

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

**ПОЯСНОВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломного проекту**

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

на тему : Навісне віброущільнююче обладнання

Виконав: студент 5 курсу, групи ЗБМО-31
спеціальності 131 “Прикладна механіка”

Горобець Євгеній Петрович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

Керівник Свідерський Анатолій Тофілійович

(прізвище та ініціали)

к.т.н., професор

(вчене звання, науковий ступінь)

м. Київ - 2022 р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ**

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри МОТП
_____/д.т.н., проф. **І.І. Назаренко/**
“ ____ ” _____ 2022 року

З а в д а н н я
на дипломний проект студенту
Горобцю Євгенію Петровичу
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: **Навісне віброущільнююче обладнання.**
керівники проекту: Свідерський Анатолій Тофілійович, кандидат технічних наук, професор.

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

затверджені наказом ректора КНУБА № 2224/2 від “ 8 ” грудня 2021 року.

2. Строк подання студентом проекту 28 травня 2022 року.

3. Вихідні дані до проекту:

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

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

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

6. Консультанти розділів проекту:

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

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата	

7.Дата видачі завдання 05 грудня 2022 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1.	Огляд та аналіз існуючого устаткування. Загальні розрахунки.	21.03.22	25%
2.	Креслення загальних видів. Розробка та розрахунок вузлів.	18.04.22	50%
3.	Розрахунки та креслення деталей.	16.05.22	75%
4.	Техногенна безпека. Рецензування. Попередній захист.	30.05.22	100%

Студент _____
(підпис)

Керівник проекту _____ Свідерський Анатолій Тофілійович, к.т.н., професор

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата	

Зміст

Вступ	5
1. Огляд існуючих конструкцій.	7
1.1. Огляд та оцінка конструктивних та технологічних параметрів машин для ущільнення будівельних сумішей та ґрунтів.	7
1.2. Аналіз і висновки.	19
2. Загальний розрахунок причіпної гідромеханічної трамбівки.	21
2.1. Вихідні дані до розрахунку, розробка конструктивної схеми.	21
2.2. Конструктивна схема машини.	21
2.3. Опис роботи гідромеханічної трамбівки.	22
2.4. Загальний розрахунок причіпного ґрунтоущільнюючого обладнання.	23
2.4.1. Вибір гідро двигуна, та основних параметрів трамбівки.	23
2.4.2. Визначення конструктивних параметрів та маси трамбівки.	24
2.4.3. Визначення статичного моменту, та конструктивних розмірів , маси дебаланса.	26
2.4.4. Визначення технічних параметрів та характеристик трамбівки.	28
3. Розрахунки на міцність.	29
3.1. Розрахунок клинопасової передачі.	29
3.2. Розрахунок закритої прямозубої циліндричної передачі.	33
3.3. Розрахунок валів.	37
3.4. Вибір підшипників.	41
3.5. Розрахунок шпонок.	44
3.6. Розрахунок пружних елементів.	46
4. Паспорт причіпної гідромеханічної трамбівки.	48
4.1. Призначення.	48
4.2. Основні технічні характеристики.	48

Інв.№ ор.		Підпис і дата		Зам.інв.№			Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

5. Розрахунок показників надійності на стадії проектування.	49
6. Гідропривід.	51
6.1. Вибір гідравлічної рідини.	51
6.2. Допустимі навантаження на вал гідронасоса.	51
6.3. Вибір параметрів трубопроводів.	52
7. Техногенна безпека.	54
7.1. Охорона праці.	54
7.2. Пожежна безпека.	61
7.3. Стандартизація і якість.	66
Список використаних джерел.	68
Додатки.	69

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

ВСТУП

В промисловому та цивільному будівництві та будівництві доріг важливою складовою технології виконання робіт було і залишається якісне ущільнення різних типів ґрунтів, асфальтобетонних та будівельних сумішей. На сучасному етапі розвитку, коли вимоги до ущільнення стають жорсткішими, для виконання цих задач для забезпечення міцності та надійності покриття все ширше використовуються ущільнюючі засоби динамічного типу: віброкатки, віброплити та вібротрамбовки особливо в стислих умовах та при невеликих об'ємах виконуваних робіт. Вони мають певні переваги та можливості до вдосконалення, в більшості випадків здатні ефективно замінити традиційні машини статичного типу, які мають високу металоємкість та енергоємність, недостатню продуктивність, і тому все ширше застосовуються в багатьох країнах світу.

Розвиток науки та промислове використання революційних технологій в області створення нових матеріалів, застосування сучасних технологічних процесів, комп'ютерної техніки зробив економічно вигідним використання динамічних машин нового покоління та їх подальше вдосконалення. Відносна складність подібних машин та підвищена собівартість сьогодні відступають на другий план у порівнянні з можливостями використання значних конструктивних переваг, розширення функціональних можливостей подібних машин а також можливості автоматизації робочого процесу. Шлях до покращення показників ущільнення вимагає змін, як конструкцій робочих органів, так і використання принципово нових технологій ущільнення.

Одним із пріоритетних та перспективних напрямків розвитку цієї теми є створення віброущільнюючого обладнання з гідромеханічним і гідравлічним приводом, які теоретично якнайкраще підходять для вирішення цієї технічної проблеми. На відміну існуючим багатомасні конструкції з гідроприводом у вигляді навісного або причіпного обладнання мають принципову можливість до створення самоадаптованих систем та до зменшення маси ущільнюючого механізму при максимальному використанні потужності базової машини.

Тому сьогодні на перший план висуваються розробка і створення навісного та причіпного обладнання на гідравлічні екскаватори та трактори різної

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

потужності. Це дозволяє створювати установки високого ступеня мобільності, знизити рівень шуму, ущільнювати горизонтальні і похилі площини, що передбачає його переважне використання у будівництві при ущільненні ґрунтів у стислих умовах. Вчені і конструктори вели пошуки у різних напрямках, що призвело до створення цілої низки ущільнюючих машин із своїми перевагами та недоліками, але аналіз конструкцій яких дозволяє зробити загальні висновки: реалізація причіпним та навісним обладнанням будь-якого “чистого” метода ущільнення: укатки, вібрування, вібротрамбування, трамбування - не приводить до бажаного результату. Вийти з цього положення можна завдяки реалізації на створюваному обладнанні комбінованого метода, тобто широко використовуючи переваги ударно-вібраційного і полі фазного режимів.

Тому у даній роботі проводиться огляд і аналіз існуючого ґрунтоущільнюючого обладнання, можливого його використання. І головне: проводиться розробка причіпного гідравлічного віброударного обладнання на базову машину Т-130. При цьому особлива увага приділяється простоті і надійності обладнання, що розробляється.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

Продовження табл. 1.1

ВТ-4А	гідро-мех	1600	39,2	15-45	120,0	1,0-1,2
Трамбовка ВТН-80	гідро-мех	1850	39,2	8,3	80,0-90,0	1,0
Вібратори причіпні						
ТУ-1	гідро-мех	1500	16,5	-	90,0	0,4-0,6
ТУ-2	гідро-мех	2500	25,7	-	180,0	0,6-0,8
ТУ-3	гідро-мех	4500	39,2	-	270,0	0,8-1,0

Таблиця 1.2

Вібратори самопересувні						
1	2	3	4	5	6	7
Конструкція "Доноргтех- буд"	електр.	91,5	0,8	50,0	3,0	0,2
ВУТ-5	електр.	100	1,0	25,0	6,5	0,25
ВУТ-4	електр.	200	1,7	25,0	8,0	0,35
ВУТ-3	електр.	350	2,8	25,0	12,5	0,5

Таблиця 1.3

Технічні характеристики віброущільнювачів провідних закордонних фірм

Модель	Привід	Маса, кг	Потужність, кВт	Частота ко- ливань, Гц	Зимушуюча сила, кН	Вібратор
1	2	3	4	5	6	7
Фірма "TREMIX" (Швеція)						
MV 40	бензин.	40,0	1,3	100,0	8,0	дебаланс
MV 60А	бензин.	86,0	2,9	100,0	11,0	дебаланс
MV 90А	бензин.	109,0	2,9	87,0	12,0	дебаланс
MS 50	бензин.	52,0	1,6	9,1-10,8	-	кривош.
MS 72	бензин.	72,0	2,2	9,1-10,8	-	кривош.
MS 75	дизель.	78,0	2,9	11,3-12,2	-	кривош.
MS 80	бензин.	80,0	2,2	9,1-10,8	-	кривош.
KMR 11	бензин.	93,0	3,9	75,0	16,0	дебаланс
MB 100	бензин.	116,0	4,0	87,0	15,0	дебаланс
MB 140	бензин.	140,0	3,9	75,0	18,0	Дебаланс

Зам.інв.№

Підпис і дата

Інв.№ ор.

Арк.

Зм. Кільк. Арк. № док. Підп. Дата

Продовження табл. 1.3

MB 140	дизель.	166,0	3,1	75,0	18,5	дебаланс
M 140 E	електр.	144,0	2,2	75,0	18,0	дебаланс
MV 145	бензин.	183,0	3,4	65,0	29,0	дебаланс
MV 200	дизель.	215,0	4,0	65,0	29,0	дебаланс
MV 300	дизель.	293,0	4,9	72,0	36,0	дебаланс
MV 500	дизель.	508,0	5,9	57,0	53,0	дебаланс

Таблиця 1.4

Фірма "BOMAG" (Німеччина)						
1	2	3	4	5	6	7
BPR 25/32	бензин.	120,0	3,7	78,0	25,0	дебаланс
BPR 25/40	бензин.	124,0	3,7	78,0	25,0	дебаланс
BPR 30/38	бензин.	175,0	3,7	68,0	31,0	дебаланс
BPR 30/38D	дизель.	195,0	3,6	68,0	31,0	дебаланс
BPR 50/55D	дизель.	395,0	5,0	58,0	50,0	дебаланс
Фірма "VIBROMAX" (Німеччина)						
SL 1 B	бензин.	58,0	1,9	93,0	40,0	кривошипно-шатун.
SL 2 B	бензин.	69,0	1,9	78,0	56,7	кривошипно-шатун.
AV 600	бензин.	68,0	2,0	97,0	7,2	дебаланс
AV 900	дизель.	87,0	2,6	100,0	9,0	дебаланс
AT 22 D	дизель.	140,0	3,1	75,0	26,0	дебаланс
AV 1300 B	бензин.	108,0	3,6	90,0	18,0	дебаланс
AT 22 B	бензин.	130,0	3,6	75,0	26,0	дебаланс
AT 40	дизель.	392,0	4,4	43,0	32,0	дебаланс

Зам.інв.№

Підпис і дата

Інв.№ ор.

Зм. Кільк. Арк. № док. Підп. Дата

Арк.

Розглянемо конструкції найбільш відомих та перспективних машин для ущільнення будівельних сумішей та ґрунтів в стислих умовах та умовах будівельного майданчика з гідравлічним та гідромеханічним приводом.

Причипна ударно-вібраційна трамбівка Уральського електромеханічного інституту інженерів залізничного транспорту (рис. 1.1).



Рис. 1.1. Трамбівка Уральського електромеханічного інституту

Використовується для виконання земляних робіт по ущільненню незв'язаних та малозв'язаних ґрунтів при спорудженні насипів залізниць та автошляхів, аеродромів, дамб, зворотних засипок пазух фундаментів, водопропускних труб, траншей, конусів мостів, бровок насипів та інші.

Навісна трамбівка складається з тягача 1 (рис.1.2), шарнірно закріпленої на ньому рами опорної, яка за допомогою тяг коробчатого перерізу 2 приєднана до тягача.

Опорна рама виконана у вигляді паралельно встановлених коробчатого перерізу П – подібних балок 3, кінці яких з кожного боку об'єднані кондукторами 4. Кондуктори мають вигляд прогонів швелероподібного перерізу.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.№	додк	

Гідро циліндри 5 являються другим верхнім зв'язком опорної рами з базовою машиною. Між прогонами кондукторів розташована платформа 6 із робочими плитами 7 і привод 8, з'єднаний з валом 9 (Рис.1.3) та шківів 10.

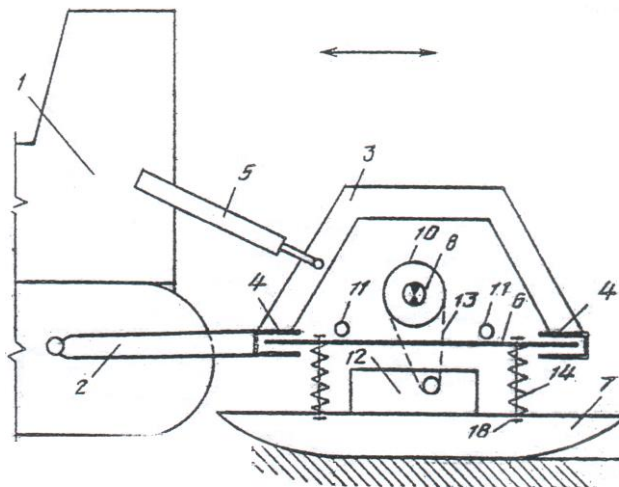


Рис. 1.2. Конструктивна схема трамбівки

Для висування платформи в боки є гідроциліндри 11. Робочі плити 7 мають віброелементи 12, з'єднані пружною передачею 13 із шківів 10. Платформа 6 знаходиться на пружних елементах, які виконані у вигляді вільно встановлених пружин 14. Пружини, надіті на патрубкі 15 і 16, зображені на рис.1.4 закріплені на платформі та на робочих плитах. Всередині патрубків встановлені обмежувальні гільзи 17, причому, на верхніх патрубках гільзи закріплені. Всередині гільз співосно розташовані стержні 18, з обмежувачами по вертикалі та в плані із зазором. Пружні елементи виключають передачу вібрації на корпус тягача, що захищає працюючого від шкідливого впливу вібрації.

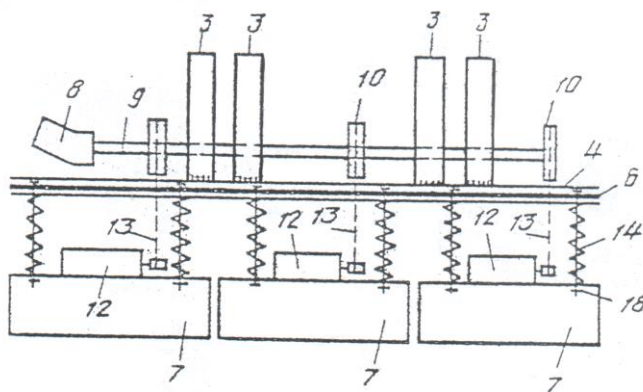


Рис. 1.3. Схема віроблоків

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата	Арк.

