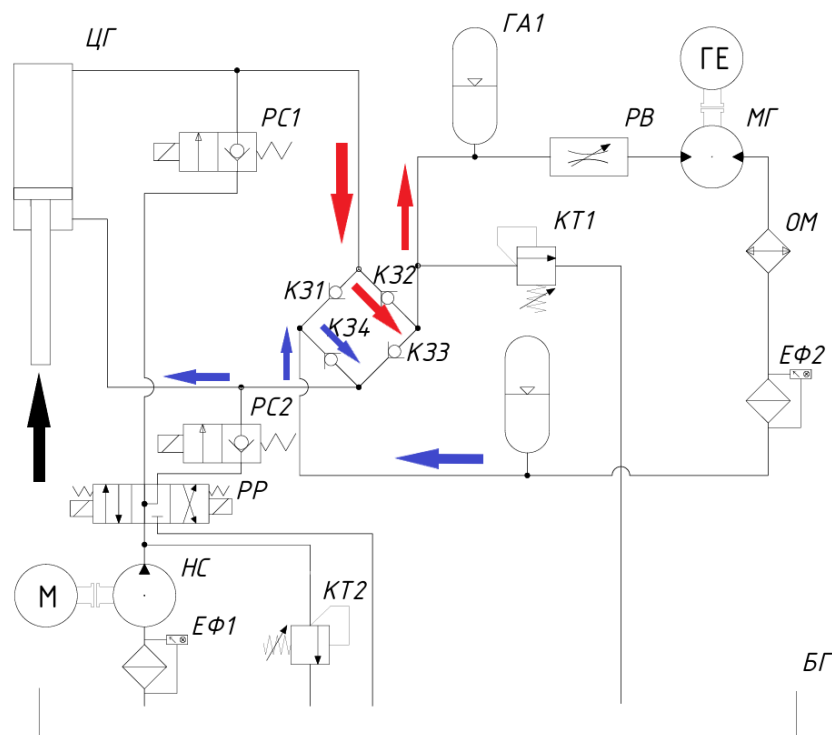


Рисунок 2.7 – Схема руху робочої рідини під час припливу

У той же час, олива із гідравлічного баку (синя лінія на рис. 2.7) дійде до клапанів 1 та 4. Оскільки по іншу сторону клапана 1 протікає робоча рідина значно вищого тиску, олива з бака буде змушена пройти через клапан 4, після чого, аналогічно з клапаном 1, не зможе пройти клапан 3 та потече наповнювати штокову камеру.

Аналогічним чином система працює і на протилежному такті. Під час опускання поплавця у впадину хвилі та витіснення мастила зі штокової порожнини, потік високого тиску через відповідну пару клапанів знову спрямовується виключно до гідромотора в тому самому незмінному напрямку, а поршнева порожнина синхронно заповнюється мастилом низького тиску з бака.

З метою захисту трубопроводу та обладнання від абразивного зношення стружкою, у контур інтегровані фільтри оливи. Їх робота полягає в уловлюванні частинок бруду, що потрапили ззовні, та у вловлюванні металевої стружки, яка відривається від пристроїв під час роботи.

Оскільки інтенсивна робота установки неминуче виділятиме тепло, з метою запобігання закипання робочої рідини, у системі передбачене

використання охолоджувача мастила. Для запобігання загусання мастила в холодну пору року, передбачається використання ТЕНів.

На напірній лінії трубопроводу, на випадок неконтрольованого зростання тиску робочої рідини, буде встановлено запобіжний клапан. Таким чином будуть убезпечений від розривів гідроаккумулятор високого тиску та трубопровід.

При розробці принципової гідравлічної схеми хвильової енергетичної установки особливу увагу приділено контуру сервісного обслуговування та штормового захисту. Оскільки берегова установка експлуатується в умовах агресивного морського середовища та знакозмінних навантажень, виникла інженерна необхідність інтеграції спеціального гідравлічного приводу для примусового маневрування первинним перетворювачем (поплавцем) без залучення зовнішньої підйомної техніки.

Головним виконавчим органом цього контуру є сервісна насосна станція, з допомогою якої та ще трьох розподільників (РР, РС1 та РС2, див. рис. 2.6) здійснюється підйом або опускання поплавця в примусовому порядку.

2.7. Визначення характеристик гідроаккумулятора високого тиску

Хвильова енергія має яскраво виражений пульсуючий характер. Для забезпечення рівномірного обертання вала гідромотора та стабільної генерації електроенергії (з частотою струму 50 Гц), у гідравлічну схему інтегрується гідроаккумулятор високого тиску. Його завдання — накопичувати надлишок робочої рідини під час активних тактів хвилі і віддавати її, коли поршневий насос не створює достатню витрату.

Максимальний об'єм мастила витісняється з насоса під час руху поплавця на гребінь хвилі. Приймаючи робочий хід штока $S_{\text{цил}} = 600$ мм, об'єм рідини, витісненої за такт підйому становить [13]:

$$V_{\text{порш}} = F_1 \cdot S_{\text{цил}} = 7854 \cdot 600 = 4712400 \text{ мм}^3 \approx 4,71 \text{ л.} \quad (2.41)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		43

Для гарантованого згладжування пульсацій і запобігання гідроударам, корисний (акумуляований) об'єм гідроакумулятора має бути не меншим за об'єм одного максимального такту нагнітання. Приймаємо $\Delta V = 4,71$ л.

Номінальний тиск системи становить $p_{\text{ном}} = 13$ МПа. Для забезпечення стабільної роботи гідромотора задаємо робочий коридор тисків [20]:

- Мінімальний робочий тиск: $p_{\text{мін}} = 11$ МПа;
- Максимальний робочий тиск: $p_{\text{макс}} = 15$ МПа.

Тиск попереднього заряджання газом (азотом) розраховується з умови запобігання повному спорожненню акумулятора і пошкодженню еластичної мембрани. Згідно з рекомендаціями теорії гідропривода [20], він приймається на рівні 90% від мінімального робочого тиску:

$$p_0 = 0,9 \cdot p_{\text{мін}} = 0,9 \cdot 11 = 9,9 \text{ МПа} \approx 10 \text{ МПа.} \quad (2.42)$$

Повний об'єм газової порожнини гідроакумулятора (V_0) визначається за законом Бойля-Маріотта (ізотермічний процес розширення/стиснення газу, що є характерним для безперервної роботи хвильових станцій без різких теплових ударів) [20]:

$$\Delta V = V_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p_{\text{мін}}} - \frac{p_0}{p_{\text{макс}}} \right). \quad (2.43)$$

Таким чином необхідний об'єм гідроакумулятора становить:

$$V_0 = \frac{\Delta V}{\frac{p_0}{p_{\text{мін}}} - \frac{p_0}{p_{\text{макс}}}} = \frac{4,71}{\frac{10}{11} - \frac{10}{15}} \approx 19,46 \text{ л.} \quad (2.44)$$

Попри те, що теоретично достатнім значенням об'єму гідроакумулятора є 20 л, обираємо наступну номінальну величину в 24 л. Таке збільшення об'єму дасть не просто запас у 23,3%, а й переваги на кшталт здатності не просто витримати хвилі вищі й частіші за номінальні, а й відібрати їх енергію. Варто

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

враховувати, що газ, яким наповнені акумулятори, поступово просочуються назовні, більший об'єм останніх дозволить рідше їх обслуговувати та замінювати.

Відповідно до розрахункових параметрів та стандартизованого ряду номінальних об'ємів, до встановлення в напірну магістраль приймається промисловий балонний гідроакумулятор виробництва Bosch Rexroth серії HAB номінальним об'ємом 24 л. Максимальний робочий тиск обраного апарата становить 33 МПа (330 бар), що забезпечує більш ніж двократний запас міцності для роботи у важких умовах морської хвильової генерації, код для замовлення пристрою: HAB24-330-6X/0G09G-2N111-CE [21].

2.8. Вибір робочої рідини

Робоча рідина (гідравлічна олива) у хвильовій установці виконує функцію передавального середовища, а також забезпечує змащування та відведення тепла від рухомих частин поршневого насоса, клапанів та гідромотора.

До робочої рідини в хвильовій енергетиці висуваються жорсткіші вимоги, ніж до промислової гідравліки:

- Забезпечення стабільної кінематичної в'язкості в умовах низьких температур навколишнього середовища;
- Високі антикорозійні властивості для захисту внутрішніх порожнин гідроапаратури;
- Екологічна безпека: оскільки установка працює у відкритій акваторії, у разі аварійної розгерметизації системи робоча рідина не повинна завдавати шкоди морській флорі та фауні.

Виходячи з цих вимог, для гідросистеми обрано екологічно безпечну синтетичну біорозкладну гідравлічну оливу класу HEES (Hydraulic Environmental Ester Synthetic) згідно з міжнародним стандартом ISO 15380 [22].

Як конкретну марку приймаємо оливу типу PANOLIN HLP SYNTH 46 з наступними характеристиками:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Таблиця 2.1 – Характеристики оливи типу PANOLIN HLP SYNTH 46

Показник	Значення	Стандарт
Клас в'язкості	46	ISO 3448
Кінематична в'язкість при 40°C	$47 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$	ASTM D 445
Індекс в'язкості	161	ASTM D 2270
Густина при 15°C	$918 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	ASTM D 4052
Температура застигання	-57°C	ASTM D 97
Біорозкладність (за 28 днів)	> 70%	OECD 301 B
Клас небезпеки для води	WGK 1	VwVwS

2.9. Розрахунок та підбір гідромотора

Головним завданням гідромотора є перетворення гідравлічної енергії потоку мастила на механічну енергію обертання вала електрогенератора. Згідно з вимогами до якості електроенергії, генератор має працювати на синхронній частоті обертання для забезпечення стандартної частоти струму $f = 50$ Гц.

Синхронна частота обертання визначається кількістю пар магнітних полюсів генератора (p) [23]:

$$n = 60 \cdot \frac{f}{p}. \quad (2.45)$$

Використання проміжних механічних передач між гідромотором та електрогенератором призводить до зниження загального ККД установки, ускладнюють конструювання та потребують додаткового обслуговування, додатково, вони не дають змогу підтримувати сталу частоту обертання вихідного вала, а лише змінюють вхідну частоту відповідно до передатного числа. Тому

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

обираємо концепцію прямого приводу: вал гідромотора жорстко з'єднується з валом генератора. Підтримання сталої частоти вихідного струму буде покладено на електротехніку.

Розглянемо два варіанти конфігурації гідромотора:

Варіант А: частота обертання вала гідромотора 3000 об/хв та двополюсний генератор.

Відповідно до класичної методики розрахунку гідроприводів загальнопромислового призначення, робочий об'єм гідромотора зазвичай визначається через заданий обертальний момент на валу. Однак для енергетичних установок, де первинним джерелом є витрата робочої рідини, а цільовим параметром — синхронна частота обертання електрогенератора, розрахунок доцільно вести через рівняння витрати об'ємної гідромашини. Це рівняння математично виводиться з базової формули моменту через баланс потужностей і має вигляд:

$$q = \frac{Q_{\text{сер}} \cdot \eta_0}{n}, \quad (2.46)$$

де $\eta_0 \approx 0,95$ – об'ємний ККД гідромотора.

Тоді, для варіанту А ($n = 3000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$) необхідний робочий об'єм гідромотора становитиме:

$$q = \frac{Q_{\text{сер}} \cdot \eta_0}{n} = \frac{71,1 \cdot 1000 \cdot 0,95}{3000} = 22,515 \text{ см}^3, \quad (2.47)$$

Варіант Б: частота обертання вала гідромотора 1500 об/хв та чотириполюсний генератор.

Розраховуємо необхідний робочий об'єм гідромотора для варіанту Б ($n = 1500 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$):

$$q = \frac{Q_{\text{сер}} \cdot \eta_0}{n} = \frac{71,1 \cdot 1000 \cdot 0,95}{1500} = 45,03 \text{ см}^3, \quad (2.48)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		47

Згідно стандарту [24], у ряді номінальних значень робочого об'єму гідромоторів найближчими до варіанту А є 20 см^3 та 25 см^3 , а для варіанту Б – 45 см^3 . Раціонально обрати саме варіант Б, додатково, гідромотор за нижчої частоти обертання буде створювати менше шумів та повільніше зношуватиметься. За розрахованими параметрами обираємо промисловий аксіально-поршневий нерегульований гідромотор із похилим блоком – Bosch Rexroth типу A2FM 45 (серія 61).

Згідно з технічною документацією, обраний гідромотор має такі основні паспортні характеристики:

- Робочий об'єм: 45 см^3 ;
- Номінальний робочий тиск: 40 МПа ;
- Максимальна частота обертання: $4000 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$;
- Об'ємний ККД: $\eta_o = 0,95$.

2.10. Розрахунок трубопроводів, підвідних отворів та втрат тиску в гідросистемі

Задля забезпечення нормального руху рідини системою необхідно визначити параметри магістралей, підвідної апаратури та оцінити гідравлічні втрати з метою подальшого розрахунку фактичного значення тиску, що підводиться до гідромотора.

2.10.1. Визначення середньої витрати робочої рідини

Завдяки наявності гідроаккумулятора, пульсуючий потік робочої рідини перетворюється на рівномірну витрату мастила. Сумарний об'єм, що витісняється поршневим насосом за один період хвили, є сумою об'ємів поршневої та штокової порожнин [13]:

$$\begin{aligned} V_{\text{цикл}} &= V_{\text{порш}} + V_{\text{шток}} = V_{\text{порш}} + F_2 \cdot S_{\text{цил}} \\ &= 4,71 + 0,04 \cdot 60 = 7,11 \text{ л.} \end{aligned} \quad (2.49)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		48

Середня розрахункова витрата мастила в системі становитиме [13]:

$$Q_{\text{сер}} = \frac{V_{\text{цикл}}}{T_e} = \frac{7,11}{6} = 1,185 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 71,1 \frac{\text{л}}{\text{хв}}. \quad (2.50)$$

2.10.2. Розрахунок підвідних отворів поршневого насоса

Для запобігання надмірному дроселюванню мастила на виході з насоса необхідно правильно підібрати діаметр підвідних отворів (штуцерів) у передній та задній кришках гільзи. Згідно з рекомендаціями [13], допустима швидкість руху робочої рідини в напірній лінії становить $v_{\text{отв}} = 4 \dots 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$. Приймаємо розрахункове значення швидкості $v_{\text{н}} = 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Теоретичний діаметр підвідного отвору визначається за формулою:

$$d_{\text{отв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{\text{сер}}}{\pi \cdot v_{\text{н}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 71,1}{\pi \cdot 5}} \approx 0,017 \text{ м} = 17 \text{ мм}. \quad (2.51)$$

З урахуванням стандартних рядів приєднувальних різьб гідравлічної арматури, приймаємо до виконання підвідні отвори з умовним проходом $d_{\text{отв}} = 20 \text{ мм}$.

2.10.3. Визначення сумарних втрат тиску в нагнітальній магістралі

Для забезпечення рівномірної течії мастила від гідроаккумулятора до гідромотора швидкість у напірній магістралі приймаємо на рівні $v_{\text{с. н}} = 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ [13].

Розраховуємо внутрішній діаметр труби [13]:

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{сер}}}{\pi \cdot v_{\text{с. н}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,185 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5}} \approx 17,37 \text{ мм}. \quad (2.52)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		49

Отримане значення внутрішнього діаметра магістралі округлюємо до найближчого більшого зі стандартного ряду прецизійних труб згідно з ДСТУ EN 10305-4:2016 [26]. Приймаємо стандартний діаметр $d_H = 20$ мм.

За прийнятим діаметром розраховуємо дійсну швидкість рідини [13]:

$$v_H = \frac{4Q_{\text{сер}}}{\pi \cdot d_H^2} = \frac{4 \cdot 1,185 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,02^2} = 3,77 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.53)$$

Робота установки супроводжується неодмінними втратами тиску робочої рідини, створюваними різноманітними явищами: тертям робочих рідин об стінки труб, пересилюванням пружин клапанів, зміни геометрії трубопроводу та напрямку потоку та втратами безпосередньо всередині гідравлічної апаратури. Знання величини цих втрат знадобиться в подальших розрахунках гідромотора та є важливою складовою розрахунку реальної потужності та ККД установки.

Розраховуємо втрати тиску на гідравлічне тертя [13]:

$$\Delta p_{\text{тн}} = \frac{\lambda \cdot l_H \cdot \rho_M \cdot v_H^2}{2d_H}, \quad (2.54)$$

де $\rho_M = 918 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ – густина робочої рідини; λ – коефіцієнт тертя; l_T – довжина нагнітальної лінії трубопроводу.

У формулі 2.41 присутня величина l_T – довжина нагнітальної лінії трубопроводу. На практиці трубопровід проектується під конкретні умови того чи іншого пірсу, тоді ж враховуються всі особливості розташування та розробляється його план. Оскільки в цьому дипломному проєкті найважливішим аспектом є сам механізм установки, то, щоб розрахувати наближене значення втрат, приймемо наступне наближення: довжина нагнітальної лінії 5 метрів, $l_H = 5$ м, трубопровід має 4 заокруглені коліна та два трійники.

