

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

(повна назва кожного навчального закладу)

Інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Технічної механіки та сільськогосподарських машин

(повна назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(освітній ступінь)

на тему: Обґрунтування параметрів механізму повороту колони
малогабаритного навантажувача ПМ-0,2

Виконав: студент (ка) 6 курсу, група МСм-61

напряму підготовки (спеціальності)

133 Галузеве машинобудування

(кодифікатор і назва напряму підготовки, спеціальності)

Дем'янчук Т.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

(підпис)

Хомик Н.І.

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Довбуш А.Д.

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

Ткаченко І.Г.

(прізвище та ініціали)

Завідуюча кафедри

(підпис)

Гевко Р.Б.

(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2019

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

Освітній ступінь магістр

Напрямок підготовки

(шифр і назва)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Гевко Р.Б.

« _____ » _____ 2019 р.

ЗАВДАННЯ НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ

Дем'янчуку Тарасу Романовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) Обґрунтування параметрів механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2

Керівник проекту (роботи) Хомик Надія Ігорівна, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом по університету від « 11 » вересня 2019 року № 4/7-799

2. Термін подання студентом проекту (роботи) 24 грудня 2019 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) вантажопідйомність навантажувача 3000 Н; глибина опускання нижче за рівень опорної поверхні грейфера 1,21 м; висота вантаження грейфером 2,42 м; максимальний виліт стріли від осі повороту колони 2,53 м; робочий сектор $3,4 \pm 0,02$ рад; маса без трактора – 609 кг; трактор з яким агрегується – МТЗ-80; базовий технологічний процес механічної обробки деталі; робоче креслення деталі; річна програма випуску деталей.

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

Анотація. Вступ. 1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. 2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. 3. Дослідження параметрів об'єкту розробки. 4. САПР сільськогосподарських машин. 5. Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі. 6. Обґрунтування економічної ефективності. 7. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. 8. Екологія. Загальні висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2. Складальне креслення (1А1).
2. Механізм повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2. Складальне креслення (1А0). 3. Навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2. Установка на трактор (1А0).
4.-6. Деталювання механізму повороту колони навантажувача (3А1). 7-8. Розрахункові схеми (2А1). 9. Комп'ютерна модель навантаження опори механізму повороту колони навантажувача (1А1).
10-11. Спеціальні верстатні приспособлення (2А1). 12. Інструментальна наладка на операції (1А1).

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
САПР сільськогосподарських машин	Сташків М.Я., доцент		
Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі	Олексюк В.П., доцент		
Обґрунтування економічної ефективності	Дмитрів Д.В., доцент		
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Окіпний І.Б., доцент		
Екологія	Зварич Н.М., доцент		

7. Дата видачі завдання

11 вересня 2019 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
	Основна частина		
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування	до 20.09.19	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	до 20.11.19	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	до 30.11.19	
	Спеціальна частина		
4	САПР сільськогосподарських машин	до 30.11.19	
5	Розробка технологічного процесу механічної обробки деталі	до 25.11.19	
	Розділи:		
6	Обґрунтування економічної ефективності	до 03.12.19	
7	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	до 05.12.19	
8	Екологія	до 10.12.19	
9	Анотація. Вступ. Висновки.	до 12.12.19	
10	Графічна частина. Специфікації	до 18.12.19	

Студент _____
(підпис)

Дем'янчук Т.Р. _____
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) _____
(підпис)

Хомик Н.І. _____
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Дем'янчук Тарас Романович.

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2».

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Керівник роботи – Хомик Надія Ігорівна, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Структура роботи. Робота складається зі вступу, 8 розділів, висновків, переліку посилань (47 найменувань), 10 додатків. Загальний обсяг текстової частини: 170 сторінок пояснювальної записки, 20 таблиць, 52 рисунки, додатки на 32 сторінках.

Графічна частина складається з десяти аркушів формату А1 і двох аркушів формату А0.

Актуальність теми роботи

Більшість вантажів у різних галузях завантажують машинами неперервної дії. У сільському господарстві – це зернонавантажувачі, транспортувально-сортувальні механізми в овочівництві, навантажувачі-роздавачі кормів та ін. Значну кількість навантажувально-розвантажувальних робіт виконують також мобільними універсальними навантажувачами періодичної дії. Ці машини мають можливість переміщення з вантажем на невеликі відстані. Серед цих машин можна виокремити малогабаритні навантажувачі, які завдяки своїм конструктивним особливостям, мають широке застосування як у сільському господарстві, так і промисловості, та особливо під час виконання будівельно-монтажних робіт в умовах щільної забудови.

Особливістю малогабаритних навантажувачів, які не є окремими самохідними машинами, є можливість їх швидкої навіски на трактор, яка не вимагає доробки трактора при агрегуванні.

Навантажувач ПГМ-0,2 монтується на трактори типу МТЗ або ЮМЗ на передній брус, що дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт на колісному ході трактора.

Розрахунок та дослідження параметрів механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 є актуальною науково-практичною задачею, яка визначила напрямок досліджень дипломної роботи.

Мета і завдання

Метою роботи є обґрунтування та дослідження параметрів механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 та удосконалення технологічного процесу механічної обробки заданої деталі.

Для досягнення цієї мети у роботі вирішено такі завдання:

- обґрунтовано використання передньої осі трактора як опори для малогабаритного навантажувача;
- досліджено кінематичні параметри важільного механізму повороту малогабаритного навантажувача ПМГ-0,2;
- розроблено механізм повороту колони навантажувача, який забезпечує її поворот на 250° ;
- визначено силові і кінематичні характеристики механізму повороту навантажувача;
- виконано силовий аналіз механізму повороту навантажувача, визначено сили тертя при повороті колони навантажувача ПМГ-0,2;
- виконано енергетичний розрахунок – вибрано тип приводу, а саме, гідроциліндр, який забезпечить функціонування механізму повороту колони;
- виконано розрахунок на міцність ланок механізму повороту навантажувача, а саме розрахунок коромисла і кривошипу.

- проаналізовано переваги навантажувачів на базі колісних машин та їх основні показники;
- обґрунтовано параметри навантажувального обладнання, силових гідроциліндрів навантажувального обладнання малогабаритного навантажувача;
- обґрунтовано вантажопідйомність, відривне і напірне зусилля малогабаритного навантажувача;
- визначено стійкість фронтального малогабаритного навантажувача.
- проаналізовано методи САПР сільськогосподарської техніки, розроблено модель об'єкту проектування – опори механізму повороту колони навантажувача та досліджено напружено-деформівний стан;
- проаналізовано конструкцію та службове призначення об'єкту виробництва, тобто деталі – стакан, виконано аналіз її технологічності;
- досліджено способи виготовлення аналогічних деталей;
- розроблено технологічний процес виготовлення деталі – стакан, вибрано обладнання, оснащення, різальний та вимірювальний інструмент, розраховано режими різання та норми часу;
- підібрано та спроектовано необхідне технологічне оснащення;
- виконано техніко-економічне обґрунтування прийнятих рішень;
- розглянуто питання охорони праці, безпеки в надзвичайних ситуаціях та екології.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Конструктивні елементи малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2; технологічний процес виготовлення деталі – стакан.

Предмет дослідження. Конструктивні параметри передньої осі трактора; кінематичні параметри важільного механізму повороту колони малогабаритного навантажувача; силові і кінематичні

характеристики механізму повороту колони; розрахунок на міцність ланок механізму повороту колони, а саме коромисла, опори, кривошипа; робоче креслення деталі, базовий технологічний процес механічної обробки деталі.

Методи дослідження. Теоретико-емпіричний, теорії міцності, методу кінцевих елементів, економіко-статистичний, графічний, порівняльний, математичного моделювання.

Наукова новизна отриманих результатів.

Доведено можливість використання малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 з розробленим механізмом повороту колони, який забезпечує її поворот на 250° .

Практичне значення отриманих результатів.

Обґрунтовано використання передньої осі агрегату як опори для малогабаритного навантажувача. Розроблено механізм повороту колони навантажувача, який забезпечує її поворот на 250° . Розрахунком на міцність ланок механізму повороту навантажувача, а саме, коромисла, опори і кривошипу встановлені розміри поперечних перетинів цих елементів. Вибрано привод механізму повороту колони – гідроциліндр. Розроблено також реальний технологічний процес механічної обробки заданої деталі, який може бути впроваджений в умовах реального виробництва.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на II Міжнародній студентській н.-т. конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», Тернопіль, ТНТУ, 25-26 квітня 2019 року та на VIII Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів, Тернопіль, ТНТУ, 27-28 листопада 2019 року.

Ключові слова: трактор, малогабаритний навантажувач, механізм повороту, колона, опора, коромисло, кривошип, гідроциліндр.

ЗМІСТ

ОСНОВНА ЧАСТИНА

АНОТАЦІЯ	10
ВСТУП	12
1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ	13
1.1. Класифікація та характеристика сільськогосподарських вантажів	13
1.2. Огляд конструкцій навантажувачів періодичної дії	14
1.3. Огляд однокішневих фронтальних навантажувачів	24
1.4. Опис об'єкту розробки	27
1.5. Огляд конструкцій механізмів повороту маніпуляторів	31
1.6. Обґрунтування теми магістерської роботи і постановка завдання на проектування.....	35
2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ	39
2.1. Використання передньої осі трактора як опори для малогабаритного навантажувача	38
2.2. Кінематичні параметри важільного механізму повороту колони малогабаритного навантажувача	44
2.3. Силкові і кінематичні характеристики механізму повороту колони	47
2.4. Сили тертя при повороті колони	55
2.5. Силковий аналіз механізму повороту колони	57
2.6. Розрахунок на міцність ланок механізму повороту колони	60
2.6.1 Розрахунок коромисла	60
2.6.2. Розрахунок рухомої опори	64
2.6.3. Розрахунок кривошипа	68
2.7. Енергетичний розрахунок	73
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ.....	75
3.1. Переваги навантажувачів на базі колісних машин та їх основні показники	75
3.2. Обґрунтування параметрів навантажувального обладнання малогабаритного фронтального навантажувача	79
3.3. Вантажопідйомність, відривне і напірне зусилля навантажувача	86
3.4. Визначення параметрів силових гідроциліндрів	

навантажувального обладнання	91
3.5. Стійкість фронтального малогабаритного навантажувача	92
СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА:	
4. САПР СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН.....	102
4.1. Методи та системи САПР	102
4.2. Розробка моделі об'єкту проектування.....	105
4.3. Обробка даних, побудова діаграм за результатами моделювання.....	107
5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ.....	109
5.1. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі	109
5.2. Проектування технологічного процесу механічної обробки.....	112
5.3. Розробка спеціальних верстатних пристроїв.....	131
РОЗДІЛИ:	
6. ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	132
6.1. Покращення науково-дослідних і конструкторських робіт - підвищення надійності сільськогосподарської техніки	132
6.2. Оцінка технічного рівня виробу	133
6.3. Економічна оцінка удосконаленої машини	135
7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	141
7.1. Організація робіт з техніки безпеки та охорони праці	141
7.2. Вимоги безпеки при роботі з навантажувачем ПГМ-0,2	143
7.3. Порядок роботи, технічне обслуговування, транспортування і зберігання навантажувача ПГМ-0,2	146
7.4. Захист виробничого об'єкту та персоналу. Підвищення стійкості роботи об'єкту	150
8. ЕКОЛОГІЯ	156
8.1. Актуальність охорони навколишнього середовища	156
8.2. Аналіз забруднення довкілля, що виникає у результаті виготовлення малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2	157
8.3. Утилізація відходів виробництва	159
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	161
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	164
ДОДАТКИ.....	168

АНОТАЦІЯ

Завдання дипломної роботи – обґрунтування параметрів механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 та розробка технологічного процесу механічної обробки деталі. Робота містить такі розділи:

1. Аналіз особливостей об'єкту проектування. У цьому розділі наведено класифікацію та характеристики сільськогосподарських вантажів; проведено огляд та аналіз конструкцій навантажувачів періодичної дії та одноківшевих фронтальних навантажувачів; виконано огляд конструкцій механізмів повороту маніпуляторів; наведено короткий опис і технічні характеристики базового малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2; виконано обґрунтування теми дипломної роботи.

2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. У цьому розділі обґрунтовано використання передньої осі трактора як опори для малогабаритного навантажувача і досліджено кінематичні параметри важільного механізму малогабаритного навантажувача ПМГ-0,2; визначено силові і кінематичні характеристики механізму повороту навантажувача; визначено сили тертя при повороті колони ПМГ-0,2; проведено силовий аналіз механізму повороту навантажувача, а також розрахунок на міцність ланок механізму повороту, а саме розрахунок коромисла, опори і кривошипу.

3. Дослідження параметрів об'єкту розробки. У розділі описано переваги навантажувачів на базі колісних машин та їх основні показники; обґрунтовано параметри навантажувального обладнання, силових гідроциліндрів навантажувального обладнання; вантажопідйомність, відривне і напірне зусилля та визначено стійкість фронтального малогабаритного навантажувача.

4. САПР сільськогосподарських машин. Розділ включає опис методів і систем САПР сільськогосподарської техніки, розробку моделі об'єкту проектування – опори механізму повороту колони навантажувача, аналіз

даних за результатами моделювання.

5. Проектування технологічного процесу механічної обробки деталі.

Виконано аналіз конструктивних особливостей деталі, розроблено технологічний процес механічної обробки деталі та спеціальні верстатні пристрої.

6. Обґрунтування економічної ефективності.

Наведено характеристику заходів підвищення надійності сільськогосподарської техніки. Подано оцінку технічного рівня виробу; виконано економічну оцінку удосконаленої машини: визначено показники порівняльної характеристики базового (серійного) і нового малогабаритного навантажувача; проведено розрахунок економічної ефективності нової машини; визначено сумарний економічний ефект від впровадження нової машини порівняно з базовою.

7. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.

У розділі описано організацію робіт з техніки безпеки та охорони праці; розроблено вимоги безпеки при роботі з навантажувачем ПГМ-0,2, а саме, порядок роботи, технічне обслуговування, транспортування і зберігання навантажувача ПГМ-0,2, а також описано порядок захисту виробничого об'єкту та персоналу і підвищення стійкості роботи об'єкту при надзвичайних ситуаціях.

8. Екологія.

Відзначено актуальність охорони навколишнього середовища, проаналізовано забруднення довкілля, що виникає у результаті виготовлення малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 та запропоновано заходи утилізації відходів виробництва.

Загальні висновки. Наведені загальні висновки від результатів впровадження у виробництво запропонованих у дипломній роботі рішень.

Об'єм дипломної роботи: графічна частина складається із десяти листів креслення формату А1 і двох листів формату А0; пояснювальна записка містить 170 сторінок машинописного тексту, у тому числі 52 рисунки, 20 таблиць, 47 посилань на літературні джерела, додатки на 32 сторінках.

ВСТУП

Сільськогосподарський транспорт та механізація навантажувально-розвантажувальних робіт мають особливе значення у сільськогосподарському виробництві.

У системі машин, які використовують для збирання врожаю різних сільськогосподарських культур, а також для забезпечення різних галузей господарства підйомно-транспортними машинами, важливе місце займають транспортні засоби та механізми для навантажувально-розвантажувальних робіт.

Відсутність відповідних транспортних та навантажувально-розвантажувальних засобів або нечітка організація їх експлуатації призводить до затримки технологічних процесів, непродуктивного простою транспорту, великих затрат праці і збільшення витрат на виробництво продукції.

Розмаїття технологічних процесів у сільському господарстві відкриває широкі можливості для організації комплексної механізації вантажно-розвантажувальних і транспортних робіт із збирання коренеплодів, зернових, овочів та фруктів.

Основну частину вантажів у сільському господарстві завантажують машинами неперервної дії, тобто різноманітними транспортерами, але часто застосовують також універсальні навантажувачі періодичної дії.

Механізація вантажно-розвантажувальних робіт дуже важливою є у рослинництві та тваринництві.

Загальний вантажообіг сільського господарства в Україні перевищує 2 млрд.т. На вантажно-перевалочні роботи витрати енергії 40...50 %, що значно впливає на собівартість продукції.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Класифікація та характеристика сільськогосподарських вантажів

Сільськогосподарські вантажі класифікують за: фізико-механічними властивостями, способом завантажування, умовами транспортування.

Особливість сільськогосподарських вантажів (продуктів) – у тому, що з часом у них відбуваються біологічні процеси, що змінюють їх якість та обумовлюють втрати при перезавантажуванні та транспортуванні до 40 % загальних втрат [15, 26].

Вантажі поділяють за фізико-механічними властивостями на тверді (зерно, коренеплоди, добрива) та рідкі (молоко, паливо, вода). Головною характеристикою є їх щільність, показники якої наведені у таблиці 1.1.

При проектуванні та експлуатаційних розрахунках навантажувачів важливим параметром є кут природного нахилу, який утворюється між горизонтальною площиною і поверхнею вантажу, що осипався.

Розрізняють кути природного нахилу у спокою φ_{cn} і під час руху φ_p . Для технічних розрахунків приймають $\varphi_p = 0,7\varphi_{cn}$. На величину кута природного нахилу суттєво впливає (зменшує) вібрація. Величини кутів природного нахилу для різних вантажів наведені у таблиці 1.2 [15, 26].

У сільськогосподарських продуктах, на відміну від ґрунтів, кут природного нахилу зі збільшенням вологості збільшується.

Особливість сільськогосподарського виробництва обумовлює і різноманітні методи і прийоми обробки вантажів. Звичайними прийомами залишається підйом, переміщення та розвантаження.

Таблиця 1.1 – Показники щільності сільськогосподарських вантажів

Тип вантажу	щільність, кг/м ²	Тип вантажу	щільність, кг/м ²
Полова, сіно і солома зі стогу	70...150	Пшениця, ячмінь, Кукурудза, горох	650..810
Сіно і солома пресована	270...290	Мінеральні добрива	750...900
Трава свіжоскошена	300...400	Гній спресований	700...750
Картопля, силос з ями	600...750	Земля, гравій, пісок	1200...2000

Перенос вантажу здійснюється окремими порціями з періодичним циклом. Тому широке застосування знайшли навантажувачі періодичної дії, які призначені для підйому і транспортування вантажу при обслуговуванні виробничих процесів: завантаження транспорту, переробка сільськогосподарських продуктів.

Суттєвий вплив на щільність вантажів спричиняє вологість, зміна якої з часом має складні залежності.

Таблиця 1.2 – Значення кутів природного нахилу сільськогосподарських вантажів

Тип вантажу	φ_{cn} , у стані спокою, град	φ_p , під час руху, град
Пшениця, ячмінь	35	25
Картопля	25...35	15
Земля, гравій, пісок	45	35
Буряки	30...45	20...25

1.2. Огляд конструкцій навантажувачів періодичної дії

Всі навантажувально-розвантажувальні машини, які використовують у сільськогосподарському виробництві, поділяють на дві групи: періодичної та безперервної дії.

Навантажувачі періодичної дії призначені для підйому і транспортування вантажів при обслуговуванні виробничих процесів: завантаження транспорту, переробка сільськогосподарських продуктів, (підйом, переміщення та розвантаження).

Навантажувально-розвантажувальні машини періодичної дії працюють циклічно. Цикл навантаження здебільшого складається з кількох окремих операцій: забирання, підняття, транспортування (подача) матеріалу до транспортованої машини (автомобіль, причіп тощо), вивантаження і повертання у початкове положення. Тривалість такого циклу визначає продуктивність навантажувача [3, 6, 15, 26].

Навантажувально-розвантажувальні машини безперервної дії безперервно забирають і подають матеріал у транспортні засоби та до місця зберігання.

За призначенням навантажувачі бувають універсальні та спеціальні.

Універсальні навантажувачі застосовують для навантаження різних матеріалів, спеціальні – для навантаження одного виду матеріалу або однієї сільськогосподарської культури (зернонавантажувачі, буряконавантажувачі).

Найчастіше у сільськогосподарському виробництві застосовують грейферні навантажувачі. Розглянемо деякі з них.

Навантажувач-бульдозер ПБ-35 – фронтально-перекидний, ковшовий, призначений для навантаження у транспортні засоби з бортів і куп добрив (гною, компосту, торфу), піску, гравію та інших сипких матеріалів і продуктів, що не бояться пошкоджень. Навантажувач можна провадити фронтальним або перекидним способами. При навантаженні матеріалів у низькі транспортні засоби застосовують фронтальний спосіб. Для цього

опускають ківш і, під'їжджаючи до вантажу, захоплюють його. Потім ківш піднімають на висоту, що забезпечує прохід над транспортним засобом, і розвантажують за допомогою гідроциліндрів. Для навантаження в автомобілі і причепи застосовують перекидний спосіб. Вантажопідйомність навантажувача 1500 кг. Замість ковша до стріли приєднують полицю бульдозера з шириною захвату 2500 мм, висотою 800 мм, або валкоукладач для добування торфокрошки на осушених болотах. Навантажувач-бульдозер агрегують з трактором Т-74. Продуктивність за одну годину чистої роботи 80 т [22, 26].

Начіпний навантажувач із змінними робочими органами ПФП-2 використовують для навантаження у транспортні засоби із бортів та куп органічних і мінеральних добрив, піску, гравію та інших сипких матеріалів. Основні складальні одиниці цієї машини: стріла, ківш місткістю 1,05 м³, бульдозерна лопата, гідравлічна система, механізм керування робочими органами та ін. Навантажувач агрегують з трактором Т-150. Вантажопідйомність 2360...2500 кг. Навантажувальна висота при навантаженні фронтальним способом (перед трактором) 2,5 м, а перекидним способом (ззаду трактора) – 2,2 м. Навантажувальний виліт 1,1 м. Продуктивність 103...143 т/год. Маса навантажувача 2500 кг [15, 19, 22, 26].

Фронтально-перекидний навантажувач із змінними робочими органами ПФП-1,2 призначений для навантаження у транспортні засоби сипких, малосипких або подрібнених матеріалів і мінеральних добрив. Навантажувач агрегують з тракторами ДТ-75 або ДТ-75М. Основні його складальні одиниці такі: стріла підняття, навантажувальний ківш місткістю 1,1 м³ і шириною захвату 2,055 м, бульдозерна лопата, захват якої 2,52 м, балка (поперечна і задня), гідравлічна система. Навантажувач може працювати фронтальним і перекидним способами. Навантажувальна висота при фронтальному способі – 2,5 м, при перекидному – 2,25 м. Продуктивність 100...125 т/год. Вантажопідйомність 1500...1800 кг, маса 1780 кг [19, 22, 26].

Універсальний грейферний навантажувач ПГ-0,2 начіплюють на трактор Т-25А1 або самохідне шасі Т-16М. Він призначений для

навантаження у транспортні засоби різних вантажів, а також для роботи на тваринницьких фермах і в парниках. Навантажувач обладнують змінними робочими органами: грейферним ковшем, ковшем для коренеплодів, кігтями, гаком і бульдозерною навіскою. Висота навантаження 3,2 м, глибина виймання ґрунту з ям до 1,5 м. Вантажопідйомність з грейферами ковшем 220 кг, при застосуванні гака 350 кг. Продуктивність 40 т/год [19].

Грейферний навантажувач ПГХ-0,5 призначений для механізації навантажувально-розвантажувальних робіт у бавовницьких господарствах. Його обладнують грейфером для навантаження органічних добрив і силосу; грейфером для навантаження сипких матеріалів; гаком для навантаження штучних і затарених вантажів; бульдозерною лопатою для підгрібання матеріалу та виконання легких планувальних робіт. Навантажувач агрегують з трактором Т-28Х4М. Продуктивність при навантаженні бавовни 8,5 т/год, силосу 11,4 т/год, сипких матеріалів 36 т/год. Вантажопідйомність 0,3...0,5 т. Висота навантаження 4,1...7,2 м. Глибина забирання матеріалів 2,2 м. Маса 2040 кг [19, 22, 26].

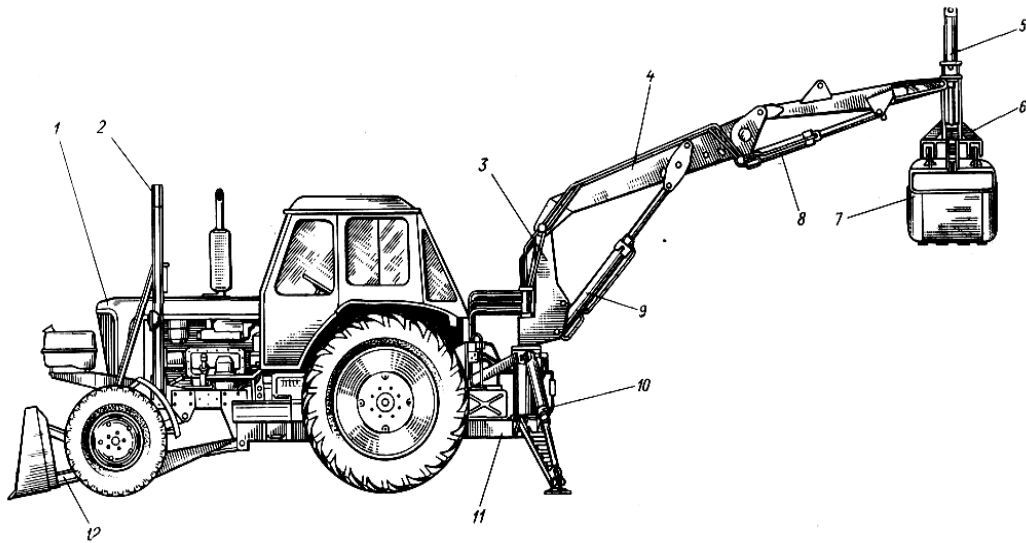
Фронтальний навантажувач ПКУ-0,8 (ПФ-0,35) застосовують для механізації навантажувально-розвантажувальних робіт на складах мінеральних добрив, а також для навантаження і транспортування на невеликі відстані контейнерів та інших штучних вантажів. Навантажувач обладнують змінними робочими органами: ковшем місткістю 0,5 м³ для навантаження мінеральних добрив та інших сипких вантажів; ковшем місткістю 0,75 м³ для навантаження торфу; вилковим захватом для навантаження і розвантаження штучних вантажів. Керують робочими органами за допомогою гідросистеми трактора. Агрегують з тракторами МТЗ-80. Вантажопідйомність 750 кг. Продуктивність близько 48 т/год. Маса 1158 кг [19, 22, 26].

Автономний навантажувач-екскаватор ПЕА-1,0 застосовують для навантаження органічних і мінеральних добрив, сипких і малосипких матеріалів, силосу, сінажу, штучних і затарених вантажів, а також для проведення землерийних робіт. Монтують його на трактор ЮМЗ і

обладнують змінними робочими органами, якими керують за допомогою гідросистеми. Тиск у гідросистемі (насоси НШ-32 і НШ-50) – 10 кПа. Вантажопідйомність навантажувача 1,2 т. Продуктивність 152...163 т/год. Висота навантаження 2 м. Загальна маса з комплектом робочих органів 9000 кг, висота підйому при роботі з грейфером 4,3 м, тривалість циклу 15... 20 с, кут повороту стріли 270° [19, 26].

Навантажувач-екскаватор начіпний ПЕ-0,8Б призначений для завантажування органічних та мінеральних добрив, сипучих та малосипучих матеріалів, штучних та упакованих у тару товарів, силосу, соломи, коренеплодів, а також для проведення екскаваторних робіт. Навантажувач ПЕ-0,8Б (рисунок 1.1) агрегують з трактором «Білорусь» МТЗ–80/82 [20]. До трактора кріплять раму – 11, яка є основою для поворотної частини. Поворотна частина навантажувача є основними технологічним обладнанням і складається з колони – 3, стріли – 4, механізму робочого органу – 6 та робочого органу – 7 (грейфер або лопата). Для стійкої роботи агрегату при вантажних роботах опускають домкрати 10 і бульдозер 12. Поворот поворотної частини, підйом, опускання стріли та привод робочого органу здійснюється гідроциліндрами 5, 8, 9. Залежно від розмірів стріли та надставки, ходів гідроциліндрів визначають робочу зону навантажувача, яка характеризується висотою підйому вантажу, максимальним вильотом стріли, глибиною забору, кутом повороту стріли. Привод всіх циліндрів здійснюється від гідросистеми навантажувача, в якій номінальний робочий тиск обмежується 15 МПа. Продуктивність при завантаженні сипучих матеріалів (щільністю до 1500 кг/м^3) 100 т/год; вантажопідйомність 80 кН; відривне зусилля 14 кН; висота підйому при роботі з грейфером 3,6 м; кут повороту стріли 270° ; маса 7 т [20]. Робочий орган навантажувача кріплять до стріли шарнірно. Це двочелюсний захват, челюсті якого завершують кругову траєкторію руху навколо загальної осі і приводяться у рух гідроциліндром через траверсу і дві тяги. Навантажувач обладнують двома опорними

домкратами, які приводяться у рух кожен окремим гідроциліндром. Всього навантажувач має шість гідроциліндрів.



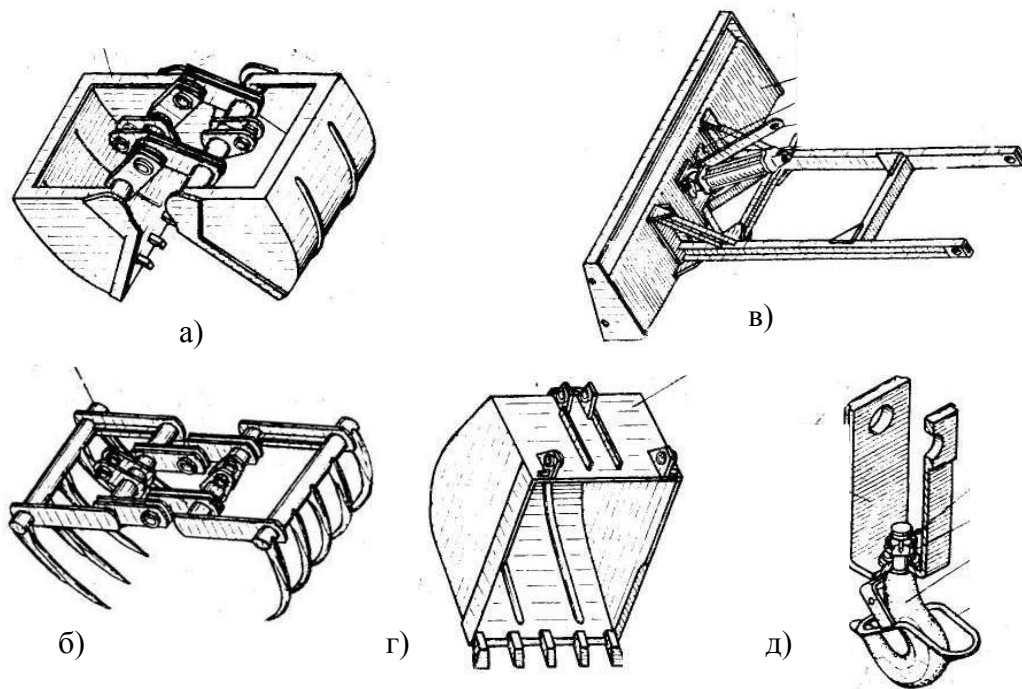
1 – трактор; 2 – підставка; 3 – колона; 4 – стріла; 5, 8, 9 – гідроциліндри;
6 – механізм робочого органу; 7 – грейфер; 10 – домкрат; 11 – рама; 12 – бульдозер.

Рисунок 1.1 – Навантажувач-екскаватор ПЕ-0,8Б (варіант «Навантажувач»):

Гідросистема навантажувача – гідровузли і контрольно-регулюючі пристрої, які захищають систему від гідроударів, а навантажувач – від динамічних навантажень у процесі роботи [20].

Технологічний цикл навантажувачів періодичної дії складається з таких операцій: захват і перенесення вантажу, розвантаження і підведення робочого органу. Таким чином, вантаж може переміщуватися як у вертикальній, так і горизонтальній площинах.

Навантажувачі ПЕА-1,0, ПЕ-0,8Б та інші обладнують змінними робочими органами (рисунок 1.2) для різноманітних вантажів. Грейфер – для роботи зі сипучими матеріалами, кігті, вила – для в'язких матеріалів, гак для поштучних вантажів. Це надає навантажувачам універсальності. Такі навантажувачі використовують для завантаження органічних та мінеральних добрив, сипучих та малосипучих матеріалів, штучних та упакованих у тару товарів, силосу, соломи, коренеплодів, а також для проведення екскаваторних робіт.



а) грейфер для сипких матеріалів; б) грейфер для гною;
в) бульдозер; г) лопата; д) гак.

Рисунок 1.2 – Робочі органи навантажувачів:

Технологічне обладнання універсальних навантажувачів – це підйомно-поворотна стріла, до якої кріплять змінний робочий орган. Основні вузли навантажувача (рисунок 1.3а): рама – 1; колона – 4, яка приводиться в дію механізмом повороту – 7; стріла і надставка – 3, 4; гідроциліндри керування стрілою; робочий орган (захватний пристрій для вантажу) – 6; виносні упори – 7, на які опирається навантажувач під час роботи. Технологічне обладнання навантажувача складається з нерухомої і рухомої частини. Колона – перша ланка рухомої частини і призначена для повороту стріли навантажувача. З рамою колонна з'єднується за допомогою опорно-поворотного механізму (рисунок 1.3б). Колону встановлюють до нерухомої рами на підшипниках 1, 2. Підшипники сприймають вертикальні і горизонтальні зусилля і забезпечують вільне обертання колони навколо осі [20].

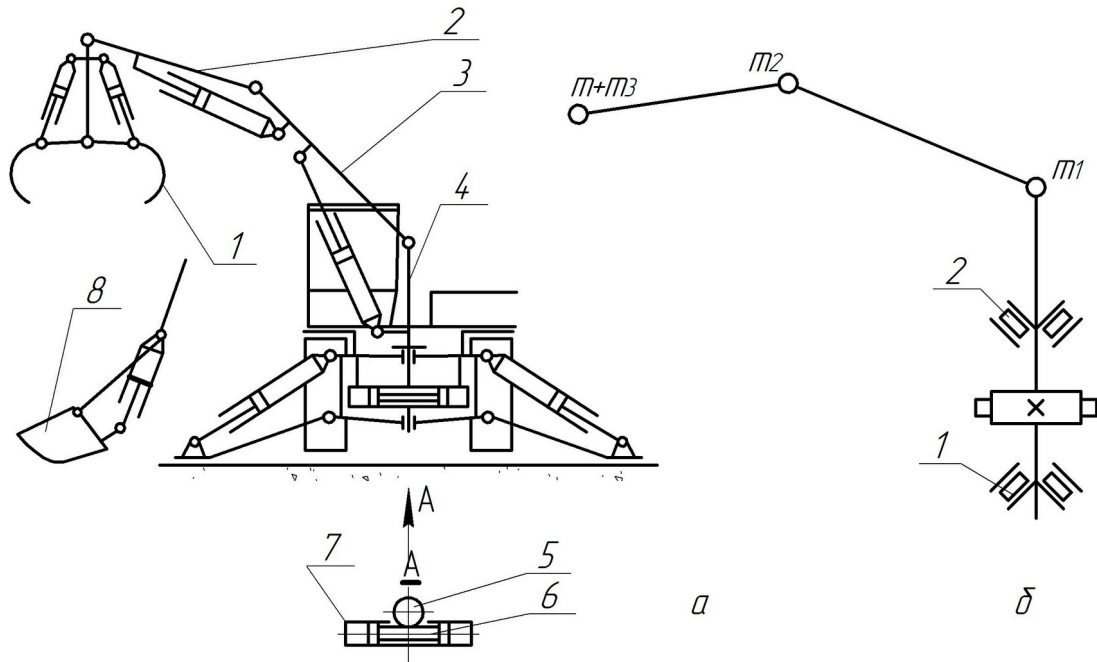


Рисунок 1.3

Навантажувачі періодичної дії випускають багато провідних фірм світу. Є конструкції як самохідні, так і начіпні. Такі навантажувачі забезпечують виконання дуже різноманітних операцій як у сільському господарстві, так і в будівництві, ремонті доріг, навантажувально-розвантажувальних операціях у складах, на транспорті та ін. Вони мають не тільки великий діапазон виконуваних операцій, але й дуже різноманітні за конструктивним виконанням, від міні самохідних конструкцій до потужних, які монтують як на трактори, так і на самохідні шасі. Найбільш поширені з них – це навантажувачі DIECI, JCB, MANITOU та інші.

Такі навантажувачі призначені для завантажування силосу, соломи, сіна, коренеплодів, органічних та мінеральних добрив сипучих та малосипучих матеріалів, штучних та упакованих у тару товарів, для проведення екскаваторних робіт (рисунок 1.4).

Як приклад, розглянемо деякі моделі. Екскаватор моделі Z204R на гусеницях з трьохциліндровим дизельним двигуном потужністю 32 кВт. Двигун з прямим вприском палива розташований позаду і відіграє одночасно роль противаги. Маса екскаватора 3900 кг, зусилля вривання у ґрунту – 31 кН.



Рисунок

1.4 – Навантажувачі JCB, MANITOU

Екскаватор моделі Z206 випускають у двох варіантах: на гусеничному і на пневмоколісному ході. Потужність дизельного двигуна 34 кВт, власна маса 4700 кг. Максимальна глибина копання у екскаваторів таких моделей відповідно 3250 і 3500 мм, максимальний виліт стріли – 5800 мм, максимальна глибина копання – 4100 і 4900 мм. Гідравлічна система цих машин має здвоєний насосний агрегат з підсумовуванням продуктивності. Управління машиною здійснюється за допомогою двох важелів. Для водія є вібробезпечне сидіння з підлокітниками. Важіль безпеки допускає роботу всіх механізмів тільки за наявності водія у кабіні. Кут повороту робочого обладнання 360°. Стріла може повертатися у горизонтальній площині і безступінчасто переміщатися упоперек осі симетрії машини з фіксацією у трьох положеннях.