Робочі плити виконані з відкосами на робочих поверхнях під кутом 20-30° до поверхні ґрунту, який ущільнюється, що дозволяє попередньо розрівнювати і частково ущільнювати ґрунт перед його основним ущільненням - днищем робочої плити. Це покращує якість ущільнення і сприяє зменшенню енерговитрат.

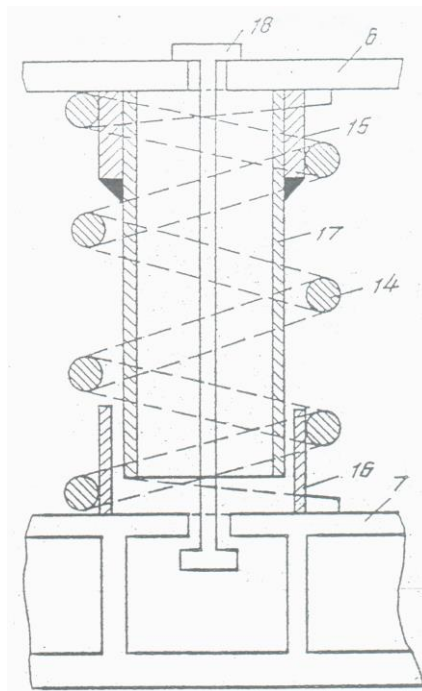


Рис. 1.4. Конструкція пружних елементів

Трамбівка працює слідуєчим чином чином.

Тягач гідроциліндрами опускає трамбівку на поверхню ґрунту й вмикається в роботу привод. Після досягнення стійкої роботи в потрібному режимі робочих плит тягач починає пересування, трамбівка робочими плитами відображає короточасні імпульси по ґрунту, утворюючи вібрацію 50...70 Гц, яка приводить у коливальний стан частки ґрунту. Частки ущільнюються за рахунок витискання із пор ґрунту повітря і води. Для ущільнення ґрунту біля водопропускних труб робочі плити висуваються гідроциліндрами 11 в бік поверхні, яка ущільнюється.

Навісна гідравлічна вібротрамбовка використовується у стиснених умовах для ущільнення зв'язаного та незв'язаного ґрунтів з різними фізико-механічними властивостями.

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	

За аналогічною конструктивною схемою виконані навісні та причіпні вібраційні трамбівки фірми STENR (рис.1.5, 1.6, 1.7, 1.8, 1.9б), а), Felko, Італія; ВУ+Т-170, Росія; БЦМ-43, Росія (рис. 1.10). Причому вони використовуються комплектами із 2-х, 3-х одиниць. Крім того вони навішуються і на віброкотки і за рахунок більш високої частоти покращують процес ущільнення. Аналогічно виконані вібротрамбівки російської фірми "ЮНИОРМАШ" Воронеж (рис. 1.9), Felko, Італія; . Вона навішується лише на будівельні машини меншої потужності (Т-40, ЛТЗ-55,65, МТЗ-80,82, ЮМЗ)



Рис. 1.5



Рис. 1.6



Рис. 1.7



Рис. 1.8



Рисунок 1.9

Інв.№ ор.	Підпис і дата					Зам.інв.№
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата	Арк.



а)



б)



в)



г)

Рис 1.10 – Існуючі закордонні навісні та причіпні гідравлічні трамбовки:

- а) – Felko, Італія; б) – STEHR, Німеччина;
в) – ВУ+Т-170, Росія; г) – БЦМ-43, Росія;

Причіпна трамбівка Ярославського політехнічного інституту з гідравлічним приводом та кривошипно-шатунним збуджувачем коливань.

Вона приєднується до базової машини, яка обладнана бульдозерним відвалом. Трамбівка забезпечує підвищення швидкості удару за рахунок накопиченої енергії пружних елементів при знижених значеннях маси плит, дозволяє регулювати енергію, яка передається ґрунту, що підвищує ефективність процесу ущільнення.

На рис. 1.5 зображена схема базової машини, з'єднаної із пристроєм для ущільнення ґрунту - трамбівкою. На цій схемі цифрами позначено:

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№						Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	

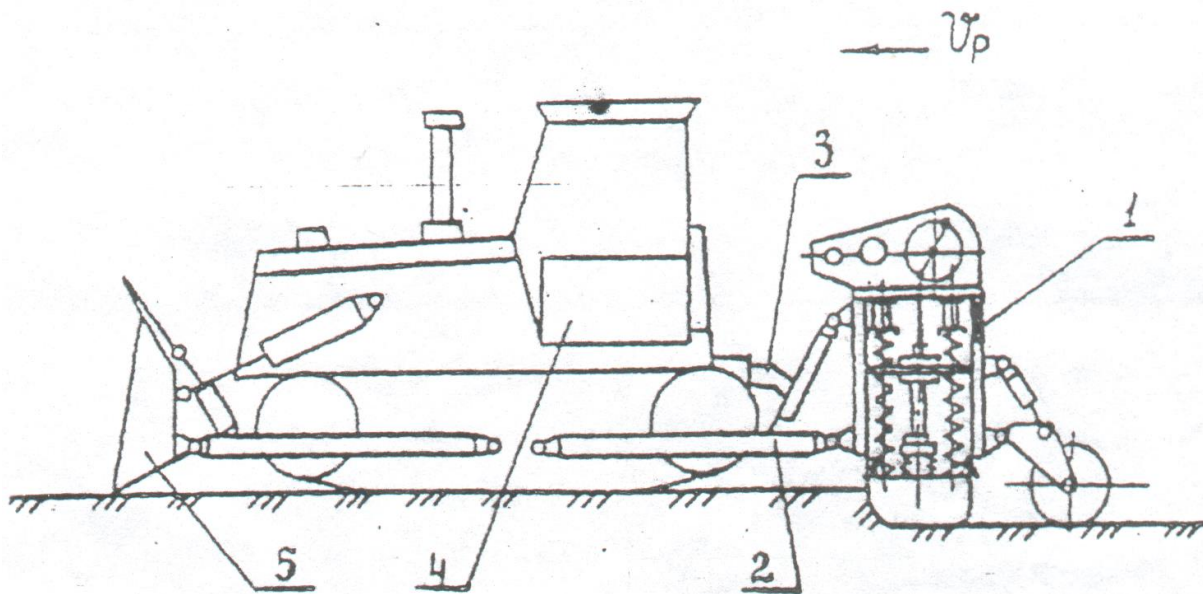


Рис. 1.5. Причіпна трамбівка Ярославського політехнічного інституту

1 – трамбівка, 2 – причіпна рама, 3 – гідро обладнання, 4 – базова машина, 5 – бульдозерний відвал.

Трамбівка зображена на рис. 1.6. Вона складається з нижньої 6 та верхньої 7 плит, з'єднаних між собою за допомогою пружних зв'язків 8. До нижньої плити прикріплені опорні ролики 9 а шарніром 10 приєднані направляючі штанги 11 із аксіально змонтованими на них пружними елементами 12, які контактують із регульованими, наприклад, за рахунок різьбового з'єднання 13, упорами 14.

Упори мають вказівник 15 їх положення відносно рами 16, до якої приєднані провущини 17 і направляючі 18 для опорних роликів 9.

В рамі 16 та регульованих упорах 14 є отвори 19 для проходу направляючих штанг. До верхньої плити 7 шарніром 20 приєднаний вертикальний шток 21, який проходить через отвір у траверсі 22.

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата	Арк.

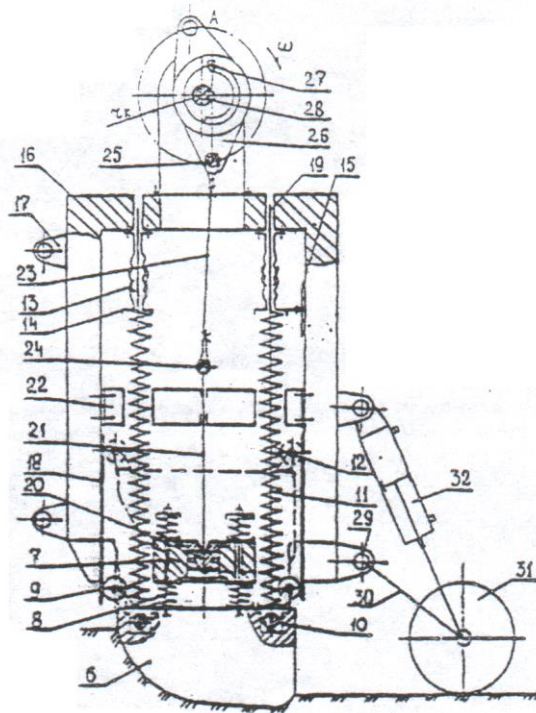


Рис. 1.6. Конструктивна схема трамбівки з кривошипно-шатунним збуджувачем коливань.

Траверса з'єднана із рамою 16. Шток 21 гнучким шатуном 23 та шарнірами 24 і 25 з'єднаний із кривошипом 26, обгінною муфтою 27 та приводним валом 28. Шарнірне з'єднання штанг і штока обумовлене необхідністю компенсації можливих перекосів при підніманні плит і ударі нижньої плити по поверхні ґрунту.

До рами 16 шарніром 29 через жорсткий елемент 30 приєднаний опорний каток 31, який з'єднаний з гідро циліндром 32.

Трамбівка працює таким чином.

При опущеному бульдозерному відвалі 5 та висунутому положенні гідроциліндру 32 опорного катка 31 базова машина здійснює пошарове розрівнювання відсипаного шару ґрунту основи споруди. Потім, за допомогою гідроциліндру, бульдозерний відвал піднімається в транспортне положення, а гідроциліндром 32 піднімається опорний каток, тим самим приводячи трамбівку в робоче положення.

Одночасно вмикається в роботу гідро обладнання 3, приводиться в дію вал 28 з кривошипом 26 і здійснюється пересування базової машини.

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	

Трамбівка має дві пари плит, які працюють в протифазі. При обертанні кривошипа з кутовою швидкістю ω відбувається піднімання однієї пари плит, стикування пружин 12 і накопичення потенційної енергії. В цей період інша пара плит прискорено переміщується донизу. В момент досягнення кривошипом крайнього верхнього положення А спрацьовує обгінна муфта 27 і здійснюється прискорений рух плит вниз. Потенційна енергія плит та пружин переходить у кінетичну енергію, яка з підвищеною швидкістю в момент удару передається ґрунту.

Регулювання енергії удару досягається за рахунок зміни висоти 14 за допомогою різьбового з'єднання 13, а кількість ударів – швидкістю обертання приводного валу ω та руху базової машини V_p .

Переваги даної трамбівки – криволінійний профіль нижньої плити і, як наслідок, відсутність призми волочіння та зниження енергоємності.

Недоліки – висока металоємкість і мала продуктивність.

Причипна гідроінерційна вібротрамбовка.

Трамбівка відноситься до будівельно-дорожніх машин, призначених для ущільнення ґрунтів і може бути використана при пошаровому ущільненні насипів залізниць та автошляхів, аеродромних майданчиків, насипних дамб, плотин.

Вібротрамбовка включає в себе монтажну раму 1 (Рис.1.9), закріплену на базовій машині 2 і підвішену за допомогою гідроциліндру 3, опорний елемент 4, з'єднаний зі штоком 5 поршня 6 і шарнірно зв'язаний з трамбуєчим башмаком 7, інерційну масу 8, в яку вмонтований гідророзподільний апарат, пов'язаний із напірною 9 та зливною 10 магістраллю. Інерційна маса 8 утворює із розміщеним в ній поршнем 6 поршневу 11 та штокову 12 порожнини.

Гідророзподільний апарат складається з двопозиційного розподільника 13 із підпружиненим золотником 14 та пружно притиснутим за допомогою пружин 15 до установочного сидла шариковим запірним елементом 16, гідроаккумуляторів 17 і зворотнього клапана 8.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата	

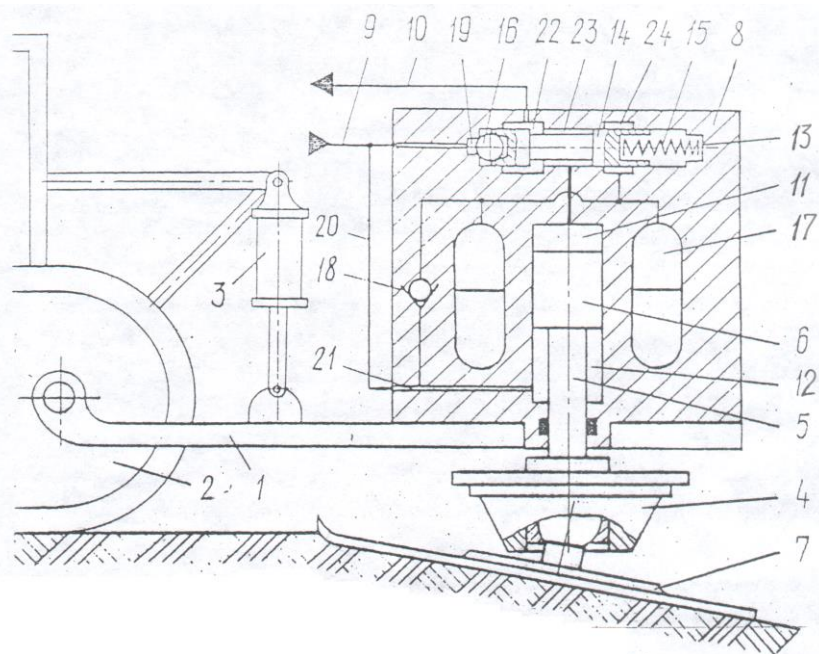


Рис. 1.9. Причіпна гідроінерційна вібротрамбовка

Трамбівка має такі переваги: проста надійна конструкція за рахунок простих складових елементів; можливість зміни частоти та енергії трамбуючих імпульсів регулюванням продуктивності насоса і величини тиску.

Недоліком цієї машини є низька ефективність роботи із-за обмеження частоти ходів та зниження технологічних можливостей.

1.2. Аналіз та висновки

В результаті аналізу існуючих конструкцій подібних ущільнюючих машин була вибрана двомасна схема трамбівки з гідромеханічним приводом. При цьому були враховані наступні вимоги:

- необхідність підвищення використання к.к.д. базової машини;
- підвищення продуктивності за рахунок збільшення глибини ущільнення;
- простота конструкції та технологічність виготовлення;
- підвищення надійності;
- можливість ефективної віброізоляції;
- мінімальний час підключення;
- оптимальна маса.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата

Арк.