Коефіцієнт тертя λ залежить від режиму течії рідини і визначається по числу Рейнольдса [13]:

$$Re = \frac{v_H \cdot d_H}{\nu}, \quad (2.55)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

де $\nu = 47 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$ – кінематична в'язкість рідини.

$$Re = \frac{3772 \cdot 20}{47} \approx 1605,09.$$

Для ламінарної течії використовуємо наступну формулу для розрахунку коефіцієнта тертя [13]:

$$\lambda = \frac{75}{Re} = \frac{75}{1605,09} = 0,047. \quad (2.56)$$

Підставляємо значення в формулу для розрахунку втрат на гідравлічне тертя:

$$\Delta p_{\text{тн}} = \frac{0,047 \cdot 5 \cdot 918 \cdot 3,77^2}{2 \cdot 0,02} = 76653,75 \text{ Па} \approx 0,077 \text{ МПа}.$$

Розраховуємо втрати на місцевих опорах [13]:

$$\Delta p_{\text{мн}} = 0,5 \cdot \rho_{\text{м}} \cdot \sum \xi \cdot v_{\text{н}}^2, \quad (2.57)$$

де ξ – коефіцієнт місцевого опору.

Для заокругленого коліна $\xi = 0,13$; для трійника $\xi = 2$; для виходу з поршневого насоса $\xi = 0,5$; для входу у гідроапарат (гідромотор) $\xi = 0,8$; односторонній клапан $\xi = 2$ [13].

$$\begin{aligned} \Delta p_{\text{мн}} &= 0,5 \cdot 918 \cdot (4 \cdot 0,13 + 2 \cdot 2 + 0,5 + 0,8 + 2 \cdot 2) \cdot 3,77^2 \\ &= 65106,74 \text{ Па} \approx 0,065 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (2.58)$$

Втрати на гідравлічних апаратах рівні нулю, у зв'язку з відсутністю таких на напірній лінії. Розраховуємо загальну втрату тиску як суму окремих складових:

$$\Delta p_{\text{н}\Sigma} = \Delta p_{\text{тн}} + \Delta p_{\text{мн}} = 0,077 + 0,065 = 0,142 \text{ МПа}. \quad (2.59)$$

Розраховуємо фактичне значення тиску, що подається до гідромотора:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

$$p_{\text{фак}} = p_{\text{ном}} - \Delta p_{\Sigma} = 13 - 0,142 = 12,858 \text{ МПа.} \quad (2.60)$$

2.10.4. Визначення сумарних втрат тиску в зливній магістралі

Аналогічно з напірною магістраллю, проектування трубопроводу, а відповідно й розрахунок його довжини, потребує прив'язки до конкретного пірсу. Щоб провести розрахунок, приймемо наступні наближені значення: довжина зливної лінії трубопроводу $l_{\text{т}} = 3 \text{ м}$, кількість заокруглених колін – 2, трійників – 1. Згідно з методичними вказівками [13], рекомендована швидкість потоку рідини в зливній магістралі – 1,4...2,2 м/с. Приймаємо середнє рекомендоване значення швидкості $v_{\text{с. з}} = 1,8 \frac{\text{м}}{\text{с}}$.

Розраховуємо внутрішній діаметр зливної труби за формулою:

$$d_{\text{з}} = \sqrt{\frac{4Q_{\text{сер}}}{\pi \cdot v_{\text{с. з}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,185 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 1,8}} \approx 28,9 \text{ мм.} \quad (2.61)$$

Отримане значення внутрішнього діаметра округлюємо до найближчого більшого зі стандартного ряду прецизійних труб згідно з ДСТУ EN 10305-4:2016 [26]. Приймаємо стандартний діаметр зливної магістралі $d_{\text{з}} = 30 \text{ мм}$.

За прийнятим стандартизованим діаметром розраховуємо дійсну швидкість мастила в зливній лінії:

$$v_{\text{з}} = \frac{4Q_{\text{сер}}}{\pi \cdot d_{\text{н}}^2} = \frac{4 \cdot 1,185 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,03^2} = 1,67 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.62)$$

Оскільки методика розрахунку втрат тиску є ідентичною для всіх трубопроводів системи, розгорнутий алгоритм обчислення було наведено в п. 2.8.3 для нагнітальної магістралі. Щоб уникнути дублювання інформації, визначення сумарних втрат тиску для зливної магістралі зведено до таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Розрахунок втрат тиску в зливній магістралі

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Параметр	Розрахункова формула	Результат розрахунку
Число Рейнольдса	$Re = \frac{v_3 \cdot d_3}{\nu}$	$Re = \frac{1670 \cdot 30}{47} \approx 1065,96$
Коефіцієнт тертя ламінарної течії	$\lambda = \frac{75}{Re}$	$\lambda = \frac{75}{1065,96} \approx 0,0704$
Втрати на гідравлічне тертя	$\Delta p_{T3} = \frac{\lambda \cdot l_3 \cdot \rho_M \cdot v_3^2}{2d_3}$	$\Delta p_{T3} = \frac{0,0704 \cdot 3 \cdot 918 \cdot 1,67^2}{2 \cdot 0,03}$ $\approx 9012 \text{ Па}$ $\approx 0,009 \text{ МПа}$
Втрати на місцевих опорах	$\Delta p_{M3} = 0,5 \cdot \rho_M \cdot \sum \xi \cdot v_3^2$	$\Delta p_{M3} = 0,5 \cdot 918$ $\cdot (2 \cdot 0,13 + 2 + 0,5$ $+ 1) \cdot 1,67^2$ $\approx 4813 \text{ Па}$ $\approx 0,005 \text{ МПа}$
Сумарна втрату тиску в зливній магістралі	$\Delta p_{3\Sigma} = \Delta p_{T3} + \Delta p_{M3}$	$\Delta p_{3\Sigma} = 0,009 + 0,005$ $= 0,014 \text{ МПа}$

2.11. Підбір генеруючого обладнання

2.11.1. Розрахунок вихідної потужності гідромотора

Гідравлічна потужність, що підводиться до гідромотора, розраховується як добуток різниці тисків на вході та виході гідромотора помноженої на середню витрату мастила [20]:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{гідр}} &= (p_{\text{фак}} - \Delta p_{3\Sigma}) \cdot Q_{\text{сер}} \\
 &= (12,858 - 0,014) \cdot 10^6 \cdot 1,185 \cdot 10^{-3} \\
 &= 15220,14 \text{ Вт.}
 \end{aligned}
 \tag{2.63}$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		53

Корисна механічна потужність на валу, що безпосередньо передається ротору електрогенератора, розраховується з урахуванням гідромеханічного ККД мотора [20]:

$$P_{\text{мех вих}} = P_{\text{гидр}} \cdot \eta_o = 15236,73 \cdot 0,95 \approx 14,47 \text{ кВт.} \quad (2.64)$$

Отже, з урахуванням всіх втрат установка здатна згенерувати стабільну механічну потужність на валу в 14,47 кВт.

2.11.2. Вибір генератора та частотного перетворювача

Для забезпечення тривалої та надійної роботи без перегріву чи перевантажень номінальна електрична потужність генератора має перевищувати максимальну механічну потужність привода на 10–15 %. Враховуючи отриману розрахункову потужність та цільову синхронну швидкість, до встановлення приймається промисловий трифазний безщітковий синхронний генератор змінного струму номінальною потужністю 15 кВт.

Базовою моделлю обрано генератор серії Stamford PI044G [27]. Застосування безщіткового генератора усуває потребу в регулярному обслуговуванні струмознімальних кілець, що є критично важливим для автономної роботи хвильової енергетичної установки.

Оскільки первинним джерелом енергії є морські хвилі, навіть за наявності гідроакумулятора в системі можливі незначні зміни в витраті робочої рідини. Це може призводити до незначних коливань частоти обертання вала гідромотора, і, як наслідок, до відхилення частоти генерованого струму від стандартних 50 Гц.

Для стабілізації параметрів генерації електрична схема комплектується частотним перетворювачем INVT серії Goodrive20 (модель GD20-015G-4) номінальною потужністю 15 кВт [28]. Інвертор здійснює подвійне перетворення: спочатку випрямляє нестабільний змінний струм від генератора у постійний струм, а потім за допомогою мікропроцесорного ШІМ-керування генерує

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		54

ідеальну синусоїду змінного струму зі строго стабілізованою частотою 50 Гц, незалежно від коливань частоти обертання валу гідромотора.

2.12. Підбір бака та гідроакумулятора низького тиску

Для забезпечення стабільної роботи хвильової енергетичної установки, кондиціонування робочої рідини, гарантування безкавітаційного підживлення поршневого насоса, а також для забезпечення можливості примусового підняття поплавця при сервісному обслуговуванні, в єдиний блок інтегруються сталевий гідробак, балонний гідроакумулятор низького тиску (ГАНТ) та підживлювально-сервісна мотонасосна група.

2.12.1. Розрахунок та підбір гідроакумулятора низького тиску

Оскільки лінія підживлення насоса є закритою, щоб унеможливити кавітації при різких знакозмінних рухах поплавця, ГАНТ має компенсувати різницю об'ємів поршневої та штокової порожнини циліндра, що виникає за один повний хід.

Розраховуємо об'єм поршневої камери насоса:

$$V_{\text{п}} = F_1 \cdot S_{\text{цил}} = 7854 \cdot 10^{-6} \cdot 0,6 = 4,71 \text{ л.} \quad (2.65)$$

Розраховуємо об'єм штокової порожнини (не враховуючи об'єм штока):

$$V_{\text{ш}} = F_2 \cdot S_{\text{цил}} = 4005 \cdot 10^{-6} \cdot 0,6 = 2,4 \text{ л.} \quad (2.66)$$

Різниця об'ємів є об'ємом, який ГАНТ повинен примусово видавати в систему або приймати в себе за кожен такт хвилі:

$$\Delta V_{\text{цикл}} = V_{\text{п}} - V_{\text{ш}} = 4,71 - 2,4 = 2,31 \text{ л.} \quad (2.67)$$

Для забезпечення м'якої роботи акумулятора в режимі постійних пульсацій та унеможливити повне спорожнення його еластичної камери, номінальний об'єм газу має перевищувати циклічний об'єм щонайменше у 3–4 рази [13]:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		55

$$V_{\text{ГАНТ}} = 3,5 \cdot \Delta V_{\text{цикл}} = 3,5 \cdot 2,31 = 8,08 \text{ л.} \quad (2.68)$$

Головною функцією ГАНТ є створення гарантованого підпору робочої рідини, для цього він через себе сполучає зливну та всмоктувальні магістралі трубопроводу. Для запобігання кавітаціям, приймаємо мінімальний тиск підживлення на рівні $p_{\text{жив мін}} = 1 \text{ МПа}$, а максимальний тиск у зливній лінії обмежимо значенням $p_{\text{жив макс}} = 1,5 \text{ МПа}$.

Тиск попередньої зарядки газом ($p_{0 \text{ НТ}}$) для акумуляторів низького тиску має становити 90% від мінімального робочого тиску системи [20]:

$$p_{0 \text{ НТ}} = 0,9 \cdot p_{\text{жив мін}} = 0,9 \text{ МПа.} \quad (2.69)$$

У відповідності до розрахованих параметрів, до встановлення приймається промисловий балонний гідроакумулятор Bosch Rexroth серії HAV номінальним об'ємом 10 л (код замовлення: HAV10-330-6X/1N11G-CE) [21].

2.12.1. Розрахунок об'єму та підбір бака

Для забезпечення максимальної надійності хвильової енергетичної установки в умовах морського клімату (висока вологість, солоність повітря) замість класичного відкритого бака приймається рішення про застосування гідробака закритого типу. Це дозволяє повністю ізолювати робочу рідину від навколишнього середовища, запобігти її обводненню, окисненню та передчасній деградації.

Необхідний об'єм бака розрахуємо як суму внутрішніх об'ємів усіх апаратів, помножену на коефіцієнт 1,5:

$$V_6 = 1,5(F_1 + F_2)S_{\text{цил}} + V_0 + V_{\text{ГАНТ}} = 1,5(7854 + 4005) \cdot 600 \cdot 10^{-6} + 24 + 10 = 44,67 \text{ л.} \quad (2.70)$$

Виходячи з розрахованих величин, приймаємо до встановлення промисловий сталевий гідробак виробництва компанії KTR серії BSK 63

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		56

(каталожний номер 270635000000) номінальним об'ємом 59 літрів [29]. Бак виготовлений відповідно до DIN 24339, оснащений ревізійною кришкою для обслуговування, отворами для встановлення заливної горловини та показчика рівня, а також проходить 100 % контроль герметичності на заводі-виробнику.

2.13. Розрахунок та вибір мотонасосної групи

Під час експлуатації хвильової енергетичної установки виникає періодична потреба у виконанні планового технічного обслуговування, заміні зношуваних елементів, а також у примусовому переведенні обладнання в безпечний режим під час екстремальних штормових навантажень. Для реалізації цих завдань необхідно забезпечити контрольований підйом, опускання або надійну фіксацію масивного поплавця в заданому положенні. З метою безпеки проведення монтажних, пусконаладжувальних чи ремонтних маніпуляцій, у гідросистемі передбачено окрему допоміжну мотонасосну групу сервісного обслуговування.

2.13.1. Визначення необхідних параметрів насоса

Головним критерієм для сервісної насосної групи є забезпечення підйому поплавця за прийнятний час, $t_{\text{під}} = 5$ хв. Враховуючи, що витрата розраховується об'єм порожнини поділений на час заповнення та той факт, що об'єм штокової камери розраховується як величина ходу поршневого насоса помножена на різницю площ штока і поршня, маємо формулу [20]:

$$Q_{\text{н}} = \frac{F_2 * S_{\text{цил}}}{t_{\text{під}}} = \frac{4005 \cdot 600 \cdot 10^{-9}}{300} \approx 8 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,48 \frac{\text{л}}{\text{хв}}. \quad (2.71)$$

Розраховуємо необхідний теоретичний робочий об'єм насоса ($V_{\text{он}}, \frac{\text{см}^3}{\text{об}}$) за умови використання стандартного асинхронного електродвигуна з частотою обертання $n = 1450 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ (під навантаженням) та об'ємним ККД шестеренного насоса $\eta_{\text{ш}} = 0,95$ [20]:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

$$V_{0\text{н}} = \frac{Q_{\text{н}} \cdot 1000}{n \cdot \eta_{\text{ш}}} = \frac{0,48 \cdot 1000}{1450 \cdot 0,95} \approx 0,35 \frac{\text{см}^3}{\text{об}}. \quad (2.72)$$

До встановлення приймається найближчий більший стандартний типорозмір шестеренного насоса з робочим об'ємом $1 \frac{\text{см}^3}{\text{об}}$, що забезпечить фактичну подачу близько $Q_{\text{факт н}} = 1,4 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$.

У режимі сервісного обслуговування насос використовується для примусового підняття поплавця масою $m = 1644$ кг шляхом нагнітання рідини у штокову порожнину насоса.

Необхідний тиск для подолання сили тяжіння поплавця через штокову площу становить:

$$p_{\text{під}} = \frac{m \cdot g}{F_2} = \frac{1644 \cdot 9,81}{4005 \cdot 10^{-6}} \approx 4,03 \text{ МПа}. \quad (2.73)$$

Враховуючи гідравлічні втрати у клапанах, тертя в ущільненнях та необхідний інженерний запас, максимальний робочий тиск насоса в сервісному режимі приймаємо на рівні $p_{\text{серв}} = 5$ МПа.

2.13.2. Енергетичний розрахунок та вибір двигуна

Визначимо корисну гідравлічну потужність ($N_{\text{гідр н}}$), яку генерує підпірний насос за фактичної подачі (переводимо подачу в одиниці СІ: $Q_{\text{факт н}} = 86 \frac{\text{л}}{\text{хв}} \approx 1,4 \text{ л/хв} \approx 2,3 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$) [20]:

$$N_{\text{гідр н}} = p_{\text{серв}} \cdot Q_{\text{факт н}} = 5000000 \cdot 2,3 \cdot 10^{-5} = 115 \text{ Вт}. \quad (2.74)$$

Необхідна механічна потужність на валу насоса ($N_{\text{мех н}}$) з урахуванням його загального гідромеханічного ККД ($\eta_{\text{н}} \approx 0,85$) [20]:

$$N_{\text{мех н}} = \frac{N_{\text{гідр н}}}{\eta_{\text{н}}} = \frac{115}{0,85} = 135,3 \text{ Вт}. \quad (2.75)$$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Споживана активна електрична потужність електродвигуна ($N_{\text{ел н}}$) з урахуванням його ККД ($\eta_{\text{ед}} \approx 0,88$) [23]:

$$N_{\text{ел н}} = \frac{N_{\text{мех н}}}{\eta_{\text{ед}}} = \frac{135,3}{0,88} = 169 \text{ Вт.} \quad (2.76)$$

Розрахункова електрична потужність для забезпечення сервісного підйому становить $N_{\text{ел н}} = 0,17 \text{ кВт}$. Однак, з огляду на необхідність подолання підвищених моментів опору під час пуску системи з холодним (високов'язким) мастилом, а також враховуючи стандартизований ряд габаритів з'єднувальної арматури KTR, до встановлення приймається трифазний асинхронний електродвигун із запасом потужності. Обираємо стандартний двигун потужністю 0,55 кВт.

2.13.3. Вибір мотонасосної групи

Для забезпечення ідеальної співвісності валів, гасіння мікровібрацій та зручності монтажу безпосередньо на кришку гідробака, до встановлення приймається модульна мотонасосна група вертикального виконання. Комплектація вузла:

- Насос: шестеренний насос зовнішнього зачеплення Bosch Rexroth серії AZPB, модель AZPB-32-1.0RHO01MB. Робочий об'єм $1 \frac{\text{см}^3}{\text{об}}$. Конструкція насоса передбачає конічний приводний вал 1:8, правий напрямок обертання та стандартний монтажний фланець, що забезпечує сумісність із приводним електродвигуном через муфтове з'єднання. Максимальний робочий тиск насоса становить до 250 бар. [30];
- Електродвигун: трифазний асинхронний електродвигун змінного струму з короткозамкненим ротором стандарту IEC Siemens SIMOTICS GP серії 1LE1001-0DB22-7FA4, габарит 80M, монтажне виконання IM B5

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

(фланцеве), номінальна потужність 0,55 кВт, синхронна частота обертання 1500 об/хв [31];

- З'єднувальна арматура: алюмінієвий з'єднувальний дзвін KTR PK 200/30 із вбудованою пружно-еластичною кулачковою муфтою[32] та KTR ROTEX 19, що забезпечує компенсацію незначних перекосів валів, зниження рівня вібрацій та надійну передачу крутного моменту від електродвигуна до насоса. [33].

