

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет Конструювання та дизайну

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Конструювання машин і обладнання
(назва кафедри)

Вячеслав ЛОВЕЙКІН

(підпис)

(ПІБ)

“ ” 2026 р.

БАКАЛАВРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БА-
ШТОВОГО КРАНА

Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування
(код і назва)

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Володимир БУЛГАКОВ

(ПІБ)

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Вячеслав ЛОВЕЙКІН

(ПІБ)

К.Т.Н.

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Анастасія ЛЯШКО

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Лещенко Георгій Петрович

(ПІБ студента)

КИЇВ - 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет Конструювання та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Конструювання машин і обладнання
Д.Т.Н., професор Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)
“ ” 2026 р.

ЗАВДАННЯ
на виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи студенту

Лещенка Георгія Петровича
(прізвище, ім'я, по батькові)
Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування
(код і назва)

Тема бакалаврської кваліфікаційної роботи (дипломного проекту бакалавра) **РОЗРОБКА
КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА**

затверджена наказом ректора НУБіП України від “15” квітня 2026 р. №1044 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 2026 червня 04
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до бакалаврської кваліфікаційної роботи (дипломного проекту бакалавра)

Технологічна схема застосування механізму повороту баштового крану

Перелік питань, які потрібно розробити:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій баштових кранів
2. Розглянути перспективи створення нових механізмів повороту баштових кранів
3. Виконати розрахунок механізму підйому баштового крана
4. Розглянути питання охорони праці при роботі з баштовим краном
5. Виконати розрахунок економічної ефективності

Перелік графічних документів (за потреби)

1. Загальний вигляд
2. Складальне креслення вузла
3. Деталювання

Дата видачі завдання “16” квітня 2026 р.

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи

Вячеслав ЛОВЕЙКІН.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анастасія ЛЯШКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

Георгій ЛЕЩЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали студент)

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ.....	8
1.1. Загальна характеристика баштових кранів та їх призначення	8
1.2. Вимоги до механізму повороту	13
1.3. Конструктивні схеми та компоновальні рішення механізмів повороту.....	14
1.4. Аналіз основних елементів механізму повороту	17
1.5. Принцип роботи та керування рухом	19
РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА	22
2.1. Вихідні дані для проектування	22
2.2. Обґрунтування конструкції механізму повороту	22
2.3. Розрахунок основних параметрів механізму повороту.....	24
2.4. Розрахунок основних параметрів механізму повороту.....	28
2.5. Розрахунок основних параметрів механізму повороту.....	35
2.6. Розрахунок зубчастої передачі та елементів механізму	42
2.7. Розрахунок енергоспоживання та експлуатаційної ефективності	49
РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ	52
3.1. Вимоги безпеки при експлуатації механізму повороту баштового крана	52

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ЗМІСТ				Літ.	Арк.	Акрушів		
Розроб.		Лещенко Г.П.									3	69	
Перевір.		Ляшко А.П.							НУБіП України				
Н. Контр.		Матухно Н.В.											
Затверд.		Ловейкін В.С.											

3.2. Аналіз можливих ризиків і заходів щодо їхнього мінімізації при експлуатації баштового крана	52
3.3. Правила технічного обслуговування та ремонту механізму повороту	53
РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	55
4.1. Вихідні дані для розрахунку	55
4.2. Розрахунок капітальних вкладень	56
4.3. Розрахунок річних експлуатаційних витрат.....	56
4.3.1. Витрати на електричну енергію.....	56
4.3.2. Витрати на технічне обслуговування та поточний ремонт	57
4.3.3. Амортизаційні відрахування	57
4.3.4. Витрати від технічних простоїв обладнання	57
4.3.5. Зведені експлуатаційні витрати	58
4.4. Визначення показників економічної ефективності інвестицій	58
ВИСНОВКИ.....	60
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	62
ДОДАТКИ.....	69

РЕФЕРАТ

Бакалаврська кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки, що містить вступ, чотири розділи, висновки, список використаних джерел та додатків. Дана робота представлена на 69 аркушах друкованого тексту.

В першому розділі бакалаврської кваліфікаційної роботи наведено загальну характеристику баштових кранів, проведено класифікацію механізмів повороту за конструктивними схемами, виконано аналіз основних елементів механізму повороту. Розглянуті принципи інтелектуального керування рухом поворотної частини.

В другому розділі роботи проведено розрахунок конструкції механізму повороту баштового крана, а саме розраховано його основні кінематичні та силові параметри з обґрунтуванням вибору двоприводної схеми. Також виконано розрахунок відкритої зубчастої передачі (шестерня та вінець ОПП) на контактну та згинальну міцність.

В розділі охорона праці розглянуто вимоги безпеки при експлуатації механізму повороту баштового крана, аналіз можливих ризиків і заходів щодо їхнього мінімізації, правила технічного обслуговування та ремонту.

Також в бакалаврській кваліфікаційній роботі виконано розрахунок економічної ефективності від впровадження розробленої двоприводної конструкції механізму повороту баштового крана з частотним регулюванням швидкості.

Ключові слова: баштовий кран, механізм повороту, опорно-поворотний пристрій, зубчаста передача, мотор-редуктор

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	РЕФЕРАТ				Літ.	Арк.	Акрушів		
Розроб.		Лещенко Г.П.										5	69
Перевір.		Ляшко А.П.											
Н. Контр.		Матухно Н.В.											
Затверд.		Ловейкін В.С.			НУБіП України								

ВСТУП

Сучасне цивільне та промислове будівництво вимагає використання високоефективних, надійних і маневрових вантажопідіймальних машин. Одним із ключових та найбільш поширених засобів механізації на будівельних майданчиках є баштовий кран. Ця машина забезпечує точне переміщення будівельних матеріалів та конструкцій у просторі, що дозволяє суттєво прискорити темпи зведення об'єктів і оптимізувати логістичні процеси з високою продуктивністю.

Важливою складовою частиною будь-якого баштового крана є механізм повороту, який відповідає за обертання поворотної платформи зі стрілою навколо вертикальної осі машини. Від надійності, плавності роботи та точності позиціонування цього вузла безпосередньо залежать безпека експлуатації крана, динамічні навантаження на його металоконструкцію, а також загальна ефективність виконання монтажно-демонтажних і вантажних робіт у стиснених умовах міської забудови.

Мета цієї бакалаврської кваліфікаційної роботи полягає у розробці конструкції механізму повороту баштового крана, яка забезпечить високі експлуатаційні показники. Основними завданнями дослідження є: проведення конструктивно-технологічного аналізу існуючих схем поворотних механізмів та опорно-поворотних пристроїв, визначення їхніх переваг і недоліків, обґрунтування кінематичної схеми привода, а також виконання комплексних інженерних розрахунків потужності електродвигуна, параметрів редуктора, гальма та перевірка елементів на міцність і довговічність.

У даній роботі буде здійснено детальний аналіз технічних характеристик поворотних пристроїв, розглянуто сучасні методи їхнього проектування. Також будуть розроблені необхідні технічні креслення та розрахунково-пояснювальна

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Лещенко Г.П.			ВСТУП				Літ.		Арк.	Акрушів	
Перевір.		Ляшко А.П.									6	69	
									НУБіП України				
Н. Контр.		Матухно Н.В.											
Затверд.		Ловейкін В.С.											

записка, що підтверджують працездатність, надійність і безпеку запропонованого конструктивного рішення відповідно до чинних правил охорони праці.

Отримані результати та інженерні рішення можуть бути використані при модернізації поворотних вузлів існуючих моделей вантажопідіймальних кранів, а також під час проєктування нових зразків будівельної техніки. Впровадження розробленої конструкції дозволить підвищити плавність пуску та гальмування, знизити експлуатаційні витрати і покращити загальну надійність роботи обладнання

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ

1.1. Загальна характеристика баштових кранів та їх призначення

У сучасному промисловому, цивільному та транспортному будівництві баштові крани посідають провідне місце серед усіх вантажопідіймальних машин, забезпечуючи переміщення будівельних матеріалів, технологічного обладнання та збірних будівельних елементів по складних просторових траєкторіях [1]. Головною перевагою цих машин є великий підстріловий простір, у якому безпосередньо зводиться споруда [1]. Сучасні сфери застосування баштових кранів охоплюють широкий спектр завдань від будівництва малоповерхових житлових будинків до спорудження унікальних промислових об'єктів, теплових та атомних електростанцій, гідротехнічних споруд, мостових переходів, а також великих суднобудівних верфей та портів [2].

Баштові крани класифікуються як складні мехатронні системи, що функціонують у важких умовах експлуатації під впливом значних статичних та динамічних навантажень. Сучасна класифікація, згідно з міжнародними стандартами ISO 4301-1 та ISO 4301-3:2021, базується на параметрах інтенсивності використання, спектрі навантажень та загальному ресурсі роботи [6]. Ці стандарти визначають класи використання (від U0 до U9) та класи спектра навантажень (від Q1 до Q4), що дозволяє інженерам ще на етапі проектування закладати необхідний запас міцності та втомної стійкості для кожного вузла [7].

Класи спектра визначають, наскільки часто механізм підіймає вантажі, близькі до його номінальної вантажопідйомності (Q):

- Q1 (Легкий): механізм нечасто підіймає вантажі, близькі до номінальних. Більшість операцій виконується з вантажами малої маси

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Лещенко Г.П.			РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬ- НІСТЬ РОЗРОБКИ	Літ.	Арк.
Перевір.		Ляшко А.П.					Акрушів
						8	69
Н. Контр.		Матухно Н.В.				НУБіП України	
Затверд.		Ловейкін В.С.					

- Q2 (Помірний): механізм підіймає номінальні вантажі частіше, але все ще значну частину часу працює з вантажами середньої маси
- Q3 (Важкий): вантажі, близькі до номінальної вантажопідйомності, підіймаються часто; робота характеризується високою інтенсивністю навантаження
- Q4 (Дуже важкий): механізм майже постійно працює з вантажами, маса яких близька до максимальної вантажопідйомності.

Механізм повороту є одним із ключових вузлів, який відповідає за обертання всієї поворотної частини крана відносно нерухомої вертикальної осі [4]. Цей механізм забезпечує точну доставку вантажу в будь-яку точку робочої зони, обмеженої максимальним та мінімальним вильотом стріли, що робить його незамінним для виконання монтажних робіт. Швидкість та плавність обертання безпосередньо впливають на загальну продуктивність машини, оскільки поворот стріли часто суміщається за часом із підйомом вантажу або переміщенням вантажного візка [4].

При проектуванні баштових кранів застосовують різні конструктивні схеми, які принципово відрізняються розташуванням опорно-поворотного вузла та розподілом навантажень. Основною класифікаційною ознакою є поділ на крани з верхнім поворотом (рис. 1.1) та крани з нижнім поворотом (рис. 1.2.) [2].

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

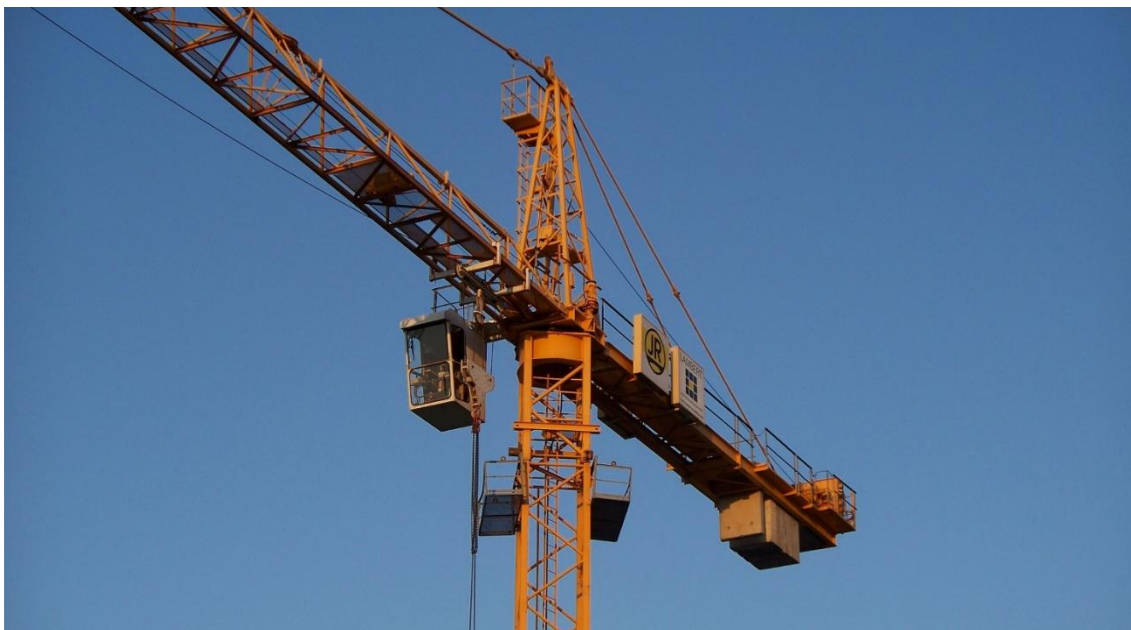


Рис. 1.1. Баштовий кран з верхнім розташуванням поворотного механізму



Рис. 1.2. Баштовий кран з нижнім розташуванням поворотного механізму

Крани з верхнім поворотом проєктуються з неповоротною баштою, яка жорстко кріпиться до фундаменту або ходової рами [4]. Опорно-поворотний пристрій розміщується у верхній частині башти, а обертання здійснює лише верхній

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

оголовок зі стрілою, консоллю противаги та встановленими на них механізмами [4]. Така схема має ряд істотних переваг:

- Можливість досягнення великої висоти підйому вантажу, яка може становити до 220 метрів при використанні приставних конструкцій, що кріпляться до стін будівлі [2].
- Висока статична жорсткість металоконструкції башти, яка працює переважно на стиск та згин від дії вантажного моменту [2].
- Значна вантажопідйомність, що досягає 50 або навіть 75 тон у важких промислових моделях [2].
- Можливість використання довгих стріл довжиною до 80 метрів для обслуговування великих будівельних майданчиків [2].

