

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Механічний факультет

Кафедра будівельних і дорожніх машин

ДИПЛОМНА РОБОТА

магістра

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОМАНІПУЛЯТОРА НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА МТЗ-82

Завідувач кафедри, д-р техн. наук, професор	Наталія ФІДРОВСЬКА
Нормоконтролер, канд. техн. наук, доцент	Антон ХОЛОДОВ
Керівник, асистент	Євген Васильєв
Консультант, канд. техн. наук, професор	Олег БОГАТОВ
Студент гр. М-62-22	Антон Кірза

Харків – 2023

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Факультет механічний
Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова
Освітній рівень другий (магістерський)
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
Освітня програма «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні
машини і обладнання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри БДМ

Наталія ФІДРОВСЬКА
«01» вересня 2023 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Кирза Антон Валерійович

1. Тема роботи: «Дослідження гідроманіпулятора на базі колісного трактора МТЗ-82»
Керівник роботи: Євген Васильєв, асистент
Затверджені рішенням Вченої ради механічного факультету «08»_09_2023 року протокол № 1
2. Строк подання студентом роботи «4» грудня 2023 року.
3. Вхідні дані до роботи: базовий трактор МТЗ-82 «Білорус»; експлуатаційна потужність, кВт(л.с.) 60(81); швидкість транспортна, робоча, км/ч 20/2,5; довжина, ширина, висота, мм 3500/2460/3200; маса експлуатаційна, кг 5300; максимальний підйом, градус 13; вантажопідйомність, кг 1480.
4. Перелік питань, як потрібно розробити: 1 Аналіз інформаційних джерел; 2 Науково-дослідна частина; 3 Розрахункова частина; 4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; 5 Техніко-економічні розрахунки. Висновки.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
Презентація
1. Вид загальний, робоче положення (А1); 2. Вид загальний, транспортне положення (А1); 3. Механізм повороту (А1); 4. Рукоять (А1); 5. Стріла(А1)

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
4	Канд. техн. наук, професор Олег БОГАТОВ		
5	Канд. техн. наук, професор Олександр ЄФИМЕНКО		

7. Дата видачі завдання

« 01 » вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного роботи	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Аналіз інформаційних джерел	01.09.2023- 01.10.2023	
2	Науково-дослідна частина	16.09.2023- 03.11.2023	
3	Розрахункова частина	18.10.2023- 15.11.2023	
4	Спеціальні розділи	11.11.2023- 30.11.2023	
5	Оформлення роботи	12.11.2023- 02.12.2023	
6	Захист роботи	грудень 2023	

Студент

_____ Антон КІРЗА
(підпис)

Керівник роботи

_____ Євген ВАСИЛЬЄВ
(підпис)

РЕФЕРАТ

Дипломна робота: _____ с., _____ рис., _____ табл., _____ джерел.

БДМ, ГІДРОМАНІПУЛЯТОР, ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ, НАВАНТАЖЕННЯ, ОПТИМІЗАЦІЯ

Об'єктом дослідження є гідроманіпулятор на базі колісного трактора МТЗ-82.

Мета роботи - оптимізація розрахунку механізму привода стріли. Для досягнення мети обґрунтовано можливості створення більш сучасних конструкцій гідроманіпуляторів.

Методи дослідження - оптимізаційні методи, метод поступок.

Було виконано оптимізацію параметрів механізмів приводів стріли й рукояті за допомогою методу градієнта Конжугейта. Для згортання двухцілевого завдання у випадку механізму привода рукояті використався метод поступок. У результаті рішення завдання були визначені крапки монтажу гідроциліндрів привода стріли й рукояті, а також розміри важелів чотирьохланкового механізму привода рукояті.

В роботі в повному обсязі виконані всі необхідні розділи, детально розраховано механізми.

Розрахунки в економічній частині підтверджують переваги запропонованої конструкції перед існуючим конструкціями.

ЗМІСТ

Вступ.....
1 Аналіз інформаційних джерел.....
2 Науково-дослідний розділ	
3 Розрахунковий розділ
3.1 Визначення зусиль у ланках у першому положенні маніпулятора.....
3.2 Визначення зусиль у ланках у другому положенні маніпулятора.....
3.3 Визначення основних навантажень маніпулятора.....
4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях
4.1 Гігієна праці і виробнича санітарія.....
4.2 Стійкість гідроманіпулятора.....
5 Техніко-економічна частина
Висновки.....
Перелік посилань.....
Додаток.....

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023Р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023Р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023Р.

ВСТУП

Потреби народного господарства України в будівельно-дорожніх машинах стали основою для освоєння виробництва маніпуляторів в Україні. Вони дозволяють скоротити до мінімуму ручну працю при вантаженні і розвантаженні, зменшивши кількість зайнятих при цьому людей і одиниць техніки.

Для монтажу у великомасштабному будівництві, де використовують баштові крани, вони, звичайно, не придатні, але для котеджного і малоповерхового будівництва вони були б дуже ефективні. В цьому випадку краном-маніпулятором реально здійснити монтаж панелей і даху (є крани-маніпулятори з довжиною стріли до 20 м).

Маніпулятор можна переобладнати в екскаватор для проведення землерийних робіт або вантаження і переміщення піску, щебню, використовувати для переміщення бордюрних каменів і інших бетонних конструкцій вагою до 6,5 тони.

Але перш за все, використання маніпуляторів доцільне при транспортуванні будівельних матеріалів: цеглини, панелей, вікон, дверей, бетонних і фундаментних блоків. Важливо, що це можна робити акуратно і без втрат: підраховано, що при підйомі робочими приблизно 30% вантажу ушкоджується. За допомогою маніпулятора можна подати із землі прямо на місце - у віконний отвір. Найменування кранів-маніпуляторів продиктоване тим, що завдяки багатоланковій гідравлічній шарнірній або телескопічній конструкції стріли вони володіють великою маневреністю, що забезпечує швидке маніпулювання вантажем. Вони володіють можливістю прискореного обертання всієї стрілоподібної системи, що встановлюється залежно від технологічного призначення або використання підйомного агрегату для подачі вантажів на технологічні лінії. Окрім цих операцій вони дозволяють підтягати вантаж стрілою, що значно розширює сферу їх

застосування і, нарешті, вони легко вмонтовуються, демонтуються і встановлюються в системі технологічних вантажопотоків.

Компактність стріловидної системи, простота установки і монтажу дозволяє створити крани-маніпулятори як в стаціонарного виконання, так і пересувні на базі автомобілів, тракторів і навантажувачів.

Підключивши гідросистему маніпулятора до гідросистеми базової машини, можна отримати стріловидний кран з необхідними геометричними і силовими параметрами.

Маніпулятори оснащують підвісками крюків, захватними механізмами грейферів або кліщових або спеціальною системою, що дозволяє піднімати хлисти або дерева, використовуючи упор в секції стріли.

1 АНАЛІЗ ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ

Гідроманіпулятор – машина з гідравлічним керуванням які завдяки використанню різних видів змінного встаткування, для робіт у стиснути умовах, а також для проведення вантажно-розвантажувальних робіт в умовах міського, сільського і транспортного будівництва, можуть виконувати найрізноманітніші роботи. Конструкція передбачає можливість роботи з іншими змінними робочими органами.

Гідроманіпулятор складається з наступних основних частин на рис.1.1: базового трактора, рами обв'язувальної, поворотної колонки, робочого устаткування і гідравлічної схеми. При виконанні робіт робочий цикл гідроманіпулятора складається із підняття вантажу, переміщення, встановлення і холостого ходу.

Моделі трактора, виготовлені для внутрішнього ринку й експорту в країни з помірним кліматом, а також для експорту в країни із тропічним кліматом.

Таблиця 1.1 - Технічна характеристика трактора МТЗ-82 УК 4×4

Параметр	Значення
Базовий трактор	МТЗ-82 «Білорус»
Експлуатаційна потужність, кВт(л.с.)	60(81)
Швидкість транспортна, робоча, км/ч	20/2,5
Габаритні розміри Довжина, ширина, висота, мм	3500/2460/3200/
Маса експлуатаційна, кг	5300
Максимальний підйом, градус	13
Вантажопідйомність, кг	1480

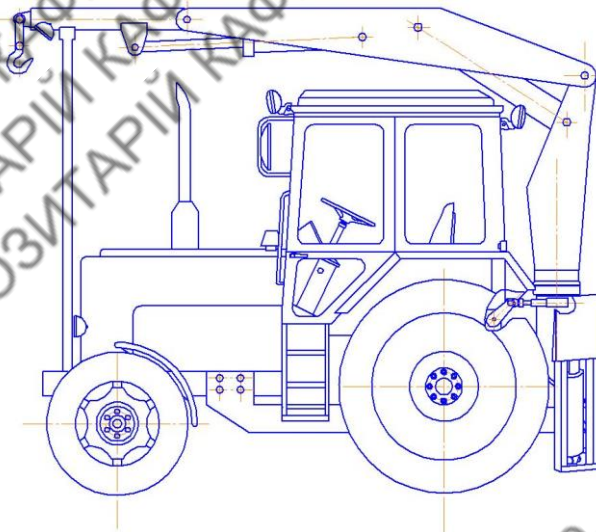


Рисунок 1.1 – Загальний вид трактора

Гідроманіпулятор ЛВ-190-05 дозволяє максимально механізувати вантажно-розвантажувальні роботи, знизити їхню собівартість і полегшити умови праці. У конструкції уведено висувні опори аутригерів, з механізованим підйомом й опусканням, що значною мірою полегшило працю оператора й підвищило стійкість базового трактора при установці за кабіною.

Двоконтурна система керування дозволяє підвищити продуктивність праці на вантажно-розвантажувальних роботах в 1,8 рази, знизити динамічні навантаження й одержати економію витрати палива до 7% . Комплектація гідроманіпулятора шведськими, італійськими, або вітчизняними гідророзподільниками виробництва військово-промислового комплексу, автоматичне зварювання під шаром флюсу з 100% ультразвуковим контролем зварених швів, ущільнення гідроциліндрів і РДВ ведучих світових виробників дозволили значно підвищити його конкурентоздатність і довговічність в експлуатації. Гідроманіпулятор ЛВ-190-05 успішно застосовується на різних базових автомобілях. Ефективно й надійно працює на підприємствах лісового комплексу, нафтової й газової промисловості.

Автомобільні гідравлічні крюкові навантажувачі широко застосовуються для перевезення різних вантажів. Крюкові підйомники дають можливість безпечної зміни кузова на автомобілі протягом декількох хвилин.

Основний напрямок використання таких систем - це перевезення насипних вантажів (металобрухт, сміття, стружка й т.д.) у кузовах контейнерного типу із заднім бортом, що відкриває. Крюкові автовантажувачі можуть встановлюватися на автомобіль разом з гідроманіпулятором, тим самим, перетворюючи вантажний автомобіль у багатоцільовий транспортний засіб, здатне не тільки розвантажити, але й зробити завантаження встановленого або знятого з автомобіля кузова.

Саме цими перевагами маніпулятор домігся лідерства:

- термін служби металоконструкції гідроманіпулятора 15 років;
- РВД розташовані усередині конструкції маніпулятора, що виключає ушкодження рукавів високого тиску;
- робочий діапазон температури від -40 до +40;
- висока швидкість роботи;
- легкість конструкції маніпулятора;
- простий в експлуатації й обслуговуванні.

2 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

Метою цієї роботи є оптимізація розрахунку механізму привода стріли.

Створення оптимальної конструкції гідравлічного маніпулятора технологічної машини вимагає на етапі проектування рішення двох найважливіших завдань: по основних проектних параметрах маніпулятора (вильоту, вантажному моменту, розмірам робочої зони) і базового шасі, визначити основні параметри ланок маніпулятора й діапазон їхніх можливих положень відносно друг від друга (кутові параметри); вибрати (приводні гідроциліндри ланок маніпулятора з оптимальною прив'язкою їх до ланок, тобто виконати оптимізаційний розрахунок механізмів привода. Рішення першого завдання було розглянуто в роботі 1, рішення другого завдання, що має самостійне значення для теорії проектування технологічного встаткування машин.

Найбільше обгрунтовано вибирати параметри приводів ланок маніпуляторів дозволяє так званий метод верхньої границі моментів (ВГМ) (2,4,6,7). Під ВГМ розуміють закон зміни максимального для конкретного маніпулятора моменту, що розвиває силами ваги переміщуваного предмета, робочого органа на кінці маніпулятора, і елементів маніпулятора, залежно від положення розглянутої ланки. Завдання полягає у виборі таких параметрів гідроциліндра, його компоновання в конструкції маніпулятора, які дозволили б одержати закон зміни моменту, що розвиває гідроциліндром, нанести близький до ВГМ й одночасно забезпечує працездатність маніпулятора у всьому діапазоні можливих його положень (Рис.2.1). Суть, особливості цього завдання й досвід проектування дозволяють укласти, що її успішне рішення можливо на основі застосування оптимізаційних методів (2-5,9).

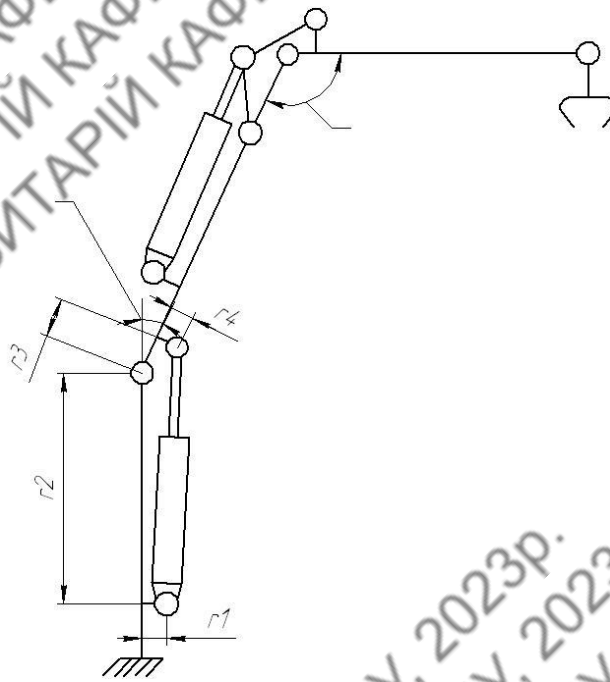


Рисунок 2.1 - Схема маніпулятора

Найпоширенішою конструкцією маніпуляторів, застосовуваних на самохідних машинах, у тому числі на лісових, є чотирьохланкова із двома основними силовими гідроциліндрами (рис.2.1). Зусилля від приводного гідроциліндра стріли передається безпосередньо на її конструкцію, а рукоять з'єднується зі своїм гідроциліндром через багатоланковий важільний механізм, що володіє власної передатної функції і розвиває момент, що змінює. Кінематика подібних маніпуляторів добре вивчена, вираження для визначення функцій потрібних (ВГМ) і моментів.

Нами запропоновані варіанти постановки й рішення завдань оптимізації параметрів для приводів стріли й рукояті.

