

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: «Проектування мобільного козлового крана для
ремонтних і складально-монтажних робіт»

Виконав: студент групи Маш-42сп

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
(шифр і назва)

Кутний Роман Русланович
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., в.о. доц. Шеремета Р.Б.
(Прізвище та ініціали)

ДУБЛЯНИ-2024

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ

Перший (бакалаврський) рівень вищої освіти
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри _____
(підпис)

д.т.н., професор Віталій ВЛАСОВЕЦЬ
«_____» _____ 202_ р.

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу здобувачу

Кутному Роману Руслановичу

1. Тема роботи: **«Проектування мобільного козлового крана для ремонтних і складально-монтажних робіт»**

Керівник роботи к.т.н., в.о. доц. Шеремета Роман Богданович
затверджені наказом по університету від 27.11.2023 року № 641/к-с.

2. Строк подання здобувачем роботи 21.06.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: довідкова література, технічні характеристики та креслення відомих конструкцій козлових кранів, методики розрахунку гідроциліндрів, методики визначення економічної ефективності впровадження нового технічного рішення, інструкції з охорони праці.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які необхідно розробити)

1. Аналіз конструкцій кранів та їх характеристики.

2. Теоретичні розрахунки елементів крана.

3. Розробка конструкції мобільного козлового крана.

4. Охорона праці та безпека виробництва.

5. Економічна частина.

Висновки.

Бібліографічний список

5. Перелік графічно-ілюстраційного матеріалу:

Аналіз конструкцій кранів.

Конструкція мобільного козлового крана.

Результати досліджень елементів крана.

Результати розрахунку економічної ефективності.

6. Консультанти з розділів:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1, 2, 3, 5	Шеремета Р. Б., в.о. доц. каф. машинобудування		
4	Городецький І. М. доц. каф. фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва		

7. Дата видачі завдання

27.11.2023 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Терміни виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Написання першого розділу</i>	<i>27.01.24-17.02.24</i>	
2	<i>Написання другого розділу</i>	<i>20.02.24-17.03.24</i>	
3.	<i>Написання третього розділу</i>	<i>20.03.24-26.05.24</i>	
4.	<i>Написання четвертого розділу</i>	<i>29.05.24-02.06.24</i>	
5.	<i>Написання п'ятого розділу</i>	<i>05.06.24-16.06.24</i>	
6.	<i>Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки. Завершення роботи в цілому</i>	<i>19.06.24-21.06.24</i>	

Здобувач _____.(Роман КУТНИЙ)
(підпис)

Керівник роботи _____ (Роман ШЕРЕМЕТА)
(підпис)

УДК: 658.51:631.3

Кваліфікаційна робота: с. 61 текст. част., 20 рис., 4 табл., 18 джерел.

Проектування мобільного козлового крана для ремонтних і складально-монтажних робіт. Кутний Р.Р. Кафедра машинобудування. – Дубляни, Львівський НУП, 2024.

Дана дипломна робота присвячена проектуванню конструкції мобільного козлового крана для виконання ремонтних і складально-монтажних робіт. Здійснено розрахунок основних елементів крана та проведено моделювання навантаження на них з використання САПР SolidWorks Simulation. Також розраховано та підібрано гідроциліндри для можливості збільшення робочої висоти крана.

У даній роботі розглянуто питання охорони праці та безпеки виробництва при роботі електрообладнанням. Здійснені розрахунки економічної ефективності виготовлення розробленої конструкції поршня гідроциліндра.

ЗМІСТ

1. ІСНУЮЧІ КОНСТРУКЦІЇ КРАНІВ ТА ЇХ ХАРАКТЕРИСТИКИ	7
1.1. Загальні відомості та області використання вантажопідійомних кранів	7
1.2. Основні параметри вантажопідіймальних кранів	10
1.3. Сортамент балок поворотних кранів	14
1.3.1. Загальні характеристики сортаменту	14
2. РОЗРАХУНКОВА САЧТИНА	20
2.1. Основні вимоги до металоконструкцій	21
2.2. Розрахунок перерізу головної балки крана.....	24
2.3. Підбір перерізу вертикальної опори	31
2.4. Розрахунок гідроциліндра	35
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ МОБІЛЬНОГО КОЗЛОВОГО КРАНА.....	39
3.1. Перевірка обраної балки у SolidWorks Simulation	39
3.2. Перевірка стійки на втрату стійкості у SolidWorks Simulation.....	43
3.3. Конструкція крана	45
4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	49
4.1. Аналіз шкідливих і небезпечних факторів	49
4.2. Вибір та обґрунтування заходів для створення безпечних умов праці.....	49
4.3. Інструкція з охорони праці під час монтажу та експлуатації системи.....	51
4.4. Пожежна профілактика.....	53
5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ	56
ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	60

ВСТУП

В сучасному виробництві для внутрішньо та міжцехового переміщення вантажів, завантажувально-розвантажувальних операції а також виконання ремонтних робіт застосовуються вантажопідйомні механізми та машини які забезпечують безперервність виробничих процесів.

У промислових підприємствах широке застосування знаходять вантажопідіймальні крани, наприклад – козлові. Часто вони є незамінні для виконання монтажних робіт, при виробничих процесах на металургійному і машинобудівному виробництві, та для робіт ремонту і складання, транспортних і залізничних депо та іншого. Із врахуванням великої потреби в застосуванні універсальних мобільних кранів у різних умовах виробництва з можливістю зміни їх робочої висоти, виникає необхідність у їх проектуванні.

Універсальні мобільні крани забезпечують підвищену маневреність крана завдяки встановлення коліс. Змінна робоча висота підйому крана забезпечить підвищення сфер його застосування в різних умовах виробництва.

1. ІСНУЮЧІ КОНСТРУКЦІЇ КРАНІВ ТА ЇХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

1.1. Загальні відомості та області використання вантажопідйомних кранів

Вантажопідймальні машини застосовуються для переміщення вантажів по складних траєкторіях, подачі будівельних та інших матеріалів до місць їх укладання, монтажу устаткування промислових підприємств, обслуговування технологічних процесів у ремонтних та основних цехах, а також для завантажувально-розвантажувальних робіт.

Крани є найпоширенішими вантажопідймальними машинами, що відрізняються за областю використання та конструкцією [1]. До вантажопідймальних машин, які обслуговуються стропальниками, належать крани-трубоукладачі, вантажопідймальні крани, крани-маніпулятори. На ці машини поширюються вимоги «Правил охорони праці під час експлуатації вантажопідймальних кранів, підймальних пристроїв і відповідного обладнання» (рис. 1.1).

Вантажопідймальна машина - це підйомний механізм або пристрій циклічної дії, призначений для переміщення вантажів або працівників у просторі. Прикладами таких машин є лебідка, однорейковий візок, крановий підйомник і таль.

Вантажопідймальний кран використовується для підйому та переміщення вантажів, що підвішені за допомогою гака або іншого утримувального органу [2].

Кран-маніпулятор - це стріловий кран, встановлений на транспортному засобі (залізничному спеціальному рухомому складі, причепі, самохідному шасі) або іншій основі, і призначений для завантажувально-розвантажувальних робіт транспортних засобів.

Крани-трубоукладачі - це самохідні вантажопідійомні машини, зазвичай на базі гусеничного трактора, оснащені бічною стрілою для підйому та монтажу трубопроводів..

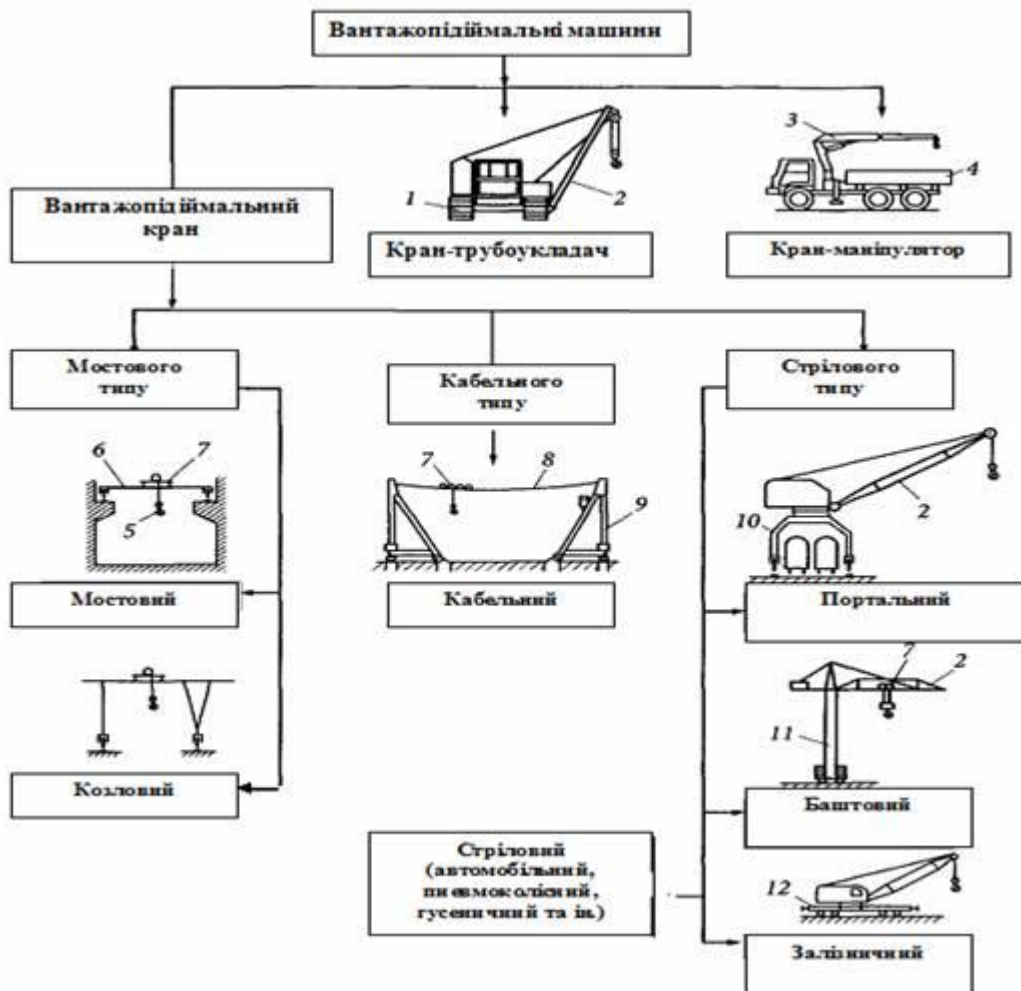


Рис. 1.1 Вантажопідійомні машини:

1—трактор гусеничний; 2—стріла; 3—установка краноманіпуляторна;
4—транспортний засіб; 5—вантажозахоплювальний орган; 6—міст; 7—візок (таль); 8—несучий канат; 9—щогла крана; 10—портал; 11—башта; 12—рухома платформа.

Крани класифікують за такими ознаками:

- за конструкцією крана: мостові, стрілові, кабельні;
- за можливістю переміщення: самохідні, причіпні, пересувні, переставні, самопідіймальні, стаціонарні;
- за видом вантажозахоплювальних органів: магнітні, грейферні, гакові, інші;
- за видом приводу: механічні, гідравлічні, комбіновані, пневматичні, ручні, електричні.

У кранах мостового типу вантажозахоплювальний орган (5 на рис. 1.1) підвішений до вантажного візка (7), який переміщується по мосту (6). До таких кранів належать мостові та козлові крани [3].



Рис. 1.2. Стаціонарний мостовий – а та самохідний стріловий кран – б.

У кранах кабельного типу вантажозахоплювальний орган підвішаний до вантажного візка, який переміщається по несучих канатах. До них відносяться також кабельно-мостові крани. У кабельних кранів несучі канати закріплені на опорних щоглах (9).

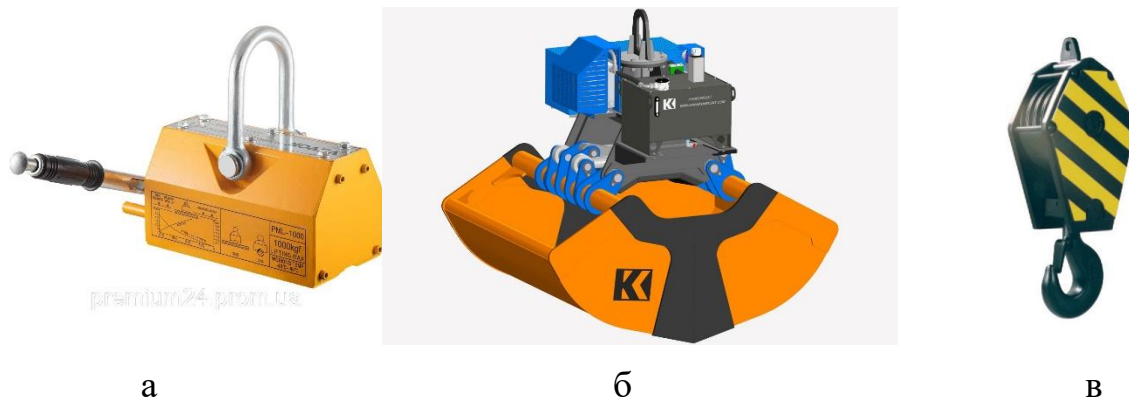


Рис. 1.3. Вантажозахоплювальні органи кранів: а – магнітний, б – грейферні, в – гакові.

У кранах стрілового типу вантажозахоплювальний орган підвішаний або до стріли, або до візка, який переміщається по стрілі. До них відносяться залізничні, баштові, стрілові та порталні крани.

