

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет літакобудування

Кафедра автомобілів та транспортної інфраструктури

Пояснювальна записка  
до дипломного проекту  
(тип кваліфікаційної роботи)

магістр

(освітній ступінь)

на тему «РОЗРОБКА МЕТОДИКИ МОДЕРНІЗАЦІЇ КРАНА – МАНІПУЛЯТОРА ДЛЯ  
ПЕРЕВАНТАЖЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ»

ХАІ.107.163т.21В.274.1701093 ПЗ

Виконав: здобувач (ка) 2 курсу групи № 163т

Галузь знань 27 Транспорт

(код та найменування)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»

(код та найменування)

Освітня програма Автомобілі та автомобільне

господарство

(найменування)

Калган Михайло Сергійович

(прізвище та ініціали здобувача (ки))

Керівник: Нестеренко С. І.

(прізвище та ініціали)

Рецензент: Аргун Щ.В.

(прізвище та ініціали)

Харків – 2022

## 6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний розділ	Нестеренко С.І. доцент		
Економічний розділ			

Нормоконтроль \_\_\_\_\_ Нестеренко С.І. « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.  
 (підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2022 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Обґрунтування параметрів крана – маніпулятора		
2	Проектування крана – маніпулятора		
3	Розробка технічного рішення способу горизунтування крана–маніпулятора		
4	Економічний розділ		

Здобувач

\_\_\_\_\_ (підпис)

М.С.Калган  
(ініціали та прізвище)

Керівник кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_

(підпис)

С. І. Нестеренко  
(ініціали та прізвище)

## РЕФЕРАТ

Дипломний проект складається з 86 сторінок, 30 ілюстрацій, 10 джерел.

Метою розробки є створення та освоєння виробництва крана-маніпулятора вантажопідйомністю  $Q = 16$  тонн на вильоті  $L = 25$  метр і  $Q = 10$  тонн на вильоті  $L = 32$  міри для навантаження піщано-гравійної суміші та для навантаження штучних вантажів. Кран КММ 10/32 розроблений для портів, що дозволяють підвищити коефіцієнт використання портової техніки за рахунок її мобільного переміщення на вантажних ділянках портів та використання на позапортових вантажно-розвантажувальних роботах та будівельно-монтажних роботах.

У складі дипломного проекту також розроблено автоматичне універсальне захоплення для двох типорозмірів великотоннажних контейнерів (20 футів), траверс з гідравлічним приводом для перевантаження піщано-гравійної суміші та поворотна вантажна підвіска для захоплення великотоннажних контейнерів.

На поворотну вантажну підвіску при необхідності можуть навішуватись гідравлічна таль, з метою здійснення вертикального підйому при монтажних операціях на будь-яких вильотах, та інші вантажозахоплювальні пристрої для перевантаження різних вантажів. Перелік вантажозахоплювальних пристроїв може бути розширений під час освоєння виробництва кранів-маніпуляторів з урахуванням вимог споживачів.

Основним завданням дипломного проекту є розрахунок металоконструкції крана з метою полегшити власну вагу крана та зробити його більш придатним для транспортування до місця використання.

## ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Призначення та сфера застосування .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2 Обґрунтування параметрів крана – маніпулятора .....	9
2.1 Портал самохідний .....	9
2.1.1 Опорна ферма.....	10
2.1.2 Ригель порталу .....	<b>1 Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.1.3 Виносна опора.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.1.4 Візок пневмоколісний приводний (керований ведучий) ....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.1.5 Візок пневмоколісний холостий .....	13
2.1.6 Стягуючі гідроциліндри .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.14</b>
2.1.7 Гідроциліндри повороту виносних опор	<b>Ошибка! Закладка не определена.15</b>
2.1.8 Машинне відділення.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.1.9 Кабельний барабан .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.1.10 Стяжка порталу .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.2 Верхня поворотна будова .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
2.3 Гідравлічна частина.....	19
2.3.1 механізму порталу .....	19
3 Вибір перерізів та визначення ваги несучих вузлів металоконструкції верхньої поворотної будови.....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.1 Телескопована секція гуська .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
3.2 Зовнішня секція гуська .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>

- 3.3 Телескопована секція стріли.....**Ошибка! Закладка не определена.**
- 3.4 Зовнішня секція стріли до опорного шарніру**Ошибка! Закладка не определена.**
- 3.5 Телескоповані задні балки .....**Ошибка! Закладка не определена.**
- 3.6 Зовнішні задні балки .....**Ошибка! Закладка не определена.**
4. Розрахунок захватних пристроїв .....**Ошибка! Закладка не определена.**
- 4.1 Підвіска вантажна поворотна .....**Ошибка! Закладка не определена.**
- 4.2 Розрахунки на міцність основних вантажонесучих вузлів захоплення гідравлічного для великотоннажних контейнерів..... 39
- 4.3 Розрахунок гідропідвісок захоплення ..... 45
- 4.4 Грейфер гідравлічний штанговий..... 46
- 5 Гідравлічний розрахунок гідрооб'ємної трансмісії крана–маніпулятора ..... 49
- 5.1 Транспортне пересування крана–маніпулятора ..... 49
- 5.2 Робоче пересування крана .....**Ошибка! Закладка не определена.**
- 6 Розрахунок навантажень на опори крана.**Ошибка! Закладка не определена.**2
- 6.1 Визначення навантажень на опорні плити домкратів виносних опор  
**Ошибка! Закладка не определена.**
- 6.2 Визначення навантажень на колеса ходових візків та колеса виносних опор при пересуванні крана з піднятим вантажем**Ошибка! Закладка не определена.**
- 7 Розрахунок стійкості крана–маніпулятора **Ошибка! Закладка не определена.**
- 7.1 Вантажна стійкість .....**Ошибка! Закладка не определена.**
- 7.1.1 Перший розрахунковий випадок ..... 56
- 7.1.2 Другий розрахунковий випадок..... 58

7.1.3 Третій розрахунковий випадок.....	59
7.1.4 Вантажна стійкість крана під час пересування з вантажем .....	59
7.2 Власна стійкість крана .....	<b>Ошибка! Закладка не определена.</b>
7.3 Висновок за результатами розрахунку стійкості крана–маніпулятора <b>Ошибка! Закладка не определена.</b>	
8 Розробка технічного рішення способу горизунтування крана–маніпулятора..	65
9 Розрахунок техніко–економічних показників .....	73
Загальний висновок.....	81
Бібліографічний список .....	83
Додаток А .....	84
Додаток Б.....	85

## ВСТУП

На сьогоднішній день у світі немає жодної країни, яка б задовольнити весь спектр своїх потреб лише за допомогою власного виробництва. Саме тому міжнародна торгівля відіграє надзвичайно важливу роль в економіці кожної держави. Вона також тісно пов'язана з транспортом, адже без нього така торгівля була б практично неможливою. Транспорт забезпечує переміщення вантажу від експортера до імпортера та є важливою ланкою у визначенні вартості зовнішньоторговельної угоди.

Транспортна логістика в даний час є генератором інтеграційних процесів, що дозволяє побудувати оптимальну технологію вантажоперевезення, скоротити терміни доставки, підвищити безпеку якості вантажу і, як наслідок, зменшити транспортні витрати споживача.

В умовах розвитку транспортного ринку України і конкуренції різних видів транспорту виникають нетрадиційні методи організації перевезень, такі, наприклад, як змішані перевезення. Прагнення створити інтегровану транспортну мережу пояснює широке поширення змішаних перевезень.

У міжнародній практиці для транспортування вантажів використовують, в основному, змішані види перевезень, що інтегрують у собі різні види транспорту і є єдиним ланцюжком. В останні роки особливу увагу приділено інтермодальним перевезенням, що дозволяють доставляти вантаж за призначенням кількома видами транспорту за єдиним перевізним документом та передачу вантажів у пунктах перевалки з одного виду транспорту на інший без вантажовласника. Контейнерні перевезення – найтехнологічніший сегмент сучасної транспортної галузі. Найбільш ефективний розвиток інтермодальних перевезень на сучасному етапі можливий завдяки збільшенню товарообігу в одиницю часу, а модернізація крана дозволяє це здійснити.

## 1 ПРИЗНАЧЕННЯ ТА СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

Основним призначенням крана–маніпулятора є виконання вантажно–розвантажувальних робіт у річкових та морських портах та інших підприємствах, пов'язаних з вантажною обробкою суден, вагонів та автотранспорту з різними вантажами, а також виконання складських операцій з великотоннажними контейнерами, навалочними та тарно–штучними вантажами на відкритих складах та контейнерних терміналах портів та інших підприємств.

Кран–маніпулятор може бути застосований на будівельних об'єктах при виконанні будівельно–монтажних робіт і на судноремонтних заводах.

Кран–маніпулятор може встановлюватися на спеціальному понтоні та використовуватись у навігації як плавучий кран на вантажно–розвантажувальних роботах та на підводному видобутку піщано–гравійних матеріалів, а також на гідротехнічних роботах.

За умовами впливу кліматичних факторів докілья розроблений кран–маніпулятор має виконання «У» за ДСТУ 15150–69 і може застосовуватися в районах з помірним кліматом при температурі від + 40 град. до – 40 град. [7;10]



## 2 ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КРАНА – МАНІПУЛЯТОРА

Особливостями принципів вимог, які визначили прийняття конструктивних рішень щодо крана–маніпулятора, є:

- необхідність забезпечити його мобільність шляхом складання крана у транспортне положення з габаритом за висотою до 4,8 м та самомонтування при приведенні крана у робоче положення;
- забезпечення самохідності, а також можливості буксирування крана автошляхами з твердим покриттям;
- використання підйому вантажу принципу маніпулятора без канатної системи підвіски;
- застосування для механізмів крана–маніпулятора гідроприводів, що забезпечують плавність роботи механізмів при їх пуску та гальмуванні та мінімальні динамічні навантаження.

Основними складовими частинами крана–маніпулятора є:

- самохідний портал;
- верхня поворотна будова (зі стріловим пристроєм);
- гідравлічна частина;
- електротехнічна частина;
- захватні пристрої. [3]

### 2.1 Портал самохідний

Портал самохідний складається з:

Ферма опорна – 2 од.

Ригель (у зборі з гідродомкратом) – 1 од.

Опора виносна – 4 од.

Візок пневмоколісний приводний  
керована ведуча – 4 од.  
Візок пневмоколісний холостий  
вісь підтримуюча – 2 од.  
Гідроциліндр – 4 од.  
Гідроциліндр повороту виносних опор – 4 од.  
Машинне відділення – 2 од.  
Кабельний барабан – 1 од.  
Стяжка – 2 од.  
Огородження, сходи, майданчики обслуговування – 1 комплект.

### **2.1.1 Опорна ферма**

Опорна ферма складається із двох зварних листових опор коробчатого перерізу, з'єднаних між собою за допомогою болтових з'єднань розкосами. Опори ферм своїми верхніми кінцями шарнірно з'єднуються з ригелем, який є верхньою замикаючою ланкою порталу.

Своїми нижніми кінцями опорні ферми шарнірно спираються на чотири балансирні приводні пневмоколісні візки, утворюючи портал, проліт якого в робочому положенні крана забезпечує перепустку між опорними фермами двох залізничних колій.

Фіксація опорних ферм і незмінність геометрії порталу в робочому положенні крана забезпечується чотирма гідроциліндрами, що стягують, і двома шарнірно сполучними стяжками.

Вушка опорної вставки ферми, до якої шарнірно кріпиться приводний візок, має можливість повертатися разом з візком і фіксуватися для встановлення на необхідний напрямок руху порталу через кожні 30 град. повороту.

### 2.1.2 Ригель порталу

Ригель порталу зварної листової конструкції, шарнірно спираючись на опори ферм і на гідроциліндри, що стягують, утворює горизонтальний майданчик, на якому приварено опорне кільце з фланцем для установки на нього опорно–поворотного пристрою і верхньої поворотної будови крана.

До двох бокових протилежних балок ригеля знизу приварені вуха для шарнірного кріплення стягуючих гідроциліндрів, а по зовнішнім сторонам цих балок – прямокутні фланці для кріплення до них холостих пневмоколісних візків. У центрі ригеля його балки та ребра жорсткості приварюються до вертикальної труби, яка утворює наскрізний отвір вертикальної осі ригеля. Нижній торець труби, що виступає, закінчується фланцем, до якого кріпиться фланець телескопічного гідроциліндра, який проходить через зазначений отвір в ригелі, відповідний отвір в поворотній платформі і розміщується між опор шарнірів гойдання стріли.

Телескопічний гідроциліндр призначений для початкового підйому порталу з транспортного робоче положення до висоти 4,55 м. або для опускання порталу з цієї висоти у зворотному напрямку.

Основні параметри гідроциліндра:

- тип – телескопічний із двома ступенями підйому, двосторонньої дії;
- хід телескопа загальний, мм – 4550
- хід телескопа одного ступеня, мм – 2750
- внутрішній діаметр циліндра
- першого ступеня, мм – 400
- внутрішній діаметр циліндра
- другого ступеня, мм – 330
- діаметр штока циліндра
- другого ступеня, мм – 200

- швидкість ходу телескопа, м/хв – 1,0
- розрахунковий тиск олії у всіх гідроциліндрах порталу прийнято рівним 160 кг/см<sup>2</sup>.

### **2.1.3 Виносна опора**

Виносна опора є звареною листовою балкою коробчатого перерізу, на якій встановлені гідравлічний домкрат з опорною плитою і здвоєні опорні колеса з гідропідвіскою.

Балка виносної опори одним кінцем кріпиться за допомогою вертикальної осі до опори ферми порталу, а її поворот горизонтальній площині і фіксація в заданому положенні здійснюється за допомогою гідроциліндра.

При виконанні краном вантажних операцій він спирається на всі чотири гідродомкрати та розвантажує пневмоколеса ходових візків. Вертикальність осі обертання крана забезпечується за допомогою зазначених гідродомкратів та системи стеження.

Опорні колеса включаються в роботу під час пересування крана в робочому положенні без вантажу та з вантажем на мінімальному вильоті, забезпечують стійкість крана та зменшення навантаження на пневмоколеса ходових візків.

Кожна колісна опора є двома колесами з гумовими ободами, встановлені на балансирній балці, яка дає можливість хитання коліс при нерівностях поверхні території. Осю гойдання служить, вісь штока гідроциліндра гідравлічної Підвіски колеса, встановлена в отворах вушок балансирної балки.

Опорні колеса за допомогою гідроциліндра можуть підніматися від поверхні території і опускатися до зіткнення з нею, а також повертатися відносно вертикальної осі разом із штоком гідроциліндра і фіксуватися в заданому положенні в залежності від напрямку руху крана (через кожні 30 град.).

Напрямок руху крана на причалі вздовж підкранової рейки контролюється спеціальними дворобордними пружними котками, встановленими на балансірній балці кожної пари опорних коліс.

При підготовці крана для перекладу транспортне положення опорні плити домкратів і опорні колеса піднімаються, і виносні опори за допомогою гідроциліндрів повертаються на 90 град. Після укладання порталу у транспортне положення виносні суперечки виявляються піднятими.

Таблиця 2.1 – основні параметри гідроциліндрів виносної опори

№ п/п	Найменування параметра, розмірність	Гідроциліндри	
		гідролічного домкрата	гідропідвіски опорних коліс
1.	Тип	Одноступінчаста двостороння дія	
2.	Хід поршня, мм	600	350
3.	Внутрішній діаметр циліндра, мм	300	130
4.	Діаметр штока, мм	160	70
5.	Швидкість ходу поршня, м/с	0,02	0,02

#### **2.1.4 Візок пневмоколісний приводний (керований ведучий)**

Привідний візок є балансірною балкою зварної листової конструкції, що спирається, на дві пари приводних коліс. Кожне колесо приводного візка має планетарний редуктор, а обертання кожної пари коліс проводиться від гідромотора. Крім того, кожна пара приводних коліс має свій поворотний привід щодо вертикальної осі, встановлений на металоконструкції балансірної балки.

#### **2.1.5 Візок пневмоколісний холостий**

Холостий візок складається з основної балансірної балки зварної конструкції, що спирається на дві пари пневмоколес. Колеса кожної пари, у свою чергу, також з'єднані між собою балансіром для забезпечення можливості коливання коліс у поперечному напрямку.

Холостий візок має гідропідвіску і кріпиться болтовим з'єднанням до

ригеля порталу. При тривалих перервах між переїздами крана на нові об'єкти експлуатації холости візки можуть бути зняті і знову встановлюватися при приведенні крана в транспортне положення.

### **2.1.6 Стягуючі гідроциліндри**

Стягуючі гідроциліндри призначені для підйому порталу з транспортного положення в робоче та його опускання у зворотному напрямку. При пересуванні порталу в транспортному положенні гідроциліндри, що стягують, виконують роль гідропідвісок приводних пневмоколісних візків.

Гідроциліндри змонтовані попарно в площинах прольоту порталу по колії, шарнірно з'єднуючись із ригелем та протилежно розташованими опорами ферм порталу.

Підйом та опускання порталу здійснюється за рахунок стягуючих зусиль на штоках гідроциліндрів.

Синхронність роботи гідроциліндрів, що виключає можливий перекид (нахил) горизонтальної площини ригеля, забезпечує спеціальний прилад, який у разі нахилу ригеля до гранично допустимого кута (не більше 1 град.) дає сигнал відновлення горизонтальності ригеля за рахунок зміни тиску робочої рідини в гідроциліндрах і, відповідно, швидкості ходу їх поршнів.

Стягуючі гідроциліндри забезпечені запобіжними клапанами. Включення їх у роботу, як гідропідвісок, відбувається в процесі пересування крана в транспортному положенні при надходженні сигналу про зменшення вертикального довантаження колеса приводних пневмоколісних візків.

Нижче наводяться основні параметри стягуючого гідроциліндра.

Тип – одноступінчастий

Хід поршня, мм – 1350.

Внутрішній діаметр циліндра, мм – 400

Діаметр штока, мм – 150

Швидкість ходу поршня, м/хв – 0,14.

### **2.1.7 Гідроциліндри повороту виносних опор**

Гідроциліндри повороту виносних опор призначені для повороту виносних опор, шарнірно кріпляться до вушок нижньої балки опорної ферми та металоконструкції виносної опори. Гідроциліндри включаються в роботу під час підготовки порталу для його опускання в транспортне положення або після підйому порталу під час підготовки крана до роботи.

Прийняті хід штока та розташування циліндра на порталі забезпечують поворот виносної опори на 90 град та її фіксацію в заданому положенні.

Основні параметри гідроциліндра:

Тип – одноступінчастий, двосторонньої дії;

Хід поршня, мм – 700;

Внутрішній діаметр циліндра, мм – 80;

Діаметр штока, мм – 40;

Швидкість ходу поршня, м/с – 0,06.

### **2.1.8 Машинне відділення**

Машинне відділення призначене для розміщення гідростанцій, що забезпечують подачу робочої рідини для роботи гідромоторів та гідроциліндрів, розташованих на порталі, а також для розміщення гідро– та електроапаратури.

Кожне з приміщень механічного відділення є каркас, зварений і профільного прокату, обшитого сталевим листом. Одна із стінок відділення має розсувні панелі для забезпечення обслуговування обладнання та його охолодження у спеку.

У зв'язку зі зміною кутів нахилу опорних ферм порталу при переведенні його з робочого положення в транспортне вертикальність розташування кабіни машинного відділення забезпечується наявністю двох шарнірних опор, на яких

підвішена кабіна. Після того, як портал прийнято робоче або транспортне положення, кабіна фіксується жорсткими елементами, що запобігають можливості її гойдання на шарнірах.

### **2.1.9 Кабельний барабан**

Кабельний барабан встановлений на стіні машинного приміщення та розрахований на намотування 50 м кабелю, що забезпечує переміщення крана по довжині трюму судна. Обертання барабана при намотуванні кабелю здійснюється від власного приводу, а змотування кабелю під дією натягу останнього при відключеному приводі.