Екскаватор моделі Z204R має велику стійкість і малий питомий тиск на ґрунт. Опорні і ходові котки, двигун, ходова частина, гальма та інші елементи машини мають мастило, розраховане на весь термін служби екскаватора, і не потребують заміни – це суттєва перевага. Ширина ходової частини машини рівна всього 1600 мм, швидкість пересування близько 2,5 км/год, тягове зусилля – 38,6 Н. Невеликий питомий тиск на ґрунт дозволяє використовувати екскаватор при ремонті мостових конструкцій, у пішохідних зонах міст, не ушкоджуючи дорожнього покриття. Можна використовувати його і на звичайних роботах – риття траншей і котлованів, колодязів. Особливо ефективним є його застосування в умовах міської забудови, у дворах, коли потрібно прокласти траншею поблизу будівлі.

Екскаватор моделі HR16 (рисунок 1.5) має гідравлічний приводний механізм з осьовим поршневым двигуном, низько розташовану коробку передач, приводний механізм повністю ізольований; зручний в обслуговуванні гусеничний механізм, що підресорно веде колесо з системою гідравлічного натягнення гусениці, незалежне управління гусеничним рушієм, комбіноване управління через ручні важелі та ножні педалі.



Рисунок 1.5 – Гусеничний екскаватор моделі HR16 фірми "Karl Schaeff"

Поворотний механізм має всередині зубчатий поворотний круг з полегшеною системою мащення зубчатого механізму, поворотний гальмівний механізм має гідростатичний привод з автоматичною системою безпеки, об'ємна робоча кабіна з ударостійким склом, обігрів кабіни і переднього скла, регульоване гідравлікою сидіння, галогенні фари, кінематичний механізм, розрахований на паралельне встановлення відносно до осі врізання у ґрунт з максимальною глибиною.

Екскаватор має таке додаткове устаткування: захист даху, феластове покриття підлоги кабіни, керований двостулковий ківш, гідравлічний відбійний молоток, радіо, пристрій для швидкої заміни навісного обладнання.

Екскаватори моделей HR12, HR14, HR16 здатні ефективно і швидко виконувати такі роботи: у комплектації з відбійним молотком – для руйнування старих будівель і споруд; у комплектації із звичайним або двостулковим ковшем – для багатопрофільних земляних і вантажних робіт; у комплектації з керованим ковшем, що обертається, – для робіт у саду, меліоративних і лісосадильних робіт.

1.3. Огляд одноківшових фронтальних навантажувачів

Основним призначенням одноківшових навантажувачів є виконання робіт, які пов'язані з навантаженням і розвантаженням різноманітних сипких, кускових, штучних та інших матеріалів при їх перевезенні, складуванні та витрачанні. Навантаження таких матеріалів в автомобілі, причепи, вагони та інші транспортні пристрої значно дешевше ніж навантаження кранами та екскаваторами. Значною перевагою одноківшових навантажувачів є малі руйнування матеріалу при зачерпуванні, що важливо при навантаженні сільськогосподарських вантажів особливо коренеплодів.

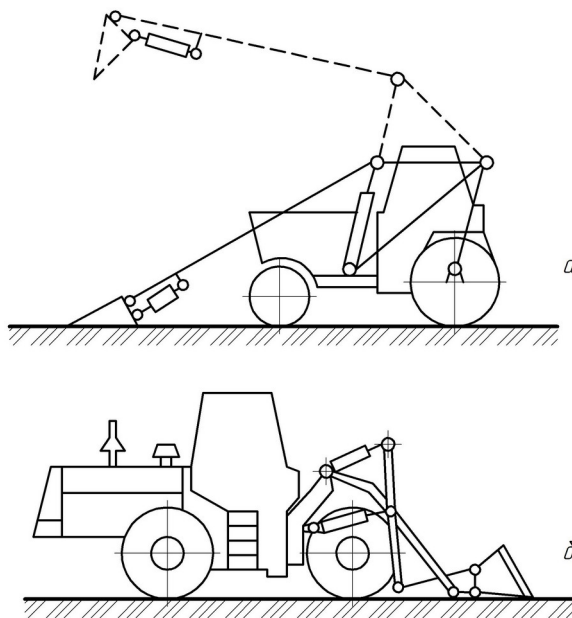
Найбільш простими за конструкцією і найбільш розповсюдженими є фронтальні навантажувачі з переднім розвантаженням. Їх виконують за двома схемами: із заднім закріпленням стріли (рисунок 1.6а) і з переднім закріпленням стріли.

Перший тип навантажувачів забезпечує значну висоту підйому (6... 7 м), може застосовуватись для виконання різноманітних робіт: скиртування, завантаження копиць сіна і соломи на транспортні машини, навантаження силосу, гною, сипких матеріалів. Навантажувач має добрий розподіл

навантаження на колеса. За базову модель для розробки можна використовувати навантажувач ПР-0,1 [19].

Другий тип навантажувачів, тобто з переднім закріпленням стріли, має меншу висоту підйому (2,5...2,8 м), яка є достатня для завантаження автомобілів та причепів, а також дозволяє виконувати навантажувальні роботи у закритих приміщеннях обмеженої висоти. За базову модель для розробки різних варіантів можна використовувати фронтальний навантажувач Т-182 на базі трактора МТЗ-50, який наведено у роботі [26], або навантажувач на базі самохідного шасі [19].

Навантажувачі із заднім розвантаженням переміщують ківш спереду назад (рисунок 1.6б). Вони менш поширені і складніші, але мають більшу



вантажопідйомність і більше відривне зусилля за рахунок більшого допустимого навантаження на задні колеса. Базовою моделлю для розробок може бути універсальний навантажувач Т-156А на базі колісного трактора Т-150К з шарнірно-з'єднаною рамою, який має ківш місткістю 1,5 м³, номінальну вантажопідйомність 3000 кг, висоту розвантаження ковша 2920 мм [19].

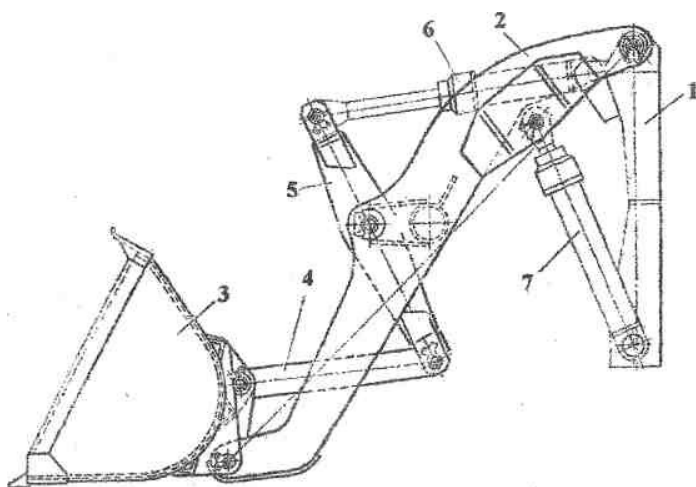
а) з переднім розташуванням ковша;

б) із заднім розташуванням ковша

Рисунок 1.6 – Схеми фронтального навантажувача:

Навантажувальне обладнання фронтальних одноківшевих навантажувачів (рисунок 1.7) складається з порталу 1, у вигляді литої або звареної жорсткої основи, яка встановлюється на раму базового шасі; стріли 2, яку шарнірно закріплюють на порталі; ковша 3 або іншого робочого органу

з шарнірним кріпленням на другому кінці стріли; механізму повороту ковша з штангою 4 і коромислом 5; гідроциліндрів механізму повороту ковша 6 і стріли 7. Механізм повороту перехресного типу, одноступінчатий, з механічною системою слідкування. Навантажувальне обладнання з перехресним поворотним механізмом дозволяє виконувати найважчу операцію – наповнення ковша поршневою порожниною гідроциліндра при найбільшому зусиллі, а розвантаження ковша – штоковою порожниною з найбільшою швидкістю [28]. При недостатньому зазорі між рамою і ходовою частиною застосовують паралелограмний механізм з розташуванням важільної системи поверх стріли [3]. Важільний механізм дозволяє застосувати механічну систему слідкування, яка забезпечує незмінність положення ковша (постійний нахил) при підйомі. Якщо система слідкування гідравлічна, то зберігання рівня ковша здійснюється порційною подачею рідини у гідроциліндри залежно від положення стріли.



- 1 – портал, 2 – стріла,
- 3 – ківш, 4 – штанга,
- 5 – коромисло,
- 6 – гідроциліндр механізму повороту ковша,
- 7 – гідроциліндр підйому стріли.

Рисунок 1.7 – Навантажувальне обладнання фронтальних одноківшевих навантажувачів:

Основним силовим елементом навантажувального обладнання є стріла. За конструкцією стріла може бути одно або двобалковою. Однобалкову конструкцію застосовують частіше за все на легких колісних фронтальних навантажувачах, а також на грейферних з поворотною стрілою. Однобалкову стрілу виготовляють як коробчасту балку з кронштейнами на кінцях, які мають отвори для шарнірного кріплення стріли до порталу і робочого органу до стріли. Однобалкова конструкція стріли складна і має значну металомісткість порівняно з двобалковою.

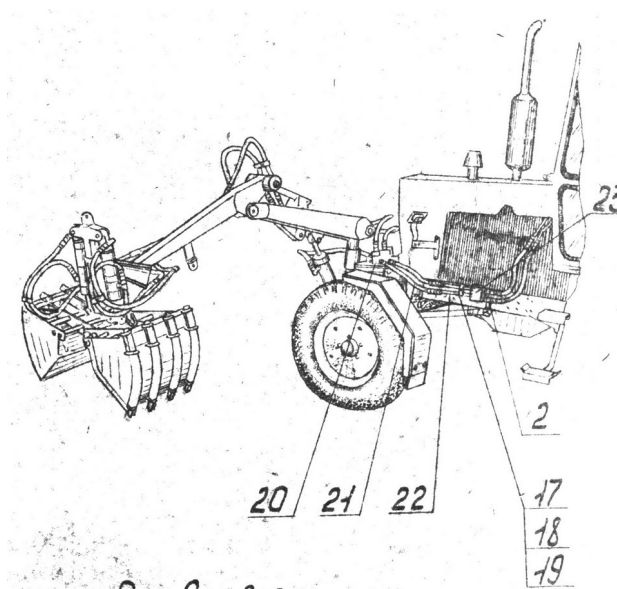
Двобалкова стріла має рамну конструкцію і складається з симетричних повздовжніх балок-лонжеронів, які розташовані на відстані одна від одної і передають навантаження безпосередньо на портал. Чим більша відстань між лонжеронами у плані, тим краще стріла працює при несиметричному навантаженні і краще сприймає крутний момент. Лонжерони виготовляють коробчастими і листовими. Коробчасті застосовують для важких навантажувачів. Посередині або ближче до робочого органу лонжерони з'єднують між собою поперечною балкою з підкосами. На кінцях лонжеронів вварені стакани для шарнірного з'єднання; в які запресовують підшипники ковзання або змінні втулки. Твердість втулок $HRC = 40...45$ повинна бути меншою за твердість пальців $HRC = 50...55$, бо втулки при спрацюванні замінювати легше. Стріла також має вушка для кріплення поворотного механізму і гідроциліндра. Детальніше з конструкціями стріл можна ознайомитися у роботах [3, 6].

Фронтальні навантажувачі призначені для роботи з основним ковшем. Навантажувачі, що мають комплект робочих органів; відносять до універсальних. Змінне робоче обладнання має відповідати конструкції навантажувача та його можливостям за вантажопідйомністю, відривним зусиллям та стійкістю. Фронтальні навантажувачі мають декілька ковшів для навантаження легких, середніх та важких за об'ємною масою матеріалів. Один з ковшів, який заповнюють піском, використовують як противагу.

1.4. Опис об'єкту розробки

Навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2 є принципово новим типом навісних навантажувачів.

Навантажувач ПГМ-0,2 (рисунок 1.8) призначений для вантаження різних сипких вантажів (мінеральних добрив, піску, гравію та ін.), зв'язних



матеріалів (гною, силосу, соломи, сіна та ін.), штучних і упакованих у тару вантажів та інших робіт у ґрунтах I – III категорій, згрібання занурюваного матеріалу в умовах ферми або складу, а також для орендаторів сільськогосподарського виробництва і селянських господарств.

Рисунок 1.8 – Малогабаритний навантажувач ПГМ-0,2 (вид збоку)

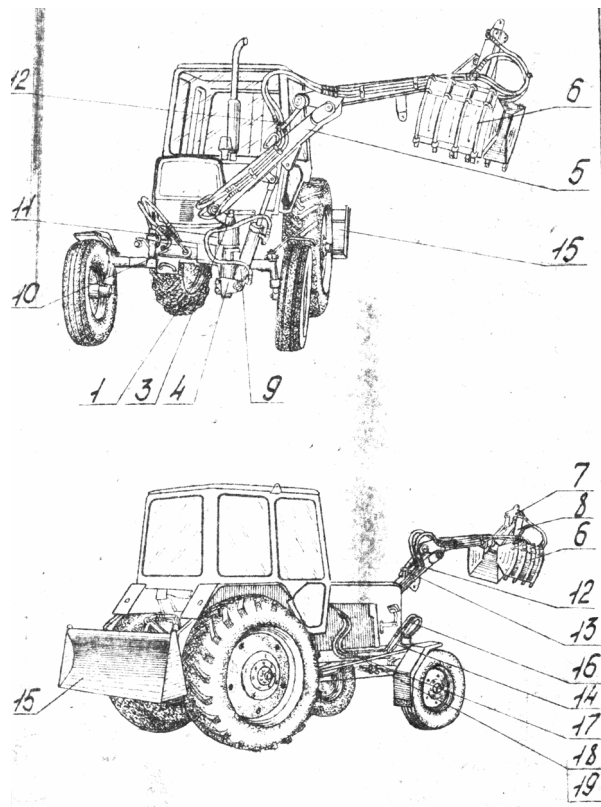
Особливістю малогабаритних навантажувачів є можливість їх швидкої навіски на трактор, яка не вимагає доробки самого трактора при агрегуванні. Навантажувачі типу «ПГ» навішують на трактор з боку його начіпної системи з додатковою обв'язкою рами і доробкою кабіни [25].

При виконанні вантажних робіт майже всі навісні навантажувачі використовують додаткові виносні опори, що перетворюють трактор у спецмашину для виконання тільки цільових робіт.

Особливістю навантажувача ПГМ-0,2 є виконання вантажних робіт на колісному ході трактора, тобто з можливістю необмеженого переміщення з вантажем. Агрегування навантажувача з тракторами типу МТЗ або ЮМЗ [4] виконують на передньому брусі, що дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт. Управління навантажувачем здійснюється з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер навішують на три точки начіпної системи трактора. Згрібання і підгортання занурюваного матеріалу виконують з використанням бульдозера при русі заднім ходом.

Навантажувач ПГМ-02 (рисунок 1.9) складається зі стійки 1 з якою зчленована вертикальна колона з верхнім кронштейном 3 і нижнім кронштейном 4. До верхнього кронштейна приєднують стрілу 5, на кінці якої закріплюють механізм грейфера з робочим органом – грейферний ківш з

двома приводними гідроциліндрами 8. Привод стріли здійснюється гідроциліндром 9 (з боку поршневої порожнини встановлюється замковий пристрій для регулювання швидкості опускання стріли з вантажем і фіксації гідроциліндра при демонтажі стріли). Поворот колони здійснюється важільним механізмом повороту з гідроциліндром 10. Тягою 12 фіксують



складові частини стріли при вантаженні (у транспортному положенні палець 13 тяги 12 демонтують, стрілу з розкритим ковшем максимально підіймають, поєднують з поздовжньою віссю трактора і фіксують від повороту зі стійкою).

Рисунок 1.9 – Малогабаритний навантажувач ПГМ-0,2 (вид спереду і ззаду)

Бульдозер 15 монтують з механізмом задньої навіски трактора (заздалегідь знявши поперечину причіпного пристрою) з установкою центральної тяги на розмір 680 мм. Встановлення колони на малогабаритний навантажувач здійснюють на передню частину трактора перед кабіною. Привод всіх циліндрів здійснюється від гідросистеми навантажувача, в який номінальний робочий тиск обмежується 15 МПа [20, 25]. Технічна характеристика навантажувача його наведена у таблиці 1.3.

Навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2 як тип навантажувачів не охоплюється існуючими схемами розміщення колони, тобто є принципово новим типом навантажувачів малогабаритних.

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика навантажувача ПГМ-02

Назва		Значення	
1. Вантажопідйомність, кН (Н)		3 (3000)	
2. Кількість виконуваних операцій, шт		4	
3. Маса у стані поставки (без урахування масла) не більше, кг		609,127	
4. Маса навантажувача з бульдозером і грейфером в агрегаті з трактором ЮМЗ- 6КЛ (без урахування масла), кг		547,727	
5. Габаритні розміри навантажувача з бульдозером (на тракторі ЮМЗ-6кл) у транспортному положенні:	а) довжина, м	5,37	
	б) ширина, м	2,05	
	в) висота, м	2,66	
6. Максимальний виліт стріли від осі повороту колони, м		2,53	
7. Висота вантаження грейфером, м		2,42	
8. Глибина опускання нижче за рівень опорної поверхні грейфера, м		1,12	
9. Робочий сектор, рад		3,4±0,02	
10. Транспортна швидкість, км/год		2,1-24,5	
11. Швидкість переміщення з вантажем, км/год		2,1-9,0	
12. Кількість обслуговуючого персоналу, чол		1	
13. Рекомендований тиск у шинах передніх коліс, МПа (кГс/см ²)		0,3 (3,0)	
12. Параметри робочих органів:	а) грейфера	місткість, м ³	0,13
		маса, кг	62,0
	б) захват для гною	місткість, м ³	0,13
		маса, кг	59,0
	в) гак	маса, кг	2,4
	г) бульдозер	ширина, м	2
висота, м		0,62	
13. Тиск у гідросистемі	циліндрів підйому і грейфера, МПа		10 ⁺¹
	циліндрів підйому і грейфера, МПа		10 ⁺¹⁰
	циліндра повороту (тиск спрацьовування запобіжного клапана розподільника на тракторі), МПа		16,0 ₋₁

1.5. Аналіз конструкцій механізмів повороту маніпуляторів

На рисунку 1.10 показані можливі схеми розміщення технологічного обладнання навантажувачів [19, 26]. Для доброго огляду маніпулятор кріплять на каркасі зверху кабіни (рисунок 1.10б) або встановлюють разом з кабіною на поворотному крузі (рисунок 1.10в). У навісних навантажувачів ПЕ-0,8Б, ПГМ-1, ПФ-1 технологічне обладнання навішують за схемою рисунок 1.10а, тобто на задню частину трактора [20].

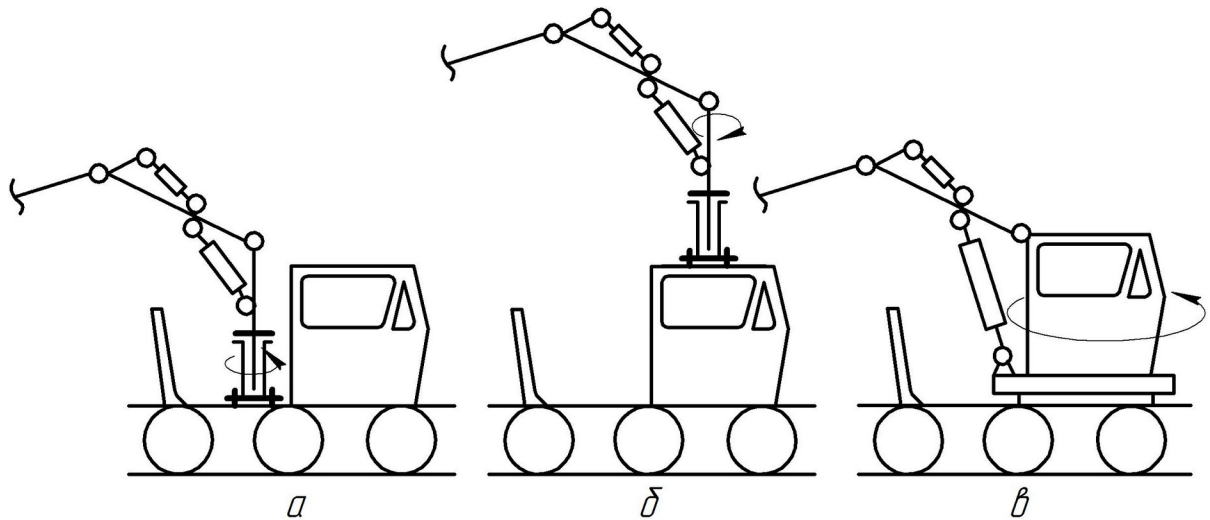


Рисунок 1.10 – Розміщення технологічного обладнання навантажувачів

Переміщення робочого органу навантажувача ПГМ-0,2 у просторі здійснюється технологічним обладнанням, тобто маніпулятором. У горизонтальній площині переміщення виконується поворотом маніпулятора.

При створенні маніпуляторів основним є вибір типу механізму повороту та його параметрів, від яких безпосередньо залежить технологічна і технічна досконалість конструкції в цілому. Механізми повороту маніпуляторів можна класифікувати [15, 19, 25, 26] як за типом приводу, так і типом механічної передачі (рисунок 1.11).

Механізми повороту проектували у двох напрямках: застосування для приводу механізмів гідродвигунів обертальної дії (високомоментний гідроциліндр поворотної дії, високомоментний гідродвигун або низькомоментний гідродвигун у поєднанні з механічним редуктором) і

використання для приводу механізмів гідродвигунів зворотно-поступальної дії (гідроциліндри у поєднанні з різними механічними передачами) [19].

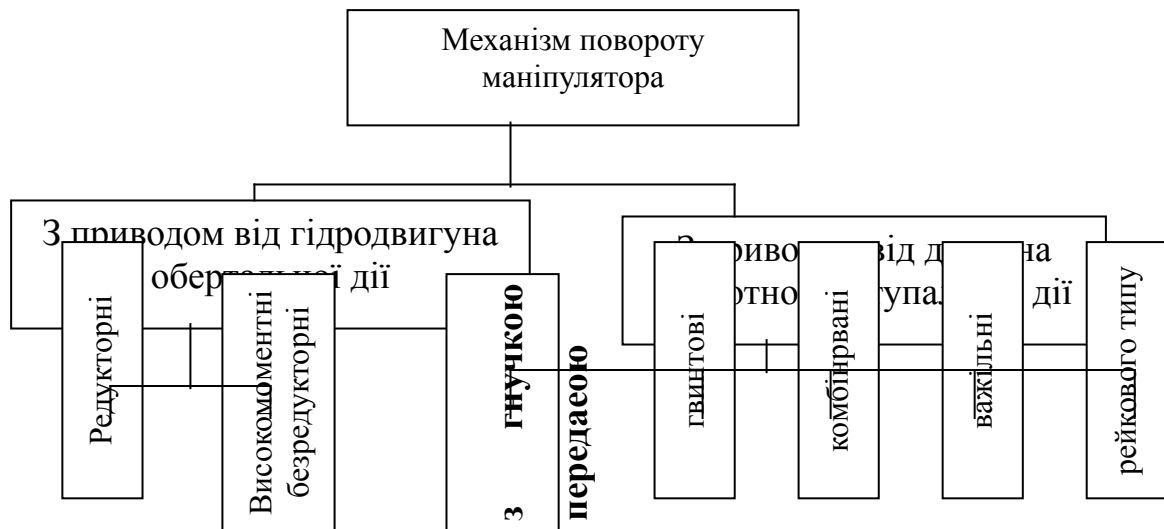


Рисунок 1.11 – Класифікація механізмів повороту маніпулятора

Механізми повороту з приводом від гідродвигунів обертальної дії за типом механічної передачі поділяють на [26]:

- високомоментні безредукторні, що передають крутний момент без додаткових зубчатих передач безпосередньо від вала двигуна на поворотну колону маніпулятора;
- редукторні, повноповоротні, у кінематичному ланцюзі яких встановлені зубчаті або черв'ячні передачі для зниження числа обертів і збільшення крутного моменту (моделі повноповоротних екскаваторів).

Механізми повороту з приводом від гідродвигунів зворотно-поступальної дії за типом механічної передачі поділяють на:

- механізми повороту з гнучким зв'язком, у яких зусилля передається на поворотну колону за допомогою ланцюгів чи канатів (гідрокран моделі 4903);

- гвинтові, у яких поворот маніпулятора здійснюється гідроциліндром через гвинтову пару (гідрокрани моделей 4030ГЛ, 4032, 4033, 4901 і 5912);
- важільні, що здійснюють поворот маніпулятора за допомогою гідроциліндрів разом з важільною системою (трактори ТБ-1, ЛП-18А);
- комбіновані, характеризуються тим, що поворот маніпулятора здійснюється за допомогою двох гідроциліндрів, що встановлені під кутом один до одного і призначені для одночасного повороту і для підйому стріли маніпулятора (колісний трактор Т-40ЛБ);
- рейкові, у яких механічною передачею, що передає зусилля гідроциліндра і перетворює поступальний рух в обертальний, є зубчата пара у вигляді рейки і шестерні (лісовий навантажувач КЛ-4, маніпулятори закордонних фірм).

В обґрунтуванні вибору механізму повороту маніпулятора навантажувача можна виділити такі етапи:

- оцінювання і вибір для заданих умов конкурентно спроможних конструкцій на основі порівняння їхніх параметрів;
- вибрані за технологічними і технічними параметрами механізми порівнюють за економічними показниками.

Схеми механізмів повороту навантажувачів показані на рисунку 1.12.

У таблиці 1.4. наведені параметри механізмів повороту маніпуляторів серійних машин. Кращі конструктивні параметрами (кут повороту, швидкість, крутний момент) мають редукторний і рейковий механізми повороту маніпуляторів. Дещо поступаються їм важільні механізми (а за питомою масою навіть перевершують) і механізми повороту з гнучким зв'язком. Гвинтовий і комбінований механізми повороту мають найнижчі конструктивні параметри. Кращим за критерієм приведених витрат є важільний механізм. Близькі до нього рейковий механізм і механізм із гнучким зв'язком. Найбільш неекономічним є редукторний механізм,

приведені витрати якого більше ніж у три рази перевищують витрати кожного з порівнюваних варіантів [19].

Застосування різних типів механізмів для повороту маніпуляторів навантажувачів пояснюється різними вимогами, що висувуються до них у конкретних випадках [19, 25, 26, 28].

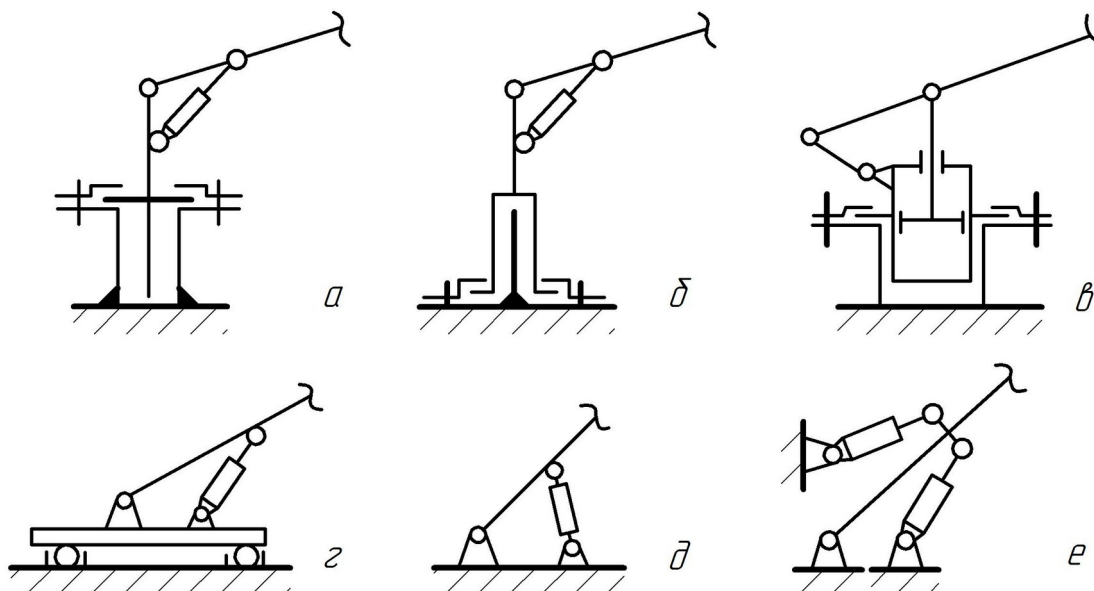


Рисунок 1.12 – Схеми механізмів повороту

Таблиця 1.4 – Технічні характеристики механізмів повороту маніпуляторів

Показники	Тип				
	редукторний	рейковий	важільний	з гнучкою передачею	гвинтовий
Кут повороту, рад	повноповоротні	3,14-7,16	1,05-3,23	3,14-4,9	3,49-4,89
Крутний момент, кНм	0,20-1,0	10-25	10-15	10-20	1-3
Швидкість повороту, рад/с	200-600	0,12-0,9	0,15-0,35	0,15-0,35	0,03-0,25
Маса, кг	13-20	50-200	40-150	100-250	60-120
Питома маса, кг	0,4-0,9	5-8	4-6	10-13	40-60
ККД		0,8-0,9	0,8-0,9	0,8-0,9	0,4-0,8

Для маніпуляторів великих вантажних моментів застосовують редукторний механізм, що забезпечує неперервне обертання поворотної платформи.

Для малогабаритних навісних навантажувачів, для яких допускається обмежений кут повороту маніпулятора, застосовують важільні механізми.

Для маніпуляторів невеликих вантажних моментів, а також там, де вимагається компактність механізмів, використовують гвинтовий чи рейковий механізми повороту.

Для навантажувальних маніпуляторів, де крім компактності механізму мають бути значні кути і швидкості повороту, доцільно застосовувати рейковий механізм.

Високі технічні параметри і низька вартість рейкового механізму сприяють застосуванню його для повороту маніпуляторів більшості навісних і самохідних навантажувачів.

1.6. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра і постановка завдання на проектування

Тема даної дипломної роботи: «Обґрунтування параметрів механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2».

Особливістю малогабаритних навантажувачів є можливість їх швидкої навіски на трактор, яка не вимагає доробки трактора при агрегуванні. Монтують ПГМ-0,2 на трактори типу МТЗ або ЮМЗ на передній брус, що дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт.

Керування навантажувачем здійснюється з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер навішують на три точки начіпної системи трактора. Згрібання і підгортання занурюваного матеріалу виконують бульдозером при русі заднім ходом [32].

Задача дипломної роботи – це пошук кінематичної схеми механізму повороту колони малогабаритного навантажувача, яка може забезпечити поворот на необхідний кут 250° .

Аналіз існуючих схем механізмів повороту колони навантажувачів показав, що рейкові механізми, які широко застосовуються у навісних навантажувачах, для малогабаритного навантажувача не ефективні. Для малогабаритних навісних навантажувачів, де допускається обмежений кут повороту маніпулятора, доцільно застосовувати важільні механізми. Кінематична схема такого механізму повороту показана на рисунку 1.12д. Однак, важільні механізми допускають обмежений кут повороту $150^\circ \dots 170^\circ$. Для навантажувача ПГМ-0,2 необхідно здійснювати поворот колони на $250 \dots 270^\circ$.

Удосконалення механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 проведемо, аналізуючи роботу гальмівного пристрою системи повороту колони навантажувача. Для визначення часу і середньої величини прискорення гальмування, створюваного елементом, що демфірує (гасителем гідравлічних ударів) на ділянці зупинки повороту, встановлюють характеристики роботи гальмівного пристрою і визначають сили інерції, що діють на вантаж, який знаходиться у робочому органі навантажувача. Поворот і гальмування здійснюють при наявності номінальної кількості вантажу в робочому органі. Час гальмування, величину і характер зміни тиску гальмування реєструють за допомогою осцилографа і тензодатчиків, вмонтованих у порожнині гідроциліндра повороту [11].

Після повороту стріли навантажувача на $90 \dots 120^\circ$, вона рухається з постійною кутовою швидкістю. Подача рідини до гідроциліндра припиняється з одночасним перекриттям зливу рідини з порожнини в сторону якої здійснюється поворот. Ця порожнина стає камерою гальмування, в якій виникає тиск, дією якого через поршень гідроциліндра здійснюється гальмування мас, що рухаються, тобто навантажувача і вантажу. Величину цього тиску визначають залежністю [20]

$$P = \frac{\sum m \cdot \Delta V}{F_n \cdot \Delta t}, \quad (1.1)$$

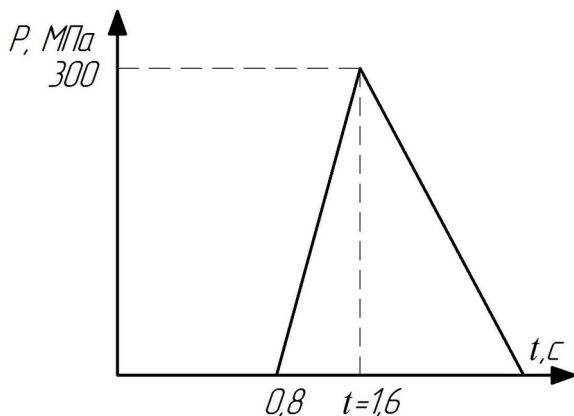
де $\sum m$ – сума приведених до поршня гідроциліндра мас, що рухаються, включаючи масу вантажу;

Δt – відрізок часу, на якому швидкість руху поршня зміниться на величину ΔV ;

F_n – площа поршня гідроциліндра.

Із залежності (1.1) видно, що гальмування тиску буде менше, якщо час гальмування Δt розтягнуто, а величина зміни швидкості ΔV за цей час мінімальна. Характер наростання і величина гальмівного тиску досягаються регулюванням стиску пружин клапанів гасителя.

На рисунку 1.13 показано графік зміни тиску у камері гальмування від початку гальмування і до повної зупинки повороту. З графіка видно, що час гальмування триває 1,6 с, при цьому протягом перших 0,8 с проходить наростання гальмівного тиску до 280 кгс/см², а протягом наступних 0,8 с проходить спад тиску. Кутова швидкість повороту колони навантажувача є конструктивним параметром і дорівнює 0,5 с⁻¹, а характеристику гальмування



задають із умов забезпечення міцності конструкції і стійкості агрегату. Отже, середнє значення кутового прискорення при гальмуванні повороту за час 1,6 с складає 0,375 с⁻². При цьому діюча сила інерції вантажу складає 770 Н.

Рисунок 1.13 – Зміна тиску у циліндрі повороту при гальмуванні

Крім того, при виконанні технологічного процесу навантажувачем, в кінці закриття робочого органу завжди є стискання вантажу, що сприяє утриманню його у робочому органі.

Отже, у даній дипломній роботі необхідно обґрунтувати використання передньої осі агрегату як опори для малогабаритного навантажувача, удосконалити механізм повороту колони навантажувача, який би забезпечував її поворот на 250° .

На основі енергетичного розрахунку вибрати тип приводу – гідроциліндр, який забезпечить функціонування механізму повороту колони. Провести кінематичний розрахунок механізму повороту. Здійснити розрахунок вузлів навантажувача на міцність.

Запропоноване удосконалення конструкції навантажувача ПГМ-0,2 потрібно підтвердити економічними розрахунками, провести комп'ютерне моделювання навантаженості опори механізму повороту колони, розробити заходи з охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях при використанні малогабаритного навантажувача.

У технологічній частині необхідно розробити технологічний процес механічної обробки деталі – стакан і спроектувати спеціальні верстатні пристосування.

Прийняті конструктивні рішення відобразити у графічній частині роботи.

2. ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Використання передньої осі трактора як опори для малогабаритного навантажувача

При виконанні вантажних робіт майже всі навісні навантажувачі використовують додаткові виносні опори, що перетворюють трактор у спецмашину для виконання тільки цільових робіт.

Особливість малогабаритних навантажувачів – це швидка навіска на трактор, яка не вимагає доробки самого трактора при агрегуванні. Навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2 як тип навантажувачів, не охоплюється існуючими схемами розміщення колони, тобто є іншим типом малогабаритних навантажувачів. Використовують ПГМ-0,2 для виконання вантажних робіт на колісному ході трактора, тобто з можливістю необмеженого переміщення з вантажем.

Навіска колони на малогабаритний навантажувач здійснюється на передній брус трактора типу МТЗ або ЮМЗ перед кабіною. Таке агрегування дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт. Управління навантажувачем здійснюється з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер навішують на три точки навісної системи трактора. Згрібання і підгортання занурюваного матеріалу виконується за допомогою бульдозера при русі заднім ходом.

У класичних схемах навантажувачів стійкість агрегату забезпечується так званим трикутником стійкості [15, 26], тобто за рахунок задніх відкидних опор і бульдозера, що навішується на передню вісь.

У малогабаритному навантажувачі ПГМ-0,2 технологічне обладнання навішується спереду агрегату, а відкидні опори відсутні, тому точками опори

стануть задні колеса трактора. Підвищення стійкості навантажувача можна досягнути за рахунок використання передніх коліс, для цього необхідно, щоб передній міст був з'єднаний з агрегатом жорстко. Тоді утворюється чотириохкутник стійкості. Це дозволяє збільшити опорний контур власне спереду агрегату, де і знаходиться технологічне обладнання.

Ходова частина агрегата (трактора) забезпечує підтримку остова як під час руху, так і при виконанні вантажних робіт [4]. Вона складається із задніх коліс, які є ведучими, і передніх – направляючих коліс. Ведучі і направляючі колеса передають всю масу агрегату на опорну поверхню – ґрунту.

Осі ведучих коліс виконано у вигляді моста. Це означає, що шарнірне з'єднання задньої осі з остовом агрегата відсутнє. Таким чином, обидва задні колеса виступають як опорні точки агрегата.

Конструкція передньої осі принципово відрізняється від заднього моста. Підвіска передньої осі виконує кілька функцій: через неї передається маса рухомої частини агрегату на балку, вона забезпечує передачу штовхаючих зусиль від остова до передніх коліс, сприймає поштовхи та удари від передніх коліс, поліпшує пристосування коліс трактора до нерівностей шляху.

У більшості тракторів передню вісь з'єднують з кістяком в одній точці за допомогою шарніра 4 (рисунок 2.1а). Для розвантаження останнього від зусиль, що штовхають, встановлюють спеціальні вилки 5. Якщо передня вісь зроблена укороченою (рисунок 2.1б), або має тільки одне переднє колесо, то всі зусилля сприймаються підшипниками вертикального валу 6.

