КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
_____ д.т.н., проф. Назаренко І.І.

“___” _____ 2023 року

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

на тему : **Логістика застосування і створення гідравлічної трамбівки.**

Виконав: студент 4 курсу, групи ІЛС-41
Спеціальність 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Інженерія логістичних систем»

Горобчук Богдан Юрійович

(прізвище, ім’я та по-батькові)

Керівник Свідерський Анатолій Тофілійович
(прізвище та ініціали)

к.т.н., професор
(вчене звання, науковий ступінь)

м. Київ - 2023 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до дипломного проекту

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

на тему : **Логістика застосування і створення гідравлічної трамбівки.**

Виконав: студент 4 курсу, групи ІЛС-41
Спеціальність 131 «Прикладна механіка»

Освітня програма «Інженерія логістичних систем»

Горобчук Богдан Юрійович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

Керівник Свідерський Анатолій Тофілійович

(прізвище та ініціали)

к.т.н., професор

(вчене звання, науковий ступінь)

м. Київ - 2023 р.

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

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"

Освітня програма "Інженерія логістичних систем"

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри МОТП
_____ /д.т.н., проф. І.І. Назаренко/
" 27 " грудня 2022 року

З а в д а н н я
на дипломний проект студенту
Горобчуку Богдану Юрійовичу

(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: **Логістика застосування і створення гідравлічної трамбівки.**

керівник проекту: Свідерський Анатолій Тофілійович, кандидат технічних наук, професор.

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

Затверджені наказом ректора КНУБА № 1949/2від від 15.12 2022 року

2. Строк подання студентом проекту 27 травня 2023 року.

3. Вихідні дані до проекту:
Всі дані до розробки конструкції навісного обладнання базової машини отримати на переддипломній практиці на основі огляду та аналізу існуючих вібраційних машин для ущільнення будівельних сумішей.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що необхідно розробити): Вступ. Огляд та аналіз існуючих конструкцій віброущільнюючих машин машин. Загальні розрахунки. Розрахунки на міцність деталей та вузлів. Техногенна безпека.

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.

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

6.Консультанти розділів проекту

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

7.Дата видачі завдання 27 грудня 2022 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1.	Огляд та аналіз існуючого устаткування. Загальні розрахунки.	22 березня 2023р.	25%
2.	Креслення загальних видів. Розробка та розрахунок вузлів.	19 квітня 2023р.	50%
3.	Розрахунки та робочі креслення деталей.	17 травня 2023р.	75%
4.	Техногенна безпека. Рецензування. Попередній захист.	31 травня 2023р.	100%

Студент _____ Горобчук Б.Ю.
(підпис)

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

.

Зміст

Вступ 8

РОЗДІЛ І АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ В СТИСЛИХ УМОВАХ 10

1.1 Класифікація машин для ущільнення будівельних сумішей у стислих умовах 10

1.2 Огляд конструкцій та характеристик вібротрамбівок та віброплит 10

1.3 Вібротрамбівки провідних закордонних виробників. 19

1.4 ЛОГІСТИКА ВИКОНАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ ІЗ УРАХУВАННЯМ УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТУ 22

1.4.1 Склад робіт 22

1.4.2 Технологія ущільнення ґрунту машинами вібраційної дії 28

1.4.3 Вибір технологічної схеми та основного обладнання установки 29

1.5. Аналіз і висновки. 31

2. РОЗДІЛ 2. ОПИС НАВІСНОГО ГРУНТОУЩІЛЬНЮВАЧА. 33

2.1. Паспортні дані 33

2.2 Конструктивна схема машини. 35

2.3 Опис роботи машини. 36

РОЗДІЛ 3. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК МАШИНИ. 38

3.1 Визначення технічних параметрів і характеристик трамбівки. 38

3.2 Розрахунок основних параметрів гідроциліндра приводу. 41

3.3 Загальний розрахунок гідросистеми. 44

РОДІЛ 4 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ. 55

4.1 Розрахунок елементів приводу подачі робочої рідини до гідроциліндру. 55

4.2 Розрахунок штока на стійкість. 61

4.3 Розрахунок золотника на кручення. 63

4.4 Вибір підшипників. 63

4.5 Розрахунок вала гідророзподільника на міцність. 66

4.6 Розрахунок механізму піджиму пружин. 78
4.7 Розрахунок показників надійності віброударної трамбівки на стадії проектування. 80
РОЗДІЛ 5 ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА 82
5.1 Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів. 82
5.1.1 Розрахунок віброізоляції гідравлічної трамбівки. 85
5.2 Пожежна безпека 89
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 94
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 95
ДОДАТКИ 97

ВСТУП

Ущільнення грунтів в будівництві все ще залишається досидь серйозною проблемою. Зростаючі потреби що пред′являються до будівеельних об′єктів і споруд, підштовхують спеціалістів і конструкторів до пошуків і створення нових ефективних ущільнюючих машин. Традиційно використовуємі причіпні катки і віброкатки, віброплити, самохідні катки і самопересувні віброплити, ручні ущільнюючі засоби стають або практично непридатними, або малоефективними із-за низької продуктивості, викликаної різними факторами.

Тому на перший план висунулись розробки і створення навісного обладнання на одноковшові універсальні гідравлічні екскаватори різної потужності. Це дозволило створювати установки з високим ступенем мобільності, знижити рівень шуму, ущільнювати горизонтальні і похилі площини, що передумовило його переважне використання в будівництві при ущільненні грунтів в стиснених умовах.

Вчені і конструктори, поставивши перед собою мету: створення окмпактної іміцної структури грунту, здатної в подальшому ефективно опиратися експлуатаційним і кліматичним впливам, - вели пошуки в різних напрямках, що виразилось в створенні цілого ряду ущільнюючих машин, які мали свої переваги і свої недоліки, але дозволивши зробити загальні позитивни висновки: реалізація навісного обладнання будь-якого “чистого метода” ущільнення (укочування, вібрування, вібротрамбування, трамбування, тощо) – не призводить до бажаного результату.

Вийти з положення можна лише реалізуючи на навісному обладнанні комбінований метод, тобто, широко використовуючи переваги ударно – вібраційного і поліфазного режимів. Існуючі гідромолоти, ущільнюючі грунт комбінованим методом, незважаючи на достатню ефективність все ж виявились непозбавленими срйозних недоліків. Створені для зовсім іншої мети і перенесені в іншу область застосування, вони вже несли принципову помилку в підході до ущільнення грунту.

Тому в даній роботі проводиться огляд і аналіз існуючого грунтоущільнюючого обладнання, можливого його застосування. І саме

головне, проводиться розробка навісного гідравлічного віброударного обладнання. При цьому на ряду з високими експлуатаційними характеристиками особливу увагу приділено простоті і надійності розроблюваного обладнання.

РОЗДІЛ І АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ В СТИСЛИХ УМОВАХ

1.5 Класифікація машин для ущільнення будівельних сумішей у стислих умовах

Наявність багатьох типів таких машин пов'язана з різноманітним органічним вмістом та фізико – механічними властивостями грунтів, вимогами до ущільнення , умовами його проведення , масштабами та організацією робіт .

Класифікують машини для ущільнення будівельних сумішей у стислих умовах за наступними домінуючими ознаками :

1) за характером взаємодії робочого органу з ущільнюючим середовищем :

а) машини статичної дії :

- *пресуючі* ;
- *укочуючі* ;

б) машини динамічної дії :

- *вібраційні* ;

2) за способом пересування та встановлення :

а) самопересувні (пересуваються завдяки нахиленому напрямку їх " стрибків " – самопересувні вібраційні плити та трамбівки) ;

б) самохідні (пересуваються за допомогою коліс , гусениць та ведучих вальців – самохідні катки) ;

в) причіпні (що буксуються на гачку тягача – причіпні катки) ;

г) навісні (підвішуються на кронштейнах тягача – навісні вібраційні плити).

3) за видом та характером робочого органу :

а) трамбівки ;

б) катки .

1.2 Огляд конструкцій та характеристик вібротрамбівок та віброплит

Основною характеристикою, що визначає трамбовку приймається її можливість застосування в стислих умовах ущільнення ґрунтів.

У тих важкодоступних місцях проведення земляних робіт, де недостатньо простору для використання самопересувних плит чи котків використовуються навісні вібраційні машини на крани та екскаватори. Ущільнення підкосів високих насипів і конусів мостів є важливою технологічною задачею по забезпеченню їх стійкості, особливо в період будівництва та початку експлуатації дороги, коли природні укріплення (посів трав) ще не відбувся або не проявив свої властивості, а такі фактори як дощ, сніг, вітер можуть суттєво пошкодити частину насипу, якщо він не ущільнений. Спеціальних машин для ущільнення підкосів сьогодні немає, тому використання навісних ущільнюючих машин є не замінним у будівництві.

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

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

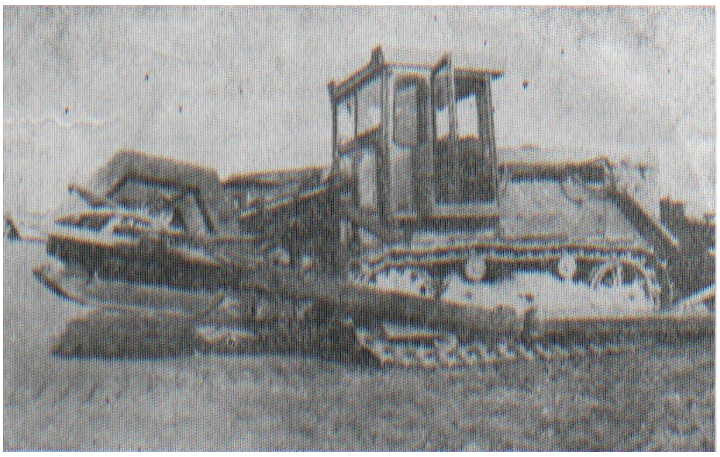


Рис. 1.1. Трамбівка Уральського електромеханічного інституту

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.

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.1.2) та шківами 10.

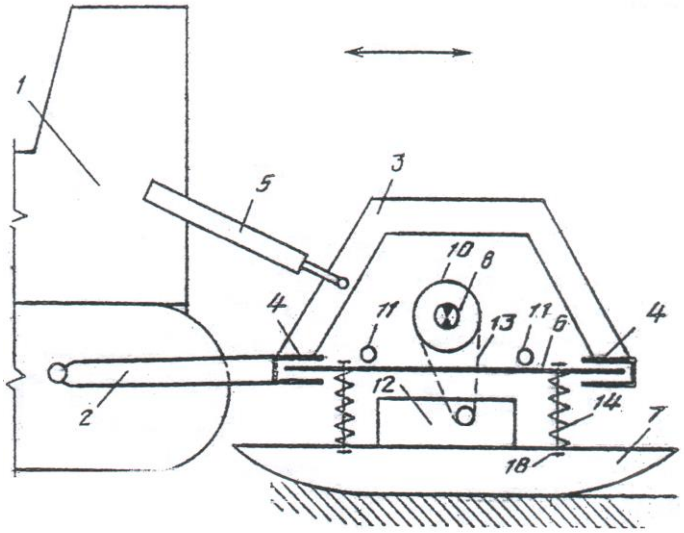


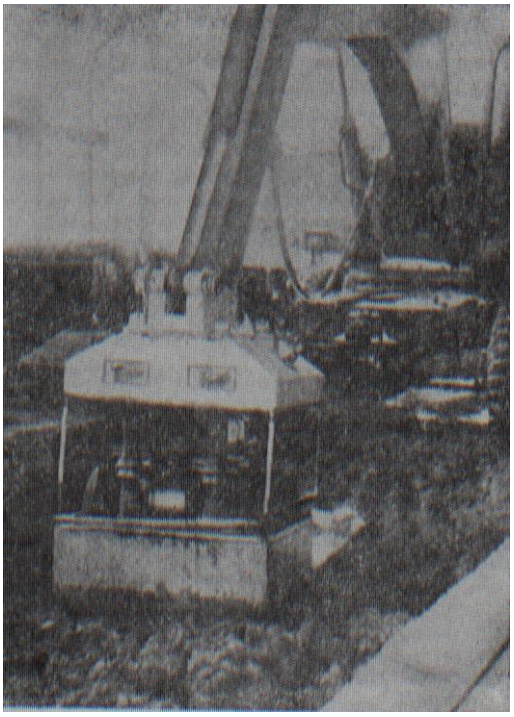
Рис. 1.2. Конструктивна схема трамбівки

Для висування платформи в боки є гідроциліндри 11. Робочі плити 7 мають віброелементи 12, з'єднані пружною передачею 13 із шківами 10. Платформа 6 знаходиться на пружних елементах, які виконані у вигляді вільно встановлених пружин 14. Пружини, надіті на патрубки 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.

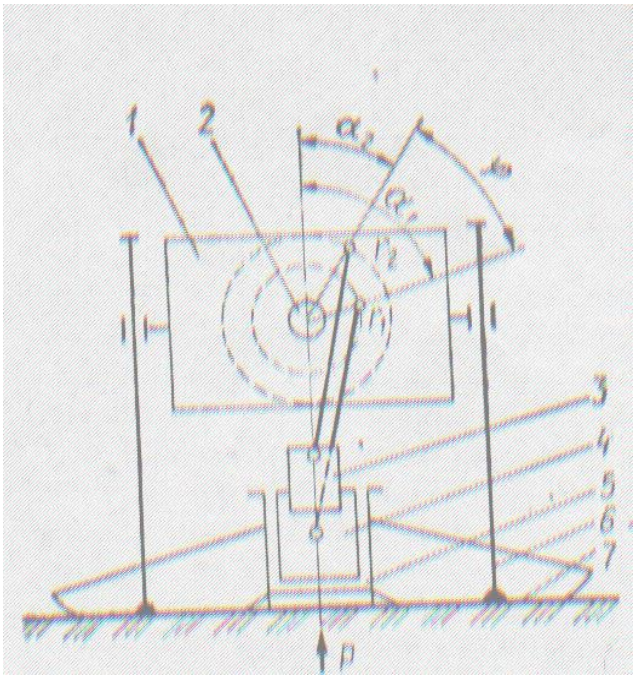
Навісна гідравлічна вібротрамбовка використовується у стиснених умовах для ущільнення зв'язаного та незв'язаного ґрунтів з різними фізико-механічними властивостями.

Вібраційна трамбівка ВТН-80

Навісна вібраційна трамбівка ВТН-80 з гідравлічним приводом та кривошипно-шатунним збуджувачем коливань СКБ "Будмеханізація" міста Володимир (рис.1.3).



а)



б)

Рис. 1.3 Вібраційна трамбівка ВТН-80:

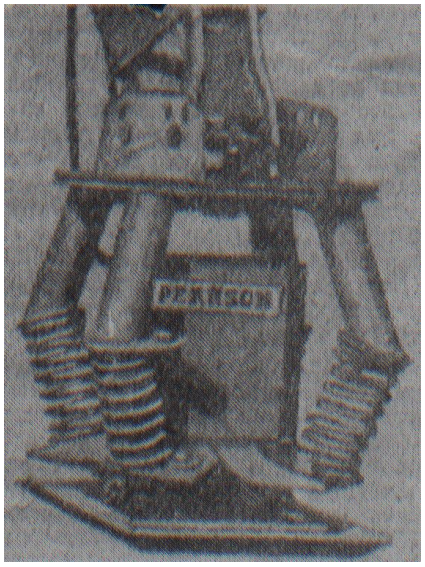
а) – загальний вигляд; б) – конструктивна схема

Вібротрамбовка містить шабот 7 з направляючими 6, на яких через пружні елементи закріплено корпус 1 з гідромеханічним приводом та кривошипно-шатунним механізмом 2. На кривошипному валу розташовані поршні 3, 4 з шатунами.

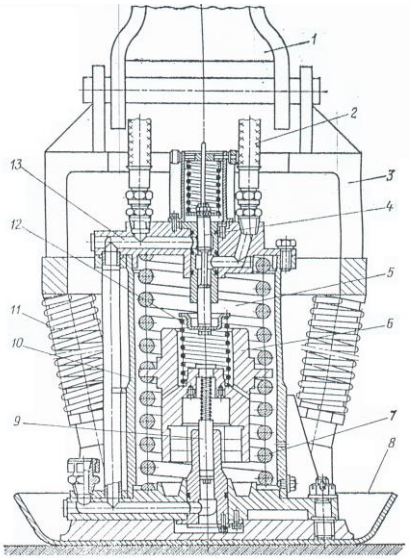
Машина відрізняється від попередньої кількістю ударних мас (3 поршні), які шарнірно закріплені на приводному валу і забезпечують кращу ефективність ущільнення. Це досягається підбором параметрів: φ - відносного зсуву фаз між ударними поршнями, α - кута відносного положення кривошипа в момент удару, ω - частоти обертання валу та величини зусилля привантажа.

Навісна трамбівка фірми “PEARSON” (Англія)

Представляє собою двомасну конструкцію з автоколивальним ГВМ з пружним зворотним зв’язком (рис.1.4). Реалізує низькочастотний вібраційний режим.



а)



б)

Рис. 1.4 Навісна трамбівка фірми “PEARSON” :

а) – загальний вигляд; б) – конструктивна схема

Представляє собою двомасну конструкцію з автоколивальним ГВМ

Причіпна 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.1.5), 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 трамбуючим 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 сідла шариковим запірним елементом 16, гідроакумуляторів 17 і зворотнього клапана 8.

Підторцева порожнина 19 з’єднана з напірною магістраллю 9 та гідролінією 20, каналом 21 із штоковою робочою порожниною 12. Зв’язок порожнини із зливною розточкою 22 перекритий пружно піджатим кульковим запірним елементом.

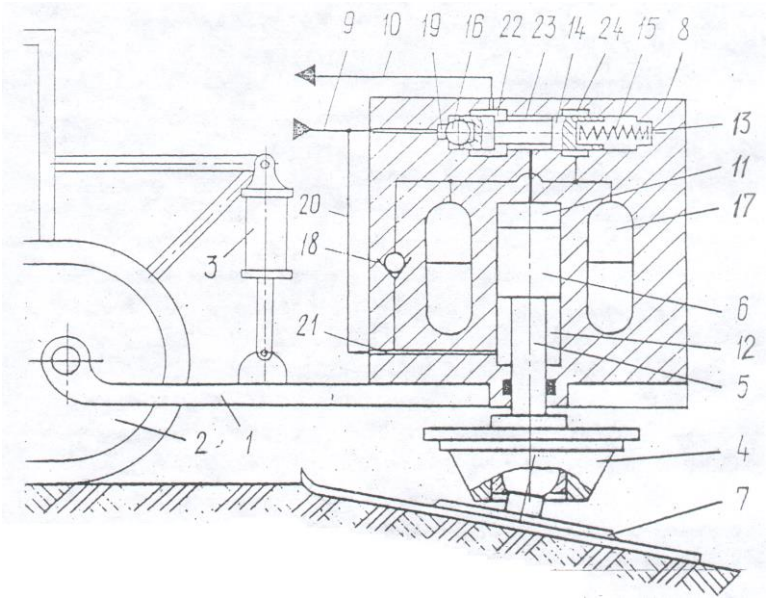


Рис. 1.5 Причіпна гідроінерційна вібротрамбовка

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.

Гідроінерційна вібротрамбовка

Гідроінерційна вібротрамбовка вміщує направляючі колони 1,2, закріплені у верхній 3 та трамбуючій плиті 4, інерційну масу 5, встановлену на пружні опори 6. В центральній порожнині інерційної маси 5 розташований гідророзподільний апарат, складений із плунжера 7, притиснутого пружиною 8 до кулькового запірного елементу 9, який притиснутий до сідла штовхача 10. Штовхач має повздовжні лиски і взаємодіє з упором 11, який встановлений з можливістю переміщуватись.

На трамбуючій плиті 4 жорстко закріплена шайба 12, пов’язана за допомогою крепіжного з’єднання з обмежувачем 13, розташованим співвісно з упором 11. Робочі порожнини 18,19 пов’язані з додатковою розточкою 20, яка виконана в центральній порожнині інерційної маси, отворами 21, 22, а також за допомогою отвору 22 з’єднані з підторцевою порожниною 24 плунжера 7.