Використання базової машини з розроблюваним причіпним обладнання може здійснюватись по слідуючим схемам (рис. 1.11.)

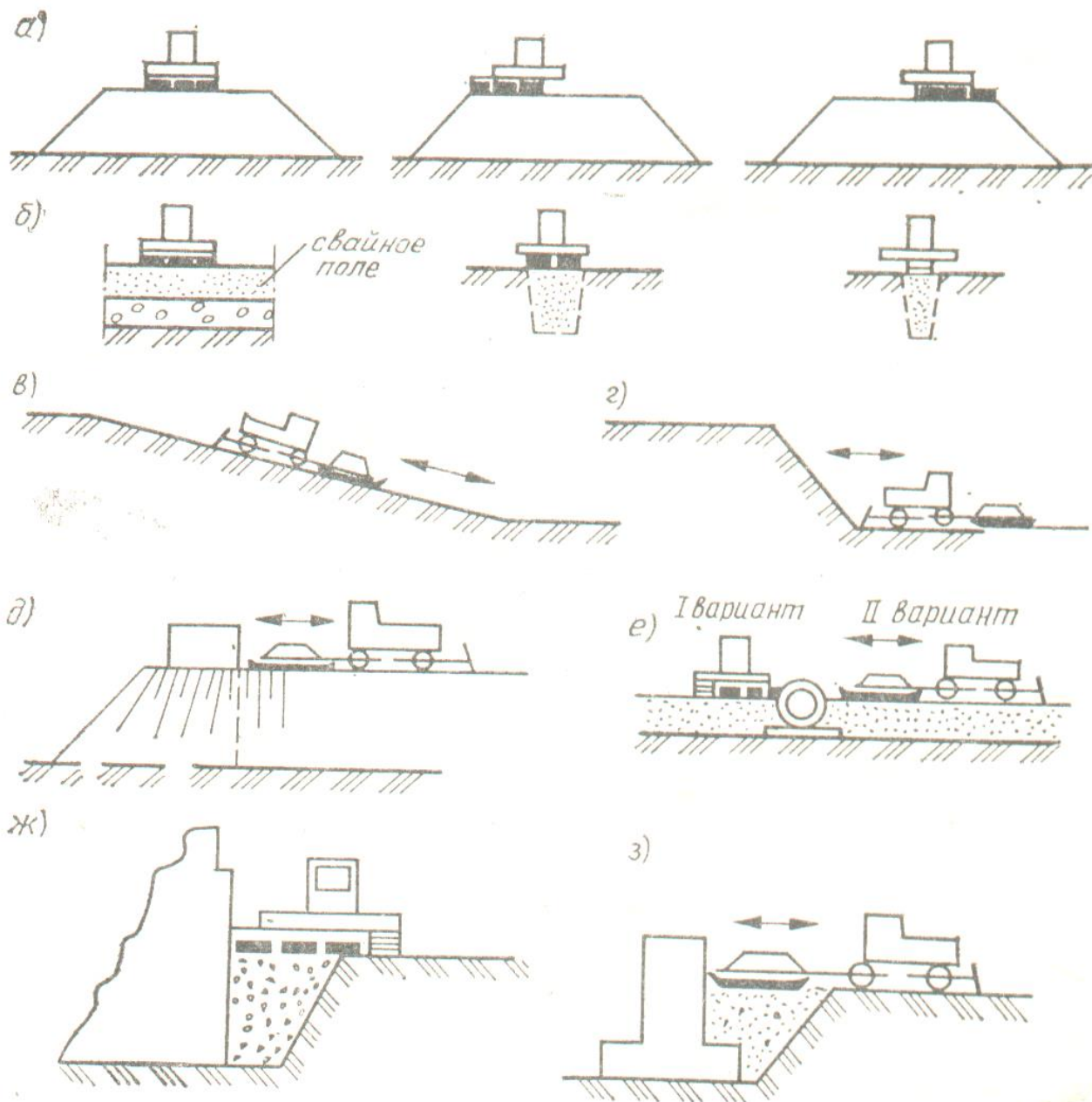


Рис. 1.11. Варіанти використання причіпного віброущільнювача:

а) – ущільнення насипу; б) – ущільнення комплектом плит; в) – на відкосах каналів; г) – на дні котлованів; д) – ущільнення насипів конусів мостів; е) - ущільнення навколо труб; ж, з) – ущільнення пазух фундаментів

Зам.інв.№

Підпис і дата

Інв.№ ор.

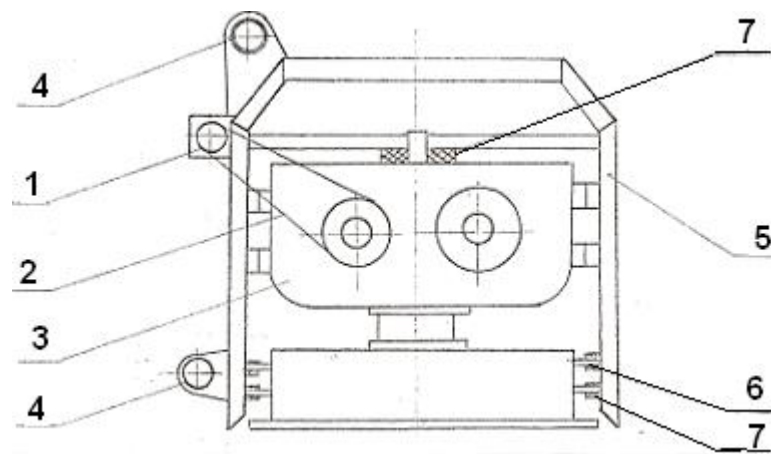
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата

Арк.

бродбуджувачем 3. На рамі жорстко закріплено гідромотор 1. В провушинах кріплення рами розташовані амортизатори 4.

2.3 Опис роботи машини

Причіпне обладнання, яке розробляється, призначене для ущільнення ґрунтів в стиснених умовах. Його транспортування відбувається за допомогою базової машини. Перед початком роботи, причіпна рама опускається до зіткнення ущільнюючої плити трамбовки із землею, після чого рама встановлюється в плаваюче положення.



- 1 – гідромотор;
- 2 – клинопасова передача;
- 3 – дебалансний вібробуджувач;
- 4 – амортизатори;
- 5 – рама;
- 6 – трамбуєча плита;
- 7 – гумові елементи.

Рис. 2.1 Гідромеханічна причіпна трамбівка

При ввімкненні насосу НШ-100-2 гідро рідина, під тиском подається до аксіально-поршневого гідромотора 210.16.11 і призводить його до руху. За допомогою клинопасової передачі починають обертатися вали дебалансів, які знаходяться в зубчастому зачепленні.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.

Частота обертання валів може змінюватись від 600 до 1250 об/хв в залежності від обертів двигуна.

З'являється вимушена сила, котра примушує коливатися ударну частоту з розрахунковою амплітудою 20 Гц. Ущільнююча плита починає ущільнювати ґрунт до необхідної щільності передбаченої технічними вимогами.

2.4 Загальний розрахунок

2.4.1. Вибір гідродвигуна

Гідродвигун живиться від НШ-100-2 базової машини Т-130. Частота обертання валу насоса може змінюватись від 600 до 1250 об/хв, в залежності від обертів двигуна. Тоді потужність насоса буде змінюватись в межах від N_{\min} до N_{\max} .

$$N = [N_0 + (N_{\text{ном}} - N_0) P / (P_{\text{ном}})]^{n/n_{\text{ном}}}, \quad (2.1)$$

де:

$N_{\text{ном}} = 37,5$ (кВт) – номінальна потужність на валу насоса;

$N_0 \approx N_{\text{ном}}$ – потужність холостого ходу;

$P_{\text{ном}} = 16$ (МПа) – номінальний тиск;

$P = 16$ (МПа) – тиск в гідросистемі Т-130

$n_{\text{ном}} = 1250$ (об/хв) – номінальна частота обертання валу насоса;

$n_{\min} = 600$ (об/хв) – мінімальна частота обертання валу насоса;

$n_{\max} = 1250$ (об/хв) – максимальна частота обертання валу насоса;

$$N_{\min} = 37,5 \cdot \frac{600}{1250} = 18 \text{ (кВт)}$$

$$N_{\max} = 37,5 \cdot \frac{1250}{1250} = 37,5 \text{ (кВт)}$$

Потужність гідромотору для повного використання потужності насоса повинна бути не менше:

$$P_{\text{г.д.}} \geq N_{\text{нас}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{к.п}} \cdot \eta_{\text{з.п}}, \quad (2.2)$$

де:

$\eta_{\text{тр}} = 0,9$ – втрати тиску в гідропроводах;

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №							Арк.
			Зм.	Кільк	Арк. № док	Підп.	Дата		

$\eta_{к.п} = 0,95$ – ККД клинопасової передачі;

$\eta_{з.п} = 0,98$ – ККД зубчастої передачі.

$P_{г.д} \geq (18 \div 37,5) \cdot 0,9 \cdot 0,95 \cdot 0,98 = (15 \div 31)$ кВт

Вибираємо аксіально-поршневий гідромотор 210.16.11.2 для двох тромбо-вок. Потужність $12,1 \text{ кВт} \cdot 2$ при $n = 1250$ об/хв

2.4.2. Визначення конструктивних параметрів і мас тромбівки

Визначаємо, при споживчій потужності для частоти $n=1250$ (об/хв.) питомий статистичний тиск.

P повинен складати $0,01 \leq P \leq 0,03$ (МПа)

$$F_{уш} = \frac{m_{mp} \cdot g}{[P_{cm}]}, \text{ (МПа)} \quad (2.3)$$

Де: $m_{тр} = 700$ (кг) – вага причіпного обладнання;

$$F_{уш} = \frac{700 \cdot 9.81}{0.03 \cdot 10^6} = 1,31 \text{ (МПа)}$$

Конструктивну плиту робимо квадратною (для максимальної пробки ґрунту) зі стороною 1,3 (м). Межовий імпульс i_p (це імпульс при якому контактний тиск рівний межовій границі міцності ґрунту. Для ґрунтів середньої зв'язності $i_p = 0,08 \dots 0,15 \approx 0,1$ (кгс/см²))

$$i_p = \frac{M \cdot V_1}{F}, \quad (2.4)$$

де:

M – маса ударної частини

$V_1 = V_{уд}$ – швидкість удара робочого органу по ґрунту

$$V_{уд} = \frac{g}{G/P_g \cdot w} (\cos \varphi - \sin \varphi - 4.71 \frac{G}{Pg}) \text{ (м/с)} \quad (2.5)$$

де: $\cos \varphi = 0$; $\sin \varphi = 1$; $\varphi = 90^\circ$

$$V_{уд} = \frac{9.81}{7000/28000 \cdot 126} (0 - 1 - 4.71 \frac{7000}{28000}) = 0.781 \text{ (м/с)}$$

$$V_{уд} = 0,781 \text{ (м/с)}$$

Виходячи із формули знаходимо M:

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

$$M = \frac{iF}{V_{уд}} = \frac{0,1 \cdot 10^4 \cdot 1,31}{0,781} \approx 700 \text{ (кг)}$$

Визначаємо амплітуду коливань x_0 робочого органу. Потужність гідродвигуна, виходячи з формули:

$$P_{г.дв} = \frac{\max P_{cp} + P_{тр} + P_{обм} + P_{сп}}{\eta}, \quad (2.6)$$

де:

$\max P_{cp}$ – максимальне значення потужності коливань, Вт

$$\max P_{cp} = \frac{1}{4} F_0 \cdot x_0 \cdot w \quad (2.7)$$

$$\max P_{cp} = \frac{2,7 \cdot 10^4 \cdot 6,8 \cdot 10^3 \cdot 126}{4} = 5892,6 \text{ (Вт)}$$

$P_{тр}$ – потужність сил тертя в підшипниках вібробудувача, (Вт)

$$P_{тр} = F_0 \cdot \mu \frac{d_u}{2} \cdot w, \text{ (Вт)}, \quad (2.8)$$

де:

$\mu = 0,005 \dots 0,008$ – коефіцієнт тертя в підшипниках;

d_u – діаметр цапфи підшипника

$$P_{тр} = 2,7 \cdot 10^4 \cdot 0,006 \frac{136}{2} = 829 \text{ (Вт)};$$

$P_{обм}$ – потужність на витрати в обмежувачів

$$P_{обм} = \frac{\psi}{4\pi} \cdot c \cdot \delta_0^2 w, \text{ (Вт)}, \quad (2.9)$$

де:

$x = 0,3 \dots 0,6$ – коефіцієнт поглинання енергії в гумі;

c – жорсткість пружних зв'язків, $c = 2,48 \cdot 10^6 \text{ (Н/м)}$

$$P_{обм} = \frac{0,6}{4 \cdot 3,14} = 2,48 \cdot 10^6 \cdot 0,01^2 \cdot 126 = 1531 \text{ (Вт)}$$

$P_{гр} = 0,5 \cdot P_{обм}$ – потужність при ущільненні ґрунту

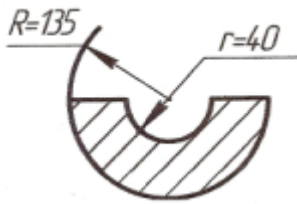
$$P_{гр} = 0,5 \cdot 1531 = 765,5 \text{ (Вт)};$$

$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ – ККД передачі;

де:

η_1 – ККД клинопасової передачі, $\eta_1 = 0,95$;

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата		



Конструктивно: R=135 (мм) r=40 (мм)

Рис. 2.2

Знаходимо площу дебалансу

$$S = \alpha \cdot (R^2 - r^2), \quad (\alpha = \pi), \quad (\text{М}^2) \quad (2.12)$$

$$S = 3,14 (135^2 - 40^2) \cdot 10^{-6} = 5,2 \cdot 10^{-2} (\text{М}^2)$$

Знаходимо ексцентриситет

$$r_{01} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (\text{М}) \quad (2.13)$$

$$r_{01} = \frac{4}{3 \cdot 3,14} \cdot \frac{(135 \cdot 10^{-3})^3 - (40 \cdot 10^{-3})^3}{(135 \cdot 10^{-3})^2 - (40 \cdot 10^{-3})^2} = 6,05 \cdot 10^{-2} (\text{М})$$

Знаходимо масу дебалансу

$$m_{01} = \frac{m_{01} r_{01}}{r_{01}}, \quad (\text{КГ}) \quad m_{01} = \frac{0,95}{6,05 \cdot 10^{-2}} = 15,9 (\text{КГ})$$

Знаходимо товщину дебаланса

$$l_{06} = \frac{m_{01}}{S \cdot \rho} (\text{М}) \quad (2.14)$$

$$l_{06} = \frac{15,9}{5,2 \cdot 10^{-2} \cdot 7,8 \cdot 10^3} = 0,165 (\text{М})$$

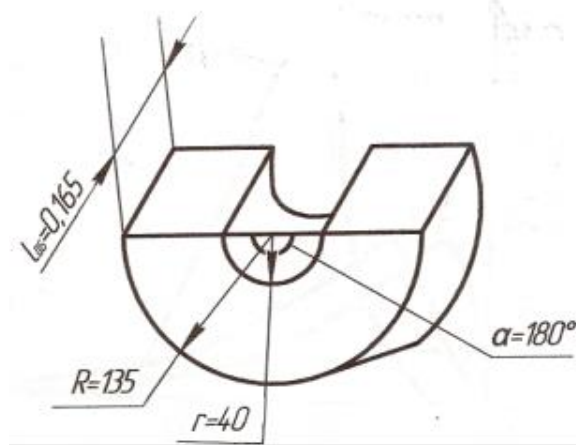


Рис.2.3. Конструктивні розміри дебалансу

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.