Момент, що розвивається гідроциліндром стріли в шарнірі колона-стріла, є функцією діаметра гідроциліндра D , ходу штока S , розмірів, що визначають розміщення гідроциліндра в конструкції маніпулятора, і кута ψ між осями колони й стріли (рис. 2.1):

$$M_{\Gamma} = M_{\Gamma} \cdot (D, S, r_1, r_2, r_3, r_4, \psi)$$

де r_1 , — відстань від осі колони до осі гарніру гідроциліндр-колони;

r_2 — відстань від проекції крапки кріплення гідроциліндра до колони на її вісь до шарніра колона-стріла;

r_3 — відстань від шарніра колона-стріла до проекції крапки кріплення гідроциліндра до стріли на її вісь;

r_4 — відстань від осі стріли до осі шарніра гідроциліндр-стріла.

Потрібний момент залежить від максимальної ваги переміщуваного вантажу, маси й розмірів ланок маніпулятора, кутів між осями колони й стріли, стріли й рукояті. Максимальний потрібний момент відповідає певним положенням рукояті щодо стріли для кожного значення кута ψ , тобто

$$\varphi = \Phi_{ВГМ} \cdot (\psi)$$

де φ — кут між осями рукояті й стріли.

Знаючи функцію $\Phi_{ВГМ} \cdot (\psi)$ й поклавши відомими вагу вантажу й масу ланок маніпулятора, їхні розміри, а також діапазон зміни кутів ψ й φ , можна визначити ВГМ як функцію ψ [2,4,6, 7]:

$$M_{ВГМ} = M_{ВГМ} \cdot (\psi)$$

Таким чином, завдання полягає у визначенні значень D, S, r_1, r_2, r_3, r_4 , кривих, що забезпечують максимальну відповідність, $M_{ВГМ}$ M_1 і у всьому ψ діапазоні зміни кута (див. мал. І). У роботах використана цільова функція виду

$$\begin{cases}
f_{TC} = \int_{\psi_0}^{\psi_K} [M_f(D, S, r_1, r_2, r_3, r_4, \psi) - M_{BGM}(\psi)] d\psi \rightarrow \min; \\
l = \sqrt{[r_3 \sin(\psi_K) + r_4 \cos(\psi_K) - r_1]^2 + [r_3 \cos(\psi_K) - r_4 \sin(\psi_K) + r_2]^2}; \\
l + S = \sqrt{[r_3 \sin(\psi_0) + r_4 \cos(\psi_0) - r_1]^2 + [r_3 \cos(\psi_0) - r_4 \sin(\psi_0) + r_2]^2}; \\
M_f(D, S, r_1, r_2, r_3, r_4, \psi) - M_{BGM}(\psi) \geq 0, \forall \psi \in [\psi_0, \psi_K]; \\
r_1 = \frac{1}{2} b_0 + D; \\
r_4 = \frac{2}{3} b_C + D; \\
l = S + f(D); \\
0.5l \leq r_2 + h_0(D); \\
0 < S \leq S_{\max}(D); \\
r_{3\min} \leq r_3 < l_C;
\end{cases}$$

де — ψ_0 - мінімальний кут між осями колони й стріли;

ψ_K — максимальний кут між осями колони й стріли;

l - довжина гідроциліндра при повністю утягнутому штоку;

b_0 і b_C — середня висота поперечного перерізу колони й стріли;

h_0 — висота колони;

$S_{\max}(D)$ — максимальний хід штока гідроциліндра;

$r_{3\min}$ — мінімальне відстані від шарніра колони-стріла до проекції крапки кріплення гідроциліндра до стріли на її вісь.

Вирішивши це завдання одним з оптимізаційних методів, можна визначити оптимальні характеристики гідроциліндра й обґрунтувати його компонування в конструкції маніпулятора.

Практична оцінка ефективності запропонованих моделей. Для цього рівнялися параметри основних механізмів приводів ланок реального маніпулятора форвардера з параметрами, отриманими в результаті рішення поставлених раніше оптимізаційних завдань.

Вихідні данні реальної базової машини і маніпулятора

Виліт маніпулятора l , мм	10000
Підйомний момент M , кН*м	102
Тиск у гідросистемі	24
Висота, мм:	
робочого органа H_W	825
платформи H_P	960
воза лісоматеріалів h_S	3060
кабіни H_K	3600
колони h_P	2400
Довжина, мм:	
стріли l	3540
рукояті l	2400
телескопічного подовжувача l_1	4200
Кут, градус:	
мінімальний між стрілою і колоною ψ_0	23
максимальний між стрілою і колоною ψ_K	105
мінімальний між стрілою і рукояттю φ_0	0
максимальний між стрілою і рукояттю φ_K	180
Середня висота поперечного перерізу, мм:	
колони b_k	210
стріли b_c	180
рукояті b_p	230
телескопічного подовжувача b_1	160
Маса, кг:	
маніпулятора W	1512
колони W_0	247

стріли W_c	301
рукояті W_p	260
телескопічного подовжувача W_1	329
Відстань від осі колони до осі шарніра, мм:	
гідроциліндр – колона r_1	330
гідроциліндр – стріла r_4	105
гідроциліндр – стріла r_6	330

На наступному етапі була виконана оптимізація параметрів механізмів приводів стріли й рукояті за допомогою методу градієнта Конжугейта. Для згортання двохцільового завдання у випадку механізму привода рукояті використався метод поступок. У результаті рішення завдання були визначені крапки монтажу гідроциліндрів привода стріли й рукояті, а також розміри важелів чотирьохланкового механізму привода рукояті.

Результати оптимізації основних механізмів привода ланок маніпулятора

Механізм привода стріли

Діаметр гідроциліндра D , мм	125	125
Хід штока S , мм	583	526
Довжина гідроциліндра при повністю втягнутому штоці l_1	1018	961
Відстань, мм:		
від проекції точки кріплення гідроциліндру до колони на її вісь		
до шарніру колони – стріли r_2	1200	1164
від шарніру колони - стріли до проекції точки кріплення гідроциліндра до стріли на її вісь r_3	380	393
Площа фігури, обмеженої кривими M ,	937	780
Максимальне перевищення розвиваючого моменту над потрібним, кНм	15,6	13,5

Механізм привода рукояті

Діаметр гідроциліндра D , мм	115	90
Хід штока S , мм	707	655
Довжина, мм:		
гідроциліндра при повністю втягнутому штоці l_1	1092	986
ланка r_1	516	663
ланка r_2	558	630
Відстань, мм:		
від шарніру O стріли-рукояті		
до шарніру ланки r_2 -рукоять r_3	240	206
від шарніру O стріли-рукояті		
до шарніру O_C ланки r_1 -стріла r_4	180	207
від шарніру O_1 до проекції		
точки кріплення гідроциліндра		
до стріли на її вісь r_5	1560	944
Загальна маса механізму, кг	61,9	50,4
Площа фігури, обмеженої кривими		
M і $M_{ВГМ}$ в зоні позитивних		
моментів, $\text{кНм} \cdot \text{градус}$	5438	3314
Максимальне перевищення розвиваючого		
моменту над потрібним		
в зоні позитивних моментів, кНм	56,4	41,1

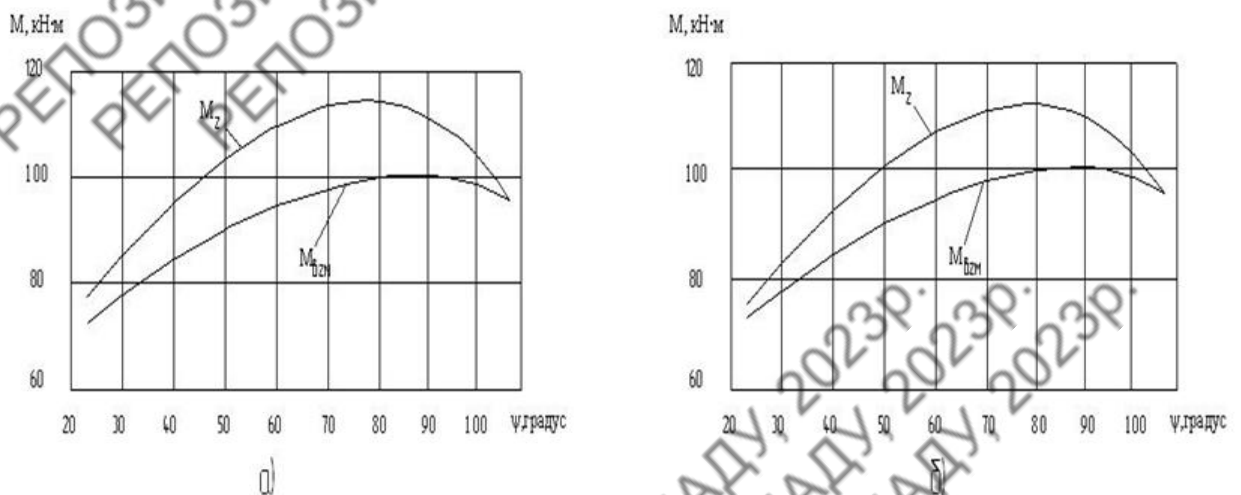
Залежності, що характеризують співвідношення моментів, і ВГМ, наведені на рис. 2.2.

Таким образом, реальна конструкція механізму привода стріли близька до оптимального. Реалізація оптимального варіанта дозволить зменшити на 16,8% значення цільового критерію (у цьому випадку це площа фігури, обмеженої кривими M_t і $M_{вгм}$). Для цього варто збільшити на 13 мм (3,4%)

розмір r_3 , зменшити на 57 мм (9,8%) хід штока гідроциліндра, що приведе до зменшення його загальній довжини на 5,6%, розміру r_2 на 36 мм (3%). Ці зміни приведуть не тільки до збільшення ступеня відповідності закону зміни моменту, що розвивас, і ВГМ» але й дозволять знизити масу привода за рахунок зменшення довжини гідроциліндра.

Аналізуючи результати оптимізації й дані на рис.2.1, можна прийняти, що конструкцію механізму привода рукояті варто змінити для того, щоб вона відповідала оптимальному рішенню в розглянутій постановці завдання. Реалізація оптимального варіанта дозволить істотно зменшити кожний із двох розглянутих цільових критеріїв. Маса привода може бути знижена на 11,5 кг (18,6%), а площа фігури, обмеженої кривими МГ і МВГМ, - на 39%. Для цього потрібно встановити гідроциліндр діаметром 90 мм (проти 115 мм в існуючої конструкції), збільшити на 147 мм (28,5%) довжину ланки, і на 72 мм (12,9%) довжину ланки r_2 зменшити на 32 мм (14,2%) довжину ланки r_3 змінити розміри r_4 і r_5 . Ці зміни приведуть до зменшення на 52 мм (7,3%) ходу штока гідроциліндра й на 9,7% його довжини.

Невідповідність реально існуючої конструкції отриманому оптимальному рішенню може бути пояснено, наприклад, прийнятими більше твердими вимогами до компактності конструкції, бажанням мати більший запас моменту або необхідністю уніфікації.



а) існуюча конструкція; в) за результатами оптимізації

Рисунок 2.2 - Співвідношення моментів

Запропонований метод дозволяє визначити оптимальні, з погляду експлуатації, параметри механізмів. При необхідності в постановку завдання можуть бути внесені додаткові обмеження, що враховують, наприклад, технологічні, економічні й інші аспекти. Запропонований метод може виявитися корисним при проектуванні механізмів привода маніпуляторів лісових машин.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.

3 РОЗРАХУНКОВИЙ РОЗДІЛ

Схема розрахунку й методику визначення зусиль у ланках стрілової системи маніпуляторів, у тому числі й у гідроциліндрах, а також необхідний момент для обертання. Цей маніпулятор має три гідроциліндри: для повідомлення руху групі ланок 3, 4, 5; і для подовження або вкорочення ланки 5.

Як навантаження приймаємо: Q - маса корисного вантажу, що піднімає, і маса гака.

3.1 Визначення зусиль у ланках у першому положенні маніпулятора

3.1.1 Визначення центробіжних сил і вітрове навантаження

Для визначення, на вантаж і на ланки, вітрове навантаження й відцентрових сил використаємо залежності:

$$P_{Ці} = m_i \omega^2 R_i \quad (3.1)$$

де m_i – маса ланки або вантажу,

ω_i – кутова швидкість повороту маніпулятора,

R_i – надбаня від центра повороту маніпулятора до центра ваги ланки.

$$W_i = 0.7 q_0 n c F \quad (3.2)$$

де $q_0 = 125$ Па

$n = 1$

$c = 1.2$

F_i – площа що обвітряє сторони ланки маніпулятора.

У верхній ланці й в нижній ланці, площа вітрового навантаження дуже мала. Тому вітрове навантаження приймаємо 0. У гідроциліндрах вітрове завантаження так само 0, тому що вони за ланками 3,5.

Вантаж

$$P_{цг} = 835 \cdot 1.2^2 \cdot 5.8 = 7214 \text{ Н}$$

$$W_r = 0.7 \cdot 1 \cdot 1.2 \cdot 2.4 = 252 \text{ Н}$$

Верхні ланка:

$$P_5 = 218 \cdot 1.2^2 \cdot 4 = 1256 \text{ Н}$$

$$W_5 = 0 \text{ Н}$$

Нижні ланка:

$$P_{цз} = 252 \cdot 1.2^2 \cdot 0.8 = 290 \text{ Н}$$

$$W_3 = 0$$

Кронштейн стріли:

$$P_{ц1} = 228 \cdot 1.2^2 \cdot 0.07 = 9 \text{ Н}$$

$$W_1 = 0.7 \cdot 125 \cdot 1.2 \cdot 0.35 = 37 \text{ Н}$$

Гідроциліндр верхньої ланки:

$$P_{ц4} = 95 \cdot 1.2^2 \cdot 1.26 = 172 \text{ Н}$$

$$W_4 = 0$$

Гідроциліндр нижньої ланки:

$$P_2 = 145 \cdot 1.2^2 \cdot 0.1 = 21 \text{ Н}$$

$$W_2 = 0$$

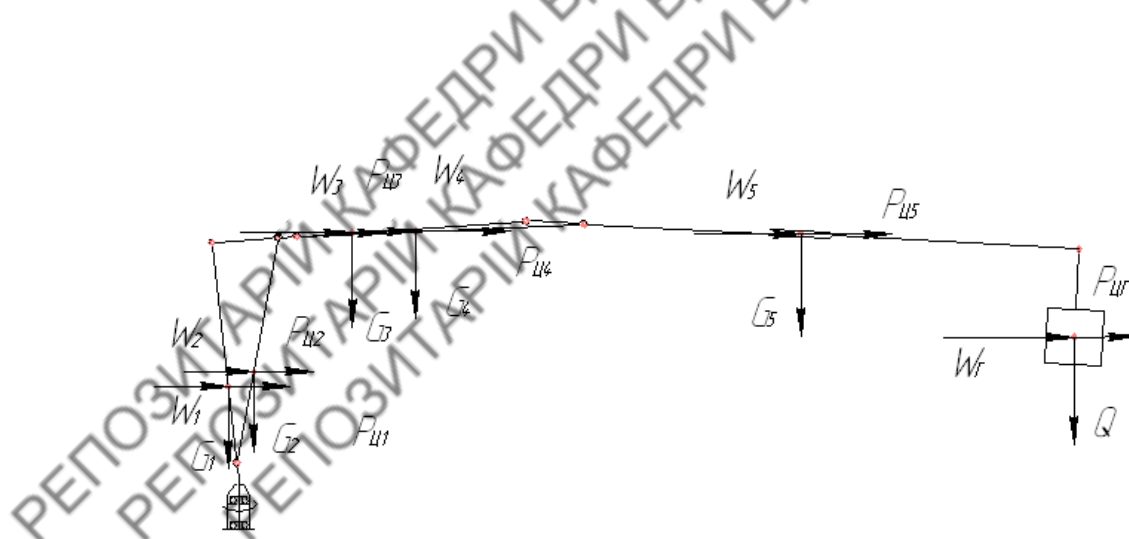


Рисунок 3.1 - Перше положення маніпулятора

3.1.2 Визначаємо зусилля по групах Асура

Розглядаємо рівновагу вантажу Q . Реакції, сприймані в кінці N ланки 5 із плану сил (рис. 3.2 б):