Розточка 20 через лиски штовхача 10 сполучена із підклапанною порожниною кулькового запірного елемента 9 (рис. 1.6).

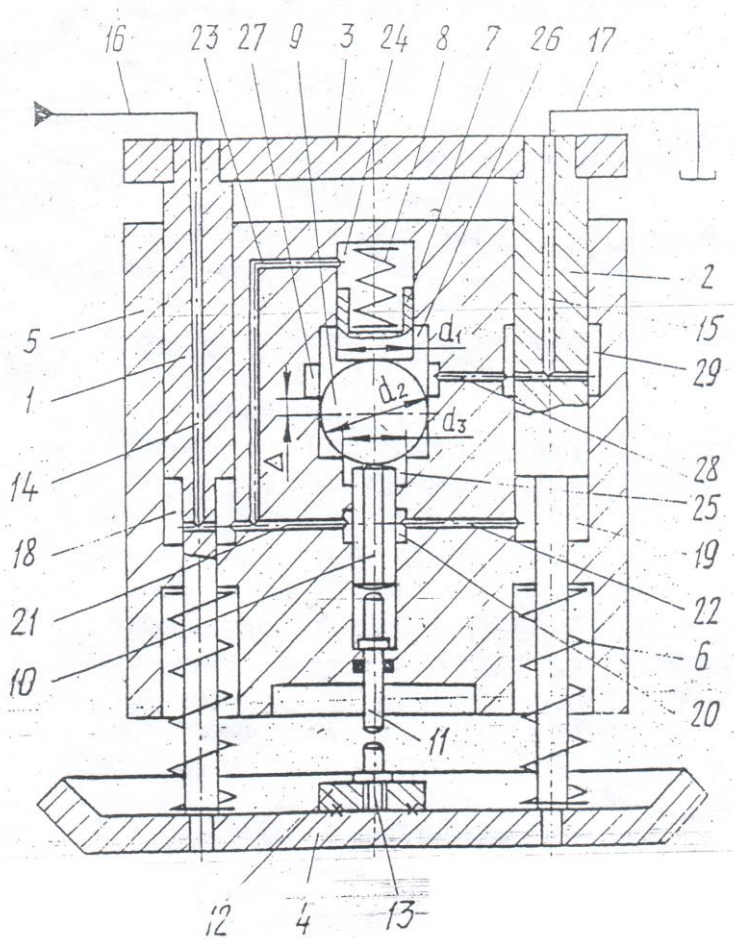


Рис. 1.6 Гідроінерційна вібротрамбовка

Трамбівка має такі переваги:

Незалежність керування основними параметрами – частотою силових імпульсів та їх енергією. Можливість плавно регулювати частоту і амплітуду імпульсів у широкому діапазоні при використанні насоса постійної продуктивності.

Гідропневмоударна трамбівка

Гідропневмоударна трамбівка (Рис. 1.7) складається з робочого органу 1, який в свою чергу складений з корпусу, в якому розташований бойок 9, утворюючий з корпусом порожнину 10 взвода бойка і порожнину управління 11, інерційного елемента 12, утворюючого з корпусом поясками 13 і 14 порожнину взвода інерційного елемента і порожнину 16 управління відкриттям золотника. Присутні також блок 3 управління пересуванням трамбівки, силовий циліндр 4, в корпусі якого виконана проточка з отвором 5, причому циліндр

шарнірно з’єднаний з блоком 3 і трамбуючою плитою 6, яка через шабот 7 шарнірно з’єднана з робочим органом 1. На трамбуючій плиті змонтований кінцевий вимикач 8. Інерційний елемент 12 і верхня частина бойка 23 утворюють порожнину пневмоакумулятора 24, а корпус 2, бойок 9, інерційний елемент 12 – зливну порожнину 25. Для підводу і відводу робочої рідини є напірна 27 та зливна 28 магістралі. Паралельно зливної магістралі біля блока 19 керування встановлений регульований дросель 29. Для сполучення порожнин є з’єднувальні трубопроводи 30-32. В корпусі 2 є аксіальна проточка 33, напірні 34, 35, зливні 36, 37 отвори, а також отвори 38-44 для подачі робочої рідини.

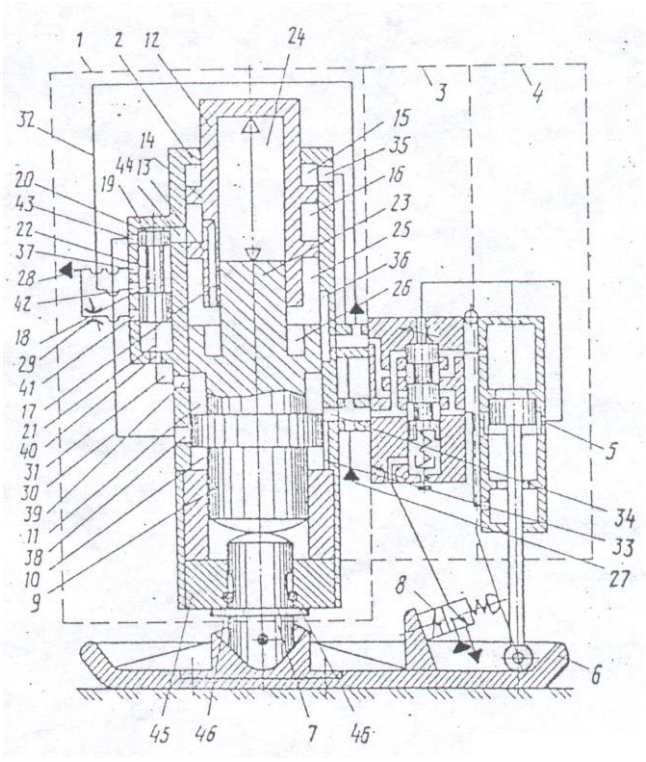


Рис. 1.7 Гідропневмоударна трамбівка

В корпусі 2 жорстко встановлена напрямляюча втулка 45, по поверхні якої спряжений шабот 7, причому пальці 46 обмежують рух шабота 7 і корпуса 2 один відносно другого. Блок з керування пересуванням трамбівки складається із корпуса 47, розділеного золотником 48 на золотникову 49, надзолотникову 50 і дві проміжні порожнини 51, 52. Каналом 55, який має регулюючий дросель 56 і гнучким трубопроводом 57 золотникова порожнина 49 з’єднана з кінцевим вимикачем 8. Надзолотникова порожнина 50 через канал 58 та трубопровід 59 з’єднується проточкою з отвором 5 силового циліндра 4, причому в каналі встановлений регульований дросель 60. Напірна магістраль через канал 64

з’єднана з надпоршневою порожниною 65 силового циліндра і каналом 66 та трубопроводом 32 із зливною магістраллю.

Таким чином, при зміні ступеня ущільнення ґрунту частота ударів змінюється таким чином, що чим більший опір ґрунту, тим менша частота ударів, і навпаки.

Гідравлічна віброударна трамбівка КІБІ

Гідравлічна трамбівка представляє собою автоколивальний контурний гідравлічний вібратор з пружним механічним зворотним зв’язком між золотником і робочим органом. Застосовується трамбівка для ущільнення зв’язаних та незв’язаних ґрунтів в умовах будівельного майданчика. Реалізує вібраційний та віброадарний режими.

Трамбівка складається з корпусу 1 (рис. 1.8), в якому на направляючих 2, 3 розміщені пружини 4, 5.

На пружинах встановлена інерційна маса 6. На її нижній частині болтом 7 жорстко закріплений ударник 8 із гумовим буфером 9. Інерційна маса через шарнірний пристрій 10 з’єднана із штоком 11 гідроциліндру 12, жорстко закріпленого в корпусі. З корпусом пружинами 13, 14 з’єднана трамбуюча пли та 15. У верхній частині корпуса знаходиться віброізолюючий пристрій 16, який захищає базову машину від вібрації. Напірна порожнина штока з’єднана трубопроводом 18 з гідро розподільником 19 гідравлічного керування, який складений із корпуса 20 золотника 21, зворотної пружини 22. Камера управління 23 з’єднана з напірною порожниною трубопроводом 24 через керований дросель 25. Паралельно дроселю в трубопровід під”єднаний зворотний клапан 26. Магістраль 27 з’єднує гідророзподільник 19 з акумулятором 28, вони з’єднані паралельно з напірною гідромагістраллю базової машини. Переваги трамбівки – автоматичне налаштовування на оптимальний режим роботи. Недолік – залежність режиму роботи від жорсткості пружин золотника, обмеження по частоті коливань.

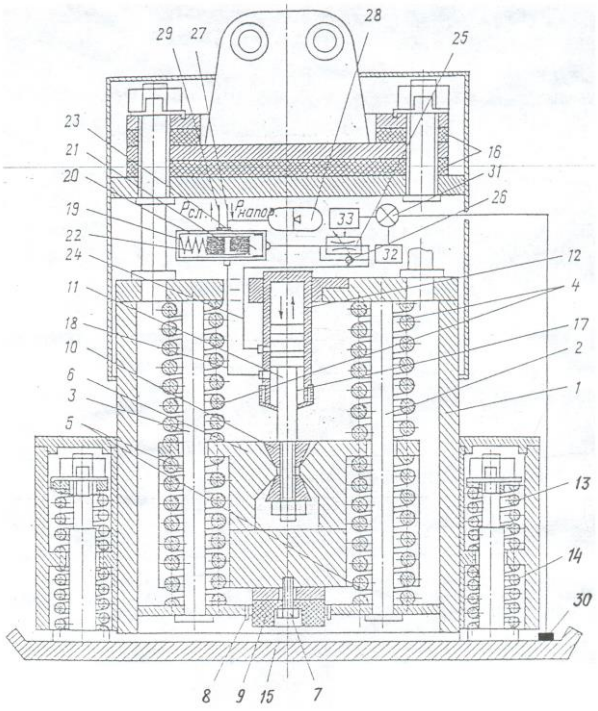


Рис. 1.8 Гідравлічна трамбівка КІБІ

1.3 Вібротрамбівки провідних закордонних виробників.

Сьогодні найбільш поширеними є вібротрамбівки закордонного виробництва.

Існуючі трамбовки закордонного виробництва, які були знайдені при пошуку відносяться до одного типу конструкції, а саме: одномасна трамбовка з дебалансним віброзбуджувачем, що приводиться в рух гідродвигуном, який живиться від гідравлічної системи базової машини (екскаватора).

Ряд трамбівок КНР з загальною масою від 185 до 1300 кг, що можуть бути використані для ущільнення різних типів будівельних сумішей (рисунок 1.9, а).

Трамбовки Но-Рас® , Genpac, KOMAC мають різну масу та розміри ущільнюючої плити (рисунок 1.9, б ,г, д)

Торгова марка RNC виготовляє дві вібротрамбовки, що мають регульовані режими роботи (рисунок 1.10,в).

Не менше відома фірма KAMATSU- є власником гідравлічної трамбовки з змінними робочими параметрами. Зміна вимушуючої сили реалізується за рахунок зміни кутової швидкості обертання дебалансного віброзбуджувача (рисунок 1.9, е).

а)

б)

в)

г)

д)

е)

Рисунок 1.9 – Існуючі закордонні навісні гідравлічні трамбовки:
а) – КНР, Ірландія; б) – Но-Рас®, США; в) – RNC, Австралія;
г) – Genpac, Корея; д)–КОМАС, Корея; е) – KAMATSU, США.

а)

б)

в)

г)

Рис 1.10 – Існуючі закордонні навісні та причіпні гідравлічні трамбовки:

а) – Felko, Італія; б) – STEHR, Німеччина;

в) – ВУ+Т-170; г) – БЦМ-43;

Провідним виробником у виробництві техніки для ущільнення є фірма AMMAN, яка спільно з RAMMAX пропонує навісну вібротрамбовку з гідроприводом від базової машини

Також PneuVibe, OCADA, BOBCAT пропонують свою продукцію (рисунок 1.10, б, в , д)

Виробник STEHR має спеціальні трамбовки SBV 30, SBV 60, SBV 120, що мають ущільнюючу плиту у формі шестикутника та використовуються для ущільнення каналізаційних приямків (рисунок 1.10, г)

Фірма NRK пропонує серію навісних вібротрамбовок, яка перекриває широкий діапазон робіт, що виконуються у будівництві, оригінальна пропозиція від даного виробника – відвал, який змонтований на трамбовці та

дозволяє попередньо планувати будівельну суміш, що ущільнюється (рисунок 1.10, е) .

Досить цікава пропозиція у фірми Felko – поєднання екскаваторного ковша і трамбовки в одному агрегаті. Такий підхід вирішує проблему зміни навісного обладнання та є вершиною уніфікації землерийних машин (рисунок 1.10, а).

Причіпні ущільнюючі машини виготовляють російські виробники, так трамбовка ВУ разом з бульдозером Т-170 складають достатньо потужний та продуктивний агрегат для ущільнення (1.10 в).

Трамбовка БЦМ-43 (рисунок 1.10, г) є достатньо легкою машиною тому використовується частіше для ущільнення асфальтобетонних сумішей.

1.4 ЛОГІСТИКА ВИКОНАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОБІТ ІЗ УРАХУВАННЯМ УЩІЛЬНЕННЯ ГРУНТУ

1.4.1 Склад робіт

При влаштуванні траншей під монолітні стрічкові фундаменти, під зворотні засипки та стислі умови будівельного майданчика необхідно виконати такий склад робіт:

1. Розробка ґрунту з погрузкою в автомобілі з вивозом за межі будівельного майданчика на відстань до 3 км.
2. Розробка ґрунту у відвал для зворотної засипки.
3. Ручний добір ґрунту під підошвою фундаменту
4. Зворотна засипка ґрунту в пазухи механізмами після влаштування фундаментів.
5. Пошарове ущільнення ґрунту в обмежених (стиснених) місцях будівництва.

   При цьому найбільш розповсюджені наступні схеми зворотних засипок (рис.1.11)

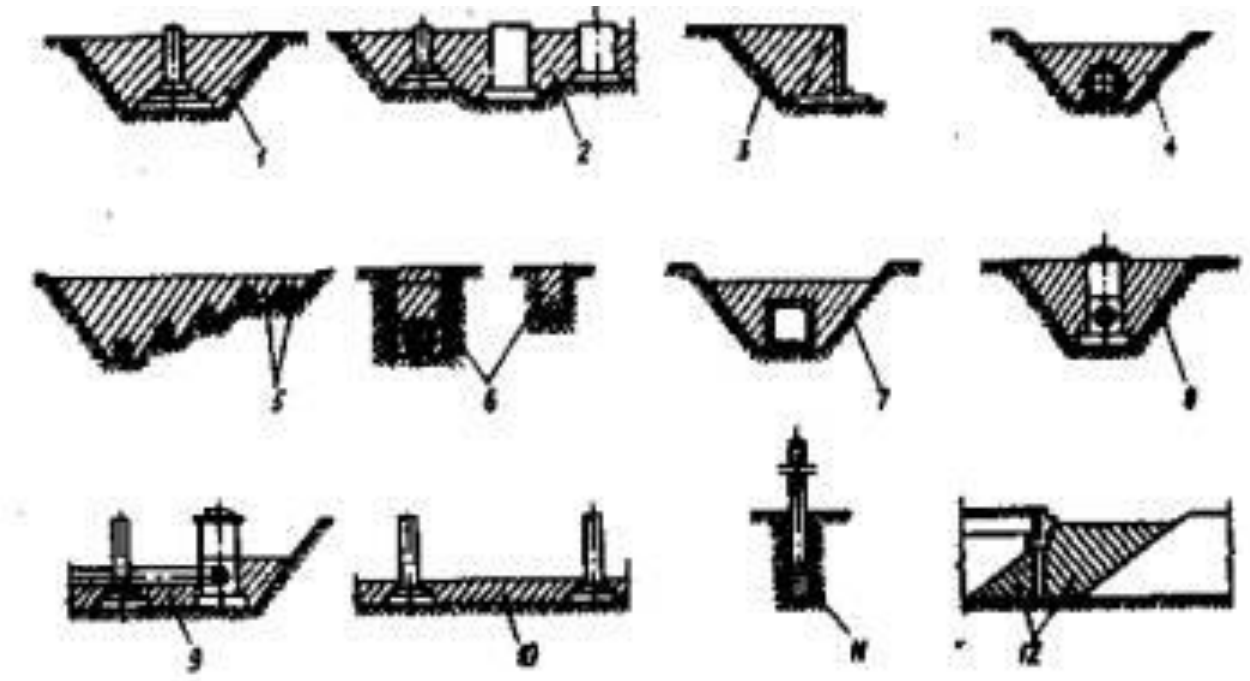


Рис. 1.11. Характерні схеми обмежених місць в будівництві

1 - пазухи між стінками котлованів і фундаментами під колони; 2 - пазухи між стінками фундаментів під технологічне обладнання; 3 - пазухи між стінками котлованів і підпірними стінками; 4 - пазухи між стінками траншей і трубопроводами; 5 - пазухи між трубами і стінками траншей; 6 - пазухи між стінками вузьких траншей (з кріпленнями і без кріплень) під трубопроводи; 7 - пазухи між стінками траншей і колекторами; 8 - пазухи між стінками траншей і оглядовими колодязями; 9 - пазухи під трубопроводами; 10 - засипання грунту всередині будівель під поли; 11 - пазухи між стінками свердловин котлованів і опорами ліній передач; 12 - пазухи між укосами земляного полотна доріг і опорами мостів і конусів під мостами.

Зворотна засипка може виконуватися двома методами:

— на всю глибину котловану або траншеї;

— шарами.

На всю глибину виконується зворотна засипка в тих випадках, коли не подаються особливі вимоги до міцності та щільності грунту, коли земляні роботи ведуться по-за межами зон доріг, населених пунктів і т. і.

Пошарова зворотна засипка виконується в тих випадках, коли грунти являються основою для доріг, фундаментів або необхідні для подальшої експлуатації. При пошаровій засипці кількість шарів визначається залежно від загальної товщини засипки та товщини шару, що відсипається, який в свою чергу залежить від способу ущільнення($h_ш h_{ущ}$).

Способи механізації процесу: зворотна засипка виконується бульдозерами, екскаваторами «зворотна лопата», фронтальними навантажувачами, грейферними пристроями, конвеєрним транспортом, автосамоскидами.

Процес ущільнення грунту залежить від машин, які використовуються, та виду навантажування грунту. Вживають такі способи:

— статичний спосіб — для великих майданчиків використовуються котки гладкі та кулачкові з максимальною товщиною шару, що ущільнюється: для гладких — 0.2 м і для кулачкових — до 0.3 м.

Котки — стальні циліндри довжиною $l_к$=1.5...3 м та масою m=3...40 т — прокочують декілька разів: (залежить від виду грунту та його стану) від 4 до 16 разів.

— динамічний спосіб, при якому можуть використовуватися віброкотки.

Для ущільнення грунту в пазухах котлованів, або в важко доступних умовах використовуються:

— при статистичному способі — важкі плити, які укладають зверху на попередньо зволожений грунт;

— при динамічному способі — важкі плити скидають з висоти, або до плит приєднують вібратор. Використовуються також вібротрамбовки, вібро-ущільніючі машини.

За допомогою вібромашин можливе ущільнення грунту шарами $h_ш$ J 1 м.

Технологія ущільнення грунту при зворотній засипці

Чим би не робилася зворотна засипка, засипається в пазухи фундаменту грунт потрібно ретельно ущільнювати. Перш за все, це потрібно, щоб не було усадки цього грунту. Для зазвичай використовують вироплиту. Зворотну засипку

потрібно робити з пошаровим ущільненням: засипали шар не більше 30 см, ущільнили його, потім засипали наступний.

Технологія ущільнення при засипці котлованів

Усі технологічні процеси детально описані в технічних рекомендаціях ТР 73-98. У документі описані вимоги, що стосуються ущільнення грунту при здійсненні робіт по засипці котлованів і траншей.

Для засипання котловану потрібно використовувати спеціальну техніку та обладнання. Необхідного коефіцієнта щільності ґрунту (0,98) домогтися без допомоги механізмів не можна.

