

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

" Дослідження та оптимізація робочого процесу ямовикопувача "

(назва)

Карунський Дмитро Сергійович

(прізвище, ім`я та по батькові повністю)

Київ 2023р.

**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 АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ

НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА

на тему:

" Дослідження та оптимізація робочого процесу ямовикопувача "

(назва)

Виконав студент групи: ЗБМО-2маг

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

(спеціальність)

Карунський Дмитро Сергійович

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

Керівник

Свідерський А.Т.

(прізвище та ініціали)

к.т.н., професор

(вчене звання, науковий ступінь)

Київ 2023 р.

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра: машин і обладнання технологічних процесів
Освітній рівень: «магістр за ОПШ»
Спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»

"ЗАТВЕРДЖУЮ"

Завідувач кафедри МОТП

_____ д.т.н., проф. І.І. Назаренко
" ____ " _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ ДО ВИКОНАННЯ АТЕСТАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ НА
ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Карунський Дмитро Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові магістранта)

1.Тема АРМ: **" Дослідження та оптимізація робочого процесу
ямовикопувача "**

Затверджена наказом ректора КНУБА № 1519/2 від 07.07.2023 р.

2. Керівник роботи Свідерський Анатолій Тофілійович, к.т.н., професор

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

Науковий керівник і тема наукового дослідження затверджена рішенням Ради факультету,

3. Строк подання студентом роботи до захисту 15 листопада 2023 року

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Р.1. Огляд існуючого ямовикопуючого обладнання та його аналіз.

Р.2. Огляд теорій руйнування ґрунтів та теоретичне обґрунтування розрахунку основних параметрів ямовикопувачів.

Р.3. Загальний розрахунок ямовикопувача.

Р.4. Розрахунки на міцність.

Р.5. Техногенна безпека.

5. Графічний матеріал за розділами:

Р.1. Огляд та аналіз конструктивних та технологічних параметрів ямовикопувачів. . -3л.

Р.2. Огляд теорій руйнування ґрунтів та теоретичне обґрунтування розрахунку основних параметрів ямовикопувачів -2л.

Р.3. Конструкторська частина-10л.

Р.4. Рекомендації по вдосконаленню ямовикопувачів. - 1л.

6. Календарний план виконання роботи

№	Види робіт та їх зміст	Дата виконання
1	Розділ 1. Огляд існуючого ямовикопуючого обладнання та його аналіз.	Вересень 2023 р.
2	Розділ 2. Огляд теорій руйнування ґрунтів та теоретичне обґрунтування розрахунку основних параметрів ямовико-	Вересень 2023 р

	публікацій.	
3	Розділ 3. Загальний розрахунок ямовикопувача	Жовтень 2023 р.
4	Розділ 4. Розрахунки на міцність.	Листопад 2023р.
5	Розділ 5. Техногенна безпека.	Листопад 2023 р.
6	Остаточне оформлення роботи	Листопад 2023 р.
7	Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	15 листопада 2023 р.
8	Попередній захист роботи на кафедрі	Грудень 2023 р.

7. Консультанти розділів атестаційної випускної роботи

№	Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірив	
			Дата	Підпис
1.	Розділ 1.	проф.. Свідерський А.Т.	16.10.2023	
	Розділ 2.		30.10.2023	
	Розділ 3.		13.11.2023	
	Розділ 4.		13.11.2023	
2.	Розділ 5.	проф. Назаренко І.І. проф.. Свідерський А.Т.	28.11.2023	

8. Дата видачі завдання 1 вересня 2023 року

Керівник _____ проф. Свідерський А.Т.
(підпис)

Студент _____ Карунський Д.С.
(підпис)

РЕЗЮМЕ

Київський національний університет будівництва і архітектури
факультету автоматизації і інформаційних технологій

Карунський Дмитро Сергійович
група ЗБМО-2маг

Тема атестаційної випускної роботи:

" Дослідження та оптимізація робочого процесу ямовикопувача "

освітньо-кваліфікаційний рівень: магістр,

спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»,

Науковий керівник: Свідерський Анатолій Тофілійович,

кандидат технічних наук, професор кафедри машин і обладнання техно-
логічних процесів

Обсяг випускової роботи. Атестаційна випускова робота магістра складається: розділів 5, стор. 109, таблиць 6, рис. 32, графічна частина – 16 слайдів (аркушів формату А1.) завдання, вступу, висновків, списку використаних джерел.

Актуальність теми. Одним із найбільш трудомістких та тривалих процесів у будівництві в умовах міцних та мерзлих ґрунтів є влаштування свердловин під фундаменти та опори. Разом з тим темпи та об'єми будівництва в цих умовах безперервно зростають.

При влаштуванні свердловин під опори ліній електропередач, посадку та викорчовування дерев, під пальові основи та стовбчасті фундаменти в міцних та мерзлих ґрунтах в теперішній час використовують серійні машини, призначені для утворення свердловин в ґрунтах міцністю до IV категорії, але вони мають недостатні напірні зусилля та крутні моменти для ефективною розробки ґрунтів, а робочі органи випускаються епізодично неспеціалізованими заводами і, як наслідок, характеризуються малою стійкістю. Цій проблемі присвячена тема магістерської роботи, а саме "Дослідження параметрів робочого

процесу ямовикопувача". В зв'язку з цим тема атестаційної випускової роботи є своєчасною і актуальною.

У вступі формулюється мета і задачі роботи: вибрати раціональні технологічні та конструктивні параметри ямовикопувача на основі огляду та аналізу сучасного існуючого обладнання, вибрати критерії оцінки, напрямки вдосконалення, розглянути теорію розрахунку шнекового робочого органу та розробити ямовикопувальне обладнання на базі колісного трактора Т-150. При цьому особлива увага приділяється простоті і надійності обладнання, що розробляється, зменшенню його габаритів за рахунок вибору і розрахунку раціональної конструкції редуктора, механізмів приводу та заходам по охороні праці.

У першому розділі «Огляд існуючого ямовикопувача та його аналіз» розглянуто конструкції сучасних та перспективних ямовикопувачів провідних світових виробників: бурове обладнання ФРГ (Фірма «ВІРТ»), США (корпорації «CNH Global», «Mustang Manufactory», «Bobcat», «Caterpillar»), Австралії («Digga»), Японії (фірми: Тоуо, Kato, Aichi, TADANO, Furukawa), Китаю, Білорусії, України (Київський завод інженерних машин «Буддормаш»), ближнього зарубіжжя (Алапаєвський завод «Стройдормаш»). Проаналізовано їх конструктивні та технологічні параметри, переваги та недоліки.

У другому розділі «Огляд теорій руйнування ґрунтів та теоретичне обґрунтування розрахунку основних параметрів ямовикопувачів» розглянуто теорію різання ґрунтів, розрахункову модель, теоретичне обґрунтування розрахунку основних параметрів ямовикопувачів.

Далі наведено рекомендації провідних виробників та науковців по вдосконаленню авто бетонозмішувачів.

У третьому розділі «Загальний розрахунок ямовикопувача» обґрунтовано конструктивну схему ямовикопувача, роботу і конструкцію його систем та вузлів, виконано інженерні розрахунки конструкції навісного ямовикопувача та її складальних одиниць.

У четвертому розділі «Розрахунки на міцність» виконано розрахунок деталей редуктора привода шнека, розраховано вали, зубчаті колеса, гідроциліндри та інші деталі на міцність, вибрано підшипники.

У п'ятому розділі «Техногенна безпека» виконано аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів, розглянуто заходи по охороні праці, а саме: захист від вібрації, розрахунок освітлення будівельного майданчика та передбачено заходи по пожежній безпеці,

Ключові слова: шнек, кільцевий бур, транспортування, буріння, свердловина, сили бокового тиску, ущільнення, критична швидкість, випробування, потужність, редуктор, крутний момент.

Keywords: screw, ring drill, transportation, drilling, well, side force, seal, critical speed, test, power, gear, torque.

Якість оформлення проекту. Атестаційна випускова робота магістра оформлена у відповідності до діючих нормативних документів та методичних вказівок до виконання дипломної роботи для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування».

Загальний висновок стосовно роботи та присвоєння авторів освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр». Робота виконана на високому рівні, студент продемонстрував високий рівень теоретичної підготовки та сформованих практичних навичок в області машинобудування та сучасних інформаційних технологій. Заслуговує оцінки «добре».

Науковий керівник _____ / проф., к.т.н., Свідерський А.Т./
(підпис)

Посада, місце роботи. КНУБА, пр-т. Повітрофлотський, 31, професор кафедри машин і обладнання технологічних процесів.

« 9 » листопада 2023 р.

Зміст

Вступ	11
1. Огляд існуючого ямовикопуючого обладнання та його аналіз	13
1.1. Огляд ямовикопуючого обладнання ближнього зарубіжжя та патентів	12
1.2. Огляд ямовикопувачів провідних закордонних фірм	25
1.3. Аналіз та висновки	26
2. Огляд теорій руйнування ґрунтів та теоретичне обґрунтування розрахунку основних параметрів ямовикопувачів	28
2.1. Аналіз різних теорій руйнування та викидання ґрунту	28
2.2. Фактори і критерії оцінки ефективності бурового шнекового інструменту	30
2.3. Аналітичні закономірності транспортування ґрунту вертикальним кільцевим шнеком	35
3. Загальний розрахунок ямовикопувача	40
3.1. Вихідні дані і розробка конструктивної схеми машини. Будова. Опис роботи	40
3.2. Визначення потужностей обертових моментів і частот обертання валів, елементів приводу	52
3.3. Розрахунок конічно-планетарного редуктора	56
4. Розрахунки на міцність.	73
4.1. Розрахунок валів та осей.	73
4.1.1. Розрахунок осі сателіта	73
4.1.2. Розрахунок ведучого валу планетарної передачі (вал сонячної шестерні)	74
4.1.3. Розрахунок валу конічної шестерні	75
4.1.4. Розрахунок веденого валу планетарної передачі (вала водила)	76
4.2. Вибір підшипників	77
4.2.1. Вибір підшипників під сателіти	77
4.2.2. Розрахунок підшипників під конічну шестерню	78
4.2.3. Вибір упорного підшипника під конічну шестерню	78
4.2.4. Розрахунок підшипників під вал сонячної шестерні	79
4.2.5. Розрахунок підшипників під ведений вал (води́ло)	80

4.3. Розрахунок штанги на стійкість	81
4.4. Розрахунок пальця кріплення редуктора на зріз	82
4.5. Розрахунок пальця кріплення навісного обладнання трактора на зріз	83
4.6. Розрахунок шлицьового з'єднання валу на кручення	83
4.7. Паспорт машини	84
4.8. Гідропривід	87
4.8.1. Призначення, будова і робота	87
4.8.2. Розрахунок гідроциліндра перекидання фрези	91
5. Техногенна безпека	93
5.1. Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів	93
5.1.1. Установка машин поблизу бровки котловану	93
5.1.2. Захист від вібрації	94
5.1.3. Розрахунок освітлення будівельного майданчика	97
5.2. Пожежна безпека	99
Список використаних джерел	104
Додатки	106

Вступ

Зростання темпів будівництва вимагає застосування все нових машин для спеціальних будівельних робіт, а також модернізації існуючих. Це зумовлено як великими об'ємами робіт так і зростаючими вимогами до технічних характеристик засобів механізації.

При виконанні ремонтно-будівельних робіт по підготовці будівельного майданчика, переплануванні і переобладнанні різноманітних громадських і промислових об'єктів, особливо у обмежених умовах великого міста, часто виникає необхідність акуратного видалення пеньків дерев і завантаження їх на автомобіль для наступного вивозу, швидка підготовка ям для посадки зелених насаджень, установка стовпів, огорож, дорожніх знаків, рекламних стендів і щитів.

До таких машин відноситься і розроблена у дипломному проекті машина для буріння ям, а також для видалення пеньків.

Для механізації процесу викопування ям у світовій практиці використовується широко розповсюджений робочий орган у вигляді шнекового бура, однак на Україні серійне виробництво машин з такими робочими органами ще не освоєне.

Стосовно механізації процесу видалення пнів в садах і парках, то ця проблема у техніці лишалась не вирішеною, тому що не були створені робочі органи, придатні для роботи в даних умовах.

На практиці застосовуються для цієї цілі корчувальники ричажного типу. Але більшість з них дуже громіздкі і габаритні. Крім того, у процесі корчування вони на значній площі навколо пенька руйнують трав'яний покрив ґрунту, ушкоджують корені сусідніх дерев. Тому, при заміні дерев у стиснених умовах, при оновленні саду, корчуванні пнів, викопування ям практично завжди виконується вручну із-за непридатності існуючого обладнання.

Використання створеної машини для викопування ям, корчування і відвантаження пнів в садах дозволить замінити дві машини: ямовикопувач із Азер-

байджану КЯУ-100А і машину МУП-4,0 для подрібнення наземної частини пнів і механізувати важку ручну працю при корчуванні і завантаженні пнів в господарствах декоративного, фруктового садівництва, на лісових вирубках, лісопарках, будівельних майданчиках. В зв'язку з цим актуальність розробки магістерської роботи не викликає сумніву.

В магістерській роботі виконано огляд існуючих найбільш прогресивних і продуктивних машин, проаналізовано їх можливості, переваги та технічні характеристики. На основі цього проводиться модернізація і розрахунок основних вузлів і деталей навісного обладнання. Особлива увага в роботі приділяється високим експлуатаційним характеристикам, надійній роботі машини, спрощенню конструкції та покращенню технічних характеристик з метою розширення функціональних можливостей, підвищення продуктивності машини.

1. Огляд існуючого ямовикопуючого обладнання та його аналіз

1.1. Огляд ямовикопуючого обладнання ближнього зарубіжжя та патентів

По функціональному призначенню найбільш близькі до розроблюваної машини бурильно-кранові машини. Вони відносяться до установок обертового шнекового буріння, при цьому вони можуть бути оснащеними бульдозерним обладнанням для виконання планування майданчиків, засипки траншей, ям. Ці машини змонтовані на автомобілях та тракторах високої прохідності і використовуються в різних ґрунтово-рельєфних умовах.

ОАО «Пирятинський ливарно-механічний завод» випускає навісне бурильне обладнання марки БКМ–2М з гідравлічним приводом обертання бура для утворення в ґрунті ям, а також навісне бурильне обладнання з механічним приводом обертання бура. Монтаж обладнання виконується на базі трактора МТЗ-82 а також тракторів ряду Білорусь -826... 920, ХТЗ Т-150К, ХТА-200.



Рис. 1.1 Навісне бурильне обладнання марки БКМ–2М на Т-150



Рис. 1.2 Навісне бурильне обладнання марки БKM–2М на ДТ-75

На рисунку 1.3, 1.4 представлена бурильно-кранова машина БKM-3У на базі Т-150 та ГАЗ-3308



Рис. 1.3 Бурильно-кранова машина БKM-3У на базі Т-150

На БKM-3У розроблена нова схема розміщення бурильного обладнання, а саме:

- бурильне обладнання зібране на загальній платформі ;
- глибина буріння збільшена до 3 метрів;
- буріння ведеться під фіксованим кутом від 60 ° до 105 °;
- в гідросистемі застосовано насос з приводом від коробки передач трактора;
- максимальний крутний момент – 2744 нм



Рис. 1.4 Бурильно-кранова машина БКМ-3У на базі ГАЗ-3308

Машина бурильно-кранова БМ-802С

Призначена для бурових робіт в мерзлих ґрунтах та встановлення опор і свай.

