

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломного проекту**

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

на тему : Навісне ямовикопувальне обладнання

Виконав: студент 4 курсу, групи ІЛС-41
спеціальності 131 “Прикладна механіка”

Іванов Євгеній Артурович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

Керівники Свідерський Анатолій

Тофлійович

(прізвище та ініціали)

к.т.н., професор

(вчене звання, науковий ступінь)

м. Київ - 2023 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ д.т.н., проф. Назаренко І.І.

“ ___ ”

_____ 2023 року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломного проекту

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

на тему : Навісне ямовикопувальне обладнання

Виконав: студент 4 курсу, групи ІЛС-41
спеціальності 131 “Прикладна механіка”

Іванов Євгеній Артурович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

Керівники Свідерський Анатолій

Тофілійович

(прізвище та ініціали)

к.т.н., професор

(вчене звання, науковий ступінь)

м. Київ - 2023 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра Машин і обладнання технологічних процесів
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
Спеціальність 131 “Прикладна механіка”

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри

_____ /д.т.н., проф. І.І. Назаренко/
“ _____ ” _____ 2023

року

З а в д а н н я

на дипломний проект студенту

Іванов Євгеній Артурович (прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: Навісне ямовикопувальне обюладнання
керівник проекту: Свідерський Анатолій Тофілійович, кандидат
технічних наук, професор.

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

Мазур Людмила Володимирівна, викладач

затверджені наказом ректора КНУБА № 2224/2 від “ 8” грудня 2023 року.

2. Строк подання студентом проекту 31 травня 2023 року.

3. Вихідні дані до проекту:

Всі дані до розробки конструкції машини отримати на переддипломній практиці на основі огляду та аналізу існуючих конструкцій подібних машин.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що необхідно розробити): Вступ. Огляд та аналіз існуючих конструкцій подібних машин. Загальні розрахунки. Розрахунки на міцність деталей та вузлів. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Загальний вид машини 1 арк.; креслення робочого обладнання з відповідними перерізами 1-2 арк.; складальні одиниці робочого обладнання 2 арк.; креслення деталей 1-2 арк.

6.Консультанти розділів проекту:

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Техногенна безпека	к.т.н., доцент Гаркавенко О.М.		

7.Дата видачі завдання 05 грудня 2023 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1.	Огляд та аналіз існуючого устаткування. Загальні розрахунки.	22.03.23	25%
2.	Креслення загальних видів. Розробка та розрахунок вузлів.	19.04.23	50%
3.	Розрахунки та креслення деталей.	17.05.23	75%
4.	Техногенна безпека. Рецензування. Попередній захист.	31.05.23	100%

Студент _____
(підпис)

Керівники проекту _____Свідерський Анатолій Тофілійович,
к.т.н., професор

_____ Мазур Людмила Володимирівна,
викладач

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Огляд існуючого ямовикопуючого обладнання та його аналіз	10
1.1. Огляд існуючих конструкцій.	10
1.2. Аналіз і висновки.	36
2. Загальний розрахунок ямовикопувача-викорчовувача.	37
2.1. Вихідні дані і розробка конструктивної схеми машини.	37
2.2. Визначення потужностей, обертових моментів і частот обертання валів, елементів приводу.	51
3. Розрахунок конічно-планетарного редуктора.	56
3.1. Розрахунок зубчатої конічної передачі.	56
3.2. Розрахунок планетарної передачі.	59
4. Розрахунки на міцність.	76
4.1. Розрахунок валів і осей.	76
4.1.1. Розрахунок осі сателіта.	76
4.1.2. Розрахунок ведучого валу планетарної передачі.	77
4.1.3. Розрахунок валу конічної шестерні.	78
4.1.4. Розрахунок веденого валу планетарної передачі.	79
4.2. Вибір підшипників.	80
4.2.1. Вибір підшипників під сателіти.	80
4.2.2. Розрахунок підшипників під конічну шестерню.	81
4.2.3. Вибір упорного підшипника під конічну шестерню.	82
4.2.4. Розрахунок підшипників під вал сонячної шестерні.	83
4.2.5. Розрахунок підшипників під ведений вал.	84
4.3. Розрахунок штанги на стійкість.	85

4.4. Розрахунок пальця кріплення редуктора на зріз.	86
4.5. Розрахунок пальця кріплення рами навісного обладнання до трактора на зріз.	87
5. Паспорт машини.	89
5.1. Призначення.	89
5.2. Технічні дані.	90
6. Гідропривід.	93
6.1. Призначення, будова і робота.	98
6.2. Розрахунок гідроциліндра	100
7. Техногенна безпека	100
7.1. Охорона праці	100
7.2. Пожежна безпека	106
Список використаних джерел	112
Додатки	113

Вступ

Високі темпи сучасного будівництва потребують застосування все нових машин спеціального призначення для прискорення і удосконалення будівельних робіт. Причина цього в зростанні об'ємів робіт і бажання відповідати сучасним вимогам технічних характеристик засобів механізації.

При виконанні ремонтно-будівельних робіт на етапі підготовки будівельного майданчика, переплануванні та перемонтуванні різноманітних громадських і промислових об'єктів, зокрема в умовах великого забудованого міста, часто виникає потреба в акуратному видаленні пеньків дерев і завантаження їх на автомобіль з подальшим вивозом, швидка підготовка необхідної кількості ям для посадки зелених насаджень, встановлення стовпів, огорож, дорожніх знаків, рекламних банерів і щитів.

До такого типу будівельної техніки відноситься і розроблена у дипломному проекті машина для буріння ям, а також для видалення пеньків.

Для полегшення та прискорення копального процесу у світовій практиці вже не перший рік широко використовується розповсюджена робоча техніка у вигляді шнекового бура, однак в Україні масове серійне виробництво такого ефективного і зручного інструменту ще не освоєне.

Відносно механізації процесу вирубаня пнів в садах і парках, так і залишається не вирішеною проблемою у сучасній будівельній техніці, тому що не були розроблені підходящі робочі органи, придатні для ефективного виконання таких цілей.

На практиці для цього застосовуються корчувальники ричажного типу. Але велика кількість цього обладнання дуже незручне, важке і недостатньо точне. А також, у процесі своєї роботи вони дуже часто майже на всій площі навколо пенька спустошують більшу частину трав'яного шару ґрунту та сильно пошкоджують корені довколишніх дерев. Тому, замінювати дерева у стиснених умовах, відновлювати сад, вирубати пеньки та викопувати ями в більшій мірі приходиться вручну із-за неможливості виконувати цю роботу існуючими механізмами.

Використання сучасних машини для викопування ям, корчування і відвантаження пнів в садах дозволяє замінити така функціональна і необхідна техніка, як ямовикопувач чи ямобур.

Наприклад, БАМ 1.3 і ДЕМ 112 для виривання наземної частини пнів допоможе механізувати важку ручну працю при корчуванні і завантаженні пнів в сучасних господарствах декоративного, домашнього садівництва, на лісових вирубках, у громадських парках, будівельних майданчиках.

Таким чином розповсюдженість використання такого типу будівельної техніки набирає оберти.

В дипломній роботі виконано огляд сучасних та найбільш популярних бурових машин, розглянуто їх робочі можливості, переваги та технічні характеристики. На основі цього відбувається модернізація і розрахунок основних вузлів і деталей навісного обладнання. Саме головне, що в роботі приділяється увага головним перевагам, основним характеристикам, безперебійній роботі машини, деталізації основ конструкції та покращення характеристик з цілю покращення роботи та підвищення якості технічних можливостей машини.

Логістика застосування і створення навісного ямовикопувального обладнання

Ямобур - установка для буріння неглибоких свердловин та інших отворів циліндричного профілю в ґрунті. Агрегати використовуються в різних галузях будівництва для швидкого копання ям під монтаж стовпів, опор ЛЕП, елементів фундаменту, прокладання комунікацій, облаштування колодязів, а також у благоустрої та лісовому господарстві для посадки рослин, у геологорозвідці та інших сферах.

Історія ямобурів

Перший у світі ямобур розроблений на Горьківському автозаводі (ГАЗ) у 1945 р. на замовлення міста для механізації посадки великої кількості плодкових дерев. На заводі в короткий термін було створено спеціальну бурову установку для копання неглибоких ям на базі повнопривідного легкового автомобіля ГАЗ-67. Вже 1945 – 1946 гг. машина горьківської конструкції використовувалася для висаджування дерев у Москві. Пізніше аналогічну техніку почали випускати європейські та американські заводи.

Класифікація та конструкція ямобурів

Бурильне обладнання для ям ділиться на чотири групи:

- Ручні – бензобури;
- Універсальні навісні – гідрообертачі (гідробури);
- Самохідні на власному шасі;

- Бурильно-кранові машини (БКМ) – крано-маніпуляторний пристрій (КМУ) із буровою установкою на шасі вантажного автомобіля.

Конструктивно ямбури (за винятком більшості ручних бензобурів) однакові, вони складаються з наступних компонентів:

- Гідрообертач - вузол з гідравлічним мотором, що забезпечує обертання робочого органу;
- Навісний пристрій або пристрій для монтажу гідрообертача на стрілу;
- Знімний шнек.

Гідрообертач може монтуватися практично на будь-які агрегати та машини: стріли екскаваторів, КМУ, навантажувачів, навісні пристрої тракторів, на рами для навішування на трактори або вантажні автомобілі тощо. Він підключається до гідравлічної системи шасі та забезпечує обертання шнека з високим зусиллям. Основним робочим органом ямбура є шнек, який збільшення глибини буріння може комплектуватися подовжувачами (вставками). Шнеки відрізняються пристроєм ріжучої кромки, але в цілому працюють однаково: при обертанні безперервно зрізують невеликий шар ґрунту і гвинтом викидають його на поверхню.

Характеристики ямобурів

Основними характеристиками агрегатів є:

- Глибина буріння;
- Діаметр буріння;
- Обертаючий момент;
- Частота обертання шнека;
- Категорії ґрунтів.

Ямбури в залежності від типу можуть рити свердловини глибиною до 5 м, КМУ з буровою установкою – до 10,5 – 11 м (з подовжувачами), діаметр свердловин – від 200 до 800 – 900 мм, окремі моделі – до 1500 мм (для копання колодязів). Гідрообертачі можуть розвивати крутий момент від 0,9 до 45 кНм і більше, забезпечуючи обертання шнека з частотою до 40 об./хв та його проникнення в ґрунти I – III (рідше до IV) категорій.

Основні виробники ямобурів

Ямбури різних типів виробляє велику кількість російських та зарубіжних підприємств. Найбільші виробники в СНД - Технопарк "Імпульс" (гідрообертачі Impulse), завод "Рускомтранс", ВАТ "Стройдормаш", ВАТ "Івенергомаш", білоруський завод "Амкодор" та інші. Із зарубіжних

компаній найбільшої популярності здобули виробники гідрообертачів Digga, Delta, Hydra, Erkat та інші, різноманітні за типом та конструкцією ямобури пропонують вже зазначені компанії, а також Caterpillar, JCB, Kanglim, Donghae та багато інших.

1. Огляд існуючого ямовикопуючого обладнання та його аналіз

1.1. Огляд існуючих машин з ямовикопуючим обладнанням

Wirax 1s-40



Рис 1.1 Навісне бурильне обладнання марки Wirax 1s-40

В комплект з універсальним ямобуром польського виробництва для тракторів входять два бури діаметром 250 мм з глибиною буріння до 90 см і 500 мм з глибиною буріння до 60 см, вага конструкції без шнеків 115 кг. Вага свердла: Ø500 мм 27 кг, Ø250 мм 24 кг, передавальне число редуктора 1,61. Шнеки бура мають таку форму гвинтовою робочою поверхнею, яка забезпечує мінімальне розкидання ґрунту з виритої лунки. Це дозволяє скоротити час на подальші роботи із засипання ям. Робоча частина бура виготовлена з дуже міцного металу, і тому йому під силу навіть тверді ґрунти.

Бур земляний встановлюється на триточкову навішування трактора потужністю від 24 кінських сил з робочими оборотами 540 хв. та 40 к.с. з робочими оборотами 1000 за хв. Процес буріння повністю автоматизований, привід виконується від валу відбору потужності трактора, а підйом та опускання відбувається за допомогою гідравлічної системи трактора та управляється з місця оператора.

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки
----------------	-----------------	------------	--------------	-----------------

	Навісний; Трьохточковий сзадку трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	250/500 мм	250мм - до 900 мм 500 мм - 600мм
Характеристики	Потужність агрегатованого трактора	Країна виробник	Кількість бурів	Мінімальні оберти ВВП трактора
	25 л.с	Польща	2шт.	540 об/хв

БАМ-1,3



Рис 1.2 Навісне бурильне обладнання марки БАМ-1,3

Ямовикопувач БАМ-1,3 в основному використовується для буріння круглих отворів для посадки кущів та дерев, встановлення стовпчиків у ґрунтах I-V категорій. Основними складовими ямобура є рама, конічний редуктор, карданний вал та шнек.

Встановлюється на трактори другого класу потужності, наприклад, МТЗ, ЮМЗ, Фотон та ін Ямобур може бути укомплектований шнеками діаметром від 200 до 600 мм на замовлення покупця.

Для використання в ґрунтах I-III категорій шнеки укомплектовані звичайними різцями, а для використання в ґрунтах IV-V категорій шнеки комплектуються спеціальними твердосплавними вставками та пальцями.

Найбільша глибина буріння ямобура – 1,2 метра. Можливе виготовлення телескопічного буру, що дозволить збільшити глибину буріння до 1,8 метрів. Максимальний діаметр телескопічного свердла 400 мм.

Характеристики	Діаметр буріння	Глибина буріння	Частота обертання бурів	Максимальний крутний момент на бурі	Діаметр змінних бурів
	125–600 мм	до 1200 мм	170 об/хв	1,4 кНм	120–600 мм

1W-50



Рис 1.3 Навісне бурильне обладнання марки Wirax 1s-50

Бур шнековий навісний **1W-50** використовується для швидкого буріння циліндричних отворів діаметром 50 см і глибиною до 2,5 м у сухих і вологих ґрунтах, у тому числі для посадки дерев, для встановлення стовпів та опор, для дренажних систем та колодязів, для проведення інженерних та гідрогеологічних робіт, при будівництві та благоустрої території. Бур встановлюється на задню точкову навісну систему 3 і приводиться в обертання від валу відбору потужності трактора. Буріння проводиться швидкозмінними двозахідними шнеками.

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки
	Навісний, трьохточковий сзади трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	500 мм	900 мм
Характеристики	Потужність агрегатованого трактора	Швидкість занурення бура	Продуктивність	Маса
	25 — 45 л.с	10-25 мм/с	30-35 ям/год	226 кг

1w-70



Рис 1.4 Навісне бурильне обладнання марки Wirax 1s-70

Продуктивний високоміцний ямобур на МТЗ навісний **1w-70** розрахований на серйозні робочі навантаження, оснащений надійним сталевим шнеком з великим діаметром – 70 см. Агрегат призначений для буріння широких отворів циліндричної форми на різних ґрунтах, включаючи ділянки з щільним вологим ґрунтом на глибину до 90 див. Встановлюється ямобур **1w-70** МТЗ потужністю щонайменше 50 кінських сил, закріплюється позаду трактора триточковою наважкою. На посиленій металевій рамі розташований карданний вал, підключений до робочого механізму інструменту. На корпусі є амортизаційна пружина для стабілізації

положення бура при роботі на складних ділянках. Використовується ямобур на МТЗ навісний **1w-70** для копання лунок під посадку садових дерев та декоративних чагарників, буріння свердловин для дренажних систем, свердління глибоких ямок для встановлення стовпів та опорних конструкцій. У роботу агрегат запускається від ВВП (вал відбору потужності трактора) техніки через карданний вал. Особливості ямобура на МТЗ навісного 1w-70: Діаметр шнека – 70 см. Встановлено карданний вал. Відмінно працює на будь-яких ґрунтах.

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки
	Навісний, трьохточковий зсаду трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	700 мм	900 мм
Характеристики	Потужність агреатованого трактора	Кількість бурів	Мінімальні оберти ВВП трактора	Маса
	50 л.с	1 шт.	540 об/хв	219 кг



Рис 1.5 Навісне бурильне обладнання марки Tad-ten

Обладнання, що має навісний вид агрегації. Використовується для різання лунок у землі. Суть використання цього засобу дуже широка, адже часто густо необхідно викопати ями під стовпи на паркан, для пересадки дерев або інших потреб. Для цього і використовується дана агрегація, яка дозволяє зробити це швидко та якісно.

Характеристик и	Тип агрегатування	Працює від	Діаметр бура	Глибин а обробки
	Навісний, трьохточковий сзаду трактора	ВВП (вал відбору потужност і трактора)	500 мм	820 мм
Характеристик и	Потужність агрегатованог о трактора	Кількість бурів	Мінімальн і оберти ВВП трактора	Маса
	25 л.с	1 шт.	540 об/хв	124 кг

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	1370 мм	810 мм	1710 мм

ДЕМ-112

Рис 1.6 Навісне бурильне обладнання марки ДЕМ 112

Ямовикопувач **ДЕМ 112** призначений для буріння отворів круглого перерізу в ґрунтах до V категорії на глибину до 1,3 метра.

Монтаж обладнання здійснюється на *штатне* заднє навішування трактора за 20 хвилин. Для встановлення навісного обладнання ямовикопувача **ДЕМ 112НО** на трактор «Білорус-92П» потрібні такі умови: комплектація трактора «Білорус-92П» зі здвоєними баками, сільськогосподарська навішування трактора «Білорус-82.1» та гідроциліндр Ц-100, які не входять до базової комплектації навісного обладнання ямовикопувача ДЕМ 112 ПЗ.

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Максимальний крутний момент на бурі
	Навісний, трьохточковий сзаду трактора	ВВП (вал відбору потужності)	200/350 мм	1300 мм	630 Нм

		трактор а)			
Характеристики	Потужність агрегативного трактора	Кількість бурів	Мінімальні оберти ВВП трактора	Частота обертання бура	Маса
	25 – 50 л.с	1 шт.	540 об/хв	280 об/хв	350 кг

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	2400 мм	720 мм	2200 мм

НБУ-1300



Рис 1.7 Навісне бурильне обладнання марки НБУ-1300

Установка використовується при бурінні круглих отворів у ґрунті (до V категорії) завглибшки до 1,3 метра.

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Максимальний крутний момент на бурі

	Навісний, трьохточковий сзадун трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	250/350 мм	1300 мм	630 Нм
Характеристики	Потужність агрегатованого трактора	Кількість бурів	Мінімальні оберти ВВП трактора	Частота обертання бура	Маса
	25 – 50 л.с	1 шт.	540 об/хв	280 об/хв	350 кг

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	2400 мм	720 мм	2200 мм

БАМ-3Х1



Рис 1.8 Навісне бурильне обладнання марки БАМ-3Х1

Цей ямобур агрегується з будь-якими тракторами як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва. Ямовикопувач призначений для буріння отворів під посадку дерев та чагарників на великих площах.