Вибір конструкції пружних елементів (опор):

Конструктивно між корпусом і ударною частиною передбачені 4 гумовометале-
леві амортизатори, які працюють на зсув. Визначаємо статичне навантаження
на один амортизатор.

$$P_0 = \frac{m_{уд} \cdot g}{n}, \text{ (Н)}, \quad (2.15)$$

де: $n=4$, число амортизаторів;

$m_{уд}$ – маса ударної частини

$$P_0 = \frac{700 \cdot 9.81}{4} = 1716,7 \text{ (Н)}$$

Знаходимо жорсткість амортизатора (статичну)

$$K = \frac{c}{n} \left(\frac{H}{M} \right) \quad K = \frac{2,48 \cdot 10^6}{4} = 6,2 \cdot 10^5 \left(\frac{H}{M} \right) \quad (2.16)$$

Визначення технічних параметрів і характеристик трамбівки

Визначаємо час удару. При ущільненні пухких ґрунтів допустимо рахувати ко-
ефіцієнт відновлення швидкості при ударі рівним нулю.

$$t_{уд} = \frac{\pi}{2w}, \text{ (с)} \quad (2.17)$$

$$t_{уд} = \frac{3,14}{2 \cdot 126} = 1,25 \cdot 10^{-2} \text{ (с)}$$

Визначаємо величину енергії удара

$$E = \frac{Q}{28} V_{уд}^2, \text{ (кгс} \cdot \text{м)} \quad (2.18)$$

$$E = \frac{7000}{2 \cdot 9,81} \cdot 0,781^2 = 217,2 \text{ (кгс} \cdot \text{м)} = 2172 \text{ (Дж)}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

3. РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ

3.1 Розрахунок клинопасової передачі

Передача потужності прямує від гідродвигуна 210.16.11 до приводного дебаланса валу.

Вихідні дані

Передаюча потужність $N = 12,1$ (кВт) для одної трамбівки

$n_1 = 800$ (об/хв)

$n_2 \geq 1250$ (об/хв)

Викреслюємо кінематичну схему передачі

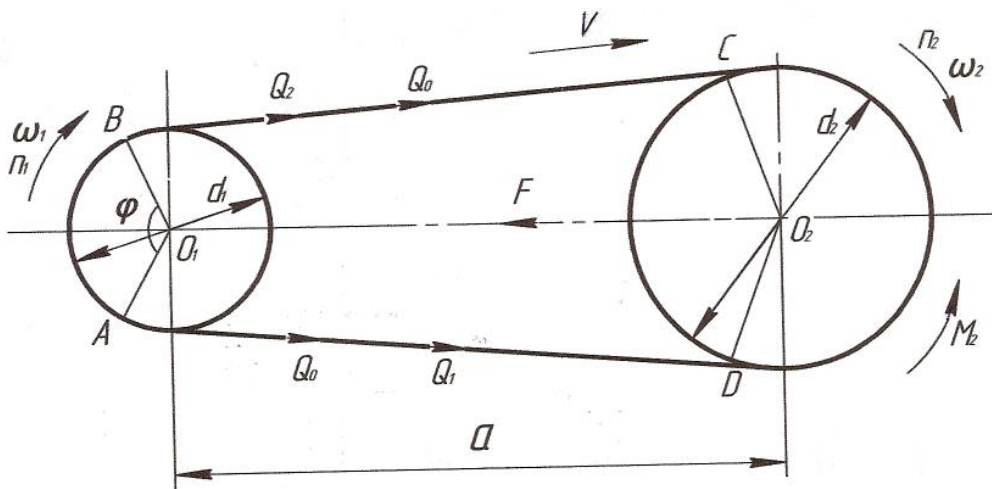


Рис. 3.1 Схема передачі

По потужності $P = 12,1$ (кВт) і орієнтованій швидкості паса $V \geq 10$ м/с вибираємо тип ременя

Рекомендуються типи Б і В

Обираємо тип Б

Визначаємо діаметр ведучого шківів і швидкість паса. По таблиці n8 [11] приймаємо: $d_1 = 160$. Тип Б.

Швидкість паса:

$$V = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60}, \text{ (м/с)} \quad (3.1)$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк.	Арк. № док.	Підп.	

$$V = \frac{3.14 \cdot 0.16 \cdot 800}{60} = 6.7 \text{ (м/с)}$$

По таблиці n15 [11], при $V = 6,7$ м/с перевіряємо правильність вибраного типу паса. Тип Б вибрано правильно.

Вираховуємо передаточне відношення і діаметр веденого шківа

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1250}{800} = 1.56$$

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_2}{d_1(1-E)}, \quad (3.2)$$

звідси:

$$d_2 = i \cdot d_1 (1 - E), \text{ (м)}$$

де:

$E = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт пружнього ковзання

Приймаємо $E = 0,015$

$$d_2 = 1,56 \cdot 0,16 (1 - 0,015) = 0,24 \text{ (м)}$$

Уточнюємо передаточне відношення і частоту обертання веденого вала

$$i = \frac{0.24}{0.160} = 1.561 = 1.56$$

Назначаємо міжосьову відстань a , з умови

$$0,6 (d_1 + d_2) \leq a \leq (d_2 + d_1) \quad (3.3)$$

Отримуємо: $0,243 \leq a \leq 0,607$

Приймаємо: $a = 0,45$

Знаходимо кут обхвату φ

$$\varphi = 180 - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 60^\circ \quad (3.4)$$

$$\varphi = 180 - \frac{0.2 - 0.16}{0.45} \cdot 60 = 174.67 > [\varphi] = 120^\circ$$

Визначаємо довжину шківа

$$L = 2a + 0.5\pi (d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2/4a, \text{ (м)} \quad (3.5)$$

$$L = 2 \cdot 0.45 + 0.5 \cdot 3.14 (0.16 + 0.24) + (0.24 - 0.16)^2/4 \cdot 0.45 = 1.531 \text{ (м)}$$

По таблиці n8 [11] для паса типу Б приймаємо:

$$L = 1500 \text{ (мм)}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №							Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата				

Перевіряємо частоту пробігу ремня:

$$v = \frac{V}{L}, (c^{-1}) \quad (3.6)$$

$$v = \frac{6.7}{1.500} = 4.46 (c^{-1})$$

4,46 (c⁻¹) < [v] = 10 (c⁻¹) – міжосьову відстань збільшувати не потрібно

Уточнюємо міжосьову відстань

$$a = \frac{[2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}]}{8}; \quad (3.7)$$

$$a = \frac{[2 \cdot 1500 - 3.14(160 + 245) + \sqrt{[2 \cdot 1500 - 3.14(160 + 245)]^2 - 8(245 - 160)^2}]}{8} = 376.7 (мм) =$$

$$= 0,377 (м)$$

Кінцево приймаємо:

a = 380 мм, так як натяжний пристрій має широкий діапазон зміни міжосьової відстані.

Визначаємо допустиме корисне напруження δ_F

$$[\delta_F] = \delta_{F0} \cdot C_\varphi \cdot C_V \cdot C_p \cdot C_j, \quad (3.8)$$

де:

$C_\varphi = 0,98$ при $\varphi = 175^\circ$ – коефіцієнт кута обхвату;

$C_V = 1,05 - 0,005 \cdot V^2 = 0,82$ – коефіцієнт швидкості;

$C_p = 0,8$ – коефіцієнт режиму навантаження;

$C_j = 1$ – коефіцієнт типу передачі;

$\delta_{F0} = 2,45 - 9,81 \delta/D_{\min}$ – критичне корисне навантаження;

$$\delta_{F0} = 2,45 - 9,81 \frac{10.5 \cdot 10^{-3}}{160 \cdot 10^{-3}} = 1.877 (МПа);$$

$$[\delta_F] = 1.877 \cdot 0,98 \cdot 0,82 \cdot 0,8 \cdot 1 = 1,81 (Мпа);$$

1,81 (Мпа) > $\delta_0 = 1,18 (Мпа)$ – пас обрано правильно

$$\text{Знаходимо окружну силу } F_t = \frac{P_1}{V} (Н) \quad (3.9)$$

де:

$$P_1 = \frac{\max P_{cp} + P_{TP} + P_{обм} + P_{zp}}{\eta} = \frac{5892,6 + 829 + 1531 + 765,5}{0,7} = 9,31 (кВт) \quad (3.10)$$

P_1 – потужність, яка витрачається на коливання дебаланса.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	

$$F_t = \frac{9.31 \cdot 10^3}{6.7} = 1389 \text{ (Н)} = 1,38 \text{ (кН)}$$

Визначаємо число пасів n:

$$n = \frac{F_t}{S_0[\delta_F]} = \frac{1389}{138 \cdot 1.8} = 4.4$$

Так, як потужність, яка витрачається на коливання, після розгону зменшується вдвоє, то допускаючи в початковий момент сковзання пасів (збільшується час розгону, що забезпечує плавність пуску), залишаємо n = 2 паса.

Довговічність пасів зменшується, але збільшується довговічність вузлів причіпного обладнання.

Визначаємо силу попереднього натягу пасів:

$$Q = \delta_0 \cdot n \cdot S_0, \text{ де: (Н)} \quad (3.11)$$

$$\delta_0 = 1,18 \text{ (Мпа);}$$

n = 2 – кількість пасів;

S₀ = 138 (мм²) – площа перерізу одного пасу;

$$Q = 1,18 \cdot 2 \cdot 138 = 325 \text{ (Н)}$$

Визначаємо силу, діючу на вали і їх опори:

$$F_g = 2 \cdot Q \cdot \sin(175/2), \text{ (Н)}$$

$$F_g = 2 \cdot 325 \cdot \sin(175/2) = 652,1 \text{ (Н)} \approx 0,65 \text{ (кН)}$$

$\varphi = 175^\circ$ – кут обхвату малого шківів

По таблиці n9 [11] знаходимо параметри шківів для запроєктованих пасів типу Б

Кут жолоба $\varphi = 35^\circ$

$$C_2 = 4,4$$

$$\ell = 17$$

$$t = 20$$

$$a = 17$$

$$R = 4$$

$$C_1 = 7.5$$

Зовнішні діаметри, мм:

$$D_{z1} = D_1 + 2C_2 = 160 + 2 \cdot 4,4 = 168,8 \text{ (мм);}$$

$$D_{z2} = D_2 + 2C_2 = 245 + 2 \cdot 4,4 = 253,8 \text{ (мм);}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	

Внутрішні діаметри, мм:

$$D_{в1} = D_{з1} - 2 \cdot \ell = 168,8 - 2 \cdot 17 = 134,8 \text{ (мм);}$$

$$D_{в2} = D_{з2} - 2 \cdot \ell = 253,8 - 2 \cdot 17 = 219,8 \text{ (мм);}$$

Ширина обода, мм:

$$B = (z - 1) \cdot t + a + 2k$$

$$B = (2 - 1) \cdot 20 + 17 + 2 \cdot 4 = 45 \text{ (мм).}$$

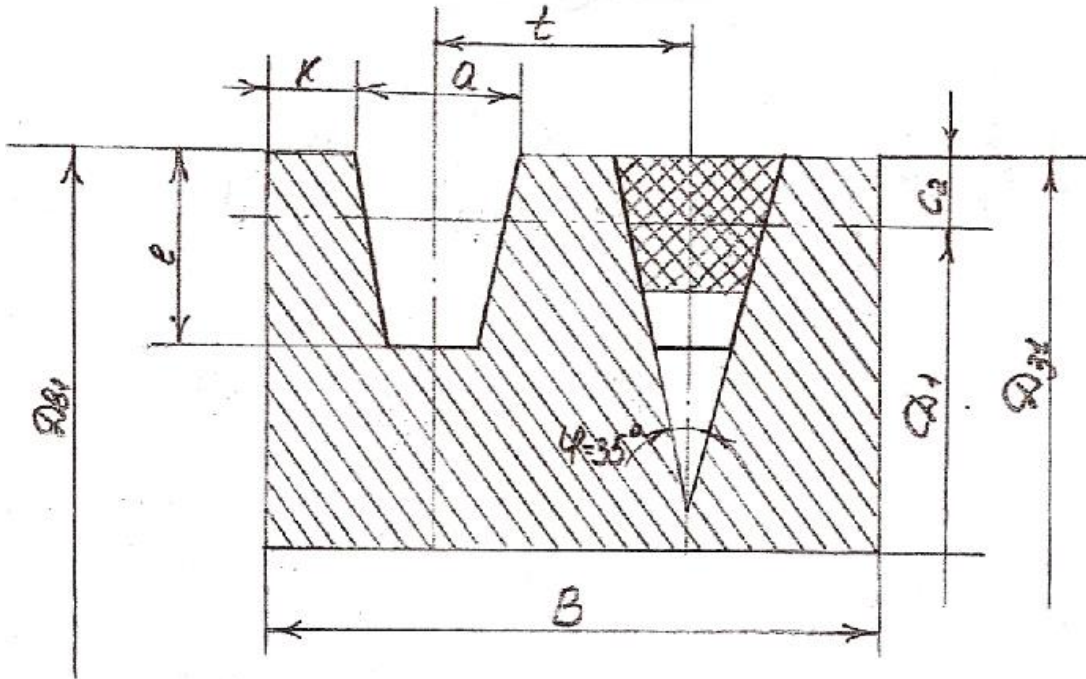


Рис. 3.2 Схема шківa

3.2 Розрахунок закритої прямозубої циліндричної передачі

Вибираємо матеріал для зубчастих колес і допустиме напруження.

