

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет «Транспортна інженерія»

Кафедра «Прикладна механіка та матеріалознавство»


Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: Розробка вимірювальної системи стенда для дослідження робочих процесів машин для земляних робіт

за освітньою програмою «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання»

зі спеціальності: 133 Галузеве машинобудування

Виконав: студент групи: ПМ2321


_____ (підпис)

/ Анатолій БАЧУРІН /

Керівник:


_____ (підпис)

/ Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ /

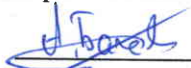
Нормоконтролер:


_____ (підпис)

/ Олександр ПОСМІТЮХА /

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент


_____ (підпис)

Ministry of Education and Science of Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies

Faculty of Transport Engineering

Department of Applied Mechanics and Materials Science

Explanatory Note
to Master's Thesis

on the topic:

Development of a bench measuring system for studying the working processes of earthmoving machines

according to educational curriculum «Lifting and transport, road construction, land reclamation machines and equipment»

in the Speciality: 133 Industrial Engineering

Done by the student of the group: ПМ2321 / Anatoly BACHURIN /

Scientific Supervisor:  / Kazimir HLAVATSKYI /

Normative controller :  / Oleksandr POSMITIUKHA /

Dnipro – 2025

Міністерство освіти і науки України
Український державний університет науки і технологій

Факультет: Транспортна інженерія
Кафедра: Прикладна механіка та матеріалознавство
Рівень вищої освіти: другий (магістерський)
Освітня програма: Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання
Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____
Сергій РАКША

Дата _____
(підпис)

ЗАВДАННЯ

на кваліфікаційну роботу _____
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

студенту Бачуріну Анатолію Володимировичу

1. Тема роботи: Розробка вимірювальної системи стенда для дослідження робочих процесів машин для земляних робіт

Керівник роботи: Главацький Казимир Цезарович, к. т. н., доцент

затверджені наказом від _____ "27" 10 2023 р. № 1041ст

2. Строк подання студентом роботи: 10.01.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: Величина сил, кН: вертикальних – 3, горизонтальних – 5
коефіцієнт динамічності – 3; масштаб моделювання – 1:5, 1:10; вид навантаження – ст
тичне і динамічне; точність вимірювання – 0,01; напруга живлення – 220 В;
умови використання машини – науково-дослідна лабораторія кафедри університету.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно опрацювати):

4.1 Аналітична частина: технічне обґрунтування актуальності розробки вимірювальної
Системи для лабораторних стендів дослідного характеру.

4.2 Основна частина: силовий та конструктивний розрахунок дослідного устаткування
розробка вібраційної системи, конструктивні розрахунки, технологічний процес.

4.3 Науково-дослідна частина: аналіз і оптимізація параметрів вібросистем, технічні
пропозиції вимірювальної системи.

5. Перелік демонстраційного матеріалу:

Загальний вигляд стенда; огляд технічних рішень-аналогів; розрахункові схеми;
запропоновані технічні рішення; результати розрахунків та досліджень; технологічні
схеми; інші матеріали.

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Завдання видав: (підпис консультанта, дата)	Завдання прийняв: (підпис студента, дата)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Приміт.
1	Технічне обґрунтування роботи	06.03.2024	викона
2	Силовий та конструктивний розрахунок	24.04.2024	викона
3	Розробка вібраційної системи	20.05.2024	викона
4	Аналіз і оптимізація параметрів вібросистем	20.06.2024	викона
5	Конструктивні розрахунки	20.09.2024	викона
6	Технологічний процес складання устаткування	20.10.2024	викона
7	Технічні пропозиції вимірювальної системи	20.11.2024	викона
8	Загальні висновки та рекомендації	20.12.2024	викона
9	Підготовка презентації роботи	03.01.2025	викона
10	Подання кваліфікаційної роботи до кафедри	10.01.2025	викона
11	Захист кваліфікаційної роботи на засіданні Екзаменаційної комісії	22.01.2025	

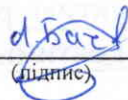
Дата видачі завдання: 1 листопада 2023 р.

Керівник роботи


(підпис)

Казимир ГЛАВАЦЬКИЙ

Завдання прийняв до виконання


(підпис)

Анатолій БАЧУРІН

РЕФЕРАТ

Кількість томів: 1

В записці всього 91 сторінок

Найменування роботи: «Розробка вимірювальної системи стенда для дослідження робочих процесів машин для земляних робіт».

Ілюстрації: схем 28; рисунків 32;
графіків 5; фотографій -;
таблиць 16.

Ключові слова: СТЕНД, СИСТЕМА, ВИМІРЮВАННЯ, ПАРАМЕТРИ, МАШИНА, БУЛЬДОЗЕР, РОЗПУШНИК, КОТОК, ВІДВАЛ, ЗУБЕЦЬ, СИЛА, РОЗРАХУНОК, ДОСЛІДЖЕННЯ, ПОРІВНЯННЯ.

Текст реферату: метою роботи є розробка сучасної вимірювальної системи до лабораторного устаткування модульного типу з сучасною вібростратемою для дослідження робочих органів машин для колійних і земляних робіт.

Для досягнення вказаної мети в роботі поставлені та вирішені наступні задачі: проведений огляд та аналіз аналогічних лабораторних установок; виконаний силовий та конструктивний розрахунок лабораторного устаткування; досліджені основні елементи та розроблено схему вібраційної системи; проведено аналіз і запропоновано оптимізацію параметрів вібростратем; розроблено вимірювальну систему і варіанти її виконання; розроблено технологічний процес складання устаткування; запропоновані тезнічні пропозиції вимірювальної системи; зроблені висновки та надані рекомендації щодо подальшого удосконалення запропонованого лабораторного устаткування.

ЗМІСТ

ВСТУП	- 7
1. ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	- 8
1.1. Постановка задачі на розробку вимірювальної системи	- 8
1.2. Огляд і аналіз відомих технічних рішень аналогів вібраційних систем	- 9
1.3. Огляд і аналіз лабораторних установок для дослідження робочих органів машин для земляних робіт	- 16
1.4. Технічна пропозиція лабораторного оснащення	- 34
1.5. Висновки за розділом	- 36
2. СИЛОВИЙ ТА КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЛАБОРАТОРНОГО УСТАТКУВАННЯ	- 37
2.1. Вихідні дані до розрахунку	- 37
2.2. Розрахункова схема устаткування	- 37
2.3. Визначення геометричних параметрів устаткування	- 38
2.4. Кронштейн	- 40
2.5. Висновки за розділом	- 44
3. РОЗРОБКА ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ	- 45
3.1. Пропозиції щодо структури вібросистеми	- 45
3.2. Визначення раціональних розмірів (параметрів) дебалансів	- 47
3.3. Пропозиції вібросистеми	- 50
3.4. Висновки за розділом	- 52
4. АНАЛІЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОСИСТЕМ	- 53
4.1. Вихідні дані до розрахунків	- 53
4.2. Рівняння збурюючої сили і його складові	- 53
4.3. Раціональні діапазони значень параметрів вібросистем	- 57
4.4. Оптимізація отриманих результатів	- 61

					ДПТ.630000.301.МРПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Бачурін			Розробка вимірювальної системи стенда для дослідження робочих процесів машин для земляних робіт	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Главацький					5	91
Реценз.						УДУНТ, гр. ПМ2321		
Н. Контр.		Посмітюха						
Затверд.		Ракша						

4.5. Висновки за розділом	- 62
5. КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ	- 63
5.1. Переріз кріплення датчика с допоміжною пластиною	- 63
5.2. Розрахунок болтового з'єднання	- 64
5.3. Конструювання елементів устаткування	- 65
5.4. Висновки за розділом	- 67
6. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС СКЛАДАННЯ НАЧІПНОГО ОБЛАДНАННЯ ЛАБОРАТОРНОГО УСТАТКУВАННЯ	- 68
6.1. Короткий опис процесу складання	- 68
6.2. Опис конструкції механізму	- 68
6.3. Методика проведення складання навісного обладнання лабораторного устаткування	- 70
6.4. Висновки за розділом	- 71
7. ТЕХНІЧНІ ПРОПОЗИЦІЇ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ	- 72
7.1. Структурні рішення вимірювальної системи	- 72
7.2. Визначення робочої зони подошви опорної платформи стенда	- 74
7.3. Структурні рішення вимірювальної системи	- 76
7.4. Висновки за розділом	- 88
ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ	- 89
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	- 91

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

В наш час вимірювальні системи набули широкого розповсюдження в техніці (головним чином в будівельних та колійних машинах), тому що вони підвищують якість та прискорюють процес вимірювання характеристик матеріалів, і стає можливим регулювання параметрів системи.

Існує багато різних різновидів вимірювальних систем, основною метою яких являється забезпечення контролю за режимом роботи різних машин, агрегатів, а протікання технологічних процесів потребує пристроїв, що вимірюють значення величин, характеризуючих ці процеси.

В магістерській роботі до розробленої моделі стенда з обґрунтуванням його розмірів, розроблена вібросистема, розглянуті та проаналізовані відомі вібромодулі та вібросистеми будівельних та колійних машин, запропонована методика проведення вимірювань, розроблені нові схеми вібросистем, визначені оптимальні схеми дебалансів та виконана оцінка збудовуючої сили. На основі вище вказаного запропоновані напрямки удосконалення та використання лабораторного стенду.

Метою роботи є розробка сучасної вимірювальної системи до лабораторного устаткування модульного типу з сучасною вібросистемою для дослідження робочих органів машин для колійних і земляних робіт.

Для досягнення вказаної мети в роботі поставлені та вирішені наступні задачі:

- проведений огляд та аналіз аналогічних лабораторних установок;
- виконаний силовий та конструктивний розрахунок лабораторного устаткування;
- досліджені основні елементи та розроблено схему вібраційної системи;
- проведено аналіз і запропоновано оптимізацію параметрів вібросистем;
- розроблено вимірювальну систему і варіанти її виконання;
- розроблено технологічний процес складання устаткування;
- запропоновані тезнічні пропозиції вимірювальної системи;
- зроблені висновки та надані рекомендації щодо подальшого удосконалення запропонованого лабораторного устаткування.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ТЕХНІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

1.1. Постановка задачі на розробку вимірювальної системи

Основними завданнями, що постають перед сучасним будівництвом, є створення й впровадження прогресивної технології, систем машин і механізмів, що забезпечують комплексну механізацію будівельно-монтажних і спеціальних робіт, істотне зниження обсягу робіт, виконуваних ручним способом. Один зі шляхів рішення цих завдань - роботизація будівельних процесів, що дозволяють знизити витрати важкої, монотонної праці, підвищити її продуктивність, поліпшити якість будівельних робіт, виключити участь людини в процесах, виконуваних у складних і небезпечних умовах. Перспективним напрямком удосконалення машин для земляних робіт, і, зокрема, ґрунтоущільнювальних машин, є створення вібросистем в яких передбачається можливість регулювання вектора збурюючої сили за допомогою різних її складових (маса та ексцентриситет дебаланса, кутова швидкість, взаємне розташування дебалансів відносно один одного і т. ін.).

Удосконалення ґрунтоущільнюючих машин (МЗР), і, зокрема, їх робочих органів і робочого устаткування, не можливо без детального вивчення причин, що викликають передчасне зношування деталей і їхніх поверхонь.

З огляду на велике розмаїття існуючих ідей поліпшення машин даного класу, відбитих у патентній і іншій науково-технічній літературі, доцільно ознайомитися не тільки з ними, але й зі способами досягнення пропонованих в них позитивних результатів з мінімальними витратами матеріальних і трудових ресурсів. Важливу роль у процесі пошуку напрямків поліпшення МЗР і їх робочих органів відіграє наочне подання процесів взаємодії робочих органів з розроблювальним середовищем з використанням моделювання в лабораторних умовах. Модель дозволяє: прискорити процес правильного сприйняття складних, багатофакторних взаємодій; обґрунтувати з достатнім ступенем надійності необхідність впровадження досліджуваних процесів; продовжити вдосконалення робочих

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

органів машин; одержати відправну точку в теоретичних дослідженнях або підтвердити їх, уточнюючи прийняті припущення.

З метою створення багатофункціонального стендового устаткування, яке можна використовувати для навчальних і наукових цілей, необхідно вивчити досвід проектування його аналогів, а також схеми підлягаючих дослідженню робочих органів МЗР. Результати таких досліджень наведені нижче.

1.2. Огляд і аналіз відомих технічних рішень аналогів вібраційних систем

Вібросанурювачі – це машини з механізмами, що передають об'єктам, які потрібно занурити у ґрунт (або витягнути з ґрунту) і їх елементам коливання певної частоти, амплітудами за певними напрямками, в результаті чого забезпечується їх занурення (витягання). Робота вібросанурювачів заснована на різкому зниженні коефіцієнта тертя між ґрунтом і об'єктом, який потрібно занурити у ґрунт (або витягнути з ґрунту), під дією виникаючих коливань.

Вібросанурювач (рис. 1.1) складається з приводного електродвигуна 1, вібросбудника 3 і наголівника 4 з механічними або гідравлічними затискачами для жорсткого з'єднання механізму із об'єктом, який потрібно занурити у ґрунт чи витягти з ґрунту.

Вібросбудник є вібратором спрямованої дії з парною (два, чотири або шість) кількістю горизонтально розташованих валів з дебалансами, які обертаються від електродвигуна через пасову (ланцюгову, зубчасту) передачу 2. При обертанні дебалансних валів виникає сумарна відцентрова сила, що розвивається дебалансами (збурююча сила), яка досягає найбільшого значення у вертикальній площині. В цьому випадку вона спрямована уздовж осі об'єкту занурення і передається на нього через наголівник.

Вібросанурювачі зазвичай виконують за двома основними конструктивними схемами: з жорстким і пружним зв'язком електродвигуна з вібраційним органом. У першому випадку (рис. 1.2) санурювач складається з чотиривального вібратора спрямованої дії, приводного електродвигуна з фазовим ротором і наголовника 5 з

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

палею 6, жорстко з'єднаних між собою. Рух від електродвигуна передається через проміжну шестерню 2 і систему синхронізуючих циліндричних шестерень 3 на дебалансні вали 4, що обертаються синхронно і синфазно. На валах встановлені дебаланси (неврівноважені маси), при обертанні яких виникає збурююча сила, спрямована уздовж осі об'єкту занурення (висмикування). У комплект занурювачів входить пульт керування, призначений для пуску і електродвигуна.

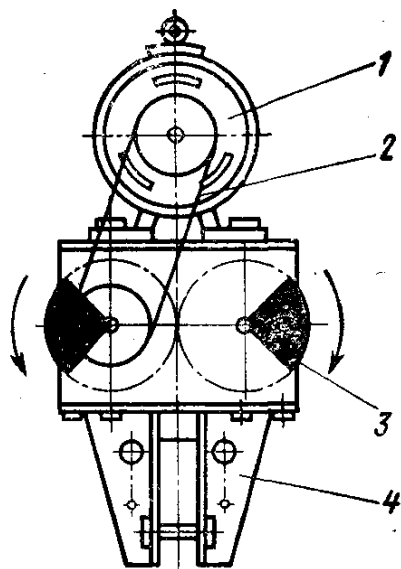


Рис. 1.1. Віброзанурювач

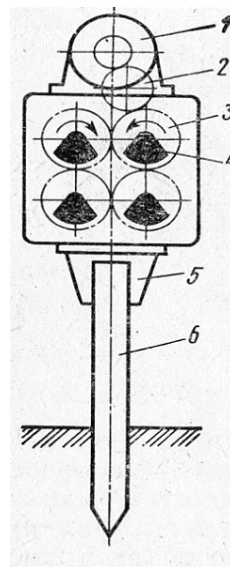


Рис. 1.2. Віброзанурювач з жорстким зв'язком між електродвигуном і віброорганом

У процесі роботи здійснюється регулювання частоти обертання дебалансних валів (частоти коливань) і величини збурюючої сили вібраційного органу. У конструкції можуть бути передбачені привантажувальні плити, жорстко пов'язані з корпусом вібратора. Розглянута конструкція проста, але має ряд недоліків: із збільшенням маси занурювача знижується амплітуда коливань палі; жорсткий зв'язок між віброорганом і електродвигуном знижує довговічність роботи останнього або вимагає виготовлення його вібростійким.

Загальний вигляд і схема вібростійкого занурювача з підресореним вантажем показані на рисунку 1.3, а, б. Приводний електродвигун 1 встановлений на привантажувальній плиті 2 і через амортизуючі пружини 4 пов'язаний з вібраційним органом 3, корпус якого жорстко сполучений з наголівником 5. Привод чотиривального вібратора здійснюється через вертикальну ланцюгову

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

передачу 7, конічний редуктор 6 і систему синхронізуючих шестерень, встановлених на дебалансних валах. Шарнір 8 коромисел підвіски 9, розташований поблизу від центру тяжіння занурювача, що дозволяє легко повертати його в горизонтальне положення для приєднання до занурювального елемента.

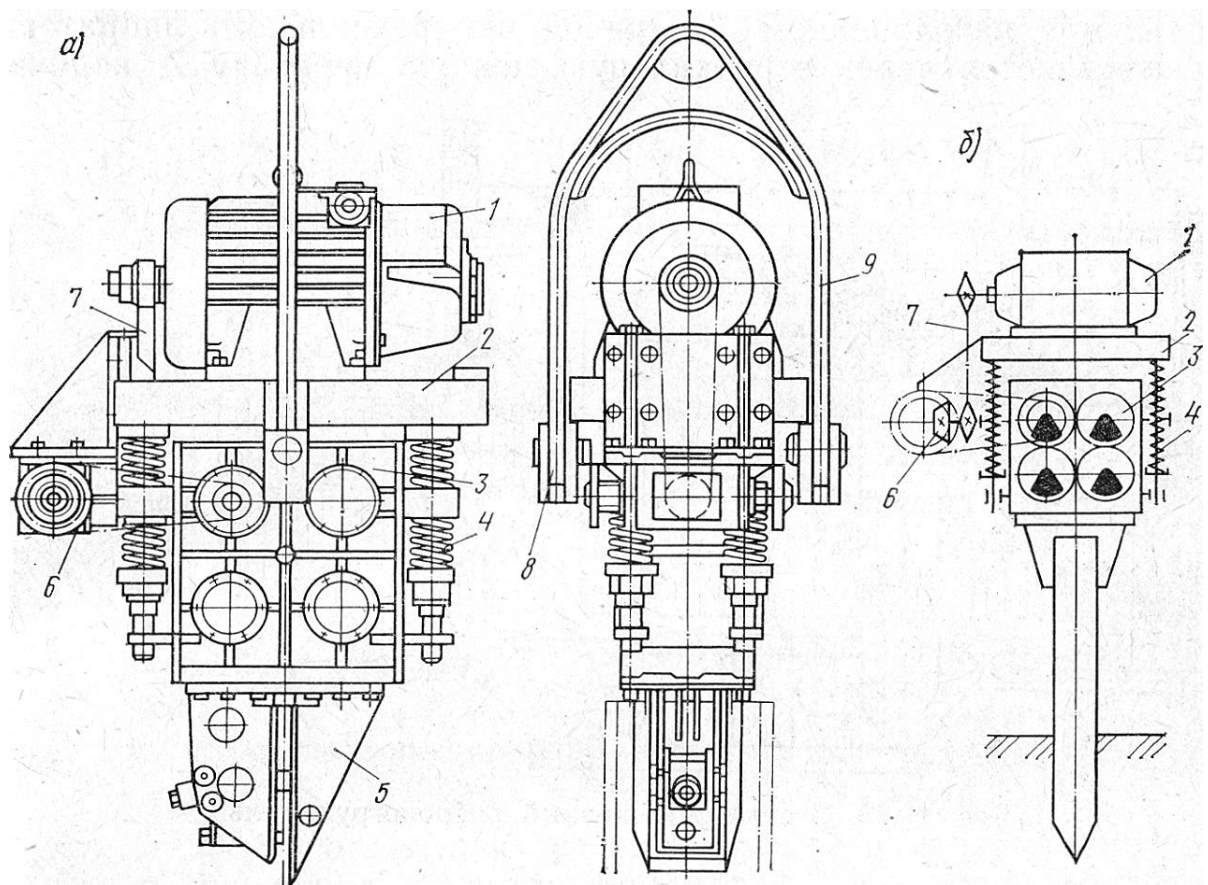


Рис. 1.3. Віброванурювач з пружним зв'язком між електродвигуном і вібратором

Безтрансмійний віброванурювач показаний на рисунку 1.4.

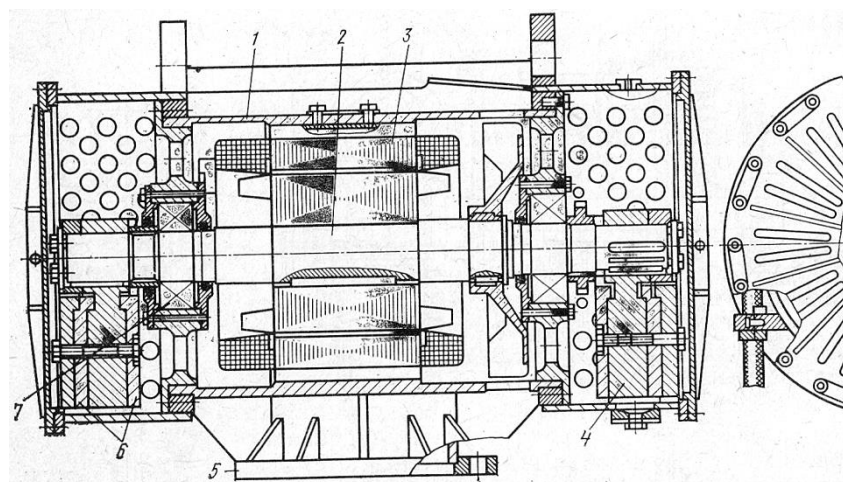


Рис. 1.4. Безтрансмійний віброванурювач

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

11

У сталевий корпус 1 запресовані статори 3 пари двошвидкісних асинхронних вібростійких електродвигунів. Короткозамкнуті ротори насажені на вали 2, а на консольних кінцях валів розташовані основні дебаланси 4. За необхідності збільшення амплітуди коливань до них кріпляться додаткові один-два дебаланси 6. Дебалансні вали обертаються у підшипниках 7. До наголівника віброзанурювач кріпиться за допомогою фланця 5. Завдяки двошвидкісним двигунам занурювач може працювати в низькочастотному (485 об/хв) і високочастотному (975 об/хв) режимах, що розширює область застосування машини.

Схеми віброзанурювачів, що генерують комбіновані (прямолінійні і кутові) коливання, приведені на рисунку 1.5. У першому випадку (рис. 1.5, а) кутові коливання виникають за рахунок зсуву дебалансів 2, що обертаються синхронно-синфазно, і які отримують обертання від винесеного електродвигуна 1 через зубчатсу передачу 3. Змішані коливання (рис. 1.5, б) виникають від синхронного обертання в різні боки дебалансів 2, розташований співвісно.

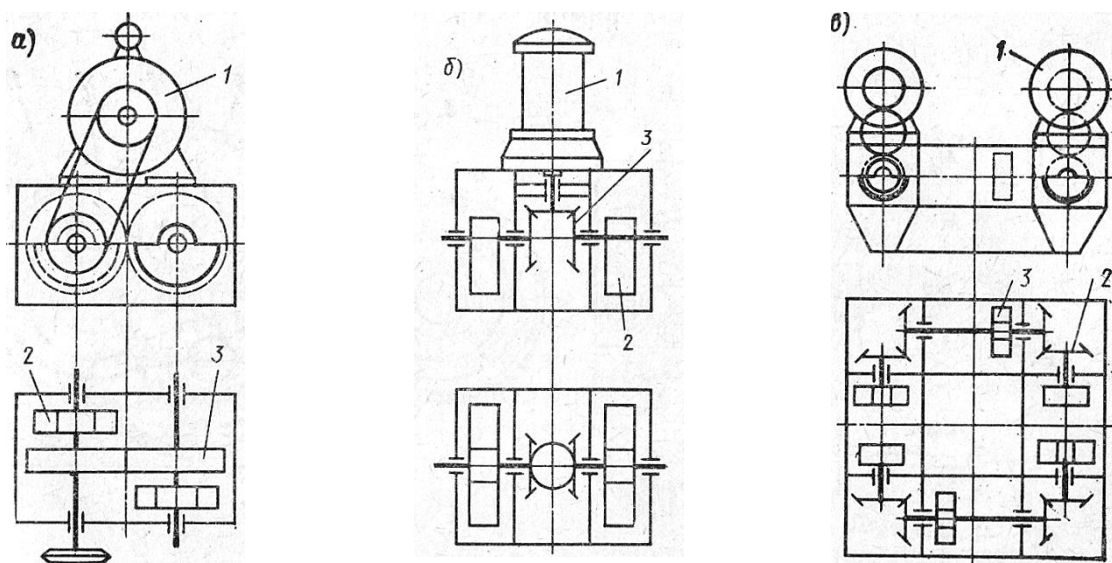


Рис. 1.5. Схеми віброзанурювачів, збудливих комбіновані коливання

Обертання дебалансів здійснюється від фланцевого електродвигуна 1 з вертикальним валом через конічну зубчатсу передачу. Для потужних віброзанурювачів застосовується схема з чотирма або більшою кількістю

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

дебалансів 3 (рис. 1.5, в). Обертання дебалансів здійснюється від електродвигунів 1 і синхронізуючих зубчатих конічних передач 2.

В даний час набувають широкого поширення модульні віброзанурювачі, віброзбудник яких складається з окремих двовальних блоків (модулів). Кількість модулів у віброзбуднику залежить від умов і виду виконуваних палезабивних (палевисмикувальних) робіт. Такі занурювачі здатні замінити декілька різних за конструктивним виконанням звичайних занурювачів, робота яких обмежена залежно від виду занурювального об'єкту і щільності ґрунту. Схема такого віброзанурювача показана на рисунку 1.6, а. Він складається з амортизатора 3, віброзбудника 4, блоків горизонтальної 5 і вертикальної 6 синхронізацій, гідравлічного наголівника 7, насосної станції 2, пульта керування 1.

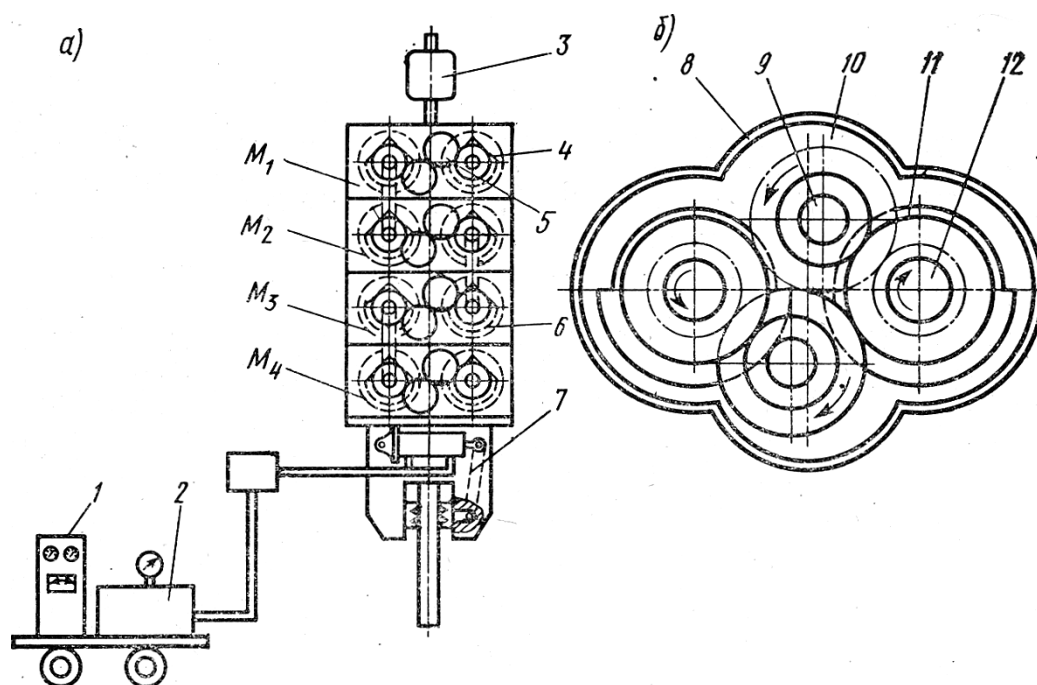


Рис. 1.6. Модульний віброзанурювач

Модуль (рис. 1.6, б) складається з двох електродвигунів 10, змонтованих в сталевому корпусі 8. Обертання робіт електродвигунів відбувається в протилежні сторони і синхронізується горизонтально розташованою зубчатою передачею 9. На валах 12 електродвигунів встановлено дебаланси 11, що обертаються синхронно-синфазно. Занурювачі складаються з двох, трьох або чотирьох модулів, змонтованих один під іншим або попарно, сполучених

проміжною рамою. Верхній і нижній модулі синхронізуються за допомогою вертикально розташованої регульованої ланцюгової передачі.