- для піску - 70 см;
- для суглинку - 60 см;
- для глини - 50 см.

Якщо ж використання техніки з якоїсь причини неможливо, товщину шару доведеться знизити до 30 см і менше.

Після засипки кожного шару по ньому необхідно пройтися трамбівкою. На кожній точці необхідно затриматися мінімум на 20 секунд. При цьому починають від конструкцій будівлі і поступово просуваються до укосів. Поруч з конструкціями і проведеними по землі комунікаціями використовують ручні електротрамбівки.

Технологія ущільнення при засипці траншей

Процес засипання траншей майже не відрізняється від робіт по засипці котлованів. Головна особливість в тому, що труби та інші комунікації спочатку укладають на подушку, яка складається з 10-15 см щебеню і 10-20 см піску.

У тому випадку, якщо ви засипали грунт в пазухи, трамбуючи її при цьому, після проведення робіт вам буде потрібно перевірити отриману щільність грунту. Для цього береться кілька проб грунту на ділянці, потім показники вимірюються і виводиться середнє число.Варто пам'ятати, що грунт має бути утрамбований однаково на всій території ділянки.

Перед тим, як почати ущільнювати засипку під фундаментом, потрібно завершити ряд робіт: провести дренаж, зробити гідроізоляційний шар на основі

будівлі, прибрати сміття, що залишилося, який може стати перешкодою, закінчити роботи з благоустрою підземних частин споруди, якщо вони є.

Засипка пазух фундаменту вимагає застосування спеціальної будівельної техніки, тому що вручну може бути складно досягти необхідної щільності трамбування. Тому, при використанні машин для ущільнення, застосовуються такі нормативи:

• пісок засипається шаром 70 см;
• суглинки засипаються шаром 60 см, як і супіски;
• глина засипається шаром 50 см.

Якщо ж ви працюєте без техніки, то грунт слід засипати шарами рівно в тридцять сантиметрів. Трамбування відбувається від точки, на якій знаходиться ваша будова, поступово рухаючись до країв ділянки.

Пильну увагу при ущільненні грунту треба звертати на ті місця, де проходять труби. Там шар засипки не повинен перевищувати двадцяти сантиметрів. Пам'ятайте, що зворотна засипка та ущільнення ґрунту - це дуже важливий захід, яким ні в якому разі не слід нехтувати. Зворотна засипка - це обов'язкові роботи при будівництві, які робляться після заливки фундаменту, його гідроізоляції та зведення цоколя або частини фундаменту, що називається наземною.

У більшості випадків для досягнення проектної щільності необхідно 6...8 кратне прикладання ущільнюючого навантаження.

На ущільнення ґрунту впливають ряд факторів:

- механічний склад та зв’язність частинок ґрунту;
- початкова щільність і вологість ґрунту;
- товщина шарів ґрунту, що ущільнюються;
- число проходів механізмів по одному сліду;
- спосіб ущільнення та параметри ущільнюючих машин.

Звичайно більш інтенсивно і легко ущільнюються незв’язні ґрунти, між частинками котрих немає цементаційних зв’язків.

Процес ущільнення в значній мірі залежить від вологості ґрунту. Наявність води в ґрунті супроводжується створенням водяної плівки навколо частинок, що знижує тертя між ними. Але зі збільшенням вологості щільність ґрунту буде зростати до певної межі, вище якої щільність буде зменшуватися, що пояснюється не стисканням води в порах розпушеного ґрунту (рис. 1.13).

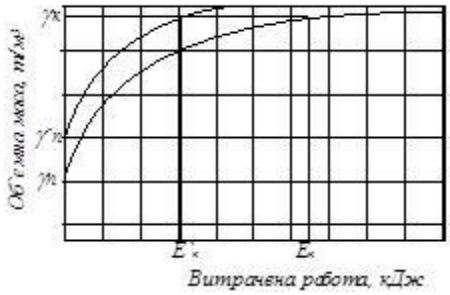


Рис. 1.12. Залежність об’ємної ваги ґрунту від витраченої на його ущільнення роботи

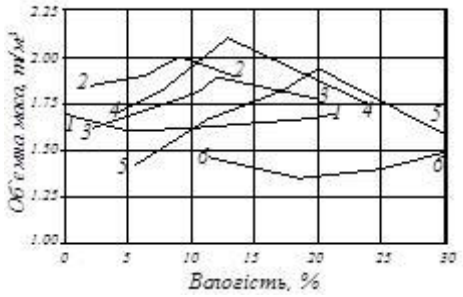


Рис. 1.13. Залежність об’ємної ваги ґрунту від його вологості при однаковій витраченій на ущільнення роботі: 1, 2 – однорідний та різнорідний пісок; 3, 4, 5 – легкий, середній та важкий суглинки; 6 – глина

З рис. 1.13 також видно, що:

– початкова щільність ґрунтів зменшується із зменшенням зв’язності ґрунту;

– щільність при однаковій витраченій роботі більше для незв’язних та неоднорідних ґрунтів;

– оптимальна вологість збільшується при збільшенні зв’язності ґрунту.

Ущільнення ґрунту до проектної щільності з найменшими енергетичними витратами можна досягнути при відповідній вологості, котру називають оптимальною і яку рекомендується витримувати з точністю 2%. Тому для ефективного використання ущільнюючих машин сухі ґрунти дозволожують, а перезволожені підсушують до оптимальної вологості. ЇЇ точне значення

визначають шляхом пробного ущільнення. Для попередніх розрахунків оптимальну вологість (%) приймають для ґрунтів: піщаних – 7...10, супіщаних – 9...14, суглинистих –13...19, важких суглинків та глинистих – 18...24 [5].

Необхідну кількість води для дозволоження ґрунту до оптимальної вологості визначають за виразом

$$g=(\omega_0-\omega_п-\omega_в)\cdot 100\cdot \rho_п/\rho_в \qquad (1.1)$$

де $\omega_о$, $\omega_п$, $\omega_в$ – відповідно оптимальна вологість, природна вологість ґрунту, втрати вологості при вкладанні і ущільненні ґрунту, %; $\rho_п$, $\rho_в$ – відповідно проектна щільність ґрунту і щільність води, кг/м^3.

При виборі ущільнюючого засобу необхідно враховувати характер взаємодії його робочого органу з ґрунтом.

Основними показниками, що характеризують роботу ущільнюючих машин являються: товщина ущільненого шару; рівномірність ущільнення по глибині шару; необхідна кількість проходів (ударів) по одному сліду для досягнення проектної щільності.

1.4.2 Технологія ущільнення ґрунту машинами вібраційної дії

Машини і механізми вібраційної дії передають ґрунту частий коливальний рух. В результаті порушуються зв'язки між частинками, що спонукає їх до взаємного руху і більш щільній укладці.

Ефективність вібрації залежить від механічного складу ґрунту (краще різнорідний), вологості ґрунту, тривалості вібрації. Під дією вібрації значно змінюється коефіцієнт внутрішнього тертя ($K_т$) ґрунту. Так сухий пісок до вібрації мав $K_т$=0,5, під час вібрації – $K_т$ =0,07, після вібрації – $K_т$ =0,85. Інтенсивність ущільнення підвищується зі збільшенням частоти коливань. В виробничих умовах використовують віброплити, віброущільнювачі поверхневі і глибинні, віброкотки.

Машини для ущільнення ґрунту вибирають з врахуванням лінійних розмірів, площі і форми поверхонь, що потребують ущільнення, обсягів і інтенсивності робіт, виду і властивостей ґрунтів, характеру дії ущільнюючих засобів на ґрунт і економічних показників.

Котки і ущільнюючі машини слід вибирати так, щоб напруга, що виникає в

ґрунті не була руйнівною:

$$\sigma = (0{,}8...0{,}9)\ _{руйн}. \qquad (1.2)$$

При використанні котків максимальний питомий тиск (МПа) на ґрунт неповинен перевищувати для мало зв'язних ґрунтів (легкі та середні супіски) 0,5…0,7МПа; для ґрунтів середньої зв'язності (важкі супіски та легких суглинки) 0,7...1,0; для ґрунтів високого степеню зв'язності (середні, важкі та пилуваті суглинки) 1,0...1,4; дуже зв'язні (важкі суглинки і глини) 1,4...1,8 . У всіх випадках товщина шару ґрунту, яку необхідно ущільнювати, неповинна перевищувати максимальної ущільнюючої здатності машини за технічною характеристикою.

Продуктивність машин для ущільнення оцінюється в одиницях площі ($м^2$/год) або в одиницях об'єму ($м^3$/год):

Продуктивність в одиницях об'єму визначається за виразом:

$$П_W = П_F H_y, \qquad (1.3)$$

де H_y – товщина шару ґрунту в ущільненому стані, м.Машини і механізми вібраційної дії передають ґрунту частий коливальний рух. В результаті порушуються зв'язки між частинками, що спонукає їх взаємному руху і більш щільній укладці.

Ефективність вібрації залежить від механічного складу ґрунту (краще різнорідний), вологості ґрунту, тривалості вібрації. Під дією вібрації значно змінюється коефіцієнт внутрішнього тертя ($К_т$) ґрунту. Так сухий пісок до вібрації мав $К_т$=0,5, під час вібрації – $К_т$ =0,07, після вібрації – $К_т$ =0,85. Інтенсивність ущільнення підвищується зі збільшенням частоти коливань. В виробничих умовах використовують віброплити, віброущільнювачі поверхневі і глибинні, віброкотки.

1.4.3 Вибір технологічної схеми та основного обладнання установки

Реалізація технології локального ущільнення в будівельній галузі має на увазі досягнення заданого ступеня ущільнення грунту в процесі взаємодії робочого органу будівельної машини і грунту. Аналіз впливу складових

технології на кінцевий результат є складною науково-практичним завданням. Для науково- обгрунтованого обліку всіх факторів і розкриття кінцевих цілей проведеного дослідження зазначена проблема розглядається як єдина технічна система на основі застосування положень системного підходу з метою забезпечення необхідної щільності ґрунту та продуктивності. Для визначення раціональних параметрів навісного обладнання враховуються параметри структурної схеми (рис. 1.14)

Рис. 1.14 Логістика побудови узагальненої моделі навісного обладнання.

При дослідженні навісного обладнання, як складного об'єкта, і визначенні раціональних функціональних і параметричних вимог до елементів його конструкції також необхідно враховувати:

- зовнішні фактори, що обумовлюють зв'язок предмета дослідження з зовнішнім середовищем та іншими її підсистемами;
- сучасні тенденції розробки нових і вдосконалення існуючих змінних робочих органів (РО) до базових машин.

Вибір остаточного конструктивного рішення здійснюється на основі економіко-технологічного обґрунтування ефективності застосування навісного обладнання на будівельному об'єкті. В результаті виконаного огляду аналітичних і експериментальних досліджень, аналізу сучасного стану

механізації і технології виробництва робіт встановлені необхідність і актуальність вдосконалення навісного обладнання по ущільненню грунтів.

Виходячи з основних вимог до машини і забезпечення комбінірованого впливу на грунт для більш ефективного його ущільнення і можливості проведення робіт у стиснених умовах, вибираємо технологічну схему і обладнання установки.

Цим вимогам відповідає гідромеханічна віброударна трамбівка, яка використовуються, як навісне обладнання на одноківшевий екскаватор.

1.5.Аналіз і висновки.

Найбільш трудомісткою операцією технологічного процесу будівництва є ущільнення грунту зворотніх засипок. Технологічний процес ущільнення грунтів у даних умовах повязаний з більшою кількістю особливостейпроведення робіт що обумовлюють наряду з загальними вимогами до конструкції машин, такими, як висока продуктивність, велика ущільнююча здатність, експлуатаційна надійність, універсальність до різних грунтових умов, робота у особливо стиснених умовах.

При ущільненні грунтів у стиснених умовах найбільш широке застосування отримали вібротрамбовки з ручним керуванням, віброплити,навісні на кран або екскаватор, а також причіпні віброплити до малогабаритних тракторів.

Ручні вібротрамбовки з різною системою привода, внаслідок їх малих габаритів можна використовувати у таких стиснених умовах, де неможна використовувати віброплити.

Практика показала, що робота з такими трамбовками приводить до швидкої втомлюваності оператора, внаслідок чого знижується його продуктивність праці, а об′єми виконуємої роботи не відповідають типу будівництва.

За відомими даними бажано щоб продуктивність машини для ущільнення грунтів переважала продуктивність загону, а зарубіжна практика будівництва вказує на вихід деякого запасу продуктивності, який може сягати 50%.

Проведемо короткий аналіз деяких грунтоущільнюючих машин, які знайшли застосування для ущільнення грунтів при будівництві в стиснених умовах.

До недоліків ручних вібротрамбовок, про які говорилось вище, можна додати їх високу чутливість до махилу місцини; при незначному зниженні ущільнюємої поверхні вони переміщуючись під кутом, відхиляються від заданого напрямку.

Цим же недоліком володіють віброплити типу ВПТ-3 і ВУТ-3, тобто необхідно попередньо спланувати ущільнюємий грунт і внаслідок чого вони неефективні при ущільненні грунтів у стиснених умовах.

Таким чином для ущільнення грунтів в стиснених умовах можливе використання цілого ряду ущільнюючих машин серійних і експерементальних зразків, володіючих своїми перевагами і недоліками. Однак найбільш перспективними можна вважати вібротрамбовки в якості змінного обладнання до одноковшових екскаваторів з гідрофікованим приводом. Вони володіють рядом переваг порівняно з іншими механізмами, найважливішим з яких є те, що технологічні схеми виробництва робіт, включають в себе застосування одноковшових гідравлічних екскаваторів.

Це представляє можливість шляхом зміни робочого обладнання використовувати екскаватор для виконання ряду змінних технологічних операцій, в залежності від конкретних виробничіх умов, а весь процес будівництва при ущільненні грунтів у стиснених умовах проводиться без притягнення додаткової кількості робочої сили та допоміжних механізмів.

2. ОПИС НАВІСНОГО ГРУНТОУЩІЛЬНЮВАЧА.

2.1.Паспортні дані

Ущільнення грунтів у стиснених умовах таких як зворотня засипка, при прокладці інженерних мереж, трубопроводів, навколо колодязів, свай, біля підпірних стінок тощо, при великій розкиданості цих одиничних об′єктів в міській межі потребує використання мобільних машин, здатних ефективно виконувати цю задачу.

Тому навісне обладнання будемо розробляти на одноківшевому гідравлічному екскаваторі “Борекс 3106”.

Таблиця 2.1

Необхідні для розрахунків дані:	
База екскаватора	- “Борекс 3106”
Вантажопідйомність на найбільшому вильоті з піднятими опорами	- 800кг
Робочий тиск в гідросистемі	- 16±2МПа
Насос що живить навісне обладнання	- НШ-10Е
Продуктивність насоса	- 240±15л/хв
Продуктивність установки	- 61м³/год (звязний) - 184м³/год (незвязний)
Інші вихідні дані:	
Ущільнювані грунти	- грунти середньої звязності
Привод	- гідравлічний
Режим ущільнення	- ударно-вібраційний
Частота коливань ударника	- 1200об/хв

Вібротрамбівка є змінним видом робочого обладнання до екскаватора “Борекс 3106”, і призначена для ущільнення всіх видів грунтів (звязних і незвязних) у стиснених умовах.

Маневреність екскаватора забезпечує економічність використовування навісного обладнання.

Таблиця 2.2

Основні технічні характеристики

№ п/п	Найменування показників	Одиниці виміру	Номінальне значення
1	2	3	4
Загальні дані			
1.	Базова машина		Екскаватор “Борекс3106”
2.	Товщина шару грунта що ущільнюється за один прохід	м	0,5
3.	Технічна продуктивність	м/год	
	при ущільненні зв′язних грунтів		61
	при ущільненні незв′язних грунтів		184
Гідравлічне навісне грунтоущільнююче обладнання			
4.	Тип приводу		гідравлічний
.	Частота ударів	1/хв	не < 1200
6.	Витрати рідини при макс частоті	л/хв	170
7.	Робочій тиск гідросистеми	МПа	25
8.	Маса ударника	Кг	42,5
9.	Довжина	М	0,780
10.	Висота	М	0,778
11.	Маса вібротрамбовки	Кг	313

2.2 Конструктивна схема машини.

Вивчивши літературу і проаналізувавши існуючі конструкції подібних ущільнюючих машин було обрано двомасну схему машини з гідромеханічним приводом.

При виборі конструкції було враховано:

- необхідність зниження енергоємності;
- підвищення продуктивності ущільнення за рахунок збільшення проробки грунту (глибинні ущільнення);
- простота конструкції і технологічність виготовлення;
- мінімальна кількість частин що труться, а звідси підвищення надійності;
- можливість ефективної віброізоляції;
- невелика маса розроблюємого обладнання;
- мінімальний час підключення до системи.

Віброударна трамбівка (рис 2.1) являє собою навісну на стрілу базової машини раму 1, всередині якої на пружніх елементах закріплено ударну частину. Ударна частина являє собою ущільнюючу плиту 2, жорстко звязану з робочім гідроциліндром. У елементах кріплення рами до стріли базової машини передбачено віброізолюючий пристрій, виконаний у вигляді гумових амортизаторів.

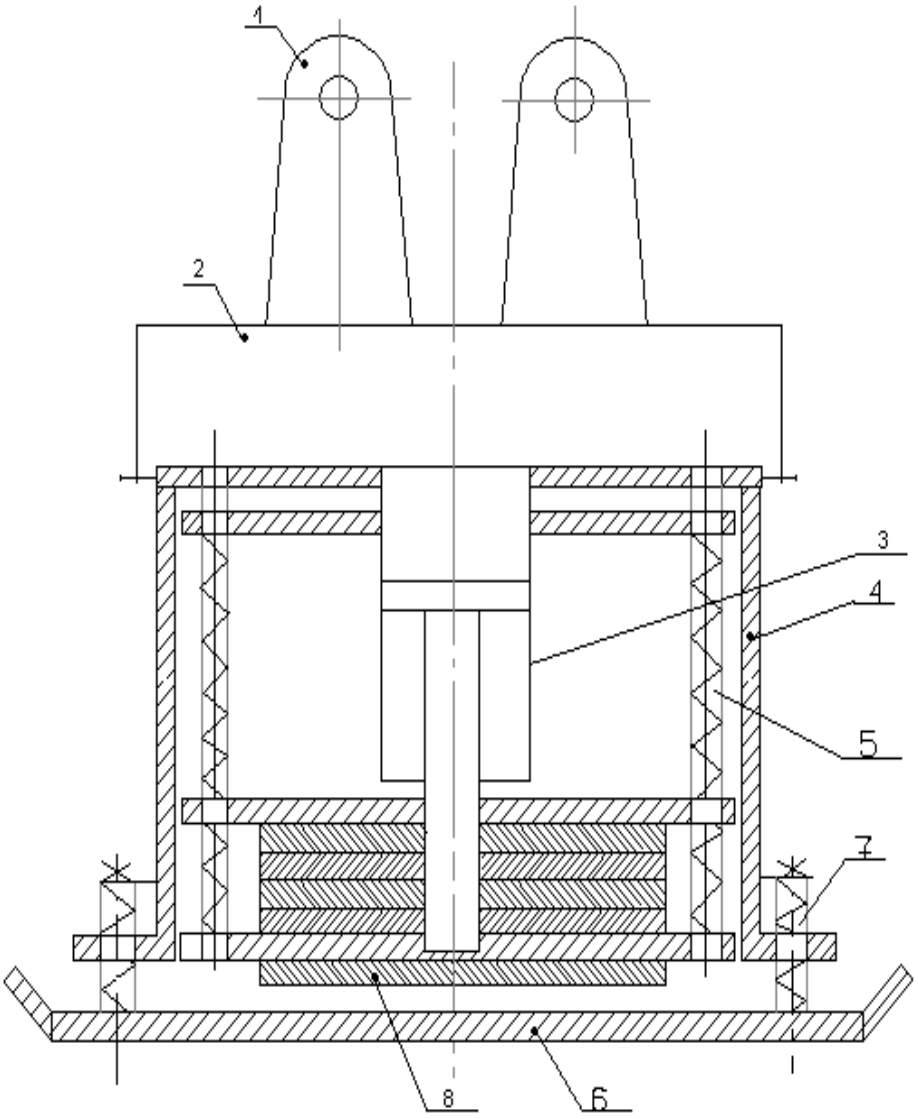


Рис2.1 Віброударна трамбовка

1-віброізоляція, 2-верхня кришка, 3-гідроциліндр, 4-рама,

5-пружина, 6-плита, 7-пружина, 8-ударник

2.3 Опис роботи машини.

