

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Навчально-науковий інститут інженерної механіки, автоматизації
та комп'ютерно-інтегрованих технологій

Кафедра лісопромислового виробництва та лісових доріг

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи на тему

“Обґрунтування параметрів приводних механізмів гусеничного крана зі змінним вильотом стріли”

Виконав: студент групи ІН-41
спеціальності 131 “Прикладна механіка”,
освітньо-професійної програми
“Промисловий інжиніринг”
Скоматчук В. І.

Керівник: Рудько І. М.

Рецензент: Удовицький О. М.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ЛІСОТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ

Навчально-науковий інститут інженерної механіки, автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій
Кафедра лісопромислового виробництва та лісових доріг
Освітній рівень бакалавр
Спеціальність 131 "Прикладна механіка"
Освітньо-професійна програма "Промисловий інжиніринг"

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ЛПВЛД



доцент Бакай Б. Я.

" 02 " вересня 2024 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Скоматчуку Василю Ігоровичу

- 1 Тема роботи I.7 "Обґрунтування параметрів приводних механізмів гусеничного крана зі змінним вильотом стріли"
керівник роботи Рудько Ігор Михайлович, канд. техн. наук, доцент
затверджені наказом ректора університету від 16.08.2024 р. № С-508
- 2 Термін подання студентом роботи 16.06.2025 р.
- 3 Вхідні дані до роботи: базове підприємство – ТОВ "Альфа Комплект",
об'єкт дослідження – приводні механізми гусеничного крана; цільове
призначення устаткування – для підймання вантажів (з розширеними
технологічними можливостями – змінним вильотом стріли); вантажо-
підймальність кранового устаткування – 15 м; висота підймання вантажів –
15 м; загальна довжина стріли гусеничного крана – 27 м; максимальний кут
нахилу стріли гусеничного крана – 65°; швидкість підймання вантажу –
12 м/хв; швидкість переміщення крана – 30 м/хв; частота обертання крана –
7 об/хв; результати польових досліджень
- 4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
- 1 Особливості безпечної технічної експлуатації гусеничних стрілових кранів
 - 2 Обґрунтування параметрів та конструювання вантажопідймального

механізму гусеничного крана

3 Обґрунтування параметрів та конструювання механізмів зміни вильоту стріли та пересування гусеничного крана

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1 Гусеничний стріловий кран (1 аркуш)

2 Механізм підймання вантажу (1 аркуш)

3 Вузол та деталь вантажопідіймального механізму гусеничного крана (2 аркуші)

4 Мультимедійна презентація в середовищі Microsoft Office PowerPoint

6 Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Рудько І. М., доцент	 02.09.24 p.	 15.05.25 p.
2	Рудько І. М., доцент	 02.09.24 p.	 29.05.25 p.
3	Рудько І. М., доцент	 02.09.24 p.	 16.06.25 p.

7 Дата видачі завдання 02.09.2024 p.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

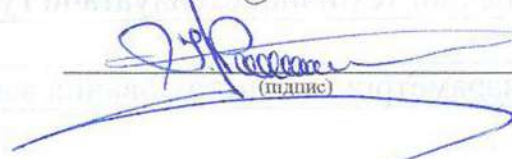
Ч. ч.	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Особливості безпечної технічної експлуатації гусеничних стрілових кранів	05.05.2025 ... 15.05.2025	
2	Обґрунтування параметрів та конструювання вантажопідіймального механізму гусеничного крана	16.05.2025 ... 29.05.2025	
3	Обґрунтування параметрів та конструювання механізмів зміни вильоту стріли та пересування гусеничного крана	30.05.2025 ... 10.06.2025	
4	Формування висновків та оформлення кваліфікаційної роботи	11.06.2025 ... 16.06.2025	

Студент


(підпис)

Скоматчук В. І.

Керівник роботи


(підпис)

Рудько І. М.

РЕФЕРАТ

Випускна кваліфікаційна робота бакалавра: 79 с., 3 ч., 1 табл., 25 рис., 7 дод., 24 джерела.

Тема роботи – “Обґрунтування параметрів приводних механізмів гусеничного крана зі змінним вильотом стріли”.

САМОХІДНИЙ ГУСЕНИЧНИЙ КРАН, СТІЛЛОВЕ УСТАТКОВАННЯ, МЕХАНІЗМИ ПРИВОДА, ТЕХНІЧНІ ПАРАМЕТРИ.

Об’єкт дослідження – приводні механізми гусеничного крана.

Мета роботи – обґрунтувати основні параметри приводних механізмів гусеничного стрілового крана з наявним змінним вильотом стріли.

Методи дослідження – методи інженерної механіки, конструювання, проектування інженерних конструкцій та деталей машин.

Розглянуто будову стрілового крана на самохідному гусеничному шасі. Розглядувана мобільна вантажопідіймальна машина характеризується високою стійкістю й прохідністю на різних типах ґрунтів, широко використовується у будівництві, промисловому , енергетиці, мостобудуванні та інших виробничих галузях. Особливостями роботи зазначеної конструкції крана є можливість автономного пересування по робочому майданчику, змінювання робочих параметрів та характеристик залежно від фактичних умов роботи (наприклад, вильоту стріли, вантажопідіймальності та ін.).

Обґрунтовано параметри вантажопідіймального механізму гусеничного крана, зокрема підібрано вантажопідіймальну підвіску, вантажний гак та блоки, обґрунтовано максимальне зусилля розтягу та підібрано канат, проведено розрахунок барабана та вала за критеріями згину та кручення, сконструйовано підшипникові вузли й вузли з’єднання, вибрано типовий редуктор, муфту, гальмо та електричний двигун. Обґрунтовано параметри та сконструйовано механізми зміни вильоту стріли та пересування гусеничного крана, зокрема визначено зусилля у стріловому поліспасті, обґрунтовано необхідну потужність, підібрано двигун та гальмо.

Опрацьовано заходи щодо охорони праці та довкілля під час технічної експлуатації вантажопідіймального крана.

ABSTRACT

Bachelor's degree graduation thesis: 79 p., 3 ch., 1 tbl., 25 ill., 7 add., 24 literature sources.

Thesis topic – “Substantiation of drive mechanisms parameters of the crawler crane with the variable boom reach”.

SELF-PROPELLED CRAWLER CRANE, BOOM EQUIPMENT, DRIVE MECHANISMS, TECHNICAL PARAMETERS.

Study subject – drive mechanisms of the crawler crane.

Research objective – to substantiate the main parameters of the crawler jib crane drive mechanisms with the available variable boom reach.

Research methods – methods of engineering mechanics, construction, design of engineering structures and machine parts.

The thesis considers the structure of a jib crane on a self-propelled crawler chassis. The mobile load-lifting machine under consideration is characterised by high stability and cross-country ability on various types of soil, and is widely used in construction, industrial, energy, bridge building and other manufacturing industries. The features of this crane design include the ability to move autonomously around the work site, change operating parameters and characteristics depending on the actual working conditions (e.g., boom reach, lifting capacity, etc.).

The load-lifting mechanism parameters of the crawler crane are substantiated, in particular, the load-lifting suspension, load hook and blocks are selected, the maximum tensile force is substantiated and the rope is selected, the drum and shaft are calculated according to the criteria of bending and torsion, bearing units and connection units are designed, a typical reducer, clutch, brake and electric motor are selected. The parameters and mechanisms for changing the boom reach and movement of the crawler crane are substantiated, in particular, the force in the boom hoist is determined, the required power is substantiated, and the engine and brake are selected.

Measures to protect labour and the environment during the technical operation of the crane are considered.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 ОСОБЛИВОСТІ БЕЗПЕЧНОЇ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГУСЕНИЧНИХ СТІЛОВИХ КРАНІВ	10
1.1 Особливості технічної експлуатації гусеничних стрілових кранів у виробничих умовах	10
1.2 Заходи з охорони праці	12
1.3 Заходи з охорони навколишнього середовища	14
2 ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ВАНТАЖОПІДЙМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ГУСЕНИЧНОГО КРАНА	16
2.1 Обґрунтування техніко-технологічних параметрів приводного механізму	16
2.2 Розрахунок вантажно-підйимального механізму	16
2.3 Обґрунтування вибору типу вантажно-підйимальної підвіски	17
2.4 Обґрунтування максимального зусилля у канаті та його вибір	18
2.5 Обґрунтування вибору вантажопідйимального гака	20
2.6 Розрахунок упорного підшипника гака	21
2.7 Розрахунок гакової гайки	21
2.8 Розрахунок окремих елементів підвіски	22
2.9 Розрахунок блоків для підвіски	25
2.10 Розрахунок барабана	28
2.11 Перевірка конструкції барабана за умовою згину	31
2.12 Перевірка конструкції барабана на кручення	32
2.13 Конструювання вузла для закріплення каната	33
2.14 Розрахунок вала барабана	35
2.15 Розрахунки підшипникових вузлів осі барабана	39
2.16 Обґрунтування вибору електричного двигуна	41
2.17 Обґрунтування вибору редуктора	42

	7
2.18 Конструювання вузла з'єднання редуктора й барабана	45
2.19 Обґрунтування вибору та розрахунок параметрів гальма	46
2.20 Обґрунтування вибору та розрахунок параметрів муфт	47
3 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТІЛИ ТА ПЕРЕСУВАННЯ ГУСЕНИЧНОГО КРАНА	50
3.1 Конструювання механізму зміни вильоту стріли	50
3.1.1 Визначення зусилля у стріловому поліспасті	50
3.1.2 Обґрунтування потужності та вибір двигуна	54
3.1.3 Розрахунок стрілового поліспаста	55
3.1.4 Обґрунтування вибору гальма	58
3.2 Обґрунтування опорів руху і параметрів механізму пересуванню крана	59
ВИСНОВКИ	66
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	68
ДОДАТКИ	71

ВСТУП

Самохідні стрілові крани належать до класу мобільних вантажопідіймальних машин, котрі оснащені стрілою, що встановлена на самохідному гусеничному чи пневмоколісному шасі. Вони призначені, в основному, для підймання, переміщення та монтажу різних вантажів та інженерних конструкцій. Основними характеристиками та типами самохідних стрілових кранів є такі:

- залежно від типу рушія: гусеничні крани (з високою стійкістю й прохідністю на різних типах ґрунтів) та колісні крани (з високою швидкістю руху та маневреністю в обмежених умовах експлуатації);
- залежно від типу стріли: з фіксованою стрілою (якщо стріла не висувається, але може змінювати кут нахилу) та з телескопічною стрілою (якщо стріла містить кілька секцій з можливістю висування й збільшення робочого радіуса крана);
- залежно від типу конструкції: крани із поворотною платформою (забезпечує можливість обертання стріли на 360°) та крани з жорсткою рамою (якщо стріла закріплена на рамі й повертається разом з платформою);
- залежно від додаткових особливостей: міні-крани (компактні моделі для роботи в обмежених умовах експлуатації), рейкові крани (для роботи на майданчиках із рейковими коліями) тощо.

Самохідні стрілові крани широко використовують у будівництві (для підймання матеріалів, монтажу конструкцій), промисловому виробництві (для виконання вантажно-розвантажувальних робіт, монтажу устаткування), енергетиці (для монтажу енергетичного обладнання та допоміжних об'єктів), мостобудуванні (для монтажу мостових конструкцій) та в багатьох інших галузях господарства.

Особливостями роботи самохідних кранів є можливість автономного пересування по робочому майданчику, змінювання робочих параметрів та характеристик залежно від умов роботи (вильоту стріли, вантажопідіймальності та ін.).

Для належної роботи самохідних стрілових кранів необхідно підготувати рівний майданчик з урахуванням типу та категорії ґрунтів основи.

Сучасні самохідні стрілові крани в умовах роботи промислових підприємств оснащують відповідними приладами безпеки, зокрема обмежувачами та вказівниками вантажопідіймальності, пристроями захисту під час роботи поблизу ліній електропередач, реєстраторами параметрів роботи, показчиками крену, засобами автоматичної зупинки та ін.

1 ОСОБЛИВОСТІ БЕЗПЕЧНОЇ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГУСЕНИЧНИХ СТІЛОВИХ КРАНІВ

1.1 Особливості технічної експлуатації гусеничних стрілових кранів у виробничих умовах


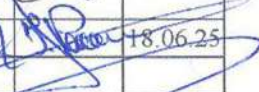
Гусеничні стрілові крани експлуатують згідно з встановленими правилами будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [8], котрі відповідають їхнім технічним характеристикам та фактичним умовам. Обслуговування гусеничних стрілових кранів, в основному, полягає у періодичному проведенні огляду вузлів, механізмів, перевірки стану опорно-ходової частини, забезпеченні належного змащування рідким мастилом відповідно до рекомендацій заводу-виробника (або безпосередньо машиніст крана, або механік, який обслуговує кран).

У процесі технічної експлуатації гусеничних стрілових кранів наявні окремі особливості, що пов'язані фактичними умовами роботи, їхньою конструкцією, встановленими безпековими вимогами.

Особливу увагу в процесі технічної експлуатації гусеничних стрілових кранів приділяють їх підготовленні до роботи, експлуатації за екстремально низьких чи високих температур, регулярним оглядам й фаховому обслуговуванню. Також наявні окремі техніко-технологічні особливості, пов'язані з перевезенням стрілового крана на виробничо-промисловий об'єкт, а також з цього об'єкта у зворотному напрямку (з дотриманням правил техніки безпеки).

У процесі підготовки гусеничних стрілових кранів до роботи насамперед прогрівають його двигун та гідравлічну систему машини, особливо за наявності низьких температур з метою унеможливлення поломок і інтенсивного зношування. На цьому етапі робіт варто також перевірити стан усіх агрегатів й вузлів шляхом почергового увімкнення ходової частини, стріли, вантажопідіймального устаткування, органів системи керування та пристроїв безпеки.

Якщо в процесі роботи крана використовують виносні опори – тоді варто

КР.131.02.ПМ.БР.І.07.01.00.00.000.ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
Розробив		Скоматчук В.		18.06.25	
Консульт.					
Керівник		Рудько І. М.		18.06.25	
Рецензент					
Затвердив					
			Літера	Аркуш	Листів
			н		
НЛТУ України, група ІН-41					

переконатися у надійності їх конструкції та правильності встановлення безпосередньо на місцевості.

За потреби тривалої технічної експлуатації гусеничних стрілових кранів в умовах наявності низьких температур потрібно проводити регулярні огляди металоконструкцій машини (метал стає крихкішим в умовах холоду), використовуючи при цьому мастильні матеріали, що є стійкими до впливу низьких температур, а також антифризи.

За потреби тривалої технічної експлуатації гусеничних стрілових кранів в умовах наявності високих температур потрібно звертати увагу на належне охолодження двигуна й гідравлічної системи, контролювати поточний стан гумотехнічних виробів (в спекотному середовищі можуть втрачати свої еластичні властивості й довговічність).

При роботі гусеничних стрілових кранів на м'яких ґрунтах варто уникати можливих перевантажень.

В плані технічного обслуговування – необхідно регулярно проводити технічне обслуговування гусеничних стрілових кранів відповідно з вимогами, встановленими заводом-виробником, а також контролювати стан канатів, гаків, блоків та інших елементів вантажопідіймального устаткування, забезпечити змащування всіх вузлів та агрегатів крана відповідним мастилом, вчасно замінювати фільтри й належним чином перевіряти наявні рівні рідин.

Загалом гусеничні стрілові крани характеризуються низькою швидкістю пересування (біля 5 км/год), що безперечно варто враховувати при плануванні роботи й розробленні організаційних заходів.

Транспортувати й перевозити гусеничні крани потрібно на спеціальних транспортних причепах-важковозах чи залізничних платформах (з дотриманням правил перевезення негабаритних вантажів), оскільки в цілому вони не призначені для пересування автомобільними шляхами загального користування.

Основні вимоги безпеки виконання робіт є вказаними у посібнику з експлуатації крана. Зокрема як обов'язкові вимоги зазначені такі: використовувати засоби індивідуального захисту (для персоналу), не перевантажувати кран, не встановлювати кран поблизу ліній електропередач, не допускати сторонніх осіб до

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.01.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зони роботи крана та ін.

Гусеничні стрілові крани часто використовуються на промислових і будівельних майданчиках, у портах та на інших об'єктах, де потрібно підіймати і переміщувати вантажі. Окремі моделі кранів на виробництві оснащують додатковим навісним чи причіпним устаткуванням, наприклад екскаваторним обладнанням, що суттєво розширює їхні функціональні можливості.

На даному етапі технічного розвитку можна спостерігати деяке зниження загального рівня випуску гусеничних стрілових кранів у промислових масштабах, однак вони, як і раніше, залишаються затребуваними на виробництві завдяки своїй прохідності та надійності роботи.

1.2 Заходи з охорони праці

Правила безпечної експлуатації кранів передбачають використання вищевказаної техніки як роботи з підвищеною небезпекою. Саме тому для початку виробниче підприємство отримує від Держпраці відповідний дозвіл, який передбачає:

- технічний огляд кранового устаткування;
- випробування вантажопідіймального обладнання;
- технічне діагностування техніки;
- монтаж та демонтаж конструкції та пристроїв;
- технічне обслуговування;
- ремонт та реконструкцію вантажопідіймального кранового устаткування.

Ці правила стосуються не лише кранового устаткування, але й обладнання та техніки, використання якої передбачає загрозу падіння вантажу та співробітників з висоти.

В правилах будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів наявні також окремі пункти, що стосуються використання вантажопідіймального обладнання у зимовий період та при несприятливих погодних умовах, оскільки на обладнання та робочий персонал у такому разі збільшується вітрове, снігове та інше навантаження, а робочий процес може ускладнюватись зледенінням опорної поверхні.

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.01.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні вимоги щодо експлуатації гусеничних стрілових вантажопідіймальних кранів у зимовий період мають такий вигляд:

- кабіна крана має бути оснащена справними освітлювальними приладами, опаленням та кондиціонером;
- вантажопіднімальні роботи неприпустимо проводити за наявності сильного вітру, що спричиняє відхилення вантажу на велику відстань;
- не дозволяється застосування люльки для вантажу чи персоналу під час грози, туману чи сильного дощу;
- роботи, що передбачають підймання вантажів або персоналу, при швидкості вітру понад 10 м/с мають бути призупинені;
- крани заввишки понад 15 м потрібно оснащувати анемометром, що дозволяє співробітнику отримати відповідний сигнал, якщо сила вітру перевищить допустиме значення.

Під час облаштування будівельного або промислового майданчика для роботи гусеничного стрілового крана не допустимо:

- укладати в основу мерзлий ґрунт або суміш талого з мерзлим ґрунтом;
- відсипати землю під час сильного снігопаду без попередніх заходів щодо захисту насипного ґрунту;
- поливати ґрунт водою для ущільнення в зимовий час;
- не очищати від снігу тупикові опори та пристрої для аварійної зупинки крана.