Амортизатор забезпечує гасіння коливань які передаються на вантажопідійомний механізм (лебідка, копер). При зміні кількості модулів у віброзбуднику занурювача необхідно змінювати кількість амортизаційних пружин (або їх параметри).

Вібромолот — це вібраційна машина, яка передає занурювальному (витягувальному) елементу коливальні і ударні імпульси. Така дія на занурювальний (витягувальний) елемент найефективніша, що дозволяє застосовувати вібромолоти для занурення металевих паль, труб і шпунтів в пухких і водонасичених середньої щільності піщаних ґрунтах.

Вібромолот (рис. 1.7) складається з ударної частини, що включає двовальний безтрансмісійний віброзбудник спрямованих коливань 1 з ударником 5 і наголівник 6 з ковадлом 4, сполучених між собою робочими пружинами 3. Наголівники можуть з'єднуватися із занурювальним елементом жорстко або встановлюватися на нього вільно без закріплення. Віброзбудник складається з двох електродвигунів, на паралельних валах яких закріплені дебаланси 2, що обертаються синхронно-синфазно. При обертанні дебалансів ударник 5 віброзбудника, що коливається, наносить часті (до 1440 хв^{-1}) удари по ковадлу 4, сполученому із занурювальним елементом. Параметри вібромолотів аналогічні раніше розглянутим віброзанурювачам.

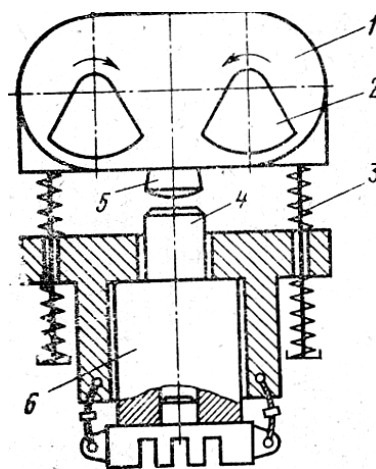


Рис. 1.7. Схема вібромолота

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Безпружинний молот (рис. 1.8) вільно встановлюють зверху на палю. При роботі ударна частина підкидається збурюючою силою і, падаючи, передає ударні імпульси головці палі. Перевагою даної схеми є простота конструкції, а недоліком — низька ефективність роботи.

Схема пружинного молота з позитивним (або нульовим) зазором показана на рисунку 1.9. Такі вібромолоти найбільш поширені, оскільки мають декілька режимів, в яких може працювати машина. Залежно від жорсткості пружин, параметрів вібробудника і характеристики ґрунтів такий вібромолот може працювати в ударному і безударному (вібраційному) режимах.

Перевагами цієї схеми є менша маса вібромолота, а також незначний вплив характеристики ґрунту на режим роботи машини. У разі застосування одномоторного вібробудника (рис. 1.10) виникають кругові коливання.

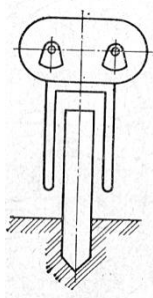


Рис. 1.8. Безпружинний вібромолот

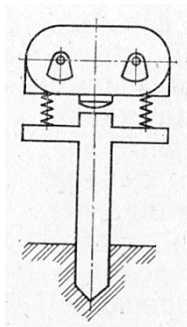


Рис. 1.9. Пружинний молот

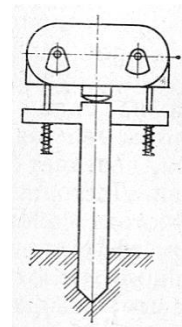


Рис. 1.10. Одномоторний вібробудник

При великій поперечній податливості пружин ця схема близька до схеми на рисунку 1.9. Перевагами даної схеми є мала маса і простота конструкції машини, недоліками є значні втрати енергії при ударі і невисока ефективність роботи.

Загальний вид вібромолота, виконаного по схемі (див. на рис. 1.8, 1.9, 1.10) зображений на рисунку 1.11.

Вібромолот складається з вібробудника 8, наголівника 13, верхніх 12 і нижніх 16 робочих пружин, скоби 7 з блоком 6 для підвіски мелена до троса копрової установки, проставки 14, пульта управління 20.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

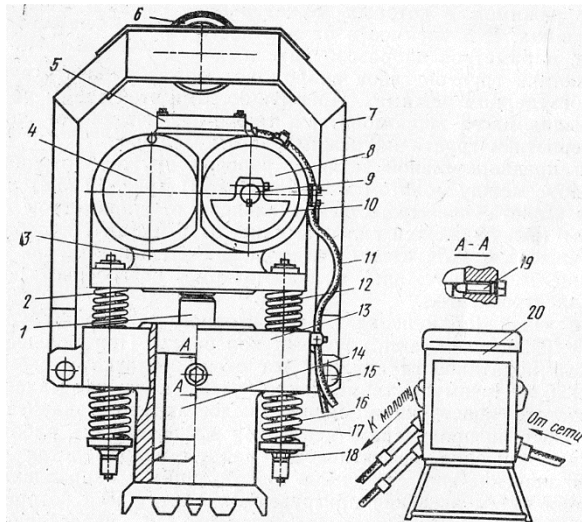


Рис. 1.11. Вібромолот

У корпусі 3 вібробудника вбудовані два віброударостійких електродвигуни 4 з паралельними горизонтально розташованими осями роторів 9. На кінцях валів закріплені дебаланси 10. У нижній частині корпусу в конічному гнізді встановлений бойок 2. Натягнення робочих пружин регулюється гайками 18, що нагвинчені на штанги 17. Скоба кріпиться до наголівника жорстко за допомогою вісей 15. Проставка утримується від випадання з наголівника двома стопорними болтами 19. Живлення вібромолота здійснюється від пульта керування за допомогою кабелю 11 і струмопровідних проводів через клемну коробку 5. При роботі електродвигунів вібробудник отримує вертикально спрямовані коливання, які супроводжуються ударами бойка по ковадлу 1 проставки, яке закріплене в її конічному гнізді.

1.3. Огляд і аналіз лабораторних установок для дослідження робочих органів машин для земляних робіт

Стенд для фізичного моделювання робочих процесів землерийно-транспортних машин (ЗТМ) (рис. 1.12) складається з приборного столу 1, пульта керування 2, приводної станції 3, клинопасової передачі 4, ведучих шківів 5, несучої рами 6, напрямних 7, тягових канатів 8, ґрунтових канатів 9, тензометричного візка 17, напрямних блоків 21 і ущільнюючого котка 23.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

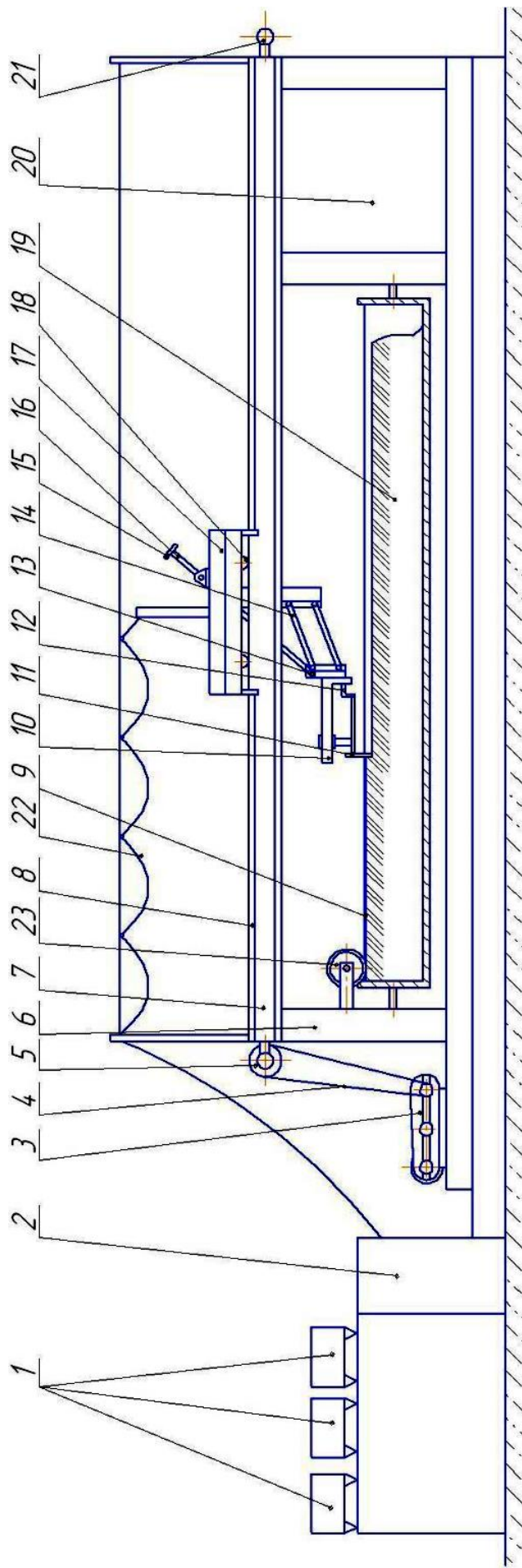


Рис. 1.12. Схема стенда для фізичного моделювання робочих процесів ЗТМ

- 1 – вимірювальна апаратура; 2 – пульт керування; 3 – приводна станція; 4 – клиноремінна передача; 5 – вал ведучий; 6 – рама;
 7 – направляючі; 8 – канати тягові; 9 – контейнер; 10 – Г-подібний кронштейн; 11 – модель досліджуємого обладнання;
 12 – тензометри; 13 – робоча панель; 14 – паралелограмна підвіска; 15 – гвинт; 16 – маховик; 17 – тензометричний візок; 18 – опорні ролики; 19 – модель ґрунта; 20 – підготовча секція; 21 – вал ведомий; 22 – кабель системи вимірювань; 23 – коток

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Дослідні робочі органи закріплюються на Г-подібному кронштейні 10, закріпленому на робочій панелі 13 паралелограмної підвіски 14 тензOMETричного візка 17.

Переміщення дослідного обладнання в ґрунтовому контейнері виконується за допомогою тензOMETричного візка, привод якого здійснюється від приводної станції 3 через клинопасову передачу 4 і тягові канати 8.

Вертикальне переміщення робочих органів забезпечується гвинтовим пристроєм 15 паралелограмної підвіски 14 тензOMETричного візка 17, а також механізму підйому-опускання робочого органу 8. Дослідний матеріал 19 поміщається у ґрунтовий контейнер 9. Для його підготовки використовується коток 23 і комплект розпушувально-планувального інструменту.

В якості робочих органів прийнято чотири прямокутних ріжучих периметри, які складаються з вертикальних стояків 1, між якими жорстко встановлені плоскі ножі (рис. 1.13). Кожний з периметрів відрізняється довжиною ножа.

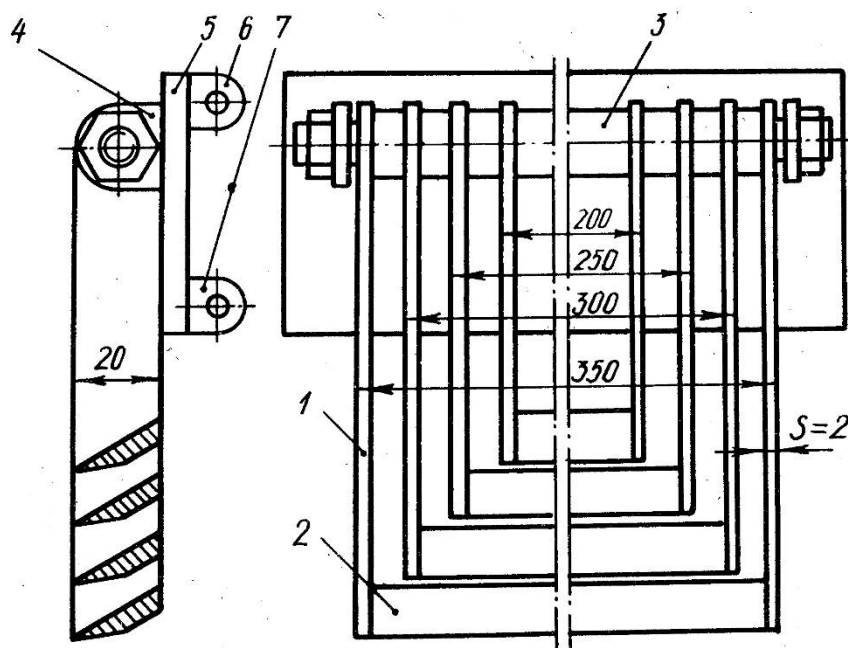


Рис. 1.13. Конструкція обойми ріжучих периметрів

Вказані робочі органи за допомогою осі 3 і провущин 4 шарнірно закріплені на панелі 5 з можливістю повороту на кут 180° . З тильної сторони панелі 5 жорстко

вертикальних. З'єднання датчиків виконано по напівмостовій схемі. Живлення півмостів виконується від підсилювача 8АНЧ-7М, канали якого з'єднані відповідними півмостоми гнучкими екранованими кабелями.

Характерним недоліком даного лабораторного стенда є його застаріла система вимірювання, яка не задовольняє сьгоднішні вимоги до виконання досліджень машин для земляних робіт.

Стенд для випробування землерийних машин є ще одним аналогом, який відноситься до устаткування для випробування землерийних і будівельних машин.

Задачею цього стенда є відтворення навантажень на робоче устаткування, що відповідають умовам експлуатації.

Це досягається тим, що на фундаменті пропонованого стенду встановлена тверда упорна вертикальна стінка з горизонтальним козирком і причіпний пристрій із силовимірником, а на рамі стенду змонтовані опорний блок і механізм імітації відколу стружки ґрунту.

Механізм імітації відколу стружки ґрунту змонтований на рамі за допомогою кронштейнів, один із яких установлений з можливістю фіксації в заданому положенні за допомогою елементів кріплення й оснащений шарнірно закріпленим на ньому двоплечим важелем, підпружиненим щодо іншого кронштейна.

Опори причіпного пристрою виконані у вигляді двох шарнірно з'єднаних між собою важелів, закріплених на фундаменті за допомогою пальців.

На рисунку 1.15 зображений загальний вигляд стенда. Стенд складається з рами 1 із твердої вертикальної стінки 2, у верхній частині якої закріплений горизонтальний козирок 3. У центральній нижній частині рами 1 кріпиться опорний блок 4 і механізм 5 імітації відколу стружки ґрунту. В іншому кінці стенда встановлений причіпний пристрій 6 із силовимірником 7 для визначення максимального тягового зусилля.

Механізм імітації відколу ґрунту (рис. 1.16) складається з нерухомого кронштейна 8, жорстко змонтованого на рамі 1, і рухомого кронштейна 9, встановленого на рамі 1 з можливістю переміщення й фіксації за допомогою

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

елементів 10 кріплення. На рухомому кронштейні 9 шарнірно змонтований двоплечий важіль 11, між одним з кінців якого й нерухомим кронштейном 8 пружини 12.

Настановне навантаження пружин регулюється гвинтом 13 з гайкою 14. Пружини зв'язані в єдиний блок рухливою пластиною 15.

Причіпний пристрій 6 із силівимірником 7 установлюється на стенді на розсувних опорах 16 за допомогою пальців 17, при цьому висота установки шарніра 18 з'єднання силівимірника й опор причіпного пристрою вибирається рівною висоті кріплення зчіпного пристрою базової машини.

При поступальному русі машини її робоче устаткування послідовно взаємодіє з вільними кінцями двоплечих важелів механізму імітації відколу стружки ґрунту, з різнонахиленими стінками опорного блоку й твердою вертикальною стінкою. Вертикальна й горизонтальна складові активного навантаження на робочому органі і напруження, що виникають при цьому в робочому устаткуванні, фіксуються датчиками. Навантаження в робочому устаткуванні при вивішуванні визначаються шляхом фіксації робочого органа під горизонтальним козирком.

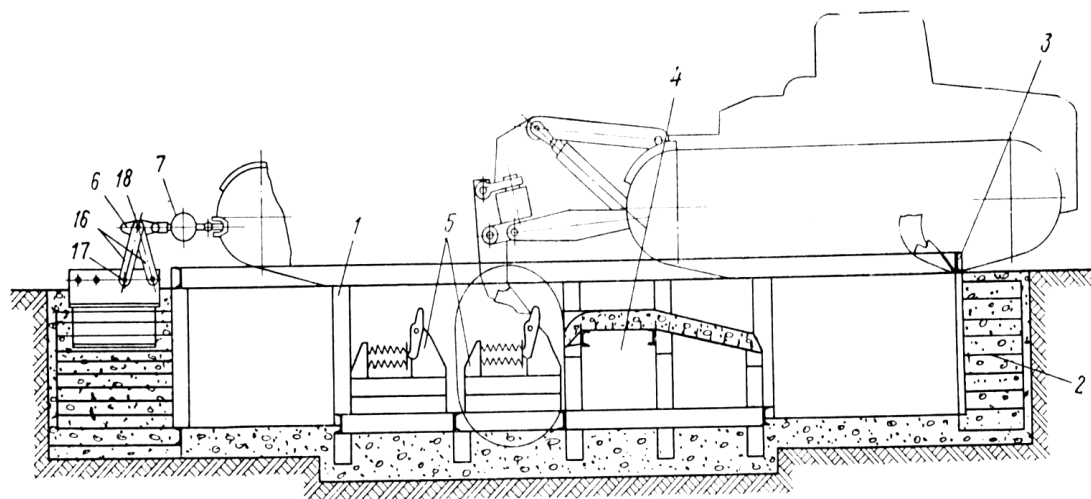


Рис. 1.15. Загальний вид стенда для імітації відколу стружки ґрунту

Стенд для дослідження процесу різання ґрунту відноситься до стендів для виміру опору ґрунтів і для інших середовищ різанню. Основна задача стенда -

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

розширення функціональних можливостей. На рисунку 1.17 зображений стенд, вид збоку.

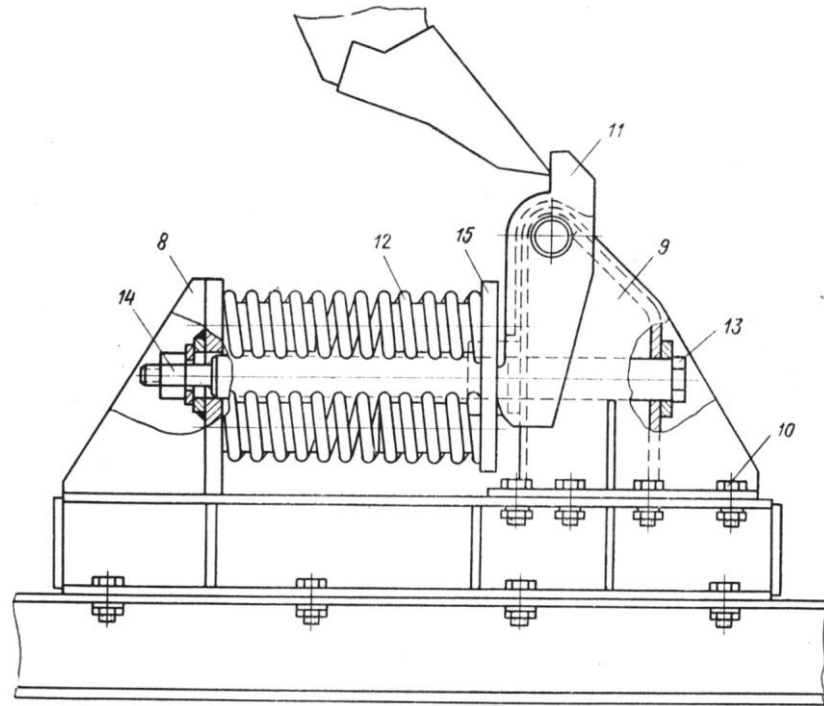


Рис. 1.16. Механізм імітації відколу стружки ґрунту

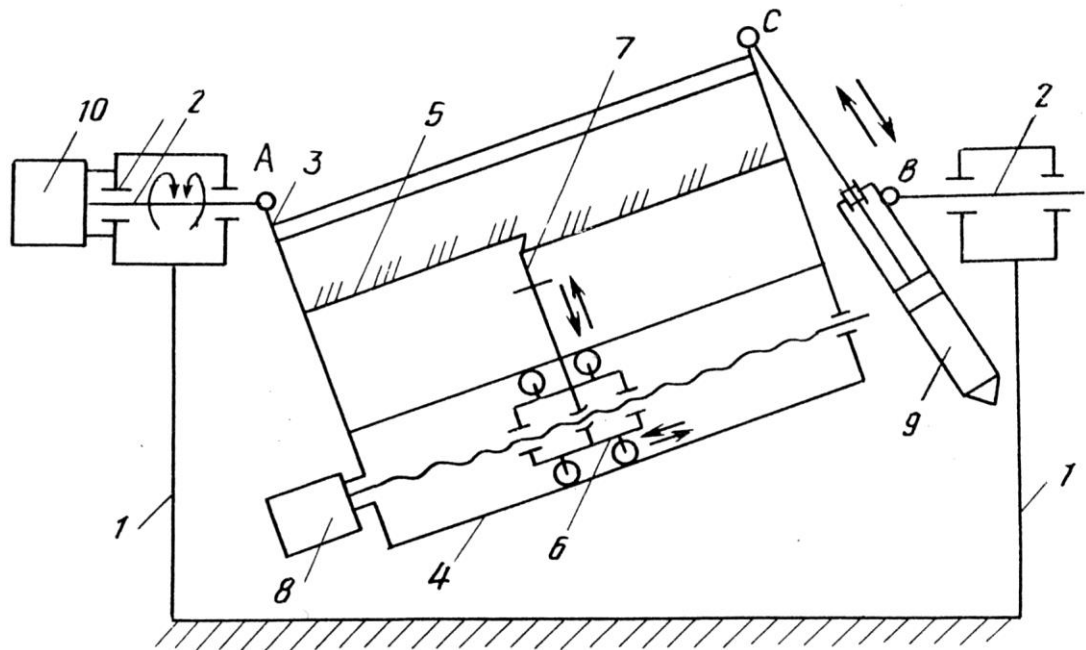


Рис. 1.17. Вид збоку стенду для дослідження процесу різання ґрунту

Стенд складається з опор 1, на яких встановлені в підшипниках осі 2 стійок 3, жорстко пов'язаних з напрямними 4, з якими жорстко з'єднаний контейнер 5 для руйнування середовища (моделі ґрунту). У напрямних 4 встановлений

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

тензометричний візок 6 з ріжучим елементом 7, що має привод 8. До правої стійки 3 приєднаний гідроциліндр 9, а до лівої - привод повороту 10.

Стенд працює в такий спосіб. Змінний ріжучий елемент 7 виставляють на зовнішню глибину різання ґруну. За допомогою привода 10 виконується поворот вісей 2 стійок 3, а разом з ними системи, що складається з жорстко з'єднаних напрямних 4, контейнерів 5, тензометричного візка 6 із приводом 8 і гідроциліндра 9, у вертикальній площині на необхідний кут. Потім - за допомогою руху штока гідроциліндра 9, у вертикальній площині на необхідний кут. Потім за допомогою руху штока гідроциліндра 9 виконується поворот тієї ж системи у взаємно перпендикулярній площині. Шляхом повороту системи приводом 10, що дозволяє здійснювати повні повороти на 360° , можна одержати положення, при яких ріжучий елемент 7 ріже ґрунт, що перебуває над ним, під ним, збоку від нього.

Шляхом руху штока гідроциліндра 9 можна одержати різні положення контейнера 5 і таким чином здійснити будь-яку орієнтацію руйнування середовища, що перебуває в контейнері 5. За допомогою привода 8 відбувається розміщення тензометричного візка 6 у напрямних 4, а разом з ним і ріжучого елемента 7, що виконує різання середовища, що перебуває в контейнері 5, у результаті чого за допомогою тензометричного візка 6 відбувається реєстрація складових сил опору середовища різанню при даних технологічних умовах. При одночасній роботі привода 10, гідроциліндра 9 і русі тензометричного візка 6 здійснюються умови руху по будь-якій просторовій лінії, що моделює просторово орієнтований вибір будь-якої форми, а також будь-який просторовий рух ріжучого елемента.

Стенд для дослідження процесу різання ґрунту відноситься до стендів для виміру опору ґрунтів і для інших середовищ різання. Задача стенду - розширення функціональних можливостей. На рисунку 1.18 схематично зображений стенд, вид збоку; на рисунку 1.19 - механізми для виміру кута повороту ножа в плані; на рисунку 1.20 - вид А.

Стенд для дослідження процесу різання містить раму 1, до якої шарнірно приєднана система, що складається з піддона 2 з середовищем, що руйнується 3, і

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сельсин-приймач 13 обертає черв'ячну пару 11, 14, повертаючи ріжучий елемент 6 на заданий кут різання.

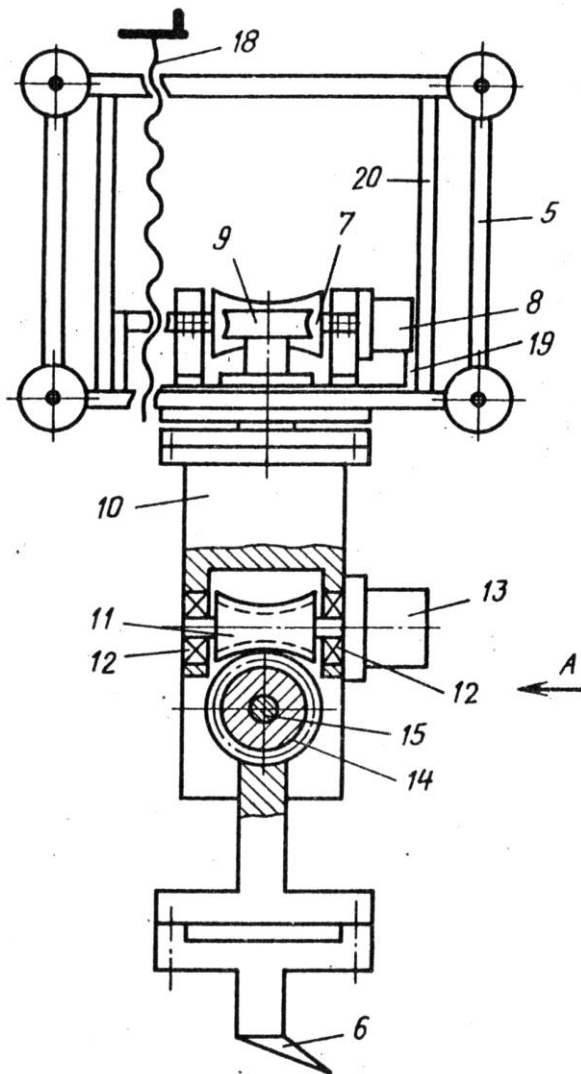


Рис. 1.19. Механізм для виміру кута повороту ножа в плані

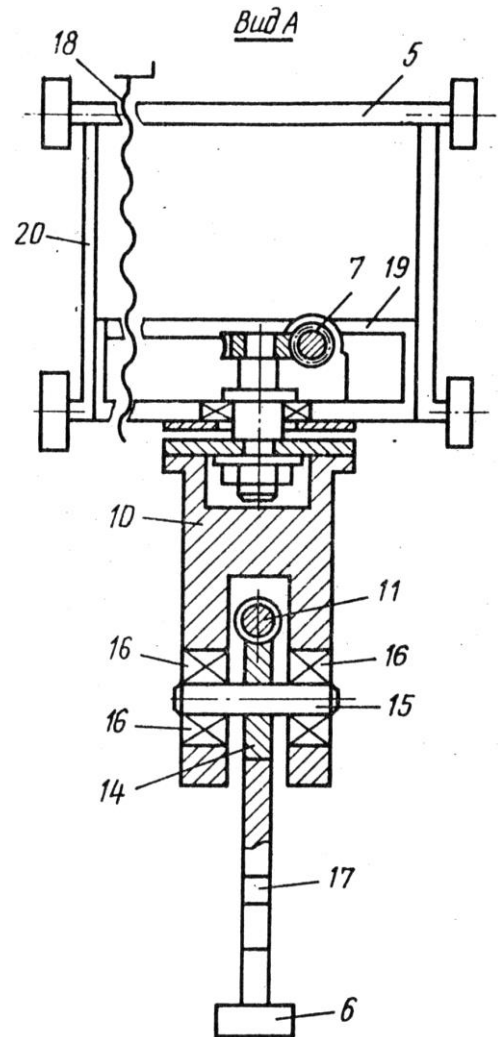


Рис. 1.20. Вид А механізму для виміру кута повороту ножа в плані

Сельсин-Приймач 8 обертає черв'ячну пару 7, 8, повертаючи ріжучий елемент 6 на заданий кут.