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Потужність агрегативного трактора
	Навісний, трьохточковий сзади трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	125-600 мм	1200 мм	25 – 50 л.с
Характеристики	Кількість бурів	Частота обертання бура на вхідному валу	Частота обертання бура на вихідному валу	Максимальний крутний момент на вхідному валу	Максимальний крутний момент на вихідному валу
	3 шт.	540 об/хв	170 об/хв	0,49 кНм	1,33 кНм

БЛ-120

Рис 1.9 Навісне бурильне обладнання марки БЛ-120

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Потужність агрегатованого трактора
	Навісний, трьохточковий сзади трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	200/350 мм	1200 мм	25 – 50 л.с

Характеристики	Кількість бурів	Частота обертання бура	Максимальний крутний момент на бурі	Маса	Країна виробник
	1 шт.	280 об/хв	0,63 кНм	300 кг	Республіка Білорусь

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	2400 мм	720 мм	2200 мм

БЛ-120.2



Рис 1.10 Навісне бурильне обладнання марки БЛ-120.2

Характеристики	Тип агрегатування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Потужність агрегатованого трактора

	Навісний, трьохточковий сзадун трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	150/250/400/500 мм	2000 мм	25 – 50 л.с
Характеристики	Кількість бурів	Частота обертання бура	Максимальний крутний момент на бурі	Маса	Країна виробник
	1 шт.	280 об/хв	0,63 кНм	300 кг	Республіка Білорусь

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	2400 мм	720 мм	2200 мм

ВоМЗ ЭД-342



Рис 1.11 Навісне бурильне обладнання марки ВоМЗ ЭД-342

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Потужність агрегатованого трактора
	Навісний, трьохточковий сзади трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	200/350/500 мм	600-1000 мм	25 – 50 л.с
Характеристики	Кількість бурів	Частота обертання бура	Максимальний крутний момент на бурі	Маса	Країна виробник
	1 шт.	250 об/хв	0,6 кНм	240 кг	Росія

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	2000 мм	720 мм	2100 мм

МРМЗ ЯК-1.3



Рис 1.12 Навісне бурильне обладнання марки МРМЗ ЯК-1.3

Характеристики	Тип агрегатування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Потужність агрегатованого трактора
	Навісний, трьохточковий сзади трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	200/400 мм	1300 мм	25 – 50 л.с
Характеристики	Кількість бурів	Частота обертання бура	Максимальний крутний момент на бурі	Маса	Країна виробник
	1 шт.	250 об/хв	0,6 кНм	450 кг	Росія

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	2000 мм	800 мм	1500 мм

DELEKS LH-50/23

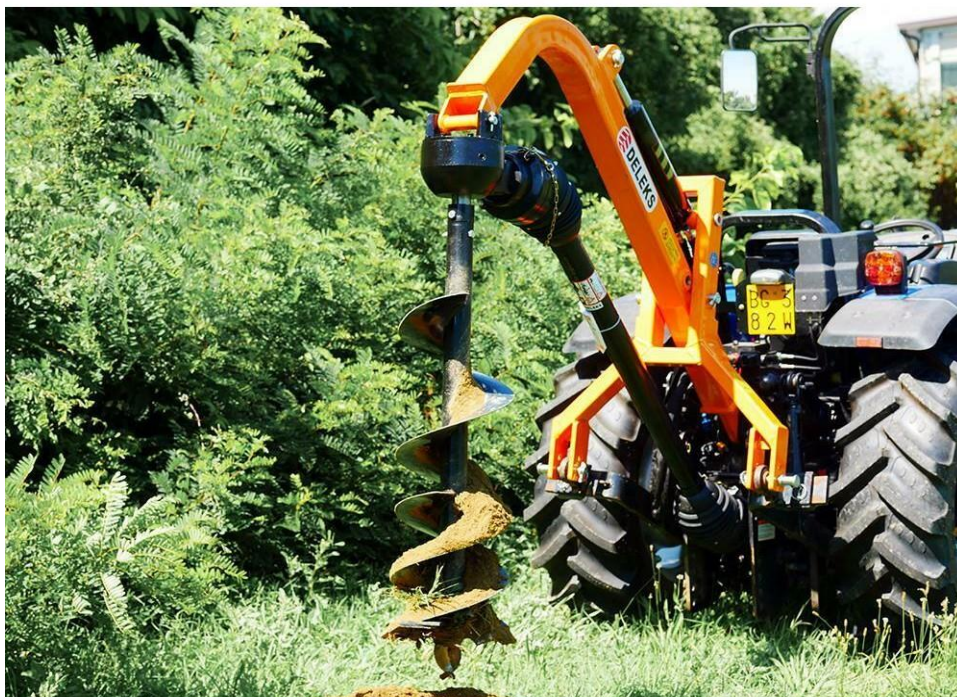


Рис 1.13 Навісне бурильне обладнання марки DELEKS LH-50/23

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Потужність агрегатованого трактора
	Навісний, трьохточковий сзаду трактора	ВВП (вал відбору потужності трактора)	230 мм	1250 мм	40 л.с

Adler E 50/100/165



Рис 1.14 Навісне бурильне обладнання марки Adler E 50

Швидкознімний бур для земляних робіт, навісний на екскаватори, будь-які навантажувачі та ін. Виробництво компанії **Adler** (Німеччина). Підходить для всіх відомих поширених брендів: Caterpillar, JCB, Komatsu, New Holland, Terex, Case, Volvo, Hyundai, John Deere, McCormick та ін.), захищеним міцним корпусом. Бурові шнеки оснащені мінливими насадками та лезами, які підходять для різних типів ґрунтів. Шнеки легко змінюються завдяки зручному кріпленню.

ВІДМІТНІ ПЕРЕВАГИ

Спеціальний карданний шарнір, завдяки якому бур під час роботи завжди буде перебувати у вертикальному положенні та бурити вертикально незалежно від положення базового шасі (наприклад, якщо базове шасі на купині, у поглибленні або інших нерівностях рельєфу) . Спеціальний запобіжний клапан обмеження тиску, що захищає бур при попаданні на камінь або інше тверде тіло.

СФЕРА ВИКОРИСТАННЯ

- Будівельні та монтажні роботи: монтаж та демонтаж опор ліній електропередач та зв'язку;
- буріння отворів при будівництві пальових фундаментів будівель та споруд;

- буріння при встановленні опор мостів та переходів, опор при будівництві та ін. Комунальні роботи: встановлення дорожніх знаків та огорож; посадка дерев та інших насаджень.

ДІАМЕТР БУРІННЯ:

Е 50 – до 220 мм;

Е 100 – до 300 мм;

Е 165 – до 500 мм;

EG250 – до 750 мм;

EG500 – до 1000 мм.

Буровий лафет



Рис 1.15 Буровий лафет

Буровий лафет випускається фірмою Геопромаш різної модифікації та довжини.

Довжина лафета (мачти) від 3 - 12 метрів, обертач прохідний з вертлюгом під промивання та заливання цементного розчину.

Крутний момент обертача 1800 – 3600 н/м. (180 – 360 кг/м.)

Оберти 0 - 140 об/хв.

Зусилля вгору-вниз 5000 кг.
Мачта оснащена гідроциліндром відхилення.



Рис 1.16 Буровий лафет

HOTOMI AUGER LS 1030-009



Рис 1.17 Бурильно-кранова машина HOTOMI AUGER LS 1030-009

Багатофункціональна бурильно-кранова машина **HOTOMI AUGER LS 1030-009**, в основі якої лежить використання бурильно-кранового обладнання південнокорейської фірми HOTOMI, здатна виконувати перевезення різноманітних вантажів, проводити вантажно-розвантажувальні роботи, виконувати різного характеру на висоті і бурити в ґрунті отвори для встановлення у них стовпів. БКМ **HOTOMI AUGER LS 1030-009** використовується для широкого спектру будівельних операцій, її застосовують для встановлення паль та опор ЛЕП, парканів та огорож, для різного виду монтажних та господарських робіт.

Дана бурильно-кранова машина підходить для:

- для встановлення опор ЛЕП;
- загвинчування гвинтових паль;
- буріння лідерних свердловин;
- буріння під огорожі, колодязі;

Особливості

Серед багатьох аналогічних за призначенням установок дана машина відрізняється високими технічними параметрами, збільшеними функціональними можливостями і великою кількістю додаткових опцій. За співвідношенням ціни та якості вона лідирує серед вітчизняних та імпортованих аналогів. Виробництво бурильно-кранових машин налагоджено в Санкт-Петербурзі, де компанія "АУГЕР" монтує на різні колісні та

гусеничні шасі вітчизняного або зарубіжного виробництва бурильно-кранове обладнання фірми НОТОМІ, що виготовляється в Південній Кореї.

Характеристики	Тип приводу бурильного інструмента	Радіус робочої зони буріння	Діаметр бура	Глибина обробки	База шасі
	Гідравлічний	6723 мм	360-600 мм	4000-8000 мм	ГАЗ 33086
Характеристики	Висота підйому люльки	Частота обертання бура	Максимальний крутний момент на бурі	Вантажопідйомність люльки	Двигун
	11500 мм	35 об/хв	6,0 кНм	200 кг	ММЗ Д-245.7 117 л.с.

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	8520 мм	2300 мм	3500 мм

БКМ-317



Рис 1.18 Бурильно-кранова машина БКМ-317

Бурильно-кранова машина **БКМ-317** була і залишається однією з найпопулярніших бурильних машин для буріння свердловин під лінії ЛЕП, телефонного зв'язку, стовпів, огорож, малоповерхового будівництва.

Особливості бурильної машини БКМ-317:

- висока маневреність забезпечує зручність роботи в умовах обмеженої забудови;
- комплектація як з механічним, так і з гідравлічним приводом обертача бурильного інструмента;
- наявність регульованої подачі бура дозволяє вибрати найбільш оптимальний режим;

Характеристики	Тип приводу бурильного інструмента	Технічна продуктивність при бурінні свердловини	Діаметр бура	Глибина обробки	Базова вага шасі
	Гідравлічний	3.6 шт/год	250-800 мм	3000 мм	ГАЗ-33081

					"Садо ко"
Характеристики	Максимальна висота підйому гака	Частота обертання бура	Максимальний крутний момент на бурі	Вантажопідйомність кранового обладнання	Маса
	6300 мм	1200 об/хв	4,9 кНм	1250 кг	5710 кг

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	7000 мм	2340 мм	7200 мм

Завдяки своїй простоті та надійності **БКМ-317** використовується практично повсюдно, а у поєднанні з базою ГАЗ 33081 є універсальною буровою машиною, здатною працювати у найскладніших умовах.

Крім того, виробляються різноманітні модифікації даних машин на базі автомобілів:

- з карбюраторним двигуном – ГАЗ-3308;
- з дизельним двигуном – ГАЗ-33081;
- на шасі - ГАЗ-33081 під назвою «Єгер II», що має п'ятимісцеву кабіну, яка стане в нагоді для перевезення будбригади.

Різновиди бурової машини БКМ-317

Розроблено та уніфіковано за своїми технічними даними кілька видів комплектації ямобура БКМ-317. БКМ-317-01 має гідравлічний привід подачі та механічний привід обертання бурового інструменту. Інший **БКМ-317А-01** укомплектований гідроприводом для всіх діючих органів. Має регулятор обертів бура, що дозволяє працювати вам у зручному та оптимальному режимі. **БКМ-317** має гарну витривалість, а, до того ж, ямобур простий і недорогий в обслуговуванні завдяки дешевим і доступним запчастинам.

Ямобури **БКМ-317** та **БКМ-317А** та їх модифікації з п'ятимісною кабіною (БКМ-317-03, БКМ-318-01) застосовуються для буріння в ґрунті отворів з подальшим встановленням в них опор ліній електропередач (ЛЕП), а також для будівництва ліній зв'язку (ЛЗ), обслуговування та ремонту телефонних,

радіотрансляційних та електромереж. Бурильно-кранова машина **БКМ-317** застосовна також для цивільного та промислового будівництва. З її допомогою пробурюються свердловини для занурення в них паль, дорожніх позначень, рекламних стовпів та стовпів огорож. До того ж вона стане в нагоді для підготовчих робіт - улаштування різних допоміжних споруд, наприклад робочих мостів. Глибина пробурених за допомогою бурильної машини отворів сягає 3,0 м при діаметрі до 0,8 м.

JSB 3CX



Рис 1.19 Бурильно-кранова машина JSB 3CX

Характеристики	Тип приводу бурильного інструмента	Максимальна швидкість	Діаметр бура	Глибина обробки
	Гідравлічний	40 км/год	250-800 мм	5000 мм
Характеристики	Висота вивантаження	Потужність двигуна	Максимальний крутний момент на бурі	Вантажопідйомність обладнання
	2720 мм	85 л.с	4,9 кНм	2800 кг

Розміри	Довжина	Широта	Висота
	7700 мм	2200 мм	2500 мм

Komatsu PC200



Рис 1.20 Бурильно-кранова машина Komatsu PC200

Характеристики	Тип приводу бурильного інструмента	Максимальна сила тяги	Глибина обробки	Радіус повороту задньої частини платформи
	Гідравлічний	178 кН	6620 мм	2750 мм
Характеристики	Швидкість повороту платформи	Колісна (гусенична) база	Ширин а гусениці	Маса
	12.4 об/хв	3655 мм	700 мм	21200 кг
Характеристики двигуна	Модель двигуна	Число циліндрів	Робочий об'єм двигуна	Потужність двигуна

	SAA6D102E -2	6 шт.	66900 мм ³	143 л.с
--	-----------------	-------	--------------------------	---------

Hitachi ZX330



Рис 1.21 Бурильно-кранова машина Hitachi ZX330

Характеристики	Тип приво­ду бурильного інструмент­а	Швидкість повороту платформ­и	Максимальн­а сила тяги	Глибина обробки
	Гідравлічни­й	10,7 об/хв	246 кН	6000 мм
Характеристик­и двигуна	Модель двигуна	Потужніст­ь двигуна	Розрахунков­а частота обертання	Паливни­й бак
	ZX330-5G	246 л.с	2000 об/хв	560 л

БКМ-2м

Рис 1.22 Бурильно-кранова машина ХТЗ-150К-09.172.01

ХТЗ-150К-09.172.01 (модифікації 14 та 14А) – базовий трактор під установку бурильно-кранового обладнання з гідравлічним або механічним приводом бура. Дана установка призначена для буріння свердловин у ґрунтах із глибиною промерзання не більше 60 см, що не містять скельні породи (I-III категорія ґрунту); при комплектації посиленими та спеціальними бурами можлива експлуатація у ґрунтах I-IV категорій. - Довжина бура – 2,5 м, висота підйому стріли крана – 7 м, довжина опор, що встановлюються – 12 м, вантажопідйомність крана – до 2000 кг.

Характеристики	Тип приводу бурильного інструмента	Глибина обробки	Мінімальна частота обертання бура	Максимальна частота обертання бура

	Гідравлічний	2500мм	60 об/хв	120 об/хв
--	--------------	--------	----------	-----------

SZ / H-25/50



Рис 1.23 Навісне бурильне обладнання марки SZ

Характеристики	Тип агрегування	Працює від	Діаметр бура	Глибина обробки	Максимальна частота обертання бура	Споживча потужність
	Навісний, трьохточковий сзаду трактора	ВВП (вал відбору потужності)	250/500 мм	1000 мм	320 об/хв	20 кВт

		трактор а)				
--	--	---------------	--	--	--	--

2. Загальний розрахунок машини

2.1. Вихідні дані і розробка конструктивної схеми машини.

Будова. Опис роботи.

2.1.1. Вихідні дані.

Машина для викопування посадочних ям, корчування і завантаження пнів в лісопарках, лісових вирубках, на узбіччях доріг повинна навішуватися на трактор класу тяги не менше 30 КН з двигуном потужністю 100...200 КВт, який має вал відбору потужності (ВВП) з частотою обертання 500...1100 об/хв. І механізм навішування машин з роздільно-агрегатною гідравлічною системою, причому монтаж навісного обладнання повинен виконуватися без зміни конструкції трактора.

Дані для розрахунку:

Базова машина – колісний трактор Т-150К

Потужність, КВт – 116

Тягове зусилля, КН – 110

(по сцепній вазі)

Частота обертання ВВП, с⁻¹/об/хв. - 56,5/540 - 104,7/1000

Частота обертання робочого органу, с⁻¹/об/хв. - 2,71/25,9 - 5,03/48

Робочій тиск у гідросистемі, МПа – 140

Насос, живлячий навісне обладнання – НШ-50

Привід робочого органу – механічний

Діаметр пнів – до 0,6 м

Висота зрізаного пня над землею – не більше 0,2 м

Діаметр викопаних ям – до 1,2 м

Глибина ям – до 1,2 м

Конструктивна маса навісного обладнання, кг – не більше 2500

Габаритні розміри навісного обладнання:

Довжина, мм – 3400;

Ширина, мм – 1450;

Висота, мм – 1500

- Конструктивна схема машини

Навісне обладнання на Т-150К принципово складається із остова і набору змінних робочих органів (рис.)

Остов включає раму 5, планетарно-конічний редуктор 8, карданний вал 4,

механізм підйому 2, гідроциліндри повороту 9 і виштовхувачя 6, двоплечий важіль 7, штангу 3, робочий орган 10.

Рама 5 навісного обладнання одним кінцем шарнірно з'єднується з трактором 1 і за допомогою гідроциліндра повороту 9 може переміщуватися вільним кінцем за траєкторією, близькою до вертикалі на висоту до 1,8 м. При цьому робочий хід складає не менше 1 м, відхилення осі обертання робочого органу від вертикалі в діапазоні робочого ходу не більше 10°, максимальне віддалення – приближення нижнього кінця робочого органу від трактора – 90 мм

Штанга і двоплечій важіль 7 забезпечують поворот редуктора при підйомі – опусканні рами 5. Гідроциліндр виштовхувала 6 слугує для виштовхування вирізаного пня при завантаженні.

2.1.3. Будова ямовикопувача – викорчовувача – завантажувача

Ямовикопувач – викорчовувач - завантажувач представляє собою машину, яка встановлюється на елементи трактора Т-150К, з механічним відбором потужності від ВВП трактора для приводу змінних робочих органів – бурів, трубчатої і конічної фрез – виконуючих робочій процес без переміщення агрегату.

Будова машини показана на першому і другому листах дипломного проекту.

Для зручності вивчення одні і ті ж складальні частини виробу на цих листах позначені однаковими позиціями.

На нижній осі навісного обладнання трактора взамін нижніх тяг, шарнірно встановлена рама, з'єднана штатним кріпленням трактора з розкосами і підйомними важелями. На осі, на спільних з рамою циліндричних втулках, встановлені стійки, обладнані різьбовими, регулюючими положення відносно корпусу стійок, втулками, які спираються на кулаки роз'ємів кріплення осі навісного устрою трактора.

Штатні тракторні болтові з'єднання кріплення обмежувальних ланцюгів навісного обладнання жорстко з'єднують вуха стійок з кулаками. Таким чином, стійки нерухомо встановлюються відносно задньої напіврамі трактора.

На кронштейнах рами шарнірно встановлений конічно-планетарний редуктор, вхідний вал якого карданною передачею з коливаючою проміжною опорою зв'язаний з хвостовиком ВВП

трактора. Зліва (по ходу трактора) у редуктора на втулці-осі спільного з редуктором шарнірного

з'єднання встановлений коливаючий важіль, шарнірно зв'язаний поздовжньою регульованої довжини тягою зі стійкою.

Вісь валу проміжної опори встановлена паралельно осі хвостовика. Кронштейн валу проміжної опори шарнірно з'єднаний з рамою, а його поводок і стійка шарнірно з'єднані тягою регульованої довжини, так що згадані вище елементи створюють паралелограм.

Таким чином, при будь-якому кутовому положенні рами ось валу проміжної опори лишається паралельною осі хвостовика ВВП трактора.

Кронштейн, жорстко закріплений на корпусі редуктора болтами, з'єднаний шарніром з механізмом перекидання редуктора.

Важіль являється несучим елементом механізму перевертання редуктора. Механізм представляє собою шарнірний трикутник, утворений важелем, редуктором з кронштейном і встановленим на цапфах в проушинах важеля гідроциліндром повороту. При нерухомому важелі, висунення штока гідроциліндра перекидання викликає поворот кронштейна разом з редуктором. При блокованому механізмі перекидання всі його елементи, як і корпус редуктора, принципово представляють собою одне жорстке тіло.

Четирехзвенник, створений стійкою, тягою, важелем і рамою, при кутовому підйомі-опусканні рами в робочому діапазоні забезпечує відхилення від вихідного валу редуктора не більше $\pm 7^\circ$ від вертикалі і зміщення напрямку поздовжньої осі трактора не більше 35 мм.