При пересуванні крана в транспортному положенні самоходом електроживлення крана здійснюється по цьому ж кабелю, підключеному до пересувної електростанції, що буксирується, що супроводжує кран при його переміщенні на інший об'єкт роботи.

### **2.1.10 Стяжка порталу**

Стяжка порталу встановлена вище залізничного габариту і призначена для страховки фіксації порталу в робочому положенні за його колією у разі аварійної відмови замків гідросистеми гідроциліндрів, що стягують портал, і для збільшення жорсткості порталу. У середині прольоту стяжка має роз'ємне з'єднання, роз'єм якого проводиться перед укладанням порталу транспортне положення. Огородження, сходи та майданчики обслуговування виконані з урахуванням забезпечення можливості підйому кранівника до кабіни керування краном та профілактичного обслуговування його вузлів.

Ділянка вертикальних сходів, що з'єднує верхній майданчик порталу і поворотну платформу, передбачена підйомно–опускається і не перешкоджає обертанню останньої.



## 2.2 Верхня поворотна будова

Верхня будова є частиною крана–маніпулятора, призначена для виконання кранових операцій із вантажем.

Поворотна платформа встановлюється на опорно–поворотне коло, яке кріпиться до порталу і обертається за допомогою встановленого на ній механізму повороту за рахунок зачеплення його вихідної шестерні із зубчастим вінцем опорно–поворотного кола. У центральній частині платформи розташовані чотири стійки, до яких шарнірно кріпиться стріла. Між внутрішніми стійками розташований центральний гідроциліндр порталу. У передній частині платформи, ліворуч, консольно розташована кабіна управління, що висувається гідроциліндром вперед для забезпечення оглядовості в робочому положенні. Ззаду на платформі з двох сторін, з боків, розташовані два машинні відділення, в яких розташовуються насосні станції з баками для робочої рідини та охолоджувачами, гідро та електрообладнання, необхідне для приведення в дію механізмів верхньої будови, подачі харчування на вантажозахоплювальний орган. Там розміщається апаратура системи захисту крана. У центральній частині поворотної платформи над гідроциліндром порталу розташований струмознімач, що забезпечує передачу електроенергії з порталу на верхню будову. У передній частині поворотної платформи, внизу, розташовані вуха гідроциліндрів чотириланкового механізму руху стріли. Стріле обладнання крана є дволанковою шарнірною конструкцією з коробчатих елементів. Стріла, як і гусек (хобот), є телескопічним вузлом і телескопується своїм гідроциліндром, розташованим усередині конструкції. Стріла у місці кріплення до поворотної платформи має двобалкову конструкцію, кожна балка якої шарнірно спирається на дві стійки. У хвостовій частині стріли встановлена рухлива противага, момент якого назад збільшується у робочому стані проти транспортним. Гусок переміщається щодо стріли шестиланковим механізмом

руху гуська за допомогою двох гідроциліндрів. Телескопування стріли виконується настановно без вантажу, телескопування гуська можливе з вантажем при положенні гуська, близькому до вертикального. Переміщення противаги проводиться в режимі встановлення. На кінці гуська розташований шарнір, до якого кріпиться вантажозахоплювальний орган.

Поворотна будова встановлена на роликову опору з трьома рядами роликів і внутрішнім зубчастим зачепленням. Опора призначена для сприйняття моменту до 800 т при вертикальному навантаженні 150 т, що практично збігається з розрахунковими значеннями опори при противагу 50 т.

Для повороту використані два механізми повороту, розташовані на одному діаметрі. Така конструкція застосовується на важких кранах, оскільки дозволяє створювати компактніші конструкції, знижувати питомий тиск у зубчастому зачепленні відкритої пари і сумарне радіальне навантаження на кріплення опори.

Поворотна платформа представляє кільцеву коробчасту раму, конструкція якої забезпечує жорсткість, необхідну створення сприятливих умов роботи опори. Стійки мають коробчасту конструкцію і для полегшення їхньої стінки мають отвори.

Кабіна управління розташована на консолі, закріпленій на кільці поворотної платформи та висувається за допомогою гідроциліндра. У кабіні повинні розташовуватися апарати ручного управління крановими механізмами, механізмами пересування крана та встановлення аутригерів.

Стріла є звареною з листів телескопічною конструкцією. Внутрішня (телескопована) секція та зовнішня секція до її хвостової частини має коробчастий прямокутний переріз. Внутрішня секція спирається на бронзові ковзуни, встановлені зовнішньої секції. У головній частині телескопіруваної секції є отвір для кріплення гуська (хобота) та тяги механізму руху гуська. Хвостова частина стріли є дві телескопічні балки. До кінців телескопів балок

прикріплений противагу. Маса противаги обрана з умови врівноважування стрілового обладнання щодо опорного шарніра стріли при повністю висунутих стрілі, гуску та противазі та висоті шарніра гуська 2:5 м.

Гусек, як і стріла, є звареною листовою телескопічною конструкцією з прямокутним коробчастим профілем обох секцій з тією ж системою телескопування. У кореневій частині зовнішньої секції гуська є отвори кріплення до стріли та отвори кріплення тяги механізму руху гуська. На головці телескопованої секції розташований шарнір, до якого кріпиться вантажозахоплювальний орган.

Для руху гуська застосовано оптимальний за рівномірністю кутового переміщення веденої ланки шестиланковий важільний механізм з двома гідроциліндрами, що забезпечує порівняно з іншими конструкціями меншу динаміку поблизу крайніх положень.

Усі листові несучі конструкції виконані з вітчизняної сталі 10ХСНД–12, що добре зарекомендувала себе при роботі на багатоцикловій знакозмінній навантаженні при позитивних та негативних температурах навколишнього середовища. Ця сталь дозволена РД 22–16–96 для виготовлення вантажопідіймальних кранів.

## **2.3 Гідравлічна частина**

Для всіх механізмів крана–маніпулятора здійснюється за допомогою гідравлічних приводів.

У дипломному проекті розроблено окремо гідравлічні схеми для механізмів верхньої поворотної будови та механізмів порталу.

### **2.3.1 Механізм порталу**

Для механізму порталу в транспортному положенні крана живлення половини гідроприводів ходових візків здійснюється від двох гідростанцій

порталу потужність електродвигуна кожної з яких становить 55 кВт, а друга половина гідроприводів живиться від гідростанції механізмів повороту з потужністю електродвигуна 110 кВт. У робочому положенні крана для його пересування достатньо двох гідростанцій порталу, а гідростанція механізмів повороту крана використовується за призначенням.

Подача робочої рідини всім гідроциліндрів порталу від насосів, встановлених на вільних кінцях валів електродвигунів гідростанцій механізмів пересування.

Схема гідрокінематична важлива механізмів пересування представлена на кресленні до цього розділу. На цій схемі показано 8 регульованих аксіально-поршневих гідромоторів, позначених М1...М8. Кожен з них через непостійно-замкнену фрикційну муфту (включається примусово) приводить у обертання через бортові здвоєні планетарні редуктори з передавальним числом  $i_p=50$  два опорні і одночасно тягові колеса однієї осі візка. На швидкохідному валу осі встановлено дискове гальмо постійно-замкнутого типу, жорстко з'єднане (через бортові редуктори) з колесами. Гідромотори М<sub>1</sub> і М<sub>2</sub> наводяться в обертання від регульованого, реверсивного та оборотного аксіально-плунжерного насоса Н1 типу НП90 з максимальним робочим об'ємом  $\pm 89$  см<sup>3</sup>/об. Він приводиться в дію електродвигуном Е1 типу 4АН200Л4У3. Насос живиться із компенсаційного гідробака. На лінії всмоктування насоса підживлення встановлений паперовий фільтр Ф1 тонкістю фільтрації 10 мкм. Нагріті витікання з гідромашини охолоджуються в теплообміннику електровентилятором Т1. Граничний тиск у гідросистемі трансмісії обмежується запобіжними клапанами КП1 та КП2. Зважаючи на те, що вони непрямої дії (з пілотним клапаном), їх можна примусово відкривати (за допомогою електромагнітного золотника) і шунтувати гідросистему. Аналогічним чином наводяться обертання гідромотори М03 і М4 за допомогою насоса Н2, що обертається електродвигуном Е2. Вони мають самі допоміжні системи Б2, Ф2, Т2, КП3,

КП4. При переміщенні крана–маніпулятора в робочому положенні працюють тільки насоси Н1 та Н2 з паралельним приводом гідромоторів М1 М2 М3 М4. Гідромотори М5 ... М8 не працюють,

При переміщенні крана–маніпулятора у транспортному положенні додатково до зазначених насосів підключається насос НА5 типу А4VSG500ЕО з максимальним робочим об'ємом  $\pm 500$  см<sup>3</sup>/об, що наводиться електродвигуном ЕЗ (типу А315S6УЗ). Одночасно наводиться насос НА6 типу 3102.56 живлення гідроциліндрів стріли, що працює при переміщенні крана–маніпулятора вхолосту. Насос НА5. має свій окремий гідробак Б, з якого забирає робочу рідину через фільтр ФЗ насос підживлення. Злив дренажу з гідромашин НА5, М5...М8 через теплообмінник ТЗ. Граничний тиск у цій гідросистемі обмежується запобіжними клапанами КП5 та КП6 з можливістю їх примусового розвантаження.

Для верхньої поворотної будови дія основних механізмів на поворотній платформі крана–маніпулятора здійснюється за допомогою гідравлічного приводу. Асинхронні електродвигуни безпосередньо через муфти обертають вали гідронасосів. Найбільш енергоємні механізми крана–маніпулятора мають індивідуальний гідропривід з можливістю глибокого регулювання швидкості руху механізмів за рахунок зміни об'ємної постійної гідронасосів та/або гідромоторів, а також шляхом підсумовування потоків різних насосів

Гідропривід виконавчих механізмів крана–маніпулятора має п'ять контурів, чотири з яких (привід гідроциліндрів робочого обладнання та гідродвигунів спредера) виконані за відкритою схемою: привод механізму повороту платформи крана – за більш перспективною закритою схемою. Застосування відкритої схеми диктується значними труднощами використання закритих схем для гідроциліндрів великих об'ємів, які мають ще значний диференціал.

Натомість, в енергоємних механізмах крана–маніпулятора виконаних за

відкритою схемою, використовується об'ємний (а не дросельний) спосіб регулювання швидкості руху, що дозволяє збільшити ККД системи, знизити втрати енергії при дроселюванні.

З бака Б робоча рідина всмоктується гідронасосом НА1 і подається до розподільника Р1 клапанного типу з електричним дискретним керуванням, що дозволяє здійснити розвантаження насоса за відсутності керуючого сигналу, запобігти надмірним навантаженням і об'єднати потоки насосів НА1 і НА3.

Вихід А розподільника Р1 з'єднаний з напірною магістраллю двокаскадного гідророзподільника Р2 який здійснює підключення до магістралі цієї або іншої порожнини виконавчих гідроциліндрів механізму руху стріли.

Підйом стріли відбувається в насосному режимі, при цьому в період розгону живлення поршневої порожнини здійснюється послідовним включенням насоса НА1 і НА3 з доведенням їх подачі необхідного значення за допомогою об'ємного регулювання. Закон регулювання забезпечується електронною програмою, датчиками та електрогідравлічними регуляторами самих насосів.

Опускання стріли – регульоване, з використанням ваги робочого обладнання та вантажу. Для цього у поршневій магістралі встановлені гальмівні клапани КТ1. і КТ2, що керуються від штокової порожнини і не допускають збільшення швидкості опускання стріли понад ту, що забезпечується насосом.

Розкриття чи складання гуська може здійснюватися як від насоса НА3 (у режимі суміщення руху зі стрілою), так і від насоса НА1 (в режимі відсутності суміщення). Реверс руху гуська забезпечується гідророзподільником Р3, а розвантаження насоса НА3 та вибір джерела живлення – розподільником Р1.

Захист від довільного опускання гуська під дією сил тяжіння та контроль процесу регулювання швидкості опускання забезпечується установкою в обох магістралях гідроциліндрів Ц3, Ц4 гальмівних керованих клапанів КТ3 та КТ4.

Робота гідроприводу грейфера та механізмів телескопування стріли та

гуська здійснюється насосом НА2. Робоча рідина подається до гідророзподільника Р4 проточного типу з електрогідравлічним керуванням. Необхідна максимальна витрата насоса встановлюється автоматично залежно від виду споживача, а регулювання швидкості виконавчого гідроциліндра – дроселювання робочої рідини в гідророзподільнику Р4.

Гальмівні клапани КТ5 та КТ6 захищають механізми телескопування від просідання при дії попутних навантажень.

Гідропривід механізму повороту платформи виконаний за закритою схемою. Регульований реверсивний гідронасос НА5 із похилою шайбою має електрогідравлічне керування, що забезпечує постійне прискорення при розгоні платформи. На платформі встановлені два механізми повороту, кожен із яких оснащений регульованим гідромотором. Наявність регулятора дозволяє змінювати швидкість повороту обернено пропорційно зовнішньому навантаженню.

У гідромагістралях механізму повороту встановлені швидкороз'ємні з'єднання, що дозволяють для випадків переміщення крана на великі відстані власним ходом забезпечити додаткове харчування робочою рідиною ходових гідромеханізмів.

До складу механізмів повороту входять нормально замкнуті гальма, керовані від розподільника Р13.

Настановні механізми руху кабіни та противаги наводяться від насоса НА4. Швидкістю та напрямом руху цих механізмів керує двозолотниковий гідророзподільник Р5.

Гідропривід, до складу якого входять насос НА6, гідророзподільник Р6, блок клапанів БК1 забезпечує харчування гідромеханізмів, що знаходяться на спредері: механізму ротації спредера, механізму розсовування, механізму вирівнювання (горизонтування), механізму фіксації контейнера.

Для виконання тієї чи іншої операції виконавчий гідродвигун

підключається до магістралей живлення за допомогою одного з електрогідравлічних розподільників P7...P1. Реверс руху та регулювання швидкості здійснюється однозолотниковим гідророзподільником P6. Захист від перевантажень і величина необхідного зусилля в приводному гідродвигуні забезпечується блоком клапанів BK1, що має електрокероване налаштування тиску напірної магістралі.

Живлення гідравлічної частини сервоуправління походить від системи: насос HA7, акумуляторний блок А з резервним живленням від насоса HA6.

Для охолодження робочої рідини у зливальній магістралі встановлені калорифери АТ, які обдуваються вентиляторами із приводом від електродвигунів.

Очищення робочої рідини від домішок здійснюється вбудованими в гідробак лінійними фільтрами Ф2...Ф7. Фільтри мають запобіжні клапани та індикатори забрудненості. [2;3;8]



### 3 ВИБІР ПЕРЕРІЗІВ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ВАГИ НЕСУЧИХ ВУЗЛІВ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ВЕРХНЬОЇ ПОВОРОТНОЇ БУДОВИ

#### 3.1 Телескопована секція гуська

Розрахункова схема телескопованої секції гуська наведено рисунку 3.1.

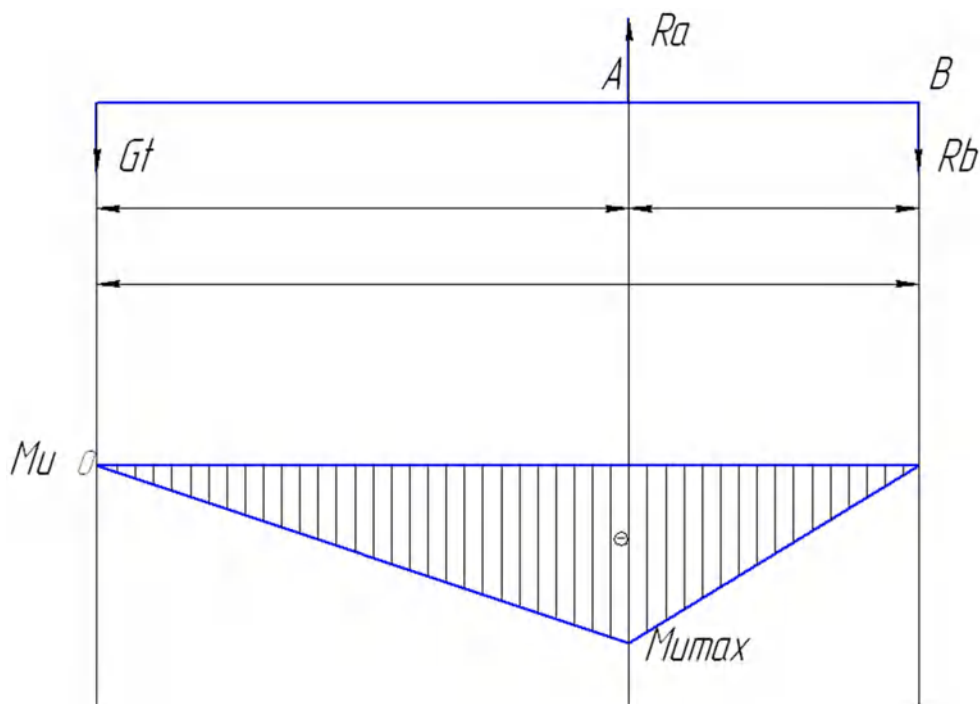


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема телескопованої секції гуська

Де:  $l_1 = 5300$  мм;  $l_2 = 2500$  мм;  $l_3 = 7800$  мм – плечі сил

Згинальний момент  $M_A$  кН·м, щодо точки «А» дорівнює:

$$M_{i \max} = Gt \cdot l_1 \quad (3.1)$$

$Gt$  – вага вантажу;

$l_1$  – плечо від ваги вантажу до опори А

Звідси:

$$M_A = 100 \cdot 5.3 = 530 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

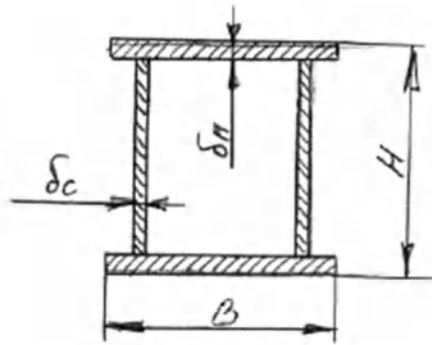


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема для розрахунку металоконструкції телескопованої секції гуська

Момент опору коробчастого перерізу  $W$  см<sup>3</sup>, дорівнює:

$$W = \frac{H}{3} \cdot (3 \cdot \delta_{п} \cdot B + \delta_{с} \cdot H) \quad (3.2)$$

де  $H = 480$  мм;

$B = 350$  мм;

$\delta_{п} = 12$  мм;

$\delta_{с} = 6$  мм.

Звідси:

$$W = \frac{480}{3} \cdot (3 \cdot 12 \cdot 350 + 6 \cdot 480) = 2476800 \text{ мм}^3$$

Коефіцієнт запасу міцності  $K_{зап}$  для сталі 10ХСНД приймаємо  $= 1,6$

Допустима напруга  $[\sigma]$ , так само:

$\nu R_t$ –межа плинності сталі 10ХСНД  $= 350$  МПа

$$[\sigma] = \frac{K_t}{K_{зап}} = \frac{350}{1,6} = 219 \text{ МПа}$$

Напруга  $\sigma$  МПа, так само:

$$\sigma = \frac{M_{i_{\max}}}{W} = \frac{530 \cdot 10^7}{2476800} = 214 \text{ МПа} < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

Запас  $\Delta\sigma = [\sigma] - \sigma = 219 - 214 = 5$  Мпа – запас для сприйняття місцевих напруг від спірання на ковзуни.

Погонна теоретична вага  $\mu$  т/см, дорівнює:

$$\mu = 2 \cdot \gamma \cdot A \quad (3.3)$$

Де  $\gamma$  – Питома вага металу,  $\gamma = 7,85$  р. / см<sup>3</sup>.

$$A = (\delta_n \cdot B + \delta_c \cdot H) \quad (3.4)$$

Звідси:

$$\mu = 2 \cdot 7,85 \cdot (12 \cdot 480 + 6 \cdot 350) = 1,11 \cdot 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивна вага секції  $G_1$  т дорівнює:

$$G_1 = k \cdot \mu \cdot l_3 \quad (3.5)$$

де  $k$  – конструктивний коефіцієнт,  $k = 1,2$ .