Стенд для дослідження робочих органів гідравлічного екскаватора (рис. 1.21) відноситься до устаткування для дослідження землерийних машин, зокрема до стендів для дослідження робочих органів гідравлічних екскаваторів у режимі кліщового розпушування.

Натуральні й цементно-піщані моделі ґрунту підготовляються в ґрунтових контейнерах 7, 8 і 9 традиційним способом. Для підготовки плавких моделей ґрунту

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

електропеч 11 витягається з нижнього ярусу рами 1 стану, встановлюється на поверхні підлоги лабораторії, далі один зі знімних контейнерів 7, 8 або 9 встановлюється на електротени 38 електропечі 11.

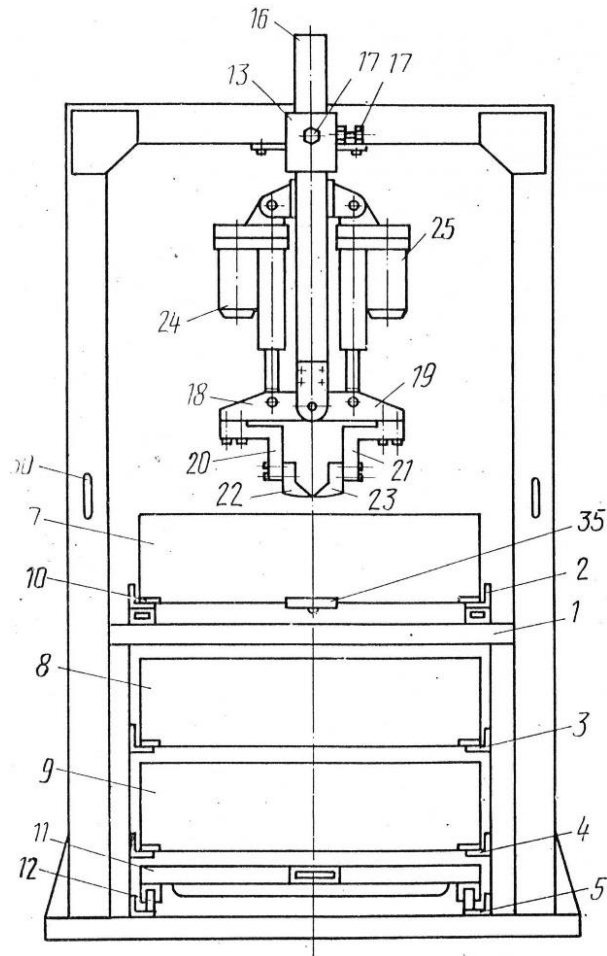


Рис. 1.21. Загальний вид стану для дослідження робочих органів гідравлічного екскаватора

При цьому днище контейнера входить усередину рами електропечі 11. Потім електропеч 11 за допомогою роликів 12 разом із установленим на неї контейнером переміщається із приміщення лабораторії.

Далі у вентиляваному або відкритому приміщенні електропеч 11 вмикається в електромережу і виконується плавка моделі середовища (рис. 1.22, 1,23, 1,24, 1,25). Розплавлена модель ґрунту залежно від її консистенції природним або примусовим чином розрівнюється по всій площі контейнера і застигає в міру охолодження до температури приміщення. Далі контейнер встановлюється на основі (верхні) напрямні 2 стану, а на стійки порталу 6 встановлюється знімний

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

ніж 29 з горизонтальним лезом, після чого контейнер зміщується в протилежну від барабана 33 сторону до упору зворотної сторони ножа в стінку контейнера.

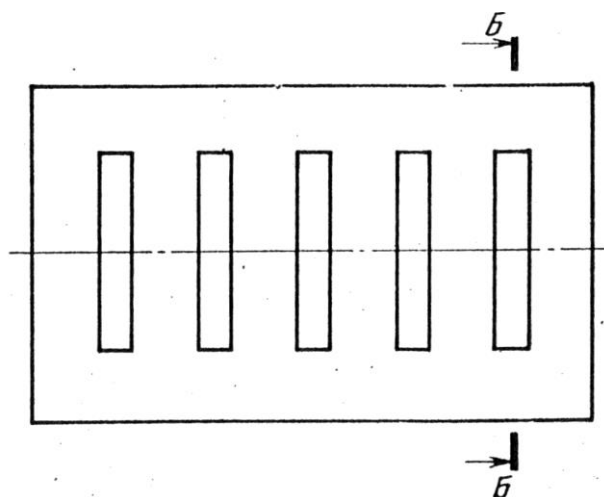


Рис. 1.22. Розміщення прорізів у ґрунті поперек контейнера при дослідженні технології розробки котловану в мерзлих ґрунтах

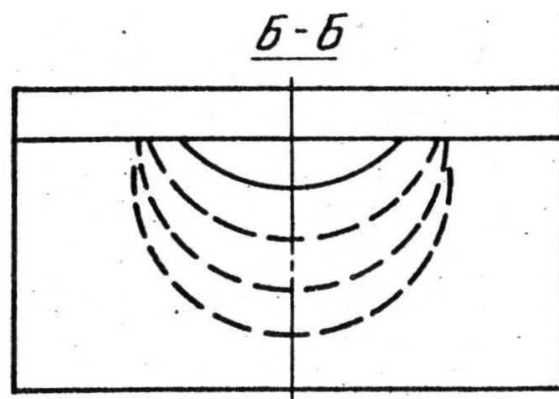


Рис. 1.23. Розріз Б-Б по рис. 1.22

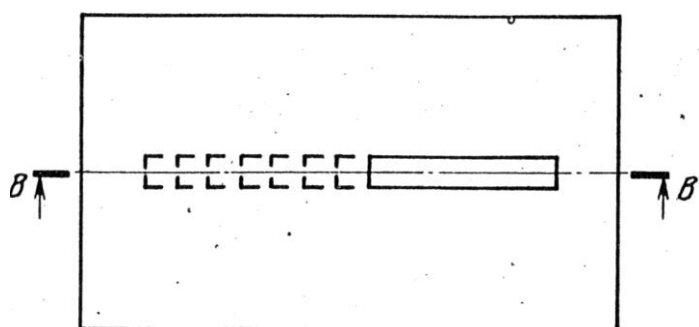


Рис. 1.24. Розміщення прорізів у ґрунті уздовж контейнера при дослідженні технології уривки траншеї в мерзлому ґрунті

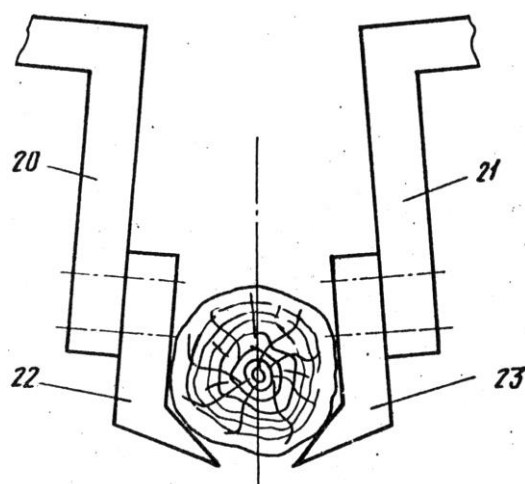


Рис. 1.25. Моделювання схвата вантажу

Далі ніж 29 по вертикальних пазах 30 опускається до упору в поверхню моделі ґрунту, наприклад, парафіну, і занурюється в останній на незначну глибину, а гаковий елемент 35 вводиться в зачеплення з торцем днища контейнера 7. Потім вмикається електродвигун 31 лебідки й по мірі намотування каната 34 на барабан

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

33 контейнер 7 рухається назустріч ножу й здійснюється планування поверхні моделі ґрунту. Потім гаковий елемент 35 виводиться із зачеплення з торцем днища контейнера й при зворотному обертанні електродвигуна повертається у вихідне положення. Зворотне переміщення контейнера виконується вручну. У випадку утворення увігнутого меніска, наприклад, при охолодженні парафінової моделі ґрунту, процес зрізання стружки повторюється по мірі опускання ножа 29 до повного вирівнювання поверхні ґрунтової моделі, після чого ніж 29 знімається.

При проведенні дослідження процесу роботи розпушувальних зубців робочі органи 22 і 23 за допомогою гвинтових електромеханізмів 24 і 25 повертаються в нижнє положення, далі при відгвинчуванні гайки 28 штанга 16 опускається до зіткнення ріжучих країв зубців 22 і 23, з поверхнею ґрунтової моделі в контейнері 7 і фіксується гвинтовими фіксаторами 17.

Далі втягуванням штоків гвинтових електромеханізмів 24 і 25 зубці 22 і 23 розводяться в сторони й нагору, штанга 16 опускається на величину, рівну досліджуваній глибині розпушення, потім при висуванні штоків гвинтових електромеханізмів 24 і 25 зубці 22 і 23 занурюються в модель ґрунту (див. рис. 1.12); при цьому зміна зусилля на ріжучому краї кожного зубця реєструється тензодатчиками тензоелементів 20 і 21 за допомогою спеціальної посилюючої й записуючої апаратури. Після закінчення процесу розпушування гвинтові електромеханізми 24 і 25 зупиняються (вимикаються) і потім зубці 22 і 23 знову піднімаються нагору. Далі, залежно від програми осліджень, або зміщається контейнер 7 і виконується наступний дослід програми досліджень (див. рис. 1.22), або, опусканням штанги 16, збільшується глибина розпушення, і виконується повторне розпушення „слід у слід” на більшій глибині (див. рис. 1.23), або, при різних комбінаціях переміщень контейнера 7 і штанги 16, моделюється процес розробки котловану.

Стенд для випробування робочих органів землерийних машин (рис. 1.26) відноситься до випробувальних стендів землерийних машин, зокрема до їхніх робочих органів.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Задача станда - підвищення швидкості випробування шляхом забезпечення максимально припустимого навантаження на кожному робочому елементі за один оберт носія - досягається тим, що в стенді для випробування робочих органів землерийних машин, що містить навантажувальний пристрій у вигляді ланцюга із закріпленими на ньому упорами і встановлений паралельно ланцюгу носій робочих елементів, крок упорів обраний менше кроку робочих елементів.

Стенд для випробування робочих органів землерийних машин містить навантажувальний пристрій у вигляді ланцюга 1 із закріпленими на ньому упорами 2, і встановлений паралельно ланцюгу носій 3 робочих елементів 4. Крок упорів 2 обраний менше кроку робочих елементів 4. У ролі носія 3 може бути використаний ротор екскаватора.

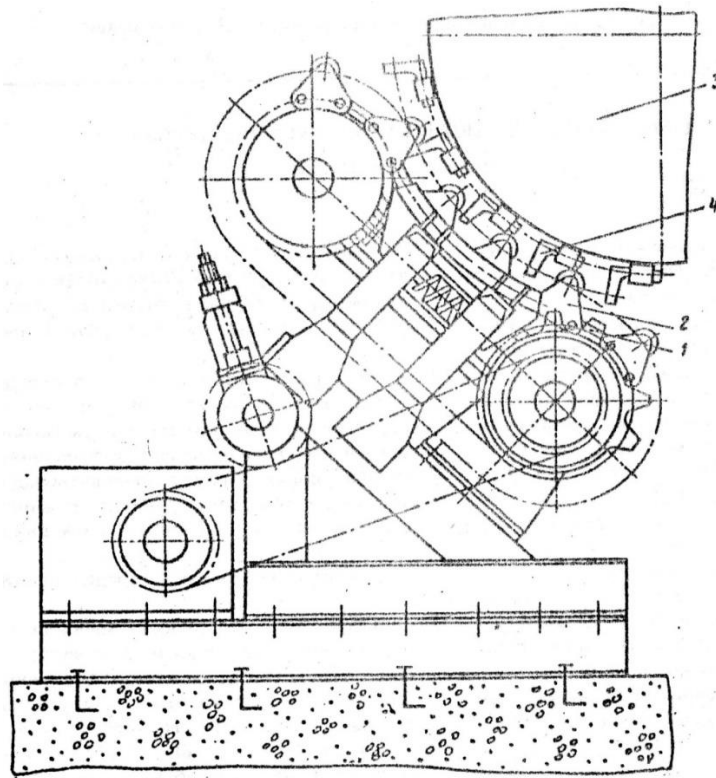


Рис. 1.26. Стенд для випробування робочих органів землерийних машин

Працює стенд у такий спосіб. Носій приводять в обертання від приводного пристрою, у результаті один з робочих елементів 4 входить у зачеплення з одним з упорів 2. Навантажувальний пристрій при цьому створює опір переміщенню робочого елемента. Носій, долаючи цей опір, переміщає упор 2. При цьому

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

наступні робочі елементи носія входять у простір між упорами, але не торкаються їх, оскільки відстань між сусідніми упорами менша кроку робочих елементів носія. Завдяки тому, що ця різниця кроків обрана достатньою, у момент розчіплювання елемента з опорою - наступний елемент увійде в зачеплення з іншим упором без удару. При цьому випробовується кожний робочий елемент один за іншим.

Таким чином, кожний елемент робочого органа за один оберт носія випробовується на максимальне навантаження.

Навантажувальний пристрій стелу для випробування систем керування робочими органами землерийних машин (рис. 1.27, рис. 1.28) має за мету забезпечення зміни зусилля на робочому органі по заданій тимчасовій функціональній залежності і розширення діапазону навантажень.

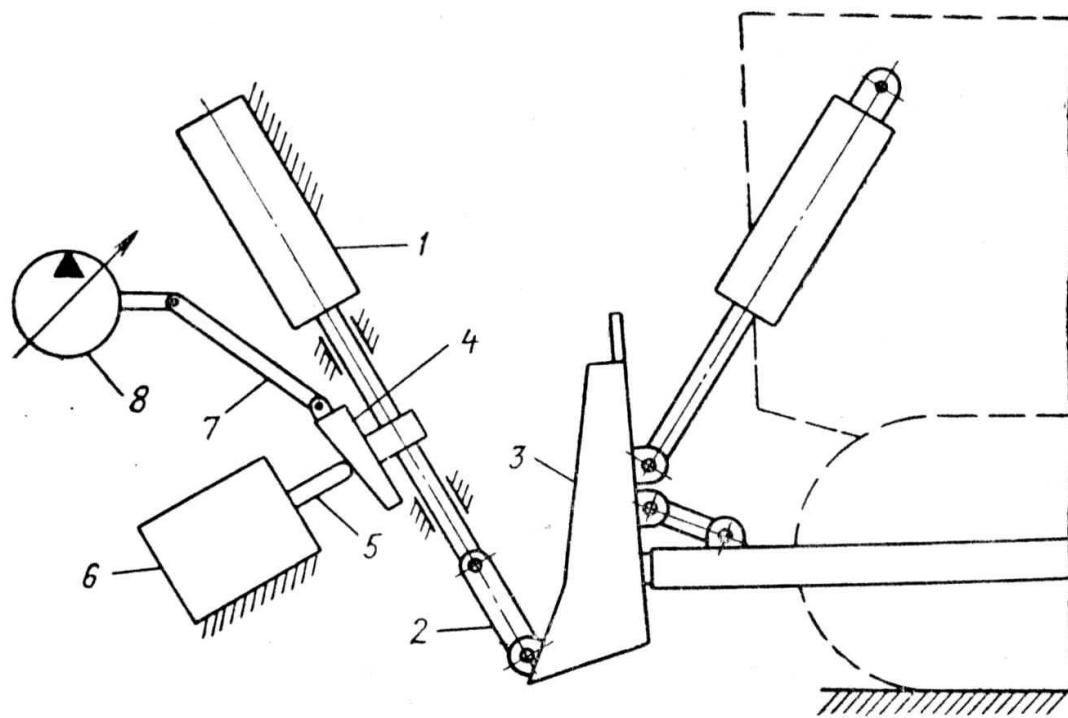


Рис. 1.27. Кінематична схема пропонованого пристрою

Це досягається за рахунок того, що на штоках основного й допоміжного циліндрів навантаження пропонованого пристрою жорстко закріплені копії, що контактують із регульовальними органами дроселюючих елементів, які з'єднані між собою послідовно й встановлені паралельно основному циліндру навантаження. При цьому в гідросистемі пристрою встановлений насос змінної продуктивності,

що регулює елемент, який кінематично пов'язаний з копіром основного циліндра навантаження, а нагнітальна магістраль з'єднана за допомогою трипозиційного чотириходового розподільника з допоміжним циліндром навантаження. Крім того, з метою подальшого розширення можливостей стендових випробувань за рахунок плавного регулювання (у процесі роботи стенду) швидкості руху штока допоміжного циліндра в нагнітальній магістралі допоміжного насоса змінної продуктивності встановлений дільник потоку, один вихід якого пов'язаний із трипозиційним чотириходовим розподільником, а інший - зі зливом.

Навантажуючий пристрій стенду складається із циліндра 1 навантаження, корпус якого пов'язаний з базою стенду, а шток - за допомогою тяги 2 з ріжучим краєм робочого органу 3. На штоці циліндра 1 навантаження жорстко закріплений копір 4, що контактує з регулювальним органом 5 дроселюючого елемента 6 і зв'язаний за допомогою тяги 7 з регулюючим елементом допоміжного насоса 8 змінної продуктивності. Регулювальний орган 5 взаємодіє також із пружиною 9, що опирається іншим кінцем на торець золотника 10, порожнина під іншим торцем якого з'єднана із вхідним каналом дроселюючого елемента 6 (рис. 1.28). Поршнева порожнина циліндра 1 навантаження пов'язана з нагнітальною магістраллю основного насоса 11, а штокова - за допомогою зливальної магістралі з масляним баком 12. Усмоктувальні патрубки насосів 8 і 11 також пов'язані з баком 12. Паралельно основному циліндру 1 навантаження встановлені дроселюючі елементи 6 і 13, які з'єднані між собою послідовно.

Дроселюючий елемент 13 має регулювальний орган 14, взаємодіючий із пружиною 15, що опирається іншим кінцем на торець золотника 16, порожнина під іншим торцем якого з'єднана із вхідним каналом елемента. Регулювальний орган 14 контактує з копіром 17, жорстко закріпленим на штоці допоміжного циліндра 18 навантаження. Порожнини циліндра 18 за допомогою трипозиційного чотириходового розподільника 19 пов'язані з зливною магістраллю, що йде у бак 12 й з одним з виходів дільника 20 потоку, інший вихід якого з'єднаний з баком, а вхід - з нагнітальною магістраллю насоса 8.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

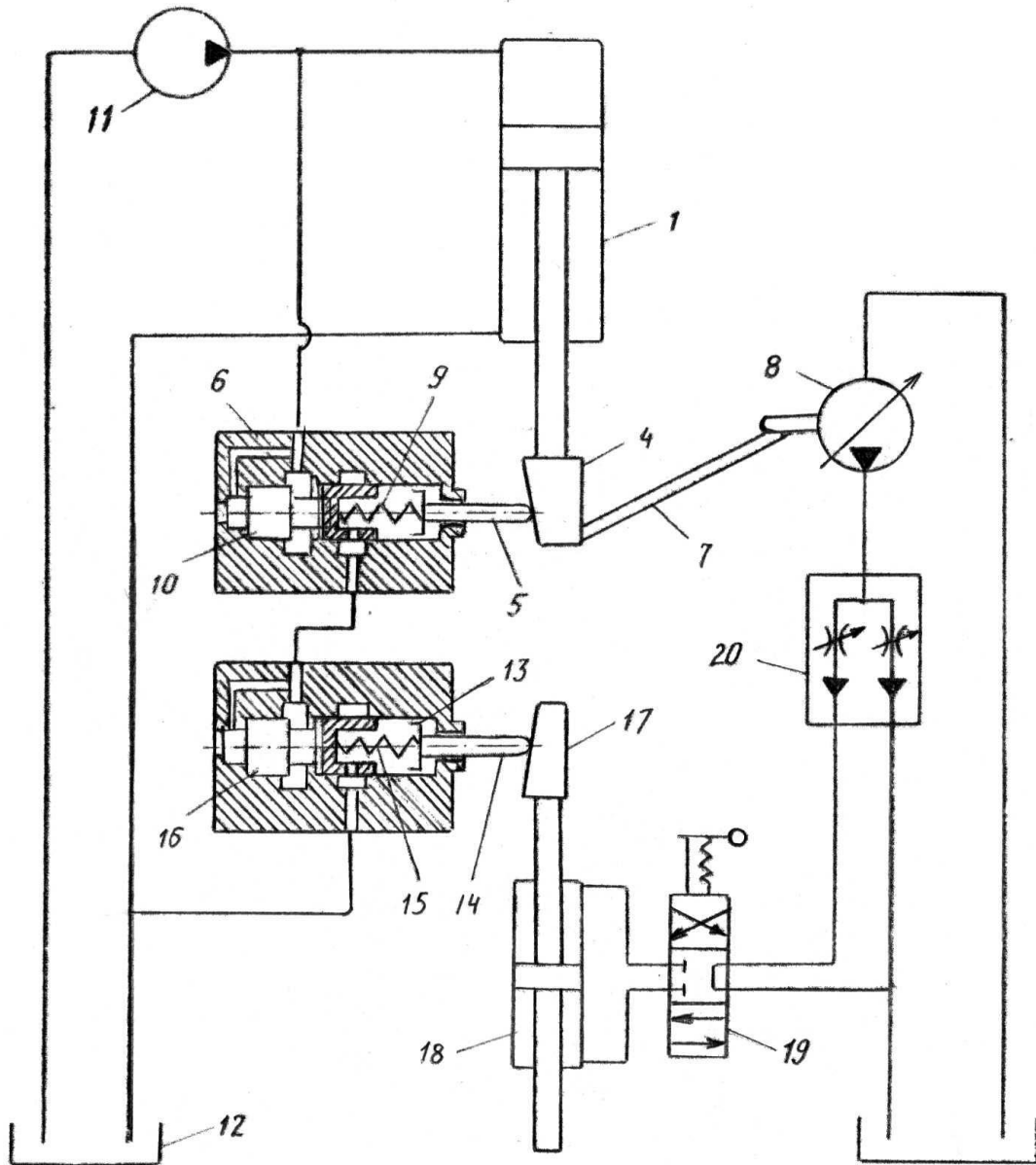


Рис. 1.28. Гідравлічна схема пристрою

Описаний навантажувальний пристрій стану для випробування систем керування робочими органами землерийних машин працює в такий спосіб. У вихідному положенні робочого органа 3, умовно відповідному нульовій товщині зрізання стружки ґрунту й відсутності призми волочіння перед робочим органом, піджимання пружин 9 і 15 відповідно дроселюючих елементів 6 і 13, а також робочий об'єм і, отже, подача насоса 8 змінної продуктивності дорівнює нулю. Робоча рідина, що подається насосом 11, надходячи під торці клапанів 10 і 16 дроселюючих елементів, зміщає їх, відкриваючи собі прохідні перетини.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

При незначному перепаді тиску, у результаті чого зусилля на штоці циліндра 1 навантаження й тим самим на робочому органі 3 практично відсутні. При русі ріжучого краю робочого органа 3, що відповідає заглибленню останнього щодо умовної нульової відмітки, шток основного циліндра 1 навантаження також переміщається. У цьому випадку копір 4 через регулювальний орган 5 дроселюючого елемента 6 стискає пружину 9. Перепад тиску на дроселюючому елементі в силу його конструкції пропорційний зусиллю піджимання його пружини. Таким чином, перепад тиску на дроселюючому елементі 6 пропорційний зсуву ріжучого краю робочого органа 3 щодо умовної нульової відмітки.

При переміщенні штока циліндра 1, що відповідає умовному заглибленню робочого органа 3, тяга 7 впливає на регулюючий елемент насоса 8 змінної продуктивності, змінюючи його робочий об'єм у бік збільшення пропорційно зсуву робочого органа від умовної нульової відмітки. При реалізації верхньої (див. рис. 1.28) позиції розподільника 19 робоча рідина від насоса 8 через дільник 20 надходить у допоміжний циліндр 18 навантаження, викликаючи переміщення його штока таким чином, що копір 17 через регулювальний орган 14 дроселюючого елемента 13 стискає пружину 15. Внаслідок цього перепад тиску на дроселюючому елементі 13 збільшується пропорційно ходу штока циліндра 18 і тим самим пропорційно інтегралу за часом від переміщення ріжучого краю робочого органа 3 щодо умовної нульової відмітки.

Швидкість руху штока циліндра 18 крім поточного значення робочого об'єму насоса 8, тобто положення ріжучого краю робочого органа 3, залежить від регулювання дільника 20 потоку. Установка в нагнітальній магістралі насоса 8 змінної продуктивності дільника 20 потоку дозволяє шляхом його перенастроювання імітувати в процесі роботи стану зміну умов експлуатації випробуваного агрегату. При установці золотника розподільника 19 у нейтральне положення порожнини допоміжного циліндра 18, навантаження виявляються замкненими, його шток - нерухливим, а піджимання пружини 15 і, отже, перепад тиску на дроселюючому елементі 13, - фіксованими. У цьому випадку зусилля на

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

робочому органі є функцією його положення. При реалізації нижньої позиції розподільника 19 відбувається повернення штока циліндра 18 у вихідне положення, піджимання пружини 15 дроселюючого елемента 13 і в цьому випадку зменшується до нуля. Таке положення розподільника може бути також використане для імітації зменшення навантаження на робочому органі у функції часу.

Зусилля на штоці основного циліндра 1 навантаження пропорційні сумі перепадів тиску на дроселюючих елементах 6 і 13, оскільки останні увімкнені послідовно й тим самим пропорційні як зсуву робочого органа від умовної нульової відмітки, так і інтегралу від цього зсуву за часом. Отримана залежність в основному відповідає характеру зміни сумарної сили опору ґрунту копанню, що при ряді несуттєвих припущень може бути представлена у вигляді суми двох складових, одна з яких пропорційна глибині різання, а інша – об'єму призми волочіння ґрунту, пропорційному, у свою чергу, інтегралу від глибини різання за часом.

Таким чином даний пристрій забезпечує зміну зусилля на робочому органі досліджуваного агрегату, як у функції положення робочого органа, так і у функції часу, тобто дозволяє створити на стенді умови навантаження робочих органів, близькі до дійсного. При цьому навантажувальний пристрій дозволяє імітувати роботу землерийної машини в змінних умовах, які моделюються в процесі роботи стенду без його зупинки. Впровадження пропонованого навантажувального пристрою значно розширює можливості стендових випробувань, що дозволяє скоротити обсяг і строки польових випробувань. Відомо, що стендові випробування обходяться набагато дешевше, ніж польові, тому реалізація й використання пропонованого навантажувального пристрою стенду можуть дати відчутний економічний ефект.