$$Q + W_f + P_{16} + R_1 = 0 \quad (3.3)$$

Визначаємо напрямок і зусилля $R_1 = 11201 \text{ Н}$

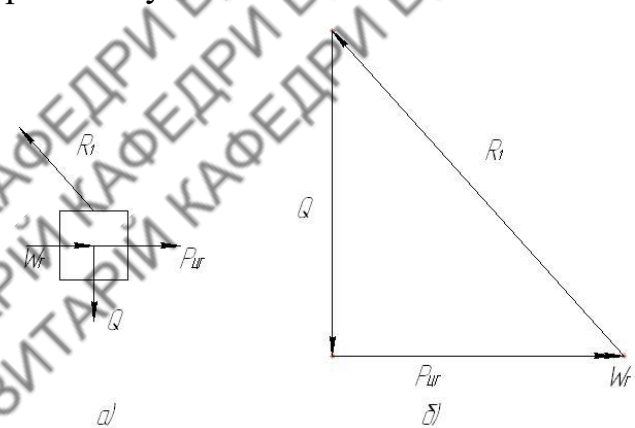


Рисунок 3.2 - Визначення напрямку R_1

Розглянемо рівновагу групи Асура, що складає з ланок 4 й 5 (рис. 3.3,а). Векторне рівняння рівноваги цієї групи ланок:

$$R_{34}^n + R_{34}^\tau + G_4 + P_{14} + W_4 + W_5 + P_{15} + G_5 + R_1 + R_{35}^n + R_{35}^\tau$$

Величина R_{34}^T відома по напрямку дії, а по величині визначається з рівняння моментів всіх сил щодо шарніра M :

$$\sum M_M = 0 \quad R_{34}^r ME - G_4 b_4 - P_{U4} h_4 - W_4 h_4 \quad (3.4)$$

$$R_{34}^r = \frac{950 \cdot 1.2 + 71 \cdot 0.05 + 0}{2} = 572 \text{ H}$$

Аналогічно R_{35}^r відома але напрямку, а по величині визначається з рівняння моментів всіх сил щодо шарніра М (для ланки 5)

$$\sum M_M = 0 \quad R_1 a_1 - P_{U5} a_2 - W_5 a_3 + G_5 a_4 - R_{35}^r KM \quad (3.5)$$

$$R_{35}^r = \frac{2180 \cdot 1.5 - 283 \cdot 0.1 + 11201 \cdot 2.4 - 0}{0.4} = 75380$$

Із плану сил (рис. 3.3, а) визначили величини:

$$R_5^n = 739584 \text{ H}; \quad R_5 = 743415 \text{ H}$$

$$R_{34}^n = 734940 \text{ H}; \quad R_4 = 734941 \text{ H}$$

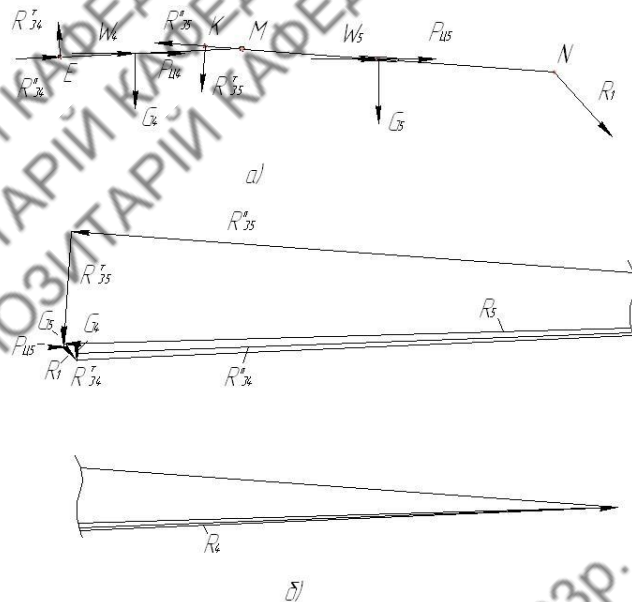


Рисунок 3.3 - Знаходження сил R_4 R_5

Отже, для групи ланок 2-3 можна написати векторне рівняння (малюнок 3.4, а)

$$R_{13}^n + R_{13}^r + R_4 + R_{12}^n R_{12}^r + G_2 + P_{12} + W_2 + W_3 + G_3 + P_{13} + R_5 \quad (3.6)$$

Величини R_{13}^r , R_{12}^r знаходимо з відповідного рівняння моментів сил співвідносно шарніра Д:

$$\sum M_D = 0 \text{ (для ланки 3)}$$

$$R_{13}^r BD - R_4 C_1 P_{13} C_2 - G_3 C_3 - R_5 C_4 - W_3 C_2 \quad (3.7)$$

$$R_{13}^r = \frac{290 \cdot 0.04 + 2520 \cdot 0.5 + 743415 \cdot 0.07 + 0}{0.4} = 734941 \text{ Н}$$

Аналогічно для ланки 2:

$$\sum M_D = 0 \text{ (для ланки 2)}$$

$$R_{12}^r CD - G_2 d_2 - W_2 d_2 - P_{12} d_1 = 0 \quad (3.8)$$

$$R_{12}^r = \frac{21 \cdot 1 + 1450 \cdot 0.17}{1.6} = 168 \text{ Н}$$

З побудованого плану сил (рисунок 3.4, б) визначили величини:

$$R_{21}^n = 122029 \text{ Н}; \quad R_2 = 122030 \text{ Н}$$

$$R_{31}^n = 38301 \text{ Н}; \quad R_3 = 109153 \text{ Н}$$

Зусилля в циліндрі В для висування стріли можна визначити за схемою.

Рівняння моментів всіх сил відносно точки І (рисунок 3.5), буде:

$$R_1 l_1 + P l_2 - P_3 = 0 \quad (3.9)$$

$$P = \frac{R_1 l_1 + P l_2}{l_3} = \frac{11201 \cdot 2.1 + 600 \cdot 1.1}{0.33} = 73278 \text{ Н}$$

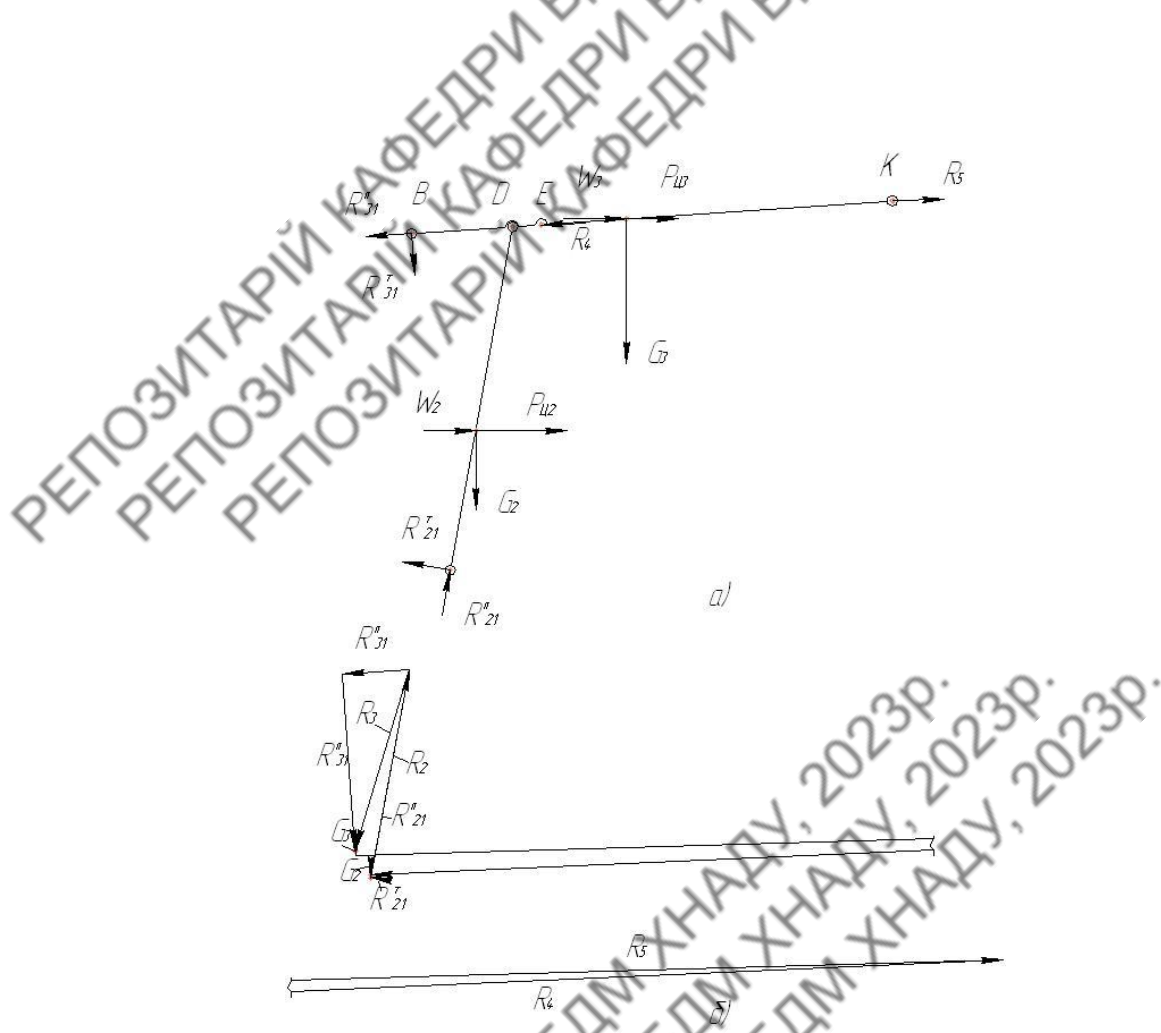


Рисунок 3.4 - Розрахункова схема

зусилля для висування

$$P_{III} = 2Pf_{np} = 2 \cdot 73278 \cdot 0,08 \text{ Н} \quad (3.10)$$

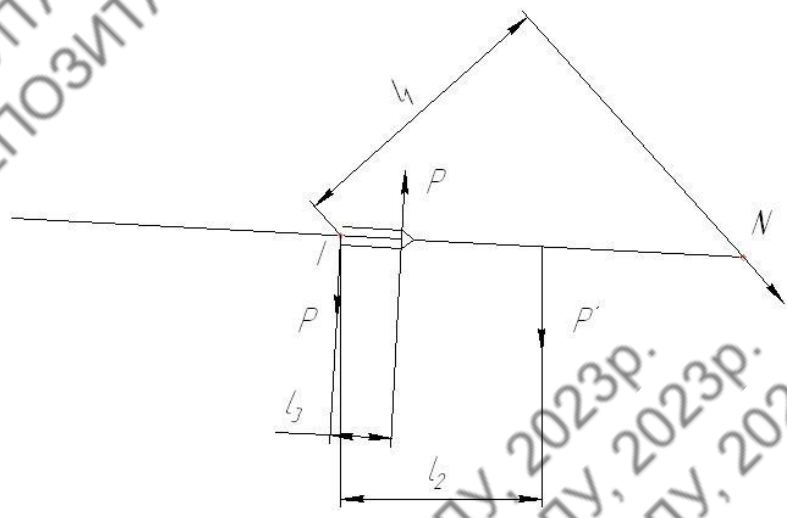


Рисунок 3.5 – Розрахункова схема

де P - реакція в опорах висувної стріли;

P' сила ваги маси висувної стріли;

f_{np} - наведений коефіцієнт тертя ковзання = 0.08

Далі розглядаємо рівновагу ланки 1, (рисунок 3.6).

Проекції па вертикаль

$$R_B + R_{31} \cos \alpha - R_{21} \sin \beta = 0 \quad (3.11)$$

$$R_B = R_{21} \sin \beta - R_{31} \cos \alpha = 122030 \cdot 0.97 - 109153 \cdot 0.96 = 13563 \text{ H}$$

Сума моментів щодо крапки А

$$W_1 h_1 + R_{31} \sin \alpha K - R_{21} \cos \beta K_1 + H h = 0 \quad (3.12)$$

$$H = \frac{-3 \cdot 1 + 109153 \cdot 0.27 - 122030 \cdot 0.19}{0.18} = 34711 \text{ H}$$

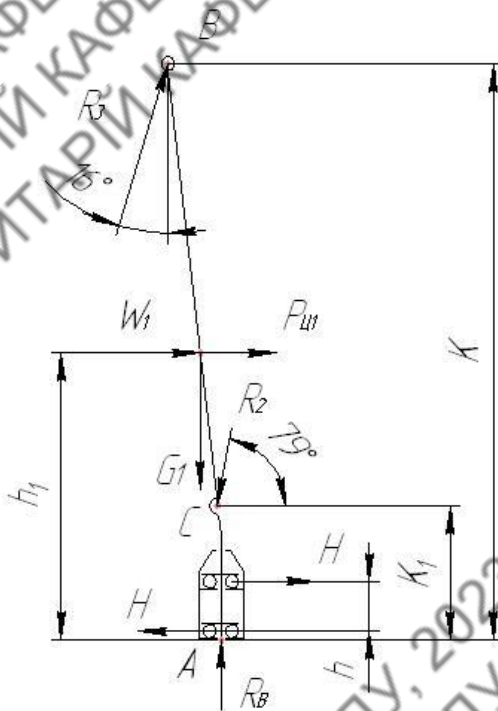


Рисунок 3.6 - Розрахункова схема

3.2 Визначення зусиль у ланках у другому положенні маніпулятора

3.2.1 Визначення центробіжних сил і вітрове навантаження

Для визначення, на вантаж і на ланці, вітрове навантаження й відцентрових сил використаємо залежності:

$$P_{цi} = m_i \omega^2 R_i$$

де m_i – маса ланки або вантажу,

ω_i – кутова швидкість повороту маніпулятора,

R_i – відстань від центра повороту маніпулятора до центра ваги ланки.

$$W_i = 0.7 q_0 n c F$$

де $q_0 = 125$ Па

$n = 1$

$c = 1.2$

F_i – площа обвітрює сторони, що, ланки маніпулятора

У верхньої ланці й в нижній ланці, площа обвітрювання дуже мала. По цьому вітрове навантаження приймаємо $= 0$. У гідроциліндрах вітрове навантаження також $= 0$, тому що вони захищені за ланками 3,5.