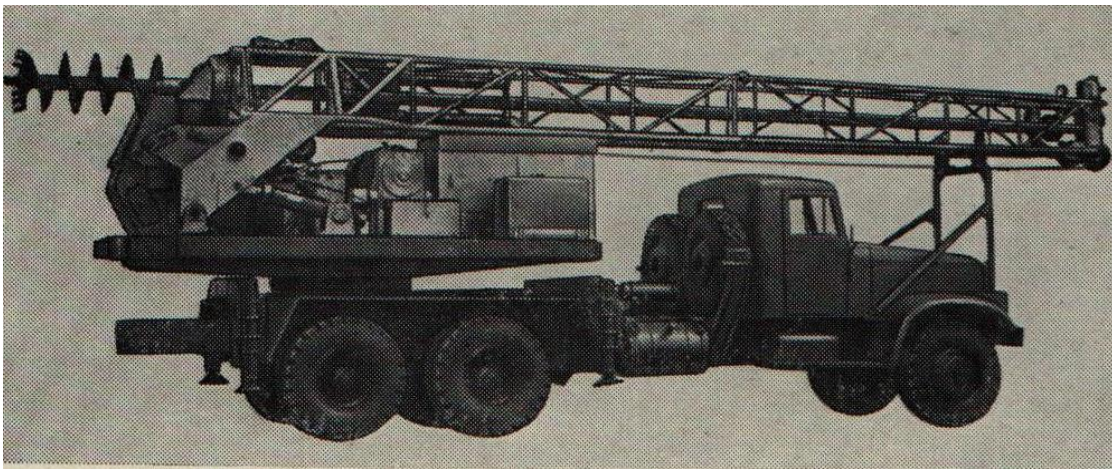


Рис. 1.5 Машина бурильно-кранова БМ-802С на базі КрАЗ-257

Тип.....самохідна
 Базова машина.....автомобіль КрАЗ-257
 Діаметр бура,мм.....300, 400, 500
 Глибина буріння,м.....8
 Привід бура.....механічний

Потужність двигуна привода, кВт.....66

Габаритні розміри.....10720*6000*12690

Маса, т.....22,5

Машина бурильно-кранова БКМА-1,0/3,5 (рис. 1.6)

Базовий автомобіль.....ЗИЛ-130-80, ЗИЛ-131

Глибина буріння, м.....3,5

Габаритні розмі-

ри7070*2500*3460

Діаметр бура, м.....0,8

Зусилля подачі бура, кН.....40

Маса, т.....7,54; 9,25

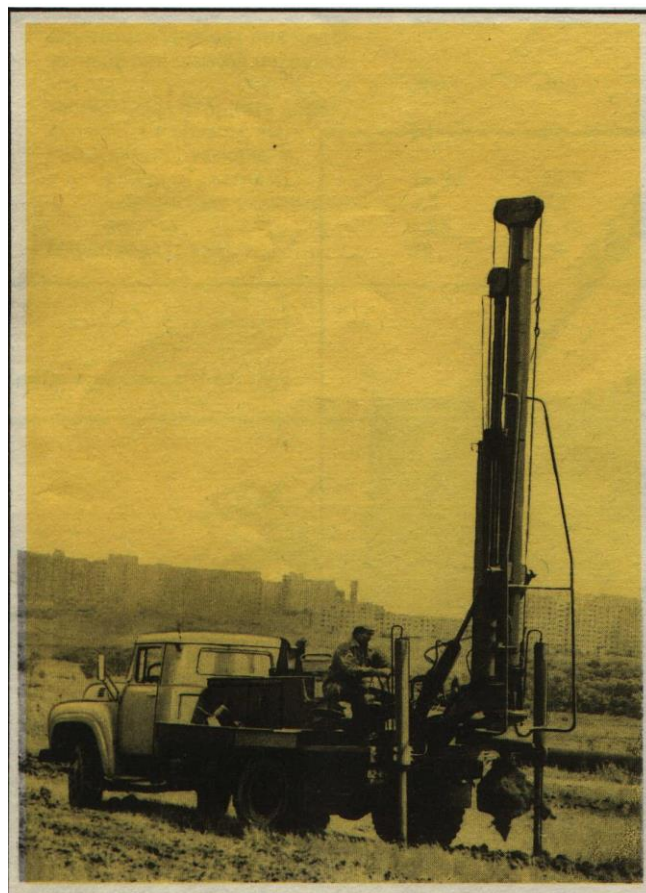


Рис.1.6 Машина бурильно-кранова БКМА-1,0/3,5 на базі ЗИЛ-130

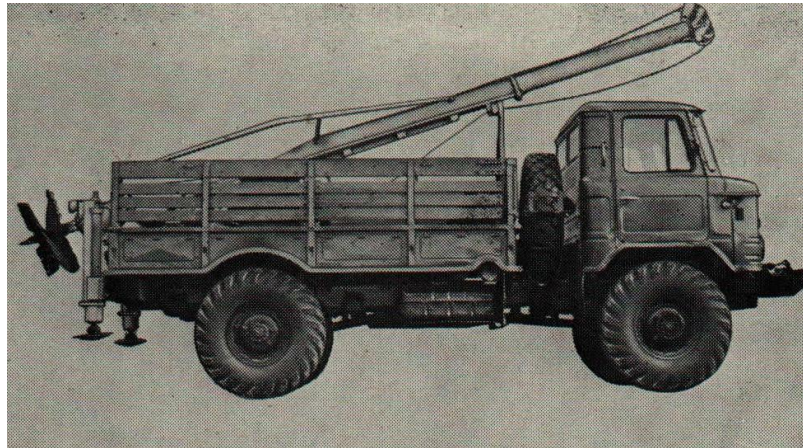


Рис. 1.7 Машина бурильно-кранова БМ-302
на базі ГАЗ-66

Тип.....самохідна

Базова машина....автомобіль ГАЗ-66

Діаметр бура,мм.....350, 500, 650, 800

Глибина буріння,м.... 3

Привід бура.....механічний

Потужність двигуна привода, кВт.....66

Габаритні розміри.....5560*2345*6950

Маса, т.....5,3

Машина бурильно-кранова БМ-205



Рис. 1.8 Машина бурильно-кранова БМ- 205 на базі МТЗ-82Л

Тип.....навісне обладнання на МТЗ-82Л

Діаметр бура,мм.....350, 500, 800
 Глибина буріння,м.....2
 Привід бура.....механічний
 Габаритні розміри.....5960*2240*5580
 Маса, т.....5,75

Технічні характеристики бурильно-кранових машин для буріння свердловин глибиною до 3 м

Таблиця 1.1

Показники	БМ-202	БМ-205а	БМ-205Б	БМ-302А	БМ-302Б	БМ-305А
Діаметр буріння, м	0,35-0,5	0,36; 0,5; 0,63	0,36; 0,5; 0,63	0,5-0,8	0,36; 0,5; 0,63	0,36; 0,5; 0,63
Найбільша глибина буріння, м	2	2	2	3	3	3
Вантажопідйомність, т	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Частота обертання бура, с ⁻¹	1,75-2,63	1,91; 2,69; 3,33	1,91; 2,69; 3,33	2,43-3,02	1,75; 2,43; 3,03	1,75; 2,43; 3,03
Базова машина	ГАЗ-66	МТЗ-82Л	МТЗ-82Л	ГАЗ-66	ГАЗ-66	ДТ-75МВ
Потужність силової установки, кВт	36,8-40,5	55,15	55,15	36,8-40,5	36,8-40,5	66
Найбільший крутний момент на бурі, кн.*м	4,9	4,9	4,9	4,9	4,9	5,38
Технічна продуктивність шт./ч	4,35	4,35	4,68	4,2	3,61	4,47
Виробник	Алапаєвський завод "Стройдормаш"					

Таблиця 1.2

Технічні характеристики бурильно-кранових машин для буріння свердловин
глибиною 8 – 30 м

Показники	БМ-802С	БМ-1500	БКМ-1501	БМ-2000	БМ-2001	БМ-3001
Діаметр буріння, м	0,4	0,65	0,63	0,65; 1,0	0,65; 1,0	1,5
Найбільша глибина буріння, м	8	15	15	20	20	30
Частота обертання бура, с ⁻¹	1,08	безступеневе	0,83- 2,0	0,67- 1,33	0,67- 1,33	0,67- 1,33
Базова машина	КрАЗ-257	Трактор ТТ-4	КрАЗ-250	КрАЗ-250	КрАЗ-250	КрАЗ-250
Потужність силової установки, кВт	69,6	81	176	176	176	176
Найбільший крутний момент на бурі, т..*м	4,23	4,23	14,7	20,0	20,0	20,0
Технічна продуктивність т../ч	10-22	10-22	9-15	9-15	4-18	6-24
Виробник	Алапаєвський завод “Стройдормаш”					

Машина МЕС для електромонтажних робіт

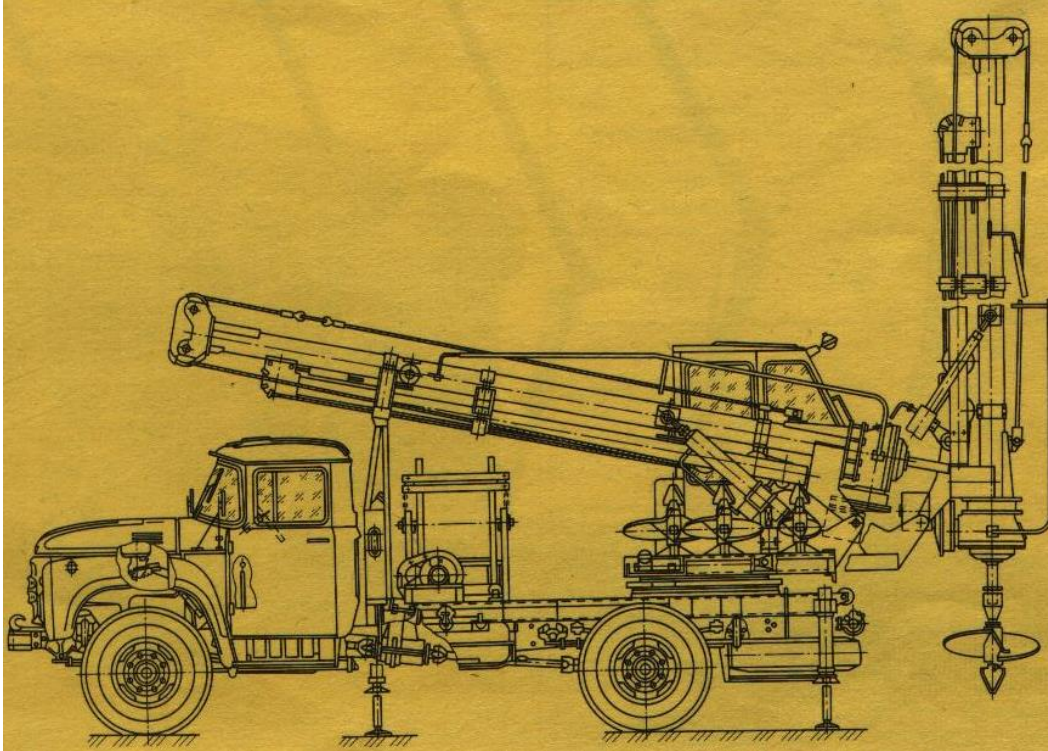


Рис.1.9 Машина МЕС для електромонтажних робіт
на базі ЗІЛ-431412

Базова машина.....автомобіль ЗІЛ-431412

Діаметр бура,мм.....360, 630

Глибина буріння,м.....3,5

Привід бура.....механічний

Потужність двигуна привода, кВт.....66

Габаритні розміри.....7400*2500*3500

Маса, т.....10

Навантажувач багатопільовий ПМТС-06

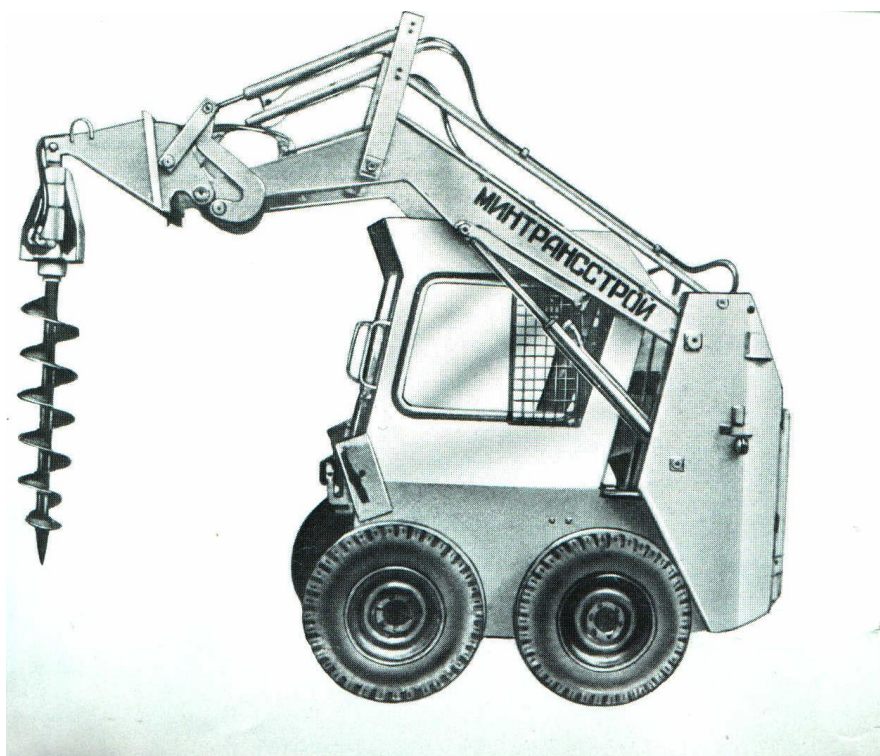


Рис. 1.10 Навантажувач багатопільовий ПМТС-06

Вантажопідйомність	0,6
Потужність двигуна, кВт	25
Діаметр буріння	0,25
Габаритні розміри.....	3095*1580*2090
Маса, т.....	2,41

Патентний пошук дав наступні результати:

Відома машина для видалення пнів та вирізанні ям в мерзломому ґрунті ЯКП-0,4 (а.с. № 1400550) (рис. 1.11):

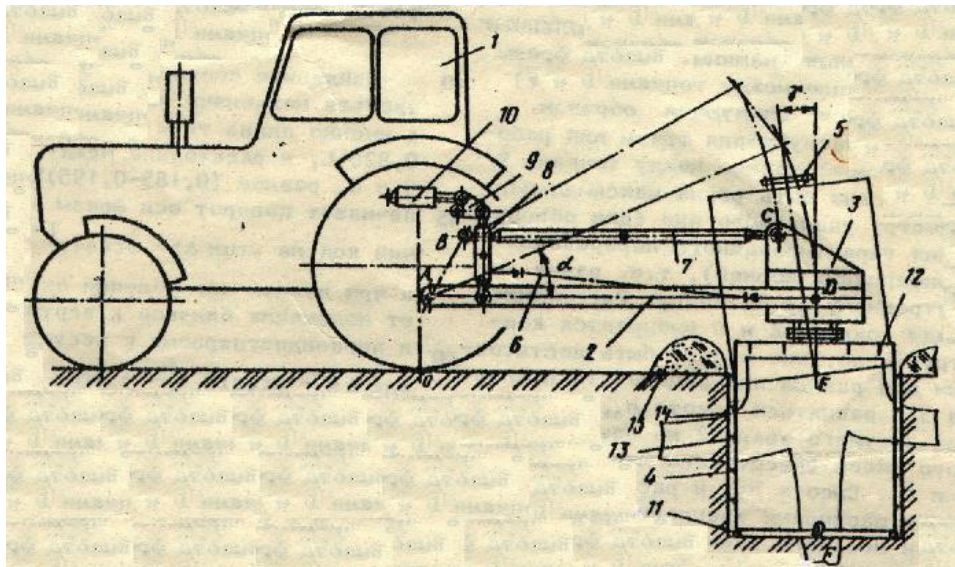


Рис. 1.11 Ямобур ЯКП-0,4

Вона включає базове самохідне шасі 1, шарнірно приєднану до нього несучу ланку (стрілу), на периферійному кінці якої також шарнірно закріплено корпус редуктора 3, трубчасту фрезу 4, яка кріпиться на вихідному валу редуктора.