Недоліками кранів із верхнім розташуванням поворотного механізму є складність монтажу та демонтажу, високе розташування важких робочих механізмів, що ускладнює їхнє обслуговування, а також необхідність підйому великих монтажних елементів під час збирання крана на висоті.

Крани з нижнім поворотом (рис. 1.3) мають опорно-поворотний пристрій, встановлений у нижній частині крана безпосередньо на ходовій рамі або порталі [4]. Обертання здійснює вся башта разом зі стрілою, поворотною платформою, противагою та лебідками [2]. Така схема характеризується наступними перевагами:

- простота та швидкість монтажу, оскільки більшість елементів та механізмів збираються на рівні землі, а підйом башти здійснюється власними механізмами крана [2].
- зручність технічного обслуговування, оскільки двигун, редуктор та лебідки розташовані на рівні поворотної платформи поблизу землі [2].
- низьке положення центру ваги завдяки зосередженню важких елементів та противаги на нижній платформі, що підвищує загальну стійкість крана [4].

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Основними недоліками кранів з нижнім поворотом є обмежена висота підйому через небезпеку втрати стійкості поворотної башти, менша вантажопідйомність, яка зазвичай не перевищує 25 тон, а також значний вплив пружних коливань всієї високої башти на плавність роботи та точність позиціонування вантажу [2].



Рис. 1.3. Швидкокомтований баштовий кран на гусеничному шасі із лінійки Potain GTMR

Для висотного житлового та важкого промислового будівництва оптимальним є вибір схеми з верхнім поворотом, яка забезпечує високу жорсткість та

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

вантажопідйомність металоконструкції. Для цивільного малоповерхового будівництва та об'єктів з високою швидкістю виконання робіт раціонально використовувати мобільні крани з нижнім поворотом.

Таблиця 1.1.

Порівняльна характеристика баштових кранів з верхнім та нижнім поворотом

Параметр порівняння	Крани з верхнім поворотом	Крани з нижнім поворотом
Вантажопідйомність	До 100 тон і вище	Зазвичай до 10-12 тон
Максимальна висота	Понад 100 метрів (з анкеруванням)	Обмежена (зазвичай до 30-50 метрів)
Динаміка повороту	Обертається лише стрілова частина	Обертається вся конструкція мачти
Стійкість до вітру	Висока (флюгерний режим стріли)	Чутливість до перекидання всієї башти
Складність механізму	Висока (часто декілька приводів)	Простіша (центральний привід)

1.2. Вимоги до механізму повороту

Механізм повороту баштового крана повинен задовольняти комплекс жорстких конструктивних, кінематичних, динамічних та безпекових вимог, які регламентуються сучасними стандартами та правилами будови вантажопідйомних кранів. [5]. Основним функціональним завданням механізму є забезпечення надійного обертання поворотної частини крана на 360 градусів в обох напрямках та точне позиціонування вантажу над місцем монтажу чи розвантаження [5].

До найважливіших вимог належать:

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

- забезпечення плавного пуску та гальмування для запобігання виникненню значних динамічних перевантажень у металоконструкціях башти та стріли [6].
- забезпечення можливості регулювання кутової швидкості обертання в широкому діапазоні для точного наведення вантажу при монтажі будівельних конструкцій [6].
- забезпечення автоматичного утримання поворотної частини крана в неробочому стані за допомогою нормально замкнених гальмівних пристроїв, які повинні надійно протидіяти вітровим навантаженням та випадковим зовнішнім впливам [4].
- захист механічних передач та привода від раптових динамічних перевантажень шляхом встановлення запобіжних фрикційних муфт граничного моменту [2].
- забезпечення безпеки праці за рахунок встановлення кінцевих вимикачів кута повороту, обмежувачів вантажного моменту, анемометрів для вимірювання швидкості вітру та пристроїв звукової і світлової сигналізації [2].

Умови роботи механізму повороту характеризуються значною повторно-короткочасною циклічністю, дією великих інерційних моментів під час розгону та гальмування, а також впливом зовнішніх кліматичних факторів. Привод працює в умовах значних знакозмінних навантажень, які посилюються під дією вітрового тиску на металоконструкцію та вантаж. Крім того, на роботу механізму суттєво впливають випадкові фактори, такі як динамічні пориви вітру, технологічні нахили кранової колії та можливий ексцентриситет розташування вантажу відносно осі обертання.

1.3. Конструктивні схеми та компоувальні рішення механізмів повороту

Архітектурна побудова механізму повороту визначається необхідним крутним моментом та компоуванням поворотної платформи. У сучасних кранах найчастіше використовується схема з вертикальним розташуванням

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

електродвигуна, з'єднаного через редуктор із вихідною шестернею, яка входить у зачеплення із зубчастим вінцем опорно-поворотного пристрою [11].

1. Одноприводні та багатопровідні системи

Для кранів малої та середньої вантажопідйомності (до 8-10 тонн) зазвичай застосовується один приводний агрегат (рис. 1.4.).



Рис. 1.4. Механізм повороту одноприводний

Однак зі збільшенням вантажного моменту виникає необхідність розподілу зусилля між кількома зубчастими колесами для зменшення контактних напружень у зубах вінця та забезпечення симетрії навантаження на опорний пристрій [11]. Багатопровідні системи (від 2 до 4 приводів) дозволяють використовувати компактніші редуктори та забезпечують певну надлишковість системи - у разі виходу з ладу одного приводу кран може продовжувати роботу на зниженій швидкості (рис. 1.5) [12].

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15



Рис. 1.5. Механізм повороту багатопровідний

2. Схеми зачеплення

Існує два основні варіанти зачеплення шестерні з вінцем зубчастого колеса: зовнішнє та внутрішнє (рис. 1.6). Внутрішнє зачеплення є більш прогресивним для баштових кранів, оскільки дозволяє розмістити привід всередині поворотної рами, захищаючи зубчасту пару від атмосферних впливів та забезпечуючи більшу площу контакту зубів, що підвищує навантажувальну здатність передачі [21]. Зовнішнє зачеплення простіше в обслуговуванні та частіше зустрічається у кранах із нижнім поворотом [10].



а)



б)

Рис. 1.6. Схеми зачеплення: а - зовнішнє; б - внутрішнє

3. Модульні та інтегровані конструкції

Сучасні виробники, такі як Liebherr та Potain, переходять до модульних рішень. Наприклад, планетарний редуктор інтегрується безпосередньо в корпус приводу, де також розташовані двигун та гальмо. Це мінімізує кількість точок ущільнення та спрощує монтаж і сервісне обслуговування [19].

1.4. Аналіз основних елементів механізму повороту

1. Опорно-поворотні пристрої

ОПП є найбільш навантаженим елементом, що виконує роль підшипника великого діаметра. У баштових кранах використовуються переважно три типи конструкцій [20]:

1. Однорядні кулькові підшипники (рис. 1.7, а) з чотириточковим контактом. Використовуються у легких та середніх кранах. Вони компактні та здатні одночасно сприймати аксіальні, радіальні та моментні навантаження [20].

2. Дворядні кулькові підшипники (рис. 1.7, б). Мають більшу вантажопідйомність за рахунок розподілу навантаження між двома рядами кульок, що дозволяє зменшити габарити підшипника при збереженні високої жорсткості [20].

3. Трирядні роликові підшипники (рис. 1.7, в): Найбільш потужні пристрої для важких кранів. Окремі ряди роликів сприймають вертикальне навантаження та перекидний момент, що забезпечує максимальну точність обертання та довговічність [20].

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

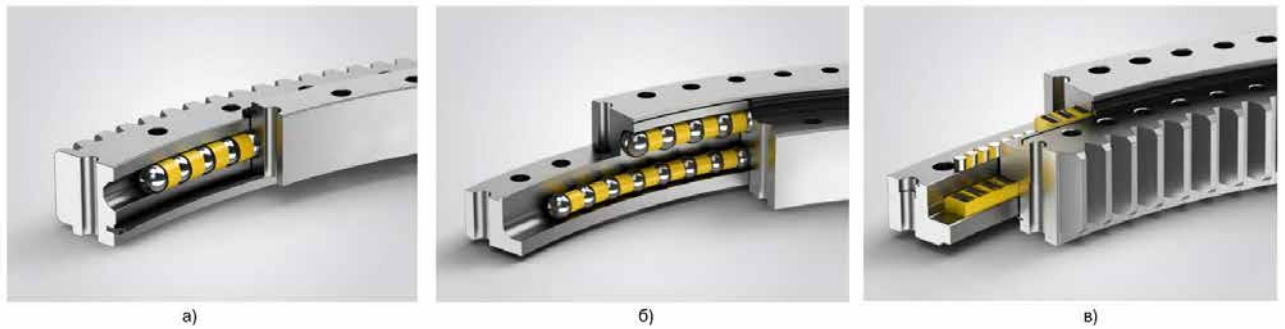


Рис. 1.7. Опорно-поворотні пристрої компанії Liebherr у розрізі: а - од-
норядні кулькові підшипники; б - дворядні кулькові підшипники; в - трирядні
роликові підшипники

Матеріали кілець ОПП вимагають особливої уваги. Зазвичай використо-
вується конструкційна легована сталь 42CrMo4 або 50Mn.[22] Поверхні біго-
вих доріжок піддаються індукційному гартуванню до глибини декількох мілі-
метрів, що забезпечує твердість поверхні при збереженні в'язкості серцевини,
необхідної для витримки ударних навантажень [22].

2. Планетарні редуктори

Використання планетарних передач у механізмах повороту зумовлене
їхньою здатністю передавати великі крутні моменти при малих габаритах та
високим ККД (~0,98 на ступінь) [18]. Сучасні редуктори (наприклад, серія
DAT від Liebherr) (рис. 1.8) мають від 3 до 4 ступенів планетарної передачі, що
дозволяє досягти передавальних чисел до 1500 та вище [19].

Технічні особливості сучасних редукторів включають:

- Використання високоякісних цементованих та шліфованих зубча-
стих коліс.
- Коаксіальне виконання, що спрощує компонування на платформі.
- Наявність ексцентрикового фланця для регулювання бокового зазору в
зачепленні шестерня-вінець [18].



Рис. 1.8. Планетарні редуктори серії DAT від Liebherr

3. Приводні електродвигуни та гальма

Основним типом приводу є асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором, оптимізовані для роботи з частотними перетворювачами. Останнім часом зростає частка синхронних двигунів із постійними магнітами (PMSM), які мають кращу динаміку та вищий ККД на низьких частотах [28].

Гальмівні системи механізмів повороту повинні забезпечувати плавне зупинення. Найбільш розповсюджені електромагнітні дискові гальма та електрогідравлічні штовхачі [30]. Важливою особливістю є можливість регулювання гальмівного моменту для запобігання надмірним динамічним навантаженням на башту крана при аварійній зупинці [31].

1.5. Принцип роботи та керування рухом

Робота механізму повороту базується на перетворенні високої частоти обертання вала двигуна у низьку швидкість повороту стріли (зазвичай 0,6-1,0 об/хв) із багаторазовим збільшенням моменту [11]. Ключовим аспектом сучасної розробки є інтелектуальне керування цим процесом.

Для мінімізації ривків при пуску та зупинці використовується S-подібна рампa прискорення (рис. 1.9). Цей алгоритм керування частотним перетворювачем (VFD) обмежує не лише прискорення, а й похідну від нього - ривок

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Профіль S-кривої зазвичай складається з семи фаз:

1. Збільшення прискорення: прискорення лінійно зростає від 0 до a_{max} .
2. Постійне прискорення: швидкість зростає лінійно.
3. Зменшення прискорення: прискорення падає до 0 при наближенні до робочої швидкості.
4. Постійна швидкість: робочий режим повороту.
5. Збільшення уповільнення: Початок гальмування.
6. Постійне уповільнення: лінійне зниження швидкості.
7. Зменшення уповільнення: плавна зупинка без розгойдування вантажу [34].