Розробляєме навісне обладнання призначено для ущільнення грунтів у стиснених умовах. Його транспортування здійснюється базовою машиною. Перед початком роботи стріла “Борекс 3106” опускається до торкання ущільнюючої плити трамбовки з землею, після чого стріла встановлюється в плаваюче положення. Половина ваги стріли виконує роль статичного привантаження до рами трамбовки.

При включенні НШ-10 екскаватора гідравлічна рідина під тиском через гідророзподільник подається у гідромотор 210.12, і приводить його в рух. Через клино-пасову передачу починає приводити в рух вал золотника, що приводить в рух, через гідравлічну рідину поршень гідроциліндра. З′являється вимушуюча сила, яка примушує коливатися ударну частину з заданою амплітудою.

Ущільнююча плита починає ущільнювати грунт до необхідної щільності, передбаченої технічними характеристиками.

3. ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК МАШИН.

3.1 Визначення технічних параметрів і характеристик трамбівки.

Визначення часу удару. При ущільненні рихлих грунтів допустимо вважати коефіцієнт відновлення швидкості при ударі рівним нулю

$$t_{уд} = \frac{\pi}{2 \cdot 1{,}26} = 1{,}25 \cdot 10^{-2} c.$$

Визначення глибини активної зони (ущільнення) Хартуна Н.П. “Прочности, устойчивости и уплотнения грунтов земляного полотна автодорог” с.288

$$n_o = 1.2 \cdot B_{\min}(1 - l^{-3.7\frac{i}{ip}}),$$

де 1,2 – коефіцієнт швидкості зміни напруження деформації для ущільнення трамбуванням і вібрацією;

B_{min} = 0.8 – мінімальний поперечний розмір поверхні контакту робочого органу з грунтом;

W, W_0 – вологість і оптимальна вологість ущільнюємого грунту. При оптимальних умовах W/W_0 = 1%;

l – основа натуральних логарифмів;

β = 3.7 – коефіцієнт властивостей грунту для звязних грунтів;

i, i_p – питомий і граничний імпульс трамбовки (можна прийняти i/i_p=0,9).

Звідси:

$$h_0 = 1{,}2 \cdot 0{,}8 \cdot 1(1 - l^{-3{,}7 \cdot 0{,}9}) = 0{,}925 m.$$

$$h_{0\,незвяз} = h_0 \cdot 1{,}5 = 1{,}4 м,$$

Для незвязних грунтів глибина активної зони збільшується у 1,2-1,5 рази:

При

B_0=0,7;

$h_{0\,незвяз} = 1{,}2 м$;

Велику жорсткість конструкції ущільнюючої плити буде забезпечено при В=0,7м.

$h_0 = 0{,}809м.$

$$n = \frac{k \cdot h_{ip}}{i \cdot h_0},$$

Приймаємо це значення у якості розрахункового.

Необхідна кількість ударів трамбовки:

де, к – коефіцієнт що залежить від щільності і виду грунту;

к = 4…7 – для звязаних грунтів при щільності 0,95 - 0,98;

к = 2…4 – для незвязанихгрунтів при тій же щільності;

h_i – товщина ущільнюємого шару.

$$n_{звяз} = \frac{7}{0{,}9 \cdot 2} = 3{,}8 \approx 4,$$

h_0 – оптимальна товщина ущільнюємого шару.

$$\frac{i}{i_p} = 0{,}9;$$

$$\frac{h}{h_0} = 2;$$

$$n_{незвяз} = \frac{2}{0{,}9 \cdot 2} = 1{,}11 \approx 2.$$

Грунт ущільнюється пошарово, смугами або концентричними колами, які повинні перекривати одне одне. Після того, як першим проходом машини буде перекрито всю поверхню ущільнюємої ділянки, у томуж порядку проводяться слідуючі проходи.

Враховуючи, що технічна продуктивність машини для ущільнення грунтів:

де Н – товщина шару ущільнюємого грунту;

$$П = H \cdot (B - в)V \cdot \eta / n,$$

В = 0,7м – ширина ущільнюємої смуги;

в = 0,1…0,3м – перекриття смуги попереднього проходу;

V = 3,6м/с – швидкість руху машини;

η – число проходів, необхіднедля досягнення заданої щільності.

Для звязних грунтів:

$$П = \frac{h_0/2(B-в)V\cdot\eta}{n} = \frac{3600\cdot(0,8/2)(0,7-0,1)\cdot0,3\cdot0,95}{3,8} = 61\,м^3/год.$$

Для незвязних грунтів:

За даними Харахути Н.Я. продуктивність:

$$П = \frac{3600\cdot(1,2/2)(0,7-0,1)\cdot0,3\cdot0,95}{1,11} = 184\,м^3/год.$$

- трамбуючих плит на екскаваторі:

  П = 40…110м³/год, при h = 0,6…1,2м.
- трамбуючих машин:

  П = 130…200м³/год, при h = 0,4…0,7м.
- вібротрамбуючі плити самохідні:

  П = 20…50м³/год, при h = 0,35…0,4м.

Розрахунок маси ударника.

Маса ударника:

$$m \le \frac{Q\cdot P}{4\cdot x_1\cdot f_1(32x_1\cdot f_2^{\,2} - \frac{x_1}{x_2}g + g)},$$

де f_1 = 20Гц, f_2 = 50Гц – частота коливань маси ударника;

x_1 = 0,01м; x2 = 0,001м – амплітуда коливань при відповідній частоті f_1 і f_2;

g = 9,8м/с² - прискорення вільного падіння;

Q – витрати рідини;

P – тиск який створюється насосом;

$P_{ср}$ = 16Мпа.

$$Q = 120 дм^3/хв = 2 \cdot 10^{-3}\ м^3/с.$$

Із паспортних даних машини відомо що:

P′ = 12МПа, Q′ = 120л/хв = $2 \cdot 10^{-3}$м³/с;

P" = 25МПа, Q" = 60л/хв = $1 \cdot 10^{-3}$м³/с;

$P_{ср}$ = 16МПа, Qср = 90л/хв = $1{,}5 \cdot 10^{3-}$м³/с.

$$m'_y \le \frac{1{,}2 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 0{,}01 \cdot 20(32 \cdot 0{,}01 \cdot 50^2 \frac{0{,}01}{0{,}001} \cdot 9{,}81 + 9{,}81)} \le$$

$$\le \frac{24 \cdot 10^3}{0{,}8(800 - 9{,}81 + 9{,}81)} \le \frac{24 \cdot 10^3}{569{,}368} \le 42{,}15кг;$$

$$m''_x \le \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 1{,}0 \cdot 10^{-3}}{569{,}368} \le 43{,}9кг;$$

$$m_x \le \frac{m'_x + m''_y}{2} \le \frac{42{,}15 + 43{,}9}{2} \le 43{,}02кг.$$

Приймаємо m_y = 42,5кг.

Маса трамбовочної плити:

$m_{пл} = (1…1{,}25)m_y = 1.2 \cdot 42{,}5 = 51$кг;

приймаємо $m_{пл}$ = 55кг.

Маса верхньої частини трамбовки:

$m_{пл} = 4 \cdot m_{пл} = 4 \cdot 55 = 220$кг.

Сумарна жорсткість пружин основи:

$C_1 = m_p \cdot W^2 = m_B \cdot (2 \cdot П \cdot fi)^2$.

При $f_i = f_1$ = 20Гц;

$C = 220 \cdot 4 \cdot П^2 \cdot 20^2 = 3474100{,}6$ Н/м.

При f_i = f2 = 50Гц;

$C = 220 \cdot 4 \cdot П^2 \cdot 50^2 = 21713128$ Н/м.

3.2 Розрахунок основних параметрів гідроциліндра приводу.

Приводимо для середнього значення створюємого насосом тиску $P_{ср}$ = 16МПа.

Подачу відповідну цьому тискові знаходимо з пропорції:

$$P'Q' \le P_{ср}Q_{ср} \le P''Q'';$$

$$\frac{P'Q'}{P_{ср}} \le Q_{ср} \le \frac{P''Q''}{P_{ср}};$$

$$\frac{12\cdot10^{6}\cdot2\cdot10^{-3}}{16\cdot10^{6}} \le Q_{ср} \le \frac{25\cdot10^{6}-1\cdot10^{3}}{16\cdot10^{6}};$$

$$1{,}5\cdot10^{-3} \le Q_{ср} \le 1{,}562\cdot10^{-3}.$$

Для середнього значення приймаємо:

$$Q_{ср} = 1{,}5\cdot10^{-3}\ м^3/с = 90\ л/хв.$$

Визначається із умови забезпечення насосом базового екскаватора заданої частоти і амплітуди коливань.

Максимальна робоча площа штокової поверхні гідроциліндра Sшт знаходиться з рівняння подачі рідини:

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{SA}{t} = \frac{S_{ш}\cdot x_i}{t_i};$$

$$Q = Q_{ср} = 1{,}5\cdot10^{-3}\ м^3/с,$$

де Q – витрати рідини (подача);

V – об′єм циліндра;

$S_{шт}$ – шукана величина, площа робочої поверхні;

x_i – амплітуда коливань;

f_i – хід поршня за час t_i.

$$S_{ш} = \frac{Qt_i}{x_i}\cdot\frac{2}{П}\cdot\frac{Q}{x_i\cdot 2f_2}\cdot\frac{2}{П} = \frac{Q}{Пx_i f_i};$$

$$S_{ш} = \frac{1{,}5\cdot10^{-3}}{П\cdot0{,}01\cdot20} = 2{,}38\cdot10^{-3}\ м^2 = 23{,}8\ см^2;$$

$$f_i = f_1 = 20\ Гц;$$

$$f_i = f_2 = 50\ Гц;$$

$$S_ш = \frac{1{,}5 \cdot 10^{-3}}{П \cdot 0{,}001 \cdot 50} = 9{,}55 \cdot 10^{-3} м^2 = 95{,}5 см^2.$$

Приймаємо

$$S_ш = 2{,}37 \cdot 10^{-3} м^2 = 23{,}7 см^2.$$

По знайденому розрахованому значенню робочої поверхні штокової порожнини вибираємо стандартний циліндр.

Характеристики вибраного гідроциліндра:

- діаметр поршня $d_п$ = 80мм;
- діаметр штока $d_{шт}$ = 55мм;
- ход поршня H = 280мм;
- відстань між опорами l = 645мм;
- діаметр пальця на гільзі $d_{пл}$ = 40мм;
- діаметр пальця на штоці $d_{пл}$ = 40мм;

$$\frac{M24 \times 1{,}5}{O15}$$

- підводимо опори (однакові у штоковій і поршньовій порожнинах);
- маса гідроциліндра $m_{гід}$ = 32,5кг;

- робочій тиск P = 10МПа;
- робоча площа:
  - штокової порожнини $S_ш$ = 26,51см²;
  - поршньової порожнини $S_п$ = 50,26см²;
- швидкість штока:
  - при втягуванні $V_{вт}$ = 0,31м/с;
  - при висуванні $V_{вис}$ = 0,16м/с;
- робоче зусилля:
  - при втягуванні $F_{вт}$ = 2651Н;

- при висуванні $F_{вис} = 5026Н$;
- витрати мастила:

$$Q = 833см^3/с = 0{,}833 \cdot 10^{-3}\ м^3/с = 49\ л/хв.$$

Зусилля на штоці що забезпечується робочою площею штокової порожнини:

$$S_ш = 26{,}51см^2,$$

$$F_{ш\max} = H_{ср} \cdot S_ш = 1610 \cdot 2{,}651 \cdot 10^{-3} = 42416Н \approx 42кН.$$

$$P_{ср} = 16МПа.$$

і тиск

3.3 Загальний розрахунок гідросистеми.

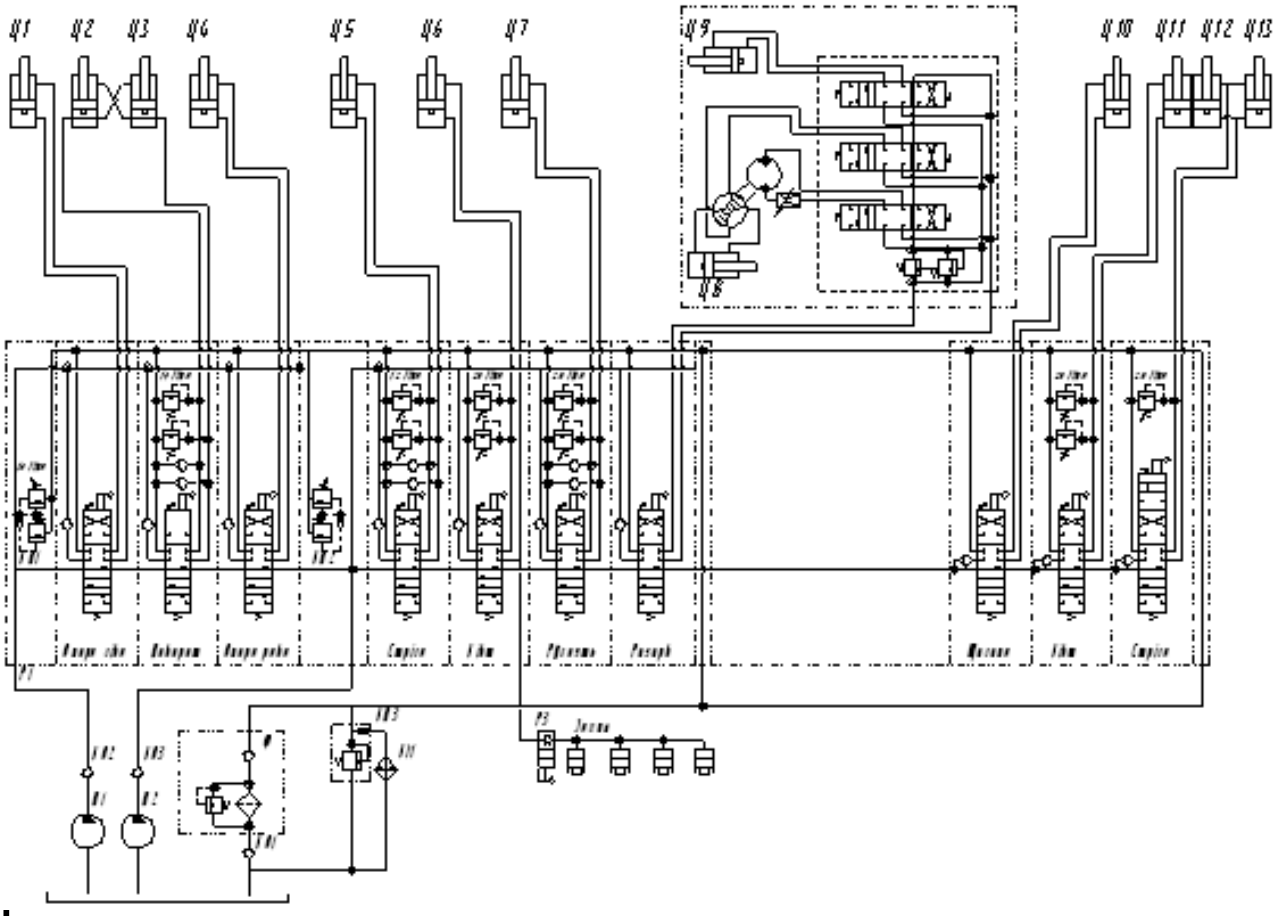


Рис 3.1 Загальна схема гідросистеми.

Розрахунок ведеться для вібротрамбовки без базової машини коли працює 1 циліндр і 1 гідромотор.

$$N_{ці} = \frac{PV}{\eta_ц};$$

де P – зусилля на штоці;

V – швидкість висування штоку;

η – ККД гідроциліндра.

$$N_ц = \frac{40 \cdot 0{,}3}{0{,}95} = 12{,}6 кВт;$$

Визначаємо потужність яку споживає гідромотор:

$$N_{mi} = \frac{M \cdot W}{\eta_m};$$

де M – крутний момент на валу гідропривода;

W – кутова швидкість;

ηц – ККД гідромотора;

$$W = \frac{\pi n}{30};$$

де n – частота обертання гідромотора;

$$W = \frac{3{,}14 \cdot 900}{30} = 94{,}2\ рад/с;$$

$$N_м = \frac{0{,}10 \cdot 92{,}2}{0{,}93} = 10{,}13 кВт;$$

Визначаємо потужність насосу:

$$N_N = \Sigma N_{ці} / \eta_{гм.п} \cdot \eta_{гмц} + \Sigma N_{мі} / \eta_{імн} \cdot \eta_{гмц};$$

де $N_{ці}$ і $M_{ці}$ – потужність одночасно працюючих гідроциліндрів і гідромоторів кВт;

ηгмн = 0,90;

ηгму = 0,93 – відповідно ККД гідромеханічного насоса, гідромотора, гідроциліндра.

$$N_N = 12,6/0,90 \cdot 0,95 + 10,13/0,90 \cdot 0,93 = 26,8 кВт;$$

За потужністю приводу обираємо номінальний робочій тиск P_N гідросистеми. При потужності N_N = 26,8кВт робочій тиск P_N = 25МПа;

Визначаємо необхідну подачу насоса.

$$Q = 61,2 N_H / P_H = 61,2 \cdot 26,2 / 25 = 65,6 л/хв.$$

Вибираємо насос типу 210.12;

Робочій об′єм – 54,8м³/об;

Частота обертання – 1800… 3150об/хв;

Подача – 1,64…2,88л/с;

Тиск номінальний – 16Мпа;

Потужність – 25,7кВт;

Об′ємний ККД – 0,95;

Механічний ККД – 0,92;

Загальний ККД – 0,87.

Визначаємо частоту обертання вала насоса необхідну для потрібної подачі:

$$n_H = 10^3 \cdot Q_H / Z_H \cdot g_H \cdot \eta_{об},$$

де ZH – кількість насосів в даній гідролінії;

gH – робочій об′єм насоса см³/об;

ηоб - об′ємний ккд насоса.

Визначаємо передаточне відношення між валом відбору потужності і валом насоса:

$$n_H = 10^3 \cdot 65,6/1 \cdot 54,8 \cdot 0,96 = 1246,96 об/хв.$$

Розраховуємо трубопроводи:

$$i = n_{дв} / n_H = \frac{1800}{1246,96} = 1,44.$$

Внутрішній діаметр d труби, мм:

$$d = 4,6\sqrt{\frac{Q_H}{V}},$$

де QH – подача насоса, л/хв;

V – швидкість потоку рідини, м/с.

Для всмоктуючого V = 0,8 – 1,4м/с.

Для зливного V = 1,4 – 2м/с.

Для напорного при РН = 25МПа – V = 4,25м/с.

$$d_в = 4,6\sqrt{65,6/1} = 37,3мм;$$
$$d_с = 4,6\sqrt{65,6/1,6} = 29,5мм;$$
$$d_H = 4,6\sqrt{65,6/4,25} = 18,1мм.$$

Товщину стінок металічного трубопроводу:

$$S = P_H \cdot d / 2\lfloor \tau_р \rfloor,$$

де РН – номінальний тиск, МПа;

[Гр] = 140мм/м² - допустиме напруження розтягу для сталі 20;

РН – для зливної і всмоктуючої магістралей на 25% менше.

$$б_в = 18,75 \cdot 37,3/2 \cdot 140 = 2,5мм;$$
$$б_с = 18,75 \cdot 29,5/2 \cdot 140 = 2,0мм;$$
$$б = 25 \cdot 18,1/2 \cdot 140 = 1,6мм.$$

Визначення площі поперечного перерізу труб, см²:

$$f_в = Q_Н / 6 \cdot V = 65{,}6 / 6 \cdot 1 = 10{,}9 см^2;$$
$$f_с = 65{,}6 / 6 \cdot 1{,}6 = 9{,}6 см^2;$$
$$f_Н = 65{,}6 / 6 \cdot 4{,}25 = 2{,}57 см^2.$$

Уточнюємо діаметри і товщини стінок трубопроводів за ГОСТ.