Для запобігання обмороження працівників під час виконання вантажопідіймальних робіт у зимовий період повинна бути передбачена організація спеціальних місць для обігріву. Також повинен бути встановлений режим роботи з можливістю відпочинку, що дозволяє зробити перерву на обігрів. Додатково працівників в таких умовах роботи забезпечують індивідуальними засобами обігріву.

При необхідності проведення зварювальних робіт допуск до їх виконання отримують лише ті працівники, які попередньо пройшли перевірку відповідно до вимог [9].

Тримальні металеві конструкції, які попередньо були зварені, повинні містити

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.01.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відповідне тавро або інше умовне позначення.

Безпечна експлуатація вантажопідіймальних кранів також передбачає правильне облаштування їх зони роботи. По-перше, простір, де використовуватиметься вантажопідіймальне устаткування, необхідно обгородити. По периметру такої зони необхідно розставити знаки, що свідчать про неможливість проходу персоналу. Таким чином робочий персонал буде змушений обходити небезпечну зону. Це допоможе уникнути травм та інших нещасних випадків унаслідок падіння інструментів, матеріалів чи інших предметів.

1.3 Заходи з охорони навколишнього середовища

Охорона навколишнього середовища при роботі вантажопідіймальної техніки загалом, а також гусеничних стрілових вантажопідіймальних кранів зокрема, містить комплекс заходів щодо мінімізації негативного впливу на природні екологічні процеси. Це насамперед можна досягти за рахунок правильного організування робочих процесів, використання екологічно чистих матеріалів та дотримання встановлених законодавчих вимог.

Основними напрямками в плані розроблення заходів з охорони навколишнього середовища можна відзначити такі:

- використання за можливості екологічно чистих видів пального та мастильних матеріалів (дизельних двигунів із низьким рівнем викидів, біорозкладних мастильних матеріалів, оптимізація витрат пального та мастил тощо);
- обмеження рівня викидів та скидів (установка систем очищення вихлопних газів; дотримання норм щодо вмісту забруднюючих речовин у стічних водах та відходах, запобігання витоків пального та мастил тощо);
- збереження та охорона ґрунтів та водойм (організування місць для зберігання пального та мастильних матеріалів, що унеможливають їх попадання у ґрунт та воду, проведення рекультивації земель та ґрунтів після завершення робіт, обмеження переміщення гусеничної техніки територіями з охоронними екосистемами тощо);
- охорона атмосферного повітря (використання знепилюючих засобів при роботі з ґрунтом, обмеження тривалості роботи техніки в години максимального забруднення повітря, забезпечення постійної справності систем вихлопу та

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.01.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зниження шуму від роботи кранової техніки тощо);

- зниження рівня шумового навантаження на навколишнє середовище (використання глушників та шумопоглинальних матеріалів, обмеження роботи кранової техніки поблизу житлових зон, особливо у вечірній та нічний час, застосування малошумної техніки тощо);

- проведення системної утилізації відходів та решток (збирання та сортування наявних відходів, перероблення й утилізація відходів відповідно до вимог законодавства тощо);

- навчання персоналу з питань охорони навколишнього середовища (проведення інструктажів з охорони довкілля, підвищення кваліфікації персоналу у сфері екологічно безпечних технологій й транспортних операцій тощо);

- суворе дотримання вимог чинного законодавства з питань збереження довкілля (дотримання екологічних норм і вимог, встановлених законодавством, вчасне отримання необхідних дозволів та ліцензій тощо).

Застосування на промисловому підприємстві вищезазначених заходів дозволить у визначених межах знизити негативний вплив гусеничних стрілових вантажопідіймальних кранів і іншої вантажопідіймальної техніки на довкілля та забезпечити сталий розвиток промислового виробництва.

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.01.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ВАНТАЖОПІДЙМАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ГУСЕНИЧНОГО КРАНА

2.1 Обґрунтування техніко-технологічних параметрів приводного механізму

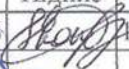

З метою проектування і розрахунку характеристик механізму підйому, механізму зміни вильоту стріли і механізму пересування гусеничного крана зі змінним вильотом стріли (рис. 2.1) визначаємо такі вхідні техніко-технологічні параметри устаткування:

- вантажопідйомність устаткування $Q = 15 \text{ т}$;
- висота підймання вантажів $H = 15 \text{ м}$;
- довжина стріли гусеничного крана $A = 27 \text{ м}$;
- найбільший кут нахилу стріли гусеничного крана $\alpha = 65^\circ$;
- швидкість підймання вантажів $v_v = 12 \text{ м / хв}$;
- швидкість пересування крана $v_{кр} = 30 \text{ м / хв}$;
- частота обертання крана $\omega = 7 \text{ об / хв}$;
- режим роботи механізмів крана – згідно з вимогами [1].

2.2 Розрахунок вантажно-підйомального механізму

Для розрахунку і вибору елементів вантажно-підйомального механізму складемо його кінематичну схему.

Схема зазначеного механізму містить у собі: 1 – електродвигун; 2 – муфту пружну втулково-пальцеву із гальмівним шківом; 3 – редуктор; 4 – барабан подвійного скручування; 5 – нерухомі блоки; 6 – вирівнювальний блок; 7 – рухомі блоки; 8 – траверсу; 9 – гак; 10 – гайку гака; 11 – упорний підшипник (рис. 2.2).

КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розробив		Скоматчук В		18.06.25
Консульт.				
Керівник		Рудько І. М.		18.06.25
Рецензент				
Затвердив				
			Літера	Аркуш
			н	
НЛТУ України, група ІН-41				

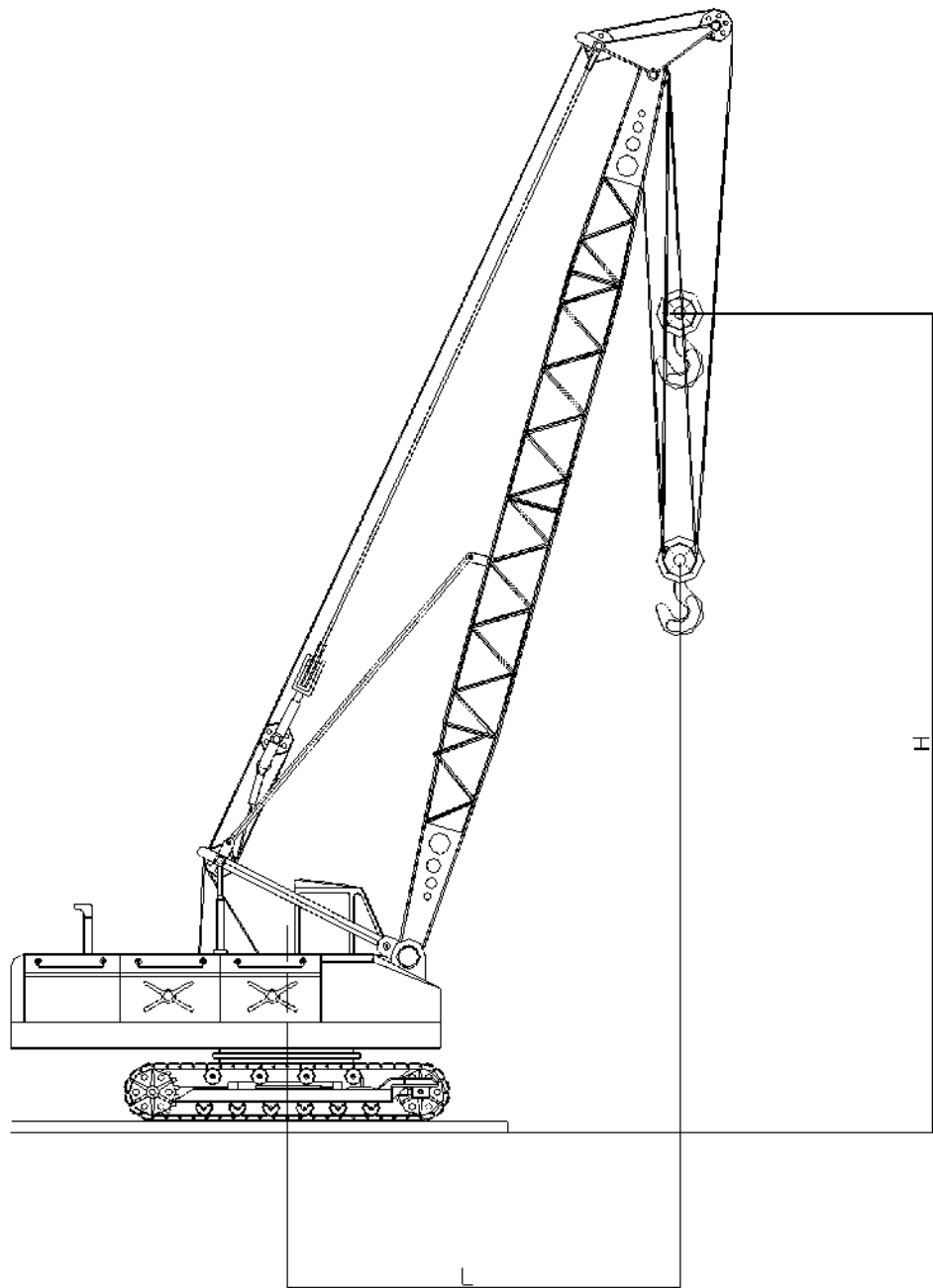


Рисунок 2.1 – Загальна конструкція гусеничного крана

Загалом розрахунок вантажно-підйомного механізму полягає у визначенні типу і кратності поліспасти, вибору згідно з вимогами державних стандартів каната і гака, розрахунку параметрів барабана та гакової підвіски, розрахунку і вибору електродвигуна, редуктора, муфт і гальма.

2.3 Обґрунтування вибору типу вантажно-підйомної підвіски

Кількість віток каната, на яких підвішують вантаж, в цілому визначається вантажопідйомністю крана. Відомо – що більша кількість віток, то менше зусилля в канаті, на барабані, а отже, і менший діаметр каната та барабана, менший діаметр

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вала, розміри підшипників вала тощо. Однак з суттєвим збільшенням кількості віток збільшується й кількість блоків, а це в свою чергу ускладнює будову вантажно-підіймальної підвіски та збільшує її вагу.

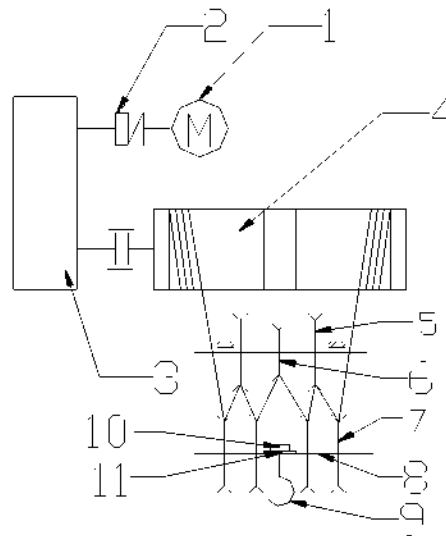


Рисунок 2.2 – Схема вантажно-підіймального механізму

При вантажопідіймальності $Q=15\text{ т}$ рекомендована кількість віток – 8. У такому разі кратність поліспасти обчислюємо за формулою

$$i_{\text{пл}} = z / z_{\delta} , \quad (2.1)$$

де z - кількість віток каната для підвішування вантажу;

z_{δ} - кількість віток каната, котрі збігають із барабана (за умови здвоєних поліспастих $z_{\delta} = 2$).

$$i_{\text{пл}} = 8 / 2 = 4 .$$

2.4 Обґрунтування максимального зусилля у канаті та його вибір

У разі використання поліспасти швидкість руху каната буде більшою за швидкість підйому вантажу

$$V_{\text{к}} = i_{\text{пл}} \cdot V_{\text{в}} . \quad (2.2)$$

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_k = 4 \cdot 12 = 48 \text{ м/хв} .$$

У точці набігання канату на барабан максимальне зусилля у канаті становитиме

$$F_{\max} = Q \cdot g / (z \cdot \eta_{\text{пл}} \cdot \eta_{\text{нб}}^n) , \quad (2.3)$$

де Q - вантажопідйомність кранового устаткування, кг;

g - прискорення вільного падіння, м/с²; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

z - кількість віток підвішування вантажу; $z = 8$;

$\eta_{\text{пл}}$ - коефіцієнт корисної дії поліспасти; за умови, що $i_{\text{пл}} = 4$, $\eta_{\text{пл}} = 0,975$;

$\eta_{\text{нб}}^n$ - коефіцієнт корисної дії нерухомого блока; $\eta_{\text{нб}} = 0,98$;

n - кількість нерухомих блоків, що припадають на одну вітку каната; $n = 2$.

$$F_{\max} = 15000 \cdot 9,81 / (8 \cdot 0,975 \cdot 0,98^2) = 19,64 \cdot 10^3 \text{ Н} .$$

Розривне зусилля в канаті, визначене згідно з правилами Державної служби України з питань праці, становитиме

$$F_{\text{розр}} = F_{\max} \cdot k_3 , \quad (2.4)$$

де k_3 - коефіцієнт запасу міцності; для встановленого режиму роботи механізму приймаємо $k_3 = 4$.

$$F_{\text{розр}} = 19,64 \cdot 10^3 \cdot 4 = 78573,03 \text{ Н} .$$

Канат вибираємо згідно з вимогами ДСТУ 2688-80* (аналог європейського DIN 3059) за найближчим більшим розривним зусиллям: канат подвійного звивання конструкції 6×19(1 + 6 + 6/6) + ОС з лінійним торканням дроту в пасмах діаметром

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\varnothing 39,5 \text{ мм}$, $P_{\text{розр}} = 80800 \text{ Н}$.

Фактичний запас міцності обраного каната становитиме

$$K_{\phi} = 80800 / 19640 = 4,11 > k_s = 4 .$$

2.5 Обґрунтування вибору вантажопідіймального гака

У розглядуваній конструкції крана раціонально застосувати кований однорогий гак згідно з вимогами [2].

Проводимо вибір гака за встановленою вантажопідіймальністю й визначеним режимом роботи крана, а саме – вибираємо однорогий подовжений гак (типу А) № 18Б (рис. 2.3) з такими розмірами: $D=130 \text{ мм}$, $S=100 \text{ мм}$, $b=80 \text{ мм}$, $h=130 \text{ мм}$, $d_2=85 \text{ мм}$, $d_1=75 \text{ мм}$, $d_0=70 \times 10 \text{ мм}$, $L=700 \text{ мм}$, $l_1=95 \text{ мм}$. Розміри l і l_2 встановлюють після проведеного розрахунку траверси.

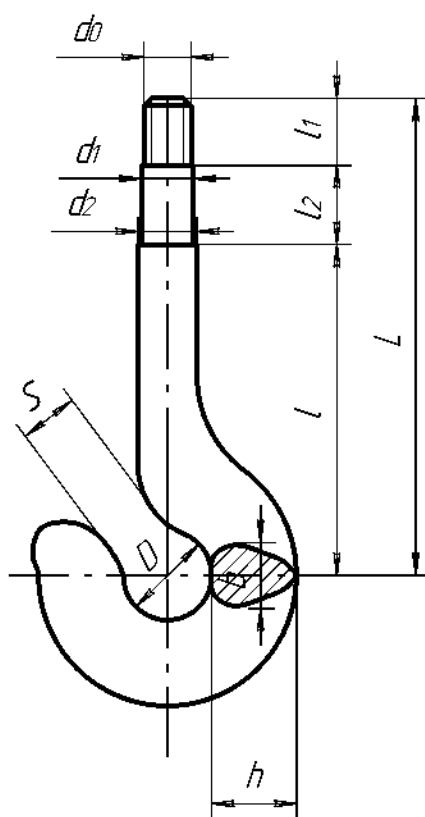


Рисунок 2.3 – Будова гака вантажного

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6 Розрахунок упорного підшипника гака

Оскільки обертання гака є тільки установочним, то розрахунок підшипника гака проводимо за статичною вантажопідіймальністю відповідно до формули

$$C_{oa} = k_d \cdot Q \cdot g, \quad (2.5)$$

де k_d - динамічний коефіцієнт; приймаємо $k_d = 1,2$.

$$C_{oa} = 1,2 \cdot 15000 \cdot 9,81 = 176580 \text{ Н}.$$

Упорний підшипник (рис. 2.4) обираємо відповідно до вимог [3], $\alpha = 60^\circ$ виходячи з розрахункового навантаження та діаметра хвостовика гака d_1 . Обираємо кульковий упорний підшипник 8315 з такими параметрами: $d = 75 \text{ мм}$, $D = 135 \text{ мм}$, $H = 27 \text{ мм}$, $r = 3,5 \text{ мм}$, $r_1 = 2 \text{ мм}$, $C_{oa} = 116 \text{ кН}$.

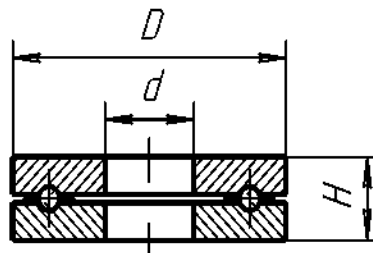


Рисунок 2.4 – Будова упорного підшипника [3]

2.7 Розрахунок гакової гайки

Гакову гайку виготовляють з розширенням нижньої частини, яка охоплюватиме упорний підшипник.

Найменший діаметр гакової гайки можна визначити згідно з формулою

$$D = 1,8 \cdot d_0, \quad (2.6)$$

де d_0 - діаметр різьби хвостовика на гаку, мм; $d_0 = 70 \text{ мм}$;

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D = 1,8 \cdot 70 = 126 \text{ мм} .$$

2.8 Розрахунок окремих елементів підвіски

Траверса підвіски крана працює на згин.

Розрахунок траверси підвіски крана (рис. 2.5) проведемо за двома небезпечними перерізами: у її середині (переріз А-А) та у в місці зміни форми перерізу (переріз В-В).