На верхній кришці редуктора, соосно вихідному, встановлений гідроциліндр виштовхування пня. Шток гідроциліндра у втягнутому положенні довше гільзи циліндра на стільки, що проходить наскрізь

пустотілі вали редуктора. На нижньому торці штока встановлений штовхач.

На фланці вихідного вала болтовими з'єднаннями кріпляться трубчата або конічна фрези, а також бури різних діаметрів. До кронштейнів боковин рами шарнірно приєднані домкрати. Рамки шарнірного кріплення цапф гідро циліндрів обладнані пружними упорами, які нерухомо закріплені на кронштейнах рами. Кутову орієнтацію домкратів відносно рами в транспортному положенні визначають пружини і упори.

Поздовж боковин рами встановлено захисне огороження карданної передачі.

2.2.4. Порядок роботи

При копанні ям проводиться попередня розмітка і встановлюються кілки.

При полосному розчищенні лісу (корчування пнів) також проводиться розмічання території кілками. Напрямок руху трактора повинен бути обрано так, щоб при виконанні роботи машиною проводилися мінімальні переміщення. При роботі на схилі перевагу потрібно, по можливості, дати розміщенню агрегату бічним креном.

Якщо кількість пнів, які належить викорчувати, незначне, наприклад, в лісопарковій зоні, роботу слід організувати з завантаженням пнів на транспортні засоби. При цьому необхідно передбачити під'їзні шляхи для

подачі вантажної платформи під трубчасту фрезу з пнем.

Оператор-тракторист повинен дотримуватися встановленого нижче порядку виконання робочих операцій:

- а) вмикніть зупиночне гальмо трактора;
- б) вмикніть насос гідроприводу навісного пристрою трактора;

- в) встановіть важіль коробки передач у нейтральне положення;
- г) впевніться у тому, що всі важелі керування гідро розподільниками і ВВП знаходяться у нейтральному положенні;
- д) проведіть пуск дизелю;
- е) вмикніть відповідний гідророзподільник, щоб приподняти раму. Подовжити транспортну тросову розтяжку, розстопоривши і подовживши різьбову тягу і зняти її з транспортного гака крану. Від'єднайте тросову частину розтяжки від різьбової тяги і закріпіть її на гаках переднього бамперу трактора. Розстопоріть і зніміть транспортний палець навісного пристрою, виведіть і упорний важіль навісного пристрою трактора із транспортного положення, після чого встановіть палець на місце, зафіксувавши його чеком;
- ж) маневруючи ходом і складанням рами трактора, опускаючи частково раму введіть робочий орган машини в зону розробки без торкання ґрунту і пня. Включіть стояночні гальма;
- з) включіть ВВП трактора на малих частотах обертання двигуна. Переведіть розподільник опускання рами в плаваюче положення і підвищуйте частоту обертання до раціональної для конкретного виду робіт;
- і) в кінці робочого ходу вмикніть розподільник підйому рами. Одночасно необхідно натиснути на вимикач випуску домкратів (домкрати дозволяється не випускати лише при бурінні ям діаметром до 650 мм);
- к) по мірі підйому робочого органу зменшуйте частоту обертання ВВП. Після виходу робочого органу із ґрунту приблизно на 70%, ВВП необхідно вимкнути, а потім продовжити підйом рами і випуск домкратів. В момент граничного кутового положення (100% виходу фрези на поверхню), коли обов'язково необхідно вимкнути ВВП, спрацьовує світлова і звукова сигналізація: загоряється лампочка на блоці комутації і

керування, вмикається сирена трактора. Робота сигналізації припиняється з вимкненням ВВП;

л) після найбільшого підйому рами, при необхідності, виконується переверот редуктора з робочим органом (для прочищення бура або виштовхування пня) – неповний поворот (до 45° нахилу осі фрези до вертикалі) при виштовхуванні пня на ґрунт і повний поворот (горизонтальне положення фрези) при завантаженні пня на платформу;

м) при роботі з трубчатою фрезою вмикніть гідророзподільник циліндру виштовхування пня. Після видалення пня із фрези редуктор переведіть в робоче положення відповідним вмиканням гідророзподільника;

н) вмикніть розподільник підйому рами і одночасно натискайте вимикач прибирання домкратів. При цьому рама не піднімається, а навпаки – опускається (падає) в процесі прибирання домкратів. Причому, активне прибирання домкратів починається з моменту виходу робочого органа (фреза або бур) на упор (ґрунт або пеньок). Тому перед операціями прибирання домкратів рекомендується поворотом редуктору відвести робочий орган на 5...10 см від положення, в якому відбувалося буріння ями або вирізання пня, для того, щоб бур або фреза не заглибилися назад в утворену ними яму, що економить робочий час, пальне, ресурс машини.

2.1.5.Рама

Рама представляє з себе цільнозварну конструкцію із листового прокату. Дві боковини коробчатого перетину з'єднуються поперечинами і замикаються обичайкою. На обичайці встановлені кронштейни шарнірного кріплення редуктора і механізму повороту. Кронштейни можуть виготовлятися цільними і з роз'ємними головками.

Роз'ємні головки розточуються в зборі, тому переустановці не підлягають. При ремонтних роботах їх розбирання-збирання слід

проводити відповідно заводському маркуванню. Для жорсткості установки кронштейни укріплені розпорами. Для установки на ось навісного пристрою в боковинах рами ви

конані дві співосні втулки. Нероз'ємні сферичні шарніри призначені для з'єднання з розкосами навісного пристрою. Три шарніри на кожній боковині дозволяють виконувати зміщення точки підвісу рами. Дві співосні втулки призначені для установки осі коливання проміжної опори. Якщо встановлена вказана ось, то вона виконує функцію третьої поперечної рами, надаючи їй необхідної жорсткості. Кронштейни призначені відповідно для кріплення конічної фрези і ящику ЗПП. До рами приварений ряд різьбових бонок (М8) для кріплення елементів гідроприводу, електрообладнання і інших дрібних деталей. В одному ряду із сферичними шарнірами виконані вантажопідйомні отвори, а до обечайки приварена вантажопідйомна скоба. Строповка рами при виконанні вантажопідйомних робіт проводиться за перетинки вантажопідйомних отворів і за скобу. Вказані елементи припускають строповку як самої рами, так і рами з повністю встановленим на ній обладнанням.

З боку втулок на боковинах рами можуть бути встановлені елементи регульованих опор, які використовуються при монтажі на раму обладнання і при установці машини на трактор.

Кронштейни призначені для встановлення домкратів. Гак призначений для тросової розтяжки.

2.1.6. Редуктор

Редуктор призначений для приводу робочих органів з підвищеним обертовим моментом ВВП. Шарнірно встановлений на рамі корпус редуктору є також одним з елементів силових цепей, які утримують ось вихідного валу редуктора і, отже, робочого органу в положенні,

близькому до вертикального в границях робочого ходу. Корпус редуктора являється також несучим елементом циліндру виштовхування пня.

Редуктор двоступеневий конічно-планетарний. Перша ступінь – конічна зубчата пара з круговим зубом, друга ступінь – планетарний ряд із зупиненим циклом плаваючого типу.

Конічна пара розміщена в корпусі із алюмінієвого сплаву. В розточці кор.

пусу на роликових циліндричних підшипниках, розташованих в стакані, встановлений вхідний вал редуктора – ведуча вал-шестерня.

На прямозубій шліцьовій частині вала-шестерні посаджений фланець, який з'єднується з фланцем карданної передачі. Осьове зусилля, яке виникає при роботі конічної пари, сприймає упорний підшипник. Ущільнення вхідного валу забезпечується двома манжетами, між порожнинами яких закладена пластична змазка.

Ведене конічне колесо посажено на трубчатому валі конічної пари, як на ступиці і закріплене болтами. Верхній кінець валу встановлений на роликовому сферичному підшипнику, затиснутому у стакані, а нижній – на радіальному підшипнику, який плаває в осьовому напрямку в розточці полого вихідного валу планетарного ряду. У нижнього підшипника на полум валу конічної пари нарізані зуб'я, які виконують функції сонячного колеса планетарного ряду. Порожнина між валами (конічної пари і вихідного), які обертаються з різними кутовими швидкостями, уплотнюється двома манжетами, між якими закладена пластична змазка. У верхнього торця вал уплотнюється манжетою, робоча кромка якої взаємодіє з кільцем, насадженим на вал і затиснутим разом з підшипником між буртом стакану і круглою гайкою. На корпусі у підшипника встановлений

козирок, який є збірником розбризканої і стікаючої рідкої змазки при роботі конічної пари, і деталлю, яка черпає змазку при перевертанні редуктора і переводі його назад в робоче положення. З похилої поверхні козирка змазка стікає по каналах на бігові доріжки підшипника, забезпечуючи їх змазку і охолодження. Регулювання підшипників вхідного валу проводиться зміною кількості і товщини прокладок. Регулювання конічного зачеплення (з круговим зубом) також проводиться зміною кількості і товщини прокладок. Ці роботи можуть проводити лише кваліфіковані робітники в умовах майстерень.

Планетарний ряд редуктора розташований між проставкою і корпусом (сталеві відливки).

Сонячне колесо знаходиться в зачепленні з трьома сателітами. Сателіти на роликівих підшипниках встановлені на осях, нерухомо закріплених в складеному водилі. Водило складається із власне водила і кришки, з'єднаної пружинними пальцями. Водило в зборі встановлене на конічних підшипниках, розташованих в розточках проставки і корпуса.

Осьова фіксація підшипників забезпечується буртом проставки і торцем кришки. Регулювання конічних підшипників виконується зміною кількості і товщини прокладок.

Сателіти планетарного ряду взаємодіють з плаваючим епіциклом, який має зубчасте зачеплення зовнішнього вінця з внутрішнім зубчатим вінцем корпуса з великим бічним зазором.

Вхідний вал редуктора має шліцьове евольвентне з'єднання з водилом.

Осьова фіксація вала і водила забезпечується болтами. На евольвентних шліцах вала посаджений фланець, який зафіксований

круглою гайкою. Вихід вихідного валу уплотнюється манжетами, порожнина між якими заповнена пластичною змазкою.

При обертанні полого валу сателіти оббігають навколо сонячного колеса, приводять в обертання водило і вихідний вал з фланцем. Змазка планетарного ряду і конічної пари проводиться рідким маслом, яке заливається в редуктор крізь кришку з сапуном до середнього рівня лінії контакту зубчатого зачеплення конічної пари при вертикальному положенні осі вихідного валу. Продукти зносу сталевих деталей уловлюються магнітом, встановленим на зливній пробці кришки. Шток циліндру виштовхування пня, не маючи функціональної взаємодії з зубчатыми передачами редуктора, в повністю втягнутому положенні розміщується в порожнинах валів з гарантованим зазором. Однак, при висуненні штока на виштовхування пня (вали редуктора не обертаються), можлива поява бічної сили, яка притискає шток до образуючих внутрішніх розточок валів. Для сприйняття бічної сили і виключення значних деформацій штока у вихідному валу при наступному обертанні встановлені голчаті підшипники.

Голки підшипника розташовані між внутрішньою і зовнішньою втулками, які розташовані в корпусі. З торців підшипник закритий кільцями з резиновими уплотнюючими кільцями. Порожнина, в якій розташовані голки, заповнена пластичною змазкою, що не потребує поповнення.

Для уплотнення місця виходу штока із вихідного валу редуктора між ста

левими кільцями встановлені резиновий грязьозйомник і жорсткі чистильники. Голчаті підшипники, кільця фіксуються від осевого переміщення стопорними кільцями.

2.1.7. Передача карданна

Карданна передача призначена для передачі обертового моменту від ВВП трактора до вхідного валу редуктора.

Карданна передача складається із двох карданних валів і проміжної опори.

Телескопічна частина карданних валів уніфікована і складається із ковзаючої вилки і вилки з трубою. Ці частини мають шліцьове евольвентне телескопічне з'єднання, захищене від оточуючого середовища резиновими уплотненнями і жерстяними чистильниками, які утримуються гайкою.

Порожнина заповнена пластичною змазкою. Для її поповнення передбачена маслянка.

Вал підлягає динамічному балансуванню, тому його розукомплектування не допускається. На хвостовик ВВП трактора передача встановлюється вилкою з прилаштованою ступицею з внутрішнім прямобічними шліцями і тангенціальними отворами для установки болтів фіксації вилки на хвостовику. До редуктора передача під'єднується вилкою з фланцем під презонні болти. Між собою карданні вали з'єднуються через проміжну опору шарнірами Гука.

Всі чотири шарніри передачі уніфіковані і виконані на базі шарнірів авто

мобілю ЗИЛ-131: хрестовина карданного валу з підшипниками (комплект для запчастин) 13-1-2205025-A2; кришка голчатого підшипника 200-2201040 і пластина стопорна 20-2201041 (з автомобілю МАЗ-200).

Проміжна опора представляє собою вал з карданними вилками, встановленими на опорах кочення.

Складається з корпусу, який кріпиться до кронштейну проміжної опори болтовими з'єднаннями. Вал опори складений: вилка 1 має шліцьове з'єднання з вилкою 2. Вилка 1 на радіальних підшипниках кочення встановлена в корпус. Внутрішні кільця підшипників зацемлені між буртами вилок через дистанційне кільце і утримуються шайбою і болтами. Зовнішні кільця підшипників фіксуються між буртом корпусу і торцем кришки.

Необхідна осьова гра підшипників встановлюється зміною кількості прокладок. Від оточуючого середовища порожнина підшипників ізолювана манжетами і заповнюється пластичною змазкою. Поповнення змазки проводиться через маслянку.

2.1.8 . Бури

Шнекові бури призначені для викопування ям розробкою ґрунтів різанням і рихленням з наступною евакуацією з рівня розробки на поверхню ґрунту. В ґрунті можуть бути кам'яністі включення розміром до 6 см.

Бур складається із валу (труба), до якого приварені двох західні гвинтові лопасті (шнеки). У верхній і нижній частині лопасті відповідно укріплені траверсами. До першої траверси болтовими з'єднаннями кріпляться змінні ріжучі пластини. Вони виконані зубчастими із закаляної зносостійкої сталі. Зубці забезпечують розробку ґрунту з кам'яністими включеннями.

На нижнім торці валу встановлено зйомне переверне кільце, на ріжучих кромках якого зроблена зносостійка наплавка.

Бури великих діаметрів (0,45...1,2 м) можуть обладнуватись зйомними лижами регульованого по висоті положення, що визначає величину подачі на

початку різання і створює, при необхідності, додатковий опір заглибленню бура. В залежності від необхідності у підчистці вертикальних стінок викопаних ям, бури обладнуються боковими ножами, які кріпляться до шнекових лопастей болтовими з'єднаннями.

В плані бури обертаються проти годинникової стрілки.

2.1.9. Фреза трубчаста

Трубчаста фреза призначена для видалення пнів діаметром до 0,6 м і висотою до 0,2 м над рівнем ґрунту пере різанням їх бічних і скручуванням центральних коренів.

Фреза представляє собою полий циліндр, до верхнього торця якого приварена основа (дно), у якому на середньому радіусі виконано чотири круглих отвори. По осі циліндра к основі приварена труба з фланцем для стиковки з фланцем вихідного валу редуктора. Основа, труба і фланець зв'язані ребрами. Всередині циліндричної частини по радіусу основи і утворюючої циліндру розташовано чотири ребра, на яких гвинтами і гайками закріплені ножі, виготовлені із закаляної зносостійкої сталі. Ріжуча кромка ножів по відношенню до основи розташована під кутом 15° ... 18° .

2.2. Визначення потужностей обертових моментів і частот обертання валів, елементів приводу.

Для розрахунку приводу ямовикопувача-викорчовувача необхідно визначити максимальні сили і обертові моменти, які діють на нього при найбільше несприятливих умовах.

Такими являються навантаження, які виникають при вирізці пня із ґрунту і подрібнення його на місці виконаних робіт.

Розрахунковим шляхом визначити виникаючі навантаження з необхідною точністю неможливо. Тому для розрахунку використовуємо циклограму навантаження приводу фрези (ВВП), отриману дослідним шляхом (мал.2.1.).

Використовуючи її дані визначаємо обертовий момент на карданному валі, валі-шестерні конічної передачі редуктора, а також зусилля, виникаючі у зачепленні.

Обертовий момент $M_{\text{вх.}}$, при $n = 10^3$ об/хв.

$$M_{\text{вх.}} = 9550 \frac{N}{n}, \text{ де}$$

N - [кВт];

N - [об./хв.]

$M_{\text{вх.}}$ - [Н·м]

$$N_1 = 5,989 \text{ кВт}$$

$$N_2 = 22 \text{ кВт}$$

$$N_3 = 44 \text{ кВт}$$

$$N_4 = 51,947 \text{ кВт}$$

$$N_5 = 48,031 \text{ кВт}$$

$$N_6 = 29,947 \text{ кВт}$$

$$N_7 = 16,01 \text{ кВт}$$

$$N_8 = 115,989 \text{ кВт}$$

$$M_{\text{вх1}} = 58,3 \text{ Н·м}$$

$$M_{\text{вх2}} = 214,28 \text{ Н·м}$$

$$M_{\text{вх3}} = 428,56 \text{ Н·м}$$

$$M_{\text{BX}4} = 505,96 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{BX}5} = 467,82 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{BX}6} = 291,68 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{BX}7} = 155,93 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{BX}8} = 1129,73 = M_{\text{max}} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Виходячи із $M_{\text{max}} = M_{\text{BX}}$. Визначаємо окружне зусилля в конічній передачі

$$F_{t8} = 2 \frac{M_{\text{BX}8}}{d_{m1}} = 2 \frac{1129,73}{0,138}$$

$$F_{t8} = 16377 \text{ Н}$$

Радіальне зусилля

$$A = \frac{F_t}{\cos\beta} = [\text{tg}(\alpha+\beta) \cdot \sin\delta + \sin\beta \cdot \cos\delta]$$

$$A = \frac{19597,54}{\cos 35} [\text{tg}(20^\circ + 3^\circ) \sin 16,92 + \sin 35^\circ \cos 16,92] = 16034 \text{ Н}$$

Осьове зусилля

$$T = \frac{F_t}{\cos\alpha} [\text{tg}(\alpha+\beta) \cos\delta - \sin\beta \cdot \sin\delta] = \frac{19597,54}{\cos 35} [\text{tg}(20^\circ + 3^\circ) \cos 16,92^\circ - \sin 35^\circ \cdot \sin 16,92^\circ] = 5719,8 \text{ Н}$$

Частота обертання вхідного валу

$$n = 1000 \text{ об./хв.},$$

Частота обертання проміжного валу

$$n_1 = \frac{n}{i_1} = \frac{1000}{3,29} = 304 \text{ об./хв.},$$

Частота обертання вихідного валу

$$n_2 = \frac{n_1}{i_2} = \frac{304}{6,32} = 48,1 \text{ об./хв.}$$

Зусилля в схемі зачеплення

планетарної передачі

Розрахунок ведемо згідно схеми рис.2.2

Окружне зусилля в зачепленні:

$$P_{12} = P_{21} = P_{24} = P_{42} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{69240}{58,6} = 1181 \text{ н/м}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 560}{30} = 58,6 \text{ с}^{-1} \cdot 10^{-3} \cdot 19 = 76 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Радіальне зусилля в зачепленні

$$T = p \cdot \text{tg} \alpha = 31000 \cdot \text{tg} \alpha = 11320 \text{ н}$$

Тиск на вісь сателіта

$$P_0 = P_{2H} = 2P_{12} = 2 \cdot 3100 = 62000$$

Розрахунок труби карданного валу

Критична частота обертання

$$N_{\text{кр.}} = 1,185 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2} / L_K^2 \text{ об./хв., де,}$$

D – зовнішній діаметр карданного валу, см;

d - внутрішній діаметр;

L_K – довжина карданного валу.