1.2. Основні параметри вантажопідіймальних кранів

Вантажопідйомність, Q (т) (рис. 1.2), - це максимальне допустиме значення маси вантажів, на яке розрахований кран при підйманні у заданих умовах експлуатації на даному вильоті. Маса замінюваних вантажозахоплювальних пристроїв (підхоплювачів, захоплювачів, траверс) та органів включена у масу вантажу, який підіймається [3, 4].

Вантажопідйомність нормована ГОСТ 1575-87 «Крани вантажопідйомні. Ряди основних параметрів». Згідно з нормальним рядом вантажопідйомності, вона коливається від 25 кг до 1250 т відповідно до ГОСТ 1575-87 «Крани вантажопідйомні. Ряди основних параметрів».

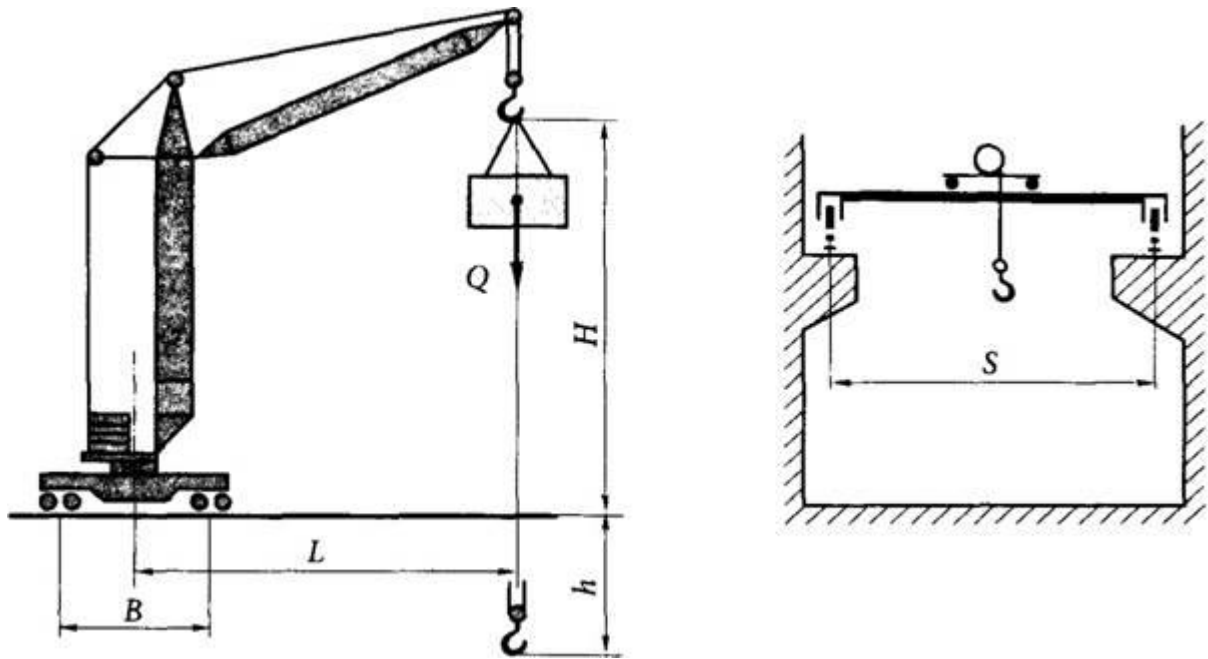


Рис. 1.2. Основні параметри вантажопідійомних кранів:

Q - вантажопідійомність; h - глибина опускання; H - висота підйому; L - виліт; B - база, S - проліт;

Виліт L - це горизонтальна віддаль від вертикальної осі вантажозахоплювального пристрою до осі обертання крана без вантажу (для стрілових самохідних кранів з вантажем), коли кран встановлений на горизонтальному майданчику.

Висота підйому H - це вертикальна відстань від вантажозахоплювального пристрою у верхньому положенні до рівня стоянки крана. Для гаків це відстань до опорної поверхні, а для інших пристроїв - відстань до їхньої нижньої точки у замкнутому положенні. У мостових кранах висоту підйому вимірюють від рівня підлоги. Висоту підйому визначають на горизонтальному майданчику під час встановлення крана без вантажу.

Глибина опускання h - вертикальна відстань від вантажозахоплювального органу, в його нижньому робочому положенні до рівня стоянки крана.

Швидкість підйому (опускання) V_p це швидкість при вертикальному переміщенні вантажу. Переважно у сучасних поворотних кранів загального

призначення швидкість підйому кивається від 25 до 80м/хв. У кранах для масових робіт перевантаження швидкість може сягати 90-120м/хв.

Швидкість переміщення крана (V_k) або вантажного візка (V_t) визначається при горизонтальному пересуванні навантаженого крана та при швидкості вітру, яка на висоті 10 метрів не перевищує 3 м/с, якщо кран змонтовано ззовні. Швидкість переміщення візка зазвичай становить від 35 до 50 м/хв, а для крана - від 100 до 120 м/хв.

Проліт S – горизонтальна відстань між осями рейок шляху мостового крана. Прольоти пов'язані із прольотами між стінами, або колонами будівлі.

Виліт та проліт – ці параметри охарактеризовують зону обслуговування крану.

База B – віддаль між осями передніх та задніх коліс або балансирних візків крана.

Кранова характеристика включає в себе режим роботи, який враховує характер зовнішніх навантажень та їх тривалість. Залежно від конструкційних типів кранів та їх технологічного призначення можуть бути призначені режимні групи механізмів.

Таблиця 1.1. - Характеристики механізмів вантажопідйомних кранів за групами режимів роботи

Групи режимів роботи	Характеристика вантажу	Механізми
1	2	3
1М, 2М, та 3М- легкий	Рідко робота з вантажем номінальної маси, та малим числом включень (не більше 60 за год.) електродвигунів (із врахуванням розгонів до номінальної швидкості) і	Допоміжні, призначені для: підйому і пересування кранів, які працюють в машинних залах та ремонтних кранів; лебідки захоплювачів та інші механізми, що рідко

	малими швидкостями, робота з великими перервами та не великою відносною тривалістю включення (ТВ)%	працюють; пересування порталних і будівельних кранів, башт кабельних кранів і перевантажувальних мостів
--	--	---

Продовження табл. 1.1

4М - середній	Робота із різномасовими вантажами, при середній швидкості та середнім числом включень (не більше 120 на год.), та середньою ТВ%	Підйому і пересування кранів у механічних та складальних цехах заводів середньосерійного виробництва та крани у механічно-ремонтних цехах; для повороту кранів на будівництві; механізми у монтажних кранах; електроталі
5М - важкий	Робота постійно з близькою до номінальної масою вантажу, при високих швидкостях, високою ТВ% та великим числом включень на годину (до 240)	Технологічних кранів, у цехах та на складах підприємств з великосерійним виробництвом, підйому будівельних кранів і кранів ливарних цехів
6М - дуже важкий	Робота із вантажем номінальної маси постійно, при високих швидкостях, високою ТВ% та великим (до 600/год.) числом включень	Технологічних кранів у металургійному виробництві: рудних і вугільних перевантажувачів; підйому і пересування візків; магнітних та грейферних складських металургійних кранів

Стропальники повинні знати основні технічні характеристики кранів що ними обслуговуються. Технічні характеристики кранів - це числові значення їх параметрів.

1.3. Сортамент балок поворотних кранів

1.3.1. Загальні характеристики сортаменту

Металоконструкції поворотних кранів зазвичай виготовляють із сталі у вигляді прокатних виробів, які виробляються на металургійних заводах у різних профілях. Для цього використовують як профільну, так і листову сталь. Профільна сталь може бути фасонною (кутники, швелери, двотаври та інші), сортовою (квадрати, круги, смуги) або трубами. Також використовують вторинні профілі, які отримують шляхом зварювання листів або смуг, а також гнуті профілі, які виготовляють холодним гнуттям листів [5, 6].

Сортамент - це перелік прокатних профілів, який містить їхні геометричні параметри, масу одиниці довжини та форму. Цей перелік оформлюється у вигляді технічних умов (ТУ) та державних стандартів (ГОСТів). Форма профілів у сортаменті повинна відповідати таким вимогам: простота та технологічність виготовлення, раціональне розподілення матеріалу по перетину, універсальність та зручність при використанні для складання перетинів.

Коефіцієнт градації визначається як відношення певних геометричних характеристик перетину одного профілю (наприклад, площі) до аналогічних характеристик найближчого меншого профілю. Чим частіше градація розмірів певного профілю, тим ближчий перетин до розрахованого і, отже, економніший. Однак при великій кількості типорозмірів профілю ускладнюється комплектація замовлення (поставки малими партіями), а також збільшується обсяг роботи на заводах, пов'язаний із сортуванням, складанням,

транспортуванням тощо. Найбільш вигідними є прокатні профілі, які надходять безпосередньо із металургійного заводу..

1.3.2. Листова сталь

Листова сталь, що використовується для виробництва балок, класифікується наступним чином:

Сталь товстолиста згідно з ГОСТ 19903-74 має різноманітний асортимент, що включає листи з товщиною від 4 до 160 мм та шириною в межах від 600 до 3800 мм. Такі листи можуть постачатися або в формі аркушів довжиною від 6 до 12 метрів, або у вигляді рулонів з товщиною від 1,2 до 12 мм та шириною від 500 до 2200 мм. Товстолиста сталь застосовується у виробництві листових конструкцій та систем з суцільними стінами, такими як балки, колони, рами та інші елементи.

Сталь широкосмугова, універсальна, відповідно до ГОСТ 8200-70, прокачується між чотирма валками, що дозволяє забезпечити рівність країв. Цей вид сталі має товщину від 6 до 60 мм, ширину від 200 до 1050 мм та довжину від 5 до 12 метрів. Оскільки універсальна сталь не потребує різання та вирівнювання країв під час застосування, це дозволяє зменшити відходи матеріалу і знизити трудомісткість процесу виготовлення конструкцій.

Сталь смугова, яка відповідає ГОСТ 103-76, має товщину від 4 до 60 мм та ширину до 2200 мм. Цей тип сталі використовується для виробництва конструктивних деталей, ребер жорсткості, а також для виготовлення гнутих профілів..

Сталь тонколиста з товщиною до 4 мм може бути прокочана як холодним, так і гарячим способом. Холоднокатана сталь (згідно з ГОСТ 19904-74, зі змінами) коштує значно більше, ніж гарячекатана сталь (згідно з ГОСТ 19903-70, зі змінами). Тонколиста сталь застосовується для виготовлення

гнутих та штампованих тонкостінних профілів. Холоднокатану оцинковану рулонну сталь використовують для виробництва профнастилу.

Рифлена сталь (згідно з ГОСТ 8568-77) з товщиною в межах 2,5 - 8 мм має ромбічні виступи, які запобігають ковзанню при ходьбі. Цей матеріал використовується для покриття майданчиків та інших поверхонь, де важлива антискользящая властивість.

1.3.3. Кутниковий профіль

Кутникові профілі виробляють у двох типах: рівнополичний (згідно з ГОСТ 8509-93) та нерівнополичний (згідно з ГОСТ 8510-86). Кутники застосовують як самостійні елементи для з'єднання компонентів конструкційних деталей, таких як ребра жорсткості та опорні стійки. Грані полиць у кутників паралельні, що спрощує як їх конструювання, так і кріплення.

У багатьох випадках, особливо для елементів, що піддаються осьовому стиску, доцільно використовувати кутники з меншою товщиною полиць. Чим тонші полиці у кутників, тим більший радіус інерції, а від нього залежить несуча здатність елемента, що розрахований на стійкість.

Кутники широко використовуються в легких решітчастих конструкціях, особливо в фермах. Перерізи елементів решітчастих конструкцій зазвичай складаються з симетричного перетину декількох кутників.

Довжина кутників для малих профілів зазвичай становить 6 - 9 м, а для великих - 9 - 12 м, що залежить від умов виробництва та транспортування.

1.3.4. Швелери

Швелери виробляються двома типами прокату: з паралельними гранями полиць (у позначенні мається буква "П") та зі зміщеними гранями полиць (цей

тип ускладнює конструювання). Геометричні параметри швелера визначаються його номером, що відповідає висоті швелера в сантиметрах. Сортамент (згідно з ГОСТ 8240-93) включає швелери з номерами від № 5 до № 40. Стандартні довжини швелерів - 6, 9 та 12 метрів, але за узгодженням можуть досягати 18 метрів.

Швелери застосовують як елементи, які працюють на згин (наприклад, підповоротні балки, балки кранів тощо). При роботі на осьові навантаження, швелери використовуються в основному у парі з двох з'єднаних елементів (наприклад, пояси важких ферм, наскрізні колони), а також у коробчастих перетинах при зварюванні полиць суцільним швом.

1.3.5. Двотаври

Двотавр - це найбільш раціональний профіль для елементів, які піддаються згину в площині найбільшої жорсткості, оскільки він має найбільший питомий момент опору, що дорівнює радіусу центру перерізу. Цей профіль також застосовується в конструкціях, що піддаються стиску, як складений або самостійний перетин.

В залежності від геометричних параметрів металургійні заводи випускають кілька типів двотаврів, які використовуються в різних областях. Звичайні двотаврові балки, які відповідають ГОСТ-у 8239-89, позначаються номером, що відповідає їх висоті, а внутрішні грані полиць мають нахил. У сортамент входять профілі з номерами від №1 до №30. Стінки більшості двотаврів зазвичай товстіші, ніж це потрібно за умовами їх стійкості, через умови технології прокатки.

У широкополичних двотаврових балок (№32 та вище) грані полиць паралельні. Такі двотаври виробляють у трьох типах:

- широкополичні (Ш);
- колонні (К);

- нормальні (Б).