Так, як передаточне число $i = 1$, то матеріал шестерні і колеса можна брати однаковий. Обираємо сталь 45 з поверхневим загартуванням.

$$HB \leq 350$$

$S_R = 230$ – коефіцієнт, який залежить від матеріалу та термообробки;

$S_B = 25$ – коефіцієнт, який залежить від матеріалу та термообробки;

$$[\delta_k] = 3,1 \cdot \delta_T = 900 \text{ (МПа)} \text{ (табл. 14.25)}$$

$\delta_T = 290 \text{ (МПа)}$ – межа текучості (табл. 14.17)

Зам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № ор.	

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата	Арк.

Визначаємо номінальний крутний момент на шестерні і колесі синхронізатора:

$$M_H = \frac{9.55 \cdot N_{\max}}{n}, \text{ (Н} \cdot \text{м)} \quad (3.12)$$

$$M_H = \frac{9.55 \cdot 12.1}{1250} = 92.4, \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Визначаємо розрахунковий крутний момент

$$M_{H.p.} = M_H \cdot k_k \cdot k_d \text{ (Н} \cdot \text{м)}, \quad (3.13)$$

де: $k_k = 1,2$ – коефіцієнт концентрації навантаження;

$k_d = 1,45$ – коефіцієнт динамічного навантаження;

$$M_{H.p.} = 92,4 \cdot 1,2 \cdot 1,45 = 160 \text{ (Н} \cdot \text{м)}.$$

Призначаємо коефіцієнт робочої ширини зубчастого колеса:

З метою зменшення габаритів зубчастої передачі, робоча ширина зубчастого колеса обирається найбільшою допустимою по таблиці (4.10 – 4.13)

$\psi = \frac{g}{A} = 0.18$ - для середньошвидкісних редукторів при $V = 2 \div 10$ (м/с);

$\Psi_M = 15$ – встановлення підшипників на з'ємних опорах з обробленими зубцями;

$\psi_k = \frac{L}{g} = 3$ - для редукторів на підшипниках кочення при $i = 1 \div 4$;

$\psi_m = \frac{g}{d_m} = 1.3$ - непостійне навантаження, де:

g - робоча ширина зубчастих колес;

A – міжосьова відстань;

d_m - діаметр поділеного кола шестерні.

Визначаємо міжосьову відстань для циліндричних зубчастих передач з розрахунку зубців по контактним напруженням:

$$A = (i \pm 1) \sqrt{\left(\frac{0.74}{[\delta_k]}\right)^2 \cdot \frac{E \cdot M_{H.p.}}{i \cdot \psi \cdot K_\alpha}}, \text{ (м)}, \quad (3.14)$$

де: $E = 2,15 \cdot 10^6$ кг/см³ – модуль пружності

$K_\alpha = 1.0$

$$A = (1+1) \sqrt{\left(\frac{0.74}{9000}\right)^2 \cdot \frac{2.15 \cdot 10^6 \cdot 160}{1 \cdot 0.18 \cdot 1.0}} = 275 \text{ (мм)} = 0,27 \text{ (м)}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	

З урахуванням розмірів дебалансу приймаємо $A = 275 \text{ мм} = 0,27 \text{ (м)}$ (табл. 11.1)

Обираємо модуль зачеплення:

$$m = \left(\frac{1}{50} \div \frac{1}{100} \right) A = 5,5 \text{ (мм)}$$

Визначаємо сумарне число зубців шестерні і колеса:

$$Z_c = \frac{2A}{\mu} = \frac{2 \cdot 275}{5.5} = 100 \text{ (зуб.)}$$

Так, як шестерня і колесо однакові, то

$$Z_c = Z_k = 50$$

Визначаємо робочу ширину зубчастого колеса:

$$g = \psi \cdot A \text{ (мм)}$$

$$g = 0.18 \cdot 275 = 49.5 \text{ (мм)}$$

Виконуємо перевірку міцності зубців:

$$\delta_{k \max} = \delta_k \sqrt{\frac{(M_n)_{\max}}{M_n}} \leq [\delta_k]_{\max} \quad (3.15)$$

Контактне напруження на стиснення:

$$\delta_k = \frac{10^6}{3} \cdot \frac{i+1}{A} \sqrt{\frac{i+1}{g i K_\alpha} \cdot M_{n.p}} \quad (3.16)$$

$$\delta_k = \frac{10^6}{3} \cdot \frac{1+1}{27 \cdot 10^{-2}} \sqrt{\frac{1+1}{1 \cdot 4 \cdot 10^{-2} \cdot 1,0}} = 289,9 \cdot 10^{-6} \text{ (Па)} = 290 \text{ (МПа)}$$

$$[\delta_k] = 475 \text{ (МПа)} > 290 \text{ (МПа)}$$

Тому $\delta_k < [\delta]_k$

Визначаємо напруження в поверхневому шарі зубців при короткочасній дії максимального навантаження:

$$\delta_{k \max} = \delta_k \sqrt{\frac{(M_n)_{\max}}{M_n}}, \text{ де:} \quad (3.17)$$

$$\frac{(M_n)_{\max}}{M_n} = 2,0$$

$$\delta_{k \max} = 290 \sqrt{2.0} = 410.1 \text{ (МПа)}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Визначаємо допустиме найбільше напруження при перевірці робочих повер-
хонь зубців на запобігання пластичної деформації [табл. 4.25]

$$[\delta]_{kmax} = 3.1 \cdot \delta_T = 3.1 \cdot 320 = 990 \text{ (МПа)}$$

990 > 410,1 – пластична деформація не виникне

Виконуємо розрахунок зубців на згин.

Перевіряємо зубчасті колеса на згин по формулі:

$$\delta_i = \frac{i+1}{A_M \cdot \varrho_y} \cdot M_{н.р} \leq [\delta] , \text{ де:} \quad (3.18)$$

$y = 0,389$ – коефіцієнт форми зуба

$$\delta_i = \frac{(1+1) \cdot 1600}{27 \cdot 4,9 \cdot 0,5 \cdot 0,389} = 124,3 \text{ (кг/см}^3\text{)} = 12,4 \text{ (МПа)}$$

Визначаємо межу витривалості для сталі 45:

$$\delta_1 = 0,25 (\delta_{вр} + \delta_T) + 5 = 268 \text{ (МПа)} \quad (3.19)$$

де: $\delta_{вр} = 580$ (МПа) – межа витривалості при розтягненні;

$\delta_T = 290$ (МПа) – межа текучості.

Визначаємо допустиме напруження згину:

$$[\delta]_i = \frac{1,4 \cdot \delta_i}{n \cdot K_e} \cdot K_p , \text{ де:} \quad (3.20)$$

$n = 2,5$ – запас міцності (табл. 4.22);

Коефіцієнт режиму роботи K_{pi}

$$K_{pi} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{18,8 \cdot 10^7}} = 0,72$$

Після підстановки отримуємо

$$[\delta]_i = \frac{1,4 \cdot 268}{2,5 \cdot 1,5} \cdot 0,72 = 72 \text{ (МПа)}$$

$k_e = 1,5$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень (табл. 4.22)

Тому: $\delta_i < [\delta]_i$ – умови міцності виконано

Конструктивні параметри зубчастого колеса:

$Z = 50$ – число зубців;

$M = 5,5$ – модуль зачеплення;

$A = 275$ – міжосьова відстань;

$f_0 = 1$ – коефіцієнт висоти зуба;

$h = 11,25$ (мм) – висота зуба;

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата		

$d_d = mz = 5.5 \cdot 50 = 275$ мм – діаметр поділеного кола;

$c = 0,25 = 1,25$ мм – радіальний зазор;

$D_b = (z + 2f_0) \cdot m$, (мм);

$D_b = (50 + 2 \cdot 1) \cdot 5,5 = 286$ (мм) – діаметр кола виступів;

$D_i = d_d - 2 f_0 m - 2c$, (мм);

$D_i = 275 - 2 \cdot 5,5 \cdot 1 - 2 \cdot 1,25 = 266,5$ (мм).

3.3 Розрахунок валів

3.3.1 Ведучий вал

Вихідні дані:

Потужність, яка передається валом $P = 12,1$ (кВт)

Кутова швидкість валу 126с^{-1} ($n = 1250$ об/хв)

На валу встановлено:

1) Шків клинопасової передачі $d = 0,240$ (м)

2) Циліндричне зубчасте колесо $d = 0,275$ (м)

Знаходимо крутний момент, який передає вал

$$T = \frac{P}{\omega}, (\text{Н} \cdot \text{м}) \quad T = \frac{12,1 \cdot 10^3}{126} = 95,2 (\text{Н} \cdot \text{м}) \quad (3.21)$$

Знаходимо колову силу циліндричного колеса і радіальну

$$F_{t3} = \frac{2T}{dm}, (\text{Н}) \quad (3.22)$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 95,2}{0,27} = 705,1 (\text{Н})$$

$F_{R3} = F_{t3} \text{tg} \alpha$, (Н)

$F_{R3} = 705,1 \cdot 0,36 = 253,8$ (Н)

Колова і радіальна сила шківа

$F_{t1} = 717$ (Н)

$F_{R1} = 650$ (Н)

Знаходимо реакції в опорах від сил F_{t1} F_{t2} ; F_{t3}

$$\sum M_A = 0; \quad 180 \cdot 717 - Z_B \cdot 75 - 705,1 \cdot 120 = 0$$

$Z_B = -410,2$ (Н·м)

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	

$$\sum M_B = 0; 255 \cdot 717 + Z_A \cdot 75 - 45 \cdot 705,1 = 0$$

$$Z_A = 1654,8 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$\text{Перевірка: } -410,2 - 1654,8 + 717 - 705,1 = 0$$

від сили $F_{Г1}$ і $F_{Г2}$

$$\sum M_A = 0; 180 \cdot 650 - Y_B \cdot 75 - 253,8 \cdot 120 = 0$$

$$Y_B = 1028,5 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$\sum M_B = 0; 255 \cdot 650 + Y_A \cdot 75 - 45 \cdot 253,8 = 0$$

$$Y_A = -2163,5 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$\text{Перевірка: } 650 - 2163,5 + 1028,5 + 253,8 = 0$$

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_{Ft}^2 + M_{FG}^2 + T^2} = \sqrt{86,04^2 + 78^2 + 94,4^2} = 149,6 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

Додаткові дані:

$$[\sigma] = 85 \text{ (МПа)}$$

Допустиме напруження на згин валу

$$d = \sqrt[3]{10 M_{\text{екв}} / \sigma} = \sqrt[3]{10 \cdot 149,6 \cdot 10^3 / 85} = 28,2 \text{ (мм)}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

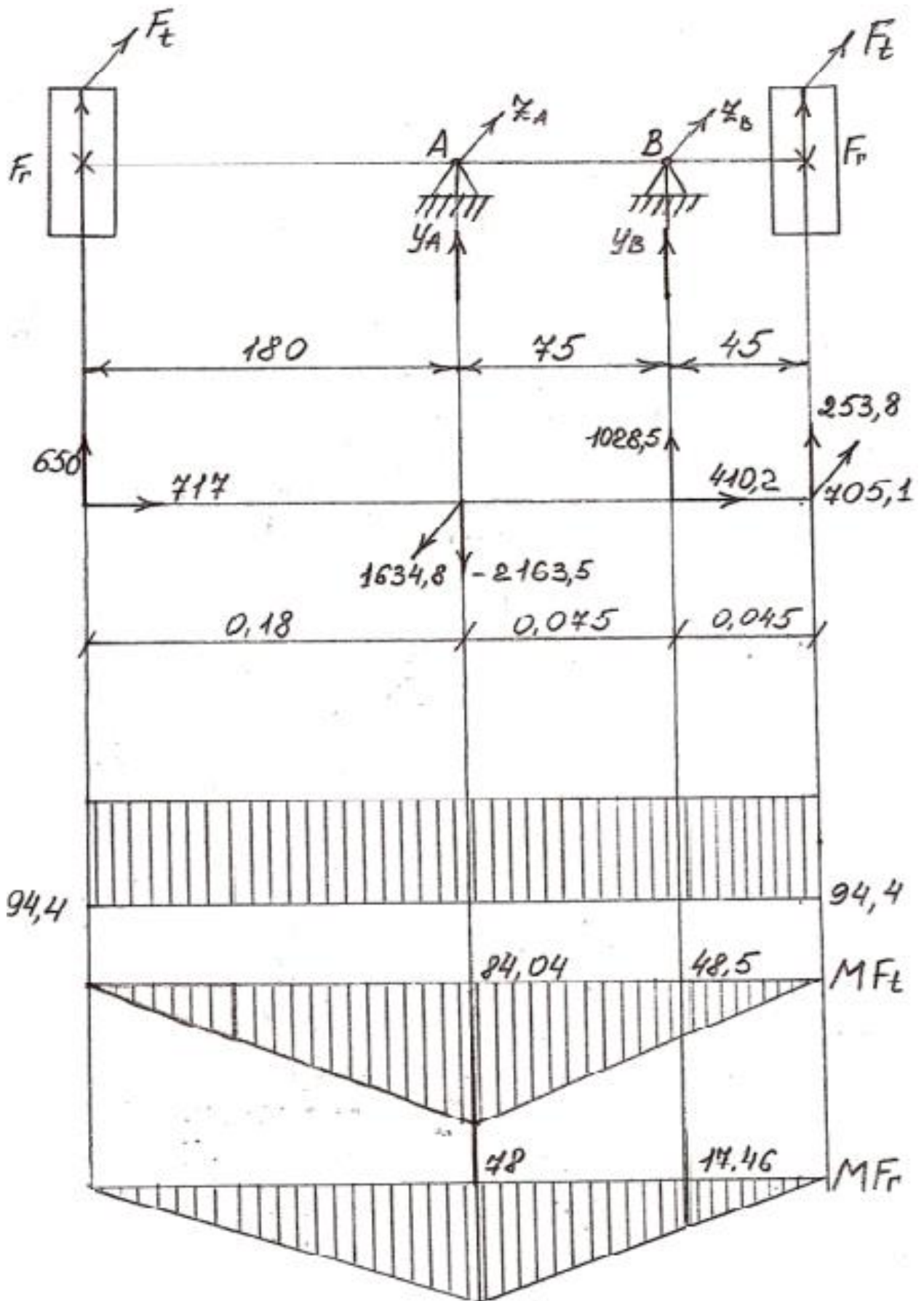


Рис. 3.3

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата

Арк.