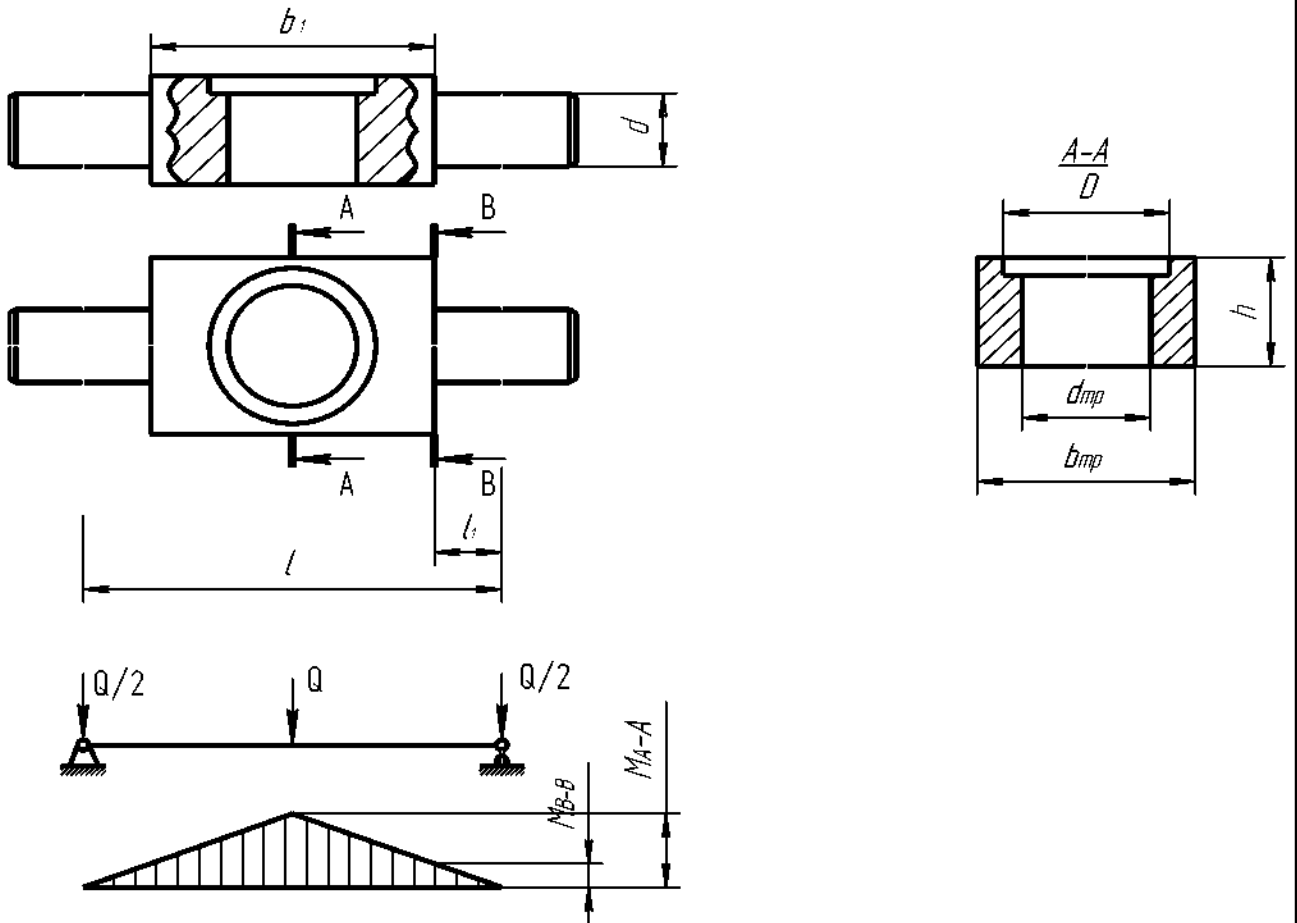


Рисунок 2.5 – Схема до розрахунку траверси підвіски крана

Розміри типової підвіски для вантажопідймальності $Q = 15 \text{ т}$: відстань між блоками $b = 340 \text{ мм}$, довжина середньої частини траверси $b_2 = 236 \text{ мм}$; розрахункова довжина траверси $l = (b + b_2) = 340 + 236 = 576 \text{ мм}$.

Ширина траверси

$$b_{mp} = D + (10 \dots 15) , \quad (2.7)$$

					Арк
					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

де D - зовнішній діаметр підшипника упорного, мм;

$$b_{mp} = 135 + 10 = 145 \text{ мм}$$

Діаметр отвору під хвостовик гака

$$d_{mp} = d_1 + (2 \dots 5) , \quad (2.8)$$

$$d_{mp} = 75 + 5 = 80 \text{ мм} .$$

Максимальний згинальний момент у перерізі А-А

$$M_{A-A} = Q \cdot g \cdot l / 4 , \quad (2.9)$$

$$M_{A-A} = 15000 \cdot 9,81 \cdot 0,576 / 4 = 21189,6 \text{ Н / м} = 2118960 \text{ Н / см} .$$

Момент у перерізі В-В дорівнює

$$M_{B-B} = Q \cdot g / 2 \cdot (l - b_1) / 2 , \quad (2.10)$$

$$M_{B-B} = 15000 \cdot 9,81 / 2 \cdot (0,576 - 0,236) / 2 = 432794,1 \text{ Н / м} = 43279411,7 \text{ Н / см} .$$

Параметри траверси обчислюємо шляхом виконання проектного розрахунку за умовою міцності на згин

$$\sigma = M / W \leq [\sigma] , \quad (2.11)$$

де M - величина моменту, що діє у розрахунковому перерізі, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

W - величина моменту опору розрахункового перерізу, см^3 .

Допустимі напруження згину у конструкції

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$[\sigma] = 1,4 \cdot \sigma_{-1} / (K_0' \cdot [n]), \quad (2.12)$$

де K_0' - коефіцієнт, що ураховує конструкційні особливості деталі; приймаємо $K_0' = 2,5$;

$[n]$ - коефіцієнт запасу міцності, що ураховує встановлений режим роботи деталі; приймаємо $[n] = 1,6$;

σ_{-1} - межа витривалості конструкційного матеріалу траверси; приймаємо $\sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}$.

$$[\sigma] = 1,4 \cdot 250 / (2,5 \cdot 1,6) = 82,4 \text{ МПа} .$$

Момент опору перерізу деталі А-А

$$W_{A-A} = (b_{np} - d_{np}) \cdot h^2 / 6 . \quad (2.13)$$

Виходячи з формул (2.11) і (2.13)

$$h = \sqrt{\frac{6 M_{A-A}}{[\sigma] \cdot (b_{np} - d_{np})}} , \quad (2.14)$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 2118960}{82,4 \cdot 10^6 \cdot (0,145 - 0,08)}} = 0,275 \text{ м} = 275 \text{ мм} .$$

Момент опору перерізу деталі В-В

$$W_{B-B} = \pi \cdot d^3 / 32 . \quad (2.15)$$

Виходячи з формул (2.11) і (2.15), матимемо

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_{B-B} \cdot 32}{\pi \cdot [\sigma]}} , \quad (2.16)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{432794,1 \cdot 32}{3,14 \cdot 82,4 \cdot 10^6}} = 0,182 \text{ м} = 190 \text{ мм} .$$

Зрештою приймаємо $h = 275 \text{ мм}$, $d = 190 \text{ мм}$.

Обґрунтовуємо потрібні розміри для гака

$$\begin{cases} l_2 = h + H / 2 , \\ l = L - (l_1 + l_2) , \end{cases} \quad (2.17)$$

$$\begin{cases} l_2 = 275 + 27 / 2 = 290 \text{ мм} , \\ l = 700 - (95 + 290) = 315 \text{ мм} . \end{cases}$$

2.9 Розрахунок блоків для підвіски

Діаметр блока по центру каната визначаємо з умови згідно з правилами Державної служби України з питань праці

$$D_{\text{бл}} = d_k \cdot e , \quad (2.18)$$

де d_k - діаметр каната, мм;

e - коефіцієнт урахування допустимого перегину каната на блоці; для встановленого режиму роботи $e = 18$.

$$D_{\text{бл}} = 18 \cdot 39,5 = 711 \text{ мм} .$$

Приймаємо згідно з формулою (2.18) та конструкційних міркувань $D_{\text{бл}} = 750 \text{ мм}$.

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для діаметра каната $d_k = 39,5 \text{ мм}$ блок (рис. 2.6) матиме такі параметри:
 $R = 22,5 \text{ мм}$, $B = 72 \text{ мм}$, $B_1 = 95 \text{ мм}$, $h_{\text{ол}} = 65 \text{ мм}$, $r = 8,5 \text{ мм}$.

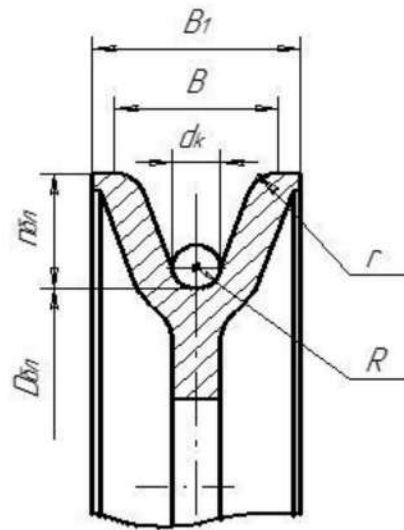


Рисунок 2.6 – Профіль канавки блоку

Оскільки кожен блок встановлюємо на двох радіальних підшипниках, то навантаження на один підшипник при максимальній вазі вантажу становитиме

$$P_{\text{max}} = \frac{Q \cdot g}{2 \cdot n_{\text{ол}}} \cdot \kappa_{\text{Д}} \cdot \kappa_{\text{в}}, \quad (2.19)$$

де $\kappa_{\text{Д}}$ - динамічний коефіцієнт; $\kappa_{\text{Д}} = 1,2$;

$\kappa_{\text{в}}$ - коефіцієнт, що враховує тип обертання кільця підшипника; оскільки обертається зовнішнє кільце підшипника, то приймаємо; $\kappa_{\text{в}} = 1,35$;

$n_{\text{ол}}$ - кількість блоків у конструкції підвіски; $n_{\text{ол}} = 7$.

$$P_{\text{max}} = \frac{15000 \cdot 9,81}{2 \cdot 7} \cdot 1,2 \cdot 1,35 = 17027,35 \text{ Н} .$$

У зв'язку з виробничою потребою завантаження крана вантажами різної ваги, у розрахунку врахуємо також еквівалентні навантаження, котрі визначимо за формулою

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{екв} = k_{зв} \cdot P_{max} , \quad (2.20)$$

де $k_{зв}$ - коефіцієнт зведення навантаження для встановленого режиму роботи; приймаємо $k_{зв} = 0,65$.

$$P_{екв} = 0,65 \cdot 17027,35 = 11067,7 \text{ Н}.$$

Обґрунтуємо потрібну довговічність підшипника

$$L = 60 n_{\text{обл}} \cdot L_h / 10^6 , \quad (2.21)$$

де L_h - довговічність підшипника; для встановленого режиму роботи $L_h = 3000 \text{ год}$;

$n_{\text{обл}}$ - частота обертання блока, хв^{-1} .

$$n_{\text{обл}} = i \cdot V_{зр} / \pi \cdot D_{\text{обл}} , \quad (2.22)$$

$$n_{\text{обл}} = 4 \cdot 12 / 3,14 \cdot 0,75 = 20,38 \text{ хв}^{-1} ;$$

$$L = 60 \cdot 20,38 \cdot 3000 / 10^6 = 3,66 \text{ млн об}.$$

Розрахункове значення динамічної вантажопідймальності обраного підшипника

$$C = P_{екв} \cdot \sqrt[3]{L} , \quad (2.23)$$

$$C = 11067,7 \cdot \sqrt[3]{3,66} = 17056,28 \text{ Н}.$$

Підшипник вибираємо згідно з ДСТУ 8338:2008 “Підшипники кулькові радіальні однорядні. Основні розміри”. Приймаємо підшипник радіальний

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кульковий легкої серії 238 (рис. 2.7) з такими параметрами: $d = 190 \text{ мм}$, $D = 340 \text{ мм}$, $B = 55 \text{ мм}$, $C = 255 \text{ кН}$, $C_0 = 232 \text{ кН}$.

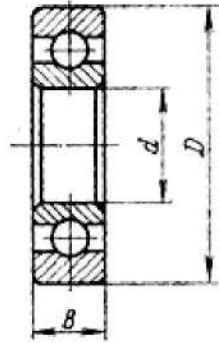


Рисунок 2.7 – Підшипник радіальний кульковий легкої серії 238
(ДСТУ 8338:2008)

2.10 Розрахунок барабана

Барабан проектуємо виготовити із литого із чавуну марки СЧ-15-32 [4]. Для цього визначимо діаметр барабана відповідно до формули

$$D_{\sigma} = d_k \cdot e , \quad (2.24)$$

де e - коефіцієнт урахування допустимого перегину каната на блоці; для встановленого режиму роботи $e = 16$.

$$D_{\sigma} = 39,5 \cdot 16 = 632 \text{ мм}$$

З ряду рекомендованих чисел обираємо $D_{\sigma} = 650 \text{ мм}$.

Розміри профілю канавок барабана (рис. 2.8) згідно з рекомендаціями машинобудівних нормалей приймаємо такими: діаметр каната $d_k = 39,5 \text{ мм}$, висота канавок $h = 15 \text{ мм}$, радіус канавок $r = 21 \text{ мм}$, крок канавок $t = 45 \text{ мм}$.

Товщину стінки барабана приймаємо попередньо такою

$$\delta = 0,025 D_{\sigma} + (0,6 \dots 1) , \quad (2.25)$$

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta = 0,025 \cdot 650 + 1 = 17,25 \text{ мм.}$$

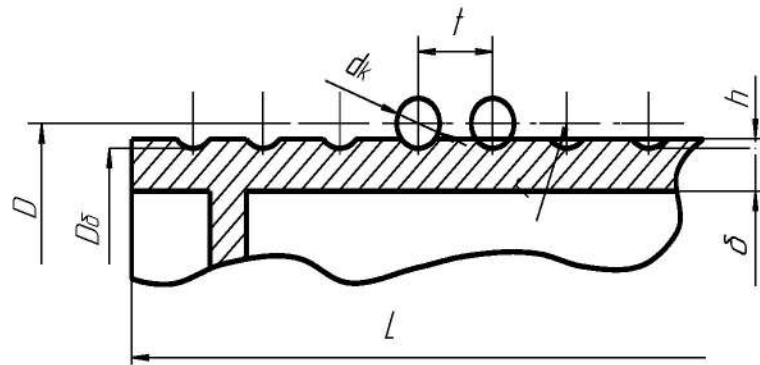


Рисунок 2.8 – Форма профілю канавок барабана

Згідно з технологічними машинобудівними умовами товщина стінки литого барабана повинна становити не менш як 12 мм, тому з урахуванням формули (2.25) остаточно приймаємо $\delta = 17,5 \text{ мм}$.

З урахуванням прийнятого значення товщини стінки виконуємо перевірку на стиск стінки литого барабана відповідно до формули

$$\sigma_{cm} = F_{\max} / (\delta \cdot t) \leq [\sigma_{cm}], \quad (2.26)$$

де F_{\max} - максимальне зусилля, що виникає у канаті, Н;

$[\sigma_{cm}]$ - допустиме напруження стиску, МПа.

$$[\sigma_{cm}] = [\sigma_T] / 1,5, \quad (2.27)$$

де $[\sigma_T]$ - межа текучості, МПа; для литого чавуну марки СЧ 15-32

$$[\sigma_T] = 240 \text{ МПа.}$$

1,5 - коефіцієнт запасу міцності (для литого чавуну марки СЧ 15-32).

$$[\sigma_{cm}] = 240 / 1,5 = 160 \text{ МПа;}$$

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{cm} = 1,964 \cdot 10^4 / (17,5 \cdot 39,5) = 28,4 \leq 160 \text{ МПа}.$$

При застосуванні зведеного поліспада довжину барабана розрахуємо за формулою

$$L_{\delta} = \frac{2(l_n + l_k) + l_0}{n} = \frac{2(l_{кр} + l_{mp} + l_p + l_k) + l_0}{n}, \quad (2.28)$$

де l_n - ділянка нерухомих витків каната, мм; $l_n = l_{кр} + l_{mp} + l_p$;

$l_{кр}$ - ділянка для закріплення кінця каната, мм;

l_{mp} - ділянка для недоторканих витків (для зменшення навантаження на елементи кріплення каната унаслідок тертя), мм;

l_p - довжина ділянки для навивання робочої вітки каната, мм;

l_k - довжина кінцевої частини барабана, мм;

l_0 - довжина середньої ділянки, мм;

n - кількість шарів навивання каната на барабан; $n = 4$.

$$l_{кр} = (2,5 \dots 3) t, \quad (2.29)$$

$$l_{кр} = 2,88 \cdot 45 = 130 \text{ мм}.$$

$$l_{mp} = (1,5 \dots 2) t, \quad (2.30)$$

$$l_{mp} = 1,8 \cdot 45 = 81 \text{ мм}.$$

$$l_p = H \cdot i_{на} \cdot t / (\pi \cdot D_{\delta}), \quad (2.31)$$

де H - висота підймання вантажів, мм; $H = 25 \text{ м} = 25000 \text{ мм}$.

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$l_p = 25000 \cdot 4 \cdot 45 / (3,14 \cdot 650) = 2204,8 \text{ мм} .$$

$$l_k = (2,5 \dots 3) t , \quad (2.32)$$

$$l_k = 2,8 \cdot 45 = 130 \text{ мм} .$$

$$l_0 = b - 2 h_{\min} \cdot \operatorname{tg} \gamma , \quad (2.33)$$

де h_{\min} - мінімальна відстань між віссю барабана і віссю підвіски, мм; приймаємо $h_{\min} = 800 \text{ мм}$;

γ - найбільший кут набігання каната на барабан, град; $\gamma = 6^\circ$.

$$l_0 = 340 - 2 \cdot 800 \cdot \operatorname{tg} 6^\circ = 171,8 \text{ мм} \approx 172 \text{ мм} .$$

$$L_6 = \frac{2(130 + 81 + 2204,8 + 130) + 172}{4} = 1315,9 \text{ мм} .$$

2.11 Перевірка конструкції барабана за умовою згину

Перевірку барабана на згин (рис. 2.9) проводимо для таких його встановлених параметрів: $L_0 = 172 \text{ мм}$, $L_6 = 1315,9 \text{ мм}$.

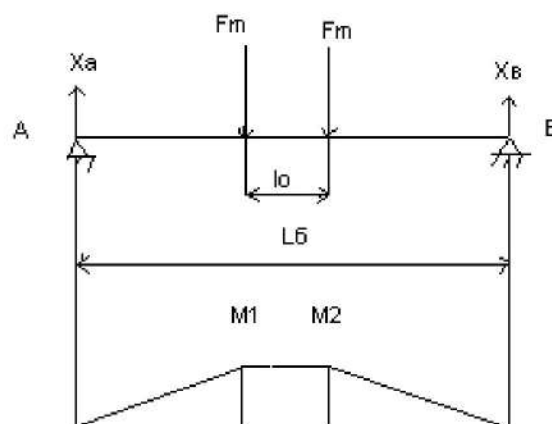


Рисунок 2.9 – Схема для перевірки барабана за умовою згину

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для зазначеної схеми запишемо рівняння рівноваги:

$$\begin{cases} \sum M_A = 0; \\ Y_B = X_A = [F_{max} \cdot (L_\delta - l_0) / 2 + F_{max} \cdot (L_\delta + l_0) / 2] / L_\delta; \\ F_{max} = 1,964 \cdot 10^4 \text{ Н}; \\ M_1 = M_2 = F_{max} \cdot (L_\delta - l_0) / 2; \\ M_1 = M_2 = 1,964 \cdot 10^4 \cdot (131,5 - 17,2) / 2 = 1122426 \text{ Н} \cdot \text{см}. \end{cases}$$

Осьовий момент інерції конструкції

$$W = 0,1 (D_\delta^3 - (D_\delta - 2 \delta)^3), \quad (2.34)$$

де δ - прийнята товщина стінок барабана, мм; $\delta = 1,75$ мм;

$$W = 0,1 \cdot (65^3 - (65 - 2 \cdot 1,75)^3) = 27456,35 \text{ см}^3.$$

$$\sigma = M / W \leq [\sigma], \quad (2.35)$$

$$\sigma = 1122426 / 27456,35 = 40,88 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 170 \text{ МПа}.$$

Оскільки $\sigma < [\sigma]$, то необхідна умова (2.35) виконується.