Висота профілів балок (Б) і (Ш) може сягати 1000 мм з відношенням ширини полиць до висоти від (для малих висот) до . У колонних профілів (К) відношення ширини смуг до висоти більше, ніж у балкових (прямує до одиниці), що збільшує стійкість елементів у площині найменшої жорсткості та не потребує додаткових закріплень.

Широкополичні двотаври використовуються як самостійні елементи (стержні важких ферм, балки, колони). Довжина для двотаврів може бути до 12 метрів, але за погодженням - до 18 метрів. Таврові профілі виготовляють не прокочуванням на металургійних підприємствах, а шляхом подовжнього розпускання широкополичних двотаврів. Їх використовують як самостійні елементи поясів ферм. Для тельферів і шляхів підвісних кранів використовують спеціальні двотаври.

У двотаврах з індексом М, щоб запобігти відгину полиць, їхню товщину виконують більшою, ніж у звичайних.

1.3.6. Труби

У металевих будівельних конструкціях використовують труби різних форм перетину, такі як круглі (електрозварні - ГОСТ 10704-91 та гарячекатані - ГОСТ 8732-78 зі змінами), прямокутні і квадратні. У решітчастих сталевих конструкціях переважно використовуються електрозварні круглі труби діаметром в межах 40 - 630 мм товщиною не менше 2,5 мм. Квадратні та прямокутні труби з замкнутим профілем виготовляють на профілегинальних станах з наступним накладенням замикаючих зварних швів.

У сортаменті електрозварювальних труб передбачено профілі з квадратним перетином розмірами 80 - 180 мм та прямокутними перерізами від 60×100 до 160×200 мм з товщиною стінки профілю в межах 3 - 8 мм. Матеріал у трубах розподілений на максимальній відстані від її центра ваги

(максимальний питомий радіус інерції), що робить їх раціональними для використання в елементах, які працюють на осьовий стиск.

Трубчастий перетин забезпечує кращу обтічність, зменшує вітрове навантаження на баштові споруди і не сприяє накопиченню вологи та пилу. Якщо внутрішня порожнина труби герметична, висока корозійна стійкість робить металоконструкцію більш довговічною.

Оскільки використання кранів козлового типу широко розповсюджене в технологічних завантажувально-розвантажувальних та інших процесах в різних галузях виробництва, **метою** роботи є проектування мобільного козлового крана з можливістю зміни робочої висоти.

2. РОЗРАХУНКОВА САЧТИНА

Мобільний козловий кран — це вантажопідйомний пристрій, який широко використовується для підйому та переміщення вантажів у різних умовах, зокрема на будівельних майданчиках, у складських приміщеннях, а також там, де неможливо встановити стаціонарні крани [6]. До переваг мобільних козлових кранів можна віднести:

- Маневреність: мобільні крани легко переміщуються завдяки колесам, що дозволяє використовувати їх у різних місцях.
- Універсальність: Вони призначені для роботи як усередині приміщень, так і на відкритих просторах.
- Простота управління: крани можуть керуватися вручну або за допомогою підвісного пульта.
- Регульована висота підйому: деякі моделі дозволяють регулювати висоту підйому, що робить їх гнучкими до різних завдань.
- Економічність: мобільні крани є більш економічним варіантом порівняно з великими стаціонарними кранами, особливо для невеликих підприємств або короткотермінових проектів.

Вони також можуть бути оснащені різними типами коліс та тельферів залежно від потреб користувача.

Оскільки мобільний козловий кран окрім переміщення вантажів також може використовуватися для обслуговування та ремонту автомобілів, то для комфортної роботи необхідно щоб проліт крана був більший за габарити автомобіля. Ширина легкових автомобілів складає приблизно 1,8-2,0 м, а ширина вантажних автомобілів досягає до 2,45 м.

Виходячи з цього проліт козлового крана рекомендовано прийняти 3 м, це цілком достатньо як для ремонтних і монтажних робіт та для виконання завантажувально-розвантажувальних робіт а також щоб кран залишився мобільним.

2.1. Основні вимоги до металоконструкцій

Металеві конструкції мають відповідати відповідним вимогам на усіх етапах як при проектуванні, виготовленні і транспортуванні так і при монтажеві та експлуатації [6, 7].

Головна вимога - це відповідність експлуатаційним призначенням, для обслуговування того технологічного процесу, для якого призначений кран. Технічні вимоги зводяться до того, щоб забезпечити міцність, стійкість та жорсткість. Сюди також відносять вимогу надійності: протягом заданого розрахованого періоду експлуатації і довговічності конструкція повинна працювати безвідмовно.

Фізичне спрацьовування металевих конструкцій пов'язано з корозією та накопиченням інших експлуатаційних пошкоджень. Моральне - зі зміною вимог та умов експлуатації (при модернізації обладнання, реконструкції виробництва, зміні санітарних норм та іншого).

Економічність визначається вартістю виготовлення, транспортування та монтажу а також затратами на метал і інші матеріали, що необхідно для виготовлення конструкції.

Економія металу це одна з найважливіших вимог в проектуванні металевих конструкцій, бо вартість металу становить більше половини вартості конструкції. Економія металу досягається: удосконаленням застосовуваних металоконструкцій; створенням та впровадженням

ефективних сучасних конструктивних форм і систем; вдосконаленням методів розрахунку і знаходження оптимальних конструктивних рішень використовуючи електронно-обчислювальну техніку. В першу чергу удосконалення існуючих конструкцій, забезпечить використанням сталей підвищеної і високої міцності, використовуючи найбільш економічні прокатні і гнуті профілі. Сталь з підвищеною та високою міцністю отримують шляхом легування а також термічної обробки, однак це збільшує їх вартість. Але зростання міцності металу випереджає збільшення вартості. Застосування цих сталей доцільне у великопрольотних та важконавантажених конструкціях, оскільки для сприйняття великих зусиль потрібно перетини елементів значних розмірів, що характеризуються високою жорсткістю.

Зниження ваги металеві конструкції крана веде до зменшення розмірів конструкцій які розташовані нижче (колони, стіни, фундаменти і т.д.), які сприймають навантаження від власної ваги, монтажі самого крана, та транспортуванні вантажів [9, 10].

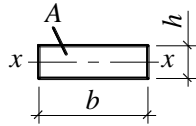
Величиною ефективності профілю для стиснених елементів служить питомий радіус інерції $\bar{i} = i / \sqrt{A}$ а для згинальних - ядрова відстань $\rho = W / A$. Чим вищі характеристики радіуса інерції i та моменту опору W при однакових затратах металу (площа перерізу A рівна для всіх перерізів), то вигідніший перетин колони як конструкції, яка працює на стиск, а балки, що працює на згин.

Щоб отримати високі характеристики ρ та i матеріали по перетину необхідно розташовувати на максимальній відстані від центру ваги (табл. 2.1).

Найефективнішим перерізом для балок, які працюють на згин у одній площині (відносно $x-x$) буде двотавровий переріз, а для тих елементів, які працюють на осьовий стиск, це труби круглого, квадратного та прямокутного перерізу.

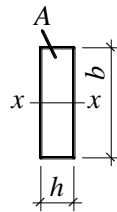
Таблиця 2.1

Порівняльна оцінка жорсткості елементів, що згинаються для різного компонування перетину (у двотаврі стінка умовно неврахована).



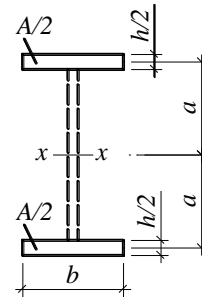
$$I_x = bh^3 / 12$$

$$W_x = bh^2 / 6$$



$$I_x = hb^3 / 12$$

$$W_x = hb^2 / 6$$



$$I_x \approx [I_f + (A/2)a^2]$$

$$W_x \approx 2[I_f + (A/2)a^2] / a$$

Конструкції повинні бути найменше трудомісткі при виготовленні, це досягається мінімальною кількістю деталей, простою формою, простотою та зручністю складання та зварювання і можливістю механізованої обробки [11].

Типізація, стандартизація та уніфікація забезпечують велику повторюваність і серійність виготовлення конструктивних елементів на заводах [12]. Отже, це сприяє підвищенню продуктивності праці, скороченні термінів виготовлення, створює сприятливі умови для розробки і впровадження ефективного методу виготовлення та монтажу металоконструкцій.

При перевезенні металевих конструкцій до місця монтажу потрібно передбачити розділення конструкцій на елементи, що відповідають транспортним засобам за габаритами та масою.

Основним способом доставки є транспортування по залізниці, тому елементи повинні вписуватися в залізничний габарит.

Швидкісний монтаж дозволяє отримати додатковий прибуток, і компенсувати частину витрат.

2.2. Розрахунок перерізу головної балки крана

Для вибору перерізу балки крана з вантажопідйомністю 2000 кг (20 кН) і прольотом 3 м потрібно провести декілька етапів розрахунків, щоб визначити відповідний двотавровий профіль згідно з ДСТУ. Двотаврова балка, що працює на згин та не закріплена в поперечному напрямку зображена на рис. 2.1 [13-16].

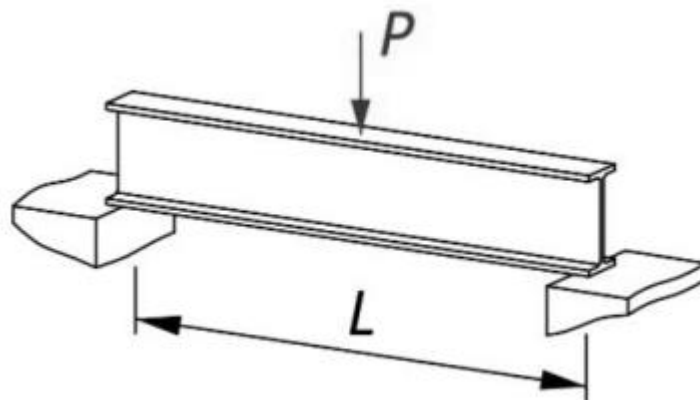


Рис. 2.1. Двотаврова балка, що працює на згин

Максимальні розрахункові зусилля, що виникають на ділянці балки під впливом прикладених навантажень будуть діяти від зосередженого навантаження від вантажу рис. 2.2.а та від розподіленого навантаження від власної ваги балки рис. 2.2.б.

Для першого варіанту реакції в опорах рівні:

$$R_A = P b/l$$

$$R_B = P a/l$$

А згинаючий момент:

$$Z_0 = a$$

$$M_{max} = P a b / l$$

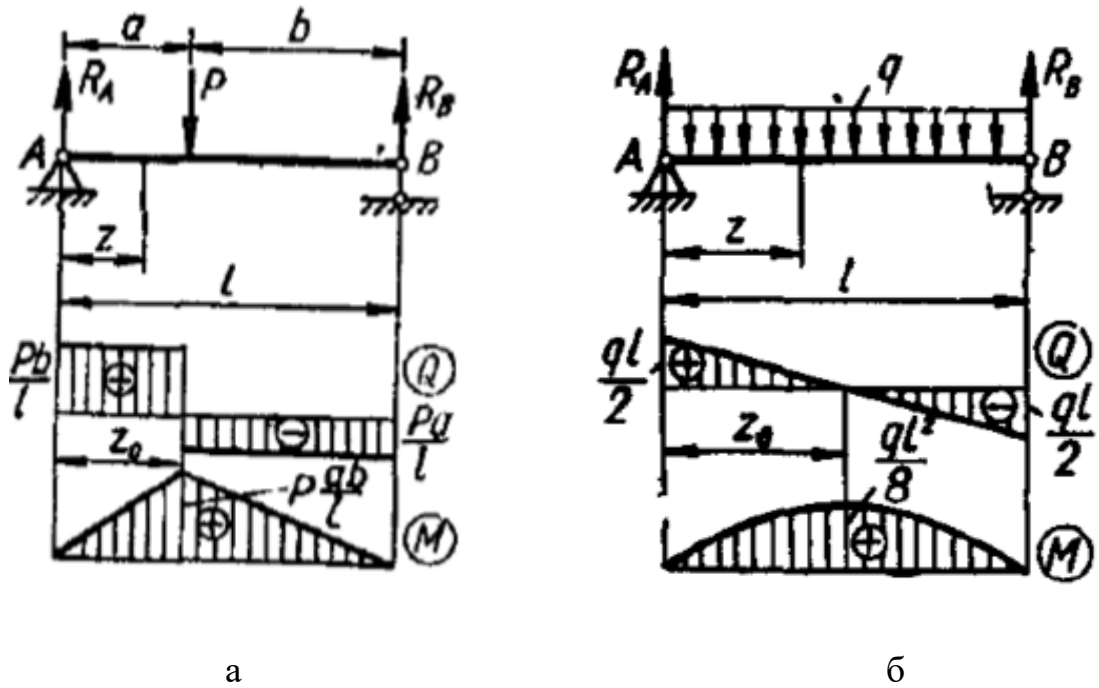


Рис. 2.2. Зосереджене навантаження від вантажу – а та розподілене навантаження від власної ваги балки – б.

Для розподіленого навантаження реакції в попорах матимуть наступний вигляд:

$$R_A = R_B = P q l / 2$$

Згинаючий момент:

$$Z_0 = l / 2$$

$$M_{max} = q l^2 / 8$$

Максимальний згинальний момент в балці за рахунок зусилля P :

$$M_{max} = (P l^2 / 4) / l = P l / 4 = 2 \cdot 3 / 4 = 1.5 \text{ т}\cdot\text{м} = 12 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Підберемо перетин необхідної двотаврової балки для дії згинального моменту за умовою міцності (в першому наближенні знехтуємо вагою двотавра):

$$\frac{M}{W_{n,min} R_y \gamma_c} \leq 1;$$

де M - згинальний момент;

$W_{n,min}$ - мінімальний момент опору перерізу щодо осі вигину балки;

R_y - розрахунковий опір сталі розтягуванню, стисненню, вигину з точки зору межі текучості, $R_y = 240 \text{ МПа}$ (2436.5 кг/см^2);

γ_c - коефіцієнт умов роботи балки.