Відома машина для подрібнення пнів (а.с. № 1701522) (рис. 1. 12):

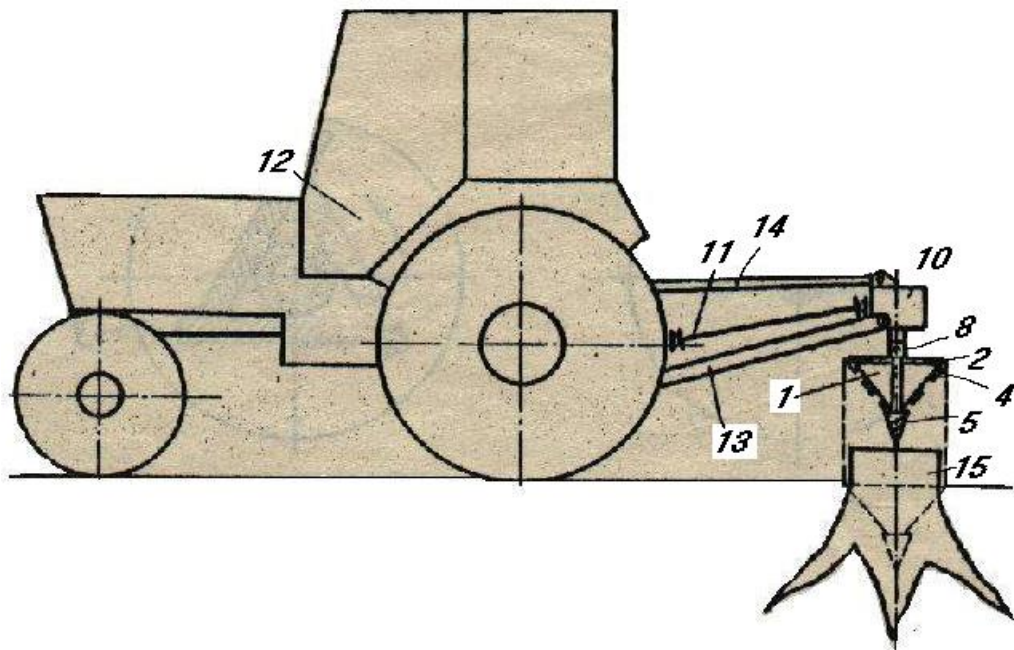


Рис.1.12 Машина для подрібнення пнів

На пластинах конусоутворюваного корпусу закріплені різці , ріжучі кромки яких розміщені по гвинтовій лінії. Поперечний переріз гвинтової лінії конуса має форму трапеції. Крок гвинтової лінії конуса зростає при віддаленні від його вершини. Для подрібнення пня вісь конуса повинна співпадати з віссю пенька. Спочатку подрібнюється наземна частина, а далі – його підземне ядро. Фреза за допомогою редуктора 10 з'єднується з валом відбору потужності 12 карданним валом 11. Після подрібнення на місці пенька залишається лунка, яка потім засипається землею.

Для буріння отворів круглого перерізу в ґрунтах до V категорії використовується ямовикопувач ДЕМ-112 (рис. 1.13)

Базовий трактор	"Білорусь 80.1" та його мод-ції
Діаметр бура, мм	200; 350
Глибина буріння, мм	1300
Частота обертання бура (робоча); об/хв	280
Частота обертання ВВП (робоча); об/хв	540
Максимальний крутний момент на бурі нм	630
Маса навісного обладнання, кг	350
Габаритні розміри, мм:	
Довжина	2400
Ширина	720
Висота	2200



Рис. 1.13 Ямовикопувач ДЕМ-112

Для буріння та копання ґрунтів, вкопування стовбів ліній зв'язку, встановлювання опор в будівництві, обслуговування ліній електропередач застосовують ямовикопувачі марки «БУДМАШСЕРВІС» на шасі МАЗ, КАМАЗ, ЗИЛ, УРАЛ, ГАЗ, на базі МТЗ, Білорусь, ЛТЗ, ЮМЗ. (рис. 1.14)



Рис. 1.14 Ямовикопувач марки «БУДМАШСЕРВІС» на базі автомобіля МАЗ

В сільському господарстві для буріння та копання ґрунтів застосовується ямовикопувач ЯК-130 (рис. 1.15)



Рис. 1.15 Ямовикопувач ЯК-130

Таблиця 1.1

Технічні характеристики ямовикопувача ЯК-130:	
Базовий трактор	МТЗ-82.1
Діаметр бура, мм	200; 350
Глибина буріння, мм:	
без подовжувача	1000
З подовжувачем	1300
Частота обертання ВВП (робоча), об/хв	540
Частота вращения бура (робоча), об/хв	280
Максимальний крутний момент на бурі, нм	630
Габаритні розміри, мм:	
Довжина	2400
Ширина	720
Висота	2200
Маса навісного обладнання, кг	300

1.2. Огляд ямовикопувачів провідних закордонних фірм

За кордоном свердловини бурять в одну фазу переважно обертальним способом установки з приводом, розміщеним на поверхні. При спорудженні свердловин великого діаметру їх бурять у декілька фаз мобільними, транспортабе-

льними, легко та швидко монтованими установками. Найбільш широко розповсюджене бурове обладнання ФРГ, США, Австралії, Японії(фірми: Тоуо, Kato, Aichi, TADANO, Furukawa). Фірма “ВІРТ” випускає три групи бурового обладнання: для буріння свердловин малого діаметра, великого діаметра та стовбурів. Для буріння застосовують: станки HG160, HG210, HG250. Станком HG160 бурять свердловини діаметром до 1,4 м.; HG250 – до 2,04 м.; HG250 – до 2,68. Одними з кращих по надійності і технічним параметрам цього-дня вважаються японські ямобури. Серед них є універсаль-ні маніпулятори великих виробників і навісні види раз-особистих компаній, наприклад, Тоуо, Kato і ін. Приблизно однакові характеристики має обладнання найвідомішою марки Aichi і фірми TADANO, яка менш популярна на вітчизняному ринку. Вони здійснюють буріння на глибину понад 5 м при діаметрі отвору в 0,15-0,4 м. Установки компанії Furukawa, які присутні на ринку відрізняються більшою потужністю. Вони дозволяють бурити свердловини діаметром до півметра на велику глибину до 50м.



Ямобур MUSTANG 2700 «Mustang Manufactуркy» (США)



Ямобур Case SV250 корпорации CNH Global (США)



Ямобур GF Gordini TR 450 (Італія)



Ямобур Bobcat S850 США



Ямобур JCB, (Caterpillar, США)



Гидробур(ямобур) Digga PD3(1-6т) (Австра-
лія)

Рис. 1.16

1.3. Аналіз та висновки

Аналіз існуючих конструкцій виконується з метою вибору найбільш оптимальної конструктивної схеми, виходячи із переваг та недоліків раніше відомих машин. Тому при розробці ямовикопувача-викорчовувача для роботи в інших умовах роботи бажано об'єднати чотири різних машини: ямовикопувач, викорчовувач, подрібнювач та погрузчик. Виходячи з цих умов і вибирається конструктивна схема.

Застосування конічно-планетарного редуктора з набором фрез різних діаметрів та конфігурацій дозволить забезпечити надійність та мінімальні витрати трудомкості та коштів. Для її позитивного рішення використані конструктивні елементи машин, розглянутих у огляді. При розробці бажано використовувати трубчасту, конічну та шнекову двозаходні фрези. Це дозволить значно розширити функціональні можливості машини, що розробляється. Більш потужна базова машина Т-150 у порівнянні з ДТ-75, МТЗ-80, ГАЗ-66 підвищить продуктивність та зменшить собівартість виконуваних робіт.

Пере налагоджування з однієї операції на іншу повинно здійснюватись з мінімальними витратами часу, робітників та без застосування вантажопідйомних механізмів .

2. Огляд теорій руйнування ґрунтів та теоретичне обґрунтування розрахунку основних параметрів ямовикопувачів.

2.1. Аналіз різних теорій руйнування та викидання ґрунту

Дослідженню процесів та закономірностей розробки ґрунтового масиву машинами як безперервної, так і циклічної дії присвячені роботи В.Д.Абезгауза, Ю.А.Ветрова, В.Л.Баладінського, А.М.Зеленіна, В.П.Горячкіна, М.Г.Домбровського, В.В.Нічке, Д.І.Федорова В.К.Руднева, В.І.Баловнева, А.М.Холодова, Л.Є.Пелевіна, І.А.Недорезова, Л.А.Хмари, А.П.Дворніченко, Л.К.Соколова та інших учених.

Для дослідження запропонованого процесу розробки найбільшу цікавість представляють роботи В.Л.Баладінського, В.І.Баловнева, Ю.А.Ветрова та А.Н.Зеленіна. В. Л. Баладінський розробив теорію динамічного руйнування ґрунту, в якій запропонував залежності, що дозволять визначити фізико-механічні властивості ґрунтів для визначення сили опору ґрунту руйнуванню [16]:

$$P = \frac{UK_{\text{Д}}S}{2VK_{\alpha}},$$

де U – швидкість розповсюдження хвилі деформації; $K_{\text{Д}}$ – питомий опір ґрунту динамічному руйнуванню; S – площа контакту робочого органу з ґрунтом; V – швидкість впливу робочого органу на ґрунт; K_{α} – коефіцієнт, що враховує кут загострення ріжучого елемента.

В.І.Баловнєв розробив теоретичні основи фізичного моделювання робочих процесів будівельних і дорожніх машин, що дозволяють оптимізувати параметри машин і оцінювати перспективність нових технічних рішень по результатах лабораторних досліджень. Зацікавлює запропонована їм цементно-піщана суміш для одержання моделі ґрунту з різноманітними міцністними характеристиками, що дозволяє моделювати широкий спектр фізико-механічних властивостей ґрунту.

Гаркавенко О.М. розробив новий принцип ефективної розробки ґрунту швидкісними дисковими робочими органами, що дозволяє зменшити енергоємність процесу за рахунок підрізання забою та його наступного обрушення. Запропоновані принципово нові теоретичні основи передачі енергетичного потоку в обмежений обсяг ґрунту, за рахунок можливості управління напрямком від ґрунторозроблюючих елементів, та організації загального потоку на принципі суперпозицій потоків від цих джерел та відображених потоків.

Швидкість впливу ріжучих елементів на ґрунт Гаркавенко О.М. визначає з виразу:

$$V_i = \sqrt{V_m^2 + R_i^2 \cdot \omega^2 - 2V_m \cdot R_i \cdot \omega \cdot \cos \alpha \cdot \cos \omega t},$$

де V_m – швидкість подачі робочого органу на забій; R_i – радіус до осі i -го ґрунторуйнівного елемента; ω – частота обертання диску; α – кут нахилу робочого органу.

При мікрообрушенні джерелами збудження є радіально розміщені на площині диску ґрунторуйнівні елементи, відстань між якими визначається з виразу:

$$l \leq \sqrt{\frac{4Ph}{\pi B(\sigma_{ст} - \sigma_p) \cdot \sin 2\alpha} - h^2},$$

де P – сумарне навантаження, що передається від робочого органу в замкнутий обсяг ґрунту; h – глибина різання; $\sigma_{ст}$ – напруги стиску в ґрунті; σ_p – напруги, що розтягують ґрунт; B – ширина ґрунторуйнівного елемента.

Потужність, яка витрачається на винос розробленого ґрунту, залежить від того, яку форму має ґрутовиносна лопатка та визначається з рівняння:

$$N_{гр} = m_T \cdot U_2 \cdot [U_2 - m_T \cdot \text{ctg} \beta_2 / (2\pi \cdot r_2 \cdot b \cdot \gamma)],$$

де m_T – секундна маса ґрунту; U_2 – переносна швидкість ґрунту; β_2 – кут між абсолютною та переносною швидкостями часток ґрунту; r_2 – радіус ло-

патки; γ – щільність ґрунту; b – відстань від лопаток до незруйнованого різанням ґрунту.

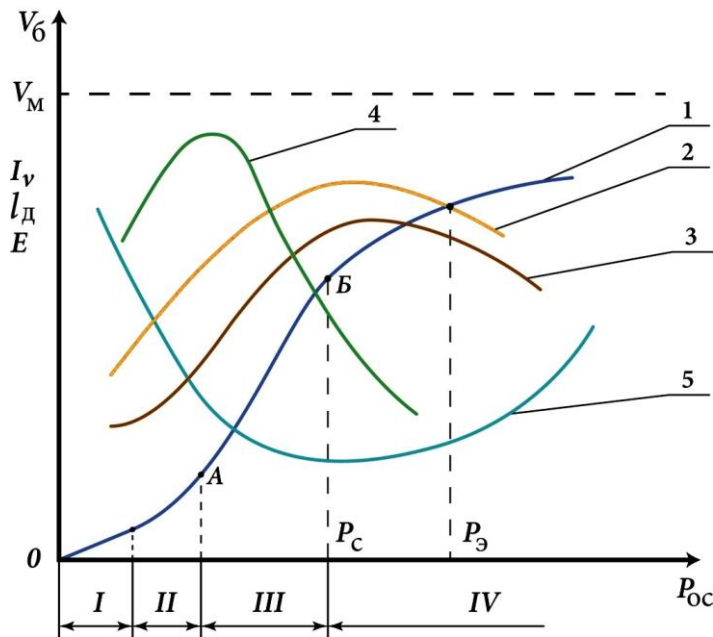
Як визначено раніше, при роботі машин безперервної дії відбувається не тільки процес різання, а і процес екскавації ґрунту з зони руйнування та викидання його з забою.

Розробці теоретичних основ роботи роторних металевих машин присвячені роботи [Б.І.Караваєва, Д.А.Шалмана, С.С.Рабіновича, А.А.Кавалерова, С.Є.Кудри], Л.Г.Шахмейстера, В.І.Баловнева, М.С.Гласко, Н.А.Ісрафілова, В.С.Смірнова, Л.П.Лінгайтиса, А.Б.Жаброва.

Проведений аналіз теорії руйнування та виносу ґрунту показав різноманіття підходів по визначенню сил різання. Велика кількість досліджень було направлено на поглиблення та уточнення існуючих залежностей та на вивчення нових закономірностей.