2.12 Перевірка конструкції барабана на кручення

Величина обертового моменту

$$T = 2 F_{max} \cdot D_\delta / 2. \quad (2.36)$$

Полярний момент інерції

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_p \approx 2 W . \quad (2.37)$$

$$W_p = 2 \cdot 27456,35 = 54912,7 \text{ см}^3 .$$

$$T = 2 \cdot 1,964 \cdot 10^4 \cdot 65 / 2 = 1276600 \text{ Н} \cdot \text{см} .$$

$$\tau = T / W_p \leq [\tau] . \quad (2.38)$$

$$\tau = 1276600 / 10^2 \cdot 54912,7 = 2,3 \text{ МПа} \leq [\tau] = 240 \text{ МПа} .$$

Оскільки $\tau < [\tau]$, то необхідна умова (2.38) виконується.

2.13 Конструювання вузла для закріплення каната

В конструкціях механізмів підймання кранів канат на барабані закріплюють зазвичай одноболтовими або двоболтовими притискними планками. Необхідну кількість таких планок (рис. 2.10) визначимо шляхом розрахунку.

Коли застосовують одноболтові планки, то незалежно від результатів проведеного розрахунку їх приймають не менш як дві, встановлюючи із кроком 600 мм.

Щоб зменшити навантаження на притискні планки можливо передбачити також наявність запасних витків тертя каната. Щоб врахувати вплив цих витків зусилля у канаті в місці перед притискною планкою визначимо відповідно до формули Ейлера

$$F_{кр} = F_{\max} / e^{f \cdot \alpha} . \quad (2.39)$$

де f - коефіцієнт тертя між канатом й барабаном; $f \approx 0,1$;

α - кут охоплення барабана витками тертя каната; $\alpha = 3 \pi$.

$$F_{кр} = 1,964 \cdot 10^4 / e^{0,1 \cdot 3 \pi} = 15353,2 \text{ Н} .$$

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

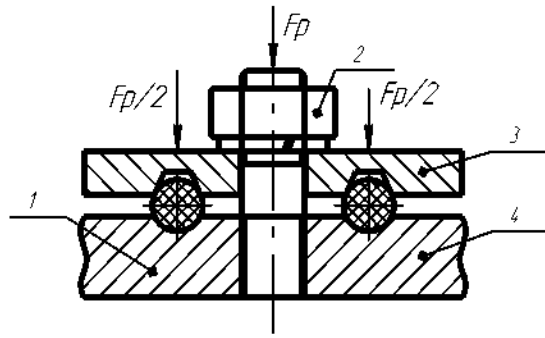


Рисунок 2.10 – Схема кріплення каната до барабана:

1 – барабан, 2 – шпилька із гайкою, 3 – планка, 4 – канат

Врахувавши усі сили тертя, які затримують канат на барабані, зусилля у болті визначимо згідно з формулою

$$F_p = \frac{2 F_{kp}}{z \cdot (f + f_1) \cdot (e^{f_1 \cdot 2\pi} + 1)}, \quad (2.40)$$

де f_1 - коефіцієнт тертя каната до планки; за наявності клинної канавки $f_1 = 0,24$;

z - наявна кількість болтів; прийmemo $z = 3$.

Для діаметра каната $d_k = 39,5$ мм обираємо болт М24. Перевіряємо його за умовою розтягу

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot k_s \cdot F_p}{10^2 \cdot S_\sigma} \leq [\sigma_p], \quad (2.41)$$

де 1,3 - коефіцієнт, що враховує кручення і згин болта;

k_s - коефіцієнт запасу для кріплення; $k_s = 1,8$;

S_σ - площа поперечного перерізу болта, $см^2$;

$[\sigma_p]$ - допустиме напруження розтягу болта; для матеріалу болта Ст.3

$[\sigma_p] = 117$ МПа.

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_p = \frac{2 \cdot 15353,2}{3 \cdot (0,1 + 0,24) \cdot (e^{0,24 \cdot 2 \cdot 3,14} + 1)} = 5454,07 \text{ Н} ,$$

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot 1,8 \cdot 5454,07}{10^2 \cdot 3,14 \cdot 2,4^2 / 4} = 28,22 \text{ МПа} \leq [\sigma_p] = 117 \text{ МПа} .$$

Остаточно приймаємо, що кріпити канат до барабана будемо з застосуванням двох триболтових планок.

2.14 Розрахунок вала барабана

Традиційно з'єднання вала барабана й вихідного вала редуктора виконують з застосуванням зубчастих муфт, які допускають можливість неспіввісності з'єднаних валів. Зазначені муфти мають високу надійність, але водночас й значні габарити.

Тому в проєктованій конструкції механізму підймання для забезпечення компактності використаємо спеціальне зубчасте зачеплення у вигляді зубчастого вінця (на кінці тихохідного вала), яке входить у зачеплення з іншим вінцем, закріпленим безпосередньо на барабані. При зазначеному з'єднанні крутний момент передаватиметься через болти, що з'єднують вінець-маточину з обідком барабана, а, отже, вал барабана працюватиме лише на згин.

Схема для розрахунку осі барабана зазначена на рис. 2.11.

В попередньому розрахунку довжину осі барабана приймаємо в таких межах

$$l = L_6 + (150 \dots 200) , \quad (2.42)$$

$$l = 1316 + 184 = 1500 \text{ мм} .$$

Попередньо нехтуючи власною вагою барабана, навантаження на нього створюватимуть зусилля двох віток каната – $2 P_{\max}$.

Оскільки маточини розташовані на різних відстанях від опор, то навантаження на маточини також будуть різними. Відстані від центрів маточин до центрів

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підшипників l_1 l_2 попередньо приймаємо такими: $l_1 = 120$ мм, $l_2 = 200$ мм.

З достатньою точністю реакції T_1 і T_2 прийmemo рівними:

$$T_1 = 0,55 \cdot 2 \cdot F_{\max} \quad (2.43)$$

$$T_1 = 0,55 \cdot 2 \cdot 1,964 \cdot 10^4 = 21604 \text{ Н} .$$

$$T_2 = 0,45 \cdot 2 \cdot F_{\max} \quad (2.44)$$

$$T_2 = 0,45 \cdot 2 \cdot 1,964 \cdot 10^4 = 17676 \text{ Н} .$$

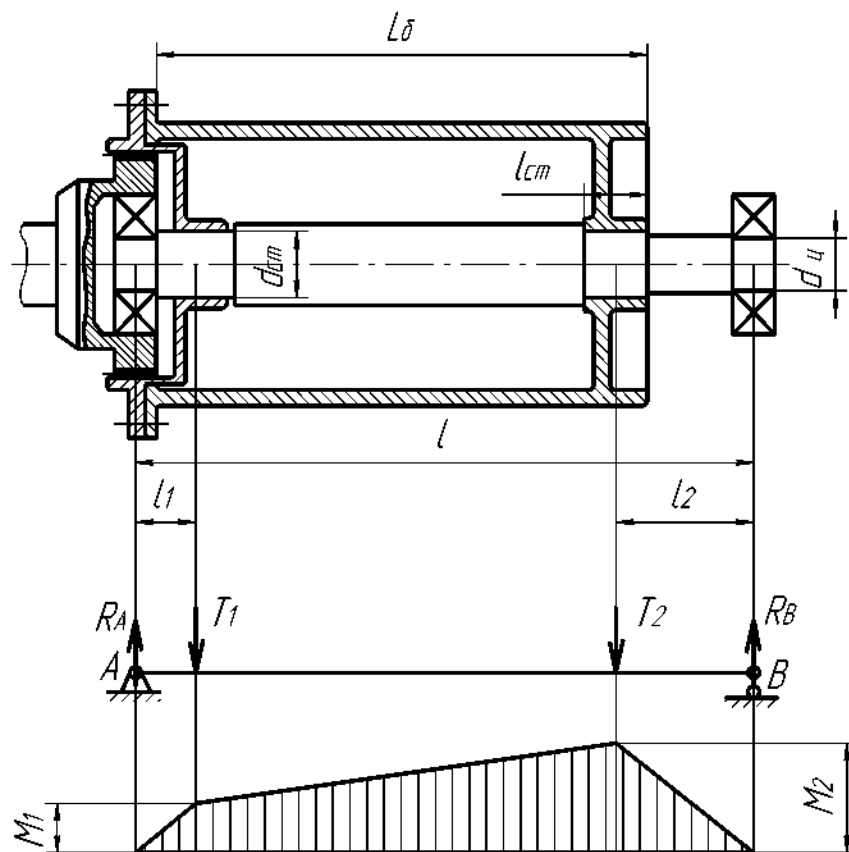


Рисунок 2.11 – Схема для розрахунку осі барабана

Розрахуємо опорні реакції

$$R_A = (T_1 \cdot (l - l_1) + T_2 \cdot l_2) / l \quad (2.45)$$

					Арк
					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$R_A = (21604 \cdot (1,5 - 0,12) + 17676 \cdot 0,2) / 1,5 = 22232,5 \text{ Н} .$$

$$R_B = (T_1 \cdot l_1 + T_2 \cdot (l - l_2)) / l , \quad (2.46)$$

$$R_B = (21604 \cdot 0,12 + 17676 \cdot (1,5 - 0,2)) / 1,5 = 17047,5 \text{ Н} .$$

У процесі розрахунку осі барабана обґрунтуємо величини діаметрів цапфи і маточини з умови роботи осі на згин (як для симетричного циклу навантажень)

$$\sigma = M / W \leq [\sigma_{-1}] , \quad (2.47)$$

$$[\sigma_{-1}] = \sigma_{-1} / (K_0' \cdot [n]) , \quad (2.48)$$

де K_0' - коефіцієнт, що враховує конструкційні особливості деталі (для валів, осей і цапф рекомендовано приймати $K_0' = 2 \dots 2,8$ (приймаємо $K_0' = 2,5$);

$[n]$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності; для встановленого режиму роботи $[n] = 1,6$;

σ_{-1} - межа витривалості, МПа; (для матеріалу Сталь 45 $\sigma_{-1} = 260$ МПа);

$$[\sigma_{-1}] = 260 / (2,5 \cdot 1,6) = 61,18 \text{ МПа} .$$

Найбільший згинальний момент у вказаному перерізі (під маточиною)

$$M_{\text{мат}} = M_2 = R_A \cdot l_2 , \quad (2.49)$$

$$M_{\text{мат}} = M_2 = 22232,5 \cdot 0,2 = 4446,5 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Момент опору цього перерізу (під маточиною)

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{\text{мат}} = \pi \cdot d_{\text{см}}^3 / 32 . \quad (2.50)$$

Конструкційно приймаємо обидва діаметри під маточини однаковими, а розрахунок вестимемо за більшим значенням моменту.

$$d_{\text{см}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{мат}}}{[\sigma_{-1}] \cdot \pi}} , \quad (2.51)$$

$$d_{\text{см}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4446,5 \cdot 10^3}{61,18 \cdot 3,14}} = 89,7 \text{ мм} .$$

З конструкційних міркувань приймаємо $d_{\text{см}} = 90 \text{ мм}$.

Довжина маточини

$$l_{\text{см}} = (1,5 \dots 2,0) d_{\text{см}} , \quad (2.52)$$

$$l_{\text{см}} = 1,5 \cdot 90 = 135 \text{ мм} .$$

З конструкційних міркувань приймаємо $l_{\text{см}} = 135 \text{ мм}$.

Найбільший момент в перерізі розташування цапфи

$$M_{\text{ц}} = R_B \cdot (l_1 - l_{\text{см}} / 2) , \quad (2.53)$$

$$M_{\text{ц}} = 17047,5 \cdot (0,12 - 0,135 / 2) = 894,9 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Обчислимо діаметр цапфи, виходячи із умови міцності

$$d_{\text{ц}} \geq \sqrt[3]{32 \cdot M_{\text{ц}} / ([\sigma_{-1}] \cdot \pi)} , \quad (2.54)$$

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d_n \geq \sqrt[3]{32 \cdot 894,9 / (61,18 \cdot 3,14)} = 53 \text{ мм} .$$

З конструкційних міркувань приймаємо $d_n = 55 \text{ мм}$.

Діаметр лівої цапфи і діаметр правої цапфи приймаємо рівними з метою забезпечення уніфікації підшипникових вузлів.

2.15 Розрахунки підшипникових вузлів осі барабана

Щоб компенсувати можливу неспіввісність опор вісь барабана розмістимо на самовстановлюваних сферичних дворядних кулькових (роликкових) підшипниках (рис. 2.12) [5].

$$P_{екв} = R_A \cdot k_v \cdot k_d \cdot k_{зс} , \quad (2.55)$$

$$M_n = 17047,5 \cdot (0,12 - 0,135 / 2) = 894,9 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

де k_v – коефіцієнт, що враховує обертання кільця підшипника; у разі обертання внутрішнього кільця підшипника $k_v = 1$;

k_d - динамічний коефіцієнт; для механізмів підймання вантажів $k_d = 1,2$;

$k_{зс}$ - коефіцієнт зведення режиму роботи машини до нормативного; для встановленого режиму роботи приводних механізмів крана $k_{зс} = 0,65$.

$$P_{екв} = 22232,5 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 0,65 = 17341,3 \text{ Н} .$$

Визначимо розрахункову динамічну вантажопідймальність кулькового підшипника

$$C = P_{екв} \cdot \sqrt[3]{L} , \quad (2.56)$$

де L - необхідна довговічність підшипника, млн об.; згідно з формулою (2.21)

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$L = 3,66$ млн об.

$$C = 17341,3 \cdot \sqrt[3]{3,66} = 26724,44 \text{ Н} .$$

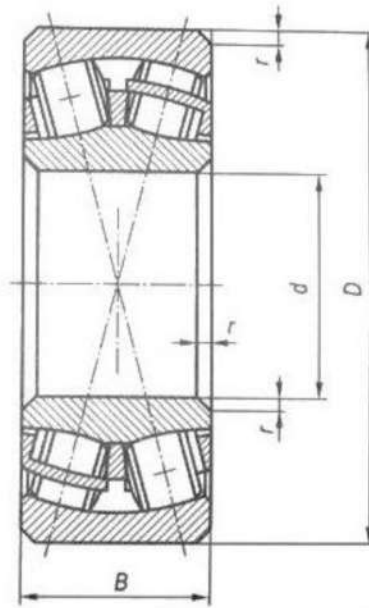


Рисунок 2.12 – Конструкція шарикопідшипника роликового радіального сферичного

Вибираємо підшипник 3518 з такими параметрами: $d = 90$ мм, $D = 190$ мм, $B = 64$ мм, $C = 447$ кН, $C_0 = 368$ кН.

При обґрунтуванні вибору підшипника враховуємо потрібний діаметр цапфи вала барабана та діаметр розточки для підшипника у напівмуфті вихідного вала редуктора Ц2-250 $d_2 = 65$ мм (рис. 2.13).

З урахуванням того, що у правому підшипнику обидва кільця обертаються, то цей підшипник розрахуємо за статичною вантажопідймальністю

$$C_0 = R_A \cdot k_{36} \cdot k_d , \quad (2.57)$$

$$C_0 = 17047,5 \cdot 0,65 \cdot 1,2 = 13297 \text{ Н} .$$

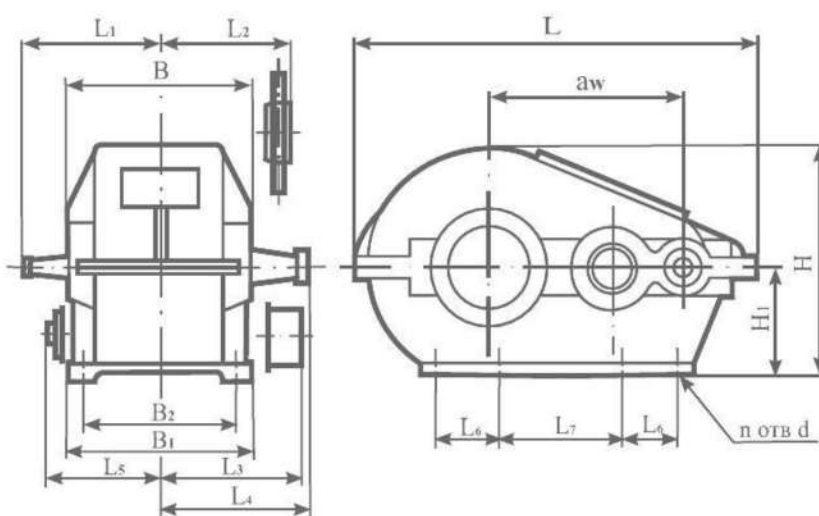
З метою уніфікації проектованої конструкції приймаємо обидва підшипники

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Однаковими.



a)



Тип	aw	B		B2	L	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	H	H1	H2	n	d
		B1															
Ц2-250	250	260	210	515	220	198	255	280	145	0	285	310	160	-	4	22	

б)

Рисунок 2.13 – Крановий двоступінчастий редуктор Ц2-250 для роботи при повторно-короткочасних режимах завантаження (a) та його габаритні і приєднувальні розміри (б)

2.16 Обґрунтування вибору електричного двигуна

Статична потужність двигуна при підйманні номінального вантажу

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_{cm} = \frac{Q \cdot g \cdot v_e}{10^3 \cdot \eta_0}, \quad (2.58)$$

де η_0 - коефіцієнт корисної дії механізму підймання вантажу, $\eta_0 = 0,85$.

$$N_{cm} = \frac{15000 \cdot 9,81 \cdot 0,2}{10^3 \cdot 0,85} = 34,62 \text{ кВт}.$$

За величиною еквівалентного навантаження проведемо розрахунок двигуна й визначимо його потрібну потужність

$$N_{екв} = N_{cm} \cdot k_{зв}, \quad (2.59)$$

де $k_{зв}$ - коефіцієнт зведення навантаження для встановленого режиму роботи; приймаємо $k_{зв} = 0,65$.

$$N_{екв} = 34,62 \cdot 0,65 = 21,5 \text{ кВт}.$$

За встановленою еквівалентною потужністю обираємо електродвигун змінного струму з фазним ротором МТФ 411-6 (рис. 2.14) з такими параметрами: $N = 22 \text{ кВт}$, $n_{об} = 965 \text{ об/хв}$, $T_{ном} = 280 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $J_p = 20 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m = 246 \text{ кг}$.