Тоді необхідний момент опору двотаврового перерізу повинен становити:

$$W_{n,min} \geq M / (R_y \gamma_c)$$

$$M / (R_y \gamma_c) = 1.5 \times 1000 \times 100 / (2436.5 \times 0.9) = 68.4 \text{ см}^3$$

$$W_{n,min} \geq 68.4 \text{ см}^3$$

Прийmemo двотаврову балку 14 з найближчим до розрахункового значення моментом опору ($W_x = 81,7 \text{ см}^3$)

Навантаження від власної ваги двотаврової балки № 14:

$$q = \gamma_f w,$$

де w – Номінальна вага 1 м двотаврової балки.

$$q = 1.05 \times 13.7 = 14.4 \text{ кг/м}$$

Загальний максимальний момент згинання в двотавровій балці № 14 від зусилля P і власної ваги балки:

$$M = \frac{Pl}{4} + \frac{ql^2}{8} = \frac{2 \cdot 3}{4} + \frac{14.4 \cdot 3^2}{1000 \cdot 8} = 1.52 \text{ тм}$$

Перевірка міцності балки на дію сумарного максимального згинального моменту в балці:

$$\frac{M}{W_{n,min} R_y \gamma_c} \leq 1;$$

$$\frac{1,52 \cdot 1000 \cdot 100}{81,7 \cdot 2436,5 \cdot 0,9} = 0,85$$

$0,85 < 1$ – умова виконується.

Далі перевіримо балку на стійкість за формулою:

$$\frac{M_x}{\varphi_b W_{\alpha} R_y \gamma_c} \leq 1;$$

де φ_b – коефіцієнт стійкості на згин.

Момент інерції перерізу балки при вільному крученні:

$$I_t = (k/3) \sum b_i t_i^3,$$

де $k = 1,29$ – для двотаврового перерізу з двома осями симетрії;

b_i та t_i - це ширина і товщина листів, відповідно, що утворюють перетин двотаврової балки, включаючи стіну.

$$I_t = (1.29 / 3) \times (2 \times 7.3 \times 0.75^3 + 12.5 \times 0.49^3) = 3.28 \text{ см}^4$$

Коефіцієнт α :

$$\alpha = 1,54 \frac{I_t}{I_y} \left(\frac{l_{ef}}{h} \right)^2,$$

$$\alpha = 1,54 \frac{3,28}{41,9} \left(\frac{3}{0,14} \right)^2 = 55,4$$

Коефіцієнт Ψ :

при $40 < \alpha \leq 400$:

$$\begin{aligned} \Psi &= 3,3 + 0,053 \alpha - 4,5 \times 10^{-5} \alpha^2 = \\ &= 3,3 + 0,053 \times 55,4 - 4,5 \times 10^{-5} \times 55,4^2 = 6,1 \end{aligned}$$

Коефіцієнт φ_1 :

$$\varphi_1 = \Psi \frac{I_y}{I_x} \left(\frac{h}{l_{ef}} \right)^2 \frac{E}{R_y},$$

$$\varphi_1 = 6,1 \frac{41,9}{572} \left(\frac{0,14}{3} \right)^2 \frac{2,06 \cdot 10^5}{240} = 0,83$$

Коефіцієнт φ_b :

при $\varphi_1 \leq 0,85$: $\varphi_b = \varphi_1 = 0,83$

Перевірка стійкості двотаврової балки 14:

$$\frac{M_x}{\varphi_b W_{\alpha} R_y \gamma_c} \leq 1;$$

$$\frac{1,52 \cdot 1000 \cdot 100}{0,83 \cdot 81,7 \cdot 2436,5 \cdot 0,9} = 1,1 > 1$$

Умова не виконується, двотаврова балка № 14 не має достатньої стійкості. Необхідно збільшити перетин балки.

Візьмемо двотаврову балку 16 і повторимо розрахунок стійкості балки.

$$q = 1.05 \times 15.9 = 16.7 \text{ кг/м}$$

Сумарний максимальний згинальний момент у балці з двотавра № 16 від дії сили P та власної ваги балки:

$$M = \frac{Pl}{4} + \frac{ql^2}{8} = \frac{2 \cdot 3}{4} + \frac{16.7 \cdot 3^2}{1000 \cdot 8} = 1.52 \text{ тм}$$

Розрахунок коефіцієнта φ^b для двотавра № 16:

- момент інерції перерізу двотавра при вільному крученні: $I_t = 3.3 \text{ см}^4$
- коефіцієнт Ψ : $\Psi = 4.9$
- коефіцієнт φ_1 : $\varphi_1 = 1.0$
- коефіцієнт φ_b : $\varphi_b = 1.0$

Перевірка балки з двотавра № 16 на стійкість:

$$\frac{1.52 \cdot 1000 \cdot 100}{1.0 \cdot 109 \cdot 2436.5 \cdot 0.9} = 0.64 < 1$$

Умова виконується, двотавр № 16 має достатню стійкість для сприйняття розрахункових навантажень відповідно до розділу 1.5 ДБН В.2.6-163:2010.

$$\frac{QS}{I_t R_s \gamma_c} \leq 1;$$

де Q – поперечна сила;

S – статичний момент зсувної частини перерізу бруто щодо нейтральної осі;

I – момент інерції перерізу;

t_w – товщина стінки двотаврової балки;

R_s - розрахунковий опір сталі зсуву.

Сумарна максимальна поперечна сила балки з двотавра № 16 від дії сили P і власної ваги балки:

$$Q = \frac{P}{2} + \frac{q l}{2} = \frac{2}{2} + \frac{15.9 \cdot 3}{1000 \cdot 2} = 1.02 \text{ т}$$

Розрахунковий опір сталі зсуву згідно з Таблиці 1.3.1, ДБН В.2.6-163:2010:

$$R_s = 0.58 R_y = 0.58 \times 2436.5 = 1413.17 \text{ кг/см}^2$$

Перевірка міцності балки з двотавра № 16 на поперечну силу:

$$\frac{1.02 \cdot 1000 \cdot 100 \cdot 61.93}{873 \cdot 0.5 \cdot 1413.17 \cdot 0.9} = 0.11 < 1$$

Умова виконується, отже міцність балки з двотавра № 16 поперечну силу забезпечена.

Перевірка максимального прогину балки, для кран-балок максимальний прогин становить:

$$f_{\max} \leq L / 400$$

Максимальні прогини балки під впливом прикладених навантажень згідно з Таблиць 27 довідника з опору матеріалів (під ред. Г.С. Писаренко, Київ, 1988):

- від зосередженої сили P , при дії сили посередині балки:

$$f = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J}$$

- від власної ваги балки:

$$f = \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot J}$$

Сумарний прогин балки з двотавра 16 від дії сили Р та власної ваги балки:

$$f_{max} = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} + \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot J} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1000 \cdot 300^3}{48 \cdot 2099898 \cdot 873} + \frac{5 \cdot 15.9 \cdot 300^4}{384 \cdot 2099898 \cdot 873 \cdot 100} = 0.623 \text{ см} = 6.23 \text{ мм}$$

$$L / 400 = 3000 / 500 = 6,0 \text{ мм}$$

6,23 < 6,0, умова не виконується, прогин балки з двотавра № 16 перевищує максимально допустиме значення.

Візьмемо двотавр № 18, для такого перерізу осьовий момент інерції $J_x = 1290 \text{ см}^4$, а маса 1 метру становить 18,4 кг.

$$f_{max} = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot J} + \frac{5 \cdot q \cdot l^4}{384 \cdot E \cdot J} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1000 \cdot 300^3}{48 \cdot 2099898 \cdot 1290} + \frac{5 \cdot 18.4 \cdot 300^4}{384 \cdot 2099898 \cdot 1290 \cdot 100} = 0.422 \text{ см} = 4.22 \text{ мм}$$

$$L / 400 = 3000 / 500 = 6,0 \text{ мм}$$

4,22 < 6,0, умова виконується, прогин балки з двотавра № 18 не перевищує максимально допустимого значення.

Отже двотавр № 18 за ГОСТ 8768:2018 має необхідну міцність, стійкість і жорсткість для прийняття навантажень, що діють на балку

2.3. Підбір перерізу вертикальної опори

Максимальне навантаження буде при крайньому положенні талі на головній двотавровій балці. В такому випадку для розрахунків можна прийняти що все навантаження від вантажу (2000 кг) буде діяти на

вертикальну стійку. Підбір необхідного поперечного перерізу труби виконується на підставі розрахунку радіуса інерції r_{\min} перерізу опори з гранично допустимої гнучкості стрижня [13-16].



Рис. 2.3. Розрахункова схема опори

Гранично допустима гнучкість опори:

$$\lambda = 180 - 60 \alpha = 180 - 60 \times 0.5 = 150,$$

$$\alpha = \frac{N}{\varphi A R_y \gamma_c} = 0.5$$

Коефіцієнт розрахункової довжини μ для закріплення шарнірного опори: $\mu = 1.0$

Розрахункова довжина опори:

$$l_{ef} = \mu l = 1.0 \times 3 = 3 \text{ м}$$

Необхідний мінімальний радіус інерції поперечного перерізу опори:

$$r_{min} = l_{ef} / \lambda = 3 / 150 = 0.02 \text{ м} = 2.0 \text{ см}$$

Сортамент труб, представлений ГОСТ 8639-82, не містить значення радіусів інерції поперечного перерізу труб, тому їх необхідно обчислити самостійно за наступною формулі:

$$r_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}}$$

I_{min} – мінімальний момент інерції перерізу труби щодо однієї з основних осей перерізу.

Прийmemo трубу 80×80×5, що має мінімальний радіус інерції $r_{min} = 3,04$ см, як розрахункову.

Перевірка стійкості:

$$\frac{N}{\varphi A R_y \gamma_c} \leq 1$$

де N – розрахункова стискаюча сила;

φ – коефіцієнт стійкості при центральному стисканні;

A – площа поперечного перерізу опори;

R_y – розрахунковий опір сталі розтягуванню, стиску, вигину за межею плинності;

γ_c – коефіцієнт умов роботи опори.

Гнучкість опори із труби 80×80×5:

$$\lambda = l_{ef} / r_{min} = 3 / 0,0304 = 98.7$$

Умовна гнучкість опори:

$$\bar{\lambda} = \lambda \sqrt{R_y / E}$$

$$\bar{\lambda} = 98,7 \sqrt{\frac{240}{2,06 \cdot 10^5}} = 4,7$$

Коефіцієнт δ визначається за формулою:

$$\delta = 9,87(1 - \alpha + \beta\bar{\lambda}) + \bar{\lambda}^2,$$

де коефіцієнти α та β приймаються:

$$\alpha = 0,03 \quad \beta = 0,06$$

Тоді,

$$\delta = 9,87 \times (1 - 0,03 + 0,06 \times 4,7) + 4,7^2 = 34,45$$

Коефіцієнт стійкості φ :

$$\varphi = 0,5 \left(\delta - \sqrt{\delta^2 - 39,48\bar{\lambda}^2} \right) / \bar{\lambda}^2$$

$$\varphi = 0,5 \left(34,45 - \sqrt{34,45^2 - 39,48 \cdot 4,7^2} \right) / 4,7^2 = 0,4$$

Значення коефіцієнта φ , обчислене за формулою вище, слід набувати не більше $7,6/\bar{\lambda}^2$ при значеннях умовної гнучкості понад 3,8 для прямокутних перерізів труб.

Оскільки $\bar{\lambda} = 4,38$, що більше 3,8, потрібно обчислити значення $7,6/\bar{\lambda}^2$ та порівняти його з розрахунковим коефіцієнтом стійкості φ

$$7,6/4,7^2 = 0,34 < \varphi$$

$0,34 < \varphi = 0,4$, отже приймемо $\varphi = 0,34$.

Перевірка стійкості опори:

$$\frac{N}{\varphi AR_y \gamma_c} \leq 1$$

$$\frac{2300}{0,34 \cdot 8,68 \cdot 2446,5 \cdot 0,9} = 0,35$$

$0,35 < 1$, отже вертикальна стійка з труби $80 \times 80 \times 5$ має необхідну стійкість сприйняття розрахункових навантажень.

Висновок: Прийmemo трубу $80 \times 80 \times 5$ за ГОСТ 8639-82 в якості проектованої конструкції опори.

2.4. Розрахунок гідроциліндра

Визначимо максимальну вагу, що може підійматися двома гідроциліндрами, з врахуванням маси вантажу, балки та вертикальних опор а також маси електроталі:

$$M = 2000 + (18,4 \cdot 3) + (6,82 \cdot 2,5 \cdot 2) + 200 = 2289 \text{ кг}$$

Для розрахунку прийmemo загальну масу 2300 кг, тоді на один гідроциліндр припадає 1150 кг.

Вихідні дані для розрахунку гідроциліндра:

- Номінальне зусилля на штокові гідроциліндра – 11,5 кН;
- Необхідний хід висування штока гідроциліндра – 1000 мм;
- Кріплення – шарнірне;
- Номінальний тиск в системі 16 МПа;

Визначимо необхідний діаметр поршня:

$$D_H = 2 \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot p_H}} = 2 \sqrt{\frac{11500}{3,14 \cdot 10}} = 38,3 \text{ мм}$$

Приймаємо діаметр поршня $D = 40$ мм.

Визначимо діаметр штока:

$$d_H = \varphi \cdot D$$

Значення коефіцієнта φ приймаємо 0,6.

$$d_H = 0,6 \cdot 40 = 24$$

Приймаємо $d = 25$ мм.