3.3.2 Ведений вал

Вихідні дані

Вал несе на собі крупні навантаження

Потужність, яка передється валом

$$P = 12,1 \cdot \eta_{к.п.} \cdot \eta_{зп.}, \text{ (кВт)} \quad (3.23)$$

$$P = 12,1 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 11,7 \text{ (кВт)}$$

Кутова швидкість валу $w = 126 \text{ с}^{-1}$ при $n = 1250$ (об/хв)

На валу встановлене циліндричне прямозубе колесо

$$F_t = 705,1 \text{ (Н)}; F_r = 253,8 \text{ (Н)}$$

Знаходимо реакції в опорах: від F_t

$$\sum M_A = 0; -705,1 \cdot 45 - Z_B \cdot 295 = 0$$

$$Z_B = \frac{-705,1 \cdot 45}{295} = -107,5 \text{ (Н)}; Z_A = -1062,3 \text{ (Н) від } F_t$$

$$\sum M_B = 0; -253,8 \cdot 45 - Y_B \cdot 295 = 0 \text{ від } F_r$$

$$Y_B = \frac{-253,8 \cdot 45}{295} = -38,7 \text{ (Н)}$$

$$Y_A = -386 \text{ (Н)}$$

$$T = \frac{P}{w} = \frac{11,7 \cdot 10^3}{126} = 46 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_{екв} = \sqrt{MF_t^2 + MF_r^2 + T^2}, \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_{екв} = \sqrt{44,1^2 + 15,9^2 + 46^2} = 63 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$d = m, \text{ (мм)}$$

$$d = \sqrt[3]{10 \cdot 63 \cdot 10^3 / 85} = 18,96 \text{ (мм)}$$

$$d_{\min} = 19 \text{ (мм)}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №							Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата				

знайдені при розрахунку валу на міцність.

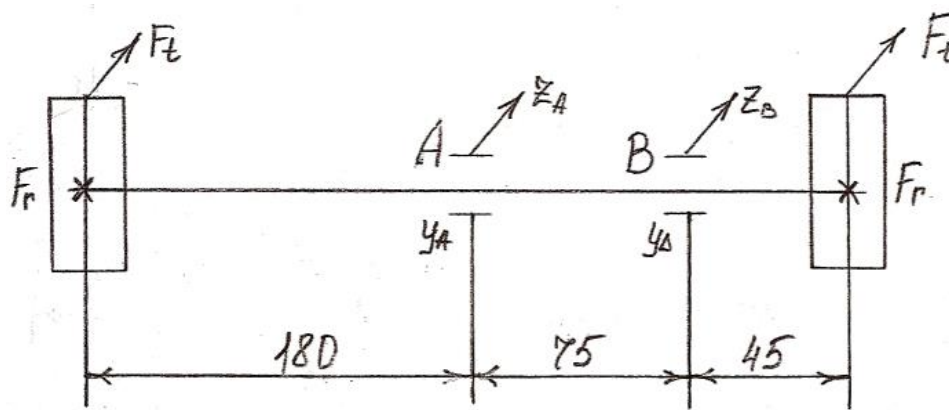


Рис. 3.5

Так, як реакція опор (підшипників) відома, то визначаємо результативні радіальній реакції підшипників F_a і F_b

$$F_a = \sqrt{y_A^2 + Z_a^2} = \sqrt{2163,5^2 + 1654,8^2} = 4638 \text{ (Н)}$$

$$F_b = \sqrt{y_B^2 + Z_b^2} = \sqrt{1028,5^2 + 410,2^2} = 1448 \text{ (Н)}$$

Враховуючи значні можливі перевантаження, обираємо радіально-упорні підшипники.

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = (xF_r + yF_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (3.24)$$

Так, як підшипники обираємо однаковими, то

$F_r = F_a = 4638 \text{ (Н)}$ – максимальне радіальне навантаження

$x = 0,56$ – коефіцієнт радіального навантаження;

$y = 1,45$ – коефіцієнт осьового навантаження;

$K_\delta = 1,8$ – (вібрація) – коефіцієнт безпеки, який враховує вплив динамічного навантаження на довговічність підшипників;

$K_T = 1,05$ (до 125°) – коефіцієнт впливу температурного режиму роботи на довговічність;

$$F_a = \frac{F_r}{2y}, \text{ (Н)} \quad F_a = \frac{4638}{2 \cdot 1,45} = 1600 \text{ (Н)} \quad (3.25)$$

$$P = (0,56 \cdot 4638 + 1,45 \cdot 1600) \cdot 1,8 \cdot 1,05 = 9293 \text{ (Н)}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.

Так, як розбирання вібратора трудомістке і небажане, то вибираємо підшипник з запасом по динамічній вантажопідйомності, радіальний сферичний однорядний підшипник.

Тип 410 (важка серія) ГОСТ 8338-75

$$d_{\text{зап}} = 50 \text{ (мм)}$$

$$c = 68500 \text{ (Н)}$$

$$D_k = 130 \text{ (мм)}$$

$$C_o = 53000 \text{ (Н)}$$

$$B = 31 \text{ (мм)}$$

Перевіряємо довговічність обраного підшипника:

$$L_h = \frac{10^6}{60h} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 1800} \cdot \left(\frac{98500}{9293}\right)^{\frac{10}{3}} = 163000 \quad (3.26)$$

$L_h > 100000$ годин – довговічність задовільна

$$163000 > 100000$$

Вибір підшипників веденого вала

Викреслюємо схему навантаженого вала, значення всіх сил, які діють на вал були знайдені при розрахунку вала на міцність.

Так, як реакції опор (підшипників) відомі, то визначаємо результативні радіальні реакції підшипників F_a і F_b

$$F_a = \sqrt{y_A^2 + Z_a^2} = \sqrt{386^2 + 107.5^2} = 1114 \text{ (Н)}$$

$$F_b = \sqrt{y_B^2 + Z_B^2} = \sqrt{38^2 + 107.5^2} = 111.5 \text{ (Н)}$$

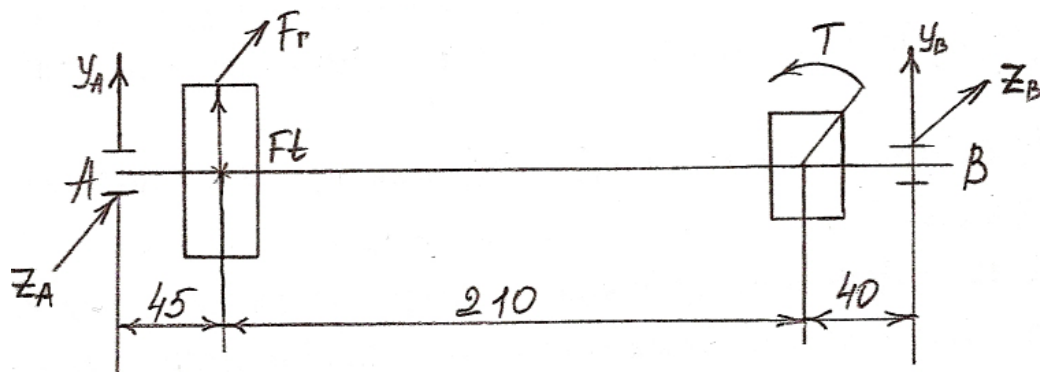


Рис. 3.6

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	

Враховуючи значні можливі навантаження обираємо радіально-упорні підшипники.

Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = (xF_r + yF_A) \cdot K_B \cdot K_T \quad (3.27)$$

Так, як підшипники вибрані однакові, то:

$F_r = F_A = 1302$ (Н) – максимальне радіальне навантаження;

$x = 0,56$ – коефіцієнт радіального навантаження;

$y = 1,45$ – коефіцієнт осьового навантаження;

$K_B = 1,8$ – (вібрація) – коефіцієнт безпеки, який враховує вплив динамічного навантаження на довговічність підшипників;

$K_T = 1,05$ (до 125°) – коефіцієнт впливу температурного режиму роботи на довговічність;

$$F_A = \frac{F_r}{2y}, \text{ (Н)} \quad F_A = \frac{1302}{2 \cdot 1.45} = 449 \text{ (Н)} \quad (3.28)$$

$$P = (0.56 \cdot 1302 + 1.45 \cdot 449) \cdot 1.8 \cdot 1.05 = 1449.1 \text{ (Н)}$$

Так, як розбирання вібратора трудомістке і небажане, то вибираємо підшипник з запасом по динамічній вантажопідйомності, радіальний сферичний радіально-однорядний підшипник.

Тип 408 (важка серія) ГОСТ 8338-75

$d_{\text{цапф}} = 40$ (мм)

$c = 50300$ (Н)

$D_k = 110$ (мм)

$C_o = 37000$ (Н)

$B = 27$ (мм)

Перевіряємо довговічність обраного підшипника:

$$L_k = \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 1800} \cdot \left(\frac{50300}{1449.1}\right)^{\frac{10}{3}} = 30900 > 10000 \text{ год} \quad (3.29)$$

3.5 Розрахунок шпонок

Вибір та перевірка шпонки для відомого вала під шестерню

$d_{\text{вед.вала}} = 50$ (мм)

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата	

Обираємо шпонку $b \times h = 16 \times 10$

$l = 24$ (мм); Сталь 45

Перевірка на зминання:

$$\delta_{зм} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot t \cdot l} \quad \delta_{зм} \leq [\delta]_{зм}, \text{ де:} \quad (3.30)$$

$$M_{кр} = \frac{P}{w} = \frac{11.9 \cdot 10^3}{126} = 94 \text{ (Н} \cdot \text{м)} - \text{передаваний крутний момент;}$$

$d = 50 \cdot 10^{-3}$ (м) – діаметр валу під ступи цю шестерні;

$t = 50 \cdot 10^{-3}$ (м) – глибина шпоночного паза на валу;

$l = 24 \cdot 10^{-3}$ (м) – довжина шпонки;

$[\delta]_{зм} = 100$ (МПа) – допустиме навантаження зминання.

$$\delta_{зм} = \frac{2 \cdot 94}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^{-3}} = 30,2 \text{ (МПа)} < 100 \text{ (МПа)}$$

Перевірка на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot B \cdot l} \leq [\tau]_{зр}, \text{ де:} \quad (3.31)$$

$B = 16 \cdot 10^{-3}$ – ширина шпонки;

$[\tau]_{зр} = 87$ (МПа) – допустиме напруження зрізу;

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 94}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^{-3}} = 15,8 \text{ (МПа)} < 87 \text{ (МПа)}$$

Напруження зняття зрізу менше допустимого

Вибір та перевірка шпонки для ведучого валу під шків

$d_{\text{вед.валу}} = 40$ (мм)

Обираємо шпонку $b \times h = 12 \times 8$

$l = 36 \cdot 10^{-3}$ (мм); Сталь 45

Перевірка на зминання:

$$\delta_{зм} = \frac{2 \cdot 96}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 36 \cdot 10^{-3}} = 16,2 \text{ (МПа)} < [\delta]_{зм} \quad (3.32)$$

$$M_{кр} = \frac{P}{w} = \frac{12.1 \cdot 10^3}{126} = 96 \text{ (Н} \cdot \text{м)} - \text{передаваний крутний момент;}$$

Перевірка на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot B \cdot l}; \text{ (МПа)} \quad (3.33)$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №							Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата				

$$\tau_{сп} = \frac{2 \cdot 96}{40 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 36 \cdot 10^{-3}} = 11,1 \text{ (МПа)} < 87 \text{ (МПа)}$$

Напруження зняття і різку менше допустимого.

3.6 Розрахунок пружних елементів

Статична жорсткість амортизатора при зсуві знайдена в загальному розрахунку трамбівки:

$$K = 6,2 \cdot 10^5 \text{ (Н/м)} = 620 \text{ (кН/м)}$$

Вибираємо стандартний амортизатор типу БРМ 104, він буде працювати в резонансному режимі.

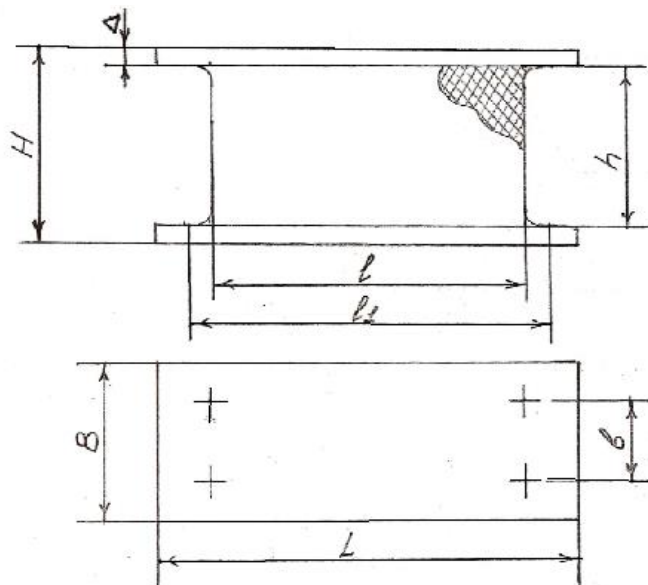


Рис. 3.7 Гумово-металевий амортизатор

S^* - статична жорсткість для гуми марки 1562

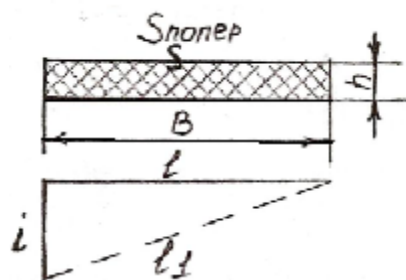


Рис. 3.8 Гумовий елемент

$$1) S = b \cdot b \cdot h$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

$$2) S = \frac{P}{ES} = \frac{(m_{уд} + m_{вібр})g}{E(l_1 - l)} \quad (3.34)$$

Виходячи з (1) і (2) знаходимо b:

$$b = \frac{(m_{уд} + m_{вібр})g}{b \cdot h \cdot E_u + (l_1 - l)} - \text{ширина гумової стрічки;}$$

$$l_1 = \sqrt{x^2 + l^2} - \text{довжина під статичним вантажем;}$$

$$E = l_1 - l = \sqrt{x^2 + l^2} - l - \text{відносне розтягнення;}$$

$$h = 8 \cdot 10^{-3} - \text{товщина стрічки;}$$

$$l = 180 \cdot 10^{-3} - \text{вибрано конструктивно;}$$

$$x \leq 5 \cdot 10^{-3} - \text{прогин ударної частини;}$$

$$E_u = 80 \cdot 10^6 \text{ (Н/м}^2\text{)} - \text{модуль пружності;}$$

$$b = \frac{400 \cdot 10}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 80 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3}} = 0.4 \text{ (м)}$$

Таким чином отримали 4 гумових елемента (180×200 мм)

Виконуємо перевірочний розрахунок на міцність

$$\delta = \frac{P}{S_{про}} \leq [\delta]_p$$

$$[\delta]_p = 8 \text{ Н/мм}^2 = 8 \cdot 10^6 \text{ (Н/м)}$$

$$\delta = \frac{400}{0.2 \cdot 0.18} \cdot 9.81 = \frac{1000 \cdot 10^3}{36} = 2.7 \cdot 10^5 \text{ (Н/м)}$$

$$\delta < [\delta]_p - \text{умови виконано з великим запасом}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №							Арк.
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата				

4. ПАСПОРТ ПРИЧІПНОЇ ГІДРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАМБІВКИ

4.1 Призначення

Вібротрамбівка є причіпним обладнанням до бульдозера Т-130 і призначена для ущільнення ґрунтів в стиснених умовах.