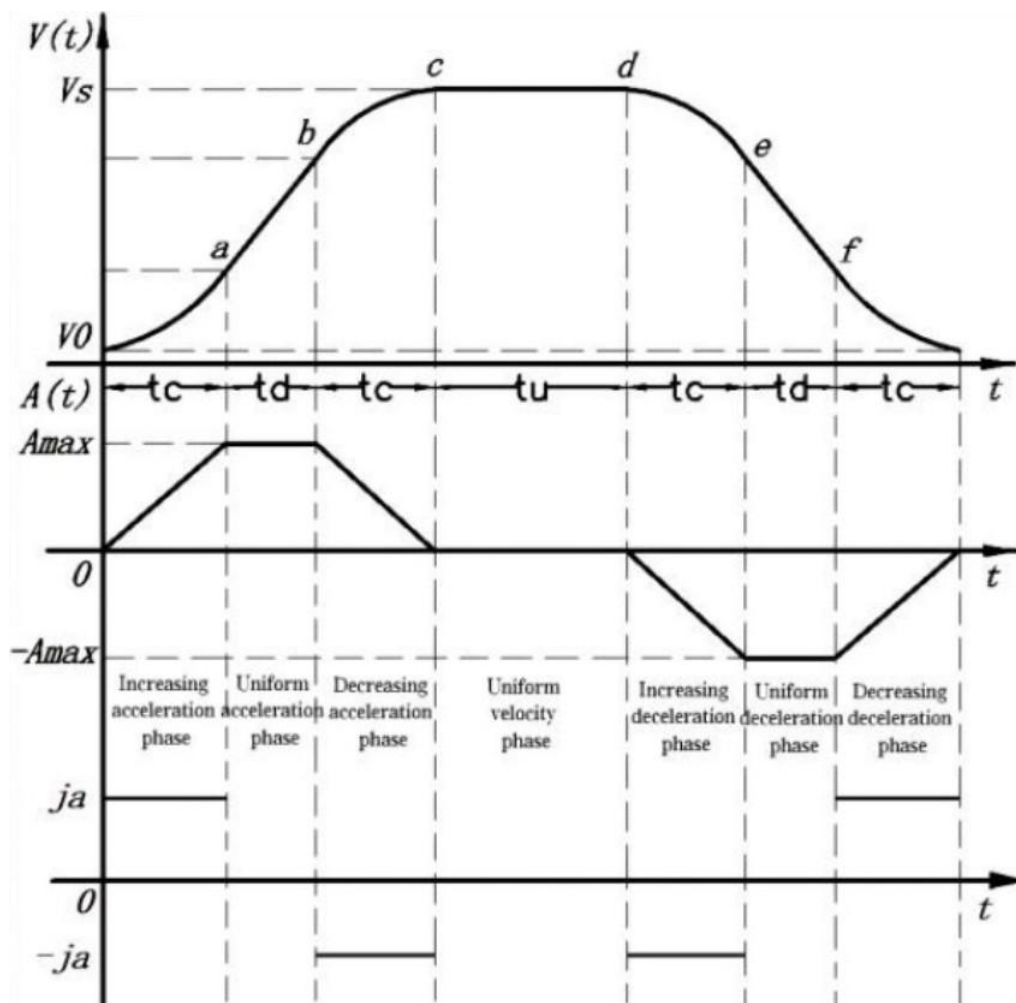


Рис. 1.9. Профіль S-кривої, де: $V(t)$ (верхній графік) - показує зміну швидкості повороту; $A(t)$ (середній графік)- Зміна прискорення; j_a (нижній графік) - профіль ривка (швидкість зміни прискорення)

Такий підхід дозволяє суттєво знизити амплітуду коливань башти та вантажу, що підвищує безпеку та продуктивність роботи[3].

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА

2.1. Вихідні дані для проєктування

Режим роботи механізму повороту відповідно до міжнародного стандарту ISO 4301/1 прийнято як М5, що є характерним для житлового та цивільного будівництва з помірним коефіцієнтом навантаження.

Вихідні дані:

максимальна вантажопідйомність $Q_{\max} = 100 \text{ кН (10 т)}$,

вантажопідйомність на максимальному вильоті $Q_{\min} = 16 \text{ кН (1.6 т)}$,

максимальний виліт стріли $L_{\max} = 50.0 \text{ м}$,

мінімальний виліт стріли $L_{\min} = 3.0 \text{ м}$,

висота підйому вантажу $H = 45.0 \text{ м}$,

номінальна частота обертання поворотної частини $n = 0.8 \text{ об/хв}$,

відносна тривалість вмикання механізму повороту $T_B = 25 \%$,

динамічний вітровий тиск робочого стану $q = 150 \text{ Па}$,

допустимий нахил крана альфа = 0.005 рад,

загальна маса поворотної частини $G_{\text{пов}} = 33.0 \text{ т}$,

маса противаги $G_{\text{пр}} = 15.0 \text{ т}$.

Група класифікації режиму роботи за ISO 4301/1 - М5.

2.2. Обґрунтування конструкції механізму повороту

Відповідно до сучасної світової практики (Liebherr, Potain, Terex), для механізму повороту обрано схему з вертикальним співвісним електродинамічним приводом, що монтується безпосередньо на поворотній платформі. Це

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Лещенко Г.П.			РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА		
Перевір.		Ляшко А.П.					
Н. Контр.		Матухно Н.В.					
Затверд.		Ловейкін В.С.					
					Літ.	Арк.	Аркушів
						22	69
					НУБіП України		

забезпечує компактність, мінімальні втрати потужності, жорсткість трансмісії та плавність руху.

Основні елементи конструкції:

- Електродвигун: асинхронний трифазний із короткозамкненим ротором, адаптований під частотне регулювання (ПЧ). Це забезпечує безступінчастий контроль моменту, обмежує динамічні навантаження та запобігає розгойдуванню вантажу.

- Гальмо: дискове електромагнітне, нормально-замкненого типу. Монтується на двигуні й виконує лише стопорну функцію, оскільки робоче сповільнення реалізується двигуном через ПЧ.

- Редуктор: триступінчастий планетарний вертикальний (базове рішення - Bonfiglioli 700T). Має високу навантажувальну здатність, компактність, високий ККД та стійкість до радіальних сил на вихідному валу.

- Опорно-поворотний пристрій (ОПП): роликовий однорядний із зовнішнім зубчастим вінцем. У порівнянні з кульковими, має вищу жорсткість, менший люфт і сприймає більші перекидаючі моменти. Зовнішнє зачеплення спрощує монтаж та обслуговування.

- Зубчасте зачеплення: відкрита циліндрична передача з евольвентним зачепленням. Для зниження напружень та запобігання підрізання зубів вихідної шестерні передбачено їх позитивне зміщення (корекцію).

- Матеріали: Вал-шестерня: легована сталь 40ХН (покращення + гартування СВЧ). Зубчастий вінець ОПП: сталь 50Г або 40Х із гартуванням зубів.

Перевага двоприводної схеми: використання двох симетричних мотор-редукторів розвантажує вінець ОПП, зменшує модуль зачеплення, ліквідує

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

односторонні радіальні навантаження, забезпечує рівномірний крутний момент та резервування приводу.

2.3. Розрахунок основних параметрів механізму повороту

1. Визначення моменту інерції поворотної частини крана

Для динамічного розрахунку механізму повороту крана розбиваємо конструкцію на спрощені геометричні тіла.

1. Момент інерції ґратчастої стріли ($I_{\text{стр}}$). Стрілу довжиною $L_{\text{стр}} = 52\text{м}$ та масою $m_{\text{стр}} = 6500\text{ кг}$ представляємо як однорідний стрижень, що обертається навколо своєї осі, розташованої на відстані від початку стріли:

$$I_{\text{стр}} = m_{\text{стр}} \cdot \frac{L_{\text{стр}}^2}{3}. \quad (2.1)$$

$$I_{\text{стр}} = 6500 \cdot \frac{52^2}{3} = 5858667 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $m_{\text{стр}}$ - маса металоконструкції стріли, кг;

$L_{\text{стр}}$ - довжина стріли від осі повороту, м.

2. Момент інерції контрстріли. Контрстрілу довжиною $L_{\text{кстр}} = 15\text{ м}$ та масою $m_{\text{кстр}} = 3000\text{ кг}$ розраховуємо аналогічно:

$$I_{\text{кстр}} = m_{\text{кстр}} \cdot \frac{L_{\text{кстр}}^2}{3} \quad (2.2)$$

$$I_{\text{кстр}} = 3000 \cdot \frac{15^2}{3} = 225000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $m_{\text{кстр}}$ - маса металоконструкції контрстріли, кг;

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$L_{\text{кстр}}$ - довжина контрстріли, м.

3. Момент інерції противаги . Блоки противаги загальною масою $m_{\text{прот}} = 15\,000$ кг зосереджені на контрстрілі на радіусі $r_{\text{прот}} = 12$ м від осі обертання:

$$I_{\text{прот}} = m_{\text{прот}} \cdot r_{\text{прот}}^2 \quad (2.3)$$

$$I_{\text{прот}} = 15\,000 \cdot 12^2 = 2160000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $m_{\text{прот}}$ - маса противаги, кг;

$r_{\text{прот}}$ - відстань від осі обертання до центра ваги противаги, м.

4. Момент інерції поворотної платформи та оголовка башти ($I_{\text{пл}}$). Платформа та оголовок масою $m_{\text{пл}} = 13500$ кг мають малий радіус інерції, їх центр ваги зміщений у бік контрстріли для компенсації моменту стріли на величину $r_{\text{пл}} \approx 0,5$ м :

$$I_{\text{пл}} = m_{\text{пл}} \cdot r_{\text{пл}}^2 \quad (2.4)$$

$$I_{\text{пл}} = 13\,500 \cdot 0,5^2 = 3375 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $m_{\text{пл}}$ - маса поворотної платформи з оголовком башти, кг;

$r_{\text{пл}}$ - ексцентриситет центра ваги платформи, м.

5. Момент інерції обладнання поворотної платформи ($I_{\text{мех}}$). Вантажна лебідка, кабіна керування та шафи електрообладнання загальною масою $m_{\text{мех}} = 10000$ кг розташовані на середній відстані $r_{\text{мех}} = 6$ м від осі обертання:

$$I_{\text{мех}} = m_{\text{мех}} \cdot r_{\text{мех}}^2 \quad (2.5)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$I_{\text{мех}} = 10\,000 \cdot 6,0^2 = 360\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $m_{\text{мех}}$ - маса механізмів та кабіни на платформі, кг;

$r_{\text{мех}}$ - радіус розташування обладнання, м.

6. Момент інерції номінального вантажу на максимальному вильоті ($I_{\text{в}}$). Маса вантажу $m_{\text{в}} = 1600 \text{ кг}$, що розташований на вильоті $L_{\text{max}} = 50 \text{ м}$:

$$I_{\text{в}} = m_{\text{в}} \cdot L_{\text{max}}^2 (2.6)$$

$$I_{\text{в}} = 1600 \cdot 50,0^2 = 4\,000\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $m_{\text{в}}$ - маса номінального вантажу на максимальному вильоті, кг;

L_{max} - максимальний виліт стріли, м.

7. Момент інерції гакової підвіски ($I_{\text{г}}$). Гакова підвіска масою $m_{\text{г}} = 200 \text{ кг}$ постійно знаходиться на вильоті $L_{\text{max}} = 50 \text{ м}$:

$$I_{\text{г}} = m_{\text{г}} \cdot L_{\text{max}}^2 (2.7)$$

$$I_{\text{г}} = 200 \cdot 50,0^2 = 500\,000 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

де $m_{\text{г}}$ - маса гакової підвіски, кг.

Загальний момент інерції поворотної частини крана без вантажу ():

$$I_0 = I_{\text{стр}} + I_{\text{кстр}} + I_{\text{прот}} + I_{\text{пл}} + I_{\text{мех}} (2.8)$$

$$\begin{aligned} I_0 &= 5858667 + 225000 + 2160000 + 3375 + 360000 \\ &= 8607042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

Загальний момент інерції поворотної частини крана з вантажем на максимальному вильоті (I_H):

$$I_H = I_0 + I_B + I_r \quad (2.9)$$

$$I_H = 8607042 + 4000000 + 500000 = 13107042 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

2. Розрахунок кутової швидкості повороту

Для частоти обертання крана $n_{кр} = 0,8 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ розраховуємо кутову швидкість обертання поворотної частини за формулою:

$$\omega_{кр} = \frac{(\pi \cdot n_{кр})}{30} \quad (2.10)$$

$$\omega_{кр} = \frac{(3.14 \cdot 0,8)}{30} = 0.08378 \text{ рад/с}$$

де $n_{кр}$ - частота обертання крана, об/хв.

3. Визначення часу розгону та гальмування, необхідне прискорення

Згідно з ДСТУ та правилами безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів, лінійне прискорення головки стріли при пуску та гальмуванні для запобігання значному відхиленню вантажного каната від вертикалі не повинно перевищувати $a_{\text{лінійне}} = 0,6 \text{ м/с}^2$.

Виходячи з цієї вимоги, визначаємо максимально допустиме кутове прискорення поворотної частини крана ($\epsilon_{\text{пуск}}$):

$$\epsilon_{\text{пуск}} = \frac{a_{\text{лінійне}}}{L_{\text{тах}}} \quad (2.11)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$\epsilon_{\text{пуск}} = \frac{0,6}{50,0} = 0,012 \text{ рад/с}^2$$

де $a_{\text{лінійне}}$ - допустиме лінійне прискорення вантажу,

L_{max} - максимальний виліт стріли, м.

Час розгону механізму повороту до номінальної швидкості обертання ($t_{\text{пуск}}$) за умови сталої величини прискорення:

$$t_{\text{пуск}} = \frac{\omega_{\text{кр}}}{\epsilon_{\text{пуск}}} \quad (2.12)$$

$$t_{\text{пуск}} = \frac{0,08378}{0,012} = 6,98 \approx 7,0 \text{ с}$$

де $\omega_{\text{кр}}$ - номінальна кутова швидкість обертання крана, рад/с.

Для забезпечення симетрії перехідних процесів та комфортної роботи кранівника час гальмування при роботі частотного перетворювача приймається рівним часу пуску: $t_{\text{пуск}} = 7,0 \text{ с}$, відповідно уповільнення поворотної частини $\epsilon_{\text{пуск}} = 0,012 \text{ рад/с}^2$

2.4. Розрахунок основних параметрів механізму повороту

Силовий розрахунок механізму повороту передбачає визначення всіх складових опору повороту, що діють на ОПП під час пуску в найбільш несприятливих умовах експлуатації.