Визначимо максимальне навантаження на шток гідроциліндра:

$$F = p \cdot S = 10 \frac{3,14 \cdot 40^2}{4} = 12,560 \text{ кН}$$

Момент в опорі:

$$M = F \cdot f \cdot \frac{d_o}{2}$$

Приймаємо f рівним 0,15 для пари тертя сталь-сталь, діаметр опори 16 мм.

$$M = 12560 \cdot 0,15 \cdot \frac{16}{2} = 15,1 \text{ Нм}$$

Реакції в опорах:

$$R_1 = R_2 = \frac{M}{b}$$

Приймаємо $b = 0,8 d_o = 0,8 \cdot 16 = 12,8$ мм

$$R_1 = R_2 = \frac{15,1}{12,8 \cdot 10^{-3}} = 1179 \text{ Н}$$

Визначимо необхідну ширину направляючих елементів:

- для штока

$$S_{ш} = \frac{R_1}{d[q]}$$

Приймаємо направляючі з допустимим тиском $q_{max} = 25$ МПа. Задамо загальний запас міцності $n = 2$. Тоді контактний тиск:

$$[q] = \frac{q_{max}}{n} = \frac{25}{2} = 12,5 \text{ МПа}$$

$$S_{ш} = \frac{1179}{24 \cdot 12,5} = 3,93 \text{ мм}$$

Для підвищення надійності вказаних вузлів встановимо на шток направляючу шириною 9,4 мм кожна, а на поршень – комплексне ущільнення, включаючи направляючі та ущільнюючі елементи.

Визначимо необхідну товщину стінки гідроциліндра.

Матеріал гідроциліндра – сталь 45 з межею текучості 345 МПа.

Допустиме напруження на розтяг:

$$[\sigma] = \frac{345}{2} = 172,5 \text{ МПа}$$

Необхідна товщина стінки гідроциліндра:

$$\delta = \frac{\sqrt{17}}{4} \cdot \frac{16 \cdot 40}{172,5} = 3,88 \text{ мм}$$

Приймаючи коефіцієнт запасу 2, приймаємо товщину стінки гідроциліндра – 8 мм.

Тиск в опорному елементі штока:

$$q = \frac{R_1}{d \cdot b} = \frac{1179}{40 \cdot (9,4 + 9,4)} = 1,57 \text{ МПа}$$

Перевірка штока на стійкість.

Матеріал гідроциліндра – сталь 45. Термообробка – покращення. Заявлена межа текучості – 345 МПа.

Визначимо гнучкість штока

$$\lambda = \frac{K \cdot L_{\text{шт}}}{d_{\text{шт}}} = \frac{1 \cdot 1200}{24} = 50$$

де K – коефіцієнт умови закріплення штока.

Для такого значення гнучкості коефіцієнт зниження допустимих напружень $\psi = 0,83$.

Площа перетину штока:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 24^2}{4} = 452,2 \text{ мм}^2$$

Момент опору в перерізі штока

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 24^3}{32} = 1356,5 \text{ мм}^3$$

Напруження в перерізі з врахуванням пониження допустимих напружень:

$$\sigma = \frac{F_{\text{max}}}{\psi \cdot A} + \frac{M}{W} = \frac{12560}{0,83 \cdot 452,2} + \frac{15,1 \cdot 10^3}{1356,5} = 44,6 \text{ МПа}$$

Умова міцності $44,6 \leq 172,5$, виконується.

Для гідросистеми обираємо компактну маслостанцію потужністю 0,75 кВт з робочим тиском на виході 10 МПа, подача 4 л/хв. За такої подачі час повного висування штока становить 12 с.

3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ МОБІЛЬНОГО КОЗЛОВОГО КРАНА

3.1. Перевірка обраної балки у SolidWorks Simulation

У підрозділі 2.2. аналітично було підібрано двотаврову балку № 18 відповідно до ГОСТ 8239-89. Для перевірки вибраного перерізу балки у SolidWorks Simulation створено її 3d модель рис. 3.1. Проліт балки відповідно до розрахунків вище – 3000 мм. На торцях балки створено дві пластини на які вона опирається.

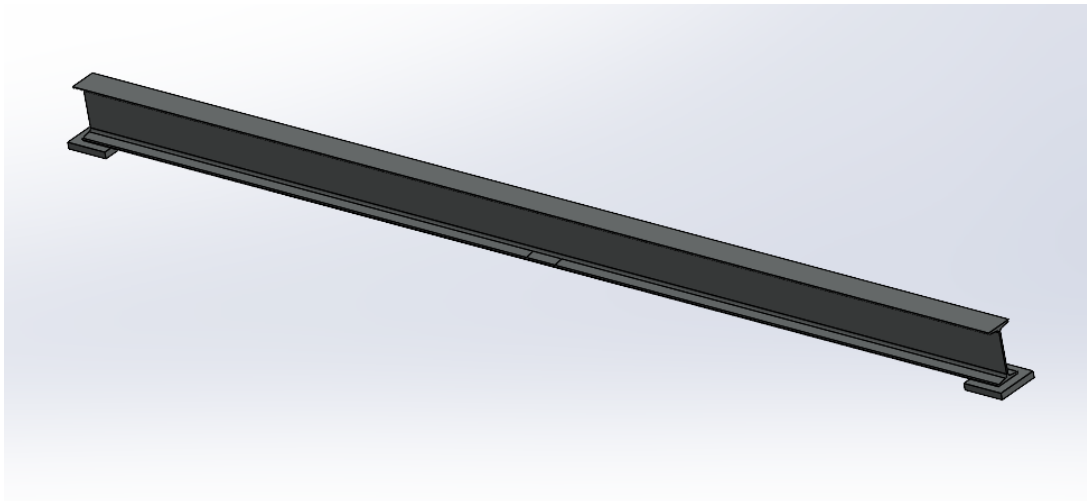


Рис. 3.1. Тривимірна модель балки

Для проведення моделювання необхідно створити нове статичне дослідження у модулі Simulation програми SolidWorks.

Закріплення застосоване до обох опорних пластин а також прикладене навантаження 2 000 кг (20 000 Н) посередині балки на внутрішню поверхню нижньої полиці балки рис. 3.2, там де буде встановлено таль. Також задано напрямок дії сили земного тяжіння.

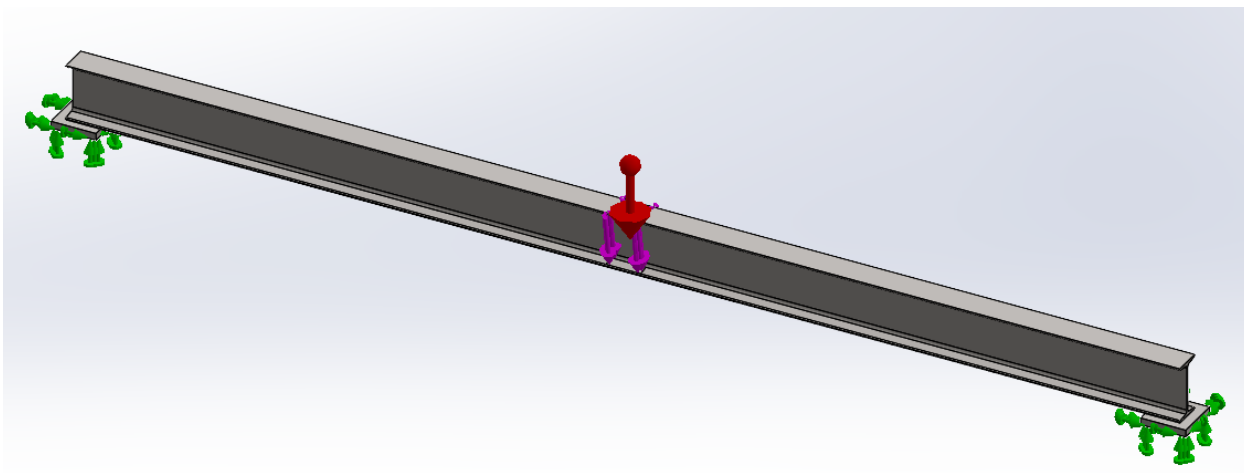


Рис. 3.2. Закріплені елементи та прикладене навантаження

Також необхідно задати контактні взаємодії між компонентами – «Взаємодії компонентів», тип взаємодії – «Контакт». Також задано коефіцієнт тертя між елементами 0,2.

Для здійснення моделювання навантаження необхідно розділити балку на елементарні дрібніші частинки невеликого розміру у формі трикутних пірамід рис. 3.3. При чому для підвищення точності результатів моделювання розміри елементів сітки не однакові на всій деталі а змінюється відносно її геометрії. Для стінки двотавра, де його геометрія не змінюється і товщина однакова на всій його довжині розмір сітки більший, для зменшення часу затраченого на моделювання, а у місцях полиці де геометрія змінюється сітка побудована з дрібнішим розміром для підвищення точності отриманих результатів.

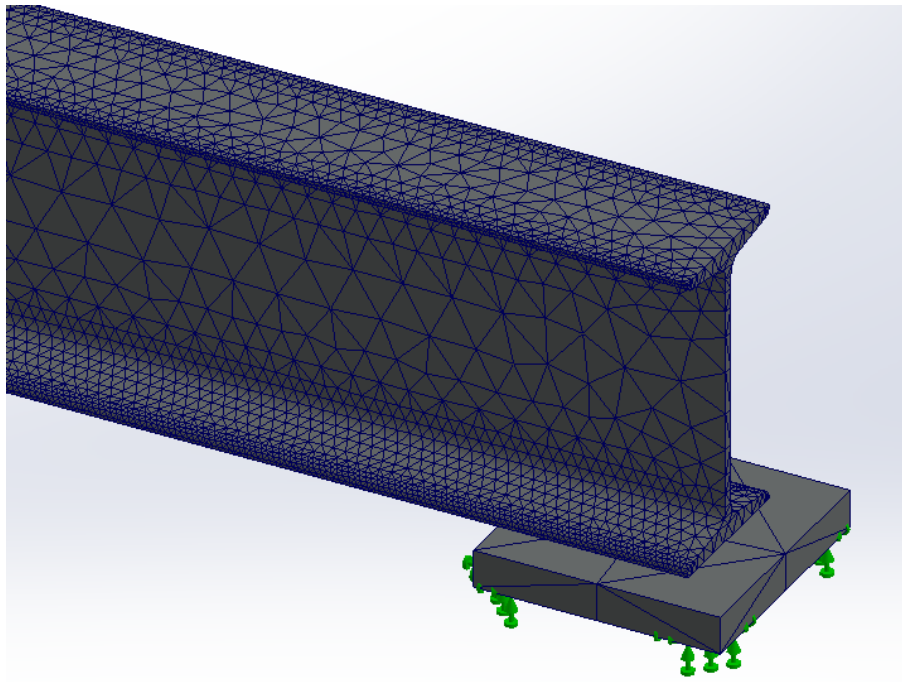


Рис 3.3. Сіткова модель

У результаті аналізу результатів проведеного дослідження визначено максимальне напруження, що виникає в балці. В загальному напруження у балці рівномірно розподілені по її довжині. Максимальне напруження виникає у місці прикладання навантаження та складає $1,44 \cdot 10^8 \text{ Н/мм}^2$ рис. 2.4., і воно не перевищує максимально допустиме значення $2,2 \cdot 10^8 \text{ Н/мм}^2$.

Також визначено переміщення балки відносно вертикальної осі рис. 2.5, максимальне значення якого становить 4,4 мм. Якщо порівняти його з розрахунковим прогином балки – 4,23 мм, то відхилення складе:

$$\delta = \frac{4,4 - 4,23}{4,23} \cdot 100\% = 4\%$$

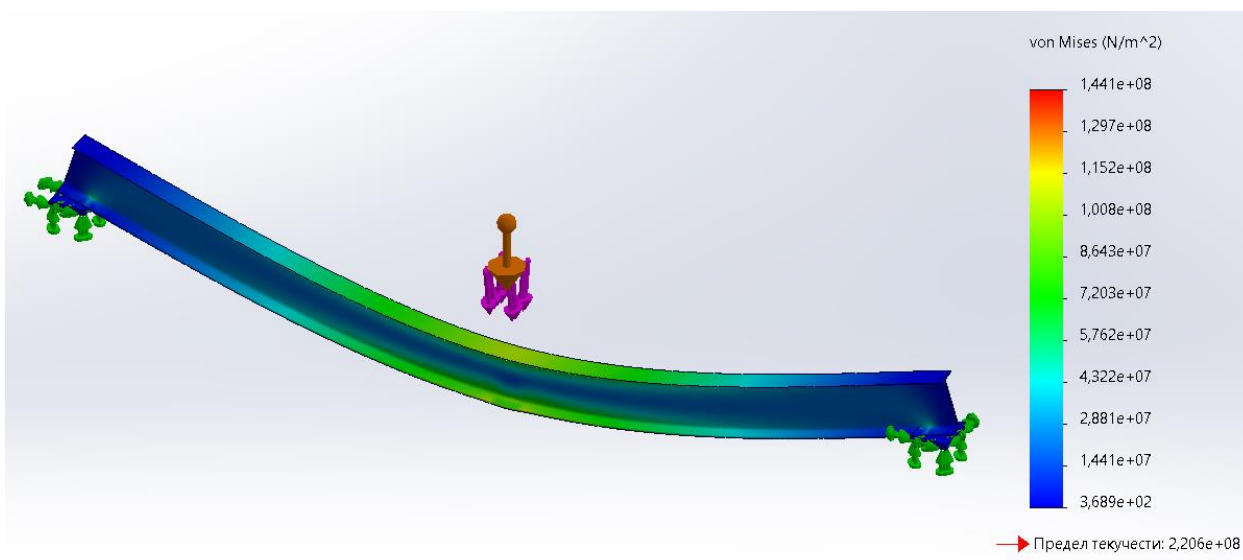


Рис. 3.4. Напруження, що виникають в балці від дії прикладеного навантаження

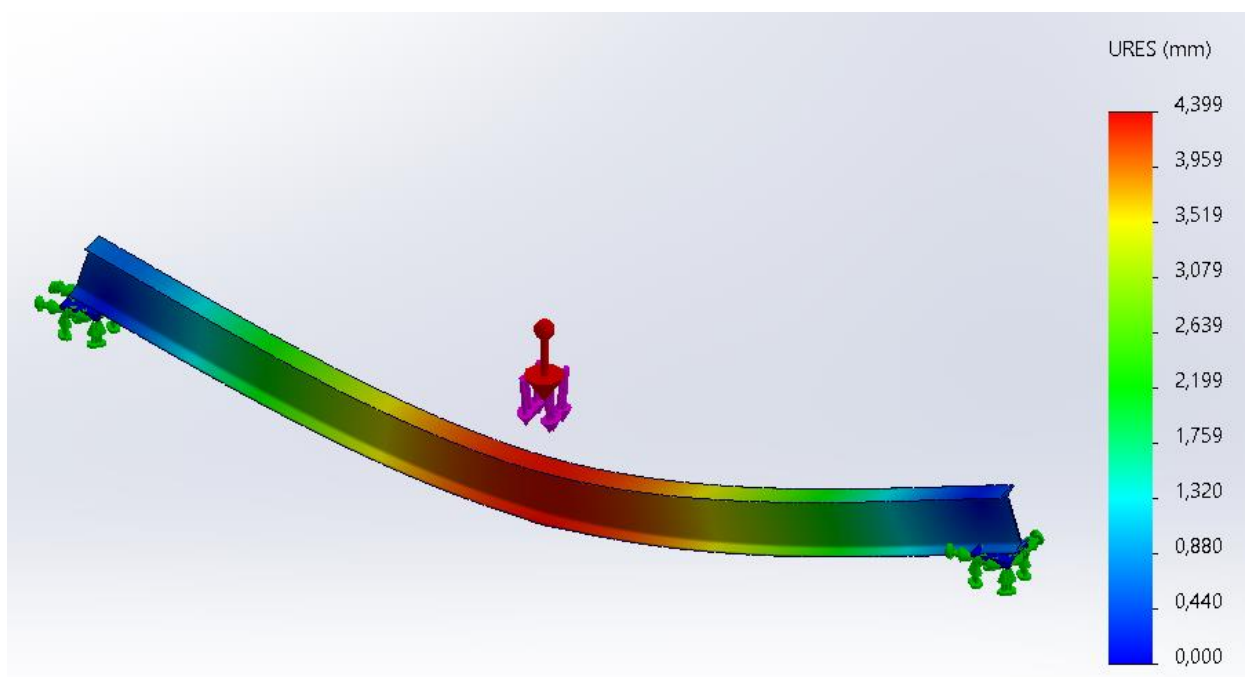


Рис. 3.5. Переміщення балки відносно вертикальної осі від дії прикладеного навантаження

Оскільки відхилення від розрахункового відрізняється менше ніж на 5%, то можна вважати, що результати моделювання правильні.

3.2. Перевірка стійки на втрату стійкості у SolidWorks Simulation

Для перевірки вибраної вертикальної стійки з перерізом $80 \times 80 \times 5$ за ГОСТ 8639-82 на втрату стійкості змодельовано її 3д модель та створено нове дослідження на втрату стійкості у модулі SolidWorks Simulation рис. 3.6.а та створено сіткову модель стійки – 3.6.б.

Для моделювання нижня площина вертикальної стійки закріплена а на верхню прикладене навантаження з розрахунку розміщення талі в крайній точці і умовно вся вага вантажу буде діяти на неї. Величина навантаження прийняти 23 кН.

Здійснивши дослідження отримано наступний результат рис. 3.7.

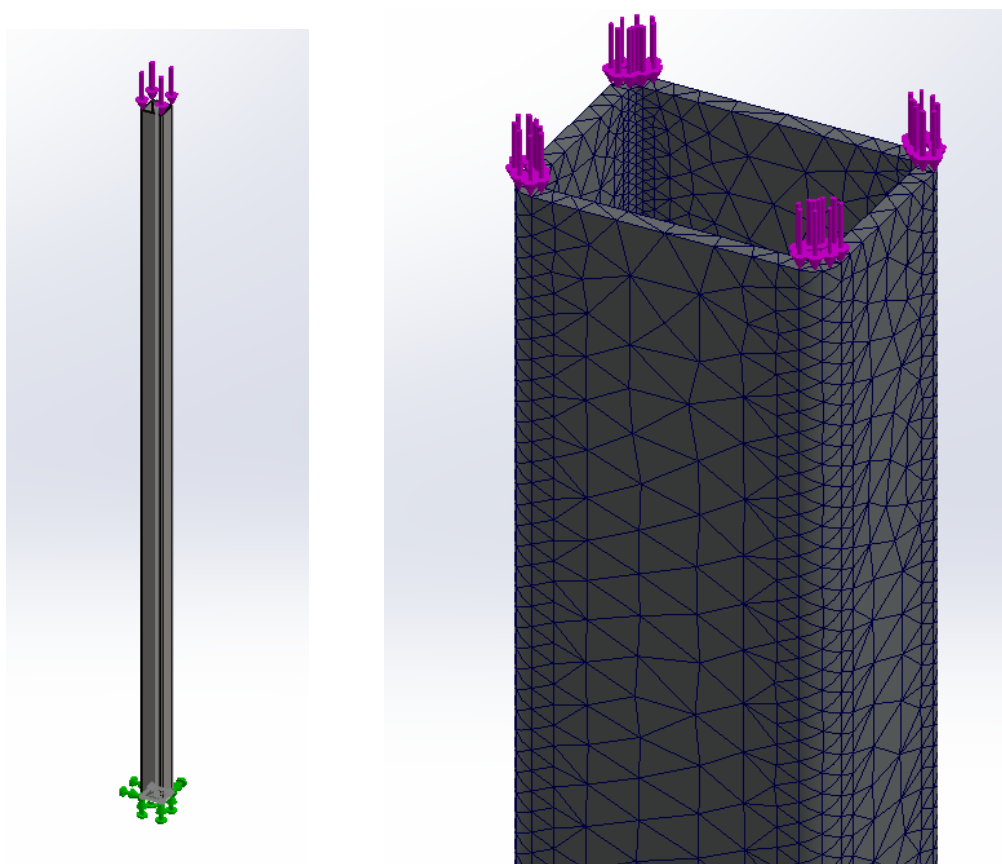


Рис. 3.6. 3д модель вертикальної стійки – а, сіткова модель – б.

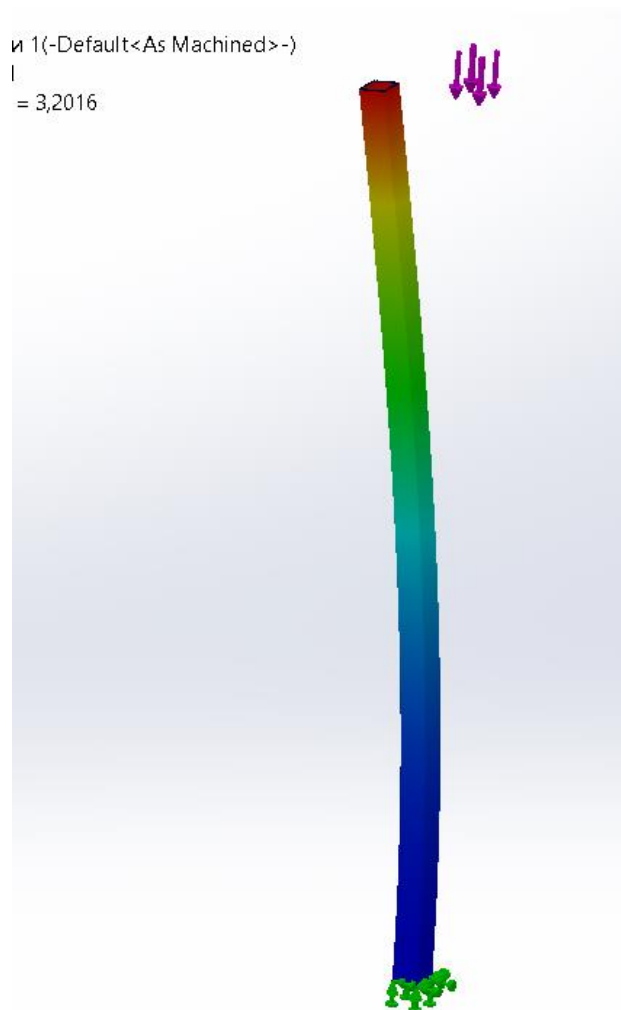


Рис. 3.7. Результат моделювання на втрату стійкості

Виходячи з результатів моделювання, коефіцієнт навантаження складає 3,2, що означає, що до втрати стійкості дана вертикальна стійка $80 \times 80 \times 5$ може витримати навантаження майже вдвічі більше від розрахункового, а саме 73,6 кН.

3.3. Конструкція крана

Для можливості зміни висоти крана вертикальні бокові опори складаються з двох частин: квадрат $80 \times 80 \times 5$ ГОСТ 8639-82 у верхній частині та $90 \times 90 \times 5$ у нижній частині опори. Для піднімання буде використано два гідроциліндри, розташовані на бокових опорах, що приводяться в рух однією масло-станцією і працюють синхронно.

Для фіксації верхньої частини вертикальної опори використано по два пальці діаметром 20 мм на кожній опорі рис. 3.8.

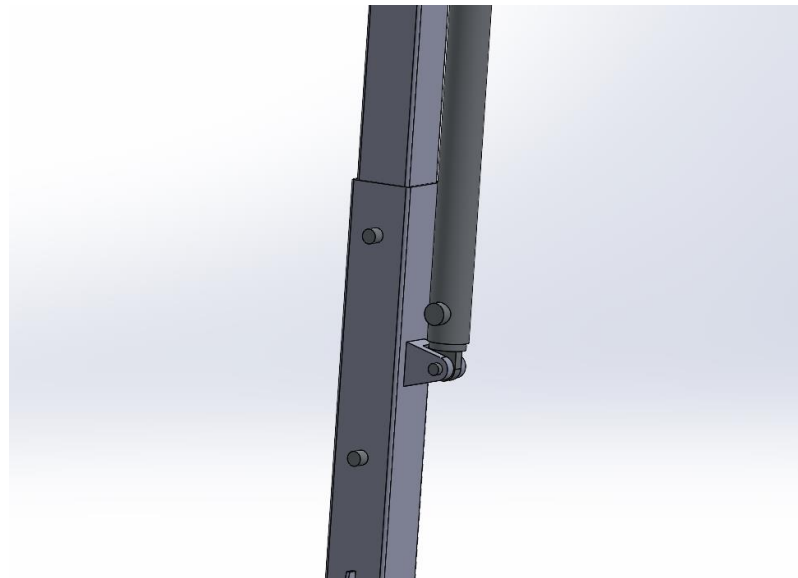


Рис. 3.8. Пальці фіксації вертикальної опори

Для більшої стійкості крана, нижня частина опори виконана з прямокутної труби $100 \times 100 \times 6$ а також розкосини з квадратної труби $60 \times 60 \times 4,5$ рис. 3.9. Також в місцях кріплення розкосин для підвищення жорсткості конструкції додано підсилюючі елементи з листового матеріалу товщиною 5 мм.

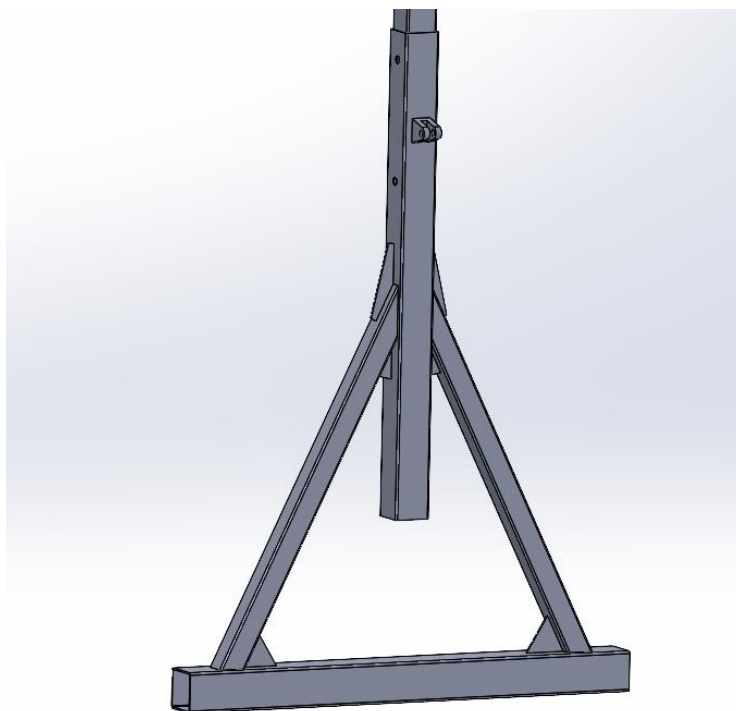


Рис. 3.9. Нижня частина вертикальної опори

Для з'єднання верхньої частини вертикальної опори з двотавровою балкою крана на обидва елементи приварено додаткові пластини для їх болтового з'єднання рис. 3.10. Це дозволить спростити монтаж та демонтаж крана. Для цього з'єднання використано чотири болти М12.