Здатність бульдозера опускати і піднімати трамбівки забезпечує економічність використання їх у роботі.

4.2 Основні технічні характеристики

Таблиця 4.1

№ п/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Значення номінальне
1	2	3	4
1.	Базова машина		Т-130 бульдозер
2.	Товщина ущільнюючого шару ґрунту за один прохід		0,5
3.	Технічна продуктивність - при ущільненні зв'язних ґрунтів; - при ущільненні незв'язних ґрунтів	(м) (м/год)	20 30
4.	Гідромеханічне причіпне ґрунтоущільнююче обладнання		
5.	Тип приводу		Гідравлічний
6.	Частота ударів	1/хв	Не менш 1250
7.	Робочий тиск в гідросистемі	(МПа)	16
8.	Маса ударника	кг	400
9.	Габаритні розміри		
10.	Довжина	(м)	1,5
11.	Ширина	(м)	1,28
12.	Висота	(м)	1,75
13.	Маса трамбовки	(кг)	700
14.	Споживча витрата рідини при максимальній частоті	(л/хв)	120

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№	

Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата	Арк.
-----	-------	------	-------	-------	------	------

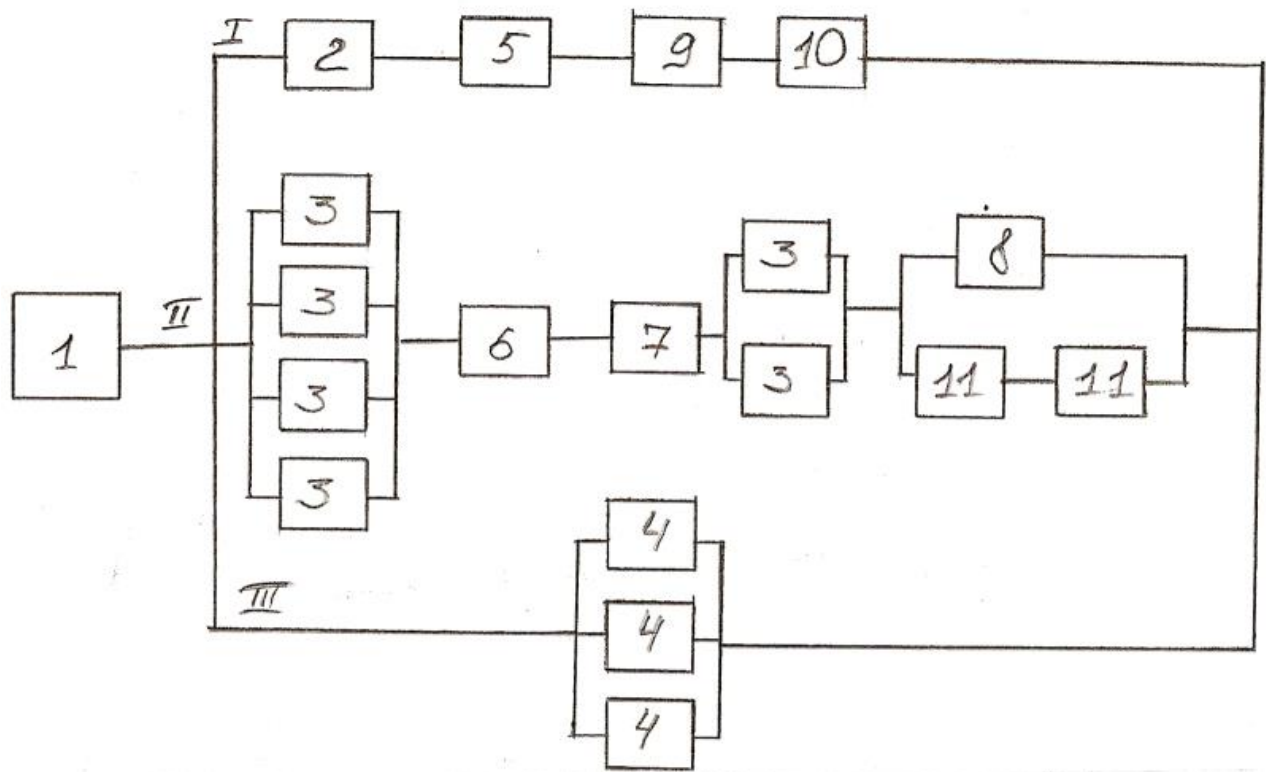


Рис. 5.2 Структурно-логічна схема трамбівки

Складаємо структурно-логічну формулу і визначаємо розрахункове значення гама-відсоткового ресурсу T_{pj} . Формула буде мати вигляд:

$$P(T_{pj}) = [1 - (1 - P_A) \cdot (1 - P_B) \cdot (1 - P_V)] \cdot P_i, \text{ де:}$$

$$P_A = P_2 \cdot P_5 \cdot P_9 \cdot P_{10} = 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 0,656$$

$$P_B = [1 - (1 - P_3) \cdot (1 - P_3) \cdot (1 - P_3) \cdot (1 - P_3)] \cdot P_6 \cdot P_7 \cdot [1 - (1 - P_3) \cdot (1 - P_3)] \times \\ \times [(1 - 0,9)^2] \cdot [(1 - 0,9) \cdot (1 - 0,9)^2] = 0,827$$

$$P_V = 1 - (1 - 0,9)^3 = 0,999$$

$$P(T_{pj}) = [1 - (1 - 0,656) \cdot (1 - 0,827) \cdot (1 - 0,999)] \cdot 0,9 = 0,93$$

При забезпеченні надійності кожної збірної одиниці $P(T_{pj}) = 0,9$ загальна надійність вібротрамбовки $0,93 > 0,8$ прийнятої в машинобудуванні.

Висновок.

Вібротрамбовка має високу (достатню) надійність ремонтоздатність і доступність до деталей, добрі умови огляду деталей для запобігання пошкоджень і відмови.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	

6. ГІДРАВЛІКА

6.1. Вибір гідравлічної рідини та оливи для підшипників вібратора

Так, як гідравлічна трамбівка експлуатується при нормативних температурах, для живлення гідродвигуна 210.13.11 можна застосувати:

Літом – мінеральні мастила з в'язкістю 60 – 70 мм²/с

при температурі 50°С (4 – 50);

Зимомою - мінеральні мастила з в'язкістю 40 – 50 мм²/с

при температурі 50°С (4 – 45; 4 - 30);

мінеральні мастила з в'язкістю 60 – 70 мм²/с

при температурі 50°С (4 – 50);

Мастила, які використовуються в гідросистемі базової машини Т-130 відповідають цим вимогам.

6.1.1. Вибір мастильного матеріалу для підшипників вібратора

Правильно підібрана змаска зменшує знос сепаратора і тіл кочення, зменшує втрати при терті, а також відводить тепло, запобігає корозії, зменшує шум при роботі підшипників.

Для вибору в'язкості змаски користуються номограмою рис. 6.6 [12]. При $d_{\text{цапф}} = 70$ (мм) і частоті обертання $n = 1250$ (об/хв), мінімальна в'язкість масла в робочому стані повинна бути 12 сСт. Так робоча температура масла до 70°С, то в'язкість мастила буде дорівнювати, відповідно номограмі 24 сст. Їй відповідає $\nu - 20$ (17...23 сСт), $\nu - 30$ (27...30 сСт), ГОСТ 20799-75, турбінне 22,3 (20...32 сСт) ГОСТ 9972-74

6.2. Допустимі навантаження на вал гідронасоса

Радіальне навантаження $P_p = F_p \cdot f_1 \cdot f_2$, де:

$F_p = 1500$ (Н) – визначається по таблиці;

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата	

$\delta_B = 400$ (МПа) – тимчасовий тиск на розрив для сталі 20

$$\delta = \frac{14 \cdot 10^6 \cdot 11 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 400 \cdot 10^{-6} \cdot 0.3} = 0.64 \cdot 10^{-3} \text{ (м)}$$

Приймаємо $\delta = 1$ (мм)

Приймаємо для напірної магістралі: труби $d_n = 13$ (мм) з товщиною стінки 1 (мм); для всмоктуючої магістралі: $d_n = 25$ (мм) з товщиною стінки 0,5 (мм) (краще рукав чи гумовий шланг)

Вибір гумових рукавів високого тиску

ТУ 22-4755-80 чи РВД класу Б (1) по ГОСТ 18698-79

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк. № док	Підп.	

7. Техногенна безпека

7.1 Охорона праці

В нашій країні справою особливої важливості являється створення здорових і безпечних умов праці. Тому дуже велику роль в поліпшенні цих умов, зокрема у будівництві, відіграє ефективне використання техніки, застосування сучасних методів ведення будівельно-монтажних робіт, які потребують глибокого інженерного підходу до рішення задач по забезпеченню безпеки праці людей на будівельних майданчиках.

Ущільнення ґрунтів вібротрамбовками та іншими механізмами, на жаль, досить небезпечно впливає на людину, тому що супроводжується вібрацією і шумом.

Функціональні порушення, пов'язані з дією вібрації та шуму на машиніста вібротрамбовка, полягають в погіршенні зору, збільшеній втомлюваності, зміні реакції вістібюлярного апарату, головний біль та запаморочення.

Для зменшення впливу вібрації, яка передаватиметься на базову машину, а значить і на водія, на трамбівку, у місцях кріплення трамбівки до базової машини, передбачається встановлення віброізоляційних амортизаторів. Віброізоляція також встановлюється в місцях кріплення провусин трамбівки до рами. Пропонується встановлення віброізоляційних листів нової форми, що покращить гасіння вібрації за рахунок зменшення площі контактуючих поверхонь.

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які пов'язані з певними станами об'єкту – трамбівки, наприклад, експлуатація, виготовлення, ремонт, зведемо в таблицю 7.1

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів Таблиця 7.1

№ п/п	Фактор	Джерело	Кількісна оцінка	Норматив
1	2	3	4	5
1.	Підвищений рівень вібрації на робочих місцях	Коливання трамбівки	Категорія 3 технологічного процесу типу "В" Рівень віброприскорення, L_a м./с ² , дБ Рівень	СН 3044-84 ГОСТ 12.1.012-90 ДНАОП 0.00-1.31-99 ДСанПН 3.3.2.007-98

Зам.інв.№	Підпис і дата	Інв.№ ор.							Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата	

2.	Підвищений рівень шуму на робочому місці/робочих приміщень	Будівельні машини і обладнання	Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L_p дБа / дБАекв Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L_p дБа / дБАекв	ГОСТ 28100-89 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСН 3.3.6.042-99 СН 3223-85 ГОСТ 12.1.003-88 ССБТ ДСТУ 2325-93 ГОСТ 23426-79 ДСН 3.3.6.037-99 СН 3077-84
3.	Недостатній рівень освітленості на робочому місці та в приміщенні	Природне і штучне освітлення	КПО, % Нормований рівень освітлення на робочому столі в зоні розташування документів Е, Лк	ДБН В.2.5-28-2006 ГОСТ 12.1.046-85
4.	Опроміювання зварювальною дугою	Зварювальна дуга при виконанні зварювальних робіт		ГОСТ 12.2.03-75 ГОСТ 17779-72 ГОСТ 12.02.01 0-75
5.	Небезпека ураження електричним струмом, замикання через тіло людини: - промислові; - атмосферні;	Будівельні машини і обладнання, електрообладнання і освітлення приміщення та робочих місць Робоче обладнання, освітлювальні і силові мережі Грозовий роз-	Мережі електроживлення і освітлення Допустимі, U, V $F, Гц$ I, A I, A U, V $F, Гц$ U, V $N, 1/рік$ I, A	ГОСТ 12.1.045-84 ВСН 59-88 ГОСТ 12.1.006-84 ДНАОП 0.00-1.31-99 ДНАОП 0.00-1.21-98 ГОСТ 12.1.030-81 ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ ПУЕ, ПТЕ НПАОП

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №

Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата

Арк.

	- статична електрика	ряд, блискавка Будівельні машини і обладнання	U, В	401.-1.21-98 ДНАОП 1.1.10-1.07-01 РД 34.21.122-87
6.	Опіки від розбризкування гарячого металу	Газо- або електрозварювання корпусу або ущільнюючої плити		СНіП III-4-80
7.	Отруєння шкідливими газами	Газо-, електрозварювання		СНіП III-4-80
8.	Пожежна безпека Вибухонебезпека	Коротке замикання електрообладнання будівельних машин та освітлення приміщень. Попадання блискавки. Підвищення температури	Категорія вибухопожежонебезпеки будівель Ступінь вогнетривкості будівель Т, °С	ДБН В.1.1.-7-2002 СН 512-78 СНіП 2.04.09-84 СниП 2.01.02-85 ГОСТ 12.1.004-076 ССБТ НАПБ А.01.001-2004 НАПБ Б.01.004-2000 ДСТУ 22-72-93 ДСТУ 2273-93 ДБНВ.2.5-13-98* СТ СЭВ 383-87

Розрахунок віброізоляції гідравлічної трамбівки.