Напруга кручення труби під дією розрахункового моменту M та максимального динамічного моменту $M_{\text{КД}}$

$$\tau_K = \frac{M}{W_\tau} \text{ та } \tau_{\text{КД}} = \frac{M_{\text{КД}}}{M_\tau} \quad W_\tau = 38,67 \text{ см}^3$$

W_τ - момент опору крученню

$$\tau_K \leq 300 \text{ мПа}$$

Кут закручування труби карданного валу під дією розрахованого моменту M

$$Q_K = 180 M L_{\text{MP}} / (J_\tau G \pi),$$

де,

J_{τ} - полярний момент інерції перерізу: $J_{\tau} = 172,1 \text{ см}^4$;

G – модуль пружності при крученні, для сталі $G = 8,5 \cdot 10^4 \text{ мПа}$.

Умови жорсткості валу при крученні

$Q_K \leq 3 \div 9$ на 1 м довжини валу.

Розміри перерізу труби карданного валу

Внутрішній діаметр $d = 82 \text{ мм}$.

Товщина стінки $\delta = 3,5 \text{ мм}$.

Момент опору крученню

$W_{\tau} = 172,1 \text{ см}$

Полярний момент інерції перерізу

$J_{\tau} = 172,1 \text{ см}^4$

Знаходимо чисельні значення:

1. Критична частота обертання

$$n_{\text{кр}} = 1,185 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{D^2 + d^2} / L_K^2$$

$$D + d + \delta = 82 + 2 \cdot 3,5 = 89 \text{ мм}$$

$$L_K = 1050 \text{ мм}$$

$$n_{\text{кр}} = 1,185 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{8,9^2 + 8,2^2} / 105^2 = 13007 \text{ об/хв.}$$

$$N_{\text{кр}} = 13007 \text{ об/хв.}$$

2. Напряга кручення труби під дією розрахованого моменту M

$$\tau_K = \frac{M}{W_{\tau}}$$

$$M_1 = 584,4 \text{ кг} \cdot \text{см}$$

$$\tau_{K1} = 1,51 \text{ мПа}$$

$$M_2 = 2142,8$$

$$\tau_{K2} = 5,54$$

$$M_3 = 4285,6$$

$$\tau_{K3} = 11,08$$

$$M_4=5064,8$$

$$\tau_{K4} = 13,1$$

$$M_5=4675,2$$

$$\tau_{K5} = 12,09$$

$$M_6=2922$$

$$\tau_{K6} = 7,56$$

$$M_7=1558,4$$

$$\tau_{K7} = 4,03$$

$$M_8=974$$

$$\tau_{K8} = 2,52$$

$$M_9=11298,4$$

3. Кут закручування труби карданного валу під дією розрахованого моменту M .

$$Q_K = 180 M L_{MP} / (J_\tau G \pi)$$

$$Q_{K1}=0,024^\circ$$

$$Q_{K2}=0,088^\circ$$

$$Q_{K3}=0,176^\circ$$

$$Q_{K4}=0,208^\circ$$

$$Q_{K5}=0,192^\circ$$

$$Q_{K6}=0,12^\circ$$

$$Q_{K7}=0,064^\circ$$

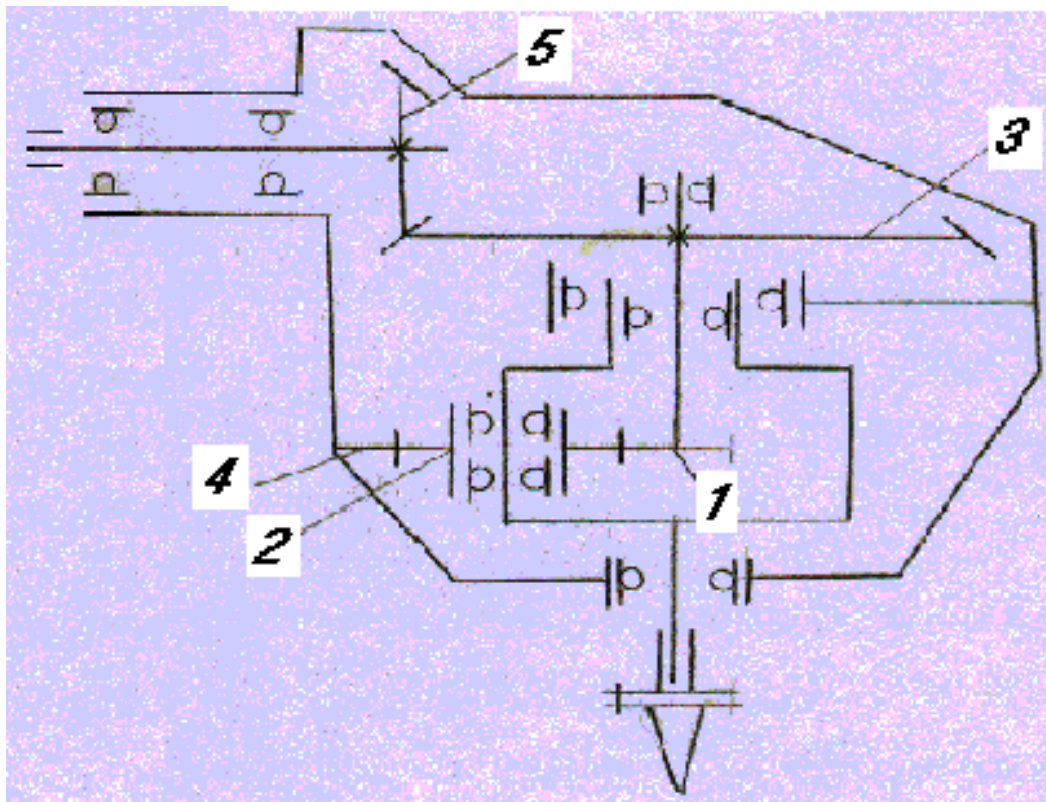
$$Q_{K8}=0,04^\circ$$

$$Q_{K9}=0,046^\circ$$

3. Розрахунок конічно-планетарного редуктора

3.1. Розрахунок зубчатої конічної передачі

Схема конічно-планетарного редуктора з одним нерухомим центральним колесом (рис.3.1):



1 – сонячна шестерня; 2 – сателіт; 3, 5 – конічне колесо; 4 – епіцикл
рис. 3.1.

Ступінь редуктора	Найменування параметру	Величина
Конічна пара	Передаточне число	3,29
	Модуль нормальний середній	6
	Тип зуба	Круговий
	Кут нахилу зуба, град.	35
	Число зубців шестерні	14
	Число зубців колеса	46

Планетарний ряд	Передаточне число	6,32
	Модуль зубчастих передач, мм	4
	Число зубців сонячного колеса	19
	Число зубців сателіта	41
	Число зубців епіциклу	101
	Загальне передаточне число	20,77
Редуктор в цілому	Номінальна частота обертання вхідного валу 9 об./с, кВт	9/560/
	Номінальна потужність, яка передається при частоті обертання вхідного валу 9 об./с, кВт	69,24
		115,4
	Номінальна потужність, яка передається при частоті обертання вхідного валу 16,7 с ⁻¹ , кВт	655 x 582 x 505 210
	Габаритні розміри (довжина x ширина x висота), мм x мм x мм	

Маса, кг

Вихідні дані

Найменування параметру	Позначення	Значення параметру
шестерні		
Число зубців	Z_1	14
колеса	Z_2	46
<hr/>		
Модуль середній нормальний, мм	m_n	6
Середній кут нахилу зубців, град.	β_n	35°
Міжосьовий кут, град.	Σ	90°
<hr/>		
Кут профілю, град.	α_n	20°

Коефіцієнт висоти головки зубця	h_a^*	1,00

Параметр и вхідного контур	Коефіцієнт радіального зазору	c^*	0,25
	Коефіцієнт радіусу кривизни	ρ_f^*	0,25
Діаметр зуборізної головки, мм		d_0	315
Розвід різців зуборізної головки, мм		w_2	4,6
№ різців	Шестерні	-	24
	Колеса	-	12

Розрахунок основних геометричних параметрів:

Вибір осьової форми зубця.

1. Число зубців плаского колеса
2. Середня конусна відстань
3. Вибір осьової форми зуба – П.

3.2. Розрахунок параметрів зубчатої передачі

4. Кут ділильного конуса

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_1 = Z_1/Z_2 = 14/46 = 0,30434782$$

$$\delta_1 = 16^\circ 55' 39'';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 73^\circ 4' 21''$$

5. Ширина зубчастого вінця – b.

Рекомендується приймати $b \leq 0,35 R$ і $b \leq 14m_n$. Тому повинні виконуватися

одночасно умови: $b \leq 61$ і $b \leq 84$. Приймаємо $b=50$ мм.

6. Передаточне число.

$$u = Z_1/Z_2 = 46/14 = 3,285$$

7. Коефіцієнт зміщення у шестерні

$$x_{n1} = +0,373$$

8. Коефіцієнт змінювання розрахункової товщини зубця шестерні

$$x_{\tau 1} = \pm 0,10$$

Розрахунок при заданому середньому нормальному модулі

9. Розведення різців зуборізної головки для чистової двосторонньої обробці колеса W_2

$$W_2' = m_n [0,5\pi - 2(h_a^* + c^*) \operatorname{tg} \alpha_n + x_{\tau 1}] =$$

$$6 [0,5\pi - 2(1 + 0,25) \operatorname{tg} 20^\circ + 0,1] = 4,565 \text{ мм}$$

Округлюємо W_2' до $W_2 = 4,6$

При $x_{\tau 1} \neq 0$ і $m_n \geq 2$ мм необхідна умова $0,05 m_n \geq (W_2' - W_2) \geq -0,05$

m_n - виконується.

Відстань від зовнішнього торця до розрахованого перерізу

$$l_e = 0,5b = 0,5 \cdot 50 = 25 \text{ мм}$$

11. Зовнішня конусна відстань

$$R_l = R + l_e = 176,09 \text{ мм} + 25 \text{ мм}$$

$$R_l = 201,1 \text{ мм}$$

12. Зовнішній окружний модуль

$$m_{tl} = \frac{2R_l}{Z_c} = \frac{2 \cdot 201,1}{48,08} = -8,36 \text{ мм}$$

Розрахунок параметрів зубчастих коліс

13. Висота ніжки зубця в розрахунковому перерізі

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1}) m_n + \delta h_f = (1 + 0,25 - 0,373) \cdot 6 = 9,74 \text{ мм}$$

$$\delta h_f = 0, \text{ т.що } x_{\tau 1} \neq 0$$

14. Нормальна товщина зубця в розрахунковому перерізі

$$S_{n1} = (0,5\pi + 2x_{n1}\text{tg}\alpha_n + x_{\tau 1})m_n = (0,5\pi + 2 \cdot 0,373\text{tg}20^\circ + 0,10) \cdot 6 = 11,65 \text{ мм}$$

$$S_{n2} = \pi m_n - S_{n1} = \pi \cdot 6 - 11,65 = 7,19 \text{ мм}$$

15. Сума кутів ніжок зубців шестерні і колеса

$$\theta_{f\epsilon} = \frac{k}{\sin \beta_n} = \frac{160}{\sin 35} = 278,95,$$

$$\text{де } k = \frac{10800 \text{tg} \beta_n}{Z_e \text{tg} \lambda_n} \cdot \left(1 - \frac{2R \sin \beta_n}{d_0}\right) = \frac{10800 \text{tg} 35^\circ}{48,08 \text{tg} 20^\circ} = 154,99$$

при $m_n \geq 2 \text{ мм}$ k рекомендується округлити кратно 20. Приймаємо $k=160$.

16. Кут ніжки зубця

$$\theta_{f1} = \theta_{f\epsilon} \left(0,5 - \frac{\pi}{2} x_{n1} \text{tg} \alpha\right) =$$

$$= 278,95' / 0,5 - \frac{\pi}{2} \cdot 0,37 \text{tg} 20^\circ = 1,92^\circ$$

$$\theta_{a1} = k_{a1} \cdot \theta_{f2} = 0,9 \cdot 2,72 = 2,45^\circ = 2^\circ 27' 13''$$

$$\theta_{a2} = k_{a2} \cdot \theta_{f1} = 1,0 \cdot 1,92 = 1,92^\circ = 1^\circ 55' 21''$$

17. Кут головки зубця

$$\theta_{a1} = k_{a1} \cdot \theta_{f2} = 0,9 \cdot 2,72 = 2,45^\circ = 2^\circ 27' 13''$$

$$\theta_{a2} = k_{a2} \cdot \theta_{f1} = 1,0 \cdot 1,92 = 1,92^\circ = 1^\circ 55' 21''$$

18. Збільшення висоти головки зубця при переході від розрахованого перерізу на зовнішній торець.

$$\Delta h_{a11} = l_1 \operatorname{tg} \theta_{a1} = 25 \operatorname{tg} 2,45^\circ = 1,07 \text{ мм}$$

$$\Delta h_{a12} = l_1 \operatorname{tg} \theta_{a2} = 25 \operatorname{tg} 1,92^\circ = 0,839 \text{ мм}$$

19. Збільшення висоти ніжки зуба при переході від розрахованого перерізу на зовнішній торець

$$\Delta h_{f11} = l_1 \operatorname{tg} \theta_{f1} = 25 \operatorname{tg} 1,92^\circ = 0,839 \text{ мм}$$

$$\Delta h_{f12} = l_1 \operatorname{tg} \theta_{f2} = 25 \operatorname{tg} 2,72^\circ = 1,19$$

20. Зменшення висоти головки в розрахованому перерізі

$$\begin{aligned} \delta_{ha1} &= (b - l_1) \cdot (\operatorname{tg} \theta_{f2} - \operatorname{tg} \theta_{a1}) = \\ &= (50 - 25)(\operatorname{tg} 2,72^\circ - \operatorname{tg} 2,45^\circ) = 0,119 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \delta_{ha2} &= (b - l_1) \cdot (\operatorname{tg} \theta_{f1} - \operatorname{tg} \theta_{a2}) = \\ &= (50 - 25)(\operatorname{tg} 1,92^\circ - \operatorname{tg} 1,92^\circ) = 0 \end{aligned}$$

21. Висота головки зубця в розрахованому перерізі

$$\begin{aligned} h_{a1} &= (h_a^* + x_{n1}) m_n - \delta_{ha1} = \\ &= (1 + 0,373) \cdot 6 - 0,119 = 8,118 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_{a2} &= (h_a^* + x_{n1}) m_n - \delta_{ha2} = \\ &= (1 - 0,373) \cdot 6 - 0 = 3,762 \text{ мм} \end{aligned}$$

22. Зовнішня висота головки зуба

$$h_{a11} = h_{a1} + \Delta h_{a11} = 8,118 + 1,07 = 9,19 \text{ мм}$$

$$h_{a12} = h_{a2} + \Delta h_{a12} = 3,762 + 0,839 = 4,601 \text{ мм}$$

23. Зовнішня висота ніжки зубця

$$h_{f11} = h_{f1} + \Delta h_{f11} = 5,262 + 0,839 = 6,101 \text{ мм}$$

$$h_{f12} = h_{f2} + \Delta h_{f12} = 9,738 + 1,119 = 10,928 \text{ мм}$$

24. Зовнішня висота зубця

$$h_{l1} = h_{al1} + h_{fl1} = 9,190 + 6,101 = 15,291 \text{ мм}$$

$$h_{l2} = h_{al2} + h_{fl2} = 4,601 + 10,928 = 15,529 \text{ мм}$$

25. Кут конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 16,92^\circ + 2,45^\circ = 19,38^\circ = 19^\circ 22' 52''$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 73,072^\circ + 1,922^\circ = 74,994^\circ = 74^\circ 59' 42''$$

26. Кут конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 16,927^\circ - 1,922^\circ = 15,005^\circ = 15^\circ 17''$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 73,072^\circ - 2,726^\circ = 70,346^\circ = 70^\circ 20' 45''$$

27. Середній ділительний діаметр

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta_n} = \frac{6 \cdot 14}{\cos 35^\circ} = 102,545 \text{ мм}$$

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta_n} = \frac{6 \cdot 46}{\cos 35^\circ} = 336,933 \text{ мм}$$

28. Зовнішній ділительний діаметр

$$d_{l1} = m_{dl} \cdot Z_1 = 8,364 \cdot 14 = 117,1 \text{ мм}$$

$$d_{l2} = m_{dl} \cdot Z_2 = 8,364 \cdot 14 = 384,77 \text{ мм}$$

29. Зовнішній діаметр вершин зубців

$$d_{al1} = d_{l1} + 2h_{al1} \cos \delta_1 = 117,1 + 2 \cdot 9,19 \cdot \cos 16,92^\circ = 134,687 \text{ мм}$$

$$d_{al2} = d_{l2} + 2h_{al2} \cdot \cos \delta_2 = 384,77 + 2 \cdot 4,6 \cdot \cos 72,07^\circ = 387,45 \text{ мм}$$

30. Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубців

$$B_1 = 0,5d_{l2} - h_{al1} \cdot \sin \delta_1 =$$

$$0,5 \cdot 384,767 - 9,19 \cdot \sin 16,92^\circ = 189,71 \text{ мм}$$

$$B_2 = 0,5d_{l1} - h_{al2} \cdot \sin \delta_2 =$$

$$0,5 \cdot 117,1 - 4,6 \cdot \sin 73,07^\circ = 54,149 \text{ мм}$$

Перевірка якості зачеплення по геометричним показникам

**Перевірка відсутності підрізання зубців у зовнішнього
та внутрішнього торців**

1. Зовнішній кут торцевого профілю зубця

$$\operatorname{tg}\alpha_{t1} = \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\operatorname{Cos}\beta_{n1}} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\operatorname{Cos}40,627^\circ}$$

$$\alpha_{t1} = 25,62^\circ = 25^\circ 37' 14''$$

2. Внутрішній кут торцевого профілю зубця α_{ti}

$$\operatorname{tg}\alpha_{ti} = \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\operatorname{Cos}\beta_{ni}} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\operatorname{Cos}29,776^\circ}$$

$$\alpha_{ti} = 22,75^\circ = 22^\circ 45'$$

3. Кут торцевого профілю зубця в розрахованому перерізі α_t

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\operatorname{Cos}\beta_n} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\operatorname{Cos}35^\circ}$$

$$\alpha_t = 23,9568 = 23^\circ 57' 24''$$

4. Внутрішня висота ніжки зубця

$$h_{f1} = h_{f1} - b \cdot \operatorname{tg}\theta_{f1} = 6,1 - 50 \cdot \operatorname{tg}1,922^\circ = 4,42 \text{ мм}$$

$$h_{f2} = h_{f2} - b \cdot \operatorname{tg}\theta_{f2} = 10,928 - 50 \cdot \operatorname{tg}2,726^\circ = 8,547 \text{ мм}$$

5. Найбільша зовнішня висота ніжки зубця, обмежена підрізанням

$$\begin{aligned} h'_{f1} &= R_1 \cdot \operatorname{tg}\delta_1 \cdot \operatorname{Sin}^2\alpha_{t1} + \rho_{f0} (1 - \operatorname{Sin}\alpha_n) = \\ &= 201,096 \cdot \operatorname{tg}16,927^\circ \cdot \operatorname{Sin}^2 25,62^\circ + 1,5(1 - \operatorname{Sin}20^\circ) = \\ &= 12,43 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h'_{f2} &= R_1 \cdot \operatorname{tg}\delta_2 \cdot \operatorname{Sin}^2\alpha_{t1} + \rho_{f0} (1 - \operatorname{Sin}\alpha_n) = \\ &= 201,096 \cdot \operatorname{tg}73,072^\circ \cdot \operatorname{Sin}^2 25,62^\circ + 1,5(1 - \operatorname{Sin}20^\circ) = \\ &= 124,53 \text{ мм} \end{aligned}$$

ρ_{f0} – радіус закруглення вершин різців зуборізної головки

$\rho_{f0} = 1,5$ м (табл. 1.7.5. Гінебург “Зубчасті передачі”)

Так, як виконується умова $h_{f1} \geq h_{f1}$, то підрізання зубця у зовнішнього торця відсутнє.