2.17 Обґрунтування вибору редуктора

Редуктор обираємо відповідно до його статичної потужності, передавального відношення, частоти обертання вала двигуна й режиму експлуатації.

Передану потужність редуктором визначаємо відповідно до формули

$$N_p = N_{cm} \cdot k_p, \quad (2.60)$$

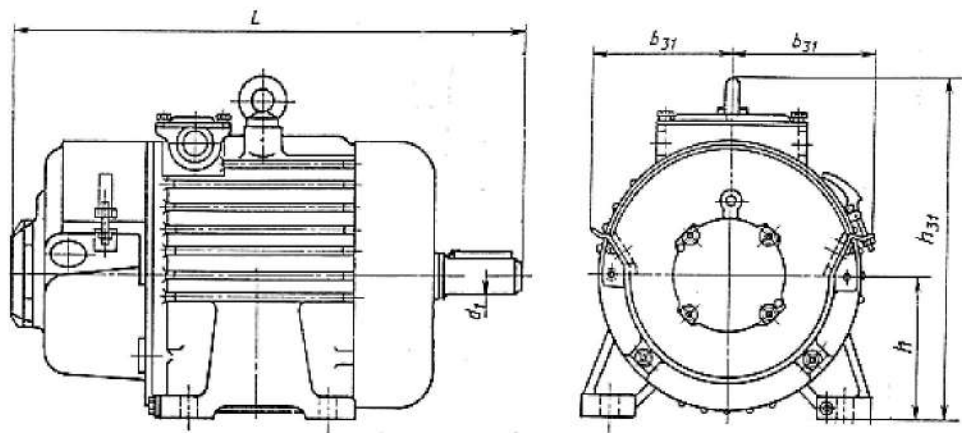
де k_p - коефіцієнт запасу для редуктора; для типу редуктора Ц2 приймаємо $k_p = 1$.

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_p = 34,62 \cdot 1 = 34,62 \text{ кВт} .$$



a)



б)

Рисунок 2.14 – Електродвигун змінного струму з фазним ротором МТФ 411-6 (а) та його габаритні і приєднувальні розміри (б): $d_1 = 65 \text{ мм}$,

$$h = 225 \text{ мм}, b_{31} = 198 \text{ мм}, h_{31} = 527 \text{ мм}, L = 1102 \text{ мм}$$

Передавальне відношення заданого типу редуктора

$$i_p = n_{\text{дв}} / n_{\text{б}}, \quad (2.61)$$

$$n_{\text{б}} = \frac{V_{\text{к}}}{\pi \cdot D_{\text{б}}}. \quad (2.62)$$

$$n_{\text{б}} = \frac{48}{3,14 \cdot 0,65} = 23,5 \text{ об / хв},$$

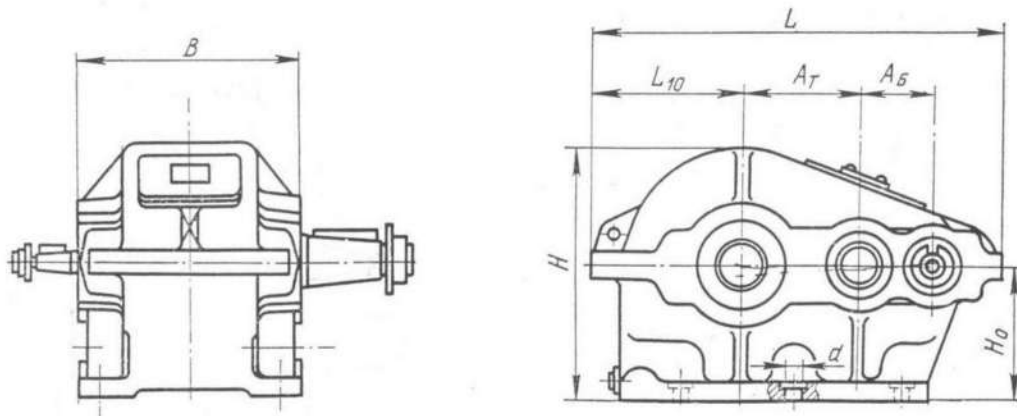
					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$i_p = 965 / 23,5 = 41,06 .$$

Обираємо редуктор Ц2-500 (рис. 2.15) з передавальним числом $i_p = 41,34$, частотою обертання швидкохідного вала $n = 1000$ об / хв, переданою потужністю на швидкохідному валу $N = 55$ кВт.



a)



б)

Рисунок 2.15 – Крановий двоступінчастий редуктор Ц2-500 для роботи при повторно-короткочасних режимах завантаження (а) та його габаритні і приєднувальні розміри (б): $B = 440$ мм, $H_0 = 315$ мм, $H = 598$ мм, $L = 985$ мм, $A_T = 300$ мм, $A_B = 200$ мм, $L_{10} = 340$ мм

$$n_{\text{факт}} = 965 / 41,34 = 23,34 \text{ об / хв .}$$

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{факт}} = 23,34 \cdot 3,14 \cdot 0,65 / 60 = 0,79 \text{ м/с} .$$

$$V_e = 0,79 / 4 = 0,1975 \text{ м/с} .$$

$$N_{\text{см}} = 15000 \cdot 9,81 \cdot 0,1975 / (10^3 \cdot 0,85) = 34,19 \text{ кВт} .$$

$$N_{\text{екв}} = 34,19 \cdot 0,65 = 22,22 \text{ кВт} .$$

$$N_p = 22,22 \cdot 1 = 22,22 \text{ кВт} .$$

2.18 Конструювання вузла з'єднання редуктора й барабана

У прийнятому способі з'єднання вала редуктора й барабана обертовий момент передаємо через прецизійні болти, установлені в отвори без наявності зазорів. У такому разі болти працюватимуть на зрізування, напруження якого визначимо згідно з формулою

$$\tau = \frac{P_{\text{кол}}}{Z_{\text{бн}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 10^2} \leq [\tau] , \quad (2.63)$$

де $P_{\text{кол}}$ - зусилля, що діє по колу встановлення болтів, H ;

$Z_{\text{бн}}$ - кількість болтів; на виробничому устаткуванні зазвичай $Z_{\text{бн}} = 6 - 8$;

d - діаметр циліндричної частини прецизійного болта, $см$; $d = 1,7 \dots 2,5 \text{ см}$;

$[\tau]$ - допустимі напруження матеріалу болтів на зріз, $МПа$; $[\tau] \approx 0,6 \cdot [\sigma_p]$.

$$P_{\text{кол}} = 2M_{\text{б}} / D_{\text{кол}} , \quad (2.64)$$

де $M_{\text{б}}$ - крутний момент на барабані, H ;

$D_{\text{кол}}$ - діаметр кола установки болтів, $мм$.

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_{\sigma} = D_{\sigma} \cdot Q_{\text{свн}} / (2 \cdot i_{\text{пл}} \cdot \eta_{\text{пл}}), \quad (2.65)$$

де $i_{\text{пл}}$ - кратність поліспасти; $i_{\text{пл}} = 4$;

$\eta_{\text{пл}}$ - коефіцієнт корисної дії поліспасти; якщо $i_{\text{пл}} = 4$, то $\eta_{\text{пл}} = 0,975$.

$$M_{\sigma} = 0,5 \cdot 15000 \cdot 9,81 / (2 \cdot 4 \cdot 0,975) = 9432,7 \text{ Н} .$$

У процесі проведення попереднього розрахунку приймаємо

$$D_{\text{кол}} = (1,3 \dots 1,4) D_3, \quad (2.66)$$

де D_3 - діаметр кола зубчастого вінця вала редуктора, мм.

$$D_{\text{кол}} = 1,35 \cdot 252 = 340,2 \text{ мм} .$$

$$P_{\text{кол}} = 2 \cdot 9432,7 / 0,3402 = 55453,83 \text{ Н} .$$

$$[\tau] = 0,6 \cdot 117 = 70,2 \text{ МПа} .$$

$$\tau = \frac{55453,8}{14 \cdot \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} \cdot 10^2} = 12,61 \text{ МПа} \leq [\tau] = 70,2 \text{ МПа} .$$

Отже, використаємо 14 болтів для кріплення вала редуктора й барабану. Прецизійні болти обираємо згідно з вимогами [6].

2.19 Обґрунтування вибору та розрахунок параметрів гальма

Гальмо проектуємо встановити на швидкохідному валу редуктора. Розрахункова величина гальмівного моменту на валу становить

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_T = k_T \cdot \frac{Q \cdot D_6 \cdot g}{2 i_{mi} \cdot i_p} \cdot \eta_0, \quad (2.67)$$

де k_T - коефіцієнт запасу для процесу гальмування; для встановленого режиму роботи й середніх навантажень $k_T = 1,65$.

$$M_T = 2 \cdot \frac{15000 \cdot 0,65 \cdot 9,81}{2 \cdot 4 \cdot 41,34} \cdot 0,85 = 491,65 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Залежно від отриманого значення розрахункового гальмівного моменту підбираємо гальмо ТТ- 320 (рис. 2.16) з такими параметрами: діаметр гальмівного шківа – 320 мм, гальмівний момент – 800 Н·м.

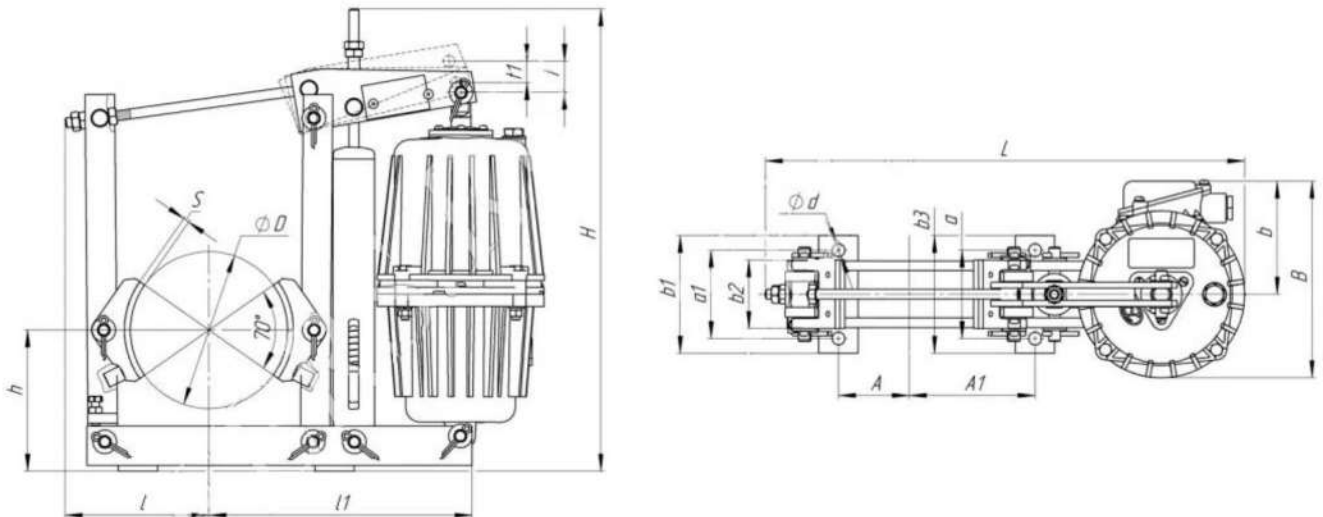


Рисунок 2.16 – Гальмо колодкове кранове ТТ-320: $D = 200 \text{ мм}$, $L = 735 \text{ мм}$,
 $l = 295 \text{ мм}$, $l_1 = 140 \text{ мм}$, $B = 212 \text{ мм}$, $H = 500 \text{ мм}$

2.20 Обґрунтування вибору та розрахунок параметрів муфт

У механізмі підймання вантажів треба також вибрати муфту, щоб з'єднати вал редуктора із валом електричного двигуна. Муфта вибиратимемо за критерієм розрахункового крутного моменту

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_M = \frac{Q \cdot g \cdot D_6}{2 i_m \cdot i_p \cdot \eta_0} \cdot k_3, \quad (2.68)$$

де D_6 - діаметр барабана, м;

i_m - кратність конструкції поліспасти;

k_3 - коефіцієнт запасу на величину розрахункового крутного моменту;

i_p - передавальне число редуктора;

η_0 - коефіцієнт корисної дії механізму підймання вантажів.

$$k_3 = k_1 \cdot k_2, \quad (2.69)$$

де k_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності роботи механізму; для механізму підймання вантажів $k_1 = 1,3$;

k_2 - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму; для встановленого режиму роботи й середніх навантажень $k_2 = 1,3$.

$$k_3 = 1,3 \cdot 1,6 = 1,69,$$

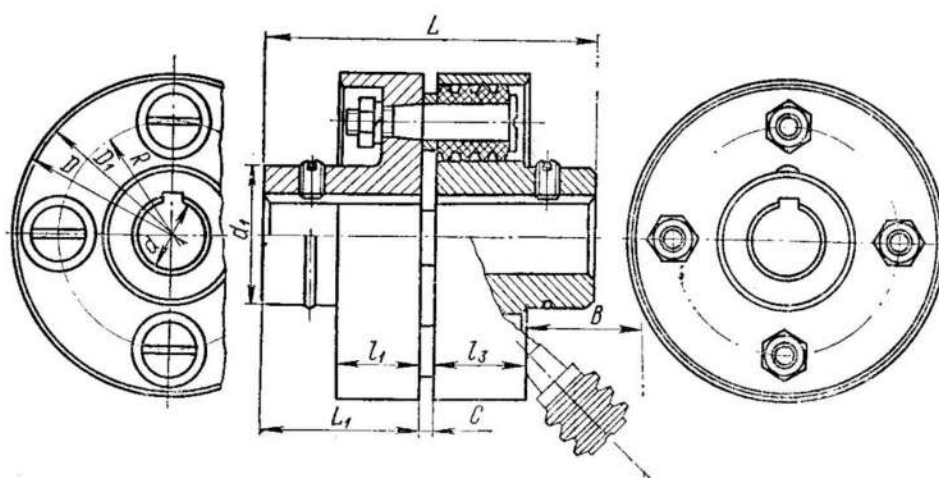
$$M_M = \frac{15000 \cdot 9,81 \cdot 0,63}{2 \cdot 4 \cdot 41,34 \cdot 0,85} \cdot 1,69 = 557,32 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Щоб з'єднати вал двигуна з швидкохідним валом редуктора використаємо пружну втулково-пальцеву муфту типу МПВП [7] з такими параметрами (рис. 2.17): номінальний обертовий момент $M_{ном} = 1200 \text{ Н} \cdot \text{м}$, можливе зміщення валів у радіальному напрямку – 0,3 мм, можливе кутове зміщення валів – 1°00'.

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



a)



б)

Рисунок 2.17 – Пружна втулково-пальцева муфта типу МПВП (а)
та її габаритні і приєднувальні розміри (б):

$$d = 80 \text{ мм}, D = 320 \text{ мм}, L = 350 \text{ мм}$$

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.02.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ СТІЛИ ТА ПЕРЕСУВАННЯ ГУСЕНИЧНОГО КРАНА

3.1 Конструювання механізму зміни вильоту стріли

3.1.1 Визначення зусилля у стріловому поліспасти

Вантажопідіймальність проєктованого крана за всіх вильотів повинна становити $Q = 15 \text{ т}$, вага стріли $G_c = 2,5 \text{ т}$, найбільший кут нахилу стріли крана $\beta = 65^\circ$, довжина стріли $L_c = 25 \text{ м}$, найбільший виліт стріли $A = 15,5 \text{ м}$, відстань від осі обертання крана до кореневого шарніра стріли $r = 0,6 \text{ м}$.

Обчислюємо найменший виліт стріли крана

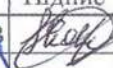
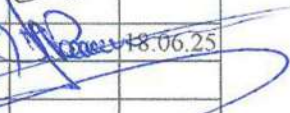
$$A_{\min} = L_c \cdot \cos \beta + r, \quad (3.1)$$

$$A_{\min} = 25 \cdot \cos 65^\circ + 0,6 = 11,16 \text{ м}.$$

Висота розташування блоків стрілового поліспасти відносно кореневого шарніра становить $h = 3,5 \text{ м}$, радіус вантажного блоку $R_c = 500 \text{ мм}$, середня швидкість переміщення горизонтальної проєкції вантажу при зміні вильоту $v_{cp} = 5 \text{ м/хв}$.

Проектний розрахунок параметрів кранового устаткування насамперед передбачає визначення потужності електричного двигуна за середньоквадратичним навантаженням, проведення перевірки за максимальним зусиллям у стріловому поліспасти й за тривалістю часу пуску двигуна і гальмування.

Визначимо величину середнього квадратичного зусилля, що діє у стріловому поліспасти згідно з формулою

КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
Розробив		Скоматчук В.		18.06.25	
Консульт.					
Керівник		Рудько І. М.		18.06.25	
Рецензент					
Затвердив					
			Літера	Аркуш	Листів
			н		
			НЛТУ України, група ІН-41		

$$S_{cp} = \sqrt{\frac{\sum(S_m^2 \cdot \Delta l_i)}{\sum \Delta l_i}}, \quad (3.2)$$

де S_m - зусилля, що діє у стріловому поліспасті (рис. 3.1), яке визначене для положень стріли через рівні проміжки кута нахилу;

Δl_i - довжини стрілового поліспаста на кожному проміжку (визначені графічним способом з урахуванням масштабного фактора).

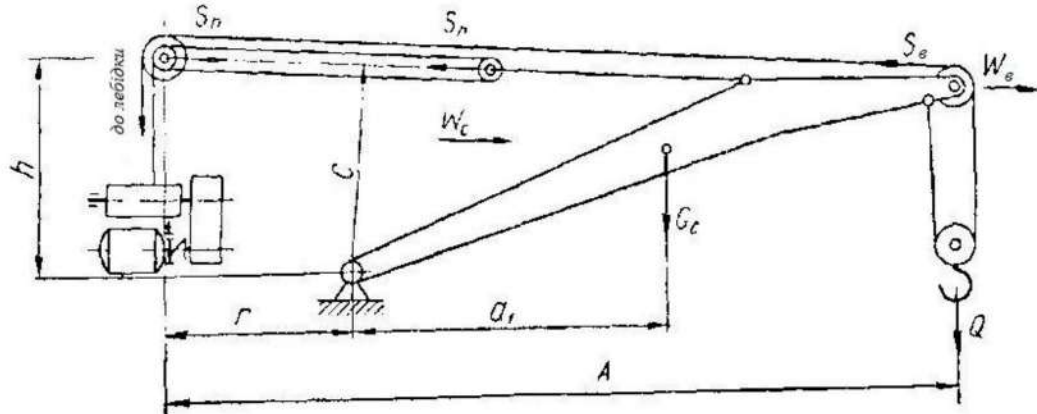


Рисунок 3.1 – Схема визначення зусилля і кінематична схема механізму зміни вильоту крана

Статичне зусилля, що діє у стріловому поліспасті, визначимо із умови рівноваги моментів усіх сил відносно кореневого шарніра стріли

$$S_m = \frac{Q \cdot L_c \cdot \cos \alpha_i + G_c \cdot a_1 \cdot \cos \alpha_i - S'_e \cdot c_i}{c_i}, \quad (3.3)$$

де α_i - фактичний кут нахилу стріли крана, град;

c_i - мінімальна відстань від кореневого шарніра до лінії дії зусилля у поліспасті для різних положень стріли крана, м;

S'_e - зусилля, що виникає у вантажному канаті, зведене до стрілового поліспаста.

$$S'_e = S_e + S', \quad (3.4)$$

						Арк
					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для визначення S'_e розглянемо рис. 3.2.