Вантаж:

$$P_{цГ} = 2235 \cdot 1.2^2 \cdot 0.9 = 2816 \text{ Н}$$

$$W_G = 0.7 \cdot 1 \cdot 1.2 \cdot 4.2 = 441 \text{ Н}$$

Верхні ланка:

$$P_{ц5} = 218 \cdot 1.2^2 \cdot 4 = 283 \text{ Н}$$

$$W_5 = 0 \text{ Н}$$

Нижні ланка:

$$P_{ц3} = 252 \cdot 1.2^2 \cdot 0.3 = 109 \text{ Н}$$

$$W_3 = 0$$

Кронштейн стріли:

$$P_{\text{ц1}} = 228 \cdot 1.2^2 \cdot 0.07 = 23 \text{ Н}$$

$$W_1 = 0.7 \cdot 125 \cdot 1.2 \cdot 0.35 = 37 \text{ Н}$$

Гідроциліндр верхньої ланки:

$$P_{\text{ц4}} = 95 \cdot 1.2^2 \cdot 0.52 = 71 \text{ Н}$$

$$W_4 = 0$$

Гідроциліндр нижньої ланки:

$$P_{\text{ц2}} = 145 \cdot 1.2^2 \cdot 0.01 = 2 \text{ Н}$$

$$W_2 = 0$$

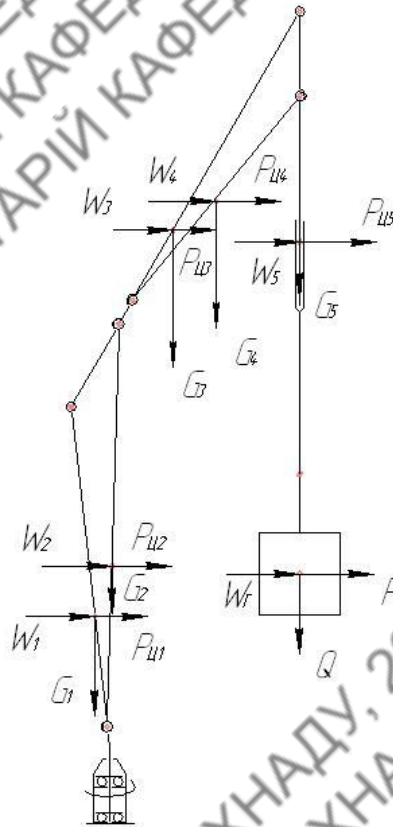


Рисунок 3.7 - Розрахункова схема

3.2.2 Визначаємо зусилля по групам Асура

Розглядаємо рівновагу вантажу Q . Реакції, сприймані в крапці N ланки 5 із плану сил (рис. 3.8 б):

$$Q + W_r + P_{ur} + R_1 = 0$$

Визначаємо напрямок і зусилля $R_1 = 22240 \text{ H}$

Розглянемо рівновагу групи Асура, що складає з ланок 4 й 5 (рис. 3.10,а). Векторне рівняння рівноваги цієї групи ланок:

$$R_{34}^n + R_{34}^r + G_4 + P_{u4} + W_4 + W_5 + P_{u5} + G_5 + R_1 + R_{35}^n + R_{35}^r$$

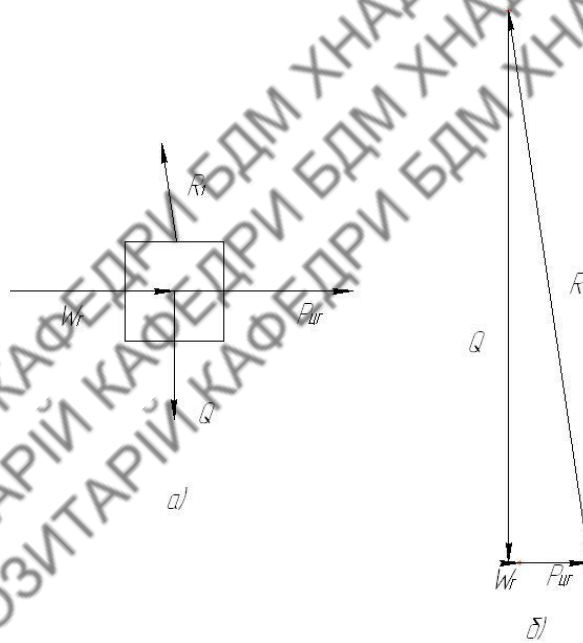


Рисунок 3.8 - Визначення зусиль R_1

Величина R_{34}^r відома по напрямку дії, а по величині визначається з рівняння моментів всіх сил щодо шарніра M :

$$\sum M_M = 0 \quad R_{34}^r ME - G_4 b_4 - P_{u4} h_4 - W_4 h_4$$

$$R_{34}^r = \frac{283 \cdot 0.5 + 2180 \cdot 0.4 + 0}{1.3} = 780 \text{ H}$$

Аналогічно R_{35}^T відома але напрямку, а по величині визначається з рівняння моментів всіх сил щодо шарніра М (для ланки 5)

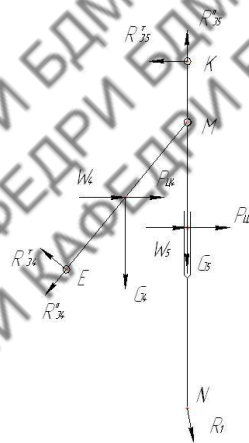
$$\sum M_M = 0 \quad R_1 a_1 - P_{ц5} a_2 - W_5 a_3 + G_5 a_4 - R_{35}^T KM$$

$$R_{35}^T = \frac{2816 \cdot 0.7 + 22240 \cdot 0.3}{0.4} = 21608$$

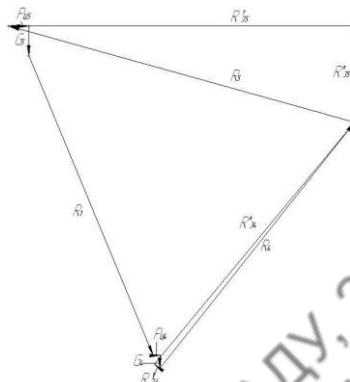
Із плану сил (рис.3.9, а) визначили величини:

$$R_{35}^n = 2341 \text{ H}; \quad R_5 = 21734 \text{ H}$$

$$R_{34}^n = 29501 \text{ H}; \quad R_4 = 29511 \text{ H}$$



а)



б)

Рисунок 3.9- Розрахункова схема

Отже, для групи ланок 2-3 можна написати векторне рівняння (рис. 3.10, а)

$$R_{13}^n + R_{13}^r + R_4 + R_{12}^n R_{12}^r + G_2 + P_{ц2} + W_2 + W_3 + G_3 + P_{ц3} + R_5$$

Величини R_{13}^r , R_{12}^r знаходимо із рівнянь моментів сил відносно шарніра Д:

$$\sum M_D = 0 \text{ (для ланки 3)}$$

$$R_{13}^r BD - R_4 C_1 P_{ц3} C_2 - G_3 C_3 - R_5 C_4 - W_3 C_2$$

$$R_{13}^r = \frac{-29511 \cdot 0.02 + 2520 \cdot 0.3 + 109 \cdot 0.5 + 21734 \cdot 1.7}{0.5} = 74338 \text{ Н}$$

Аналогічно для ланки 2:

$$\sum M_D = 0 \text{ (для ланки 2)}$$

$$R_{12}^r CD - G_2 d_2 - W_2 d_2 - P_{ц2} d_1 = 0$$

$$R_{12}^r = \frac{1450 \cdot 0.05 + 1.2 \cdot 2}{2} = 38 \text{ Н}$$

З побудованого плану сил (рис. 3.10, б) визначили параметри:

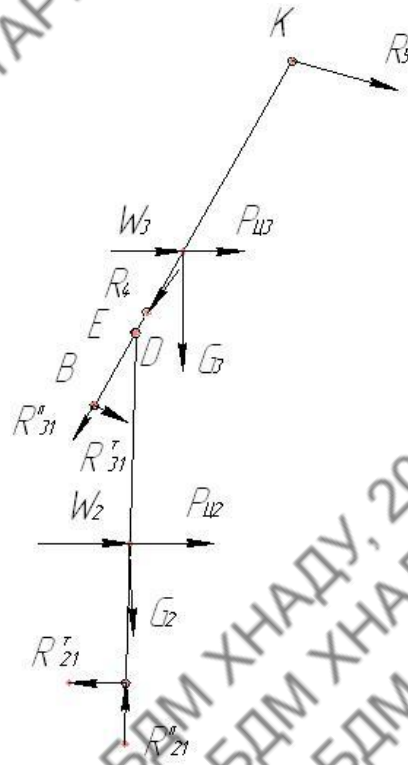
$$R_{12}^n = 194319 \text{ Н}; \quad R_2 = 194320 \text{ Н}$$

$$R_{13}^n = 143271 \text{ Н}; \quad R_3 = 161409 \text{ Н}$$

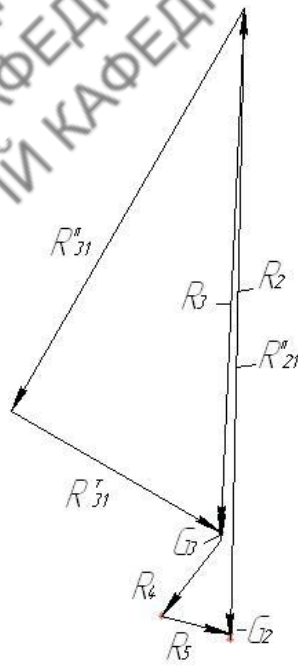
Зусилля в циліндрі для висування стріли можна визначити за схемою. Розглянемо всі сили по вертикальній осі (рис.3.11), буде:

$$R_{BT} - G_{CT} - R_1 \cos \alpha = 0$$

$$R_{BT} = G_{CT} + R_1 \cos \alpha = 600 + 22240 \cdot 0.92 = 21061 H \quad (3.13)$$



a)



б)

Рисунок 3.10 - Розрахункова схема

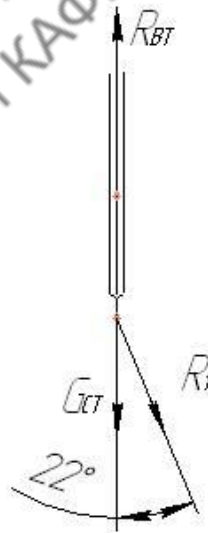


Рисунок 3.11 - Розрахункова схема

де P - реакція в опорах висувної стріли;

P' сила ваги маси висувної стріли;

f_{np} - наведений коефіцієнт тертя ковзання = 0.08

Далі розглядаємо рівновагу ланцюга 1, (рис.3.12)

Проекції па вертикаль

$$R_B + R_{31} \cos \alpha - R_{21} \sin \beta = 0$$

$$R_B = R_{21} \sin \beta - R_{31} \cos \alpha = 122030 \cdot 0.97 - 109153 \cdot 0.96 = 13563 \text{ H}$$

Сума моментів щодо точки А

$$W_1 h_1 + R_{31} \sin \alpha K - R_{21} \cos \beta K_1 + Hh = 0$$

$$H = \frac{-37 \cdot 1 + 161409 \cdot 0.05 - 194320 \cdot 0.03}{0.18} = 12239 \text{ H}$$

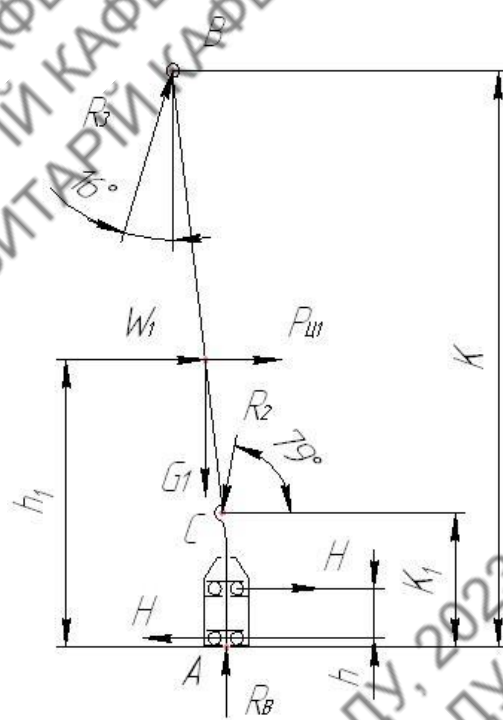


Рисунок 3.12 – Розрахункова схема

3.3 Визначення основних навантажень маніпулятора

3.3.1 Визначення навантажень гідроманіпулятора

При установці кранового встаткування між кабіною й кузовом кузов базового автомобіля коротшає на величину, необхідну для розміщення рами автокрана (450...500 мм). При цьому задане розташування центра ваги автокрана по горизонталі буде зміщено в порівнянні з розташуванням центра ваги базового автомобіля.

Для визначення горизонтальної відстані центра ваги автомобіля без вантажу в кузові від осі заднього колеса становлять рівняння моментів всіх сил щодо точки В по технічних характеристиках трактору: $R_A=1400$ кг, $R_B=2000$ кг, $G_A=3400$ кг.

$$R_A B - G_A l = 0 \quad (3.14)$$

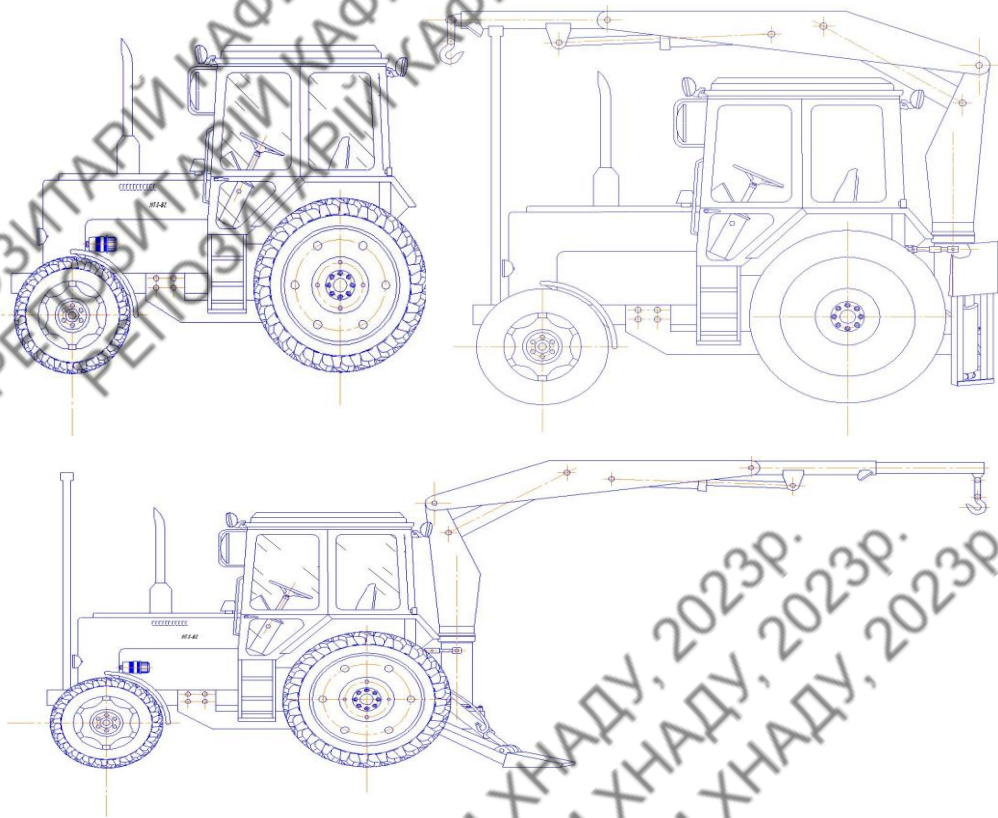


Рисунок 3.13 - Схема для визначення осьових навантажень маніпулятора

де R_A - навантаження, що доводиться на передню вісь автомобіля; G_A - вага автомобіля в спорядженому стані;

B - база автомобіля.