6. Найбільша внутрішня висота ніжки зубця, обмежена підрізанням.

$$h_{fi1} = (R_1 - b) \operatorname{tg} \delta_1 \cdot \operatorname{Sin}^2 \alpha_{ti} + \rho_{f0} (1 - \operatorname{Sin} \alpha_n) =$$

$$= (201,096 - 50) \operatorname{tg} 16,927^\circ \cdot \operatorname{Sin}^2 22,75^\circ +$$

$$+ 1,5(1 - \operatorname{Sin} 20^\circ) = 7,86 \text{ мм}$$

$$h_{fi2} = (R_1 - b) \operatorname{tg} \delta_2 \cdot \operatorname{Sin}^2 \alpha_{ti} + \rho_{f0} (1 - \operatorname{Sin} \alpha_n) =$$

$$= (201,096 - 50) \operatorname{tg} 73,072^\circ \cdot \operatorname{Sin}^2 22,75^\circ +$$

$$+ 1,5(1 - \operatorname{Sin} 20^\circ) = 75,23 \text{ мм}$$

Так як виконується умова $h'_{fi} \geq h_{fi}$, то підрізання зубця у внутрішнього торця відсутнє.

Перевірка нормальної товщини зубця на поверхні вершин в
розрахованому перерізі

7. Число зубців еквівалентного циліндричного колеса

$$Z_{vt1} = \frac{Z_1}{\operatorname{Cos} \delta_1} = \frac{14}{\operatorname{Cos} 16,927^\circ} = 14,63$$

$$Z_{vt2} = \frac{Z_2}{\operatorname{Cos} \delta_2} = \frac{46}{\operatorname{Cos} 73,07^\circ} = 157,987$$

8. Нормальна товщина зуба на поверхні вершин в розрахованому перерізі, виражена у частках нормального модуля.

$$S_{na1}^* = \frac{d_{av1}}{m_n} \left(\frac{S_{n1}}{d_{v1} \cdot \cos\beta_n} + \operatorname{inv}\alpha_t - \operatorname{inv}\alpha_1 \right) \cos\beta_{na1} =$$

$$= \frac{123,42}{6} \left(\frac{11,65}{107,189 \cos 35^\circ} + \operatorname{inv} 23,956^\circ - \operatorname{inv} 37,47^\circ \cdot \cos 38,878^\circ \right) = 0,742$$

$$S_{na2}^* = \frac{S_{n2} - 2ha_2 \operatorname{tg}\alpha_n}{m_n} = \frac{7,195 - 2 \cdot 3,76 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{6} = 0,742$$

**Розрахунок по ГОСТ16532-70 геометричних параметрів
зубчастої циліндричної евольвентної передачі
зовнішнього зачеплення редуктора**

Вихідні дані для розрахунку

- число зубців шестерні $Z_1 = 19$;
- число зубців сателіта $Z_2 = 41$;
- $m = 4$;
- кут нахилу $\beta = 0^\circ$.

Нормальний вихідний контур:

- кут профілю $\alpha = 20^\circ$;
- коефіцієнт висоти голівки $h_a^* = 0,8$;
- коефіцієнт граничної висоти $h^*_1 = 1,6$;
- коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,3$;

Міжосьова відстань $a_w = 120$ мм.

Розрахунок основних параметрів

Розрахунок коефіцієнтів зміщення x_1 та x_2 при заданій міжосьовій
відстані a_w

1. Ділильне міжосьова відстань

$$a = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2\cos\beta} = \frac{(19 + 41) \cdot 4}{2\cos 0^\circ} = 120 \text{ мм}$$

2. Кут профілю α_t

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos 0^\circ}$$

$$\alpha_t = 20^\circ$$

3. Кут зачеплення $\alpha_{t\omega}$:

$$\operatorname{tg}\alpha_{t\omega} = \frac{a}{a_\omega} \cdot \cos\alpha_t, \alpha_{t\omega} = 20^\circ$$

4. Коефіцієнт суми зміщень:

$$x_\Sigma = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2\operatorname{tg}\alpha} \cdot (\operatorname{inv}\alpha_{t\omega} - \operatorname{inv}\alpha_t) = 0$$

5. Коефіцієнт зміщення:

- у шестерні $x_1 = +0,15$;
- у сателіта $x_2 = -0,15$.

Розрахунок діаметрів зубчастих колес:

6. Ділильний діаметр шестерні

$$d_1 = \frac{Z_1 m}{\cos\beta} = \frac{41 \cdot 4}{\cos 0^\circ} = 164 \text{ мм}$$

7. Передаточне число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{41}{19} = 2,15789$$

8. Початковий діаметр:

- шестерні

$$d_{\omega 1} = \frac{2a_\omega}{u + 1} = \frac{2 \cdot 120}{2,1578} = 76 \text{ мм}$$

- сателіта

$$d_{\omega 2} = \frac{2a_{\omega}u}{u+1} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 2,157}{2,1578} = 164 \text{ мм}$$

9. Коефіцієнт сприймаємого зміщення

10.

$$y = \frac{a_{\omega}}{m} = \frac{120 - 120}{4} = 0$$

11. Коефіцієнт зрівнюючого зміщення:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y = 0 - 0 = 0$$

12. Діаметр вершин зубців:

- шестерні

$$d_{a1} = d_1 + 2(h^*_a + x_1 + \Delta y)m =$$

$$76 + 2(0,8 + 0,15 - 0) \cdot 4 = 83,6 \text{ мм}$$

- сателіта

$$d_{a2} = d_2 + 2(h^*_a + x_2 - \Delta y)m =$$

$$= 164 + 2(0,8 - 0,15 - 0) \cdot 4 = 169,2 \text{ мм}$$

13. Діаметр впадин:

- шестерні

$$d_{f1} = d_1 - 2(h^*_a + c^* - x_1)m = 76 - 2(0,8 + 0,3 - 0,15) \cdot 4 = 68,4 \text{ мм}$$

- сателіта

$$d_{f2} = d_2 - 2(h^*_a + c^* - x_2)m = 76 - 2(0,8 + 0,3 + 0,15) \cdot 4 = 154 \text{ мм}$$

Розрахунок розмірів для контролю взаємного положення
однойменних профілів зубців

1. Шаг зачеплення

$$P_{\alpha} = \pi m \cos \alpha = \pi \cdot 4 \cdot \cos 20^{\circ} = 11,808 \text{ мм}$$

2. Осьовий шаг

$$P_x = \frac{\pi m}{\sin \beta} = \frac{\pi \cdot 4}{\sin 0}$$

3. Хід

$$P_{Z1} = Z_1 \cdot P_x$$

$$P_{Z2} = Z_2 \cdot P_x$$

Перевірка якості зачеплення по геометричним показникам
Перевірка відсутності підрізання зубця

1. Коефіцієнт найменшого зміщення:

2.

$$\begin{aligned} X_{\min 1} &= h^*_{1} - h^*_{a} - \frac{Z_1 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = \\ &= 1,6 - 0,8 - \frac{19 \sin^2 20^\circ}{2 \cos 0^\circ} = -0,3112 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} X_{\min 2} &= h^*_{1} - h^*_{a} - \frac{Z_2 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = \\ &= 1,6 - 0,8 - \frac{41 \sin^2 20^\circ}{2 \cos 0^\circ} = -1,598 \end{aligned}$$

Так як у всіх випадках $x > x_{\min}$, тому підрізання зубця вихідною
производящей
рейкою відсутнє.

Перевірка відсутності інтерференції зубців

3. Радіус кривизни в граничній точці профілю зубця

$$\rho_{11} = 0,5d_1 \sin \alpha_t - \frac{h^*_{1} - h^*_{a} - x_1}{\sin \alpha_t} m = 5,39 \text{ мм}$$

$$\rho_{12} = 0,5d_2 \sin \alpha_t - \frac{h^*_{1} - h^*_{a} - x_2}{\sin \alpha_t} m = 16,93 \text{ мм}$$

Так як $\rho_1 < \rho_p$, то інтерференція зубців відсутня всіх випадках.

Перевірка коефіцієнта перекриття

4. Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + Z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{2\pi} - \frac{(Z_1 + Z_2) \operatorname{tg} \alpha_{t\omega}}{2\pi} = 1,322$$

5. Коефіцієнт осьового перекриття

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_{\omega}}{P_x} - \text{значення не має}$$

6. Коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,322$$

Перевірка нормальної товщини
на поверхні вершин

7. Кут нахилу лінії вершини зубця

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta_{a1} &= \frac{d_{a1}}{d_1} \operatorname{tg}\beta = \frac{83,6}{76} \operatorname{tg}0^{\circ} \\ \beta_{a1} &= 0^{\circ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta_{a2} &= \frac{d_{a2}}{d_2} \operatorname{tg}\beta = \frac{169,2}{164} \operatorname{tg}0^{\circ} \\ \beta_{a2} &= 0^{\circ} \end{aligned}$$

8. Нормальна товщина на поверхні вершин

$$\begin{aligned} S_{na1} &= d_{a1} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha}{Z_1} + \operatorname{inv}\alpha_t - \operatorname{inv}\alpha_{a1} \right) \operatorname{Cos}\beta_{a1} \\ S_{na1} &= 3,467 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{na2} &= d_{a2} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg}\alpha}{Z_2} + \operatorname{inv}\alpha_t - \operatorname{inv}\alpha_{a2} \right) \operatorname{Cos}\beta_{a2} \\ S_{na2} &= 3,868 \text{ мм} \end{aligned}$$

Розрахунок по ГОСТ 19274-73 геометричних параметрів циліндричної зубчастої евольвентної передачі внутрішнього зачеплення редуктора

Вихідні дані для розрахунку

Число зубців:

- сателіта $Z_2 = 41$;
- епіциклу $Z_3 = 101$

Модуль $m = 4$

Нормальний вихідний контур

Кут профілю $\alpha = 20^\circ$;

Коефіцієнт висоти голівки $h_a^* = 0,8$

Коефіцієнт граничної висоти

$$\rho_t^* = 0,3$$

Коефіцієнт радикального зазору

$$h_l^* = 1,6$$

Коефіцієнт зміщення

- у сателіта $x_2 = - 0,15$;
- у епіцикла $x_3 = - 0,15$

Параметри, які відносяться

до зуборізного долбяка

Число зубців $Z_0 = 25$;

Модуль $m_0 = 4$;

Кут нахилу $\beta_0 = 0^\circ$;

Ділильний діаметр $d_0 = 100$ мм;

Діаметр вершин $d_{a0} = 110,15$ мм;

Кут розгорнутості профілю в точці притуплення повздовжньої кромки
зубця:

$$\gamma_{k0} = 0^\circ$$

Кут розгорнутості профілю в початковій точці модифікації ніжки
зубця:

$$\gamma_{g0} = 0^\circ$$

Коефіцієнт зміщення вихідного контуру $x_0 = -0,15$

Коефіцієнт висоти голівки в вихідному перерізі $h^*_{a0} = 1,1$

Розрахунок основних геометричних параметрів:

Розрахунок міжосьової відстані a_w при заданих коефіцієнтах зміщення

$$x_2, x_3$$

- Коефіцієнт різниці зміщень

$$x_d = x_3 - x_2 = -0,15 + 0,15 = 0$$

- Кут профілю α_t

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{Cos}\beta} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\operatorname{Cos}0^\circ}; \alpha_t = 20^\circ$$

- Кут зачеплення $\alpha_{t\omega}$;

$$\operatorname{inv}\alpha_{t\omega} = \frac{2x_d \operatorname{tg}\alpha}{Z_3 - Z_2} + \operatorname{inv}\alpha_t; \alpha_{t\omega} = 20^\circ$$

- Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{(Z_3 - Z_2)m}{2\operatorname{Cos}\beta} \cdot \frac{\operatorname{Cos}\alpha_t}{\operatorname{Cos}\alpha_{t\omega}} = 120 \text{ мм}$$

Розрахунок діаметрів зубчастих коліс

- Ділильний діаметр

$$d_2 = \frac{Z_2 \cdot m}{\operatorname{Cos}\beta} = \frac{41 \cdot 4}{\operatorname{Cos}0^\circ} = 164 \text{ мм}$$

$$d_3 = \frac{Z_3 \cdot m}{\operatorname{Cos}\beta} = \frac{101 \cdot 4}{\operatorname{Cos}0^\circ} = 404 \text{ мм}$$

- Передаточне число

$$U = \frac{Z_3}{Z_2} = \frac{101}{41} = 2,463$$

- Початковий діаметр

$$d_{\omega 2} = \frac{2a_{\omega}}{u-1} = \frac{2 \cdot 120}{2,463-1} = 164 \text{ мм}$$

$$d_{\omega 3} = \frac{2a_{\omega}u}{u-1} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 2,463}{2,463-1} = 404 \text{ мм}$$

Перевірка якості зачеплення за геометричними показниками

Перевірка відсутності підрізання зубця сателіта

1. Коефіцієнт найменшого зміщення у сателіта

$$\begin{aligned} X_{2\min} &= h^*_{a1} - h^*_{a2} - \frac{Z_2 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = \\ &= 1,6 - 0,8 - \frac{41 \sin^2 20^\circ}{2 \cos 0^\circ} = 1,598 \end{aligned}$$

Так як $X_2 > X_{2\min}$, підрізання зубця сателіта производящей рейкою відсутнє.

Перевірка відсутності зрізання зубця сателіта

2. Висота зубця сателіта

$$h_2 = 0,5(d_a - d_{f2}) = 0,5(169,2 - 154) = 7,6 \text{ мм}$$

$$h_2 \leq (2h^*_{a2} + c^*)m; 7,6 \leq 7,6$$

Так як виконується дана нерівність, то зрізання зубця сателіта вихідною производящей рейкою відсутнє.

Перевірка радіального зазору в передачі

3. Радіальний зазор

$$C_2 = 0,5(d_{a3} - d_{f2}) - a_{\omega} = 0,5(398,55 - 154) - 120$$

$$C_2 = 2,275 \text{ мм}$$

$$C_3 = 0,5(d_{a3} - d_{f2}) - a_{\omega} = 0,5(414,15 - 169,2) - 120$$

$$C_3 = 2,475 \text{ мм}$$

Перевірка відсутності інтерференції повздожньої кромки зубця одного зубчастого колеса з перехідною поверхнею зубця іншого зубчастого колеса (перевірка відсутності інтерференції кромки зубця з перехідною поверхнею)

4. Радіус кривизни в граничній точці профілю зубця

$$\begin{aligned} \rho_{12} &= 0,5d_2 \sin \alpha_t - \frac{h_l^* - h_a^* - x_2}{\sin \alpha_t} m = \\ &= 0,5 \cdot 164 \sin 20^\circ - \frac{1,6 - 0,8 + 0,15}{\sin 20^\circ} = 16,935 \text{ мм} \end{aligned}$$

Так як $\rho_{12} < \rho_{p2}$, то інтерференція відсутня.

Розрахунок шлицьового з'єднання:

Середній тиск на робочих поверхнях:

$$\sigma = \frac{T_r}{S_f \cdot l} = \frac{106250}{396 \cdot 52} = 5,15 \text{ кГс/мм}^2$$

Загальні коефіцієнти концентрації навантаження:

$$K_{CM} = K_{\text{пр}} \cdot K_{\text{п}} = 1 \cdot 1,9 \cdot 1,6 = 3,04$$

$$K_{\text{из}} = K'_3 \cdot K_{\text{пр}} = 1 \cdot 1,9 = 1,9$$

Розрахунок на зминання

Для сталі 45

$$[\sigma]_{CM} = \frac{\sigma_T}{nk_{CM} \cdot k_g} = \frac{65}{1,25 \cdot 3,04 \cdot 2} = 8,55 \text{ кГс/мм}^2$$

Для сталі 40Х:

$$[\sigma]_{CM} = \frac{\sigma_T}{nk_{CM} \cdot k_g} = \frac{64}{1,25 \cdot 3,04 \cdot 2} = 8,42 \text{ кГс/мм}^2$$

Умова міцності на зминання $\sigma < [\sigma]_{CM}$ для сталі 45 і сталі 40Х виконується.

Запас міцності на змінання для сталі 45 $n = 1,66$ і для сталі 40Х $n = 1,63$.

Розрахунок на зношування

Коефіцієнт числа циклів

$$K_{ц} = \sqrt[m]{\frac{N}{N_0}} = \sqrt[3]{\frac{3,3 \cdot 10^8}{10^8}} = 1,488$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{дов} = K_{н} \cdot K_{у} = 0,57 \cdot 1,488 = 0,848$$

Коефіцієнт умови роботи

$$K_{р} = K_{с} \cdot K_{ос} = 1 \cdot 1,0 = 1$$

$$[\sigma]_{изн} = \frac{[\sigma]_{ум}}{k_{зн} \cdot K_{дов} \cdot K_{р}} = \frac{11,0}{1,9 \cdot 0,848 \cdot 1} = 6,82 \text{ кгс/мм}^2$$

Умова міцності на знос $\sigma \leq [\sigma]_{изн}$ – виконується.

Запас міцності на знос $n = 1,32$.

4. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.

4.1. Розрахунок валів та осей.

4.1.1. Розрахунок осі сателіта

$$q = \frac{P_0}{l_0}$$

$$q = \frac{62000}{55 \cdot 10^{-3}} = 1,13 \cdot 10^6 \text{ Н/м};$$

$$\frac{ql_0^2}{8} = \frac{1,13 \cdot 10^6 \cdot (55 \cdot 10^{-3})^2}{8} = 427 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

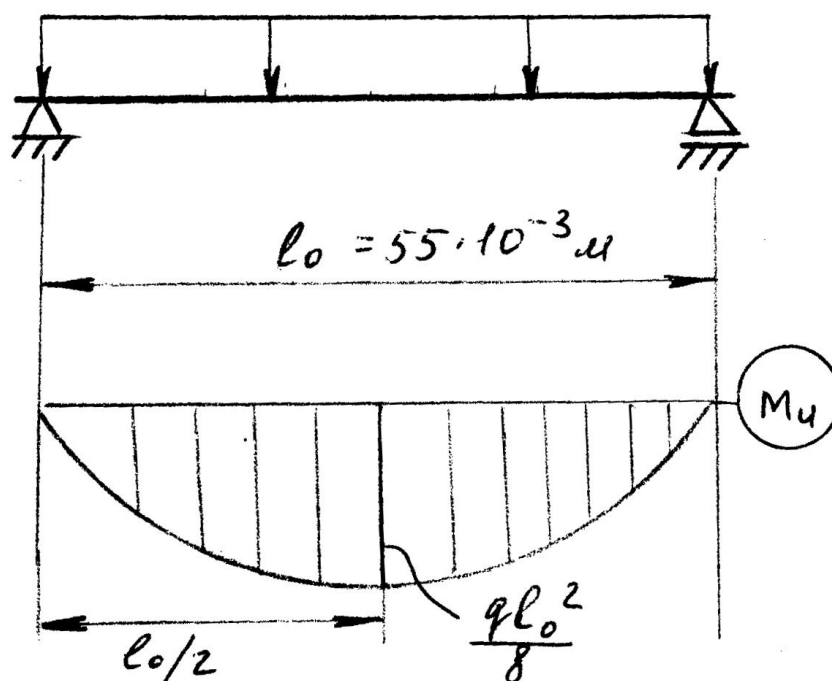


Рис. 4.1

Потрібний діаметр осі:

$$D_0 \geq \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi[\sigma]_L}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4270}{3,14 \cdot 1250}} = 3,26 \text{ см} = 3,26 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Остаточний діаметр осі – при підборі підшипників.