Підвищення швидкостей руху агрегатів призвело до зростання динамічних навантажень на осі, тому для збільшення терміну їх служби використовують пружні елементи у системі підвіски передніх, а іноді і задніх осей.

Балку передньої осі агрегату звичайно виготовляють штампуванням із вуглецевої сталі 20, 35 або 40; у деяких випадках застосовують литі балки.

Методика розрахунку балки 6 передньої осі (див. рис. 2.1) визначається її конструкцією.

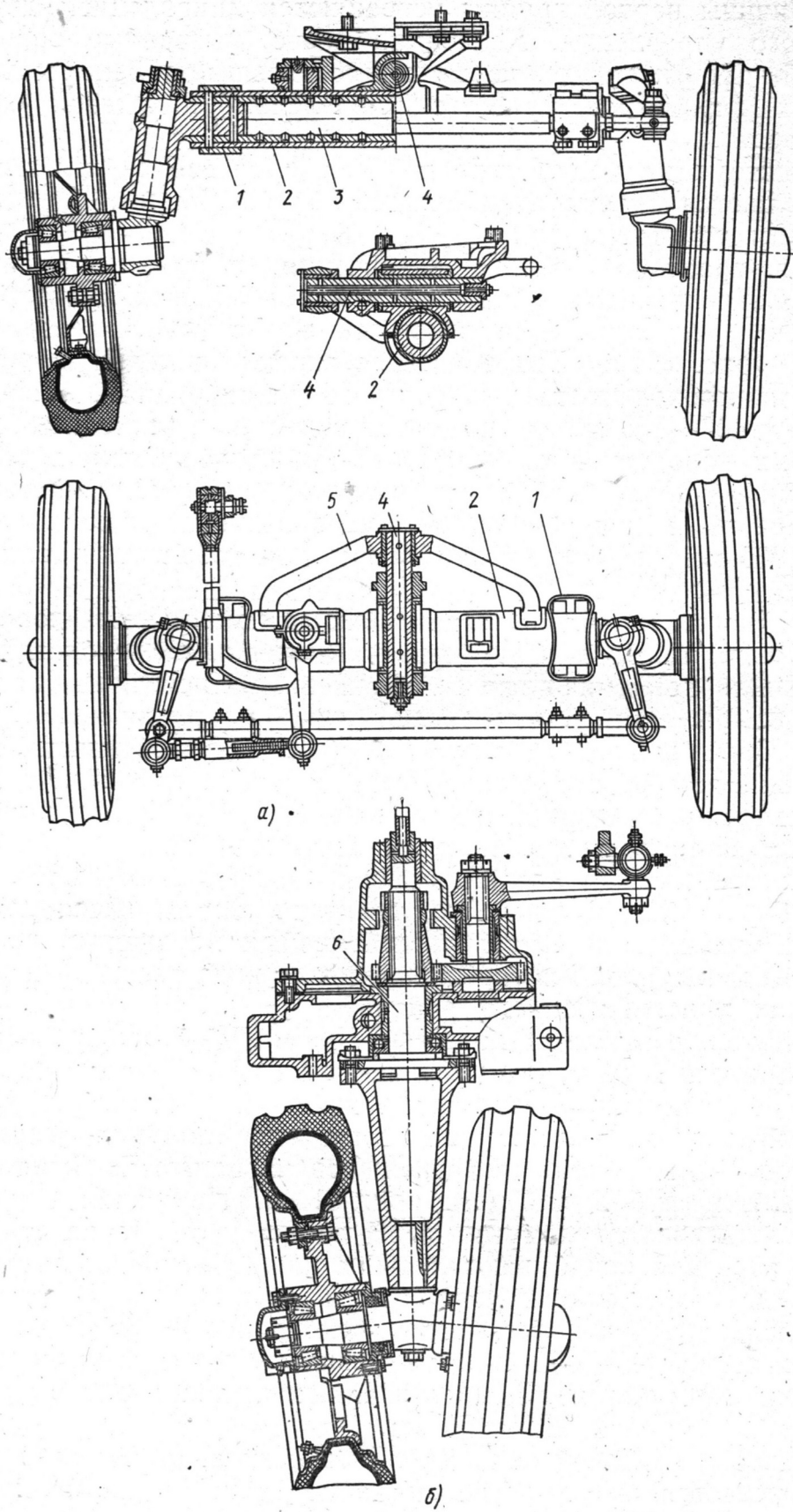


Рисунок 2.1 – Передні осі агрегату

Балку передньої осі розраховують на згин у горизонтальній і вертикальній площинах. Сумарне напруження згину, що допускається, приймають для штампованих осей 100...150 МПа, для литих 50...60 МПа [18].

Поворотні куркулі штампують зі сталі 40, 40Х і 45Х. Цапфи поворотного куркуля розраховують на згин за небезпечним перерізом підстави. Напруження згину, що допускається, $[\sigma_{зГ}] = 300 \dots 400$ МПа.

Шворні поворотних кулаків виготовляють з легованих сталей 18ХГТ, 20Х, 40Х і 20ХН із наступною термічною обробкою і розраховують на згин і зріз. Втулки шворнів перевіряють на зминання. Для шворня напруження згину, що допускається $[\sigma_{зГ}] = 100 \dots 150$ МПа, зрізу $[\tau_{зР}] = 50$ МПа, для втулок на зминання $[\sigma_{зМ}] = 20$ МПа [18].

2.2. Кінематичні параметри важільного механізму повороту колони малогабаритного навантажувача

У дипломній роботі необхідно удосконалити схему механізму повороту колони малогабаритного навантажувача, яка може забезпечити поворот на кут 250° .

У навісних навантажувачах для повороту колони найчастіше застосовують рейкові механізми. Однак, для малогабаритного навантажувача вони не ефективні. Для малогабаритних навісних навантажувачів, де допускається обмежений кут повороту маніпулятора, доцільно застосовувати важільні механізми. Проте такі механізми допускають обмежений кут повороту $150^\circ \dots 170^\circ$.

Шарнірні, чотирьохланкові механізми здатні сприймати значні навантаження, але у зв'язку із виродженням плеча діючого зусилля на кривошип при наближенні до крайніх положень, сектор повороту кривошипу обмежується. Наприклад, граничний механізм Чебишева кінематично [1, 40]

здатний забезпечити кут повороту до 180° (рисунок 2.2а), але при наближенні до крайніх положень, плече діючого зусилля вироджується і механізм втрачає функціональну спроможність (рисунок 2.2б).

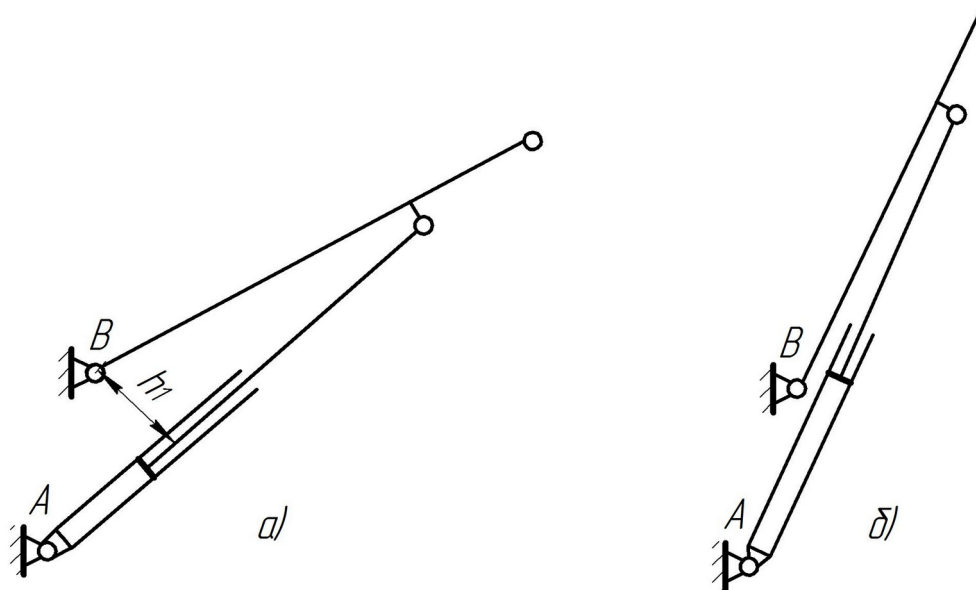
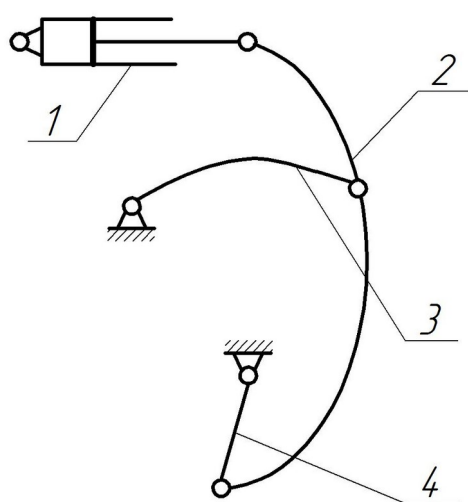


Рисунок 2.2 – Виродження плеча механізму повороту Чебишева

Такий недолік усунено зміною способу навантаження кривошипа згідно винаходу по авторському свід. № 545569 [30], де кривошип має подвійне навантаження від шатуна: осьовим тиском між опорами та крутним моментом.

На рисунку 2.3 зображена схема такого удосконаленого механізму. Основними ланками є кривошип 4, який жорстко під'єднаний до колони,



гідроциліндр 1, тяга 3 і коромисло 2. Тяга і коромисло виконані у формі дуги, а вгнутість дуг повернена у сторону цих ланок. Один кінець коромисла зв'язаний з кривошипом, а другий – зі штоком гідроцилінра. На середині коромисла знаходиться рухома вісь. Для збільшення кута повороту колони тяга одним кінцем насаджена на рухома вісь, а другим приєднана до кривошипа колони.

Рисунок 2.3 – Кінематична схема важільного механізму повороту

Сила тиску від гідроциліндра P_T , окрім тиску між шарнірами A і C додатково навантажує кривошип, який виконано як двоплечій важіль, опора якого знаходиться між шарнірами A і B і є рухомою обертовим моментом. Дія цього моменту змінює напрям вектора рівнодіючої у шарнірі A і навіть при повному виродженні плеча b на кривошипі діє значний обертовий момент.

Для реального механізму повороту колони грейферного навантажувача, при радіусі кривошипа $r_k = 70$ мм і робочому ході поршня гідроциліндра 200 мм, отримано робочий сектор повороту із центральними кутом 220° . Такий кут є неможливим при традиційному навантаженні через рухому опору.

Передаточна характеристика механізму повороту зображена на рисунках 2.4 і 2.5. Вона показує залежність між ходом штока гідроциліндра l і кутом повороту кривошипа ϕ , який жорстко з'єднаний з колоною. За оціночний параметр прийнято величину λ , яку визначають із співвідношення

$$\lambda = \frac{L}{S}, \quad (2.1)$$

де L – хід гідроциліндра;

S – довжина дуги, описана віссю шарніра шатуна у мм.



Рисунок 2.4 – Залежність ходу гідроциліндра від кута повороту колони

Для побудови передаточної характеристики механізму повороту використані величини з таблиці 2.1.

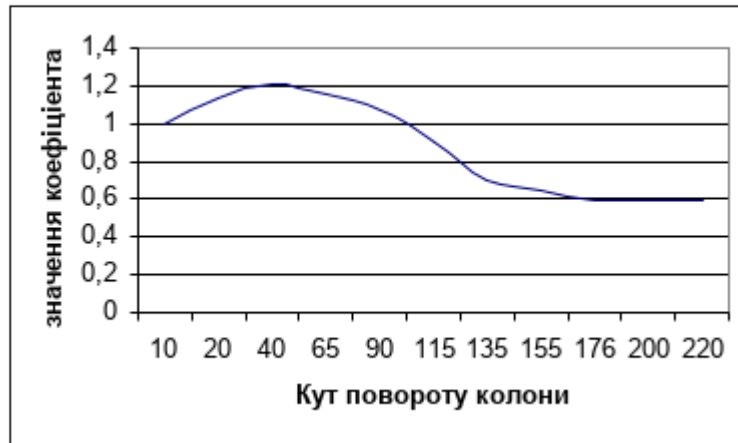


Рисунок 2.5 – Передаточна характеристика механізму повороту

Таблиця 2.1 – Передаточна характеристика механізму повороту

Кут повороту кривошина	Довжина дуги кривошина, мм	Хід гідроциліндра, мм	Передавальна характеристика
40°50′	45,298	48,0	1,06
91°20′	90,223	100,0	1,158
133°50′	137,363	140,0	0,849
175°20′	183,395	170,0	0,552
220°50′	235,89	200,0	0,594

Як видно з графіка на рисунку 2.7 величина λ змінюється у межах від 0,6 до 1,15 при повороті колони на кут 220°.

2.3. Силіві і кінематичні характеристики механізму повороту колони

Як механізм повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 прийнятий шарнірний чотириланковий механізм за авт. свід. №545569 [30] з приводом від гідроциліндра $\varnothing 80$ мм при робочому ході 200 мм. З урахуванням робочого тиску 1600 Н у гідросистемі трактора гідроциліндр розвиває зусилля з боку поршня – 90 кН (90000 Н) і з боку штока – 60,4 кН (60400 Н) [20, 21].

У таблиці 2.2 наведені порівняльні силові характеристики важільного механізму повороту з механізмом повороту навантажувача ПЕА-1А.

Кутова швидкість повороту колони залежить від руху ведучої ланки – гідроциліндра. Рух штока гідроциліндра здійснюється при подачі насосом масла в одну з порожнин гідроциліндра.

Таблиця 2.2 – Силові характеристики механізму повороту

Тип механізму		Діаметр d , мм	Хід L , мм	Середній діаметр шестерні, мм	Крутний момент, M_{KP} , кНм	Зусилля, кН
Рейковий механізм навантажувача ПЕА-1А		80	356	76	3,8	17,8
Важіль- ний меха- нізм:	а) поршнева порожнина	80	200	70	від 7,2954 до 4,42	18,0
	б) штокова порожнина	діаметр штоку 40	200	70	від 4,896 до 2,96	12,1

Об'єми приводних циліндрів повороту визначимо за формулою [18]

$$V_{ц} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L. \quad (2.2)$$

Підставивши числові дані, отримаємо

$$V_{ц} = \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \cdot 0,2 = 0,001 \text{ м}^3.$$

Час заповнення повороту відповідно до виразу (2.2)

а) робоча порожнина поршнева

$$t_{13п} = \frac{V_{ц} \cdot 2,2}{0,0018} = \frac{0,001 \cdot 2,2}{0,0018} = 1,375 \text{ с};$$

б) робоча порожнина штокова

$$t_{23п} = \frac{V_{шт} \cdot 2,2}{0,0016} = \frac{0,0008 \cdot 2,2}{0,0016} = 1,1 \text{ с}.$$

Час розгону при коливанні величини передавальної характеристики від 0,925 до 1,06 (відповідний кут повороту колони – $20^{\circ}25'$) складає:

а) при роботі поршневої порожнини

$$t_{1P3} = \frac{20^{\circ}25'' \cdot 1,375}{270^{\circ}50''} = 0,127 \text{ с};$$

б) при роботі штокової порожнини

$$t_{2P3} = \frac{20^{\circ}25'' \cdot 1,1}{220^{\circ}50''} = 0,102 \text{ с}.$$

Величини кутової швидкості повороту колони:

а) при роботі поршневої порожнини:

$$w_1 = R \cdot V_1; \quad (2.3)$$

у числовому вигляді

$$w_1 = 0,07 \cdot 0,171 = 0,012 \text{ с}^{-1};$$

б) при роботі штокової порожнини

$$w_2 = R \cdot V_2, \quad (2.4)$$

де V_2 – швидкість штоку гідроциліндра, яка дорівнює

$$V_2 = \frac{0,235}{1,1} = 0,214 \text{ м/с}.$$

тоді

$$w_2 = 0,07 \cdot 0,214 = 0,015 \text{ с}^{-1}.$$

Таким чином, кутова швидкість колони при роботі гідроциліндра поршневою порожниною становить $w_1=0,012$ рад/сек, а при роботі штоковою порожниною $w_2=0,015$ рад/сек.

На рисунку 2.6 зображено конструкцію механізму повороту і траєкторії руху характерних його точок. Біля ланок механізму, для зображеного положення, побудовані епюри навантажень моментами згину та осьових сил.

На рисунку 2.7 показані 6 положень механізму повороту колони навантажувача. За допомогою зображених схем проведено розрахунок крутного моменту, який передається на колону системами тяг від гідроциліндра.

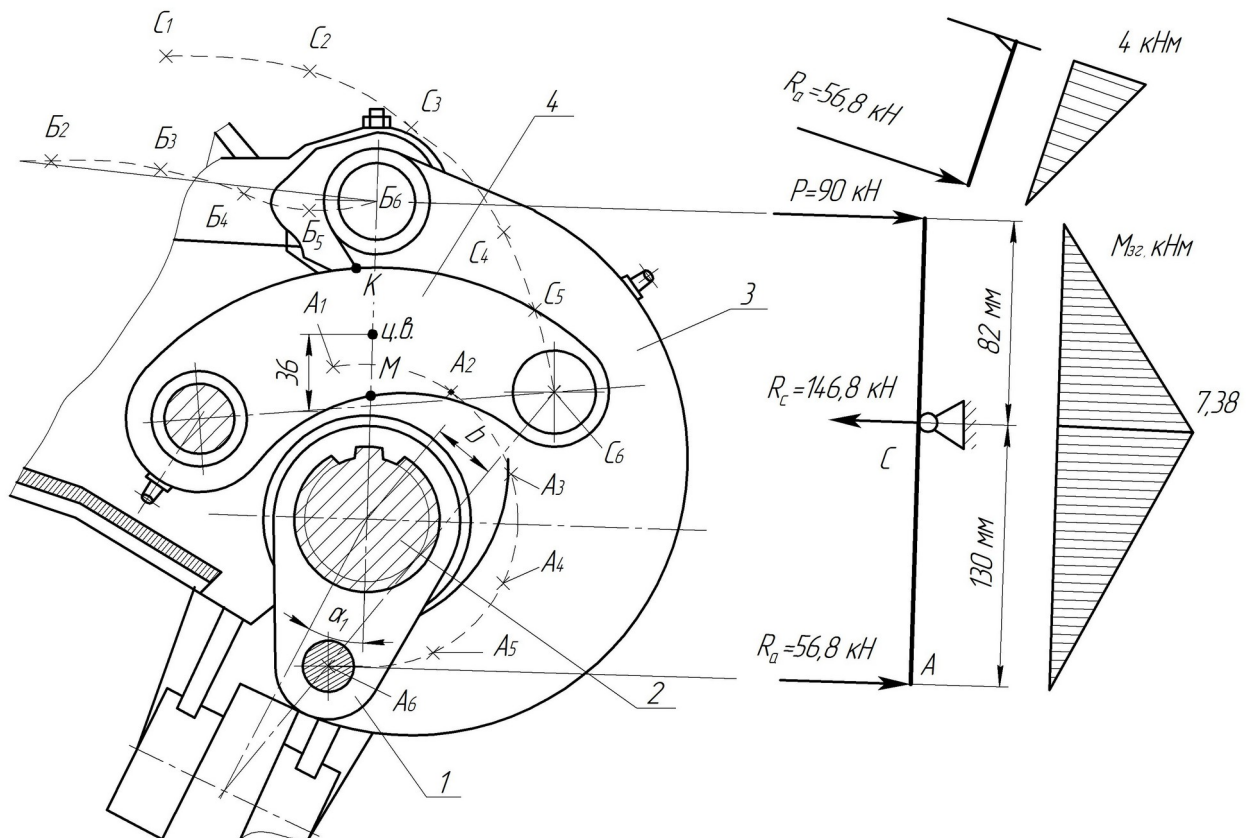
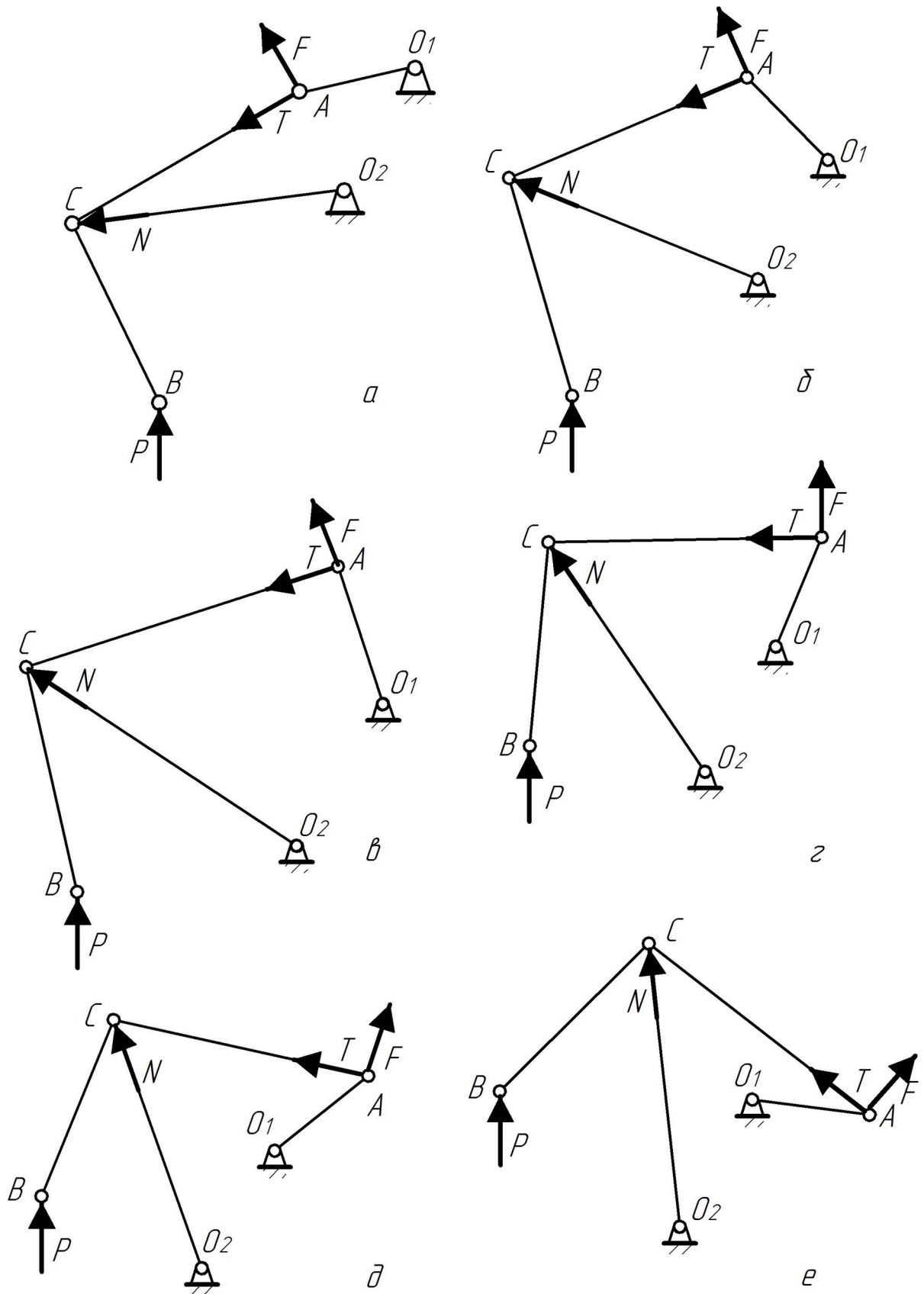


Рисунок 2.6 – Конструкція механізму повороту.

Для визначення крутного моменту розглянемо рівновагу коромисла (поз. 3 рис. 2.6) у кожному положенні, що відображено на рисунку 2.7 [2, 7]. На коромисло діє зусилля від гідроциліндра P , яке прикладене до шарніра B . Лінія дії сили співпадає з віссю циліндра. До середини коромисла на шарнір C прикладена сила N зі сторони рухомої опори (поз. 4. рисунок 2.6). Напрямок сили N у сторону шарніра O_2 . У шарнірі A коромисло з'єднується з кривошипом. Напрямок реакції у шарнірі A невідомий, тому введемо дві складові: T – сила, що направлена у сторону шарніра C ; F – сила, напрям якої перпендикулярний до першої складової.



а) положення – 1; б) положення – 2; в) положення – 3;
 г) положення – 4; д) положення – 5; е) положення – 6.

Рисунок 2.7 – Силовий аналіз механізму повороту колони для шести положень:

Відомим зусиллям є сила P від гідроциліндра. Інші сили, а саме, T , F і N виступають як невідомі. Сили T і F створюють крутний момент і можуть бути визначені з умови рівноваги коромисла.

Перше рівняння можна скласти як суму моментів відносно точки C [7, 40]. У рівняння ввійдуть дві сили P і F , з яких одна невідома.

Перше рівняння має вигляд

$$P \cdot a - F \cdot AC = 0, \quad (2.5)$$

де a – плече сили P відносно шарніра C ;

AC – довжина ланки AC .

Звідки невідому силу F знаходимо за формулою

$$F = \frac{P \cdot a}{AC}. \quad (2.6)$$

Розрахунки за формулою (2.6) наведені у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок сили F при шести положеннях механізму

№	Сила P , кН	Дані за схемами рис. 2.10.		Розрахункове значення сили F , кН
		a – плече сили P , мм	AC – плече сили F , мм	
1	90,0	-19	55	-31,09
2	90,0	-15	55	-24,55
3	90,0	-14	55	-22,91
4	90,0	2	55	3,27
5	90,0	12	55	19,64
6	90,0	27	55	44,18

Наступну невідому складову T знайдемо з рівняння проєкцій всіх сил на координатну вісь. Причому напрям осі слід вибрати так щоб увійшла лише одна невідома сила.

Очевидно, вісь слід направити перпендикулярно невідомій силі N . У такому разі проекція сили N на цю вісь дорівнює нулю і вона не увійде у рівняння рівноваги.

У таблиці 2.4 показані значення кутів, які утворюють сили P , T і F з координатною віссю, а також наведено розрахункові значення сили T для шести положень (див. рис. 2.7).

Таблиця 2.4 – Розрахунок сили T

№	Значення кутів, що утворюють сили з віссю, град (за даними рис. 2.10)			Розрахункове значення сили T , кН
	P	T	F	
1	15	-65	25	-139,03
2	18	-48	42	-100,66
3	26	-40	50	-86,37
4	52	-32	58	-67,38
5	66	-33	57	-56,40
6	75	-50	38	-90,40

Розрахунок крутного моменту наведено у таблиці 2.5, а на рисунку 2.8 зображено графік зміни крутного моменту.

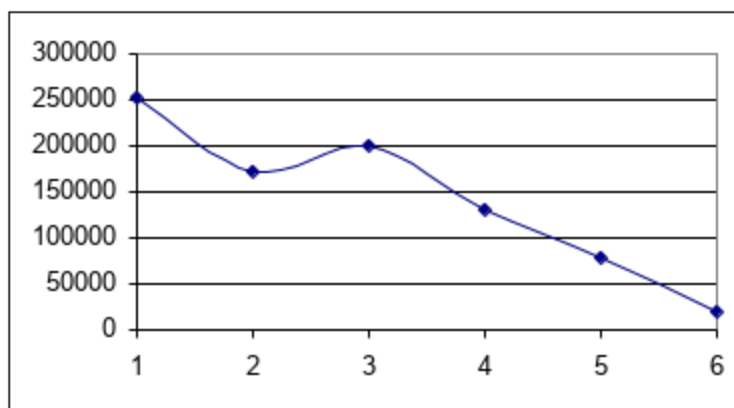


Рисунок 2.8 – Графік зміни крутного моменту при постійній силі гідроциліндра

Таблиця 2.5 – Розрахунок крутного моменту

№	Значення сил, кН			Плечі сил відносно шарніра O_1 , мм		Крутний момент на колону, Н м
	P	F	T	T	F	
6	90	44,18	-90,40	11	18	-199,15
5	90	19,64	-56,40	19	15	-777,06
4	90	3,27	-67,38	20	10	-1314,93
3	90	-22,91	-86,37	23	1	-2009,49
2	90	-24,55	-100,66	19	-8	-1716,16
1	90	-31,09	-139,03	19	-4	-2517,15

2.4. Сили тертя при повороті колони навантажувача

Колона обертається у двох підшипниках ковзання 1 і 2, які сприймають радіальне навантаження від моментів розподілених мас [26] навантажувача відповідно до рисунка 2.9.

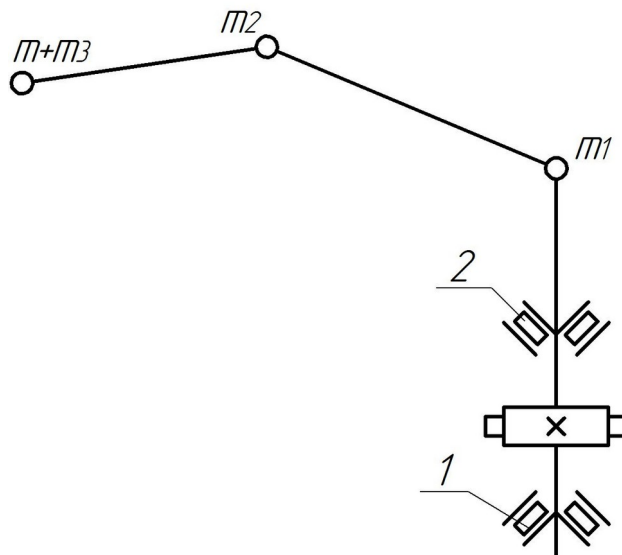


Рисунок 2.9 – Дія розподілених мас навантажувача на опори колони

Розподілені маси навантажувача показані на рисунку 2.9.

Маса вантажу $m = 200$ кг, маса робочого органу $m_3 = 88,9$ кг, маса стріли $m_2 = 119$ кг, маса колони $m_1 = 20,2$ кг. Приведені маси відносно осі колони мають плечі $l_0 = 2,57$ м, $l_1 = 0,365$ м, $l_2 = 1,405$ м, $l_3 = 2,57$ м. Тоді момент інерції буде [2]

$$M_{IH} = (m \cdot l_0 + m_1 \cdot l_1 + m_2 \cdot l_2 + m_3 \cdot l_3) \cdot \frac{0,012}{0,127}; \quad (2.7)$$

підставивши числові дані, отримаємо

$$M_{IH} = (200 \cdot 2,57 + 20,2 \cdot 0,365 + 119 \cdot 1,405 + 88,9 \cdot 2,57) \cdot \frac{0,012}{0,127} = 2,03 \text{ кНм.}$$

Максимальний момент, який навантажує колону обчислюємо за формулою [2]

$$M_{K MAX} = (m + m_3) \cdot l'_0 + m_2 \cdot l'_2 + m_1 \cdot l_1. \quad (2.8)$$

Підставивши числові значення у (2.8), отримаємо

$$M_{K MAX} = (200 + 88,9) \cdot 2,445 + 119 \cdot 1,28 + 20,2 \cdot 0,365 = 8,66 \text{ кНм.}$$

Радіальні навантаження на підшипники визначимо за формулою

$$R_{1П MAX} = R_{2П MAX} = M_{K MAX} / a_{П}, \quad (2.9)$$

де $a_{П}$ – відстань між підшипниками, $a_{П} = 360$ мм (згідно рис. 2.9).

Підставивши числові дані у вираз (2.9), отримаємо

$$R_{1П MAX} = R_{2П MAX} = 8,66 / 0,36 = 24,1 \text{ кН.}$$

У наступному випадку змінено виліт маніпулятора, при якому значення моменту буде мінімальним, визначимо його за формулою

$$M_{K MIN} = (m + m_3) \cdot l''_0 + m_2 \cdot l''_2 + m_1 \cdot l_1, \quad (2.10)$$

що у числовому вигляді становить

$$M_{K MIN} = (200 + 88,9) \cdot 1,515 + 119 \cdot 0,61 + 20,2 \cdot 0,365 = 5,18 \text{ кНм.}$$

Цьому моменту відповідає радіальне навантаження на підшипники, яке визначимо аналогічно залежності (2.9)

$$R_{1II MIN} = R_{2II MIN} = M_{K MIN} / a_{II} = 5,18 / 0,36 = 14,4 \text{ кН.}$$

Вертикальну складову сили $Q=42-30=12$ кН сприймає упорний шарикопідшипник №8210.

Максимальну величину моменту опору від сил тертя визначимо за формулою

$$M_{TP MAX} = R_{1II MAX} \cdot \mu_1 \cdot \eta_1 + R_{2II MAX} \cdot \mu_1 \cdot \eta_1 + Q \cdot \mu_2 \cdot \eta_2, \quad (2.11)$$

де $\mu_1, \eta_1, \mu_2, \eta_2$ – величини, які залежать від умов тертя, приймаємо

$$\mu_1 = 0,06; \eta_1 = 0,032_{\text{м}}; \mu_2 = 0,008; \eta_2 = 0,032_{\text{м}} [19, 22].$$

Результат формули (2.11) буде

$$M_{TP MAX} = 2 \cdot (24,1 \cdot 10^3 \cdot 0,06 \cdot 0,032) + 12 \cdot 10^3 \cdot 0,008 \cdot 0,032 = 95,6 \text{ Нм.}$$

2.5. Силовий аналіз механізму повороту колони навантажувача

Силове зусилля розвивається гідроциліндром за рахунок подачі під тиском масла в одну з його порожнин. Розрахунок зусилля виконаємо за формулою

$$P = p_P \cdot F = p_P \cdot \frac{\pi d^2}{4}, \quad (2.12)$$

де p_P – робочий тиск у системі, $p_P=16$ МПа [26].

Підставивши числові дані, отримаємо

$$P = 16 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,08^2}{4} \approx 90000 \text{ Н} = 90 \text{ кН.}$$

Першою ланкою, яка сприймає це зусилля є коромисло (рисунок 2.10). Коромисло – це двоплечий важіль, який фіксується на опорі C . З одного кінця на коромисло діє зусилля від гідроциліндра, своїм другим кінцем коромисло діє на кривошип колони, створюючи крутний момент. Зусилля, яке передається на кривошип, може бути розраховане за умовою рівноваги моментів відносно опори C

$$P \cdot 0,082 - R_A \cdot 0,13 = 0. \quad (2.13)$$

Зусилля у шарнірі A (див. рис. 2.10) буде

$$R_A = \frac{0,82 \cdot P}{0,13} = \frac{0,082 \cdot 90}{0,13} = 56,8 \text{ кН.}$$

Реакцію в опорі коромисла, тобто у точці C визначимо за формулою

$$- P - R_A + R_C = 0. \quad (2.14)$$

З виразу (2.14) визначимо зусилля у шарнірі C

$$R_C = P + R_A = 90 + 56,8 = 146,8 \text{ кН.}$$

Зусилля R_A створює крутний момент на колону, а для кривошипа – це буде момент згину (див. рис. 2.6). Визначимо його за формулою

$$M_{зг\text{и}} = 0,07 \cdot R_A = 0,07 \cdot 56,8 = 3,98 \text{ кНм} \approx 4 \text{ кНм.}$$

Максимальний згинальний момент для механізму повороту буде

$$M_{зг\text{и}MAX} = P \cdot 0,082 = R_A \cdot 0,13 = 90 \cdot 0,082 = 56,8 \cdot 0,13 = 7,38 \text{ кНм.}$$

Епюра згинальних моментів ланок механізму повороту показана на рисунку 2.6.

Рисунок 2.10 – Коромисло механізму повороту колони навантажувача

2.6. Розрахунок на міцність ланок механізму повороту колони

2.6.1. Розрахунок коромисла

Відповідно до схеми, показаної на рис. 2.6 розрахункова величина згинального моменту становить 7,38 кНм і сприймається перетином у шарнірі С.

Проведемо перевірку цього перетину на міцність. Напруження згину визначимо за формулою [5, 12, 36]

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг1 MAX}}{W_{0K}} \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.15)$$

де W_{0K} – осьовий момент інерції поперечного перетину коромисла. Цей перетин показано на рисунку 2.11;

$[\sigma_{зг}]$ – допустимі напруження на згин для матеріалу коромисла. Матеріал, з якого виготовлено коромисло – сталь 40Х (поковка). Для нормалізованої сталі 40Х границя витривалості $\sigma_B=900$ МПа; границя текучості $\sigma_T=700$ МПа [5]. При $\sigma_T/\sigma_B = 700/900 \approx 0,8$ необхідна величина коефіцієнта запасу міцності $n_T = 2$ [5, 36]. Отже, $[\sigma_{зг}] = \sigma_T/n_T = 700/2 = 350$ МПа.

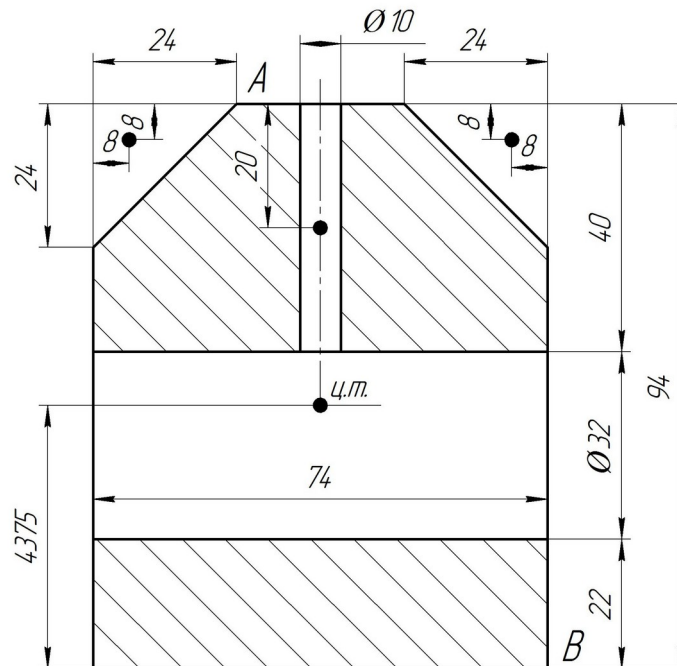


Рисунок 2.11 – Розрахунковий перетин коромисла

Так як поперечний перетин коромисла – складна геометрична фігура (див. рис. 2.11), то згинальні напруження визначимо для двох найбільш характерних точок перетину «А» і «В».