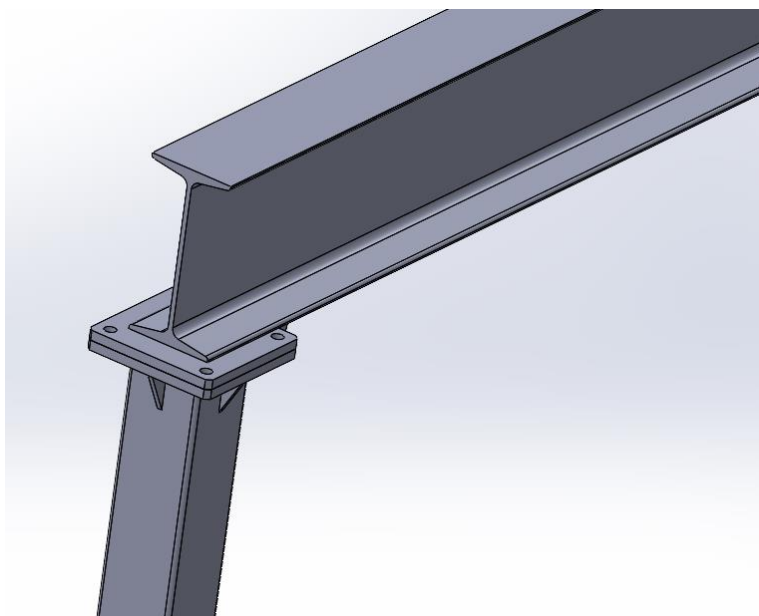


Рис. 3.10. З'єднання верхньої частини вертикальної опори з двотавровою балкою крана

Для забезпечення мобільності козлового крана на обох вертикальних опорах встановлено по два колеса. Матеріал колеса поліуретан з чавунною основою. Діаметр колеса 200 мм та максимальне навантаження 600 кг. Таким чином чотири колеса здатні витримати 2400 кг навантаження.



Рис. 3.11. Опорне колесо

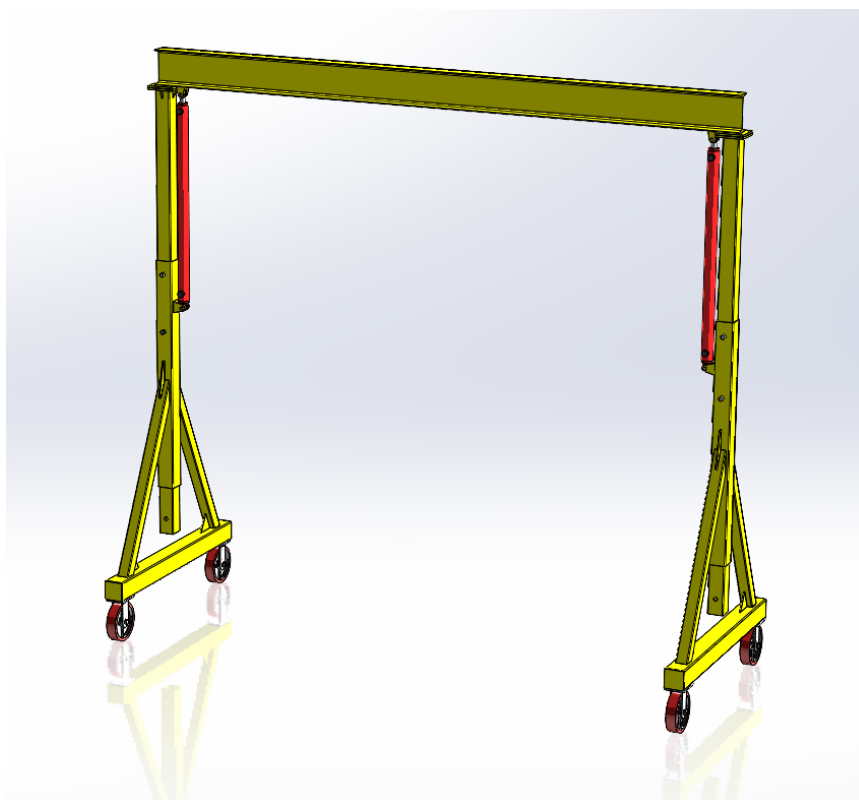


Рис. 3.12. Загальний вигляд мобільного козлового крана

Колесо кріпиться до нижньої частини вертикальної опори крана за допомогою 4 болтів М10.

На одній з опор буде встановлено масло-станція яка було вибрана в попередньому розділі та елементи керування нею для підйому балки крана та збільшення його робочої висоти.

Загальний вигляд спроектованого мобільного козлового крана зображено на рис. 3.12.

Також здійснено моделювання збірки крана, в результаті визначено максимальне напруження, яке становить 1,44 МПа, це точкові напруження у місцях з'єднання розкосин до нижнього квадрату. Максимальний прогин балки становить 5,11 мм рис. 3.13. Коефіцієнт запасу міцності для крана загалом становить 1,65.

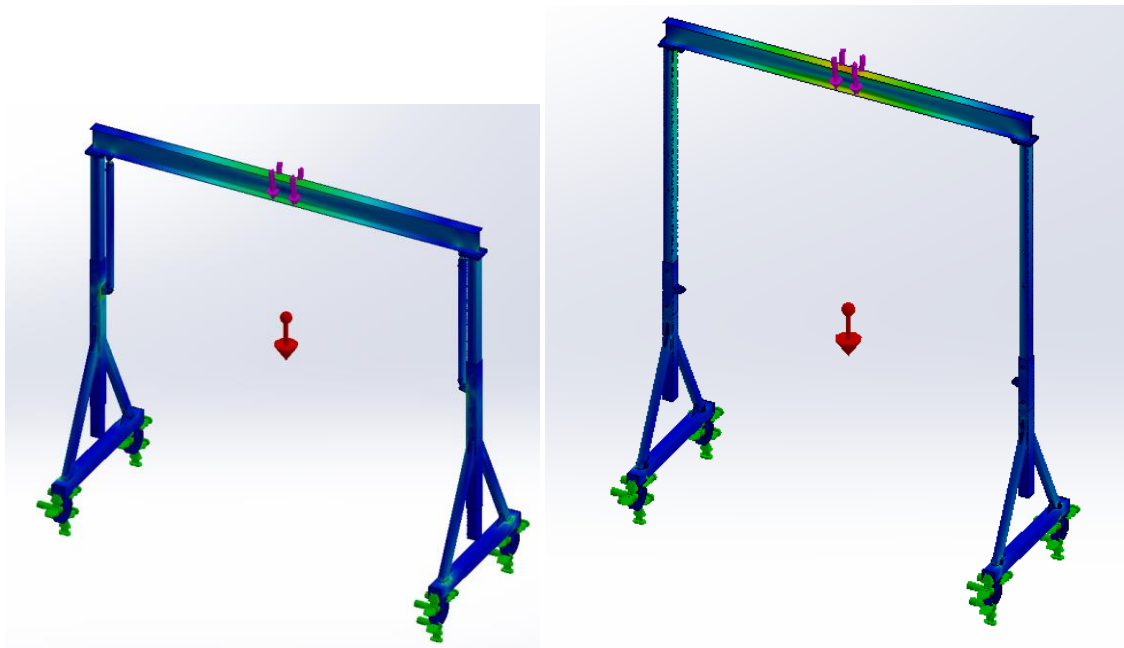


Рис. 3.13. Результати моделювання

Для положення крана зі збільшеною висотою коефіцієнт запасу становить 1,6 а прогин балки зростає до 5,33 мм рис. 3.13. Максимальні напруження – 1.3 МПа.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Аналіз шкідливих і небезпечних факторів

Вантажопідіймальний кран відноситься до небезпечних виробничих об'єктів. Найбільш травмонебезпечними факторами є механічні та електричні. Небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються на наступні групи: фізичні, хімічні, біологічні, психофізіологічні [17].

До небезпечних фізичних виробничих факторів на кранах відносяться: рухомі частини механізмів, механізми підйому та пересування, переміщувані вантажі.

До шкідливих виробничих факторів відносяться: підвищена або знижена температура робочої зони; висока швидкість руху повітря (наприклад, 15 м/с); вологість повітря, недостатнє освітлення робочих місць, проходів і проїздів.

Залежно від виду трудової діяльності працівника існують різні небезпечні фактори: наприклад, для електромонтера, що обслуговує ремонт електрообладнання крана, є небезпека ураження електричним струмом; для стропальника – небезпека отримати травму від переміщуваного обладнання або вантажу, від застосовуваних у роботі пристосувань: гаків, стропів, при неправильних діях у процесі своєї роботи; для кранівника – небезпека перекидання крана у разі помилкових дій при сильному вітровому навантаженні, а отже, смертельна небезпека для нього та працівників, що знаходяться в робочій зоні крана.

4.2. Вибір та обґрунтування заходів для створення безпечних умов праці.

В охороні праці більш важливе значення має техніка безпеки, що є системою організаційних заходів та технічних засобів, які запобігають впливу небезпечних виробничих факторів на працюючих, а також система виробничо-

санітарних заходів та технічних засобів, що запобігають шкідливим виробничим факторам.

У зв'язку з тим, що на крані використовуються нафтопродукти, у повітрі з'являються шкідливі речовини, тому для очищення повітря застосовуються наступні заходи:

1. Заборона зберігання на крані запасів мастильного масла, керосину та обтирочних матеріалів, які слід негайно видаляти.

2. Заборона використання для очищення механізмів бензину, ацетону та інших легкозаймистих рідин, замість них рекомендується використовувати керосин.

3. Використання природної, приточної, витяжної, приточно-витяжної вентиляції, а також пиловідсмоктувачів.

Негативними факторами, які також впливають на організм людини, є шум та вібрація. При тривалому впливі шуму у людини знижується гострота слуху та зору, підвищується кров'яний тиск, погіршується діяльність органів дихання, відбувається ослаблення уваги та пам'яті.

Мероприяття зі зниження рівня шуму:

1. Застосування, наскільки це можливо, малошумного виробничого обладнання.

2. Вчасний та якісний ремонт машинного обладнання, оскільки причиною недопустимого шуму є знос тертя деталей, підшипників, неправильний монтаж машин під час ремонтів.

3. Використання індивідуальних засобів захисту від шуму, а також ущільнень конструкцій, кожухів для джерел шуму тощо.

Мероприяття зниження вібрації:

- Установка пружних елементів між вібруючим механізмом та основою.

- Використання вібропоглинаючих матеріалів шляхом нанесення шару гуми, мастики або пластмаси на вібруючу поверхню.

- Використання індивідуальних засобів захисту від вібрації: взуття з віброгасячими підошвами, віброгасячі рукавиці.

Усі місця, звідки можливе падіння людей, повинні бути огорожені. Вхід на кран допускається лише через спеціально встановлену сходику з поручнями. Підіймати інструменти, матеріали та обладнання на кран слід лише за допомогою мотузкового тросу.

4.3. Інструкція з охорони праці під час монтажу та експлуатації системи.

Під час монтажу та експлуатації обладнання крана дотримуються "Правил техніки безпеки" та "Правил побудови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних машин".

Для захисту людей від ураження електричним струмом згідно з ПУЕ може бути застосовано один з наступних захисних заходів: заземлення, нейтралізація, захисне відключення, використання низьких напруг та роздільних трансформаторів і т. д.

У кабіні управління, яка є робочим місцем для кранівника, не повинно бути електричних апаратів або проводів, які не мають надійних ізоляційних або металевих огорожень, що повністю виключають будь-яку можливість доторкання до токопровідних частин.

Прохід для обслуговування електричних машин повинен бути не менше 1 м, а на протилежному боці від проходу відстань від корпусу електричної машини до іншого електрообладнання повинна бути не менше 0,3 м.

Робоче напруга електродвигунів кранів повинна бути не більше 440 В при постійному струмі та не більше 500 В при змінному струмі.

Кабелі підвішують на тросах або розташовують у коробках (каналах).

Висота підвісу кабелів тележок повинна виключати можливість випадкового доторкання та бути не менше 3,5 м від рівня підлоги або землі при напрузі 500 В і не менше 7 м при напрузі понад 500 В.

Кришка люка, що веде з кабіни кранівника на міст крана, повинна бути обладнана пристроєм блокування, яке автоматично відключає напругу на тележках моста при відкритті люка для виходу на міст.

Пуск крана після зупинки, спричиненої перервою в подачі електроенергії або закриттям люка кабіни, повинен бути можливий лише з місця керування краном у кабіні, при цьому виконано умову: всі ручки керування або маховики контролерів повинні бути встановлені в нульове положення.

Контакти приладів та апаратів, що встановлені для забезпечення безпеки, повинні працювати лише при відмиканні ланцюга.

Пускові апарати для ручного керування, що використовуються на вантажних пристроях, повинні мати пристрій для самовідновлення в нульове положення.

Кабіни керування кранами, апаратні кабіни, кабіни, де встановлені механізми, повинні мати електричне освітлення, яке включається таким чином, що при відключенні електрообладнання крана освітлення залишається увімкненим.

Робоче освітлення на кранах повинно здійснюватися напругою не вище 220 В.

Щоб уникнути небезпеки подачі напруги на конструктивні частини електрообладнання кранів, всі конструктивні частини повинні бути заземлені. Заземлення металевих частин електрообладнання з конструкціями механізму здійснюють за допомогою спеціальних заземлювальних пристроїв. До внутрішніх частин, які підлягають заземленню, відносяться: металеві конструкції, рейки та інші вузли, пов'язані з кріпленням апаратури, вторинні обмотки вимірювальних трансформаторів.

При керуванні вантажопідйомними пристроями з підлоги, корпуси кнопочного керування повинні бути виготовлені з ізоляційного матеріалу. Якщо кнопка керування має металевий корпус, то вона повинна бути заземлена двома провідниками (тросом, на який кріпиться корпус, і жиллом кабеля).