Звідси:

$$G_1 = 1,2 \cdot 1,11 \cdot 7800 = 1,03 \text{ т.}$$

### 3.2 Зовнішня секція гуська

Розрахункова схема зовнішньої секції гуська наведено на рисунку 3.3.

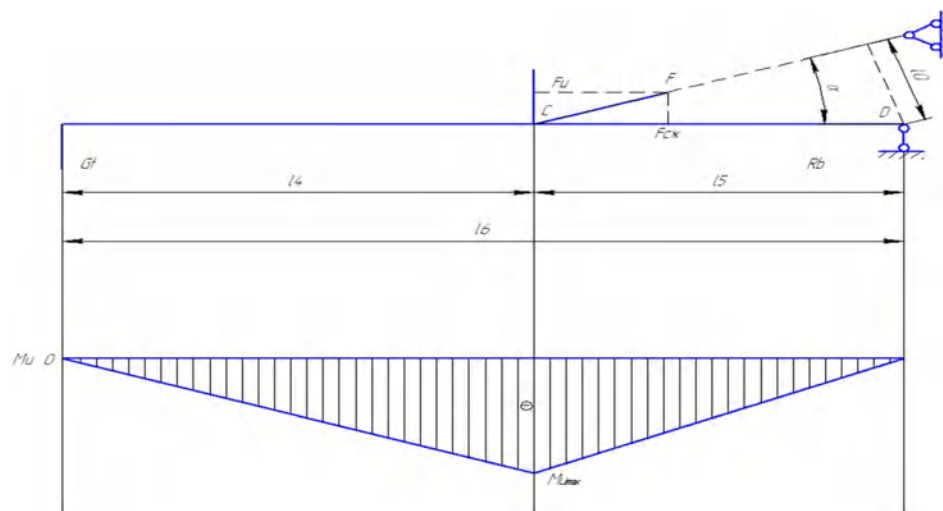


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема зовнішньої секції гуська

Де:  $l_4 = 6700$  мм;  $l_5 = 6500$  мм;  $l_6 = 13200$  мм;  $l_0 = 1750$  мм;  $G_t = 100$  кН;

$$\alpha=33^\circ$$

$$Gt \cdot l_6 = F \cdot l_0 \quad (3.6)$$

Звідси:

$$F = \frac{Gt \cdot l_6}{l_0} = \frac{100 \cdot 13.2}{1.75} = 754 \text{ кН.}$$

Згинальний момент  $M_i$  тах кН·м дорівнює:

$$M_{i \max} = Gt \cdot l_4 \quad (3.7)$$

$Gt$  – вага вантажу;

$l_1$  – плече від ваги вантажу до опори А.

Звідси:

$$M_A = 100 \cdot 6.7 = 670 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Момент опору перерізу коробки  $W \text{ см}^3$ , (рисунок 3.2) з параметрами  $H=500 \text{ мм}$ ;  $B=380 \text{ мм}$ ;  $\delta_п = 16 \text{ мм}$ ;  $\delta_з = 10 \text{ мм}$ , дорівнює:

$$W = \frac{500}{3} \cdot (3 \cdot 16 \cdot 380 + 10 \cdot 500) = 3873333 \text{ см}^3.$$

Напруга  $\sigma_i$  МПа, так само:

$$\sigma_u = \frac{M_A}{W} = \frac{670 \cdot 10^6}{3873333} = 173 \text{ Мпа.}$$

Напруга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{сж} = \frac{F \cdot \cos 33^\circ}{A} \quad (3.8)$$

Де:  $F$  – реакція опори у т.з.

$A$  – площа поперечного перерізу секції

$$A = 2(500 \cdot 10 + 380 \cdot 16) = 22160 \text{ мм}^2$$

Напруга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{сж} = \frac{754 \cdot 10^3 \cdot 0,83}{22160} = 29 \text{ Мпа.}$$

Результуюча напруга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{рез} = \sigma_u + \sigma_{сж} = 173 + 29 = 202 < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

Погонна теоретична вага  $\mu$  т/см, дорівнює:

$$\mu = k \cdot \mu \cdot A = 2 \cdot 7,85 \cdot 22160 = 1,73 \cdot 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивна вага секції  $G_2$  т дорівнює:

$$G_2 = 1,2 \cdot 1,73 \cdot 10^{-4} \cdot 7900 = 1,64 \text{ т.}$$

### 3.3 Телескопована секція стріли

Розрахункова схема телескопованої секції стріли наведено рисунку 3.4.

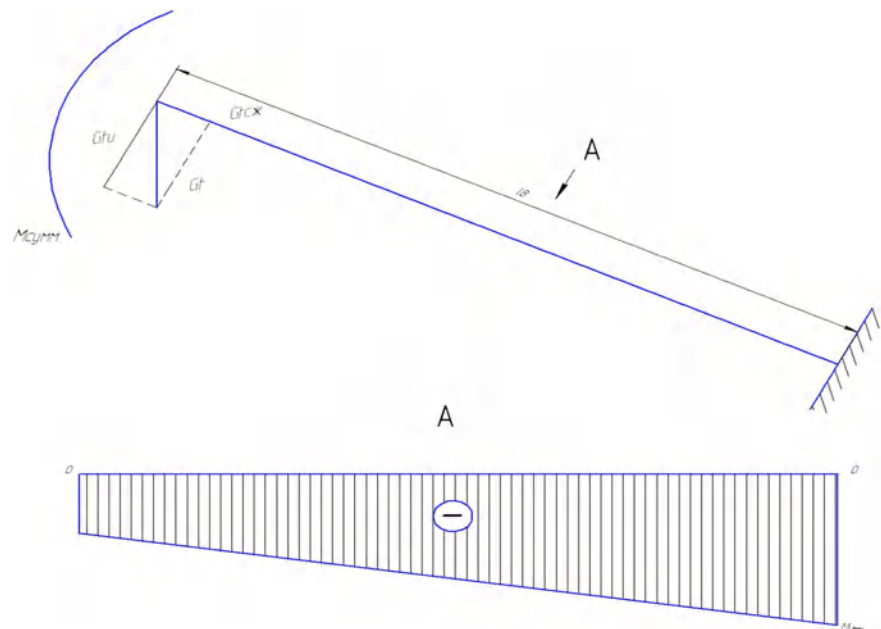


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема телескопованої секції стріли

Де:  $l_7 = 9500$ ;  $G_t = 100$  кН;

$M_{\text{сум}}$  – Сумарний згинальний момент створюваний гуськом на стрілу.

$$M_{\text{сум}} = G_t \cdot l_6 = 100 \cdot 13,2 = 1320 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Згинальний момент  $M_{i \text{ max}}$  кН·м дорівнює:

$$M_{i \text{ max}} = M_{\text{сум}} + G_t \cdot \sin 33^\circ \cdot l_7 \quad (3.9)$$

$L_1$ —плече від ваги вантажу до опори E.

Звідси:

$$M_A = 1320 + 100 \cdot 0.54 \cdot 9.5 = 1837 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент опору перерізу коробки  $W \text{ см}^3$ , (рисунок 3.2) з параметрами  $H=600 \text{ мм}$ ;  $B=500 \text{ мм}$ ;  $\delta_{II} = 22 \text{ мм}$ ;  $\delta_3 = 16 \text{ мм}$ , дорівнює:

$$W = \frac{600}{3} \cdot (3 \cdot 22 \cdot 380 + 16 \cdot 500) = 8520000 \text{ мм}^3.$$

Напряга  $\sigma_i$  МПа, так само:

$$\sigma_u = \frac{M_A}{W} = \frac{1837 \cdot 10^6}{8520000} = 215 \text{ Мпа}.$$

Напряга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{сж} = \frac{Gt \cdot \cos 33^\circ}{A} \quad (3.10)$$

$A$ —площа поперечного перерізу секції

$$A = 2(600 \cdot 16 + 500 \cdot 22) = 41200 \text{ мм}^2$$

Напряга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{сж} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 0.83}{41200} = 2 \text{ Мпа}.$$

Результуюча напряга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{рез} = \sigma_u + \sigma_{сж} = 215 + 2 = 217 < [\sigma] = 219 \text{ МПа}.$$

Погонна теоретична вага  $\mu$  т/см, дорівнює:

$$\mu = k \cdot \mu \cdot A = 2.7,85 \cdot 41200 = 3.22 \cdot 10^{-4} \text{ т/мм}.$$

Конструктивна вага секції  $G_2$  т дорівнює:

$$G_2 = 1.2 \cdot 3.22 \cdot 10^{-4} \cdot 7900 = 3.67 \text{ т}.$$

### 3.4 Зовнішня секція стріли до опорного шарніру

Розрахункова схема зовнішньої секції стріли до опорного шарніра наведено на рисунку 3.5.

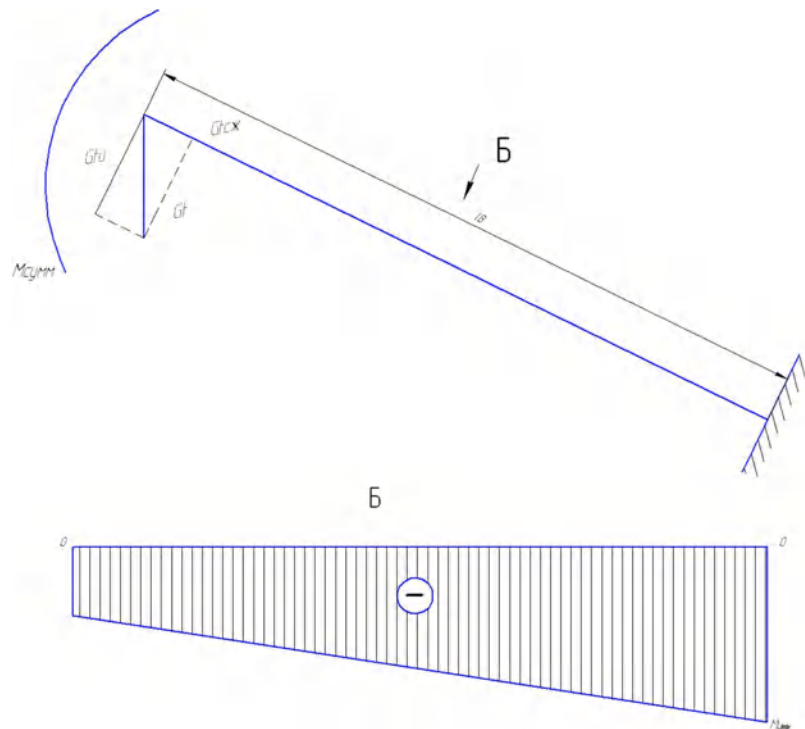


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема телескопованої секції стріли

Де:  $l_8 = 15000$ ;  $G_t = 100$  кН;

$M_{\text{сум}}$  – Сумарний згинальний момент створюваний гуськом на стрілу.

$$M_{\text{сум}} = G_t \cdot l_6 = 100 \cdot 13.2 = 1320 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Згинальний момент  $M_{i \text{ max}}$  кН·м дорівнює:

$$M_{i \text{ max}} = M_{\text{сум}} + G_t \cdot \sin 33^\circ \cdot l_8 \quad (3.11)$$

$L_1$  – плече від ваги вантажу до опори E.

Звідси:

$$M_A = 1320 + 100 \cdot 0.54 \cdot 15 = 2137 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент опору перерізу коробки  $W \text{ см}^3$ , (рисунок 3.2) з параметрами  $H=620 \text{ мм}$ ;  $\delta_1=520 \text{ мм}$ ;  $\delta_2 = 24 \text{ мм}$ ;  $\delta_3 = 18 \text{ мм}$ , дорівнює:

$$W = \frac{620}{3} \cdot (3 \cdot 24 \cdot 520 + 18 \cdot 520) = 10044000 \text{ мм}^3.$$

Напруга  $\sigma_u$  МПа, так само:

$$\sigma_u = \frac{M_A}{W} = \frac{2137 \cdot 10^6}{10044000} = 213 \text{ Мпа.}$$

Напруга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{сж} = \frac{Gt \cos 33^\circ}{A} \quad (3.12)$$

Напруга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{сж} = \frac{100 \cdot 10^3 \cdot 0,83}{47280} = 2 \text{ Мпа.}$$

Результуюча напруга  $\sigma_{сж}$  МПа, так само:

$$\sigma_{рез} = \sigma_u + \sigma_{сж} = 213 + 2 = 215 < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

Погонна теоретична вага  $\mu$  т/см, дорівнює:

$$\mu = k \cdot \mu \cdot A = 2,7,85 \cdot 47280 = 3,68 \cdot 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивна вага секції  $G_2$  т дорівнює:

$$G_2 = 1,2 \cdot 3,68 \cdot 10^{-4} \cdot 15000 = 6,62 \text{ т.}$$

### 3.5 Телескоповані задні балки

Для визначення розрахунку телескопованих задніх балок противаги визначимо власну вагу противагу.

Схема визначення власної ваги противаги наведено на рисунку 3.6.



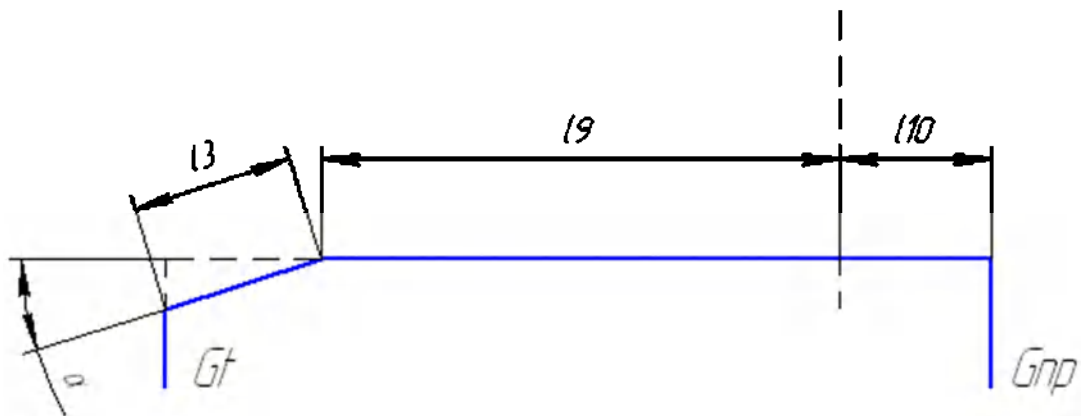


Рисунок 3.6 – Розрахункова схема визначення ваги противаги

Де:  $l_3 = 13200$  мм;  $l_9 = 21500$  мм;  $l_{10} = 8500$  мм;  $\alpha = 33^\circ$ .

$$(l_3 \sin \alpha + l_9) \cdot G_t = G_{np} \cdot l_{10} \quad (3.13)$$

Звідси:

$$G_{np} = \frac{(13,2 \cdot 0,54 + 28,5) \cdot 100}{8,5} = 340 \text{ кН} = 34 \text{ т}.$$

Розрахункова схема телескопованих задніх балок наведена на рисунку 3,7.

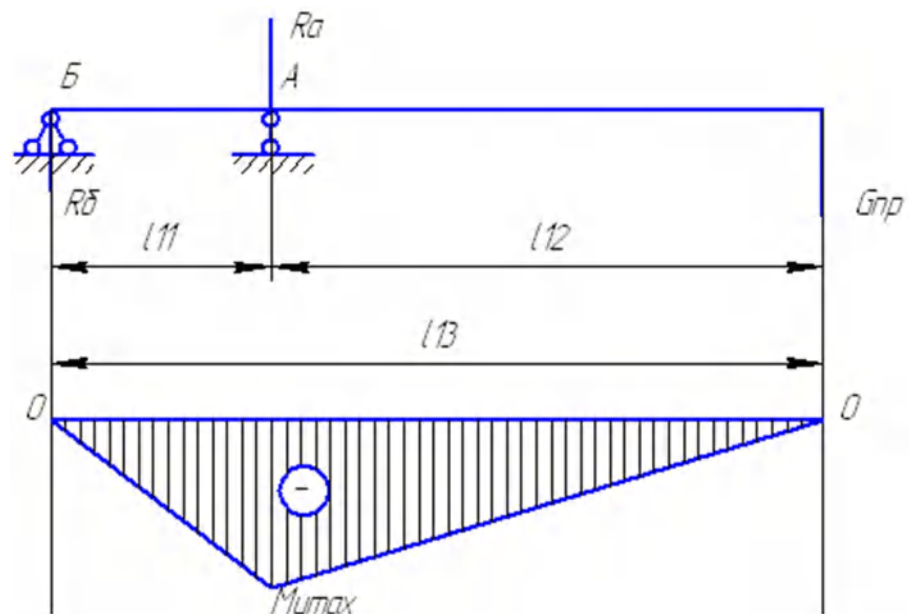


Рисунок 3.7 – Розрахункова схема задніх балок, що телескопуються.

Де:  $l_{11} = 1700$  мм;  $l_{12} = 4100$  мм;  $l_{13} = 5800$  мм.

Згинальний момент  $M_A$  кН·м щодо точки «А» дорівнює:

$$M_{u_{\max}} = G_{np} \cdot l_{12} \quad (3.14)$$

$G_{np} = 34$  т.

Звідси:

$$M_A = 34 \cdot 4.1 = 1394 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу двох коробок  $W$  см<sup>3</sup>, (Рисунок 6.1.2) з параметрами  $H=600$  мм;  $B=480$  мм;  $\delta_{\text{п}} = 18$  мм;  $\delta_3 = 12$  мм, дорівнює:

$$W = 2 \cdot \frac{600}{3} \cdot (3 \cdot 18 \cdot 480 + 12 \cdot 600) = 6624000 \text{ см}^3$$

Напруга  $\sigma$  МПа, так само:

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{1394 \cdot 10^6}{6624000} = 210.5 \text{ Мпа} < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

площа поперечного перерізу секції

$$A = 2(480 \cdot 18 + 600 \cdot 12) = 93600 \text{ мм}^2$$

Погонна теоретична вага  $\mu$  т/см, дорівнює:

$$\mu = 2 \cdot 7.85 \cdot 93600 = 2.48 \cdot 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивна вага секції  $G_8$  т дорівнює:

$$G_8 = 1.2 \cdot 2.48 \cdot 10^{-4} \cdot 5800 = 1.72 \text{ т.}$$

### 3.6 Зовнішні задні балки

Розрахункова схема зовнішніх задніх балок наведена на рисунку 3.8.