2.2. Фактори і критерії оцінки ефективності бурового шнекового інструменту

Ефективність процесу роботи бурових машин в більшій мірі залежить від режимів буріння, які характеризуються силою і швидкістю впливу бурового інструменту на вибій свердловини, а також ступенем очищення свердловини від зруїн залежать такі основні показники проходки свердловин, як швидкість буріння V_b і стійкість долота I_d , виділяючи кінцеві результати (змінну продуктивність ямовикопувача P_c , собівартість буріння S , питому енергоємність буріння E). До режимних параметрів обертального



Мал. 2.1. Вплив осевого навантаження на параметри бурового процесу: 1 - швидкість буріння V_6 ; 2 - силовий градієнт швидкості буріння I_v ; 3 - стійкість долота I_d ; 4 - dV_6/dP_{oc} ; 5 - питома енергоємність E

буріння відносять осеве навантаження на шнек P_{oc} , швидкість обертання долота ω .

Від величини і співвідношення режимних параметрів істотно залежать такі основні показники проходки свердловин, як швидкість буріння V_6 і стійкість долота I_d , виділячи кінцеві результати (змінну продуктивність верстата P_c , собівартість буріння S , питому енергоємність буріння E).

Теорія розрахунку режимів буріння спирається на загальні закономірності механічного руйнування гірських порід. Основний вплив на процес руйнування гірських порід оказивають величина осевого навантаження долота P_{oc} , що складається з статичної $P_{ст}$ і динамічної $P_{дин}$ складових навантаження:

$$P_{oc} = P_{ст} + P_{дин}.$$

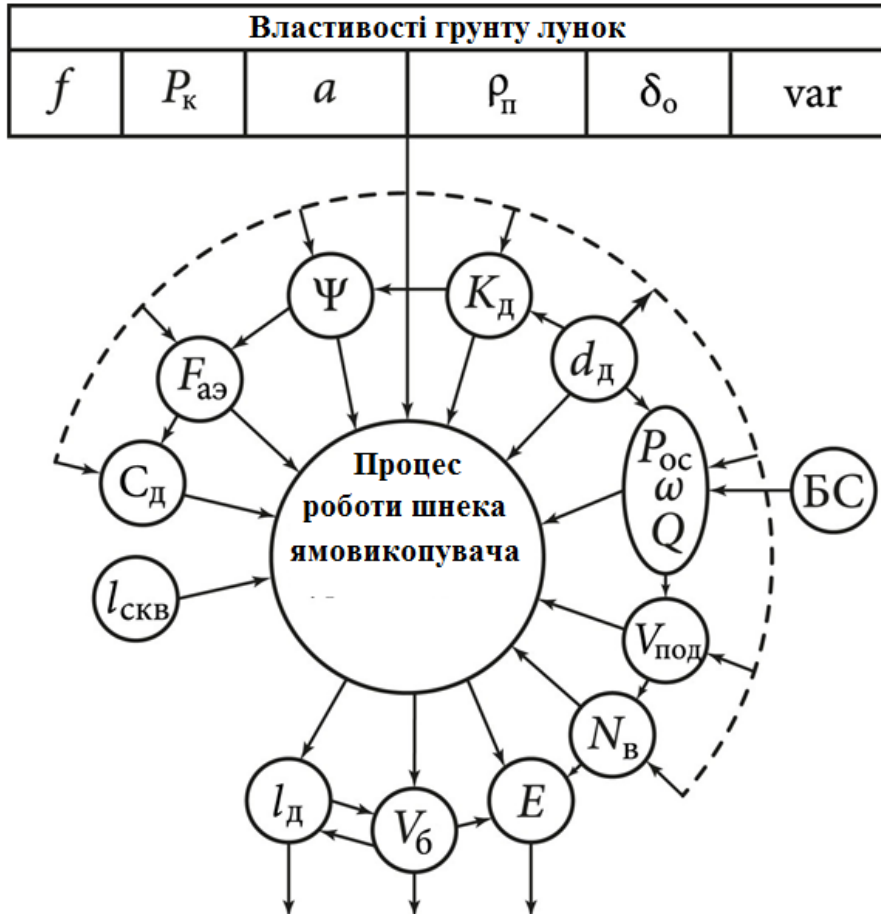
це центральне значення має залежність швидкості руйнування ґрунту (оцінюється швидкістю буріння V_6 або глибиною руйнування породи за один оборот долота h) від осевого навантаження на долото P_{oc} (Рис. 1).

В узагальненому вигляді умови раціональних силових режимів механічного

буріння можна виразити формулою $P_{oc} + P_{дин} > FP_k$ при $t_k \approx 7-15$ мс, (1) де F - площа контакту долота з породою в горизонтальній проекції; P_k - контактна міцність породи; $(P_{oc} + P_{дин}) F$ - питомий контактний тиск на сведловину.

Буровий шнек є самим високонавантаженим і відповідальним елементом (робочим органом) бурової машини. Його вибір - складна інженерна задача внаслідок безлічі впливають на його роботу чинників, схематично представлених на рис. 4. З боку вибою сведловини основними факторами, що впливають на ефективність роботи бурового інструменту, вважаються властивості масиву гірських порід, а з боку бурового верстата - режимні параметри (p_{oc} , Q , ω).

Бурове долото є безпосереднім передавачем потужності ($\omega \cdot p_{oc} = N$) від бурового верстата в процесі руйнування гірської породи (створення швидкості буріння V_b) і в той же час відбувається знос долота, що обмежує його стійкість l_d , одночасно йде процес евакуації зруйнованої породи з вибою сведловини на поверхню енергією стисненого повітря.



Мал. 2.2. Комплекс факторів, що впливають на ефективність роботи бурового долота: f - фортеця гірської породи; R_k - контактна міцність породи; a - абразивність породи; ρ_p - щільність бурим порід; δ_o - обводненість гірського масиву; var - характер зміни властивостей гірських порід; S_d - вартість долота; F_{ae} - аеродинамічна характеристика долота; Ψ - ресурс стійкості долота; K_d - конструктивний тип (особливості) долота (ШД, ДЗДШ, РД і т. Д.); D_d - діаметр долота; $R_{\text{ос}}$ - осьова навантаження; ω - швидкість обертання; Q - расхід стисненого повітря; $V_{\text{под}}$ - швидкість подачі; N_v - потужність вращателя; E - питома енергоємність руйнування породи (N_v / V_b); V_b - швидкість буріння; I_d - зносостійкість (проходка на долото); $l_{\text{скв}}$ - глибина свердловини.

Буріння ріжучими долотами з шнекової очищенням відрізняється простотою і надійністю, але воно обмежене породами невеликої фортеці за умовою стійкості озброєння доліт і шнеків. При шнекової очищення ріжуче долото працює в заповненій бурової дрібницею привибійної зоні свердловини. Утворюється тіло волочіння, і бурова дрібниця надходить на шнек за рахунок її витискування із забою. В таких умовах відбувається інтенсивне нагрівання ріжучих елементом тов через погане тепловідведення і, як наслідок, підвищений знос долота, особливо при зустрічі з пропластками твердих порід. Задовільна транспортує здатність шнека при бурінні некрепких порід забезпечується при швидкостях обертання 120, 200 об / хв і більше, які є зайвими з точки зору стійкості долота. Відбуваються великі витрати енергії на обертання заповненого шламом бурового става і подолання тертя обертового телла об стінки свердловини. З цієї причини витрати потужності сильно зростають з глибиною свердловини і при бурінні вологих і в'язких порід потужність вращателя (зазвичай 40-50 кВт) стає недостатньою для буріння свердловини глибиною понад 15-18 м

З урахуванням основних факторів швидкість буріння описується зависимо $V_b = f(R_{\text{ос}}, \omega, R_k, K_d, D_d, Q)$, (18) де $R_{\text{ос}}$ - осьова навантаження на забій; ω - кутова швидкість обертання бурового інструменту; R_k - контактна міцність гірської породи; K_d - конструкція (тип) долота; D_d - діаметр долота; Q - кількість повітря, що подається в свердловину для очищення від бурової дрібниці, про- разующейся при бурінні.

В процесі буріння руйнування породи відбувається в поверхневій шарі забою свердловини при місцевих контактних напругах, тому опір породи доцільно оцінювати показателем контактної міцності P_k . Теоретично встановлено наступна математична модель швидкості буріння вибухових свердловин:

$$V_{\sigma} = a_v \frac{P_{oc} \cdot \omega}{P_k \cdot d_d},$$

где a_v – безрозмірний коефіцієнт, характеризуючий умови протікання процесу буріння і визначений експериментальним шляхом.

Практично замість показників контактної міцності використовують коефіцієнт міцності порід f .

Для орієнтовних інженерних розрахунків теоретична технологічна швидкість буріння може бути визначена по наступним емпіричним формулам, м / ч:

$$V_{\sigma} = \frac{9 P_{oc} \cdot \omega}{10^2 f^2 \cdot d_d}$$

$M_{\text{шн}}$, Н • м, необхідний для забезпечення підйому породи шнеком з глибини H , м, розраховується наступним чином:

$$M_{\text{шн}} = 0,25\pi \cdot K_1 \cdot D (D_2 - d_2) H \cdot \Psi \gamma K^{-1} g (\text{tg } \beta - \mu_2),$$

де: K_1 - коефіцієнт, що враховує тертя шнека об стінки свердловин, $K_1 = 1,5-2,0$; D - діаметр шнека, м; d_2 - діаметр вала шнека, м; Ψ - коефіцієнт заповнення обсягу шнека; γ - щільність породи, кг / м³; β - кут підйому гвинтової лінії, град; μ_2 - коефіцієнт тертя.

2.3. Аналітичні закономірності транспортування ґрунту вертикальним кільцевим шнеком.

Для побудови математичної моделі руху зруйнованого ґрунту по кільцевому шнеку розглянуто схему дії сил на елементарний об'єм матеріалу, що розташований на шнеку кільцевого бура, обмежений валом шнека або корпусом бура, стінкою свердловини, поверхнею шнека та площинами, що проходять через вісь обертання шнека (рис. 2.3)

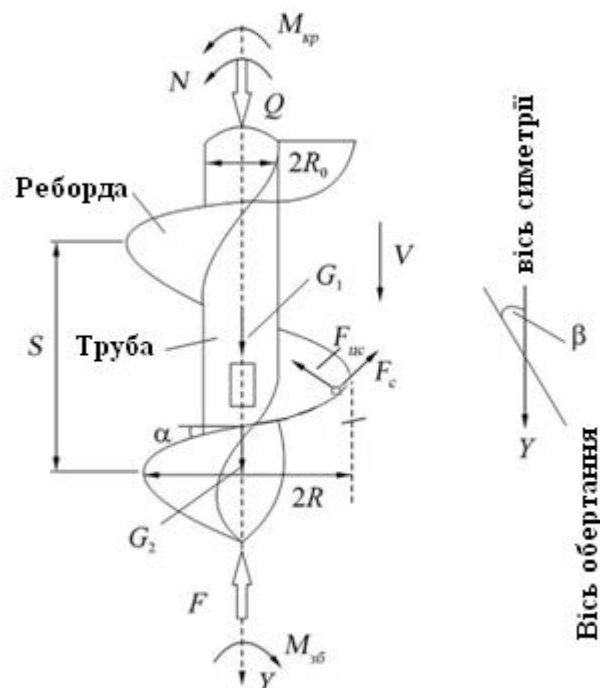


Рис. 2.3. Параметри, що вимірюються при шнековому бурінні.

Умовні позначення: Y - вісь симетрії; R_0 - радіус труби шнека; R - зовнішній радіус шнека по реборді; Q , $M_{\text{кр}}$ - осьове навантаження і крутний момент, прикладені

в верхній частині бурової колони, відповідно; $M_{зб}$ - крутний момент на буровому інструменті в забої свердловини; G_1 - вага - кут нахилу осі симетрії бурової колони; α - β бурової колони; G_2 - вага ґрунту на ребордах; кут нахилу реборд до площини, перпендикулярної осі шнека; N - частота обертання бурової колони; V - осьове переміщення бурової колони; F - сила реактивного опору ґрунту в забої свердловини; $F_{цс}$ - відцентрова сила; F_c - сила тертя частинок ґрунту об стінки свердловини; S - крок реборд.

Для визначення сили реактивного опору ґрунту при зануренні шнека в ґрунт F (H) використовують рішення, які наведені в раніше опублікованих роботах і пов'язані з різанням ґрунту, що руйнується інструментом або з переміщенням сипучих матеріалів шнековим транспортером [1,3,7,8].

Розрахункова модель шнеку наведена на рисунку 2.3.

осьова навантаження при шнековом бурінні в дисперсних ґрунтах практично не впливає на лінійну швидкість занурення шнека, на відміну параметрам крутного моменту і частоти обертання.

. По-друге, при бурінні шнеком сили тертя між ґрунтом на ребордах і стінками свердловини, між поверхнею реборд і ґрунтом на ребордах не перешкоджають зануренню шнека, а як би йому допомагають.

На рисунку позначені параметри буріння:

$M_{кр}$ - крутний момент, у верхній частині бурової колони, $H \cdot m$;

Q - осьове навантаження у верхній частині шнека, H ; N - частота обертання бурового інструменту, $об / с$; V - осьове переміщення бурового інструменту, $м$;

m_0 $g=G_1$ - вага бурової колони, H ; g - прискорення вільного падіння);

(Де m_0 - маса шнеків і бурового інструменту; $m_{гр}$ $g=G_2$ - вага ґрунту на ребордах шнеків, H ; де $m_{гр}$ - маса ґрунту на ребордах шнеків);

β - кут нахилу осі бурової колони до вертикалі, град.

параметри шнеків:

$m_{уд}$ - питома маса шнеків, яка припадає на 1 м довжини, $кг$;

α - кут нахилу реборд до площини, перпендикулярної осі шнека, град. ;

R - зовнішній радіус шнека, $м$;

R_0 - радіус труби шнека, $м$;

S - крок реборд, м

обчислювані величини:

l - загальна довжина бурового інструменту, м;

z - поточна глибина вибою свердловини, м;

F - сили реактивного опору ґрунту в забої свердловини, Н;

$r_{уд}$ - питомий тиск на ґрунт під буровим інструментом;

$M_{зб}$ - крутний момент в забої свердловини, Н • м.

. Крім навантажень від сили тяжіння та відцентрової дана схема сил враховує сили бокового тиску. Ці сили виникають в результаті стискання ґрунту на шнеку під дією сили власної ваги та спрямовані перпендикулярно боковим вертикальним поверхням, що обмежують транспортований ґрунт.

Оскільки режим роботи кільцевого бура зумовлюється необхідністю забезпечення мінімальної енергоємності процесу руйнування ґрунту в кільцевій щілині, оптимальні конструктивні параметри шнека вибирають після оптимізації режиму роботи бура при відомих кутовій швидкості обертання $\omega_{ш}$ та швидкості подачі у забій V. Конструктивними параметрами шнека є його ширина, зовнішній радіус, кут підйому гвинтової поверхні на радіусі свердловини α або крок шнека H. Радіус шнека обумовлений розміром утворюваної шнековим кільцевим буром свердловини.