Зону під монтованим краном огорожують та вивішують плакат: "Прохід заборонено! Вгорі працюють". Робота з електроінструментом допускається лише у гумових рукавичках та галошах; при цьому інструмент повинен бути заземлений. Електроенергію до електроінструменту подають по шланговому проводу з справною ізоляцією. В місцях, де можна впасти, працюють у предохранному поясі. Електросварочні проводи повинні мати надійну ізоляцію. Забороняється використання змонтованих тележок як провідники електроенергії під час виконання робіт. Категорично заборонено рухатися по підкрановим шляхам.

4.4. Пожежна профілактика

Пожежна профілактика полягає в комплексі інженерно-технічних заходів, розроблених при проектуванні нових підприємств, та організаційно-технічних заходів, які проводяться на діючих підприємствах [18].

Причини пожеж і вибухів у електроустановках можуть бути електричного і неелектричного характеру. Причинами електричного характеру є:

- а) іскріння в електричних апаратах і машинах, а також іскріння внаслідок електростатичних розрядів і ударів блискавки;
- б) струми короткого замикання і перевантаження провідників, що спричиняють їх перегрів до високих температур, що може призвести до запалення їх ізоляції;

) незадовільні контакти в місцях з'єднання проводів, коли внаслідок великого перехідного опору при протіканні електричного струму виділяється значна кількість тепла і різко підвищується температура контактів;

г) електрична дуга, що виникає між контактами комутаційних апаратів часто як наслідок неправильних операцій з ними (наприклад, відключення навантаження вимикачем), а також при дуговому зварюванні;

д) аварії з маслонаповненими апаратами (вимикачі, трансформатори та ін.), коли відбувається викид у атмосферу та запалення продуктів розкладу мінеральної оливи і їх змішання з повітрям;

е) перевантаження і несправність обмоток електричних машин і трансформаторів при відсутності належного захисту.

До причин пожеж та вибухів неелектричного характеру можна віднести:

а) необережне поводження з вогнем під час зварювальних робіт;

б) неправильне оброблення газозварювального обладнання, паяльних ламп і нагрівачів для плавлення кабельних мас і пропітних складів;

в) несправність котельних, виробничих печей, опалювальних приладів та порушення режимів їх роботи;

г) несправність виробничого обладнання (перегрів підшипників тощо), порушення виробничого технологічного процесу, в результаті чого можливе виділення горючих газів, парів, пилу у повітряне середовище;

д) куріння в пожежонебезпечних та вибухонебезпечних приміщеннях та установках;

е) самозаймання деяких матеріалів.

Для усунення причин пожеж та вибухів на виробництві проводяться різноманітні профілактичні заходи - технічні, експлуатаційні, організаційні та режимні.

До технічних заходів відноситься дотримання протипожежних норм при проектуванні та будівництві споруд, обладнання систем опалення та

вентиляції, вибір та монтаж електрообладнання, а також облаштування захисту від електростатичних розрядів, блискавкозахисту та інших.

Експлуатаційні заходи передбачають правильну технічну експлуатацію виробничих агрегатів, котельних, компресорних та інших силових установок та електрообладнання, правильне утримання будівель та території підприємства.

До організаційних заходів відносяться навчання виробничого персоналу протипожежним правилам, створення на підприємстві добровільних пожежних дружин, видання необхідних інструкцій та плакатів з пожежної техніки.

До режимних заходів відноситься обмеження або заборона в пожежонебезпечних місцях застосування відкритого вогню, куріння, проведення електро- та газозварювальних робіт. Роботи з вогнебезпечними та вибухонебезпечними речовинами повинні бути оформлені спеціальним нарядом. При роботі на крані використовуються нафтопродукти, які за певних умов можуть запалитися (моторне масло для змазування, керосин для промивки підшипників та очищення механізмів від старої змазки та ін.), а також можливе самозаймання при зберіганні понад 8 годин (обтирочні кінці, ганчір'я, просочена маслом).

5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Економічна ефективність запроєктованої конструкції крана буде складатися з вартості металопрокату, вартості зварних робіт а також інших покупних елементів, таких як колеса, таль, гідроциліндри та маслостанція.

Капіталовкладення визначають за формулою:

$$K_{\text{в}} = K_{\text{м}} + K_{\text{ел}} \quad (5.1)$$

де $K_{\text{м}}$ – ціна матеріалів на виготовлення балки, грн.;

$K_{\text{ел}}$ – ціна затраченої енергії при виробництві балки, грн.

Орієнтовні капіталовкладення на виготовлення цієї балки складуть:

Таблиця 5.1

Вартість матеріалів для виготовлення

№ п/п	Назва основних матеріалів, напів фабрикатів та витратних матеріалів	Одиниця вимірювання	Норма витрати на один виріб (одиниця вимірювання)	Вартість одиниці вимірювання грн.	Вартість основн. матеріалів, та комплектуючих із врахуванням затрат на транспортування.
1	Металопрокат	тони	0,17	42000	7 140
2	Ацетилен	м ³	0, 1	520	52
3	Кисень	м ³	0,125	306,2	38,3
	Разом за розрахунком матеріалів				7230
	Вартість транспортно-заготівельних витрат становить 3% від вартості матеріалів.				217
	Вартість матеріалів на виготовлення $K_{\text{м}}$				7 447

Затрати на електроенергію:

$$K_{\text{ел}} = M_{\text{м}} (G_{\text{ел}} / \Pi) B_{\text{ен}} \quad (5.2)$$

де $M_{\text{м}}$ – використання потужності зварювального апарата, кВт/год, (3 кВт за годину);

$G_{\text{ел}}$ – маса електродів витрачених на виготовлення балки, кг;

Π – продуктивність зварювальних робіт, кг/год, (5кг/год);

B_{en} – вартість одного кВт електроенергії для виробництва, становить 2,64 грн.

$$K_{e\lambda 0} = 3 \cdot (2,7/5) \cdot 2,64 = 4,27 \text{ грн.}$$

Затрати на оплату праці персоналу:

$$Z_{onn} = T_{cm} (K_{зм,зв} + K_{зм,різ}) \quad (5.3)$$

де T_{cm} – вартість різку погонного метра та зварного шва, приймаємо 36 грн.;

$K_{зм,зв}$ і $K_{зм,різ}$ – довжини погонних метрів зварного шва та різки металу.

$$Z_{on0} = 50 \cdot (9 + 1,5) = 525 \text{ грн.}$$

Витрати на виготовлення балки визначимо за формулою:

$$Z_{en} = K_{en} + Z_{onn}, \text{ грн.} \quad (5.5)$$

$$Z_{en0} = 7447 + 525 = 7972 \text{ грн.}$$

Енергоємність виготовлення балки $E_{уд}$, кВт год/кг, обчислюємо за ф-ю.:

$$E_{удn} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{el}}{m}, \quad (5.6)$$

де $\sum_{i=1}^n E$ – спожита електроенергія для виготовлення балки, кВт/год,

m – маса балки, т.

Спожту енергію $\sum_{i=1}^n E$, кВт/год, визначимо за формулою:

$$E_{елn} = M_m (G_{ел} / \Pi) \quad (5.7)$$

$$E_{ел0} = 3 \cdot (2,7/5) = 1,62 \text{ кВт}$$

$$E_{уд} = \frac{1,62}{0,17} = 9,5 \text{ кВт год/т,}$$

Трудомісткість виробництва балки, показник $T_{уд}$, люд·год/т, визначали за формулою:

$$T_{удn} = \frac{\sum_{i=1}^n T_n}{m} \quad (5.8)$$

де $\sum_{i=1}^n T_n$ - витрата праці, люд·год.

Витрата праці $\sum_{i=1}^n T_n$, люд·год, визначали за формулою:

$$\sum_{i=1}^n T_n = n(K_{зм,зв} + K_{зм,піз}) / v_{зв,піз}, \quad (5.9)$$

де n - кількість працівників, людей

$v_{зв,піз}$ – швидкість різання і зварювання, м/год, ($v_{зв,піз}=10$ м/год).

$$\sum_{i=1}^n T_0 = 1(9 + 1,5) / 10 = 1,05 \text{ люд·год},$$

$$T_{y\partial} = \frac{1,05}{0,17} = 6,17 \text{ люд·год/т},$$

1 колесо коштує 800 грн, а комплект з 4 коліс складе 3200 грн. Вибрана гідравлічна міні маслостанція потужністю 0,75 кВт – 11000 грн. два гідроциліндри коштуватимуть 18 000 грн. також вартість шлангів складе 1500 грн. Вартість тельфера вантажопідйомністю 2т. складає 5 500 грн. Сумарна вартість покупних деталей складе 39 200 грн.

Сумарні витрати на виготовлення мобільного козлового крану наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2

Сумарні витрати

Параметр	Вартість
Металопрокат, грн.	7 230
Вартість транспортно-заготівельних витрат, грн	217
Вартість матеріалів, грн.	7 447
Оплата праці на виготовлення, грн.	525
Затрати на виготовлення металоконструкції, грн.	7 972
Покупні деталі, грн.	39 200
Всього, грн:	47 172

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

1. Для проведення ремонтних і складально-монтажних робіт в різних галузях виробництва застосовують козлові та інші типи кранів. Мобільний козловий кран може забезпечити як відносно високу вантажопідйомність так і мобільність порівняно із стаціонарними конструкціями кранів. Його можна легко переміщати по виробничій площі а також демонтувати та перенести на іншу точку виробництва.
2. В результаті проведення теоретичних розрахунків для крана підібрано тип балки двотавр № 18 за ГОСТ 8768:2018. Він забезпечує достатню міцність та допустимий прогин відносно заданого навантаження.
3. В якості вертикальних опор підібрано прямокутну трубу 80×80×5 за ГОСТ 8639-82. При розрахунку даний переріз прямокутної труби відповідає умові стійкості та задовольняє задані умови.
4. Розраховано основні геометричні параметри гідроциліндра для забезпечення підйому балки крана із врахуванням ваги вантажу. Підібрано маслостанцію для забезпечення роботи розрахованих гідроциліндрів.
5. Здійснено моделювання навантаження конструктивних елементів та всієї конструкції крана в цілому з використанням модуля SolidWorks Simulation.
6. Розглянуто аспекти охорони праці при використанні вантажопідіймального обладнання.
7. Здійснено розрахунки економічної ефективності виготовлення мобільного козлового крана. Вартість виготовлення металоконструкції складають 7 972 грн, разом з покупними елементами конструкції крана вартість складе 47 172 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Стороженко Л.І. Металеві конструкції: Навч. посібник / Л.І. Стороженко, В.А. Пашинський, С.Ф. Пічугін, Г.М. Трусов. – К.: НМК ВО, 1992. – 172 с.
2. Рябцев, О. В., Марченко, А. І. Підйомні крани: конструкція та розрахунок: Навчальний посібник. — Львів: ЛНУ, 2012. — 384 с.
3. Швець, В. І., Нагорний, О. М., Кравченко, С. О. Підйомно-транспортні машини та обладнання: Підручник. — Дніпро: ДНУЗТ, 2014. — 460 с.
4. Семенов, В. І., Ткаченко, В. В. Підйомно-транспортне обладнання: Підручник. — Одеса: ОНАХТ, 2008. — 450 с.
5. Винников. Ю.Л. Будівельні конструкції: навчальний посібник / Ю.Л. Винников С.Ф. Пічугін, О.О. Довженко, А.О. Дмитренко. – Полтава: ТОВ «АСМІ», 2015. – 400 с.
6. Козаченко, Д. М., Козлов, В. О., Рудик, В. П. Крани та вантажопідйомні механізми: Навчальний посібник. — Харків: ХНАДУ, 2011. — 320 с.
7. Опір матеріалів: Підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; За ред. Г. С. Писаренка. — 2-ге вид., допов. і переробл. — К.: Вища шк., 2004. — 655 с.
8. Костенко, М. І., Вітрук, О. П., Качан, Я. П. Проектування металевих конструкцій: Навчальний посібник. — Харків: ХНУБА, 2010. — 432 с.
9. Барабаш, О. І., Ковальов, В. О., Михайлов, І. В. Металеві конструкції: Підручник. — Львів: ЛНУБА, 2013. — 384 с.
10. Демченко, В. В., Кононенко, О. В., Макаренко, А. В. Проектування металевих конструкцій: Методичний посібник. — Дніпро: ДНУЗТ, 2015. — 295 с.
11. Пилипенко, М. М., Гончаренко, О. О., Лисенко, В. М. Підйомно-транспортні машини: Підручник. — Київ: Кондор, 2010. — 512 с.

12. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. – К.: Вища школа, 1993.- 413 с.
13. ДСТУ Б В.2.6-73:2008 Конструкції будинків і споруд. Балки підкранові сталеві для мостових електричних кранів загального призначення вантажопідйомністю до 50 т. Технічні умови. 2009. 25 с.
14. ДБН В.1.2-2:2006. Навантаження і впливи. – К.: Мінбуд України, 2006. – 51 с.
15. ДБН В.1.2-14-2009. Загальні принципи забезпечення надійності та конструктивної безпеки будівель, споруд, будівельних конструкцій та основ. – К.: Мінрегіонбуд, 2009. – 30 с.
16. ДБН В.2.6-198:2014. Сталеві конструкції. Норми проектування. – К.: Мінрегіон України, 2014. – 205 с.
17. Основи охорони праці: Підручник. 21ге видання, доповнене та перероблене. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д. В. Зеркалов, Р. В. Сабарно, О. І. Полукаров, В. С. Коз'яков, Л. О. Мітюк. За ред. К. Н. Ткачука і М. О. Халімовського. — К.: Основа, 2006 — 448 с.
18. Правила пожежної безпеки в Україні / Укр. НДПБ МВС України. – Київ: “Укрархбудінформ”, 1995. – 197 с.