[2;5;6]

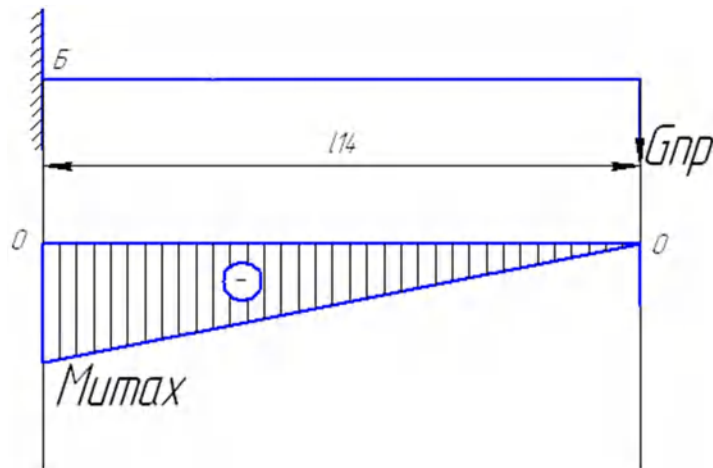


Рисунок 3.8 – Розрахункова схема зовнішніх задніх балок

Де:  $l_{14} = 8500$ .

$$M_a = G_{пр} \cdot l_{12} = 1394 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Згинальний момент  $M_{i \max}$  кН·м щодо точки «Б» дорівнює:

$$M_{u \max} = G_{пр} \cdot l_{14} + M_a \quad (3.15)$$

Звідси:

$$M_{u \max} = 340 \cdot 4.4 + 1394 = 2890 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Момент опору перерізу двох коробок  $W \text{ см}^3$ , (рисунок 3.2) з параметрами  $H=720$  мм;  $B=500$  мм;  $\delta_{п} = 26$  мм;  $\delta_3 = 18$  мм, дорівнює:

$$W = 2 \cdot \frac{720}{3} \cdot (3 \cdot 26 \cdot 500 + 18 \cdot 720) = 14342400 \text{ мм}^3$$

Напруга  $\sigma$  МПа, так само:

$$\sigma = \frac{M_A}{W} = \frac{2890 \cdot 10^6}{14342400} = 202 \text{ МПа} < [\sigma] = 219 \text{ МПа.}$$

площа поперечного перерізу секції

$$A = 2(500 \cdot 26 + 720 \cdot 18) = 25960 \text{ мм}^2$$

Погонна теоретична вага  $\mu$  т/см, дорівнює:

$$\mu = 2 \cdot 7,85 \cdot 25960 = 4,48 \cdot 10^{-4} \text{ т/мм.}$$

Конструктивна вага секції  $G_8$  т дорівнює:

$$G_8 = 1,2 \cdot 4,48 \cdot 10^{-4} \cdot 4400 = 2,36 \text{ т.}$$

## 4 РОЗРАХУНОК ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ

### 4.1 Підвіска вантажна поворотна

Розрахунок споживаної потужності гідроприводу підвіски для повороту контейнера масою бруто 15 тонн із поздовжнім усуненням центру ваги вантажу на 1,5 метра.

Дані для розрахунку:

Кутова швидкість повороту контейнера в режимі  $n=1,5$  об/хв.

Час розгону (гальмування) в режимі, що не встановився = 10 секунд.

Час повороту траверси з вантажем на граничний кут повороту  $280^\circ - 30$  секунд.

Вітрове навантаження  $250 \text{ Н на м}^2$ .

Визначення моменту інерції контейнера щодо зміщеного центру ваги.

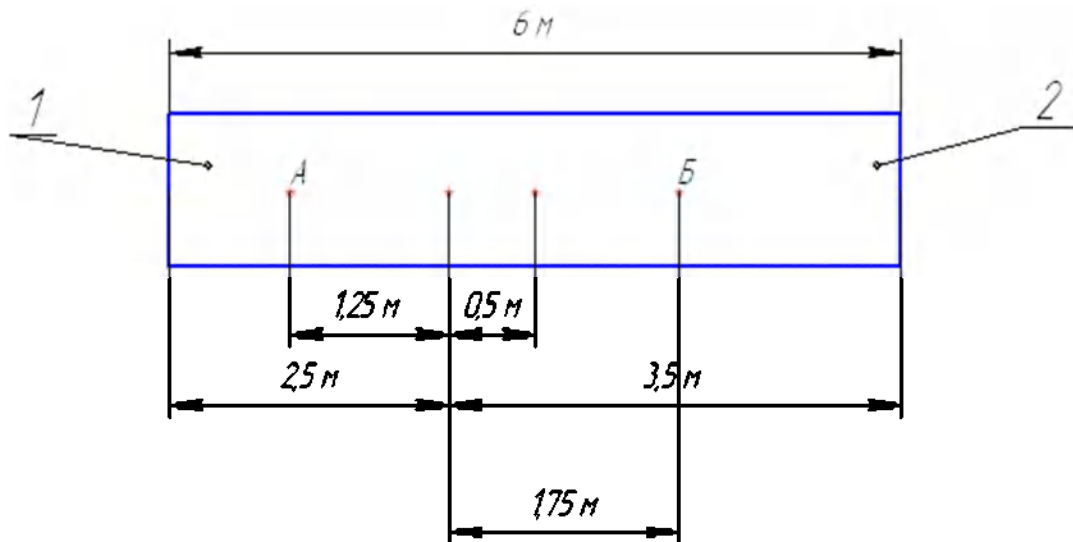


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема визначення моменту інерції контейнера

Точки А і Б – точки застосування векторів рівнодіючої вітрових навантажень.

Момент інерції  $M_1$  Н·м, лівої частини «1» контейнера:

Маса:

$$M_1 = \frac{M}{6} \cdot 2.5 = 0.416 H \cdot M \quad (4.1)$$

де  $M = 15000$  кг.

$$I_1 = \frac{0.416 \cdot M \cdot 2.5^2}{3} = 130000 H \cdot m^2 .$$

Момент інерції  $M_2$  Н·м правої частини «2»:

Маса:

$$M_2 = \frac{M}{6} \cdot 3.5 = 0.583 M .$$

$$I_2 = \frac{0.583 \cdot M \cdot 3.5^2}{3} = 357088 H \cdot m^2 .$$

$$I = I_1 + I_2 = 130000 + 357088 = 487088 H \cdot m^2 .$$

Визначення вітрового навантаження.

Навантаження  $P_1$  Н на ліву частину «1» контейнера (при висоті контейнера 2,5 м) дорівнює:

$$P_1 = 2.5 \cdot 2.5 \cdot 250 = 1562.5 \text{ Н}$$

Навантаження  $P_2$  Н на праву частину «2» контейнера:

$$P_2 = 3.5 \cdot 2.5 \cdot 250 = 2187.5 \text{ Н}$$

Гальмівний момент  $M_T$  Нм, від вітрового навантаження:

$$M_T = 2187,5 \cdot 3,75 - 1562,5 \cdot 2,25 = 4687,5 \text{ Нм.}$$

Визначення робочого моменту на зубчастому колесі підвіски, що забезпечує зростання кутової швидкості повороту контейнера від  $n=0$  до  $n=1,5$  об/хв за  $t=10$  секунд при дії вітрового навантаження  $M_T$ .

Рівняння динаміки:

$$M = I \cdot E + M_T \quad (4.2)$$

Де  $I=487088 H \cdot m^2$  – момент інерції контейнера;

$$E = \frac{\omega - \omega_0}{t} = \frac{0.15 - 0}{10} = 0.015 \text{ c}^{-2} - \text{Кутове прискорення};$$

Тут  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n / 60 = 0,1 n = 0,15 \text{ c}^{-1}$  – кутова швидкість, що відповідає  $n = 1,5$  об/хв.

$\omega_0 = 0$  – початкове значення кутової швидкості.

$t = 10$  з – час розгону.

Моментом інерції поворотної підвіски можна знехтувати мало значення щодо контейнера. Для спрощення розрахунку величину вітрового навантаження під час розгону приймаємо постійної.

Тоді робочий момент  $M$  Н · м буде дорівнювати:

$$M = I \cdot \frac{\omega - \omega_0}{t} + M_T = 487088 \cdot \frac{0.15}{10} + 4687.5 = 11993.8 \text{ Нм.}$$

Потужність, що споживається  $N$  кВт, приводу поворотної підвіски дорівнює:

$$N = M \cdot \omega = 11993.8 \cdot 0.15 = 1799 \text{ Вт} = 1,799 \text{ кВт.}$$

Розрахунок витрати робочої рідини гідромотора приводу поворотної підвіски.

Для гідромотора, приведенного до одного гідроциліндра витрата  $Q$  л/с, дорівнює:

$$Q = V \cdot F_{ц} \quad (4.3)$$

Де  $V = N / R$  – швидкість руху поршня;

$N$  – потужність гідроприводу;

$R = P \cdot F_{ц}$  – зусилля на поршні при тиску робочої рідини  $P$ ;

Тоді:

$$Q = \frac{N}{P \cdot F_{ц}} \cdot F_{ц} = \frac{N}{P} = \frac{17990}{160} = 112.43 \text{ см}^3 / \text{с} = 0,11 \text{ л/с.}$$

Тут  $P = 16$  МПа – тиск робочої рідини в гідросистемі.

## 4.2 Розрахунки на міцність основних вантажонесучих вузлів захоплення гідравлічного для великотоннажних контейнерів

### 1. Схема розрахунку захоплення.

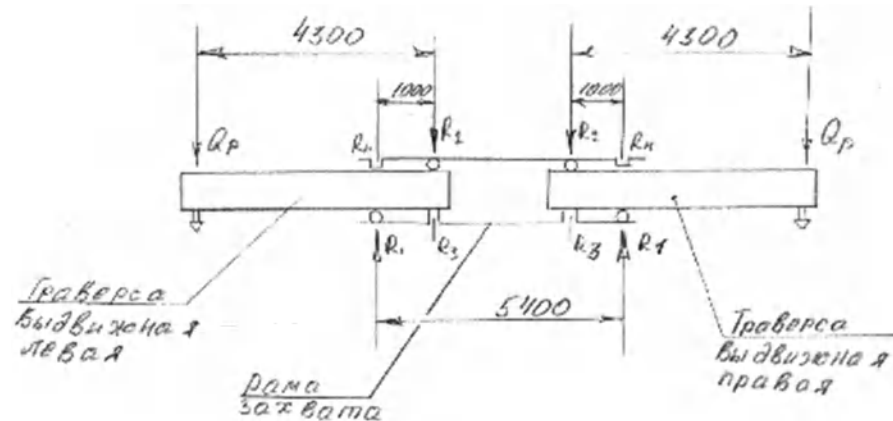


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема захоплення

$Q_p$  – розрахункова навантаження від завантаженого контейнера, взята з динамічним коефіцієнтом, розподілена на два вантажозахоплювальні органи.

$R_1$  та  $R_2$  – реакції роликів опор (по дві штуки на одну опору)

$R_3$  і  $R_4$  – реакції гвинтових опор, що виникають у момент підйому захоплення з даху переміщеного захоплення.

При зсуві траверса висувна права засувається всередину траверси висувної лівої.

Далі проводиться розрахунок на міцність траверс лівої та правої, рами, гідропідвіски захвату в режимі корекції перенесення при зміщенні центру ваги вантажу.

Розрахунок траверси висувної правої (подовжня балка)

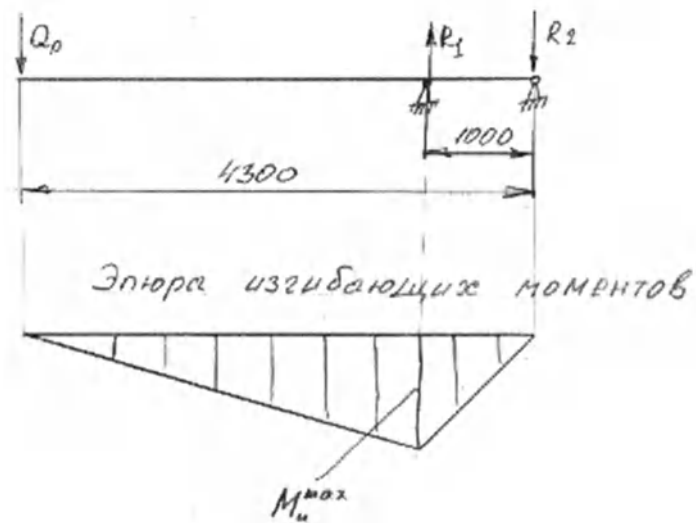


Рисунок 4.3 – Схема навантаження балки

Навантаження, що діють:

$Q=15$  т – маса брутто контейнера;

$Q_d = 15 \cdot k_d = 18$  тс – динамічне навантаження при коефіцієнті динамічного навантаження;

$k_d=1,2$  – стосовно гідродинаміки крана;

Розрахункова навантаження  $Q_p$  транспортних засобів, дорівнює:

$$Q_p = \frac{Q_d}{2} = \frac{18}{2} = 9 \text{ транспортний засіб (без урахування зміщення центру ваги$$

вантажу)

Реакції опор  $R_1$  та  $R_2$  визначаються з умови рівноваги балки:  $\Sigma M = 0$  і  $\Sigma Y = 0$ .

$$R_1 = \frac{Q_p \cdot 4300}{1000} = 387 \text{ кН.}$$

$$R_2 = R_1 - Q_p = 387 - 90 = 297 \text{ кН.}$$

$$M_u^{\max} = Q_p \cdot (430 - 100) = 90000 \cdot (430 - 100) = 297 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

Розрахунок перерізу балки.



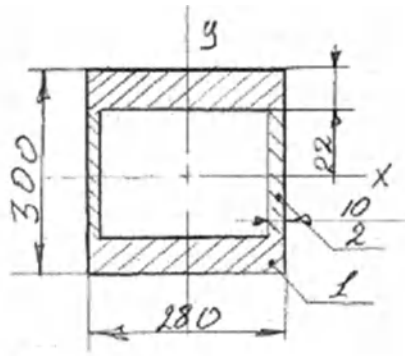


Рисунок 4.4 – Розрахункова схема перерізу балки

Розрахунок осьових моментів інерції щодо осі X–X:

Елементи «1»:

$$I_{x1} = (I_{01} + F_1 + y_1^2) \cdot 2 \quad (4.4)$$

де  $I_{01}$  – момент інерції елемента «1» щодо власної центральної осі;

$F_1$  – площа елемента «1»

$y_1$  – координата центру ваги елемента «1» від осі X–X

$$y_1 = 150 - 11 = 139 \text{ мм.}$$

$$I_{x1} = \left( \frac{28 \cdot 2.2^3}{12} + 28 \cdot 2.2 \cdot 13.9^2 \right) \cdot 2 = 23854 \text{ см}^4$$

Елементи «2»:

$$I_{x2} = \frac{B \cdot H^3}{12} \cdot 2 \quad (4.5)$$

де  $B = 1 \text{ см}$  – товщина стінки;

$$H = 300 - 44 = 256 \text{ мм} \text{ – висота стінки;}$$

$$I_{x2} = \frac{1 \cdot 25.6^3}{12} \cdot 2 = 2796 \text{ см}^4$$

Сумарний момент інерції  $I_X \text{ см}^4$ , дорівнює:

$$I_X = I_{x1} + I_{x2} = 26650 \text{ см}^4$$

Момент опору перерізу  $W_x \text{ см}^3$ , дорівнює:

$$W_x = \frac{I_x \cdot 2}{H} \quad (4.6)$$

де  $H = 300/2 = 150 \text{ мм}$ .

$$W_x = \frac{26650}{15} = 1780 \text{ см}^3$$

Розрахункова напруга вигину балки  $\sigma$  та МПа, з урахуванням динамічного навантаження:

$$\sigma_n = \frac{M_n^{\max}}{W_x} = 330 \text{ МПа}$$

Застосовується сталь марки 10 ХСНД, межа плинності.  $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$  може поставки.

Траверса висувна ліва (подовжня балка)

Навантаження та реакції опор – див. пункт 1.

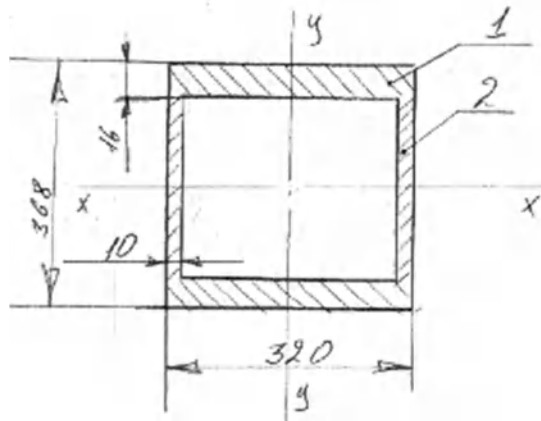


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема перерізу балки

Момент інерції  $I_x \text{ см}^4$ , перерізи щодо осі X–X:

$$I_x = I_{x1} - I_{x2} = \frac{B_1 \cdot H_1^3}{12} - \frac{B_2 \cdot H_2^3}{12} = \frac{32 \cdot 36.8^3}{12} - \frac{30 \cdot 3.6^3}{12} = 38063 \text{ см}^4$$

Момент опору  $W_x \text{ см}^3$ , перерізи:

$$W_x = \frac{I_x \cdot 2}{36.8} = 2069 \text{ см}^3$$

Розрахункова напруга  $\sigma$  та МПа, вигину балки:

$$\sigma_n = \frac{M_n^{\max}}{W_n} = 287,1 \text{ МПа.}$$

Висновок: є можливість збільшення міцності траверси правої рахунок зниження міцності траверси лівої без збільшення сумарної маси траверс.

Рама захоплення.

Схема навантаження наведена на рисунку 4.6.

Навантаження, що діють:

$$R_1 = 77,4 \text{ т;}$$

$$R_2 = 59,4 \text{ т;}$$

$$N = R_1 - R_2 = 12 \text{ т;}$$

$$M_u = R_1 \cdot 100 = 774 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{див.}$$

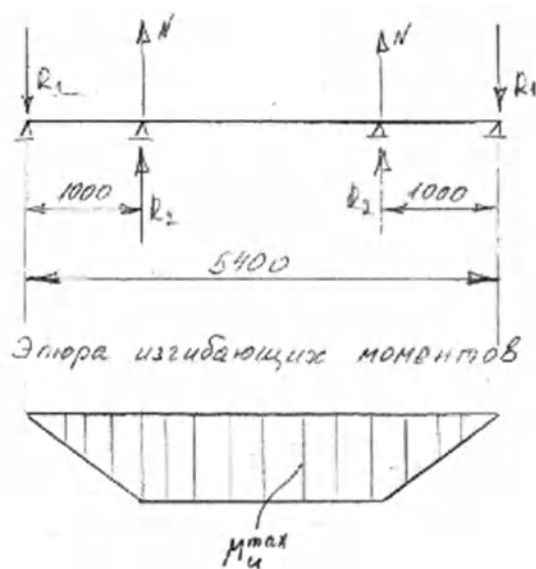


Рисунок 4.6 – Схема навантаження на раму захоплення

Розрахунок поперечного перерізу.

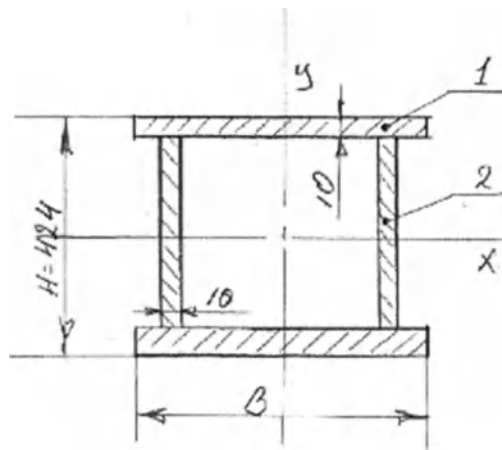


Рисунок 4.7 – Схема поперечного перерізу

Визначення ширини «В» перерізу при заданих інших параметрах і напругі, що допускається  $[\sigma_i] = 320$  МПа

Момент опору  $W_x$  см<sup>3</sup>, перерізи:

$$W_x = \frac{M_u^{\max}}{[\sigma_u]} = \frac{774 \cdot 10^4}{3200} = 2418 \text{ см}^3$$

Відповідний момент інерції  $I_x$  см<sup>4</sup> перерізу:

$$I_x = W_x \cdot \frac{H}{2} = 2418 \cdot \frac{42.4}{2} = 51262 \text{ см}^4 -$$

який складається із суми моментів інерції щодо осі «Х» елементів перерізу «1» та «2» або

$$I_x = 2 \cdot B \cdot 1 \cdot 20.7^2 + 2 \cdot \frac{1 \cdot 40.4^3}{12} = 51262$$

звідки визначимо значення "В". Тут множники:

– облік парності елементів «1» та «2»

– Товщина елементів в сантиметрах.

20,7 см – координата "у" центру ваги елемента "1" від осі Х

40,4 см – висота елемента «2».

$$B = \frac{51262 - 2 \frac{1 \cdot 40,4^3}{12}}{2 \cdot 20,7^2} = 47 \text{ див.}$$

При деякому збільшенні висоти перерізу рами зменшиться ширина силових листів, що дозволить відмовитися від підпирних косинок для стійкості кромки випусків.