Величину напруження, що виникає у точці «А», визначимо за формулою

$$\sigma_A = \frac{M_{зг1MAX} \cdot l_A}{I_X}, \quad (2.16)$$

де l_A – відстань до точки «А» від центра ваги перетину – 5,03 см;

I_X – момент інерції поперечного перетину коромисла відносно осі X .

Величина напруження у точці «В» визначимо аналогічно [36]

$$\sigma_B = \frac{M_{зг1MAX} \cdot l_B}{I_X}, \quad (2.17)$$

де l_B – відстань до точки «В» від центра ваги перетину – 4,375 см;

Оскільки поперечний перетин коромисла симетричний, то осі координат зміщуємо з нижньою стороною перетину і віссю отвору $\varnothing 10$ мм. Не заштриховані площини розглядаємо як від’ємні [5], визначимо площі окремих частин перетину:

$$f_1 = - (2,4 \cdot 2,4) / 2 = - 2,88 \text{ см}^2; \quad y_1 = 8,6 \text{ см};$$

$$f_2 = (2,4 \cdot 2,4) / 2 = 2,88 \text{ см}^2; \quad y_2 = 8,6 \text{ см};$$

$$f_3 = - 1,0 \cdot 4,0 = - 4 \text{ см}^2; \quad y_3 = 7,4 \text{ см};$$

$$f_4 = - 7,4 \cdot 3,2 = - 23,68 \text{ см}^2; \quad y_4 = 3,8 \text{ см};$$

$$f_5 = 7,4 \cdot 9,4 = 69,56 \text{ см}^2; \quad y_5 = 4,7 \text{ см}.$$

Знайдемо площу поперечного перетину і координату центру ваги:

$$F = \sum_1^n f_i = 69,56 - 23,68 - 4 - 2,88 - 2,88 = 36,12 \text{ см}^2;$$

$$Y_0 = \frac{\sum_1^n f_i \cdot y_i}{F} = \frac{(69,56 \cdot 4,7) - [(2,88 \cdot 8,6) \cdot 2 + 7 \cdot 1,4 + 23,68 \cdot 3,8]}{36,12} = 4,37 \text{ см}.$$

Визначимо величину моменту інерції перетину відносно центральної осі, що проходить через центр ваги перетину за формулою [5]

$$I_X = \sum_1^n \left[I_{Si} + \left(f_i \cdot (y_i')^2 \right) \right], \quad (2.18)$$

де $I_{Si} = \frac{b_i \cdot h_i^3}{36}$, тут b_i , h_i – геометричні характеристики частин перетину. У формулі (2.18) позначимо

$$D_i = f_i \cdot (y_i')^2.$$

Проведемо розрахунки:

$$I_{S1} = \frac{2,4 \cdot 2,4^3}{36} = 0,922 \text{ см}^4; \quad D_1 = 2,88 \cdot 4,225^2 = 51,41 \text{ см}^4;$$

$$I_{S2} = \frac{2,4 \cdot 2,4^3}{36} = 0,922 \text{ см}^4; \quad D_2 = 2,88 \cdot 4,225^2 = 51,41 \text{ см}^4;$$

$$I_{S3} = \frac{1 \cdot 4^3}{12} = 5,33 \text{ см}^4; \quad D_3 = 4 \cdot 3^2 = 36 \text{ см}^4;$$

$$I_{S4} = \frac{7,4 \cdot 3,2^3}{36} = 6,74 \text{ см}^4; \quad D_4 = 23,68 \cdot 0,575^2 = 7,83 \text{ см}^4;$$

$$I_{S5} = \frac{7,4 \cdot 9,4^3}{12} = 512,2 \text{ см}^4; \quad D_5 = 69,56 \cdot 0,325^2 = 7,35 \text{ см}^4.$$

Отже, момент інерції перетину коромисла буде

$$I_X = (512,2 + 7,35) - [(0,922 + 51,41) \cdot 2 + (5,33 + 36) + (6,74 + 7,83)] \approx 360 \text{ см}^4.$$

Визначимо нормальні напруження користуючись виразами (2.16) і (2.17):

- у точці «А»
$$\sigma_A = \frac{7,38 \cdot 10^6 \cdot 50,3}{360 \cdot 10^4} = 103 \text{ МПа};$$

- у точці «В»
$$\sigma_B = \frac{7,38 \cdot 10^6 \cdot 43,75}{360 \cdot 10^4} = 90 \text{ МПа}.$$

Отримані величини фактичних напружень значно нижче допустимих, що свідчить про виконання умови міцності для коромисла.

Переходимо до розрахунку пальця рухомої опори. Напруження зрізу виникає у двох поперечних перетинах пальця $\varnothing 25$ мм. Запишемо умову міцності на зріз для даного випадку, керуючись рекомендаціями [5]

$$\tau_{зр} = \frac{(P_{ос}/2)}{A_{II}} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.19)$$

де $P_{ос}$ – осьова сила, якою навантажена рухома опора, $P_{ос}=153$ кН;

$$A_{II} – \text{площа поперечного перетину пальця, } A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4},$$

$$\text{тут } d_{II} – \text{діаметр пальця, } d_{II}=25 \text{ мм; тоді } A_{II} = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} \approx 491 \text{ мм}^2;$$

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження на зріз для матеріалу пальця. Матеріал для виготовлення пальця – сталь 40Х. Допустиме напруження на зріз визначимо із залежності [5]

$$[\tau_{зр}] = 0,6 \cdot (\sigma_B/2) = 0,6 \cdot (900/2) = 270 \text{ МПа.}$$

Визначимо дійсні напруження зрізу за формулою (2.19)

$$\tau_{зр} = \frac{153 \cdot 10^3}{2 \cdot 491} = 156 \text{ МПа} < [\tau_{зр}].$$

Умова міцності на зріз виконується.

Визначимо величину коефіцієнта запасу міцності

$$n_\tau = \frac{[\tau_{зр}]}{\tau_{зр}}, \quad (2.20)$$

підставивши дані, отримаємо

$$n_\tau = \frac{270}{156} = 1,73.$$

Запишемо умову міцності на зминання у проушинах [5]

$$\sigma_{3M} = \frac{(P_{OC}/2)}{A_{3M}} \leq [\sigma_{3M}], \quad (2.21)$$

де A_{3M} – площа зминання, $A_{3M} = l_{II} \cdot d_{II}$, тут l_{II} – довжина пальця, $l_{II} = 120$ мм,
тоді $A_{3M} = 120 \cdot 25 = 3000$ мм²;

$[\sigma_{3M}]$ – допустиме напруження зминання для матеріалу пальця, яке
визначимо із залежності [5? 36]

$$[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot \sigma_T. \quad (2.22)$$

У числовому вигляді отримаємо

$$[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot 700 = 420 \text{ МПа.}$$

Визначимо напруження зминання

$$\sigma_{3M} = \frac{153 \cdot 10^3}{2 \cdot 3000} \approx 26 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}].$$

Умова міцності на зминання витримується, руйнування площадки не відбудеться.

2.6.2. Розрахунок рухомої опори

Рухома опора механізму повороту колони малогабаритного навантажувача (рисунок 2.12) навантажена згинальним моментом і осьовою силою (див. рис. 2.6). Проведемо розрахунок на міцність опори. Матеріал для виготовлення рухомої опори – сталь 40Х, для якої допустиме напруження на згин $[\sigma_{3Г}] = 350$ МПа.

Величина згинального моменту, що сприймається рухомою опорою згідно рисунка 2.6, дорівнює

$$M_{3Г-оп} = P_{OC} \cdot 36 = 153 \cdot 36 = 5508 \text{ кНмм} = 5,51 \text{ кНм.}$$

Перетин рухомої опори показаний на рисунку 2.13. Визначимо геометричні характеристики перетину:

- площа перетину

$$A_{OH} = 2 \cdot (55 \cdot 20) = 2200 \text{ мм}^2;$$

- осьовий момент опору перетину

$$W_{OH} = 2 \cdot \left(\frac{B \cdot H^2}{6} \right) = 2 \cdot \left(\frac{20 \cdot 55^2}{6} \right) = 20167 \text{ мм}^3.$$

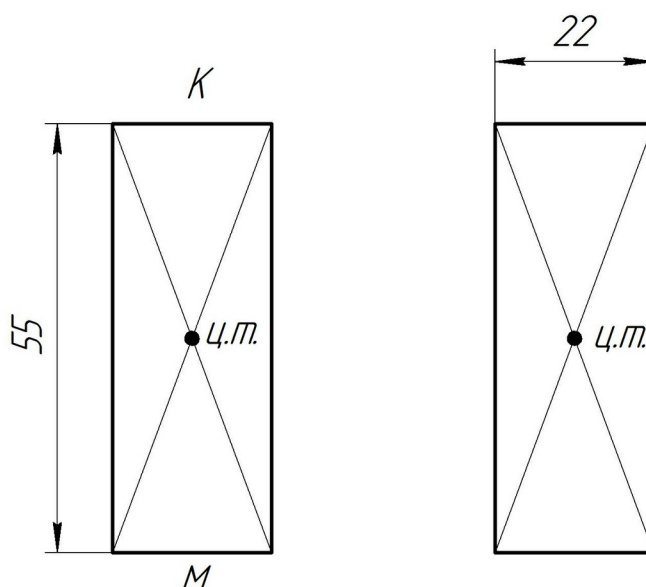


Рисунок 2.13 – Перетин рухомої опори механізму повороту колони

Враховуючи осьове зусилля $P_{OC} = 153 \text{ кН}$ визначимо величину нормальних напружень у характерних точках перетину рухомої опори (див. рис. 2.13):

а) у точці «К»

$$\sigma_K = \frac{P_{OC}}{A_{OH}} - \frac{M_{зг\text{-}OH}}{W_{OH}} = \frac{153 \cdot 10^3}{2200} - \frac{5508 \cdot 10^3}{20167} = -204 \text{ МПа};$$

б) у точці «М»

$$\sigma_M = \frac{P_{OC}}{A_{OH}} + \frac{M_{зг\text{-}OH}}{W_{OH}} = \frac{153 \cdot 10^3}{2200} + \frac{5508 \cdot 10^3}{20167} = 343 \text{ МПа}.$$

Отримані величини нормальних напружень у точках «К» і «М» не перевищують допустимої величини.

Розрахуємо на міцність опорний палець $\varnothing 30$ мм. Напруження зрізу, що виникає у поперечному перетині пальця визначимо за формулою [5]

$$\tau_{зр} = \frac{(P_{OC}/2)}{A_{II}} \leq [\tau_{зр}], \quad (2.23)$$

де P_{OC} – осьова сила, якою навантажена рухома опора, $P_{OC}=153$ кН;

A_{II} – площа поперечного перетину пальця,

$$A_{II} = \frac{\pi \cdot d_{II}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 30^2}{4} \approx 707 \text{ мм}^2,$$

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження на зріз для матеріалу пальця. Матеріал пальця сталь 40Х, $[\tau_{зр}] = 270$ МПа.

Напруження зрізу буде

$$\tau_{зр} = \frac{153 \cdot 10^3}{2 \cdot 707} = 108 \text{ МПа} < [\tau_{зр}].$$

Умова міцності на зріз виконується.

Запишемо умову міцності на зминання у проушинах [5]

$$\sigma_{зм} = \frac{P_{OC}}{A_{зм}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.24)$$

де $A_{зм}$ – площа зминання, $A_{зм} = l_{II} \cdot d_{II}$, тут l_{II} – довжина пальця, $l_{II}=115$ мм,

тоді $A_{зм} = 115 \cdot 30 = 3450 \text{ мм}^2$;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання для пальця, $[\sigma_{зм}] = 420$ МПа.

Визначимо напруження зминання за формулою (2.24)

$$\sigma_{зм} = \frac{153 \cdot 10^3}{3450} \approx 44,4 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}].$$

Умова міцності на зминання витримується.

2.6.3. Розрахунок кривошипа

Кривошип (рисунок 2.14) жорстко посаджений на колону (рисунок 2.15) за допомогою шліцьового з'єднання. Через кривошип на колону передається крутний момент. Відповідно до рис. 2.6 небезпечним є перетин осі отвору зі шліцьовим з'єднанням. Величина згинального моменту у даному випадку відповідно до рис. 2.6 становить $M_{згш} = M_{ш} = 2,03$ кНм.

Запишемо умову міцності на згин для такого виду навантаження [5, 36]

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{згш}}{W_{ош}} \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.25)$$

де $[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження на згин для матеріалу з'єднання, а саме для сталі 40Х, $[\sigma_{зг}] = 350$ МПа;

$W_{ош}$ – осьовий момент опору небезпечного перетину кривошипа

$$W_{ош} = 2 \cdot \frac{b_1 \cdot h_1^2}{6} = 2 \cdot \frac{20 \cdot 68^2}{6} = 30,827 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Визначимо дійсні напруження у небезпечному перетині

$$\sigma_{зг} = \frac{2,03 \cdot 10^6}{30,827 \cdot 10^3} = 66 \text{ МПа} < [\sigma_{зг}] = 350 \text{ МПа}.$$

Умова міцності витримується.

Кронштейн виготовлено із сталі 40Х. Розрахунок шліцьового (зубчатого) з'єднання виконаємо як перевірний на зминання за формулою [12]

$$\sigma_{зМ} = \frac{2M_{кр}}{d_{ср} \cdot h_k \cdot l_k \cdot z \cdot \psi} \leq [\sigma_{зМ}], \quad (2.26)$$

де $\sigma_{зМ}$ – дійсне напруження на зминання на контактних поверхнях зубів;

$[\sigma_{зМ}]$ – допустиме напруження зминання для матеріалу шліців, для сталі 40Х $[\sigma_{зМ}] = 420$ МПа;

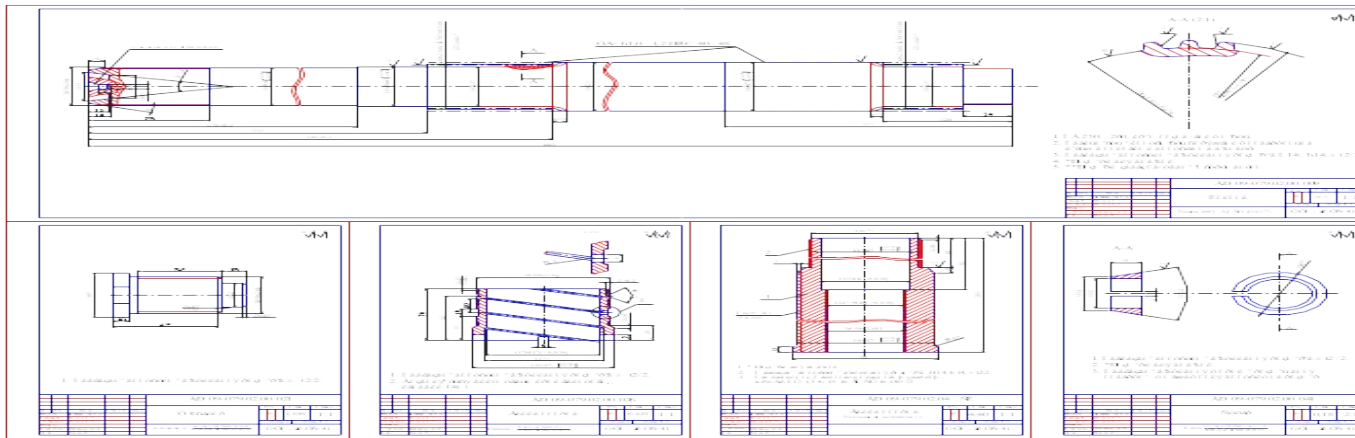


Рисунок 2.15 – Колона малогабаритного навантажувача

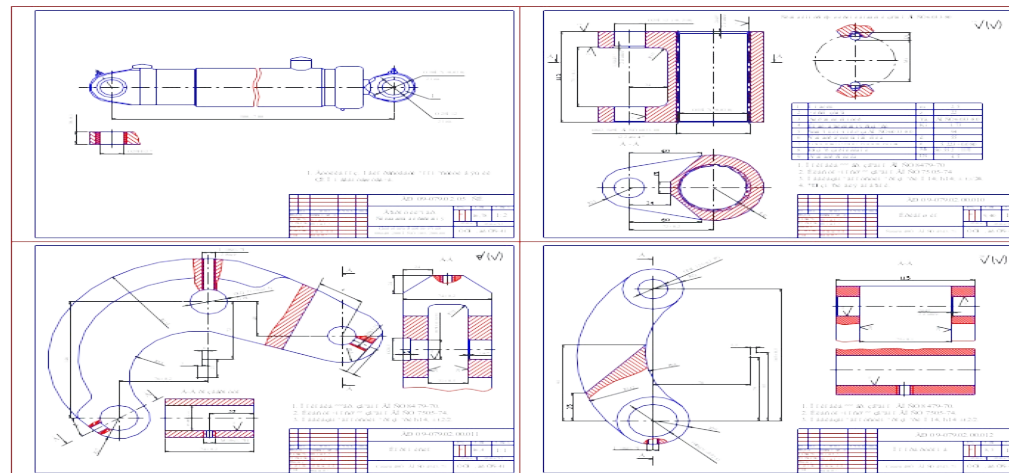


Рисунок 2.16 – Гідроциліндр малогабаритного навантажувача

M_{KP} – крутний момент, що передається з'єднанням, тобто максимальний

крутний момент на поворот колони, $M_{KP} = 7,3$ кНм (див. табл. 2.2);

d_{CP} – середній діаметр зубчастого (шліцьового) з'єднання,

для прямобічного з'єднання визначимо його за формулою [12]

$$d_{CP} = 0,5(d_{III} + D_{III}) = 0,5(55 + 60) = 58 \text{ мм}; \quad (2.27)$$

тут параметри $d_{III} = 52$ мм і $D_{III} = 60$ мм взяті згідно ГОСТ 6033-80;

h_k – висота поверхні контакту зубів, визначимо її за формулою [12]

$$h_k = 0,5(D_{III} - d_{III}) - 2f = 0,5(60 - 55) - 2 \cdot 0,5 = 1,5 \text{ мм}; \quad (2.28)$$

тут f – висота фасок зубів, $f = 0,5$ мм ГОСТ 6033-80;

l_k – довжина поверхні контакту зубів, яку приймаємо такою, що дорівнює довжині маточини, $l_k = 115$ мм;

Z – число шліців, $Z = 22$;

ψ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на зуби (шліци), приймемо $\psi = 0,75$.

Визначимо напруження зминання

$$\sigma_{3M} = \frac{2 \cdot 7,3 \cdot 10^6}{58 \cdot 1,5 \cdot 115 \cdot 22 \cdot 0,75} = 88 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}].$$

Проведемо контрольний розрахунок, при якому виявлені максимальні напруження. Результати зведені у таблицю 2.6.

Таблиця 2.6 – Значення напружень у вузлах механізму повороту

Напруження, МПа	Назви ланок		
	кривошип	рухома опора	коромисло
Згин	66	343	103
Зминання	88	44,4	26

Аналізуючи отримані результати розрахунків (див. табл. 2.6), бачимо, що отримані дійсні напруження у більшості випадків значно менші за допустимі напруження, виходячи з цього можна провести заміну матеріалу – сталь 40Х на дешевшу.

Можливі заміни сталі 40Х на:

а) сталь 35, механічні характеристики якої такі [5]:

границя витривалості $\sigma_B = 520$ МПа,

границя текучості $\sigma_T = 270$ МПа,

відповідно

- допустиме напруження на зминання

$$[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 270 = 162 \text{ МПа};$$

- допустиме напруження на згин

$$[\sigma_{3Г}] = \sigma_T / n = 270 / 1,5 = 180 \text{ МПа};$$

тут n – коефіцієнт запасу міцності, який для співвідношення $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{270}{520} = 0,52$ приймаємо $n = 1,5$;

б) сталь 45, механічні характеристики якої такі [5]:

границя витривалості $\sigma_B = 600$ МПа,

границя текучості $\sigma_T = 300$ МПа,

відповідно

- допустиме напруження на зминання

$$[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 300 = 180 \text{ МПа};$$

- допустиме напруження на згин

$$[\sigma_{3Г}] = \sigma_T / n = 300 / 1,5 = 200 \text{ МПа};$$

тут n – коефіцієнт запасу міцності, який для співвідношення $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{300}{600} = 0,5$ приймаємо $n = 1,5$;

в) виготовлення деталей із сталевого литва, наприклад 30Л, механічні характеристики якої такі [5]:

границя витривалості $\sigma_B = 480$ МПа,

границя текучості $\sigma_T = 260$ МПа,

відповідно

- допустиме напруження на зминання

$$[\sigma_{3M}] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 260 = 156 \text{ МПа};$$

- допустиме напруження на згин

$$[\sigma_{3Г}] = \sigma_T / n = 260 / 1,5 = 173 \text{ МПа};$$

тут n – коефіцієнт запасу міцності, який для співвідношення $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{260}{480} = 0,54$ приймаємо $n = 1,5$.

2.7. Енергетичний розрахунок

Визначимо потужності, які споживаються гідроциліндрами навантажувача, для цього скористаємося формулою [26]

$$N_{Гi} = \frac{Q \cdot P_{Гi}}{450 \cdot \eta_{Г} \cdot \eta_{CP}}, \quad (2.28)$$

де $\eta_{Г}$ – ККД гідроциліндра, $\eta_{Г} = 0,92$;

η_{CP} – середнє значення ККД приводу, $\eta_{CP} = 0,96$;

$P_{Г1}$ – сила тиску від гідроциліндра повороту;

$P_{Г2}$ – сила тиску від гідроциліндра підйому;

Потужність, що споживається гідроциліндром повороту

$$N_{r1} = \frac{43,7 \cdot 160}{450 \cdot 0,92 \cdot 0,96} = 16,9 \text{ к.с.} = 12,43 \text{ кВт.}$$

Потужність, що споживається гідроциліндром підйому

$$N_{r2} = \frac{43,7 \cdot 100}{450 \cdot 0,92 \cdot 0,96} = 9,7 \text{ к.с.} = 7,13 \text{ кВт.}$$

Вибраний гідроциліндр показаний на рисунку 2.16 та у графічній частині роботи.

Для досягнення поступового навантаження при пуску і зупинці у крайніх положеннях у конструкції механізму повороту між гідроциліндром і стійкою на кінцях пальця доцільно встановити гумові втулки ПЭА.01.20.02.007 (рисунок 2.17) з можливою величиною деформації від осі ± 8 мм.

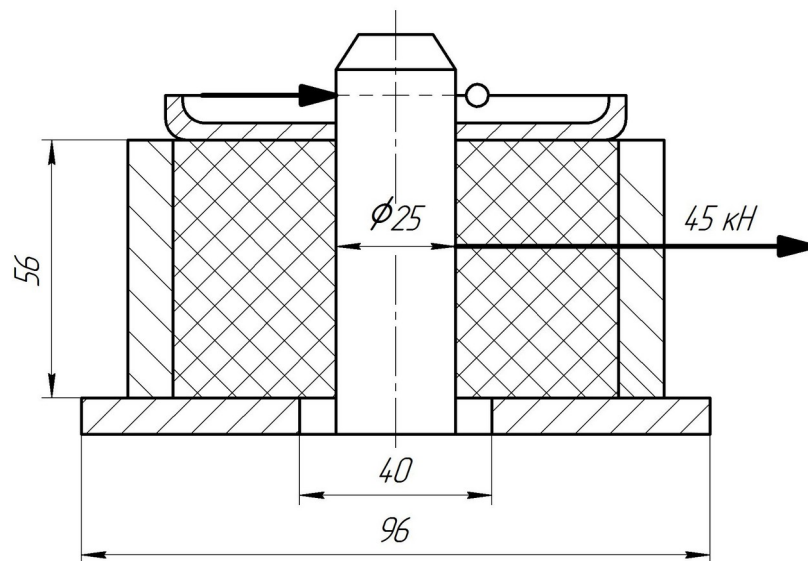


Рисунок 2.17 – Пружна втулка

Проведені розрахунки підтверджують доцільність розробленого механізму повороту колони малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Переваги навантажувачів на базі колісних машин та їх основні показники

Універсальні навантажувальні машини використовують при виконанні багатьох робіт у сільському господарстві завдяки їх маневреності та значній продуктивності. Вони відзначаються простотою конструкції, можливістю застосування комплектів швидко змінного робочого обладнання, а також можливістю використання базового шасі як тягача.

Навантажувальне обладнання можна розробити на будь-який трактор або самохідне шасі, а прості захватні пристрої, можна навішувати на крани чи бульдозери.

Найчастіше для навантажувачів періодичної дії використовують колісні базові машини, які порівняно з гусеничними мають такі переваги [28]:

- маневреніші і мобільніші;
- не руйнують поверхні робочих ділянок;
- менше спрацьовуються при частих поворотах;
- легкі у керуванні, особливо за допомогою гідروпідсилювачів.

Переваги гусеничних навантажувачів:

- можливість забезпечення більших напірних зусиль, що сприяє кращому заповненню ковшів матеріалом;
- менший питомий тиск на поверхню, що забезпечує високу прохідність, а також можливість збільшення вантажопідйомності і відривного зусилля навантажувача.

Особливістю малогабаритних навантажувачів є можливість їх швидкої навіски на трактор, яка не вимагає доробки самого трактора при агрегуванні. Навантажувачі типу «ПГ» навішують на трактор з боку його навісної системи з додатковою обв'язкою рами і доробкою кабіни [25].

При виконанні вантажних робіт майже всі навісні навантажувачі використовують додаткові виносні опори, завдяки чому трактор з навантажувачем можна використовувати тільки для виконання цільових робіт.

Проектування і розрахунки малогабаритних навантажувачів виконують за схемою фронтальних навантажувачів, враховуючи деякі особливості.

Вихідними даними для проектування і розрахунків грейферних навантажувачів є вантажопідйомність Q , висота навантажування H , виліт стріли на висоті навантаження L , висота точки підвісу грейфера $H_{ГР}$, глибина опускання грейфера H_O , кут повороту в плані. При проектуванні враховують також параметри базової машини: повздовжня база, конструктивна маса, координати центра ваги по горизонталі і вертикалі, діаметри коліс і допустиме для них навантаження, розміри колії передніх та задніх коліс [19, 26, 28].

Малогабаритний навантажувач з переднім закріпленням стріли (рисунок 3.1) порівняно з навантажувачем із заднім закріпленням стріли має меншу висоту підйому (2,5...2,8 м). Ця висота достатня для завантаження автомобілів і причепів та дозволяє виконувати навантажувальні роботи у закритих приміщеннях обмеженої висоти.

За базову модель для розробки різних варіантів навантажувачів можна використовувати фронтальний навантажувач Т-182 на базі трактора МТЗ-50 або навантажувач на базі самохідного шасі [19].

Проектування фронтальних навантажувачів за різними конструктивними схемами принципово не відрізняється і складається з таких етапів [28]:

а) побудова кінематичної схеми навантажувального обладнання та вибір геометричних розмірів;

б) визначення номінальної вантажопідйомності, відривного і напірного зусилля;

в) перевірка навантаження на колеса;

- г) розрахунок силових гідроциліндрів;
- д) визначення поздовжньої і поперечної стійкості навантажувача;
- е) розрахунки на міцність навантажувального обладнання.

Особливістю навантажувача ПГМ-0,2 є виконання вантажних робіт на колісному ході трактора, тобто з можливістю необмеженого переміщення з вантажем. Агрегативання навантажувача з тракторами типу МТЗ або ЮМЗ [4] виконують на передньому брусі трактора, що дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт. Управління навантажувачем здійснюється з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер навішують на три точки навісної системи трактора. Згрібання і підгортання занурюваного матеріалу виконується за допомогою бульдозера при русі заднім ходом.

Головний показник при проектуванні таких машин – вантажопідйомність, тобто маса насипного вантажу, що приведена до центра ваги на боковій поверхні ковша. Маса ковша входить до маси навантажувального обладнання.

Вантажопідйомність навантажувача поділяють на номінальну та максимальну. Номінальна відповідає масі вантажу в ковші, при якій можлива робота навантажувача за призначенням, а максимальна – найбільшій масі вантажу, яка може бути піднята навантажувальним обладнанням на максимальну висоту при забезпеченні стійкості навантажувача.

Другий показник – висота розвантаження H (див. рис. 3.1). Цей параметр призначають залежно від типу транспорту, який буде завантажуватися і схеми навантажувача. Для схема навантажувача з переднім кріпленням стріли, як проєктований у дипломній роботі малогабаритний навантажувач ПГМ-0,2, максимальна висота $H = 2,4 \dots 2,6$ м.

Третій показник при проектуванні навантажувача – виліт ковша L (див. рис. 3.1) при найбільшій висоті підйому стріли. Він залежить від розмірів кузова транспортних машин і безпечної відстані їх розташування відносно навантажувача. Виліт можна визначити за формулою [28]

$$L = \frac{B_m}{3} + \Delta b, \quad (3.1)$$

де B_m – ширина кузова транспортної машини найбільшого типорозміру, з яким буде працювати навантажувач;

Δb – безпечна відстань транспортної машини від переднього колеса навантажувача (на менше 150...200 мм).

Враховуючи траєкторію зсипання вантажу виліт ковша при розвантаженні можна призначити у межах 800...1000 мм. Менші значення для більших висот розвантаження.

Четвертий показник – кут розвантаження ковша (див. рис. 3.1) ε_p . Цей параметр повинен бути не менше 50° .

Решту даних, які необхідні для проектування навантажувача, – це параметри базової машини, з якою буде агрегатуватися навантажувач. До них відносять: потужність двигуна, конструктивна маса, відстань центра ваги по горизонталі від ведучих коліс, координати центра ваги по вертикалі, тип і діаметри коліс та їх допустиме навантаження, розподіл маси поміж колесами, розмір колії передніх та задніх коліс.

При розрахунку малогабаритного навантажувача потрібно розглядати чотири основні положення навантажувального обладнання (див. рис. 3.1): *I* – положення при відриві (виглибленні) ковша; *II* – транспортне положення, визначають навантаження на колеса; *III* – максимальний виліт, обумовлює номінальну вантажопідйомність; *IV* – положення при максимальному підйомі стріли, перевіряють поздовжню стійкість навантажувача.

3.2. Обґрунтування параметрів навантажувального обладнання малогабаритного фронтального навантажувача

Основним вантажозахватним органом для фронтальних та перекидних гідравлічних навантажувачів є ковші. Для роботи із сільськогосподарськими вантажами використовують як універсальні ковші, так і ковші для завантаження тільки одного виду вантажу.

Удосконалюваний у даній дипломній роботі малогабаритний навантажувач ПГМ-0,2 має комплект змінного обладнання, тобто вантажозахватні пристрої, призначені для роботи з різними вантажами.

Виготовляють ковші з листової сталі. Вони мають днище і бокові стінки, які підсилені сталевими навареними смугами. Нижні і бокові кромки смуг скошені і виконують функції ножів. До нижньої поперечної смуги і днища приварюють ковані зубці, передня кромка яких наплавлена твердим сплавом. Ковші мають кронштейни з отворами або пальцями для з'єднання з рукояттю або стрілою навантажувача. Форма профілю ковша може бути різноманітною. Для сипучих і кускових матеріалів ковші мають нахилену задню стінку, для легко сипучих – пряму задню стінку і закруглені бокові. Для гною ковші мають напівзакруглену задню стінку і похилені або увігнуті бокові. Посередині ковша встановлюють ніж. Така конструкція забезпечує найкращі умови захвату і висипання зв'язних матеріалів. Для коренеплодів конструкція ковша така ж як і щелеп гідравлічних грейферів.

Ширину ковша фронтального навантажувача задають більшою ніж ширину колії трактора, тобто з умови [28]

$$B_K = B_T + (300...500) \text{ мм},$$

де B_T – ширина колії трактора.

Місткість і ширину ковша можна призначити залежно від вантажопідйомності навантажувача.

Геометричні розміри ковша навантажувача визначають за схемою, зображеною на рисунку 3.2. Кут β між радіусом повороту R_0 і лінією, що з'єднує центри шарнірів ковша повинен бути у межах $110...125^\circ$.

Основні параметри і розміри універсального напівкруглого ковша можна визначити за такими залежностями [28]:

- виліт $L_K = \sqrt{\frac{V_K}{0,797B_K}}$;
- площа бокової стінки $A_K = 0,797L_K^2$;
- довжина прямолінійної частини днища $L_1 = 0,622L_K$;

- довжина прямолінійної частини задньої стінки $l = 0,467L_K$;
- умовна висота ковша (зів ковша) $R = 1,1L_K$;
- радіус закруглення задньої стінки $r = 0,4L_K$;
- довжина розгортки листа $l_p = \left[L_1 + l + \frac{(180^\circ - \gamma)\pi}{180^\circ} \cdot r \right]$;
- товщина листа $S = (0,008 \dots 0,01) \sqrt[3]{V_K}$;
- товщина ножа (стрічки) $S_1 = 0,12\gamma \sqrt[3]{V_K}$, де γ – об’ємна маса;
- висота кромки ножа $S_2 = 0,5S_1$;
- горизонтальна координата шарніру стріли $L_{III} = (1,06 \dots 1,07) L_K$;
- висота шарніру стріли $h_1 = (0,07 \dots 0,08) L_K$;
- радіус повороту ковша $R_0 = \sqrt{L_{III}^2 + h_1^2}$;
- висота шарніру повороту $h_2 = h_1 + r$;
- відстань між шарнірами $t_{ш} = r / \cos(\gamma_K / 2)$.

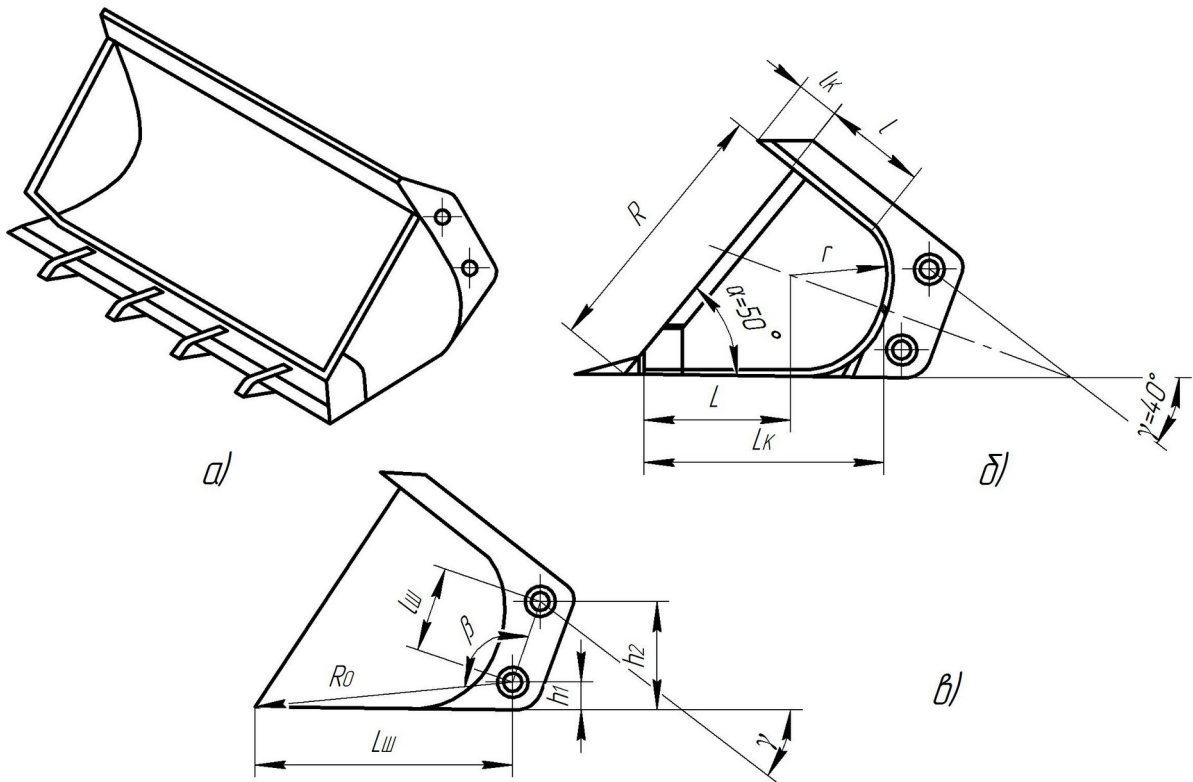


Рисунок 3.2 – Універсальний ківш навантажувача:

а) загальний вигляд, б) основні розміри, в) приєднувальні розміри.

Сила відриву (виглиблення) ковша складається з опору зачерпуванню, який обумовлюється силами зчеплення часток у бурті, силами ваги ковша і силами ваги матеріалу, що зачерпується ковшем [28]:

$$F_B = F_3 + g(m_K + m_{\phi M}), \quad (3.2)$$

де m_K – маса ковша, для універсального ковша $m_K \approx 1,2m_{\text{Л}}$;

де $m_{\text{Л}}$ – маса листа, з якого виготовлено ківш, визначають за формулою

$$m_{\text{Л}} = (l_p \cdot B_K + 2A_K) S \cdot \gamma_{\text{ст}},$$

де $\gamma_{\text{ст}}$ – об'ємна маса сталі, $\gamma_{\text{ст}} = 7,6 \text{ т/м}^3$.

Для ковшів інших конструкцій для попередніх розрахунків можна приймати $m_K = (0,3 \dots 0,35) Q$.

Фактичну масу матеріалу, що зачерпується ковшем, визначають за формулою [28]

$$m_{\phi M} = K_H \cdot V_K \cdot \gamma_M, \quad (3.3)$$

де K_H – коефіцієнт наповнення ковша, $K_H = 1,15$ при нормальному наповненні, $K_H = 1,25$ – при деякому переповненні;

V_K – місткість ковша,

γ_M – об'ємна маса матеріалу.

Опір зачерпуванню матеріалу залежить від розташування центра обертання стріли (рукояті) відносно бурта [28].