4.1.2. Розрахунок ведучого валу планетарної передачі (вал сонячної шестерні)

$$\sum M_e^B = 0$$

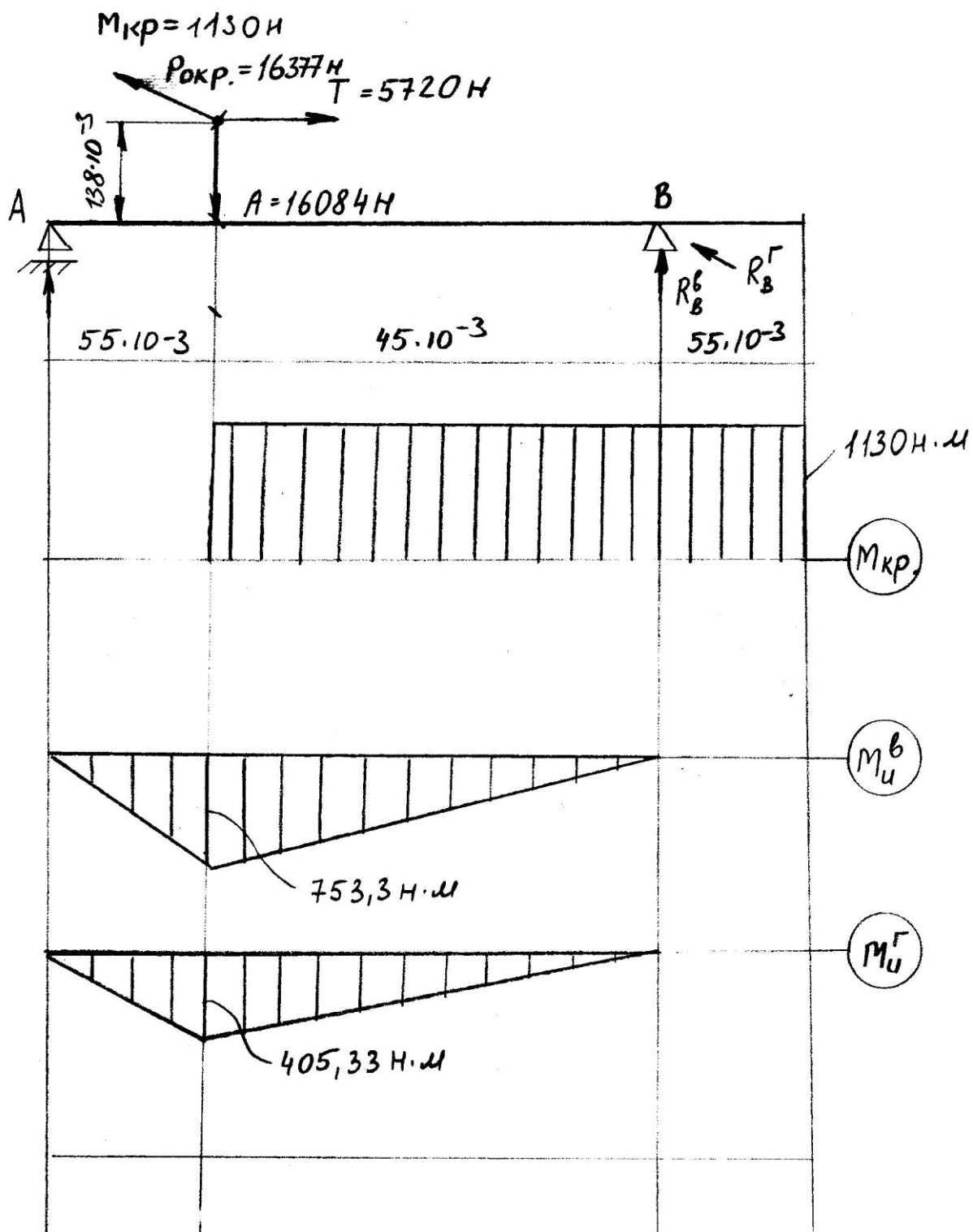


Рис. 4.2

$$R_A^b = \frac{-16084 \cdot 45 \cdot 10^{-3} + 5720 \cdot 138 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 655,7 \text{ Н}$$

$$\sum M_A^b = 0$$

$$R_B^b = \frac{-16084 \cdot 55 \cdot 10^{-3} + 5720 \cdot 138 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 16740 \text{ Н}$$

$$\sum M_B^b = 0$$

$$R_A^r = \frac{16377 \cdot 45 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 7370 \text{ Н}$$

$$\sum M_A^r = 0$$

$$R_B^r = \frac{16377 \cdot 55 \cdot 10^{-3}}{100 \cdot 10^{-3}} = 9007 \text{ Н}$$

Визначаємо M_H в небезпечному перерізі в точці С

$$M_H = \sqrt{(M_u^e)^2 + (M_u^c)^2} = \sqrt{753^2 + 405,33^2} = 855 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha M_{kp})^2} = \sqrt{855^2 + (0,58 \cdot 1130)^2} = 1077 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Визначаємо діаметр валу у небезпечному перерізі

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1k[\sigma]_{uln}}} = \sqrt[3]{\frac{10770}{0,1 \cdot 0,7 \cdot 750}} = 5,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Для полого валу $d_n \geq 7 \cdot 10^{-2} \text{ м}$

4.1.3. Розрахунок валу конічної шестерні

$$\sum_A^B M = 0; R_B^b = \frac{16084 \cdot 110 \cdot 10^{-3} - 5720 \cdot 138 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 10^{-3}} = 16330 \text{ Н}$$

$$\sum_B^B M = 0; R_A^b = \frac{16084 \cdot 50 \cdot 10^{-3} - 5720 \cdot 138 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 10^{-3}} = 247 \text{ Н}$$

$$\sum_A^r M = 0; R_B^r = \frac{16377 \cdot 110 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 10^{-3}} = 30024 \text{ Н}$$

$$\sum_B^r M = 0; R_A^r = \frac{16377 \cdot 50 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot 10^{-3}} = 13647,5 \text{ Н}$$

Сумарний вигинаючий момент у небезпечному перерізі (точка В)

$$M_H = \sqrt{14,82^2 + 818,92^2} = 819 \text{ Н}$$

Приведений момент

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha M_{kp})^2} = \sqrt{818^2 + (0,58 \cdot 1130)^2} = 1049 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Визначаємо діаметр вала у небезпечному перерізі

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1k[\sigma]_{III}}} = \sqrt[3]{\frac{10490}{0,1 \cdot 0,7 \cdot 750}} = 5,84 \text{ см} = 5,84 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Приймаємо $d = 60 \cdot 10^{-2} \text{ м}$

4.1.4. Розрахунок веденого валу планетарної передачі (вала водила)

При трьох сателітах працює тільки на кручення

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_H}{\pi[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10316}{3,14 \cdot 400}} = 5,08 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

$$M_H = \frac{N_{\max}}{\omega} \cdot u_{ред} = \frac{52000}{104,7} \cdot 20,77 = 10316 \text{ Н}$$

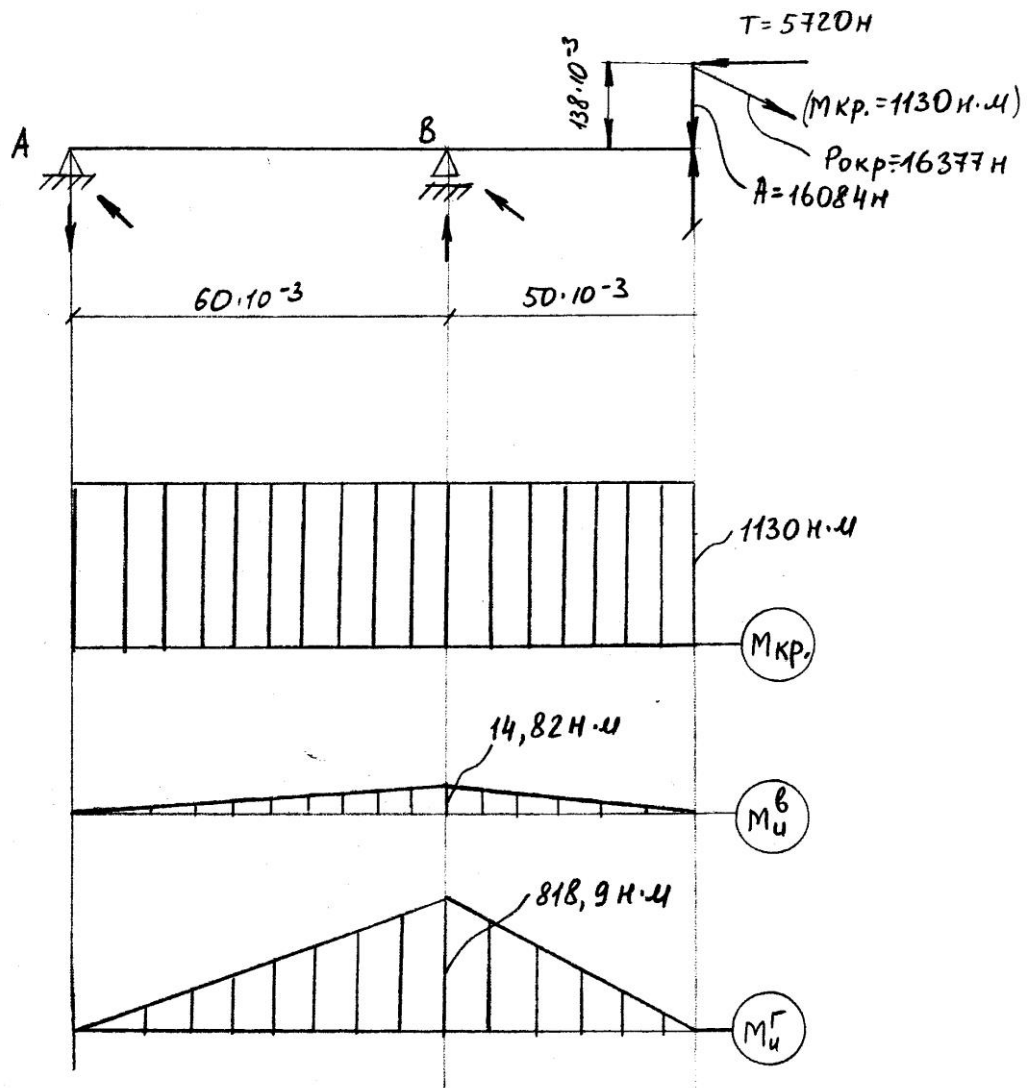


рис. 4.3

4.2. Вибір підшипників

4.2.1. Вибір підшипників під сателіти

Із попереднього розрахунку діаметра сателіта знаходимо результуючу радіальну реакцію підшипників.

Для зменшення габаритів на вісь встановлюємо два підшипники

$$F_B = F_A = \frac{P_0}{2} = \frac{62000}{2} = 31\,000 \text{ Н}$$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження за формулою

$$Q = R \cdot k_k \cdot k_\sigma \cdot k_T, \text{ де}$$

$R = F_a = 31\,000 \text{ н}$ – радіальне навантаження;

$k_k = 1,2$ - кінематичний коефіцієнт довговічності (при обертанні зовнішнього кільця підшипника);

$k_\sigma = 1,5 \dots 1,8$ – коефіцієнт динамічного навантаження;

$k_T = 1,0$ – температурний коефіцієнт (при $T < 100^\circ\text{C}$)

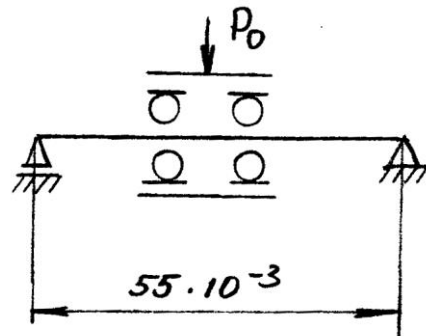


Рис. 4.4

Визначаємо коефіцієнт працездатності

$$C_{тр} = 0,2Q(\omega \cdot h)^{0,3} = 0,2 \cdot 66960 \cdot (16,33 \cdot 10000)^{0,3} = 731\,992 \text{ н, де}$$

$h = 10\,000 \text{ год.}$ – необхідна довговічність;

$\omega = 156 \text{ об/хв.}$ – частота обертання (16,33 рад/сек.) сателіта.

Вибираємо роликопідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами № 12 309.

$$d = 45 \text{ мм;}$$

$$D = 100 \text{ мм;}$$

$$B = 25 \text{ мм;}$$

$$C = 900\,000 \text{ н} \geq C_{тр} = 731\,992 \text{ н}$$

4.2.2. Розрахунок підшипників під конічну шестерню.

Використовуючи схему розрахунку вала конічної шестерні визначаємо реакції опор підшипників А і В.

$$F_A = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^b)^2} = \sqrt{277^2 + 13647,5^2} = 13660 \text{ н}$$

$$F_B = \sqrt{16330^2 + 30024^2} = 34170 \text{ н}$$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження за формулою

$$Q = R \cdot k_k \cdot k_\sigma \cdot k_T = 34170 \cdot 1,0 \cdot 1,8 \cdot 1,0 = 61\,505 \text{ н}$$

Осьове навантаження сприймають упорні підшипники.

$$k_k = 1,0;$$

$$k_\sigma = 1,8;$$

$$k_T = 1,0 \text{ (} T \leq 100^\circ\text{C)}.$$

Визначаємо коефіцієнт працездатності

$$C_{\text{тр}} = 0,2Q(\omega \cdot h)^{0,3} = 0,2 \cdot 61505(115,1 \cdot 10000)^{0,3} = 1\,289\,134,9 \text{ н}$$

$$\omega = 1100 \text{ об/хв.};$$

$$h = 10000 \text{ год.}$$

По $C_{\text{тр}}$ та $\alpha_{\text{валу}}$ підбираємо роликопідшипник радіальний № 12 312,

$$1\,580\,000 \text{ н} > C_{\text{тр}} = 1\,289\,134,9 \text{ н.}$$

$$d = 60 \text{ мм};$$

$$D = 120 \text{ мм};$$

$$B = 31 \text{ мм.}$$

4.2.3. Вибір упорного підшипника під конічну шестерню.

$$Q = A \cdot k_\sigma \cdot k_T = 5720 \cdot 1,8 = 10296 \text{ н, де}$$

$$A = T = 5720 \text{ н – осьове навантаження};$$

$$k_\sigma = 1,8;$$

$$k_T = 1,0.$$

Визначаємо коефіцієнт працездатності

$$C_{\text{тр}} = 0,2Q(\omega \cdot h)^{0,3} = 0,2 \cdot 10296(16,33 \cdot 10000)^{0,3} =$$

$$\omega = 16,33 \text{ рад/сек.}$$

Вибираємо упорний шарикопідшипник № 8117 Н.

4.2.4. Розрахунок підшипників під вал сонячної шестерні.

Для визначення реакції в опорах під підшипниками використовуємо схему розрахунку вала сонячної шестерні.

$$R_A = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^b)^2} = \sqrt{7370^2 + 655,7^2} = 7399 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{9007^2 + 16740^2} = 19009,3 \text{ Н}$$

$$T = 5720 \text{ Н}$$

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження для кожного підшипника в точці В.

$$Q = [R \cdot k_k + m(A - S)] \cdot k_\sigma \cdot k_T, \text{ де}$$

$$m = \frac{1}{2,6 \text{tg} \beta} = \frac{1}{2,6 \text{tg} 12^\circ} = 1,863;$$

$S = 1,3R \cdot \text{tg} \beta$ - осьова складаюча.

$$S_A = 2045 \text{ Н};$$

$$S_B = 5253 \text{ Н};$$

$A = T = 5720 \text{ Н}$ – зовнішнє осьове навантаження;

$$k_\sigma = 1,8;$$

$$k_T = 1,0.$$

$$Q_B = [19009 \cdot 1,2 + 1,863(5720 - 5253)] \cdot 1,8 \cdot 1,0 = 42\,625 \text{ Н}$$

Визначаємо коефіцієнт працездатності

$$C_{\text{тр}} = 0,2Q(\omega \cdot h)^{0,3}$$

$$C_{\text{тр}} = 0,2 \cdot 42625(35 \cdot 10000)^{0,3} = 600\,782 \text{ Н, де}$$

$\omega = 35 \text{ рад/сек.}$ – частота обертання валу

$$\left(\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ де } n = \frac{n_{\text{ввн}}}{u_{\text{кп}}} \right)$$

По діаметру вала і C_B вибираємо радіальний шарикопідшипник №217 ГОСТ8338-75.

Підберемо підшипник для опори А.

$$Q = R \cdot k_k \cdot k_\sigma \cdot k_T = 7399 \cdot 1,2 \cdot 1,8 \cdot 1,0 = 1598 \text{ н}$$

Коефіцієнт працездатності

$$C_{тр} = 0,2Q(\omega \cdot h)^{0,3} = 0,2 \cdot 15982(35 \cdot 10000)^{0,3} = 225 \text{ 260 н}$$

Вибираємо самоустановлюючий двохрядний роликпідшипник №3516
ГОСТ 5721-75.

4.2.5. Розрахунок підшипників під ведений вал (води́ло)

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B = \frac{F_{ОКР} \cdot 330 \cdot 10^{-3}}{145 \cdot 10^{-3}} = 78244 \text{ н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A = \frac{F_{ОКР} \cdot 185 \cdot 10^{-3}}{145 \cdot 10^{-3}} = 43864 \text{ н}$$

$$T_{ОС} = M_{Ноб} \cdot g = 2500 \cdot 10 = 25 \text{ 000 н}$$

$$Q = [R \cdot k_k + m(A - S)] \cdot k_\sigma \cdot k_T =$$

$$= [43864 \cdot 1,2 + 1,562(25000 - 1404)] \cdot 1,8 \cdot 1,0 = 125 \text{ 559 н}$$

$$R = R_A = 43864 \text{ н, де}$$

$$m = \frac{1}{2,6 \operatorname{tg} \beta} = \frac{1}{2,6 \operatorname{tg} 13^\circ 50'} = 1,863;$$

$$S = 1,3R \cdot \operatorname{tg} \beta = 14041;$$

$$A = T_{ОС} = 25 \text{ 000 н} - \text{осьове навантаження.}$$

Коефіцієнт працездатності підшипника

$$C_{тр} = 0,2Q(\omega \cdot h)^{0,3} = 0,2 \cdot 125559(5,543 \cdot 10000)^{0,3} = 957 \text{ 472,5 н}$$

$$\omega = 5,543 \text{ рад/сек.}$$

По діаметру вала і $C_{тр}$ вибираємо підшипник № 2007934 ТУ006-168-89 – конічний однорядний роликпідшипник.