### 4.3 Розрахунок гідропідвісок захоплення

Розрахунковою схемою гідропідвісок захоплення служить схема корекції поздовжнього перекосу контейнера зі зміщеним центром вантажу.

Гідропідвіска є гідроциліндром, шток якого в режимі автоматичної корекції переміщається на певну величину, викликаючи перерозподіл навантаження між гідропідвісками.

Відповідно до схеми при зміщенні центру ваги вантажу вправо на 1,5 метра найбільше навантаження отримує одна з двох правих гідропідвісок  $Q=13,4$  т. При тиску в гідросистемі  $p=16$  МПа. Таке зусилля із запасом компенсує гідроциліндр

$D = 120$  мм при штоку  $d_{III} = 40 \dots 45$  мм. Хід штока під час корекції  $L=860$  мм. Потужність роботи гідропідвісок у режимі корекції захоплення:

$$N=2 \cdot Q \cdot V$$

Де  $Q=13,4$  т – зусилля на гідропідвісці

$V = 86/5=17$  см / с – швидкість переміщення штока на довжині 860 мм за 5 секунд.

Тоді потужність гідроприводу дорівнює:

$$N = 2 \cdot 13400 \cdot 86/5 = 4600000 \text{ Н} \cdot \text{см} / \text{с} = 46 \text{ кВт.}$$

Необхідна витрата робочої рідини при цьому становитиме:

$$Q = \frac{N}{p} = \frac{460000}{160} \cdot 2800 \text{ см}^3/\text{с} = 2,8 \text{ л/с.}$$

#### 4.4 Грейфер гідравлічний штанговий

Як аналог для розробки конструкції гідравлічного грейфера прийнятий серійно виготовляється за проектом 3319А НВО «Речпорт» грейфер для крана вантажопідйомністю 10 т. Принциповою відмінністю грейфера, що розробляється, від зазначеного аналога є наявність гідроциліндра замість чотириразового поліспа.

Зусилля на штоку гідроциліндра має дорівнювати зусилля, яке створює чотириразовий канатний поліспасти при зачерпуванні вантажу.

$$N = S_{\text{зач}} \cdot (Z_{\text{п}} - 1) = 100 \cdot (4 - 1) = 300 \text{ кН.}$$

Де  $S_{\text{зач}} = 100 \text{ кН}$  – зусилля на замикаючому канаті;

$Z_{\text{п}} = 4$  – кратність поліспасти.

Гідроциліндр односторонньої дії. Робочою є штокова порожнина. Площа поршня з боку штока визначається формулою:

$$F = \frac{N}{p} + F_1 \tag{4.7}$$

де  $p = 16 \text{ МПа}$  – тиск робочої рідини;

$N = 480 \text{ кН}$  – зусилля на штоку;

$$F_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ – Площа перерізу штока;}$$

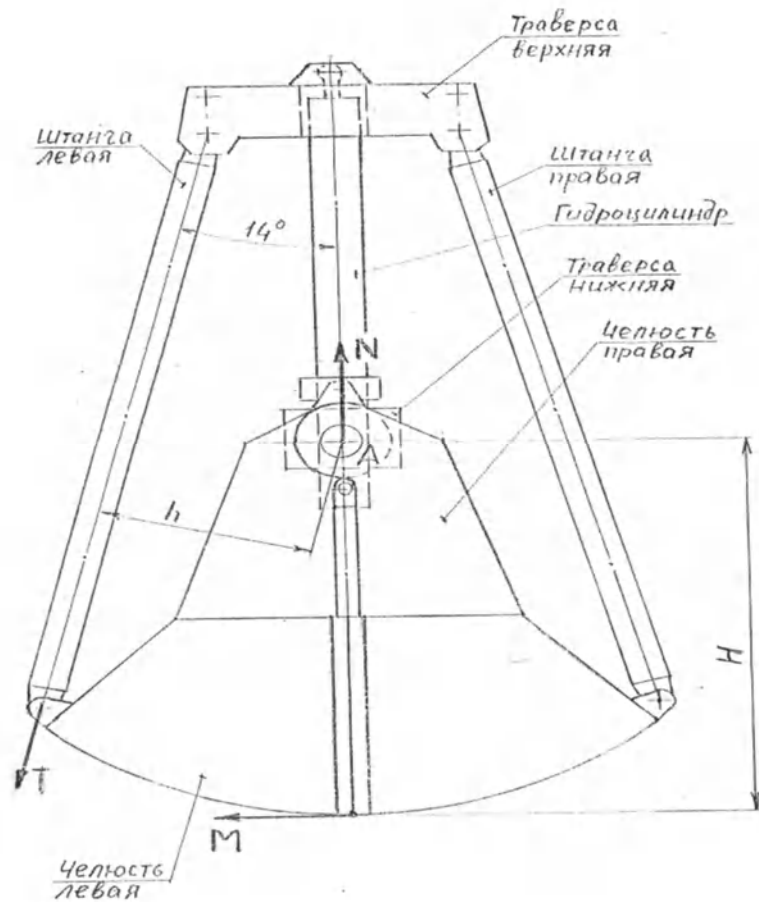


Рисунок 4.8 – Грейфер гидравлический штанговый

$d=60$  мм – діаметр штока;

$$F_1 = \frac{3.14 \cdot 6^2}{4} = 28.26 \text{ см}^2.$$

$$F = \frac{48000}{100} + 28.26 = 135.6 \text{ см}^2$$

Діаметр поршня  $D$  см буде дорівнювати:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 135.6}{3.14}} = 13.14 \text{ см}$$

Прийнятий  $D=200$  мм.

Напруга розтягування в перерізі штока становитиме:

$$\sigma = \frac{N}{F_1} = \frac{48000}{28.26} = 169.85 \text{ МПа.}$$

При допустимому  $[\sigma]=240$  МПа (для сталі 5)

$L_{ш}=2000$  мм – хід штока. Прийнятий конструктивно виходячи із забезпечення переміщення щелеп із відкритого приміщення до закритого.

Розрахунок на міцність інших елементів грейфера не проводиться, тому що вони прийняті відповідними аналогом та наведені в експлуатації. [4;8]



## 5 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГІДРООБ'ЄМНОЇ ТРАНСМІСІЇ КРАНА–МАНІПУЛЯТОРА

### 5.1 Транспортне пересування крана–маніпулятора

Рух рівною твердою горизонтальною поверхнею з максимальною швидкістю  $\approx 8$  км/год, без урахування сили опору повітря та інерційної маси елементів приводу. Працюють насоси  $N_1, N_2$  та  $N_{A5}$ , всі вісім гідромоторів  $M_1 \dots M_8$ .

Задамося робочим тиском у гідросистемі під час руху з максимальною швидкістю  $p=21$  МПа. Тоді перепад тиску становитиме  $\Delta p = 19$  МПа.

Необхідна сила тяги  $F$  кН дорівнює:

$$F = G_a \cdot f = 200000 \cdot 0.025 = 50 \text{ кН.}$$

Необхідний момент, що крутить  $M_{гм}$  Нм, на валу кожного гідромотора дорівнює:

$$M_{гм} = \frac{F \cdot R_k}{8 \cdot i_p \cdot \eta_p} = \frac{50 \cdot 0.745}{8 \cdot 50 \cdot 0.8} = 116.4 \text{ Нм.}$$

Тоді робочий об'єм  $q_{г/м}$  см<sup>3</sup>, кожного гідромотора повинен скласти:

$$q_{г/м} = \frac{M_{г/м}}{0,00159 \cdot \Delta p \cdot \eta_{мг}} = 40,56 \text{ см}^3.$$

Потрібний витрата  $Q$  л/хв, для приводу чотирьох гідромоторів складе:

$$Q = \frac{q_{г/м} \cdot n_{г/м} \cdot 4}{\eta_{вг/м}} \quad (5.1)$$

Частота обертання кожного гідромотора  $n_{г/м}$  мин<sup>-1</sup>, При  $V = 8$  км / год складе:

$$n_{г/м} = \frac{V \cdot i}{0.377 \cdot R_k} = \frac{8 \cdot 50}{0.377 \cdot 0.745} = 1424.2 \text{ мин}^{-1}$$

Тоді:

$$Q = \frac{40,56 \cdot 1424,2 \cdot 4}{0,95 \cdot 1000} = 243,2 \text{ л/хв,}$$

У цьому випадку максимальний робочий об'єм  $q_n \text{ см}^3/\text{про}$ , насосів  $H_1$  і  $H_2$  складе:

$$q_n = \frac{243,2 \cdot 1000}{2 \cdot 1470 \cdot 0,94} = 88 \text{ см}^3/\text{про, (із запасом 1,13\%)}$$

Максимальний робочий об'єм  $q_n \text{ см}^3/\text{про}$ , насоса  $H_{A5}$  складе:

$$q_n = \frac{243,2 \cdot 1000}{970 \cdot 0,94} = 266,7 \text{ см}^3/\text{про, (53,3\% від можливого)}$$

Насос  $H_{A5}$  буде розвивати такий же робочий тиск  $p=21$  МПа. Потрібна потужність  $N$  кВт для приводу одного насоса типу НП 90 складе:

$$N = \frac{p \cdot q \cdot n}{612 \cdot 10^3 \cdot \eta_{\text{обц}}} = \frac{21 \cdot 88 \cdot 1470}{612000 \cdot 0,8} = 54,4 \text{ кВт, (при наявній } N=55 \text{ кВт)}$$

Потрібна потужність  $N$  кВт для приводу одного насоса типу А4VSG500ЕО становитиме:

$$N = \frac{p \cdot q \cdot n}{612 \cdot 10^3 \cdot \eta_{\text{обц}}} = \frac{21 \cdot 266,7 \cdot 970}{612000 \cdot 0,18} = 108,85 \text{ кВт, (при наявній } N=110 \text{ кВт)}$$

Отже, необхідний баланс витримується.

При русі на максимальному підйомі 10% (ухил  $5,71^\circ$ ) при коефіцієнті опору коченню  $f=0,025$  потрібна сила тяги  $F$  кН, складе:

$$F = G_a \cdot (f + \sin \alpha) = 200000(0,025 + 0,1) = 250 \text{ кН.}$$

Працюють всі 8 гідромоторів із максимальним робочим об'ємом  $q_{г/м}=112 \text{ см}^3/\text{про}$ .

Тоді тиск у гідросистемі  $p$  МПа, складе:

$$p = \frac{F \cdot R_k}{8 \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot 0,00159 \cdot q_{г/м} \cdot \eta_{г/м}} + 16 = \frac{250 \cdot 0,745}{8 \cdot 50 \cdot 0,8 \cdot 0,00159 \cdot 112 \cdot 0,95} + 16 = 36 \text{ МПа}$$

Використання повної потужності всіх трьох електродвигунів  $E_1, E_2, E_3$

( $2 \cdot 55 + 110 = 220$  кВт) дозволяє долати максимальний підйом з ухилом в 10% зі швидкістю  $V$  км/год, що дорівнює:

$$V = \frac{0.377 \cdot R_k \cdot N_{\Sigma} \cdot 612 \cdot 10^3 \cdot \eta_n \cdot \eta_v}{i_p \cdot p \cdot 8 \cdot q_{z/m}} = \frac{0.377 \cdot 0.745 \cdot 220 \cdot 612 \cdot 10^3 \cdot 0.8 \cdot 0.91}{50 \cdot 360 \cdot 8 \cdot 112} = 1.706 \text{ км/год.}$$

## 5.2 Робоче пересування крана

Рух рівної асфальтобетонної поверхні з ухилом 1,5% і з урахуванням вітрового опору  $f=0,02$ ;  $\alpha=0,86^\circ$ ;  $W = 35$  кН.

Необхідна сила тяги  $F$  кН, складе:

$$F = G_a \cdot (f + \sin \alpha) + W = 200000(0.02 + 0.015) + 35 = 105 \text{ кН,}$$

Працюють 4 гідроциліндри (4 провідні осі з восьми), живлення подається від двох насосів  $H_1$  і  $H_2$  типу НП90.

Необхідний момент, що крутить,  $M_{г/м}$  Н·м, на валу кожного гідромотора складе:

$$M_{z/m} = \frac{F \cdot R_k}{4 \cdot i_p \cdot \eta_p} = \frac{105 \cdot 0.745}{4 \cdot 50 \cdot 0.8} = 488.9 \text{ Нм.}$$

При максимальному робочому обсязі  $q_{\max} = 112 \text{ см}^3$  /про кожного гідромотора, тиск  $p$  МПа, в гідросистемі складе

$$p = \frac{M_{z/m}}{0.00159 \cdot q_{\max} \cdot \eta_m} + 16 = \frac{488.9}{0.00159 \cdot 112 \cdot 0.95} + 16 = 30.5 \text{ МПа,}$$

що вкладається у допустиме значення.

При використанні повної потужності електродвигунів  $E_1$  та  $E_2$  ( $2 \cdot 55 = 110$  кВт) швидкість руху  $V$  км/год складе:

$$V = \frac{0.377 \cdot R_k \cdot N_{\Sigma} \cdot 612 \cdot 10^3 \cdot \eta_n \cdot \eta_{vm}}{i_p \cdot p \cdot 4 \cdot q_{\max}} = \frac{0.377 \cdot 0.745 \cdot 110 \cdot 612 \cdot 10^3 \cdot 0.8 \cdot 0.9}{50 \cdot 30.5 \cdot 4 \cdot 112} = 2.01 \text{ км/год}$$

що приблизно відповідає необхідній швидкості переміщення 1,8 км/год (0,5 м/с). [4;6]

## 6 РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРИ КРАНА

### 6.1 Визначення навантажень на опорні плити домкратів виносних опор

Найбільше значення навантажень на опорні плити домкратів виносних опор виникає під час роботи крана–маніпулятора на перевантаженні контейнерів, коли маса вантажу із захопленням становить 16 т., а виліт стріли дорівнює 25 метрів.

Наявність домкратів, на які спирається кран у процесі роботи, дозволяє розглядати конструкцію порталу як жорстку раму.

Величина опорних тисків  $V_A$ ,  $V_B$ ,  $V_C$ ,  $V_D$  визначаються за формулою:

$$V_{A, C} = \frac{G_0}{4} \left(1 \mp 2 \frac{t_0}{S}\right) \mp \frac{M_x}{2 \cdot S} \pm \frac{M_y}{2 \cdot b} k_1 + \frac{G_1}{4} \left(1 \mp 2 \frac{t_1}{S}\right) \quad (6.1)$$

$$V_{B, D} = \frac{G_0}{4} \left(1 \pm 2 \frac{t_0}{S}\right) \pm \frac{M_x}{2 \cdot S} \pm \frac{M_y}{2 \cdot b} k_2 + \frac{G_1}{4} \left(1 \pm 2 \frac{t_1}{S}\right) \quad (6.2)$$

Де  $G_0 = Q + G_{\text{п}} + G_{\text{с}} = 16 + 22,8 + 51,04 = 89,84$  т, – Маса поворотної частини крана з вантажем;

$Q = 16$  т – маса вантажу;

$G_{\text{п}} = 22,8$  т – маса поворотної платформи;

$G_{\text{с}} = 51,04$  т – маса стріли з противагою;

$G_1 = 86$  т – маса порталу з пневматичними візками;

$S = 9,5$  м – відстань між опорними плитами домкратів уздовж шляху руху крана;

$b = 10,5$  м – відстань між опорними плитами домкратів уперек шляху руху крана;

$t_0 = t_1 = 0$  – відстань центру тяжкості поворотної частини та ходової частини порталу від осі обертання крана;

$k_1 = k_2 = 1$  – коефіцієнти;

$M_X$  та  $M_Y$  – відповідні моменти в площинах X–X та Y–Y;

$$M_X = G_0 \cdot l \cdot \cos\varphi + M_{H/X} \quad (6.3)$$

$$M_Y = G_0 \cdot l \cdot \sin\varphi + M_{H/Y} \quad (6.4)$$

Де  $l=5,3$  м – відстань від осі обертання крана до центру тяжкості поворотної частини;

$\varphi = 45^\circ$  – кут повороту стріли;

$M_{H/X}$  – момент, що викликається дією сили вітру та сили інерції підйому (опускання) вантажу (нахил крана відсутня, тому що вирівнюється гідроприводами);

$$M_{H/X} = M_B + M_I \quad (6.5)$$

де  $M_B$  – момент, що викликається тиском вітру,

$$M_B = (4,85 \cdot 12) + (1 \cdot 16,5) = 74,7 \text{ тм.}$$

$M_I$  – момент, створюваний дією сили інерції підйому (опускання) вантажу тм,

$$M_I = \frac{Q \cdot V_1}{q \cdot t_1} (21 - 7) = \frac{16 \cdot 10}{9,81 \cdot 2,5} (21 - 7) = 9,13 \text{ тм.}$$

$V_1 = 1$  м/с – швидкість підйому (опускання) вантажу масою 16 т;

$t_1 = 2,5$  з – час гальмування (пуску) механізму підйому;

$q = 9,81$  м/с<sup>2</sup> – прискорення сили тяжкості (прискорення вільного падіння);

$$M_{H/X} = M_{H/Y} = 74,7 + 9,13 = 83,83 \text{ тм.}$$

$$M_X = 89,84 \cdot 5,3 \cdot 0,71 + 83,83 = 421,8 \text{ тм;}$$

$$M_Y = 89,84 \cdot 5,3 \cdot 0,71 + 83,83 = 421,8 \text{ тм;}$$

Величина тиску  $V_T$ , на опори А, В, С, D:

$$V_A = \frac{89,84}{4} - \frac{421,8}{2 \cdot 9,5} + \frac{421,8}{2 \cdot 10,5} + \frac{86}{4} = 41,84 \text{ т.} = \frac{89,84}{4} + \frac{421,8}{2 \cdot 9,5} + \frac{421,8}{2 \cdot 10,5} + \frac{86}{4} = 86,24 \text{ т.} =$$

$$\frac{89,84}{4} + \frac{421,8}{2 \cdot 9,5} - \frac{421,8}{2 \cdot 10,5} + \frac{86}{4} = 46,07 \text{ т.} = \frac{89,84}{4} - \frac{421,8}{2 \cdot 9,5} - \frac{421,8}{2 \cdot 10,5} + \frac{86}{4} = -1,56 \text{ т.}$$

У зв'язку з тим, що опора D має негативне навантаження, тобто відрив, розглядаються випадки коли опорні тиску припадають на три опори – А, В і С.

При прийнятих позначеннях та розрахунковій схемі ці тиски визначаються формулами:

$$V_A = \frac{G_0}{2} \left(1 - 2 \frac{t_0}{S}\right) - \frac{M_x}{S} + \frac{G_1}{2} \left(1 - 2 \frac{t_1}{S}\right) \quad (6.6)$$

$$V_B = G_0 \frac{t_0}{S} + \frac{M_x}{S} + \frac{M_y}{b} + G_1 \frac{t_1}{S} \quad (6.7)$$

$$V_C = \frac{G_0}{S} - \frac{M_y}{b} + \frac{G_1}{2} \quad (6.8)$$

$$t_0 = t_1 = 0$$

Підставляючи значення отримаємо:

$$V_A = \frac{89.84}{2} - \frac{421.8}{9.5} + \frac{86}{2} = 43.52 \text{ Т.}$$

$$V_B = \frac{421.8}{9.5} + \frac{421.8}{10.5} = 84.57 \text{ Т.}$$

$$V_C = \frac{89.84}{2} - \frac{421.8}{10.5} + \frac{86}{2} = 47.74 \text{ Т.}$$

## **6.2 Визначення навантажень на колеса ходових візків та колеса виносних опор при пересуванні крана з піднятим вантажем**

При пересуванні крана з вантажем у процесі роботи, стріла на мінімальному вильоті з нахиленим у бік порталу хоботом встановлена перпендикулярно шляху пересування. Противага висунуто на максимальне видалення його центру тяжіння від осі обертання поворотної платформи крана. Пересування здійснюється по підкранових балках, жорсткість яких виключає вплив осаду ґрунту.