Найбільший опір виникає при відриві ковша поворотом стріли, визначають його за формулою [28]

$$F_3 = K_3 \cdot B_K \cdot C \cdot \tau_0, \quad (3.4)$$

де K_3 – коефіцієнт зачерпування, який враховує кут внутрішнього тертя зачерпуваного матеріалу і розташування центра обертання;

τ_0 – питомий опір зсуву матеріалу, $\tau_0 = 150 \dots 450 \text{ МПа}$, менші значення для легкоципучих матеріалів;

C – мінімальна глибина проникання ковша в борт для його заповнення, визначають за формулою [28]

$$C = \sqrt{\frac{2V_K \cdot \sin(45^\circ - \rho + \varphi/2)}{B_K \cdot \sin \rho \cdot \cos(45^\circ - \varphi/2)}}, \quad (3.5)$$

де ρ – кут природного укосу матеріалу;

φ – кут внутрішнього тертя матеріалу, для сипких і дрібнокусових матеріалів, $\varphi \approx \rho$.

Геометричні розміри кінематичної схеми навантажувального механізму (рисунок 3.3) визначають починаючи з положення IV , яке відповідає максимальному підйому стріли і положенню ковша при розвантаженні. Проводячи вертикальну лінію на висоті вильоту L від переднього колеса до перетину з горизонтальною лінією на відстані H від опорної поверхні, визначають точку на кромці ковша, точку K . З цієї точки проводять лінію під кутом розвантаження ковша ε_p , відкладають розмір $R_0 = KA_4$ і отримують точку A шарніра стріли. Кут розвантаження повинен бути $\varepsilon_p > 50^\circ$. Далі визначають точку O шарніра стріли на порталі, відкладаючи координати l_c і H_c , які вибирають за співвідношеннями [28]

$$h_c = (1,5 \dots 2)R_0, \quad l_c = (0,35 \dots 0,4)A_M,$$

де A_M – поздовжня база машини.

З'єднуючи точки A_4 і O , визначають довжину стріли L_c , яку можна перевірити за формулою [28]

$$L_c = \sqrt{(L_K - R_0 \cdot \cos \varepsilon_p + r + l_c)^2 + (H + R_0 \cdot \sin \varepsilon_p - h_c)^2}, \quad (3.6)$$

де L_K – виліт ковша;

r – радіус переднього колеса;

H – висота розвантажування.

$$d = D_4' B_4 - B_4 E_4' = D_4' B_4 - c.$$

З точки B_4 під кутом θ , який задається в межах $140...180^\circ$, на відрізку $B_4 E_4'$ відкладають відрізок $B_4 C_4' = b$ і отримують точку C_4' – точку шарніра плеча коромисла у положенні розвантаження.

Точки E_4 , D_4 і C_4 у положенні запрокинутого ковша визначають за допомогою кута повороту γ , який складає $\gamma = \alpha + \varepsilon_p$, де α – кут запрокидування від горизонталі, $\alpha = 20...30^\circ$.

Для того, щоб визначити точку кріплення на порталі гідроциліндра механізму повороту ковша (т. O_1), треба знайти точки C_3 , C_2 і C_1 плеча коромисла відповідно для положень стріли III, II і I. Для кожного з цих положень лінію $A_i O_i$ відкладають паралельно відрізку $A_4 D_4$, що відповідає руху запрокинутого ковша при незмінному у процесі підйому куті α . Таким чином, отримують точки D_1 , D_2 , D_3 і за допомогою розмірів a , b , c і d визначають положення точок C_1 , C_2 і C_3 . Підбираючи радіус кола, яке повинно пройти через усі точки C_i , визначають координати x_1 та y_1 , точки O_1 відносно шарніра стріли (т. O). Радіус кола $R_{\max} = O_1 C_i$ відповідає найбільшій довжині гідроциліндра при висунутому штоку. Найменший радіус $R_{\min} = O_1 C_4'$ відповідає найменшій довжині гідроциліндра з втягнутим штоком. Такий порядок побудови був використаний при проектуванні малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2.

Хід гідроциліндра механізму повороту ковша буде [28]

$$h = R_{\max} - R_{\min}. \quad (3.7)$$

Для більшості силових гідроциліндрів довжина гідроциліндра між осями кріпильних отворів з висунутим і втягнутим штоком відповідно складає:

$$L_{II BC} = 2h + (300...320) \text{ мм}, \quad (3.8)$$

$$L_{II BT} = h + (300...320) \text{ мм}. \quad (3.9)$$

Якщо радіус $R_{\max} > L_{Ц\ BC}$, то циліндр буде мати більшу довжину штока або довше вушко циліндра. Точку кріплення гідроциліндра стріли на порталі (див. рис. 3.1, т. O_2) визначають конструктивно. Координати x та y точки O_2 вибирають так, щоб розміри гідроциліндра якомога ближче відповідали співвідношенням (3.8)-(3.9), що і використано при проектуванні ПГМ-0,2.

3.3. Вантажопідйомність, відривне і напірне зусилля навантажувача

Максимальну вантажопідйомність фронтального навантажувача на базі трактора або самохідного шасі визначають виходячи з умов допустимих навантажень на колеса і поздовжньої стійкості навантажувача при максимальному вильоті стріли (положення III, див. рис. 3.1). З умови рівноваги відносно центра задньої осі [28]

$$Q_{\max} = K_{3C} \left(\frac{R_n \cdot A_M - m_O(b_3 + A_M) - m_T \cdot x_T}{a_3 + A_M} \right), \quad (3.10)$$

де K_{3C} – коефіцієнт запасу стійкості, для колісних навантажувачів $K_{3C} = 0,7$;

R_n – допустиме навантаження на колеса переднього моста;

m_O – маса навантажувального обладнання;

m_T – маса базової машини;

A_M – поздовжня база машини;

x_T – горизонтальна координата центра ваги від осі ведучого моста базової машини;

a_3 і b_3 – координати центра ваги відповідно вантажу у ковші і навантажувального обладнання.

Згідно з ГОСТ 7463-89 для пневматичних тракторних шин, які використовують для фронтальних навантажувачів, при нормі шаруватості шин 6 і вище допускається підвищення навантаження на 50 % при швидкості $V \leq 8$ км/год і на 100 % у нерухомому стані при завантаженні. При цьому внутрішній тиск у шинах потрібно збільшувати на 25 %.

Конструктивну масу навантажувального обладнання визначають так:

$$m_O = K_O \cdot m_T; \quad m_T = m_n + m_c + m_k, \quad (3.11)$$

де m_k – маса ковша, яку розраховують для конкретної конструкції, для попередніх розрахунків беруть $m_k = 0,3m_\sigma$, де m_σ – маса вантажу у ковші (номінальна вантажопідйомність);

m_c – маса стріли разом з механізмом повороту ковша (без гідроциліндра),

визначають за формулою $m_c = K_c \cdot Q_{\max}$;

m_n – маса порталу з гідроциліндрами, визначають за формулою

$$m_n = m_O - m_c - m_k;$$

K_O і K_c – безрозмірні коефіцієнти, які визначають з довідкових даних.

Координату центра ваги вантажу у ковші визначають за формулою

$$a_3 = (L_c - l_c) + 0,4L_{ш}, \quad (3.12)$$

де $L_{ш}$ – координата шарніра ковша (див. рис. 3.2).

Координата центра ваги навантажувального обладнання від осі колеса

$$b_3 = x_o - l_c, \quad (3.13)$$

де x_o – координата центра ваги навантажувального обладнання відносно осі, що проходить через шарнір стріли (т. O) яку визначають за допомогою теореми про момент рівнодіючої паралельних сил відносно початку координат (рисунок 3.4)

$$x_o = \frac{m_k(L_c + 0,3L_{ш}) + 0,5L_c \cdot m_c + 0,5l_o \cdot m_n}{m_k + m_c + m_n}. \quad (3.14)$$

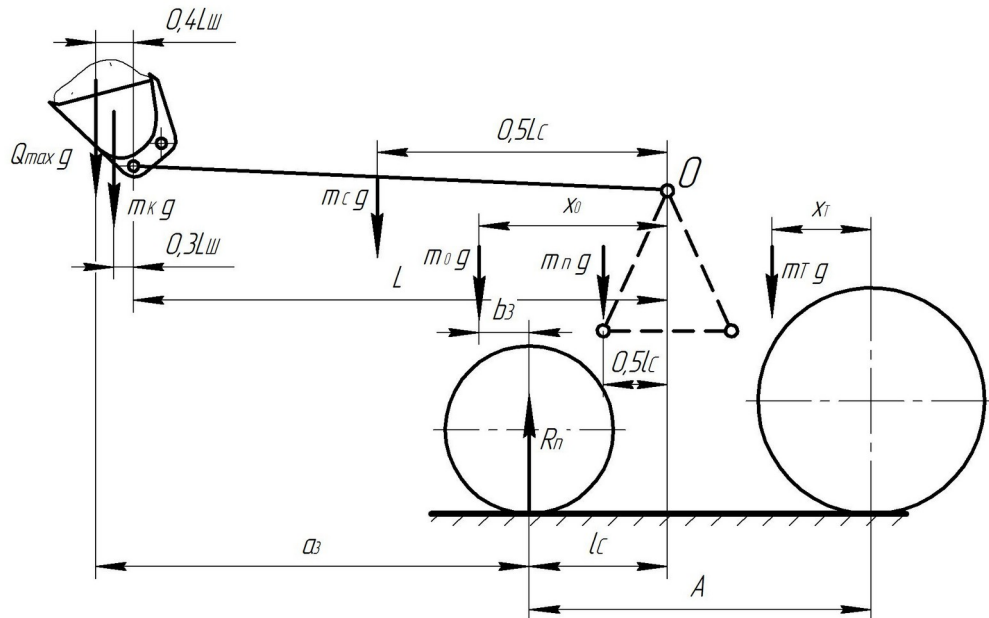


Рисунок 3.4 – Схема до визначення найбільшої вантажопідйомності фронтального навантажувача

Максимальне відривне зусилля (зусилля виглиблення ковша) фронтальних навантажувачів створюється гідроциліндром механізму повороту ковша. Якщо стріла не має опорних лиж, відривне зусилля визначають у нижньому положенні стріли за допустимим навантаженням на передні колеса та за умовою забезпечення поздовжньої стійкості навантажувача.

Максимальне відривне зусилля (зусилля виглиблення ковша) для малогабаритного навантажувача за допустимим навантаженням на колеса визначають за формулою [28]

$$F_{B\max} = \frac{[R'_n \cdot A_M - m_O (b_1 + A_M) - m_T \cdot x_T \cdot g]}{a_1 + A_M}, \quad (3.15)$$

де R'_n – допустиме навантаження на передні колеса у нерухомому стані при завантаженні;

b_1 – координата центра ваги обладнання у нижньому положенні стріли відносно осі коліс;

a_1 – координата передньої кромки ковша відносно осі коліс.

Поздовжню стійкість навантажувача у момент відриву ковша перевіряють за формулою [28]

$$K_{CT} = \frac{|m_T(A_M - x_T) - m_O \cdot b_1| g}{F_B \cdot a_1} \geq [K_{CT}], \quad (3.16)$$

де $[K_{CT}]$ – допустимий коефіцієнт запасу стійкості, $[K_{CT}] = 1,15$.

Напірне зусилля навантажувача визначають за тяговою характеристикою базової машини, враховуючи додаткове навантаження за рахунок маси навантажувального обладнання.

Для попередніх розрахунків напірне зусилля визначають за формулою

$$F_H = \frac{1000 P_T \cdot \eta_T}{V_T}, \quad (3.17)$$

де P_T – потужність двигуна трактора або самохідного шасі, кВт;

V_T – робоча швидкість руху по горизонтальній поверхні, $V_T = 0,7 \dots 1,1$ м/с;

η_T – питомий ккд трактора.

Максимальне напірне зусилля за умовою допустимого короткочасного перевантаження двигуна та збільшення буксування визначають за формулою

$$F_{H \max} = K_\partial \cdot F_H \cdot \frac{1}{1 - K_p}, \quad (3.18)$$

де K_∂ – коефіцієнт допустимого перевантаження двигуна, $K_\partial = 1,1 \dots 1,5$;

K_p – коефіцієнт розрахункового буксування ходової частини, для колісних машин $K_p = 0,2$.

Напірне зусилля перевіряють за умовою достатнього зчеплення з поверхнею [28]

$$F_{H \max} \leq g(m_T + m_O) \varphi, \quad (3.19)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення, для колісного шасі, $\varphi = 0,7$.

Для встановлення допустимої швидкості руху та характеру руху визначають розподілення навантаження між мостами при транспортному положенні навантажувального обладнання (положення II, див. рис. 3.1). Навантаження для колісних машин визначають у статичному стані.

Для фронтальних навантажувачів з переднім закріпленням стріли, як у випадку проєктованого малогабаритного навантажувача, навантаження на передні колеса визначають за формулою [28]

$$R_n = \left[Q_H \left(1 + \frac{a_2}{A_M} \right) + m_O \left(1 + \frac{b_2}{A_M} \right) + \frac{m_T \cdot x_T}{A_M} - m_{np} \cdot \frac{l_{np}}{A_M} \right] g, \quad (3.20)$$

де Q_H – номінальна вантажопідйомність,

a_2 і b_2 – відповідно координати центра ваги вантажу у ковші і навантажувального обладнання відносно передніх коліс у транспортному положенні (положення II, див. рис. 6.1);

m_{np} – маса противаги;

l_{np} – координата центра ваги противаги.

Навантаження на задні колеса трактора з навантажувачем на передньому брусі визначають за формулою [28]

$$R_{3K} = \left[m_T \left(1 - \frac{x_T}{A_M} \right) - Q_H \cdot \frac{a_2}{A_M} - m_O \frac{b_2}{A_M} + m_{np} \left(1 + \frac{l_{np}}{A_M} \right) \right] g. \quad (3.21)$$

Рух навантажувача характеризується коефіцієнтом розподілення навантаження на колеса, визначають його за формулою [28]

$$K_P = \frac{R_n}{R_{3K}}. \quad (3.22)$$

Для нормальних умов керування навантажувачем, а також для виключення можливого галопування при русі, необхідно, щоб $K_P = 2 \dots 4$ для завантаженої машини.

3.4. Визначення параметрів силових гідроциліндрів навантажувального обладнання

Зусилля, яке діє на шток гідроциліндра механізму повороту ковша $F_{цп}$, визначають з урахуванням дії на кромці ковша відривного зусилля F_B і зусилля проникання ковша у матеріал F_{np} .

Для попередніх розрахунків силу опору прониканню ковша у матеріал можна визначити за умовою

$$F_{np} = q \cdot B_K \leq F_{H \max}, \quad (3.23)$$

де q – питомий опір прониканню: для легких сипких матеріалів

$$q = 12,5 \dots 15 \text{ кН/м, для важких ґрунтів, } q = 15 \dots 30 \text{ кН/м;}$$

B_K – ширина ковша, м.

Згідно з кінематикою механізму повороту (рисунок 3.5) зусилля на штоку гідроциліндра механізму повороту можна визначити за формулою [28]

$$F_{цп} = K_3 \cdot \frac{F_B \cdot i_n + F_{np} \cdot i_{np}}{z_k}, \quad (3.24)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу, який враховує втрати від тертя у шарнірах системи важелів і гідроциліндрах, падіння тиску у гідросистемі, $K_3 = 1,15 \dots 1,25$;

i_n – миттєве передаточне відношення механізму для зусилля F_B ;

i_{np} – миттєве передаточне відношення механізму для зусилля F_{np} ;

z_k – число гідроциліндрів механізму.

Миттєві передаточні відношення знаходять для нижнього положення стріли і положення ковша при завантаженні

$$i_n = \frac{L_{uu}}{t_{uu}} \cdot \frac{c}{b}, \quad (3.25)$$

$$i_{np} = \frac{h_{uu}}{t_{uu}} \cdot \frac{c}{b}. \quad (3.26)$$

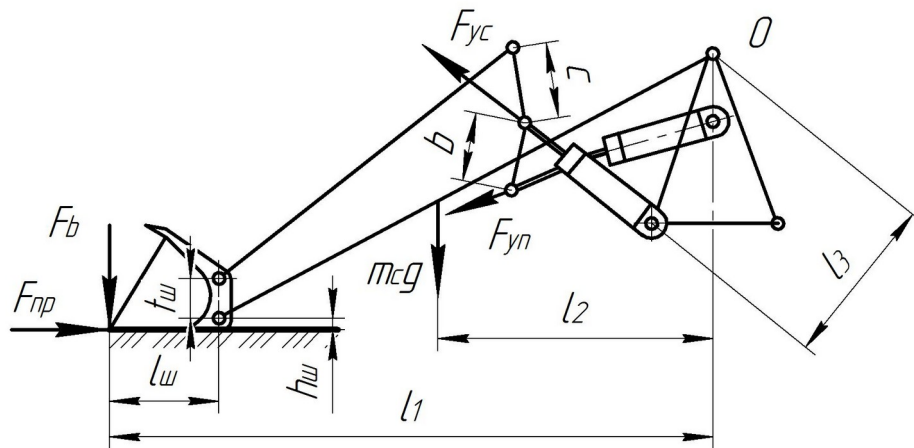


Рисунок 3.5 – Схема для визначення зусиль на штоках гідроциліндрів навантажувального обладнання

Зусилля на штоку гідроциліндра підйому стріли визначають за умови одночасної роботи з механізмом повороту з урахуванням відривного зусилля і сили ваги стріли (разом з механізмом повороту) за формулою [28]

$$F_{yc} = K_3 \cdot \frac{F_B \cdot l_1 + m_c \cdot g \cdot l_2}{z_c \cdot l_3} - F_{yn}, \quad (3.27)$$

де l_1 – плече сили F_B , $l_1 = a_1 + b_c$;

l_2 – плече сили ваги стріли;

l_3 – плече сили F_{yn} .

Діаметри гідроциліндрів навантажувача розраховують за силою, що діє на шток, тобто за робочим тиском у гідросистемі.

3.5. Стійкість фронтального малогабаритного навантажувача

Критерієм стійкості у колісних стрілових кранів і автонавантажувачів, які мають значну висоту підйому вантажів і відповідно високе розташування центра ваги, є допустимий коефіцієнт стійкості $K = M_Y / M_0$, де M_Y і M_0 – відповідно момент утримуючих сил і перекидний момент відносно осі

перекидання. Для таких машин визначають також коефіцієнт вантажної стійкості і власної стійкості.

Для фронтальних одноківшових навантажувачів, як у даній конструкції малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2, з відносно малою висотою підйому і незначним впливом на стійкість вітрового навантаження, критерієм стійкості є допустимий кут схилу поверхні, на якій навантажувач може знаходитись без перекидання.

Перекидання навантажувача відбувається відносно грані опорного контура. Форма і розміри опорного контура залежать від розташування навантажувального обладнання і конструкції ходової частини базової машини (рисунок 3.6).

Навантажувач з жорсткою підвіскою коліс і бортовою системою повороту має прямокутний опорний контур (рисунок 3.6а). Такий опорний контур є найбільш оптимальним.

Для найбільш поширеної традиційної схеми шасі тракторів з переднім балансиричним мостом і навантажувальним обладнанням, яке закріплюють на рамі спереду, як у випадку малогабаритного навантажувача, закріпленого на передньому мосту, опорний контур має трикутну форму (рисунок 3.6б) з вершиною, що розташована на осі хитання моста.

У даній дипломній роботі удосконалено малогабаритний навантажувач, який встановлюють на передню вісь трактора. Для цього розроблено механізм фіксації, який забезпечує жорстке з'єднання при переїздах і шарнірне при виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт.

Повздовжню стійкість колісних одноківшових навантажувачів, як у даній роботі, розраховують відносно передньої і задньої осі перекидання агрегату. Для навантажувачів на гусеничному ході виконують це аналогічно.

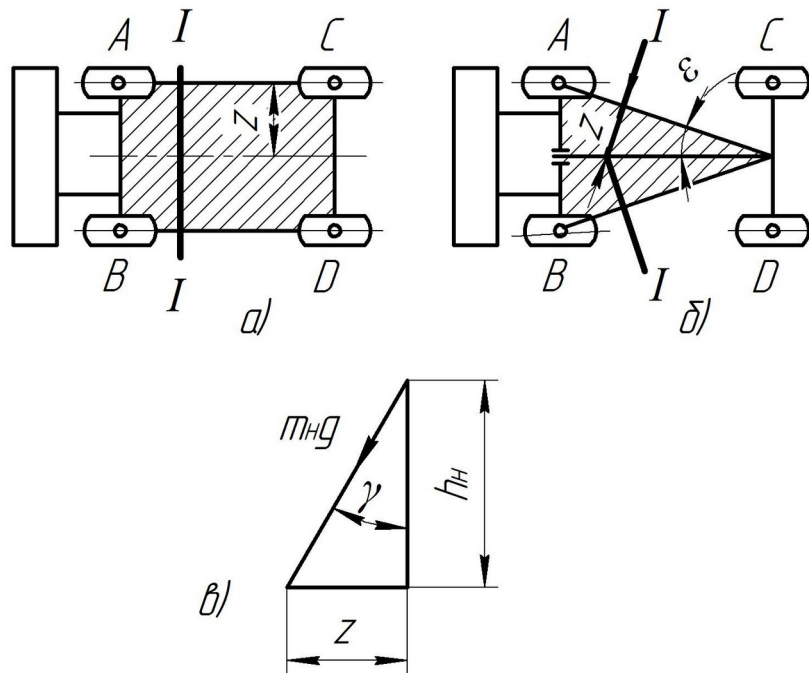


Рисунок 3.6 – Опорні контури фронтальних навантажувачів:
 а) навантажувача з жорсткою підвіскою коліс;
 б) навантажувача з переднім балансирним мостом;
 в) граничний кут бокової стійкості в площині перетину I-I.

Розташування навантажувача на нахиленій поверхні показано на розрахунковій схемі (рисунок 3.7). Повздовжню стійкість відносно передньої осі перекидання (ребра AB) визначають граничним кутом схилу a_c . Повздовжню стійкість відносно задньої осі (ребра CD) – граничним кутом підйому a_n (див. рис. 3.7). При цих кутах a_c , a_n нерухомий навантажувач під дією сили ваги, яка проходить через крайню точку опорного контуру, повинен стояти не перекидаючись. Координати x_n і h_n центра ваги навантажувача визначають для положення максимального підйому стріли (див. рис. 3.1, положення IV), при якому стійкість навантажувача буде найменшою.

За схемою на рисунку 3.7 можна записати координату

$$x_n = A - x'_n, \quad (3.28)$$

де x'_n – координата центра ваги навантажувача від задньої осі, яку визначають так [28]

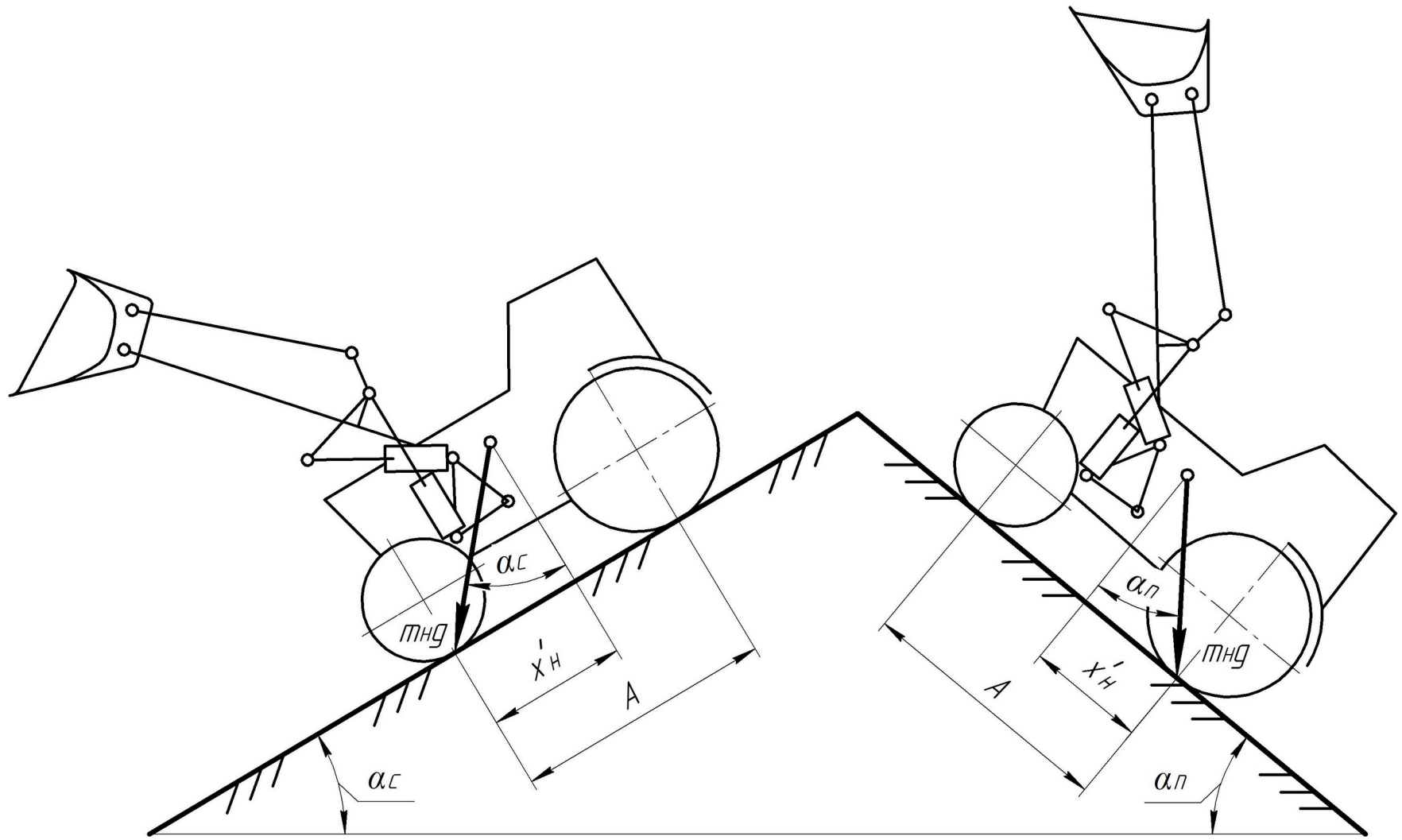


Рисунок 3.7 – Граничні кути схилю α_c та підйому α_n для фронтального навантажувача

$$x'_H = \frac{m_B \cdot (a_4 + A) + m_O \cdot (b_4 + A) + m_T \cdot x_T}{m_B + m_O + m_T}, \quad (3.29)$$

де m_B, m_O, m_T – відповідно маси вантажу у ковші, навантажувального обладнання і базової машини;

a_4, b_4, x_T – координати центрів ваги відповідних мас.

Вертикальну координату центра ваги навантажувача визначають за формулою [28]

$$h_H = \frac{m_B \cdot h_B + m_O \cdot h_O + m_T \cdot h_T}{m_B + m_O + m_T}, \quad (3.30)$$

де h_B, h_O, h_T – координати центрів ваги відповідних мас.

Тоді

$$a_c = \arctg \frac{x'_n}{t_n}; \quad (3.31)$$

$$a_c = \arctg \frac{x'_n}{h_n}. \quad (3.32).$$

Для визначення повздовжньої стійкості навантажувачів з шарнірно-з'єднаною рамою, як у випадку малогабаритного навантажувача, при виконанні вантажно-розвантажувальних робіт [42], необхідно знати маси і координати центрів ваги вантажної і моторної секцій базової машини (рисунок 3.8).

Координату центра ваги вантажної секції разом з навантажувальним обладнанням і вантажем у ковші [28] визначають за формулою

$$x'_1 = \frac{m_B \cdot (a_4 + L_1) + m_O \cdot (b_4 + L_1) + m_1 \cdot (L_1 - x_1)}{m_B + m_O + m_1} - L, \quad (3.33)$$

де m_1 – маса вантажної секції базової машини;

x_1 – координата центра ваги вантажної секції;

L_1 – відстань від осі вантажної секції до шарніру рами;

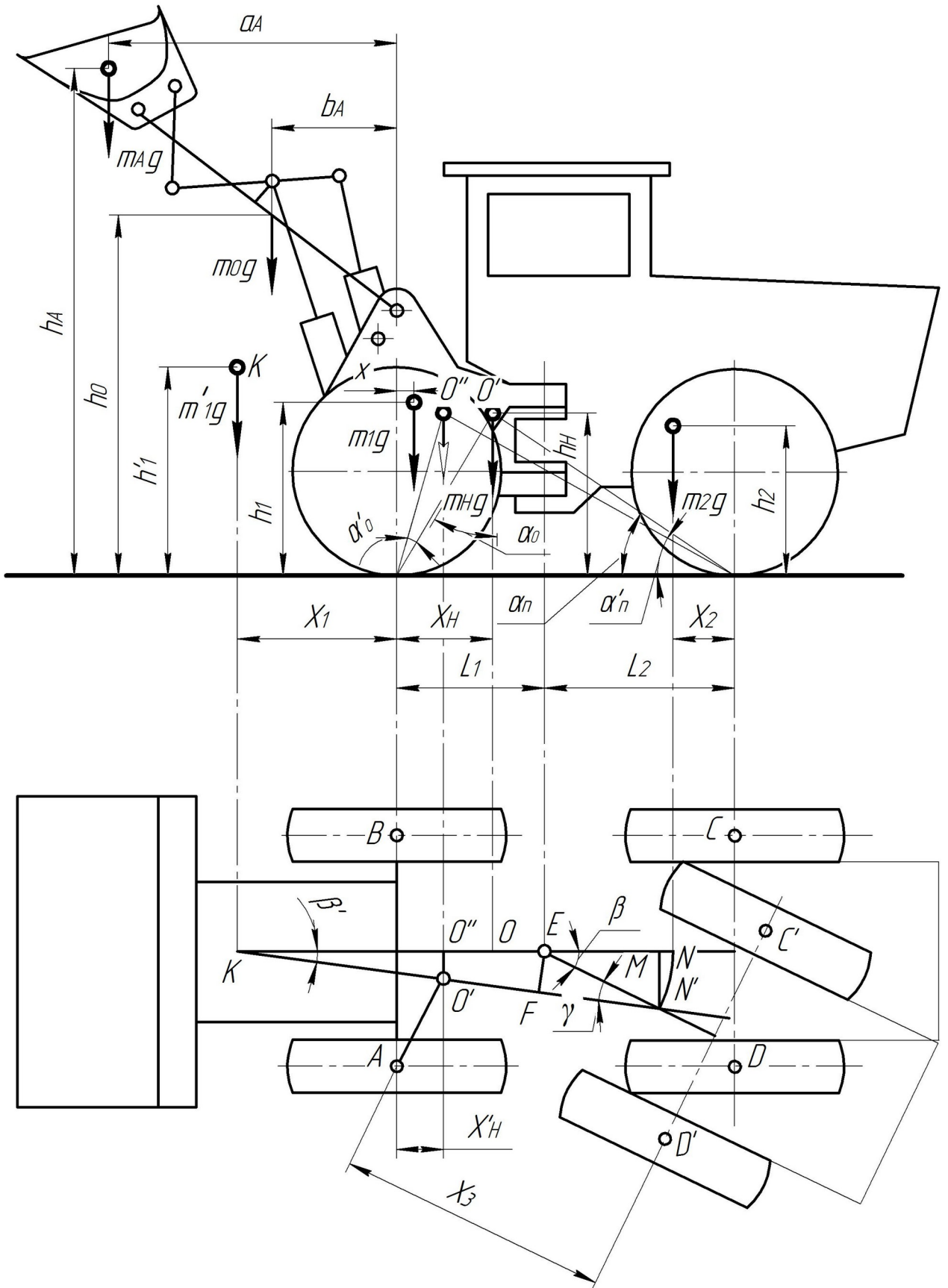


Рисунок 3.8 – Схема розрахунку поздовжньої стійкості фронтального навантажувача з шарнірно-з'єднаною рамою

$$h_1' = \frac{m_B \cdot h_H + m_O \cdot h_O + m_1 \cdot h_1}{m_B + m_O + m_1}. \quad (3.34)$$

Координати центра ваги, x_H і h_H завантаженої машини при співвісному положенні секцій можна визначити як [28]

$$x_H = A - \frac{m_1' \cdot (x_1' + A) + m_2 \cdot x_2}{m_1' + m_2}, \quad (3.35)$$

де $m_1' = m_B + m_O + m_1$;

$$h_H = \frac{m_1' \cdot h_1' + m_2 \cdot h_2}{m_1' + m_2}. \quad (3.36)$$

Граничні кути схилу і підйому при співвісному стані секцій навантажувача залежать від координат центра ваги завантаженої машини [28]:

$$a_c = \arctg \frac{x_H}{h_H}; \quad (3.37)$$

$$a_n = \arctg \frac{A - x_H}{h_H}. \quad (3.38)$$

При відносному повороті піврам на кут β центр ваги навантажувача, буде знаходитись у точці O' . Центр ваги моторної секції (точка N) переміститься у точку N' (див. рис. 3.8). Відповідно відстані:

$$N'M = (L_2 - x_2) \cdot \sin \beta; \quad (3.39)$$

$$KM = (L_1 + x_1) + (L_2 - x_2) \cdot \cos \beta; \quad (3.40)$$

де L_1 , L_2 – відповідно відстані від шарніра рами до передньої і задньої осі трактора;

x_2 – координата центра ваги моторної секції.

Відстань між центрами ваги вантажної секції з вантажем і моторної секції (точками K і N') визначають з графічної побудови:

$$KN' = \frac{KM}{\cos \beta'}, \quad (3.41)$$

де β' – кут відхилення центрів ваги, визначають

$$\beta' = \arctg \frac{N'M}{KM}. \quad (3.42)$$

Відстань між центрами ваги, точкою K і точкою O' буде

$$KO' = \frac{m_2 \cdot KN'}{m_1 + m_2}. \quad (3.43)$$

Найменша відстань від загального центра ваги навантажувача (точка O') до попередньої осі перекидання

$$x'_n = KO' \cdot \cos \beta' - x'_1. \quad (3.44)$$

Граничний кут схилу

$$a'_c = \arctg \frac{x'_n}{h_n}. \quad (3.45)$$

Найменша відстань від загального центру ваги навантажувача до задньої осі перекидання (див. рис. 3.8)

$$x_3 = x_2 \cdot \frac{O'S}{N'S}; \quad (3.46)$$

де відповідні відрізки і кут \mathcal{Y} дорівнюють:

$$N'S = \frac{x_2}{\cos \mathcal{Y}};$$

$$O'S = O'N + N'S;$$

$$O'N = KN' - KO';$$

$$\gamma = \arcsin \frac{(x_1' + L_1) \cdot \sin \beta'}{L_2 - x_2}.$$

Граничний кут підйому для малогабаритного навантажувача залежатиме від найменшої відстані від загального центра ваги навантажувача до задньої осі перекидання і координати центра ваги

$$a_n' = \arctg \frac{x_3}{h_n}. \quad (3.47)$$

Незалежно від робочого чи транспортного положення при розрахунках поздовжньої стійкості малогабаритного навантажувача, встановленого на передню вісь трактора, має виконуватись умова [28]

$$\frac{a_c}{K_c} \geq [a]; \quad (3.48)$$

$$\frac{a_n}{K_c} \geq [a],$$

де K_c – коефіцієнт запасу стійкості, який враховує динамічність

навантаження внаслідок гальмування навантажувача, подолання ним нерівностей, перешкод та інше, $K_c = 2$;

$[a]$ – допустимий кут нахилу робочої площадки, $[a] = 5^\circ$.

Бокову стійкість навантажувачів, зокрема й удосконалюваного у даній дипломній роботі малогабаритного, визначають залежно від конструкції ходової частини базової машини і відносно прийнятого опорного контуру. Для визначення опорного контуру навантажувач розташовують на нахиленій поверхні так, щоб основна лінія схилу була перпендикулярною до ребра перекидання (рисунок 3.6а,б). Для опорного контуру показано на рисунку 3.6б відстань від центра ваги навантажувача до бокової грані буде

$$z = x_n' \cdot \sin \varepsilon, \quad (3.49)$$

де ε – кут опорного контуру, $\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{B}{2A}$.

Граничний кут бокової статичної стійкості [28]

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z}{h_n}. \quad (3.50)$$

Розрахунок бокової стійкості навантажувача з шарнірно-з'єднаною рамою залежить від характеру підвіски ходової частини вантажної і моторної секції та їх взаємного розташування.

При співвісному розташуванні вантажної та моторної секцій з балансирним мостом розрахунок бокової стійкості можна виконувати за формулами (3.49) і (3.50).

При співвісному розташуванні секцій з жорсткою підвіскою бокову стійкість навантажувача можна визначити відносно ребер перекидання AD і BC (див. рис. 3.8) опорного контуру. Тоді

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{B}{2h_n}, \quad (3.51)$$

де B – ширина колії базової машини.

При взаємному повороті піврам секцій розрахунок кутів бокової стійкості можна виконувати двома способами. По першому способу розглядають перекидання відносно ребра AD і ребра BC опорного контуру, визначаючи бокові грані через зміщення центру ваги навантажувача e на осі AB вантажної секції (рисунок 3.9а). Тоді граничні кути схилу вправо і вліво (рисунок 3.9б) можна визначити як [28]

$$\begin{aligned} \gamma_{\Pi} &= \operatorname{arctg} \frac{B - 2e}{2h_n}; \\ \gamma_{\Delta} &= \operatorname{arctg} \frac{B + 2e}{2h_n}. \end{aligned} \quad (3.52)$$

Цей спосіб можна застосовувати як для жорсткої, так і для балансирної підвіски мостів вантажної і моторної секцій.

За другим, складнішим способом, визначають мінімальну відстань від центра ваги навантажувача (точка O) до ребер AD і BC деформованого опорного контуру (див. рис. 3.8). Цей спосіб застосовують тільки для жорсткої підвіски секцій.

Для розрахунку малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 за першим способом використаємо схему показану на рисунку 3.9. На ній додатково з'єднаємо центр ваги навантажувача, точку O' , з центром симетрії моторної секції, точкою S , і продовжуємо її до перетинання з поздовжньою віссю вантажної секції у точці K' . Відрізок $LP = e$ визначає зміщення центра ваги навантажувача відносно ребра перекидання AD і ребра BC .