2.14. Тепловий розрахунок гідросистеми

Умови експлуатації хвильової енергетичної установки передбачають значні сезонні коливання температури навколишнього середовища. Тому тепловий розрахунок проводиться для двох граничних режимів: літнього (перевірка на перегрів) та зимового (розрахунок системи підігріву).

2.14.1. Літній режим експлуатації

При роботі гідропривода внаслідок механічних, гідравлічних і об'ємних втрат відбувається виділення теплової енергії, що йде на нагрівання гідрообака з мастилом, а також розсіюється в навколишній простір.

Оскільки хвильова енергетична установка працює у безперервному режимі, кількість теплоти θ (в Джоулях), виділеної в гідроприводі за 1 годину роботи, визначається як різниця між споживаною механічною потужністю на вході в систему ($P_{\text{мех вх}}$) та ефективною корисною потужністю на валу гідромотора $P_{\text{мех вих}}$ [13]:

$$\theta = 3600(P_{\text{мех вх}} - P_{\text{мех вих}}). \quad (2.77)$$

Згідно з попередніми розрахунками (див. п. 2.1.1), необхідна механічна потужність на вході в гідросистему становить $P_{\text{мех вх}} = 16,13$ кВт. Отримана корисна потужність на валу гідромотора (див. п. 2.11.1) становить $P_{\text{мех вих}} = 14,46$ кВт. Тоді кількість тепла, що виділяється за одну годину становить:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

$$\theta = 3600(16,13 - 14,46) = 6012 \text{ кДж.}$$

Перевіримо, чи здатний обраний гідробак самостійно розсіяти цю кількість тепла в найспекотніший літній період (при температурі навколишнього середовища $t_{\text{пов}} = +40^{\circ}\text{C}$). Розрахункова площа поверхні гідробака F_6 визначається за емпіричною формулою залежно від його фактичного робочого об'єму, $V_6 = 59 \text{ л}$ [13]:

$$F_6 = 0,064 \sqrt[3]{V_6^2} = 0,064 \sqrt[3]{59^2} \approx 0,97 \text{ м}^2. \quad (2.78)$$

Перевищення сталої температури мастила в баку над температурою навколишнього середовища визначається за формулою:

$$\Delta t = \frac{\theta}{k \cdot F_6}, \quad (2.79)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі від мастила до повітря при вільній конвекції на відкритому повітрі. Приймаємо значення $k = 50 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^{\circ}\text{C}}$ [13].

$$\Delta t = \frac{6012}{50 \cdot 0,97} \approx 124^{\circ}\text{C}.$$

Максимальна температура робочої рідини в системі становитиме [13]:

$$t_{\text{макс}} = t_{\text{пов}} + \Delta t = 40 + 124 = 164^{\circ}\text{C}. \quad (2.80)$$

Згідно з рекомендаціями виробників гідравлічного обладнання та методичними вказівками, температура мастила не повинна перевищувати $t_{\text{доп}} = +70^{\circ}\text{C}$ [13] (для обраної раніше робочої рідини межею є $+60^{\circ}\text{C}$). Оскільки $t_{\text{макс}} > t_{\text{доп}}$, природного охолодження через стінки бака недостатньо, і в систему необхідно встановлювати теплообмінник.

Кількість тепла, що необхідно відвести через теплообмінник за годину (θ_T), розраховується за формулою [13]:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

$$\theta_T = \theta - k \cdot F_6 \cdot \Delta t_{\text{доп}}, \quad (2.81)$$

Де $\Delta t_{\text{доп}} = t_{\text{доп}} - t_{\text{пов}} = 60 - 40 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – допустимий перепад температур.

$$\theta_T = 6012 - 50 \cdot 0,97 \cdot 20 = 5042 \frac{\text{кДж}}{\text{год}}.$$

Переведемо отриману теплову потужність у вати для підбору промислового охолоджувача:

$$P_{\text{охол}} = \frac{\theta_T}{3600} = \frac{5042 \cdot 1000}{3600} \approx 1400,6 \text{ Вт}. \quad (2.82)$$

Для забезпечення стабільного температурного режиму в літню пору гідравлічна схема доукомплектується повітряним мастилоохолоджувачем моделі Asa Hydraulik ASA 0177 AC, що працює від мережі змінного струму, споживає 0,25 кВт та здатний розсіювати понад 1,5 кВт теплової енергії, код замовлення: ASA0177AA44 [34].

2.14.2. Зимовий режим експлуатації

Розглянемо два основні сценарії роботи взимку: передпусковий підігрів та безпосередня робота.

За умов зниження температури навколишнього середовища кінематична в'язкість мастила різко зростає. Прийmemo за температуру навколишнього середовища $t_{\text{пов}} = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Спроба холодного запуску гідросистеми може призвести до критичного зносу гідромотора. Згідно з вимогами виробників, мінімально допустима температура мастила для старту системи становить $t_{\text{пуск}} = +15 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

1) Передпусковий підігрів

Щоб безпечно запускати установку в холодну пору гідробак обладнується системою попереднього підігріву. Необхідний перепад температур для розігріву:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

$$\Delta t_{\text{нагр}} = t_{\text{пуск}} - t_{\text{пов}} = 15 - (-20) = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.83)$$

Маса мастила в баці не може бути більшою за:

$$m_{\text{м}} = V_{\text{б}} \cdot \rho_{\text{м}} = 0,059 \cdot 918 = 54,2 \text{ кг}. \quad (2.84)$$

Кількість тепла необхідного для нагріву мастила (при питомій теплоємності останнього в $c = 1900 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$):

$$\theta_{\text{нагр}} = c \cdot m \cdot \Delta t_{\text{нагр}} = 1900 \cdot 54,2 \cdot 35 \approx 3,6 \text{ МДж}. \quad (2.85)$$

Визначимо необхідну електричну потужність заглибного нагрівача (ТЕНа) за умови, що час попереднього розігріву не перевищує $\tau = 2$ год, а ККД нагрівача $\eta_{\text{ТЕН}} = 0,95$:

$$P_{\text{ТЕН}} = \frac{\theta_{\text{нагр}}}{\tau \cdot \eta_{\text{ТЕН}}} = \frac{3\,601\,773}{7200 \cdot 0,95} \approx 0,52 \text{ кВт}. \quad (2.86)$$

Для забезпечення надійного та рівномірного прогріву без локального перегріву присадок мастила до встановлення приймається промисловий заглибний нагрівач KTR серії ЕНР номінальною потужністю 0,6 кВт із вбудованим термостатом [35]. Обране виконання — ЕНР 600 400 G 2" ТА 1×230V. Потужність нагрівача незначно перевищує розрахункову потребу 0,52 кВт, що забезпечує необхідний резерв для роботи в умовах знижених температур навколишнього середовища та прискорює вихід системи на робочий температурний режим.

2) Тепловий баланс під час роботи установки

Після запуску гідросистеми під навантаженням починається виділення теплової енергії внаслідок гідравлічного тертя. Як було розраховано в п. 2.11.1, за годину безперервної роботи система генерує $\theta = 6012$ кДж тепла, що за умови природного розсіяння тепла через стінки бака створює сталий перепад температур між мастилом та навколишнім середовищем $\Delta t = 44,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Розрахуємо сталу температуру мастила ($t_{\text{ст}}$) в баці під час безперервної роботи установки в зимовий період:

$$t_{\text{ст}} = t_{\text{пов}} + \Delta t = -20 + 44,8 = +24,8 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.87)$$

Отже, у зимовий період, навіть при температурі повітря в $-20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, тепла, що виділяється під час роботи установки має бути достатньо для підтримання сталої температури мастила в $+24,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Аналогічно, навіть температура довколишнього середовища $-30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, теоретично, не завадила б працювати станції в номінальному режимі. Таким чином, згідно розрахунку, ТЕН використовуватиметься лише для передпускового підігріву.

2.15. Автоматизація, моніторинг та діагностика гідросистеми

Сучасні вимоги до надійності та автономності енергетичних установок передбачають виключення людського фактора з операційного керування. Оскільки хвильова установка експлуатується у важких умовах і працює в автономному режимі, її гідросистема інтегрується з автоматизованою системою керування на базі промислового логічного контролера (ПЛК). АСК реалізує чотири основні контури керування: термостабілізацію, безпеку експлуатації, діагностику та сервісне блокування.

2.15.1. Контур терморегуляції

Для безперервного вимірювання температури робочої рідини в гідробаці встановлюється електронний датчик-термотрансмітер із занурювальною гільзою. ПЛК зчитує поточне значення температури оливи ($t_{\text{маст}}$) та керує виконавчими органами за наступним принципом:

- Режим передпускового підігріву ($t_{\text{маст}} < +15^{\circ}\text{C}$): Забороняється запуск установки, ПЛК вмикає ТЕН та прогріває оливу;

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		64

- Режим оптимальних умов $+15^{\circ}\text{C} < t_{\text{маст}} < +50^{\circ}\text{C}$: ТЕН вимкнено, мастилоохолоджувач вимкнено. Система працює в режимі теплового самопідтримання;
- Режим інтенсивного охолодження $t_{\text{маст}} > +50^{\circ}\text{C}$: ПЛК замикає контур живлення електродвигуна вентилятора повітряного охолоджувача оливи.

2.15.2. Контур контролю витоків

Для запобігання пошкодженню гідромашин внаслідок «сухого ходу» та недопущення витоку оливи у навколишнє середовище, гідробак обладнується датчиком рівня. При падінні рівня мастила нижче 70% від номінального об'єму, ПЛК виконує алгоритм аварійної зупинки (Emergency Stop): вимикає підпірний насос, зупиняє роботу установки та повідомляє оператора.

2.15.3. Контур діагностики фільтрувальних елементів

На напірній лінії підживлення та зливній магістралі перед фільтрами встановлюються диференційні датчики тиску. ПЛК безперервно обчислює перепад тиску $\Delta p_{\text{ф}} = p_{\text{вхід}} - p_{\text{вихід}}$. При досягненні значення $\Delta p_{\text{ф}} \geq 0,25 \text{ МПа}$ (що свідчить про граничне засмічення фільтра), ПЛК повідомляє оператора про необхідність планового обслуговування системи.

2.15.4. Контур сервісу

Для переведення гідросистеми з номінального режиму генерації в режим сервісного обслуговування (примусового підняття або опускання поплавця) застосовується 4/3-ходовий електромагнітний гідророзподільник. Він дозволяє оператору обирати, у яку саме порожнину поршневого насоса (штокову чи поршневу) нагнітатиметься мастило від сервісної насосної групи. У купі з цим використовуються два розподільники 2/2 сідлового типу, для безперешкодного руху мастила з порожнин виконавчого насоса в бак.

Для практичної реалізації описаних алгоритмів до встановлення приймається наступне обладнання:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

- Програмований логічний контролер (ПЛК): Siemens SIMATIC S7-1200, процесорний модуль CPU 1214C DC/DC/DC, код замовлення 6ES7214-1AG40-0XB0 [36].
- Головний сервісний гідророзподільник: Bosch Rexroth серії WE 10, модель 4WE 10 J5X/EG24N9K4. Ця модифікація 10-го габариту має пропускну здатність, достатню для номінального потоку системи (71,1 л/хв), 4/3-ходову схему золотника «J» (плаваючий центр для вільного ходу циліндра в режимі генерації), котушки керування на 24 В постійного струму та прихований ручний дублер для аварійного перемикання. [37].
- Допоміжні сервісні розподільники: Bosch Rexroth серії M-SEW 6 (2 шт.). Розподільник є компактним електромагнітним 2/2-ходовим клапаном сідлового типу, оснащений котушкою керування на 24 В постійного струму. [38].
- Комбінований датчик рівня та температури оливи: HYDAC ENS 3000, модель ENS 3216-3-0520-000-K. Ця модифікація має довжину занурювальної гільзи 520 мм, два дискретні виходи для сигналізації критичних рівнів рідини та один аналоговий вихід (4...20 мА) для безперервної передачі точної температури мастила на ПЛК [39].
- Датчики перепаду тиску: електронний індикатор засмічення фільтра Bosch Rexroth WE-1SP-M12X1 (R928028409), що формує дискретний сигнал при досягненні порогового перепаду тиску на фільтрі [40].

2.16. Підбір додаткового обладнання

2.16.1. Додаткове гідравлічне обладнання

Для забезпечення повної функціональності, безпеки та керованості гідравлічної системи відбору потужності, принципова схема доповнюється рядом керуючих, регулюючих та фільтрувальних апаратів:

1) Запобіжний клапан

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		66

Для захисту гідромотора та напірної магістралі від надмірних стрибків тиску перед гідромотором встановлюється запобіжний клапан. Він налаштовується на граничний тиск 15 МПа. У разі перевищення цього значення клапан автоматично відкривається і скидає надлишок робочої рідини в бак.

- Обране обладнання: обладнання: Запобіжний клапан прямої дії Bosch Rexroth DBDS 10 K1X/200 (NG10). Клапан призначений для обмеження максимального тиску в гідросистемі та захисту її елементів від перевантаження. Номінальний діапазон налаштування тиску становить до 200 бар (20 МПа), що забезпечує стабільне скидання робочої рідини в бак при перевищенні допустимого тиску в контурі [41].

2) Зворотні клапани

Для реалізації мосту випрямлення потоку (4 штуки), необхідно застосувати клапани, здатні пропускати великі об'єми рідини з мінімальними втратами тиску на відкриття.

- Обране обладнання: Зворотні клапани Bosch Rexroth S 10 A1.0 (4 шт.). Клапани виконані в типорозмірі NG10 та призначені для запобігання зворотному потоку робочої рідини в гідросистемі. Вони розраховані на максимальний робочий тиск до 31,5 МПа та мають тиск відкриття близько 0,1 МПа (1 бар), що забезпечує стабільну роботу при малих втратах тиску у відкритому стані та мінімальний опір потоку під час пропускання робочої рідини від насоса [42].

3) Пропорційний регулятор витрати

Оскільки швидкість руху поплавця на хвилях є нестабільною, тиск та витрата мастила після гідроаккумулятора можуть мати залишкові коливання. Для того щоб гідромотор обертався з рівномірною швидкістю і підключений до нього генератор видавав стабільну частоту струму 50 Гц, перед гідромотором встановлюється регулятор витрати з компенсатором тиску..

Обране обладнання: Дволінійний регулятор витрати Bosch Rexroth 2FRM 10-3X/100L. Клапан призначений для підтримання постійної витрати робочої

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		67

рідини (до 100 л/хв) незалежно від перепадів тиску та зміни навантаження у гідросистемі. Налаштування необхідної витрати для забезпечення номінальних обертів вала гідромотора здійснюється вручну за допомогою поворотного лімба (рукоятки) з можливістю фіксації (замикання на ключ). [43].

4) Фільтрувальні елементи

Для гарантування чистоти робочої рідини та запобігання абразивному зношуванню прецизійних деталей гідромотора і клапанної апаратури, у систему інтегруються два ступені фільтрації:

Всмоктувальний фільтр: Встановлюється безпосередньо в гідроадаптері на лінії всмоктування підживлювального насоса для грубого очищення оливи.

- Обране обладнання: Занурювальний фільтр HYDAC ELF 3 P 100 W 1.0.

Зливний фільтр: Встановлюється на кінці зливної магістралі перед поверненням мастила в бак. Він забезпечує тонке очищення (до 10 мкм) усього об'єму рідини, що пройшла через робочий контур [44].

- Обране обладнання: Зливний фільтр HYDAC RF 130 D 10 W 1.0. Пропускна здатність до 130 л/хв гарантує відсутність підпору на зливі навіть при пікових навантаженнях [45].

2.16.2. Додаткове електричне обладнання

1) Блок живлення

Для забезпечення стабільним живленням постійного струму 24 В елементів системи керування, програмованого логічного контролера, датчиків та електромагнітних клапанів гідросистеми, необхідно застосувати промислове джерело живлення, здатне витримувати високі навантаження та забезпечувати необхідний резерв потужності.

- Обране обладнання: Блок живлення Mean Well SDR-960-24. Блок призначений для перетворення вхідної змінної напруги (180–264 В змінного струму) у постійну напругу 24 В. Він розрахований на

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						68
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

максимальний вихідний струм до 40 А, що забезпечує загальну потужність 960 Вт [46].

2) Автоматичні вимикачі

Для захисту силових ліній та електричних кіл керування від струмів короткого замикання і теплових перевантажень, а також для безпечного оперативного вмикання та вимикання ділянок мережі, необхідно застосувати надійні комутаційні апарати модульного виконання.

- Обране обладнання: Автоматичні вимикачі Schneider Electric серії Acti9 іС60N (2 шт.: один триполюсний 3Р та один чотириполюсний 4Р, номінальний струм 32 А). Крива спрацювання С [47].

3) Теплове реле

Призначене для захисту трифазного асинхронного електродвигуна приводу насоса від струмових перевантажень, асиметрії струмів, обриву фази та неприпустимого перегріву під час затяжного пуску або заклинювання ротора.