Для всмоктуючого:

dв = 36мм;

б = 2,5мм;

dн = 41мм.

Для зливного:

d в = 30мм;

б = 2мм;

dн = 34мм.

Для напірного:

d в = 20мм;

б = 2мм;

dн = 24мм.

Визначаємо величину втрат тиску.

Загальна величина втрат тиску:

$$\Sigma_\Delta P = \Sigma_\Delta P_Н + \Sigma_\Delta P_m + \Sigma_\Delta P_А,$$

де ΣΔР – сумарні нульові втрати тиску на прямолінійних ділянках;

ΣΔРм – сумарні місцеві втрати;

ΣΔРА – сумарні втрати тиску у гідроагрегатах.

Всмоктуючий:

$$\Sigma_\Delta P_в = {}_\Delta P_{п1} + {}_\Delta P_{м2};$$

$$_{\Delta}P_n = 0{,}5\lambda \cdot l\rho V^2 / 10^3 d.$$

Масло ИС-20.

ρ = 891кг/м³ - щільність масла;

λ – гідравлічний коефіцієнт тертя;

l і d – відповідно дрвжина і внутрішній діаметр трубопровода на даній ділянці;

V – швидкість потоку рідини.

Гідравлічний коефіцієнт тертя рідини залежить від числа Рейнольдса і дорівнює при режимі:

ламінарному:

$$\lambda = 75 / R_e;$$

турбулентному:

$$\lambda = 0{,}3 / 64 R_e^{-0{,}25};$$

$$R_e \le 2200...2300.$$

Ламінарному потоку рідини у трубопроводах круглого поперечного перерізу відповідають числа Рейнольдса:

а турбулентному:

$$R_e \ge 2200...2300.$$

Для трубопроводів круглого перерізу:

$$R_e = Vd / \nu,$$

де V – швидкість потоку;

d – діаметр трубопровода;

v – кінематична вязкізть.

$$\lambda = 75 / 1800 = 0{,}042;$$

$$_{\Delta}P_n = 0{,}5 \cdot 0{,}042 \cdot 2 \cdot 891 \cdot 1^2 / 10^3 \cdot 36 \cdot 10^{-3} = 10{,}395 кПа;$$

$P_M = 0{,}5 \cdot 0{,}1 \cdot 891 \cdot 4{,}25^2 / 10^3 = 0{,}805 кПа;$

$P_M = 0{,}5 \cdot 1{,}40 \cdot 891 \cdot 4{,}25^2 / 10^3 = 11{,}266 кПа;$

$P_M = 0{,}5 \cdot 1 \cdot 891 \cdot 4{,}25^2 / 10^3 = 8{,}047 кПа;$

$P_M = 0{,}5 \cdot 4 \cdot 891 \cdot 4{,}25^2 / 10^3 = 32{,}187 кПа;$

$P_M = 0{,}5 \cdot 2{,}1 \cdot 891 \cdot 4{,}25^2 / 10^3 = 16{,}898 кПа;$

$P_M = 0{,}5 \cdot 0{,}13 \cdot 891 \cdot 4{,}25^2 / 10^3 = 1{,}046 кПа;$

$P_M = 0{,}5 \cdot 0{,}85 \cdot 891 \cdot 4{,}25^2 / 10^3 = 6{,}840 кПа;$

$P_M 0{,}5 \cdot 0{,}6 \cdot 891 \cdot 4{,}25^2 / 10^3 = 4{,}828 кПа;$

Розраховуємо місцеві втрати тиску:

$$_{\Delta} P_{м} = 0{,}5 \xi \rho \cdot V^3 / 10^3;$$

де ξ – коефіцієнт місцевих втрат.

На всмоктуючому трубопроводі є 2 прямих коліна і 2 штуцера:

$$\Sigma_{\Delta} P_{м} = 2_{\Delta} P_{м1} + 2_{\Delta} P_{м2};$$

Напірний:

$\Sigma_{\Delta} P_{н} = {}_{\Delta} P_{П} + {}_{\Delta} P_{пт} + {}_{\Delta} P_{му} + {}_{\Delta} P_{р} + {}_{\Delta} P_{v};$

$_{\Delta} P_{n} = 0{,}5 \cdot \lambda \cdot lv^2 / 10^3 d;$

$_{\Delta} \lambda = 75 / R_e$

ламінарний рух:

$R_e = 1 \cdot 36 \cdot 10^{-3} / 20 \cdot 10^{-6} = 1800;$

$\lambda = 03164 R_e^{-0.25}$

$R_e = Vd / v = 4{,}25 \cdot 0{,}020 / 20 \cdot 10^{-6} = 4250;$

$\lambda = 0{,}3164 \cdot 4250^{-0{,}25} = 0{,}039.$

турбулентний рух:

Розрахунок втрат тиску у трійниках і агрегатах.

На магістралі – 3 трійника, 10 прямих колін, 3 розподільника, 1 дросель, 5 штуцерів і 2 раптових розширення і звуження.

$$P_{M1} = 0{,}5 \xi \rho v^2 / 10^3;$$

$$_{\Delta}P_{м1} = 0{,}5 \cdot 1{,}4 \cdot 891 \cdot 1^2 / 10^3 = 0{,}62 кПа;$$

$$_{\Delta}P_{м2} = 0{,}5 \cdot 0{,}1 \cdot 891 \cdot 1^2 / 10^3 = 0{,}045 кПа;$$

$$\Sigma_{\Delta}P_{м} = 2 \cdot 0{,}62 + 2 \cdot 0{,}045 = 1{,}33 кПа;$$

$$\Sigma_{\Delta}P_{в} = 10{,}395 + 1{,}33 = 11{,}73 кПа.$$

Зливний:

$$\Sigma_{\Delta}P_{с} = {}_{\Delta}P_{П} + {}_{\Delta}P_{МТ} + {}_{\Delta}P_{ПУ} + {}_{\Delta}P_{МШ} + {}_{\Delta}P_{Р} + {}_{\Delta}P_{Ф}.$$

$$\Sigma_{\Delta}P_{Н} = 94{,}15 + 0{,}805 + 10 \cdot 11{,}266 + 2 \cdot 8{,}047 +$$
$$+ 3 \cdot 32{,}187 + 16{,}898 + 5 \cdot 1{,}046 + 2 \cdot 6{,}840 +$$
$$+ 2 \cdot 4{,}828 = 365{,}734 кПа.$$

Розрахунок втрат на прямолінійних ділянках:

$$_{\Delta}P_{п} = 0{,}5\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot V^2 / 10d;$$

$$R_{е} = Vd / \nu = 1{,}60 \cdot 0{,}30 / 20 \cdot 10^{-6} = 2400;$$

$$\lambda = 0{,}3164 \cdot R_{е}^{-0{,}25};$$

$$\lambda = 0{,}3164 \cdot 2400^{-0{,}25} = 0{,}045;$$

$$_{\Delta}P_{П} = 0{,}5 \cdot 0{,}045 \cdot 5 \cdot 891 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 \cdot 0{,}03 = 8{,}554 кПа.$$

Розрахунок місцевих втрат тиску.

На зливній магістралі – 6 трійників, 10 прямих колін, 4 розподільника, 5 штуцерів, фільтр, 2 раптових розширення і звуження.

$$_{\Delta}P_{М1} = 0{,}5\xi\rho\nu^2 / 10^3;$$

$$P_{М} = 0{,}5 \cdot 0{,}1 \cdot 891 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 = 0{,}114 кПа;$$

$$P_{М} = 0{,}5 \cdot 1{,}40 \cdot 891 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 = 1{,}597 кПа;$$

$$P_{М} = 0{,}5 \cdot 0{,}55 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 = 0{,}627 кПа;$$

$$P_{М} = 0{,}5 \cdot 4 \cdot 891 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 = 4{,}562 кПа;$$

$$P_{М} = 0{,}5 \cdot 2{,}5 \cdot 891 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 = 2{,}85 кПа;$$

$$P_{М} = 0{,}5 \cdot 0{,}13 \cdot 891 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 = 0{,}148 кПа;$$

$$P_{М} = 0{,}5 \cdot 0{,}85 \cdot 891 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 = 0{,}969 кПа;$$

$$P_{М}\, 0{,}5 \cdot 0{,}6 \cdot 891 \cdot 1{,}6^2 / 10^3 = 0{,}684 кПа.$$

Сумарні втрати тиску на зливі:

$$\Sigma_{\Delta}P_c = 8{,}554 + 3\cdot 0{,}114 + 10\cdot 1{,}597 + 3\cdot 0{,}627 +$$
$$+ 4\cdot 4{,}562 + 5\cdot 0{,}148 + 2{,}851 + 2{,}699 +$$
$$+ 2\cdot 0{,}684 = 51{,}892 кПа;$$

$$\Sigma_{\Delta}P = \Sigma_{\Delta}P_в + \Sigma_{\Delta}P_П + \Sigma_{\Delta}P_c = 11{,}73 + 365{,}134 +$$
$$+ 51{,}892 = 429{,}356 кПа.$$

Визначення загального ККД гідропривода.

$$\eta_{заг} = \eta_г \eta_{мех} \eta_{об},$$

де ηг – гідравлічний ККД;

$$\eta_г = (P_H - \Sigma_{\Delta}P) / PH;$$

$$\eta_г = (25 - 0{,}43) / 25 = 0{,}98,$$

де ηмех – механічний ККД гідросистеми;

$$\eta_{мех} = \eta_{мех.н} \eta_{мех.р} \eta_{мех.г},$$

де ηмех.н = 0,92 – ККД механічний насоса;
ηмех.р = 0,93 – ККД механічний розподільника;
ηмех.г = 0,9 – ККД механічний гідродвигуна.

$$\eta_{мех} = 0{,}92\cdot 0{,}93\cdot 0{,}9\cdot 0{,}96 = 0{,}79,$$

де ηоб - об′ємний ККД;

$$\eta_{об} = \eta_{об.н} \eta_{об.р} \eta_{об.г};$$

ηоб = 0,95;
ηоб.г = 1;
ηоб.р = 0,94.

$$\eta_{об} = 0,95 \cdot 0,94 \cdot 0,92 \cdot 1 = 0,82;$$
$$\eta_{заг} = 0,98 \cdot 0,79 \cdot 0,82 = 0,63.$$

Для вибору гідродвигуна машини необхідно знати гідромеханічний ККД гідропривода.

Знаходимо гідромеханічний ККД для гідроциліндра:

$$\eta_{ц} = \eta_{г} \cdot \eta_{мех} = 0,98 \cdot 0,92 = 0,8.$$

Знаходимо гідромеханічний ККД для гідромотора:

$$\eta_{г.м} = \eta_{г} \cdot \eta_{мех} = 0,98 \cdot 0,77 = 0,78.$$

По відомим значенням витрат Qн, тиску Рн і ККД гідросистеми розраховуємо і обираємо гідродвигуни.

Визначаємо орієнтовні значення робочого об′єму гідромотора $q_м$ за відомим із кінематичного розрахунку машини числу обертів валу гідромотора.

$$q^{I} = 10^{3} Q_{H} \cdot \eta_{об} / Z_{п.м},$$

де Q – номінальні витрати рідини в системі;

ηоб – загальний об′ємний ККД потоку;

Z – максимальна кількість гідродвигунів, що живляться даним насосом;

nм – частота обертання валу гідромотора.

$$q^{I} = 10^{3} \cdot 65,6 \cdot 0,82 / 2 \cdot 900 = 29,88 см^{3} / об,$$

За нормованим робочім об′ємом qм, номінальна частота обертання nmax > nм і тиску Рр, обираємо гідромотор типу 210.12 – аксіально-

$$q = 28,1 см^{3} / об;$$
$$nм = 2240 об / хв;$$
$$n_{макс} = 4000 об / хв;$$
$$P_{н} = 16 МПа;$$
$$N = 16,4 кВт;$$

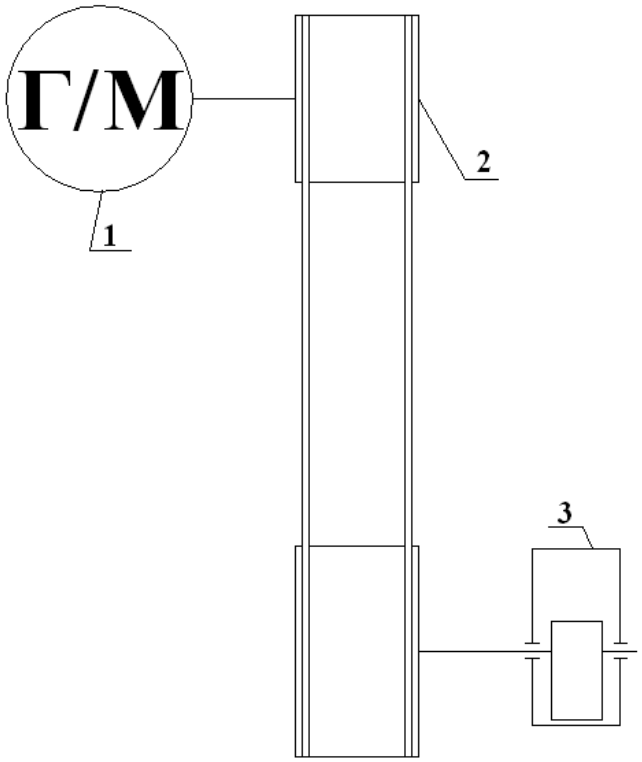
поршньовий насос мотор.

Визначаємр крутний момент на валу:

$$M_м = 0{,}159 g_м P_н \eta_{г.т};$$
$$M_м = 0{,}159 \cdot 28{,}1 \cdot 25 \cdot 0{,}75 = 83{,}77 Н \cdot м.$$

4 РОЗРАХУНКИ НА МІЦНІСТЬ.

4.1 Розрахунок елементів приводу подачі робочої рідини до гідроциліндру.



1. Гідромотор
2. Клинопасова передача
3. Гідророзподільник

Рис 4.1 Кінематична схема

Передача потужності іде від гідродвигуна 210.12 до приводного валу.

Вихідні дані:

Потужність що передається N = 16,4кВт;

n_1 = 840об/хв;

$n_2 \geq$ 1200об/хв.

Викреслюємо кінематичну схему передачі:

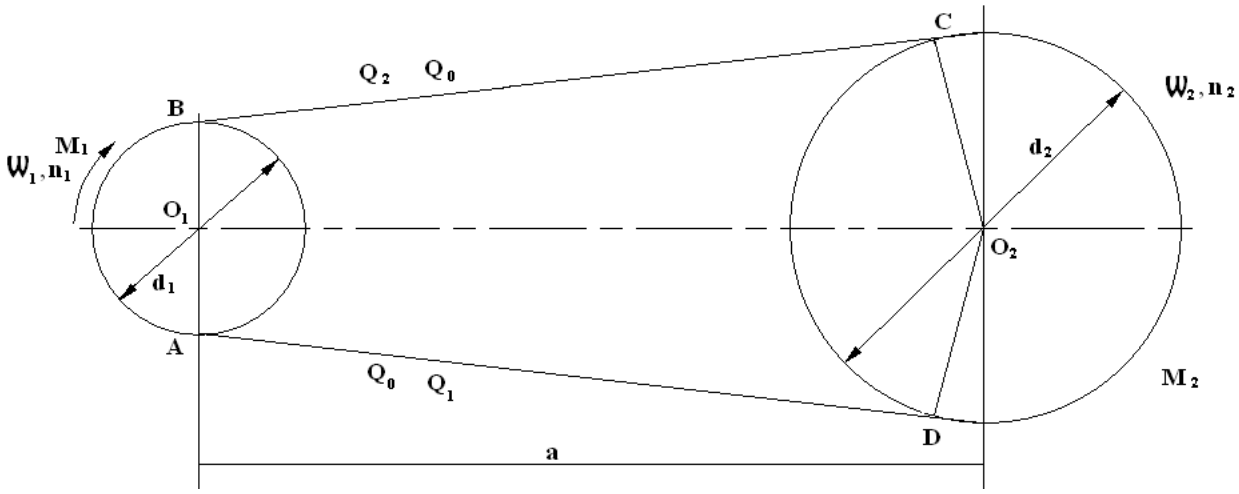


Рис 4.2 Кінематична схема клинопасової передачі

За потужністю N = 16,4кВт, орієнтовної швидкості режиму V ≥ 10м/с, вибираємотип паса за таб. П.15[1-Г].

Рекомендуються типи Б і В. Вибираємо тип Б.

Визначаємо діаметр ведучого колеса і швидкість паса. За таблицею П8[11] приймаємо:

$d_1 = 140$; тип Б.

Швидкість паса:

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}14 \cdot 840}{60} = 6{,}15 м/с;$$

За таблицею П15[11] при V = 6,15м/с, перевіряємо правильність вибраного типу паса. Тип Б – обрано вірно.

Обчислюємо передаточне відношення і, та діаметр ведомого шківа:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{1200}{840} = 1{,}43;$$

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)};$$

Звідси:

$$d_2 = i \cdot d_1(1-\varepsilon) = 1{,}43 \cdot 0{,}14(1-0{,}015) = 0{,}2м;$$

де ε = 0,01…0,02 – коеф. пружнього ковзання приймаємо ε = 0,015.

Уточнюємо пердаточне відношення і частоту обертання ведомого валу:

$$i = \frac{0{,}200}{0{,}140} = 1{,}429 \approx 1{,}43;$$

Призначаємо міжосьову відстань (а) із умови:

$$0{,}6(d_1 + d_2) \le a \le 1{,}5(d_1 + d_2),$$

Отримаємо: 0,204 ≤ а ≤ 0,51;

Приймаємо: а = 0,35.

За формулою 50[11] знаходимо кут обхвату φ:

$$\varphi = 180° - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 60° = 180° - \frac{0{,}2 - 0{,}14}{0{,}35} \cdot 60° =$$
$$= 169{,}72 > [\varphi] = 120°;$$

Визначаємо довжину паса L(м):

$$L = 2 \cdot a + 0{,}5 \cdot \pi(d_1 + d_2) + (d_2 - d_1)^2 / 4 \cdot a =$$
$$= 2 \cdot 0{,}35 + 0{,}5 \cdot 3{,}14 \cdot (0{,}14 + 0{,}2) + (0{,}2 - 0{,}14)^2 / 4 \cdot 0{,}35 =$$
$$= 0{,}7 + 0{,}533 \approx 1{,}235м;$$

За таблицею П8[11] для паса типу Б приймаємо:

L = 1235мм;

Перевіряємо частоту прообігу паса:

$$V = \frac{V}{L} = \frac{6{,}15}{1{,}250} = 4{,}92c^{-1};$$

$4{,}92c^{1-} < [V] = 10c^{1-}$ - міжосьову відстань збільшувати непотрібно.

Уточнюємо міжосьову відстань:

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

$$= \frac{2 \cdot 1250 - 3{,}14(140 + 200) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - 3{,}14(140 + 200)I^2 - 8(200 - 140^2)]}}{8} =$$

$$= 356{,}8мм = 0{,}357м;$$

Остаточно приймаємо:

a = 360мм;

так як натяжний пристрій має широкий діапазон зміни міжосьової відстані.