Мінімальну ширину шнека кільцевого бура визначають, виходячи із умови відсутності ущільнення ґрунту та утворення так званої штукатурки на поверхні шнека та корпусі бура за формулою

$$n = \frac{rK_y - r - 2c - \sqrt{(rK_y - r - 2c)^2 - 4(1 - K_y)(cr + c^2)}}{1 - K_y},$$

де r – радіус корпусу шнекового кільцевого бура; K_y – коефіцієнт ущільнення ґрунту, при якому відбувається закупорка бура; c – зазор між шнеком та стінкою свердловини

Оптимальне значення кута підйому кільцевого шнека на радіусі свердловини α

знаходять із умови забезпечення мінімальної енергоємності транспортування зруйнованого ґрунту із кільцевої щілини, Дж/м³:

$$E_T = \frac{N_{\text{тр}}}{\Pi_p},$$

де $N_{\text{тр}}$ - потужність, що припадає на транспортування ґрунту.

Продуктивність руйнування забою, м³/с:

$$\Pi_p = \frac{1}{2} \omega_{\text{ш}} S K_p (R_2^2 - R_k^2),$$

де S – вертикальна подача робочого органа за один оберт, м/об; K_p – коефіцієнт розпушення ґрунту; R_2 - радіус свердловини, м; R_k – радіус керна, утворюваного в процесі проходки свердловини шнековим кільцевим буром, м.

Потужність на валу кільцевого бура, що припадає на транспортування зруйнованого ґрунту із свердловини, Вт:

$$N_{\text{тр}} = \frac{\omega_{\text{ш}} f_c R_2 \gamma \pi l h \left(h \xi g R_2 + \frac{2}{3} \omega_m^2 (R_2^3 - R_1^3) \right)}{H},$$

де $\omega_{\text{ш}}$ – кутова швидкість обертання шнека, рад/с; f_c - коефіцієнт тертя транспортованого матеріалу по стінці свердловини; γ – густина матеріалу, кг/м³; l – довжина шнека, м; ξ - коефіцієнт бокового тиску; ω_m – кутова швидкість обертання матеріала відносно стінки свердловини, рад/с; g - прискорення сили тяжіння, 9,81 м/с².

Потужність $N_{\text{тр}}$ виражається через суму потужностей, що припадають на подолання сил тертя між матеріалом та контактуючими з ними поверхнями, Вт:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{ш}} + N_{\text{в}} + N_{\text{с}},$$

де $N_{\text{ш}}$, $N_{\text{в}}$, $N_{\text{с}}$ – потужності, що припадають на подолання сил тертя між матеріалом та шнеком, валом шнека і стінкою свердловини відповідно.

Підставивши значення $N_{\text{тр}}$ із формули (1) в рівняння (2) та визначивши потужності $N_{\text{ш}}$, $N_{\text{в}}$ і $N_{\text{с}}$ згідно побудов на рис. 1 рівняння (2) прийме вигляд

$$g \left(\frac{\xi R_1^2 h}{\cos \alpha_1} + f_c (R_2^2 - R_1^2) R_{\text{ц}} \sin(\alpha + \beta) + f_c \left(\xi g R_2 h + \frac{2}{3} \omega_M^2 (R_2^3 - R_1^3) \right) \right) \times \\ \times \left(\frac{R_{\text{ц}} \sin(\alpha + \beta)}{\cos \alpha_{\text{ц}}} + \frac{R_2}{\omega_o f_{\text{ш}}} \left(\frac{\omega_M}{\cos \beta} - \omega_M \right) \right) = 0,$$

де α та α_1 – кути підйому гвинтової поверхні шнека на радіусі, відповідно, стінки свердловини та вала шнека, рад.; ω_o – кутова швидкість обертання матеріала відносно шнека, рад/с.

Рівняння описує рух матеріалу по гвинтовій поверхні кільцевого шнека без обмеження швидкості його обертання, і дозволяє визначати параметри шнека, що обертається зі швидкістю меншою за критичну. У даному рівнянні ω_M , ω_o та β є невідомі величини між якими існує взаємозв'язок.

Кутова швидкість обертання шнека $\omega_{\text{ш}}$ зв'язана з кутовою швидкістю обертання матеріалу відносно стінки свердловини ω_M та поверхні шнеку ω_o залежністю: $\omega_{\text{ш}} = \omega_M + \omega_o$.

Кут підйому транспортованого матеріалу β знаходиться по формулі:

$$\beta = \arctg[(\omega_{\text{ш}} / \omega_M - 1) \operatorname{tg} \alpha].$$

Із рівності продуктивностей шнека та руйнування ґрунту з урахуванням просипання ґрунту в зазор між шнеком та стінкою свердловини знаходять залежність, що зв'язує висоту шару матеріалу на шнеку h зі швидкістю обертання шнека $\omega_{\text{ш}}$ та його конструктивними параметрами:

$$\omega_o h (R_2^2 - R_1^2) - \omega_{\text{ш}} H \Delta r (2R_2 - \Delta r) - \omega_{\text{ш}} S k_p (R_2^2 - R_k^2) = 0.$$

де Δr - величина зазору між стінкою свердловини та шнеком, м; S - вертикальна подача бура за один оберт, м/об; k_p - коефіцієнт розпушення ґрунту; R_k - радіус керна, утворюваного в процесі проходки свердловини шнековим кільцевим буром, м. (За матеріалами Дворніченко А. П., «Підвищення ефективності роботи шнекових кільцевих бурів в міцних ґрунтах» дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук)

3. Загальний розрахунок ямовикопувача

3.1. Вихідні дані і розробка конструктивної схеми машини. Будова. Опис роботи.

3.1.1. 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 (рис.3.1)

Потужність, КВт – 116

Тягове зусилля, КН – 110

(по сцепній вазі)

Частота обертання ВВП, $c^{-1}/об/хв.$ - 56,5/540

- 104,7/1000

Частота обертання робочого органу, $c^{-1}/об/хв.$ - 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:

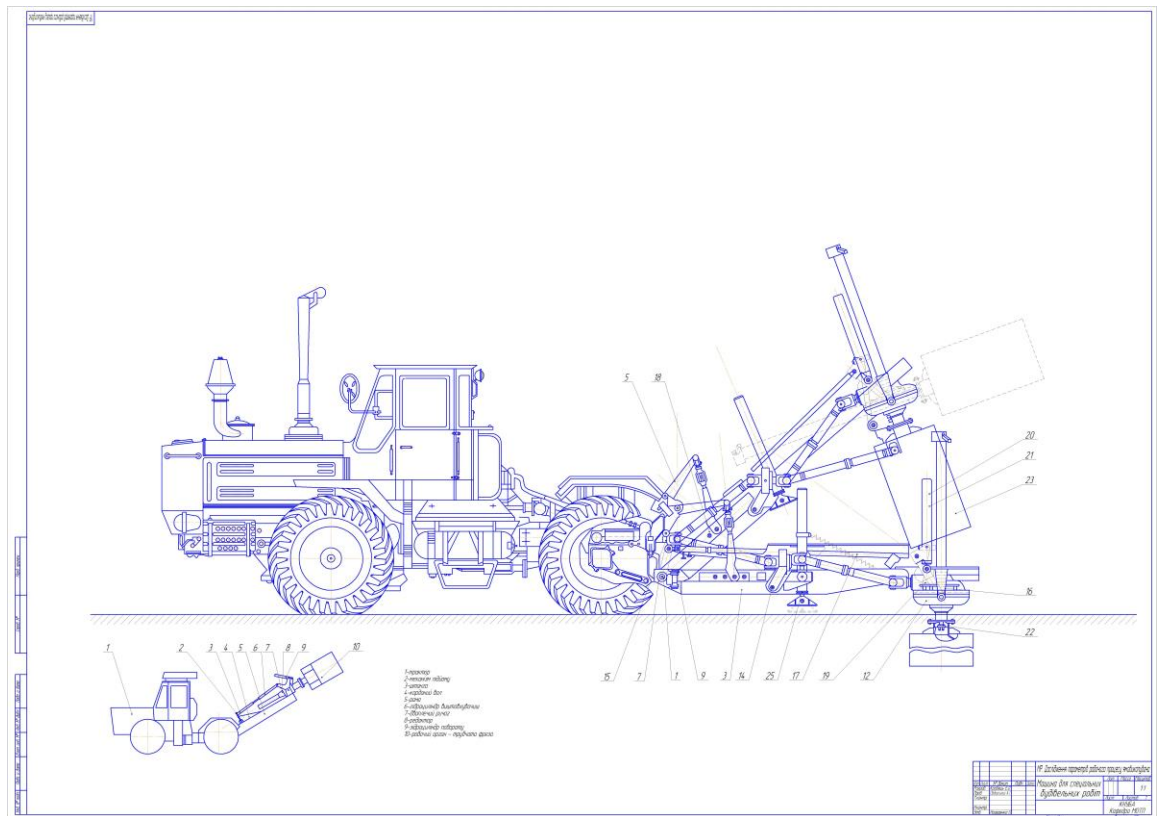


Рис. 3.1

Довжина, мм – 3400;

Ширина, мм – 1450;

Висота, мм – 1500

3.1.2. 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 виштовхувач 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°, мак-

симальне 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.

3.1.3. 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 регульованою довжини тягою зі стійкою.

Ось 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 регульованою 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 гідроциліндрів обладнані пружними упорами, які неру-

хомо закріплені на кронштейнах рами. Кутову орієнтацію домкратів відносно рами в транспортному положенні визначають пружини і упори.

Поздовж боковин рами встановлено захисне огороження карданної передачі.

3.1.4. 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 пнев.

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 упор-

ний 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 куткового 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 в процесі прибирання домкратів. Причому, активне прибирання домкратів починається з моменту виходу робочого органу (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, пального, ресурс машини.

3.1.5. 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 виконані 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 ЗП. 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 пертинки 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.

3.1.6. 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 корпусу на роликівих 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.

Відоме конічне колесо посаджено на полуму валі конічної пари, як на ступиці і закріплене презоними 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 (стальні відливки).

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

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 зубчате 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 зубчатими 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 сталевими кільцями встановлені резиновий грязьозйомник і жорсткі чистильники. Голкові підшипники, кільця фіксуються від осьового переміщення стопорними кільцями.

3.1.7. 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 ущільненнями 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 автомобілю 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 защемлені між буртами ви-

лок 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.

3.1.8. 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'янистими 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 і створює, при необхідності, додатковий опір заглибленню 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.

3.1.9. 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°.

3.2. 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 не обхідною точністю неможливо. Тому для розрахунку використовуємо циклограму навантаження приводу фрези (ВВП), отриману дослідним шляхом.

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]

$$N_1 = 5,989 \text{ кВт}$$

$$N_2 = 22 \text{ кВт}$$

$$N_3 = 44 \text{ кВт}$$

$$N_4 = 51,947 \text{ кВт}$$

$$N_5 = 48,031 \text{ кВт}$$

$$N_6 = 29,947 \text{ кВт}$$

$$N_7 = 16,01 \text{ кВт}$$

$$N_8 = 115,989 \text{ кВт}$$

$$M_{\text{вх1}} = 58,3 \text{ н·м}$$

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

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

$$M_{\text{вх4}} = 505,96 \text{ н·м}$$

$$M_{\text{вх5}} = 467,82 \text{ н·м}$$

$$M_{\text{вх6}} = 291,68 \text{ н·м}$$

$$M_{\text{вх7}} = 155,93 \text{ н·м}$$

$$M_{\text{вх8}} = 1129,73 = M_{\text{мак}} \text{ н·м}$$

Виходячи із $M_{\text{мак}} = M_{\text{вх}}$. Визначаємо окружне зусилля в кінчній передачі

$$F_{\text{т8}} = 2 \frac{M_{\text{вх8}}}{d_{\text{м1}}} = 2 \frac{1129,73}{0,138}$$

$$F_{\text{т8}} = 16377 \text{ н}$$

Радіальне зусилля

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

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

Осьове зусилля

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

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_{KJ}

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

W_τ - момент опору крученню

$$\tau_K \leq 300 \text{ мПа}$$

Кут закручування труби карданного валу під дією розрахованого моменту М

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

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

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

Умови жорсткості валу при крученні

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

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

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

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

$$L_K = 1050 \text{ мм}$$

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

$$N_{KP} = 13007 \text{ об/хв.}$$

2. Напряга кручення труби під дією розрахованого моменту М

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

$M_1=584,4$ кг·см	$\tau_{K1} = 1,51$ 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 .

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

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

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

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

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

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

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

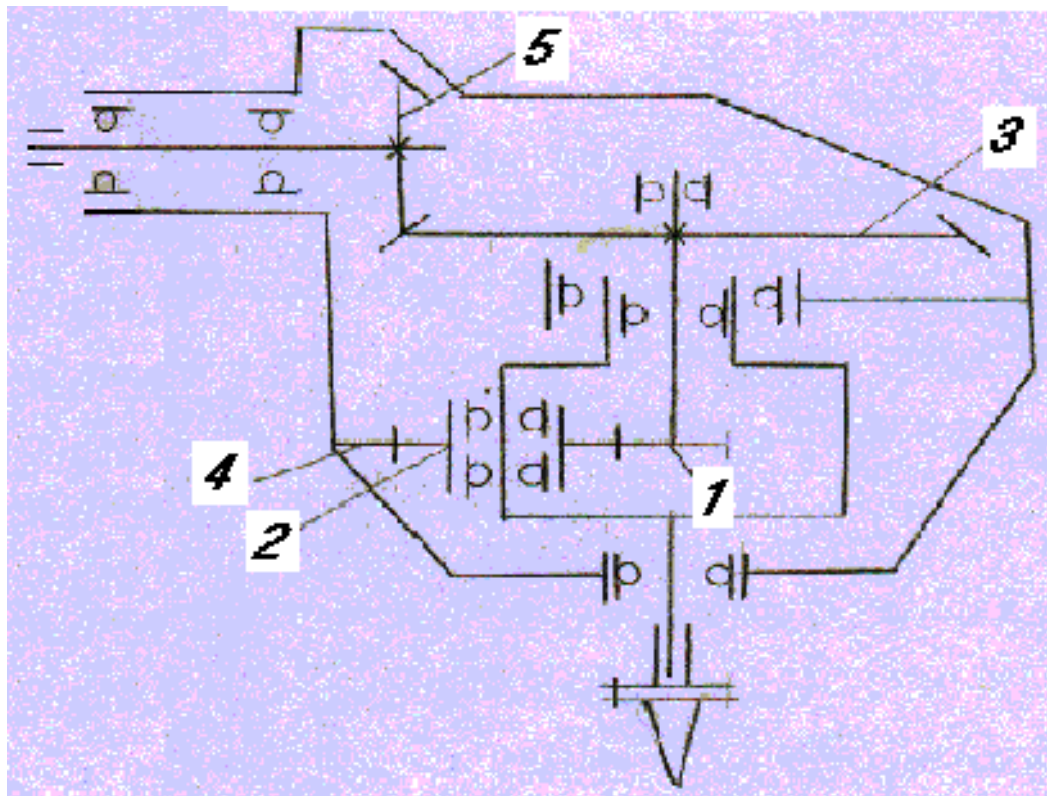
$$Q_{K7}=0,064^\circ$$

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

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

3.3. Розрахунок кінечно-планетарного редуктора

Схема кінечно-планетарного редуктора з одним нерухомим центральним колесом (рис.3.2):



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

рис. 3.2

Параметри редуктора

Таблиця 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
Редуктор в цілому	Загальне передаточне число	20,77
	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
	Номінальна потужність, яка передається при частоті обертання вхідного валу 16,7 с ⁻¹ , кВт	115,4 655 x 582 x 505
	Габаритні розміри (довжина x ширина x висота), мм x мм x мм	210
	Маса, кг	

Вихідні дані

Таблиця 3.2

Найменування параметру		Позначення	Значення параметру
Число зубців	шестерні	Z_1	14
	колеса	Z_2	46
Модуль середній нормальний, мм		m_n	6
Середній кут нахилу зубців, град.		β_n	35°
Міжосьовий кут, град.		Σ	90°
Параметри вхідного контуру	Кут профілю, град.	α_n	20°
	Коефіцієнт висоти головки зубця	h_a^*	1,00
	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 параметрів зубчатої передачі

4. Кут ділильного конуса

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = Z_1/Z_2 = 14/46 = 0,30434782$$

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

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

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
(розрахунковому) модулі

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

$$W_2' = m_n[0,5\pi - 2(h_a^* + c^*)\text{tg}\alpha_n + x_{\tau 1}] = \\ 6[0,5\pi - 2(1+0,25)\text{tg}20^\circ + 0,1] = 4,565 \text{ мм}$$

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

$$R_1 = R + l_e = 176,09 \text{ мм} + 25 \text{ мм}$$

$$R_1 = 201,1 \text{ мм}$$

12. Зовнішній окружний модуль

$$m_{cl} = \frac{2R_1}{Z_c} = \frac{2 \cdot 201,1}{48,08} = 8,36 \text{ мм}$$

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

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

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

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

16. Кут ніжки зубця

$$\begin{aligned} \theta_{f1} &= \theta_{f\varepsilon} \left(0,5 - \frac{\pi}{2} x_{n1} \text{tg} \alpha\right) = \\ &= 278,95' / 0,5 - \frac{\pi}{2} \cdot 0,37 \text{tg} 20^\circ = 1,92^\circ \end{aligned}$$

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

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

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.