1.4. Технічна пропозиція лабораторного оснащення

Розроблена модель лабораторного стенда (рис. 1.29) призначена для дослідження робочих органів машин для розробки, ущільнення та підбивання ґрунтів та матеріалів динамічним способом, а саме для визначення збурюючої сили,

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

коливань та частоти, які створюються закріпленими попарно на валах платформи дебалансами 14.

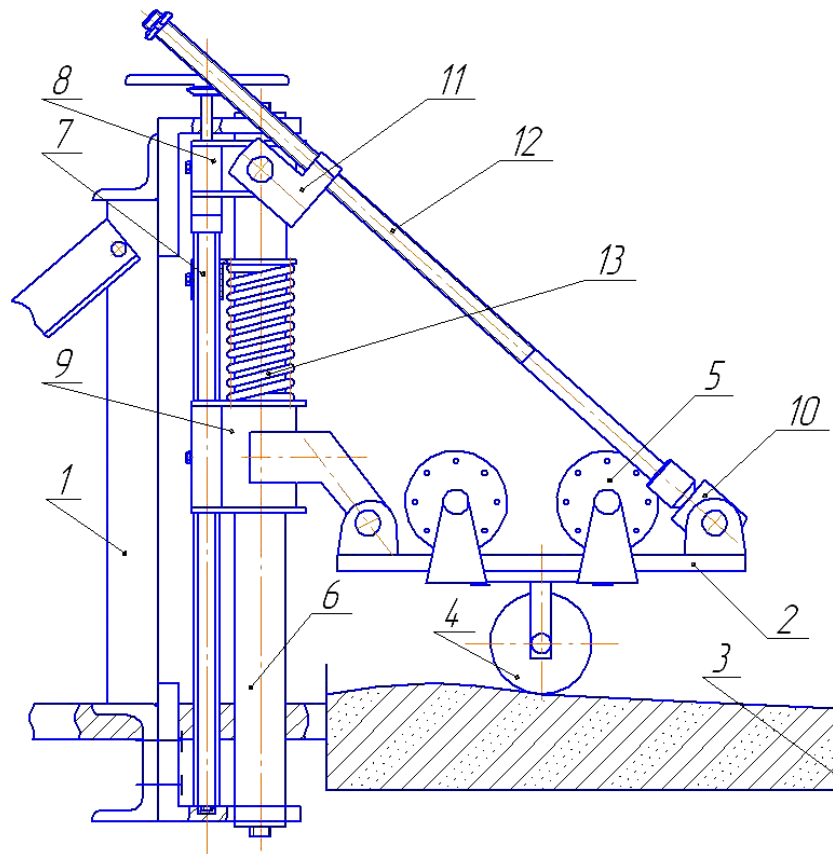


Рис. 1.29. Схема підвісного обладнання лабораторного стенда МЗР

Лабораторний стенд складається з опорного контура 1 та підвісної платформи 2, що закріплена на вертикальному стояку 6 кронштейнами 8 і 9 з можливістю подовжнього переміщення. Вертикальне переміщення здійснюється за допомогою ходового гвинта 7 з яким контактують гайки кронштейнів 8 і 9, причому переміщення може бути незалежним чи одночасним для обох гайок за рахунок фіксаторів кронштейнів 8 і 9 і з'єднувальних елементів гайок з кронштейнами 8 і 9. На підвісній платформі 2 розміщується контейнер 3 з матеріалом для дослідження дії збурюючої сили. Робоче обладнання підвісної платформи 2 складається з двох незалежних один від одного валів 13 зі спеціальними фланцями 5, які дозволяють закріплювати на них дебаланси 14 різних форм та мас, а також передбачена можливість змінювати відносне кутове положення дебалансів 14, тобто фазно регулювати збурюючу силу. Вали 13 приводяться в рух за допомогою

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

індивідуальних електродвигунів, але за необхідності, їх привод можливо об'єднати за допомогою ланцюгової передачі. Створювана дебалансами 14 збурююча сила передається на робочі органи 4, які безпосередньо контактують з матеріалом, який необхідно розробити чи ущільнити. Підвіска лабораторного стенда дозволяє закріплювати робочі органи 4 різних типів (круглих, сферичних, коробкоподібних і т.д.), що робить представлений стенд універсальним.

Дана конструкція стенда дозволяє змінювати кут нахилу платформи 2, що дає змогу спостерігати дієвість зміни вектора збурюючої сили під час ущільнення відкосів.

Також для розширення робочої зони передбачена можливість регулювання відстані між кронштейнами 8 і 9.

Крім вищевказаних механізмів, метою яких є створення вібрації та передача її на матеріал, який розробляється чи ущільнюється, було розроблено ряд деталей стенда (тяги 12, кронштейни 8 і 9, шарніри 10 і 11). Метою їх розробки було створення можливості максимального регулювання діапазонів робочих органів 4 розробленої моделі стенда на матеріал, який необхідно розробляти чи ущільнювати, а також максимально компактно та зручно закріпити на платформі 2 механізми створення збурюючої сили і робочі органи 4, які її передають.

1.5. Висновки за розділом

Особливість лабораторного устаткування ґрунтоущільнюючих машин багатоцільового призначення полягає в тому, що воно дозволяє досліджувати дію вібрації не лише при ущільненні ґрунту, але й при процесах різання, копання та розпушування.

Рекомендоване навісне обладнання лабораторного устаткування має просту конструкцію - це дозволяє легко змінювати робочі органи дослідних машин.

Таке лабораторне устаткування дозволяє виконувати набір операцій різноманітних властивостей в межах класу, як машин для ґрунтоущільнення, так і для землерийно-транспортних машин.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

2. СИЛОВИЙ ТА КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЛАБОРАТОРНОГО УСТАТКУВАННЯ

2.1. Вихідні дані до розрахунку

Розроблена конструкція стенда передбачає його використання для моделювання процесу взаємодії з ґрунтом робочих органів МЗР.

При копанні моделі ґрунту максимальний розрахунковий опір складає 5 кН. При ущільненні моделі ґрунту максимальна величина збурюючої сили на робочому органі складає 3 кН.

Передбачається можливість вертикального переміщення робочого органу на 200...300 мм і його поворот відносно вертикальної осі на $360n$ градусів.

Вага елементів робочого обладнання встановлених на рамку стенда знаходиться у межах 40-80 кг. Передбачається важільний пристрій підйому – опускання робочого органу для зручності його монтажу – демонтажу. Конструкція навіски робочого обладнання передбачає максимальну кількість розбірних елементів при умові забезпечення її жорсткості з метою адаптації устаткування до конкретних умов проведення лабораторних досліджень.

Елементи устаткування виконані травмобезпечної форми з урахуванням того, що ними будуть користуватися і студенти, і викладачі.

2.2. Розрахункова схема устаткування

Розрахункова схема з прикладеними до неї навантаженнями зображена на рисунку 2.1.

Вона представляє собою спрощену конструкцію підвісного обладнання лабораторного стенда і включає в себе: робочий орган 1 на який діє сила опору поздовжнього переміщення P , який приєднується до опорної плити 13 за допомогою кронштейнів 2 та болтових з'єднань 3, на опорну плиту 13, через направляючу встановлюють напрямний стержень 5, який призначений для передачі збурюючої сили F від встановленої на плиті 8 вібросистеми.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

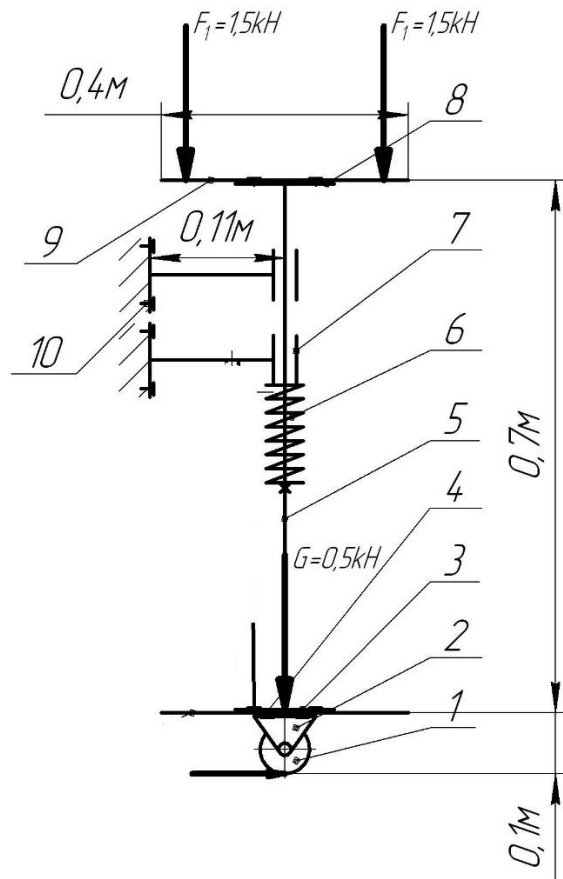


Рис. 2.1. Розрахункова схема навісного устаткування лабораторного стенда ґрунтоущільнюючих машин

Вертикальне переміщення стрижня забезпечується за рахунок канато-поліспавної системи 11, яка приводиться в рух рукояттю 12. Для забезпечення лише вертикального переміщення стержня 5 та утримання його у відповідному положенні призначені два кронштейни 7, які приєднуються до корпусу стенда за допомогою болтових з'єднань 10. Всі болтові з'єднання, які показані на кресленнях та розрахунковій схемі лабораторної установки розраховуються на зріз та зминання.

2.3. Визначення геометричних параметрів устаткування

Геометричні параметри устаткування лабораторного стенда визначаються згідно масштабу моделювання 1:5 та 1:10. Обґрунтуванням вибору даних масштабів являється те, що планується застосовувати різні робочі органи не тільки ґрунтоущільнюючих машин, масштаб яких буде 1:10, але й буде досліджуватися

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дія вібрації на різні робочі органи бульдозерного типу(наприклад різного роду розпушувачі).

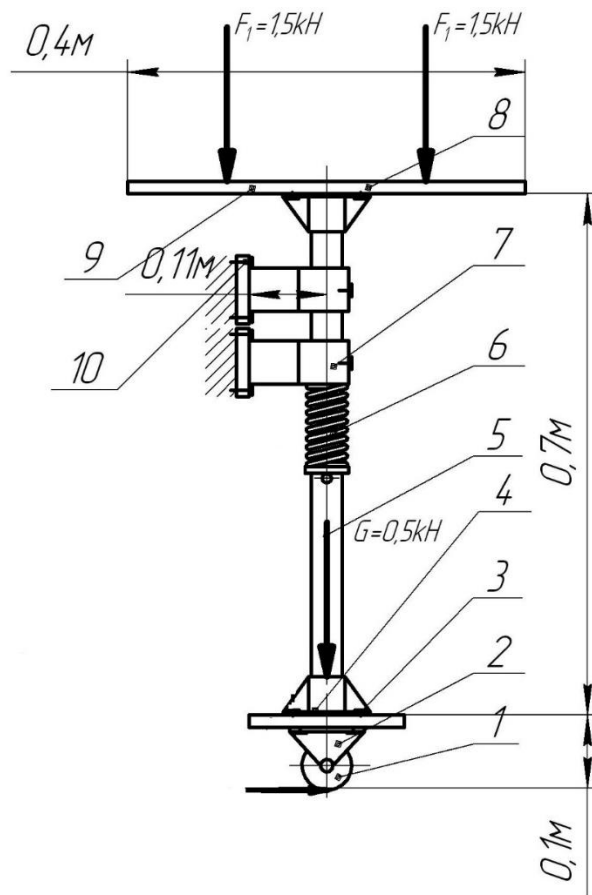


Рис. 2.2. Ескізна схема навісного устаткування лабораторного стенда ґрунтоущільнюючих машин

На рисунку 2.2. зображена ескізна схема навісного обладнання лабораторного устаткування з діючими на неї навантаженнями під час проведення практичних занять.

Важливість правильного вибору геометричних параметрів виходить з того, що навісне устаткування розробляється на існуючу раму, тому необхідно не виходячи за контур даної рами розробити таку схему підвіски стенда, яка оптимально може забезпечити наступні вимоги:

- легкість та простота заміни робочих органів МЗР;
- легкість установаження та заміни різних видів дебалансів;
- можливість створення додаткового привантаження на матеріал, що ущільнюється.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Одним із основних завдань під час розрахунку геометричних параметрів є забезпечення вертикального положення навісного обладнання під час його експлуатації, та передача збудуючої сили від вібросистеми до робочого органа.

2.4. Кронштейн

На кронштейн буде діяти збудуюча сила $F = 3$ кН, та вага начіпного обладнання $G = 0,5$ кН. Даний елемент начіпного обладнання стенда працює на згинання, а болтові з'єднання працюють на зріз.

Для спрощення розрахунку зобразимо кронштейн у вигляді балки та побудуємо епюри M та Q (рис. 2.3).

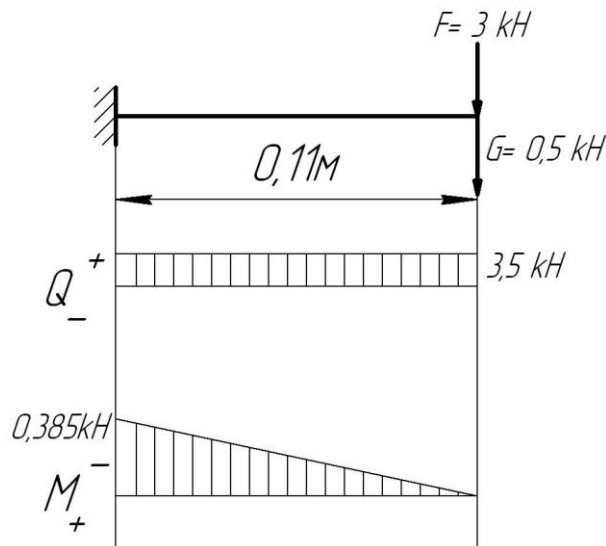
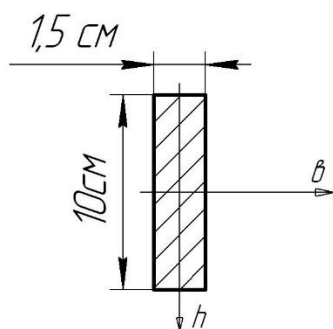


Рис. 2.3. Розрахункова схема кронштейна

Для того, щоб визначити напруження потрібно розрахувати моменти інерції даної фігури:



$$J_z = \frac{10 \cdot 1,5^3}{12} = 2,8125 \text{ см}^4, \quad (2.1)$$

$$W_z = \frac{10 \cdot 1,5^2}{6} = 3,75 \text{ см}^3, \quad (2.2)$$

$$S_z = 1,5 \cdot \frac{10}{2} \cdot 5 = 37,5 \text{ см}^3. \quad (2.3)$$

Рис. 2.4. Поперечний переріз кронштейна

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Нормальне напруження σ при згинанні:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,385 \cdot 100}{3,75} = 10,26 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 102,6 \text{МПа} \leq 175 \text{МПа}, \quad (2.4)$$

Дотичне напруження τ :

$$\tau_{\max} = \frac{3,5 \cdot 37,5}{1,5 \cdot 2,8125} = 31,1 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 311 \text{МПа} > 175 \text{МПа}. \quad (2.5)$$

Як бачимо за дотичними напруженнями умова міцності не дотримується при коефіцієнті запаса міцності $k=2$, тоді розрахуємо дійсний запас міцності:

$$k = \frac{350}{311} = 1,125. \quad (2.6)$$

Розрахунок болтових з'єднань кронштейнів на зріз:

$$\tau_{\max} = \frac{4 \cdot 3,5}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,6^2} = 3,026 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 30,26 \text{МПа} \leq 105 \text{МПа}.$$

Умова міцності на зріз виконується. Таким чином підібрані болти підходять для кріплення кронштейнів.

2.4.1. Стрижень

На стрижень (рис. 2.5) начіпного обладнання стенда буде діяти збурююча сила $F=3\text{кН}$, та опір копанню $P=5\text{кН}$, та вага навісного обладнання $G=0,5\text{кН}$.

Розрахуємо площу поперечного перерізу стержня A , та момент опору W_z його поперечного перерізу:

$$W_z = \frac{3,14 \cdot 5^3}{32} = 12,26 \text{см}^3;$$

$$A = \frac{3,14 \cdot 5^2}{4} = 19,625 \text{см}^2.$$

Нормальні напруження σ при згинанні та стисканні:

$$\sigma_{\max} = \frac{3,5}{19,625} + \frac{3,5 \cdot 100}{12,26} = 28,726 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 287,26 \text{МПа} > 175 \text{МПа}.$$

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

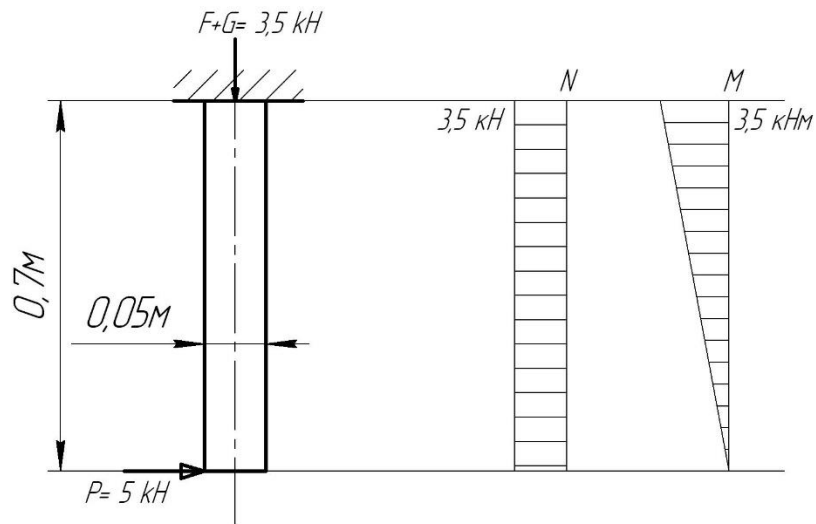


Рис. 2.5. Розрахункова схема стрижня

Так як розрахункові нормальні напруження більші заданих можна відмітити те, що коефіцієнт запасу міцності конструкції стенда є в інтервалі $k = 1 \dots 2$.

2.4.2. Дебалансна плита

На дебалансну плиту буде діяти лише сила створювана дебалансами не більшою 3 кН. Кріпиться плита по центру на чотири болти. Для розрахунку скористаємося деякими спрощеннями, а саме розглянемо половину плити у вигляді консольної балки з статичним навантаженням 1,5 кН прикладеного посередині.

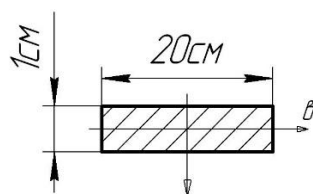


Рис. 2.6. Поперечний переріз дебалансної плити.

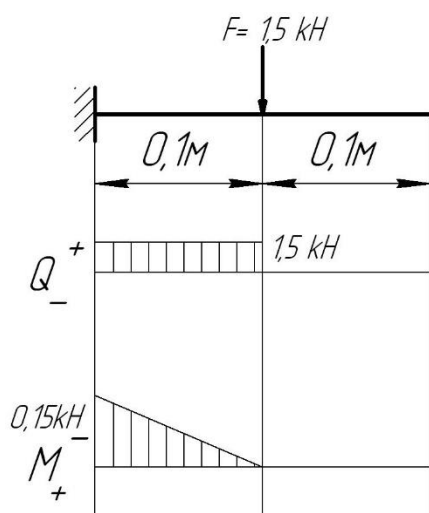


Рис. 2.7. Розрахункова схема дебалансної плити

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Визначаємо моменти інерції плити:

$$J_z = \frac{1,0 \cdot 20^3}{12} = 667 \text{ см}^4, \quad W_z = \frac{1,0 \cdot 20^2}{6} = 66,7 \text{ см}^3, \quad S_z = 20 \cdot \frac{10}{2} \cdot 5 = 500 \text{ см}^3. \quad (2.7)$$

Нормальне напруження σ при згинанні:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,15 \cdot 100}{66,7} = 0,224 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 2,24 \text{ МПа} \leq 175 \text{ МПа}. \quad (2.8)$$

Дотичне напруження τ

$$\tau_{\max} = \frac{1,5 \cdot 500}{20 \cdot 667} = 0,0562 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 0,562 \text{ МПа} \leq 175 \text{ МПа}. \quad (2.9)$$

Умова міцності виконується.

2.4.3. Вал дебалансів

На дебалансний вал (рис. 2.8) діє збурююча сила створювана на ньому ексцентрично закріпленими масами. Вал розраховується на згинання.

Визначення реакцій в опорах:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= R_B \cdot 0,4 - M_1 - M_2 - M_3 - M_4 - M_5 = 0, \\ \sum M_B &= -R_A \cdot 0,4 - M_1 - M_2 - M_3 - M_4 - M_5 = 0, \\ R_B &= \frac{0,3 + 0,3 + 0,3 + 0,3 + 0,3}{0,4} = 3,75 \text{ кН}, \\ R_A &= \frac{-0,3 - 0,3 - 0,3 - 0,3 - 0,3}{0,4} = -3,75 \text{ кН}. \end{aligned} \quad (2.10)$$

За для перевірки спроектуюмо всі сили на ось у:

$$\begin{aligned} \sum F_{iy} &= R_A + R_B = 0, \\ \sum F_{iy} &= -3,75 + 3,75 = 0. \end{aligned} \quad (2.11)$$

Реакції в опорах визначені правильно.

Момент опору площі поперечного перерізу круга:

$$W_z = \frac{3,14 \cdot 2,5^3}{32} = 1,533 \text{ см}^3. \quad (2.12)$$

Нормальне напруження σ при згинанні:

$$\sigma_{\max} = \frac{0,15 \cdot 100}{66,7} = 0,224 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 2,24 \text{ МПа} \leq 175 \text{ МПа}. \quad (2.13)$$

Умова міцності виконується.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

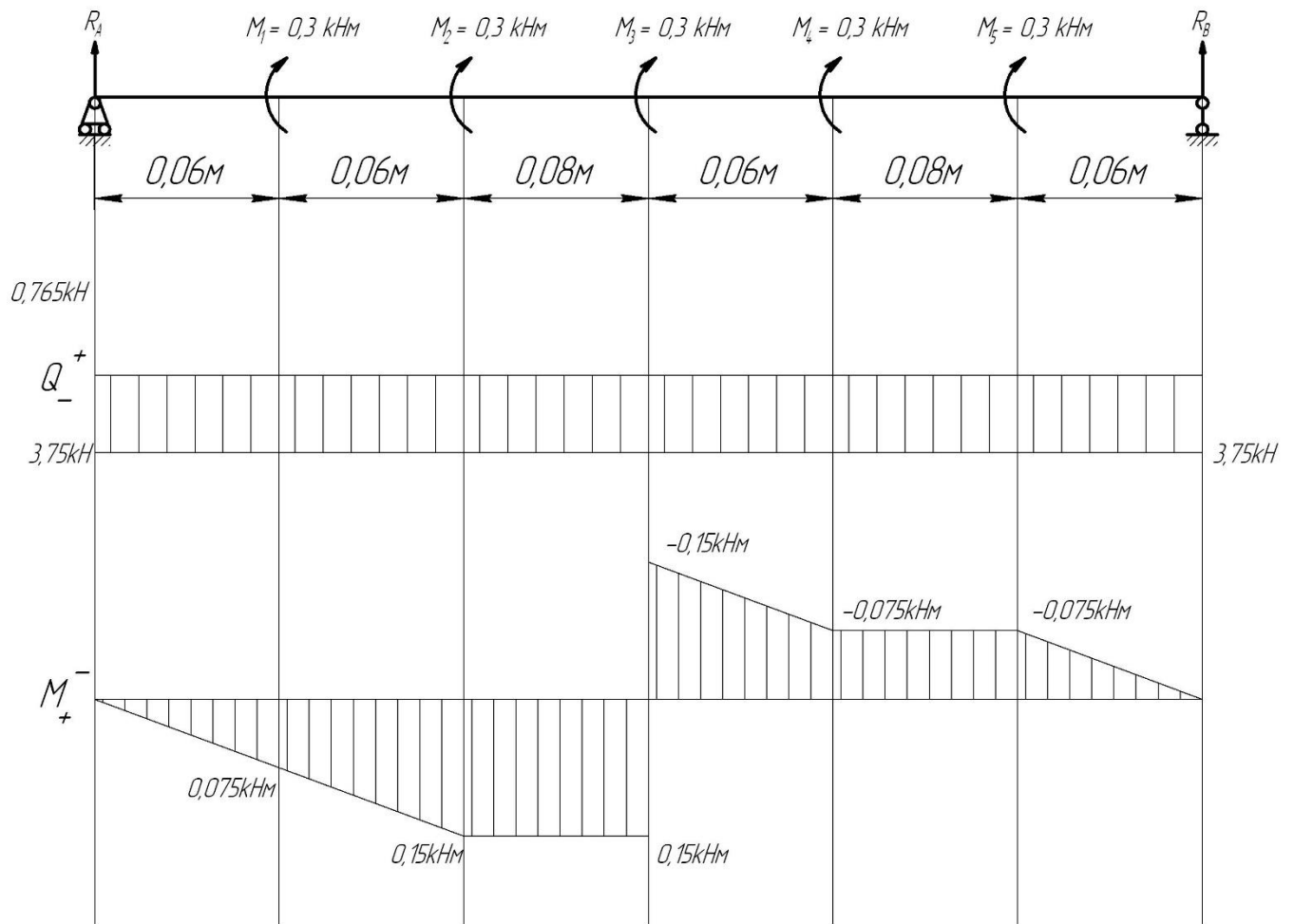


Рис. 2.8. Розрахункова схема дебалансного вала

Розрахунок болтових з'єднань робочого органу з плитою на зріз:

$$\tau_{\max} = \frac{4 \cdot 5}{4 \cdot 3,14 \cdot 0,6^2} = 4,423 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 44,23 \text{МПа} \leq 105 \text{МПа} . \quad (2.14)$$

Розрахунок болтових з'єднань робочого органу з плитою на зріз:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{5}{4 \cdot 5 \cdot 0,6} = 4,167 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2} = 41,67 \text{МПа} \leq 105 \text{МПа} . \quad (2.15)$$

Оскільки розрахункові навантаження менші за допустимі можна зробити висновок, що дані болтові з'єднання можна використовувати у конструкції лабораторного стенда.

2.5. Висновки за розділом

У даному розділі розроблено розрахункову та ескізну схеми навісного обладнання лабораторного устаткування, приведені розрахунки деталей, визначено коефіцієнт запасу деталей устаткування, які задовольняють умовам задачі.

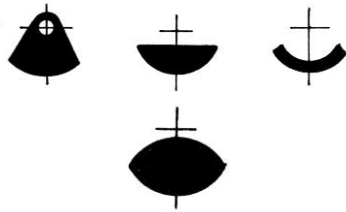
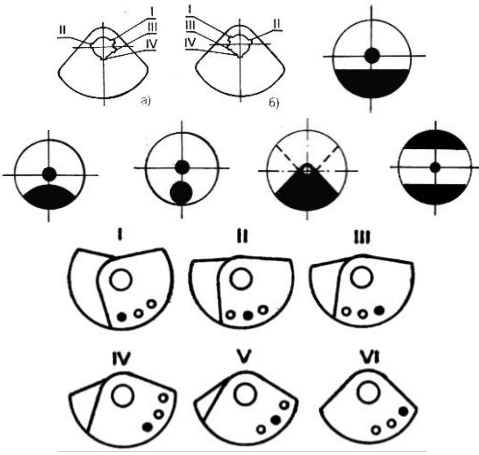
					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

3. РОЗРОБКА ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

3.1. Пропозиції щодо структури вібросистеми

Відомі різноманітні вібросистеми, їх модулі, контури, блоки та елементи, а також способи регулювання статичного моменту дебалансів і збурюючої сили, які можна поділити на складові вібросистем нижчого (табл. 3.1), та складові вібросистем вищого (табл. 3.2) рівня.