Визначаємо допустиме корисне напруження σF:

$$[\sigma_F] = \sigma_{F0} - C_y \cdot C_v \cdot C_P \cdot C\gamma;$$

де $C_y = 0{,}98$;

при φ = 170˚ - коефіцієнт кута обхвату, таблиця П12[11];

$C_v = 1{,}05\text{-}0{,}005V^2 = 0{,}86$ – коефіцієнт швидкості;

$C_p = 0{,}8$ – коефіцієнт режиму навантаження, таблиця П13[11];

$C_\gamma = 1$ – коефіцієнт що залежить від типу передачі, беремо для клинової;

$\sigma_{F0} = 2{,}45\text{-}9{,}81\delta/Dmin$ – корисне критичне напруження;

$$\sigma_{F0} = 2{,}45 - 9{,}81 \cdot \frac{10{,}5 \cdot 10^{-3}}{140 \cdot 10^{-3}} = 2{,}375МПа;$$

$$[\sigma_F] = 2{,}375 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}36 \cdot 0{,}8 \cdot 1 = 2МПа;$$

2МПа > σ_0 = 1,18МПа – пас обрано вірно;

Потужність, що витрачається на коливання:

$$P_1 = \frac{\max P_{ср} + P_{тр} + P_{огр} + P_{гр}}{\eta} =$$

$$= \frac{5783{,}4 + 952 + 1492 + 746}{0{,}7} = 8{,}97 кВт;$$

Колова сила:

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{8{,}97 \cdot 10^3}{6{,}15} = 1458 Н \approx 1{,}46 кН;$$

Визначаємо кількість пасів:

$$n = \frac{Ft}{(S_0[\sigma_F])} = \frac{1460}{138 \cdot 2} = 3{,}1;$$

Так як потужність витрачається на коливання, після розгону зменшиться вдвічі, то допускаючи в початковий момент проковзування пасів залишаємо в кількості одного.

Довговічність пасів зменшиться, але збільшиться довговічність вузлів навісного обладнання.

Визначаємо силу попереднього натягу пасів:

$$Q = \sigma_0 \cdot n \cdot S_0 = 1{,}18 \cdot 1 \cdot 238 = 325 Н;$$

де σ_0 = 1,18МПа;

n = 1 – кількість пасів;

S_0 = 238мм² - площа перерізу одного пасу.

Визначаємо силу, що діє на вали, і їх опори:

$$F_в = 2 \cdot Q \cdot \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) = 2 \cdot 325 \cdot \sin\frac{170}{2} =$$

$$= 647{,}5H \approx 0{,}65кН;$$

де φ = 170 – кут обхвату малого шківа.

За таблицею П9[11] знаходимо параметри шківів для проектуємих пасів типу Б:

φ˚ = 34˚

l = 17

t = 19

a = 17

k = 4

C_1 = 4.5

Зовнішні діаметри:

$D_{H1} = D_1 + 2C_2 = 140 + 2 \cdot 4{,}2 = 148{,}4$мм;

$D_{H2} = D_2 + 2C_2 = 200 + 2 \cdot 4{,}2 = 208{,}4$мм;

Внутрішні параметри:

$Dв_1 = D_{H1} - 2 \cdot l = 148{,}4 - 34 = 114{,}4$мм;

$Dв_2 = D_{H2} - 2 \cdot l = 208{,}4 - 34 = 174{,}4$мм;

Ширина обода:

$B = (Z-1) \cdot t + a + 2 - к = (2-1) \cdot 19 + 17 + 2 - 4 = 44$мм;

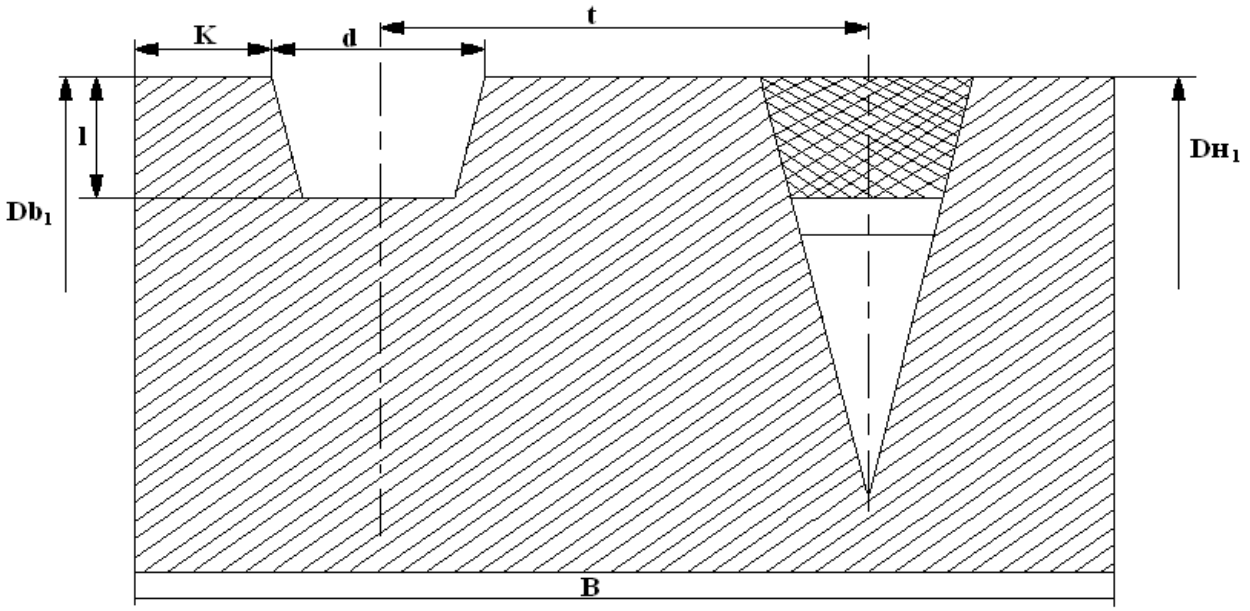


Рис 4.3 Схема

4.2 Розрахунок штока на стійкість.

Розрахунок штока на стійкість при центральному стисненні:

$$\sigma = \frac{P}{F} \le [\Gamma_1];$$

де P – розрахункове поздовжнє навантаження на поршень P = 5026Н;

F – площа поперечного перерізу;

[Г1] = 60 – 250МПа – граничне напруження на стиснення для вуглецевої сталі.

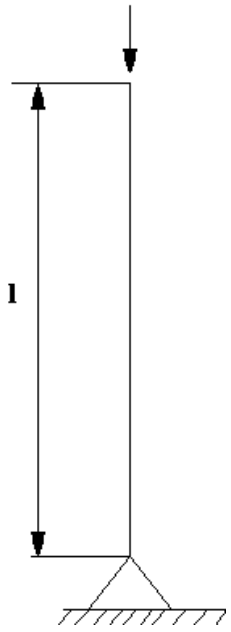


Рис 4.4 Стиснення вуглецевої сталі

Діаметр штока рівний 55мм.

$$F = \frac{hd^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot (55 \cdot 10^{-3})}{4} = 2{,}37 \cdot 10^{-3} м^2;$$

$$\sigma = \frac{5026}{2{,}37 \cdot 10^{-3}} = 21{,}115 МПа;$$

σ менше [Г1], а відповідно задовольняє умови і шток задовільно працює на стиснення.

Момент інерції:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}055^4}{64} = 4{,}49 \cdot 10^{-7};$$

Радіус інерції:

$$i = \sqrt{\frac{I}{F}} = \sqrt{\frac{4{,}49 \cdot 10^{-7}}{2{,}37 \cdot 10^{-3}}} = 1{,}38 \cdot 10^{-2} м;$$

Приведена довжина:

$$l_{пр} = V \cdot l = 1 \cdot 0{,}28 = 0{,}28 м;$$

де V = 1 – коефіцієнт приведення довжини ст. 587 Писаренко “Сопротивление материалов”.

Гнучкість:

$$\lambda = \frac{V \cdot l}{i} = \frac{0{,}28}{1{,}38 \cdot 10^{-2}} = 20{,}3;$$

$$\varphi = 0{,}89 - \frac{0{,}89 - 0{,}86}{10} = 0{,}887;$$

За таблицею 22 інтерполяції знаходимо φ – коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження при розрахунку на стійкість:

Тоді

$$[Г]_y = \varphi[Г_1] = 0{,}877 \cdot 250 = 219{,}3МПа;$$

$$Г = \frac{P}{F} = \frac{5026}{2{,}37 \cdot 10^{-3}} 21{,}115МПа;$$

Так як Г = 21,115МПа < [Гу] = 219,3МПа, то стійкість штока забезпечено.

4.3 Розрахунок золотника на кручення.

Розраховуємо за крутним моментом:

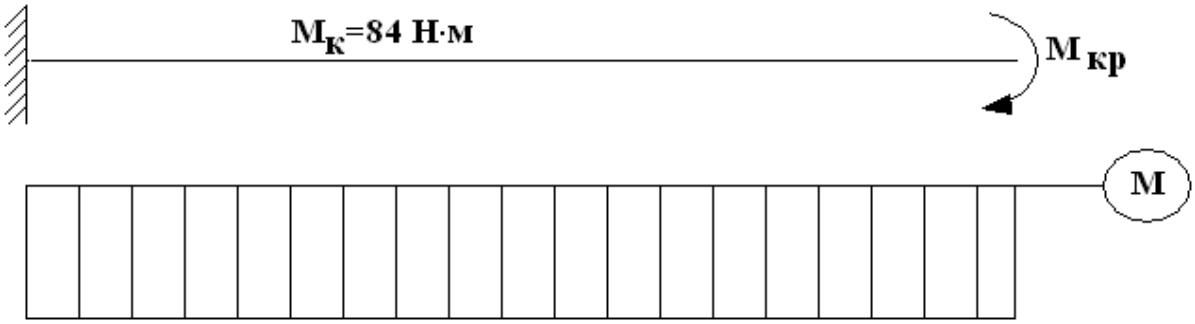


Рис 4.5 Схема навантаження золотника

За третім законом міцності визначаємо діаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{10M_{кр}/[\tau]};$$

τ = 85МПа – межа міцності для сталі;

$$d = \sqrt[3]{10 \cdot 84/85 \cdot 10^6} = 0{,}021м;$$

Приймаємо вал діаметром 20мм.

4.4 Вибір підшипників.

Вибираємо радіальний шариковий підшипник.

Для них еквівалентне навантаження:

$$R_e = (xVF_T + YFa)k_б \cdot k_T;$$

де Fт – радіальне навантаження на підшипник;

Fa – осьове навантаження на підшипник;

X – коефіцієнт радіального навантаження;

Y – коефіцієнт осьового навантаження;

V – коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця V = 1);

кб – коефіцієнт безпеки;

Приймаємо:

кт = 1; к б = 1,25;

V = 1; Y = 0;

Rφ = 350Н·м;

$$R_e = R_\varphi \cdot K_б = 350 \cdot 437{,}5H;$$

Потрібна динамічна вантажопідйомність:

$$C_{тр} = R_e \sqrt[p]{573 \cdot W \cdot L10n/10^6} = 437{,}5 =$$

$$= \sqrt[3]{5 + 3 \cdot 94 \cdot 25000/10^6} = 4831{,}2H;$$

$$C_r = 11000H;$$

Так як Стр < Cr, то підшипник легкої серії №205 підходить.

Викреслюємо схему навантаження вала. Значення всіх сил, що діють на вал було знайдено при розрахунку вала на міцність:

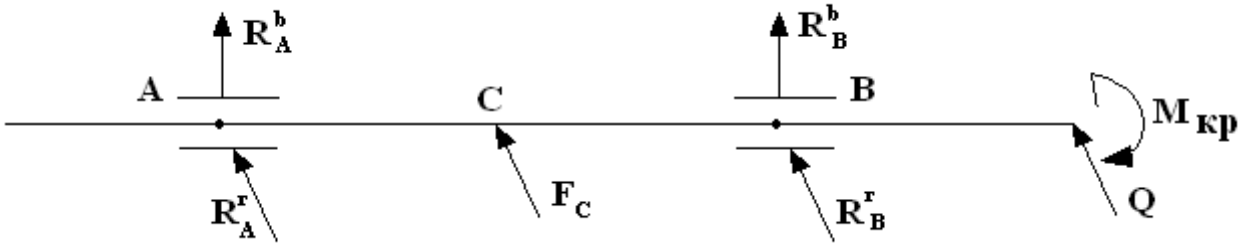


Рис 4.6 Схема навантаження вала

Так як реакція опор (підшипників) відома, то визначаємо результуючі радіальні реакції підшипників FA і FB:

$$F_A = \sqrt{(R_A^B)^2 + (R_A^\Gamma)^2} = \sqrt{2{,}86^2 + 3{,}26^2} = 4{,}33кН;$$

$$F_B = \sqrt{(R_B^B)^2 + (R_B^\Gamma)^2} = \sqrt{0{,}74^2 + 0{,}39^2} = 0{,}8кН;$$

Враховуючи значні можливі навантаження і точки вибираємо радиальноупорні підшипники. Визначаємо еквівалентне динамічне навантаження за формулою:

$$P = (xF_r + YF_a)k_б \cdot \kappa_m;$$

Так як підшипники обрано різні, то Fr = FB = 830Н – максимальне радіальне навантаження.

де x = 0,56 – коефіцієнт радіального навантаження;

Y = 1,45 – коефіцієнт осьового навантаження;

кб = 1,8 – коефіцієнт безпеки, який враховує вплив динамічного навантаження на довговічність підшипників;

кт = 1,05 – коефіцієнт впливу температурного режиму роботи на довговічність.

$$F_a = \frac{F_r}{2Y} = \frac{830}{29{,}45} = 180H;$$

$$P = (0{,}56 \cdot 830 + 1{,}45 \cdot 280) \cdot 1{,}8 \cdot 1{,}05 = 1640H;$$

Так як розборка золотника досидь трудомістка і небажана, то обираємо підшипник з запасом по динамічній вантажопідйомності:

шарикопідшипник радіальний однорядний №206;

d = 30мм;

D = 62мм;

B = 16мм

C = 1530кг·с.

4.5 Розрахунок вала гідророзподільника на міцність.

Крутний момент:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega};$$

$$\omega_1 = \frac{\Pi n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 840}{30} = 87{,}92\,\frac{1}{c};$$

$$N = N_H \cdot \eta = 16{,}4 \cdot 0{,}7 = 11{,}48 кВт;$$

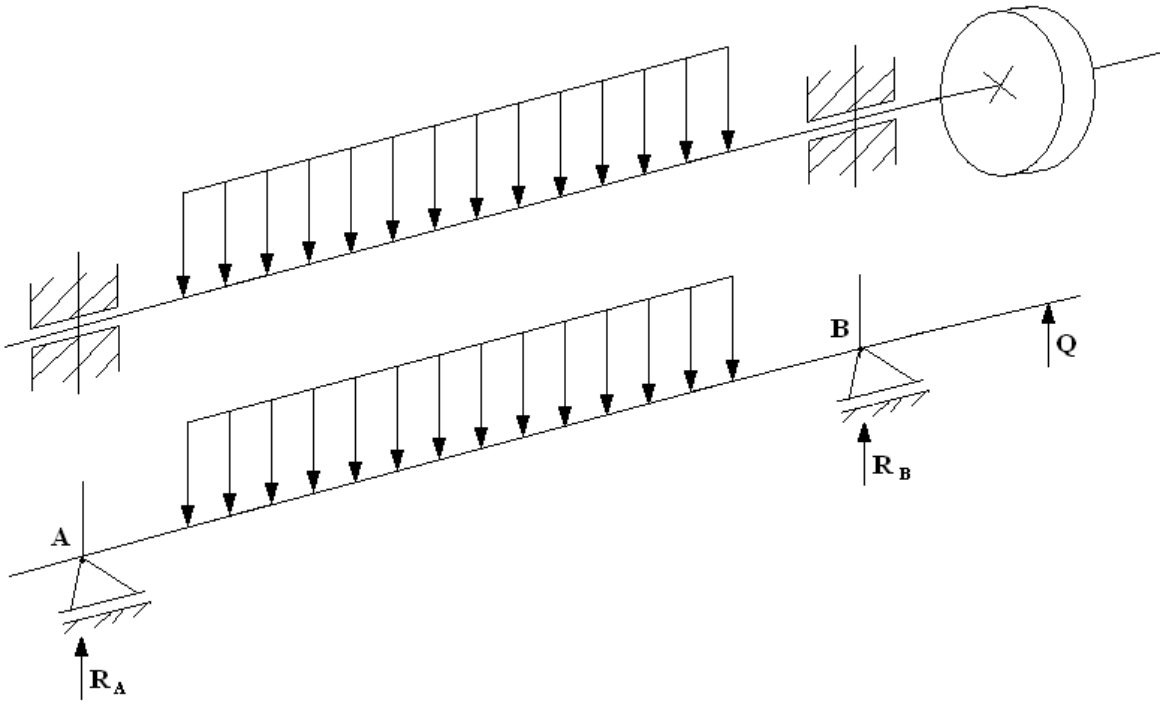


Рис 4.7 Схема розподілу крутного моменту

$$M_{кр} = \frac{11,48}{87,92} = 0,13кН \cdot м = 130Н \cdot м;$$

Тиск паса на вал спрямований до горизонту під кутом β = 30˚, так як β = 90˚ - α/2, де α – кут обхвату пасом шківа.

Діаметр шківа Dшк = 148мм;

Тиск рідини Р = 16МПа;

Колове зусилля пластини F = P · Sпласт..

$$S = 0,16 \cdot 0,18 = 2,8 \cdot 10^{-2} м^2;$$

$$F = 16 \cdot 10^6 \cdot 2,8 \cdot 10^{-2} = 4608Н = 4,6кН;$$

Колове зусилля шківа:

$$P = \frac{2M_{кр}}{D_{шк}} = \frac{2 \cdot 130}{0,148} = 1756,7Н;$$

Тиск паса на вал:

$$Q_в = к_в \cdot P = 1,15 \cdot 1,756 = 2,01кН;$$

Вертикальна складаюча тиску шківа на вал:

$$Q_в = Q \cdot \sin \beta = 1кН;$$

Горизонтальна складаюча тиску шківа на вал:

$$Q_г = Q \cdot \cos \beta = 1,732кН;$$

Реакції опор і згинаючі моменти у вертикальній площині:

$$\Sigma M_{в} = 0;$$
$$R_A^b \cdot l - \frac{F \cdot l}{2} - Ql_u = 0;$$
$$R_A^b = \frac{Fl + 2Q_b \cdot l_4}{2l} = \frac{4{,}6 \cdot 0{,}36 + 2 \cdot 1 \cdot 0{,}2}{2 \cdot 0{,}36} = 2{,}86кН;$$

$$\Sigma M_{A} = 0;$$
$$F \cdot l/2 - R_b \cdot l - Q(l + l_4) = 0;$$
$$R_B^b = \frac{F \cdot l/2 - Q(l + l_4)}{l} = 0{,}74кН;$$

Перевірка:

$$R_A^b + R_B^b + Q_B^b - F = 0;$$
$$2{,}86 + 0{,}74 + 1 - 4{,}6 = 0;$$

Згинаючі моменти у вертикальній площині:

$$M_B^{II} = R_A^b l_1 = 2{,}86 \cdot 0{,}1 = 286H \cdot м;$$
$$M_B^{III} = Q_b(l_4 + l_3) + R_b \cdot l_3 = 374H \cdot м;$$
$$M_B^{IV} = Q_b \cdot l_4 = 200H \cdot м;$$

Реакції опор і згинаючий момент у горизонтальній площині:

$$\Sigma M_{A} = 0;$$
$$\frac{Fl}{2} + R_B^Г \cdot l - Q_B^Г(l + l_4) = 0;$$
$$R_B^F = \frac{\frac{F \cdot l}{2} - Q(l + l_4)}{l} = -0{,}39кН;$$

$$\Sigma M_{B} = 0;$$
$$R_A^Г \cdot l - \frac{Fl}{2} - Q_r \cdot l_4 = 0;$$
$$R_A^Г = \frac{\frac{Fl}{2} + Q_r l_4}{l} = 3{,}26кН;$$

Перевірка:

$$3{,}26 + 1{,}732 - 4{,}6 - 0{,}39 = 0;$$

$$M_{пр}^{IV} = \sqrt{M_{IV}^2 + (\alpha \cdot M_{пр})^2} =$$

$$= \sqrt{399{,}6^2 + 130^2} = 406{,}6 H \cdot м;$$

Визначаємо приведений момент у перерізі МпрIV:

$$M^{II} = R_A^{Г} \cdot l_1 = 3{,}26 \cdot 0{,}1 = 326;$$

$$M^{III} = 1{,}732 \cdot 0{,}3 + R_B^{Г} \cdot 0{,}1 = 558{,}6;$$

$$M^{IV} = Q_r l_4 = 1{,}732 \cdot 0{,}2 = 346{,}4;$$

Визначаємо діаметр валів в перерізах IV:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{пр}}{0{,}1 \cdot к[\sigma_k]}};$$

де к = 0,7 – коефіцієнт що враховує концентрати напруг.

$$d = \sqrt[3]{\frac{406{,}6}{0{,}1 \cdot 0{,}7 \cdot 750}} = \sqrt[3]{77 \cdot 10^{-6}} = 2{,}9 \cdot 10^{-2} м;$$

Вибираємо d = 30мм.