Звідки:

$$l = \frac{3525 \cdot 4.5}{8000} = 2 \text{ м}$$

Далі визначають центр ваги автомобіля без кузова й вантажу, виходячи з того, що момент ваги автомобіля щодо точки B дорівнює сумі моментів ваги автомобіля без кузова й ваги кузова

$$G_A l = G_{A'} l_1 + G_{K3} l_2 \quad (3.15)$$

де $G_{A'}$ - вага автомобіля без кузова;

G_{K3} - вага кузова.

Звідки:

$$l_1 = \frac{G_A l - G_{кз} l_2}{G_A} = \frac{8000 \cdot 2 - 300 \cdot 0.13}{7700} = 2.1 \text{ м}$$

Осьові навантаження автокрана визначають для двох, транспортних положенні стріли: над кабіною й над кузовом. Співали стріла автокрана в транспортному положенні перебуває за кабіною автомобіля, рівняння моментів всіх сил щодо точки В має вигляд

$$R_A B + G_{кз} l_3 - G_{к4} l_4 - G_A l_1 = 0 \quad (3.16)$$

Навантаження па передню вісь

$$R_A = \frac{G_{к4} l_4 + G_A l_1 - G_{кз} l_3}{B} = \frac{2500 \cdot 3.1 + 7700 \cdot 2.1 - 300 \cdot 0.3}{4.5} = 2062 \text{ кг}$$

Для визначення навантаження, що діє на задню вісь автомобіля, становлять рівняння моментів всіх сил щодо точки А

$$G_{к} (B - l_4) + G_A (B - l_1) + G_{кз} (B + l_3) - R_B B = 0 \quad (3.17)$$

Навантаження на задню вісь

$$R_B = \frac{G_{к} (B - l_4) + G_A (B - l_1) + G_{кз} (B + l_3)}{B} = \frac{2500 \cdot 1.4 + 7700 \cdot 2.4 + 300 \cdot 4.2}{4.5} = 5164 \text{ кг}$$

З урахуванням ваги вантажу в кузові автомобіля навантаження на передню вісь

$$R_{A1} = \frac{G_{\kappa 4} l_4 + G_A l_1 - (G_{\Gamma} + G_{\kappa 3}) l_3}{B} \quad (3.18)$$

$$R_{A1} = \frac{2500 \cdot 3.1 + 7700 \cdot 2.1 - (7500 + 300) \cdot 0.3}{4.5} = 4796 \text{ кг}$$

де G_{Γ} — вага вантажу в кузові, на задню вісь

$$R_{B1} = \frac{G_{\kappa} (B - l_4) + G_A (B - l_1) + (G_{\Gamma} + G_{\kappa 3}) l_3}{B} \quad (3.19)$$

$$R_{B1} = \frac{3500 \cdot 1.4 + 7700 \cdot 2.4 + 7800 \cdot 4.2}{4.5} = 12164$$

3.3.2 Навантаження, що діють на виносні опори

Для визначення навантажень, що діють на виносні опори, необхідно визначити навантаження: на осі автомобіля при транспортному положенні стріли, на задню вісь при виставлених виносних опорах і на виносні опори при роботі стрілою з вантажем.

Якщо стріла автокрана перебуває в транспортному положенні й спрямована вперед по його ходу, навантаження на осі автомобіля від ваги обертових частин автокрана становлять: на передню вісь

$$R_{AB} = \frac{G_2 (l_1 + l_2)}{B} = \frac{470 \cdot (3.1 + 4)}{4.5} = 742 \text{ Н}$$

на задню

$$R_{BB} = \frac{G_2 (B - (l_1 + l_2))}{B} = \frac{470 \cdot (4.5 - (3.1 + 4))}{4.5} = 272 \text{ Н}$$

де G_2 - вага обертових частин автокрана; B - база автомобіля

Навантаження на осі від ваги необертових частин маніпулятора рівні загальним осьовим навантаженням за винятком навантажень від ваги обертових частин. Загальні навантаження на осі були визначені при виборі

базового трактора (рис. 3.13) або можуть бути отримані експериментально в результаті зважування.

Отже, навантаження на передню вісь від ваги необертювих частин

$$R_{A1H} = R_{A1} - R_{AB} = 47960 - 742 = 47218 \text{ H}$$

на задню

$$R_{B1H} = R_{B1} - R_{BB} = 121640 - 272 = 121368 \text{ H}$$

Вага необертювих частин маніпулятора складається з ваги трактора GA і ваги кранового встаткування без обліку ваги стріли, кронштейна стріли, крюкової підвіски.

Розглянемо далі схему маніпулятора з виставленими опорами (рис. 3.14). При цьому, будемо вважати, що виносні опори забезпечують таку установку маніпулятора, при якій навантаження на передню вісь дорівнює нулю. Навантаження на задню вісь трактора від ваги необертювих частин маніпулятора:

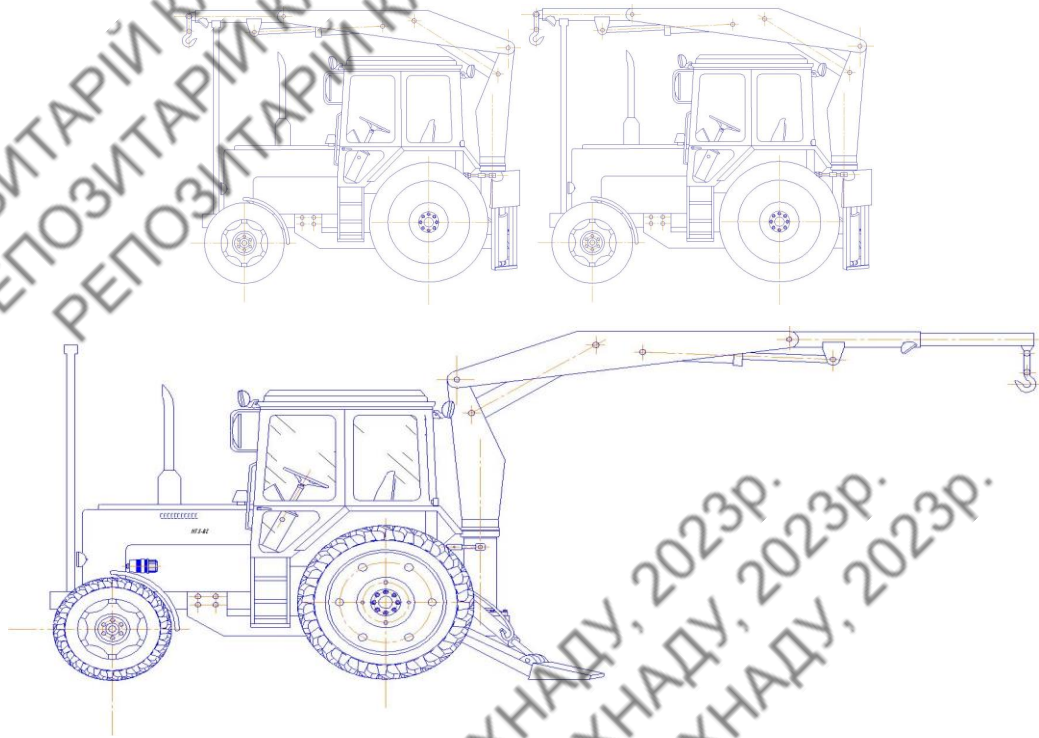


Рисунок 3.14 - Схеми для визначення навантажень

без вантажу

$$R_{B1H} = \frac{G_{0H}(l_0 - a_{01})}{l_0} = \frac{15240 \cdot (2.2 + 3)}{2.2} = 5542 \text{ H}$$

з вантажем

$$R_{B2H} = \frac{(G_T + G_{0H})(l_0 - a_{02})}{l_0} = \frac{(15240 + 152440) \cdot (2.2 + 3)}{2.2} = 20373 \text{ H}$$

Навантаження на вносні опори: без вантажу

$$2R_{01H} = \frac{G_{0H} \cdot a_{01}}{l_0} = \frac{15240 \cdot 3}{2.2} = 20782 \text{ H}$$

з вантажем

$$2R_{01H} = \frac{(G_T + G_{0H}) \cdot a_{02}}{l_0} = \frac{15240 \cdot 3}{2.2} = 3217 \text{ H}$$

де G - вага вантажу, що піднімає гаком стріли.

Навантаження на вносні опори

$$2R_{0B} = -\frac{G(L - (l_0 - l_1))}{l_0} - \frac{G_2(l_2 - (l_0 - l_1))}{l_0}$$
$$2R_{0B} = -\frac{835(6 - (2.2 - 0.3))}{2.2} - \frac{470(3.1 - (2.2 - 0.3))}{2.2} = -1200 \text{ H}$$

Знак мінус показує, що навантаження на опори має протилежний напрямок.

Розглянемо випадок розташування стріли з вантажем поперек трактора. При цьому приймаємо усереднений опорний контур у вигляді прямокутника з розмірами L_0 й 10 , де $L_0 = (L + 3)/2$, (тут L - відстань між серединами коліс задньої осі автомобіля; 3 - відстань між осями вносних опор).

Розрахунковий момент щодо осі колони маніпулятора

$$M_0 = \frac{l_0 - l_1}{l_0} \cdot M_P = \frac{2.2 - 0.3}{2.2} \cdot 6557 = 54642 \text{ Нм}$$

де $M_P = 6557 \text{ Н}$

Момент, що доводиться на задні колеса,

$$R_3 = \frac{l_0 - l_1}{l_0} M_P = \frac{2.2 - 0.3}{2.2} 6557 = 894 \text{ Н}$$

Зусилля від моменту, що доводиться на кожну вивносну опору,

$$R_{0M} = \pm \frac{l_0 + l_1}{A_0 l_0} M_P = \frac{2.2 + 0.3}{2.55 \cdot 2.2} 6557 = 2922 \text{ Н}$$

Зусилля від моменту, що доводиться на колеса задньої півосі трактора,

$$R_{3M} = \pm \frac{l_1}{A_0 l_0} M_P = \pm \frac{0.3}{5.61} 6557 = 351 \text{ Н}$$

Зусилля доводиться на вивносну опору від ваги вантажу й стріли,

$$R_0 = \frac{1}{2} \left(G + \sum_{i=1}^n G_i \right) = \frac{1}{2} (8350 + 25000) = 16675 \text{ Н}$$

Сумарні навантаження, що діють на вивносні опори, коли стріла розташована уздовж трактора:

без вантажу

$$R_0 = \frac{1}{2} \left[\frac{G_{0H} a_{01}}{l_0} + \left(G + \sum_{i=1}^n G_i \right) \right]$$

$$R_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1524 \cdot 3}{2.2} + 25000 \right) = 13539 \text{ Н}$$

з вантажем

$$R_0 = \frac{1}{2} \left[\frac{(G_T + G_{0H})a_{02}}{l_0} + \left(G + \sum_{i=1}^n G_i \right) \right]$$

$$R_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{(8350 + 1524) \cdot 0.3}{2.2} + 25000 \right) = 2348 \text{ Н}$$

Сумарні навантаження, що діють на виносні опори, коли стріла розташована поперек трактора:

без вантажу - на опорі, розташовану з тієї ж сторони, де перебуває стріла маніпулятора,

$$R_{0Л} = \frac{1}{2} R_{01H} + R_{0M} + R_0'$$

$$R_{0Л} = 0.5 \cdot 10391 + 2922 + 166756 = 24793 \text{ Н}$$

$$R_{0Л} = \frac{1}{2} \cdot \frac{G_{0H} a_{01}}{l_0} + \frac{l_0 + l_1}{A_0 l_0} M_P + \frac{1}{2} \left(G + \sum_{i=1}^n G_i \right)$$

$$R_{0Л} = \frac{1}{2} \cdot \frac{15240 \cdot 3}{2.2} + \frac{2.2 + 0.3}{2.55 \cdot 2.2} 6557 + \frac{1}{2} (8350 + 25000) = 20389 \text{ Н}$$

без вантажу - на опорі, розташовану із іншої сторони від стріли,

$$R_{0Л} = \frac{1}{2} R_{01H} - R_{0M} + R_0' = 0.5 \cdot 10391 - 6557 + 169675 = 15314 \text{ Н}$$

з вантажем

$$R_{0Л} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(G_T + G_{0H})a_{02}}{l_0} + \frac{l_0 - l_1}{A_0 l_0} M_P + \frac{1}{2} \left(G + \sum_{i=1}^n G_i \right)$$

$$R_{0Л} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(8350 + 15240) \cdot 0.3}{2.2} + \frac{2.2 + 0.3}{2.55 \cdot 2.2} \times 6557 + \frac{1}{2} (8350 + 25000) = 20907 \text{ Н}$$

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Гігієна праці і виробнича санітарія

Виробництвом будівельно-монтажних робіт є складний технологічний процес, який здійснюється цілорічно в різних переважно на відкритому повітрі.

Питання праці і відпочинку, медичного обслуговування, забезпечення санітарно-побутовими приміщеннями, спецодягом, спецвзуттям і іншими засобами індивідуального захисту, обмеження застосування праці молоді і жінок.

Цілий ряд виробничих процесів в будівництві (приготування розчиннобетонних сумішей, навантажувально-розвантажувальні роботи, острожка і шліфівка дерев'яної половини, обробка кам'яних матеріалів, електрозварювання і інші види робіт) пов'язаний з виділенням пилу і аерозолів, в яких містяться шкідливі речовини, що надають при певних концентраціях несприятливу дію на тих, що працюють. Зміст шкідливих речовин в повітрі робочої зони не повинен перевищувати гранично допустимих концентрацій, встановлених вимогами стандарту.