До основних опорів повороту належать:

- Момент сил тертя в опорно-поворотному пристрої від дії вертикальних сил та перекидаючого моменту ($M_{\text{тр}}$);

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

- Момент від дії вітрового навантаження на металоконструкцію та вантаж (M_B);
- Момент від нахилу поворотної частини крана ($M_{нах}$) ;
- Динамічний момент від сил інерції мас крана під час пуску ($M_{ін}$) .

1. Визначення навантажень та сил тертя в ОПП

Вертикальне навантаження на ОПП складається з ваги металоконструкцій поворотної частини, противаги, механізмів, вантажу та гакової підвіски :

$$F_V = (m_{метал} + m_{прот} + m_{Г} + m_B) \cdot g \quad (2.13)$$

Для завантаженого крана ($F_{V.н}$):

$$\begin{aligned} F_{V.н} &= (33000 + 15000 + 200 + 1600) \cdot 9,81 = 49800 \cdot 9,81 \\ &= 488538 \text{ Н} \approx 488,5 \text{ кН} \end{aligned}$$

Для незавантаженого крана ($F_{V.0}$):

$$\begin{aligned} F_{V.0} &= (33000 + 15000 + 200) \cdot 9,81 = 48200 \cdot 9,81 = 472842 \text{ Н} \\ &\approx 472,8 \text{ кН} \end{aligned}$$

де g - прискорення вільного падіння, м/с^2

Перекидаючий момент ($M_{кр}$), що діє на опорно-поворотне коло відносно центра ОПП, визначається з урахуванням плечей прикладання сил ваги всіх компонентів:

$$\begin{aligned} M_{кр} &= (G_B + G_{Г}) \cdot L_{max} + G_{стр} \cdot r_{стр} + G_{пл} \cdot r_{пл} - G_{прот} \cdot r_{прот} - G_{кстр} \cdot \\ &\quad r_{кстр} - G_{мех} \cdot r_{мех} \end{aligned} \quad (2.14)$$

де

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$G_B = m_B \cdot g = 1,6 \cdot 9,81 = 15,7 \text{ кН} \quad (2.15)$$

- вага вантажу;

$$G_T = m_T \cdot g = 0,2 \cdot 9,81 = 1,96 \text{ кН} \quad (2.16)$$

- вага гака;

$$G_{стр} = m_{стр} \cdot g = 6,5 \cdot 9,81 = 63,8 \text{ кН} \quad (2.17)$$

- вага стріли, її центр ваги знаходиться на відстані $r_{стр} = 18,0 \text{ м}$ від осі повороту;

$$G_{пл} = m_{пл} \cdot g = 13,5 \cdot 9,81 = 132,4 \text{ кН} \quad (2.18)$$

- вага платформи, її центр ваги зміщений на $r_{пл} = -0,5 \text{ м}$ (в бік противаги);

$$G_{прот} = m_{прот} \cdot g = 15,0 \cdot 9,81 = 147,2 \text{ кН} \quad (2.19)$$

- вага противаги, на відстані $r_{прот} = -12,0 \text{ м}$;

$$G_{кстр} = m_{кстр} \cdot g = 3,0 \cdot 9,81 = 29,4 \text{ кН} \quad (2.20)$$

- вага контрстріли, на відстані $r_{кстр} = -7,5 \text{ м}$;

$$G_{мех} = m_{мех} \cdot g = 10,0 \cdot 9,81 = 98,1 \text{ кН} \quad (2.21)$$

- вага механізмів, на відстані $r_{мех} = -6,0 \text{ м}$.

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахуємо величину перекидаючого моменту для завантаженого крана ($M_{кр.н}$):

$$M_{кр.н} = (15,7 + 1,96) \cdot 50,0 + 63,8 \cdot 18,0 - 132,4 \cdot 0,5 - 147,2 \cdot 12,0 - 29,4 \cdot 7,5 - 98,1 \cdot 6,0$$

$$M_{кр.н} = 883,0 + 1148,4 - 66,2 - 1766,4 - 220,5 - 588,6 = -609,3 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Для незавантаженого крана ($M_{кр.0}$) за відсутності вантажу на гаку:

$$M_{кр.0} = 63,8 \cdot 18,0 - 132,4 \cdot 0,5 - 147,2 \cdot 12,0 - 29,4 \cdot 7,5 - 98,1 \cdot 6,0$$

$$M_{кр.0} = 1148,4 - 66,2 - 1766,4 - 220,5 - 588,6 = -1493, \text{кН} \cdot \text{м}$$

Найбільший за абсолютною величиною перекидаючий момент діє на ОПП при роботі крана без вантажу: $|M_{кр}|_{\max} = 1493.3 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Момент сил тертя в роликовому однорядному ОПП ($D_{оп} = 2000 \text{ мм} = 2.0 \text{ м}$ є середнім діаметром бігової доріжки роликів) визначається за стандартизованою методикою :

$$M_{тр} = \mu \cdot \left(4 \cdot \frac{|M_{кр}|}{D_{оп}} + F_V \right) \cdot \frac{D_{оп}}{2} \quad (2.22)$$

де μ - приведений коефіцієнт тертя в роликових тілах кочення, для розрахунку приймається рівним $\mu = 0,004$;

$D_{оп}$ - діаметр бігової доріжки ОПП, м.

Момент тертя при завантаженому крані ($M_{тр.н}$):

$$M_{тр.н} = 0,004 \cdot \left(4 \cdot \frac{609,3}{2,0} + 488,5 \right) \cdot \frac{2,0}{2}$$

$$M_{тр.н} = 0,004 \cdot (1218,6 + 488,5) \cdot 1,0 = 6,83 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Момент тертя при незавантаженому крані ($M_{тр.0}$):

$$M_{тр.0} = 0,004 \cdot \left(4 \cdot \frac{1493,3}{2,0} + 472,8 \right) \cdot \frac{2,0}{2}$$

$$M_{тр.0} = 0,004 \cdot (2986,6 + 472,8) \cdot 1,0 = 13,84 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Максимальний момент тертя в ОПП виникає в незавантаженому стані крана і становить 13,84 кН · м.

2. Розрахунок вітрового моменту

Вітровий опір повороту створюється тиском вітру на навітряні площі елементів поворотної частини та на вантаж. Оскільки напрям вітру може бути довільним, для розрахунків приймається найгірший варіант, коли вітер діє перпендикулярно до стріли та контрстріли у бік, що перешкоджає повороту.

Для робочого стану крана з номінальним динамічним тиском вітру $q = 150 \text{ Па} = 0,15 \frac{\text{кН}}{\text{м}^2}$, розраховуємо вітрові сили, що діють на кожну частину:

1. Вітрова сила на стрілу ($F_{в.стр}$). Площа проекції металоконструкції стріли $A_{стр} = 52,0 \cdot 1,5 \cdot 0,3 = 23,4 \text{ м}^2$, де 0,3 - коефіцієнт суцільності решітки. Аеродинамічний коефіцієнт $c_v = 1,4$.

$$F_{в.стр} = q \cdot c_v \cdot A_{стр} \quad (2.23)$$

$$F_{в.стр} = 0,15 \cdot 1,4 \cdot 23,4 = 4,91 \text{ кН}$$

Ця сила діє на плечі $r_{в.стр} = 20 \text{ м}$ від осі обертання:

$$M_{в.стр} = F_{в.стр} \cdot r_{в.стр} = 4,91 \cdot 20,0 = 98,2 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.24)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Вітрова сила на контрстрілу ($F_{\text{в.кстр}}$). Навітряна площа $A_{\text{кстр}} = 15,0 \cdot 1,5 \cdot 0,3 = 7,88 \text{ м}^2, c_v = 1,4$.

$$F_{\text{в.кстр}} = q \cdot c_v \cdot A_{\text{кстр}} \quad (2.25)$$

$$F_{\text{в.кстр}} = 0,15 \cdot 1,4 \cdot 7,88 = 1,65 \text{ кН}$$

Плече прикладання сили $r_{\text{в.кстр}} = -7,5 \text{ м}$ (протилегний бік від стріли):

$$M_{\text{в.кстр}} = F_{\text{в.кстр}} \cdot r_{\text{в.кстр}} = 1,65 \cdot (-7,5) = -12,38 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.26)$$

3. Вітрова сила на блоки противаги ($F_{\text{в.прот}}$). Навітряна суцільна площа $A_{\text{прот}} = 6,0 \text{ м}^2, c_v = 1,2$.

$$F_{\text{в.прот}} = q \cdot c_v \cdot A_{\text{прот}} \quad (2.27)$$

$$F_{\text{в.прот}} = 0,15 \cdot 1,2 \cdot 6,0 = 1,08 \text{ кН}$$

Плече прикладання $r_{\text{в.прот}} = -12 \text{ м}$:

$$M_{\text{в.прот}} = F_{\text{в.прот}} \cdot r_{\text{в.прот}} = 1,08 \cdot (-12,0) = -12,96 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.28)$$

4. Вітрова сила на кабіну та оголовок ($F_{\text{в.каб}}$). Навітряна площа $A_{\text{прот}} = 8,0 \text{ м}^2, c_v = 1,2$.

$$F_{\text{в.каб}} = q \cdot c_v \cdot A_{\text{каб}} \quad (2.29)$$

$$F_{\text{в.каб}} = 0,15 \cdot 1,2 \cdot 8,0 = 1,44 \text{ кН}$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

Плече прикладання $r_{\text{в.каб}} = -0,5$ м:

$$M_{\text{в.каб}} = F_{\text{в.каб}} \cdot r_{\text{в.каб}} = 1,44 \cdot (-0,5) = -0,72 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.30)$$

Сумарний вітровий момент від конструкції крана ($M_{\text{в.к}}$):

$$M_{\text{в.к}} = |M_{\text{в.стр}} + M_{\text{в.кстр}} + M_{\text{в.прот}} + M_{\text{в.каб}}| \quad (2.31)$$

$$M_{\text{в.к}} = |98,2 - 12,38 - 12,96 - 0,72| = 72,14 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

5. Вітрова сила на вантаж ($F_{\text{в.в}}$). Вантаж масою представляє собою великогабаритний залізобетонний елемент із площею проекції $A_{\text{в}} = 4,0 \text{ м}^2$, $c_{\text{в}} = 1,2$.

$$F_{\text{в.в}} = q \cdot c_{\text{в}} \cdot A_{\text{в}} \quad (2.32)$$

$$F_{\text{в.в}} = 0,15 \cdot 1,2 \cdot 4,0 = 0,72 \text{ кН}$$

На максимальному вильоті стріли $L_{\text{max}} = 50$ м момент вітрової сили на вантаж становить:

$$M_{\text{в.в}} = F_{\text{в.в}} \cdot L_{\text{max}} = 0,72 \cdot 50,0 = 36,0 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.33)$$

Сумарний вітровий момент, що діє на завантажений кран ($M_{\text{в.н}}$):

$$M_{\text{в.н}} = M_{\text{в.к}} + M_{\text{в.в}} = 72,14 + 36,0 = 108,14 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.34)$$

Для незавантаженого крана вітровий момент становить тільки момент від конструкції:

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{B.0} = M_{B.K} = 72.14 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.35)$$

2.5. Розрахунок основних параметрів механізму повороту

1. Обґрунтування вибору двопривідної схеми та параметрів приводу

При передачі значного крутного моменту ($M_{\text{пуск}} = 279,62 \text{ кН} \cdot \text{м}$) через одну зубчасту пару виникають надзвичайно високі сили в зачепленні, які потребують використання великого модуля зубів ($m \geq 16 \text{ мм}$) та значної ширини зубчастих коліс. Це призводить до надмірної концентрації напружень на торцях зубів через неминучі перекося осей під навантаженням та збільшує вартість ОПП.

Для подолання цієї проблеми та підвищення надійності роботи крана впроваджено схему з двома ідентичними приводами, що розташовані симетрично на поворотній платформі крана. Кожен привід сприймає рівно половину навантаження.

Параметри навантаження на один привід:

Статичний момент на один привід:

$$M_{\text{ст.прив}} = \frac{M_{\text{ст.н}}}{2} = \frac{122.30}{2} = 61,15 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.34)$$

- Пусковий момент на один привід:

$$M_{\text{пуск.прив}} = \frac{M_{\text{пуск.н}}}{2} = \frac{279.62}{2} = 139,81 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.35)$$

2. Розрахунок необхідної потужності приводу та вибір електродвигуна

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Розрахункова статична потужність, необхідна на вихідному валу одного приводу під час сталої роботи за максимально діючих навантажень:

$$P_{\text{вих.прив}} = M_{\text{ст.прив}} \cdot \omega_{\text{кр}} \quad (2.36)$$

$$P_{\text{вих.прив}} = 61,15 \cdot 10^3 \cdot 0,08378 = 5123 \text{ Вт} = 5,12 \text{ кВт}$$

де - кутова швидкість обертання крана, рад/с.