Таблиця 3.1

Складові вібраційних систем нижчого рівня		Способи регулювання статичного моменту
Назва	Схеми	
Елемент		Зміна ексцентриситету, маси, частоти обертання
Блок		Зміна ексцентриситету, маси, частоти обертання, а також взаємного розташування елементів, їх кількості і форми

Систематизація і упорядкування складових частин і характеристик дозволить синтезувати вібросистеми з широким діапазоном параметрів, що визначатимуть їх технологічні можливості.

Класифікацію вібросистем слід почати з виділення і визначення їх основних складових частин, що є безпосереднім джерелом збурюючої сили, а саме: елементів, блоків, контурів і модулів.

Елемент вібросистеми – це ексцентрично розташована маса певної форми, розмірів і властивостей. Він повинен створювати максимальний

Складові вібраційних систем вищого рівня		Способи регулювання статичного моменту
Назва	Схеми	
Контур	<p>The diagrams illustrate different ways to arrange vibration contours. The first row shows two pairs of blocks, each pair with a different phase or orientation. The second row shows a single block with a diagonal line, followed by two pairs of blocks. The third row shows three blocks in a row, labeled 1 and 2, and another pair of blocks labeled 1 and 2. The fourth row shows two groups of three blocks each, labeled 1 and 2.</p>	Зміна взаємного розташування блоків, їх кількості, зв'язку між ними та фаз взаємного обертання
Модуль	<p>Об'єднання у спільному корпусі одного чи декількох контурів з розташуванням їх векторів збурюючих сил у різних площинах</p>	Зміна взаємного розташування блоків, їх кількості, зв'язку між ними та фаз взаємного обертання, а також взаємного розташування контурів і їх кількості
Система	<p>The diagram shows a 3D coordinate system with axes x, y, and z. It illustrates the synthesis of several modules into a single GUM system.</p> <p>Синтез декількох модулів у одній ГУМ</p>	Зміна взаємного розташування модулів, їх кількості і фаз роботи

збурюючих ефект при оптимальному співвідношенні маси і ексцентриситету її розташування. Найчастіше елемент віброиситеми виконується у вигляді сектора чи

сегмента, але може бути виконаний дугової, двосегментної дзеркальної, кругової і іншої форми (див. табл. 3.1).

Блок вібросистеми – це поєднання елементів вібросистем однакової чи різної форми, розмірів і властивостей з врахуванням ексцентриситету, маси, частоти обертання і їх взаємного розташування. Синтез блока вібросистеми з елементів, наприклад, секторного типу, дозволить регулювати величину статичного моменту за рахунок їх взаємної перестановки у певні позиції I-IV чи I-VI (див. табл. 3.1).

Контур вібросистеми – це певне взаємне розташування блоків з врахуванням їх кількості, зв'язку між ними та фаз взаємного обертання (див. табл. 3.2).

Модуль вібросистеми – це певне взаємне розташування блоків з врахуванням їх кількості, зв'язку між ними та фаз взаємного обертання, а також взаємного розташування контурів і їх кількості (див. табл. 3.2).

Основні варіанти складових вібросистеми та способи регулювання створюваного ними статичного моменту дивись у таблиці 3.1 і таблиці 3.2.

3.2. Визначення раціональних розмірів (параметрів) дебалансів

Дебалансом може служити ексцентрично закріплене щодо осі обертання тіло будь-якої форми, статичний момент маси якого щодо цієї осі рівний заданому. Проте з цього не виходить, що конструкція і форма перетину дебаланса не мають значення.

Основним параметром, характеризуючим дебаланс як елемент відцентрового віброзбудника, є статичний момент його маси щодо осі обертання.

Статичний момент маси дебаланса визначається із рівняння:

$$S = m_0 e, \quad (3.1)$$

де m_0 – маса дебаланса; e – відстань центру тяжіння дебаланса від осі обертання (ексцентриситет маси).

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дебаланси бувають двох типів: з постійним в процесі запуску і зупинки статичним моментом маси (постійні дебаланси) або із змінним в процесі запуску і зупинки статичним моментом маси (висувні дебаланси).

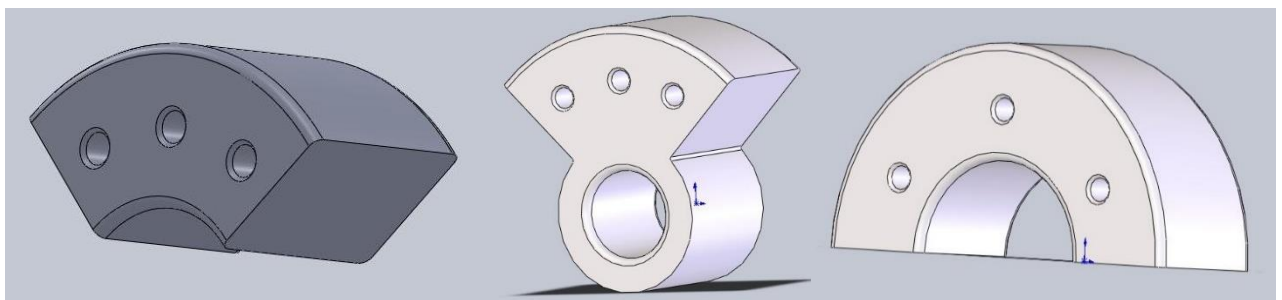
Дебаланс зазвичай має урівноважену і неурівноважену частини. Статичний момент урівноваженої частини дебаланса рівний нулю. Часто буває зручно при визначенні статичного моменту дебаланса розглядати тільки його неурівноважену частину. Тоді m_0 і e відносяться тільки до неурівноваженої частини дебаланса. Але у всі формули, в які входять m_0 або e , а не їх добуток, необхідно підставляти значення маси і її ексцентриситету, що відносяться до всієї сукупності частин, що обертаються, включаючи сюди дебалансний вал і всі інші жорстко пов'язані з ним деталі.

Перемножуючи ліву і праву частини виразу на прискорення сили тяжіння, отримаємо зручнішу для практичних розрахунків формулу

$$K = G_0 e, \quad (3.2)$$

де K – ваговий статичний момент дебаланса; G_0 – вага частин, що обертаються; e – ексцентриситет частин, що обертаються, щодо осі обертання.

Для визначення раціональних параметрів дебалансів було порівняно та проаналізовано такі види дебалансів: секторний, секторний з компенсуючою масою та кільцево-сегментний.



а)

б)

в)

а – секторний; б – секторний з компенсуючою масою; в – кільцево-сегментний;

Рис. 3.1. Схеми дебалансів

Для визначення ексцентриситетів дебалансів скористаємося формулами знаходження центрів мас об'ємних фігур:

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$X_C = \frac{\sum V_i \cdot X_i}{\sum V_i}; \quad Y_C = \frac{\sum V_i \cdot Y_i}{\sum V_i}; \quad Z_C = \frac{\sum V_i \cdot Z_i}{\sum V_i}. \quad (3.3)$$

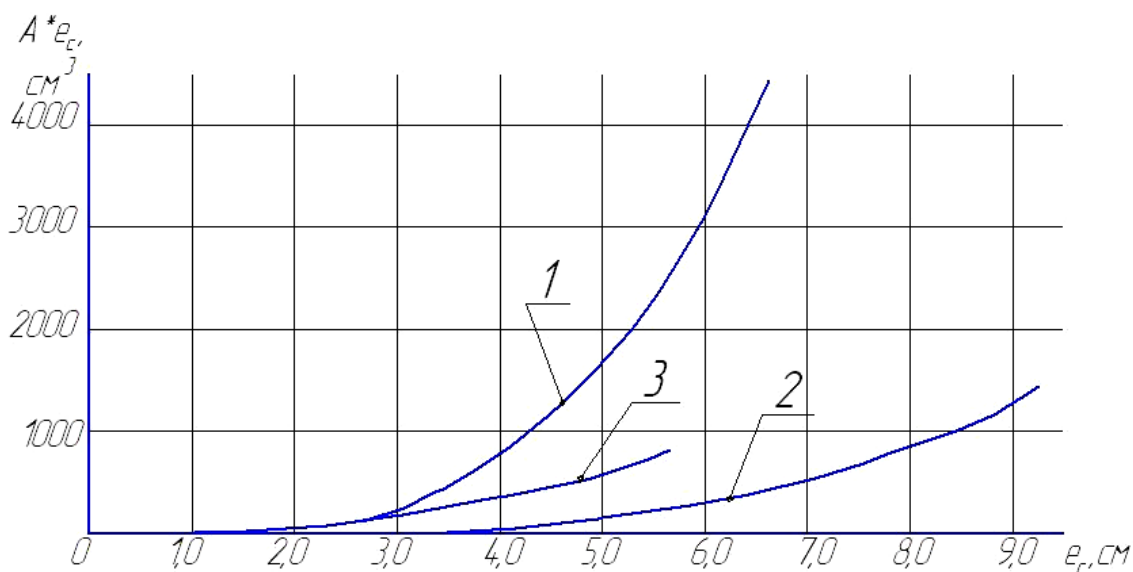


Рис. 3.2. Залежність вагового статичного моменту K від ексцентриситету кільцево-сегментного (1), секторного (2) та секторного з компенсуючою масою (3) елемента вібросистеми

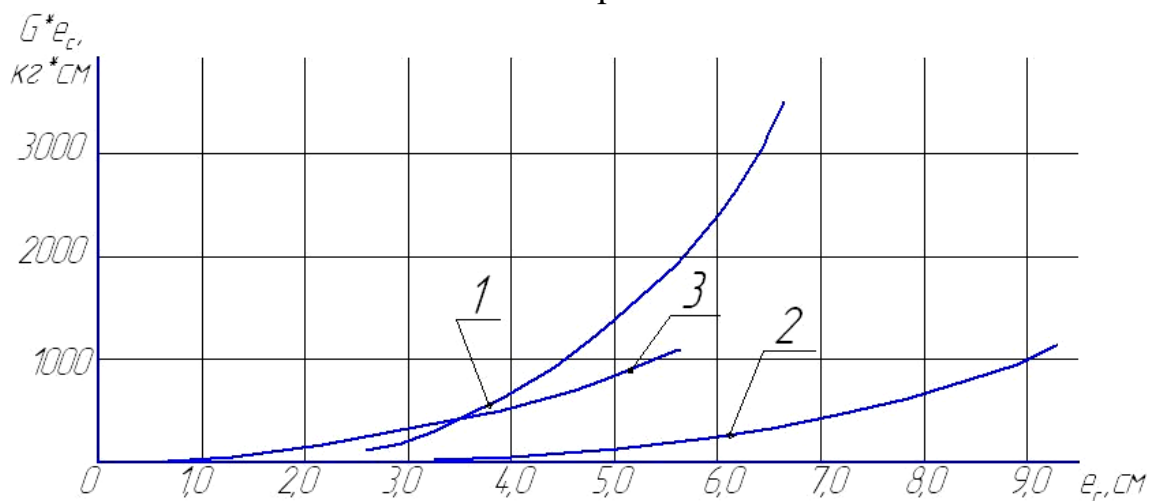


Рис. 3.3. Залежність добутку Ae від ексцентриситету кільцево-сегментного (1), секторного (2) та секторного з компенсуючою масою (3) елемента вібросистеми

Для порівняння характеристик дебалансів по вище представленій формулі вагового статичного моменту проведено розрахунок $K = f(e)$ і результати покажемо в графічній формі (див. рис. 3.2).

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Щоб перевірити справедливість розрахунку по ваговому статичному моменту проведемо ще один розрахунок залежності ексцентриситету від добутку площі дебаланса на його ексцентриситет $Ae = f(e)$ (див. рис. 3.3).

Аналізуючи графіки $K = f(e)$ і $Ae = f(e)$ видно, що кільцево-сегментний дебаланс має найкращі характеристики вагового статичного моменту та добутку площі дебаланса на його ексцентриситет, які набагато більші від секторного дебаланса та секторного дебаланса з компенсуючою масою, хоча має менший ексцентриситет, чим у сегментного дебаланса. Також слід зауважити, що характеристика $Ae = f(e)$ сегментного дебаланса майже в двічі більша, чим у сегментного дебаланса з компенсуючою масою, з чого можна зробити висновок про недоцільність використання дебалансів з масами, які їх урівноважують.

3.3. Пропозиції вібростеми

У ґрунтоущільнюючих машинах динамічної дії основним показником ефективності являється збурююча сила, яка створюється вібраційною системою.

Розробка різних типів вібростеми відіграє велике значення тому, що від розміщення і кількості дебалансів вібраційної системи залежать величина збурюючої сили та можливість регулювання її в заданих діапазонах.

Представлена схема розміщення дебалансів на платформі стосується варіанта її виконання для одночасного кріплення до неї і моделей змінних робочих органів (рис. 3.4).

Див. на рисунку 3.4 представлені два види вібраційних систем модульного типу, які за геометричними параметрами підходять для застосування на навісному обладнанні лабораторного стенда. Вони складаються з двох валів 13 для створення вібраційних коливань направленої дії, на яких закріплені дебалансні диски 5, що дає можливість фазно регулювати відносно розташування ексцентричних мас дебалансів 14.

Під час розробки розміщення валів 10 і віброелементів було розглянуто два можливих варіанта вібраційної системи. Перший (див. рис. 3.4, а), коли дебаланси

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

14 розміщуються асиметрично послідовно на дебалансних дисках 5 валів 13 та другий (див. рис. 3.4, б) при якому дебаланси 14 розміщуються симетрично попарно на дебалансних дисках 5 валів 13.

Збурююча сила $F_{\text{св}}$, що виникає при обертанні дебалансів навколо певної осі, без урахування положення дебалансу може бути визначена з виразу:

$$F_{\text{св}} = m_{\text{д}} \ddot{a} \omega^2 \sin(\omega t + \varphi), \quad (3.4)$$

де $m_{\text{д}} = Ah\rho$ – маса елемента вібростеми; e , ω , A , h , ρ – відповідно, ексцентриситет, кутова швидкість обертання, площа, товщина, щільність матеріалу елемента вібростеми.

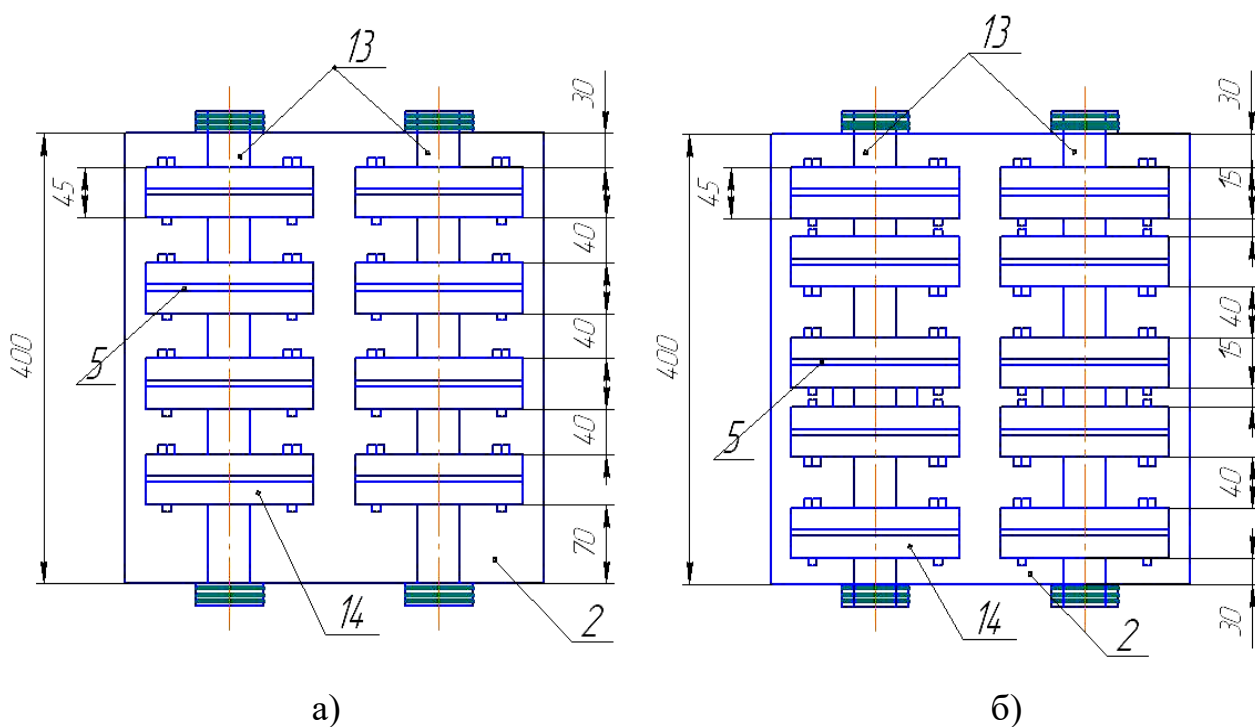


Рис. 3.4. Схеми розміщення вібростеми на підвісній платформі

Вихідними даними для розрахунку прийняті геометричні розміри підвісної платформи 2 з точки зору масштабу стендового обладнання та бажаний діапазон значень вектора збурюючої сили.

Для визначення можливостей стенда, за показаними вище схемами, підраховано можливу величину збурюючої сили при мінімальній та максимальній

кількості дебалансів на кожній платформі, причому не враховуючи фазне положення дебалансів. При цьому задані однакові маси дебалансів, ексцентриситет та кутова швидкість. Після чого отримані результати зведені у таблицю 3.3 для порівняння.

Таблиця 3.3

Збурююча сила F підвісної платформи, Н

Позначення збурюючої сили	Дебаланси розміщені асинхронно послідовно на фланцях валів	Дебаланси розміщені синхронно послідовно на фланцях валів
F_{min}	20187	26108
F_{max}	323000	417740

Дивись з рисунка 3.4 видно, що в першому випадку на валу можливо закріпити 8 дебалансів, а на всій підвісній платформі – 16. А конструкція вала в другому випадку при вище вказаному варіанті розміщення дебалансів дозволяє закріпляти 10 дебалансів, а на всій підвісній платформі - 20.

Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що використання схеми (див. рис. 3.4, б) більш доцільно тому, що збурююча сила, яка може виникати, в 1,29 рази більша за збурюючу силу, яка може створюватись при використанні схеми, представленої див. на рис. 3.4, а.

3.4. Висновки за розділом

У даному розділі запропоновано структурну таблицю вібросистем, де визначено основні складові частини. Розглянуті декілька типів дебалансів, які найбільш часто використовуються у вже відомих машинах для ущільнення ґрунту, визначено оптимальні параметри дебаланса. Також на базі вище приведених розрахунків розроблено вібросистеми, яка буде використана при моделюванні навісного обладнання лабораторного стенда.

4. АНАЛІЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОСИСТЕМ

4.1. Вихідні дані до розрахунків

Розроблена конструкція вібраційної системи передбачає її використання для створення збурюючої сили при дослідженні робочих органів МЗР і дослідження її самої стосовно вибору раціональних параметрів та її дії на матеріали, що досліджуються.

При ущільненні ґрунту з урахуванням масштабу моделі визначена максимальна величина створюваної збурюючої сили, яка становить 3 кН.

Передбачається можливість створення амплітудних коливань в діапазоні 2...3 мм.

З урахуванням використання комплектом фізичних моделей робочих органів МЗР максимальне горизонтальне навантаження від РО складає 5 кН. Плечі дії сил показані на розрахунковій схемі (рис. 2.2).

4.2. Рівняння збурюючої сили і його складові

Основним параметром вібраторів являється збурююча сила. Її можна використовувати для розширення діапазону інтенсивності дії на ґрунт ґрунтоущільнювальних машин (ГУМ) та задавати за допомогою регулювання складових, що визначають її величину безступенево, чи дискретно, а саме:

$$F_{зб} = m_d e \omega^2 \sin(\omega t + \varphi), \quad (4.1)$$

де $m_d = Ah\rho$ – маса елемента вібросистеми; e , ω , A , h , ρ – відповідно, ексцентриситет, кутова швидкість обертання, площа, товщина, щільність матеріалу елемента вібросистеми.

Дана формула враховує відносне фазне розташування дебалансів відносно один одного. Причому змінювати величину збурюючої сили можна фазним регулюванням відносного розташування ексцентричних мас, у тому числі шляхом зміни частоти струму, пов'язаної з частотою обертання кінематично з'єднаних і не з'єднаних валів вібраторів.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Збурююча сила $F_{зб}$, що виникає при обертанні дебалансів навколо певної осі, без урахування положення дебалансу може бути визначена з виразу:

$$F_{зб} = m_d e \omega^2. \quad (4.2)$$

Аналізуючи залежності $F = f(e)$, $F = f(m)$ та $F = f(\omega)$ можна побачити, за якими законами та на скільки змінюється величина збурюючої сили. Дані розрахунку можна представити у табличному та графічному вигляді (див. табл. 4.1 - 4.3).

З нижче представлених таблиць і графіків бачимо, що збурююча сила, яка створюється дебалансом, прямопропорційна його ексцентриситету e та масі m . Аналізуючи останній графік потрібно відмітити, що збурююча сила буде суттєво збільшуватись при збільшенні частоти обертання дебалансів. З чого можна зробити висновок, що крім оптимального підбору параметрів дебалансів потрібно також правильно підбирати двигуни, які можуть створювати високу частоту обертання дебалансів.

Таблиця 4.1

Залежність збурюючої сили F від зміни ексцентриситету e

m, кг	e, м	n ₁ , хв ⁻¹	F ₁ , Н	n ₂ , хв ⁻¹	F ₂ , Н	n ₃ , хв ⁻¹	F ₃ , Н
1	2	3	4	5	6	7	8
1	0	500	0	1000	0	1500	0
1	0,005	500	13,6	1000	55	1500	123
1	0,01	500	27,3	1000	110	1500	246
1	0,015	500	41	1000	164	1500	370
1	0,02	500	54	1000	219	1500	493
1	0,025	500	68,5	1000	274	1500	616
1	0,03	500	82	1000	329	1500	739
1	0,035	500	95	1000	383	1500	863
1	0,04	500	109	1000	438	1500	986
1	0,075	500	205	1000	822	1500	1849
1	0,08	500	219	1000	876	1500	1972
1	0,085	500	232	1000	931	1500	2095
1	0,09	500	246	1000	986	1500	2218
1	0,095	500	260	1000	1041	1500	2342
1	0,1	500	273	1000	1096	1500	2465

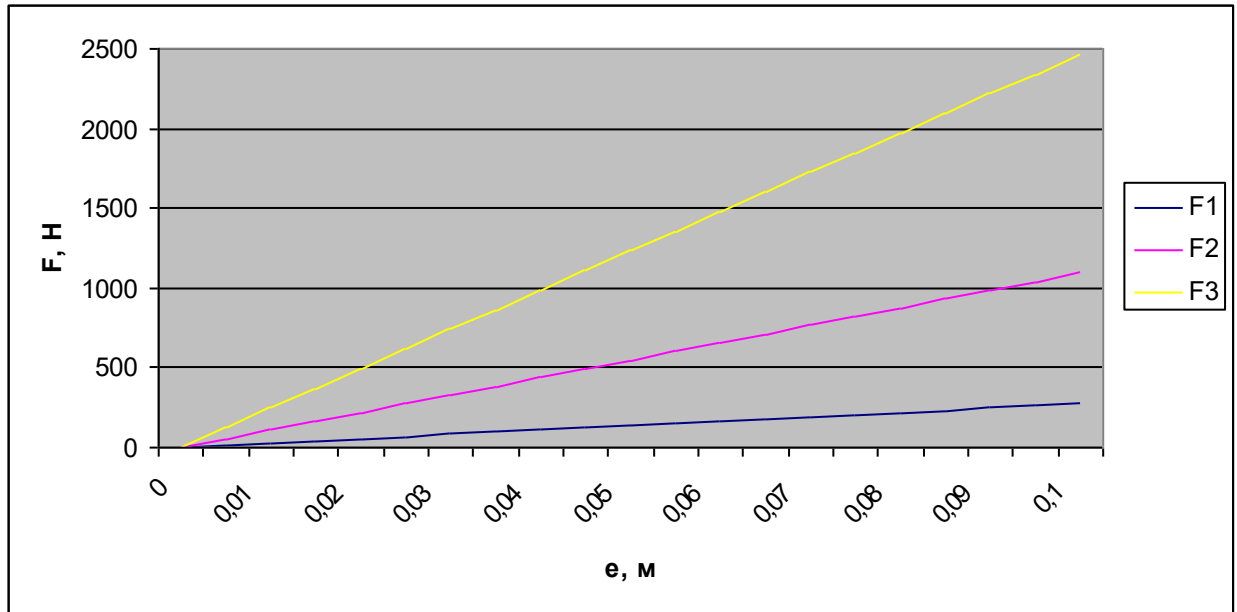


Рис. 4.1. Графік залежності збурюючої сили F від зміни ексцентриситету e

Залежність збурюючої сили F від зміни маси m

Таблиця 4.2

m , кг	e , м	n_1 , хв ⁻¹	F_1 , Н	n_2 , хв ⁻¹	F_2 , Н	n_3 , хв ⁻¹	F_3 , Н
1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,1	500	0	1000	0	1500	0
0,5	0,1	500	137	1000	548	1500	1232
1	0,1	500	274	1000	1096	1500	2465
1,5	0,1	500	411	1000	1643	1500	3697
2	0,1	500	548	1000	2191	1500	4930
2,5	0,1	500	685	1000	2739	1500	6162
3	0,1	500	822	1000	3287	1500	7395
3,5	0,1	500	959	1000	3834	1500	8627
4	0,1	500	1096	1000	4382	1500	9860
4,5	0,1	500	1232	1000	4930	1500	11092
5	0,1	500	1369	1000	5478	1500	12325
5,5	0,1	500	1506	1000	6025	1500	13557
6	0,1	500	1643	1000	6573	1500	14789
6,5	0,1	500	1780	1000	7121	1500	16022
7	0,1	500	1917	1000	7669	1500	17254
7,5	0,1	500	2054	1000	8216	1500	18487
8	0,1	500	2191	1000	8764	1500	19719
8,5	0,1	500	2328	1000	9312	1500	20952
9	0,1	500	2465	1000	9860	1500	22184
9,5	0,1	500	2602	1000	10407	1500	23417
10	0,1	500	2739	1000	10955	1500	24649