- Обране обладнання: Теплове реле перевантаження Schneider Electric серії TeSys Dеса, модель LRD086. Таке реле має регульований діапазон налаштування струму теплового захисту від 2,5 до 4 А та належить до класу розчеплення 10А [48].

4) Контактор модульний

Електромагнітний комутаційний апарат інтегрований в схему для надійної комутації живлення електродвигуна приводу за сигналами від системи керування.

- Обране обладнання: Контактор Hager ESC425. Цей пристрій розрахований на номінальний струм 25 А та оснащений чотирма нормально відкритими контактами. Напруга керування котушкою становить 230 В змінного струму [49].

5) Твердотільне реле (DC/AC)

Інтегроване в схему для оперативного керування вентилятором обдуву охолоджувача мастила.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

- Обране обладнання: Модуль твердотільного реле Phoenix Contact PLC-ОРТ- 24DC/230AC/ 2/АСТ. Пристрій отримує керуючий сигнал 24 В постійного струму від контролера і комутує коло змінного струму (напругою від 24 до 253 В змінного струму силою до 2 А), що живить вентилятор охолоджувача [50].

6) Твердотільні реле (DC/DC)

Пристрої потрібні для безконтактної керування розподільниками з ПЛК.

- Обране обладнання: Модулі твердотільного реле Phoenix Contact PLC-ОРТ- 24DC/ 24DC/2 (4 шт.). Пристрої отримують керуючий сигнал 24 В постійного струму від контролера та здатні комутувати вихідне коло постійного струму з напругою до 33 В і струмом до 3 А [51].

7) Кнопки керування

Кнопки необхідні для керування двигуном приводу насоса.

- Обране обладнання: Промислові кнопки керування Schneider Electric серії Harmony XB5 (2 шт.). Одна кнопка для пуску – зелена, нормально відкрита; одна для зупинки – червона, нормально замкнута [52].

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		70

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

У другому розділі дипломного проєкту було виконано комплексне проєктування та розрахунок параметрів основних елементів енергетичної установки. Задля забезпечення номінальної електричної генерації в 10 кВт, було спершу розраховано необхідну механічну потужність поплавця на рівні 16,13 кВт. У подальшому, йдучи шляхом перетворення енергії в системі, було здійснено наступні кроки:

- Розраховані та прийняті засадничі параметри первинного перетворювача, поплавця, а саме його маса (1644 кг), форма (горизонтальний циліндр) та об'єм (5,2 м³).
- Розроблено розрахункову схему важільного механізму та оптимізовано координати кріплення поршневого насоса для забезпечення раціонального ходу штока.
- Визначено основні розміри насоса: товщину стінки гільзи, діаметри поршня (100 мм) та штока (70 мм), а також проведено перевірку на поздовжню стійкість.
- Для згладжування коливань енергії в нестандартній системі, де гідроциліндр виконує роль насоса, визначено робочі витрати рідини та підібрано пневмогідроаккумулятори балонного типу високого та низького тиску.
- Проведені розрахунки основних параметрів гідросистеми дозволили предметно підійти до підбору виконавчого пристрою — гідромотора, здатного, попри хаотичну природу хвиль, працювати безперервно та приводити в дію генеруюче обладнання.
- Спроектовано насосну групу, яка в режимі сервісу підіймає поплавець над водою.
- Підібрано комплекс додаткової керуючої апаратури та розроблено алгоритми автоматизованої системи на базі ПЛК Siemens S7-1200 для безперервного моніторингу стану системи та мінімізації людського фактору.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

3. ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

У цьому розділі проведено аналіз конструкції деталі та розробка повного, економічно обґрунтованого технологічного процесу для її виготовлення. Як об'єкт дослідження було обрано деталь «Поршень» — ключовий компонент гідравлічного насоса двосторонньої дії (гідроциліндра) хвильової установки, що працює в умовах високих та знакозмінних навантажень під тиском робочої рідини. Робота охоплює всі етапи технологічної підготовки виробництва: від вибору оптимального методу отримання заготовки, до розробки детального маршруту механічної обробки (точіння, розточування, шліфування) для досягнення заданих параметрів точності.

3.1. Завдання на розробку технологічного процесу

Назва деталі: «Поршень».

Службове призначення: Деталь є основним робочим органом поршневого насоса. Вона призначена для розділення поршневої та штокової порожнин циліндра, сприйняття зусилля штока та витіснення робочої рідини в систему. На зовнішній та внутрішній циліндричних поверхнях поршня розташовані спеціальні прецизійні канавки для встановлення ущільнювальних та напрямних кілець, які забезпечують абсолютну герметичність між порожнинами під час зворотно-поступального руху, рис 3.1.

Матеріал: Сталь 30ХГСА (ДСТУ 7806:2015).

Замовлення: 5 шт.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

- торцева передня площа - Ra 3,2 мкм, для забезпечення надійного прилягання поршня до штока;
- усі інші необроблювані (вільні) поверхні – Ra 12,5 мкм.

Фаски повинні бути рівномірно оброблені для зняття задирок, задля безпечного встановлення гумових ущільнювальних кілець без ризику їх зрізання та простішого надягання деталей одна на одну.

3.2. Вибір заготовки

При виборі методу отримання заготовки в першу чергу враховують матеріал деталі, тип виробництва, габарити та економічну доцільність. Оскільки деталь «Поршень» має форму тіла обертання, найдоцільнішим та найменш трудомістким методом отримання заготовки є використання сортового гарячекатаного круглого прокату. Відповідно до розрахунків насоса, наведених у попередньому розділі, обираємо круглий прокат діаметром 110 мм.

Зважаючи на те, що технічним завданням передбачено виготовлення невеликої партії всього з 5 деталей, закупівля стандартного 6-метрового прокатного прута є економічно невиправданою. Тому було знайдено постачальника, який надає послуги роздрібного продажу металопродукату з точним різанням у заданий розмір.

Довжина готової деталі становить 60 мм. Враховуючи необхідні технологічні припуски на двостороннє торцювання та ширину пропилу відрізного різця при розділенні деталей (сумарно близько 8 мм на кожную деталь), розрахункова довжина заготовки для 5 одиниць продукції становить:

$$L = 5 \cdot (60 + 8) = 340 \text{ мм.} \quad (3.1)$$

Звернемося до каталогу металотрейдера, що пропонує прокат відповідної марки сталі (рис. 3.2).

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

КАТАЛОГ

ГОЛОВНА

ПРО НАС

ПОСТАЧАЛЬНИКАМ

ДОСТАВКА І ОПЛАТА

КОНТАКТИ

Головна

/

Чорний метал

/

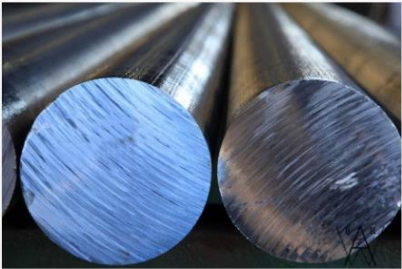
Круг сталевий

/

Круг гарячекатаний сталевий

/

Круг сталевий 110 ст. 30ХГСА



Круг сталевий 110 ст. 30ХГСА

Код: 15277

Ціна: 56.00 грн. з ПДВ за кг

Вага, кг

-

26

+

Довжина, м

0,34

Сума

1456

грн з ПДВ

КУПИТИ

Характеристики	
діаметр:	110 мм
марка сталі:	30ХГСА
вага 1 метра:	75.63 кг
форма:	круг

Рисунок 3.2 – Характеристики та вартість прокату від постачальника

Замовляємо суцільний прут з такими характеристиками [53]:

- Найменування: Круг сталевий 110 мм, ст. 30ХГСА.
- Довжина: 0,34 м.
- Вага 1 погонного метра: 75,63 кг.
- Ціна металу: 56,00 грн/кг (з ПДВ).

Фактична маса нашої заготовки, згідно з калькулятором постачальника, становить: $M = 26$ кг.

Загальна вартість матеріалу складе: $V_M = 1456,00$ грн.

3.3. Розробка маршрутного технологічного процесу

Конструкцію деталі «Поршень» можна розглядати як сукупність типових геометричних поверхонь, які об'єднані загальним службовим призначенням у вузлі поршневого насоса. Основними елементами даної конструкції є: зовнішні

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

та внутрішні гладкі циліндричні поверхні, плоскі торцеві поверхні, а також спеціальні фасонні елементи — прецизійні канавки під ущільнювальні кільця та фаски. Практикою машинобудівного виробництва накопичено значний досвід щодо вибору раціональних технологічних послідовностей оброблення таких типових поверхонь для гарантованого забезпечення високої точності розмірів і параметрів шорсткості робочих поверхонь [54].

Для систематизації опису маршруту механічної обробки деталі та подальшого складання операційних ескізів, необхідно попередньо ідентифікувати та пронумерувати всі її поверхні (рис. 3.4).

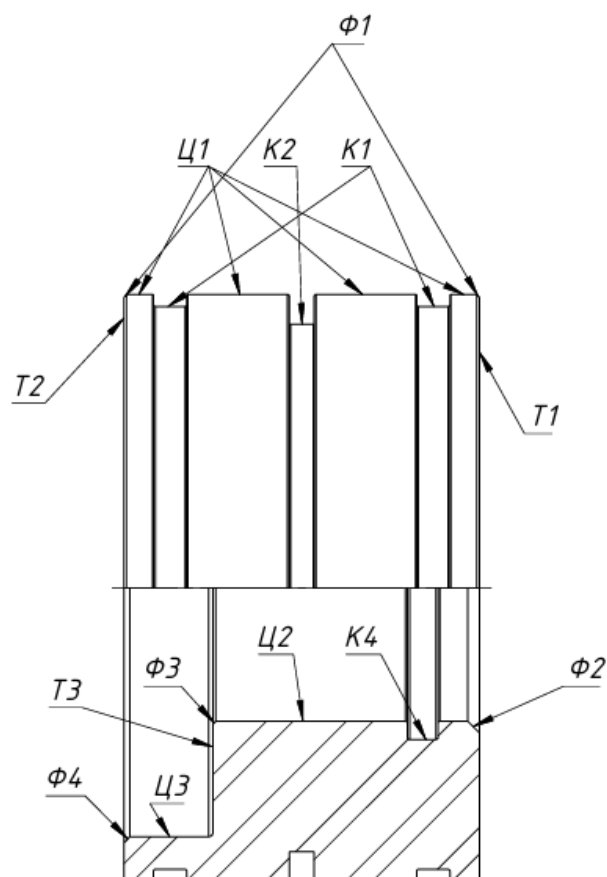


Рисунок 3.4 – Нумерація поверхонь деталі «Поршень»

Таблиця 3.1 – Типові технологічні послідовності оброблення поверхонь деталі

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		76

Назва поверхні	Характеристики якості поверхонь за креслеником		Типова технологічна послідовність оброблення поверхні	Характеристики якості поверхонь після оброблення	
	Точність розмірів IT	Параметр шорсткості Ra, мкм		Точність розмірів IT	Параметр шорсткості Ra, мкм
K1 K2 K3	9	12,5	Точіння чистове		12,5
Ц1	9	6,3	Точіння чорнове Точіння чистове	9	6,3
Ц2	8 8 8	1,6 1,6 1,6	Свердління Точіння чорнове Точіння чистове	- 12 8	- 12,5 3,2
Ц3	12	12,5	Точіння чорнове	12	12,5
T1	12 12	3,2 3,2	Точіння чорнове Точіння чистове	12 12	12,5 3,2
T2	12 12	12,5 12,5	Точіння чорнове Точіння чистове	12 12	12,5 12,5
Ф1 Ф2 Ф3 Ф4	12 12 12 12	12,5 12,5 12,5 12,5	Точіння чистове Точіння чистове Точіння чистове Точіння чистове	12 12 12 12	12,5 12,5 12,5 12,5

001 – Точіння чистове

Верстат горизонтально-токарний моделі HAAS ST-10 [55]

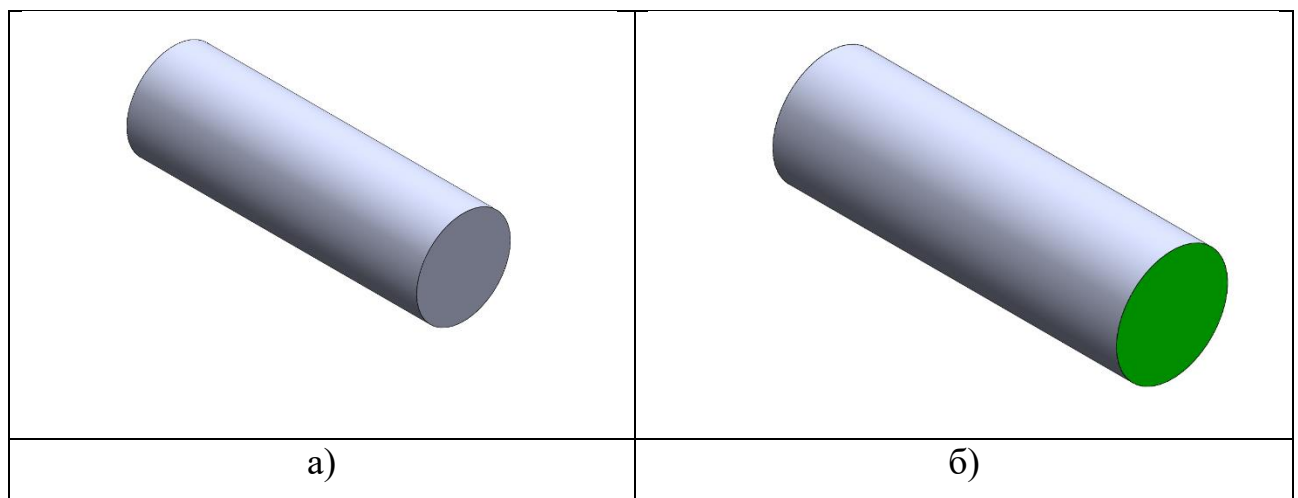


Рисунок 3.5 – Операція 001, а – перехід 000; б – перехід 001

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		77

002 – Точіння чорнове

Верстат горизонтально-токарний моделі HAAS ST-10 [55]

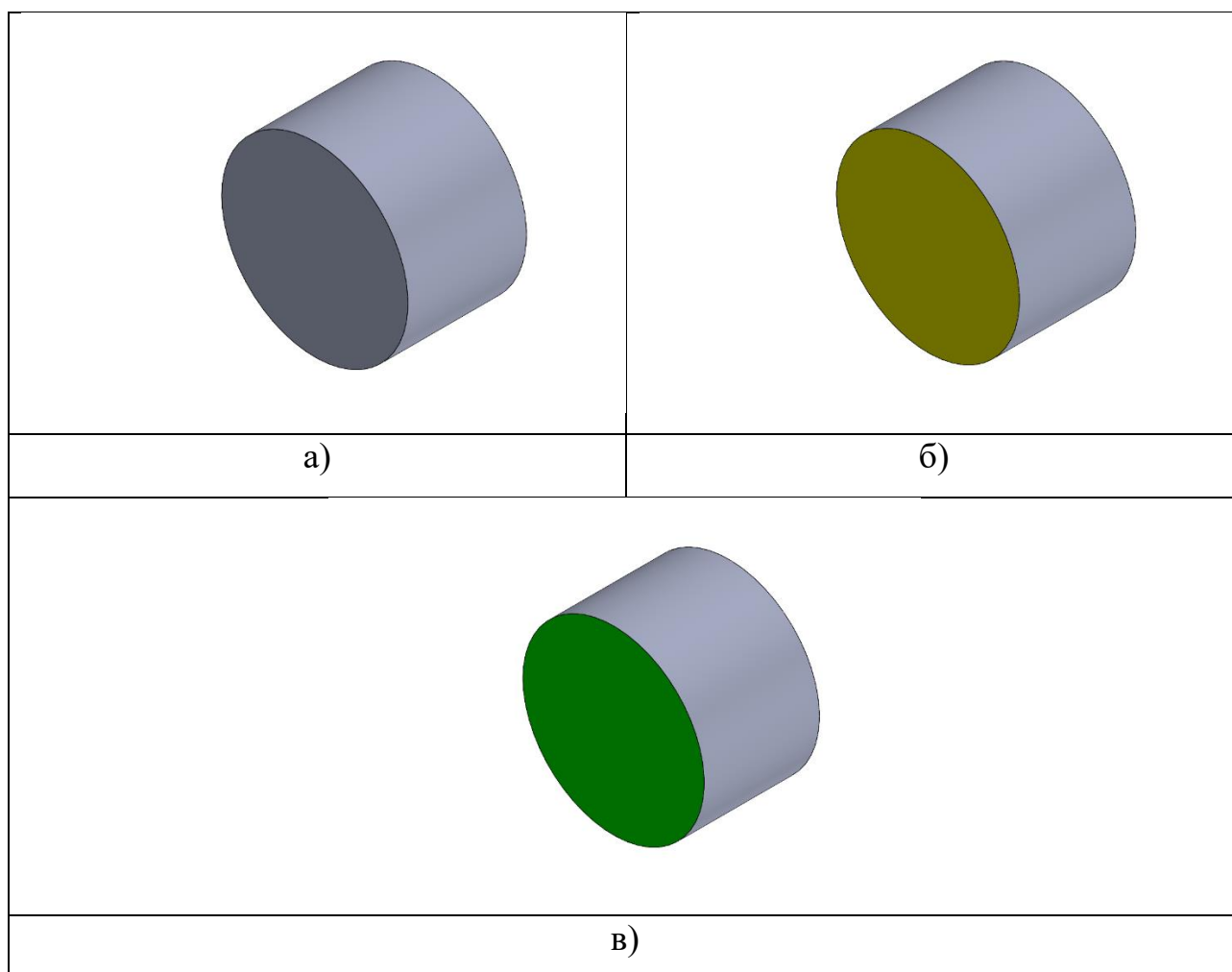
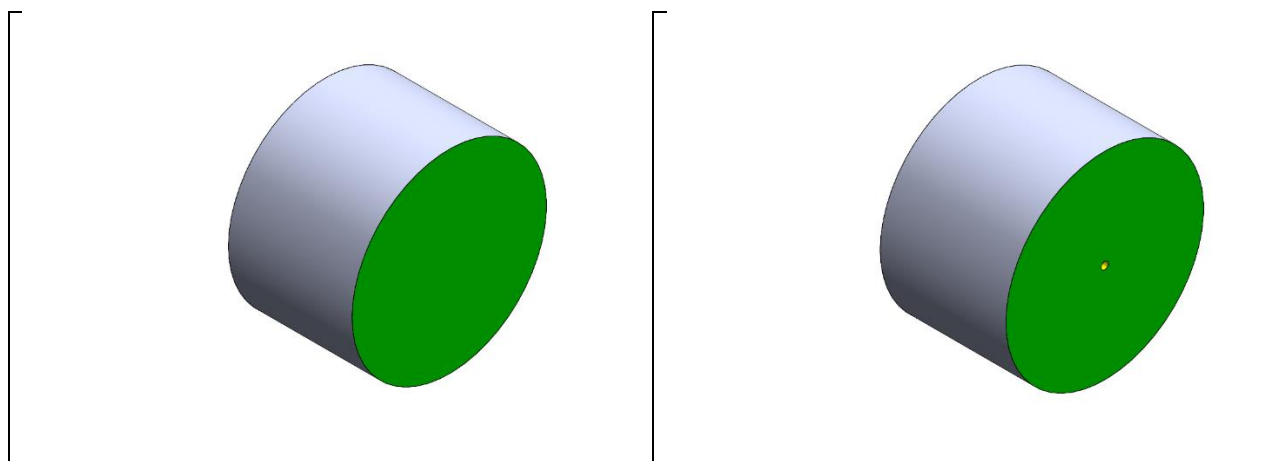