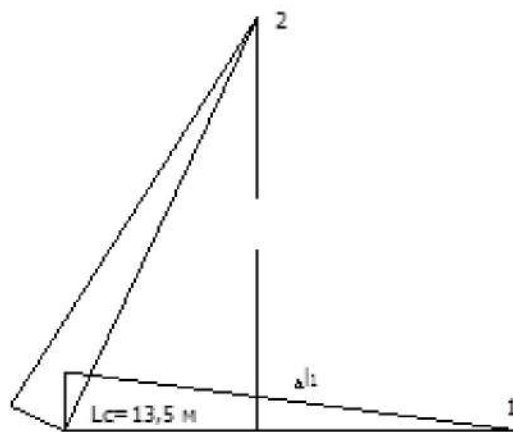


Рисунок 3.2 – Схема визначення довжини стрілового поліспада

Зусилля у стріловому поліспасті зменшуватиметься не тільки на величину зусилля у вантажному канаті, як прийнято вважати, але й додатково на ту його частину, що зумовлена тертям у блоці. Від зусилля у вантажному канаті на осі блоку виникає реакція R (рис. 3.3) і відповідний момент тертя M_{mp}

$$M_{mp} = R \cdot f \cdot \frac{d}{2}, \quad (3.5)$$

де f - коефіцієнт тертя в підшипниках блоку; $f = 0,05$;

d - діаметр осі блоку, м; $d = 0,1$.

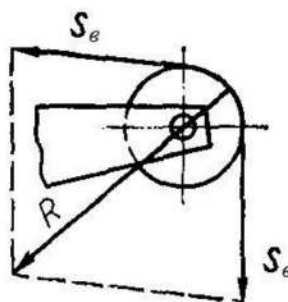


Рисунок 3.3 – Схема визначення величини зведеного зусилля

Максимальна реакція R буде у верхньому положенні і на межі біля вертикального положення стріли $R = 2 \cdot S_e$. При горизонтальному положенні стрілового поліспада

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R = \sqrt{S_{\epsilon}^2 + S_{\epsilon}^2} = \sqrt{(11500 \cdot 9,81)^2 + (11500 \cdot 9,81)^2} = 159544,5 \text{ H} . \quad (3.6)$$

Тоді

$$\begin{cases} M_{mp} = 2 \cdot 11500 \cdot 0,05 \cdot 0,1 \cdot 9,81 = 1128,15 \text{ H} , \\ M_{mp} = 159544,5 \cdot 0,05 \cdot 0,1 = 797,72 \text{ H} . \end{cases}$$

Колове зусилля на блоці

$$S' = \frac{2 M_{mp}}{D_{\text{бл}}} , \quad (3.7)$$

$$\begin{cases} S' = \frac{2 \cdot 1128,15}{0,5} = 4512,6 \text{ H} , \\ S' = \frac{2 \cdot 797,72}{0,5} = 3190,8 \text{ H} . \end{cases}$$

$$S'_{\epsilon} = 11500 \cdot 9,81 + 4512,6 = 117327,6 \text{ H} .$$

Використовуючи вказаний рисунок, визначимо зусилля у стріловому поліспасті при горизонтальному положенні стріли

$$S_{nl} = \frac{15 \cdot 25 \cdot \cos 0^{\circ} + 2,5 \cdot 15,5 \cdot \cos 0^{\circ} - 117,3 \cdot 3}{3} = 16,45 \text{ m} .$$

Аналогічним чином визначаємо зусилля у стріловому поліспасті й для інших положень стріли крана та зводимо отримані результати у табл. 3.1.

Під час практичних розрахунків зусилля в стріловому поліспасті членом $S_{\epsilon} \cdot c_i$ можна знехтувати через його відносну малість. Підставивши значення S_{ni} у формулу (3.2), визначимо

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$S_{cp} = \sqrt{\frac{15^2 \cdot 11,5 + 16,45^2 \cdot 15,5}{11,5 + 15,5}} = 15,84 \text{ м} .$$

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку зусиль у стріловому поліспасти крана

Положення стріли крана	I	II
α , град	0	65
Δl , м	11,5	15,5
c , м	3	2,3
S_n , т	15	16,45

Для наближених розрахунків можна прийняти середнє значення зусиль для кінцевих положень стріли крана, тобто

$$S'_{cp} = \frac{S_{nmin} + S_{nmax}}{2} = \frac{16,45 + 15}{2} = 15,725 \text{ т} .$$

3.1.2 Обґрунтування потужності та вибір двигуна

Визначимо потрібну потужність двигуна

$$N = \frac{S_{cp} \cdot v_{пол}}{102 \eta_m} , \quad (3.8)$$

де $v_{пол}$ - швидкість скорочення поліспасти, м/с;

η_m - коефіцієнт корисної дії механізму поліспасти; $\eta_m = 0,85$.

$$v_{пол} = v_{cp} \cdot \frac{\Delta l_n}{\Delta a} , \quad (3.9)$$

де v_{cp} - середня швидкість переміщення вантажу, м/с;

Δl - величина скорочення поліспасти, м; $\Delta l = \Delta l_{max} - \Delta l_{min}$.

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Δa - величина зміни вильоту стріли крана, $\Delta a = A_{\max} - A_{\min}$.

$$\Delta l_n = 15,5 - 11,5 = 4 \text{ м ,}$$

$$\Delta a = 13,5 - 6,09 = 7,41 \text{ м .}$$

Тоді

$$v_{\text{пол}} = 0,5 \cdot \frac{4}{7,41} = 0,26 \text{ м/с ,}$$

$$N = \frac{15725 \cdot 0,26}{102 \cdot 0,85} = 48,95 \text{ кВт .}$$

Вибираємо асинхронний електродвигун МТМ 613-10 з фазовим ротором й такими параметрами двигуна (рис. 3.4): $N_{\text{об}} = 50 \text{ кВт}$, $n = 582 \text{ об/хв}$, $T_n = 305 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $J_p = 25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m = 1180 \text{ кг}$.

3.1.3 Розрахунок стрілового поліспада

Задамося кратністю стрілового поліспада $i = 28$ з розрахунку, щоб зусилля в канаті не перевищувало 4 т , тобто щоб вийти на діаметр каната, який найчастіше застосовується у крановій техніці.

Зусилля у вітці каната визначимо таким чином

$$S_{\text{стр}} = \frac{S_{n\max}}{i \cdot \eta_n} \cdot g , \quad (3.10)$$

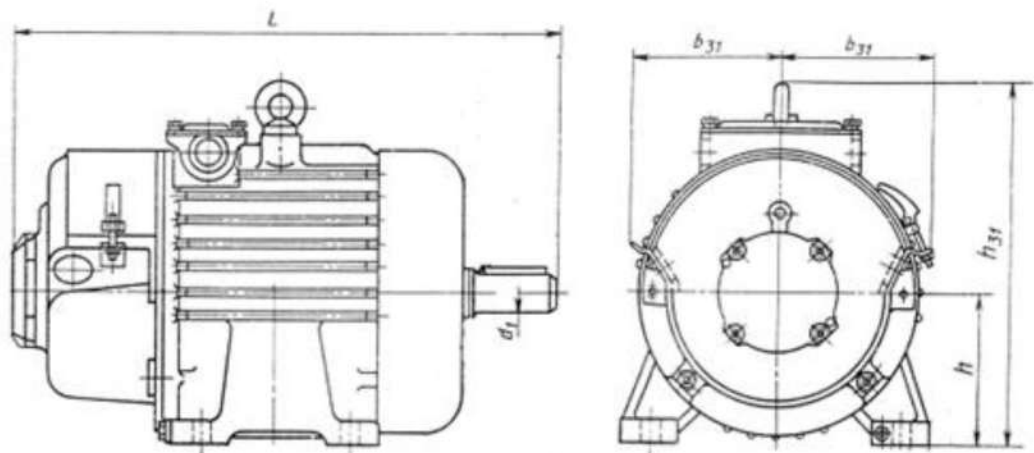
де η_n - коефіцієнт корисної дії поліспада; $\eta_n = 0,82$.

$$S_{\text{стр}} = \frac{16,5 \cdot 10^3}{28 \cdot 0,82} \cdot 9,81 = 7049,8 \text{ Н .}$$

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



a)



б)

Рисунок 3.4 – Електродвигун МТМ 613-10 (а) та його габаритні і приєднувальні розміри (б): $d_1 = 65 \text{ мм}$, $h = 250 \text{ мм}$, $b_{31} = 212 \text{ мм}$,

$$h_{31} = 548 \text{ мм}, L = 1221 \text{ мм}$$

За величиною зусилля $S_{\text{стр}} = 7049,8 \text{ Н}$ обираємо канат.

Для цього визначимо розривне зусилля

$$S_p = S_{\text{стр}} \cdot n_k, \quad (3.11)$$

$$S_p = 7049,8 \cdot 4 = 28199,5 \text{ Н}.$$

Канат вибираємо згідно з вимогами ДСТУ 2688-80* (аналог європейського

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

DIN 3059) за найближчим більшим розривним зусиллям: канат подвійного звивання конструкції $6 \times 19(1 + 6 + 6/6) + OC$ з лінійним торканням дроту в пасмах діаметром $\varnothing 23,5$ мм, розривне зусилля $P_{розр} = 80800$ Н, межа міцності $\sigma = 1800$ МПа.

Визначимо мінімально можливий діаметр барабана

$$D_{\sigma} = 23,5 \cdot 16 = 376 \text{ мм} .$$

Прийmemo $D_{\sigma} = 400$ мм

Встановимо число обертів барабана

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot v_{\kappa}}{\pi \cdot D_{\sigma}} , \quad (3.12)$$

де v_{κ} - швидкість набігання каната на барабан, м/с.

$$v_{\kappa} = v_{\text{пол}} \cdot i . \quad (3.13)$$

$$v_{\kappa} = 0,05 \cdot 28 = 1,4 \text{ м/с} ,$$

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 0,4} = 66,87 \text{ об/хв} .$$

Також визначимо передавальне число редуктора

$$i_p = \frac{n}{n_{\sigma}} = \frac{582}{66,87} = 8,7 .$$

За каталогом редукторів обираємо редуктор Ц2-400 з передавальним числом $i_p = 8,32$, котрий здатний передавати потужність до $N = 63$ кВт з числом обертів вхідного вала до $n = 600$ об/хв (рис. 3.5).

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

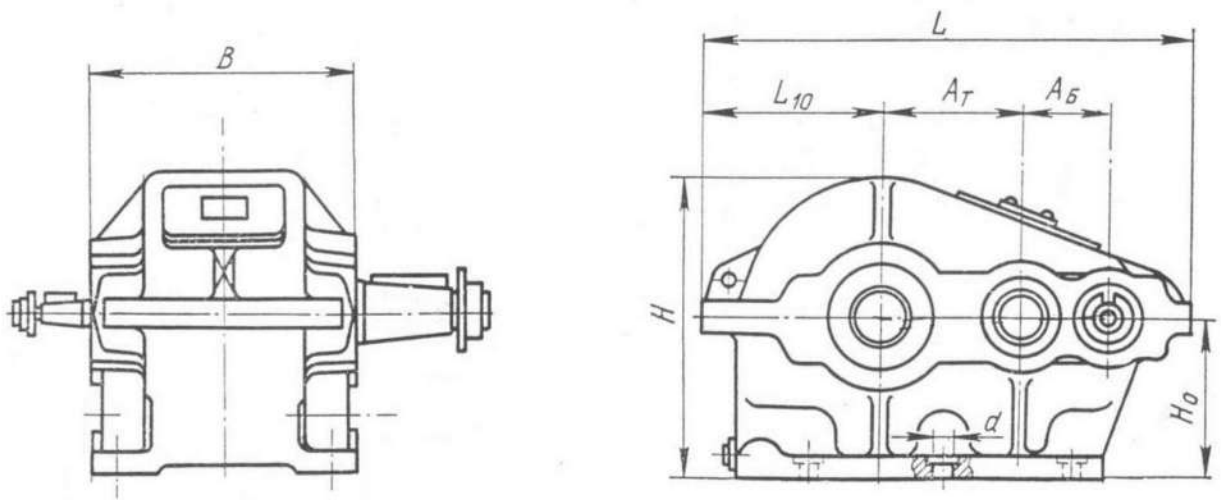


Рисунок 3.5 – Редуктор Ц2-400 з його габаритними і приєднувальними розмірами: $B = 380 \text{ мм}$, $H_0 = 265 \text{ мм}$, $H = 505 \text{ мм}$,
 $L = 805 \text{ мм}$, $A_T = 250 \text{ мм}$, $A_B = 150 \text{ мм}$, $L_{10} = 287 \text{ мм}$

3.1.4 Обґрунтування вибору гальма

Гальмо має утримати стрілу в будь-якому положенні під час дії статичних та інерційних навантажень. Визначимо при цьому гальмівний момент

$$M_T = k_T \cdot M_{\max T}, \quad (3.14)$$

де $k_T = 2$;

$M_{\max T}$ - максимальний гальмівний момент на валу гальма, що відповідає величині S_{\max} .

$$M_{\max T} = \frac{S_{\max} \cdot D_{\delta} \cdot \eta_{об}}{2 \cdot i \cdot i_p}, \quad (3.15)$$

$$M_{\max T} = \frac{7049,5 \cdot 0,4 \cdot 9,81 \cdot 0,85}{2 \cdot 28 \cdot 8,32} = 50,46 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначимо розрахунковий гальмівний момент

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_T = 2 \cdot 50,46 = 100,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вибираємо гальмо з електрично-гідралічним штовхачем ТТ-200 (рис. 3.6) з найбільшим гальмівним моментом $M_T = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

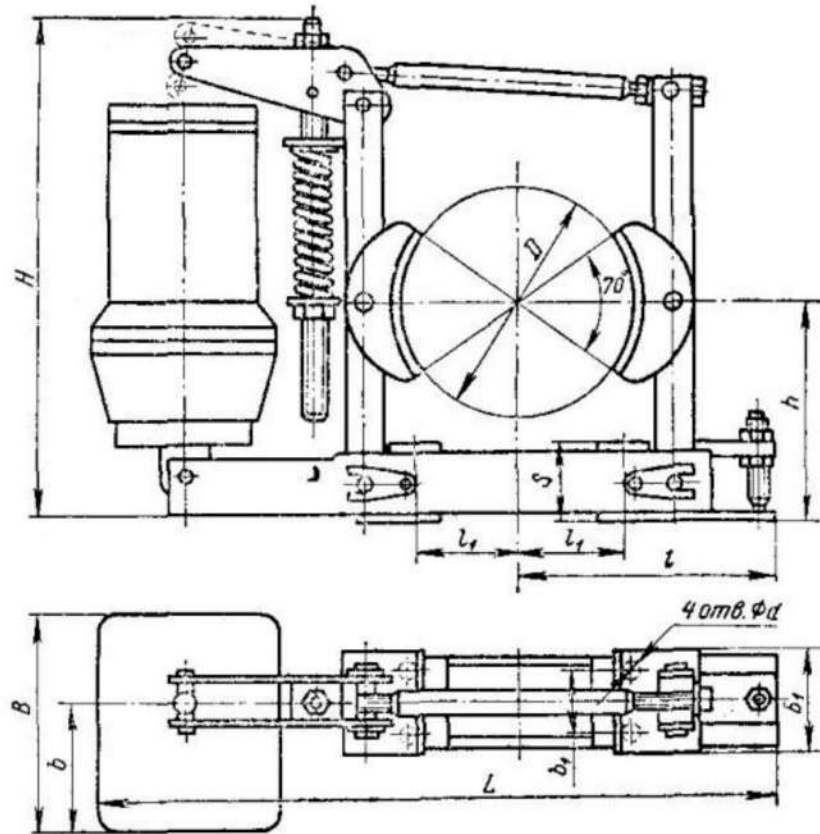


Рисунок 3.6 – Гальмо ТТ-200 з його габаритними і приєднувальними розмірами: $D = 200 \text{ мм}$, $L = 551 \text{ мм}$, $l = 195 \text{ мм}$, $l_1 = 90 \text{ мм}$, $B = 196 \text{ мм}$, $b = 90 \text{ мм}$

3.2 Обґрунтування опорів руху і параметрів механізму пересуванню крана

Статичний опір пересуванню крана визначаємо для двох положень: для нормального руху і для пересування на криволінійній колії

$$W_0 = W_{mp} + W_{zp} + W_B + W_y, \quad (3.16)$$

$$W_a = 1,2 W_{mp} + W_{zp} + W_B + W_y, \quad (3.17)$$

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Опір тертя гусеничного ходу без урахування втрат на верхніх підтримувальних роликах і опору від нерівномірності руху гусеничної стрічки

$$W_{np} = (0,05...0,07) G \cdot \cos \gamma = 0,07 \cdot 60 \cdot \cos 20^\circ = 3,9 \text{ м} , \quad (3.18)$$

$$W_{np1} = (0,05...0,07) \cdot (Q + G) \cdot \cos \gamma_1 = 0,07 \cdot (60 + 15) \cdot \cos 3^\circ = 5,24 \text{ м} , \quad (3.19)$$

де G - маса крана, m ;

Q - маса вантажу, m ;

γ - кут нахилу поверхні руху при пересуванні крана без вантажу, *град*; $\gamma = 20^\circ$;

γ_1 - кут нахилу поверхні руху при пересуванні крана з вантажем, *град*; $\gamma_1 = 3^\circ$.

Опір пересуванню крана, спричинений деформацією ґрунту,

$$W_{zp} = f_0 \cdot \cos \gamma = 0,1 \cdot 60 \cdot \cos 20^\circ = 5,6 \text{ м} , \quad (3.20)$$

$$W_{zp1} = f_0 \cdot (G + Q) \cdot \cos \gamma_1 = 0,1 \cdot (60 + 15) \cdot \cos 3^\circ = 7,4 \text{ м} , \quad (3.21)$$

де f_0 - коефіцієнт опору руху крана; $f_0 = 0,1$.