При сучасному рівні будівельного виробництва більшість технологічних процесів (земляні, планувальні, навантажувально-розвантажувальні, бетонні, бурові та інші) виконуються за допомогою різноманітних машин, устаткування, засобів малої механізації, які створюють шум і вібрацію. Окремі види робіт, такі, як ущільнення бетону, руйнування старої цегляної кладки бетонних і залізобетонних конструкцій, зпушення мерзлого ґрунту, пробивка отворів і так далі, виконуються за допомогою вібрації. Таким чином, значна кількість тих, що працюють на будівельному майданчику і підприємствах будівельної індустрії в тому або іншому ступені піддаються дії шуму, а окремі категорії робочих-вібрацій. Дослідження

показують, що тривала дія шуму і вібрації, рівні і параметри яких перевищують допустимі значення, приводить до передчасного стомлення, зниження працездатності, зростання небезпеки травмування. Тривала дія шуму і вібрації без застосування відповідних засобів захисту може привести відповідно до втрати слуху і вібраційної хвороби. Тому зниження рівнів шуму і параметрів вібрації на робочих місцях до допустимих значень, а також проведення профілактичних, організаційних і медичних заходів мають важливе значення для машиніста.

На тракторі встановлена суцільнометалева комфортабельна кабіна, що забезпечує безпеку водія при перекиданні трактора. Каркас кабіни складається із зовнішніх і внутрішніх потовщених панелей, зварених між собою і забезпечуючи необхідну жорсткість. Зм'якшена оббивка стелі кабіни, дверей і віброізолятори і шумоізоляційний килимок покращують шумову і теплову ізоляцію кабіни. Широкі бічні і заднє вікна кабіни забезпечують хороший огляд з місця водія. Заднє вікно, що відкривається, створює водієві значні зручності при роботі з навісними і причіпними машинами. Скління кабіни теплопоглинальними тонованим склом знижує надходження тепла в кабіну трактора. Обидві двері кабіни забезпечено пристроями для фіксації їх у відкритому положенні. Поручні і ручки дверей виконані з нетеплопровідного матеріалу. На входних дверях кабіни встановлений замок.

Кабіна обладнана склоочисником з електроприводом для лобового скла, заднього скла, виносними дзеркалами, вогнегасник і лопата, електричним вентилятором, плафоном освітлення, сонцезахисним козирком, ящиком для медичної аптечки, термосом, попільничкою, інструментальною сумкою.

Для опалювання кабіни водія і обігріву вітрового скла при низьких температурах навколишнього повітря передбачена установка обігрівача з використанням тепла гарячої води системи охолодження двигунообігрівач встановлений на підлозі в передній правій частині кабіни.

В процесі експлуатації необхідно стежити, щоб в місцях з'єднання шлангів з патрубками не було течі води. Накип з радіатора обігрівача видаляють так само, як накип з радіатора двигуна. Щоб уникнути виходу з ладу радіатора унаслідок замерзання води, що залишилася в ній, необхідно при сливі води з радіатора двигуна встановити трактор з ухилом по ходу руху трактора. Необхідно періодично вимикати електродвигун обігрівача для його охолодження. Не допускається безперервна робота електродвигуна більше 4 ч. З настанням теплої погоди система опалювання має бути знята.

Встановлене в кабіні одномісне підресорене сидіння з ременями безпеки водія. Сидіння підресорюють за допомогою торсіонів, встановлених в кронштейні. Між собою торсіони зв'язані куркульками. На торсіонах з обох боків закріплені важелі і, на кінцях яких змонтований остов сидіння із закріпленими на ній подушками сидіння і спинок. Нижні важелі жорстко сполучені на шліцах із стабілізатором, що виключає перекося сидіння в поперечній площині, незалежно від місця посадки водія.

Для гасіння коливань у вертикальній площині на задній частині сидіння встановлений гідравлічний амортизатор.

Сидіння регулюють по масі водія в подовжньому напрямленні і по куту нахилу спинки. Сидіння по масі водія регулюють болтом. При обертанні болта за годинниковою стрілкою закручуються торсіони і збільшується жорсткість сидіння. Регулюють його так, щоб при посадці водія важелі сидіння знаходилися в горизонтальному положенні. У про долинній площині сидіння регулюють перестановкою його уздовж осі трактора в переднє або заднє положення, відстань між якими 30 мм. Для цього необхідно зняти інструментальну сумку, відвернути болти кріплення поперечної балки до крил трактора, встановити балку разом з сидінням в потрібне положення і закріпити її.

4.2 Стійкість гідроманіпулятора

Для знаходження координат центру тяжіння маніпулятора обираємо 2 положення: 1- при мінімальній вантажопідйомності, 2- при максимальній вантажопідйомності.

Осі X і Y проводимо згідно рис.4.1.

Розглянемо перше положення гідроманіпулятора-рисунок 4.3.

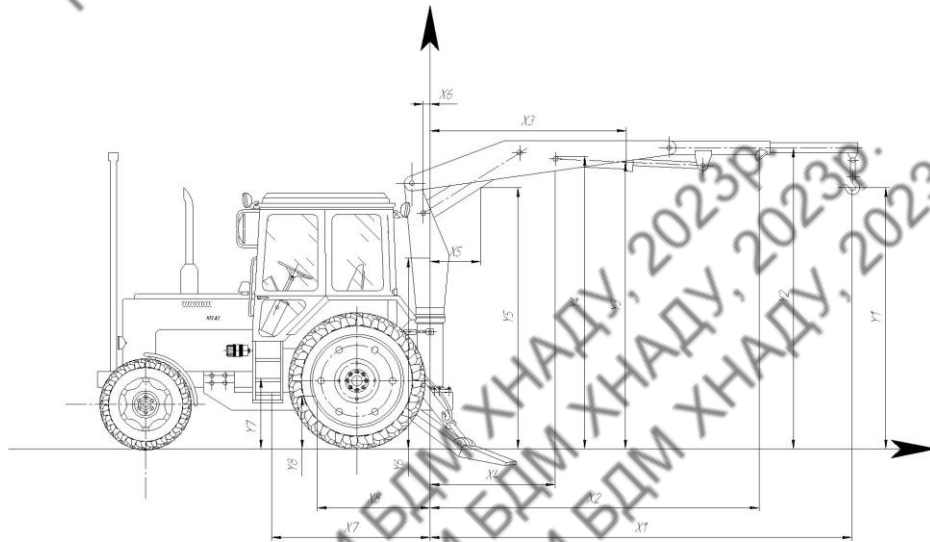


Рисунок 4.1 - Перше положення гідроманіпулятора

Визначаємо центр тяжіння маніпулятора відносно осі X:

$$x_0 = \frac{\sum G_i \cdot x_i}{\sum G_i}, \text{м} \quad (4.1)$$

де $\sum G_i$ - сумарна вага маніпулятора;

x_i - сумарна відстань від осі X (вісь обертання маніпуляторної установки)

до центру тяжіння кожного з елементів конструкції;

$$x_i = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 + x_7 + x_8, \text{м}$$

$$x_0 = \frac{-5445}{4870} = -1.1$$

Визначимо центр тяжіння маніпулятора відносно осі Y:

$$y_0 = \frac{\sum G_i \cdot y_i}{\sum G_i}, \text{м} \quad (4.2)$$

y_i - сумарна відстань від осі Y(земляного полотна) до центру тяжіння кожного з елементів конструкції;

$$y_0 = \frac{4987}{4870} = 1$$

$$y_i = y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 + y_8, \text{м}$$

Розглянемо друге положення гідроманіпулятора, рисунок 4.2.

Визначимо центр тяжіння маніпулятора відносно осі X:

$$x_0 = \frac{\sum G_i \cdot x_i}{\sum G_i}, \text{м}$$

де $\sum G_i$ - сумарна вага маніпулятора;

x_i - сумарна відстань від осі X (вісь обертання маніпуляторної установки) до центру тяжіння кожного з елементів конструкції;

$$x_i = x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + x_6 + x_7 + x_8, \text{м}$$

$$x_0 = \frac{-5445}{4870} = -1.1 \text{м}$$

Визначимо центр тяжіння маніпулятора відносно осі Y:

$$y_0 = \frac{\sum G_i \cdot y_i}{\sum G_i}, \text{м}$$

y_i - сумарна відстань від осі Y(земляного полотна) до центру тяжіння кожного з елементів конструкції;

$$y_0 = \frac{4987}{4870} = 1 \text{м}$$

$$y_i = y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 + y_8, \text{М}$$

Метод визначення стійкості маніпуляторів і відповідних норм її регламентовані правилами Держтехнагляд.



Рисунок 4.2 - Друге положення гідроманіпулятора

Стійкість маніпулятора включає вантажну й власну стійкість й визначають для робочого стану маніпулятора. При розрахунку стійкості маніпуляторів такі їхні особливості, як неможливість сполучень операцій роботи маніпулятора тільки на виносних опорах.

Стійкість маніпулятора в поперечному напрямленні визначають у такий спосіб. Як ребро перекидання маніпулятора приймають лінію, паралельну його поздовжньої осі й проходячи через центр площадки, на яку опирається виносна опора.

Коефіцієнт вантажної стійкості K_u визначають як відношення утримуючого моменту щодо ребра перекидання, створюваного вагомий автокрана з обліком його додаткових навантажень, що зменшують, (вітрових,

інерційних) і впливу ухилу площадки, до перекидаючого моменту, створюваному робочим вантажем. Він повинен задовольняти умові

$$K_{11} = \frac{1}{G \cdot (l \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha)} \cdot (G_{Ao} \cdot (l_0 \cdot \cos \alpha - h_0 \cdot \sin \alpha) + G_1 \cdot [(l_0 - l_1) \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha] - G_2 \cdot (l_2 \cdot \cos \alpha + h_2 \cdot \sin \alpha) - \omega \cdot \rho - \omega_1 \cdot \rho_1 - \omega_2 \cdot h - \frac{\delta_1 \cdot n \cdot L \cdot h}{900 - n^2 \cdot H} \cdot \left[G \cdot n \cdot \sin \beta + \frac{66 \cdot (G + G_{\text{ГП}}) \cdot \delta_0}{g \cdot t_1} \right] - \frac{(G + G_{\text{ГП}}) \cdot \delta_2}{g \cdot t_2} \cdot [v_1 \cdot h + v_2 \cdot (l \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha)]) \geq 1.15$$

$$K_{11} = \frac{1}{5700 \cdot (2.2 \cdot 0.99 + 2.6 \cdot 0.05)} \cdot (48700 \cdot (0.85 \cdot 0.99 - 1.8 \cdot 0.05) + 14700 \cdot [(0.85 - 0.125) \cdot 0.99 - 2 \cdot 0.05] - 8000 \cdot (3.4 \cdot 0.99 + 2650 \cdot 0.05) - 15 \cdot 1.5 - 5.4 \cdot 2 - 0.5 \cdot 2.6 - \frac{1.8 \cdot 3.4 \cdot 2.6}{900 - 64 \cdot 2.65} \cdot \left[8000 \cdot 0.5 \cdot 0.89 + \frac{66 \cdot (8000 + 10700) \cdot 0}{9.8 \cdot 0.85} \right] - \frac{(8000 + 10700) \cdot 0}{9.8 \cdot 3.4} \cdot [0.05 \cdot 2.6 + 0.08 \cdot (4.2 \cdot 0.99 + 2.6 \cdot 0.05)]) = 1.18 \geq 1.15$$

де G — вага вантажу, що піднімає стріло;

G_{Ao} - вага базового автомобіля без обліку ваги вантажу й ваги переднього й заднього мостів ;

G_1 - вага кранового встаткування без обліку ваги стріли;

G_2 - вага стріли;

$G_{\text{ГП}}$ - вага стріли, наведена до крапки підвісу вантажу;

ω_1, ω_2 - вітрове навантаження відповідно для автомобіля, кранового встаткування й вантажу, що діє перпендикулярно до ребра перекидання й паралельно площадки, на якій установлений кран (визначається за ДСТУ 1451-65 для робочого стану крана);

α — кут нахилу площадки, $\alpha = 3^\circ$;

ρ - кут між ребром перекидання й проекцією осі стріли на опорну площадку;

ω — прискорення сили ваги;

n — частота обертання стріли в 1 хв;

V^* — швидкості відповідно горизонтального й вертикального переміщення крапки підвісу вантажу при підйомі (опусканні) стріли;

t, t_2 — час несталих режимів роботи (пуск, гальмування) відповідно механізмів повороту й підйому (опускання) стріли;

H — довжина підвісу, вимірювана відстанню від центра ваги вантажу до крапки його підвісу;

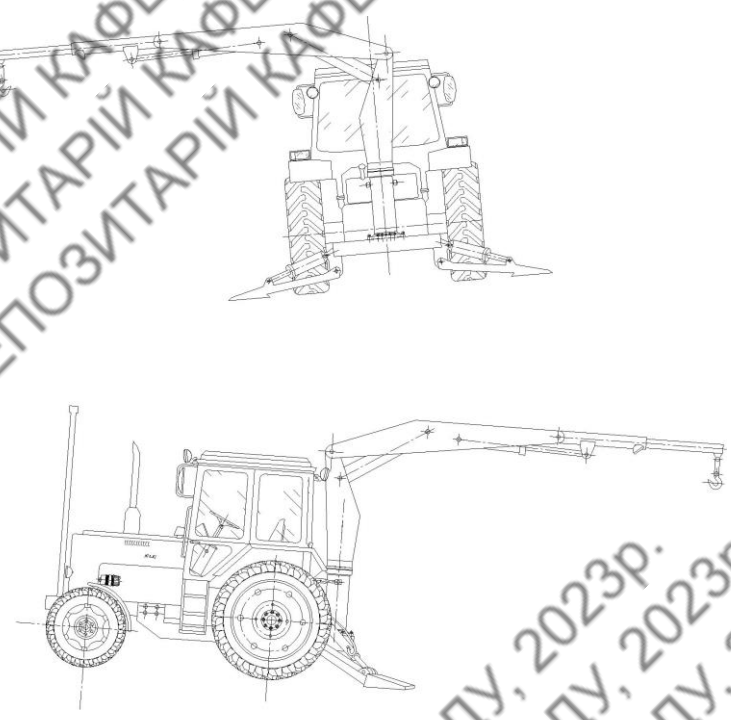
L — виліт стріли, $L = l + l_0 - l_1$; $l, l_0, h_1, h_2, p_1, p_2$ — позначення геометричних величин (рис. 4.3, а), що відповідають положенню стріли перпендикулярно до ребра перекидання;

b_0, b_1, b_2 — коефіцієнти, що приймають значення 0 або 1.

Коефіцієнт вантажної стійкості з урахуванням додаткових навантажень визначають по формулі при найбільшому вильоті стріли для двох її положень: кут між проекцією осі стріли на опорну площадку й ребром перекидання $\rho = 90^\circ$, працює тільки механізм повороту стріли, $b_1 = 1, b_0 = b_a = 0; \rho = 45^\circ$, працює тільки механізм підйому (опускання) стріли, $b_1 = 0, b_2 = 1$. Для цього положення стріли враховують тільки роботу механізму повороту автокрана й коефіцієнт стійкості визначають по формулі при $b_0 = b_1 = 1, b_2 = 0$.