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

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

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

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

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

20. Зменшення висоти головки в розрахованому перерізі

$$\delta_{ha1} = (b - l_1) \cdot (\text{tg} \theta_{f2} - \text{tg} \theta_{a1}) =$$

$$= (50 - 25)(\operatorname{tg}2,72^\circ - \operatorname{tg}2,45^\circ) = 0,119 \text{ мм}$$

$$\delta_{ha2} = (b - l_1) \cdot (\operatorname{tg}\theta_{f1} - \operatorname{tg}\theta_{a2}) =$$

$$= (50 - 25)(\operatorname{tg}1,92^\circ - \operatorname{tg}1,92^\circ) = 0$$

21. Висота головки зубця в розрахованому перерізі

$$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1}) m_n - \delta_{ha1} =$$

$$= (1 + 0,373) \cdot 6 - 0,119 = 8,118 \text{ мм}$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_{n1}) m_n - \delta_{ha2} =$$

$$= (1 - 0,373) \cdot 6 - 0 = 3,762 \text{ мм}$$

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

$$h_{11} = h_{a11} + h_{f11} = 9,190 + 6,101 = 15,291 \text{ мм}$$

$$h_{12} = h_{a12} + h_{f12} = 4,601 + 10,928 = 15,529 \text{ мм}$$

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

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

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

28. Зовнішній ділительний діаметр

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

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

29. Зовнішній діаметр вершин зубців

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

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

30. Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубців

$$B_1 = 0,5d_{l2} - h_{al1} \cdot \text{Sin}\delta_1 = 0,5 \cdot 384,767 - 9,19 \cdot \text{Sin}16,92^\circ = 189,71 \text{ мм}$$

$$B_2 = 0,5d_{l1} - h_{al2} \cdot \text{Sin}\delta_2 = 0,5 \cdot 117,1 - 4,6 \cdot \text{Sin}73,07^\circ = 54,149 \text{ мм}$$

Перевірка якості зачеплення по геометричним показникам

Перевірка відсутності підрізання зубців у зовнішнього та внутрішнього торців

1. Зовнішній кут торцевого профілю зубця

$$\text{tg}\alpha_{tl} = \frac{\text{tg}\alpha_n}{\text{Cos}\beta_{nl}} = \frac{\text{tg}20^\circ}{\text{Cos}40,627^\circ}$$

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

2. Внутрішній кут торцевого профілю зубця α_{ti}

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

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

3. Кут торцевого профілю зубця в розрахованому перерізі α_t

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

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

4. Внутрішня висота ніжки зубця

$$h_{f11} = h_{f11} - b \cdot \text{tg}\theta_{f1} = 6,1 - 50 \cdot \text{tg}1,922^\circ = 4,42 \text{ мм}$$

$$h_{f12} = h_{f12} - b \cdot \text{tg}\theta_{f2} = 10,928 - 50 \cdot \text{tg}2,726^\circ = 8,547 \text{ мм}$$

5. Найбільша зовнішня висота ніжки зубця, обмежена підрізанням

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

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

ρ_{f0} – радіус закруглення вершин різців зуборізної головки

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

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

6. Найбільша внутрішня висота ніжки зубця, обмежувана підрізанням.

$$\begin{aligned}h_{f1} &= (R_1 - b) \operatorname{tg} \delta_1 \cdot \operatorname{Sin}^2 \alpha_{ti} + \rho_{f0} (1 - \operatorname{Sin} \alpha_n) = \\&= (201,096 - 50) \operatorname{tg} 16,927^\circ \cdot \operatorname{Sin}^2 22,75^\circ + \\&+ 1,5(1 - \operatorname{Sin} 20^\circ) = 7,86 \text{ мм}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{f2} &= (R_1 - b) \operatorname{tg} \delta_2 \cdot \operatorname{Sin}^2 \alpha_{ti} + \rho_{f0} (1 - \operatorname{Sin} \alpha_n) = \\&= (201,096 - 50) \operatorname{tg} 73,072^\circ \cdot \operatorname{Sin}^2 22,75^\circ + \\&+ 1,5(1 - \operatorname{Sin} 20^\circ) = 75,23 \text{ мм}\end{aligned}$$

Так як виконується умова $h'_{f1} \geq h_{f1}$, 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.

$$S^*_{na1} = \frac{d_{avn1}}{m_n} \left(\frac{S_{n1}}{d_{v1} \cdot \cos\beta_n} + \operatorname{inv}\alpha_t - \operatorname{inv}\alpha_1 \right) \cos\beta_{na1} =$$

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

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

**Розрахунок по ГОСТ16532-89 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 $a_o = 120$ мм.

Розрахунок основних параметрів

Розрахунок коефіцієнтів зміщення x_1 та x_2 при заданій міжосьовій
відстані a_o

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 $\alpha_{t\omega}$:

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

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

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

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 сприймаемого зміщення

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

10. Коефіцієнт зрівнюючого зміщення:

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

11. 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

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m = \\ &= 164 + 2(0,8 - 0,15 - 0) \cdot 4 = 169,2 \text{ мм} \end{aligned}$$

12. Діаметр впадин:

- шестерні

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 76 - 2(0,8 + 0,3 - 0,15) \cdot 4 = 68,6 \text{ мм}$$

- сателіта

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m = 76 - 2(0,8 + 0,3 + 0,15) \cdot 4 = 155 \text{ мм}$$

Розрахунок розмірів для контролю взаємного положення
однойменних профілів зубців

1. Шаг зачеплення

$$P_\alpha = \pi m \cos\alpha = \pi \cdot 4 \cdot \cos 20^\circ = 11,81 \text{ мм}$$

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

$$\begin{aligned} X_{\min 1} &= h_{a1}^* - h_a^* - \frac{Z_1 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = \\ &= 1,6 - 0,8 - \frac{19 \sin^2 20^\circ}{2 \cos 0^\circ} = -0,3114 \\ X_{\min 2} &= h_{a1}^* - h_a^* - \frac{Z_2 \cdot \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} = \\ &= 1,6 - 0,8 - \frac{41 \sin^2 20^\circ}{2 \cos 0^\circ} = -1,597 \end{aligned}$$

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

рейкою відсутнє.

Перевірка відсутності інтерференції зубців

2. Радіус кривизни в граничній точці профілю зубця

$$\rho_{11} = 0,5d_1 \sin \alpha_t - \frac{h^*_l - h^*_a - x_1}{\sin \alpha_t} m = 5,37 \text{ мм}$$

$$\rho_{12} = 0,5d_2 \sin \alpha_t - \frac{h^*_l - h^*_a - x_2}{\sin \alpha_t} m = 16,95 \text{ мм}$$

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

Перевірка коефіцієнта перекриття

3. Коефіцієнт торцевого перекриття

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

4. Коефіцієнт осьового перекриття

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

5. Коефіцієнт перекриття

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

Перевірка нормальної товщини на поверхні вершин

6. Кут нахилу лінії вершини зубця

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

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

7. Нормальна товщина на поверхні вершин

$$S_{na1} = d_{a1} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) \frac{1}{Z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \operatorname{Cos} \beta_{a1}$$

$$S_{na1} = 3,467 \text{ мм}$$

$$S_{na2} = d_{a2} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{Z_2} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right) \operatorname{Cos} \beta_{a2}$$

$$S_{na2} = 3,868 \text{ мм}$$

Розрахунок по ГОСТ 19274-73 геометричних параметрів циліндричної зубчатої 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 радіуса кривизни перехідної кривої

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 долбляка

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_ω при заданих коефіцієнтах зміщення x_2, x_3

1. Коефіцієнт різниці зміщень

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

2. Кут профілю α_t

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

3. Кут зачеплення $\alpha_{t\omega}$;

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

4. Міжосьова відстань

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

Розрахунок діаметрів зубчастих коліс

5. Ділильний діаметр

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

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

6. Передаточне число

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

7. 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

$$X_{2\min} = h^*_1 - h^*_a - \frac{Z_2 \operatorname{Sin}^2 \alpha_t}{2\operatorname{Cos}\beta} = 1,6 - 0,8 - \frac{41 \operatorname{Sin}^2 20^\circ}{2\operatorname{Cos}0^\circ} = 1,598$$

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

Перевірка відсутності зрізання зубця сателіта

2. Висота зубця сателіта

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

$$h_2 \leq (2h_a^* + c^*)m; 7,6 \leq 7,6$$

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

Перевірка радіального зазору в передачі

3. Радіальний зазор

$$C_2 = 0,5(d_{a3} - d_{f2}) - a_w = 0,5(398,55 - 154) - 120$$
$$C_2 = 2,275 \text{ мм}$$

$$C_3 = 0,5(d_{a3} - d_{f2}) - a_w = 0,5(414,15 - 169,2) - 120$$
$$C_3 = 2,475 \text{ мм}$$

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

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

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

Розрахунок шліцьового 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:

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

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

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 40X:

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

Умова міцності на зминання $\sigma < [\sigma]_{\text{см}}$ для сталі 45 і сталі 40X виконується.
Запас міцності на зминання для сталі 45 $n = 1,66$ і для сталі 40X $n = 1,63$.

Розрахунок на знос

Коефіцієнт числа циклів

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

Коефіцієнт довговічності

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

Коефіцієнт умови роботи

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

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

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

Запас міцності на знос $n = 1,32$.

4. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.

4.1. Розрахунок валів та осей.

4.1.1. Розрахунок осі сателіта

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

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

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

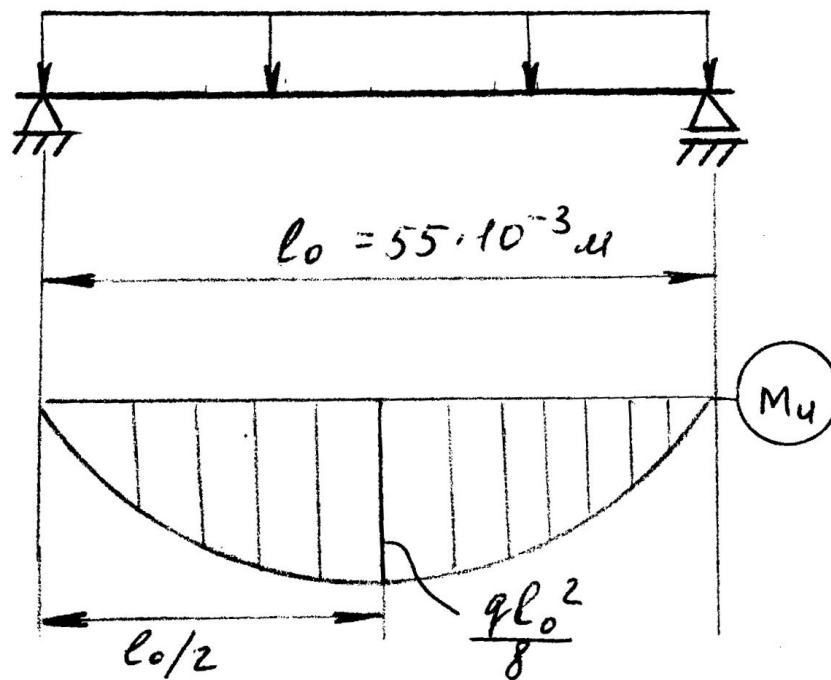


Рис. 4.1

Потрібний діаметр осі:

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

Остаточний діаметр осі – при підборі підшипників.