Визначення жорсткості пружин ударника.

Рівняння рівноваги поршня:

$$F_ш \cdot \eta_м = m_y g + C_{yi} x_i + F_h;$$

де $F_ш$ = 42416(Н) – зусилля на штоці;

$\eta_м$ = 0,95 – механічний ККД гідроциліндра;

m_y = 42,5кг – маса ударника;

C_{yi} – жорсткість пружин ударника при і-й частоті;

$F_h = H_{mx}П²f²H$ – сила інерції ударника;

Із умови рівноваги поршня:

$$C_{yi} \le \frac{F_ш \eta_м - m_{уд} - 4m_y П^2 F_2^2 x_i}{x_i}$$

$$C_{yi} \le \frac{42416 \cdot 0{,}96 - 42{,}5 \cdot 9{,}81 - 4 \cdot 42{,}5 \cdot П^2 \cdot 20 \cdot 0{,}01}{0{,}01} \le 3316697\, Н/м;$$

$$C_{y2} \le \frac{42416 \cdot 0{,}95 - 42{,}5 \cdot 9{,}81 - 4 \cdot 2{,}25 \cdot П^2 \cdot 50^2 \cdot 0{,}001}{0{,}001} \le 35683694\, Н/м;$$

Приймаємо:

$C_{y1} \le 3{,}316 \cdot 10^6\, Н/м;$

$C_{y2} \le 35{,}68 \cdot 10^6\, Н/м;$

Розрахунок пружин ударника.

Робочий хід пружини ударника визначаємо за формулою:

$$\lambda_{max} = \frac{F_ш}{C_y};$$

де λmax – максимальний робочій хід пружин.

$$\lambda_{max\,1} = \frac{42416}{3 \cdot 316 \cdot 10^6} = 1{,}27 \cdot 10^{-2}\, м;$$

$$\lambda_{max\,2} = \frac{42416}{35{,}68 \cdot 10^6} = 11{,}8 \cdot 10^{-2}\, м;$$

λmax > xmax(0,0127 > 0,01), тобто робочій хід пружини забезпечує задану амплітуду коливань;

На кафедрі МОТП є пружини з наступними геометричними параметрами:

d = 0,02м – діаметр витка;

D = 0,06м – середній діаметр пружини;

S = 0,03м – крок пружини.

Перевіримо, чи підходять вони для роботи в якості ударника.

Вибираємо 4 пружини, жорсткість яких:

$$C_y = \frac{C_y}{4};$$

Тоді число робочіх витків кожної із пружин:

$$n = \frac{Gd^4}{8CD^3} \cdot 4 = \frac{8 \cdot 10^{16} \cdot 0{,}02^4 \cdot 4}{8 \cdot 3{,}316 \cdot 10^6 \cdot 0{,}06^3} = 7{,}45;$$

де d = 0,02 – діаметр проволоки;

D = 0.06 – сердній діаметр пружини;

$$G = 8 \cdot 10^4 МПа = 8 \cdot 10^{10} Па;$$

Так як крайні витки, дотикаються до опорних шариків і практично не приймають участь у деформації пружини, приймаємо повне число витків n = 9.

Довжина пружини:

$$l_n = \rho \cdot n = 30 \cdot 9 = 270 мм;$$

Небезпека втрати стійкості пружини виникає при невиконанні умови:

$$l_n / D \geq 2{,}6;$$

де ln – висота пружини у вільному стані;

D – середній діаметр пружини.

$$\frac{L_n}{D} = \frac{270}{60} = 4{,}5 > 2{,}6;$$

Так як пружина володіє достатньою стійкістю.

Умови міцності пружини:

$$\tau = K\frac{8FD}{\Pi d^3} \le [\tau];$$

де К = 1,31.

Коефіцєнт К вибираємо виходячи із індекса пружини:

$$C_n = \frac{D}{d} = \frac{60}{20} = 3;$$

Тоді для даної пружини:

$$\tau = K\frac{8FD}{4\Pi d^3} = \frac{2\cdot 42416\cdot 0{,}06}{\Pi\cdot 0{,}023} = 1{,}31 = 0{,}265\cdot 10^3\ Н/м^2 = 265 МПа;$$

Така конструкція пружини ударника проста і прийнятна тільки для роботи машини в ударному режимі.

В якості альтернативного варіанту розглянемо конструкцію із двох спільнопрацюючих пружин загальної жорскості:

$$C_1 = C_n + C_B;$$

Передбачивши можливу роботу машини у зарезонансному режимі необхідно передбачити затяжку пружин на розмір деформації, так як в момент проходу через резонанс амплітуда сягає максимума.

Деформувавши попередньою затяжкою пружини, ми виставимо у потрібне положення конструкцію. При роботі конструкція буде відхилятися від потрібного положення з амплітудою x1, тобто кожна з пружин буде деформуватися на величину 2x1. Жорсткість пружини при деформації на 2x1 буде:

- для пружини верхнього пояса.

$$C_{Ну} = C_y - C_{By} = 3{,}316\cdot 10^6 = 1{,}323\cdot 10^6\ Н/м;$$

- для пружини нижнього пояса.

$$C_{B4} = \frac{F \cdot \eta \cdot m_y g}{2x_1} = \frac{42416 \cdot 0{,}05 - 425981}{2 \cdot 0{,}01} = 1{,}9 \cdot 10^6 \, Н/м;$$

Приймаємо раніше вибрані геометричні розміри і проводимо для них перевірочні розрахунки.

Для верхнього пояса:

- вибираємо 4-и пружини, жорсткість яких:

$$C_{уВ} = \frac{C_{уВ}}{4};$$

тоді число робочіх витків пружини (з врахуванням опорних витків):

$$n = \frac{Gd^4 \cdot 4}{8C_{уВ} \cdot D^3} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}02^4 \cdot 4}{8 \cdot 1{,}9 \cdot 10^6 \cdot 0{,}06^3} = 12{,}3 + 2 \approx 14;$$

При крокові пружини S = 30мм її довжина у вільному стані:

що неодмінно за своїми габаритами для нашої конструкції неприйнятно.

$$l = S \cdot n = 14 \cdot 30 = 420,$$

Вибираємо також інші пружини кафедри ЕРБМ з геометричними параметрами:

d = 12мм – діаметр витка;

D = 48мм – середній діаметр;

S = 30мм – крок пружини.

Число кожної, із робочіх витків, вибраних пружин:

$$n = \frac{Gd^4 \cdot 4}{8C_{уВ} \cdot D^3} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}012^4 \cdot 4}{8 \cdot 1{,}9 \cdot 10^6 \cdot 0{,}048^3} = 3{,}4 \approx 4; \qquad n_{оп} = 2 \div 3$$

Довжина пружини у вільному стані:

$$l_{ст} = l_{ст}(n-2) + d(n_{оп}+1) = 132(4-2) + 12(3+1) = 74{,}4;$$

$$l_{ст} = d + \rho;$$

де ρ – мінімальний зазор між робочими витками.

$$\rho = 0{,}1d = 1{,}2;$$

$$l_{ст} = 12 + 1{,}2 = 13{,}2;$$

Умови міцності пружини:

$$\tau = k\frac{8 \cdot FD}{4Пd^3} \le [r];$$

де [τ] = 800МПа – межа міцності для сталі 40Х23 (корозійно стійка).

$$\tau = 1{,}38\frac{8 \cdot 42416 \cdot 0{,}048}{4 \cdot П \cdot 0{,}012^3} = 750МПа \le 800МПа;$$

Для нижнього пояса приймаємо тіж пружини. Число витків пружини дорівнює:

$$n = \frac{Gd^4 \cdot 4}{8C_{уН} \cdot D^3} = \frac{8 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}012^4 \cdot 4}{8 \cdot 1{,}023 \cdot 10^6 \cdot 0{,}048^3} = 5{,}6 \approx 6;$$

Довжина пружини у вільному стані:

$$L = (n-2)l + d(n_{оп}+1) = 168мм;$$

У повністю стисненому стані:

$$L_{ст}13{,}2(6-2) + 12 \cdot 4 = 100{,}8мм;$$

Такі пружини у конструкції використовувати можна, але, бажаючи досягти робочого ходу пружини:

$$\lambda_{роб} = x_1 = 0{,}01м;$$

При частоті f1 = 20Гц, нам необхідно зменшити крок пружини.

Вибираємо його із стандартного ряду:

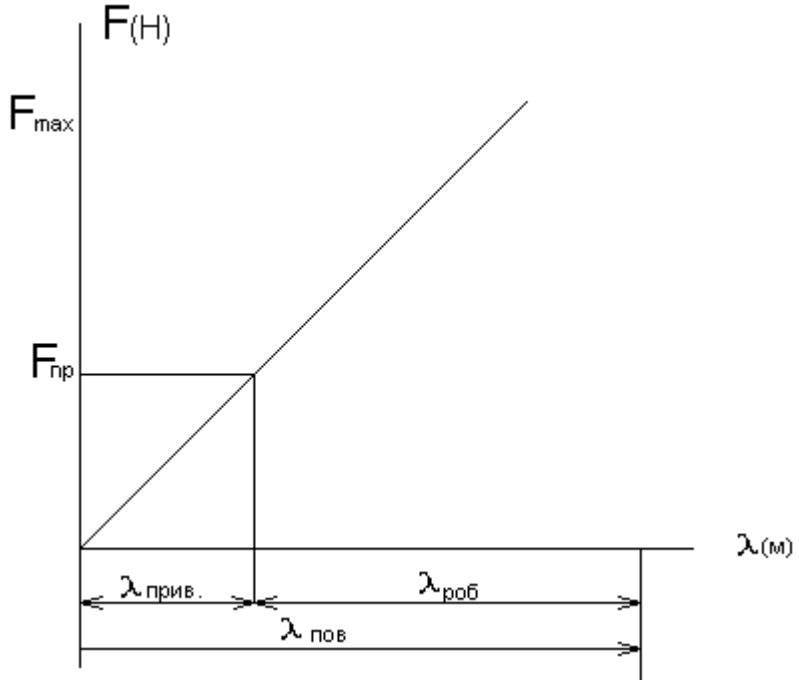


Рис 4.8 Схема навантаження пружини

Найбільш реальним і справедливим буде застосування конічних пружин, жорсткість яких плавно зростає по мірі стиснення.

Q – кут нахилу центрової лінії стиснення.

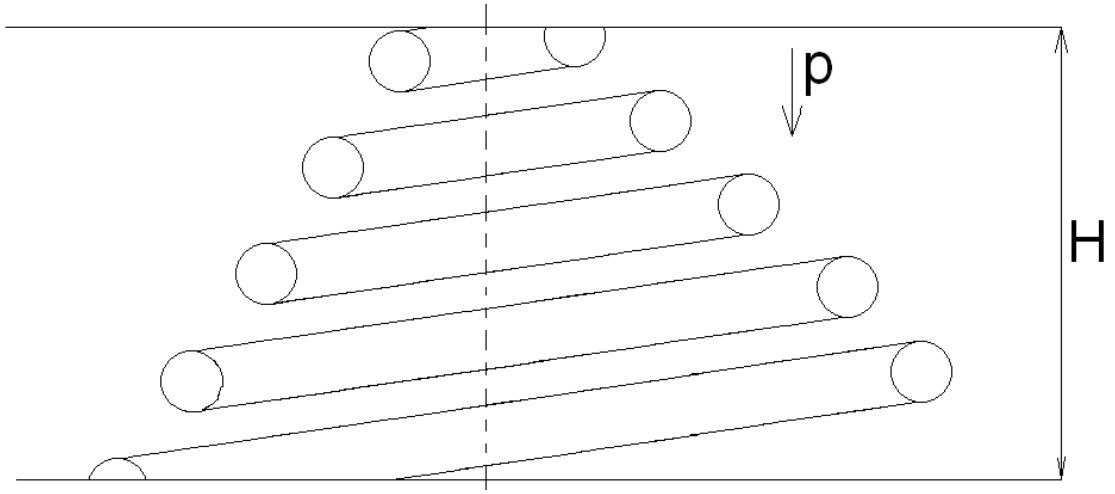


Рис 4.9 Схема пружини

$$M_{кр} = \frac{PD}{2} \cdot PR,$$

де R = const.

При t = const проекція осьової лінії на площину, перпендикулярну до осі пружини, представляє собою спіраль Архімеда:

$$R = Q\varphi;$$

де φ – текучій кут полярних координат.

$$Q = t \cdot tgQ / n = const;$$

тобто:

$$R = \frac{t \cdot tgQ}{П} \cdot \varphi;$$

Сили, що діють на виток у будь якому перерізі приводяться конкретно до сили Р, яка вигинає виток і до моменту Мкр = PR, що скручує його.

Вигин силою Р грає другорядну роль. Розрахунок проводиться на Мкр.

Напруження зсуву:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{16M_{кр}}{Пd^3};$$

де $W_{кр} = \frac{Пd^3}{16};$

з врахуванням індексу пружини:

$$C_n = \frac{D}{d} = \left(\frac{R}{r}\right);$$

і коефіцієнтом формули К = 4/8:

$$\tau = К\frac{M_{кр}}{W_{кр}} = К\frac{8PD}{Пd^3};$$

тобто розвиваєма пружиною сила:

$$P = \frac{\Pi d^3}{8KD} \cdot [\tau];$$

Осьове переміщення торців пружини:

$$\lambda = \frac{8PD^3}{Gd^4} n;$$

де n – кількість робочіх витків;

Q – модуль зсуву для пружинних сталей.

Підставивши в рівняння P із рівняння (х),отримаємо:

$$\lambda = \frac{\Pi \cdot D^2 \cdot n}{K \cdot b \cdot d} \cdot [\tau] = \frac{\Pi \cdot C \cdot D \cdot n}{K \cdot Q};$$

Можна допустити, що деформація в витках прямопропорційна тільки середньому діаметру витків. Зміна середнього діаметра витків вздовж осі пружини можна вирпзити відношенням:

$$D = 2\alpha \cdot tgQ;$$

де d – відстань витка від вершини конуса.

$$R = 4\alpha \cdot tgQ;$$

Крок пружини:

$$t = \Pi D \cdot tg\alpha;$$

де α – кут падіння витків,

$$\lambda = \frac{8PD^3 \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{8 \cdot P \cdot r^3 \cdot L^3 \cdot tg^3 \cdot Q \cdot n}{G \cdot d^4} = \frac{64PL^3 tg^3 \cdot Q}{G \cdot d^3};$$

Необхідна відовідність λп1, і λп2, відповідних йому сил Рпр1, Рпр2 послідовного зближення:

$$P_{np} = P_{\max} \frac{\lambda_{\max} - \lambda_{np}}{\lambda_{\max}};$$

4.6 Розрахунок механізму піджиму пружин.

Знаходимо силу пружини при попередній деформації:

$$P_1 = C \cdot x_2;$$

де C – жорсткість пружини;

x_2 – амплітуда уоливань.

$$x_2 = 10 \cdot 10^{-3} м = 0{,}01 м;$$

$$P_1 = 3{,}4 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 3{,}4 \cdot 10^4 H = 34 кН;$$

Знаходимо силу пружини при робочій деформації (max):

$$P_2 = Cx_1,$$

де $x_1 = 1 \cdot 10^{-3} м;$

$$P_2 = 3{,}4 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 34 \cdot 10^3 H = 34 кН;$$

$$x_3 = x_{\max} - x_{np} 50 Гц + x_2;$$

Знаходимо величину піджиму пружини при 50Гц (x3):

де $x_{\max} = \frac{P \cdot S_{порш}}{C} = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 68 \cdot 10^{-4}}{3{,}4 \cdot 10^6} = 0{,}032 м;$

P – тиск в гідросистемі;

S – площа поршньової порожнини.

$$P_3 = x_3 \cdot C = 0{,}041 \cdot 3{,}4 \cdot 10^6 = 139400 H;$$

$$x_3 = 0{,}032 - 1мм + 10мм = 0{,}041мм;$$

$$x = P_3 = 139{,}4 кН;$$

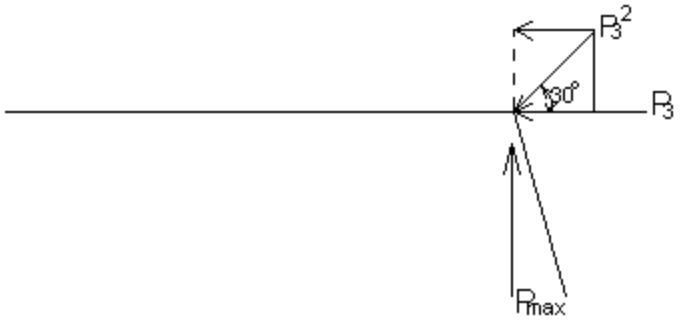


Рис. 4.10

Знаходимо відповідну силу P′3:

$$P_3 = \frac{x}{2 \cdot \sin 30°} = \frac{139,4}{1} = 139,4кН;$$

$$P'_{31} = P'_3 \cdot \sin 30° = 139,4 \cdot \sin 30° = 69,7кН;$$

Знаходимо Pmax, силі що опирається P′36 і порівнюємо їх:

$$P_{\max} = (x_{н.пруж} + x_{п.пруж} + x_0) \cdot C =$$
$$= 20 \cdot 10^{-3} C = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 3,4 \cdot 10^6 = 6,8 \cdot 10^4 H = 68кН;$$

Ми бачимо, що вираз: $P'_{36} > P_{max}$;

69,7 > 68 – виконується, що необхідно було довести.

4.7 Розрахунок показників надійності віброударної трамбівки на стадії проектування

Розраховуємо надійність трамбівки при забезпеченні даної системи $P(T\gamma) = 0,8$.

Складаємо структурно - логічну схему для трамбовки:

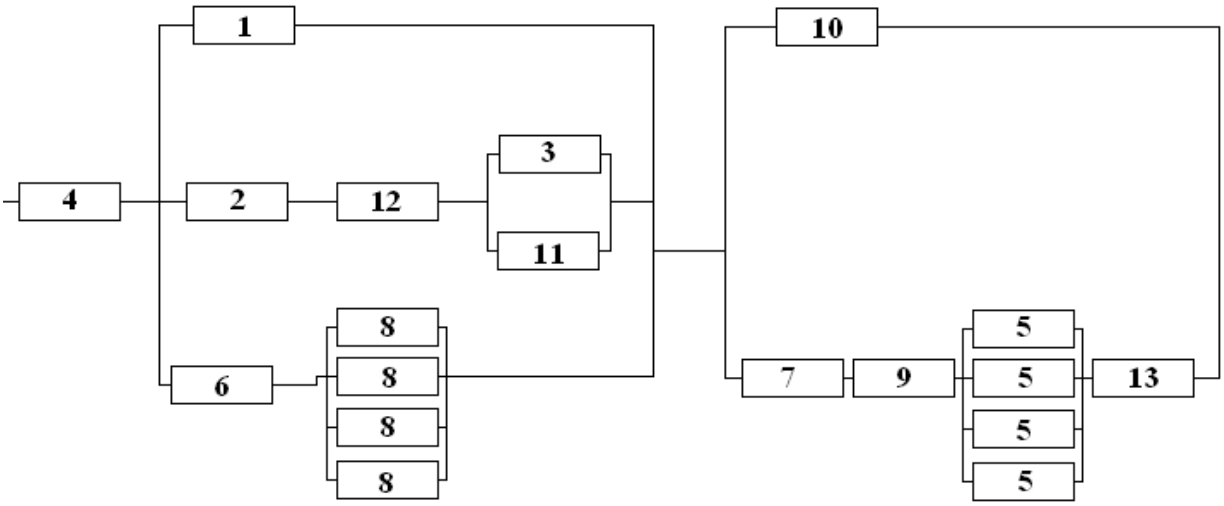


Рис 4.11 Структурно - логічна схема трамбовки

Слладаємо структурно – логічну формулу і визначаємо розрахункове значення гамма – відсоткового ресурсу.