Рисунок 3.6 – Операція 002, а – перехід 000; б – перехід 001; в – перехід 002

003 – Свердління

Верстат горизонтально-токарний моделі HAAS ST-10 [55]



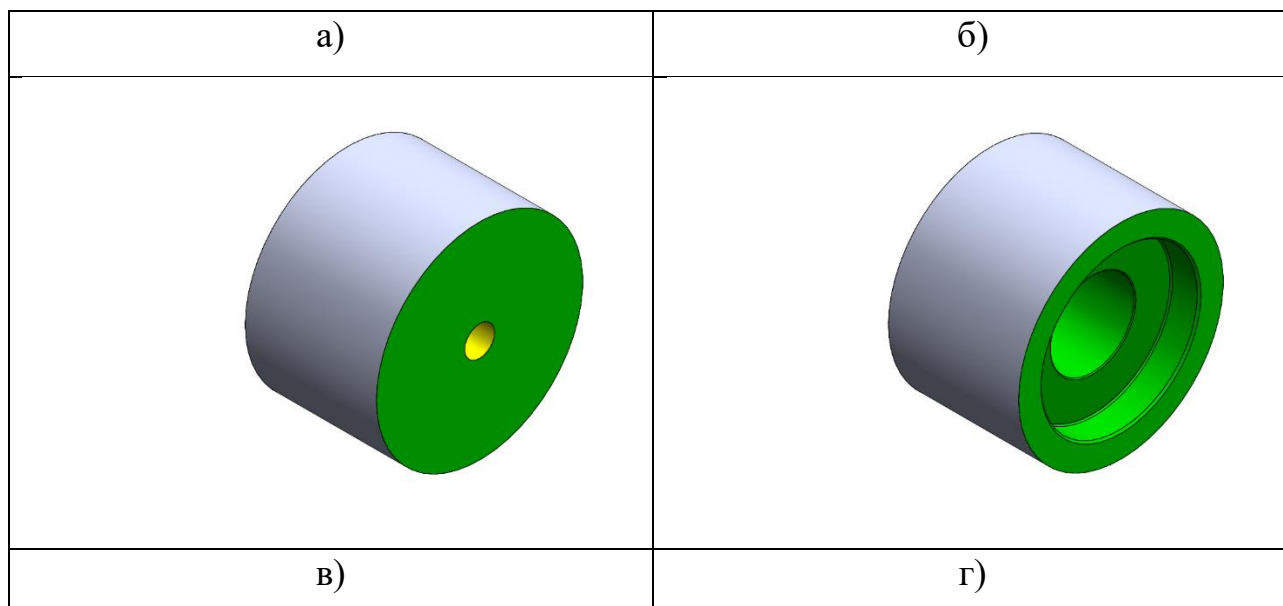


Рисунок 3.7 – Операція 003, а – перехід 000; б – перехід 001; в – перехід 002; г – перехід 003

004 – Точіння чистове

Верстат горизонтально-токарний моделі HAAS ST-10 [55]

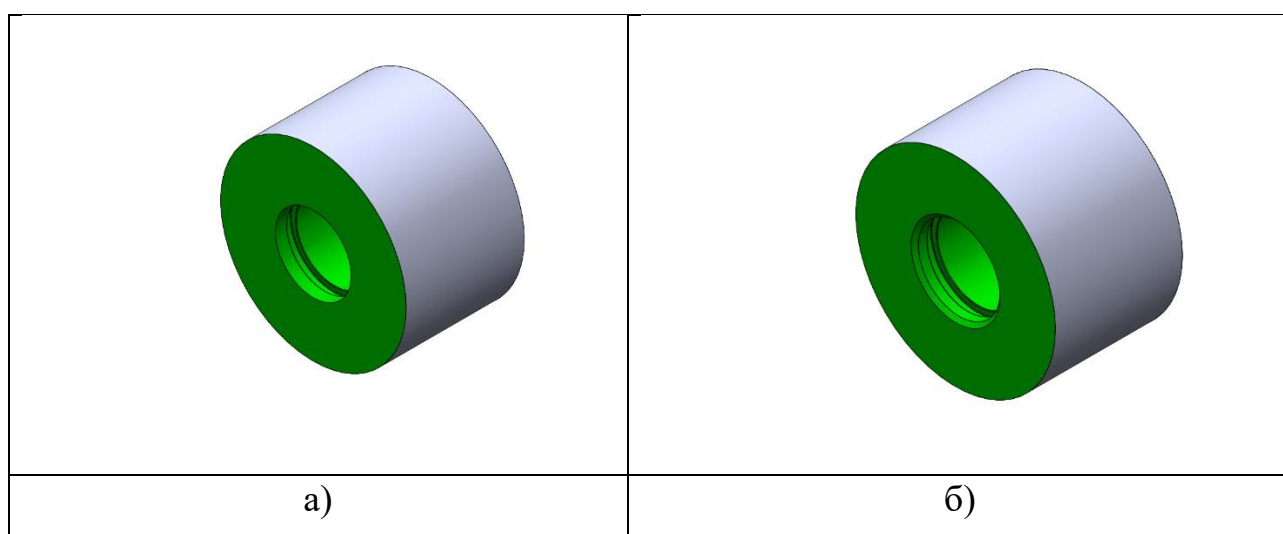


Рисунок 3.8 – Операція 004, а – перехід 000; б – перехід 001

005 – Точіння чистове

Верстат горизонтально-токарний моделі HAAS ST-10 [55]

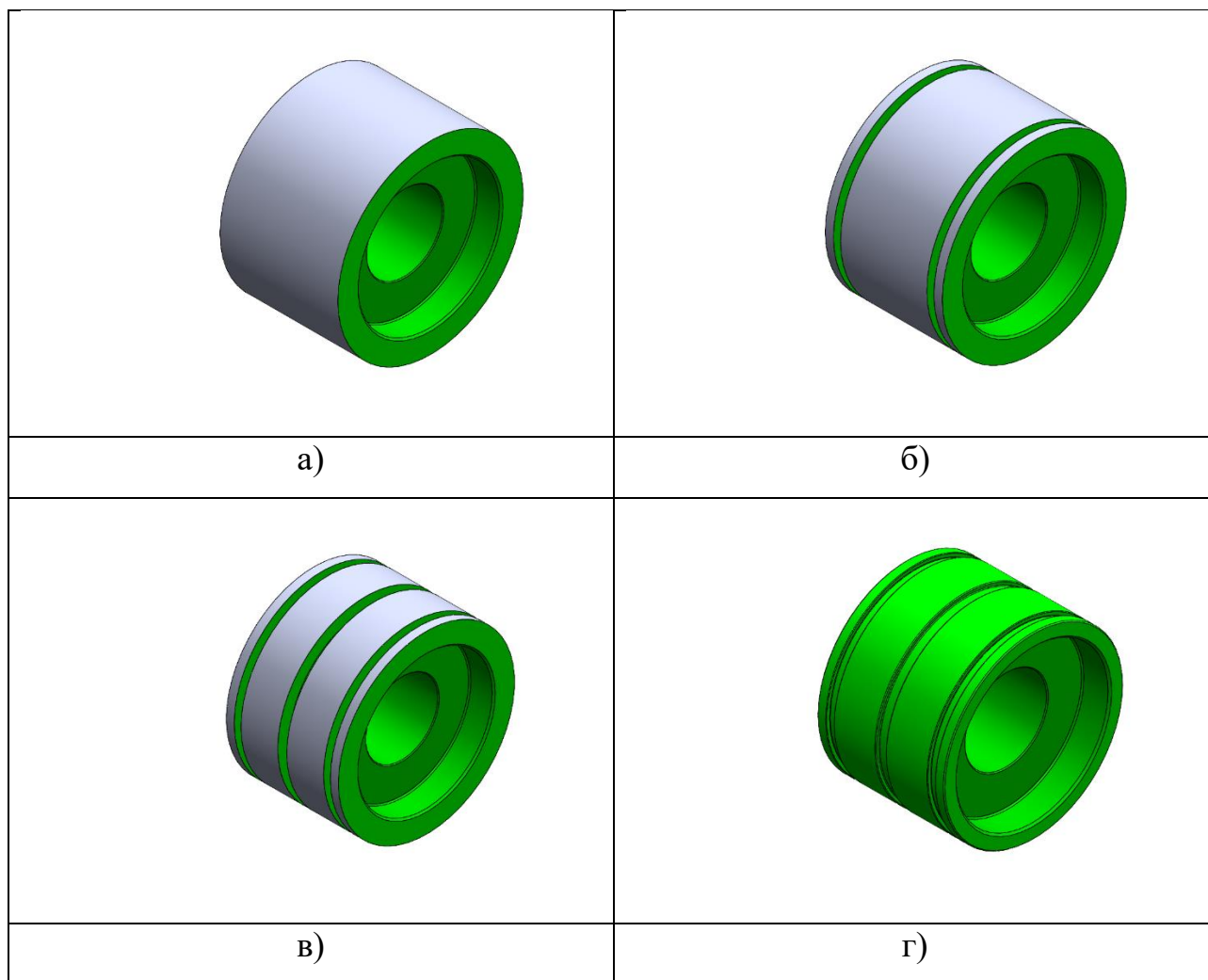


Рисунок 3.9 – Операція 005, а – перехід 000; б – перехід 001; в – перехід 002; г – перехід 003

3.4. Розрахунок режимів різання

Визначаємо режими різання за каталогами та рекомендаціями наданими виробниками інструментів [56]. Для зручності, всі дані заносимо у звітну таблицю:

Таблиця 3.2 Режими різання рекомендовані виробниками інструментів

Операція	Перехід - Поверхня	Інструмент	Глибина різання	Подача F [мм/об]	Частота обертання N [об/хв]	Швидкість різання V [м/хв]
----------	--------------------	------------	-----------------	------------------	-----------------------------	----------------------------

			я h [мм]			
001	001 – T1	Пластина різальна CNGA 120408 T02020	2	0,1	750	200
002	001 – T2	Пластинка відрізна AE 4.00- 0.3 N-M	50	0,05	425	120
	002 – T2	Пластина різальна CNGA 120408 T02020	2	0,1	750	200
003	001 – T1, Ц2	Свердло центрувальне A 4x10	2	0,07	2000	25
	002 – Ц2	Свердло спіральне 16x120	8	0.22	500	25
	003 – Ц2	Пластина різальна CCMT 060204- FFP	1,5	0,15	200	700
004	001 – T1	Пластина різальна CNGA 120408 T02020	2	0,1	750	200
005	001 – K1	Пластина канавкова AD 3.00-0.2 N-M	2	0.2	500	100
	002 – K2	Пластина канавкова AD 4.00-0.3 N-M	2	0.2	500	150

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

	003 – Ц1	Пластина різальна CNGA 120408 T02020	2	0,1	750	200
--	-------------	--	---	-----	-----	-----

3.5. Оснащення операцій

Для реалізації технологічно процесу було обрано за каталогами інструментальні, верстатні та вимірювальні пристрої.

Патрон токарний [55]:



Kitagawa WEDGE hook power chuck BR

- **Model BR / successor model to the BR-200 series**
- **Enlarged clearance**
- **Repetition precision of below 10 µm**
Repetition precision of below 10 µm can be achieved when used with T-Nut-Plus slot nuts and Kitagawa SB jaws. Turned soft jaws for different clamping diameters can thus be exchanged with accuracy. This saves time and money!
- **Patented base jaw: up to 10 % increased clamp force at maximum rotational speeds**
- Solid steel design
- Hardened and ground guides
- High true running accuracy
- Lubrication nipple in every base jaw
- Centre mount in accordance with DIN 6353
- Supplied without flange, **without top jaws**; supplied with 1.5 mm x 60° toothed base jaws, standard T-slot nuts, chuck and jaw fastening screws, unthreaded drawbar nuts and a special assembly key
- **Threaded drawbar nuts and BR 12 available on request**

3-jaw version

Designation	Centring diameter	Clearance hole mm	Chuck height (without jaws)	Pitch circle diameter mm	Jaw lift distance mm	Piston stroke mm	Rotational speed max. r/min	Max. tension force kN	Clamping range	Max. operating force	Connection thread (for tie rod)	Weight kg	art.no.	€
BR06 Ø170 mm	140 H6	53	81 mm	104.8	5.5 / Ø	12	6000	58.5	16 - 170 mm	23 kN	max. M60 x 2	12.8	410102 1006	2.959,-
BR08 Ø210 mm	170 H6	66	91 mm	133.4	7.4 / Ø	16	5000	90	22 - 210 mm	35 kN	max. M75 x 2	22.2	410102 1008	3.309,-
BR10 Ø254 mm	220 H6	81	100 mm	171.4	8.8 / Ø	19	4500	123	31 - 254 mm	49 kN	max. M90 x 2	35.8	410102 1010	3.829,-

Рисунок 3.10 – Патрон токарний

Цанги для фрез, свердл та зенкерів [56]:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ		Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата			82

ISO indexable cutting inserts ceramic

Ceramic indexable cutting inserts are made of an inorganic substance.

They are die pressed and sintered using very fine pure raw material.

The ceramic indexable cutting inserts are completely compacted in this process, which means they have:

- **Resistance to breakage and wear**
- **Longer tool service life due to outstanding wear resistance**
- **Accurate cutting and exceptional surface roughness**
- **Greater cutting speed compared to carbide indexable cutting inserts**

Other geometries, edge preparations and coatings are available on request.

CNGA 1204..

F finishing	M medium	R roughing	ISO designation	ISO P	ISO M	ISO K	ISO N	ISO S	ISO H	Quality	art.no.	€
•	-	-										
			CNGA 120404 T02020	○		●				AKH300T	10 368100 0001	18,30
			CNGA 120408 T02020	○		●				AKH300T	10 368100 0002	18,30
			CNGA 120412 S02020	○		●				AKH300T	10 368100 0003	18,30

ISO	AKH300T
ISO P steel	Vc = 200 - 800
ISO K cast iron	Vc = 50 - 1200
ISO H hard	Vc = 20 - 200
Vc = [m/min] f = [mm/U] ap = [mm]	f = 0.05 - 0.50 ap = 0.10 - 0.50

Chip breaker FFP, CERMET design

F finishing	M medium	R roughing	ISO designation	ISO P	ISO M	ISO K	ISO N	ISO S	ISO H	Quality	art.no.	€
•	-	-										
			CCMT 060204-FFP	●	○	○				ATU10T	10 366603 0140	8,70
			CCMT 09T304-FFP	●	○	○				ATU10T	10 366603 0240	9,30

ISO	ATU10T
ISO P steel	Vc = 160 - 270
ISO M stainless steel	Vc = 130 - 240
ISO K cast iron	Vc = 220 - 350
Vc = [m/min] f = [mm/U] ap = [mm]	f = 0.05 - 0.2 ap = 0.1 - 1.65

3135

ATORN Recessing inserts AD neutral GROOVE

- The feed rates must be adjusted to the respective cutting edge width
- Cutting edge accuracy $VW \pm 0.02$ mm
- AD = double-edged cutting insert **max. 24 mm** punching depth
- AE = single-edged cutting insert **punching depth can be extended up to 50 mm** depending on blade overhang

Chip breaker M - medium, universal

- For grooving
- Recessing insert with slightly negative edge rounding
- Suitable for almost all areas of application
- Main application area steel and cast iron

ISO designation	W mm	R mm	T max. mm	ISO P	ISO M	ISO K	ISO N	ISO S	ISO H	Quality	art.no.	€
AD 1.50-0.15 N-M	1.5	0.15	24	○	●					APM45G	10 388030 1545	29,20
	1.5	0.15	24	●	○	●				APU40G	10 388030 1540	29,20
AD 2.00-0.2 N-M	2	0.2	24	●	○	●				ACP20G	10 388000 2035	23,70
	2	0.2	24	○	●	○				APM45G	10 388000 2045	23,70
AD 3.00-0.2 N-M	3	0.2	24	○	●	○				APU40G	10 388000 2040	23,70
	3	0.2	24	○	●	○				ACP20G	10 388000 3035	26,—
AD 4.00-0.3 N-M	4	0.3	24	○	●	○				APM45G	10 388000 3045	26,—
	4	0.3	24	○	●	○				APU40G	10 388000 3040	26,—
AD 5.00-0.4 N-M	5	0.4	24	○	●	○				ACP20G	10 388000 4035	29,20
	5	0.4	24	○	●	○				APM45G	10 388000 4045	29,20
AD 6.00-0.4 N-M	6	0.4	24	○	●	○				APU40G	10 388000 4040	29,20
	6	0.4	24	○	●	○				ACP20G	10 388000 5035	39,70
AD 8.00-0.5 N-M	8	0.5	24	○	●	○				APM45G	10 388000 5045	39,70
	8	0.5	24	○	●	○				APU40G	10 388000 6045	40,70
										APU40G	10 388000 6040	40,70
										APU40G	10 388000 8040	45,30

ISO	ACP20G	APM45G	APU40G
ISO P steel	Vc = 50 - 240	Vc = 40 - 120	Vc = 50 - 240
ISO M stainless steel	Vc = 50 - 180	Vc = 60 - 180	Vc = 50 - 200
ISO K cast iron	Vc = 80 - 200		Vc = 80 - 200
ISO S superalloys		Vc = 15 - 120	
Vc = [m/min] f = [mm/U]	f = 0.05 - 0.15		f = 0.16 - 0.35

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата
-----	------	---------	--------	------

ДП.МА2109.01.000.ПЗ

Арк.