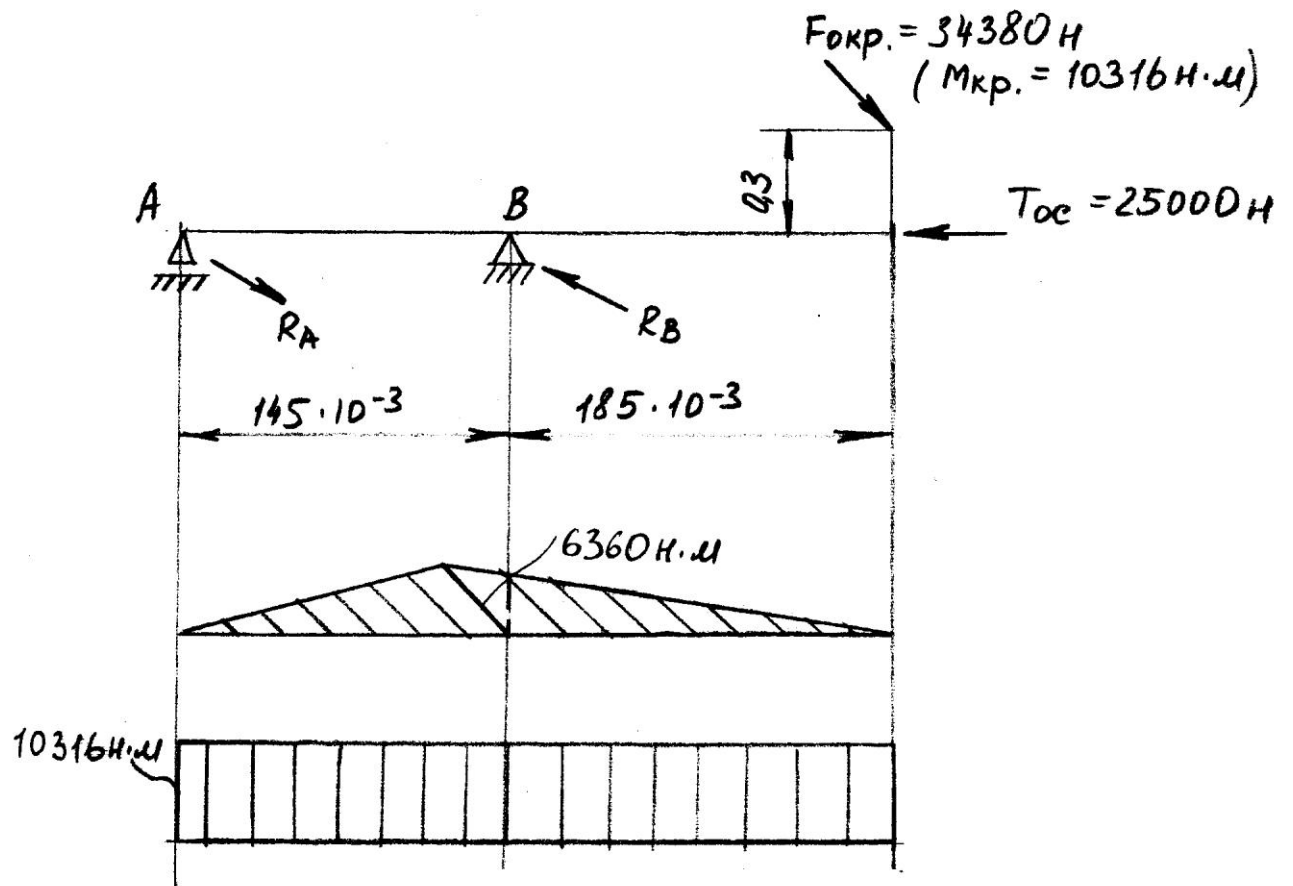


Рис. 4.5

4.3. Розрахунок штанги на стійкість

Матеріал – сталь 20;

поперечний переріз – кільце

$$1) D = 50 \text{ мм}$$

$$\delta = 10 \text{ мм}$$

$$2) D = 59,5 \text{ мм}$$

$$\delta = 4,5 \text{ мм}$$

Довжина штанги $l = 1750 \text{ мм}$

Штанга з шарнірно закріпленими кінцями

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{4l^2}$$

Модуль пружності для сталі 20 $E = 2,1 \cdot 10^6$ кГс/см²

Рис. 4.6

$$1) I_{\min} = I_x = I_y = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(5^4 - 3^4)}{64} = 26,7 \text{ см}^4$$

$$2) I_{\min} = I_x = I_y = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{\pi(5,95^4 - 5,05^4)}{64} = 29,597 \text{ см}^4$$

$$1) P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 26,7}{4 \cdot 175^2} = 4517,45 \text{ кГс};$$

$$2) P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 29,597}{4 \cdot 175^2} = 5007,6 \text{ кГс}$$

$$1) 1659,8 \text{ кГс} < 4517,45 \text{ кГс};$$

$$2) 1659,8 \text{ кГс} < 5007,6 \text{ кГс}$$

$$1) n_y = 2,7;$$

$$2) n_y = 3$$

4.4. Розрахунок пальця кріплення редуктора на зріз.

Дано:

$$M_{кр \text{ вих валу}} = 18900 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$R_{плеч} = 335,5 \text{ мм}$$

$$P_{осьов} = 3000 \text{ кГс}$$

$$d_n = 10 \text{ мм}$$

$$D_n = 30 \text{ мм}$$

$$P_{кр} = \frac{M_{кр}}{R_{пл}} = \frac{1890}{0,335} = 5641,79 \text{ кГс}$$

$$P_{\text{сум}} = \sqrt{P_{\text{кр}}^2 + P_{\text{осьов}}^2} = \sqrt{31829800 + 9000000} = 6389,82 \text{ кГс}$$

$$S_n = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - d_n^2) = 628,3 \text{ мм}^2$$

$$\sigma = \frac{P_{\text{сум}}}{S_n} = \frac{6389,82}{628,3} = 10,17 \text{ кГс/мм}^2 \text{ (для 2 пальців)}$$

$[\sigma]_{\text{ср}} = 1250 \text{ кГс/см}^2$, з урахуванням динаміки навантаження знижуємо на 20% і приймаємо $[\sigma]_{\text{ср}} = 10 \text{ кГс/мм}^2$.

Запас міцності пальця на зріз:

$$K = \frac{10 \cdot 2}{10,17} = 1,97$$

4.5. Розрахунок пальця кріплення навісного обладнання

трактора на зріз.

Палець $\varnothing 35 \text{ мм}$

Площа зрізу

$$F_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 35^2}{4} = 962 \text{ мм}^2 = 9,62 \text{ см}^2$$

Допустимі напруження на зріз :

- для сталі 45 - $[\tau]_{\text{ср}} = 1450 \text{ кГс/мм}^2$;
- для сталі 40Х - $[\tau]_{\text{ср}} = 1600 \text{ кГс/мм}^2$

Максимальне значення сили

$$P = 14285 \text{ кГс}$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{F_{\text{ср}}} = \frac{14285}{2 \cdot 9,62} = 742 \text{ кГс/см}^2$$

Запас при розрахунку на зріз:

- для сталі 45

$$n = \frac{[\tau]_{\text{ср}}}{\tau_{\text{ср}}} = \frac{1450}{742} = 1,95;$$

- для сталі 40X

$$n = \frac{[\tau]_{кр}}{\tau_{кр}} = \frac{1600}{742} = 2,12$$

4.6. Розрахунок шлицьового з'єднання валу на кручення.

$d = 58$ мм;

$D = 104$ мм;

твердість 34...38 HRC_E

$$\alpha = \frac{d}{D} = \frac{58}{104} = 0,557$$

$$\tau_{\max} = \frac{16M_k}{\pi D^3 (1 - \alpha^4)} = \frac{M_k}{0,2 D^3 (1 - \alpha^4)} = \frac{210668}{0,2 (10,4)^3 \cdot (1 - 0,557^4)} = 1036,15$$

кГс/см²

$[\tau_{кр}]$:

$[\tau_{кр}]$	1950	2600
38 HRC _E	32	36

$$[\tau_{кр}] = \frac{\tau_{кр}}{32} + [\Delta \tau_{кр}]_{36...32} = 1950 + \frac{2600 - 1950}{36 - 32} = 2112,5 \text{ кГс/см}^2$$

Запас міцності на кручення

$$n = \frac{[\tau_{кр}]}{\tau_{\max}} = \frac{2112,5}{1036,15} = 2,04$$

5. Паспорт машини.

5.1. Призначення

Ямовикопувач – викорчовувач - навантажувач призначений:

- для викорчовування пнів на будівельних майданчиках, вздовж вулиць і доріг, а також інших впорядкованих місць без порушення твердого покриття прилеглих площ, з навантаженням їх (при необхідності) на транспортні засоби;
- пониження пнів діаметром 0,25...0,6 м і висотою не більше 0,6 м, подрібнення їх різанням на технологічну щепу;
- викопування ям діаметром від 0,3 до 1,2 м і глибиною 1 м для установки стовпів, свай, посадки дерев і для інших цілей у всіх ґрунто-кліматичних зонах, де проводять висадження дерев.

При відповідному погіршенні параметрів продуктивності, надійності і довговічності допускається застосування виробу для корчування і пониження пнів діаметром більше 0,6 м (без обмеження), в тому числі в мерзлих ґрунтах, сезонного промерзання, для пониження пнів висотою не більше 0,8 м зі зміною регулювання навісного обладнання, для викопування ям будь-якого призначення в умовах помірного клімату в немерзлих ґрунтах 1...1V категорії по ГОСТ 17343-83 (додаток 1) і в мерзлих ґрунтах сезонного промерзання на глибину не більше 0,2 м, причому немерзлий ґрунт може містити каменисті включення розміром до 0,06 м.

5.2. Технічні дані.

Базовий трактор – Т-150К

Розміри ям, утворених бурами і лунок, вирізаних фрезами, а також найбільша продуктивність машини наведені в таблиці

Бур шнековий	Розміри ям, м		Продуктивність бур шнековий, м ³ /час
	Діаметр	Глибина	
БШ-0,3	0,3	0...0,8	7,8
БШ-0,45	0,45	0...0,9	15
БШ-0,6	0,6	0...1,0	23
БШ-0,8	0,8	0...1,1	44
БШ-1,0	1,0	0...1,2	57
БШ-1,2	1,2	0...1,2	83
Фреза трубчаста			Продуктивність
ФТ-0,6	0,65	1,1	

Осереднена по породам дерев і щільності пнів на очищуваній площі тривалість технологічного циклу вирізання одного пня (частота ВВП-104,7 с⁻¹/1000 об/хв.):

- при роботі з трубчастою фрезою (установка фрези – різання пня – підйом фрези – перевертання фрези з пнем – виштовхування пня із фрези, с – 80;
- при роботі з конічною фрезою (установка фрези – різання пня – підйом фрези), с - 200.

Осереднена за ґрунтовими умовами тривалість викопування ям глибиною 1,1 м при роботі з бурами (частота ВВП – $104,7 \text{ с}^{-1}/1000 \text{ об/хв.}$):

БШ-0,3 ... 17

БШ-0,45 ... 21

БШ-0,6 ... 24

БШ-0,8 ... 28

БШ-1,0 ... 32

БШ-1,2 ... 36

Частота обертання робочого органу при частоті обертання ВВП трактора $\text{с}^{-1}/\text{об/хв.}$

$56,5 \text{ с}^{-1}/540 \text{ об/хв.}$... 2,71 (25,9)

$104,7 \text{ с}^{-1}/1000 \text{ об/хв.}$... 5,03 (48)

Габаритні розміри навісного обладнання без змінних робочих органів,

мм

- довжина – 3400

- ширина – 1460

- висота – 1500

Конструкційна маса повного комплексу навісного обладнання, включаючи змінні робочі органи, кг ($\pm 5\%$)

- фреза трубчаста ФТ-0,6 – 125

- фреза конічна ФК-0,6 – 60

- бури шнекові БШ-0,3; 0,45; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2 ... 44; 60; 82; 125; 130; 180.

Виконання технологічного процесу проводиться при нерухомому тракторі.

Кількість обслуговуючого персоналу, чоловік:

- при викорчовуванні пнів і викопуванні ям ... 1;
- при установці навісного обладнання на трактор ... 2*;
- при вирізанні пнів діаметром більше 0,6 м ... 2*;
- при зміні робочих органів ... 2*
- оператор і допоміжний робітник.

Середній термін напрацювання до капітального ремонту, років 3.

Середній термін напрацювання до списання, років 6.

6. Гідропривід.

6.1. Призначення, будова і робота.

Гідропривід призначений для виконання операцій:

- підйом – опускання рами навісного обладнання (заглиблення і виглиблення робочих органів);
- поворот редуктора з робочим органом із положення, близького до вертикального в горизонтальне або достатнє для виштовхування пня;
- видалення вирізаного пня із трубчастої фрези.

Керування роботою виконавчих циліндрів здійснюється із кабіни трактора важелями секцій гідро розподільника, а роботою гідро циліндрів домкратів додатково з пульта керування, закріпленого на задній стінці кабіни у гідророзподільник.

Гідропривід умовними позначками показаний на принциповій схемі, яка дає уяву про склад і принцип роботи гідроприводу.

Гідропривід виробу складається із гідроприводу на тракторі (ГТП), який включає в себе гідросистему трактора (ГСТ); і гідроприводу навісного обладнання.

ГСТ складається із гідробака Б з фільтром Ф, насоса Н1, трьохсекційного розподільника Р1, розривних муфт МР1...МР4, гідроциліндра Ц1, рукавів РВД1...РВД7.

В ГПТ входять: гідророзподільник Р2; суматор С; гідро замки ЗМ1 та ЗМ3; клапани роз'єму КР1 та КР2; рукава РВД12 та РВД13; дросель із зворотнім клапаном ДР1.

Гідросистема навісного обладнання складається із: гідроциліндра Ц2 видалення пня із трубчастої фрези з гідрошарніром Ш1 і рукавами РВД8 та РВД9; гідро циліндра Ц3 повороту редуктора з

гідроциліндром Ш2 і рукавами РВД10, РВД11, РВД20 та РВД21, гідроциліндрів Ц4 та Ц5 з рукавами РВД14...РВД19 для підйому рами навісного обладнання.

Вказані елементи з'єднані металічними трубопроводами .

Гідроциліндр видалення пня із трубчастої фрези складається із циліндра з кришкою 1, поршня із штоком 2, ущільнюючих манжет 3 із захисними кільцями 4, які захищають манжети від вичавлювання в ущільнюючий зазор.

Поршень взаємодіє з внутрішньою поверхнею циліндра через фторопласто

тлове кільце 7. Циліндр закритий кришкою 5. Зазор між кришкою 5 і циліндрами 1 ущільнюється резиновим кільцем 6.

В кришку 5 запресована бронзова втулка 8, в якій ковзає шток 3. Зазор між втулкою 8 і штоком ущільнюється кільцями 9 із захисними кільцями 10.

Кришка 5 притиснута до циліндру 1 гайкою 11, яка зафіксована від провертання стопорним гвинтом 12. До торця втулки 8 за допомогою кільця 13 та 14 притиснуті чистильники 15 та брудочисувач 16, які очищують поверхню штока при втягуванні його в циліндр. На торці поршня є шип 17,

який забезпечує дроселювання масла і повільну зупинку поршня із штоком в кінці ходу при втягуванні.

В кришці циліндра 1 встановлений підпружинений штовхач 18, який забезпечує вмикання кнопки електрообладнання при втягнутому штоці.

Підвід робочої рідини в поршневу і штокову порожнини здійснюється через штуцери, які вкручені в різьбові отвори з конічними різьбами в кришці циліндра та гільзі.

Внутрішня будова інших гідроциліндрів аналогічна описаному.

Циліндри відрізняються лише геометричними розмірами, способами кріплення і відсутністю в кришці циліндра штовхача механізму сигналізації про втягнутий поршень.

Параметри циліндрів наведені в таблиці (6.1):

Таблиця 6.1

Позначення циліндра	Параметри гідроциліндрів			
	Умовне позначення на схемі	Діаметр поршня, мм	Діаметр штока, мм	Ход штока, мм
Ц125.250.160.00 (тракторний)	Ц1	125	70	250
ЯКП-06.05.07.000	Ц2	80	45	1100
НЗ.456.200	Ц3	80	36	560
ЯКП-0,6.05.06.000	Ц4, Ц5	80	36	1000

Гідропривід працює наступним чином .

Насос Н1 всмоктує робочу рідину із гідробака Б і під напором подає до гідророзподільника Р1. При нейтральному положенні золотників гідро роз-

подільника робоча рідина вільно переливається через фільтр Ф1 в гідробак Б. При переміщенні золотника перепускний клапан перекриває злив і робоча рідина прямує до порожнини відповідного гідроциліндра. Із протилежної порожнини гідроциліндра робоча рідина витісняється через гідророзподільник і фільтр в гідробак.

Крайні зліва секція тракторного гідророзподільника (дивитись проти хода трактора) забезпечує:

а) висування штока гідроциліндра Ц3 повороту редуктора при переміщенні важеля назад (проти хода тягача) в перше фіксоване положення. При цьому робоча рідина через рукав РВД7, запірний пристрій МР4, рукав РВД11, гідроциліндр Ш2, рукав РВД20 прямує в поршневу порожнину гідроциліндра Ц3 та витісняється із штокової порожнини через рукав РВД21, гідроциліндр

Ш2, рукав РВД10, запірний пристрій МР3 і рукав РВД6;

б) втягування штока гідроциліндра Ц3 при переміщенні важеля вперед в перше фіксоване положення. При цьому робоча рідина прямує в штокову порожнину гідроциліндра Ц3, а із поршневої витискується в бак.

Середня секція гідророзподільника забезпечує:

а) вимушене опускання і заглиблення в ґрунт робочого органа при переміщенні важеля вперед в перше фіксоване положення. При цьому робоча рідина через рукав РВД5 поступає в штокову порожнину гідроциліндра Ц1 базового виробу і шток втягується в гідроциліндр. Із поршневої порожнини робоча рідина через рукав РВД4 і дросель ДР1 поступає до гідророзподільника Р1 і далі на злив. Дросель ДР1 забезпечує плавне опускання рами із навісним обладнанням при малому плавному переміщенні важеля вперед до кінцевого фіксованого положення.

При цьому обидві порожнини гідроциліндра Ц1 сообщаються із зливом. в) підйом рами в транспортне положення при переміщенні важеля назад. При цьому робоча рідина через зворотній клапан дроселя ДР1 і рукав РВД4 поступає в поршневу порожнину гідроциліндра Ц1. Із штокової порожнини через рукав РВД5 рідина поступає на злив, шток гідроциліндра Ц1 видвигається.

При цьому робоча рідина під тиском поступає через суматор С в канали керування гідрозамків ЗМ1. Гідрозамки відкриваються. Через гідрозамок ЗМ1, рукав РВД12, клапан роз'єму КР1, рукав РВД14, рукава РВД16 та РВД19. Рідина із гідромагістралі, зв'язаної з поршневою порожниною гідроциліндра Ц1, поступає в поршневій порожнини гідроциліндрів Ц4 та Ц5. Штоки гідроциліндрів Ц4 та Ц5 висуваються, утворюючи разом додаткове

зусилля для вивільнення рами робочим органом із місць розробки з одночасним зменшенням навантаження на тракторний циліндр Ц1. Із штокових порожнин гідроциліндрів Ц4 та Ц5 рідина поступає на злив через рукава РВД17, РВД18 та РВД15, клапан КР2, рукав РВД13 і гідрозамок ЗМ2.

Зусилля, яке розвивають гідроциліндри Ц1, Ц4 та Ц5 при їх спільній роботі, обмежується тиском спрацювання клапана КП, яке не повинно перевищувати 4,5 МПа із умови міцності механізму навісного пристрою трактора.

Крайня праворуч секція гідророзподільника Р1 забезпечує:

а) висунення штока гідроциліндра Ц2 виштовхування пня із трубочастої фрези при переміщенні важеля назад (проти хода тягача) в перше фіксоване положення. При цьому робоча рідина через рукав РВД2, запірний пристрій МР1, рукав РВД8 і гідр шарнір Ш1 поступає в поршневу порожнину гідроциліндра Ц2. Із штокової порожнини масло зливається через гідро

шарнір Ш1, рукав РВД9, запірний пристрій МР2 та рукав РВД3;

б) втягування штока гідроциліндра Ц2 – при переміщенні важеля вперед в перше фіксоване положення. При цьому робоча рідина направляється в

штокову порожнину гідроциліндра Ц2, а з поршневої витісняється в бак.