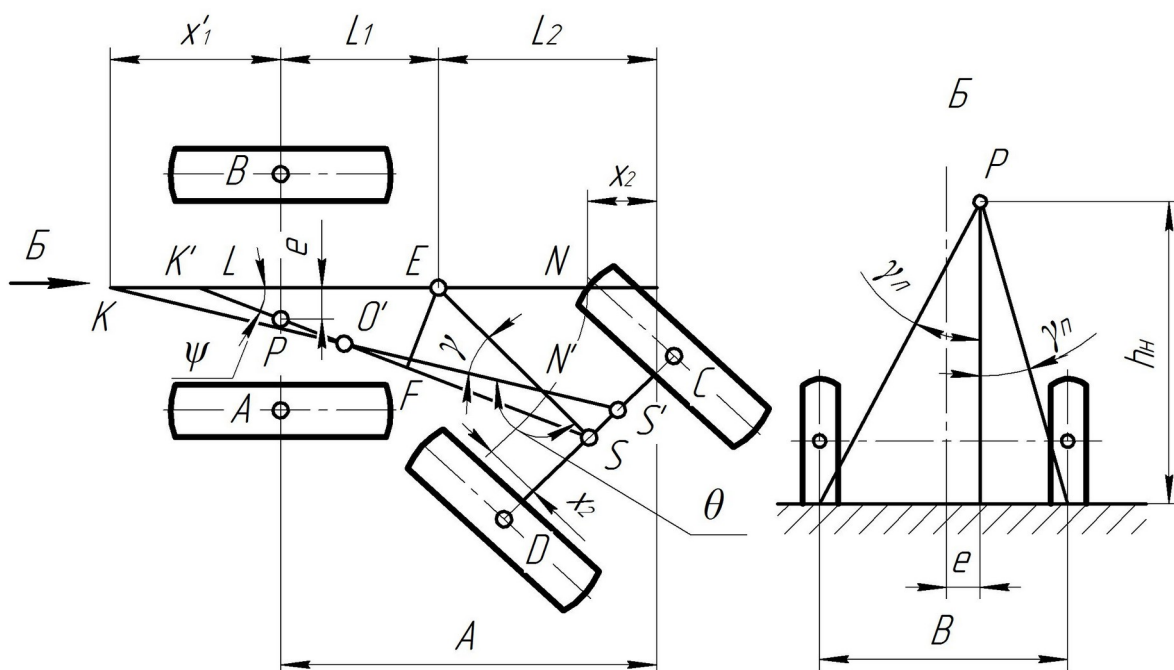


Рисунок 3.9 – Схема розрахунку бокової стійкості фронтального навантажувача з шарнірно-з'єднаною рамою

З точки D (центра шарніра рами) опускаємо перпендикуляр на лінію $K'S$. Додаткові кути та відрізки визначаємо з умов [28]:

$$\theta = 180^\circ - \gamma;$$

$$\xi = \arcsin \frac{O'N' \cdot \sin \theta}{O'S};$$

$$\psi = 180^\circ - (180 - \beta + \xi),$$

$$O'S = \sqrt{(O'N')^2 + x_2^2 - 2O'N' \cdot x_2 \cdot \cos \theta}.$$

Кут \mathcal{Y} і відрізок $O'N'$ приймаємо як це вже визначено для схеми на рисунку 3.8.

Визначаючи послідовно відрізки DF , $K'D$ і $K'L$, кінцево отримуємо таку залежність для визначення зміщення центра ваги навантажувача

$$e = LP = \left(\frac{L_2 \cdot \sin \xi}{\sin \psi} \right) \cdot \operatorname{tg} \psi. \quad (3.53)$$

Безпечна експлуатація малогабаритного навантажувача можлива при виконанні такої умови [28]

$$\frac{\mathcal{Y}_{\min}}{K_c} \geq [a_p], \quad (3.54)$$

де K_c – коефіцієнт запасу стійкості, $K_c = 2$;

$[a_p]$ – допустимий кут нахилу площадки, $[a_p] = 5^\circ$.

Використання наведених у розділі розрахунково-проектних схем та залежностей дали можливість обґрунтувати можливість встановлення малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 на передню навіску трактора та визначити умови його безпечної роботи з вантажем.

СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

4. САПР СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

4.1. Методи та системи САПР

Якщо питання про необхідність впровадження у виробництво CAD/CAM систем не викликає сумнівів, то вибір базової системи (чи систем) автоматизованого проектування і технологічної підготовки виробництва заслуговує на особливу увагу, адже від цього залежить ефективність виробництва продукції в цілому.

Відразу слід зазначити: ідеальної у всіх відношеннях системи не існує. Поняття «краще» та «гірше» є суто суб'єктивними і, в значній мірі, залежать від уподобань конкретної особи, що проводить аналіз системи. Але якщо система незадовільно вирішує задачу хоча б на одному з етапів наскрізного проектування, то її ефективність знижується в цілому, незалежно від інших переваг, якщо такі існують.

Ще більш складнішим є вибір модулів системи, які б найбільш повно забезпечували вирішення проблем, що стоять перед підприємством, при мінімальних фінансових затратах.

Впровадження у виробництво таких систем вимагає значних інтелектуальних та організаційних затрат і тісної взаємодії спеціалістів підприємства та фірм – постачальників програмного забезпечення.

Перш ніж приступити до вибору конкретної системи, варто більш детально ознайомитися з існуючими системами автоматизованого проектування (САПР) та їх можливостями. Іноді ці системи називають CAD/CAM/CAE системами (CAD – Computer-Aided Design, CAM – Computer-Aided Manufacturing, CAE – Computer-Aided Engineering).

Такі системи передбачають наскрізну автоматизацію процесу створення нового виробу – від формування конструкторської ідеї до його виготовлення.

На сучасному ринку систем автоматизованого проектування налічується значна кількість (більше сотні) найрізноманітніших продуктів, більш менш вартих уваги.

Існуючі на ринку системи САПР можна умовно розділити на три класи:

- 1) системи вищого («важкого») класу;
- 2) системи середнього класу;
- 3) системи легкого («нижчого») класу.

До класу «важких» систем слід віднести інтегровані (повнофункціональні) системи, такі як Unigraphics, EUCLID, ProEngineer, CATIA та деякі інші. Ці системи дозволяють отримати повний цикл автоматизації виробництва, який охоплює всі етапи від конструкторських розробок до випуску готової продукції. Вони чудово підходять для моделювання виробів довільної складності, для створення збірних конструкцій. До складу цих систем, в тій чи іншій мірі повноти, входять модулі: моделювання; підготовки конструкторської документації; створення фотореалістичних зображень просторових моделей; розрахунку напружено-деформованого стану моделі; кінематичного та динамічного аналізу механізмів; теплового розрахунку; технологічної підготовки виробництва; імітації процесу обробки деталей; створення прес-форм та штампів; управління проектом виробу; інтерфейси до інших систем та ін.

Такі системи підтримують параметричне моделювання, що дозволяє отримувати кілька варіантів створюваного виробу шляхом зміни параметрів (розмірів). Більшість систем цього класу зберігають повну асоціативність між модулями системи, тобто креслення отримані в рамках системи повністю асоціативні з просторовою моделлю, і довільні зміни в моделі автоматично змінюються в кресленні і навпаки. Модульність таких систем дозволяє впроваджувати їх поетапно або ж створювати робочі місця, орієнтовані на цілком визначений клас або напрямок задач проектування. В більшості випадків, «важкі» системи є відкритими і дозволяють створювати свої власні прикладні програми. Зазначений факт грає не останню роль, якщо

підприємство, що впроваджує таку систему, уже володіє своїми власними розробками, які успішно використовувались раніше.

Системи середнього класу були створені для більш економного вирішення завдань проектування нових зразків продукції. Вони відносно дешеві, спроможні оптимізувати співвідношення «ціна-якість». Цей клас представлений групою функціонально-незалежних продуктів, які дозволяють вирішити одну окремо взяту задачу підприємства. Системи цього класу здебільшого випускаються розробниками базової системи моделювання або їх промисловими партнерами. До цього класу слід віднести Solid Edge, Mechanical Desktop, Pro/Junior, PRELUDE, GENIUS Desktop, Design-Space, Dynamic Designer Motion, Mold flow, Solid Works, SURF CAM, hyperMill, PowerMILL та інші. Технічним забезпеченням для функціонування систем середнього класу, як правило, є обчислювальні машини з процесорами класу Pentium під керуванням операційних систем Windows NT або Windows 98.

До класу «легких» систем можна віднести системи, що призначені насамперед для випуску конструкторської документації. Такі системи, в більшості випадків, працюють в режимі електронного кульмана і дозволяють створювати хороші креслення. Безумовно, маючи в своєму розпорядженні засоби, які дозволяють використовувати фрагменти раніше створених креслень, ці системи дозволяють прискорити випуск конструкторської документації. Такі системи інколи постачаються з засобами 3-вимірної геометричної моделювання, а також мають цілий ряд прикладних модулів, розроблених на їх базі. До цього класу можна віднести такі системи як AutoCAD, CADDY, CAD key, Top CAD, КОМПАС та багато інших.

Звичайно, що такий поділ систем автоматизованого проектування на класи чисто умовний. Так, наприклад, до середнього класу програм можна віднести Компас-3D та SolidWorks разом з його прикладними модулями для поверхневого моделювання, фотореалістичного зображення і т.д.

4.2. Розробка моделі об'єкту проектування

Проведемо аналіз напружено-деформованого стану коромисла рухомої опори від зусилля, що діють на нього.

За допомогою системи тривимірного моделювання SolidWorks створюємо твердотільну модель коромисла рухомої опори (рисунок 4.1).



Рисунок 4.1 – Твердотільна модель коромисла рухомої опори

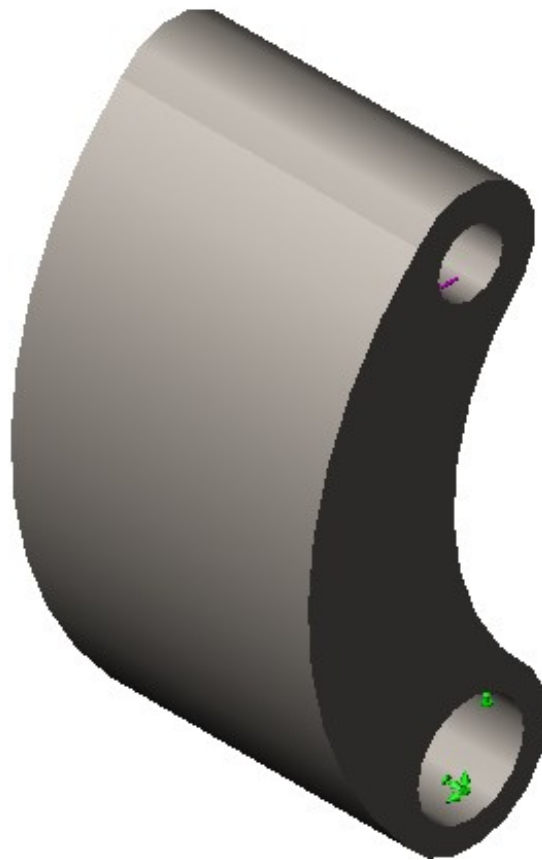
За допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks проводимо аналіз напружено-деформівного стану коромисла рухомої опори.

Для цього створюємо сітку кінцевих елементів на 3D-моделі коромисла рухомої опори (рисунок 4.2а).

Задаємо умови закріплення коромисла рухомої опори – защемлення по отворі у нижньому кінці коромисла та навантаження на коромисло – зусилля $P=146,8$ кН (див. пункт 2.6.2) по верхньому отворі коромисла (рисунок 4.2б).



a)



б)

Рисунок 4.2 – Моделювання коромисла рухомої опори

4.2. Обробка даних, побудова діаграм за результатами моделювання

Результати розрахунку НДС коромисла рухомої опори за допомогою модуля кінцевоелементного аналізу Simulation подано на рисунку 4.3.

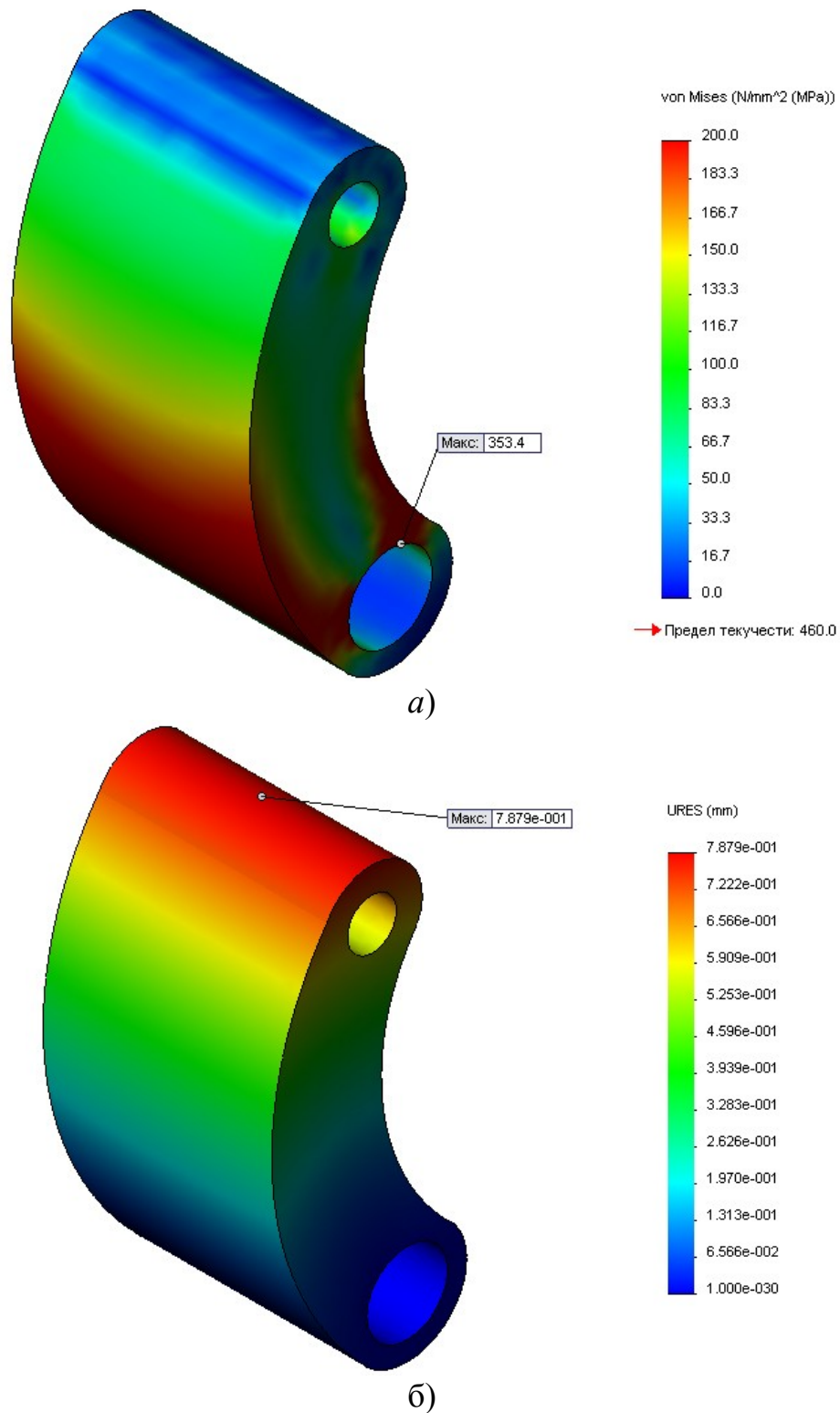


Рисунок 4.3 – Результати розрахунку НДС коромисла рухомої опори:
a – напруження, МПа (за теорією Фон Мізеса); *б* – деформація, мм.

Як бачимо за результатами розрахунку, максимальні напруження в поперечному перетині коромисла рухомої опори становлять 354 МПа.

Максимальні деформації коромисла складають $\approx 0,79$ мм.

На рисунку 4.4 показано розподіл запасу міцності по довжині коромисла рухомої опори.

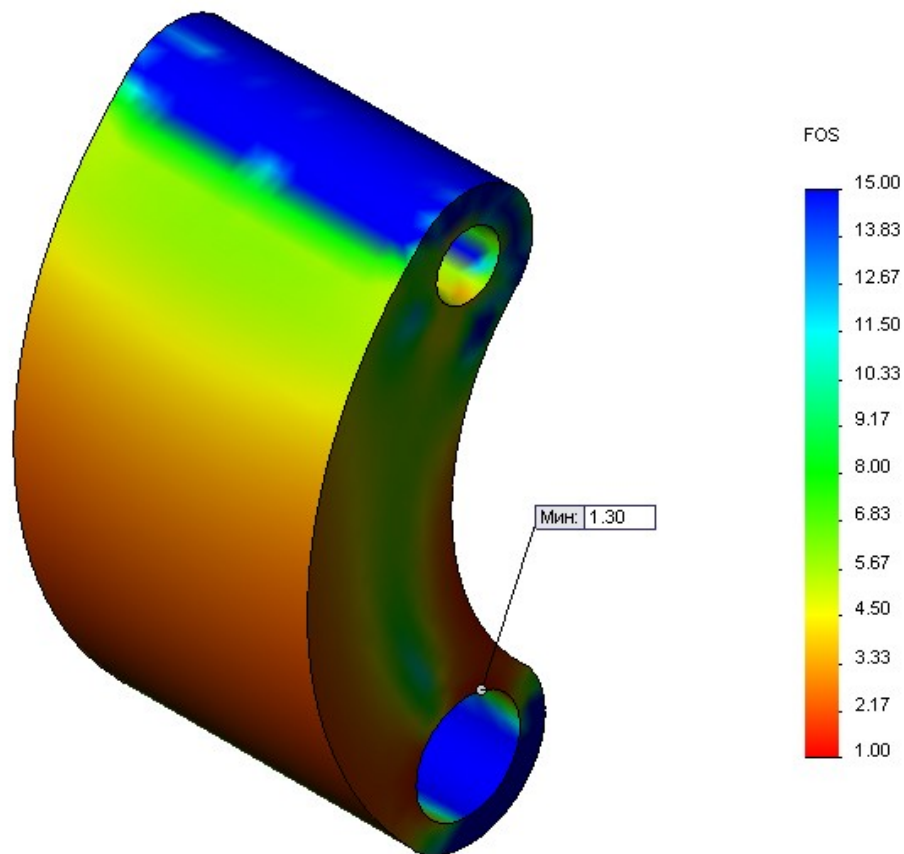


Рисунок 4.4 – Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по коромислі рухомої опори

Мінімальне значення коефіцієнту запасу міцності становить 1,3.

5. РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ

5.1. Аналіз конструктивних особливостей і технологічність деталі

Опис призначення, та конструкції деталі. Аналіз технічних умов. Деталь – стакан ПГМ-48.303 (рисунок 5.1) є корпусом для підшипника малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2.

Рисунок 5.1 – Основні поверхні деталі – стакан ПГМ-48.303

До основних поверхонь деталі відносять такі:

Поверхні (А, Г) є установочними і призначені для встановлення стакану у корпус редуктора.

Поверхня (Н) – шість отворів – призначена для кріплення стакану до корпусу редуктора за допомогою 6-ти болтів.

Поверхні (Д, М) призначені для встановлення у стакан підшипника.

Поверхні (Ж, З) – призначені для приєднання до стакану кришки.

Поверхні (Є, Л) – призначені для входження у них валу.

Усі інші поверхні деталі є другорядними і принципового значення не мають. Для виготовлення заготовки даної деталі необхідно застосовувати матеріал, який має високу міцність, поряд з добрими ливарними властивостями і хорошою оброблюваністю.

Враховуючи конструктивні особливості деталі, її форму, а також те, що деталі не ідуть на зварювання, застосовують сталь 35Л-II ГОСТ 977-88 із наступними характеристиками:

Таблиця 5.1 – Хімічний склад 35Л-II

C, %	Si, %	P, %	S, %
0,32-0,4	0,17	0,03	0,04

Таблиця 5.2 – Механічні властивості 35Л-II

Межа міцності $\sigma_{\text{мц}}, \text{Н/мм}^2$	Відношення видовження $\gamma, \%$	Межа тягучості $\sigma_{\text{т}}, \text{Н/мм}^2$	$\psi, \%$
540	20	320	45

На основі аналізу робочого креслення і технічних вимог визначимо методи і засоби за допомогою котрих можна дотримати відповідні вимоги, а також методи їх контролю в умовах даного виробництва. Дані зведемо у таблицю.

Таблиця 5.3 – Аналіз технічних умов

Поверхня	Технічна умова або вимога	Метод виконання	Метод контролю
Н	Забезпечити задану точність на взаємне розміщення 6-ти отворів	Одночасне свердління	Калібр
Д,М,Е,Л	Забезпечити точність і шорсткість поверхонь	Розточування різцем	Штангенциркуль
Б,А,Ж,З	Забезпечити точність і шорсткість поверхонь	Підрізання торця різцем	Штангенциркуль
В,Г,К	Забезпечити точність і шорсткість поверхонь	Точіння різцем	Штангенциркуль

Технологічний контроль креслення деталі. На кресленні деталь зображена у двох проекціях, що дає змогу уявити її в просторі і розташування її основних елементів.

На кресленні присутня достатня кількість перерізів, котрі у повній мірі відображають усю необхідну інформацію. Для розмірів загального призначення встановлено загальні допуски і квалітет точності. Для поверхонь, які не підлягають механічній обробці загальні показники шорсткості визначають методом отримання заготовки.

На всі робочі розміри та відповідальні поверхні встановлено допуски і відповідальні квалітети точності згідно діючих ГОСТів. На відповідальні поверхні встановлено спеціальні показники шорсткості.

Також вказано основні базові поверхні, відносно яких визначають допустимі відхилення: співвісності і розміщення осей отворів відносно центру номінального розташування отвору і відхилення від перпендикулярності осі отвору.

З огляду на те, креслення деталі виконано згідно діючих стандартів, що повністю відображає всю необхідну інформацію, яка є потрібною для виготовлення даної деталі.

Аналіз технологічності конструкції деталі.

Деталь – стакан ПГМ-48.303 є відливкою третього класу точності і тому отримання заготовки для даної деталі не складає значних труднощів.

Конфігурація деталі дозволяє отримати заготовку шляхом відливання.

З точки зору механічної обробки, конструкція деталі дозволяє обробку більшості поверхонь напрохід.

Розміщення шести отворів $\varnothing 9$ мм дозволяє використовувати шестишпindelну свердлильну головку і витримати усі необхідні конструктивні вимоги.

Деталь має добрі базові поверхні для першочергових операцій, достатньо жорстка по конструкції і при механічній обробці дозволяє застосувати приспособлення із пневматичним затиском.

До всіх оброблюваних поверхонь кришки є вільний доступ інструменту. На основі цього можна зробити висновок, що деталь є достатньо технологічною по конструкції.

Аналіз існуючого технологічного процесу виготовлення деталі.

Базовий технологічний процес механічної обробки деталі – стакан ПГМ-48.303 є задовільним і забезпечує поставлені вимоги щодо якості, точності і шорсткості поверхонь отримуваної деталі.

Щодо методу отримання заготовки – литво у земляні форми, то в умовах даного виробництва він є виправданим. Хоча дану заготовку можна отримати й іншими способами, для прикладу литвом у кокіль чи по виплавляємим моделям. Щодо баз, то вони вибрані правильно, з дотримання принципів суміщення і постійності баз.

Операції технологічного процесу механічної обробки стакану ПГМ-48.303 встановлено правильно, що дозволяє досягнути задану точність поверхонь. Як видно із базового технологічного процесу режими різання відповідають прогресивним. Щодо обладнання, яке застосовується, то воно загалом задовольняє всі вимоги. Щодо різального інструменту – то він використовується стандартизований.

Щодо зауважень, то для операції 015 – вертикально-свердлильна, на якій послідовно свердлять шість отворів $\varnothing 9$ мм є змога використати 6-ти шпindelьну свердлильну головку, що значно скоротить затрати як основного так і допоміжного часу для даної операції.

5.2. Проектування технологічного процесу механічної обробки

Визначення типу та організаційної форми виробництва. Тип виробництва характеризується коефіцієнтом закріплення операцій. Його значення приймають для планового періоду, який дорівнює одному місяцю, визначають згідно формули:

$$K_{z.o} = \frac{O}{P}, \quad (5.1)$$

де O – число різних операцій;

P – число робочих місць з різними операціями.

Число операцій закріплених за одним робочим місцем знаходимо за формулою:

$$O = \frac{60 \cdot F_M \cdot K_B \cdot \eta_H}{T_{МК} \cdot N_M}, \quad (5.2)$$

де $F_M = 4015/12 = 334,6$ год – місячний фонд часу роботи обладнання при однозмінному режимі;

$K_B = 1,3$ – середній коефіцієнт виконання норм часу;

$\eta_H = 0,8$ – коефіцієнт завантаження верстатів;

$T_{ШК}$ – штучно-калькуляційний час виконання операцій по даному верстаті (орієнтований по додатку 1 [, с.172]);

N_M – місячна програма випуску деталей.

$$N_M = \frac{N}{12} = \frac{38000}{12} = 3167 \text{ шт.},$$

де N – річна програма випуску деталей.

Введемо коефіцієнт k для спрощення розрахунків:

$$k = \frac{60 \cdot F_M \cdot K_B \cdot \eta_H}{N_M} = \frac{60 \cdot 334,6 \cdot 1,3 \cdot 0,8}{3167} = 6,59.$$

1. Токарна з ЧПК:

$$O_1 = \frac{6,59}{2,14 \cdot 3,326} = 0,93.$$

2. Токарна з ЧПК:

$$O_2 = \frac{6,59}{2,14 \cdot 0,766} = 4,02.$$

3. Вертикально-свердлильна:

$$O_3 = \frac{6,59}{1,72 \cdot 0,224} = 17,1.$$

$$K_{з.о} = \frac{0.93 + 4.02 + 17.10}{2} = 11.025.$$

Отже тип виробництва – середньосерійний, так як $10 < K_{з.о} < 20$.

Згідно ГОСТ 14312-74 приймаємо потокову форму організації виробництва, яка характеризується узгодженим і ритмічним виконанням всіх операцій технологічного процесу на основі постійного такту випуску, розміщення робочих місць в послідовності згідно технологічного процесу.

Величина такту випуску:

$$f_6 = \frac{F_0 \cdot 60}{N} = \frac{4015 \cdot 60}{38000} = 6,34 \text{ хв/шт}, \quad (5.3)$$

де F_0 – дійсний річний фонд часу роботи обладнання.

$$F_0 = 4015 \text{ год.}$$

Скоректована партія

$$n = \frac{N \cdot a}{F} = \frac{38000 \cdot 10}{253} = 1502, \quad (5.4)$$

де a – число днів, на які необхідно мати запас деталей. $a = 10$;

F – число робочих днів у році, $F = 253$.

Техніко-економічне обґрунтування вибору заготовки. Заготовками для даної деталі можуть бути відливки, отримані литвом різними способами. В даному випадку її отримують методом лиття у земляні форми із сталі 35Л-II ГОСТ 977-88, що забезпечує поставлені вимоги щодо точності і шорсткості необроблюваних поверхонь.

Дану заготовку можна отримати також литвом по виплавляємим моделям чи литтям у кокіль. При цьому технологічний процес механічної обробки не змінюється.

Визначимо вартість заготовки отримуваної литвом у земляні форми і литвом по виплавляємим моделям.

Деталь – відливка із сталі 35Л-II ГОСТ 977-88; III класу точності; 1 групи складності, маса деталі 2,35 кг; маса заготовки 2,85 кг.

Вартість заготовки, яка отримується литвом з достатньою для курсового

проекту точністю визначається за формулою:

$$S_{заг} = \left(\frac{C_i}{100} Q \cdot K_T \cdot K_C \cdot K_B \cdot K_M \cdot K_{II} \right) - (Q - q) \frac{S_{відн}}{1000}, \quad (5.5)$$

де C – базова вартість однієї тони заготовок;

K_m ; K_c ; K_b ; K_m ; K_n – відповідно, коефіцієнти, які залежать від класу точності, групи складності, маси, марки матеріалу, об'єму випуску заготовок.

1 варіант. Литво у земляні форми

$$C=1450; \quad K_m=1; \quad K_c=0,7; \quad K_b=1; \quad K_m=1,21; \quad K_n=1; \quad S_{відн}=149 \text{ грн.}$$

$$S_{заг1} = \left(\frac{1450}{100} \cdot 2,85 \cdot 1,21 \cdot 0,7 \right) - (2,85 - 2,35) \frac{149}{1000} = 3,43 \text{ грн.}$$

2 варіант. Литво по виплавляємим моделям

$$C=8000; \quad K_m=1; \quad K_c=0,86; \quad K_b=0,5; \quad K_m=1; \quad K_n=0,83; \quad S_{відн}=149 \text{ грн.}$$

$$S_{заг2} = \left(\frac{8000}{100} \cdot 2,85 \cdot 0,86 \cdot 0,5 \cdot 0,83 \right) - (2,85 - 2,35) \frac{149}{1000} = 8,06 \text{ грн.}$$

Економічний ефект від застосування прогресивнішого методу отримання заготовки розрахуємо згідно формули:

$$\Sigma = (S_{заг2} - S_{заг1}) \cdot N = (8,06 - 3,43) \cdot 38000 = 175940 \text{ грн.} \quad (5.6)$$

Отже, отримання заготовок для деталі стакан ПГМ-48.303 литвом у земляні форми є більш доцільним.

Економічний ефект від застосування литва у земляні форми складає 175940 гривень на рік порівняно з литвом по виплавляємим моделям.

Вибір технологічних баз. Вихідними даними для вибору баз є робоче креслення деталі; технічні умови на виготовлення деталі; вид заготовки та якість її поверхонь.

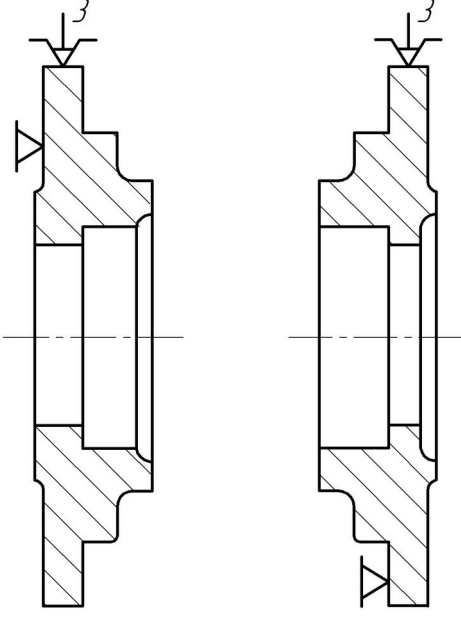
При виборі технологічних баз важливою умовою є те, щоб при першій операції вибрати базами такі поверхні, які б в подальшому не оброблялись. На наступні операції необхідно вибрати такі бази, які б були базами для багатьох операцій.

Від правильності вибору технологічних баз значно залежить:

- 1) фактична точність виконання ліній;
- 2) правильність розміщення оброблюваних поверхонь;
- 3) точність обробки, яку повинен виконати робітник при виконанні запроектованої технологічної операції;
- 4) ступінь складності і конструкція необхідних пристроїв, ріжучих і вимірювальних інструментів;
- 5) загальна продуктивність обробки заготовки.

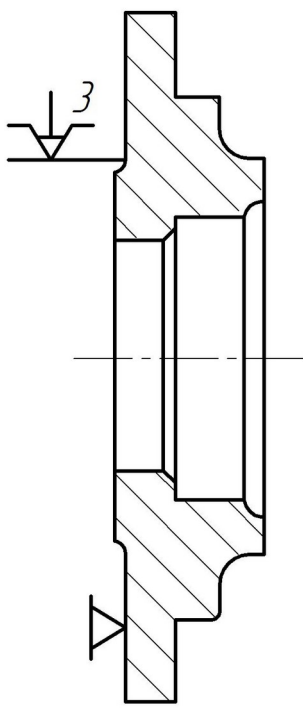
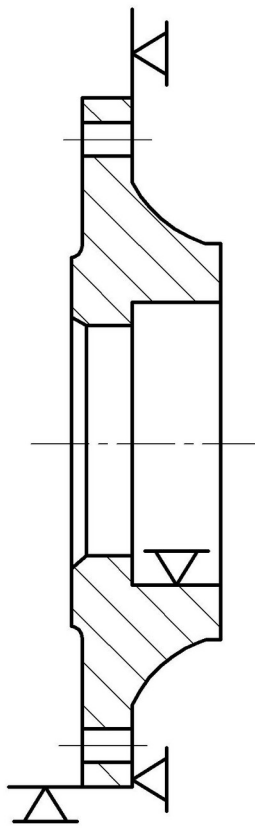
Вибір технологічних баз проводимо у вигляді таблиці (таблиця 5.4), в якій покажемо схему базування деталі на кожні операції.

Таблиця 5.4 – Вибір технологічних баз

№ опер.	Назва операції	Схема базування
1	2	3
005	Токарна з ЧПК	

Кінець таблиці 5.4

1	2	3
---	---	---

<p>010</p>	<p>Токарна з ЧПК</p>	 <p>A technical drawing of a lathe tool in a half-profile view. The tool has a cutting edge labeled with the number '3'. The drawing shows the tool's geometry, including the cutting edge, the tool nose, and the tool holder. A horizontal dashed line indicates the center of the workpiece.</p>
<p>015</p>	<p>Вертикально-свердлильна</p>	 <p>A technical drawing of a vertical drilling tool in a half-profile view. The drawing shows the tool's geometry, including the cutting edge, the tool nose, and the tool holder. A horizontal dashed line indicates the center of the workpiece.</p>

Вибір варіанту технологічного маршруту механічної обробки. Для визначення доцільності вибраного технологічного маршруту механічної обробки деталі, необхідно провести техніко-економічні порівняння двох варіантів обробки.

Складаємо два варіанти технологічного маршруту механічної обробки деталі стакан ПГМ -48.303. Маршрути обробки наведені у таблицях 5.5 і 5.6.

Для того, щоб вибрати із двох варіантів обробки кращий, необхідно провести їх техніко-економічне порівняння. Для цього необхідно знайти вартість механічної обробки на відмінних операціях.

Величина годинних проведених витрат:

$$C_{ПЗ} = \frac{C_3}{M} + C_{Г.З.} + E_H(K_C + K_3), \quad (5.7)$$

де C_3 – основна і додаткова заробітна плата, а також перерахування на соціальне страхування;

M – коефіцієнт багатостатності;

$C_{Г.З.}$ – годинні затрати на експлуатацію робочого місця;

E_H – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капіталовкладень $E_H=0,2$;

K_C – питомі годинні капітальні вкладення у будівлі.

$$C_3 = C_{Т.Ф.} \cdot 1,53 \cdot k, \quad (5.8)$$

де $C_{Т.Ф.}$ – годинна тарифна ставка верстатника відповідного розряду;

k – коефіцієнт, що враховує заробітну плату наладчика, $k=1$.

$$C_{2,3} = C_{Г.З.}^{\delta,y}, \text{ коп / год}, \quad (5.9)$$

де $C_{Г.З.}^{\delta,y}$ – практично скоректовані годинні витрати на базовому робочому місці;

k_m – машино-коефіцієнт, який показує, у скільки разів затрати, пов'язані з роботою даного верстату більші за економічні затрати у базового верстату.

Таблиця 5.5 – Маршрут обробки 1-го варіанту (базовий)

№ опер.	Назва операції, переходу	Обробл. поверхня	Базова поверхня	Обладнання
005	Токарна з ЧПК 1. Підрізати торці в розміри 1,2,3. 2. Обточити поверхню в розміри 4,5. 3. Розточити отвори в розміри 7,8,9. 4. Переустановити деталь. 5. Підрізати торці в розміри 10,11. 6. Обточити поверхню в розміри 12,10, фаску в розмір 14. 7. Розточити отвір в розмір 15, фаску в розміри 16,17.	Б,А Г Е,Д Ж,З К Е,Л	П,Ж П,А	СВ141
010	Токарна з ЧПК 1. Розточити отвори в розміри 1,2,3, підрізати торець в розмір 4. 2. Обточити поверхню в розміри 6,7, фаску 8.	Д,Е Г	К,Ж	16К20Ф3
015	Вертикально свердлильна 1. Свердлити послідовно 6 отворів в розміри 1,2,3,4,5.	Н	А,П,Д	2Н135

$$K_C = \frac{Ц \cdot 100}{3200} \text{ коп./ГОД}; \quad (5.10)$$

$$K_3 = \frac{F \cdot 75 \cdot 100}{3200} \text{ коп./ГОД}, \quad (5.11)$$

де $Ц$ – балансова вартість верстату;

F – виробнича площа, яку займає верстат з врахуванням проходів.

$$F = f \cdot k_f, \quad (5.12)$$

де f – виробнича площа, яку займає верстат;

k_f – коефіцієнт, що враховує додаткову виробничу площу.

Вартість механічної обробки на розглядуваній операції:

$$C_0 = \frac{C_{П.З.} \cdot T_{шт.т}}{60}, \text{ коп} \quad (5.13)$$

де $T_{шт.т}$ – штучний час по операціях.