Формула буде мати вигляд:

$$P(T_{p\gamma i}) = P_4 \cdot P_{11-1} \cdot P_{5-13} = 0,8;$$

$$P(T_{p\gamma i}) = P_4((1-(1-P)(1-P_{2-11})(1-P_{6-8}))\times$$
$$\times(1-(1-P_{10})(1-P_{5-7-9-13}) = P_4((1-(1-P_1)(1-P_2 \cdot P_{12}\times$$
$$\times(1-(1-P_3)(1-P_{11})(1-P_6(1-P_3)^4)(1-(1-P_{10})(1-P_7 \cdot P_9 \cdot P_{13}\times$$
$$\times(1-P_5)^4) \geq 0,8;$$

$$P_4 = P_{1-11} = P_{5-13} = x;$$

$$x = \sqrt[4]{0,93};$$
$$P_7 = P_9 = P_{13} = P_{5,5,5,5} = 0,93;$$
$$1-(1-P_5)^4 = 0,98;$$
$$P_5 = \sqrt{1-0,98} = 0,8;$$
$$1-(1-P_{10})(1-P_{5-13}) \geq 0,93;$$
$$y = \sqrt[2]{1-0,93} = 0,92;$$
$$P_{10} = P_{5-3} = 1-y;$$

$$x = \sqrt[3]{0,74} \approx 0,91;$$
$$P_2 = P_{12} = 0,91;$$
$$P_{3-11} = 1-(1-P_3)(1-P_{11}) = 0,91;$$
$$1-y^2 = 0,91;$$
$$y = 0,3 \Rightarrow P_3 = P_{11} = 0,7;$$
$$P_{3-13} = P_7 \cdot P_9 \cdot P_{13} \cdot P_{5,5,5,5} \geq 1-y;$$

$$x = \sqrt[3]{0,8} \approx 0,93;$$
$$P_{1-11} = 1-(1-P_1)(1-P_{2-11}) \geq 0,93;$$
$$1-P_1 = 1-P_{2-11} = y;$$
$$y = \sqrt{1-0,93} = 0,26;$$
$$P_{2-11} = P_1 = 1-0,26 = 0,74 \approx 0,8;$$
$$P_{2-11} = P_2 \cdot P_{12} \cdot (1-(1-P_3)(1-P_{11})) \geq 0,74;$$
$$P_2 = P_{12} = P_{3-11} = x;$$
$$x^3 = 0,74;$$

При забезпеченні надійності кожної складальної одиниці P(Трγі) = 0,8, загальна надійність вібротрамбовки 0,89 > 0,8, прийнятої в машинобудуванні.

Висновок: гідравлічна вібротрамбовка при забезпеченні надійності кожної складальної одиниці 0,8 має: високу надійність, ремонтопридатність, легкий доступ до деталей, задовільні умови огляду деталей для попередження пошкоджень і відмов.

РОЗДІЛ 5 ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

5.1 Аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів

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, точніше, у місцях кріплення трамбівки до базової машини, передбачається встановлення віброізоляційних амортизаторів. Віброізоляція також встановлюється в місцях кріплення провушин трамбівки до рами. Пропонується встановлення віброізоляційних листів нової форми, що покращить гасіння вібрації за рахунок зменшення площі контактуючих поверхонь.

Успішне вирішення проблеми віброзахисту і зниження шуму можливе тільки на основі комплексного всебічного підходу до цього питання.

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів, які пов’язані з певними станами об’єкту – трамбівки, наприклад, експлуатація, виготовлення, ремонт, зведемо в таблицю 5.1:

Таблиця 5.1

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих факторів

№ п/п	Фактор	Джерело	Кількісна оцінка	Норматив
1	2	3	4	5

Продовження таблиці 5.1

1.	Підвищений рівень вібрації на робочих місцях	Коливання трамбівки	Категорія 3 технологічного процесу типу “В” Рівень віброприскорення, L_a м./с^2, дБ Рівень виброшвидкості, L_v, м/с дБ	СН 3044-84 ГОСТ 12.1.012-90 ДНАОП 0.00-1.31-99 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСТУ 2300-93
2.	Підвищений рівень шуму на робочому місці/робочих приміщень	Будівельні машини і обладнання	Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку, L_p дБа / дБАекв Допустимі рівні звуку, еквівалентні рівні звуку,L_p дБА / дБАекв	ГОСТ 28100-89 ДСанПІН 3.3.2.007-98 ДСН 3.3.6.042-99 СН 3223-85 ГОСТ 12.1.003-88 ССБТ ДСТУ 2325-93 ГОСТ 23426-79 ДСН 3.3.6.037-99 СН 3077-84
3.	Недостатній рівень освітленості на робочому місці та в приміщені	Природне і штучне освітлення	КПО,% Нормований рівень освітлення на робочому столі в зоні розташування документів Е, Лк	ДБН В.2.5-28-2006 ГОСТ 12.1.046-85
4.	Опромінювання зварювальною дугою	Зварювальна дуга при виконанні зварювальних робіт		ГОСТ12.2.03-75 ГОСТ17779-72 ГОСТ12.02.010-75
5.	Небезпека ураження електричним струмом, замикання через тіло людини:	Будівельні машини і обладнання, електрообладнання і освітлення приміщення	Мережі електроживлення і освітлення Допустимі, U , В F , Гц I , А	ГОСТ 12.1.045-84 ВСН 59-88 ГОСТ 12.1.006-84 ДНАОП 0.00-1.31-99

	- промислові; - атмосферні; - статична електрика	та робочих місць Робоче обладнання, освітлювальні і силові мережі Грозовий розряд, блискавка Будівельні машини і обладнання	I, A U, B F, Гц U, B N, 1/рік I, A U, B	ДНАОП 0.00-1.21-98 ГОСТ12.1.030 -81 ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ ПУЭ,ПТЕ НПАОП 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 T, °C	ДБН В.1.1.-7-2002 СН 512-78 СНиП 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-

5.1.1 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. Показником 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 провушин (1), між пальцем і провушиною, в місці кріплення нижньої балки механізму підйому до трамбівки (2), між пальцем та балкою. В середині трамбівки, між рамою та провушинами встановлені три квадратні гумові листи спеціального профілю для поліпшення віброізоляції (3) (Рис.5.1)

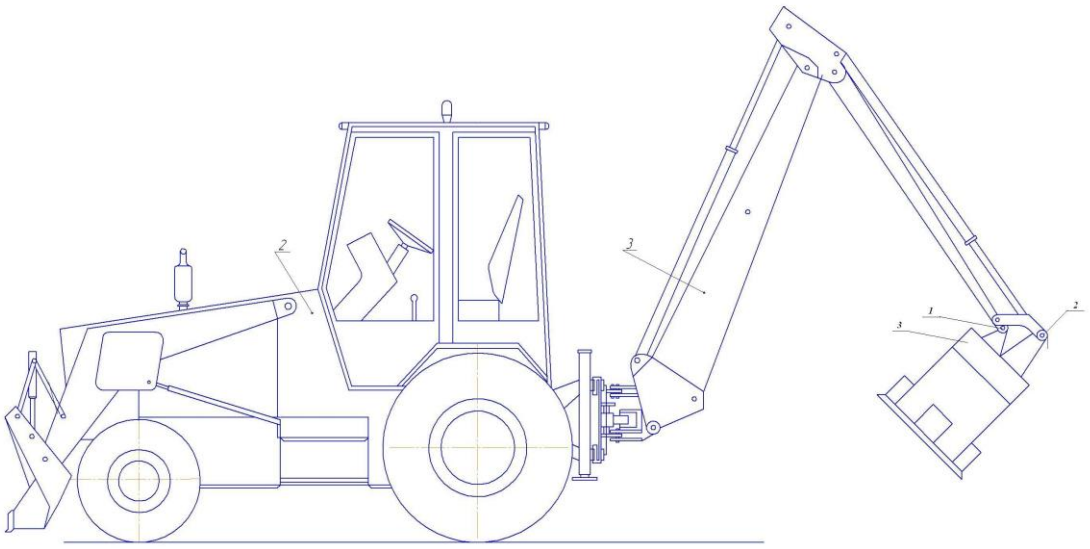


Рис. 5.1. Схема до розрахунку віброізоляції: 1,2,3 – місця встановлення віброізоляції

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

Швидкість ущільнюючої плити вібротрамбовка після удару за розрахунком

$V_{пл}$ = 0,528 м/с

Визначимо коефіцієнт передачі для створення на віброізольованій плиті задовільних вібраційних умов:

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

$V_д$ – 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

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

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

Визначаємо необхідну власну частоту рами трамбівки і базової машини

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

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

$C_Z = m \cdot \varpi^2$, де

m = 3811,5 кг – маса трамбівки;

ω = 2π·f – колова частота коливань, $с^{-1}$

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

Знаходимо фактор форми амортизатора

$$\Phi = \frac{S_н}{S_в} = \frac{D}{4 \cdot l} = 0{,}5...0{,}8,$$

де: $S_н$ – навантажена площа амортизатора, $м^2$;

$S_в$ – вільна площа амортизатора, $м^2$;

D – діаметр циліндричного амортизатора, м;

l – товщина гумового шару, м

Статична жорсткість амортизаторів:

$$C_Z^{\Sigma} = \frac{C_Z}{\alpha},$$

де: α – коефіцієнт, α = 1,3;

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

Амортизатор на направляючій та сума чотирьох амортизаторів – два в провушинах 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

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

m = 3811,5 кг – маса трамбівки;

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

C_2 = 3566958 Н/м – жорсткість амортизаторів у провушинах 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

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

h = 0,07 м – мінімальна товщина амортизатора;

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

Ф = 0,8 – фактор форми амортизатора

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

Амортизатор має форму квадрата, тому сторона буде дорівнювати

$$a \le \sqrt{A}$$

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

Приймаємо розміри амортизатора: 1100х1100, висота одного амортизатора 0,05 м.

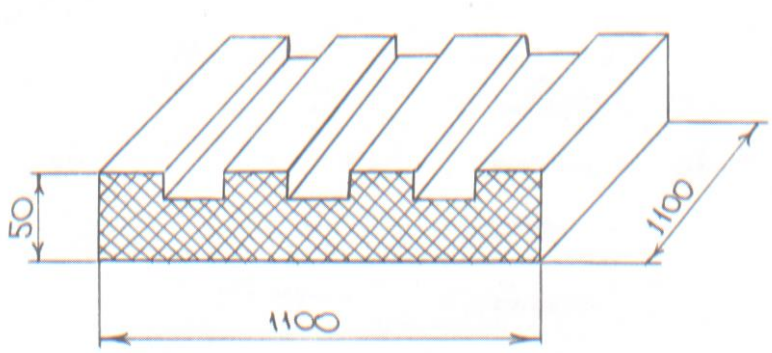


Рисунок 5.2. Схема розмірів розрахованого амортизатора.

Визначимо розміри амортизаторів у провушинах:

C_1 = 5508848 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:

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

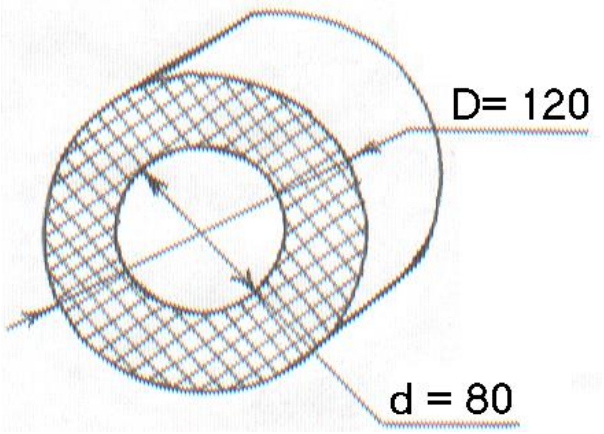


Рисунок 5.3. Схема амортизатора в провушині.

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.

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

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

Причини пожежі:

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

2. Аварія, в результаті якої порушується цілісність проводки і герметичність різних трубок або ємностей транспорту (екскаватора), 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 (екскаватора) або за кермом.

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

5. 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 (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.

Екскаватор, 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;

D - горіння металу і металомістких речовин;

Е - гасіння речовин, які знаходяться під електричною напругою.

Таким чином вогнегасник 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):

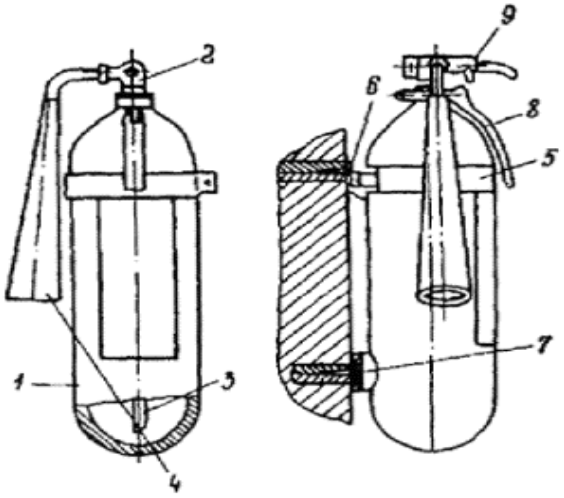


Рис. 5.4 Вогнегасник вуглекислотного типу ОУ-5 (ОУ-8)
1- балон; 2 - поворотний розтруб; 3 - опорна головка; 4 - сифона трубка; 5- хомут; 6 - крюк; 7 - упор; 8 - ручка; 9 – чека.

Базова машина повинна бути укомплектована вуглекислотним вогнегасником.

У разі запалення палива на базовій машині необхідно припинити доступ палива до вогнища і гасити полум’я порошковим або вуглекислотним вогнегас

ником, землею, піском або брезентом.

Забороняється гасити водою палаючі паливно-мастильні матеріали.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Огляд існуючих конструкцій вібраційних машин для ущільнення будівельних сумішей підтвердив доцільність створення тримасних ударно – вібраційних трамбівок та використання гідравлічного виконуючого механізму в якості віброзбуджувача .

Аналіз конструкцій та характеристик цих машин дозволив зробити наступні *висновки щодо тенденцій покращення характеристик машин* , шляхом удосконалення старих та використання нових конструкцій :

6) збільшення частоти ударів , вібрації ;

7) регулювання інтервалів частот ;

8) збільшення коливальних мас у принципових схемах ;

9) реалізація безвідривних , комбінованих , змінних у часі режимів руху робочих органів ;

10) застосування гідромеханічного та гідравлічного приводів , особливо для навісних та причіпних ущільнювачів ;

11) зручність керування та обслуговування гідроприводу ;

12) використання полічастотного та віброударного режимів ;

13) створення самоадаптованих систем .

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 . Аврутин Р. Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков . – М . – Л : Машиностроение , 1965 . – 180 с .

2 . Анурьев А. А. Справочник конструктора – машиностроителя : В 3 – х т . , т . 3 – 6 – е издание , перераб . И доп . – М . : Машиностроение , 1982 . – 576 с .

3 . Баладинский В. Л. Динамическое разрушение грунтов . – Киев : Изд – во Ки евского ун – та , 1971 . – 126 с .

4 . Бабков В. Ф. , Андреев О. В. Проектирование автомобильных дорог , ч . 1 . – М . : Машиностроение , 1979 . – 357 с .

5 . Баранов В. Н. , Захаров . Электрогидравлические и гидравлические вибра – ционные механизмы . – М . : Машиностроение , 1977 . – 326 с .

6 . Баранов Ю. А. Создание строительных ударно – вибрационных машин с электромагнитным приводом . Дис … канд . Техн . Наук . – Киев , кгтусиа , 1994 . – 150 с .

7 . Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика . – М. : Машинострое – ние , 1972 . – 320 с .

8 . Башта Т. М. , Руднев С. С. , Некрасов Б. Б. И др . Гидравлика , гидравличес – кие машины и гидравлические приводы . – М . : Машиностроение , 1970 . – 504 с .

9 . Башта Т. М. , Зайченко И. З. И др . Объемные гидравлические приврды . – М . : Машиностроение , 1969 . – 628 с .

10 . Бауман В. А. , Быховский И. И. Вибрационные машины и процессы в стро – тельстве . – М . : Высшая школа , 1977 . – 255 с .

11 . Богданович Л. Б. Гидравлические приводы : Учебное пособие для вузов . – Киев : Вища школа , 1980 . – 232 с .

12 . Брон Л. С. , Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных стан – ков и автоматических линий . – М . : Машиностроение , 1974 . – 328 с .

13 . Варсонафьев В. Д. , Кузнецов О. В. Гидравлические вибраторы . Л . : Ма – шиностроение , 1979 . – 144 с .

14 . Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : Спра вочник . – М . : Машиностроение , 1983 . – 301с .

15 . Гавриленко Б. А. , Минин В. А. , Рождественский С. Н. Гидравлический при вод , – М . : Машиностроение , 1968 . – 504 с .

.

16 . Гарнец В. Н. , Човнюк Ю. В. , Дроздович Н. Ю. Вынужденные колебания поверхностного виброуплотнителя : Горные , строительные и дорожные машины . Киев : Техника , – 1985 . – № 38 . – с . 106 – 108 .

17 . Голубева А. И. , Кондаков Н. А. Уплотнения и уплотнительная техника . Справочник . – М . : Машиностроение , 1986 . – 464 с .
18 . Данилов Ю. А. , Кирилловский Ю. Л. , Колпаков Ю. Г. Аппаратура объемных гидроприводов . Рабочие процессы и характеристики .– М . : Машиностроение , 1990 . – 272 с .
19 . Зыков Б. Н. Навесное вибротрамбующее оборудование на базе экскаватора ЭО – 2621 // Механизация строительства , 1975 . – № 10 . – с . 24– 25 .
20 . Иванов М. Е. , Матвеев И. Б. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуп – лотняющих машин . – М . : Машиностроение , 1977. – 174 с .
21 . Искович – Лотоцкий Р. Д. , Матвеев И. Б. , Крат В. А. Машины вибрацион – ного и виброударного действия . – Киев , Техника , – 1982 .– 208 с .
22 . Краев М. В. , Овсянников Б. В. , Шапиро А. С. Гидравлические радиальные уплотнения высокооборотных валов . – М . : Машиностроение , 1976. – 104 с .
23 . Ловейкин В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов стро ительных машин . Киев . УМВКО , 1990 . – 168 с .
24 . Ловейкін В. С. , Назаренко І. І. , Свідерський А. Т. Оптимізація гідро привідного механізму машини для ущільнення грунту . Т . IV . – Київ : Видавництво НАУ , 1998 . – С . 239 – 245 .
25 . Матвеев И. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия . – М . : Машиностроение , 1974. – 184 с .
26 . Назаренко І. І. , Прикладні задачі теорії вібраційних систем : Навчальний посібник . – К . : ІСДО , 1993 . – 216 с .
27 . Назаренко И. И. Определение сил сопротивления бетонной смеси при колебаниях виброплощадки . В сб . : Горные , строительные и дорожные машины . – К . : Техника , вып . 16 , 1973. – с . 128 – 135 с .
28 . Назаренко И. И. , Гарнец В. Н. Выбор расчетной схемы вибрируемой бетонной смеси . В сб . : Горные , строительные и дорожные машины . – К . : Техника вып . 21 , 1976. – с . 87 – 90 с .
29 . Назаренко И. И. , Свидерский А. Т. И др . Гидравлическая трамбовка . – А . С. 1791533 (СССР) .
30 . Назаренко И. И. К вопросу об учете нагрузок при расчете вибрацыонных машин . Изв . Вузов . Строительство и архитектура , вып . 6 . 1981 . – с . 121 – 125 .
31 . Николаев В. М. , Горбанев В. П. Уплотнение и закрепление грунтов в стесненных условиях строительного производства . – М . : Издательство литературы по строительству , 1968 , - 153 с .

ДОДАТКИ