Необхідна потужність електродвигуна ($P_{\text{дв.необ}}$) з урахуванням загального коефіцієнта корисної дії редуктора та відкритої передачі ($\eta_{\text{заг}} \approx 0,90$):

$$P_{\text{дв.необ}} = \frac{P_{\text{вих.прив}}}{\eta_{\text{заг}}} \quad (2.37)$$

$$P_{\text{дв.необ}} = \frac{5,12}{0,90} = 5,69 \text{ кВт}$$

З огляду на важкі умови роботи, часті пуки та можливі тимчасове перевантаження через пориви вітру, обираємо трифазний асинхронний короткозамкнений двигун спеціалізованого кранового виконання серії **4MTM132LA6** зі наступними характеристиками:

Номінальна потужність: $P_{\text{ном}} = 7,5 \text{ кВт}$

Номінальна частота обертання ротора: $n_{\text{дв}} = 940 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$

Номінальна кутова швидкість ротора:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{(\pi \cdot n_{\text{дв}})}{30} = \frac{(3,14 \cdot 940)}{30} = 98,44 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.38)$$

Номінальний крутний момент на валу двигуна ($T_{\text{ном}}$):

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$T_{\text{ном}} = \frac{(P_{\text{ном}} \cdot 1000)}{\omega_{\text{дв}}} = \frac{(7,5 \cdot 1000)}{98,44} = 76,19 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.39)$$

Кратність максимального (пускового) моменту: $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2,8$ ($T_{\text{max}} = 213,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$)

Момент інерції ротора двигуна: $I_{\text{рот}} = 0,075 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Перевіримо коефіцієнт запасу потужності двигуна ($k_{\text{зап}}$):

$$k_{\text{зап}} = \frac{P_{\text{ном}}}{P_{\text{дв.необ}}} = \frac{7,5}{5,69} = 1,32 \quad (2.40)$$

Запас у 32% гарантує тривалу безперебійну роботу двигуна без перегріву відповідно до вимог середнього режиму роботи М5 .

3. Кінематичний розрахунок та визначення передавального числа

Загальне передавальне число приводу ($u_{\text{заг}}$) визначається відношенням частоти обертання валу електродвигуна до кутової швидкості поворотної частини крана:

$$u_{\text{заг}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{кр}}} = \frac{98,4}{0,08378} = 1175,0 \quad (2.41)$$

Загальне передавальне число розподіляється між відкритою циліндричною передачею ($u_{\text{відкр}}$) та планетарним редуктором ($u_{\text{ред}}$):

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{ред}} \cdot u_{\text{відкр}} \quad (2.42)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для забезпечення раціональних габаритів ОПП та відкритої передачі приймаємо параметри зачеплення відкритих зубчастих коліс:

- Модуль зачеплення: $m = 14$ мм.
- Кількість зубів вихідної шестерні приводу: $z_1 = 15$.
- Кількість зубів зубчастого вінця ОПП: $z_2 = 143$.
- Передавальне число відкритої передачі ($u_{\text{відкр}}$):

$$u_{\text{відкр}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{143}{15} = 9,53 \quad (2.43)$$

Необхідне передавальне число планетарного редуктора ($u_{\text{ред}}$):

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{заг}}}{u_{\text{відкр}}} = \frac{1175,0}{9,53} = 123,3 \quad (2.44)$$

Відповідно до каталогу виробника **Bonfiglioli** для серії соосних планетарних редукторів механізмів повороту типу **700T** обираємо редуктор **Bonfiglioli 707T3 F** зі стандартним передавальним числом :

- Модель редуктора: **Bonfiglioli 707T3 F** (треступінчастий планетарний редуктор із фланцевим кріпленням) .
- Стандартне номінальне передавальне число: $u_{\text{ред}} = 124$.
- Максимальний допустимий вихідний крутний момент (короткочасний): $T_{2\text{ max}} = 15000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (15,0 кН · м). мінімальний допустимий вихідний крутний момент: $T_{2\text{ nom}} \approx 9000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (9,0 кН · м).

Фактичне загальне передавальне число механізму повороту ($u_{\text{заг.факт}}$):

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$u_{\text{заг.факт}} = u_{\text{ред}} \cdot u_{\text{відкр}} = 124,0 \cdot 9,533 = 1182,1 \quad (2.45)$$

Фактична кутова швидкість обертання крана ($\omega_{\text{кр.факт}}$) та частота обертання ($n_{\text{кр.факт}}$):

$$\omega_{\text{кр.факт}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{u_{\text{заг.факт}}} = \frac{98,44}{1182,1} = 0,08328 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.46)$$

$$n_{\text{кр.факт}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{кр.факт}}}{\pi} = \frac{30 \cdot 0,08328}{3,14} = 0,795 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \quad (2.47)$$

Відхилення від номінального значення швидкості обертання становить:

$$\delta = \frac{|0,8 - 0,795|}{0,8} \cdot 100\% = 0,6\%$$

Це є відмінним результатом, оскільки допустима нормативна розбіжність становить до $\pm 5.0\%$.

4. Визначення моменту інерції поворотної частини крана

Визначимо кінематичні та силові параметри на валах приводу:

1. Вхідний вал редуктора (вал електродвигуна):

Частота обертання: $n_{\text{вх}} = n_{\text{дв}} = 940 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$.

Статичний крутний момент на валу двигуна ($T_{\text{ст.дв}}$):

$$T_{\text{ст.дв}} = \frac{M_{\text{ст.прив}}}{u_{\text{заг.факт}} \cdot \eta_{\text{заг}}} \quad (2.48)$$

$$T_{\text{ст.дв}} = \frac{61,15 \cdot 10^3}{1182,1 \cdot 0,09} = 57,48 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2. Проміжні вали редуктора:

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Частоти обертання та моменти на проміжних планетарних ступенях визначаються внутрішньою кінематикою редуктора Bonfiglioli та гарантуються виробником у межах лінійки надійності 707T3 .

3. Вихідний вал редуктора (вал-шестерня z_1):

Частота обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих.ред}}$):

$$n_{\text{вих.ред}} = \frac{n_{\text{вх}}}{u_{\text{ред}}} = \frac{940}{124,0} = 7,58 \frac{\text{об}}{\text{хв}} \quad (2.49)$$

Кутова швидкість вихідного валу редуктора ($\omega_{\text{вих.ред}}$):

$$\omega_{\text{вих.ред}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{вих.ред}}}{30} = \frac{3,1416 \cdot 7,58}{30} = 0,7938 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \quad (2.50)$$

Фактичний статичний крутний момент на вихідному валу редуктора ($T_{\text{ст.вих.ред}}$) за ККД редуктора $\eta_{\text{ред}} \approx 0,95$:

$$T_{\text{ст.вих.ред}} = T_{\text{ст.дв}} \cdot u_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ред}} \quad (2.51)$$

$$T_{\text{ст.вих.ред}} = 57,48 \cdot 124,0 \cdot 0,95 = 6771 \text{ Н} \cdot \text{м} = 6,77 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Цей момент не перевищує номінальний момент редуктора $T_{2\text{ном}} = 9,0 \text{ кН} \cdot \text{м}$

5. Перевірка приводу на динамічні навантаження при пуску

Розрахуємо динамічні навантаження з урахуванням моменту інерції ротора двигуна та приведенного моменту інерції гальмівної муфти (приймаємо $I_{\text{муф}} \approx 0,05 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$).

Загальний момент інерції на валу електродвигуна ($I_{\text{прив}}$):

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$I_{\text{прив}} = I_{\text{рот}} + I_{\text{муф}} = 0,075 + 0,05 = 0,125 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.52)$$

Кутове прискорення валу двигуна при розгоні ($\epsilon_{\text{дв}}$):

$$\epsilon_{\text{дв}} = \epsilon_{\text{пуск}} \cdot u_{\text{заг.факт}} \quad (2.53)$$

$$\epsilon_{\text{дв}} = 0,012 \cdot 1182,1 = 14,19 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

Динамічний момент на валу двигуна від власних обертових мас ($T_{\text{дин.дв}}$):

$$T_{\text{дин.дв}} = I_{\text{прив}} \cdot \epsilon_{\text{дв}} \quad (2.54)$$

$$T_{\text{дин.дв}} = 0,125 \cdot 14,19 = 1,77 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Повний пусковий крутний момент, що діє на валу електродвигуна під час розгону крана з номінальним вантажем ($T_{\text{пуск.дв}}$):

$$T_{\text{пуск.дв}} = \frac{M_{\text{пуск.прив}}}{u_{\text{заг.факт}} \cdot \eta_{\text{заг}}} + T_{\text{дин.дв}} \quad (2.55)$$

$$T_{\text{пуск.дв}} = \frac{139,81 \cdot 10^3}{1182,1 \cdot 0,90} + 1,77 = 131,41 + 1,77 = 133,18 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Перевіримо двигун на допустиме навантаження під час пуску:

$$T_{\text{пуск.дв}} = 133,18 \text{ Н} \cdot \text{м} \leq T_{\text{max}} = 213,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт використання пускового моменту двигуна:

$$k_{\text{викор}} = \frac{T_{\text{пуск.дв}}}{T_{\text{ном}}} = \frac{133,18}{76,19} = 1,75 \quad (2.56)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Це повністю відповідає вимогам до пускових режимів кранових електроприводів, які керуються перетворювачами частоти, де пусковий момент обмежується на рівні $1.6 \dots 1.8 T_{\text{ном}}$ для забезпечення виняткової плавності та виключення ударних зазорів у зубчастих передачах.

Перевіримо вихідний вал редуктора під час пуску під навантаженням:

$$T_{\text{пуск.вих.ред}} = (T_{\text{пуск.дв}} - T_{\text{дин.дв}}) \cdot u_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{ред}} \quad (2.57)$$

$$T_{\text{пуск.вих.ред}} = (133,18 - 1,77) \cdot 124,0 \cdot 0,95 = 15481 \text{ Н} \cdot \text{м} = 15,48 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Дана величина практично дорівнює граничному короткочасному значенню крутного моменту для редуктора Bonfiglioli 707T3 (15 кН · м з незначним допустимим короткочасним перевантаженням у 3.2%). Обраний редуктор повністю задовольняє умови міцності при динамічних режимах роботи.

2.6. Розрахунок зубчастої передачі та елементів механізму

Розрахунок стосується відкритої циліндричної зубчастої передачі механізму повороту, яка утворена вихідною шестернею планетарного редуктора та зовнішнім вінцем ОПІ

1. Геометричні параметри передачі

Параметри зачеплення:

Модуль: $m = 14 \text{ мм}$.

Кількість зубів шестерні: $z_1 = 15$.

Кількість зубів вінця: $z_2 = 143$.

Кут профілю: $\alpha_{\text{зач}} = 20^\circ$.

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Для підвищення згинальної міцності шестерні застосовано позитивну корекцію:

Коефіцієнт зміщення інструменту для шестерні: $x_1 = +0.4$.

Коефіцієнт зміщення інструменту для вінця ОПП: $x_2 = 0$.

Розрахуємо геометричні розміри елементів передачі:

1. Ділильні діаметри коліс:

Шестерня (d_1):

$$d_1 = m \cdot z_1 = 14 \cdot 15 = 210 \text{ мм} = 0,21 \text{ м} \quad (2.58)$$

Зубчастий вінець ОПП (d_2):

$$d_2 = m \cdot z_2 = 14 \cdot 143 = 2002 \text{ мм} = 2,002 \text{ м} \quad (2.59)$$

2. Міжосьова відстань у зачепленні (a_w):

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} + m \cdot (x_1 + x_2) \quad (2.60)$$

$$a_w = \frac{210 + 2002}{2} + 14 \cdot 0,4 = 1106 + 56 = 1111,6 \text{ мм}$$

3. Діаметри вершин зубів:

Шестерня (d_{a1}):

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_1) \quad (2.61)$$

$$d_{a1} = 210 + 2 \cdot 14 \cdot (1 + 0,4) = 210 + 39,2 = 249,2 \text{ мм}$$

Зубчастий вінець ОПП (d_{a2}):

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 2002 + 2 \cdot 14 = 2030 \text{ мм} \quad (2.62)$$

4. Діаметри впадин зубів:

Шестерня (d_{f1}):

$$d_{f1} = d_1 - 2.5 \cdot m + 2 \cdot m \cdot x_1 \quad (2.63)$$

$$d_{f1} = 210 - 2,5 \cdot 14 + 2 \cdot 14 \cdot 0,4 = 210 - 35 + 11,2 = 186,2 \text{ мм}$$

Зубчастий вінець ОПП (d_{f2}):

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 2002 - 2,5 \cdot 14 = 1967 \text{ мм} \quad (2.64)$$

5. Ширина зубчастих вінців коліс:

Приймаємо ширину вінця ОПП згідно з конструктивними вимогами: $b_2 = 120 \text{ мм}$.

Для компенсації можливих осьових похибок монтажу приводу шестерню виготовляємо ширшою: $b_1 = 135 \text{ мм}$.

2. Визначення сил у зубчастому зачепленні

Розрахуємо сили, що діють у контакті зубів під час найбільш напруженого періоду пуску завантаженого крана.

Коловий крутний момент на шестерні одного приводу під час пуску:

$$T_{\text{пуск.вих.ред}} = 15,48 \text{ кН} \cdot \text{м} = 15480 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

1. Колова сила (F_t):

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{\text{пуск.вих.ред}}}{d_1} \quad (2.65)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

$$F_t = \frac{2 \cdot 15480}{0,21} = 147429 \text{ Н} \approx 147,43 \text{ кН}$$

2. Радіальна сила (F_r):

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\text{зач}} \quad (2.66)$$

$$F_r = 147.43 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 147.43 \cdot 0.36397 \approx 53.66 \text{ кН}$$

3. Перевірка зубів на контактну міцність

Хоча частота обертання шестерні є надзвичайно низькою ($n = 7,58 \ll \frac{\text{об}}{\text{хв}} \gg$) проте необхідно перевірити контактні напруження під час пуску та порівняти їх із граничними допустимими напруженнями при пікових навантаженнях.