Таблиця 5.6 – Маршрут обробки 2-го варіанту (проектний)

№ опер.	Назва операції, переходу	Обробл. поверхня	Базова поверхня	Обладнання
005	Токарна з ЧПК			СВ141
	1. Підрізати торці в розміри 1,2,3.	Б,А	П,Ж	
	2. Обточити поверхню в розміри 4,5.	Г		
	3. Розточити отвори в розміри 7,8,9.	Е,Д		
	4. Переустановити деталь.		П,А	
	5. Підрізати торці в розміри 10,11.	Ж,З		
	6. Обточити поверхню в розміри 12,10, фаску в розмір 14.	К		
7. Розточити отвір в розмір 15, фаску в розміри 16,17.	Е,Л			
010	Токарна з ЧПК			16К20Ф3
	1. Розточити отвори в розміри 1,2,3, підрізати торець в розмір 4.	Д,Е	К,Ж	
	2. Обточити поверхню в розміри 6,7, фаску 8.	Г		
015	Вертикально-свердлильна			2Н135
	1. Свердлити одночасно 6 отворів в розміри 1,2,3,4,5.	Н	А,П,Д	

I варіант. Вертикально-свердлильний верстат моделі 2Н135

$C = 10750 \cdot 1,1 = 11825$ грн; $f = 1,24 \cdot 0,81 = 1 \text{ м}^2$; $k_f = 4$; $M = 2$ і розряд роботи 2;

$T_{шт.т} = 2,7$ хв; $C_3 = 42,6 \cdot 1,53 \cdot 5 = 325,89$ коп/год;

$C_{Г.з} = 36,5 \cdot 5 \cdot 0,7 = 127,05$ коп/год; де $k_M = 0,7$;

$$K_C = \frac{11825 \cdot 100}{3200} = 369,5 \text{ коп./ГОД};$$

$$K_3 = \frac{1 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 100}{3200} = 9,38 \text{ коп./ГОД};$$

$$C_{II.3} = \frac{325,89}{2} + 127,05 + 0,2(369,5 + 9,38) = 365,77 \text{ коп./год};$$

$$C_{01} = \frac{365,77 \cdot 2,7}{60} = 16,46 \text{ коп.}$$

II варіант. Вертикально-свердлильний верстат моделі 2Н135

$C = 10750 \cdot 1,1 = 11825$ грн; $f = 1,24 \cdot 0,81 = 1$ м²; $k_f = 4$; $M = 2$ і розряд роботи 2;

$T_{шт} = 0,45$ хв; $C_3 = 42,6 \cdot 1,53 \cdot 5 = 325,89$ коп./год;

$C_{г.з} = 36,5 \cdot 5 \cdot 0,7 = 127,05$ коп./год;

де $k_M = 0,7$;

$$K_C = \frac{11825 \cdot 100}{3200} = 369,5 \text{ коп./год};$$

$$K_3 = \frac{1 \cdot 4 \cdot 75 \cdot 100}{3200} = 9,38 \text{ коп./год};$$

$$C_{II.3} = \frac{325,89}{2} + 127,05 + 0,2(369,5 + 9,38) = 365,77 \text{ коп./год};$$

$$C_{01} = \frac{365,77 \cdot 0,45}{60} = 2,74 \text{ коп.}$$

Річний економічний ефект при застосуванні проектного варіанту технологічного маршруту виготовлення деталі порівняно з базовим складає:

$$\Sigma = (C_{01} - C_{02}) \cdot N = (16,46 - 2,74) \cdot 38000 = 5213 \text{ грн.} \quad (5.14)$$

Дані розрахунку свідчать про те, що проектний маршрут виготовлення деталі стакан ПГМ-48.303 є економічно більш вигідним.

Визначення припусків та міжопераційних розмірів, проектування заготовки. Припуски на поверхні, які підлягають механічній обробці визначаємо табличним методом з використанням ГОСТ 1855-85. Припуски і допуски на оброблювані поверхні зводимо у таблицю 5.7.

Вибір різального і допоміжного інструменту, методів та засобів технічного контролю. Вибираючи тип і конструкцію різального інструмента враховується характер виробництва, метод обробки, тип верстатів, конфігурацію і матеріал оброблюваної заготовки, необхідну якість поверхні і точність обробки. При виборі ріжучого інструменту потрібно по можливості більш повно використовувати стандартний інструмент.

Таблиця 5.7 – Припуски і допуски на оброблювані поверхні

деталі стакан ПГМ -48.303

Поверхня	Розмір	Припуск	Допуск
Б	32	3	+0,1
Г	$\varnothing 162h7$	0,5	-0,04
А	19	2,5	+0,1
Ж	5	2,5	$\pm 0,1$
З	5	2	$\pm 0,1$
Л	2,5	2,5	$\pm 0,1$
Н	$\varnothing 9$	$2 \times 4,5$	+0,2
Е	$\varnothing 85H8$	2×3	+0,054
Д	$\varnothing 100J7$	$2 \times 2,5$	+0,022 -0,013
М	19	2,5	+0,1

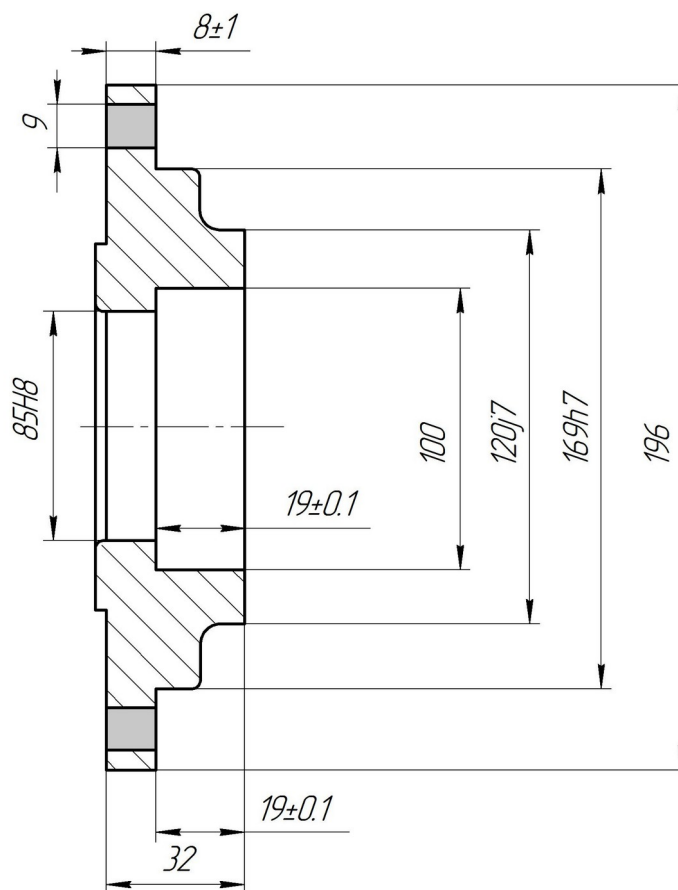


Рисунок 5.2 – Заготовка стакану з призначеними припусками і допусками

Для перевірки розмірів оброблюваних поверхонь, їх шорсткості, окремих пунктів технічних вимог, потрібно використовувати засоби технологічного контролю, стандартизованих нормалізованих або спеціалізованих. Виберемо ріжучий і вимірювальний інструмент для кожної операції, дані записуємо у таблицю 5.8.

Таблиця 5.8 – Вибір ріжучого та вимірювального інструменту

№ опер.	Назва операції, переходу	Ріжучий інструмент	Вимірювальний інструмент
005	Токарна з ЧПК 1. Підрізати торці в розміри 1,2,3. 2. Обточити поверхню в розміри 4,5. 3. Розточити отвори в розміри 7,8,9. 4. Переустановити деталь. 5. Підрізати торці в розміри 10,11. 6. Обточити поверхню в розміри 12,10, фаску в розмір 14. 7. Розточити отвір в розмір 15, фаску в розміри 16,17.	Різець 2102-4043 (для перех. 1, 5) Різець 2102-4099 (для перех. 2, 6) Різець 2102-4210 (для перех. 3,7) Різець 2102-4221	Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-80
010	Токарна з ЧПК 1. Розточити отвори в розміри 1,2,3, підрізати торець в розмір 4. 2. Обточити поверхню в розміри 6,7, фаску 8.	Різець 2102-4190 Різець 2102-4210 Різець 2102-4099	Пробка (Ø85) 8136-0015H8 Пробка (Ø100) 8136-0021J7 Скоба (Ø162) 8113-5205h7
015	Вертикально свердлильна 1.Свердлити одночасно 6 отворів в розміри 1,2,3,4,5.	Свердло Ø9 2301-0023 ГОСТ 10903-77	Калібр 8150-5063 Штангенциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89

Розрахунок режимів різання по операціях. Розрахуємо режими різання для операції 015 – Вертикально-свердлильна. Операція проводиться на вертикально-свердлильному верстаті 2Н135 і складається із одного переходу – одночасного свердління 6-ти отворів в розмір Ø9.

Із довідника вибираємо свердло ($\varnothing 9$) 2301-0023 ГОСТ 10903-77 із робочою частиною із швидкорізальної сталі Р6М5. Геометричні елементи: форма заточки – подвійна з підточуванням поперечної кромки; кути свердла: $2\varphi=118^\circ$, $2\varphi_0=70^\circ$; $\psi=40^\circ$; $\alpha=11^\circ$; $\omega=24^\circ$.

1. Визначаємо подачу:

Для свердління сталі 35Л при діаметрі свердла 9 мм приймаємо подачу $S_0=0,15$ мм/об.

Коректуємо подачу за паспортними даними верстату 2Н135:

$$S_0=0,14 \text{ мм/об.}$$

2. Призначаємо період стійкості свердла.

Для свердла $\varnothing 9$ мм із швидкорізальної сталі рекомендується період стійкості $T=25$ хв.

3. Швидкість різання.

Швидкість різання, що допускається різальними властивостями свердла:

$$V = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot K_v \quad (5.15)$$

Згідно [с. 261-281].

$C=7$; $q=0,4$; $y=0,7$; $m=0,2$; $K_v = K_{mv} \cdot K_{iv} \cdot K_{lv}$, $K_{mv}=0,74$; $K_{iv}=1$; $K_{lv}=1$.

$$V = \frac{7 \cdot 9^{0,4}}{25^{0,2} \cdot 0,14^{0,7}} \cdot 0,74 = 25,95, \text{ м/хв.}$$

4. Визначаємо частоту обертання шпинделя:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 25,95}{3,14 \cdot 9} = 918 \text{ об/хв} \quad (5.16)$$

Коректуємо частоту по паспорту верстату: $n=900$ об/хв.

5. Визначаємо дійсну швидкість різання:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 9 \cdot 900}{1000} = 25,4 \text{ м/хв.}$$

6. Визначаємо крутний момент від сил опору різанню при свердлінні:

$$M_{кр} = 10 C_m \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p. \quad (5.17)$$

Згідно [с. 276-281]:

$$C_m = 0,0345; \quad q = 2,0; \quad y = 0,8; \quad K_p = 0,78.$$

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,0345 \cdot 9^2 \cdot 0,14^{0,8} \cdot 0,78 = 4,5 \text{ Нм.}$$

7. Визначаємо потужність різання:

$$N = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{4,5 \cdot 900}{9750} = 0,4 \text{ кВт/} \quad (5.18)$$

Перевіряємо чи достатня потужність приводу верстата:

$$N_{різ} \leq N_{ун}; \quad N_{ун} = N_0 \cdot \eta = 4,5 \cdot 0,8 = 3,6 \text{ кВт,}$$

де $\eta = 0,8$ – ККД верстату.

$$0,4 \cdot 6 \leq 3,6$$

Отже обробка на даному верстаті можлива.

8. Визначаємо основний технологічний час:

$$T_0 = \frac{L}{n \cdot S_0}. \quad (5.19)$$

При подвійному заточуванні свердла врізання $y = 0,4D$, отже $y = 0,4 \cdot 9 = 3,6$ мм. Перебіг свердла $\Delta = 2$ мм, тоді $L = 8 + 3,6 + 2,8 = 13,6$ мм.

$$T_0 = \frac{13,6}{710 \cdot 0,14} = 0,11 \text{ хв.}$$

Дані розрахунків зводимо в таблицю 5.9.

Для всіх операцій режими різання призначаємо користуючись довідниковим матеріалом. Режими різання зводимо у таблицю.

Вибір обладнання та визначення його кількості. Побудова графіків завантаження та використання обладнання. Для механічної обробки застосовується наступне обладнання з технічними характеристиками:

Таблиця 5.9 – Зведена таблиця режимів різання

№ опер.	Зміст операції переходу	L, мм	t, мм	i	S, мм/об	n, об/хв	V, м/хв	T ₀ , хв	N _p , кВт
	Токарна з ЧПК 1. Підрізати торці в розміри 1,2,3.	45	3	1	0,2	200	123	1,1	4,8

005	2. Обточити поверхню в розміри 4,5.	12	2	2	0,3	200	102	0,55	3,2
	3. Розточити отвори в розміри 7,8,9.	36	2	2	0,2	300	65	2,05	3,7
	4. Переустановити деталь.								
	5. Підрізати торці в розміри 10,11.	61	1,5	1	0,2	200	123	1,1	4,6
	6. Обточити поверхню в розміри 12,10, фаску в розмір 14.	15	2	2	0,25	250	95	0,5	3,4
7. Розточити отвір в розмір 15, фаску в розміри 16,17.	30	3	1	0,25	200	55	0,65	5,6	
010	Токарна з ЧПК 1. Розточити отвори в розміри 1,2,3, підрізати торець в розмір 4.	45	0,5	1	0,2	600	188	0,65	3,8
	2. Обточити поверхню в розміри 6,7, фаску 8.	10	0,5	1	0,3	600	204	0,15	2,5
015	Вертикально-свердлильна 1. Свердлити одночасно 6 отворів в розміри 1,2,3,4,5.	13,6	4,5	6	0,14	900	25,4	0,11	2,4

Вертикально-свердильний 2Н135.

Найбільший діаметр свердління, мм – 35.

Найбільше зусилля подачі, Н – 16000.

Віддаль від шпинделя до плити, мм – 700 – 1120.

Найбільша віддаль від торця шпинделя до стола, мм – 750.

Корпус Морзе отвору шпинделя – 4.

Кількість ступенів обертів шпинделя 12.

Межі подач шпинделя за хв. – $31,2 \div 1400$.

Найбільше переміщення шпинделя мм, – 250.

Кількість ступенів подач – 9. Межі подач шпинделя, мм/об – $0,1 \div 1,6$.

Розміри стола, мм – 450×500 .

Потужність електродвигуна, кВт – 4,5. Габарити, мм – 1240×810 .

Категорія ремонтної складності – 13.

Токарний з ЧПК 16К20Ф3

Найбільший діаметр оброблюваної деталі, мм

над станиною – 400; над супортом – 200

Відстань між центрами, мм – 1000

Число обертів шпинделя – $35 \div 1600$.

Межі робочих подач, мм/хв

поперечна – $0 \div 600$; повздовжня – $0 \div 1200$

Найбільше переміщення супорта, мм

поперечне – $0 \div 210$; повздовжнє – $0 \div 930$

Потужність електродвигуна, кВт – 10.

Габарити, мм – 3000×1600 . Вага верстату – 3000 кг.

Правильний вибір обладнання визначає його раціональне використання по часу. При виборі верстатів для розробленого технологічного процесу цей фактор повинен враховуватись таким чином, щоб виключити їх простої.

Коефіцієнт завантаження η_3 визначають як відношення розрахункової кількості верстатів M_p зайнятих на даній операції до прийнятої кількості верстатів M_n .

$$\eta_3 = \frac{M_p}{M_n}. \quad (5.20)$$

Розрахункову кількість верстатів визначають як відношення штучного часу на даній операції до такту випуску t_v .

Ступінь використання обладнання по основному часу характеризується коефіцієнтом використання обладнання за основним часом

$$\eta_0 = \frac{T_0}{T_{um}}. \quad (5.21)$$

Величина використання обладнання за потужністю визначають, як відношення розрахункової потужності до потужності приводу верстату:

$$\eta_N = \frac{N_p}{N_b}. \quad (5.22)$$

Вертикально-свердильний 2Н135

$$T_0=0,11 \text{ хв}; \quad N_b=4 \text{ кВт}; \quad T_{um}=0,19 \text{ хв}; \quad N_{Pmax}=2,4 \text{ кВт}; \quad m_p = \frac{0,11}{6..34} = 0,02;$$

$$\eta_0 = \frac{0,11}{0,19} = 0,58; \quad \eta_3 = \frac{0,02}{1} = 0,02; \quad \eta_N = \frac{2,4}{4} = 0,6.$$

Приймаємо 1 верстат. Токарний з ЧПК 16К20Ф3

$$T_0=0,8 \text{ хв}; \quad N_e=10 \text{ кВт}; \quad T_{um}=1,7 \text{ хв}; \quad N_{Pmax}=3,8 \text{ кВт};$$

$$m_p = \frac{0,8}{1,7} = 0,47; \quad \eta_0 = \frac{0,8}{1,7} = 0,47; \quad \eta_3 = \frac{0,13}{1} = 0,13; \quad \eta_N = \frac{3,8}{10} = 0,38.$$

Приймаємо 1 верстат. Оброблюючий центр СВ141

$$T_0=5,95 \text{ хв}; \quad N_e=10 \text{ кВт}; \quad T_{um}=12,73 \text{ хв}; \quad N_{Pmax}=5,6 \text{ кВт};$$

$$m_p = \frac{5,95}{6,34} = 0,94; \quad \eta_0 = \frac{5,95}{12,73} = 0,46; \quad \eta_3 = \frac{0,94}{1} = 0,94; \quad \eta_N = \frac{5,6}{10} = 0,56.$$

Приймаємо 1 верстат. Знайдемо середні значення коефіцієнтів завантаження і використання обладнання:

$$\eta_3 = \frac{0,94 + 0,13 + 0,02}{3} = 0,36;$$

$$\eta_0 = \frac{0,46 + 0,47 + 0,58}{3} = 0,5$$

$$\eta_N = \frac{0,56 + 0,38 + 0,6}{3} = 0,51.$$

За отриманими даними будемо графіки завантаження обладнання, завантаження за потужністю та основним часом (рисунки 5.3 – рисунки 5.5).



Рисунок 5.3 – Графік завантаження обладнання



Рисунок 5.4 – Графік завантаження обладнання за основним часом

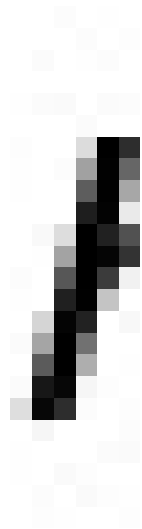


Рисунок 5.5 – Графік завантаження обладнання за потужністю

5.3. Розробка спеціальних верстатних пристроїв

Опис призначення, будови і роботи кондуктора накладного для свердління 6 отв. Пристосування – кондуктор до вертикально-свердлильного верстату мод. 2Н135 для операції 015 механічної обробки отворів – одночасного свердління 6-ти отворів діаметром 9 мм із заданою точністю згідно креслень. Відповідно із параметрами обробки і вихідними даними приймаємо схему одномісного однопозиційного пристосування.

Кондуктор (див. графічну частину) складається із корпусу *1* до якого кріпиться опора *4*, у яку за допомогою болтів *10* і штифта *17* встановлено втулку, яка є направляючою для осі *5*. Вісь *5* нерухомо напресована у втулки корпусу і призначена для встановлення на неї кондукторної плити *3*. У плиту впресована втулка *22*, у яку впресовано кондукторну втулку *22*, яка призначена для направлення ріжучого інструменту. Деталь встановлюють на опору *4*. Затиск деталі здійснюється вручну за допомогою рукояток *25*. Встановлюють кондуктор на стіл вертикально-свердлильного верстату 2Н135. Точність базування кондуктора забезпечується направляючими шпонками. Закріплюють за допомогою гвинтів, які входять в Т-подібні пази столу верстату. Деталь витягують вручну.

РОЗДІЛИ

6. ОБГРУНТУВАННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

6.1. Покращення науково-дослідних і конструкторських робіт - підвищення надійності сільськогосподарської техніки

Головний напрям підвищення економічної ефективності сільськогосподарської техніки полягає у підвищенні її надійності шляхом покращення конструкторських і науково-дослідних робіт.

Удосконалення конструкцій і технологій виробництва сільськогосподарської техніки дозволило значно підвищити показники надійності техніки. Однак, надійність машин не відповідає належному рівню. Найбільше число систематичних відмов зв'язаних з конструктивною недосконалістю припадає на електрообладнання, прилади, датчики – 14...25%, гумотехнічні вироби – 12...26%, розпилювачі форсунок двигунів – до 8...9%. До 20...25% відмов виникає від недостатньої стабільності різьбових з'єднань. Значний процент припадає на підтікання мастил, паливних матеріалів і робочих рідин у системах машин.

Для машинобудування загалом і сільськогосподарського, у тому числі, є загальні задачі, пов'язані з підвищенням довговічності, безвідмовності деталей, що обмежують надійність роботи. До таких задач відносять: підвищення довговічності і зносостійкості найбільш навантажених поверхонь тертя (колінчастих валів, гільз, поршнів, шліцьових з'єднань, фрикційних елементів); значне збільшення стабільності кріпильних різьбових з'єднань; покращення конструкцій і підвищення працездатності ущільнюючих пристроїв; зниження вібрацій вузлів і деталей, зменшення наслідків вібрацій.

Одним і з основних напрямів щодо підвищення зносостійкості деталей є застосування прогресивних матеріалів, зміцнюючих технологій (термомеханічних, електрофізичних, хіміко-термічних, поверхневого і пластичного деформування) [27, 45, 47].

Велике значення у підвищенні зносостійкості деталей має покращення якості мастил, застосування у гідросистемах фільтрів ефективної очистки.

Важливим у підвищенні надійності є збільшення стабільності різьбо-вих з'єднань, що можна забезпечити застосуванням кріпильних деталей класу точності не менше 6 і класу міцності відповідальних з'єднань – 10.9.

Роботи з усунення підтікання мастил слід вести у двох напрямках: застосування якісніших ущільнюючих матеріалів і підвищення точності спряжених з ущільнюючими поверхнями елементів деталей.

Характерною причиною відмов є вібрації агрегатів. Усунення цього явища має базуватись на балансуванні деталей, правильному центруванні валів, підвищенні точності виготовлення посадочних місць, що забезпечують співвісність у заданих границях.

Особливу увагу необхідно звернути на підвищення надійності елементів електросистем, приладів та приводів до них, особливо тих, які використовують у сільськогосподарському машинобудуванні.

6.2. Оцінка технічного рівня виробу

Оцінка технічного рівня виробу машинобудівної галузі, у тому числі і сільськогосподарської техніки, є однією із є однією з важливих складових циклу створення і освоєння нової техніки.

Оцінка переваг і недоліків виробів сільськогосподарського машинобудування, які створюють чи удосконалюють, вимагає активного і компетентного втручання розробників і технологів, що беруть участь у створенні і освоєнні нової продукції.

Науково-технічний прогрес машинобудування у сучасних умовах характеризується частою зміною об'єктів виробництва і підвищенням їхнього технічного рівня і якості, збільшенням одиничної потужності і продуктивності машин, зниженням їхньої металоємності, використанням якісно нових матеріалів, інтенсифікацією технологічних процесів і режимів роботи устаткування, упровадженням принципово нових технологічних процесів, їхньою автоматизацією.

Моральне старіння машин і приладів найчастіше настає значно швидше їхнього фізичного старіння. Терміни стійкого масового чи серійного виробництва виробів скоротилися до дійсного часу з 10...15 до 3...5 років, а це вимагає підвищення технічного рівня і якості виробів, удосконалення методів організації і керування процесами виробництва, розвитку спеціалізації і кооперування при виготовленні як виробів основного виробництва, так і засобів оснащення виробничих процесів.

За останні роки багато підприємств галузей машинобудування і приладобудування домоглися великих успіхів в удосконаленні методів і засобів технологічної підготовки виробництва.

При розробці і постановці на виробництво нових виробів широко застосовують принципи уніфікації, методи автоматизованого проектування, проводять усебічне відпрацьовування конструкцій виробів на технологічність і контрольні дослідження експериментальних зразків та їх елементів.

Тісний взаємозв'язок конструкції, технології та організації виробництва зумовлює необхідність комплексного розв'язання цих питань при вдосконаленні продукції, що випускається і створенні нової.

Найважливішими показниками, в яких знаходиться відображення якості технічних рішень, є собівартість продукції та експлуатаційні витрати при її застосуванні. Для того, щоб продукція, що випускається, відповідала рівню науково-технічного розвитку, була конкурентноздатною і задовольняла різностороннім вимогам споживачів, на всіх етапах циклу створення і освоєння нової техніки потрібне проведення комплексу аналітичних робіт [27].

6.3. Економічна оцінка удосконаленої машини

У даній дипломній роботі виконано удосконалення малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 з розробкою механізму повороту колони.

Економічну ефективність для нової техніки характеризує кількісне співвідношення одержаної економії з витратами, що забезпечили досягнення цього ефекту.

Загальна економічна ефективність виражає співвідношення кінцевих економічних результатів і витрат (капітальних вкладень), що забезпечили одержання цього ефекту, визначають її як ефективність капітальних вкладень.

Розраховують економічну ефективність відповідно до «типової методики визначення економічної ефективності капітальних вкладень», яка встановлює мету розрахунків, показники та критерії ефективності, склад та порядок визначення економічного ефекту та витрат. Розрахункові величини показників порівнюють з нормативами. Критерієм ефективності капітальних вкладень є перевищення показником його нормативного значення [27, 45].

Зростання економічної ефективності від використання нових або удосконалених механізмів відбувається за рахунок зростання виробництва навантажувачів і коефіцієнта використання експлуатаційного часу.

Розрахунок економічної ефективності для малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 у якому розроблено механізм повороту колони наведено у таблиці 6.1.

Необхідні дані для розрахунку економічної ефективності навантажувача взяті із протоколів випробувань базового малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 (дані за 2008-2009рр.) і удосконаленого ПГМ-0,2М (дані за 2010-2012рр).

Навантажувач встановлюють на трактор МТЗ-80.

Таблиця 6.1 – Дані для розрахунку економічної ефективності
малогабаритного навантажувача

Показники	Навантажувач ПГМ-0,2	Навантажувач ПГМ-0,2М
1. Продуктивність за годину основного часу, т/год, W_{OC}	5,2	5,8
2. Коефіцієнт використання часу	0,88	0,92
3. Продуктивність за годину експлуатаційного часу, т/год, W_E	4,0	4,6
4. Тривалість робочого дня, год, t	8	8
5. Сезонна робота навантажувача год, T_H	100	100
6. Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
7. Оптова ціна навантажувача, гривні, C_{OH}	36500	36500
8. Балансова ціна навантажувача, гривні, C_{BH} , $C_{BH}=1,1C_{OH}$	40150	40150
9. Маса навантаження, кг G_H (техумова)	1500	1500
10. Оптова ціна трактора, гривні C_{OT}	250000	250000
11. Балансова ціна трактора, гривні C_{BT} , $C_{BT}=1,1C_{OT}$	275000	275000
12. Річне навантаження агрегата, год, T_T	800	800
13. Амортизаційні відрахування: а) навантажувача, a б) трактора, c Відрахування на ремонт а) навантажувача, r б) трактора, d	980 5200 820 4800	980 5200 820 4800
14. Тарифна ставка тракториста за 1 тону вантажу, грн	22,4	22,4

Визначення затрат на одиницю роботи при використанні навантажувача ПГМ–0,2 проведемо за такими показниками [27]:

а) амортизаційні і ремонтні відрахування навантажувача

$$A_H + R_H = \frac{C_{BH} \cdot (a + r)}{T_H \cdot W_E \cdot T_T}, \quad (6.1)$$

підставивши дані, отримаємо

$$A_H + R_H = \frac{40150 \cdot (980 + 820)}{100 \cdot 4 \cdot 800} = 226 \text{ грн};$$

б) питомі капіталовкладення навантажувача визначимо за формулою

$$K_{PH} = \frac{C_{BH}}{W_E \cdot T_T}, \quad (6.2)$$

у числовому вираженні

$$K_{PH} = \frac{40150}{4 \cdot 800} = 12,6 \text{ грн};$$

добуток $W_E \cdot T_T$ – річне напрацювання навантажувача;

в) амортизаційне і ремонтне відрахування трактора ЮМЗ-6Р знайдемо за формулою

$$A_T + R_T = \frac{Ц_{BT} \cdot (c + d)}{T_H \cdot W_E \cdot T_T} \quad , \quad (6.3)$$

підставивши дані, отримаємо

$$A_T + R_T = \frac{275000 \cdot (5200 + 4800)}{100 \cdot 4 \cdot 800} = 8594 \text{ грн};$$

г) питомі капіталовкладення трактора визначимо за формулою [27]

$$K_{ПТ} = \frac{Ц_{BT}}{W_E \cdot T_T} \quad , \quad (6.4)$$

у числовому вигляді буде

$$K_{ПТ} = \frac{275000}{4 \cdot 800} = 86 \text{ грн};$$

д) затрати вартості пального, що використано трактором ЮМЗ-6Р на одиницю роботи знайдемо за формулою

$$Г_T = \frac{N \cdot q \cdot Ц_n \cdot \gamma}{W_E} \quad , \quad (6.5)$$

де N – номінальна сила двигуна, $N = 50$ кс;

q – питомий розхід палива, $q=0,2$ кг/кс-год;

C_n – ціна 1кг палива, $C_n=20$ грн;

γ – коефіцієнт використання сили двигуна, $\gamma=0,8$.

Підставивши дані, отримаємо

$$G_T = \frac{50 \cdot 0,2 \cdot 20 \cdot 0,8}{4} = 40 \text{ грн.}$$

е) заробітна плата тракториста на одиницю роботи буде

$$z_T = \frac{C_{тар}}{W_E}, \quad (6.6)$$

де $C_{тар}$ – тарифна ставка тракториста за 1т вантажу.

Тоді

$$z_T = \frac{22,4}{4} \approx 6;$$

ж) витрати на одиницю роботи визначимо за формулою

$$H_2 = A_H + R_H + A_T + R_T + G_T + z, \quad (6.7)$$

підставивши дані, знайдемо

$$H_2 = 226 + 8594 + 40 + 6 = 8866 \text{ грн.}$$

з) нарахування затрат на одиницю роботи визначимо за формулою

$$П_2 = I_2 + e(K_{ПТ} + K_{ПН}), \quad (6.8)$$

Підставивши дані, отримаємо

$$П_2 = 8866 + 0,2(12,6 + 86) = 8886 \text{ грн.}$$

Річна економічна ефективність у сфері експлуатації при використанні одного навантажувача з новим робочим органом може бути визначена

$$E_p = (П_2 - I_2) \cdot W_3 \cdot T_T, \quad (6.9)$$

враховуючи отримані попередньо результати, визначимо, що

$$E_p = (8886 - 8866) \cdot 4 \cdot 800 = 63104 \text{ грн.}$$

Отже, річна ефективність у сфері експлуатації при використанні одного навантажувача з новим робочим органом становить $E_p = 63104$ грн.

7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1. Організація робіт з техніки безпеки та охорони праці

У господарствах, які використовують сільськогосподарську техніку, керівництво і відповідальність за організацію робіт з охорони праці та щодо технічного обслуговування машинно-тракторного парку покладають на головного інженера; на пунктах технічного обслуговування – на безпосередніх керівників цих підрозділів.

Особи, відповідальні за техніку безпеки, при організації технічного обслуговування (інженери з експлуатації, механіки, бригадири, майстри та інші керівники), зобов'язані [8]:

- не допускати перевірку тракторів, комбайнів і самохідних машин, що знаходяться у русі;
- не допускати до роботи на пересувних засобах технічного обслуговування, металообробних верстатах, до електро- і газозварювальних, ковальських та інших робіт осіб, що не мають відповідних посвідчень або інших документів;
- стежити за справним станом пересувних засобів технічного обслуговування й обладнання, що знаходиться на стаціонарному пункті технічного обслуговування, а також за наявністю і справністю всіх передбачених правилами техніки безпеки запобіжних пристроїв, огорожень та індивідуальних засобів захисту, що забезпечують безпечні умови праці на відповідній ділянці роботи;
- визначати маршрути проходження пересувних засобів технічного обслуговування до місця роботи;

- вимагати дотримання робітниками і особами, що працюють за трудовим договором чи угодою, правил та інструкцій з техніки безпеки, строго стежити за дотриманням безпечних методів праці і використанням усіх наявних запобіжних і захисних засобів;
- усі робітники, що приходять на роботу, повинні пройти вступний інструктаж, інструктаж на робочому місці, а потім через кожні шість місяців проходити періодичний інструктаж.

Вступний інструктаж з питань охорони праці проводять з усіма працівниками, яких приймають на роботу (постійну або тимчасову) незалежно від їх освіти, стажу роботи за цією професією або посади.

Вступний інструктаж проводять у кабінеті охорони праці або у приміщенні, що спеціально для цього обладнано, з використанням сучасних технічних засобів навчання та наочних посібників (плакатів, натурних експонатів, макетів, моделей, кінофільмів, діафільмів, відеофільмів тощо).

Первинний інструктаж на робочому місці до початку роботи проводять: з працівником новоприйнятим (постійно чи тимчасово) на підприємство; перед виконанням працівником нових видів робіт.

Програму первинного інструктажу розробляє керівник цеху, дільниці, узгоджує із службою охорони праці і затверджує її керівник підприємства.

Повторний інструктаж проводять на робочому місці з усіма працівниками: на роботах з підвищеною небезпекою – 1 раз у квартал, на інших роботах – 1 раз на півріччя.

Повторний інструктаж проводять індивідуально або з групою працівників, які виконують однотипні роботи, за програмою первинного інструктажу у повному обсязі.

Позаплановий інструктаж проводять з працівниками на робочому місці або в кабінеті охорони праці: при перерві у роботі виконавця робіт більше ніж на 30 календарних днів – для робіт з підвищеною небезпекою, а для решти робіт – більше 60 днів.

Цільовий інструктаж проводять з працівниками при: виконанні разових робіт, що не пов'язані з безпосередніми обов'язками за фахом; ліквідації аварії, стихійного лиха; проведенні робіт, на які оформляється наряд-допуск, дозвіл [8].

Керівник підприємства зобов'язаний видати робітнику примірник інструкції з охорони праці за його професією або вивісити її на його робочому місці.

7.2. Вимоги безпеки при роботі з навантажувачем ПГМ-0,2

Машина, яка удосконалюється у даній дипломній роботі – навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2. Він належить до класу тракторів і самохідних сільськогосподарських машин, для яких існує система стандартів безпеки праці. Стандарт – ГОСТ 12.2.019-86 встановлює загальні вимоги, які забезпечують безпеку праці при використанні тракторів і машин за призначенням, технічним обслуговуванням, ремонтом, транспортуванням і зберіганням, а також загальні ергономічні вимоги до робочого місця оператора.

Навантажувач грейферний малогабаритний ПГМ-0,2 призначений для вантаження різних сипких вантажів (мінеральних добрив, піску, гравію та ін.), зв'язних матеріалів (гною, силосу, соломи, сіна та ін.), штучних і упакованих у тару вантажів та інших робіт у ґрунтах I-III категорій, згрібання занурюваного матеріалу в умовах ферми або складу, а також для орендаторів сільськогосподарського виробництва і селянських господарств.

Особливість малогабаритного навантажувача – можливість швидкої навіски на трактор, яка не вимагає доробки самого трактора при агрегуванні. Навантажувач ПГМ-0,2 навішують на трактор з боку його навісної системи.

Особливістю навантажувача ПГМ-0,2 є виконання вантажних робіт на колісному ході трактора, тобто з можливістю необмеженого переміщення з

вантажом. Агрегативання навантажувача з тракторами типу МТЗ або ЮМЗ [4] виконують на передньому брусі, що дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт. Керування навантажувачем здійснюють з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер навішують на три точки навісної системи трактора. Згрібання і підгортання занурюваного матеріалу виконують за допомогою бульдозера при русі заднім ходом.

Навантажувач ПГМ-0,2 складається зі стійки з якою зчленована вертикальна колона з верхнім і нижнім кронштейнами. До верхнього кронштейна приєднують стрілу, на кінці якої закріплюють механізм грейфера з робочим органом – грейферний ківш з двома приводними гідроциліндрами. Привод стріли здійснюється гідроциліндром (з боку поршневої порожнини встановлюють замковий пристрій для регулювання швидкості опускання стріли з вантажем і фіксації гідроциліндра при демонтажі стріли).

Поворот колони здійснюється важільним механізмом повороту з гідроциліндром. Тягою фіксуються складові частини стріли при вантаженні (у транспортному положенні палець тяги демонтують, стрілу з розкритим ковшем максимально підіймають, поєднують з подовжньою віссю трактора і фіксують від повороту із стійкою). Бульдозер монтують з механізмом задньої навіски трактора (заздалегідь знявши поперечину причіпного пристрою) з установкою центральної тяги на розмір 680 мм.

Привод всіх циліндрів здійснюється від гідросистеми навантажувача, в який номінальний робочий тиск обмежується 15 МПа [19].

До роботи на навантажувачі допускаються особи, що одержали спеціальну підготовку з обслуговування і експлуатації даного навантажувача; вони зобов'язані також вивчити і суворо дотримуватися часу технічного обслуговування. Оператор зобов'язаний дотримуватися таких вказівок:

- перед пуском двигуна важелі управління всіх гідророзподільників повинні знаходитися у нейтральному положенні, ВВП трактора повинен бути вимкнений;
- перед початком роботи навантажувача дати попереджувальний сигнал;

- не допускати перебування на навантажувачі сторонніх осіб;
- стежити за герметичністю з'єднань гідросистеми;
- роботи у нічний час проводити при достатньому освітленні;
- при використуванні агрегату на бульдозерних роботах дотримуватися правил виконання бульдозерних робіт;
- транспортні переїзди з грейфером проводити при розкритих челюстях грейфера;
- перед виходом з трактора, опустити робочий орган на землю, або встановити стрілу на підставку, важелі гідророзподільників встановити у нейтральне положення, ВВП вимкнути;
- під час переїздів знижувати швидкість на поворотах до 5 км/год;
- всі роботи, пов'язані з технічним обслуговуванням, усуненням несправностей, проводити при зупиненому двигуні;
- стежити за наявністю і справністю протипожежного інвентарю на місці стоянки навантажувача (забезпечення протипожежним обладнанням проводиться господарством, що експлуатує навантажувач).

Майданчик для монтажу навантажувача на трактор повинен бути (рівним, достатньо просторим), у стороні від діючих ліній електропередач і обладнаний протипожежними засобами. Під час повороту стріли грейфер повинен розташовуватися як найближче до ґрунту.

Не допускається:

- пересування навантажувача у транспортному положенні при поздовжньому і поперечному схилі більше 18°;
- переводити стрілу у транспортне положення при установці циліндра підйому у положення «Екскаватор»;
- переводити стрілу у транспортне положення при не повністю висунутому штоку циліндра підйому;
- виходити з агрегату і сідати у нього під час руху;
- проводити транспортні переїзди без установки робочого органу бульдозера у транспортне положення;

- переїжджати із швидкістю більшою 24,5 км/год;
- працювати на схилах більших 5°, на яких неможливо виставити вісь повороту колони у вертикальне положення;
- знаходитися у зоні дії робочих органів;
- проводити роботи при несправних або невідрегульованих гідророзподільниках, гідрозамках, гаснику, сповільнюючому клапані, демпфері, гідравлічному вимикачі;
- проводити різке перемикання циліндра підйому стріли з підйому на опускання;
- піднімати вантажі масою більше 3 кН, стягувати вантажі з штабелів або підтягувати їх;
- проводити роботи при температурі масла більше 80°C [24].