Найбільше навантаження сприйматимуть колеса, розташовані лінією

ребра А, у своїй враховується сила тиску вітру робочого стану. Інерційні навантаження не враховуються, тому що підйом вантажу та встановлення стріли в положення для пересування крана здійснюється при спиранні крана на домкрати виносних опор. Після закінчення руху крана він встановлюється на домкрати виносних опор, після чого проводиться установка вантажу на місце складування. [3;5;9]

## 7 РОЗРАХУНОК СТІЙКОСТІ КРАНА–МАНІПУЛЯТОРА

### 7.1 Вантажна стійкість

#### 7.1.1 Перший розрахунковий випадок

Кран – маніпулятор у робочому стані спирається на гідродомкрат чотирьох виносних опор і не пересувається з вантажем. Найявність стежить за забезпеченням горизонтальності розташування порталу крана виключає вплив нахилу підкранової основи до горизонту. Стріла крана розташована перпендикулярно до ребра перекидання, знаходиться на вильоті 21 метр з вантажем 36 тонн = 360000 Н. Зазначений виліт і вага вантажу створюють найбільший перекидальний момент.

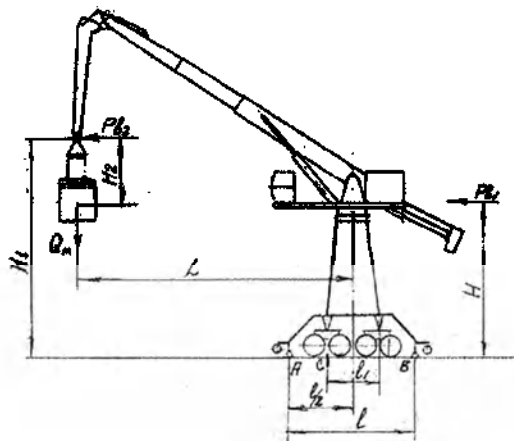


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема вантажної стійкості (перший випадок)

Коефіцієнт  $K_1'$ , вантажної стійкості визначається за формулою:

$$K_1' = \frac{1}{G(L - \frac{l}{2})} \left[ G_k \cdot \frac{l}{2} - \frac{G \cdot n^2 \cdot L \cdot H_1}{900 - n^2 \cdot H_2} - \frac{Q \cdot V_1}{t_1} \left( L - \frac{l}{2} \right) - \frac{(Q + m'_c) \cdot V_3'}{t_3} \cdot H - \frac{(Q + m'_c) \cdot V_3''}{t_3} \left( L - \frac{l}{2} \right) - P_{b1} \cdot H - P_{b2} \cdot H \right] \geq 1.15 \quad (7.1)$$



де:  $G_K = 1720000$  Н – вага крана;  
 $G = 160000$  Н – вага вантажу;  
 $Q = 16000$  кг – вантажопідйомність крана;  
 $L = 25$  м – найбільший виліт при зазначеній вантажопідйомності;  
 $l/2 = 4,75$  м – відстань від центру тяжкості крана до ребра перекидання;  
 $H = 12$  м;  $H_1 = 16,5$  м;  $H_2 = 4$  м – плечі сил;  
 $N = 12$  об/хв – частота обертання крана на максимальному вильоті та граничній вантажопідйомності;  
 $V_1 = 1$  м/с – швидкість підйому (опускання) вантажу вагою 16 тонн;  
 $t_1 = 2,5$  с – час пуску (гальмування) механізму підйому;  
 $t_3 = 2$ , з – час пуску (гальмування) механізму зміни вильоту;  
 $V''_1 = 1$  м/с та  $V''_3 = 1$  м/с – швидкості горизонтального та вертикального переміщення вантажу;  
 $P_{b1} = S_k \cdot p = 194 \cdot 250 = 48500$  Н – вітрове навантаження на кран у робочому стані;  
 $S_k = 194$  м<sup>2</sup> – навітряна площа крана;  
 $p = 250$  па – динамічний тиск вітру;  
 $P_{b2} = S_2 \cdot p = 40 \cdot 250 = 10000$  Н – вітрове навантаження на вантаж із захватним пристосуванням;  
 $S_2 = 40$  м<sup>2</sup> – навітряна площа контейнера та захоплення;  
 $m'_c; m''_c$  – Маса стрілового пристрою з обладнанням, приведена до точки підвісу вантажу. Враховуючи, що виліт стріли є встановленим рухом, а зміна кута нахилу хобота не поєднується з вильотом, значення  $m'_c; m''_c$  прийняті як для прямої стріли:

$$m'_c = m''_c = m_c / 3 = 18000 / 3 = 6000 \text{ кг};$$

де  $m_c$  – Маса передньої частини стріли з хоботом;

$$K_1 = \frac{1}{160000(25 - 4.75)} \left[ 1720000 \cdot 4.75 - \frac{160000 \cdot 1.2^2 \cdot 25 \cdot 16.5}{900 - 12^2 \cdot 4} - \frac{16000 \cdot 1}{2.5} (25 - 4.75) - \right. \\ \left. - \frac{(16000 + 6000) \cdot 1}{2.5} \cdot 16.5 - \frac{(16000 + 6000) \cdot 1}{2.5} \cdot (25 - 4.75) - 48500 \cdot 12 - 10000 \cdot 16.5 \right] = 1.86 \\ > 1.15.$$

### 7.1.2 Другий розрахунковий випадок

За умов розглянутого першого випадку вантажної стійкості крана, але при стрілі, розташованій під кутом  $45^\circ$  до ребра перекидання, перевіряється запас стійкості крана з урахуванням дотичної сили інерції  $F_{i.k}$  та відцентрової сили  $F_{i.c}$  при гальмуванні або запуску механізму обертання крана.

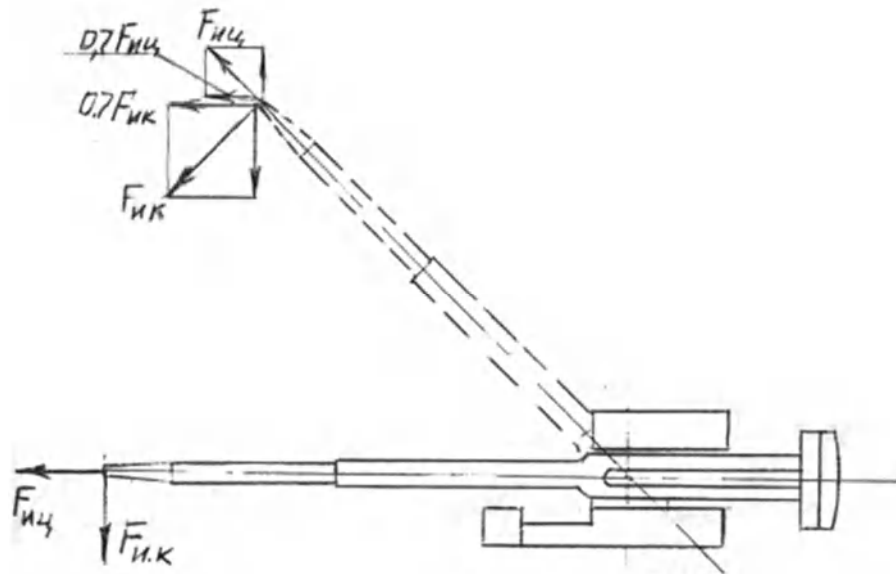


Рисунок 7.2 – Розрахункова схема вантажної стійкості крана (другий випадок)

Коефіцієнт  $K_1''$ , Запас стійкості визначається за формулою:

$$K_1'' = \frac{1}{0.7G(L - \frac{l}{2})} \left[ G_k \cdot \frac{l}{2} - \frac{0.7G \cdot n^2 \cdot L \cdot H_1}{900 - n^2 \cdot H_2} - \frac{66(Q + m_c'') \cdot n \cdot L \cdot H_1}{(900 - n^2 \cdot H_2) t_4} - \frac{0.7Q \cdot V_1}{t_1} \left( L - \frac{l}{2} \right) - \right. \\ \left. - 0.7 \frac{(Q + m_c') \cdot V_3'}{t_3} \cdot H - 0.7 \frac{(Q + m_c'') \cdot V_3''}{t_3} \left( L - \frac{l}{2} \right) - 0.7 P_{b1} \cdot H - P_{b2} \cdot H_1 \geq 1.5 \quad (7.2) \right.$$

де  $t_4=5$  з – час пуску (гальмування) механізму обертання поворотної платформи;

Інші позначення наведені вище при розгляді першого розрахункового випадку вантажної стійкості.

$$K_1 = \frac{1}{0.7 \cdot 160000(25 - 4.75)} \left[ 1720000 \cdot 4.75 - \frac{0.7 \cdot 160000 \cdot 1.2^2 \cdot 25 \cdot 16.5}{900 - 12^2 \cdot 4} \right] - \\ - \frac{66 \cdot (160000 + 6000) \cdot 1.2 \cdot 25 \cdot 16.5}{(900 - 12^2 \cdot 4) \cdot 5} - 0.7 \cdot \frac{16000 \cdot 1}{2.5} (25 - 4.75) - 0.7 \frac{(16000 + 6000) \cdot 1}{2.5} \cdot 16.5 - \\ - \left[ -0.7 \cdot \frac{16000 \cdot 1}{2.5} (25 - 4.75) \right] - 0.7 \cdot 485000 \cdot 12 - 10000 \cdot 16.5 ] = 2.31 > 1.5$$

### 7.1.3 Третій розрахунковий випадок

Розрахункова схема відповідає рисунку 10.1.1. Коефіцієнт  $K_1'''$ , вантажної стійкості визначається за відсутності впливу сил інерції та вітру:

$$K_1''' = \frac{G_k \cdot \frac{l}{2}}{G \cdot \left( L - \frac{l}{2} \right)} \geq 1.4 \quad (7.3)$$

$$K_1''' = \frac{1720000 \cdot 4.75}{160000(25 - 4.75)} = 2.52 > 1.4$$

### 7.1.4 Вантажна стійкість крана під час пересування з вантажем

Під час руху крана з вантажем всі інші механізми заблоковані і не можуть включитися в роботу. До початку пересування стріла з підвішеним вантажем встановлюється перпендикулярно до шляху руху. При пересуванні крана з

вантажом зі стрілою, розташованої вздовж шляху пересування, явно не забезпечується стійкість крана незалежно від вильоту стріли, оскільки при пересуванні розрахункова опорна база ходових візків складе чотири метри.

За наведеною розрахунковою схемою стійкість крана перевіряється щодо ребра "С".

Утримуючий момент, що створюється вагою крана та вантажу, зменшується від впливу нахилу території.

Перекидальний момент у бік пересування створюється вітровим навантаженням робочого стану і дією сил інерції, що виникають під час руху крана.

Коефіцієнт  $K_{1п}$  запас стійкості при пересуванні визначається за формулою:

$$K_{1п} = \frac{G_k \cdot \left( \frac{l}{2} - \sin \alpha \cdot H \right) + G \cdot \left( \frac{l_1}{2} - \sin \alpha \cdot H_1 \right)}{P_{b1} \cdot H + P_{b2} \cdot H_1 + \frac{Q \cdot V_2}{t_2} \cdot H_1 + \frac{m_k \cdot V_2}{t_2} \cdot H} \geq 1.15 \quad (7.4)$$

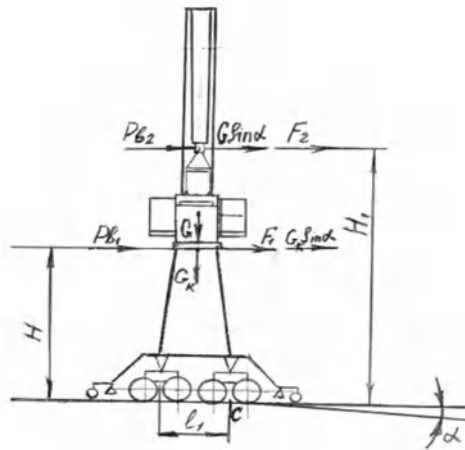


Рисунок 7.3 – Розрахункова схема вантажної стійкості крана при пересуванні з вантажем

Де  $\alpha=3^\circ$  – Кут нахилу підкранової основи до горизонту;

$V_2=0,5$  м/с – швидкість пересування крана;

$t_2=1$  з – час пуску (гальмування) механізму пересування;

$m_k=172000$  кг – маса крана;

Інші позначення наведені у вище розглянутих випадках.

$$K_{1II} = \frac{172000\left(\frac{4}{2} - \sin 3^\circ \cdot 12\right) + 160000\left(\frac{4}{2} - \sin 3^\circ \cdot 16.5\right)}{48500 \cdot 12 + 10000 \cdot 16.5 + \frac{16000 \cdot 0.5}{1} \cdot 16.5 + \frac{172000 \cdot 0.5}{1} \cdot 12} = 1.68 > 1.15$$

## 7.2 Власна стійкість крана

Розрахунок власної стійкості крана виконаний при його опиранні лише на ходові приводні візки. Гідродомкрати виносних опор та додаткові опорні колеса піднято.

Стійкість крана перевіряється щодо ребра «Д» при можливому перекиданні від дії вітрового навантаження неробочого стану у бік противаги, при цьому противагу повністю висунуто у бік перекидання.

Утримуючий момент, створюваний вагою частин крана, зменшується впливу нахилу крана.

Коефіцієнт  $K_2$  власної стійкості визначається за такою формулою:

$$K_2 = \frac{1}{P_{b1} \cdot H_2 + G_3 \left[ \left( l_3 - \frac{l_1}{2} \right) + H_3 \cdot \sin \alpha \right]} \left\{ G_1 \left( \frac{l_1}{2} - H_1 \cdot \sin \alpha \right) + G_2 \left[ \left( \frac{l_1}{2} - l_2 \right) - H_2 \cdot \sin \alpha \right] + G_4 \left[ \left( l_4 + \frac{l_1}{2} \right) - H_4 \cdot \sin \alpha \right] + G_5 \left[ \left( l_5 + \frac{l_1}{2} \right) - H_5 \cdot \sin \alpha \right] \right\} \geq 1.15 \quad (7.5)$$

Де  $G_1 = 860\,000$  Н – вага порталу;

$G_2 = 228\,000$  Н – вага поворотної платформи;

$G_3 = 380\,800$  Н – вага противаги з хвостовою частиною стріли;

$G_4 = 230\,000$  Н – вага передньої частини стріли з обладнанням;

$G_5 = 26\,700$  Н – вага хобота;

$l_1 = 4$  м;  $l_2 = 1,42$  м;  $l_3 = 6,58$  м;  $l_4 = 7,1$  м;  $l_5 = 14,1$  м;  $H_1 = 5$  м;  $H_2 = 12$  м;  $H_3 = 9,5$  м;  $H_4 = 18$  м;  $H_5 = 18,2$  м; – плечі сил.

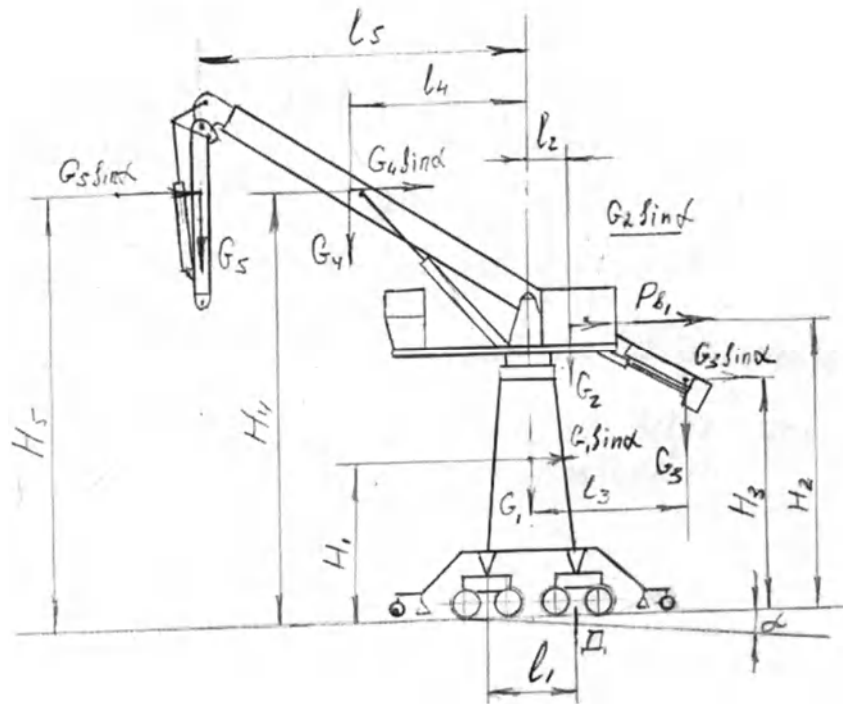


Рисунок 7.4 – Розрахункова схема визначення власної стійкості крана

$\alpha=3^\circ$  – кут нахилу підкранової основи до горизонту;

$P_{b1} = S_K \cdot p_1$  – тиск вітру на кран у неробочому положенні;

$S_K=194 i^2$  – Розрахункова навітряна площа крана;

$p_1=400$  Па – динамічний тиск вітру на кран у неробочому положенні;

$P_{b1} = 194 \cdot 400 = 77600$  Н.

$$K_2 = \frac{1}{77600 \cdot 12 + 380800 \left[ \left( 6.58 - \frac{4}{2} \right) + 9.5 \cdot \sin 3^\circ \right]} \left\{ 860000 \left[ \left( \frac{4}{2} - 5 \cdot \sin 3^\circ \right) + 228000 \left[ \left( \frac{4}{2} - 1.42 \right) - 12 \cdot \sin 3^\circ \right] + \right. \right.$$

$$\left. \left. + 230000 \left[ \left( 7.1 + \frac{4}{2} \right) - 18 \cdot \sin 3^\circ \right] + 26700 \left[ \left( 14.1 + \frac{4}{2} \right) - 18.2 \cdot \sin 3^\circ \right] \right\} = 1.73 > 1.15$$

### 7.3 Висновок за результатами розрахунку стійкості крана–маніпулятора

Методичне виконання розрахунків стійкості крана перевірено за рекомендаціями, викладеними в «Довіднику з кранів» (вид. «Машинобудування» 1988 184 стор.)

Відповідно до вимог Правил пристрою та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів (ПБ 10–382–00) виконано розрахунок вантажної та власної стійкості крана – маніпулятора.

Вантажна стійкість крана розглядається для чотирьох основних випадків.

Виконані розрахунки підтвердили, що вантажна стійкість крана забезпечується з такими значеннями коефіцієнтів запасу стійкості:

– Коефіцієнт вантажної стійкості з урахуванням всіх діючих навантажень робочого стану (без пересування крана)  $K_1' = 1,86$  при нормативному мінімальному значенні цього коефіцієнта, що дорівнює 1,15.

– Коефіцієнт вантажної стійкості, розрахований з урахуванням впливу складової дотичної сили інерції та відцентрової сили при гальмуванні або пуску механізму обертання  $K_1'' = 2,31$  при нормативному значенні, що дорівнює 1,5.

– Коефіцієнт вантажної стійкості без урахування впливу сил інерції та вітру  $K_1''' = 2,52$  при нормативному значенні, що дорівнює 1,4.

– Четвертий розрахунковий випадок вантажної стійкості крана розрахований за його пересуванні з вантажем за відсутності поєднання інших робочих рухів крана. Коефіцієнт вантажної стійкості для цього випадку  $K_{1IV} = 1,68$  при нормативному значенні, що дорівнює 1,15.

Проведений розрахунок власної стійкості крана показав, що вона також відповідає нормам – коефіцієнт власної стійкості  $K_2 = 1,73$  при нормативному

значенні, що дорівнює 1,15.