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

$$\sum M_e^B = 0$$

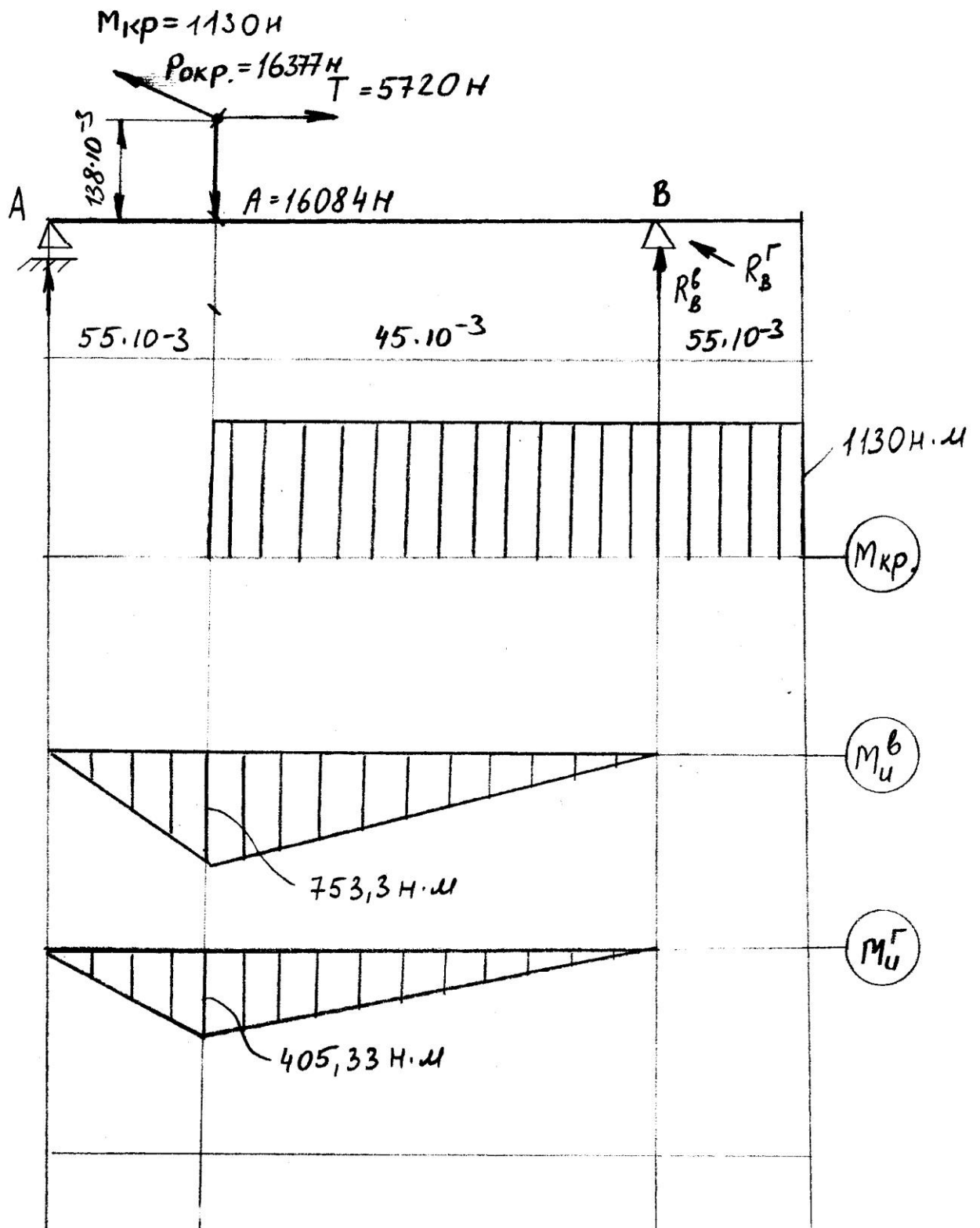


Рис. 4.2

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

$$\sum M_A^b = 0$$

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

$$\sum M_B^r = 0$$

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

$$\sum M_A^r = 0$$

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

Визначаємо M_H в небезпечному перерізі в точці С

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

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

Визначаємо діаметр валу у небезпечному перерізі

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

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)

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

Приведений момент

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

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

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

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

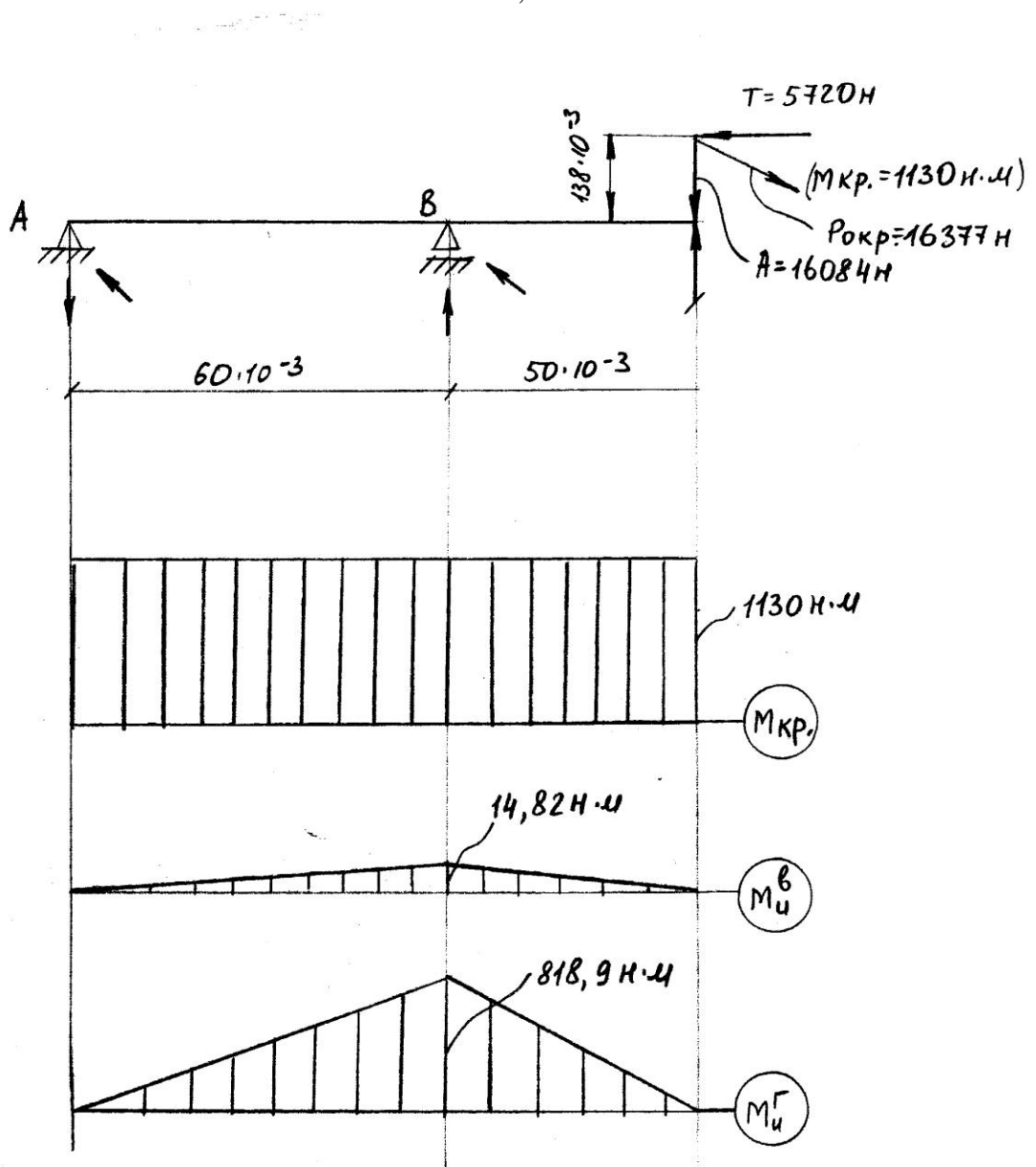


рис. 4.3

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 $T < 100^\circ\text{C}$)

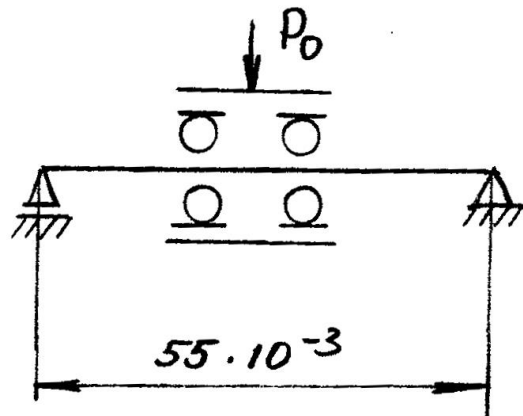


Рис. 4.4

Визначаємо коефіцієнт працездатності

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

$h = 10\ 000$ год. – необхідна довговічність;

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

Вибираємо роликопідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами № 12 309.

$$d = 45 \text{ мм};$$

$$D = 100 \text{ мм};$$

$$B = 25 \text{ мм};$$

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

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.

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

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

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

$$k_T = 1,0.$$

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

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

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

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

Вибираємо самоустановлюючий дворядний роликпідшипник №3516 ГОСТ 5721-75.

4.2.5. Розрахунок підшипників під ведений вал (води́ло)

$$\sum M_A = 0$$

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

$$\sum M_B = 0$$

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

$$T_{OC} = M_{Hоб} \cdot g = 2500 \cdot 10 = 25 \ 000 \text{ н}$$

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

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

$$R = R_A = 43864 \text{ н, де}$$

$$m = \frac{1}{2,6tg\beta} = \frac{1}{2,6tg13^\circ50} = 1,863;$$

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

$A = T_{OC} = 25 \ 000 \text{ н}$ – осьове навантаження.

Коефіцієнт працездатності підшипника

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

$$\omega = 5,543 \text{ рад/сек.}$$

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

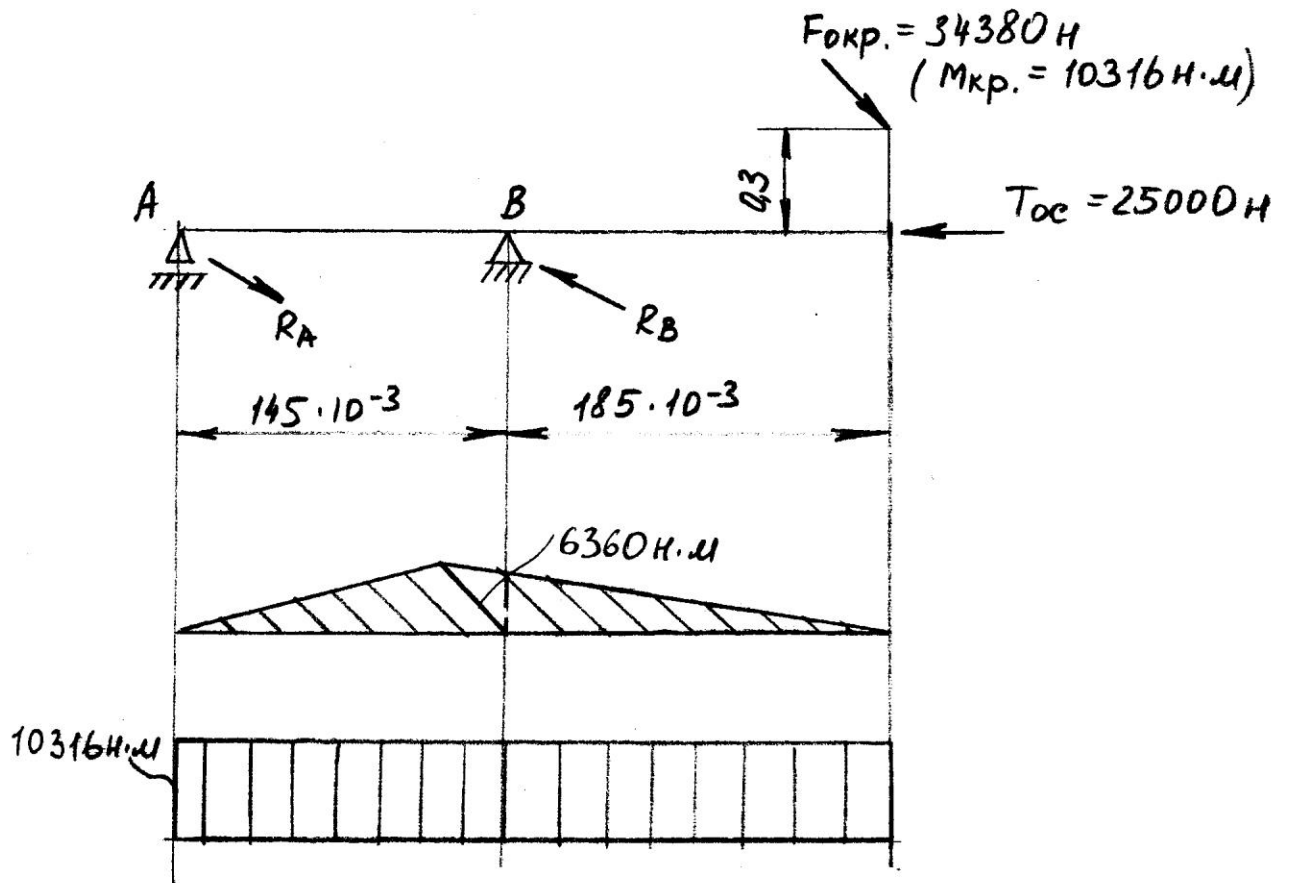


Рис. 4.5

4.3. Розрахунок штанги на стійкість

Матеріал – сталь 20;
поперечний переріз – кільце

1) $D = 50 \text{ мм}$

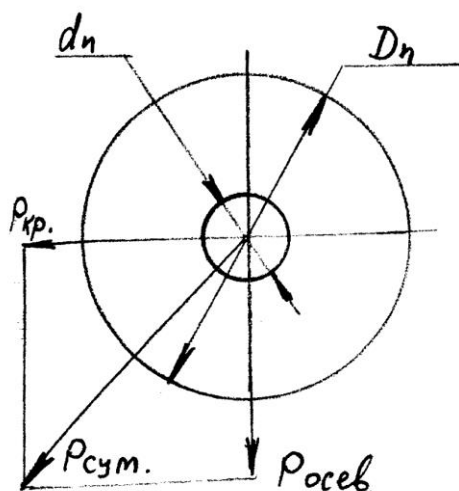


Рис. 4.6

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 $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$

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

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

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

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

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

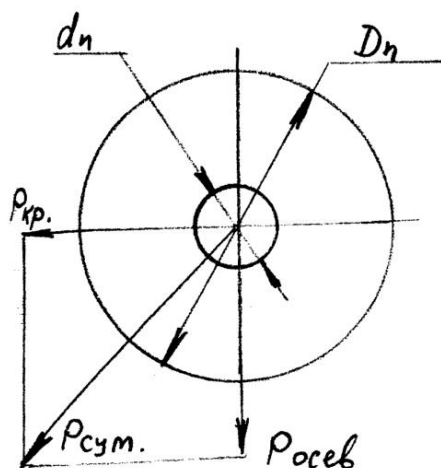
$$2) 1659,8 \text{ кГс} < 5007,6 \text{ кГс}$$

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

$$2) n_y = 3$$

і

4.4. Розрахунок пальця кріплення редуктора на зріз.



Дано:

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

$$R_{\text{плеч}} = 335,5 \text{ мм}$$

$$P_{\text{осьов}} = 3000 \text{ кГс}$$

$$d_n = 10 \text{ мм}$$

$$D_n = 30 \text{ мм}$$

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

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

Рис.4.7

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

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

$[\sigma]_{\text{ср}} = 1250 \text{ кГс/см}^2$, 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 $\varnothing 35$ мм

Площа зрізу

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

Допустимі напруження на зріз :

- для сталі 45 - $[\tau]_{cp} = 1450 \text{ кгс/см}^2$;
- для сталі 40Х - $[\tau]_{cp} = 1600 \text{ кгс/см}^2$

Максимальне значення сили

$$P = 14285 \text{ кгс}$$

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

Запас при розрахунку на зріз:

- для сталі 45

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

- для сталі 40Х

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

4.6. Розрахунок шлицьового з'єднання валу на кручення.

$d = 58$ мм;

$D = 104$ мм;

твердість 34...38 HRC_E

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

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

$[\tau_{кр}]$:

$[\tau_{кр}]$	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

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

4.7. Паспорт машини.

4.7.1. 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 помірною клімату в немерзлих ґрунтах 1...IV 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.

4.7.2. Технічні дані.

Базовий трактор – Т-150К

Розміри ям, утворених бурами і лунок, вирізаних фрезами, а також найбільша продуктивність машини наведені в таблиці 4.1

таблиці 4.1

Продуктивність машини

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	30

Осереднена по породам дерев і щільності ґрунтів 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 с⁻¹/1000 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:

56,5 с⁻¹/540 об/хв. ... 2,71 (25,9)

104,7 с⁻¹/1000 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.

4.8. Гідропривід.

4.8.1. 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 гідр шарніром Ш1 і рукавами РВД8 та РВД9; гідро циліндра Ц3 повороту редуктора з гідроциліндром Ш2 і рукавами РВД10, РВД11, РВД20 та РВД21, гідро циліндрів Ц4 та Ц5 з рукавами РВД14...РВД19 для підйому рами навісного обладнання.