В інженерній практиці часто приходиться розробляти заходи по зменшенню вібрації на шляхах її розповсюдження від джерела вібрації. Послаблення шкідливих вібрацій можливе: віброізоляцією. Застосуванням віброгасячих основ, динамічних гасників вібрації та вібропоглинанням. Ефективним способом “боротьби” з вібрацією ж віброізоляція разом із віброгасячими основами. Показни-

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

ком ефективності пасивної віброізоляції є коефіцієнт передачі μ , який показує, яка частка динамічної сили, яка збуджується машиною, передається через амортизатори на основу. Тож спробуємо розрахувати віброізоляцію гідравлічної вібротрамбовка. Трамбівка діє на ґрунт, що ущільнюється, з частотою від 20 до 50 Гц. Відповідно, з такою ж самою частотою ці коливання передаються на базовий трактор і на водія. Тому без застосування віброізолюючий амортизаторів не можна обійтись.

На даній машині застосована віброізоляція: в місцях кріплення балок механізму підйому трамбівки до провусин (1), між пальцем і провусиною, в місці кріплення нижньої балки механізму підйому до трамбівки (2), між пальцем та балкою. В середині трамбівки, між рамою та провусинами встановлені три квадратні гумові листи спеціального профілю для поліпшення віброізоляції (3) (Рис.6.1.)

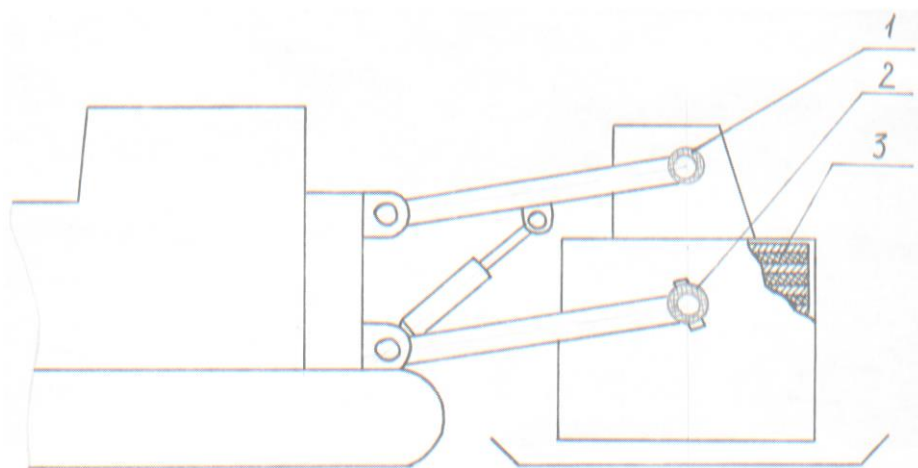


Рис. 7.1. Схема до розрахунку віброізоляції: 1,2,3 – місця встановлення віброізоляції

Припустима середньоквадратична швидкість робочого місця $V_d = 0,0015$ м/с для частоти коливань $f = 20$ Гц.

Швидкість ущільнюючої плити вібротрамбовка після удару за розрахунком

$$V_{пл} = 0,528 \text{ м/с}$$

Визначимо коефіцієнт передачі для створення на віброізолюваній плиті задовільних вібраційних умов

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
			Зм.	Кільк	Арк.	№ док	

$$\mu = \frac{V_d}{V} \text{ м/с, де}$$

V_d – допустима середньоквадратична швидкість, м/с;

V – швидкість ущільнюючої плити після удару, м/с

$$\mu = \frac{0,0015}{0,528} = 2,84 \cdot 10^{-3}$$

Визначаємо основну частоту перекидаючого моменту

$$f_{n.m} = \frac{1,5 \cdot n}{60}$$

$$f_{n.m} = \frac{1,5 \cdot 1200}{60} = 30 \text{ Гц}$$

Визначаємо необхідну власну частоту рами трамбівки і базової машини

$$f_{в.л.ч} = \frac{f_{g/v}}{a} = \frac{30}{4,3} = 6,98 \text{ Гц}$$

За СТ СЕВ 2602-80 для власної частоти 6,98 Гц максимальна амплітуда коливань рами базової машини $6,25 \cdot 10^{-4}$ м.

Визначаємо динамічну жорсткість амортизаторів у вертикальному напрямку

$$C_z = m \cdot \omega^2, \text{ де}$$

$m = 3811,5$ кг – маса трамбівки;

$\omega = 2\pi \cdot f$ – колова частота коливань, с^{-1}

$$C_z = 3811,5 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 20)^2 = 2782227 \text{ Н/м}$$

Знаходимо фактор форми амортизатора

$$\Phi = \frac{S_n}{S_g} = \frac{D}{4 \cdot l} = 0,5 \dots 0,8, \text{ де}$$

S_n – навантажена площа амортизатора, м^2 ;

S_g – вільна площа амортизатора, м^2 ;

D – діаметр циліндричного амортизатора, м;

l – товщина гумового шару, м

Статична жорсткість амортизаторів

$$C_z^\Sigma = \frac{C_z}{\alpha}, \text{ де}$$

α – коефіцієнт, $\alpha = 1,3$;

$$C_z^\Sigma = \frac{2782227}{1,3} = 2140175 \text{ Н/м}$$

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

Амортизатор на направляючій та сума чотирьох амортизаторів – два в проушинах зверху і два у нижніх балках механізму підйому, - працюють послідовно при гасінні коливань.

Зробимо так, що жорсткість перших дорівнює C_1 , а інших – $C_2/1,5$, тоді

$$\frac{1}{C_Z^{\Sigma}} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} = \frac{1}{1,5C_2} + \frac{1}{C_2} = \frac{2,5}{1,5C_2}$$

$$C_2 = \frac{2,5 \cdot C_Z^{\Sigma}}{1,5} = 3566958 \text{ Н/м}$$

$$C_1 = 1,5 \cdot 3566958 = 5350437,5 \text{ Н/м}$$

Розраховуємо основні розміри амортизатора на направляючій: знайдемо спочатку деформацію амортизатора під впливом ваги машини

$$\Delta h = \frac{m \cdot g}{C_2}, \text{ де}$$

$m = 3811,5 \text{ кг}$ – маса трамбівки;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$C_2 = 3566958 \text{ Н/м}$ – жорсткість амортизаторів у проушинах і балках.

$$\Delta h = \frac{3811,5 \cdot 9,81}{3566958} = 0,01048 \text{ м}$$

Визначимо мінімальну висоту амортизатора

$$h_{\min} = \frac{\Delta h}{0,15}$$

$$h_{\min} = \frac{0,01048}{0,15} = 0,0698 \text{ м} = 0,07 \text{ м}$$

Площа поперечного перерізу амортизатора

$$A \leq \frac{6(G_Z^{\Sigma} \cdot h)}{G \cdot (1 + \Phi^2)}, \text{ де}$$

$h = 0,07 \text{ м}$ – мінімальна товщина амортизатора;

$G = 5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ – твердість гуми;

$\Phi = 0,8$ – фактор форми амортизатора

$$A \leq \frac{6 \cdot 3566958 \cdot 0,07}{5 \cdot 10^5 \cdot (1 + 0,8^2)} \leq 1,827 \text{ м}^2$$

Амортизатор має форму квадрата, тому сторона буде дорівнювати

Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №					Арк.
Зм.	Кільк.	Арк. № док.	Підп.	Дата			

$$a \leq \sqrt{A}$$

$$a \leq \sqrt{1,827} \leq 1,35 \text{ м}$$

Приймаємо розміри амортизатора: 1100x1100, висота одного амортизатора 0,05 м.

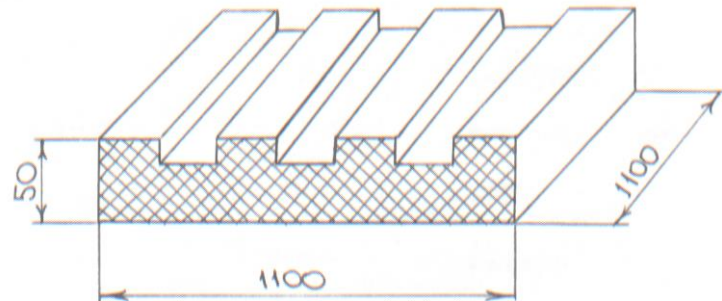


Рисунок 7.2. Схема розмірів розрахованого амортизатора.

Визначимо розміри амортизаторів у провушинах:

$$C_1 = 5508848 \text{ Н/м}$$

На один амортизатор виходить

$$C = C_1/4$$

$$C = \frac{5350437,5}{4} = 1337610 \text{ Н/м}$$

Деформація одного амортизатора під дією сили ваги

$$\Delta h = \frac{m \cdot g}{n \cdot c}, \text{ де}$$

$n = 4$ – кількість амортизаторів

$$\Delta h = \frac{3811,5 \cdot 9,81}{4 \cdot 1337610} = 6,98 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Мінімальна висота амортизатора

$$h = \frac{\Delta h}{0,15}$$

$$h = \frac{6,98 \cdot 10^{-3}}{0,15} = 0,047 \text{ м}$$

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

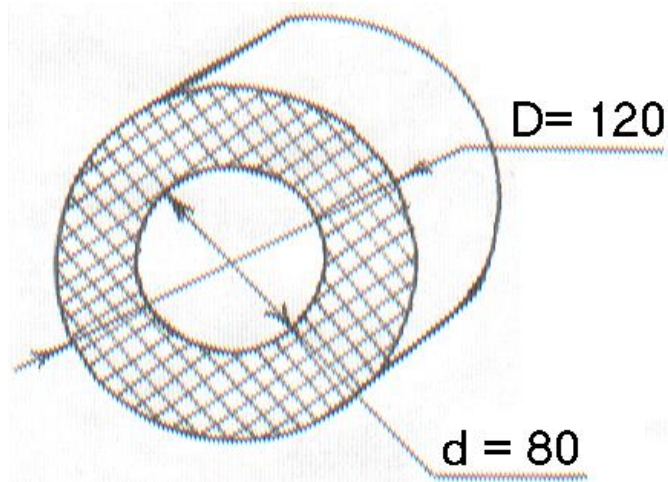


Рисунок 7.3. Схема амортизатора в провушині.

Ширину гумового циліндру приймаємо: $b = 45$ мм

Таким чином, на основі зроблених розрахунків, можна зробити висновок, що:

- впровадження розрахованих гумових амортизаторів (на каучуковій гумовій основі №3311 з твердістю $5 \cdot 10^5$ Па за ГОСТ263-75) забезпечить необхідну межу частоти, амплітуди та віброшвидкості.

Для ефективної віброізоляції в межах частот близько 20 Гц власна частота коливань пасивної системи повинна бути близько 1 Гц, статичне переміщення сидіння водія досягає 25 мм. Для забезпечення додаткової віброізоляції я пропоную встановити на базову машину віброізоляційне сидіння з дисипативним амортизатором.

7.2 Пожежна безпека

Пожежна безпека - стан об'єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення та розвиток пожежі і впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей. Правовою основою діяльності в області пожежної безпеки є Конституція, Закон України «Про пожежну безпеку», закони, постанови Верховної Ради України, укази і розпорядження Президента, постанови і розпорядження

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

Президента, постанови і розпорядження Кабінету Міністрів України, рішення органів державної виконавчої влади, місцевого і регіонального самоврядування, прийняті в межах їх компетенції.

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

Пожежна профілактика

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

Начальники цехів, опоряджувальних ділянок (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

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

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), 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 (трактор) або за кермом.

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

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

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

Пожежа в транспорті (екскаватора) 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 (трактора), 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, 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.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

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. 7.4) 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;

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№док	Підп.	Дата				

Вогнегасники вуглекислотні (ОУ):

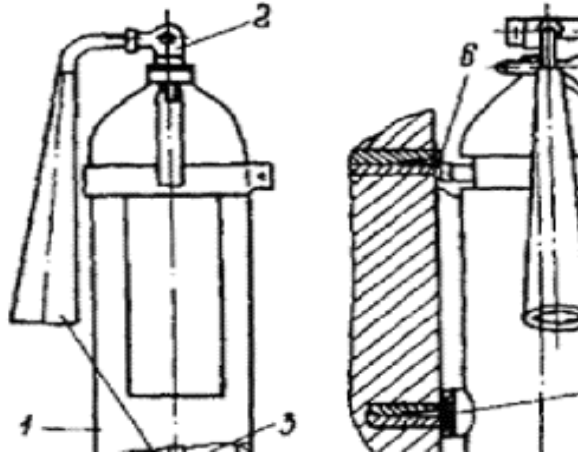


Рис. 7. 4 Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5 (ОУ-8)

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

Трактор повинен бути укомплектований вуглекислотним вогнегасником.

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

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№							Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата				

Список використаних джерел

1. В.И. Анурьев «Справочник конструктора машиностроителя» том1 Москва «Машиностроение» 1982г.
2. В.И. Анурьев «Справочник конструктора машиностроителя» том3 Москва «Машиностроение» 1982г. – 576с.
3. В.К. Свинников «Станочные гидроприводы» Москва «Машиностроение» 1988г.
4. Н.С. Болотських «Машины для строительно – монтажных работ » Киев «Будівельник» 1993г – 344с.
5. С.А. Чернавский «Курсовое проектирование деталей машин» Москва «Машиностроение» 1987г – 416с.
6. Г.Б. Иосилевич «Детали машин» Москва «Машиностроение» 1988г – 368с.
7. Р.В. Корастошевський «Подшипники качения: справочник - каталог» Москва «Машиностроение» 1984г.
8. Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец «Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей» Киев «Вища школа» 1985г –168с.
9. И.И. Гальдин «Основные сведения по технической механике» Москва «Высшая школа » 1980г – 80с.
- 10.М.И. Бать «Теоретическая механика в примерах и задачах» том 2 Москва «Наука» 1968г – 624с.
- 11.А.М. Михайлов «Сопротивление материалов в примерах» Москва «Высшая школа» 1971г – 480с.
- 12.Р.С. Кипасошвили «Сопротивление материалов» Москва «Наука» 1965г – 386с.
- 13.М.С. Мовнин «Детали машин» Ленинград «Судостроение» 1972г – 360с.
- 14.Л.Є. Пелевін «Методичні вказівки до курсових робіт з дисципліни (Гідравліка. Гідромашини і гідропривід)» Київ 1993р. КІБІ – 78с.

Інв.№ ор.	Підпис і дата	Зам.інв.№					Арк.
Зм.	Кільк	Арк.	№ док	Підп.	Дата		