Для підвищення надійності стійкості крана у разі виникнення не передбачених ситуацій на кран встановлені додаткові виносні опорні колеса, які при розрахунку стійкості крана не враховувалися. [1;6;7;9]



## 8 РОЗРОБКА ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ СПОСОБУ ГОРИЗУНТУВАННЯ КРАНА–МАНІПУЛЯТОРА

Актуальною задачею підвищення готовності крана–маніпулятора до експлуатації та його безпечності при використанні за призначенням.

Поставлена задача вирішується тим, що пропонується спосіб горизонтування крану–маніпулятора, заснований на тім, що регулюванням висоти чотирьох керованих гідроциліндрами опор, установлених на самохідному порталі крана–маніпулятора, переносять навантаження від ваги крана–маніпулятора з коліс на опори і встановлюють у горизонтальне положення поперечну і подовжню осі самохідного порталу крана–маніпулятора, вимірюють кут відхилення поперечної осі рами  $\beta$  від горизонталі, і якщо  $\beta \neq 0$ , нахиляють один борт самохідного порталу крана–маніпулятора шляхом вмикання гідроциліндрів на збільшення висоти одного борта, убік якого нахилена поперечна вісь рами, до нахилу її в протилежному напрямку на кут

$$\Delta\varphi \geq \arctg \frac{a - \frac{k}{2}tg}{0,5(b+k)} \quad (8.1)$$

де  $a$  – заздалегідь задана величина ходу розвантаження коліс від ваги крана–маніпулятора;  $b$  – відстань між бічними опорами,  $k$  – ширина колії самохідного порталу крана–маніпулятора,

Якщо  $\beta \neq 0$ , то поперечну вісь самохідного порталу нахиляють на кут  $\Delta\varphi$  убік другого борта до досягнення передньої вісі самохідного порталу горизонтального положення, після цього при постійно увімкнених гідроциліндрах цього борта, вмикають гідроциліндри другого борта до вивішення його колес. Таким чином встановлюють поперечну вісь самохідного порталу крана маніпулятора горизонтально. Далі вмикають гідроциліндри виносних опор однієї вісі самохідного порталу крана–маніпулятора до

усунення кута нахилу подовжньої осі самохідного порталу, не вимикаючи гідроциліндри цієї осі вмикають гідроциліндри другої осі до вивішування колес цієї вісі. В результаті, такого способу підвищується мобільність крана–маніпулятора за рахунок зниження трудомісткості і тривалості процесу горизонтування, незалежно від погодних умов і умов видимості, шляхом заздалегідь заданого розподілу навантаження на опори.

Поставлена задача вирішується також тим, що у пристрої для горизонтування крана–маніпулятора, який містить самохідний портал крана–маніпулятора, установлені на ньому регульовані по висоті гідроциліндрами чотири виносні опори і систему живлення гідроциліндрів робочою рідиною, діаметр робочої порожнини гідроциліндрів бічних опор виконаний таким, що зусилля в опорі, яке розвивається кожним гідроциліндром при робочому тиску рідини в його порожнині, більше половини ваги крана–маніпулятора у сумі з вертикальною складовою сили реакції в опорі від вітрового навантаження на кран–маніпулятр.

Суть способу горизонтування крана–маніпулятора пояснюється на (рис.1,2).

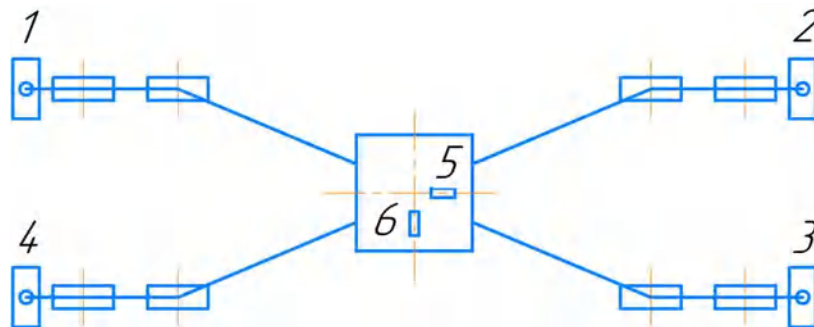


Рисунок 8.1 – Схема розташування виносних опор крана – маніпулятра, вид зверху: 1,2,3,4 – виносні опори, 5– датчик–рівеня нахилу подовжньої осі самохідного порталу, 6– датчик–рівеня нахилу поперечної осі самохідного порталу

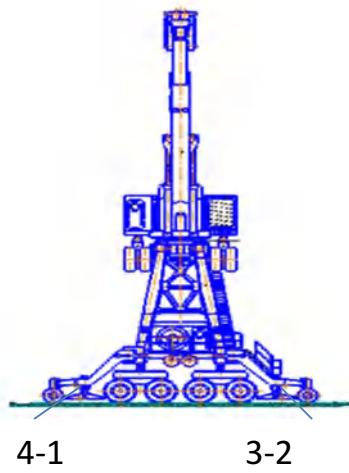


Рисунок 8.2 – Схема розташування виносних опор крана – маніпулятора, вид збоку: 4-1, 3-2 – виносні опори

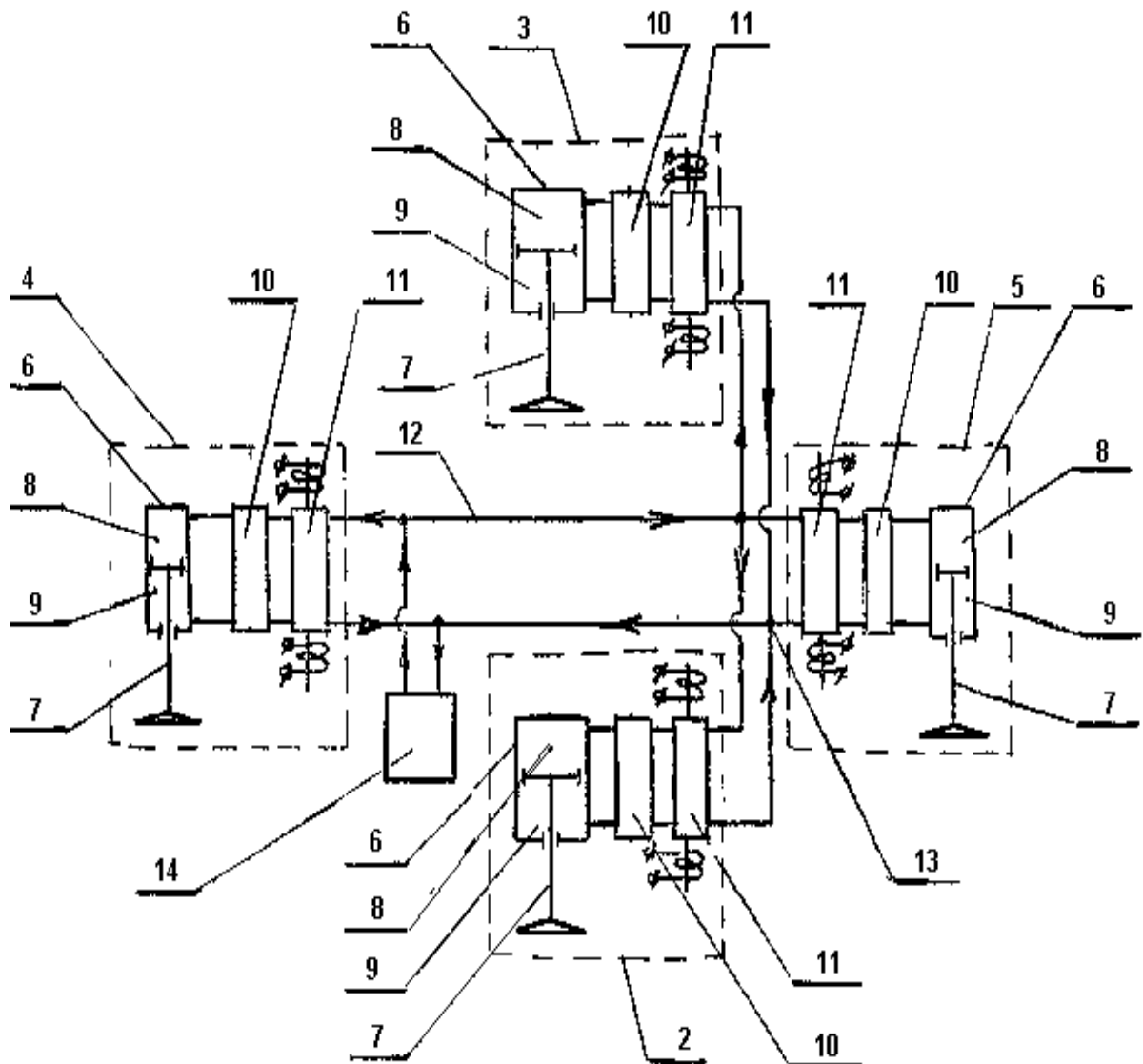


Рисунок 8.3 – Структурна схема гідросистеми живлення гідроциліндрів пристрою робочою рідиною: 1– самохідний портал крана маніпулятора; 2– бічна опора 1; 3– бічна опора 2; 4– бічна опора 4; 5– бічна опора 3; 6– гідроциліндр;

7–рухомий шток; 8–верхня порожнина гідроциліндра; 9–нижня порожнина гідроциліндра; 10–гідрозамок; 11– трипозиційний елекгродоклапан; 12– нагнітаюча гідромагістраль; 13–заливна магістраль; 14– насосна станція

Послідовність зміни просторового положення рами в пристрої горизонтування крана–маніпулятора, представлена на (рис. 8.4,8.5,8.6,8.7).

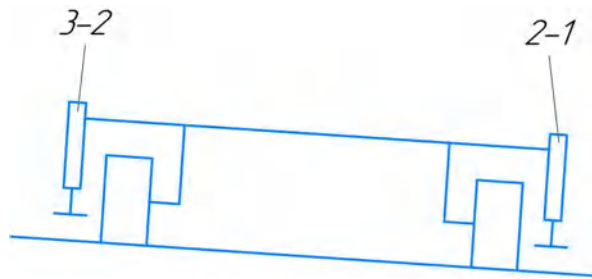


Рисунок 8.4– проекція пристрою горизонтування на робочій площадці у вихідному положенні вздовж подовжньої осі рами;

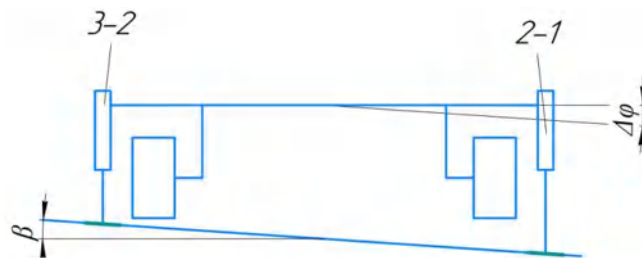


Рисунок 8.5 – Проекція після розвороту рами на кут  $\Delta\varphi$  навколо лінії контакту коліс із землею



Рисунок 8.6 – Проекція після установки поперечної осі рами в горизонтальне положення

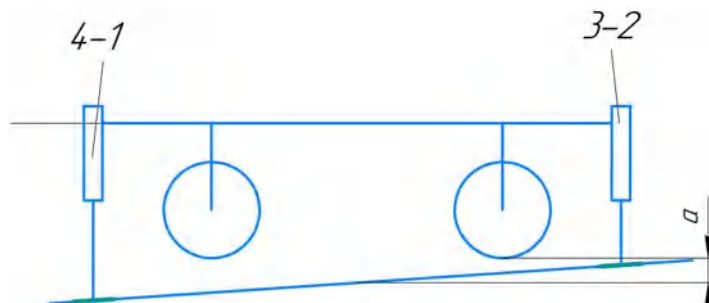


Рисунок 8.7 – Проекція відгоризнтованого пристрою в напрямі вздовж поперечної осі рами.

При цьому, колеса крана – маніпулятора на (на рис.8.2,8.3,8.4) умовно зображені у вихідному положенні, показаному (рис.8.1), без урахування їхнього переміщення убік землі за рахунок пружності ресор при розвантаженні їх від ваги крана – маніпулятора.

Пристрій для реалізації пропонованого способу горизонтування крана – маніпулятора (рис.8.1, рис.8.2) містить самохідний портал крана – маніпулятора, на якому закріплені дві бічні опори 4 і 3 одного борта, та 1,2 другого борта. Кожна з опор містить гідроциліндр 6 двосторонньої дії (рис.8.3), в якому знаходиться рухомий шток 7, поршень якого розділяє робочу порожнину гідроциліндра 6 на дві порожнини: верхню порожнину 8 і нижню порожнину 9. Діаметри верхньої порожнини 8 і нижньої порожнини 9 гідроциліндрів 6 у бічних опорах 4,3 і 1,2 виконані такими, що зусилля, яке розвиває кожний з них в бічних опорах при робочому тиску рідини, більше половини ваги самохідного порталу у сумі з вертикальною складовою сили реакції в бічних опорах від заданого вітрового навантаження на кран–маніпулятор. Верхні порожнини 8 і нижні порожнини 9 кожного гідроциліндра 6 з'єднані трубопроводами з гідрозамками 10, які з'єднані трубопроводами з трипозиційними електрогідроклапанами 11, з'єднаними нагнітаючою гідромагістраллю 12 і зливною магістраллю 13 з насосною станцією 14. На самохідному порталі крана–маніпулятора (рис.8.1) установлений датчик–рівень 15 нахилу поперечної осі, датчик–рівень 16 нахилу подовжньої осі самохідного портала. Центр мас крана–маніпулятора знаходиться в околі точки перетинання діагоналей, що з'єднують протилежні виносні опори крана–маніпулятора.

Гідравлічна схема горизонтування крана–маніпулятора працює наступним чином. Пристрій автоматичного керування крана–маніпулятора визначає за показниками датчика–рівня 6 (рис.8.1), убік якої з бічних опор нахилено самохідний портал, визначає величину кута нахилу  $\beta$  поперечної осі

самохідного портала до горизонталі (рис.8.4) і включає електрогідроклапани 11 у позицію, при якій напірна магістраль 12 насосної станції 14 з'єднана через гідрозамки 10 з верхніми порожнинами 8 гідроциліндрів 6 (рис.8.8) .

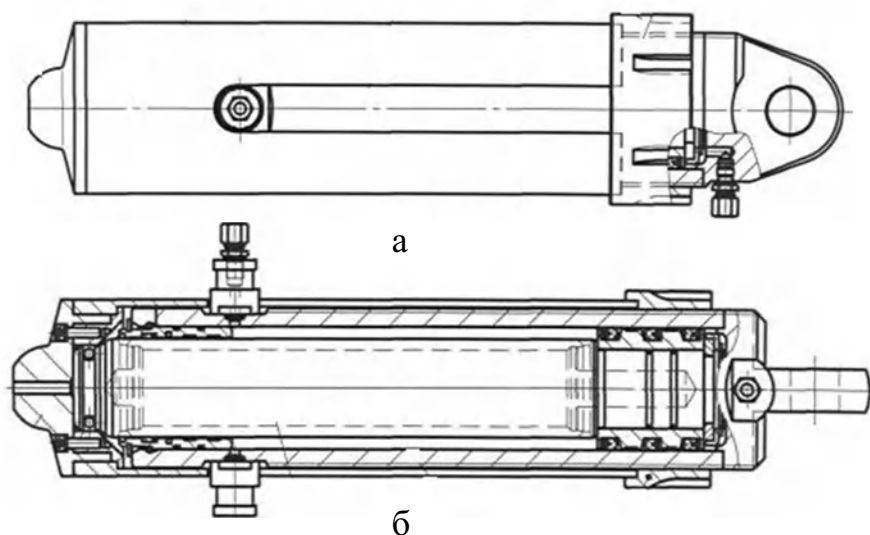


Рисунок 8.8 – Гідроциліндр виносної опори крана–маніпулятора:  
а–загальний вид гідроциліндра; б– розріз гідроциліндра

Виносних опор 1–2 або 4–3, убік який нахилен самохідний портал. Під тиском робочої рідини рухомі штоки 7 гідроциліндрів 6 виносних опор 1–2 або 4–3 висуваються, упираються в землю і своїм зусиллям розвертають самохідний портал до горизонтального положення поперечної осі самохідного портала. Далі за допомогою гідроциліндрів борта колеса якого стоять на землі вивішує їх при цьому самохідний портал рухається вгору в горизонтальному положенні поперечної вісі завдяки роботі усіх гідроциліндрів виносних опор. Аналогічно за сигналами датчика 5 –рівеня нахилу подовжньої осі самохідного порталу відбувається горизонтування його в подовжній площині.

По закінченні горизонтування навантаження від ваги крана маніпулятора перенесене з коліс на опори, і всі чотири опори 4,3 і 1,2 крана–маніпулятора навантажені необхідними, заданими заздалегідь, величинами зусиль, а

положення подовжньої і поперечної осей самохідного портала горизонтальне.

Процес перенесення навантаження з коліс на опори, заданого заздалегідь розподілу навантаження між опорами і установки осей самохідного портала в горизонтальне положення відбувається одночасно. Показником одночасності являється безперервний на протязі горизонтування рух самохідного портала вгору і підняття при цьому коліс в напрямку від поверхні землі. В процесі підйому самохідного порталу одночасно відбувається установка його в горизонтальне положення. Контроль висоти підняття самохідного порталу і горизонтальності його осей проводять по показникам датчиків-рівня 5 і 6 (рис.1).

Запропонований спосіб і пристрій для його реалізації дозволяє горизонтувати кран-маніпулятор як у ручному, так і в автоматичному режимі. При горизонтуванні крана-маніпулятора не потрібно візуального спостереження за положенням коліс, опор і інших елементів щодо землі. Пропонований винахід дозволяє зменшити тривалість і трудомісткість процесу горизонтування, виключає вплив людського фактора в максимальному обсязі, при цьому тривалість процесу горизонтування визначається лише швидкістю механізмів, а надійність горизонтування визначається надійністю механізмів, що підвищує мобільність крана-маніпулятора. [3;5;9]



## 9 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО–ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

Отримані у проекті значення техніко–експлуатаційних показників дозволяють забезпечувати високу технічну та експлуатаційну продуктивність. При перевантаженні навантажувальних вантажів вона становитиме 330 т/годину, а на перевантаженні великотоннажних контейнерів – 30 од./год.

Порівняльні технічні характеристики пропонованого крана–маніпулятора та порталного крана "Абус 10–32–10.5" представлені в таблиці.

Таблиця 8.1 – Технічні характеристики кранів

№ п/п	Найменування показника	«Абус 10–32–10.5»	КММ 10/16
1	Вантажопідйомність, т.е.	10	10/16
2	Виліт стріли, м	32	32
3	Висота підйому грейфера над головою підкранової рейки, м.м.	20	22
4	Глибина опускання грейфера нижче за головку підкранової рейки, м.м.	10	15.8
5	Розмір колії порталу, м. Київ	10.5	10.5
6	Швидкість підйому, м/с.	1.08	1.5
7	Швидкість зміни вильоту, м/с.	1.6	1.5
8	Швидкість обертання, об/хв.	1.88	1.9
9	Швидкість пересування, м/с.	1.8	0.5
10	Загальна маса крана.	185.9	171.9

Попередній економічний ефект нового крана–маніпулятора може бути розрахований за такою формулою:

$$\Xi = C_1 \alpha - C_2 \quad (9.1)$$

де  $C_1$  та  $C_2$  – вартість крана відповідно базового та нового  
 $\alpha$  – Коефіцієнт зростання обсягів робіт, що виконуються новим краном у порівнянні з базовим.

$$\alpha = \frac{P_{T2} \cdot K_{ИП2} \cdot K_{ИВ2}}{P_{T1} \cdot K_{ИП1} \cdot K_{ИВ1}} \quad (9.2)$$

де  $P_{T1}$  та  $P_{T2}$  – технічна продуктивність базового та нового крана на відповідних варіантах робіт;

$K_{ИП1}$  і  $K_{ИП2}$  – коефіцієнти використання технічної продуктивності відповідно базового та нового крана;

$K_{ИВ1}$  та  $K_{ИВ2}$  – коефіцієнти використання за часом відповідно базового та нового крана;

Розрахунок технічної продуктивності нового крана–маніпулятора в порівнянні з базовим порталним краном "Абус 10–32–10.5" на перевантаженні навантажувальних вантажів.