7.3. Порядок роботи, технічне обслуговування, транспортування і зберігання навантажувача ПГМ-0,2

Порядок роботи навантажувача ПГМ-0,2.

1. Після проведення міжзмінного ТО приступити до роботи.

Навантажувач встановити на робочому майданчику так, щоб:

- була можливість виставити колону у вертикальне положення;
- виключити можливість попадання пилу, занурюваного матеріалу, вихлопних газів двигуна у кабінку, а також прямого і відображеного сонячного проміння в очі оператора;
- забезпечити зручність вантаження у транспортні засоби і найширший фронт робіт з однієї установки.

2. Навантаження мінеральних добрив, сипучих і малосипучих матеріалів, а також інших аналогічних матеріалів виконувати грейфером для сипучих матеріалів.

Навантаження органічних добрив, силосу, сінажу та інших аналогічних вантажів виконувати кігтями.

Підгрібання занурюваного матеріалу і бульдозерні роботи у межах тягового зусилля трактора проводяться бульдозером.

Навантаження штучних і упакованих вантажів виконувати гаком, вага вантажу не повинна перевищувати 3 кН.

3. Перед початком роботи навантажувачем розфіксувати і опустити бульдозер, виставити колону у вертикальному положенні. Підняти стрілу, вивести її у робочу зону і розфіксувати робочий орган (грейфер або кігті), повертаючи стрілу і змінюючи, при необхідності, її виліт, підвести робочий орган до занурюваного матеріалу (грунту, що розробляється), провести забір занурюваного матеріалу.

При роботі гаком піднімати і переміщувати вантаж як безпосередньо гаком, так і за допомогою вантажно захоплювальних пристосувань («вісімок», коромисел, строп і т.ін.).

Піднявши вантаж на висоту, приблизно на 0,5 м перевищуючу висоту навантаження, поворотом стріли перенести вантаж до місця навантаження. Провести розвантаження робочого органу. Після цього робочий цикл повторюється. З метою скорочення часу робочого циклу допускається проводити поєднання операцій (поворот і опускання, підйом і поворот і т. п.).

Після вибору занурюваного матеріалу (грунту) у зоні досяжності робочого органу, встановити робочий орган у транспортне положення, підняти бульдозер і здійснити переїзд на необхідну відстань, після чого операції повторюють у тій же послідовності.

4. Для установки робочого органу у транспортне положення повністю висунути штоки циліндрів вигину і підйому стріли, грейфер розкрити, стрілу повернути і встановити її над трактором.

6. При температурі навколишнього середовища +30°C працювати з періодичними перервами, не допускаючи нагрівання робочої рідини до температури вище +80°C.

При температурі навколишнього повітря нижче -15°C перед початком роботи прогріти масло роботою насосів на холостому ходу до температури не нижче $+20^{\circ}\text{C}$. У разі короткочасної перерви у проведенні робіт ВВП не вимикати [20].

Технічне обслуговування навантажувача ПГМ-0,2.

1. Технічне обслуговування навантажувача полягає у періодичній перевірці технічного стану його вузлів, усунення можливого витoku робочої рідини, регулюванню, підтягуванні різьбових кріплень навантажувача до трактора і змащуванні.

2. Для навантажувача встановлена система технічного обслуговування з такою періодичністю:

- міжзмінне технічне обслуговування — на початку і в кінці зміни;
- технічне обслуговування № 1 — через 125 мотогодин роботи;
- технічне обслуговування № 2 — через 500 мотогодин роботи;
- технічне обслуговування № 3 — через 1000 мотогодин роботи;

При переході з весняно-літнього до осінньо-зимового періоду експлуатації і назад, проводити сезонне технічне обслуговування.

3. Скорочення обов'язкових видів ТО через ремонтні або інші роботи не допускається. ТО, пов'язані з розбиранням вузлів гідросистеми проводити у закритих приміщеннях, щоб уникнути попадання у масло пилу і бруду.

4. Аналогічні технічні обслуговування навантажувача і трактора проводити одночасно. Технічне обслуговування трактора проводити відповідно до документації на трактор [4].

Транспортування навантажувача ПГМ-0,2. 1. Навантажувач може переміщуватися: своїм ходом з розташуванням стріли з швидкістю не більше 24,5 км/год; буксируванням; залізничним, автомобільним або іншим видом транспорту.

2. Для переведення навантажувача у транспортне положення необхідно: перевірити положення циліндра підйому стріли, щоб уникнути поломки кабіни трактора він повинен бути встановлений тільки у положенні «Навантажувач»,

якщо інше положення — провести перестановку; підняти стрілу максимально вгору висуненням на повну довжину штоків циліндрів підняття і вигину стріли; підняти бульдозер. Бульдозер зафіксувати у транспортному положенні. Грейфер або кігті (при встановленні їх на навантажувачі) повинні бути зафіксовані.

3. При буксируванні навантажувача для кріплення буксира використовувати вуха бульдозера і шворінь причіпного обладнання (з комплекту трактора).

4. На відстань більше 25 км навантажувач рекомендується перевозити автомобільним або іншим видом транспорту. Діаметр троса повинен бути не менше 16 мм [20].

Зберігання навантажувача ПГМ-0,2. Правила зберігання навантажувача: підготовку навантажувача до зберігання у неробочий період закінчити не пізніше 10 днів з моменту припинення виконання ним робіт; у неробочий період навантажувач зберігати у закритому приміщенні або під навісом. Місце зберігання навантажувача повинне знаходитися на відстані не менше 50 м від житлових приміщень і місць складування сільськогосподарської продукції; повинно бути забезпечено протипожежними засобами відповідно до правил пожежної охорони; при зберіганні навантажувача забезпечити умови зручного огляду, а у випадку необхідності — швидкого його вивозу; при зберіганні у зимовий час під навісом не допускати скупчення снігу на навантажувачі.

Підготовка до зберігання: ретельно очистити навантажувач від пилу, бруду та іржі; промити гідросистему і заповнити її свіжим маслом; провести повне мащення навантажувача солідолом, згідно схеми мащення; покрити мастилом ПВК незахищені лакофарбовими або антикорозійними покриттями поверхні металевих деталей навантажувача; відновити пошкоджені місця фарбування (грунт ФЛ-ОЗК або ГФ-0119, емаль АС-182); при зберіганні більше 2 місяців навантажувач поставити на колодки; здати всі вузли і деталі, що вимагають особливих умов зберігання, а також інструмент і запасні деталі навантажувача у чистому вигляді на склад згідно опису з прикріпленими до

ними ярликами з вказівкою номера машини; встановити робочий орган на землю, підклавши дерев'яний брус, розфіксувати і піднести до упора бульдозер, підставити підставку під рамку бульдозера і раму, приблизно під маслбак; на кожний зданий на зберігання навантажувач складають акт, в якому вказують його технічний стан, комплектність, а також якість підготовки до зберігання.

Підготовку навантажувача до роботи, монтаж та регулювання, роботи, які виконуються при технічних обслуговуваннях виконувати згідно інструкції з експлуатації навантажувача [20].

7.4. Захист виробничого об'єкту та персоналу. Підвищення стійкості роботи об'єкту

Значна кількість великих катастроф, що відбулися на території України за останній час (серед яких, особливе місце займає Чорнобильська), змістила пріоритети у призначенні Цивільної оборони від захисту населення в умовах воєнного часу на захист населення від наслідків надзвичайних ситуацій техногенного і природного характеру, від галузевого (відомчого) формування і функціонування на функціональні (із включенням усіх рівнів виконавчої влади) принципи формування і реагування на надзвичайні ситуації.

Призначення і завдання Цивільної оборони України, відповідальність виконавчої влади всіх рівнів щодо захисту життя і здоров'я людини від наслідків надзвичайних ситуацій визначені законами: «Про Цивільну оборону України», «Про захист людини від впливу іонізуючих випромінювань», «Про захист населення і територій від надзвичайних ситуацій техногенного і природного характеру».

Організація безпеки і захисту населення України, об'єктів економіки і національного надбання держави повинна розглядатися як невід'ємна частина

державного будівництва, як найважливіша функція центральних органів виконавчої влади, місцевих державних адміністрацій і виконавчих органів влади. Рівень національної безпеки не може бути достатнім, якщо у загальнодержавному масштабі не буде вирішене завдання захисту населення, об'єктів економіки і національного надбання від надзвичайних ситуацій техногенного і природного характеру.

Для реалізації прав людини для захисту її життя і здоров'я від небезпечних наслідків надзвичайних ситуацій мирного і воєнного часу держава, як гарант цього права, створила державну систему – Цивільну оборону України.

Цивільна оборона (надалі ЦО) України є державною системою органів управління сил і засобів, створюваних для організації забезпечення захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій техногенного, екологічного, природного і військового характеру [29].

У повсякденній роботі начальники ЦО здійснюють керівництво цивільною обороною через відповідні штаби ЦО.

Організацією ЦО передбачається розумне поєднання централізованого і децентралізованого управління силами і засобами цивільної оборони.

Цивільну оборону організують на всіх об'єктах народного господарства з метою завчасної підготовки їх до захисту людей від ядерної, хімічної і бактеріологічної зброї, забезпечення максимального зниження втрат при застосуванні зброї масового ураження, створення умов, що підвищують стійкість роботи підприємства у військовий час, і своєчасного проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відновних робіт.

На цивільну оборону об'єктів покладається [29]:

а) здійснення заходів щодо захисту робітників, службовців і населення робочих селищ об'єкту від ядерної, від хімічної і бактеріологічної зброї;

б) проведення заходів, що підвищують стійкість роботи підприємств промисловості, енергетики, транспорту і зв'язку у військовий час;

в) забезпечення безперервного управління службами і формуваннями, підготовка надійно діючої системи сповіщення і зв'язку;

г) створення, оснащення, підготовка сил цивільної оборони об'єкту і підтримка їх в постійній бойовій готовності;

д) загальне обов'язкове навчання робітників, службовців, населення робочих селищ заходам захисту від зброї масового ураження;

е) проведення заходів, що забезпечують захист продовольства і джерел водопостачання від радіоактивного, хімічного і бактерицидного зараження;

ж) проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відновних робіт в осередках ураження.

Начальником ЦО об'єкту (підприємства, організації, установи, навчального закладу) є його керівник. Він несе відповідальність за організацію і стан цивільної оборони, за постійну готовність її сил і засобів до проведення рятувальних і невідкладних аварійно-відновних робіт. З цією метою керівник створює систему ЦО об'єкту. На рисунку 7.1 подано типову схему організації ЦО об'єкту.

Начальник ЦО об'єкту підпорядковується відповідному начальнику ЦО відомства, у віданні якого знаходиться об'єкт, а в оперативному відношенні – вищестоящому начальнику ЦО за місцем розташування об'єкта.

На великих об'єктах наказами начальників ЦО об'єктів призначають їх заступників по розосередженню робітників і службовців, по інженерно-технічній частині, матеріально-технічному постачанню.

На об'єктах створюють штаби ЦО, комплектовані з штатних працівників і посадовців, що не звільняються від їх основних обов'язків. Чисельність штатних працівників штабу визначається керівником відомства, в підпорядкуванні якого знаходиться об'єкт.

На великому промисловому об'єкті до складу штабу входять: начальник штабу, його заступники (помічники) по оперативно-розвідувальній частині, бойовій підготовці, житловому сектору, а також інші фахівці (на розсуд начальника ЦО об'єкту).

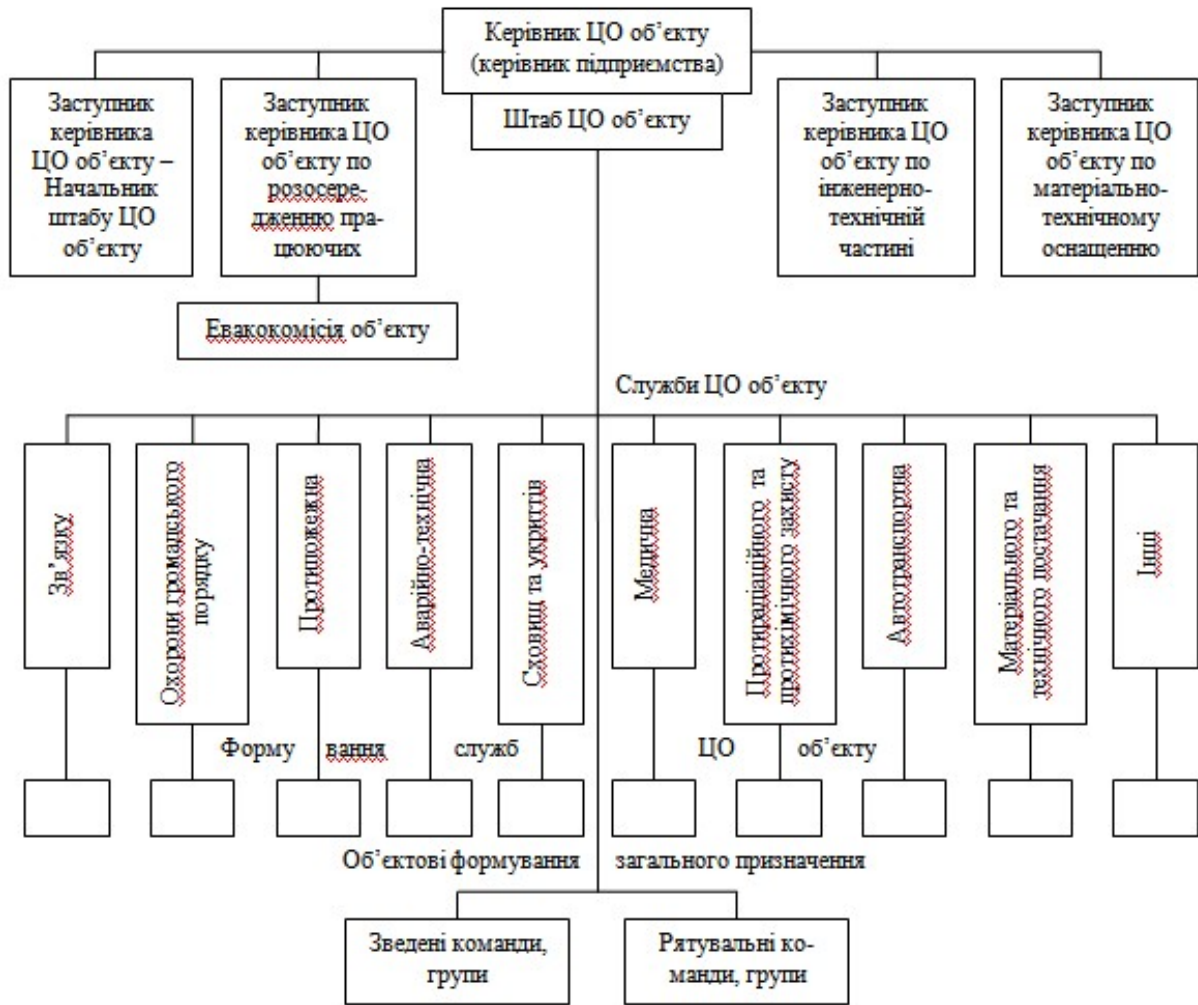


Рисунок 7.1 – Схема організації ЦО об'єкту

Штаб є органом управління начальника цивільної оборони об'єкту, на який покладаються [29]:

- а) організація і забезпечення безперервного управління ЦО;
- б) забезпечення своєчасного оповіщення служб, формувань, робітників, службовців і населення робочих селищ про загрозу;
- в) розробка плану ЦО об'єкту, періодичне коректування та організація його виконання;
- г) здійснення заходів щодо захисту робітників, службовців, населення робочих селищ і виробництва від ядерної, хімічної і бактеріологічної зброї і проведення інших заходів, передбачених планом;

д) організація бойової підготовки формувань ЦО, навчання робітників, службовців захисту від зброї масового ураження, і контроль за якістю цієї підготовки;

е) забезпечення постійної готовності сил і засобів цивільної оборони.

Заходи щодо підвищення стійкості технологічного і верстатного обладнання повинні бути спрямовані на забезпечення його збереження для випуску продукції після надзвичайної ситуації.

Підвищити стійкість обладнання можна, підсилюючи його найслабші елементи і створюючи запаси цих елементів, окремих вузлів і деталей, матеріалів та інструментів для ремонту і відновлення пошкоджень.

Машини й агрегати великої цінності бажано встановити в будівлях, що мають полегшені конструкції і конструкції, що повільно загоряються, обвалення яких не призведе до руйнування цих пристроїв.

Велике значення має міцне закріплення на фундаментах верстатів і установок, які мають велику висоту і малу площу опори, використання розтяжок і додаткових опор підвищить їх стійкість до перекидання. Прилади потрібно встановити на закріплених підставках, тумбах, столах.

Особливо цінне й унікальне устаткування потрібно розміщувати в заглиблених підземних чи спеціально побудованих приміщеннях підвищеної міцності і на випадок виникнення надзвичайних ситуацій розробити спеціальні індивідуальні енергогасильні пристрої.

Виходячи з існуючих шкідливих факторів виробництва та їх впливу на саме виробництво та самопочуття працівників, для нормального, безпечного та стабільного процесу виробництва необхідно ввести такі заходи:

- подбати про належну ізоляцію усіх комплектуючих енергосистеми;
- у цеху обладнати системи вентиляції;
- вдало поєднати природне та штучне освітлення, використовуючи наявні джерела освітлення;
- на робочих місцях забезпечити рівень звуку не вище 80 дБ;
- подбати про захист від виникнення вібрації.

Завданням служби Цивільної оборони у даному випадку є попередження виникнення надзвичайних ситуацій через шкідливі фактори виробництва, впровадження заходів для зменшення збитків і втрат у випадку аварій, оповіщення працівників підприємства і населення про загрозу і виникнення надзвичайних ситуацій, захист працівників і населення від наслідків аварій, організація і проведення рятувальних робіт у районах виникнення лих, створення систем аналізу і прогнозування управління, оповіщення і зв'язку, спостереження і контролю за станом у цеху.

Підвищення стійкості промислового об'єкта досягається посиленням найбільш слабких (вражаючих) елементів і ділянок об'єкта. Для цього завчасно на основі досліджень планують і проводять відповідні організаційні та інженерно-технічні заходи.

Досягнення науки і техніки дозволяють реалізувати такі рішення, при яких підприємство буде стійке до впливу дуже значних надлишкових тисків, однак це пов'язано з великими витратами засобів і матеріалів і може бути виправдано лише при захисті унікальних, особливо важливих елементів об'єкта.

8. ЕКОЛОГІЯ

8.1. Актуальність охорони навколишнього середовища

Сучасні технології – це потужний інструмент, за допомогою якого людство споживає набагато більше, ніж природа може продукувати і водночас викидає у довкілля стільки відходів, скільки природа не спроможна нейтралізувати. Тому проблема забруднення навколишнього середовища не випадково стала однією із найбільш злободенних проблем сучасності.

Україна є однією з найнебезпечніших в екологічному відношенні країн Європи. За кількістю промислового бруду на душу населення Україна посідає одне з перших місць у Європі і має найнижчу тривалість життя. Страшні наслідки (не регіонального, а планетарного масштабу) має аварія на Чорнобильській АЕС.

Основні напрямки державного політики України у галузі охорони довкілля, використання природних ресурсів та забезпечення екологічної безпеки включають мету, пріоритетні завдання, механізми їх реалізації та інтеграції у європейському екологічному процесі на базі сучасного екологічного права, стандартів та нормативів..

Розвинуте промислове, сільськогосподарське виробництво характеризується високими темпами накопичення і концентрації різноманітних відходів. Охорона навколишнього середовища на конкретному підприємстві залежить від планування й економічного стимулювання природоохоронної роботи в усіх напрямках господарювання.

Охорона навколишнього природного середовища, раціональне використання природних ресурсів, забезпечення екологічної безпеки життєдіяльності людини – невід’ємна умова сталого економічного та соціального розвитку України.

8.2. Аналіз забруднення довкілля, що виникає у результаті виготовлення малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2

Сучасне машинобудування розвивається на базі великих виробничих підприємств та об'єднань, що включають заготівельні, ковальсько-пресові цехи, цехи термічної і механічної обробки, ливарне виробництво. У процесі виробництва машин і обладнання широко використовують зварні роботи, механічну обробку металів, переробку неметалічних матеріалів, лакофарбові операції і ін.

Механічна обробка металів на верстатах супроводжується виділенням пилю, стружки, туманів масел та емульсій, які через вентиляційну систему викидаються з приміщень.

Пил, що утворюється у процесі абразивної обробки складається на 30...40 % з матеріалу оброблюваного круга, на 60...70 % з матеріалу оброблюваного виробу. Кількість пилю, що виділяється залежить від розмірів і твердості оброблюваного матеріалу, діаметру і колової швидкості круга, а також способу обробки.

Основними забруднювачами стічних вод машинобудівного підприємства є тверді частинки (пісок, камінь, стружка, пил) і нафтопродукти (масло, бензин, дизпаливо), що використовуються у двигунах транспортних засобів. Кожне підприємство відповідає за забруднення водойм, тому, необхідно знати об'єм стічних вод даного типу.

Виробничі стічні води утворюються у результаті використання води в технологічних процесах. Їх кількість, склад і концентрацію домішок визначають типом виробництва, його потужністю, видами використовуваних технологічних процесів [17].

У механічних цехах воду використовують для приготування змащувально-охолоджувальних рідин і обробки приміщення. Основними домішками стічних вод є пил, механічні і абразивні частинки, сода, мило, масло, розчинники.

Тверді відходи машинобудівного виробництва містять амортизаційний брухт (модернізація обладнання, оснастки, інструменти), стружку, осади і пил (відходи систем очищення повітря).

Кількість амортизаційного брухту залежить від наміченого списання у брухт зношеного обладнання і майна, а також від заміни окремих деталей при ремонті. На машинобудівних підприємствах 55 % амортизаційного брухту утворюється від заміни технологічної оснастки та інструменту. Неповоротні втрати металу внаслідок зношування чи корозії складають 25 % від загальної кількості амортизаційного брухту. Розміри відходів металу у виробництві залежить від кількості металу і сплавів, що підлягають переробці металу і сплавів та встановленого коефіцієнту відходів. На машинобудівних підприємствах відходи складають 260 кг на одну тонну металу, деколи вони складають 50 % маси оброблюваних заготовок.

Одним із основних способів виготовлення деталей будь-яких машин, у тому числі сільськогосподарських, зокрема проектованого у дипломній роботі навантажувача ПГМ-0,2 є литво, термічна та гальванічна обробки. Плавка чавуну супроводжується виділенням в атмосферу оксиду вуглецю, оксиду азоту, пилу, двооксиду сірки, вуглеводнів.

Значним виділенням пилу супроводжується розвантаження і складування сипучих матеріалів, виготовлення форм і стрижнів, очистка литва. Крім того, при сушці стрижнів, в атмосферу попадає оксид вуглецю, оксиди азоту, фтористий водень, формальдегід, метан, акромін.

Основними забруднюючими речовинами термічного виробництва є відходи – окалина, металевий пил, оксиди вуглецю, оксиди азоту, абразиви, зольні речовини, мінеральні масла, дими. Технологічний процес термічної обробки супроводжується виділенням теплоти, що теж є енергетичними відходами виробництва і впливають на навколишнє середовище.

Окалина, яка є наслідком нагрівання металу при термічній обробці, також є видом технологічних втрат металу. Для зниження втрат металу і зменшення появи окалини ефективним є впровадження нагріву у захищеному

безокислювальному середовищі, контактний та індукційний нагрів. При нагріві сталей у печах для запобігання виникненню окалини можливим є використання захисних паст короткотривалої дії.

Виробничі операції, що забезпечують нанесення на поверхню виробів покриття, можна поділити на три групи: механічна підготовка, обробка поверхні виробів у розчинниках (травлення), обезжирювання, промивання та нанесення гальванічного покриття.

Обробку деталей у розчинниках (лужні, кислотні миючі розчини) використовують для видалення з їх поверхні забруднень, мастила, продуктів корозії. У їх склад входять концентровані луги, кальцинована сода, сірчана, соляна, азотна кислоти.

Процеси нанесення покриття на поверхні металевих виробів пов'язані з проходженням електрохімічних реакцій. Це електролітичне осаджування цинку, нікелю, хрому. Тут застосовують концентровані розчини кислот: сірчаної, соляної, азотної, хромової, а також їх солей.

На дільниці гальванопокрить є викиди в атмосферу парів лугу, сірчаної, азотної, соляної, фосфорної кислот, хромового ангідриду, солей нікелю.

Стоки гальванічних цехів, травильних відділень – концентровані відпрацьовані відходи кислот, лугів, солей і промислових вод, що є відходами при процесах хімічної і електрохімічної обробки.

8.3. Утилізація відходів виробництва

У процесі машинобудівного виробництва отримують велику кількість різних відходів, які можна розбити на дві групи – основні і побічні. Основні – відходи твердих матеріалів, які використовують безпосередньо для виготовлення деталей машин. Це металічні відходи всіх видів, а також металомісткі відходи (окалина, шлаки, шлами), також неметалеві (дерево, пластмаси, гума) та виробниче сміття.

До побічних відходів відносять речовини, які використовують у технологічних процесах (попіл, абразиви, відходи дерева, мінеральна масла, ЗОР, відпрацьовані травильні розчини і електроліти, а також відпрацьовані гази). Технологічні процеси супроводжуються виділенням тепла, що теж є енергетичними відходами виробництва [17].

Використання вторинних сировинних ресурсів виробництва є важливим напрямком підвищення ефективності виробництва і зниження забруднення навколишнього середовища.

Є два шляхи утилізації метало відходів – повторне використання ділових відходів і переплавка стружки і лому, що не підлягає використанню.

Регенерацію відпрацьованих масел виконують різними способами: рідинною екстракцією, термообробкою, ультрафільтрацією через мембрану.

Розчини, які використовують у гальванічному виробництві, відновлюють хімічними, фізичними, іонообмінними та електрохімічними методами.

Для очищення виробничих стоків використовують механічні методи, хімічні (коагуляція, флокуляція) і фізико-хімічні (флотація) та електрохімічні методи). Такі стоки мають кислу (рідше лужну реакцію), яку перед скидом стічних вод у водойми доводять до нейтральної. При виконанні цієї операції у стічні води додають реагенти, під впливом яких наявні у стоках кислоти і луки нейтралізуються, а інші забруднення випадають в осад.

Установки нейтралізації стічних вод є обов'язковими для всіх підприємств.

Електрохімічні методи очистки використовують в основному для знезараження хромо- і ціановмісних стоків гальванічних цехів.

Для очищення води від твердих домішок використовують гідроциклони. Для виділення із стічних вод високодисперсних мінеральних домішок і легких органічних речовин застосовують відстійники і нафтоловушки.

Ефективність відстоювання забруднених стоків можливо підвищити, виконуючи його двічі у каскадних відстійниках.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дипломній роботі наведено класифікацію та характеристики сільськогосподарських вантажів, наведено огляд конструкцій універсальних навантажувачів періодичної дії. Проаналізовано конструкції механізмів повороту маніпуляторів.

Основним призначенням одноківшових навантажувачів є виконання робіт, які пов'язані з навантаженням і розвантаженням різноманітних сипких, кускових, штучних та інших матеріалів при їх перевезенні, складуванні та витрачанні. Навантаження таких матеріалів в автомобілі, причепи, вагони та інші транспортні пристрої значно дешевше ніж навантаження кранами і екскаваторами. Значною перевагою одноківшових навантажувачів є малі руйнування матеріалу при зачерпуванні, що так важливо при навантаженні сільськогосподарських вантажів особливо коренеплодів.

Найбільш простими за конструкцією і найбільш розповсюдженими є фронтальні навантажувачі з переднім розвантаженням. Їх конструюють за двома схемами: із заднім закріпленням стріли і з переднім закріпленням стріли.

Перший тип навантажувачів забезпечує значну висоту підйому (6...7 м), застосовують для виконання різноманітних робіт, скиртування, завантаження копиць сіна і соломи на транспортні машини, навантаження силосу і гною, а також сипких матеріалів. Такі навантажувачі мають рівномірніший розподіл навантаження на колеса. За базову модель для розробки можна використовувати навантажувач ПР-0,1.

Другий тип навантажувачів має меншу висоту підйому (2,5...2,8 м), яка все ж достатня для завантаження автомобілів та причепів і, в той же час, дозволяє виконувати навантажувальні роботи у закритих приміщеннях обмеженої висоти. За базову модель для розробки різних варіантів можна використовувати фронтальний навантажувач Т-182 на базі трактора МТЗ-50 та навантажувач на базі самохідного шасі.

Основним силовим елементом навантажувального обладнання є стріла. За конструкцією стріла може бути одно або двобалковою. Однобалкову конструкцію застосовують частіше за все на легких колісних фронтальних навантажувачах, а також на грейферних навантажувачах з поворотною стрілою.

Двобалкова стріла має рамну конструкцію і складається з симетричних повздовжніх балок-лонжеронів, які розташовані на відстані одна від одної і передають навантаження безпосередньо на портал. Чим більша відстань між лонжеронами у плані, тим краще стріла працює при несиметричному навантаженні і краще сприймає крутний момент.

Особливістю малогабаритного навантажувача ПГМ-0,2 є можливість його швидкої навіски на трактор та виконання вантажних робіт на колісному ході трактора.

У дипломній роботі обґрунтовано використання передньої осі трактора як опори для малогабаритного навантажувача, розроблено механізм повороту колони навантажувача, який забезпечує її поворот на 250° . На основі енергетичного розрахунку вибрано тип приводу – гідроциліндр, який забезпечить функціонування механізму повороту колони.

Навантажувач ПГМ-0,2 складається зі стійки, з якою зчленована вертикальна колона з верхнім і нижнім кронштейнами. До верхнього кронштейна приєднують стрілу, на кінці якої закріплюють механізм грейфера з робочим органом – грейферний ківш з двома приводними гідроциліндрами. Привод стріли – від гідроциліндра. Тягою фіксують складові частини стріли при навантаженні. Навантажувач встановлюють на передній брус трактора типу МТЗ або ЮМЗ, що дозволяє одночасне виконання вантажних і транспортних робіт. Керування навантажувачем здійснюється з кабіни трактора без її дообладнання. Бульдозер монтують з механізмом задньої навіски трактора з установкою центральної тяги на розмір 680 мм. Привод всіх циліндрів здійснюється від гідросистеми навантажувача.

Механізм повороту колони малогабаритного навантажувача розроблений як важільний механізм з гідроциліндром, що забезпечує поворот колони на необхідний кут 250° . Для розробки механізму повороту колони проаналізовано роботу гальмівного пристрою системи повороту колони навантажувача. Кутова швидкість повороту колони навантажувача є конструктивним параметром і дорівнює $0,5 \text{ с}^{-1}$, а характеристика гальмування задається із умов забезпечення міцності конструкції і стійкості агрегату.

Визначено силові і кінематичні характеристики механізму повороту навантажувача, сили тертя при повороті колони навантажувача ПГМ-0,2; виконано силовий аналіз механізму повороту навантажувача.

Виконано розрахунок на міцність ланок механізму повороту, а саме коромисла, рухомої опори і кривошипу, визначено дійсні напруження у вузлах механізму повороту, запропоновано заміну матеріалу для їх виготовлення. Встановлено форму і розміри поперечного перетину цих деталей.

Обґрунтовано параметри навантажувального обладнання та силових гідроциліндрів; вантажопідйомність, відривне і напірне зусилля та стійкість фронтального малогабаритного навантажувача.

Виконано комп'ютерне моделювання навантаженості опори механізму повороту колони та економічну оцінку удосконалення навантажувача. Розроблено заходи з екологічної безпеки, охорони праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях при використанні малогабаритного навантажувача.

У технологічній частині розроблено технологічний процес механічної обробки деталі і спроектовано спеціальні верстатні приспособлення.

Конструктивні рішення відображені у графічній частині роботи.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. –638с.
2. Бабук В.В.Дипломное проектирование по технологии машиностроения. – Минск: 1979. – 461с.
3. Базанов А.Ф., Забегалов Г.В. Самоходные погрузчики. – М.: Машгиз, 1958. – 124с.
4. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машино-строение, 1980. – 335с.
5. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1974. – 856с.
6. Волчек Я.А. Самоходные погрузчики. – М.: Машгиз, 1963. – 244с.
7. Гернет М.М. Курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1973. – 464с.
8. Гогіташвілі Г.Г., Лапін В.М. Основи охорони праці. – Львів: Новий світ, 2000. – 230с.
9. Горбацевич А.Ф. и др. Курсовое проектирование по технологии машиностроения. – Минск.: Вышейшая школа, 1983. – 298с.
- 10.Горошкин А.К. Приспособления для металорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1979.
- 11.Грицюк С.І. Демпфери цилиндров ссельскохозяйственных погрузчиков. //Тракторы и сельхозмашины. – №10, 1973.
- 12.Гузенков П.Г. Кратный справочник к расчетам деталей машин. – М.: Высшая школа, 1975. – 312с.
- 13.Данилевский В.В., Справочник молодого машиностроителя. – М.: Высшая школа, 1973. – 647с.
- 14.Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин.- М., К.: Машгиз, 1962.- 268с.
- 15.Красников В.В. Подъемно-транспортные машины. – М.: Колос, 1981. – 263с.
- 16.Нефедов И.М., Осипов М.К. Сборник задач и примеров по резанию металлов и режущему инструменту. – М.: Машиностроение, 1978.

17. Основи екології: Підручник /Г.О. Білявський, Р.С. Фурдуй, І.Ю. Костіков. – К.: Либідь, 2004. – 408с.
18. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность. /Под ред. П.М. Волкова М.М. Тененбаума. М.: Машиностроение, 1977. – 310с.
19. Платонов П.Н., Куценко К.И. Подъемно-транспортные и погрузочно-разгрузочные устройства. – М.: Колос, 1972.
20. Погрузчик-экскаватор ПЭ-0,8. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Коломыя, 1975. – 58с.
21. Погрузчик-экскаватор ПЭА-1,0 «Карпатец». Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Коломыя, 1985. – 64с.
22. Практикум по мелиоративным машинам /Б.А. Васильев, В.В. Комисаров, И.И. Мер и др.; Под. ред. И.И. Мера. – М.: Колос, 1984. – 192с.
23. Режимы резания. Справочник /Под.ред. Ю.В. Барановского. – М.: Машиностроение, 1972.
24. Справочник технолога-машиностроителя: в 2-х томах под ред. А.Г. Косиловой., Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1985. – Т.1. – 656с.
25. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 212с.
26. Таубер Б.А. Подъемно-транспортные машины. – М.: Гослесбумиздат, 1962. – 630с.
27. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. ГОСТ 23728-88, ГОСТ 23730-88.
28. Тищенко Л.М., Білостоцький В.О. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів. – Харків, 2003. – 406с.
29. Цивільна оборона. Підручник /За редакцією В.С. Франчука. – Київ: Знання, 2001. – 256с.
30. А.С. № 545569. Важільний механізм повороту. Автор Козаренко В.І.
31. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського

- виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. – 164 с.
32. Дем'янчук Т.Р., Олійник В.Є., Хомик Н.І. Механізм повороту малогабаритного навантажувача // Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том I VIII міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 27-28 листопада 2019). – Тернопіль. – ТНТУ, 2019. – С. 81-82.
33. Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Машини та обладнання для тваринництва. Курс лекцій. Ч. 1 Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2013. – 224 с.
34. Хомик Н.І., Довбуш А.Д. Машини та обладнання для тваринництва. Курс лекцій. Ч. 2 Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. І.Пулюя, 2013. – 224 с.
35. Хомик Н.І. Наскрізна програма практики: методичні вказівки для студентів ОКР «Бакалавр» та «Магістр» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, В.П. Олексюк, М.Я. Сташків, Т.А. Довбуш. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2017. – 140 с.
36. Хомик Н.І. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 191 с.
37. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Основи агрономії. Курс лекцій Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 300 с.
38. Хомик Н.І., Олексюк В.П., Цьонь О.П. Механізація переробки та зберігання сільськогосподарської продукції. Курс лекцій Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. – 288 с.
39. Хомик Н.І., Гаврон Н.Б., Рубанець Н.А. Технологія виробництва і переробки сільськогосподарської продукції: курс лекцій Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. – 248 с.
40. Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Довбуш Т.А. Теорія механізмів і машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. – 72 с.

41. Цебенко Б.М., Хомик Н.І. Обґрунтування конструкції штанги навантажувача ПЕ-0,8Б //XI Всеукраїнська студентська н.-т. конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» Збірник тез. Том 1. – Тернопіль. – ТНТУ, 2018. – С. 98-99.
42. Цебенко Б.М., Хомик Н.І. Розрахунок стійкості навантажувача ПЕ-0,8Б //Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том I VII міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 28-29 листопада 2018). – Тернопіль. – ТНТУ, 2018. – С. 169-170.
43. Цебенко Б.М., Хомик Н.І. Розподілення конструктивних мас навантажувача ПЕ-0,8Б //XII Всеукраїнська студентська н.-т. конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» Збірник тез. Том 1. – Тернопіль. – ТНТУ, 2019. – С. 88-89.
44. Дем'янчук Т.Р., Хомик Н.І. Зусилля в гідроциліндрах навантажувача ПЕ-0,8Б //II Міжнародна студентська н.-т. конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» Збірник тез. – Тернопіль. – ТНТУ, 2019. – С. 81-82.
45. Гевко Р.Б., Гарькавий А.Д., Гладич Б.Б., Павх І.І., Павелчак О.Б. Оцінка ринкової вартості та конкурентоспроможності машин і технологій. – Тернопіль: ТДПУ, 2004. – 199 с.
46. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва. – Тернопіль, 2005. – 228 с.
47. Данильченко М.Г., Гладич Б.Б., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г. Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей. – Тернопіль: Економічна думка, 2001. – 61 с.

ДОДАТКИ