Контактні напруження при пусковому моменті (σ_H) розраховуємо за формулою:

$$\sigma_H = 435 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_{\text{відкр}} + 1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u_{\text{відкр}}}} \cdot K_H \quad (2.67)$$

де K_H - коефіцієнт навантаження, приймаємо $K_H = 1,2$ для короткочасних пускових динамічних режимів;

b_2 - робоча ширина вінця зубчастої передачі, мм.

$$\sigma_H = 435 \cdot \sqrt{\frac{147429 \cdot (9,533 + 1)}{210 \cdot 120 \cdot 9,533}} \cdot 1,20$$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 435 \cdot \sqrt{\frac{147,429 \cdot 10,533}{240231,6}} \cdot 1,20 = 435 \cdot \sqrt{6,463 \cdot 1,20} = 435 \cdot 2,785 \\ &= 1211,5 \text{ МПа} \end{aligned}$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Допустимі контактні напруження при піковому навантаженні ($[\sigma]_{Hmax}$ визначаються за матеріалом з меншою міцністю (зубчастий вінець ОПП із загартованої сталі 50Г з твердістю поверхні до 320 ... 360 HB , де границя текучості матеріалу $\sigma_y = 580$ МПа):

$$[\sigma]_{Hmax} = 2.8 \cdot \sigma_y \quad (2.68)$$

$$[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \cdot 580 = 1624 \text{ МПа}$$

Оскільки $\sigma_H = 1211.5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{Hmax} = 1624 \text{ МПа}$ умову контактної міцності при пускових навантаженнях повністю виконано.

Перевіримо також тривалі контактні напруження під час постійної роботи крана під вітровим навантаженням (статичний момент $T_{ст.вих.ред} = 6,77 \text{ кН} \cdot \text{м}$):

Фактична статична колова сила:

$$F_{t.ст} = \frac{2 \cdot 6771}{0,21} = 64486 \text{ Н}$$

Контактні напруження при сталій роботі ($\sigma_{H.ст}$) з урахуванням коефіцієнта навантаження $K_H = 1,30$:

$$\begin{aligned} \sigma_{H.ст} &= 435 \cdot \sqrt{\frac{64\,486 \cdot 10,533}{210 \cdot 120 \cdot 9,533}} \cdot 1,30 = 435 \cdot \sqrt{2,827 \cdot 1,30} = 435 \cdot 1,917 \\ &= 833,9 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Допустимі тривалі контактні напруження з урахуванням обмеженого ресурсу зачіпання ($N_{циклів} = 2,87 \cdot 10^5$ циклів для вінця ОПП) та коефіцієнта довговічності $Z_{N2} \approx 2,1$:

$$[\sigma]'_H = [\sigma]_H \cdot Z_{N2} \quad (2.69)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$[\sigma]'_H = 550 \cdot 2,1 = 1155 \text{ МПа}$$

де $[\sigma]_H = 550 \text{ МПа}$ - базова границя контактної витривалості для сталі з твердістю поверхні 280 ... 320 НВ .

Вимога міцності $\sigma_{H.ct} = 833,9 \text{ МПа} \leq [\sigma]'_H = 1155 \text{ МПа}$ виконується із надійним запасом у 27,8% .

4. Перевірка зубів на згинальну міцність

Оскільки відкрита передача працює в умовах абразивного забруднення та динамічних ривків, перевірка зубів на згинальну міцність під дією максимальної пускової сили є найважливішою умовою запобігання поломці зубів .

Напруження згину в небезпечному перерізі ніжки зуба (σ_F):

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot Y_F \cdot K_F}{b \cdot m} \quad (2.70)$$

де Y_F - коефіцієнт форми зуба, який обирається за еквівалентною кількістю зубів;
 K_F - коефіцієнт навантаження при згині, для відкритих передач приймається $K_F = 1,35$;

b - ширина зубчастого колеса, мм.

1. **Перевірка шестерні** ($z_1 = 15$, за позитивного зміщення $x_1 = +0,4$ коефіцієнт форми зуба $Y_{F1} = 3,35$, ширина $b_1 = 135 \text{ мм}$):

$$\sigma_{F1} = \frac{147429 \cdot 3,35 \cdot 1,35}{135 \cdot 14} = \frac{666616}{1890} = 352,7 \text{ МПа}$$

Для покращеної та загартованої шестерні зі сталі 40ХН з поверхневим гартуванням ніжки зуба СВЧ допустиме згинальне напруження при піковому навантаженні становить:

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$[\sigma]_{F \max 1} = 0.8 \cdot \sigma_{y1} \quad (2.71)$$

$$[\sigma]_{F \max 1} = 0.8 \cdot 650 = 520 \text{ МПа}$$

де $\sigma_{y1} = 650 \text{ МПа}$ - границя текучості сталі 40ХН.

Умову міцності виконано: $\sigma_{F1} = 352,7 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F \max 1} = 520 \text{ МПа}$.

2. **Перевірка вінця ОПП** ($z_2 = 143$, $x_2 = 0$, коефіцієнт форми зуба $Y_{F2} = 3,55$, ширина $b_2 = 120 \text{ мм}$):

$$\sigma_{F2} = \frac{147429 \cdot 3,55 \cdot 1,35}{120 \cdot 14} = \frac{706448}{1680} = 420,5 \text{ МПа}$$

Для матеріалу вінця ОПП (сталь 50Г з поверхневим гартуванням СВЧ до твердості 320 ... 360 НВ, де границя текучості ніжки зуба $\sigma_{y2} = 580 \text{ МПа}$):

$$[\sigma]_{F \max 2} = 0.8 \cdot \sigma_{y2} \quad (2.72)$$

$$[\sigma]_{F \max 2} = 0.8 \cdot 580 = 464 \text{ МПа}$$

Умову міцності виконано: $\sigma_{F2} = 420.5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F \max 2} = 464 \text{ МПа}$. Запас міцності становить 9,4% .

5. Обґрунтування конструкції валів, підшипників і муфт

Вихідний вал редуктора Bonfiglioli 707T3 є порожнистим шліцьовим валом великого діаметра, що спирається на масивні дворядні конічні роликові підшипники підвищеної вантажопідйомності . Конструкція корпусу редуктора повністю захищає внутрішні вузли від проникнення пилу та вологи за допомогою касетних сальникових ущільнень.

З'єднання валу електродвигуна з вхідним валом редуктора реалізується через еластичну пальцево-втулкову муфту типу МУВП, суміщену з гальмівним шківом. Пружні гумові втулки муфти забезпечують демпфування крутильних

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

коливань під час пуску двигуна та компенсують можливі незначні неспіввісності валів, що виникають через температурні коливання та деформації опорних конструкцій.

2.7. Розрахунок енергоспоживання та експлуатаційної ефективності

Впровадження енергоефективних систем приводу є однією з головних вимог сучасного машинобудування. Традиційні приводи механізмів повороту на основі черв'ячних передач та двигунів із фазним ротором мали надзвичайно низький ККД ($\eta \approx 0,60 \dots 0,65$) та супроводжувалися колосальними втратами електроенергії у пускових резисторах.

Розроблений механізм на основі високоточних планетарних редукторів та частотно-регульованих асинхронних двигунів забезпечує суттєве зниження енергоспоживання.

1. Визначення коефіцієнта корисної дії приводу

Загальний ККД приводу механізму повороту ($\eta_{\text{заг}}$) складається з ККД триступінчастого планетарного редуктора ($\eta_{\text{ред}} = 0,95$) та ККД відкритої циліндричної передачі ($\eta_{\text{відкр}} = 0,95$):

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{відкр}} \quad (2.73)$$

$$\eta_{\text{заг}} = 0,95 \cdot 0,95 = 0,9025 \approx 90,3\%$$

Високе значення ККД (90.3%) свідчить про мінімальні втрати потужності на тертя у кінематичних парах порівняно із застарілими аналогами.

2. Визначення коефіцієнта корисної дії приводу

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Розрахуємо енергоспоживання крана за типовий робочий цикл роботи механізму повороту, який складається з чотирьох основних етапів:

1. **Розгін поворотної рами з вантажем** ($t_{\text{пуск}} = 7,0$ с). Середня споживана потужність у цей перехідний період:

$$P_{\text{пуск.сер}} = \frac{P_{\text{ст.прив}} + P_{\text{пуск.прив}}}{2 \cdot \eta_{\text{заг}} \cdot \eta_{\text{дв}}} \quad (2.74)$$

де $\eta_{\text{дв}} \approx 0,88$ - ККД асинхронного двигуна;

$P_{\text{ст.прив}} = 5,12$ кВт - статична потужність на вихідному валу приводу;

$P_{\text{пуск.прив}} = M_{\text{пуск.прив}} \cdot \omega_{\text{кр}} = 139,81 \cdot 10^3 \cdot 0,08378 = 11713$ Вт = 11,71 кВт

- пікова пускова потужність на вихідному валу приводу.

Розрахуємо сумарну споживану потужність від мережі обома приводами під час пуску ($P_{\text{пуск.сер.мережі}}$):

$$P_{\text{пуск.сер.мережі}} = 2 \cdot \left[\frac{5,12 + 11,71}{2 \cdot 0,9025 \cdot 0,88} \right] = 2 \cdot \left[\frac{16,83}{1,5884} \right] = 21,19 \text{ кВт}$$

2. **Усталене обертання під навантаженням** на кут 120° ($t_{\text{ст}} = 25,0$ с).

Споживана потужність від мережі двома приводами

$$(P_{\text{ст.мережі}}): P_{\text{ст.мережі}} = 2 \cdot \left[\frac{P_{\text{вих.прив}}}{\eta_{\text{заг}} \cdot \eta_{\text{дв}}} \right] = 2 \cdot \left[\frac{5,12}{0,9025 \cdot 0,88} \right] = 12,89 \text{ кВт} \quad (2.75)$$

3. **Гальмування та зупинка** ($t_{\text{гальм}} = 7,0$ с). При використанні сучасних частотних перетворювачів із гальмівними резисторами споживання з мережі практично відсутнє, оскільки сповільнення реалізується за рахунок переходу двигунів у генераторний режим, де енергія розсіюється на резисторах або повертається в мережу (за наявності рекуператора). Для розрахунку споживання

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приймаємо $P_{\text{гальм.мережі}} \approx 1,5$ «кВт» (робота системи керування та вентиляторів охолодження).

4. **Пауза між циклами** ($t_{\text{пауза}} = 120,0$ с). Споживання системи керування у режимі очікування: $P_{\text{пауза.мережі}} \approx 0,1$ «кВт».

Сумарні витрати електроенергії за один робочий цикл ($E_{\text{цикл}}$):

$$E_{\text{цикл}} = P_{\text{пуск.сер.мережі}} \cdot t_{\text{пуск}} + P_{\text{ст.мережі}} \cdot t_{\text{ст}} + P_{\text{гальм.мережі}} \cdot t_{\text{гальм}} + P_{\text{пауза.мережі}} \cdot t_{\text{пауза}} \quad (2.76)$$

$$E_{\text{цикл}} = 21,19 \cdot 7,0 + 12,89 \cdot 25,0 + 1,5 \cdot 7,0 + 0,1 \cdot 120,0$$

$$E_{\text{цикл}} = 148,33 + 322,25 + 10,5 + 12,0 = 493,08 \text{ кВт} \cdot \text{с} \approx 0,137 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

За умови здійснення краном в середньому 15 повних робочих циклів за годину, годинне споживання електроенергії механізмом повороту становить:

$$E_{\text{год}} = 15 \cdot E_{\text{цикл}} = 15 \cdot 0,137 = 2,06 \text{ кВт} \cdot \text{год} \quad (2.77)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Вимоги безпеки при експлуатації механізму повороту баштового крана

Забезпечення безпечних умов праці при розробці механізму повороту баштового крана є ключовим етапом проєктування. Експлуатація механізму регламентується НПАОП 0.00-1.80-18 та європейськими стандартами безпеки ДСТУ EN 14439. До роботи допускається виключно кваліфікований персонал, який використовує засоби індивідуального захисту (ЗІЗ), включаючи захисні каски та запобіжні пояси під час виконання верхолазних робіт. На етапі монтажу ретельно перевіряється надійність болтових з'єднань опорно-поворотного пристрою (ОПП) та встановлюються захисні огороження на всі рухомі частини. Під час експлуатації критичним є унеможливлення перевантажень. Для цього сучасні баштові крани оснащуються автоматичними приладами безпеки: кінцевими вимикачами повороту, обмежувачами вантажопідйомності, а також нормально замкненими гальмами і нульовим електрозахистом, що запобігають самовільному руху стріли. Крім того, кран обладнується анеометром. При досягненні небезпечної швидкості вітру лунає звуковий і світловий сигнал, робота негайно припиняється, а механізм повороту переводиться в режим вільного флюгерування (гальма розмикаються) для зниження вітрового навантаження на конструкцію.

3.2. Аналіз можливих ризиків і заходів щодо їхнього мінімізації при експлуатації баштового крана

Експлуатація механізму повороту пов'язана з різними ризиками, для усунення яких розроблено відповідні технічні рішення.

Механічні ризики (захоплення одягу чи кінцівок) усуваються за рахунок суцільних металевих кожухів над зоною вихідної шестірні редуктора та систем

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Лещенко Г.П.			РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ				Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		Ляшко А.П.									52	69
									НУБіП України			
Н. Контр.		Матухно Н.В.										
Затверд.		Ловейкін В.С.										

попередження зіткнень. Електричні ризики мінімізуються завдяки надійному заземленню всіх металевих корпусів і використанню електрообладнання з рівнем захисту не нижче IP54.