Вказані елементи з’єднані металічними трубопроводами .

Гідро циліндр 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 фторопластове 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 повертання стопорним гвинтом 12. До торця втулки 8 за допомогою кілець 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 4.2:

Параметри гідроциліндрів

Позначення циліндра	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 розподільника 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 поршневую 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 поршневі 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 трубчастої фрези при переміщенні важеля назад (проти ходу тягача) в перше фіксоване поло-

ження. При цьому робоча рідина через рукав РВД2, запірний пристрій МР1, рукав РВД8 і гідрошарнір 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.

4.8.2. Розрахунок гідроциліндра перекидання фрези

Проектний розрахунок діаметра циліндра механізму перекидання фрези

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

Об'єм фрези

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

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

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

Значення щільностей вибрані із таблиць питомих і об'ємних ваг γ у г/см³ матеріалів і коефіцієнтів “к” (Поливанов, “Таблиці для підрахунку ваги деталей і матеріалів”).

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

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

$$P_{ш2} = \frac{G_p \cdot l_1 + G_{\phi} \cdot l_2 + G_n \cdot l_3 - G_{ш1} \cdot l_{ш1}}{l_{ш2}} =$$

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

$$P_{ш2} = \sqrt{4P_{ш2i}} / \pi P_{рж} = \sqrt{0,012732395 P_{ш1}} \cdot n$$

$$P_{ш2i} = P_{ш2} \cdot n$$

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

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}:

$$P_{ш2} = \frac{\pi d_{w2}^2}{4} P_{рж}$$

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

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

5. ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

5.1 Охорона праці

Таблиця 5.1

Шкідливі і небезпечні фактори, пов'язані з експлуатацією машини

Найменування фактору	Джерело	Кількісна оцінка	Норматив
Вплив вібрації	Коливання машини	$f = 20$ Гц $A = 110$ м ⁻²	ГОСТ 12.1.012-78
Вплив шуму	Коливання машини	80 Дб	ГОСТ 12.1.018-78
Обрушення відкосів	Опори машини	$L_1 = 1,2 ah + 1$	СниП III- 4- 80
Запиленість в кабіні (при вмісті SiO ₂ від 2 до 10%)		9,5 м/м ³	ГОСТ 12.1.005-76

5.1.1. Установка машин поблизу бровки котловану.

Згідно СنيП III- 4- 80 переміщення, установка і робота машин поблизу з незакріпленими відкосами дозволяється тільки за границями 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.

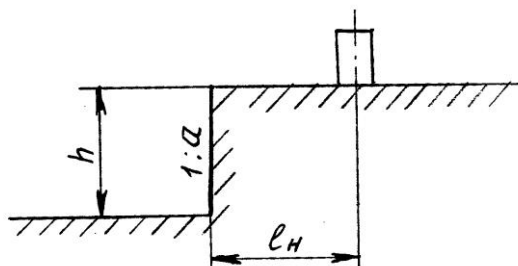


Рис.5.1

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

$$l_H = 1,2 ah + 1;$$

$a = 0$ – коефіцієнт нахилу відкосу;

$h = 1,5$ м – глибина котловану.

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

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

5.1.2. 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 скласти 25 см.

Для додаткової віброізоляції оператора необхідно застосувати віброізолююче сидіння.

Динамічні характеристики віброзахисних сидінь слідуючи:

$$\omega_0 = 1,5 - 1,6 \text{ Гц};$$

вільний хід до обмежувачів ± 6 см;

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

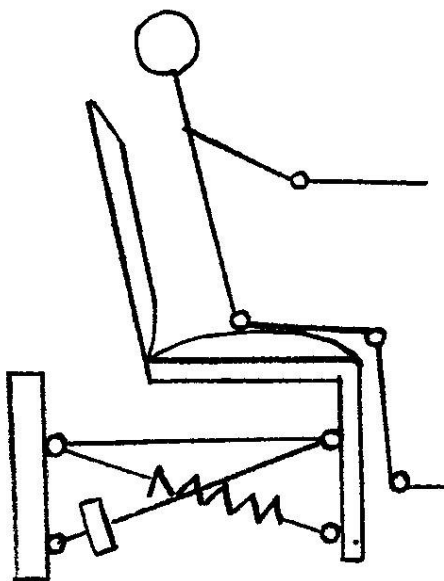


Рис. 5.2

Розрахунок віброізолюючих амортизаторів

Коливання навісного обладнання передаються на ґрунт, а через нього і через раму на базову машину і на машиніста.

Тому розраховуємо жорсткість і розміри амортизаторів для забезпечення віброізоляції.

В місцях кріплення навісного обладнання до рами базової машини пальці ізолювані від провусин рами циліндричними гумовими амортизаторами (в кількості 4 штук) із загальною жорсткістю C_1 .

Між рамою і робочим органом встановлюється один великий амортизатор з жорсткістю C_2 .

Визначаємо основну частоту перекидаючого моменту $f_{\text{пм}}$:

$$f_{\text{пм}} = \frac{1,8 \cdot 10^3}{60} = 30 \text{ Гц}$$

Обчислюємо необхідну власну частоту рами:

$$f_{\text{вч}} = f_0 \text{ м/о} = 30/7 = 4,3 \text{ Гц}$$

Згідно СТ СЕВ 2602-80 для 4,3 Гц максимальна амплітуда коливань машини $0,625 \cdot 10^{-3}$

$$a = \frac{\omega}{\omega_0} = 7 \dots 10$$

беремо 7 – для зменшення габаритів амортизаторів.

Визначаємо динамічну жорсткість амортизаторів у вертикальному напрямку, н/м.

$$C_{Zд} = m \cdot p^2 = m(2 \pi f \cdot c \cdot a)^2 = 360 \cdot (2 \cdot 3,14 \cdot 4,3)^2 = 262518 \text{ н/м}$$

Знаходимо фактор форми амортизатора

$$\Phi = \frac{S_H}{S_S} = \frac{D}{4l} \approx 0,5 \dots 0,8$$

Приймаємо $\Phi = 0,8$ – з запасом, де

l – товщина гумового шару;

D – діаметр циліндричного амортизатору;

S_H, S_S – навантажена і вільна площа амортизатору.

Визначаємо статичну жорсткість в сумарну

$$C_{Zc} = \frac{C_{Z8}}{\alpha} = \frac{262518}{1,3} = 201936 \text{ н/м,}$$

де $\alpha = 1,3$ для гуми 7-1847.

Амортизатор на направляючій (C_2) і сума 4 –х амортизаторів в провусинах працюють послідовно. Проводимо розбивку загальної жорсткості $C_1 = 1,5C_2$ і знаходимо C_1 і C_2 :

$$\frac{1}{C_{Zc}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} = \frac{1}{1,5C_1} + \frac{1}{C_2};$$

$$\frac{1}{C_{Zc}} = \frac{2,5}{1,5C_2} \Rightarrow \frac{1}{201936} = \frac{2,5}{1,5C_2} \Rightarrow$$

$$C_2 = \frac{2,5 \cdot 201936}{1,5} = 337233 \text{ (н/м)}$$

Звідси знаходимо по формулі C_1 :

$$C_1 = 1,5C_2 = 1,5 \cdot 337233 = 508848 \text{ (н/м)}$$

Знаходимо деформацію одного амортизатора під дією сили тяжіння

$$\Delta h = \frac{mg}{n \cdot C_2} = \frac{3600}{4 \cdot 84808} = 7,07 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 7 \text{ мм,}$$

де n – кількість амортизаторів.

Визначаємо мінімальну висоту амортизатора h ,

$$h = \frac{\Delta h}{0,15} = \frac{7 \cdot 10^{-3}}{0,15} = 46,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

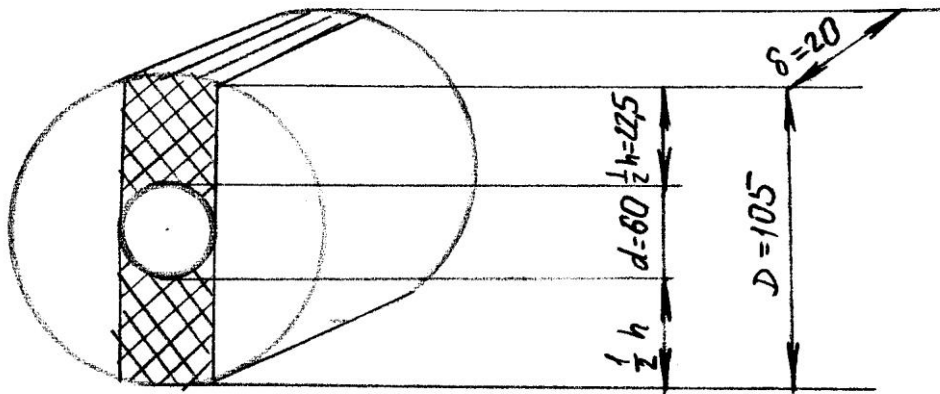


Рис. 5.3

$\frac{1}{2}h = \frac{D-d}{2}$; тому що сприймають вібрацію лише дві ділянки із кільця

$$d = d_{\text{напр.}} = 60 \cdot 10^{-3} \text{ (м)}$$

знаходимо D циліндра:

$$D = h + d = 46 + 60 = 106 \text{ (мм)}$$

Приймаємо $D = 105 \text{ (мм)}$

Визначаємо δ - ширину гумового циліндру

$$A = \frac{\pi d}{2} \cdot \delta \Rightarrow \delta = \frac{2A}{\pi d};$$

$$A = G(G_{\text{аh}})/G(1 + \Phi^2) = 6 \cdot 84808 \cdot 45 \cdot 10^{-3} / 0,5 \cdot 10^6 \cdot (1 + 0,8^2) =$$

$$= 2,79 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{)}$$

$$A = 2,79 \cdot 10^{-3} \text{ (м}^2\text{)}$$

Знаходимо δ :

$$\delta = \frac{2 \cdot 0,0419}{3,14 \cdot 60 \cdot 10^{-3}} = 1,96 \cdot 10^{-2} \text{ (м)} = 19,6 \text{ (мм)}$$

Приймаємо $\delta = 20 \text{ мм}$.

5.1.3. 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:

$$n = \frac{m \cdot E_p \cdot S}{P_l};$$

і визначенню висоти установки прожекторів над освітлюваною поверхнею.

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

Для визначення кількості прожекторів необхідно знати потрібне освітлення E_p

$$E_p = E_n \cdot k,$$

де $E_n = 200$ Лк;

$k = 1,3$ – коефіцієнт запасу.

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

Потужність лампи приймаємо

$$P_l = 500 \text{ Вт}$$

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

$$I_0 = 9000 \text{ Кд.}$$

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

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

5.2 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 організують 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 відповіда-

ють 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 організувати 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 (трактора з навісним обладнанням), у слідстві чого технічні рідини або пальне можуть потрапити на відкриті проводи, вихлопний колектор або розпечені деталі кузова.

3. Куріння водіїв під час заправки транспорту (трактора з навісним обладнанням) або за кермом.

4. Незакріплений акумулятор. На нерівній дорозі або у разі перекидання транспорту (трактора з навісним обладнанням) він може замкнутися на кузов і привести до займання.

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

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

Пожежа в транспорті (трактора з навісним обладнанням) 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 (екскаватора), 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.

Трактор з навісним обладнанням, 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:

А - горіння твердих речовин;

В - горіння рідких речовин;

С - горіння газоподібних речовин;

Д - 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. 5.4) 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):

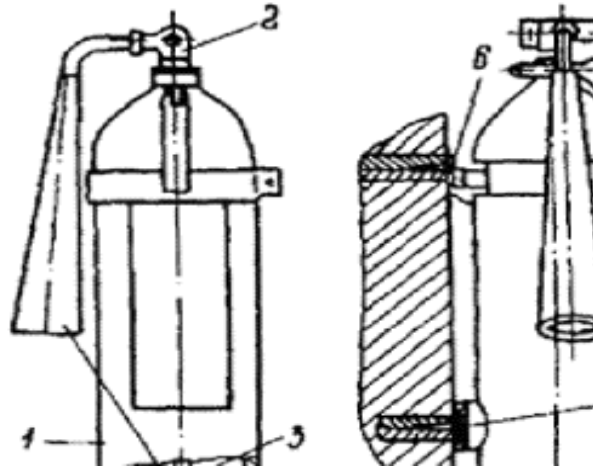


Рис. 5.4 Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5

1- балон; 2 - поворотний розтруб; 3 - опорна головка; 4 - сифонна трубка;
5- хомут; 6 - крюк; 7 - упор; 8 - ручка; 9 – чека.

Трактор з навісним обладнанням повинен бути укомплектований вуглекислотним вогнегасником.

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Буткин, В. Д. Буровые машины и инструменты : учеб. пособие / В. Д. Буткин, И. И. Демченко. – Красноярск : Сиб. федер. ун-т, 2012. – 120 с.
2. Рибалко В.М., к.т.н., доц., Матухно Н. Аналіз роботи пристроїв для корчування пнів/ Збірник тез доповідей XVII Міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн». – К., 2017. – 78 с.
3. Козаченко Г.В., Нагорский А.В., Басалай Г.Ш.А. Исследование процесса шнекового бурения./Горная механика и машиностроение.- №3, 2012, 65-74с.
4. Кардыш В.Г., Мурзаков Б.В., Басалай Г.А. Исследованию процесса шнекового бурения.- М.: Недра, 1971, -240с.
5. Кособродов Ю.А., Крупко В.А., Вольтерс А.Ю., Дворниченко А.П. Породо-разрушающий инструмент бурильных и бурильно-крановых машин // Строительные и дорожные машины. – 1990. – № 3. – С. 19-22.
6. Строительные машины. Справочник, ч. 1 (под ред. В.А. Баумана) М., 1976 г.
7. Зубчатые передачи : справочник / Е. Г. Гинзбург, Н. Ф. Голованов, Н. Б. Фирун и др. ; под ред. Е. Г. Гинзбурга. - 2-е изд., перераб. и доп. - Л. : Машиностроение, 1980. - 415 с. : ил. - Библиогр.: с. 407-408.
8. Справочник конструктора дорожных машин (под ред. И.П. Бородачева) М., 1976 г.
9. Зеленин А.Н., Боловнев В.И., Киров И.П. Машины для земляных работ. М., 1975 г.
- 10.Свешников И.А., Мишнаевский Л.Д. Расчёт рациональной конструкции горнобурового инструмента // Синтетические сверхтвёрдые материалы в буровом инструменте.– Киев: ИСМ АН УССР, 1988, – С. 112-119.
- 11.Добронравов С. С., Сергеев С.П. Строительные машины. Учебное пособие для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Высш. школа, 1981. — 320 с.
- 12.В.Л. Устименко. Основы проектирования деталей машин. М., 1984 г.

- 13.С.М. Новак. Защита от шума и вибрации в строительстве. К., 1990 г.
- 14.Б.П. Козинцов, Е.П. Иванов. Расчет и проектирование зубчатых планетарных и дифференциальных передач.
- 15.В.И. Анурьев. Справочник конструктора машиностроителя т.1, 2, 3. М., Машиностроение, 1978 г.
- 16.Г.Л. Карабан, В.И. Баловнев. Машины для городского хозяйства. М., Машиностроение, 1988 г.
17. В.М.Токаренко. Гидропривод и гидрооборудование транспортных средств. К., Лыбедь, 1991 г.

ДОДАТКИ