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

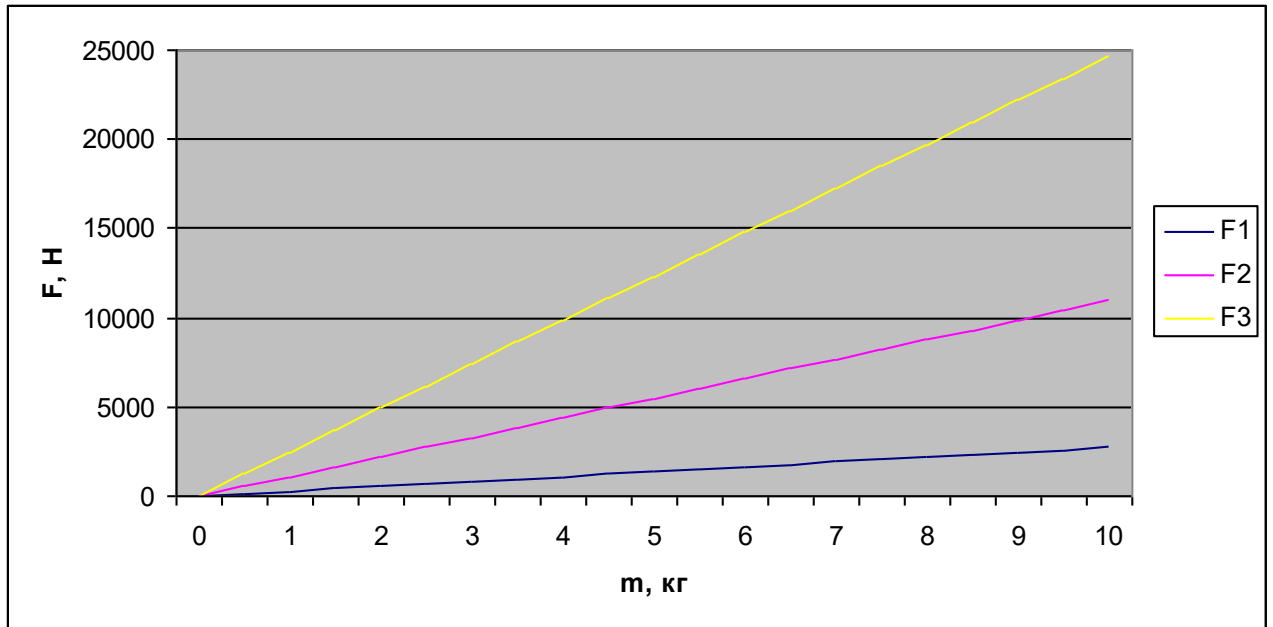


Рис. 4.2. Графік залежності збурюючої сили F від зміни маси m

Таблиця 4.3

Залежність збурюючої сили F від зміни частоти обертання n

m_1 , кг	e_1 , м	n , хв^{-1}	m_2 , кг	e_2 , м	F_{1-1} , Н	F_{1-2} , Н	F_{2-1} , Н	F_{2-2} , Н
1	0,05	0	10	0,1	0	0	0	0
1	0,05	250	10	0,1	34	68	342	685
1	0,05	500	10	0,1	137	274	1369	2739
1	0,05	750	10	0,1	308	616	3081	6162
1	0,05	1000	10	0,1	548	1096	5478	10955
1	0,05	1250	10	0,1	856	1712	8559	17117
1	0,05	1500	10	0,1	1232	2465	12325	24649
1	0,05	1750	10	0,1	1678	3355	16775	33550
1	0,05	2000	10	0,1	2191	4382	21910	43820
1	0,05	2250	10	0,1	2773	5546	27730	55460
1	0,05	2500	10	0,1	3423	6847	34235	68469
1	0,05	2750	10	0,1	4142	8285	41424	82848
1	0,05	3000	10	0,1	4930	9860	49298	98596

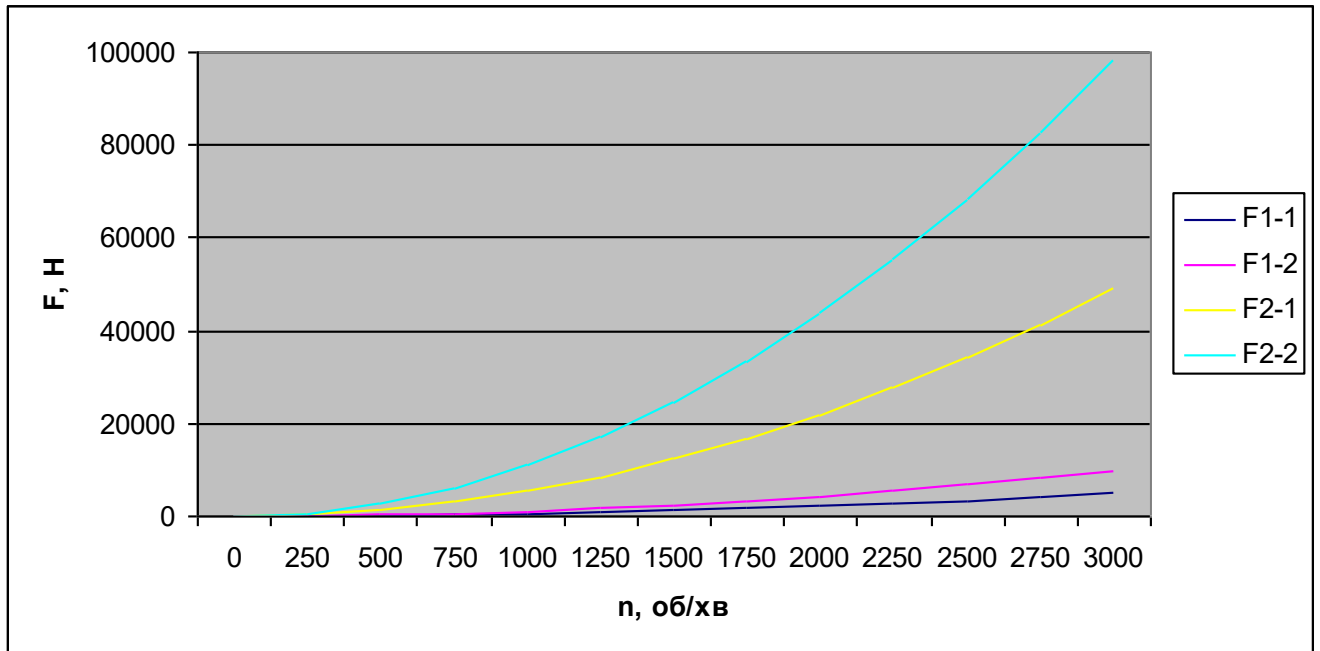


Рис. 4.3. Графік залежності збурюючої сили F від зміни частоти обертання n

Легкі тандемні віброкатки ідеально підходять для дорожно-будівельних робіт при будівництві і ремонті парковочних площадок, пішохідних і велосипедних доріг, ігрових і спортивних майданчиків.

4.3. Рациональні діапазони значень параметрів вібросистем

Параметри ґрунтових котків

Таблиця 4.4

Фірма-виробник, торгова марка	Модель	Експлуатаційна маса, кг	Номинальна амплітуда коливань вальця, мм	Частота коливань, Гц	Відцентрова сила вібраторів, кН
ОАО «РАСКАТ»	ДУ-85	13000	1,8/0,8	24/40	150/100
	ДУ-94	8200	1,8	25	150
AMMANN	RW 1800 SPT	1800 - 2100	1,6	34	64
	ASC 250PD	26730	2,2/1,1	28/34	460/340
BOMAG	BW 124 DH-3	3850	1,70/0,85	41/41	85/43
	BW 226 DI-4 BVC	25350	0-2,85	26	530
DYNAPAK	CA134D	4550	1,7	35	89
	CA702PD	26950	2,0/1,3	28/30	330/254
JCB	VM 46D/PD	4600/4900	1,8/1,5	32	101,6
VIBROMAX	VM 200D/PD	19700/19700	1.2/0.75	29/35	370/205
HAMM AG	3205	5475	1,55/0,69	30/42	69/ 61
	3625 HT	24785	1,95/1,15	27/30	331/243
VOLVO (ABG)	SD 45 D	4807	1,98	32	99
	SD 190 DX	19765	1,97/1,28	20,8/ 30,8	339/221

Віброкотки тандемні малогабаритні

Фірма-виробник, торгова марка	Модель	Експлуатаційна маса, кг	Номінальна амплітуда коливань вальця, мм	Частота коливань, Гц	Відцентрова сила вібраторів, кН
ОАО «ИРМАШ»	КВД-1-1,5-01/02	1310±160	н.д.	55	16
ОАО «РАСКАТ»	ДУ-82	3500	0,48	64	32
	RV-1.5DD	1500	0,3	60	12
AMMANN	AV 12-2	1475	0,5	61/67	13/16
	AV40-2	3900	0,35	59/67	29/37
BOMAG	BW 900-2	1326	0,50	65	14
	BW 138 AD	4200	0,50	46/52	38/45
DYNAPAC	CC800	1575	0,4	70	17
	CC142	3900	0,5	52	33
JCB VIBROMA X	VMT 160-80	1600	0,5	50/66	9,2/18,0
	VMT 500	4850	0,56/0,33	50/55	57/33
HAMM AG	HD 8 VV	1445	0,50/0,50	62/62	23/23
	HD 14 VV	4200	0,55/0,35	62/62	73/46
VOLVO (ABG)	DD 14S	1545	0,37	66,7	15,57
	DD 31 HF	3170	0,38	70,0	36,0

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Віброточки тандемні крупногабаритні

Таблиця 4.6

Фірма-виробник, торгова марка	Модель	Експлуатаційна маса, кг	Номінальна амплітуда коливань вальця, мм	Частота коливань, Гц	Відцентрова сила вібраторів, кН
ОАО «РАСКАТ»	ДУ-98	11500	0,6/0,3	40/50	75/65
	ДУ-96 (з двигуном Д-243)	7800	0,54/0,3	40/50	57/44
AMMANN	AV 70-2	6900			
	AV 110 X	10300	0,7/0,35	45/55	110/83
BOMAG	BW 141 AD-4	8300	0,71/0,34	40/60	70/75
	BW 203 AD-4 AM	13400	0,70/0,30	40/50	126/84
DYNAPAC	CG223HF	7500	0,7/0,2	54/67	89/39
	CC722	16775	0,7/0,4	48/48	215/102
JCB VIBROMAX	VMT 850	8495	1,1/0,23	33,3/50	71,6/33,4
	VMT 850H	10590	1,0/0,4	33,3/42	117/65
HAMM AG	HD 70	7265	0,62/0,35	48/58	76/62
	HD 130	13820	0,81/0,41	42/50	194/139
SANY HEAVY INDUSTRY	YZC 12 II	12500	0,75/0,37	42x50	130/85
VOLVO (ABG)	DD 70	6735	0,27-0,54	50	40-80
	DD 158 HFA	15533	0,89-0,43	42-57	196-169

Котки комбіновані

Таблиця 4.7

Фірма-виробник, торгова марка	Модель	Експлуатаційна маса, кг	Номінальна амплітуда коливань вальця, мм	Частота коливань, Гц	Відцентрова сила вібраторів, кН
ОАО «РАСКАТ»	ДУ-97 з двигуном DEUTZ	6900	0,54/0,3	40/50	57/44
	ДУ-84	14000	1,8/0,8	24/40	150/ 100
AMMANN	AV 16-2 K	1475	0,5	61/67	13/16
	AV 115-2 K	10050	0,66/0,3	42/50	106/70
BOMAG	BW 90 AC-2	1670	0,50	60/40	15/7
	BW 174 AC-2 AM	9110	0,84	45	168
DYNAPAC	CC120C	2300	0,5	57	23
	CC232C HF	7580	0,5/0,2	51/71	78/68
HAMM AG	HD 10 K	2415	0,5	55	25
	HD 110 K	9225	0,81/0,47	42/50	117/97
VOLVO (ABG)	CR-70	6030	0,54-0,27	55	40-80

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Таблиця 4.8

Віброкотки ручні двовальцеві

Фірма-виробник, торгова марка	Модель	Експлуатаційна маса, кг	Номінальна амплітуда коливань вальця, мм	Частота коливань Гц	Відцентрова сила вібраторів, кН
BOMAG	BW 65 S-2	626	0,42	58	24
	BMP 851 (багатоцільовий ґрунтовий)	1548	2,10	32	80
DYNAPAC	LP6500 (дизель, ручний старт)	696	0,45	61	21
	LP8500 (дизель, кулачковий дистанційн керування)	1675	1,2	31	65
JCB VIBROMAX	VMD 62	600	0,44	55	16
	VMD 120	1135	0,68	55	40
NTC	VVV-600/12	530	0,50-0,85	60	12
	VVV-701/22H	990	0,50-0,85	55	22
WEBER	DVH 550L	365	н.д.	60	8
	TRC 86	1380	1,70	32	75

Таблиця 4.9

Віброплити реверсивні

Фірма-виробник, торгова марка	Модель	Експлуатаційна маса, кг	Частота коливань, Гц	Відцентрова сила вібраторів, кН
BOMAG	BPR 45/55	45	540-705	13,5
	BT 80D	81	480-700	17,5
DYNAPAC	LT500 (6")	60	720	10
	LT6000 (11")	69	720	14,8
FASTVERDINI	AR48	100	80	22
	AR62	216	80	28
JCB VIBROMAX	VMP 8	80	100	16
	VMP 6002	789/913	30,5	60
NTC	VDR-29	180	85	29
	VDR-62H	450	70	62
SHATAL	RP30112-50	210	56	30
	RP6012	400	56	30
WEBER	CR 1	118	90	20
	CR 8 Hd	515	62,5	72

					ДІП.630000.301.МРІЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Віброплити нереверсивні

Фірма-виробник, торгова марка	Модель	Відцентрова сила вібраторів, кН	Частота коливань, Гц	Експлуатаційна маса, кг
BOMAG	BP 6/30	6,0	90	49
	BP 12/50 A	12,0	94	70
DELTA	JPC-60	10,3	93	72
	JPC-120	18,0	97	110
DYNAPAC	LF45 (бензин)	8,0	100	42
	LX90	16,0	75	97
FASTVERDINI	SM25	7,0	80	56
	DC50	22,5	88	150
JCB VIBROMAX	VMF 70	13,4	100	68
	VMF 130D	18,0	90	130
NTC	VD 301/11	11,0	92	60
	VD 600/24H	24,0	81	185
SHATAL	PC-1010	10,0	100	47
	PC-2012	20,0	94	63
WEBER	CF 1	10,0	98	63
	CF 4 Hd	20,0	90	107

4.4. Оптимізація отриманих результатів

Розробка нових та удосконалення вже створених ґрунтоущільнюючих машин в наш час відіграє важливу роль під час будівництва чи ремонту доріг та штучних споруд.

Напрямки удосконалення вібросистем ґрунтоущільнюючих машин. Виготовлення вібросистем, які можуть створювати коливання в широкому діапазоні амплітуди, частоти, збурюючої сили та її вектора в просторі (табл. 3.2).

Виготовлення дебалансів спеціальних форм (табл. 3.1) та оптимальних розмірів мінімальної маси (тобто без взаємно врівноважених мас), які зручно закріпити на деталях редукторів чи спеціальних дисках.

Виконання кріплень дебалансів регульованими з метою зміни ексцентриситету і маси дебалансу, тобто його статичного моменту, для полегшення запуску та зменшення резонансних явищ при зупинці машини (табл. 4.1).

Виконання дебалансів пустотілими з метою можливості плавно регулювати масу дебаланса та збурюючу силу, яка створюється ним.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Симетричне розміщення дебалансних елементів на валах відносно їх опор з метою захисту валів від нерівномірного навантаження і, як наслідок, їх місцевого спрацювання. Виконання вібростем з уніфікованих елементів на рівні дебалансів, блоків, контурів, модулів з метою прискорення формування їх конфігурації, в залежності від бажаних конструктивних можливостей машини і технологічних вимог щодо її використання.

Виконання механізму частотного керування кількістю обертів за одиницю часу дебалансних валів з можливістю незалежного безперервного регулювання фазного відносного положення дебалансів у системі, що суттєво збільшує діапазон регулювання частоти і амплітуди коливань та величини збурюючої сили.

4.5. Висновки за розділом

У даному розділі розглянуто основне рівняння збурюючої сили на основі якого розраховували та графічно побудували залежності цих параметрів, завдяки цьому визначено найдієвіші варіанти регулювання збурюючої сили в заданих діапазонах на базі яких будуть проводитися лабораторні дослідження.

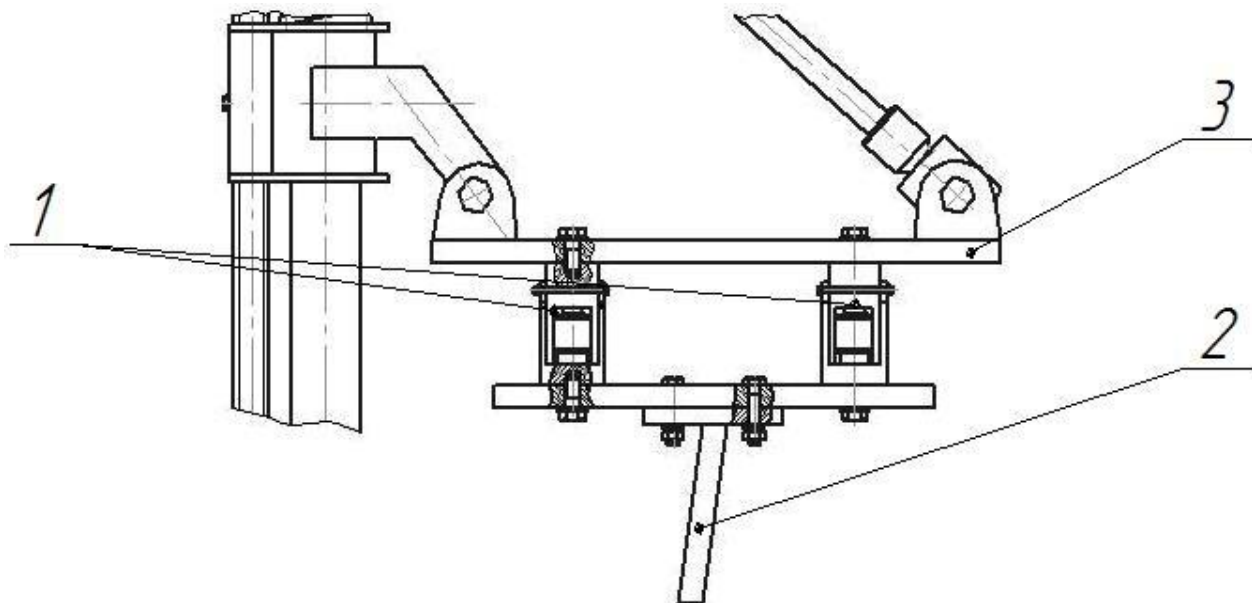
Також розглянули параметри закордонних та вітчизняних ґрунтоущільнюючих машин. Дані взяті із журналу «Дорожная техника 2008». В подальшому ці дані будуть використовуватися для визначення узагальнюючих діапазонів ґрунтоущільнюючих машин.

У підрозділі «Оптимізація отриманих результатів» приведено ряд можливих варіантів удосконалення різного роду ґрунтоущільнюючих машин та наведені конкретні пропозиції по їх модернізації.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

5. КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. Переріз кріплення датчика с допоміжною пластиною



1 – датчик; 2 – ніж; 3 – пластина;

Рис. 5.1. Розрахункова схема для визначення розмірів небезпечних перерізів у місцях з'єднань нависного станда

На даному рисунку елемент лабораторного станду з кріпленням датчиків. Обмеження прийняті до розрахунку. На стадії проектування станда вертикальне і горизонтальне навантаження на робочий орган приймаємо рівними = 30 кН з урахуванням $K = 3$.

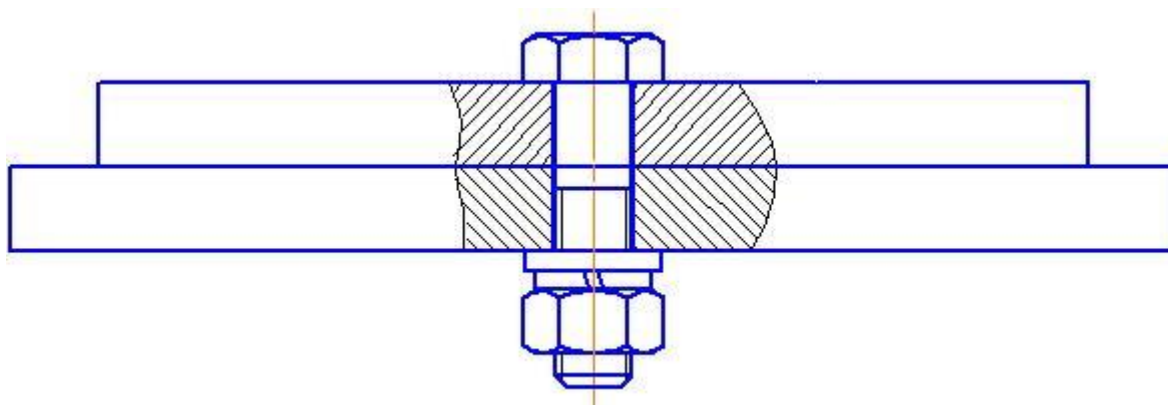


Рис. 5.2. Розрахункова схема кріплення

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

63

Розміри перерізу. Розміри перерізу частково прийняті з попередніх розрахунків, а інші – приймаються з даного розрахунку. Умова міцності. Гвинт працює на зрізання і розтягування

5.2. Розрахунок болтового з'єднання

Матеріал болтів сталь Ст3: Допустимі навантаження: $[\sigma_p] = 125 \text{ МПа}$;
 $[\sigma_{см}] = 190 \text{ МПа}$; $[\tau_{ср}] = 75 \text{ МПа}$; $[\sigma_{із}] = 150 \text{ МПа}$; $[\tau_{кр}] = 95 \text{ МПа}$.

Розрахунок болтових з'єднань за умовою міцності на складне напруження виконується по формулі 5.1:

$$\sigma_{екв.роб} = \sqrt{\sigma_p^2 + \tau_{зр}^2} \leq [\sigma], \quad (5.1)$$

$$\sigma_{p.p} = \frac{F_p}{A_p} = \frac{F_p}{\frac{\pi d^2}{4} \times 2},$$

де, F_p - зовнішня сила, кН; A_p - площа, м^2 .

Мінімальний діаметр типового перерізу болта:

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{2F_p}{\pi \times \sigma_p}} = \sqrt{\frac{2 \times 30 \times 10^3}{3.14 \times 125 \times 10^6}} = 0.0123 \text{ м.}$$

Згідно розрахунку приймаємо болт із внутрішнім діаметром $d_g = 12 \text{ мм}$, та номінальним розміром різьби М 14.

Розрахунок болтових з'єднань за умовою міцності на зріз:

$$\tau_{ср} = \frac{F_{ср}}{A_{ср}} = \frac{F_{ср}}{\frac{\pi d^2}{4} \times 2}, \quad (5.2)$$

Мінімальний діаметр типового перерізу болта:

$$d_{ср,\min} = \sqrt{\frac{F_p}{\pi \times \sigma_p}} = \sqrt{\frac{30 \times 10^3}{3.14 \times 75 \times 10^6}} \approx 11,2 \text{ мм.}$$

Згідно розрахунку приймаємо болт із внутрішнім діаметром $d_g = 11,2 \text{ мм}$, та номінальним розміром різьби М 14.

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3. Конструювання елементів устаткування

Сучасний етап науково-технічного розвитку потребує швидкого поліпшення якості продукції, що випускається, впровадження нових технологій, інтенсифікації виробних процесів, а стосовно до такої важливої галузі промисловості, як машинобудування, - підвищення надійності й довговічності машин – головних показників їхньої якості.

У процесі експлуатації лабораторного стенда його елементи (стержні, балки, пластини, болти тощо) так чи інакше беруть участь у роботі конструкції стенда й зазнають дії різних сил – навантажень. Для забезпечення нормальної роботи конструкція лабораторного стенда повинна задовольняти необхідним умовам міцності, жорсткості та стійкості.

Для того, щоб конструкція лабораторного стенда цілком відповідала вимогам міцності, жорсткості та стійкості, а отже була надійною в експлуатації, треба надати її елементам найбільш раціональної форми і, знаючи властивості матеріалів, з яких вони виготовлятимуться, визначити необхідні розміри залежно від навантаження та його характеру.

На перший погляд може здатися, що для надійного опору елементів конструкції зовнішньому навантаженню досить збільшити їхні розміри. Дійсно, іноді це призводить до бажаних результатів. Однак тоді, коли власна вага становить значну частину навантажень, що діють на конструкцію, збільшення розмірів її елементів, а отже, і ваги, не сприяє оптимізації ваги устаткування, економії енергії при її експлуатації, зручності користування і енергозбереженню. Збільшення розмірів рухомих деталей механізмів спричиняє зростання сил інерції, підвищує навантаження, а це небажано, оскільки також може призвести до руйнування. Збільшення розмірів, яке не обумовлене вимогами надійності роботи конструкції, призводить до зайвої витрати матеріалів і підвищення її вартості. Конструкція лабораторного стенда має бути міцною і надійною в експлуатації, але водночас легкою та дешевою.

Дана задача розв'язується за допомогою відомих формул з опору матеріалів.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

Всі елементи конструкції лабораторного станда перевіряються на міцність від дії відповідних навантажень (згинання, зріз, стискання, кручення).

Умова міцності при стисканні:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma], \quad (5.3)$$

де N – поздовжня сила, кН; A – площа поперечного перерізу, см²; $[\sigma]$ – допустиме напруження, МПа.

Умова міцності при згинанні при нормальних напруженнях:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{z2}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (5.4)$$

де M_{z2} – згинальний момент, кНм; W_z – момент опору, см³; $[\sigma]$ – допустиме напруження, МПа.

Умова міцності при згинанні при дотичних напруженнях:

$$\tau_{\max} = \frac{QS_{\max}}{bJ_z} \leq [\tau], \quad (5.5)$$

де Q – поперечна сила, кН; S_{\max} – статичний момент половини опору перерізу, см³; b – ширина перерізу, см; J_z – момент інерції площі поперечного перерізу, см⁴; $[\tau]$ – припустиме напруження, МПа.

Умова міцності болта на зріз:

$$\tau_{\max} = \frac{4P}{i\pi d^2} \leq [\tau], \quad (5.6)$$

де P – нормальна сила, кН; d – діаметр болта, см; i – загальна кількість болтів; $[\tau]$ – допустиме напруження на зріз, МПа.

Умова міцності при згинанні та стисканні:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma], \quad (5.7)$$

Момент інерції площі поперечного перерізу паралелограма:

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$J_z = \frac{bh^3}{12}, J_y = \frac{hb^3}{12}, \quad (5.8)$$

де b – ширина паралелограма, см; h – висота паралелограма, см;

Момент інерції площі поперечного перерізу круга:

$$J_z = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (5.9)$$

де d – діаметр круга, см.

Момент опору площі поперечного перерізу паралелограма:

$$W_z = \frac{bh^2}{6}, W_y = \frac{hb^2}{6}. \quad (5.10)$$

Момент опору площі поперечного перерізу круга:

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (5.11)$$

Статичний момент половини опору перерізу:

$$S_z(y) = \int_F y dF. \quad (5.11)$$

де F – половина площі поперечного перерізу фігури, см²; y – координата точки по осі ординат, яка знаходиться у цій площині, см.

За наведеними вище формулами розрахуємо основні елементи конструкції навісного обладнання лабораторного устаткування.

Матеріал всіх елементів конструкції сталь Сталь 25, з припустимим внутрішнім напруженням $[\sigma] = 350 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт запаса міцності приймаємо $k=2$, звідси розрахункове значення припустимих внутрішніх напружень становить $[\sigma] = 175 \text{ МПа}$.

5.4. Висновки за розділом

У даному розділі приведено основні конструктивні розрахунки характерних вузлів устаткування з метою вибору елементів кріплення. В результаті визначені мінімально необхідні розміри небезпечних перерізів та прийняті стандартні кріпильні і конструктивні елементи.

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС СКЛАДАННЯ НАЧІПНОГО ОБЛАДНАННЯ ЛАБОРАТОРНОГО УСТАТКУВАННЯ

6.1. Короткий опис процесу складання

Технологічний процес збирання займає одне з найважливіших місць в процесі формування виробу або машини. Тому дуже важливо, щоб процес збирання займав, по можливості, якомога менше часу, а витрати енергії і працемісткість були мінімальними. Для цього доцільно застосовувати механізований інструмент, універсальне устаткування, а також різні пристосування, що полегшують працю людини.

Застосування автоматів і роботів, а також обробних центрів дозволяє значно зменшити час виконання операцій і, зокрема, основний і допоміжний час.

Заміна збирання на одному місці на потокове, вузлове, послідовно-паралельне або комбіноване дозволяє збільшити об'єм випуску продукції в десятки разів. Тому дуже важливо, щоб при технологічному процесі збирання витрати часу були, по можливості, мінімальними. Для цього дуже важливо визначити вид технологічного устаткування, що використовується при технологічному процесі збирання, а також вирішити, скільки робочих місць потрібно для проведення технологічного процесу.

6.2. Опис конструкції механізму

Навісне обладнання лабораторного устаткування (рис. 6.1) складається з двох основних частин опорного контуру та вібросистеми, яка встановлюється на опорній плиті 10 з можливістю вертикального переміщення.

Опорний контур складається з стрижня 9, який вертикально закріплений в кронштейнах 8. Для запобігання самовільного вертикального переміщення стрижня 9 в кронштейнах 8 передбачені болтові з'єднання, які фіксують навісне обладнання у відповідному положенні.