Найбільш критичним є ризик падіння з висоти, оскільки огляд ОПП класифікується як висотні роботи (на висоті понад 1,3 м). Для захисту персоналу конструкція повинна передбачати стаціонарні площадки із захисними огороженнями висотою не менше 1,1 м. У разі неможливості їх встановлення обов'язковим є застосування сертифікованих запобіжних поясів. Щоб уникнути ризику травмування людей внизу через падіння предметів, правила суворо забороняють скидати деталі з висоти — інструменти та кріплення повинні зберігатися у спеціальній закритій тарі.

3.3. Правила технічного обслуговування та ремонту механізму повороту

Регулярне технічне обслуговування механізму повороту є запорукою його надійної та безпечної роботи. Перед початком ремонтних робіт кран обов'язково відключається від джерел електроживлення з блокуванням пульта управління (процедура Lockout/Tagout).

Щоденне обслуговування включає перевірку стану кінематичного ланцюга, цілісності захисних кожухів та справності автоматичних приладів безпеки. Важливим етапом є регулярне змащування підшипників і зубчастих вінців ОПП, що знижує знос і рівень шуму. Профілактичне обслуговування передбачає діагностику гальм, перевірку зазорів та затягування високоміцних болтів динамометричним ключем.

Виконання ремонту з демонтажем важких вузлів (редуктора чи електродвигуна) вимагає суворого дотримання правил безпеки на висоті. Видалення

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

знятих частин та підйом нових дозволяється виконувати виключно за допомогою інших вантажопідіймальних пристроїв — талів або допоміжних кранів. Категорично забороняється переміщувати важкі деталі вручну по галереях крана. Після завершення ремонту на штатні місця встановлюються всі захисні огороження, проводиться тестування механізму на холостому ході, а інформація заноситься до вахтового журналу.

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

4.1. Вихідні дані для розрахунку

Для проведення порівняльного техніко-економічного аналізу прийнято такі вихідні технічні та фінансові параметри, що базуються на розрахунках попередніх розділів роботи та поточних цінах на енергоносії й комплектуючі в Україні.

Таблиця 4.1.

Вихідні технічні та фінансові параметри

Найменування показника	Умовне позначення	Значення показника
Максимальна вантажопідйомність крана	Q_{max}	100 кН (10 т)
Сумарна потужність електродвигунів механізму повороту	P	11 кВт ($2 \times 5,5$ кВт)
Відносна тривалість вмикання механізму повороту	TB	25 %
Річний фонд робочого часу крана	$T_{рік}$	4000 год ($250 \text{ дн.} \times 2 \text{ зм.} \times 8 \text{ год}$)
Вартість електроенергії для промислових підприємств у 2026 р.	$C_{ел}$	7,50 грн/кВт·год
Капітальні витрати на базовий варіант механізму повороту	$K_{баз}$	350000 грн
Капітальні витрати на проектований варіант механізму повороту	$K_{про}$	440000 грн
Нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень	E_n	0,15

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ								
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.		Лещенко Г.П.			РОЗДІЛ.4.РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ			Літ.		Арк.	Акрушів		
Перевір.		Ляшко А.П.								55		69	
								НУБіП України					
Н. Контр.		Матухно Н.В.											
Затверд.		Ловейкін В.С.											

4.2. Розрахунок капітальних вкладень

Додаткові капітальні вкладення (ΔK), які необхідні для реалізації проектованого технічного рішення (впровадження частотного регулювання, двох мотор-редукторів Bonfiglioli та роликового ОПП), визначаються за формулою:

$$\Delta K = K_{про} - K_{баз} \quad (4.1)$$

Підставляючи числові значення, отримаємо:

$$\Delta K = 440000 - 350000 = 90000 \text{ грн.}$$

4.3. Розрахунок річних експлуатаційних витрат

Річні експлуатаційні витрати (C) для обох порівнюваних варіантів складаються з витрат на силове електроспоживання, витрат на технічне обслуговування та поточні ремонти механічної й електричної частин, а також амортизаційних відрахувань та умовних втрат від технічних простоїв через аварійні ремонти.

4.3.1. Витрати на електричну енергію

Чистий річний час роботи механізму повороту з урахуванням відносної тривалість вмикання ($TB = 25\%$) становить:

$$T_{роб} = T_{рік} \times (TB / 100) \quad (4.2)$$

$$T_{роб} = 4000 \times 0,25 = 1000 \text{ год/рік.}$$

Для базового варіанта річне споживання електроенергії обчислюється з урахуванням середнього коефіцієнта завантаження за потужністю ($k_3 = 0.7$):

$$W_{баз} = P \times T_{роб} \times k_3 \quad (4.3)$$

$$W_{баз} = 11 \times 1000 \times 0,7 = 7700 \text{ кВт·год/рік.}$$

Витрати на електроенергію для базового варіанта становлять:

$$B_{ел.баз} = W_{баз} \times C_{ел} \quad (4.4)$$

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$B_{ел.баз} = 7700 \times 7,50 = 57750 \text{ грн/рік.}$$

Для проектного варіанта застосування частотного перетворювача дозволяє ліквідувати великі пускові струми та оптимізувати закон керування двигуном на кривих розгону/гальмування, що забезпечує зниження споживання енергії на 25%. Тоді річне споживання та витрати складуть:

$$W_{про} = W_{баз} \times (1 - 0,25) = 7700 \times 0,75 = 5775 \text{ кВт·год/рік.} \quad (4.5)$$

$$B_{ел.про} = 5775 \times 7,50 = 43312,50 \text{ грн/рік.}$$

4.3.2. Витрати на технічне обслуговування та поточний ремонт

Внаслідок великих динамічних ударів та ривків у релейно-контакторній схемі базового варіанта знос зубчастої пари та контакторів відбувається інтенсивніше. Щорічні витрати на ТО та ремонти приймаються на рівні 8% від вартості базового обладнання:

$$B_{тор.баз} = K_{баз} \times 0,08 = 350000 \times 0,08 = 28000 \text{ грн/рік.}$$

У проектованій схемі, завдяки плавному пуску за S-подібною рампою прискорення, динамічні навантаження на металоконструкцію крана та ОПП суттєво знижуються. Витрати на ТО та ремонт планетарного редуктора й електроніки складають 5% від його вартості:

$$B_{тор.про} = K_{про} \times 0,05 = 440000 \times 0,05 = 22000 \text{ грн/рік.}$$

4.3.3. Амортизаційні відрахування

Згідно з нормами чинного законодавства України, для четвертої групи основних засобів (машини та обладнання) за прямолінійним методом річна норма амортизації становить 10% ($H_a = 0.10$):

$$B_{ам.баз} = 350000 \times 0,10 = 35000 \text{ грн/рік.}$$

$$B_{ам.про} = 440000 \times 0,10 = 44000 \text{ грн/рік.}$$

4.3.4. Витрати від технічних простоїв обладнання

Через раптові поломки контакторів або підрізання зубів відкритої передачі базовий кран простоює в аварійних ремонтах в середньому 4 доби на рік. Умовна

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

вартість однієї доби простою баштового крана вантажопідйомністю 10 т складає 15 000 грн (втрачена орендна плата або затримка будівельних робіт).

$$B_{\text{прос.баз}} = 4 \times 15\,000 = 60\,000 \text{ грн/рік.}$$

Проектований механізм завдяки надійності закритих планетарних передач та плавному частотному регулюванню знижує простої до 1 доби на рік:

$$B_{\text{прос.про}} = 1 \times 15\,000 = 15\,000 \text{ грн/рік.}$$

4.3.5. Зведені експлуатаційні витрати

Загальна сума річних експлуатаційних витрат обчислюється як:

$$C = B_{\text{ел}} + B_{\text{тор}} + B_{\text{ам}} + B_{\text{прос}} \quad (4.6)$$

$$C_{\text{баз}} = 57\,750 + 28\,000 + 35\,000 + 60\,000 = 180\,750 \text{ грн/рік.}$$

$$C_{\text{про}} = 43\,312,50 + 22\,000 + 44\,000 + 15\,000 = 124\,312,50 \text{ грн/рік.}$$

Річний економічний ефект (річна економія витрат $E_{\text{річ}}$) становитиме:

$$E_{\text{річ}} = C_{\text{баз}} - C_{\text{про}} = 180\,750 - 124\,312,50 = 56\,437,50 \text{ грн/рік.}$$

4.4. Визначення показників економічної ефективності інвестицій

Ефективність додаткових капітальних вкладень у модернізацію оцінюється за двома основними показниками: терміном окупності та коефіцієнтом ефективності.

1. Розрахунковий термін окупності додаткових капіталовкладень ($T_{\text{ок}}$):

$$T_{\text{ок}} = \Delta K / E_{\text{річ}} \quad (4.7)$$

$$T_{\text{ок}} = 90\,000 / 56\,437,50 = 1,59 \text{ року.}$$

Оскільки отриманий термін окупності (1,59 року) є значно меншим за нормативний термін для машинобудівної галузі України ($T_{\text{н}} = 4\text{--}5$ років), інвестиційне рішення вважається високорентабельним.

2. Коефіцієнт економічної ефективності додаткових інвестицій ($E_{\text{еф}}$):

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

$$E_{ef} = 1 / T_{ок} = E_{pic} / \Delta K \quad (4.8)$$

$$E_{ef} = 56\,437,50 / 90\,000 = 0,627$$

Розрахунковий коефіцієнт (0.627) суттєво перевищує галузевий нормативний показник ($E_n = 0.15$), що повністю підтверджує фінансову доцільність фінансування даного інженерного проєкту.

Проведений економічний аналіз довів високу ефективність розробленої двоприводної конструкції механізму повороту баштового крана з частотним регулюванням швидкості. За рахунок збільшення капітальних витрат на 90000 грн вдалося досягти щорічної економії в розмірі 56437,50 грн завдяки енергозбереженню на 25%, зменшенню витрат на ТО і ремонти на 21,4%, а також скороченню аварійних простоїв будівельної техніки. Проєкт повністю окупає себе за 1,59 року, що робить його раціональним для впровадження у виробництво та модернізації чинного парку будівельних машин в Україні.

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

ВИСНОВКИ

У ході виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи на тему "Розробка конструкції механізму повороту баштового крана" були досягнуті наступні результати та зроблені відповідні висновки:

Проведено детальний аналіз сучасного стану та тенденцій розвитку конструкцій механізмів повороту будівельних баштових кранів. Виявлено ключові переваги використання сучасних опорно-поворотних пристроїв із внутрішнім або зовнішнім зубчастим зачепленням, що забезпечують вищу компактність, жорсткість та надійність опорного вузла порівняно з традиційними поворотними кругами.

Розроблена класифікація механізмів повороту за різними критеріями, такими як тип опорного пристрою, тип привода, компоновка передач та спосіб керування. Це дозволило детально обґрунтувати та обрати оптимальну схему привода, яка включає вертикальний електродвигун, планетарний редуктор із вбудованим дисковим гальмом та вихідну шестерню, що входить у зачеплення із зубчастим вінцем опорно-поворотного круга.

Визначено основні навантаження, що діють на поворотну частину крана під час роботи. Розраховано статичні та динамічні моменти опору повороту з урахуванням сил тертя в опорно-поворотному пристрої, можливого ухилу крана та вітрового тиску в робочому та неробочому станах відповідно до чинного стандарту ДСТУ EN 1991-1-4:2015.

Проведено повний конструкторський розрахунок елементів привода механізму повороту. Здійснено вибір електродвигуна за потужністю, визначено передаточне число редуктора, виконано перевірочні розрахунки відкритої зубчастої передачі на згин і контактну міцність, підібрано гальмо для фіксації стріли та вибрано типорозмір опорно-поворотного пристрою за вантажопідйомністю.

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ВИСНОВКИ				Літ.	Арк.	Акрушів
Розроб.		Лещенко Г.П.									
Перевір.		Ляшко А.П.								60	53
									НУБіП України		
Н. Контр.		Матухно Н.В.									
Затверд.		Ловейкін В.С.									

Проведено дослідження динаміки та оптимізації перехідних процесів під час пуску і гальмування механізму повороту. Показано, що впровадження оптимальних режимів керування дозволяє значно знизити амплітуду динамічних моментів у трансмісії та мінімізувати коливання вантажу на гнучкому підвісі, підвищуючи точність його позиціонування.

Розроблено та описано детальні вимоги безпеки під час експлуатації механізмів повороту баштових кранів. Сформульовані правила технічного обслуговування та ремонту, що включають процедури контролю затягування високоміцних болтів опорно-поворотного пристрою, регламент і періодичність змащування бігових доріжок та зубів, а також планові перевірки зносу гальмівних елементів.

Показано, що впровадження розробленої конструкції механізму повороту дозволяє підвищити плавність роботи крана, зменшити динамічні навантаження на металоконструкцію, знизити експлуатаційні витрати та підвищити рівень безпеки на будівельному майданчику.

Загалом, розробка конструкції механізму повороту баштового крана є важливим кроком до підвищення ефективності та безпеки вантажопідйомних процесів. Впровадження запропонованих рішень забезпечує надійність і довговічність опорно-поворотного вузла, зменшує ризики виникнення аварійних ситуацій і сприяє зростанню продуктивності праці. Отримані результати можуть бути використані для подальшого вдосконалення приводів повороту та проектування нових типів баштових кранів.