Опір від сил вітру на кран і на вантаж

$$W_B = W_{кр} + W_v , \quad (3.22)$$

$$W_B = F_{кр} \cdot q_0 \cdot n_B \cdot c + F_{зр} \cdot q_0 \cdot d = 41,85 \cdot 15 \cdot 1 \cdot 1,5 + 55,5 \cdot 15 \cdot 1 = 1,774 \text{ м} ,$$

де $F_{кр}$ - навітряна площа крана, m^2 ; $F_{кр} = 41,85 \text{ м}^2$;

$q_0, n_B, c, d, F_{зр}$ - конструкційні та технологічні параметри.

$$F_{кр} = F_{кр}^1 \cdot \varphi_c , \quad (3.23)$$

					КР.131.02.ПМ.БР.1.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $F_{кр}^1$ - навітряна площа крана по контуру, $м^2$.

$$F_{кр}^1 = H \cdot a_B \cdot \varphi_C + L_c \cdot c_c \cdot \varphi_C + F_H \cdot \varphi_C, \quad (3.24)$$

де a_B - сторона квадрата перерізу стріли, $м$; $a_B = (0,9...1,1) \frac{A}{20} = 1 \cdot \frac{15}{20} = 1,25 \text{ м}$;

c_c - висота стріли, $м$; $c_c = (0,9...1,1) \frac{A}{20} = 1 \cdot \frac{25}{20} = 1,33 \text{ м}$;

$F_{пл}$ - навітряна площа поворотної платформи, $м^2$; $F_{пл} = 15 \text{ м}^2$;

F_H - навітряна площа неповоротної частини крана, $м^2$; $F_H = 7,5 \text{ м}^2$;

H - відстань від землі до кореневого шарніра стріли, $м$; $H = 25 \text{ м}$.

$$F_{кр} = 15 \cdot 1,25 \cdot 0,3 + 15 \cdot 1,33 \cdot 0,3 + 15 \cdot 1 + 7,5 \cdot 1 = 38,12 \text{ м}.$$

Опір сил, спричинених ухилом

$$W_y = (Q + G) \cdot \sin \gamma_1 = (15 + 60) \cdot \sin 3^\circ = 3,9 \text{ м}, \quad (3.25)$$

$$W_y = G \cdot \sin \gamma = 60 \cdot \sin 20^\circ = 20,5 \text{ м}, \quad (3.26)$$

де, відповідно, кут нахилу при переміщенні вантажу на гаку $\gamma_1 = 3^\circ$, при переміщенні без вантажу $\gamma = 20^\circ$.

Загальний статичний опір пересуванню крана у його завантаженому стані

$$W_c = 3,9 + 5,6 + 1,774 + 3,9 = 15,17 \text{ м},$$

при ненавантаженому крані

$$W_a = 5,24 + 7,4 + 1,774 + 20,5 = 34,9 \text{ м}.$$

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільший статичний опір пересуванню крана на прямолінійній колії

$$W_c = (0,4 \dots 0,5) G = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ м} . \quad (3.27)$$

Опір пересуванню крана на криволінійній колії

$$W_c = 1,2 W_{mp} + W_{ep} + W_y + W_K , \quad (3.28)$$

де W_K - додатковий опір на кривій, за умови, що поворот здійснюється навколо центру загальмованої гусениці, m .

$$W_K = 0,5 \mu_0 \cdot (G + Q) = 0,5 \cdot 0,6 \cdot (60 + 15) \cdot 3,8 / 3,4 = 25,14 \text{ м} . \quad (3.29)$$

$$W_K = 0,5 \mu_0 \cdot G = 0,5 \cdot 0,6 \cdot 60 \cdot 3,8 / 3,4 = 20,11 \text{ м} , \quad (3.30)$$

де μ_0 - коефіцієнт тертя гусениці по ґрунту; $\mu_0 = 0,5 \dots 0,6$;

L - відстань між осями зірочок гусеничного візка, m ; $L = 3,8 \text{ м}$;

B - відстань по центрах гусеничних візків, m ; $B = 3,4 \text{ м}$.

Потужність двигуна приводу механізму пересування визначаємо для таких характерних випадків: I – рух крана з вантажем прямолінійною колією; II – рух крана без вантажу криволінійною колією; III – рух крана без вантажу ділянкою шляху з ухилом 20° .

У разі випадку I $W_c = 28,75 \text{ м}$.

У разі випадку II

$$W_c = 1,2 W_{mp} + W_{ep} + W_y + W_K = 1,2 \cdot 5,24 + 7,4 + 1,774 + 20,5 = 33,4 \text{ м} .$$

Тут $W_y = G \cdot \sin 3^\circ = 60 \cdot 0,05 = 3 \text{ м}$.

У разі випадку III $W_c = 32,9 \text{ м}$.

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За розрахунковий приймаємо випадок II.

Потужність приводу під час усталеного руху

$$N = \frac{W_c \cdot v_K}{102 \eta_M} = \frac{33400 \cdot 0,5}{102 \cdot 0,83} = 197,25 \text{ кВт} , \quad (3.31)$$

де v_K - швидкість пересування крана, $м/с$; $v_K \approx 0,5 \text{ м/с}$;

η_M - коефіцієнт корисної дії механізму пересування крана; $\eta_M \approx 0,83$.

За каталогом приймаємо два електродвигуни МТМ 712-10 потужністю по $N = 100 \text{ кВт}$, кількістю обертів за хвилину $n = 587 \text{ об/хв}$, $J_p = 1,3 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, $m = 1700 \text{ кг}$ (рис. 3.7).

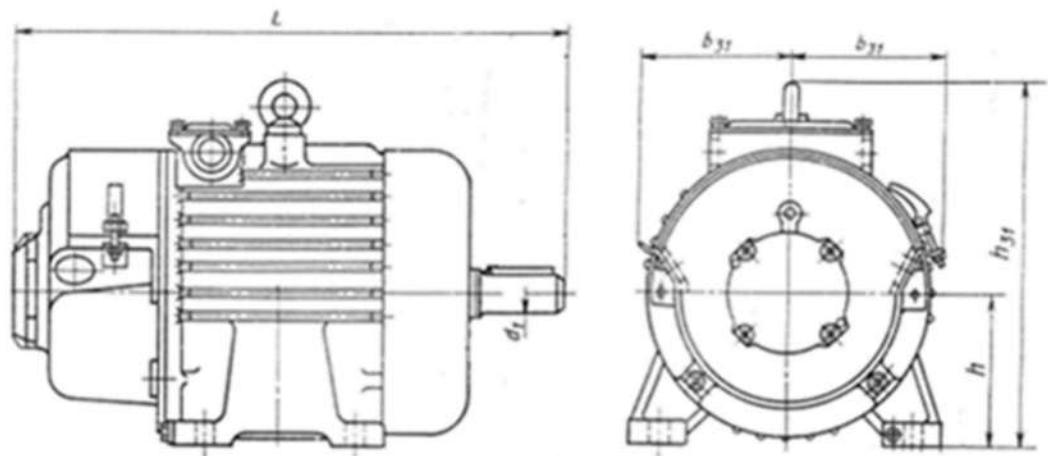


Рисунок 3.7 – Електродвигун МТМ 712-10 з габаритними і приєднувальними розмірами: $d_1 = 65 \text{ мм}$, $h = 250 \text{ мм}$, $b_{31} = 212 \text{ мм}$,

$$h_{31} = 548 \text{ мм}, L = 1221 \text{ мм}$$

Загальне передавальне відношення приводних механізмів

$$i_M = \frac{n}{n_3} = \frac{587}{13,64} = 42 , \quad (3.32)$$

де n_3 - число обертів приводної зірочки, $об/хв$.

					Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ

$$n_3 = \frac{60 \cdot v_{кр}}{\pi \cdot D_3} = \frac{60 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,7} = 13,64 \text{ об/хв}, \quad (3.33)$$

де D_3 - діаметр зірочки, мм; $D_3 = 700$ мм.

Підбираємо редуктор Ц2-750 з передавальним відношенням $i_p = 41,34$, який здатний передавати потужність до $N = 120$ кВт при кількості обертів вхідного вала до $n = 750$ об/хв й на вихідному валу якого встановлена привідна зірочка (рис. 3.8).

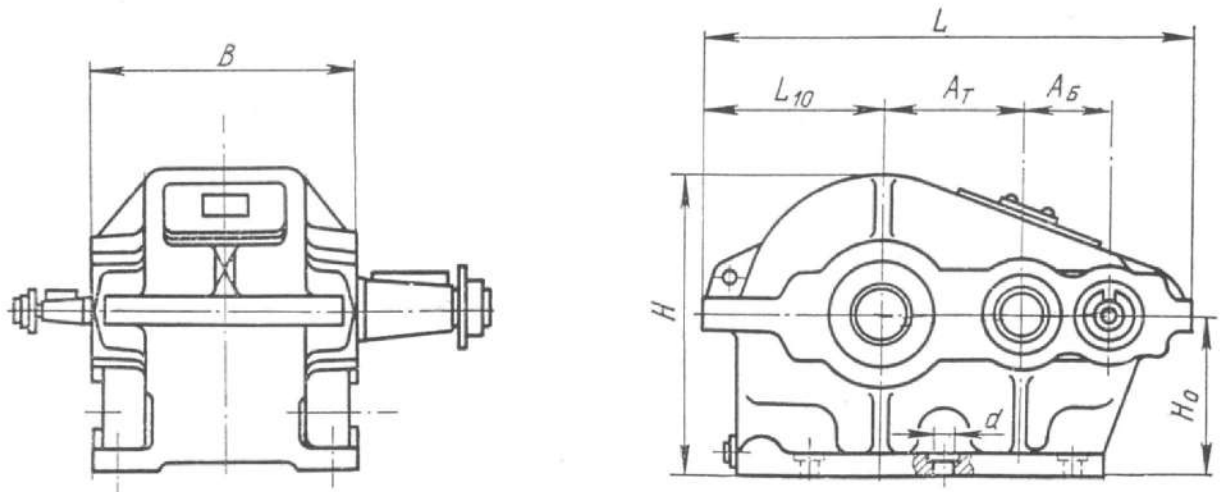


Рисунок 3.8 – Редуктор Ц2-750 з його габаритними і приєднувальними розмірами: $B = 650$ мм, $H_0 = 355$ мм, $H = 783$ мм, $L = 1455$ мм, $A_T = 450$ мм, $A_B = 300$ мм, $L_{10} = 498$ мм

Гальмівний момент повинен бути достатнім для утримання крана на найбільшому ухилі на твердій дорозі

$$M_T = \frac{1,25 (W_{y. \max} + W_{кр} - W_{mp. \min} - W_{зр. \min}) \cdot \eta_M \cdot D_3}{2 i_M}, \quad (3.34)$$

де $W_{mp. \min}$ - мінімальний опір від сил тертя; $W_{mp. \min} = 0,05 G \cdot \cos \gamma = 0,05 \cdot 60 \cdot \cos 20^\circ = 5,24$ т;

$W_{зр. \min}$ - мінімальний опір пересуванню від зминання ґрунту; $W_{зр. \min} = 0,06 G \cdot \cos \gamma = 0,06 \cdot 60 \cdot \cos 20^\circ = 5,6$ т.

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_T = \frac{1,25 \cdot (33400 + 1,253 - 5,24 - 5,6)}{2 \cdot 41,34} \cdot 0,83 \cdot 0,7 = 293,3 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Гальмо також має забезпечувати можливість повертання крана на твердому ґрунті

$$M_T = \frac{1,25 (W_{\kappa} + W_{mp} - W_{cp \min} + W_{y \min} + W_{\kappa p}) \cdot \eta_M \cdot D_3}{4 i_M} , \quad (3.35)$$

де $W_{y \min}$ - мінімальний опір від ухилу шляху для крана під час його руху, m ;

$$W_{y \min} = G \cdot \sin \gamma = 60 \cdot \sin 3^\circ = 3,1 \text{ м} .$$

$$M_T = \frac{1,25 \cdot (33400 + 5,7 - 5,6 + 5,07 + 4,7 + 1,253)}{4 \cdot 41,34} \cdot 0,83 \cdot 0,7 = 224,2 \text{ Н} \cdot \text{м} .$$

Вибираємо гальмо з електрично-гідравлічним штовхачем ТТ-250 й максимальним гальмівним моментом $M_T = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Габаритні та приєднувальні розміри зазначеного гальма є такими: $D = 250 \text{ мм}$, $L = 610 \text{ мм}$, $l = 250 \text{ мм}$, $l_1 = 110 \text{ мм}$, $B = 196 \text{ мм}$, $B = 100 \text{ мм}$.

					КР.131.02.ПМ.БР.І.07.03.00.00.000.ПЗ	Арк
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1 У кваліфікаційній роботі розглянуто стріловий кран на самохідному гусеничному шасі, що належить до класу мобільних вантажопідіймальних машин й оснащений стрілою.

2 Розглядувана конструкція самохідного стрілового крана характеризується високою стійкістю й прохідністю на різних типах ґрунтів (завдяки гусеничному рушію), широко використовується у будівництві (для підймання матеріалів, монтажу конструкцій), промисловому виробництві (для виконання вантажно-розвантажувальних робіт, встановлення устаткування), енергетиці (для монтажу енергетичних установок), мостобудуванні (для монтажу мостових конструкцій) та в багатьох інших галузях господарства. Особливостями роботи зазначеної конструкції крана є можливість автономного пересування по робочому майданчику, змінювання робочих параметрів та характеристик, наприклад, вильоту стріли, вантажопідймальності та ін. (залежно від фактичних умов роботи).

3 В роботі розраховано вантажно-підймальний механізм гусеничного крана: підбрано вантажно-підймальну підвіску, вантажний гак та блоки, обґрунтовано максимальне зусилля розтягу та підбрано канат, проведено розрахунок барабана та вала за критеріями згину та кручення, сконструйовано підшипникові вузли й вузли з'єднання, вибрано типовий редуктор, муфту, гальмо та електричний двигун.

4 Обґрунтовано параметри та сконструйовано механізм зміни вильоту стріли гусеничного крана: визначено зусилля у стріловому поліспасті, обґрунтовано необхідну потужність, підбрано двигун та гальмо.

5 Обґрунтовано параметри та сконструйовано механізм пересування гусеничного крана. Визначено опори пересуванню крана для двох положень: нормального руху і пересування на криволінійній колії. Розраховано потрібну потужність двигуна приводу механізму пересування крана для трьох випадків: руху крана з вантажем прямолінійною колією, руху крана без вантажу криволінійною колією, руху крана без вантажу ділянкою шляху з ухилом 20°.

6 Опрацьовано чинні правила безпечної експлуатації самохідних гусеничних стрілових кранів, а також порядок їх застосування для виконання робіт з підвищеною небезпекою. Розглянуто питання облаштування будівельно-промислових майданчиків для роботи гусеничних стрілових кранів й умови ефективного використання вантажопідіймального устаткування у зимовий період та при несприятливих погодних умовах, зокрема при зледенінні опорної поверхні. Обґрунтовано ряд заходів щодо уникнення травм та інших нещасних випадків на виробництві унаслідок падіння вантажів, інструментів, матеріалів чи інших предметів.

7 Розроблено комплекс заходів щодо охорони навколишнього середовища під час технічного експлуатування гусеничних стрілових вантажопідіймальних кранів й мінімізації негативного впливу роботи техніки на природні екологічні процеси за рахунок правильного організування робочої зони, використання екологічно чистих матеріалів та суворого дотримання встановлених законодавством вимог. Застосування на промисловому підприємстві вищезазначених заходів дозволить у визначених межах знизити негативний вплив від дії гусеничного стрілового вантажопідіймального крана і іншої вантажопідіймальної техніки на довкілля та забезпечити сталий розвиток промислового виробництва.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1 ДСТУ 3449-96 “Апарати та комплектні пристрої управління і захисту кранів, механізмів кранового типу. Загальні технічні умови”. – Дата набрання чинності: 01.01.1999; дата прийняття: 28.10.1996. – Затверджено Наказом Держстандарту України від 28.10.1996 р. № 450.

2 СОУ МПП 53.020-158:2006 “Вантажопідіймальні крани, підіймальні пристрої і відповідне обладнання. Виготовлення. Загальні технічні вимоги”. – Дата набрання чинності: 01.05.2007; дата прийняття: 25.12.2006. – Затверджено Наказом Міністерства промислової політики України від 01.05.2007 р. № 492.

3 ДСТУ 9078:2021 “Вальниці кочення. Вальниці кулькові радіально-упорні однорядні. Типи та основні розміри”. – Дата набрання чинності: 01.12.2021; дата прийняття: 29.04.2021. – Затверджено Наказом Державного підприємства “Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості” від 29.04.2021 р. № 159.

4 ДСТУ 8833:2019 “Виливки із сірого чавуну з пластинчастим графітом. Загальні технічні умови”. – Дата набрання чинності: 01.01.2020; дата прийняття: 07.03.2019. – Затверджено Наказом Державного підприємства “Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості” від 07.03.2019 р. № 57.

5 ДСТУ 520:2014 “Підшипники кочення. Загальні технічні умови”. – Дата набрання чинності: 01.01.2015; дата прийняття: 16.09.2014. – Затверджено Наказом Мінекономрозвитку України від 16.09.2014 р. № 1111.

6 ДСТУ EN ISO 4759-1:2022 “Допуски для кріпильних виробів. Частина 1. Болти, гвинти, шпильки та гайки. Класи продукції А, В і С”. – Дата набрання чинності: 31.12.2023; дата прийняття: 28.12.2022. – Затверджено Наказом ДП “УкрНДНЦ” Про пакетне прийняття європейських нормативних документів CEN/CENELEC від 28.12.2022 р. № 285.

7 ДСТУ 2128-93 “Муфти пружні втулково-пальцьові. Параметри та розміри”. – Дата набрання чинності: 01.01.1995; дата прийняття: 12.11.1993. – Затверджено Наказом ДП “УкрНДНЦ” від 12.11.1993 р. № 169.

8 НПАОП 0.00-1.80-18 “Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання”. – Дата набрання чинності: 10.04.2018; дата прийняття: 19.01.2018. – Затверджено Наказом Міністерства соціальної політики України від 19.01.2018 р. № 62.

9 НПАОП 0.00-1.16-96 “Правила атестації зварників”. – Дата набрання чинності: 08.04.2025; дата прийняття: 19.04.1996. – Затверджено Наказом Державного комітету України по нагляду за охороною праці від 19.04.1996 р. № 61.

10 Жигулін О. А., Махмудов І. І., Жигуліна Н. О. Підйомно-транспортні машини: Навчальний посібник. – Ніжин, 2020. – 150 с.

11 Волянчук В. Міщук Д., Горбатюк Є. Визначення інерційних навантажень поворотної стріли самохідного крана. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К., 2020. – № 96. – С. 13-21. – Режим доступу: <https://doi.org/10.32347/gbdmm2020.96.0201>.

12 Підйомно-транспортні та вантажно-розвантажувальні машини: Підручник / О. М. Лівінський, О. І. Курок, Л. Є. Пелевін, В. О. Маліч, В. М. Коваленко, В. Я. Бабиченко, І. В. Русан, В. О. Волянчук, Д. О. Міщук, Г.М. Мачишин. – К.: “МП Леся“, 2016. – 676 с.

13 Пристрої та механізми вантажопідйомних машин: Навч. посібник / В. Л. Баладінський, І. В. Русан, О. М. Гаркавенко, О. Ю. Вольтерс. – К.: КНУБА, 2005. – 132 с.