84

ATORN Recessing inserts AE neutral GROOVE

- The feed rates must be adjusted to the respective cutting edge width
- Cutting edge accuracy $W \pm 0.02 \text{ mm}$
- AD = double-edged cutting insert **max. 24 mm punching depth**
- AE = single-edged cutting insert **punching depth can be extended up to 50 mm depending on blade overhang**

Chip breaker M - medium, universal

- For grooving
- Recessing insert with slightly negative edge rounding
- Suitable for almost all areas of application
- Main application area steel and cast iron

ISO designation	W mm	R mm	T max. mm	ISO P	ISO M	ISO K	ISO N	ISO S	ISO H	Quality	art. no.	€
AE 2.00-0.2 N-M	2	0.2	50	●	○	○				ACP20G	10 388003 2020	21,30
	2	0.2	50	●	○	○				APU40G	10 388003 2040	21,30
	2	0.2	50	○	○	○		●		APM45G	10 388003 2045	22,60
AE 3.00-0.2 N-M	3	0.2	50	●	○	○				ACP20G	10 388003 3020	23,20
	3	0.2	50	●	○	○				APU40G	10 388003 3040	23,20
	3	0.2	50	○	○	○		●		APM45G	10 388003 3045	23,20
AE 4.00-0.3 N-M	4	0.3	50	●	○	○				ACP20G	10 388003 4020	26,30
	4	0.3	50	●	○	○				APU40G	10 388003 4040	26,30
	4	0.3	50	○	○	○		●		APM45G	10 388003 4045	26,30

ISO	ACP20G	APM45G	APU40G
ISO P steels	Vc = 50 - 240	Vc = 40 - 120	Vc = 50 - 240
ISO M stainless steel	Vc = 50 - 180	Vc = 60 - 180	Vc = 50 - 200
ISO K cast iron	Vc = 80 - 200		Vc = 80 - 200
ISO S superalloys		Vc = 15 - 120	

$V_c = \frac{m}{min}$
 $f = \frac{mm}{U}$

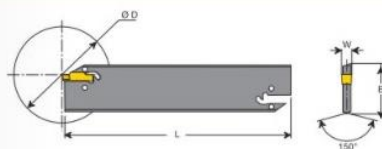
$f = 0.08 - 0.22$ $f = 0.05 - 0.15$

Рисунок 3.13 – Різальні пластинки

Тримачі пластинок [56]:

ATORN Recessing blades GROOVE

- for recessing inserts System AD / AE
- for parting-off and deep grooving
- Supplied without chuck key



Recessing blade ABE right-hand / left-hand

ISO designation	Shank height mm	L mm	W mm	Suitable for	D max. mm	Right art.no.	€	Left art.no.	€
ABE R/L 26-ADE02	26	110	2.00	System AD/AE 2.0	42	356006 2602	155,-	356007 2602	155,-
ABE R/L 32-ADE02	32	150	2.00	System AD/AE 2.0	42	356006 3202	155,-	356007 3202	155,-

3138

3138



Recessing blade ABE neutral

ISO designation	Shank height mm	L mm	W mm	Suitable for	D max. mm	art.no.	€
ABE N 26-ADE02	26	110	2.00	System AD/AE 2.0	50	356005 2602	151,50
ABE N 26-ADE03	26	110	3.00	System AD/AE 3.0	70	356005 2603	131,-
ABE N 26-ADE04	26	110	4.00	System AD/AE 4.0	80	356005 2604	141,50
ABE N 32-ADE02	32	150	2.00	System AD/AE 2.0	50	356005 3202	151,50
ABE N 32-ADE03	32	150	3.00	System AD/AE 3.0	100	356005 3203	131,-
ABE N 32-ADE04	32	150	4.00	System AD/AE 4.0	100	356005 3204	141,50
ABE N 32-ADE05	32	150	5.00	System AD/AE 5.0	120	356005 3205	164,-
ABE N 32-ADE06	32	150	6.00	System AD/AE 6.0	120	356005 3206	139,-

3138



Recessing blade ABE R/L with internal cooling

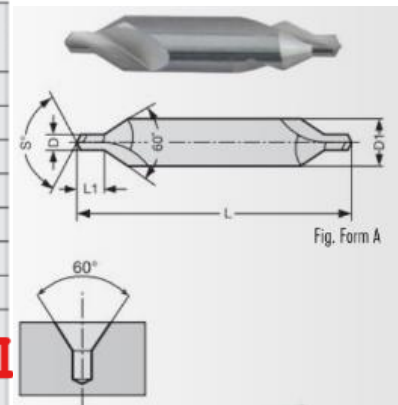
Tool holder AME right-hand / left-hand

ISO designation	Shank height mm	Shank width mm	L mm	W mm	T max. mm	Suitable for	Max. tightening torque N·m	Right art.no.	€	Left-hand art.no.	€
AME-R/L 12 ADE02-T13	12	12	125	2.00	13	System AD/AE 2.0	3.2	B1	D1	356001 2001	106,-
AME-R/L 12 ADE03-T13	12	12	125	3.00	13	System AD/AE 3.0	3.2	B1	D1	356001 3001	106,-
AME-R/L 16 ADE02-T13	16	16	125	2.00	13	System AD/AE 2.0	4	B2	D2	356001 2002	118,50
AME-R/L 16 ADE03-T13	16	16	125	3.00	13	System AD/AE 3.0	4	B2	D2	356001 3002	118,50
AME-R/L 16 ADE04-T25	16	16	125	3.00	25	System AD/AE 3.0	4	B2	D2	356001 3008	143,50
AME-R/L 16 ADE04-T25	16	16	125	4.00	25	System AD/AE 4.0	4	B2	D2	356001 4001	143,50
AME-R/L 20 ADE02-T13	20	20	125	2.00	13	System AD/AE 2.0	4	B3	D2	356001 2003	137,-
AME-R/L 20 ADE03-T13	20	20	125	3.00	13	System AD/AE 3.0	4	B3	D2	356001 3004	139,-
AME-R/L 20 ADE03-T25	20	20	125	3.00	25	System AD/AE 3.0	4	B3	D2	356001 3005	149,50
AME-R/L 20 ADE04-T25	20	20	125	4.00	25	System AD/AE 4.0	4	B3	D2	356001 4002	147,50
AME-R/L 20 ADE05-T25	20	20	150	5.00	25	System AD/AE 5.0	4	B3	D2	356001 5002	147,50
AME-R/L 20 ADE06-T25	20	20	150	6.00	25	System AD/AE 6.0	4	B3	D2	356001 6001	147,50
AME-R/L 25 ADE03-T13	25	25	125	3.00	13	System AD/AE 3.0	4.8	B3	D2	356001 3006	143,50
AME-R/L 25 ADE03-T25	25	25	125	3.00	25	System AD/AE 3.0	4.8	B3	D2	356001 3007	158,-
AME-R/L 25 ADE04-T25	25	25	125	4.00	25	System AD/AE 4.0	4.8	B3	D2	356001 4003	155,-
AME-R/L 25 ADE05-T25	25	25	150	5.00	25	System AD/AE 5.0	4.8	B3	D2	356001 5003	155,-
AME-R/L 25 ADE06-T25	25	25	150	6.00	25	System AD/AE 6.0	4.8	B3	D2	356001 6002	155,-
AME-R/L 25 ADE08-T32	25	25	170	8.00	32	System AD 8.0	4.8	A1	C1	356001 8001	187,-
AME-R/L 32 ADE03-T25	32	32	170	3.00	25	System AD/AE 3.0	4.8	B3	D2	356001 3009	199,-
AME-R/L 32 ADE06-T25	32	32	170	6.00	25	System AD/AE 6.0	4.8	B3	D2	356001 6003	199,-
AME-R/L 32 ADE08-T32	32	32	170	8.00	32	System AD 8.0	4.8	A1	C1	356001 8002	191,-
AME-R/L 40 ADE03-T25	40	40	250	3.00	25	System AD/AE 3.0	4.8	B3	D2	356001 3010	214,-
AME-R/L 40 ADE06-T25	40	40	250	6.00	25	System AD/AE 6.0	4.8	B3	D2	356001 6004	214,-

Рисунок 3.14 – Тримачі різальних пластинок

Свердла [56]:

ATORN								
D mm	D1 mm	L1 min./max.	L mm	Feed f steel < 1000 N/mm ² mm/rev	art.no.	€		
0.50	3.15	0.6-0.8 mm	25	0.05	5 100101 0050	4,60		
0.80	3.15	1-1.3 mm	25	0.05	5 100101 0080	4,60		
1.00	3.15	1.3-1.7 mm	31	0.05	5 100101 0100	4,60		
1.25	3.15	1.6-2.0 mm	31	0.05	1 100101 0125	4,49		
1.60	4	2.0-2.6 mm	35	0.05	1 100101 0160	4,60		
2.00	5	2.5-3.1 mm	40	0.05	1 100101 0200	5,45		
2.50	6.3	3.1-3.8 mm	45	0.05	1 100101 0250	6,90		
3.15	8	3.9-4.6 mm	50	0.07	1 100101 0315	7,55		
4.00	10	5.0-5.9 mm	55	0.07	1 100101 0400	8,90		
5.00	12.5	6.3-7.2 mm	63	0.07	1 100101 0500	14,25		



ATORN Twist drill bit									
HSS	DIN 338	Typ N	118°	h8	h8	5xD	Z 2	TiN	Vap.
• 101005 ... profile-ground, vapour-treated from Ø 2.4 mm, point thinning from Ø ≥ 1 mm • 101405 ... profile-ground, vapour-treated from Ø 2.4 mm, point thinning from Ø ≥ 1 mm • 101008 ... TiN head coating, bare chip flute, point thinning from Ø ≥ 1 mm									
material	steel	steel	stainless steel	Alu	cast iron	stainless steel	permalloy Fe/Ni-based	inconel	graphite
	101005...	20	10		25	25	45	50	40
	101405...	25	15		25	22	48	35	30
	101008...	30	20	10		25	45	50	40
Cutting speed in m/min. Please select these guidelines according to clamping operation and machine setup.									
 									

Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата

ДП.МА2109.01.000.ПЗ

Арк.

87

				ATORN		ATORN	
D	L1	L	Feed f		vaporised		TIN
mm	mm	mm	steel < 1000 N/mm ²		art.no.	€	art.no.
			mm/rev				€
10.10	87	133	0.18	1	101005 1010	15,--	101008 1010
10.20	87	133	0.18	1	101005 1020	15,35	101008 1020
10.30	87	133	0.18	1	101005 1030	16,60	101008 1030
10.40	87	133	0.18	1	101005 1040	18,60	101008 1040
10.50	87	133	0.18	1	101005 1050	15,90	101008 1050
10.60	87	133	0.18	1	101005 1060	19,70	101008 1060
10.70	94	142	0.18	1	101005 1070	22,40	101008 1070
10.80	94	142	0.18	1	101005 1080	21,90	101008 1080
10.90	94	142	0.18	1	101005 1090	23,20	101008 1090
11.00	94	142	0.18	1	101005 1100	17,95	101008 1100
11.10	94	142	0.18	1	101005 1110	23,20	101008 1110
11.20	94	142	0.18	1	101005 1120	22,40	101008 1120
11.30	94	142	0.18	1	101005 1130	23,70	101008 1130
11.40	94	142	0.18	1	101005 1140	23,70	101008 1140
11.50	94	142	0.18	1	101005 1150	19,70	101008 1150
11.60	94	142	0.18	1	101005 1160	23,70	101008 1160
11.70	94	142	0.18	1	101005 1170	24,80	101008 1170
11.80	94	142	0.18	1	101005 1180	25,10	101008 1180
11.90	101	151	0.18	1	101005 1190	27,50	101008 1190
12.00	101	151	0.18	1	101005 1200	21,90	101008 1200
12.10	101	151	0.22	1	101005 1210	29,20	101008 1210
12.20	101	151	0.22	1	101005 1220	29,20	101008 1220
12.30	101	151	0.22	1	101005 1230	29,30	101008 1230
12.40	101	151	0.22	1	101005 1240	30,70	101008 1240
12.50	101	151	0.22	1	101005 1250	24,40	101008 1250
12.60	101	151	0.22	1	101005 1260	30,70	101008 1260
12.70	101	151	0.22	1	101005 1270	32,90	101008 1270
12.80	101	151	0.22	1	101005 1280	33,--	101008 1280
12.90	101	151	0.22	1	101005 1290	33,10	101008 1290
13.00	101	151	0.22	1	101005 1300	26,60	101008 1300
13.25	108	160	0.22	1	101005 1325	32,--	101008 1325
13.50	108	160	0.22	1	101005 1350	31,10	101008 1350
13.75	108	160	0.22	1	101005 1375	33,30	101008 1375
14.00	108	160	0.22	1	101005 1400	34,90	101008 1400
14.25	114	169	0.22	1	101005 1425	39,60	101008 1425
14.50	114	169	0.22	1	101005 1450	37,--	101008 1450
14.75	114	169	0.22	1	101005 1475	57,10	101008 1475
15.00	114	169	0.22	1	101005 1500	39,70	101008 1500
15.25	120	178	0.22	1	101005 1525	73,70	101008 1525
15.50	120	178	0.22	1	101005 1550	43,80	101008 1550
15.75	120	178	0.22	1	101005 1575	78,20	101008 1575
16.00	120	178	0.22	1	101005 1600	46,90	101008 1600

Рисунок 3.15 – Свердла

Вимірювальні пристрої [56]:

KOMELON. Spring tape measures

- Carbon steel
- Deburred edges
- Extremely precise and easy-to-read print
- With tape measure lock
- End hook and tape protector made of stainless steel
- For external and internal measurements
- Sliding end hook
- EC Class II accuracy

SelfLock

- Self-locking mechanism** for smooth tape rewind
- Easy-to-operate thumb button
- Ergonomic design for right-handed and left-handed users
- Long-lasting thanks to nylon coating
- Curved profile for improved stability and reduced sheen

L	Belt width	art.no.	€	DAKs calibration
mm	mm			art.no.
3	16	548046 0030	16,95	075004 D003
5	19	548046 0050	23,70	075004 D005
8	25	548046 0080	41,90	075004 D008

SARA Digital sliding calliper

- Locking screw on top
- High-contrast, easily readable LCD display
- External, internal, depth and step measurements
- Thread table on the back
- Functions: ON/OFF, ZERO, mm/inch
- Supplied with CR2032 battery, no. 548079 6032



Max. length measuring range mm	Jaw length mm	Error limit mm	art.no.	€	DAkkS calibration art.no.	€
100	30	0.03	500702 0100	47,40	072008 0001	16,-
150	40	0.03	500702 0150	71,-	072008 0001	16,-
200	50	0.03	500702 0200	114,-	072008 0001	16,-
300	60	0.04	500702 0300	233,-	072008 0002	21,-

5108

Рисунок 3.15 – Вимірювальні прилади

3.6. Розрахунок вартості виготовлення

Реалізація техпроцесу вимагала використання спеціалізованого обладнання, підрахуємо його загальну вартості:

- Патрон токарний Kitagawa BR08 (Ø210 mm): 3309,00 €;
- Цанга ER32 Ø4: 17,10 €;
- Цанга ER32 Ø10 mm: 17,10 €;
- Патрон цанговий аксіальний Форма E4, VDI 30, для цанги ER32: 92,41 €;
- Пластина різальна керамічна CNGA 120408 T02020 AKH300T: 18,30 €;
- Пластина відрізна AE 4.00-0.3 N-M (APU40G): 26,30 €;
- Пластина канавкова AD 3.00-0.2 N-M (APU40G): 26,00 €;
- Пластина канавкова AD 4.00-0.3 N-M (APU40G): 29,20 €;
- Лезо відрізне ABE N 26-40E04: 141,50 €;
- Тримач інструмента AME-R/L 16 ADE03-T25: 143,50 €;
- Свердло центрове (Form A) Ø4,00 mm ATORN: 8,90 €;
- Свердло спіральне Ø16,00 mm ATORN: 46,20 €;
- Рулетка вимірювальна KOMELON (3m): 16,95 €;
- Штангенциркуль цифровий SARA (150 mm): 71,00 €.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		89

Таки чином загальна вартість обладнання та інструменту становить: $3309,00 + 17,10 + 17,10 + 92,41 + 18,30 + 26,30 + 26,00 + 29,20 + 141,50 + 143,50 + 8,90 + 46,20 + 16,95 + 71,00 = 3963,46 \text{ €}$.