6.2. Розрахунок гідроциліндра

Проектний розрахунок діаметра циліндра механізму перекидання фрези

$$1. G_{ц1} \cdot l_{ц1} + P_{ш2} \cdot l_{ц2} = G_p \cdot l_1 + G_{ср} \cdot l_2 + G_n \cdot l_3$$

Об'єм фрези

$$V_{\phi} = \frac{\pi d^2_{\phi}}{4} \cdot l_{\phi} = \frac{\pi \cdot 0,6^2}{4} \cdot 1,0 = 0,282 \text{ м}^3$$

$$\gamma_{\text{деревини}} = 1,1 \text{ г/см}^3$$

$$\gamma_{\text{грунта}} = 2,2 \text{ г/см}^3$$

Значення щільностей вибрані із таблиць питомих і об'ємних ваг γ у г/см^3 матеріалів і коефіцієнтів “к” (Поливанов, “Таблиці для підрахунку ваги деталей і матеріалів”).

$$G_n = 60\% V_{\phi} \cdot \gamma_{\text{дерев.}} + 40\% V_{\phi} \cdot \gamma_{\text{грунта}} =$$

$$= \frac{V_{\phi}}{1,66} \cdot 1,1 + \frac{V_{\phi}}{2,5} \cdot 2,2 = 435,424 \text{ кгс}$$

$$P_{ш2} = \frac{G_p \cdot l_1 + G_{\phi} \cdot l_2 + G_n \cdot l_3 - G_{w1} \cdot l_{y1}}{l_{y2}} =$$

$$= \frac{220 \cdot 0,05 + 116 \cdot 0,85 + 513,1791 \cdot 1 - 56 \cdot 0,925}{0,25} = 2283,9164 \text{ кгс}$$

$$P_{ш2i} = \sqrt{4P_{ш2i}} / \pi P_{ржс} = \sqrt{0,012732395 P_{ш2i}} \cdot n$$

$$P_{ш2i} = P_{ш2} \cdot n$$

$$\text{Відповідно, } d_{ц2i} = \sqrt{0,012732395 H_{i2}} \cdot n = \sqrt{29,079725} \cdot n$$

n	1	2	3
$D_{ц2}$, мм	53,9	76,26	93,4

2. При $D_{ц2} = 80$ мм і $l_{ц2} = 0,15$ м визначаємо $P_{рж}$:

$$P_{ш2} = \frac{\pi d_{ц2}^2}{4} P_{рж}$$

$$P_{ш2} = \frac{11 + 98,6 + 513,17911 - 51,8}{0,15}$$

$$P_{рж} = \frac{4P_{ш2}}{\pi d_{ц2}^2} = \frac{4 \cdot 3806,5274}{\pi \cdot 8^2} = 75,728 \text{ кгс/см}^2$$

ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

7.1 Охорона праці

При розробці будь-якої машини на першому місці завжди повинні стояти вимоги до створення здорових і безпечних умов праці як самого оператора, так і людей, які працюють поруч. Тому велику роль в поліпшенні цих умов, зокрема у будівництві, відіграє ефективне використання техніки, застосування сучасних методів ведення будівельно-монтажних робіт, які потребують глибокого інженерного підходу до вирішення задач по забезпеченню безпеки праці людей на будівельних майданчиках.

Функціональні порушення, пов'язані з дією вібрації, шуму, недостатньої освітленості на машиніста мобільного бетонозмішувача полягають в погіршенні зору, збільшеній втомлюваності, зміні реакції, появі головного болю та запаморочення.

Успішне вирішення проблеми створення здорових і безпечних умов праці можливе тільки на основі комплексного всебічного підходу до цього питання.

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які пов'язані з певними станами ямовикопувача-викорчовувача, зведемо в таблицю.

Таблиця 7.1

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів

№ п/п	Фактор	Джерело	Кількісна оцінка	Норматив
1	2	3	4	5
1.	Підвищений рівень вібрації на робочих місцях	Коливання трамбівки	Категорія 3 технологічного процесу типу "В" Рівень віброприскорення, L_a	СН 3044-84 ГОСТ 12.1.012-90 ДНАОП

м./с², дБ Рівень
 виброшвидкості, L_v, м/с
 дБ
 0.00-1.31-99
 ДСанПІН 3.3.2.007-
 98
 ДСТУ 2300-93

2.	Підвищений рівень шуму на робочому місці/робочих приміщень	Будівельні машини і обладнання	Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L _p дБа / дБАекв Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L _p дБА / дБАекв	ГОСТ 28100-89 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСН 3.3.6.042-99 СН 3223-85 ГОСТ 12.1.003-88 ССБТ ДСТУ 2325-93 ГОСТ 23426-79 ДСН 3.3.6.037-99 СН 3077-84
3.	Недостатній рівень освітленості на робочому місці та в приміщені	Природне і штучне освітлення	КПО,% Нормований рівень освітлення на робочому столі в зоні розташування документів Е, Лк	ДБН В.2.5-28-2006 ГОСТ 12.1.046-85
4.	Опромінювання зварювальною дугою	Зварювальна дуга при виконанні зварювальних робіт		ГОСТ12.2.03-75 ГОСТ17779-72 ГОСТ12.02.010-75
5.	Небезпека ураження	Будівельні машини і обладнання, електрообладнання	Мережі електроживлення освітлення	ГОСТ 12.1.045-84

	електричним струмом, замикання через тіло людини:	і освітлення приміщення та робочих місць	Допустимі, U, В F, Гц I, А	ВСН 59-88 ГОСТ 12.1.006-84 ДНАОП 0.00-1.31-99
	- промислові;	Робоче обладнання, освітлювальні силові мережі	і I, А U, В F, Гц	ДНАОП 0.00-1.21-98 ГОСТ12.1.030-81
	- атмосферні;	Грозовий розряд, блискавка	U, В	ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ ПУЭ,ПТЕ
	- статична електрика	Будівельні машини і обладнання	і N, 1/рік I, А U, В	НПАОП 401.-1.21-98 ДНАОП 1.1.10-1.07-01 РД 34.21.122-87
6.	Опіки від розбризування гарячого металу	Газо- або електрозварювання корпусу або ущільнюючої плити		СНіП III-4-80
7.	Отруєння шкідливими газами	Газо-, електрозварювання		СНіП III-4-80
8.	Пожежна безпека	Коротке замикання електрообладнання будівельних машин та освітлення приміщень.	Категорія вибухопожежонебезпеки будівель	ДБН В.1.1.-7-2002 СН 512-78 СНіП 2.04.09-84

Вибухонебезпека	Попадання блискавки.	Ступінь вогнетривкості будівель	СниП 2.01.02-85
	Підвищення температури	Т, °С	ГОСТ 12.1.004-076 ССБТ НАПБ А.01.001-2004 НАПБ Б.01.004-2000 ДСТУ 22-72-93 ДСТУ 2273-93 ДБНВ.2.5-13-98* СТ СЭВ 383-87

Установка машин поблизу бровки котловану.

Згідно СنيП III- 4- 80 переміщення, установка і робота машин поблизу з незакріпленими відкосами дозволяється тільки за межами призми обрушення на відстані, встановленої проектом виконання робіт. При відсутності рішень в ПВР найменша допустима відстань по горизонталі від основи відкосу виїмки до ближчих опор машини регламентовані СنيП III- 4- 80.

Вихідні дані:

- глибина котловану – $h = 1,5$ м;
- ґрунт – глина.

Нормативна крутизна відкосу для глинистих ґрунтів і глибина виїмки 1,5 м складе 1:0, тобто стінка відкосу – вертикальна.

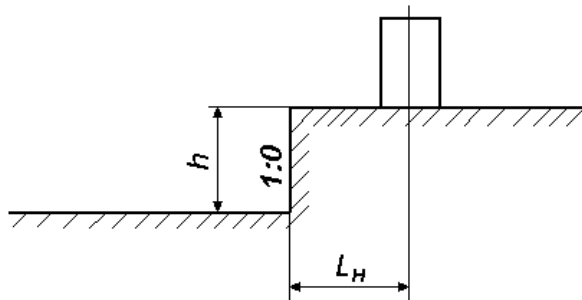


Рис.7.1

Розрахункова схема по визначенню мінімальної відстані установки машини від краю відкосу приведена на рис.6.1,

де $l_H = 1,2 ah + 1$;

$a = 0$ – коефіцієнт нахилу відкосу;

$h = 1,5$ м – глибина котловану.

$l_H = 1,2 \cdot 0 \cdot 1,5 + 1 = 1$ м

Мінімальна відстань від краю відкосу до найближчих опор машини повинно бути не менше 1 м.

Захист від вібрації.

Згідно вимогам ГОСТу для ефективної віброізоляції в діапазонах частот 2...10 Гц власна частота коливань пасивної системи (оператора) повинна складати біля 1 Гц.

Статичне переміщення сидіння з тілом людини в цьому випадку може складати 25 см.

Для додаткової віброізоляції оператора необхідно застосувати віброізолююче сидіння (рис. 7.2).

Динамічні характеристики віброзахисних сидінь слідуючи:

$\omega_0 = 1,5 - 1,6$ Гц ;

вільний хід до обмежувачів ± 6 см;

відносне демпфування уніфікованого сидіння 0,3...0,35.

Сидіння буде достатньо демпфованим, щоб понизити частоту $\omega_0 = 15$ Гц та амплітуду $A = 1 \cdot 10^{-2}$ м до $\omega_0 = 4,3$ Гц та $A = 7 \cdot 10^{-3}$ м.

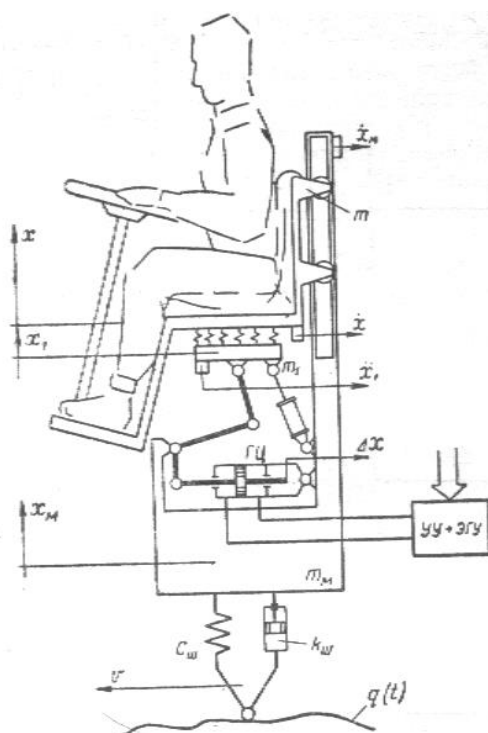


Рис. 7.2

Розрахунок освітлення будівельного майданчика

При розрахунку освітлення будівельного майданчика необхідно врахувати розміри майданчика, точність виконання робіт і інше. Для виконання робіт в темний час доби застосовується робоче освітлення, яке повинне бути рівномірним.

Для живлення освітлювальних приладів застосовують напругу 220 В. При загальному рівномірному освітленні будівельних майданчиків освітленість повинна бути не менше 2 Лк.

Розрахунок прожекторної установки зводиться до визначення кількості прожекторів для утворення нормальної освітленості:

$$n = \frac{m \cdot E_p \cdot S}{P_{\text{л}}};$$

і визначенню висоти установки прожекторів над освітлюваною поверхнею.

$$H_{\text{min}} = \sqrt{\frac{I_0}{300}}$$

Для визначення кількості прожекторів необхідно знати потрібне освітлення E_p

$$E_p = E_{\text{п}} \cdot k,$$

де $E_{\text{п}} = 200$ Лк;

$k = 1,3$ – коефіцієнт запасу.

$$E_p = 200 \cdot 1,3 = 260 \text{ Лк};$$

Потужність лампи приймаємо

$$P_{\text{л}} = 500 \text{ Вт}$$

S – площа освітлюваної ділянки;

$$S = a \cdot b$$

$a = 10$ м – ширина ділянки;

$b = 20$ м – довжина ділянки.

$$S = 10 \cdot 20 = 200 \text{ м}^2;$$

$$n = \frac{0,1 \cdot 260 \cdot 200}{500} = 10,4 \text{ шт.}$$

Приймаємо 11 прожекторів.

Висота установки прожектора залежить від максимальної осьової сили світла

$$I_0 = 9000 \text{ Кд.}$$

$$H_{\text{min}} = \sqrt{\frac{I_0}{300}} = \sqrt{\frac{9000}{300}} \approx 5 \text{ м}$$

Для освітлення будівельного майданчика розміром 10x20 застосовуємо 11 прожекторів з потужністю ламп $P_{\text{л}} = 500$ Вт на висоті $H = 5,5$ м.

7.2 Пожежна безпека

Пожежна безпека - стан об'єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення

та розвиток пожежі і впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. Правовою основою діяльності в області пожежної

безпеки є Конституція, Закон України «Про пожежну безпеку», закони, постанови Верховної Ради України, укази і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Президента, постанови і розпорядження Кабінету Міністрів України, рішення органів державної виконавчої влади, місцевого і регіонального самоврядування, прийняті в межах їх компетенції.

Забезпечення пожежної безпеки — невід'ємна частина державної діяльності щодо охорони життя та здоров'я людей, національного багатства та навколишнього середовища. Відповідно до статті 4 Закону України „Про пожежну безпеку” державні органи виконавчої влади та органи самоврядування усіх рівнів в межах своєї компетенції організовують розроблення та впровадження у відповідних галузях і регіонах організаційних і науково-технічних заходів щодо запобігання пожежам та їх гасіння, забезпечення пожежної безпеки населених пунктів і об'єктів.

Пожежна профілактика

Чітке виконання встановленого протипожежного режиму гарантує безпечну експлуатацію промислових підприємств, окремих будівель, споруд, виробничих установок, машин, приладів та апаратів. Цей режим ґрунтується на заздалегідь розроблених правилах та інструкціях, які відповідають умовам роботи виробничого устаткування і технологічному процесу підприємства. Тому всім, хто працює на даному підприємстві, необхідно добре

знати, насамперед, технологічний процес виробництва і причини відхилення від нормальних умов роботи устаткування.

Начальники цехів, опоряджувальних діляниць (майстерень, складів тощо) або особи, відповідальні за пожежну безпеку, перш ніж допустити до роботи новоприйнятого працівника, зобов'язані впевнитись у тому, що він пройшов первинний протипожежний інструктаж.

Крім проведених протипожежних інструктажів слід організовувати і проводити пожежно-технічні мінімуми.

Причини пожежі:

1. Несправність електропроводки. Найбільшу небезпеку представляють

іскри, які можуть виникнути при поганій ізоляції або короткому замиканні. При попаданні на поверхню із залишками технічних рідин вони можуть призвести до займання.

2. Аварія, в результаті якої порушується цілісність проводки і герметичність різних трубок або ємностей транспорту (ямовикопувача-викорчовувача), внаслідок чого технічні рідини або палне можуть потрапити на відкриті проводи, вихлопний колектор або розпечені деталі кузова.

3. Куріння водіїв під час заправки транспорту (ямовикопувача-викорчовувача) або за кермом.

4. Незакріплений акумулятор. На нерівній дорозі або у разі перекидання транспорту (ямовикопувача-викорчовувача) він може замкнути на кузов і привести до займання.

5. Використання горючих рідин для видалення бруду з кузова транспорту (ямовикопувача-викорчовувача). У цьому випадку бензинові або спиртові плями можуть спалахнути при нагріванні кузова або попаданні сигаретного бичка.

6. Використання відкритого вогню (паяльної лампи) для прогрівання двигуна взимку.

Пожежа в транспорті (ямовикопувача-викорчовувача) як правило починається непомітно. Від моменту тління до займання може пройти кілька хвилин. Таким чином, до появи характерних ознак (запаху і диму) виявити проблему практично неможливо. За цей час пожежа може досягти розмірів, коли річний вогнегасник виявиться безсилий.

Залежно від причини загорання, час, коли полум'я охопить салон транспорту (ямовикопувача-викорчовувача), може зайняти від декількох секунд до 2-3 хвилин. За 10 хвилин повністю згорає легковий автомобіль. Тому сподіватися на приїзд пожежного розрахунку, особливо, якщо ви знаходитесь далеко від міста, не варто. Єдиний шанс врятувати транспорт - це постаратися самому загасити його. Для цього у машиніста повинен бути під рукою персональний вогнегасник.

Ямовикопувача-викорчовувача, крім металевого кузова, являє собою сукупність різних легкозаймистих рідин і матеріалів та електричну систему, що знаходиться під напругою. Для гасіння пожеж такого роду необхідний спеціальний вогнегасний склад, здатний зупинити процес горіння.

Призначення вогнегасників

Залежно від типу зарядженого вогнегасної речовини вогнегасники використовуються для гасіння пожеж наступних класів:

Класи пожеж:

A - горіння твердих речовин;

B - горіння рідких речовин;

C - горіння газоподібних речовин;

D - горіння металу і металомістких речовин;

Е - гасіння речовин, які знаходяться під електричною напругою.

Таким чином вогнегасника необхідно вибирати той, чий тип відповідає класам пожежі від А до Е.

Вогнегасники за видом вогнегасних засобів поділяють на рідинні, вуглекислотні, повітряно-пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, необхідно передбачити вогнегасники вуглекислотного (ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8) (рис. 7.3) або порошкового (ОП-1, ОП-10А, ОП-250) типа, виконані по ГОСТ12.4.009-75.

Вогнегасник вуглекислотний (ОУ):

Вогнегасна речовина - діоксид вуглецю. Вуглекислота, потрапляючи на палаючу речовина, охолоджує його і виробляє гасіння.

Переваги:

- випаровуючись, кислота не залишає слідів;
- володіє хорошими діелектричними властивостями;
- не змінює властивостей в процесі зберігання;
- висока проникаюча здатність, навіть у важкодоступні місця.

Недоліки:

- можливість прояву значних теплових напружень в результаті гасіння (дуже сильно охолоджується розтруб, що може викликати опік руки. не рекомендується триматися за розтруб під час гасіння);
- накопичення зарядів статичної електрики (можливий легкий удар струмом);
- можливість токсичної дії вуглекислотних парів на людину;

Вогнегасники вуглекислотні (ОУ):

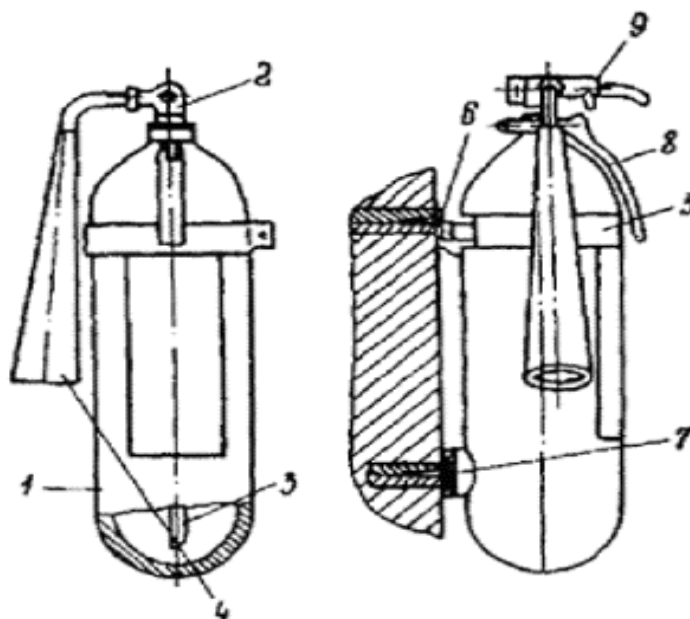


Рис. 7.3 Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5 (ОУ-8)
 1- балон; 2 - поворотний розтруб; 3 - опорна головка; 4 - сифона трубка;
 5- хомут; 6 - крюк; 7 - упор; 8 - ручка; 9 – чека.

Ямовикопувача-викорчовувача повинен бути укомплектований вуглекислотним вогнегасником.

Забороняється гасити водою палаючі паливно-мастильні матеріали. Для цього треба застосовувати порошкові або вуглекислотні вогнегасники, пісок або землю, брезент.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- Строительные машины. Справочник, ч. 1(под ред. В.А. Баумана)М., 1976г.
- Справочник конструктора дорожных машин (под ред. И.П. Бородачева) М., 1976 г.
- Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Киров И.П. Машины для земляных работ. М., 1975 г.
- В.Л. Устименко. Основы проектирования деталей машин. М., 1984 г.
- Г.М. Ицкович, В.А. Киселев, С.А. Чернавский. Курсовое проектирование деталей машин. М., 1964 г.
- С.М. Новак. Защита от шума и вибрации в строительстве. К., 1990 г.
- Б.П. Козинцов, Е.П. Иванов. Расчет и проектирование зубчатых планетарных и дифференциальных передач.
- В.И. Анурьев. Справочник конструктора машиностроителя т.1, 2, 3. М., Машиностроение, 1978 г.
- Г.Л. Карабан, В.И. Баловнев. Машины для городского хозяйства. М., Машиностроение, 1988 г.
- В.М.Токаренко. Гидропривод и гидрооборудование транспортных средств. К., Лыбедь, 1991 г.