14 Гончарук О. М., Стрілець В. М. Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка: Навч. посібник. – Рівне: НУВГП, 2006. – 345 с.

15 Ловейкін В. С., Міщук Д. О. Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом. – К.: Компринт, 2013. – 206 с. – Режим доступу: <https://doi.org/10.26884/damu.m13opzvmg>.

16 Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини: підручник. – К.: Вища школа, 1993. – 413 с.

17 Бондарєв В. С., Дубінець О. І., Колісник М. П. Підйомно-транспортні

машини: Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин: Підручник. – К.: Вища шк., 2009. – 373 с.

18 Назаренко І. І., Німко Ф. О. Вантажопідйимальна техніка (конструкції, ефективне використання, сервіс): Навч. посібник. – К.: “Слово“, 2010. – 400 с.

19 Подоляк О. С., Аненко К. К., Староста Ж. С. Огляд стану питання забезпечення вантажної стійкості стрілового самохідного крана. Машинобудування. – Харків, 2021. – № 27. – С. 36-42.

20 Loveikin V., Romasevych Y., Kadykalo I. Construction of physical model of jib crane rotation mechanism, program and description of experimental studies. Machinery & Energetics. – № 3(12). – P. 5-12.

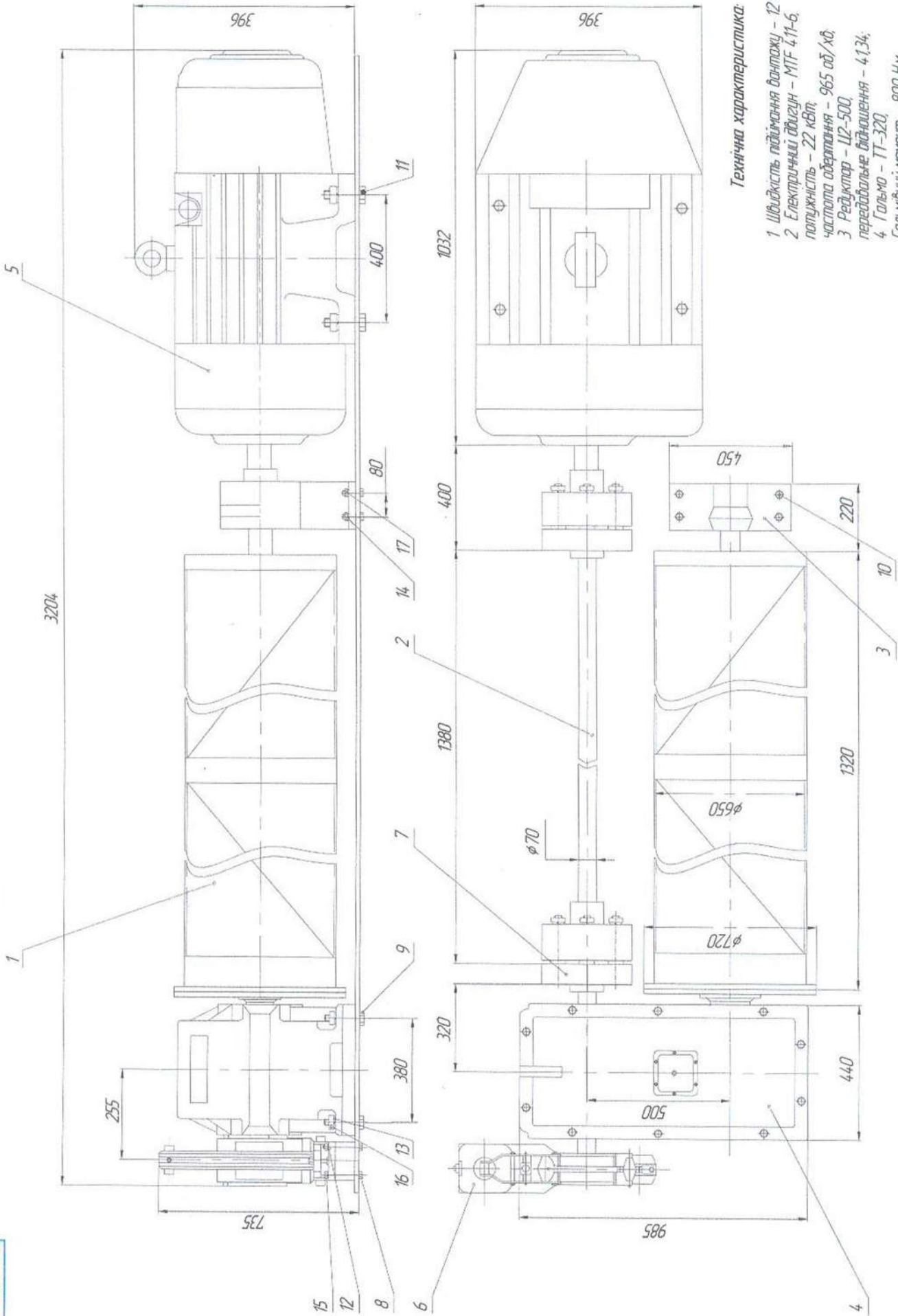
21 ТОВ “Завод Кранкомплект” [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – Режим доступу: <https://www.ua.krانkomplekt.com/>, вільний (16.06.25). – Назва з екрану. – Мова укр.

22 Jib Cranes [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – Режим доступу: <https://www.zoke-crane.com/jib-cranes/>, вільний (16.06.25). – Назва з екрану. – Мова англ.

23 Jib Cranes: Elevation systems for industrial use [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – Режим доступу: <https://selmetron.com/en/products/jib-cranes/>, вільний (16.06.25). – Назва з екрану. – Мова англ.

24 VEMA Crane [Електронний ресурс]. – Електрон. дані. – Режим доступу: <https://www.vemacrane.com/>, вільний (16.06.25). – Назва з екрану. – Мова англ.

ДОДАТКИ

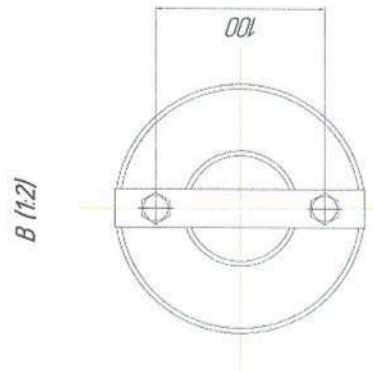
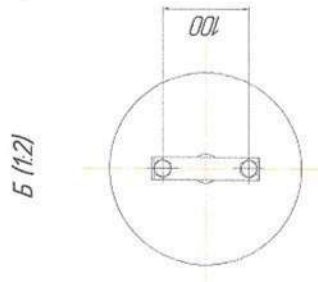
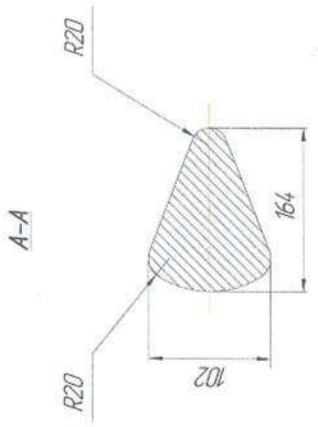
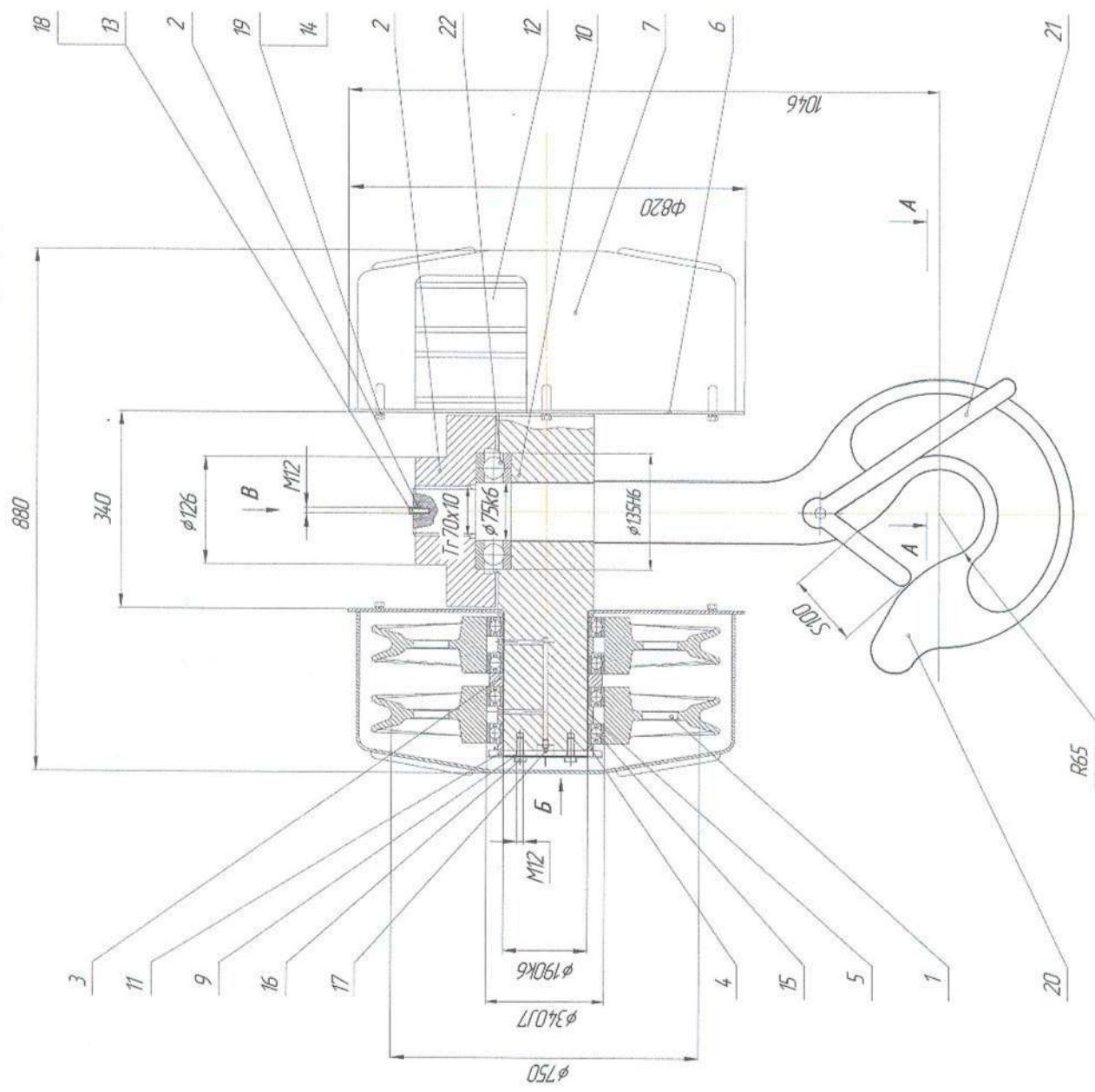


Технічна характеристика

- 1 Швидкість підйому вагтяку - 12 м/хв;
- 2 Електричний двигун - МТФ 4.11-6, потужність - 22 кВт, частота обертання - 965 об/хв;
- 3 Редуктор - 112-500, передбавальне відношення - 4.134;
- 4 Гальмо - ТТ-320, Гальмівний момент - 800 Нм.

КР 13102 ПМБР 107.02.02.00.00083			
№	Дата	Місце	Масштаб
15			
Механізм			
Механізм підйомної вагтяку			
ІНТУ Україна			
с. Київ, м. Київ			

КР 1310217МБР107.02.01.06.000083



КР 1310217МБР107.02.01.06.000083	
№ Листа	15
Имя	Ильичка
Фамилия	Зоркава
Дата	10/19/2017
Время	11:41
Место	Москва
Страна	Россия
Компания	Ильичка Зоркава
Ссылка	https://www.kp.ru/

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка
<u>Документація</u>						
A1			KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.00.000.ВЗ	Гусеничний стріловий кран	1	
A4			KP.13102.ПМ.БР.1.07.00.00.00.000.ПЗ	Пояснювальна записка	1	
<u>Складальні одиниці</u>						
		1	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.01.000	Ходова частина	1	
		2	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.02.000	Пристрій опорно-поворотний	1	
		3	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.03.000	Платформа поворотна	1	
		4	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.04.000	Вказівник вильоту	1	
		5	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.05.000	Устаткування стрілове	1	
A1		6	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.06.000	Підвіска гакова	1	
		7	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.07.000	Упор телескопічний	1	
		8	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.08.000	Гідроустаткування	1	
		9	KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.09.000	Кабіна крана	1	
<u>Стандартні вироби</u>						
		10		Канат ДСТУ 2688-80*	1	

KP.13102.ПМ.БР.1.07.02.01.00.000.СП

Зм. Арк.	№ докум.	Підп.	Дата
Розраб.	Скоматчук В.		18.06.25
Перев.	Рудько І.М.		18.06.25
Н.контр.			
Затв.			

Гусеничний стріловий кран

Літ.	Аркцш	Аркцшів
Н	1	1

НЛТУ України,
група ІН-41

Копіював

Формат А4

Перв. застосцв.

Справ. №

Підп. і дата

Інв. № дубл.

Зам. інв. №

Підп. і дата

Інв. № ориг.

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	Перв. застосує.	Справ. №	Підп. і дата	Інв. № докл.	Зам. інв. №	Підп. і дата	Інв. № ориг.	Зм. Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Лит.	Аркцш	Аркцшів																							
																					Н	1	1																				
				<u>Документація</u>																																							
A1			KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.02.00.000.В3	Механізм підіймання вантажу	1																																						
A4			KP.131.02.ПМ.БР.1.07.00.00.00.000.П3	Пояснювальна записка	1																																						
				<u>Деталі</u>																																							
		1	KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.02.01.000	Барабан	1																																						
		2	KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.02.02.000	Вал проміжний	1																																						
		3	KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.02.03.000	Опора підшипникова	2																																						
				<u>Стандартні вироби</u>																																							
		4		Редуктор Ц2-400-30,5-1-У3	1																																						
		5		Двигун 5A280SK	1																																						
		6		Гальмо ТКГ-300	1																																						
		7		Муфта МПВП 63-1000	2																																						
		8		Болт М16 ДСТУ 7798	4																																						
		9		Болт М24 ДСТУ 7798	6																																						
		10		Болт М20 ДСТУ 7798	4																																						
		11		Болт М24 ДСТУ 7805	4																																						
		12		Шайба 16 ДСТУ 6958	8																																						
		13		Шайба 24 ДСТУ 6958	6																																						
		14		Шайба 20 ДСТУ 6958	4																																						
		15		Гайка М16 ДСТУ 5915	8																																						
		16		Гайка М24 ДСТУ 5915	6																																						
		17		Гайка М20 ДСТУ 5915	4																																						
KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.02.00.000.СП																																											
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 40%;"> <table border="1"> <tr> <td>Зм. Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підп.</td> <td>Дата</td> </tr> <tr> <td>Розраб.</td> <td>Скоматчук В.А.</td> <td></td> <td>18.06.25</td> </tr> <tr> <td>Перев.</td> <td>Рудько І.М.</td> <td></td> <td>18.06.25</td> </tr> <tr> <td>Н.контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Затв.</td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table> </div> <div style="width: 40%; text-align: center;"> <h2>Механізм підіймання вантажу</h2> </div> <div style="width: 15%; text-align: right;"> <table border="1"> <tr> <td>Лит.</td> <td>Аркцш</td> <td>Аркцшів</td> </tr> <tr> <td>Н</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </table> </div> </div>																		Зм. Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Розраб.	Скоматчук В.А.		18.06.25	Перев.	Рудько І.М.		18.06.25	Н.контр.				Затв.				Лит.	Аркцш	Аркцшів	Н	1	1
Зм. Арк.	№ докум.	Підп.	Дата																																								
Розраб.	Скоматчук В.А.		18.06.25																																								
Перев.	Рудько І.М.		18.06.25																																								
Н.контр.																																											
Затв.																																											
Лит.	Аркцш	Аркцшів																																									
Н	1	1																																									
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 40%;"> <p>НЛТУ України, група ІН-41</p> </div> <div style="width: 40%; text-align: center;"> <p>Копіював</p> </div> <div style="width: 15%; text-align: right;"> <p>Формат А4</p> </div> </div>																																											

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка	Перв. застосув.		
							Підп. і дата	Інв. № докл.	
							Справ. №		
							Підп. і дата		
							Зам. інв. №		
							Підп. і дата		
							Інв. № ориг.		
				<u>Документація</u>					
A1			KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.000.ВЗ	Підвіска закова	1				
A4			KP.131.02.ПМ.БР.1.07.00.00.00.000.ПЗ	Пояснювальна записка	1				
<u>Деталі</u>									
A1	1		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.001	Блок	4				
	2		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.002	Стопорна планка	1				
	3		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.003	Кільце	2				
	4		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.004	Кільце дистанційне	4				
	5		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.005	Кільце-адаптер дистанційне	4				
	6		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.006	Стінка	2				
	7		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.007	Кришка	2				
	8		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.008	Гайка закова	1				
	9		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.009	Стопорно-кріпильна планка	2				
	10		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.010	Траверса	1				
	11		KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.011	Шайба фіксувальна	2				
<u>Стандартні вироби</u>									
	12			Канат ДСТУ 2688-80*	1				
	13			Шайба 12.65Г ДСТУ 6402	2				
	14			Шайба 8.65Г ДСТУ 6402	12				
KP.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.000.СП									
Зм. Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Підвіска закова			Лит.	Аркцш	Аркцшів
Розраб.	Скоматчук В.І.		18.06.25				Н	1	2
Перев.	Рудько І.М.		18.06.25	НЛТУ України, група ІН-41					
Н.контр. Затв.							Формат А4		

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Примітка		
Перв. застосцв.		15		Підшипник 1000932 DIN 6932	8			
		16		Болт М12-6д x 35 DIN 933	4			
		17		Прес-маслянка DIN 71412	2			
		18		Болт М12-6д x 40 DIN 933	2			
		19		Болт М8-6д x 40 DIN 933	12			
		20		Гак однорогий ДСТУ EN 1677-2:2014	1			
		21		Замок запобіжний ДСТУ EN 1677-3:2017	1			
		22		Підшипник 78200 ДСТУ 9080:2021	1			

Справ. №	Підп. і дата
	Підп. і дата
Зам. інв. №	Зам. інв. №
	Зам. інв. №
Інв. № ориг.	Інв. № ориг.
	Інв. № ориг.

КР.131.02.ПМ.БР.1.07.02.01.06.000.СП

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата
Разрад.		Скоматчук В.І.	<i>[Signature]</i>	18.06.25
Перев.		Рудько І.М.	<i>[Signature]</i>	18.06.25
Н.контр.				
Затв.				

Підвіска
закова

Лит.	Аркцш	Аркцшів
Н	2	2
НЛТУ України, група ІН-41		