Для подальших розрахунків переведемо отриману суму в національну валюту за орієнтовним курсом ($1 \text{ €} = 43 \text{ грн}$): $3963,46 \text{ €} \times 43 \text{ грн/€} = 170\,428,78 \text{ грн}$.

Розрахунок матеріальних витрат проводиться для партії, що складається з 5 деталей. До загальних витрат також включено вартість металу на всю партію, яка становить 1456,00 грн.

Загальна вартість матеріального забезпечення для виготовлення партії з 5 деталей (оснащення, інструмент + метал) становить: $170\,428,78 + 1456,00 = 171\,884,78 \text{ грн}$

Виходячи з цього, базові матеріальні витрати на виготовлення однієї деталі (без урахування амортизації обладнання, електроенергії та фонду оплати праці робітників) складають: $171\,884,78 \text{ грн} / 5 \text{ шт.} = 34\,376,96 \text{ грн/шт.}$

В умовах діючого машинобудівного підприємства базове технологічне оснащення (токарні патрони, інструментальні блоки, цанги, державки) та вимірювальні прилади вже є в наявності і належать до засобів багаторазового використання. Їхня вартість переноситься на продукцію поступово у вигляді амортизаційних відрахувань. Тому для більш об'єктивної оцінки вартості виготовлення даної партії доцільно розрахувати прямі витрати, які включають лише вартість заготовок та витратного різального інструменту.

Вартість витратного інструменту (розхідників) на партію:

- Пластина різальна керамічна CNGA 120408 – 18,30 €;
- Пластина відрізна AE 4.00-0.3 N-M – 26,30 €;
- Пластина канавкова AD 3.00-0.2 N-M – 26,00 €;
- Пластина канавкова AD 4.00-0.3 N-M – 29,20 €;
- Свердло центрове Ø4,00 мм – 8,90 €;
- Свердло спіральне Ø16,00 мм – 46,20 €.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						90
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Разом вартість розхідників складає: $18,30 + 26,30 + 26,00 + 29,20 + 8,90 + 46,20 = 154,90$ €. У гривневому еквіваленті (за курсом $1 \text{ €} = 43 \text{ грн}$): $154,90 \times 43 = 6\,660,70$ грн.

Загальна сума витрат на виготовлення партії з 5 деталей з урахуванням вартості металу (1456,00 грн) становитиме: $6\,660,70 + 1456,00 = 8\,116,70$ грн.

Відповідно, прямі матеріальні витрати на виготовлення однієї деталі складають: $8\,116,70 \text{ грн} / 5 \text{ шт.} = 1\,623,34 \text{ грн/шт.}$

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		91

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

У третьому розділі була розроблена технологічна карта процесу виготовлення деталі «Поршень» для умов поштучного виробництва.

На основі аналізу технічних вимог робочого креслення (зокрема, необхідності забезпечення 8-го квалітету точності для посадкового отвору Ø45H8 та шорсткості Ra 1,6 мкм для робочих поверхонь) було проведено декомпозицію деталі на типові поверхні та визначено оптимальні маршрути їх обробки. Задля оптимізації витрат, як заготовку було обрано гарячекатаний сталевий круг діаметром 110 мм із залученням постачальника, здатного виконати точне роздрібне різання.

Використання сучасних САМ-систем дозволило віртуально змоделювати послідовність виконання токарних та розточувальних операцій. Завдяки цьому було оптимізовано траєкторії руху різального інструменту, визначено орієнтовний машинний час обробки та автоматично згенеровано керуючі програми (G-коди) для безпосереднього виготовлення партії деталей на сучасних металорізальних верстатах із ЧПК.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		92

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз умов праці та ідентифікація небезпечних факторів

Експлуатація, технічне обслуговування та ремонт хвильової енергетичної установки (ХЕУ) з гідравлічною системою відбору потужності пов'язані з виконанням робіт у специфічних умовах прибережної зони. Відповідно до вимог нормативних документів, безпека праці на об'єкті проєктування має бути забезпечена на всіх етапах його життєвого циклу. Пояснювальна записка до дипломного проєкту має розкривати аналіз сучасного стану проблеми та містити обґрунтування раціональності прийнятих рішень щодо забезпечення охорони праці.

Ідентифікація небезпек та оцінювання ризиків здійснюється згідно з ДСТУ EN ISO 12100:2016 «Безпечність машин. Загальні принципи конструювання. Оцінювання ризику та зменшення ризику». З огляду на конструктивні особливості ХЕУ та умови її розміщення, персонал може піддаватися впливу наступних шкідливих та небезпечних виробничих факторів (відповідно до класифікації видів небезпеки за ДСТУ EN ISO 12100:2016) [58]:

1) Фізичні фактори

- Рухомі частини виробничого обладнання (поплавкові механізми, кінематичні ланки, вали, гідроциліндри, двигуни);
- Високе значення напруги в електричному ланцюзі, замикання якого може відбутися через тіло людини;
- Високий тиск робочої рідини в гідравлічній системі;
- Підвищена або знижена температура повітря робочої зони, висока відносна вологість, підвищена швидкість руху повітря, прямі сонячні промені;

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						93
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

- Небезпека падіння з висоти у воду чи на тверду поверхню під час виконання монтажних чи обслуговуючих робіт на конструкціях установки.

2) Хімічні фактори

- Токсичний та подразнюючий вплив технічних рідин (гідравлічна олива, консистентне мастило) на шкіру та слизові оболонки персоналу під час проведення монтажних робіт, регламентних робіт чи ліквідації витоків.

4.2. Вплив мікроклімату та гідрометеорологічних умов на персонал

Специфіка розташування хвильової енергетичної установки зумовлює постійний вплив на працівників несприятливих гідрометеорологічних факторів. Роботи з обслуговування здебільшого виконуються на відкритому повітрі, де мікрокліматичні умови не піддаються штучному регулюванню та цілком залежать від погодних умов акваторії.

До основних кліматичних факторів, що впливають на безпеку та працездатність персоналу, належать:

- Висока відносна вологість та соляний туман: Створюють дискомфортні умови для дихання, підвищують ризик переохолодження при низьких температурах та критично збільшують небезпеку ураження електричним струмом через підвищену провідність зволоженого спецодягу та шкіри;
- Вітрове навантаження: Значна швидкість вітру на узбережжі ускладнює виконання точних механічних операцій, створює додаткове фізичне навантаження на працівників та підвищує ризик втрати рівноваги і падіння з висоти;
- Сонячна радіація: У літній період персонал піддається інтенсивному впливу ультрафіолетового випромінювання, дія якого посилюється відбиттям від водної поверхні, що створює ризик теплових ударів та опіків.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		94

Для зменшення впливу зазначених факторів та забезпечення безпеки персоналу передбачається наступний комплекс заходів:

- Забезпечення засобами індивідуального захисту: Персонал повинен бути обов'язково забезпечений спеціальним вітро- та вологозахисним одягом, нековзним взуттям із захисним носком. Під час виконання робіт на відкритих площадках над водою обов'язковим є використання сертифікованих рятувальних жилетів та страхувальних поясів із надійним кріпленням до стаціонарних елементів конструкції установки;
- Організаційні заходи: Згідно з вимогами НПАОП 0.00-1.15-07, проведення робіт на відкритих конструкціях ХЕУ забороняється при швидкості вітру понад 15 м/с (рекомендовано до 12 м/с з урахуванням специфіки морського базування). У літній період для запобігання тепловим ударам за температури понад 28°C безперервне перебування персоналу під прямим сонячним промінням обмежується 20 хвилинами з подальшим відпочинком тривалістю 10–12 хвилин у спеціально обладнаному затіненому приміщенні [59];
- Ергономіка робочих місць: Для захисту від атмосферних опадів та прямих сонячних променів найбільш критичні вузли управління, контрольно-вимірювальні прилади та панелі гідравлічної автоматики рекомендовано розміщувати у захищених блок-контейнерах або під спеціальними навісами.

4.3. Безпека експлуатації механічного обладнання та гідросистем

Надійність та безпека важливої частини хвильової енергетичної установки забезпечується відповідно до вимог ДСТУ EN ISO 12100:2016. Основну небезпеку становлять кінематичні ланки, рухомі поплавкові механізми та вали. Для унеможливлення потрапляння працівників у небезпечну зону всі відкриті рухомі елементи повинні бути обладнані стаціонарними огороженнями (поручнями) висотою не менше 1,1 м з суцільним бортовим елементом унизу.

Оскільки передача енергії в установці здійснюється за допомогою гідравлічної системи, необхідно суворо дотримуватися вимог ДСТУ EN ISO

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		95

4413:2014 «Гідроприводи. Загальні правила та вимоги безпеки щодо систем та їхніх компонентів». Основними заходами безпеки при роботі з гідросистемою є [60]:

- Захист від надлишкового тиску: Обов'язкове встановлення запобіжних гідроклапанів, які автоматично перепускають робочу рідину при екстримальних хвильових навантаженнях, запобігаючи розриву магістралей високого тиску;
- Запобігання ковзанню: Пролита гідравлічна олива або консистентне мастило на металевих площадках створює критичний ризик падіння працівника. Для усунення цієї небезпеки всі зони обслуговування гідроагрегатів повинні мати антиковзке покриття, а під насосами передбачено встановлення спеціальних піддонів для збору відпрацьованих технічних рідин;
- Регламент ремонтних робіт: Будь-яке технічне обслуговування дозволяється проводити виключно після повної зупинки установки, механічного блокування рухомих хвилеприймачів та повного скидання тиску в гідроаккумуляторах до рівня атмосферного.

4.4. Електробезпека

Умови експлуатації електрообладнання хвильової установки класифікуються як приміщення (зони) з особливою небезпекою через наявність 100% вологості, струмопровідного пилу (морської солі), агресивного середовища та постійного контакту з водою. Система електробезпеки проєктується згідно з вимогами Правил улаштування електроустановок та ДСТУ EN 60204-1:2015 «Безпечність машин. Електрообладнання машин».

Комплекс заходів щодо захисту персоналу від ураження електричним струмом включає [61]:

- Захист оболонки: Усе зовнішнє електрообладнання (генератори, датчики, розподільні щити) повинно мати ступінь захисту оболонки не нижче IP67,

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		96

що забезпечує повну пилонепроникність та захист при тимчасовому зануренні у воду;

- Захисне заземлення та зрівнювання потенціалів: Усі металеві неструмопровідні частини установки, які можуть опинитися під напругою внаслідок пробоя ізоляції, підлягають обов'язковому заземленню (зануленню). Оскільки об'єкт безпосередньо контактує з морською водою, яка є хорошим провідником електроенергії, необхідно реалізувати надійну магістраль зрівнювання потенціалів між усіма струмопровідними конструкціями ХЕУ;
- Пристрої захисного відключення (ПЗВ): Для додаткового захисту персоналу при непрямому дотику рекомендовано встановлення ПЗВ зі струмом спрацьовування не більше 30 мА;
- Кабельна продукція: Використання кабелів виключно у спеціальному морському виконанні (стійких до вологи, солі та ультрафіолету) з подвійною посиленою ізоляцією.

4.5. Пожежна безпека

Попри те, що хвильова енергетична установка розміщується у водному середовищі, наявність потужного електроустаткування та горючих технічних рідин обумовлює значний ризик виникнення пожежі. Забезпечення пожежної безпеки здійснюється відповідно до вимог НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні».

Специфіка об'єкта передбачає наявність двох основних класів пожеж:

- Клас В: Горіння рідких речовин (займання розлитої гідравлічної оливи або консистентного мастила у разі розгерметизації рукавів високого тиску);
- Клас Е: Займання електроустановок та кабельної продукції, що перебувають під напругою.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						97
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

Через наявність обладнання під напругою використання водних та пінних вогнегасників на установці суворо заборонено, оскільки це становить смертельну загрозу ураження персоналу електричним струмом [62]. Для надійного протипожежного захисту передбачається комбіноване оснащення робочих зон вогнегасниками різних типів [62]:

- 1) Порошкові вогнегасники (ВП): Рекомендуються для розміщення безпосередньо в зоні розташування гідравлічної системи (розподільників, насосних станцій, баків з оливою). Вони є найефективнішим засобом для швидкого гасіння розлитих пально-мастильних матеріалів (клас В). Порошок миттєво перекриває доступ кисню до осередку горіння оливи. Однак їх застосування поблизу чутливої електроніки або відкритих механічних вузлів має бути обережним, оскільки вогнегасний порошок має абразивні властивості та важко видаляється з рухомих частин.
- 2) Вуглекислотні вогнегасники (ВВК): Є основним засобом для захисту зон із зосередженням електрообладнання (генераторів, розподільних щитів, панелей автоматики). Вони безпечні для гасіння установок під напругою до 1000 В (клас Е). Головна перевага вуглекислоти полягає в тому, що вона збиває полум'я за рахунок сильного охолодження та витіснення кисню, при цьому повністю випаровується, не пошкоджуючи контакти, плати управління та не залишаючи слідів на механізмах.

Усі вогнегасники, що розміщуються на ХЕУ, повинні мати спеціальне антикорозійне покриття балонів для захисту від агресивного впливу морського соляного туману.

4.6. Охорона навколишнього середовища

Відповідно до вимог нормативних документів щодо змісту дипломних проєктів, розробка має обов'язково містити пропозиції та заходи щодо забезпечення охорони довкілля. Хвильова енергетика є екологічно чистим методом генерації електроенергії, проте експлуатація механічних та гідравлічних

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		98

систем безпосередньо в морській акваторії вимагає суворого дотримання екологічних норм, зокрема вимог Водного кодексу України (ст. 95 «Охорона вод від забруднення відходами та сміттям») [63].

Для мінімізації негативного впливу хвильової енергетичної установки на морську екосистему передбачено наступний комплекс заходів:

- 1) Запобігання хімічному забрудненню: Оскільки будь-яка гідравлічна система має потенційний ризик розгерметизації (пошкодження рукавів високого тиску, знос ущільнювачів), критично важливим є вибір безпечної робочої рідини. У спроектованій установці використовується біорозкладна гідравлічна олива, що повністю відповідає вимогам міжнародного стандарту ISO 15380:2016 для екологічно прийнятних мастильних матеріалів (Environmentally Acceptable Lubricants). Обрана олива належить до категорії HEES, що гарантує її швидке розкладання у водному середовищі без утворення токсичних сполук і нафтових плівок у разі аварійного витоку.
- 2) Антикорозійний захист: Для захисту металевих конструкцій від агресивного впливу морської води застосовуються безпечні епоксидні та поліуретанові полімерні покриття, що відповідають вимогам стандарту для морських та суміжних конструкцій ДСТУ EN ISO 12944-9:2019 [64]. Використання традиційних фарб, що містять важкі метали (наприклад, свинець або хром), повністю виключено, що запобігає поступовому отруєнню морської флори та фауни.
- 3) Мінімізація акустичного впливу: Вібрації та шум від роботи гідромотора і насосних станцій здатні поширюватися у водному середовищі, дезорієнтуючи морських тварин. Відповідно до вимог щодо віброізоляції машин за ДСТУ EN 1299:2017 [65], для зниження акустичного забруднення конструкцією передбачено встановлення вібродемпферних прокладок у вузлах кріплення механізмів.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						99
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

У цьому розділі проведено оцінку ризиків, пов'язаних з експлуатацією берегової хвильової енергетичної установки. Визначено, що без впровадження відповідних заходів безпеки об'єкт становить потенційну загрозу як для обслуговуючого персоналу, так і для навколишнього середовища.

Робота з нормативними документами показала, що за комплексного підходу до підвищення безпеки трудової діяльності, така установка може бути придатною для роботи людини. До цього комплексу входять: видача засобів індивідуального захисту, спорудження огорож довкола обривів та рухомих частин механізмів, регулярне проведення інструктажів для персоналу, наявність засобів первинного пожежогасіння, надійне відведення електрики та заземлення.

Окремим фактором загрози таких установок є забруднення довкілля, у тому числі акваторії, мастильними матеріалами. Для запобігання екологічним катастрофам, навіть за умов надзвичайних аварійних ситуацій, ще на етапі проєктування гідросистеми було прийнято рішення щодо використання екологічно чистої біорозкладної гідравлічної оливи, яка у разі потрапляння у воду повністю розпадається на безпечні компоненти менш ніж за 28 днів.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						100
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломному проєкті вирішено актуальну інженерно-технічну задачу — розроблено конструкцію та обґрунтовано параметри берегової хвильової енергетичної установки поплавкового типу з гідравлічною системою відбору потужності, здатної забезпечити автономне генерування електроенергії номінальною потужністю 10 кВт.