Значення вітрових навантажень ω_1 й ω_2 , що діють на кранове встаткування й вантаж, різні для різних положень стріли.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХННДУ, 2023Р.
 РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХННДУ, 2023Р.
 РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХННДУ, 2023Р.



а- поперечної; в — продольної

Рисунок 4.3 - Розрахункові схеми маніпулятора

При невеликій довжині підвісу H і частоті обертання стріли $n=1...4$ об/хв величину n^2H , у порівнянні із числом 900, у формулі (6) можна зневажити, тобто не враховувати горизонтальне відхилення вантажу при поворотах стріли.

В деяких конструкціях автокранів з метою збільшення їхньої стійкості передбачене блокування ресор, що дозволяє жорстко зв'язати передній і задній мости з рамою базового автомобіля. У цьому випадку $G_A = G_B$, де G_A — вага базового автомобіля з урахуванням ваги зблокованих мостів.

Коефіцієнт вантажної стійкості без обліку додаткових навантажень K_{21} визначають при найбільшому вильоті стріли, розташованої перпендикулярно до ребра перекидання. Він повинен задовольняти умові

$$K_{21} = \frac{G_{A0} \cdot l_0 + G_1 \cdot (l_0 - l_1) - G_2 \cdot l_2}{G \cdot l} \geq 1.4$$

$$K_{21} = \frac{48700 \cdot 0.85 + 14700 \cdot (0.85 - 0.125) - 8000 \cdot 3.4}{5700 \cdot 4.2} = 1.487 \geq 1.4$$

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХННДУ, 2023Р.
 РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХННДУ, 2023Р.
 РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХННДУ, 2023Р.

Коефіцієнт власної стійкості маніпулятора K_{31} визначають для найбільш несприятливого положення маніпулятора щодо дії робочого вітрового навантаження як відношення утримуючого моменту, створюваного щодо ребра перекидання вагою маніпулятора з урахуванням впливу ухилу площадки, до перекидаючого моменту, створюваному вітровим навантаженням щодо того ж ребра перекидання. Коефіцієнт власної стійкості повинен задовольняти умові

$$K_{31} = \frac{1}{\omega \cdot \rho + \omega_1 \cdot \rho_1} \cdot (G_{AO} \cdot (l_0 \cdot \cos \alpha - h_0 \cdot \sin \alpha) + G_1 \cdot [(l_0 - l_1) \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha] - G_2 \cdot (l_2 \cdot \cos \alpha + h_2 \cdot \sin \alpha)) \geq 1.15$$

$$K_{21} = \frac{1}{15 \cdot 1.5 + 5.4 \cdot 2} \cdot (48700 \cdot (0.85 \cdot 0.99 - 1.8 \cdot 0.05) + 14700 \cdot [(0.85 - 0.125) \cdot 0.99 - 2 \cdot 0.05] - 8000 \cdot (3.4 \cdot 0.99 + 2650 \cdot 0.05)) = 1.19 \geq 1.15$$

У цьому випадку плече навантаження G_2 щодо ребра перекидання дорівнює $l_2 \cdot \cos \alpha + h_2 \cdot \sin \alpha$, причому позитивне значення його відповідає положенню автокрана, показаному на рис.4.3.

Стійкість маніпулятора в поздовжньому напрямку визначають так само, як й у поперечному, для номінального вантажу при найбільшому вильоті стріли й виставлених виносних опорах. Якщо кранове встаткування розташоване на рамі автомобіля між кабіною й заднім мостом, як ребро перекидання приймають проекцію осьової лінії заднього моста на опорну площадку. Коефіцієнт вантажної стійкості з урахуванням додаткових навантажень повинен задовольняти умові

$$K_{12} = \frac{1}{G \cdot (l \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha)} \cdot (R_{AO} \cdot B - G_{AO} \cdot h_0 \sin \alpha + G_1 \cdot (l_1 \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha) - G_2 \cdot (l_2 \cdot \cos \alpha + h_2 \cdot \sin \alpha) - \omega \cdot p - \omega_1 \cdot p_1 - \omega_2 \cdot H - \frac{\delta_1 \cdot n \cdot (l + l_1) \cdot h}{900 - n^2 \cdot H} \cdot \left[G \cdot n \cdot \sin \beta + \frac{66 \cdot (G + G_{III}) \cdot \delta_0}{g \cdot t_1} \right] - \frac{(G + G_{III}) \cdot \delta_2}{g \cdot t_2} \cdot [v_1 \cdot h + v_2 \cdot (l \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha)]) \geq 1.15$$

$$K_{12} = \frac{1}{5700 \cdot (2.2 \cdot 0.99 + 2.6 \cdot 0.05)} \cdot (1870 \cdot 2 - 48700 \cdot 1.8 \cdot 0.05 + 14700 \cdot (0.125 \cdot 0.99 - 2 \cdot 0.05) - 8000 \cdot (3.4 \cdot 0.99 + 2650 \cdot 0.05) - 15 \cdot 1.5 - 5.4 \cdot 2 - 5.4 \cdot 2.65 - \frac{1 \cdot 8 \cdot (0.85 + 0.125) \cdot 2.6}{900 - 64 \cdot 2.65} * \left[8000 \cdot 8 \cdot 0.89 + \frac{66 \cdot (8000 + 10700) \cdot 0}{9.8 \cdot 3.4} \right] - \frac{(8000 + 10700) \cdot 0}{9.8 \cdot 3.4} * [0.05 \cdot 2.6 + 0.08 \cdot (4.2 \cdot 0.99 + 2.6 \cdot 0.05)]) = 1.2 \geq 1.15$$

де R_{AO} - вага автомобіля, що доводиться на передню вісь, без обліку ваги вантажу в кузові й передньому мосту (при відсутності його блокування);

p — кут між ребром перекидання й проекцією осі стріли на опорну площадку.

Коефіцієнт вантажної стійкості з урахуванням додаткових навантажень визначають по формулі при найбільшому вильоті стріли для трьох її положень: кут між проекцією осі стріли на опорну площадку й ребром перекидання $p = 90^\circ$, працює механізм повороту автокрана, $b_0 = b_2 = 0$; $p = 45^\circ$, працює механізм повороту, $b_0 = b_1 = 1$; $b_2 = 0$. Значення вітрових навантажень w_1, w_2 різні для різних положень стріли.

Коефіцієнт вантажної стійкості без обліку додаткових навантажень

$$K_{22} = \frac{R_{AO} \cdot B + G_1 \cdot l_1 - G_2 \cdot l_2}{G \cdot l} \geq 1.4$$

$$K_{22} = \frac{1870 \cdot 2 + 14700 \cdot 0.125 - 8000 \cdot 3.4}{8000 \cdot 4.2} = 1.51 \geq 1.4$$

Коефіцієнт власної стійкості

$$K_{32} = \frac{1}{\omega \cdot \rho + \omega_1 \cdot \rho_1} \cdot (R_{AO} \cdot B - G_{AO} \cdot h_0 \cdot \sin \alpha + G_1 \cdot (l_1 \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha) - G_2 \cdot (l_2 \cdot \cos \alpha - h_2 \cdot \sin \alpha)) \geq 1.15$$

$$K_{32} = \frac{1}{15 \cdot 1.5 + 5.4 \cdot 2} \cdot (1870 \cdot 2 - 48700 \cdot 1.8 \cdot 0.05 + 14700 \cdot (0.125 \cdot 0.99 - 2 \cdot 0.05) - 8000 \cdot (3.4 \cdot 0.99 - 2650 \cdot 0.05)) = 1.175 \geq 1.15$$

Якщо кранове встаткування розташоване поза платформою, як ребро перекидання приймають лінію, що проходить через опорний контур виносних опор.

Коефіцієнт вантажної стійкості з урахуванням додаткових навантажень при номінальному вантажі й найбільшому вильоті стріли

$$K_{13} = \frac{1}{G \cdot (l \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha)} \cdot (R_{AO} \cdot (B + l_0) + R_{BO} \cdot l_0 - G_{AO} \cdot h_0 \sin \alpha + G_1 \cdot (l_1 \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha) - G_2 \cdot (l_2 \cdot \cos \alpha + h_2 \cdot \sin \alpha) - \omega \cdot \rho - \omega_1 \cdot \rho_1 - \omega_2 \cdot h - \frac{\delta_1 \cdot n \cdot (l + l_1) \cdot h}{900 - n^2 \cdot H} \cdot \left[G \cdot n \cdot \sin \beta + \frac{66 \cdot (G + G_{III}) \cdot \delta_0}{g \cdot t_1} \right] - \frac{(G + G_{III}) \cdot \delta_2}{g \cdot t_2} \cdot [v_1 \cdot h + v_2 \cdot (l \cdot \cos \alpha + h \cdot \sin \alpha)]) \geq 1.15$$

$$K_{13} = \frac{1}{5700 \cdot (2.2 \cdot 0.99 - 2.6 \cdot 0.05)} \cdot (1870 \cdot (2 + l_0) + R_{BO} \cdot l_0 - 48700 \cdot 1.8 \cdot 0.05 + 14700 \cdot (0.125 \cdot 0.99 - 2 \cdot 0.05) - 8000 \cdot (3.4 \cdot 0.99 + 2650 \cdot 0.05) - 15 \cdot 1.5 - 5.4 \cdot 2 - 5.4 \cdot 2.65 - \frac{1.8 \cdot (0.85 + 0.125) \cdot 2.6}{900 - 64 \cdot 2.65} \cdot \left[8000 \cdot 8 \cdot 0.89 + \frac{66 \cdot (8000 + 10700) \cdot 0}{9.8 \cdot 3.4} \right] - \frac{(8000 + 10700) \cdot 0}{9.8 \cdot 3.4} \cdot [0.05 \cdot 2.6 + 0.08 \cdot (4.2 \cdot 0.99 + 2.6 \cdot 0.05)]) = 1.22 \geq 1.15$$

де R_{BO} — вага автомобіля, що доводиться на задню вісь без обліку ваги вантажу в кузові й задньому мосту (при відсутності блокування).

Коефіцієнт вантажної стійкості без обліку додаткових навантажень

$$K_{23} = \frac{R_{AO} \cdot (B + l_0) + R_{BO} \cdot l_0 + G_1 \cdot l_1 - G_2 \cdot l_2}{G \cdot l} \geq 1.4$$

$$K_{23} = \frac{1870 \cdot (2 + 0.85) + 3000 \cdot 0.85 + 14700 \cdot 0.125 - 8000 \cdot 4.2}{8000 \cdot 4.2} = 1.52 \geq 1.4$$

Коефіцієнт власної стійкості

$$K_{33} = \frac{1}{\omega \cdot \rho - \omega_1 \cdot \rho_1} \cdot (R_{AO} \cdot (B + l_0) + R_{BO} \cdot l_0 - G_{AO} \cdot h_0 \sin \alpha + G_1 \cdot (l_1 \cdot \cos \alpha - h_1 \cdot \sin \alpha) - G_2 \cdot (l_2 \cdot \cos \alpha + h_2 \cdot \sin \alpha)) \geq 1.15$$

$$K_{33} = \frac{1}{\omega \cdot \rho - \omega_1 \cdot \rho_1} \cdot (1870 \cdot (2 + 0.85) + 3000 \cdot 0.85 - 14700 \cdot 1.8 \cdot 0.05 + 14700 \cdot (0.125 \cdot 0.99 - 2 \cdot 0.05) - 8000 \cdot (4.2 \cdot \cos \alpha + h_2 \cdot \sin \alpha)) = 1.192 \geq 1.15$$

У деяких випадках при експлуатації автокранів потрібно збільшити виліт - стріли за допомогою додаткової вставки й зменшити вантажопідйомність до величини, при якій вантажний Момент залишається колишнім. Як видно з формул (4.7), (4.9), (4.10), збільшення плеча при збереженні постійного вантажного моменту веде до зменшення коефіцієнта вантажної стійкості. Зі збільшенням плеча збільшуються вага стріли G_2 , а інші члени при цьому залишаються постійними. Отже, коефіцієнт вантажної стійкості зменшується. Звідси можна зробити вивід, що при збільшенні вильоту стріли автокрана й збереженні його вантажного моменту потрібне обов'язкове уточнення коефіцієнта вантажної стійкості.

По формулах для визначення коефіцієнта вантажної стійкості можна визначити попередньо місце установки виносних опор. При поперечній стійкості автокрана відповідно до формули (4.7) плече

$$l_0 \geq \frac{1.4 \cdot G \cdot l + G_1 \cdot l_1 + G_2 \cdot l_2}{G_{AO} + G_1}$$

$$0.85 \geq 0.79 = \frac{1.4 \cdot 8000 \cdot 4.2 + 14700 \cdot 0.125 + 8000 \cdot 3.4}{48700 + 14700}$$

При поздовжній стійкості відповідно до формули (4.10) плече l_0 для випадку установки кранового встаткування позад автомобіля

$$l_0 \geq \frac{1.4 \cdot G \cdot l + R_{AO} \cdot B - G_1 \cdot l_1 + G_2 \cdot l_2}{R_{AO} + R_{BO}}$$

$$0.85 \geq 0.823 = \frac{1.4 \cdot 8000 \cdot 4.2 + 1870 \cdot B - 14700 \cdot 0.125 + 8000 \cdot 3.4}{1870 + 3000}$$

Остаточні місця установки вносних опор визначаються конструктивно з наступною перевіркою коефіцієнтів вантажної стійкості.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Для оцінки економічного ефекту роботи проводимо порівняння за схемою:

- проєктована машина - базовий трактор;
- базова машина - ЮМЗ 6АКЛ.

У згідно з методичними рекомендаціями, розроблено на кафедрі БДМ ХНАДУ програма для ЕОМ техніко-економічний аналіз.

Нижче приводиться тільки окремих показників техніко-економічного аналізу проєкту.

Розрахунок кількості машино годин у році

$$T_{\Gamma} = \frac{T_{\Phi} - 2T_{\infty}}{\frac{1}{t_{cm} \cdot K_{cm}} + D_p + \frac{d_n}{T_{ob}}}$$

де T_{Φ} - річний фонд робочого часу, днів, відповідно до роботи приймаємо

$$T_{\Phi 1} = 254 \text{ дн}, T_{\Phi 2} = 254 \text{ дн};$$

T_{∞} - тривалість сезонного обслуговування, дні, приймається ;

$$T_{\infty 1} = 0,8 \text{ дн}, T_{\infty 2} = 0,8 \text{ дн};$$

t_{cm} – тривалість сезонного обслуговування, дні, приймається;

приймається $t_{cm 1} = 7,71$ години, $t_{cm 2} = 7,71$ години;

K_{cm} - коефіцієнт змінності, що згідно приймається рівним:

$$K_{cm 1} = 1,4, K_{cm 2} = 1,4$$

d_n - тривалість одного перебазування, дні:

$$d_n = 0,1 \left(\frac{Z_1}{V_{cp}} + t_{np} \right) + d_{он}$$

де Z_1 - середня відстань перебазування, км; приймається Z_{11} й Z_{12} рівним 25 км;

V_{cp} - середня швидкість переїзду, км/год;

Базова машина перебазується із середньою швидкістю 40 км/година, а спроектована із середньою швидкістю 40 км/год.