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

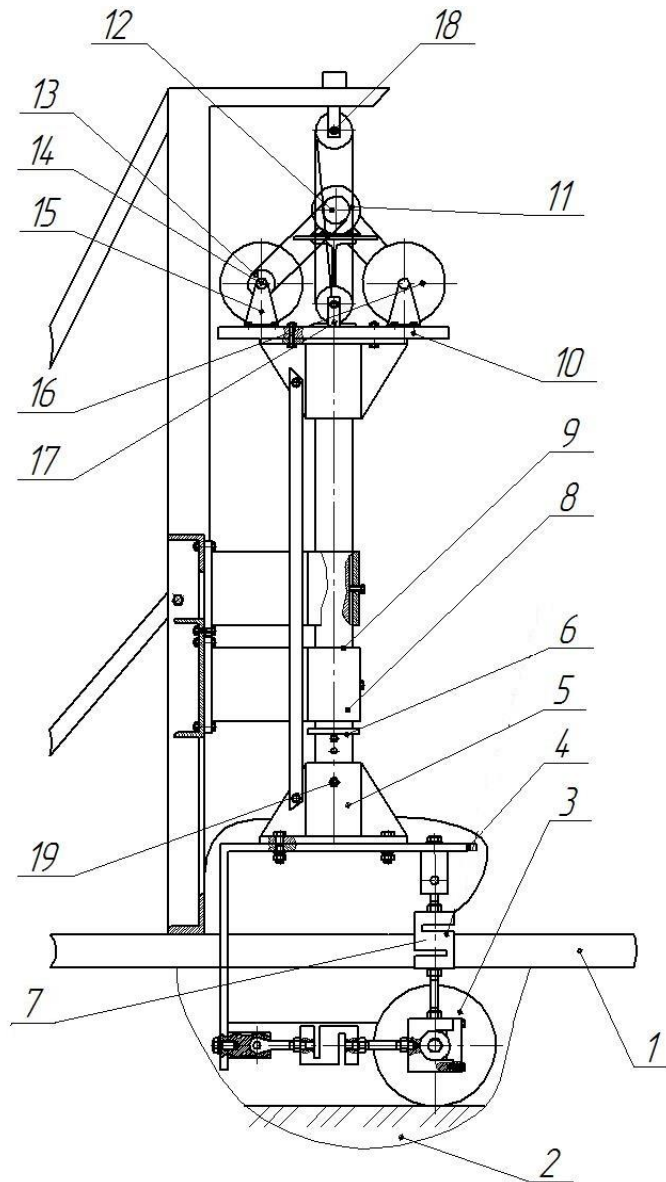


Рис. 6.1. Схема навісного обладнання лабораторного стенда

На нижній напрямній 5 приєднується опорна плита 4 разом з змінними робочими органами 3 і датчиками 7. На верхній плиті 10 розташована вібраційна система з приводом. Нижня плита необхідна для приєднання робочих органів 3. Всі елементи опорного контуру приєднуються до рами лабораторного стенда за допомогою болтових з'єднань.

Вібраційна система навісного обладнання складається з привідного електродвигуна 11, яка через клиноремінну передачу з'єднується з валом на якому розташовуються диски з дебалансами.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

6.3. Методика проведення складання навісного обладнання лабораторного устаткування

Як вже було вище сказано навісне обладнання складається з вібраційної системи та опорного контуру. Для підвищення якості стенда потрібно складання навісного обладнання поділити на два етапи.

Перший етап. На даному етапі описується технологічний етап складання опорного контуру. Процес починається з приєднання робочого органу 3 і датчиків 7 до опорної плити 4 за допомогою гвинтів. Після цього до опорної плити під'єднується напрямна 5. Далі встановлюються кронштейни 8 і закріплюються на рамі стенда 1 за допомогою болтового з'єднання. Стрижень 9 встановлюється в кронштейни 9. Після чого стрижень 9 встановлюється в напрямну 5, де стопориться за допомогою штифта 19 кінець першого етапу.

Другим етапом складання навісного обладнання являється збирання вібраційної системи. Він буде мати таку структуру:

- встановлення двотавра 17 на опорну плиту 10 та закріплення за допомогою гвинтів;
- запресування підшипників в опори валів;
- складання дебалансного вала 14, а саме встановлення дисків 12 та шківів 13 клиноремінної передачі (вал буде з'єднуватися з дисками 16 за допомогою гвинтів, а шків встановлюється на шпоночне з'єднання);
- встановлення дебалансного вала 14 на опори 15 та закріплення на опорній плиті 10 за допомогою болтових з'єднань при цьому потрібно строго дотримувати паралельність між валами;
- установка електродвигуна 11, ведучого шківів та запасування ременів клиноремінної передачі;
- встановлення верхньої напрямної 5 на опорну плиту 10 за допомогою болтових з'єднань;
- встановлення зібраної вібросистеми на стрижень 8 та фіксація за допомогою шліца 19.

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дана послідовність може бути уточнена при конкретизації форми розмірів і властивостей деталі на етапі остаточного виготовлення конструкції устаткування. Це суттєво ти більше, що запропонована конструкція запланована модульного типу з можливістю ручного її переналагодження під потрібний технологічний процес взаємодії моделей робочих органів МЗР з ґрунтом.

6.4. Висновки за розділом

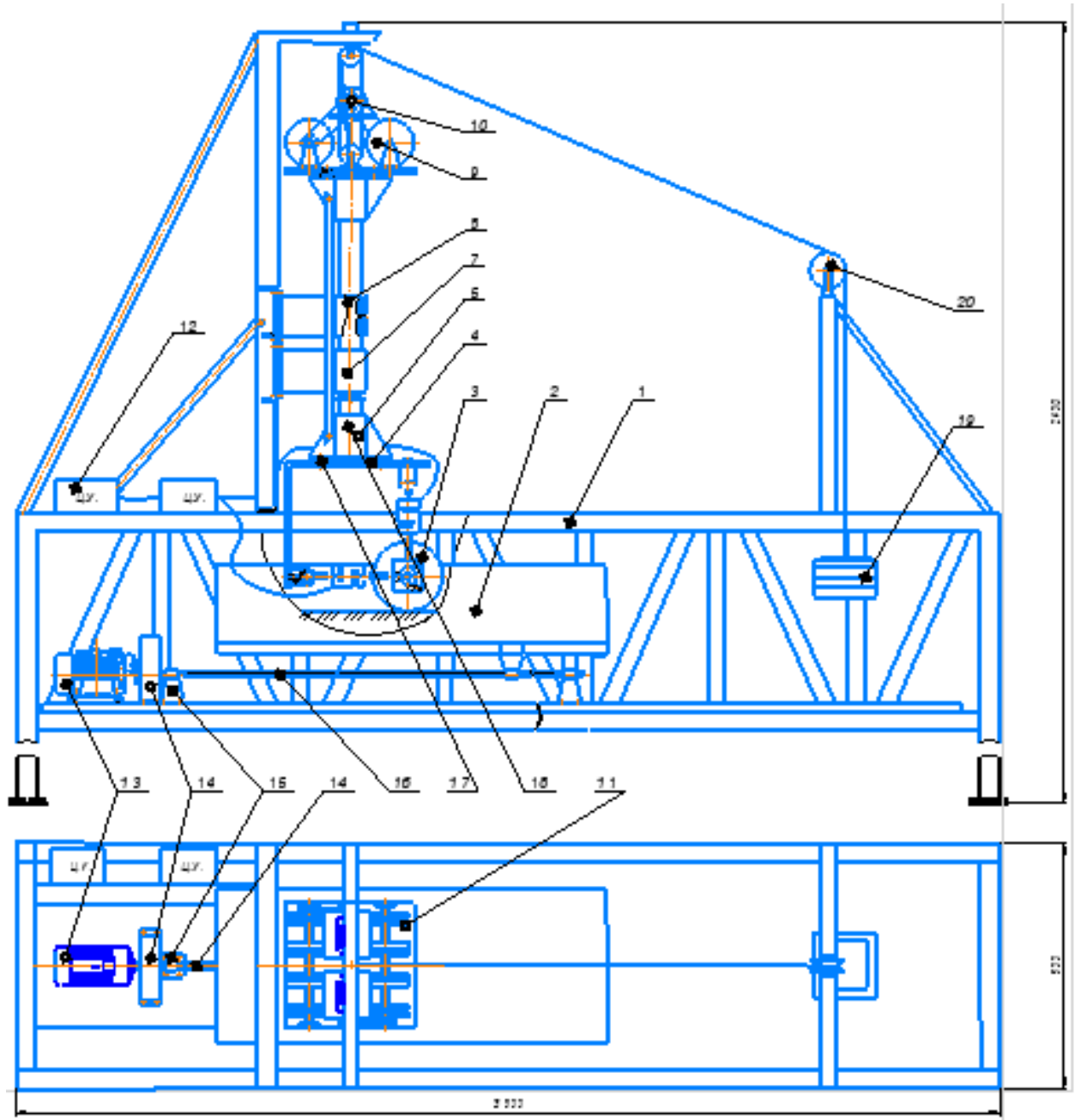
В даному розділі приведений короткий опис принципової схематичної послідовності збирання основних вузлів навісного обладнання та запропоновано структура даного технологічного процесу. Тобто дана структура може бути використана для розробки докладного технологічного процесу збирання з наступним уточненням форми розмірів і кількості деталей, що входять до її складу.

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. ТЕХНІЧНІ ПРОПОЗИЦІЇ ВИМІРЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ

7.1. Загальна характеристика стендового устаткування

Загальний вигляд варіанту 1 стенда показаний на рисунку 7.1.



- 1 - рама; 2 – контейнер з ґрунтом; 3 – робочий орган; 4 – платформа опорна; 5 – кронштейн;
6 – вісь; 7, 8 – опора; 9 – дебалансний вал; 10 – електродвигун приводу дебалансних валів;
11 – дебаланси; 12 – аналого-цифровий перетворювач вимірювальної системи;
13 – електродвигун приводу переміщення контейнера з ґрунтом; 14 – редуктор; 15 – опора
гвинтового вала; 16 – вал гвинтовий; 17, 18 – болтове кріплення;

Рис. 7.1. Стенд для дослідження процесів взаємодії з ґрунтом робочих органів машин для земляних робіт

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

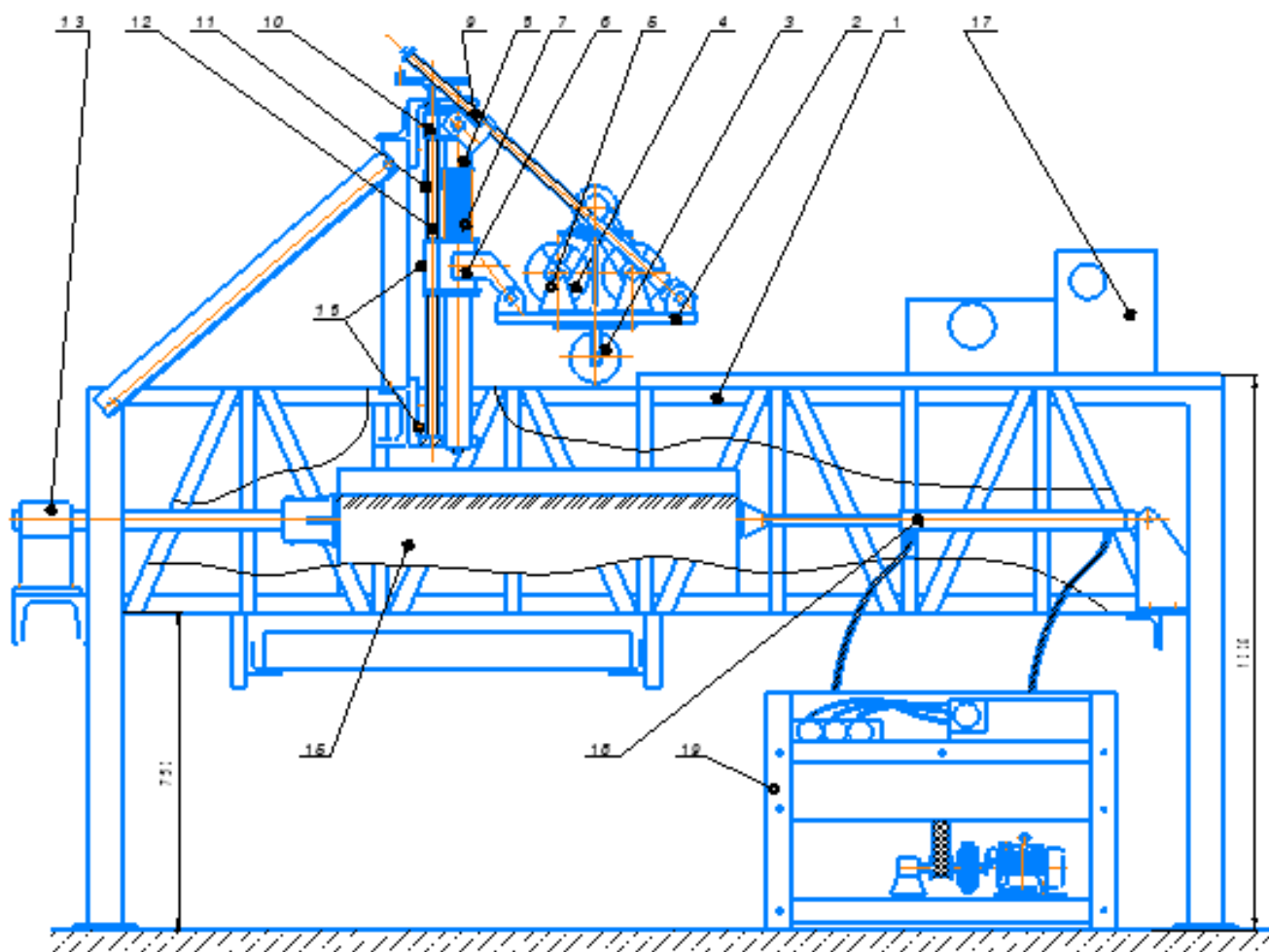
ДПТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

72

Основні технічні параметри стенда: 1) масштаб моделі 1:5; 2) діапазон розробки ґрунту, мм: глибина – 160; довжина – 500; ширина – 400; 3) можливе переміщення начіпного обладнання, мм - вертикальне плоско-паралельне 250; 4) тип приводу управління підвіскою – ручний; 5) тип приводу переміщення контейнера – електромеханічний; 6) швидкість переміщення контейнера – 0,1...0,3 м/с.; 7) максимальні зусилля, кН: - горизонтальні – 5; вертикальні – 3; 8) маса начіпного обладнання – 50 кг; 9. габаритні розміри, мм: висота – 2400; довжина – 3300; ширина – 600.

Загальний вигляд варіанту 2 стенда показаний на рисунку 7.2.



1 – рама; 2 – платформа опорна; 3 – обочий орган; 4 – дебалансний вал; 5 – опора;
6 – кронштейн; 7 – пружина; 8 – вісь; 9 – тяга; 10 – гвинтовий вал; 11,12 – гайка; 13 – опора;
17 – вимірювальні прилади;

Рис. 7.2. Стенд для дослідження процесів взаємодії з ґрунтом робочих органів машин для земляних робіт

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

73

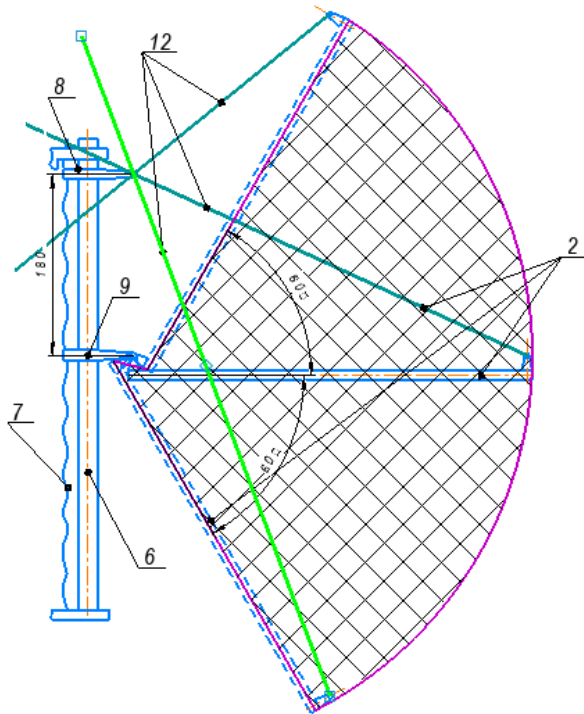


Рис. 7.4. Схема до до визначення робочої зони підшви платформи 2 при зміні довжини тяги 12 і мінімальній відстані між кронштейнами 8 і 9 у крайньому верхньому положенні

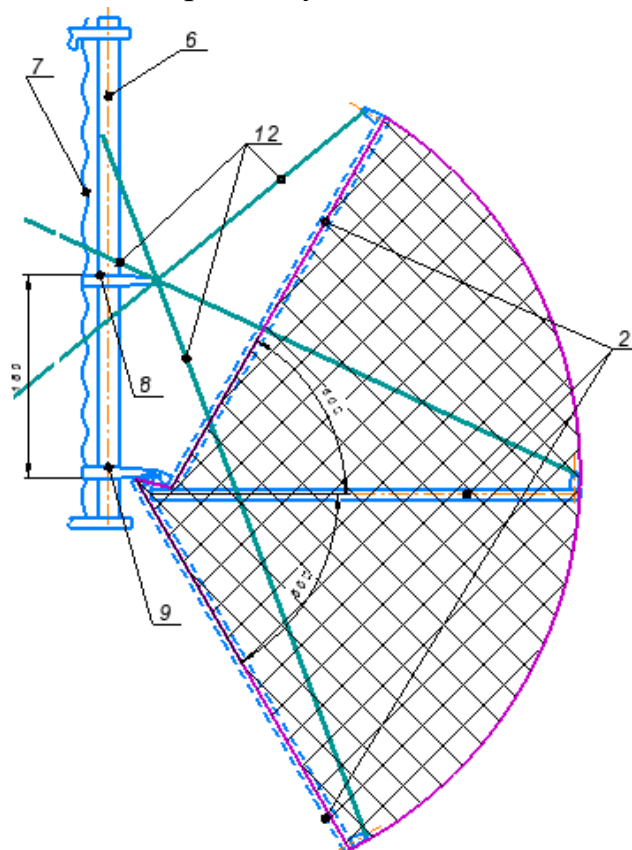


Рис. 7.5. Схема до до визначення робочої зони підшви платформи 2 при зміні довжини тяги 12 і мінімальній відстані між кронштейнами 8 і 9 у крайньому верхньому положенні

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

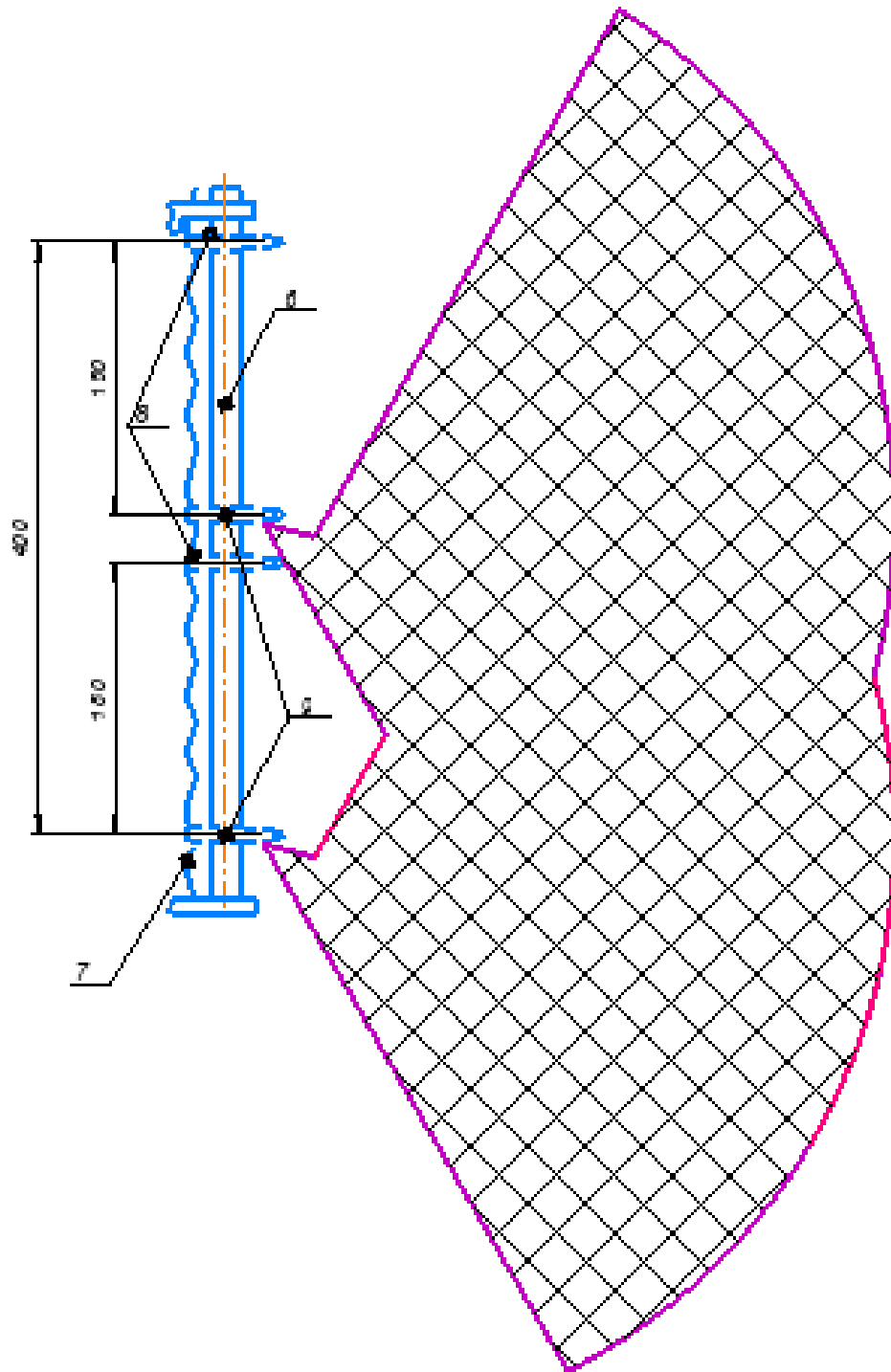
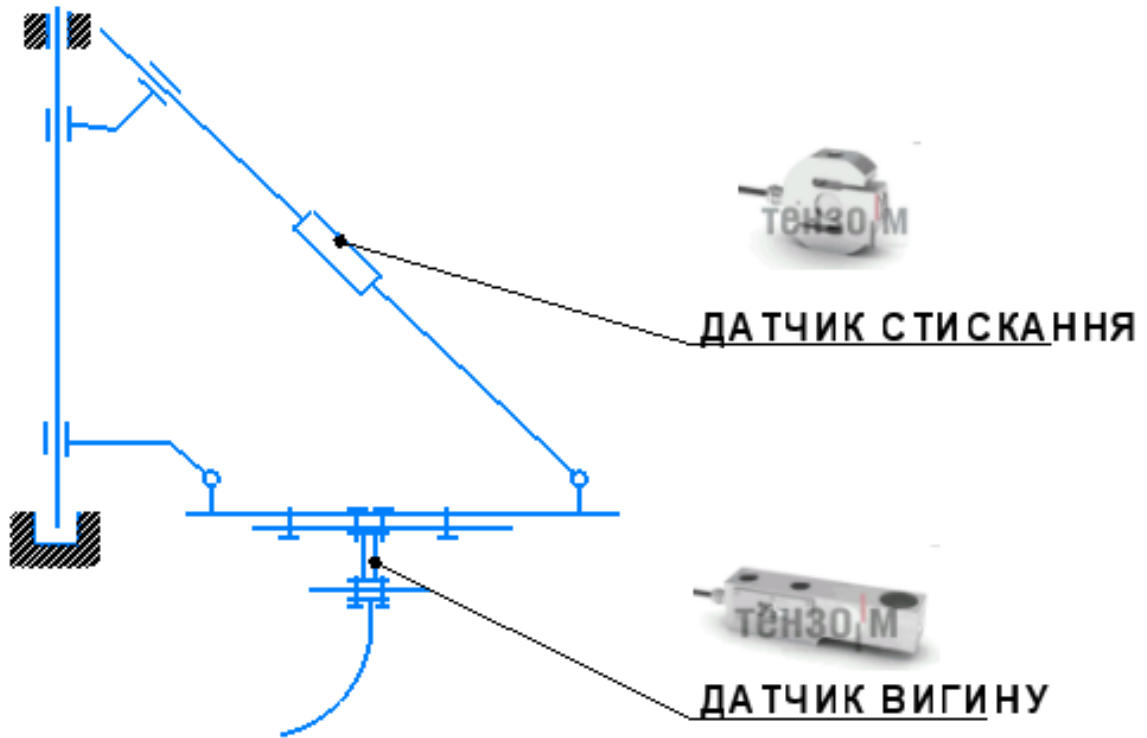


Рис. 7.6. Схема до до визначення загальної робочої зони підшви платформи 2

7.3. Структурні рішення вимірювальної системи

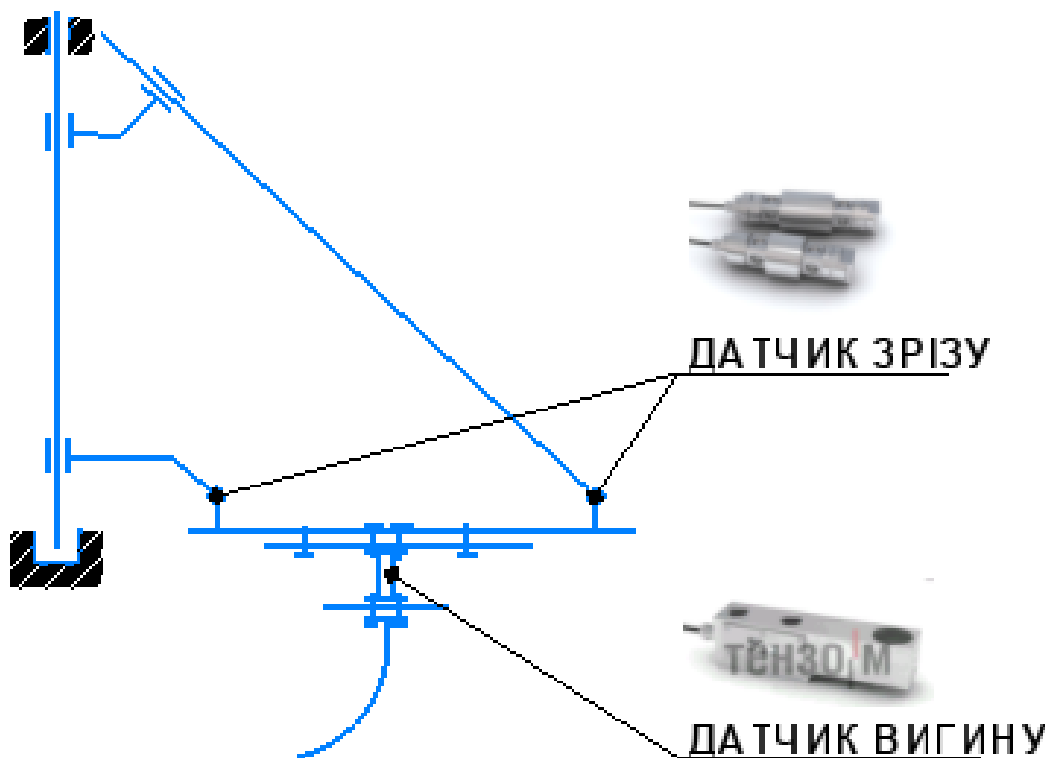
Розроблені структурні рішення вимірювальної системи представлені декількома розрахунковими схемами (рис. 7.7 – 7.13). Вони передбачають як використання різних датчиків, так і їх встановлення у різних частинах конструкції стенду для якомога точного вимірюванн дослідних параметрів.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76