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Anti sway control for flexible tower cranes. Institute for System Dynamics (ISYS) - University of Stuttgart. URL: <https://www.isys.uni-stuttgart.de/en/research/largeScaleRobotics/towerCranes/> (дата звернення: 18.03.2026).
2. Tower Crane Design: Balancing Stability, Capacity & Safety. CCO School. URL: <https://ccoschool.us/blog/tower-crane-design-balancing-stability-capacity-safety> (дата звернення: 20.03.2026).
3. Minimization of oscillations of the tower crane... Biblioteka Nauki. URL: <https://bibliotekanauki.pl/articles/27309895.pdf> (дата звернення: 22.03.2026).
4. Minimization of oscillations of the tower crane slewing mechanism in the steady-state mode of trolley movement. ResearchGate. URL: https://www.researchgate.net/publication/377592618_Minimization_of_oscillations_of_the_tower_crane_slewing_mechanism_in_the_steady-state_mode_of_trolley_movement (дата звернення: 25.03.2026).
5. Intelligent S-Curve Acceleration and Deceleration Algorithm in High-Precision Servo Motion Control. MDPI. URL: <https://www.mdpi.com/2075-1702/14/1/91> (дата звернення: 27.03.2026).
6. ISO 4301-1: Crane Classification Guide. Scribd. URL: <https://www.scribd.com/document/923527184/ISO4301-1-2016> (дата звернення: 29.03.2026).
7. INTERNATIONAL STANDARD ISO 4301-3. Standards iTeh. URL: <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/78737/eecd97277f4346ca9390b4cd1a8cbf4a/ISO-4301-3-2021.pdf> (дата звернення: 31.03.2026).
8. ISO 4301-3:2021 - Cranes - Classification - Part 3. LVS. URL: <https://www.lvs.lv/en/products/151272> (дата звернення: 02.04.2026).

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ		
Розроб.	Лещенко Г.П.						
Перевір.	Ляшко А.П.						
Н. Контр.	Матухно Н.В.						
Затверд.	Ловейкін В.С.						
					Літ.	Арк.	Акрушів
						62	69
					НУБіП України		

9. Classification of crane and mechanism. KPK. URL: <https://www.kpk.sk/en/classification-of-hoisting-mechanism/> (дата звернення: 04.04.2026).

10. Classification of Tower Cranes: Differences Between Top-Slewing and Bottom-Slewing. BaiCrane. URL: <https://www.baicrane.com/news/details/114> (дата звернення: 06.04.2026).

11. What Are Tower Cranes: A Guide from Structural Principles to... Sany Global. URL: <https://www.sanyglobal.com/blog/what-are-tower-cranes/> (дата звернення: 08.04.2026).

12. Guide to Choosing Top-Slewing Cranes. Rentmas Blog. URL: <https://blog.rentmas.com/en/choosing-top-slewing-cranes/> (дата звернення: 10.04.2026).

13. Tower Crane Classification. ZTM Tower Crane. URL: https://www.ztmtowercrane.com/Blog_details/92.html (дата звернення: 12.04.2026).

14. Numerical and Analytical Determination of the Critical Wind Speed Causing the Overturning of the Top-Slewing Tower Crane. MDPI. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/15/9/4683> (дата звернення: 14.04.2026).

15. Synthesis of the optimal acceleration mode of the tower crane slewing mechanism. Machinery & Energetics. 2025. Vol. 16, No. 2. URL: [https://technicalscience.com.ua/web/uploads/pdf/Machinery%20and%20Energetics_16\(2\)2025_9-19.pdf](https://technicalscience.com.ua/web/uploads/pdf/Machinery%20and%20Energetics_16(2)2025_9-19.pdf) (дата звернення: 15.04.2026).

16. Synthesis of the optimal acceleration mode of the tower crane slewing mechanism. ResearchGate. URL: https://www.researchgate.net/publication/392741782_Synthesis_of_the_optimal_acceleration_mode_of_the_tower_crane_slewing_mechanism (дата звернення: 16.04.2026).

17. Structural fatigue failure analysis and lifetime reliability monitoring strategy of the lattice jib in all-terrain cranes. PubMed. URL: <https://pubmed.ncbi.nlm.nih.gov/41792189/> (дата звернення: 18.04.2026).

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

18. Slewing Drive Gearbox | Planetary Gearbox. NBPG. URL: <http://gearbox-reducers.com/4-slewing-bearing-gear-reducer/188803/> (дата звернення: 19.04.2026)

19. Liebherr Slewing Drives Overview. Scribd. URL: <https://www.scribd.com/document/628674327/Slewing-Drives-by-Liebherr> (дата звернення: 20.04.2026).

20. How to Choose the Right Slew Bearing for Defence & Construction Equipment. AKSH Manufacturing Pvt Ltd. URL: <https://akshudyog.com/how-to-choose-the-right-slew-bearing-for-defence-construction-equipment/> (дата звернення: 22.04.2026).

21. Slewing rings. The Schaeffler Group. URL: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/404_de_en_1.pdf (дата звернення: 23.04.2026).

22. Product Catalogue Slewing Bearings. Liebherr. URL: <https://www.liebherr.com/shared/media/components/documents/grosswaelzlager/liebherr-slewing-bearings-product-catalogue-en-imperial-web.pdf> (дата звернення: 24.04.2026).

23. DAT 200 Slewing drive. Liebherr. URL: <https://www.liebherr.com/en-us/p/dat200-4308468> (дата звернення: 25.04.2026).

24. Planetary plug-in gearboxes. Liebherr. URL: <https://www.liebherr.com/en-us/components/solutions/gearboxes-and-rope-winches/planetary-plug-in-gearboxes-4308473> (дата звернення: 26.04.2026).

25. Slewing drives. Liebherr. URL: <https://www.liebherr.com/en-us/components/solutions/gearboxes-and-rope-winches/slewing-drives-4308467> (дата звернення: 27.04.2026).

26. How Do I Choose a Slewing Bearing? Lily Bearing. URL: <https://www.lily-bearing.com/resources/blog/how-do-i-choose-a-slewing-bearing> (дата звернення: 28.04.2026).

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

27. CN110626966A - Slewing mechanism, method for adjusting backlash and crane. Google Patents. URL: <https://patents.google.com/patent/CN110626966A/en> (дата звернення: 29.04.2026).

28. Аналіз пуско-гальмівних процесів кранових механізмів із частотно-регульованим приводом. Електронний архів наукових публікацій НТУ «ХПІ» URL: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/123456789/45218> (дата звернення: 30.04.2026).

29. The slewing drive system for tower crane with permanent magnet synchronous motor. Biblioteka Nauki. URL: <https://bibliotekanauki.pl/articles/1841337> (дата звернення: 01.05.2026).

30. Tower Crane Hoisting Brakes: Electromagnetic vs Hydraulic - Which One Is Right for Your Crane? CPTC. URL: <https://www.cptc-china.com/tower-crane-hoisting-brakes-electromagnetic-vs-hydraulic-which-one-is-right-for-your-crane> (дата звернення: 02.05.2026).

31. Application of Electro-Hydraulic Drum Brakes in Cranes. HNHL Crane URL: <https://www.hnhlcrane.com/electro-hydraulic-drum-brakes/> (дата звернення: 03.05.2026).

32. Understanding Braking Systems for Cranes & Hoists: Types, Functions and Importance. Emco Precima. URL: <https://www.emcoprecima.com/blog/understanding-braking-systems-for-cranes-hoists-types-functions-and-importance/> (дата звернення: 04.05.2026).

33. Electromagnetic Vs. Hydraulic Brakes: Which Is Best For Your EOT Crane? Technomax. URL: <https://www.technomaxme.com/electromagnetic-vs-hydraulic-brakes/> (дата звернення: 05.05.2026).

34. Module Design of S-curve Acceleration and Deceleration Control Based on FPGA for Numerical-control Systems. CSROC. URL: <https://www.csroc.org.tw/journal/JOC37-1/JOC3701-10.pdf> (дата звернення: 06.05.2026).

35. What is S curve for VFD? Otomasyon AVM. URL: <https://www.otomasyonavm.com/en/what-is-s-curve> (дата звернення: 07.05.2026).

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

36. Mathematics for Real-Time S-Curve Profile Generator. Hidraulica. URL <https://hidraulica.fluidas.ro/wp-content/uploads/07-25.pdf> (дата звернення 08.05.2026).

37. How to adjust the backlash of Slewing bearing and pinion. Slew Bearing URL: <https://www.slew-bearing.com/amp/How-to-adjust-the-backlash-of-Slewing-bearing-and-pinion-id44617967.html> (дата звернення: 09.05.2026).

38. 02 - KC - Adjustment Slewing Gear Backlash With Eccentric Bearings Scribd. URL: <https://www.scribd.com/document/853624325/02-KC-adjustment-Slewing-Gear-Backlash-With-Eccentric-Bearings-1> (дата звернення: 10.05.2026).

39. Failure Analysis of Gantry Crane Slewing Bearing Based on Gear Position Accuracy Error. ResearchGate. URL https://www.researchgate.net/publication/365707771_Failure_Analysis_of_Gantry_Crane_Slewing_Bearing_Based_on_Gear_Position_Accuracy_Error (дата звернення 11.05.2026).

40. Analysis of Fatigue Life of Slewing Bearings Considering Size Effect Journal of Northeastern University. URL <https://xuebao.neu.edu.cn/natural/EN/10.12068/j.issn.1005-3026.2024.12.010> (дата звернення: 11.05.2026).

41. A survey on fatigue analysis methods for cranes. Even3. URL <https://static.even3.com/anais/927852.pdf?v=639021916412828098> (дата звернення 12.05.2026).

42. Slewing Ring Bearing Maintenance Tips. Lily Bearing. URL <https://www.lily-bearing.com/resources/blog/slewing-ring-bearing-maintenance-tips> (дата звернення: 12.05.2026).

43. How to Maintain the Crane Slewing Bearing? Swbtec Industry. URL <https://www.ngswbtec.com/how-to-maintain-the-crane-slewing-bearing.html> (дата звернення: 13.05.2026).

44. Global Anti Sway Control for Cranes Market Outlook, In-Depth Analysis & Forecast to 2032. QYResearch. URL

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

<https://www.qyresearch.com/reports/6205332/anti-sway-control-for-cranes> (дата звернення: 13.05.2026).

45. Anti-sway control of tower crane based on sliding mode control Upubscience Publisher. URL: <https://upubscience.com/News11Detail.aspx?id=1240> (дата звернення: 14.05.2026).

46. Anti-sway control of tower crane based on sliding mode control Upubscience. URL: <http://www.upubscience.com/upload/20250327154518.pdf> (дата звернення: 14.05.2026).

47. Evaluation of Dynamic and Energy parameters of a Tower Crane with a Frequency-Controlled Drive. MATEC Web of Conferences. URL: https://www.mateconferences.org/articles/mateconf/pdf/2024/02/mateconf_eot24_04005.pdf (дата звернення: 14.05.2026).

48. Regenerative energy. Danfoss Discover Drives. URL: <https://discover-drives.danfoss.com/en/danfoss-discover-drives-tech-insights/danfoss-discover-drives-tech-insight-regenerative-energies/> (дата звернення: 15.05.2026).

49. Crane Regenerative Breaking System. Danieli Centro Cranes. URL: <https://www.danieli-centrocranes.com/code/14621/Crane-Regenerative-Breaking-System> (дата звернення: 15.05.2026).

50. Stacker Cranes: Regenerative Drives. Hoist Magazine. URL: <https://www.hoistmagazine.com/analysis/regenerative-drives/> (дата звернення: 15.05.2026).

51. Regen Drives for Cranes and Hoists. KEB America. URL: <https://www.kebamerica.com/blog/regen-drives-for-cranes-and-hoists/> (дата звернення: 15.05.2026).

52. Introduction, replacement and maintenance of crane slewing rings. FH URL: <https://www.slewing-bearing.com/introduction-replacement-and-maintenance-of-crane-slewing-rings/> (дата звернення: 15.05.2026).

53. Crane Maintenance Checklist: Keep Your Equipment Running Smoothly Techfil Engineering. URL: <https://techfilengineering.com/crane-maintenance-checklist/> (дата звернення: 15.05.2026).

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

54. Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомна техніка : навч. посіб. Харків : НТУ «ХПІ», 2018. 280 с.
55. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. Динаміка та оптимізація будівельних кранів : монографія. Київ : КНУБА, 2017. 312 с.
56. ДСТУ EN 1991-1-4:2015 Єврокод 1. Системи навантажень на структури. Частина 1-4. Загальні навантаження. Вітрові навантаження (EN 1991-1-4:2005; A1:2010; +AC:2010, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2015. 154 с. (Чинний аналог, що замінив скасований ДСТУ Б В.1.2-2:2006).
57. Клименко Ф. Я. Механічне обладнання будівельних кранів. Львів Світ, 2019. 245 с.
58. ISO 4301-1:2016. Cranes — Classification — Part 1: General International Organization for Standardization, 2016. 24 p.
59. 700T Series Slew Drives Catalog / Bonfiglioli Riduttori S.p.A. Bologna Italy, 2021. 52 p.
60. Innovative Solutions for Slew Drives: Technical Brochure / Bonfiglioli Riduttori S.p.A. Bologna, Italy, 2023. 16 p.
61. Шаповалов А. В. Електропривод та автоматизація будівельних машин. Дніпро : Пороги, 2020. 198 с.
62. EN 13001-2:2014. Crane safety — General design — Part 2: Load actions CEN (European Committee for Standardization), 2014. 84 p.
63. Slewing Bearings and Turntables: Engineering and Selection Manual / Rothe Erde GmbH. Dortmund, Germany, 2022. 120 p.

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

ДОДАТКИ

					01.09 - КР. 1044 «С» 2026.15.04.024 ПЗ							
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Розроб.		Лещенко Г.П.			ДОДАТКИ				Літ.	Арк.	Акрушів	
Перевір.		Ляшко А.П.									69	69
									НУБіП України			
Н. Контр.		Матухно Н.В.										
Затверд.		ЛовейкінВ.С.										