$V_{cp1} = 40$ км/година, $V_{cp2} = 18,62$ км/година;

t_{cp} - середня тривалість навантаження й розвантаження, маш. година;

- для базової машини $t_{cp1} = 0$ години;

- для спроектованої машини обґрунтовано прийняти $t_{cp2} = 0$ години;

d_{dm} - час демонтажно-монтажних робіт, дні; приймається $d_{dm1} = 0$, $d_{dm2} = 0$;

$$d_n = 0.1 \left(\frac{25}{40} + 0 \right) + 0 = 0.134$$

Тоді дня,

$$d_n = 0.1 \left(\frac{25}{40} + 0 \right) + 0 = 0.134$$

$T_{об}$ - час роботи машини на об'єкті, маш. година, визначається по формулі:

$$T_{об} = \frac{0,85 \cdot T_{pc} \cdot K_{cm} \cdot t_{cm}}{P_n}$$

де P_n - кількість перебазувань машини в плинні року; приймаємо згідно:

$$P_n^1 = 20, \quad P_n^2 = 20;$$

Тоді маш.год.

$$T_{об}^1 = T_{об}^2 = \frac{0,85 \cdot 254 \cdot 1,4 \cdot 7,71}{20} = 116,5$$

Простій у всіх видах ремонту й техобслуговувань

$$D_p = \left(\frac{\sum_{i=1}^m (d_{pi} + d_{ni}) \cdot a_i}{T_p} + \frac{t_{cmx}}{t_{cm} \cdot T_{cmx}} \right) \cdot K_n$$

де dp_1 - тривалість перебування техніки в 1-ом ремонті або технічному обслуговуванні, дні;

db_1 - тривалість очікування ремонту, доставки в ремонт і назад, дні; приймається 10 днів для поточні й 20 днів для капітального ремонту;

a_1 - кількості 1-х ремонтів і технічних типах обслуговувань (ТО) за міжремонтний цикл;

Tr – середній ресурс до капітального ремонту (міжремонтний цикл), мото/год.

Приймаємо

Спроектowana машина			
	dp_1	db_1	a_1
TE - 1	0.1	-	12
TE - 2	0.5	-	18
3	0.8	-	2 рази в рік
T	6	10	
K	11	10	
Машина-аналог			
	dp_1	db_1	a_1
TE - 1	0.2	-	72
TE - 2	0.8	-	18
3	1.5	-	2 рази в рік
T	7	10	5
K	13	20	1

$Tr_1=5760$ мото-год.

$Tr_2=5760$ мото-год

K_n - коефіцієнт перекладу мотогодин у машино-години; приймається

$K_{n1}=0.44$, $K_{n2}=0.44$

t_{cmx} - середній час на усунення однієї відмови, мат, година;

T_{cmx} - наробіток на відмову, мото/год. (у проекті прийняте $t_{cmx}/T_{cmx} = 0,05$).

Тоді обчислення по формулі дають наступні результати:

$Dp_1 = 0,0126$ дн/маш. година, $Dp_2 = 0,0141$ дн/маш. година

Одержуємо наступні кількості машино-годин роботи техніки в році відповідно до формули:

$$T_{г1} = 2050 \text{ маш. година}, T_{г2} = 2050 \text{ маш. година}$$

Данні до розрахунку приросту економічного ефекту представлені в (табл.5.1)

Таблиця 5.1 - Вихідні дані до розрахунку економічного ефекту

№ п/п	Найменування показника	Одиниця виміру	Значення	
			Базова машина (авто кран)	Проектована машина
1	2	3	4	5
1	Тривалість перебування в ТО-1	дні	0,3	0,2
2	Тривалість перебування в ТО-2	дні	1	1
3	Тривалість перебування в СО	дні	0,5	0,5
4	Тривалість перебування в ПР	дні	7	6
5	Тривалість перебування в КР	дні	13	13
6	Кількість ТО-1 у міжремонтному циклі	-	87	80
7	Кількість ТО-2 у міжремонтному циклі	-	15	15
8	Кількість ПР у міжремонтному циклі	-	1	1
9	Трудомісткість ТО-1	чол. год	6	5
10	Трудомісткість ТО-2	чол. год	22	20
11	Трудомісткість СО	чол. год	10	10
12	Трудомісткість ПР	чол. год	590	540
13	Трудомісткість КР	чол. год	780	720
14	Міжремонтний цикл	мото. год	1	1
15	Відношення часу усунення відмовлення до наробітку	-	0,1	0,1
16	Час зміни	год.	8	8

Продовження таблиці 5.1

17	Коефіцієнт змінності	-	8	8
18	Коефіцієнт переходу мото – годин у машино – годин	-	1	1
19	Час демонтажно монтажних робіт	дні	0,65	0,5
20	Число перебувань у рік	-	20	20
21	Річний фонд Робочого часу	дні	255	255
22	Дальність транспортування	км	0	0,010
23	Середня швидкість автомашини з трейлером	км/год.	40	40
24	Транспортна швидкість руху	км/год.	60	40
25	Тривалість навантаження	год.	2	2
26	Відпускна ціна на машину	грн.	4500000	1700000
27	Коефіцієнт переходу до балансової вартості	-	0,8	0,6
28	Норматив амортизаційних відрахувань	-	0,3	0,2
29	Середня година тарифу ставка робітника по ремонту машини	грн/год	25	25
30	Районний коефіцієнт	-	1,5	1,5
31	Коефіцієнт преміальної надбавки робітникам	-	0,04	0,04
32	Кількість робітників по ремонту, зайнятих усуненням одного відмовлення	чол	4	3
33	Година тарифна ставка шофера	грн/год	30	30
34	Кількість склад бригади шоферів	чол	1	1

Продовження таблиці 5.1

35	Коефіцієнт доплати роботу в другу зміну	-	0,05	0,05
36	Коефіцієнт преміальної надбавки шоферу	-	0,07	0,07
37	Норматив відрахувань на соціальне страхування	-	0,01	0,01
38	Норматив відрахувань на майнове страхування	-	0,04	0,02
39	Коефіцієнт змінності питомої витрати палива	-	0,3	0,3
40	Коефіцієнт використання двигуна за годину	-	0,84	0,85
41	Коефіцієнт використання двигуна по потужності	-	1,38	1,37
42	Потужність двигуна	л.с	115	82
43	Перехідний коефіцієнт для ДВС	-	0,8	0,7
44	Питома витрата палива	г/(л.с год.)	18	11
45	Коефіцієнт попиту для ДВС	-	198	175
46	Ціна енергоносія	грн	425	420
47	Коефіцієнт переходу від витрат на паливо до витрат на мастильні матеріали	-	0,20	0,20
48	Ємність гідросистеми	л	100	100
49	Об'ємна маса РР	грн/кг	0,15	0,17
50	Оптова ціна РР	грн/кг	18	25
51	Періодичність заміни РР	годна	800	1500
52	Кількість шин на машині	шт.	6	4
53	Ціна комплекту шин	грн	8100	4700
54	Термін служби шин	година	7000	7000
55	Вартість витрати траса	грн/година	1	1

Закінчення таблиці 5.1

56	Середньогодинна тарифна ставка текелажника	грн/година	0,7	0,7
57	Кількісний склад бригади такелажників	чол	1	1
58	Вартість машиногодин експлуатації тягача за трейлером	грн/аш.-год	600	600
59	Кількість тягачів трейлером		1	1
60	Вартість одного кілометра пробігу	грн/км	15	15
61	Вартість мото-години роботи крана	грн/мото-год.	80	50
62	Час роботи крана	години	8	8
63	Спосіб перебезуванням	-	своїм ходом	своїм ходом
64	Норматив накладних витрат			
65	Середня година експлуатаційна продуктивність	м3/маш.-год.	40	40
66	Норма планових накопичень	-	210	200

Дані розрахунку приросту ефекту вносимо до табл.5.2.

Таблиця 5.2 - Основні техніко-економічні показники

№ п/п	Показник	Од. вим.	Значення	
			Базова машина	Спроектована машина
1	Собівартість маш.-год.	грн/годин	100	90
2	Затрати на рік	грн/рік	160700	150000
3	Роз. кіл. маш – год. роботи в році	маш. – год.	2051	2051
4	Ціна на транспортування	грн/год.	190	190
5	Річний дохід	грн/рік	389500	389500
6	Прибуток	грн/рік	228430	237400
7	Приріст економічного ефекту	грн/рік	8970	

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.
РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023р.

ВИСНОВКИ

Основним результатом виконання дипломної роботи є розробка гідроманіпулятора на базі колісного трактора МТЗ-82.

Було виконано оптимізацію параметрів механізмів приводів стріли й рукояті за допомогою методу градієнта Конжугейта. Для згортання двухцілевого завдання у випадку механізму привода рукояті використовувався метод поступок.

Конструкцію механізму привода рукояті варто змінити для того, щоб вона відповідала оптимальному рішенню в розглянутій постановці завдання. Реалізація оптимального варіанта дозволить істотно зменшити кожний із двох розглянутих цільових критеріїв. Маса привода може бути знижена на 11,5 кг (18,6%), а площа фігури, обмеженої кривими МГ і МВГМ, - на 39%. Для цього потрібно встановити гідроциліндр діаметром 90 мм (проти 115 мм в існуючій конструкції), збільшити на 147 мм (28,5%) довжину ланки, і на 72 мм (12,9%) довжину ланки г2 зменшити на 32 мм (14,2%) довжину ланки гу змінити розміри г4 і гу. Ці зміни приведуть до зменшення на 52 мм (7,3%) ходу штока гідроциліндра й на 9,7% його загальної довжини.

В роботі в повному обсязі виконані всі необхідні розділи, детально розраховані всі механізми.

Розрахунки в економічній частині підтверджують переваги запропонованої конструкції перед існуючими конструкціями.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Лівінський О.М. Будівельні машини та обладнання: підручник / Лівінський О.М., Пшінько О.М., Савицький М.В., Курок О.І., Єсипенко А.Д., Бабиченко В.Я., Коваленко В.М., Пелевін Л.Є., Смірнов В.М., Волянчук В.О. - К.: Українська академія наук; «МП Леся», 2015.-612 с.
2. Палій В.П. Будівельна техніка: навчальний посібник / В.П. Палій, І.М. Малик. - К.: Аграрна освіта, 2009. - 254 с.
3. Баладінський В.Л. Будівельна техніка: підручник / В.Л. Баладінський, А.М. Тугай, О.М. Гаркавенко, І.В. Русан. - К.: КНУБА, 2002. - 237 с.
4. Баладінський В.Л. Будівельна техніка: навчальний посібник / В.Л. Баладінський, О.М. Лівінський, Л.А. Хмара. - К.: Либідь, 2001. - 361 с.
5. Онищенко О.Г. Будівельна техніка: підручник / О.Г. Онищенко, В.О. Онищенко, С.Л. Литвиненко, Б.О. Коробко. - К.: Кондор-Видавництво, 2017. - 416 с.
6. Онищенко О.Г. Будівельна техніка: навч. посібник / О.Г. Онищенко, В.М. Помазан. - К.: Урожай, 1999. - 302 с.
7. Автомобільні дороги : будівництво, ремонт, машини і механізми для виконання робіт / Л. А. Хмара, О. С. Шипілов, В. Д. Мусійко, М. П. Кузьмінець. – К. : НТУ, 2011. – 416 с.
8. Машини для земляних робіт : навч. посібник / [Л. А. Хмара, С. В. Кравець, В. В. Нічке та ін.]. – Рівне, Дніпропетровськ, Харків, 2010. – 557 с.
9. Гурей К. М. Дорожньо-будівельні машини : навч. посібник / К. М. Гурей. – Львів : Кальварія, 2007. – 444 с.
10. Машини і обладнання для будівництва, утримання і ремонту доріг : навч. посібник / А. В. Фомін, О. О. Костенюк, О. А. Тетерятник, Г. І. Боковня. – К. : КНУБА, 2005. – 126 с.

11. Машини для земляних робіт : підручник / В. Л. Баладінський, О. М. Гаркавенко, С. В. Кравець, І. В. Русан, А. В. Фомін. – Рівне : РДТУ, 2000. – 288 с.

12. С.С. Добронравов, В.Г. Дронов: Машини для городского строительства. – М.: Вища школа, 1999.– 276 с. 13. В.О. Панченко, М.Г. Костюк, А.О. Качура. Технологія і механізація будівельних процесів: навч. посібник. – Харків: ХНАМГ, 2005. – 242 с. 11. R. O. Colwell Crane Handbook" : McGraw-Hill Education, 2007.

13. Lawrence K. Shapiro Cranes and Derricks" : McGraw-Hill Education, 2010.

14. Chris Carlisle Crane Operator's Manual" : International Union of Operating Engineers, 2015.

15. Construction Safety Association of Ontario Mobile Crane Manual: Construction Safety Association of Ontario, 2010

16. John Roberts Mobile Cranes: Routledge, 2019.

17. National Commission for the Certification of Crane Operators Tower Crane Reference Manual": NCCCO, 2015.

18. Thomas Schnerre Crane Safety: A Guide to OSHA Compliance and Injury Prevention: Wiley, 2013.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A1			ДР.МБДМ.000.00.06.000.ВЗ	Установка насосу		
				<u>Детали</u>		
		1	ДР.МБДМ.000.00.06.001	Штуцер	1	
		2	ДР.МБДМ.000.00.06.002	Штуцер	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		4		Винт М14 х 125-6g х 25.58.35Х01 ГОСТ Р 11738-84	4	
		5		Шайба 16 Л 65ГО29 ГОСТ 6402-70	4	
		5		Винт М10 х 125-6g х 25.58.35Х01 ГОСТ 17475-80	4	
		6		Шайба 12 Л 65ГО29 ГОСТ 6402-70	4	
				<u>Прочие изделия</u>		
		8		Насос НШ-50А-3-Л	1	$V_k=50\text{см}^3/\text{об}$ $p_n=16\text{МПа}$
			ДР.МБДМ.000.00.06.000.ВЗ			
			Установка насосу			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Кірэз				Лит.	Лист
Проб.	Васильєв				ч в р	Листов
Н.контр.	Холодов				1	
Утв.	Фідоровська				ХНАДУ М-62-22	
				Формат А4		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
A1			ДР.МБДМ.000.00.07.000.СК	Гідроциліндр		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	ДР.МБДМ.000.07.01.000	Корпус	1	
				<u>Детали</u>		
		4	ДР.МБДМ.000.00.07.001	Гроушина	1	
		3	ДР.МБДМ.000.00.07.002	Шток	1	
		4	ДР.МБДМ.000.00.07.003	Штуцер	1	
		5	ДР.МБДМ.000.00.07.004	Штуцер	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		7		Винт М8 х1,25-6g х 25-58.35Х01 ГОСТ 11738-84	12	

Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № вкл.	Подп. и дата

ДР.МБДМ.000.00.07.000.СК				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Кірза			
Проб.	Васильєв			
Н.контр.	Холодов			
Утв.	Фідоровська			

Гідроциліндр

Лит.	Лист	Листов
4	3	1
ХНАДУ М-62-22		
Формат А4		