Продуктивність крана–маніпулятора дорівнює:

$$P_{T2} = \frac{3600 \cdot q_{п}}{T_{ц}^{KP}} \quad (9.3)$$

де  $q_{п}$  – маса вантажу, що переміщається, т.;

$T_{ц}^{KP}$  – Тривалість циклу крана, с.;

$$T_{ц}^{KP} = (t_3 + t_{под} + t_{пов}) * 2,$$

де  $t_3$  – час закриття грейфера,

$t_{під}$  – час підйому вантажу, с.;

$t_{пов}$  – час повороту крана з вантажем, с.,  $t_{пов} = 16$  с, (див. таблицю 12);

$$t_3 = \frac{l_3}{V} + 0.5 \cdot t_p = \frac{2}{0,3} + 3 = 9,7 \text{ з}$$

де:  $l_3$  – довжина штока, м.

$V$  – швидкість висування штока гідроциліндра, м/с.

$t_p$  – час на розгін (гальмування) механізму.

$$t_{под(оп)} = \frac{H_{п(о)}}{V_{п(о)}} + 2 \dots 3 = \frac{12}{1,5} + 3 = 11 \text{ с,}$$

де  $H_{п(о)}$  – висота підйому (опускання) вантажу, м.;

$V_{п(о)}$  – швидкість підйому (опускання) вантажу, м/с;

– час на розгін (гальмування) механізму підйому (опускання) стріли;

$$T_{ц}^{KP} = (9,7 + 11 + 16) * 2 = 74 \text{ с,}$$

$$P_{T2} = \frac{3600 \cdot 6.61}{74} = 321.5 \text{ т/год.}$$

Продуктивність крана «Абус 10–32–10.5» дорівнює:

$$P_{T1} = \frac{3600 \cdot q_{II}}{T_{II}^{KP}} \quad (9.4)$$

де  $q_{II}$  – маса вантажу, що переміщається, т.;

$T_{II}^{KP}$  – Тривалість циклу крана, с.;

$$T_{II}^{KP} = (t_3 + t_{\text{под}} + t_{\text{пов}}) * 2 \quad (9.5)$$

де  $t_3$  – час закриття грейфера,

$t_{\text{під}}$  – час підйому вантажу, с.;

$t_{\text{пов}}$  – час повороту крана з вантажем, с.,  $t_{\text{пов}} = 20$  с, (див. таблицю 12);

$$t_3 = \frac{l_3}{V} + 0.5 * t_p = \frac{2}{0.3} + 3 = 9,7 \text{ з}$$

де:  $l_3$  – довжина замикаючого каната, м.

$V$  – швидкість підйому грейфера, м/с.

$t_p$  – час на розгін (гальмування) механізму.

$$t_{\text{под(он)}} = \frac{H_{n(o)}}{V_{n(o)}} + 2 \dots 3 = \frac{12}{1.08} + 3 = 14.1 \text{ с,}$$

де  $H_{n(o)}$  – висота підйому (опускання) вантажу, м.;

$V_{n(o)}$  – швидкість підйому (опускання) вантажу, м/с;

– час на розгін (гальмування) механізму підйому (опускання) стріли;

$$T_{II}^{KP} = (9,7 + 14,1 + 16) * 2 = 80 \text{ с,}$$

$$P_{T1} = \frac{3600 \cdot 6.45}{80} = 290.2 \text{ т/год.}$$

Співвідношення технічної продуктивності нового крана–маніпулятора порівняно з базовим порталним краном Абус 10–32–10.5 складе:

$$\frac{P_{T2}}{P_{T1}} = \frac{321.5}{290.2} = 1.1$$

Коефіцієнт використання за часом крана дорівнює:

Для крана «Абус 10–32–10.5»:

$$K_{IB1} = P_{T1} \cdot t_{CM} \cdot t_H \quad (9.6)$$

де  $t_{CM}$  – тривалість зміни з відрахуванням часу на: перерви, обслуговування робочого місця, перерви зумовлені технологією та організацією виробництва, відпочинок та особисті потреби.  $t_{CM} = 5,83$  год.

$t_H$  – тривалість навігації,  $t_H \approx 200$  діб.

$$K_{IB1} = P_{T1} \cdot t_{CM} \cdot t_H = 290 \cdot 5,83 \cdot 200 = 338373,2 \text{ т} \cdot \text{нав.}$$

Для крана "КММ 16/36":

$$K_{IB2} = P_{T2} \cdot t_{CM} \cdot t_H = 321,5 \cdot 5,83 \cdot 200 = 374869 \text{ т} \cdot \text{нав.}$$

Отже співвідношення коефіцієнтів використання за часом відповідно базового та нового крана дорівнює:

$$\frac{K_{IB2}}{K_{IB1}} = \frac{633138}{474562} = 1,34$$

Використання в крані принципу «маніпулятора» без гнучкої тросової підвіски великої довжини, як у порталних кранів, і наявність поворотної керованої головки для позиціонування вантажозахоплювальних органів та вантажу дозволяють очікувати збільшення коефіцієнта використання технічної продуктивності нового крана–маніпулятора в порівнянні з базовим порталним краном не менше, ніж на 5%, тобто

$$K_{ип2}/K_{ип1}=1,05$$

Отже:

$$\alpha = \frac{P_{T2} \cdot K_{ип2} \cdot K_{IB2}}{P_{T1} \cdot K_{ип1} \cdot K_{IB1}} = 1,1 \cdot 1,05 \cdot 1,1 = 1,28$$

Будівельна вартість перевантажувальних машин визначається за такою формулою:

$$\sum K_c = P_i - p_i, \text{ грн.} \quad (9.7)$$

де  $\sum P_i$  – маса окремих вузлів, механізмів та обладнання

перевантажувальної машини, кг.

$n_i$ , укрупнений норматив вартості І кг вузлів, механізмів та обладнання, грн. / кг,

$i = 1, 2, \dots, m$  – число груп розбивки перевантажувальної машини на окремі вузли, механізми та обладнання.

Встановлення маси окремих вузлів, механізмів та обладнання перевантажувальної машини проводяться студентами орієнтовно на основі аналогів типових серійних машин, технічної документації, паспортних даних, довідкових матеріалів та іншої технічної, технологічної та економічної документації проектних інститутів, виробничих організацій, а також за вказівкою викладача–консультанта.

При цьому необхідно дотримуватися умови, що сумарна маса всіх вузлів, механізмів та обладнання повинна дорівнювати загальній масі перевантажувальної машини.

$$P_M = P_i = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + \dots + P_T, \text{ кг.} \quad (9.8)$$

Розрахунок будівельної вартості порталного крана КММ 10/32 методом укрупнених нормативів (за укрупненими групами розбивки)

Укрупнені групи розбивки перевантажувальної машини	Маса перевантажувальної машини		Укрупнені нормативи вартості $n_i$ , грн./кг	Будівельна вартість $K_c$ , грн. $K_c = P_i \cdot n_i$
	Маса у % від маси крана	Маса в тоннах $P_i$ , тонн		
1. Металоконструкція 1.1. Проста 1.2. Складна	55 17	94,6 29,3	19.2 35.7	1816320 1046010
2. Механізми	22	38	184,2	6999600
3. Електроустаткування	6	10,1	199.4	2013940
				$\sum K_c = 11875870$

Розрахунок будівельної вартості порталного крана КММ 10/32 за складальними одиницями мас методом укрупнених нормативів (за укрупненими складальними одиницями)

Складальна одиниця	Розподіл у % маси крана	Розподіл загальної маси крана за складальними одиницями, тонн	Збільшені нормативи вартості	Вартість виготовлення складальної одиниці, грн.
1. Портал 2. Платформа 3. Каркас 4. Стріла 5. Хобот 6. Противага 7. Гідроциліндри підйому 8. Механізм повороту 9. Механізм змін. вильоту 10. Механізм пересування 11. Опорно–поворотний пристрій 12. Кабіна управління 13. Кабіна машинна 14. Сходи, майданчики 15. Установка електрообладнання 16. Струмопровід з кабельним барабаном	18,9 13,1 6,5 6,4 2,8 15,1 6,6 2,3 3,7 7,6 1,3 0,9 6,8 2,9 4,5 0,6	32,5 22,5 11,18 11,9 4,81 25,9 11,32 3,95 6,36 12,38 2,23 1,54 11,69 4,98 7,74 1,03	14 14 26 14 14 14 105 105 105 94 50 26 26 14 145 50	455000 315000 290680 166600 67340 362600 1188600 414750 667800 11637,2 111500 40040 303940 65150
$\sum = 100\%$ $\sum P_m = 172$ $\sum K_c = 5639007.2$				

Розрахунок будівельної вартості порталного крана КММ 10/32 методом постатейних витрат (калькуляційний метод)

Даний метод дозволяє більш точно і економічно правильно розрахувати будівельну вартість перевантажувальних машин, що знову проектуються і реконструюються, і визначити витрати на модернізацію експлуатованих і відслужили, встановлений нормативом термін експлуатації підйомно–транспортних машин. [2;7]

Вихідними даними розрахунку будівельної вартості та витрат на модернізацію є:

– вагове навантаження окремих складальних одиниць, вузлів, механізмів та пристроїв перевантажувальної машини. Для проєктованих машин та механізмів вагове навантаження встановлюється на стадії розробки технічної частини дипломного проєкту:

- ціни на комплектуюче обладнання та покупні вироби;
- вимірювачі вартості 1 тонни чистої ваги;
- нормативи транспортно–заготівельних витрат;
- норматив планового накопичення.

Розрахунок вартості сировини, матеріалів та трудомісткості виготовлення порталного крана КММ 10/32

Найменування розрахункової одиниці	Матеріали та сировина			Вироблення лі, кг/год	Трудомісткість, Ті, нормо–година
	Чиста вага q, тонн	Вимірювач 1 тонни чистої ваги тис. грн.	Сума Сс.м., тис. грн.		
<b>Розділ А</b> ПонтонНі					
<b>Розділ Б</b> МеталоконструкціяПортал Стріла Кабіна Корпус маш. відділення	37,8 12,8 1,8 13,6	4.6 3.5 3,2 3.6	173,88 44,8 5,76 48,96	10 10 6 8,5	3780 1280 300 1600
Разом з металоконструкції:			273,4		6960
<b>Розділ В</b> МеханізмиМеханізм підйому Механізм повороту Механізм зміни вильоту Механізм пересування	13,2 4,6 7,4 15,2	40,25 37,95 36,8 39,1	531,3 174,57 272,32 594,32	4 4,5 5 4,8	3300 1022 1480 3167
Разом за механізмами:			1572,51		8978
<b>Розділ Г</b> Система та обладнанняНі					
<b>Розділ Д</b> Електроустаткування	1.2	50	60	3,3	363
<b>Всього:</b> з урахуванням =1.15			2225,72		16301

Разом повна ціна крана КММ 10/32 складає 11'347'700 грн.

Ціна базового крана «Абус 10–32–10.5» складає \$300 000, тобто гривень на 2007р. (ціна базового крана взята з Інтернету з сайту <http://www.messageboards.ru/b13t335m6753.html>)

Приймаємо ціни з урахуванням інфляції на 30,10,2022, що становить 12%.

Тоді попередній економічний ефект нового крана–маніпулятора дорівнює:

$$\text{Э} = 13440000 - 11347700 = 2092300 \text{ грн.}$$

№ п/п	найменування показника	Розмірність	Аналог	Розрахунковий
1	Назва крана.		«Абус 10-32-10.5»	КММ 10/16-32/25-10,5
2	Вантажопідйомність.	т	10	10/16
3	Виліт стріли.	м	32	32
4.	Розмір колії порталу.	м	10,5	10,5
5	Будівельна вартість крана.	грн.	9989907,2	12739664
6	Продуктивність крана.	т/год	290,2	321,5
7	Коефіцієнт використання крана за часом.		1,1	1,1
8	Загальна кількість крана.	т	185,9	172
9	Економічна ефективність.	грн.	E = 2092300	



## ВИСНОВОК

Виконаний ескізний проект мобільного крана–маніпулятора КММ–10/32 підтвердив технічну можливість та економічну доцільність створення такого крана.

Прийняті важливі технічні рішення по крану відповідають світовим тенденціям розвитку підйомно–транспортної техніки.

У дипломному проекті з необхідною деталізацією визначено конструктивні рішення, вагові та енергетичні показники за всіма основними вузлами та краном загалом. Встановлено можливість використання вітчизняної сталі та інших матеріалів, підібрано дизельну електростанцію вітчизняного виробництва та комплектації крана–маніпулятора електрообладнанням.

Отримана техніко–експлуатаційна характеристика крана–маніпулятора за більшістю основних показників підтверджує його перевагу перед вітчизняними аналогами, які застосовуються на перевантажувальних роботах у портах.

Найбільш суттєвими перевагами розробленого мобільного крана–маніпулятора, які визначають ефективність його застосування в порівнянні з порталними кранами є: мобільність та універсальність, використання принципу «маніпулятора» без вантажних канатів та лебідок, наявність керованої поворотної головки для позиціонування захватів та вантажу, більш високі швидкісні характеристики.

Застосування нових мобільних кранів–маніпуляторів дозволить:

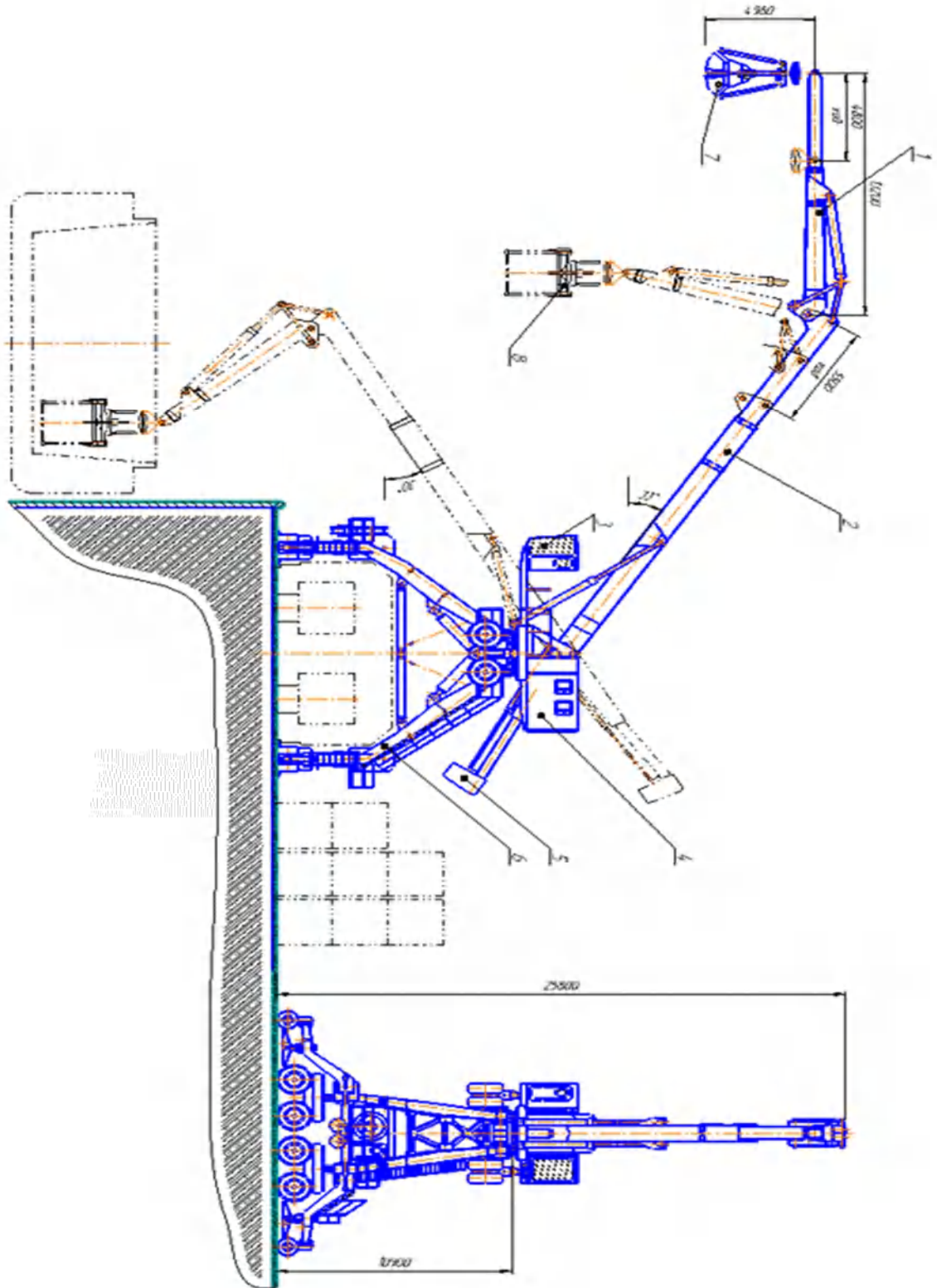
- підвищити інтенсивність перевантажувальних робіт, прискорити обробку транспортних засобів (судів, вагонів, авто);
- використання крана в міжнавігаційний період принесе значну вигоду і суттєво підвищить економічний ефект
- підвищити продуктивність праці обслуговуючого персоналу;
- підвищити рівень автоматизації управління, покращити умови та

культуру праці при експлуатації та ремонті кранів, зменшити витрати часу та коштів на виконання ремонтних робіт, підвищити інтенсивність та ефективність використання перевантажувальних засобів та їх фондівіддачу, скоротити парк перевантажувальних засобів, заощадити капіталовкладення на технічне переозброєння та розвиток портів та інших підприємств.

## БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. ЗАТ "МОПЕКО". Ескізний проект – Кран–маніпулятор мобільний універсальний. М., 1997, 120 с.
2. Козак С.А., Дусьє В.Є., Кузнецов. С. Курсове проектування вантажопідйомних машин. М., Вищ. шк., 1989, 319 с.
3. Гохберг М.М. Довідник з кранів. Л., Машинобудування, 1988. Т.1–336 с., Т.2–559 с.
4. Рижков О.М., Кондратенко І.П., Толочко О.І., Стяжкін В.П. Шляхи побудови системи автоматичного керування краном–маніпулятором. Автоматика–2017: XXIV міжнародна конференція з автоматичного управління, м. Київ, Україна, 13–15 вересня 2017 р.: тези конференції С.104–105.
5. А. С. Кобець, В. І Дирда, Ю. Г. Козуб та ін.: – Підйомні– транспортні машини: Підручник для студентів вузів інженерна механіка – Луганськ: вид-во ДЗ "ЛНУ імені Тараса Шевченка", 2013. 218 с..Мягков В.Д. Короткий довідник конструктора. Л., Машинобудування, 1975, 816 с.
6. Скороходов Є.А. Загальнотехнічний довідник. М., Машинобудування, 1982, 415 с.
7. Співковський А.О., Дьячков В.К. Транспортуючі машини. М., машинобудування, 1983, 487 с.
8. Кузьмін А.В., Марон Ф.Л. Довідник з розрахунків механізмів підйомно–транспортних машин. М., Вищ. шк., 1983, 350 с.
9. Правила влаштування та безпечної експлуатації вантажопідйомальних кранів. СПб., Деан, 2005, 272 с.
10. Використання кранів маніпуляторів при будівництві в наші дні [Електронний ресурс] // Bulava. kiev. – 2019.– Режим доступу до ресурсу: <https://bulava.kiev.ua/vikoristannya-kraniv-manipulyatoriv-pri-budivnitstvi-v-nashi-dni/>

ДОДАТОК А  
Кран-маніпулятор мобільний універсальний КММ 10/32



Додаток Б  
Кран-маніпулятор мобільний універсальний КММ 10/32