Під час виконання поставленого завдання, було сформульовано наступні висновки:

- 1) Аналіз сучасних технологій перетворення енергії морських хвиль підтвердив, що використання точкового поглинача в комбінації з гідравлічною системою відбору потужності є найбільш надійним рішенням для поглинання стохастичних навантажень та захисту кінематичних ланок від штормових руйнувань.
- 2) На основі розрахункової моделі обґрунтовано кінематичну схему та масогабаритні параметри первинного перетворювача. Розроблено важільний механізм передачі зусилля, що ефективно перетворює коливання хвиль у зворотно-поступальний рух штока, гарантуючи стабільну роботу системи на обох тактах хвилі.
- 3) Виконано комплексний розрахунок гідравлічної системи відбору потужності. Зокрема геометричними характеристиками поршневого насоса було скориговано основні параметри системи.
- 4) Для стабілізації потоку робочої рідини та безперервної номінальної роботи гідромотора було розраховано та підібрано пневмогідроаккумулятори.
- 5) Розроблено економічно доцільний технологічний процес виготовлення поршня зі сталі 30ХГСА. Використання сучасних САМ-систем дозволило оптимізувати маршрут механічної обробки заготовки та згенерувати G-коди для верстатів із ЧПК, що гарантує забезпечення необхідної точності та якості посадкових поверхонь.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						101
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

- 6) Запропоновані технічні та організаційні рішення у сфері охорони праці, роблять використання хвильової енергетичної установки безпечнішим та менш травмонебезпечним. Використання біорозкладної оливи гарантує безпеку довколишнього середовища.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						102
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Falcão, A. F. O. (2010). Wave energy utilization: A review of the technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(3), 899-918.
2. Drew, B., Plummer, A. R., & Sahinkaya, M. N. (2009). A review of wave energy converter technology. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(8), 887-902.
3. Penalba, M., & Ringwood, J. V. (2016). A review of wave-to-wire models for wave energy converters. *Energies*, 9(7), 506.
4. Polinder H., Damen M. E. C., Gardner F. Linear PM generator system for wave energy conversion in the AWS. *IEEE Transactions on Energy Conversion*. 2004. Vol. 19, No. 3. P. 583–589. DOI: 10.1109/TEC.2004.827717.
5. Clément A., Babarit A., Duclos G., Gilloteaux J.-C. The SEAREV wave energy converter. *Proceedings of the 6th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC)*. Glasgow, UK, 2005. P. 1–6.
6. Hansen R. H., Kramer M. M., Vidal E. Discrete Displacement Hydraulic Power Take-Off System for the Wavestar Wave Energy Converter. *Energies*. 2013. Vol. 6. P. 4001–4044. DOI: 10.3390/en6084001.
7. Falcão A. F. O., Henriques J. C. C. Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review. *Renewable Energy*. 2016. Vol. 85. P. 1391–1424.
8. Danielsson O. Wave Energy Conversion: Linear Synchronous Permanent Magnet Generator. Uppsala : Acta Universitatis Upsaliensis, 2006. (Digital Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations from the Faculty of Science and Technology; 232).
9. European Marine Energy Centre (EMEC). Wave resource data. URL: [Scale test sites : EMEC: European Marine Energy Centre](#) (дата звернення: 12.05.2026).

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		103

10. Загірняк М. В., Невзлін Б. І. Електричні машини : підручник. 2-ге вид., перероб. і доп. Київ : Знання, 2009. 399 с.
11. Прикладна гідромеханіка, гідравліка та приводи мехатронних систем: Метод. вказівки до викон. розрахунково-графічної роботи / Уклад.: Н.В. Семінська, О.С. Галецький, Д.В. Костюк. Київ: НТУУ «КПІ», 2014. 84 с.
12. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин : підручник. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
13. Методичні вказівки до курсового проекту за курсом «Проектування об'ємних гідроприводів» для студентів з фаху «Гідравлічні і пневматичні машини» / уклад. В. К. Буслов ; відп. ред. О. М. Яхно. — Київ : НТУУ «КПІ», 2008. — 80 с.
14. Babarit A. A database of capture width ratio of wave energy converters. *Renewable Energy*. 2015. Vol. 80. P. 610–628.
15. Falnes J. Ocean Waves and Oscillating Systems: Linear Interactions Including Wave-Energy Extraction. Cambridge : Cambridge University Press, 2002. 288 p.
16. ISO 4393:2015. Fluid power systems and components — Cylinders — Basic series of piston strokes. — Geneva : International Organization for Standardization, 2015. — 3 p.
17. Механіка матеріалів і конструкцій. Частина 1. Просте навантаження [Електронний ресурс] : навчальний посібник / А. Є. Бабенко, О. О. Боронко, С. М. Шукаєв [та ін.] ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. — Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. — 203 с. — URI: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/57016>
18. ДСТУ ISO 6020-1:2004. Гідроприводи об'ємні. Приєднувальні розміри для гідроциліндрів з однобічним штоком на номінальний тиск 16 МПа (160 бар). Частина 1. Середня серія (ISO 6020-1:1998, IDT). — Чинний від 2006-04-01. — Київ : Держспоживстандарт України, 2005. — 32 с.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		104

19. ДСТУ EN 10305-1:2016. Труби сталеві прецизійні. Технічні умови постачання. Частина 1. Труби безшовні холоднотягнуті (EN 10305-1:2016, IDT). – На заміну ДСТУ EN 10305-1:2010 ; чин. від 2017-10-01. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017. – 35 с.
20. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика : підручник / В. О. Федорець, М. Н. Педченко, В. Б. Струтинський [та ін.] ; за ред. В. О. Федорця. – Київ : Вища школа, 1995. – 463 с.
21. Bladder-type accumulator HAV. Data sheet RE 50171 [Електронний ресурс] / Bosch Rexroth AG. – Lohr am Main, 2024. – 24 p.
22. ISO 15380:2016. Lubricants, industrial oils and related products (class L) — Family H (Hydraulic systems) — Specifications for hydraulic fluids in categories HETG, HEPG, HEES and HEPR. – Geneva : International Organization for Standardization, 2016. – 26 p.
23. Гайденко Ю. А. Електричні машини [Електронний ресурс] : курс лекцій : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освіт. програмою «Електромеханічні системи автоматизації, електропривод та електромобільність» спец. 141 Електроенергетика електротехніка та електромеханіка / Ю. А. Гайденко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 211 с.
24. ДСТУ ISO 3662:2010. Гідроприводи об'ємні. Насоси та гідромотори. Геометричні робочі об'єми (ISO 3662:1976, IDT). – На заміну ГОСТ 13824-80 ; чин. від 2012-07-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 2012. – 6 с.
25. Axial piston fixed motor A2FM, Series 6x. Data sheet RE 91001 [Текст] / Bosch Rexroth AG. – Lohr am Main, Germany, 2019. – 44 p.
26. ДСТУ EN 10305-4:2016. Труби сталеві прецизійні. Технічні умови постачання. Частина 4. Труби безшовні холоднотягнуті для гідравлічних і пневматичних енергетичних систем (EN 10305-4:2016, IDT). – На заміну

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		105

ДСТУ EN 10305-4:2010 ; чин. від 2017-10-01. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017. – 26 с.

27. STAMFORD PI044G Winding 311 Technical Data Sheet [Електронний ресурс] / Cummins Generator Technologies. – 2021. – URI: [PI044G-06-TD-EN.xls](#). – Дата звернення: 30.05.2026.
28. Goodrive20 Series Inverter. Operation Manual [Текст] / INVT Electric Co., Ltd. – Shenzhen, China : INVT, 2022. – 164 p.
29. KTR Systems GmbH. BSK steel tank [Електронний ресурс]. – Rheine, Germany. – URI: <https://www.ktr.com/se/en/products/steel-tanks/steel-tank-bsk/>. – Дата звернення: 30.05.2026.
30. 0510020003 AZPB-32-1.0RHO01MB [Електронний ресурс] // Rexroth-Parts. — Режим доступу: <https://rexroth-parts.com/en/hydraulics/azpb-32-10rho01mb-1-1> (дата звернення: 05.06.2026).
31. 1LE1001-0DB22-7FA4 SIEMENS 3 HP ELECTRIC MOTOR 1732 RPM SINGLE PHASE [Електронний ресурс] // Bonnew. — Режим доступу: [1LE1001-0DB22-7FA4 Siemens 3 Hp Electric Motor 1732 Rpm Single Phase](#) (дата звернення: 05.06.2026).
32. CLAMPEX® KTR 200. Self-centering internal clamping set [Електронний ресурс] / KTR Systems GmbH. – Rheine, Germany. – URI: [KTR CLAMPEX KTR 200](#). – Дата звернення: 05.06.2026.
33. ROTEX® torsionally flexible jaw couplings [Електронний ресурс] / KTR Systems GmbH. – Rheine, Germany. – URI: [KTR ROTEX Couplings](#). – Дата звернення: 05.06.2026.
34. Standard oil cooler range ASA. Technical catalogue [Електронний ресурс] / Asa Hydraulik GmbH. – Vienna, 2023. – URI: [ASA 0177 230/400V 0,25 kW \(50Hz\) Bypass | asa hydraulik](#). – Дата звернення: 30.05.2026.
35. EHP screw-in heating elements. Technical catalogue [Електронний ресурс] / KTR Systems GmbH. – Rheine, Germany, 2023. – URI:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		106

<https://www.ktr.com/de/en/products/tank-heaters/tank-heater-ehp/>. — Дата
звернення: 30.05.2026.

36. 6ES7214-1AG40-0XB0 - CPU 1214C, DC/DC/DC, 14DI/10DO/2AI
[Електронний ресурс] // Siemens Industry Mobile Support. — Режим
доступу: [https://www.industry-mobile-support.siemens-
info.com/en/product/6ES72141AG400XB0](https://www.industry-mobile-support.siemens-info.com/en/product/6ES72141AG400XB0) (дата звернення: 06.06.2026).

37. 4WE10J5X/EG24N9K4/M Directional Spool Valve [Електронний ресурс]
// HydroPneuParts. — Режим доступу:
[https://hydropneuparts.com/en/directional-on-off-valves/216764-4we10j5x-
eg24n9k4-m-directional-spool-valve.html](https://hydropneuparts.com/en/directional-on-off-valves/216764-4we10j5x-eg24n9k4-m-directional-spool-valve.html) (дата звернення: 07.06.2026).

38. R901226276 M-2SEW6N3X/420MG24N9K4/B12/62 [Електронний
ресурс] // Rexroth-Parts. — Режим доступу: [https://rexroth-
parts.com/en/directional-valves/m-2sew6n3x-420mg24n9k4-b12-62](https://rexroth-parts.com/en/directional-valves/m-2sew6n3x-420mg24n9k4-b12-62) (дата
звернення: 08.06.2026).

39. ENS 3000 Level Sensor [Електронний ресурс] // HYDAC. — Режим
доступу: [https://catalog.hydac.com/viewitems/level-sensors/ens-3000-level-
sensor](https://catalog.hydac.com/viewitems/level-sensors/ens-3000-level-sensor) (дата звернення: 07.06.2026).

40. Rexroth – R928028409 BOSCH MAINTENANCE INDICATOR, WE-1SP-
M12X1, CHANGEOVER SIGNAL, M12 CONNECTOR, FOR FILTERS
[Електронний ресурс] // Kempston Controls. — Режим доступу:
<https://www.kempstoncontrols.com/R928028409/Rexroth/sku/2820329> (дата
звернення: 07.06.2026).

41. DBDS 10 K1X/200 Pressure Relief Valve [Електронний ресурс] //
HydroPneuParts. — Режим доступу:
[https://hydropneuparts.com/en/pressure-relief-valves/218757-dbds-10-k1x-
200-pressure-relief-valve.html](https://hydropneuparts.com/en/pressure-relief-valves/218757-dbds-10-k1x-200-pressure-relief-valve.html) (дата звернення: 06.06.2026).

42. S10A1.0/ Check Valve [Електронний ресурс] // Kanflu. — Режим доступу:
<https://www.kanflu.com/bosch-rexroth/s10a1-0-check-valve> (дата
звернення: 08.06.2026).

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						107
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

43. R900424887 2FRM10-3X/10L [Електронний ресурс] // Rexroth-Parts : [вебсайт]. – Режим доступу: <https://rexroth-parts.com/en/flow-valves/2frm10-3x-10l> (дата звернення: 06.06.2026).
44. Breathers, BF And ELF-ELFL [Електронний ресурс] // HYDAC. — Режим доступу: <https://catalog.hydac.com/viewitems/breathers-particulate/breathers--bf-and-elf-elfl> (дата звернення: 06.06.2026).
45. RF(D) – (switchable) [Електронний ресурс] // HYDAC. — Режим доступу: <https://www.hydac.com/shop/en/rf-d-switchable-1000515481> (дата звернення: 06.06.2026).
46. SDR-960-24 Mean Well Блок живлення 960 Вт, 24 В, 40 А На DIN-рейку [Електронний ресурс] // Mean Well Україна : [вебсайт]. – Режим доступу: <https://meanwell.in.ua/acdc/din/sdr-960-24> (дата звернення: 10.06.2026).
47. Acti9 iC60N 3P 32A C Miniature Circuit breaker [Електронний ресурс] // Schneider Electric : [вебсайт]. – Режим доступу: <https://www.se.com/uk/en/product/A9F44332/acti9-ic60n-3p-32a-c-miniature-circuit-breaker/> (дата звернення: 10.06.2026).
48. TeSys Deca thermal overload relays - 2.5...4 А - class 10A LRD086 [Електронний ресурс] // Schneider Electric : [вебсайт]. – Режим доступу: <https://www.se.com/us/en/product/LRD086/tesys-deca-thermal-overload-relays-2-5-4-a-class-10a/> (дата звернення: 10.06.2026).
49. Контактор 25А, 4НВ, 230В ESC425 [Електронний ресурс] // Hager : [вебсайт]. – Режим доступу: <https://hager.com/ua/catalog/produkt/esc425> (дата звернення: 10.06.2026).
50. PLC-OPT- 24DC/230AC/ 2/АСТ - Solid-state relay module [Електронний ресурс] // Phoenix Contact : [вебсайт]. – Режим доступу: <https://www.phoenixcontact.com/en-pc/products/solid-state-relay-module-plc-opt-24dc-230ac-2-act-1176854> (дата звернення: 10.06.2026).
51. PLC-OPT- 24DC/ 24DC/2 - Solid-state relay module [Електронний ресурс] // Phoenix Contact : [вебсайт]. – Режим доступу:

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		108

<https://www.phoenixcontact.com/en-pc/products/solid-state-relay-module-plc-opt-24dc-24dc-2-2900364> (дата звернення: 10.06.2026).

52. Harmony XB5 Пристрої управління та сигналізації в пластиковому корпусі Ø22 [Електронний ресурс] // Schneider Electric : [вебсайт]. – Режим доступу: <https://www.se.com/ua/uk/product-range/633-harmony-xb5/> (дата звернення: 10.06.2026).

53. Круг сталевий 110 ст. 30ХГСА - купити (ціна) оптом і в роздріб [Електронний ресурс]. Амбар: онлайн-металобаза. URL: <https://ambar.org.ua> (дата звернення: 30.05.2026).

54. Мельничук П.П., Боровик А.І., Лінчевський П.А., Петраков Ю. В. Технологія машинобудування. Підручник.: Житомир, ЖДТУ – 2005. – 835 с.

55. ST-10 | 6" Chuck | High-Performance Turning // Haas CNC Machines [Електронний ресурс]. — Режим доступу: <https://www.haascnc.com/machines/lathes/st/models/standard/st-10.html> (дата звернення: 02.06.2026).

56. Turning tools (ST_Katalog_GB) [Електронний ресурс] // Sartorius Werkzeuge. — Режим доступу: https://sartorius.flipbooks.cloud/catalog/1511FN/ST_Katalog_GB#page_830 (дата звернення: 30.05.2026).

57. ER collet chuck Form E4, VDI 30 // Hoffmann Group eShop [Електронний ресурс]. — Режим доступу: [ER collet chuck Form E4, VDI 30, for ER collet size: 25 | Hoffmann Group](#) (дата звернення: 30.05.2026).

58. ДСТУ EN ISO 12100:2016. Безпечність машин. Загальні принципи конструювання. Оцінювання ризику та зменшення ризику (EN ISO 12100:2010, IDT; ISO 12100:2010, IDT).

59. Правила охорони праці під час виконання робіт на висоті : НПАОП 0.00-1.15-07. — Затв. наказом Держгірпромнагляду від 27.03.2007 № 62.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
						109
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		

60. ДСТУ EN ISO 4413:2014. Гідроприводи. Загальні правила та вимоги безпеки щодо систем та їхніх компонентів (EN ISO 4413:2010, IDT; ISO 4413:2010, IDT).
61. ДСТУ EN 60204-1:2015. Безпечність машин. Електрообладнання машин. Частина 1. Загальні вимоги.
62. НАПБ А.01.001-2014. Правила пожежної безпеки в Україні.
63. Водний кодекс України від 06.06.1995 № 213/95-ВР [Електронний ресурс] // Офіційний вебпортал парламенту України. — Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/213/95-vr#Text> (дата звернення: 30.05.2026).
64. ДСТУ EN ISO 12944-9:2019. Фарби та лаки. Захист від корозії сталевих конструкцій системами захисних лакофарбових покриттів. Частина 9. Системи захисних лакофарбових покриттів і методи оцінювання експлуатаційних характеристик для морських та суміжних конструкцій (EN ISO 12944-9:2018, IDT; ISO 12944-9:2018, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.
65. ДСТУ EN 1299:2017. Вібрація та удар механічні. Віброізоляція машин. Інформація щодо застосування ізоляції джерела (EN 1299:1997+A1:2008, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017.

					ДП.МА2109.01.000.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум	Підпис	Дата		110