датчики вигину між робочим органом і опорною плитою (1 або 2);
датчики стискання у тязі опорної плити (1 або 2);

Рис. 7.8. Схема сумісного розміщення датчиків



датчики вигину між робочим органом і опорною плитою (1 або 2); датчики зрізу у шарнірах
кріплення опорної плити до нижнього кронштейна та тяги відповідно (2 або 4);

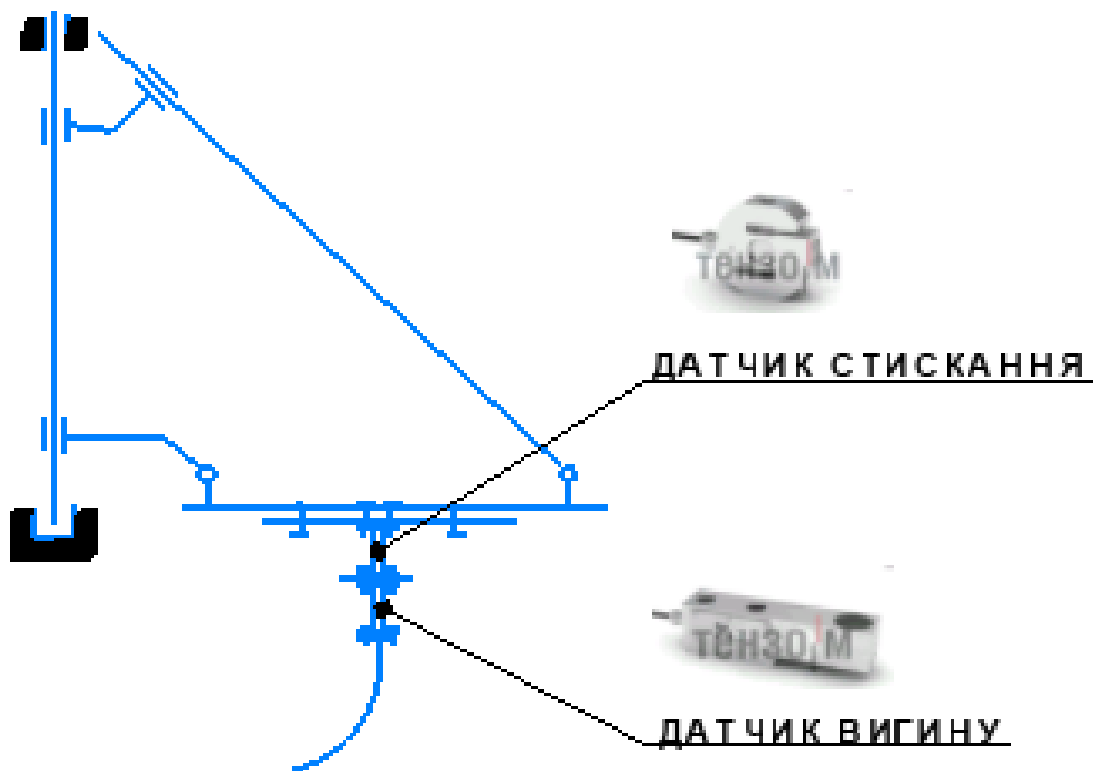
Рис. 7.9. Схема сумісного розміщення датчиків

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.630000.301.МРПЗ

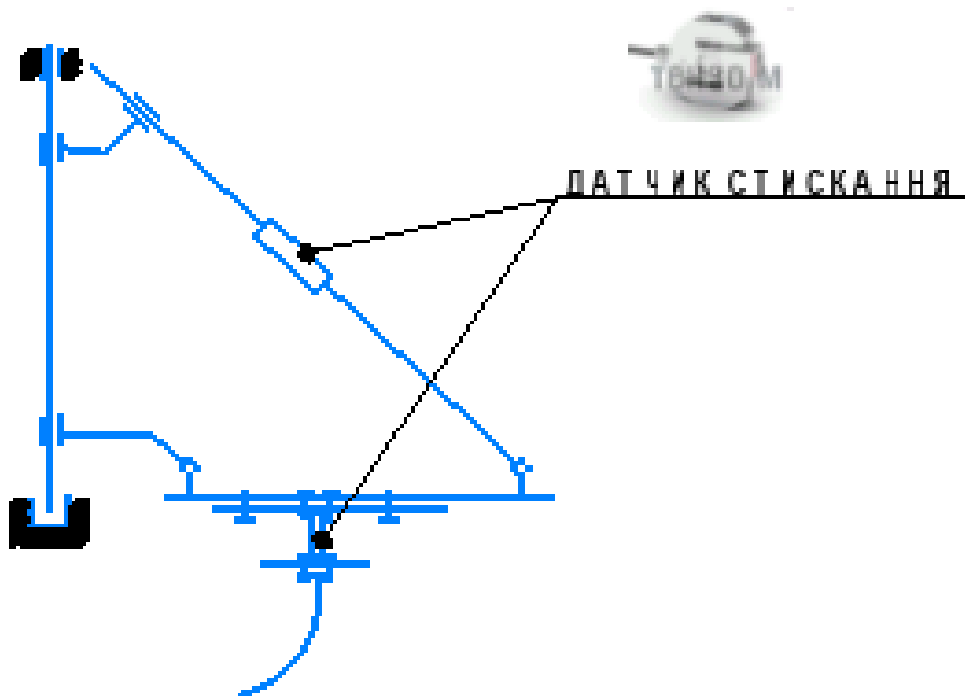
Арк.

77



датчики вигину між робочим органом і опорною плитою (1 або 2); датчики стискання у шарнірах кріплення опорної плити до нижнього кронштейна та тяги відповідно (2 або 4);

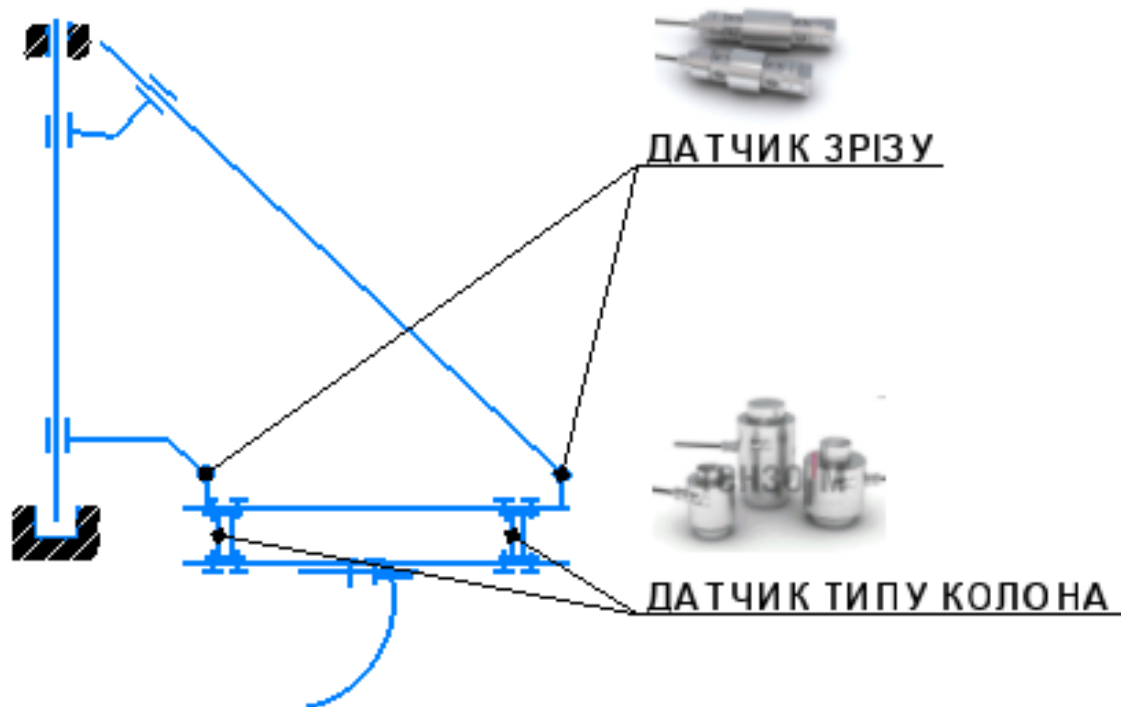
Рис. 7.10. Схема сумісного розміщення датчиків



датчик стискання у тязі опорної плити (1 або 2 датчики);
датчик стискання між робочим органом і опорною плитою (1 або 2);

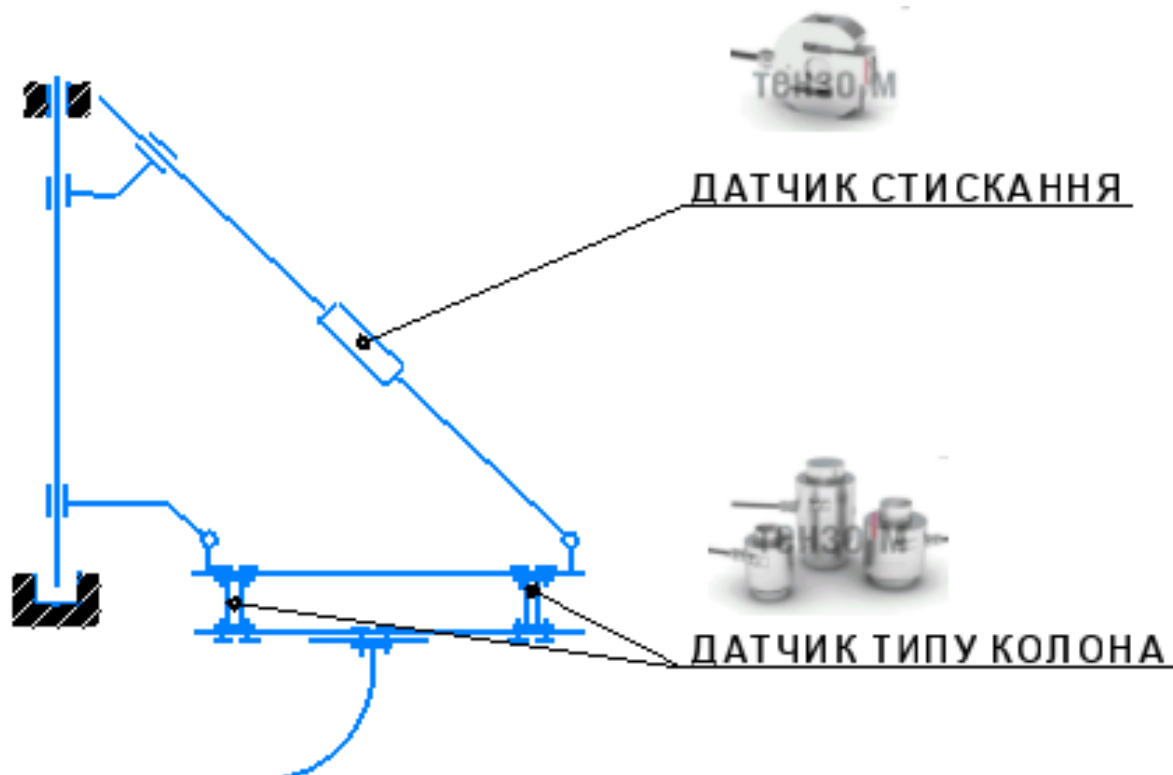
Рис. 7.11. Схема сумісного розміщення датчиків

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



датчики типу колона між допоміжною пластиною і опорною плитою (4 датчики); датчики зрізу у шарнірах кріплення опорної плити до нижнього кронштейна та тяги (2 або 4);

Рис. 7.12. Схема сумісного розміщення датчиків

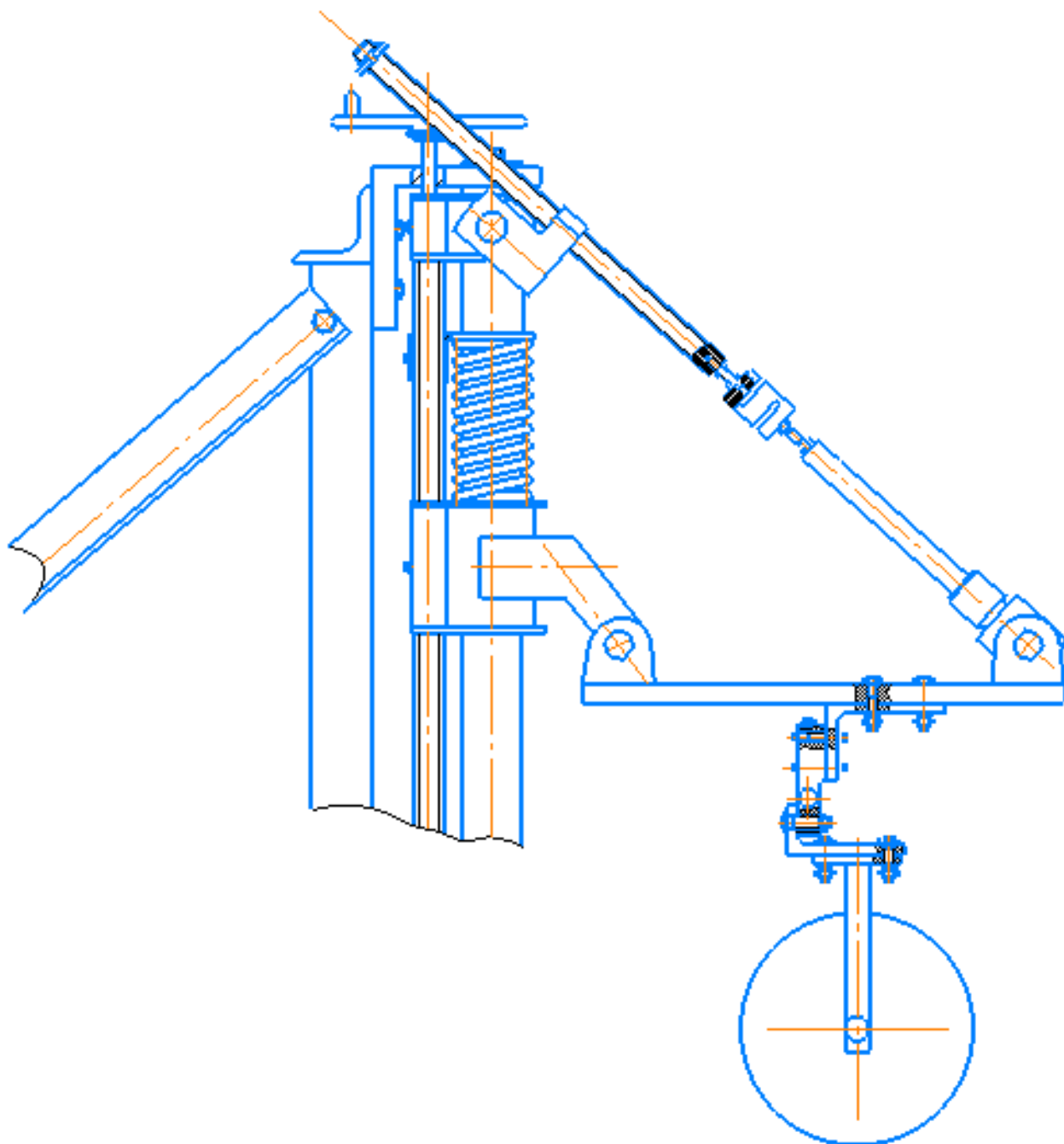


датчики типу колона між допоміжною пластиною і опорною плитою (4 датчики); датчики стискання у тязі опорної плити (1 або 2);

Рис. 7.13. Схема сумісного розміщення датчиків

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

Відповідно до розроблених структурних рішень схем (рис. 7.7 – 7.13) розроблені ескізи сумісного розміщення датчиків (рис. 7.14 – 7.19), які враховують конструктивні особливості і максимально простий та надійний спосіб їх закріплення до металоконостркій елементів стану та дослідних робочих органів за умови максимально можливої точності і коректності вимірювання параметрів взаємодії робочих органів з ґрунтом та силових навантажень на металоконострції.



датчики вигину між робочим органом і опорною плитою (1 або 2 датчики);
датчики стискання у тязі опорної плити (1 або 2 датчики);

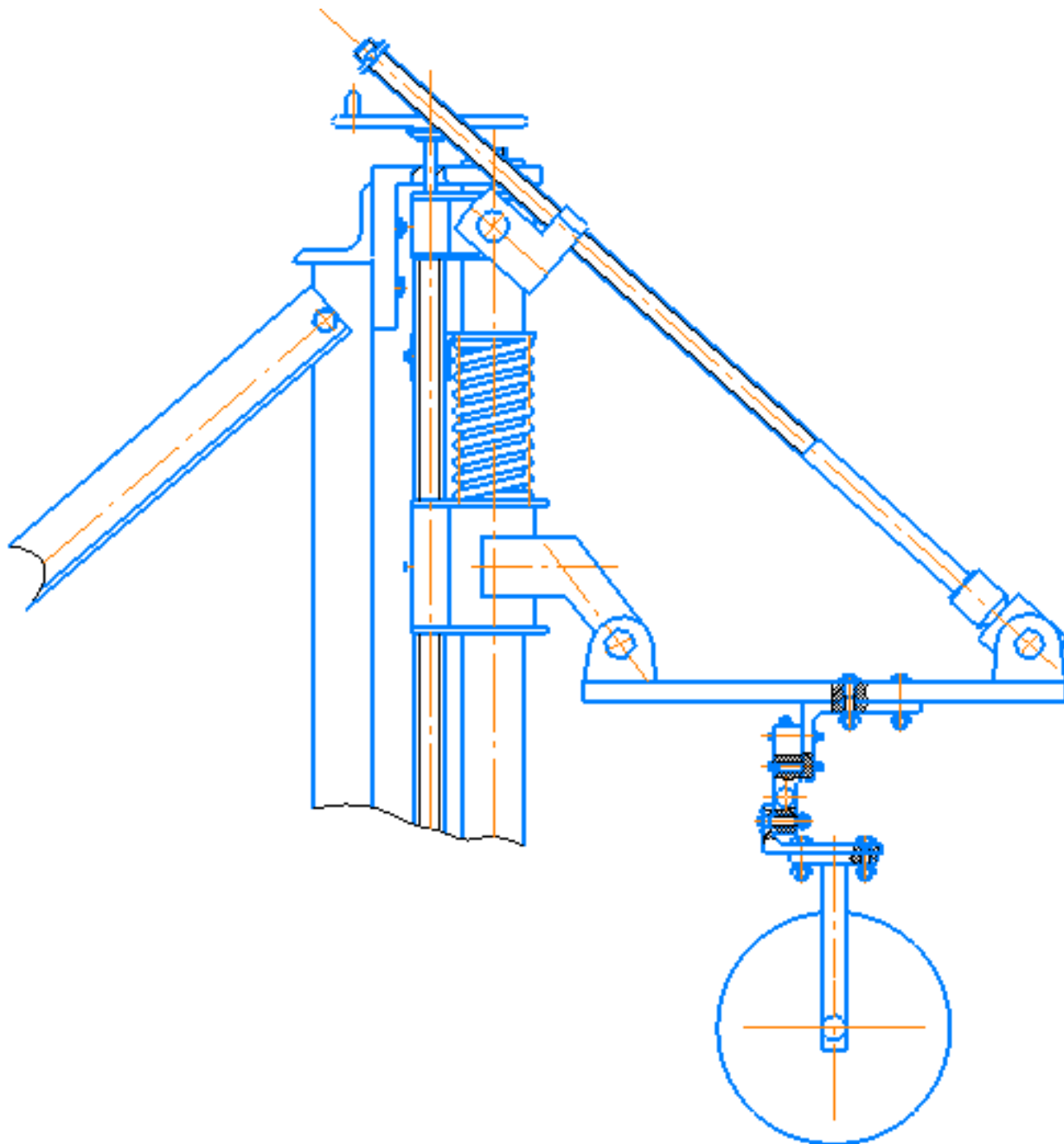
Рис. 7.14. Ескіз сумісного розміщення датчиків

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

80



датчики вигину між робочим органом і опорною плитою (1 або 2); датчики зрізу у шарнірах кріплення опорної плити до нижнього кронштейна та тяги відповідно (2 або 4);

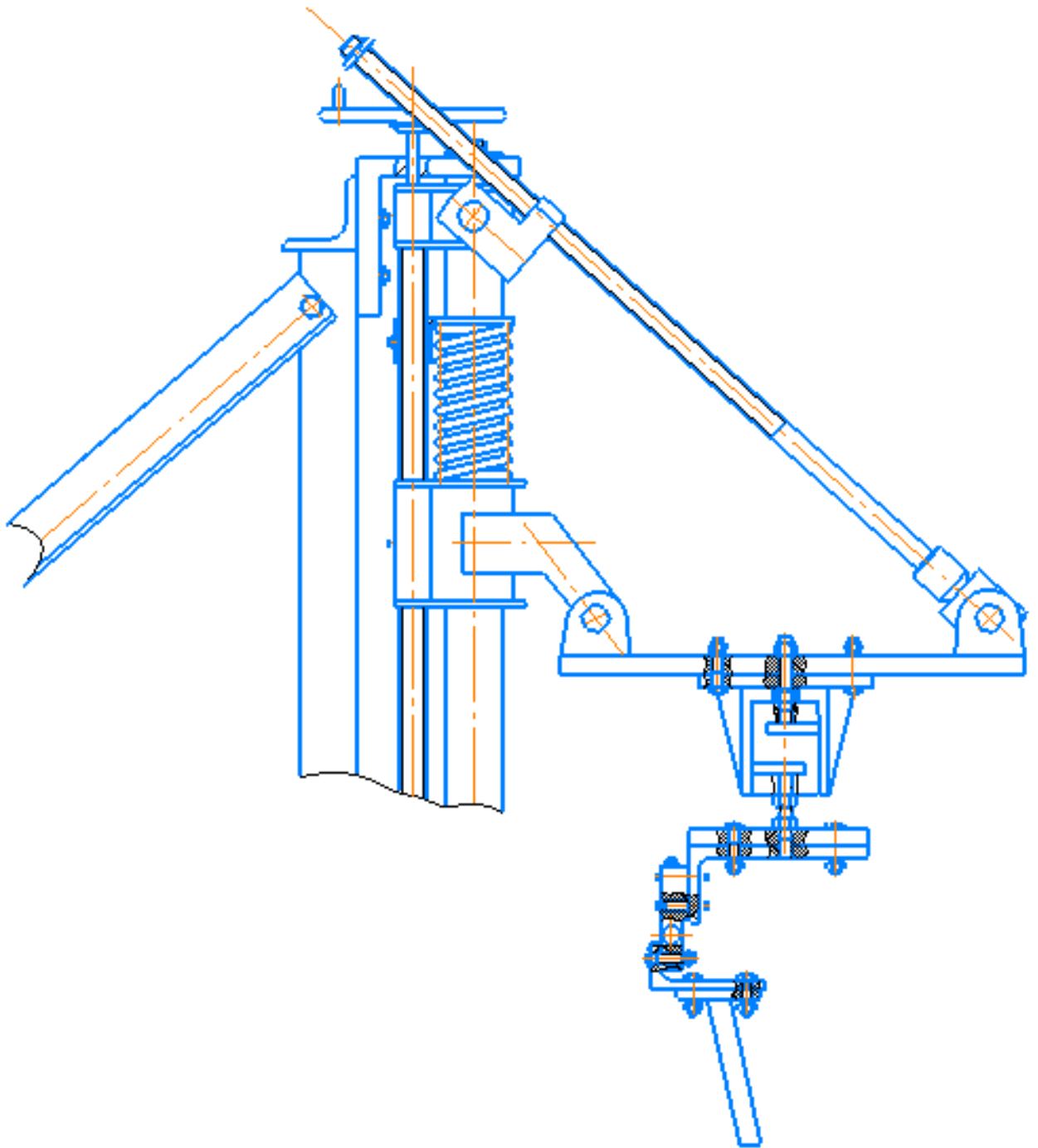
Рис. 7.15. Ескіз сумісного розміщення датчиків

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

81



датчики вигину між робочим органом і опорною плитою (1 або 2); датчики стискання у шарнірах кріплення опорної плити до нижнього кронштейна та тяги відповідно (2 або 4);

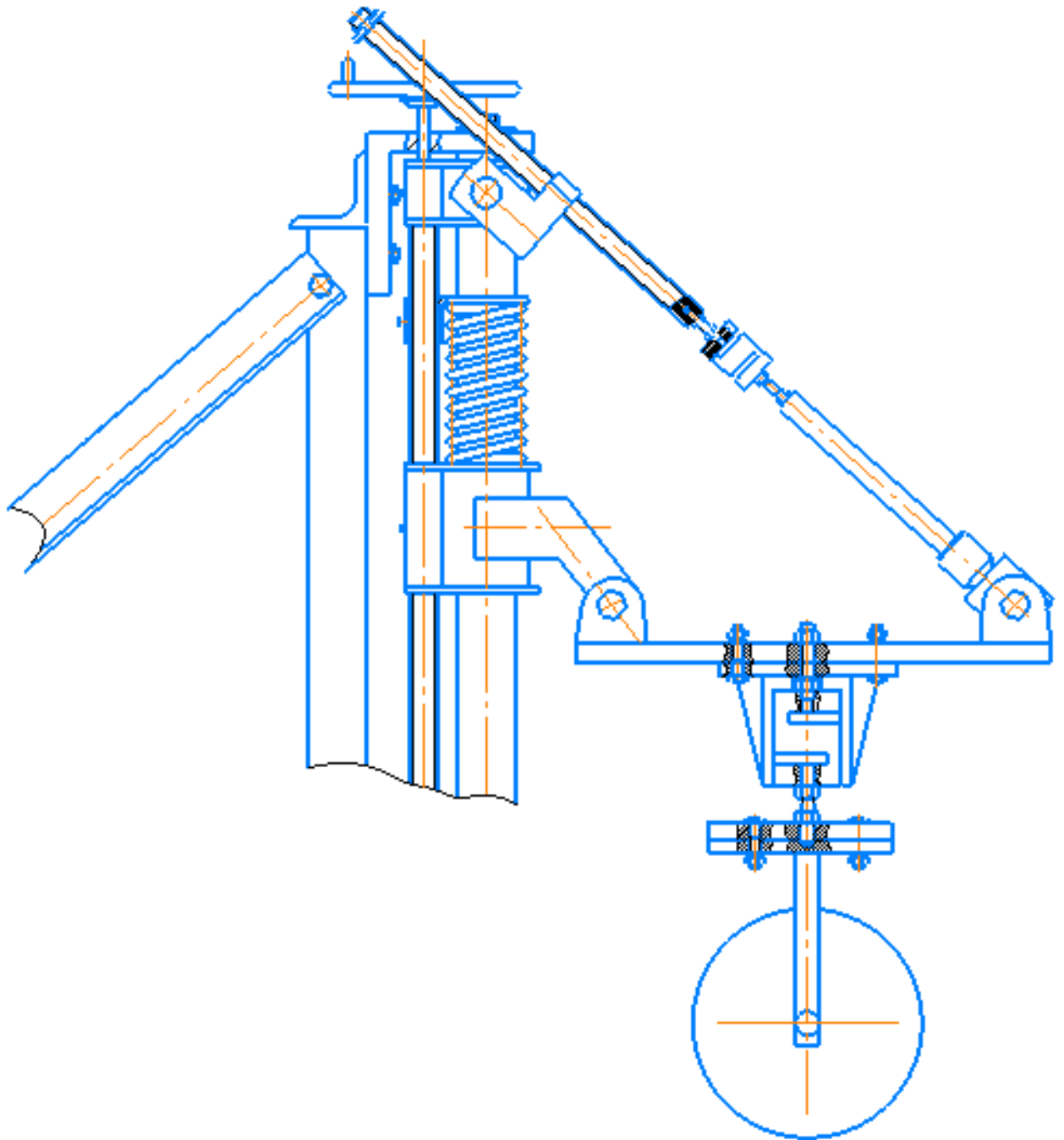
Рис. 7.16. Ескіз сумісного розміщення датчиків

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

82



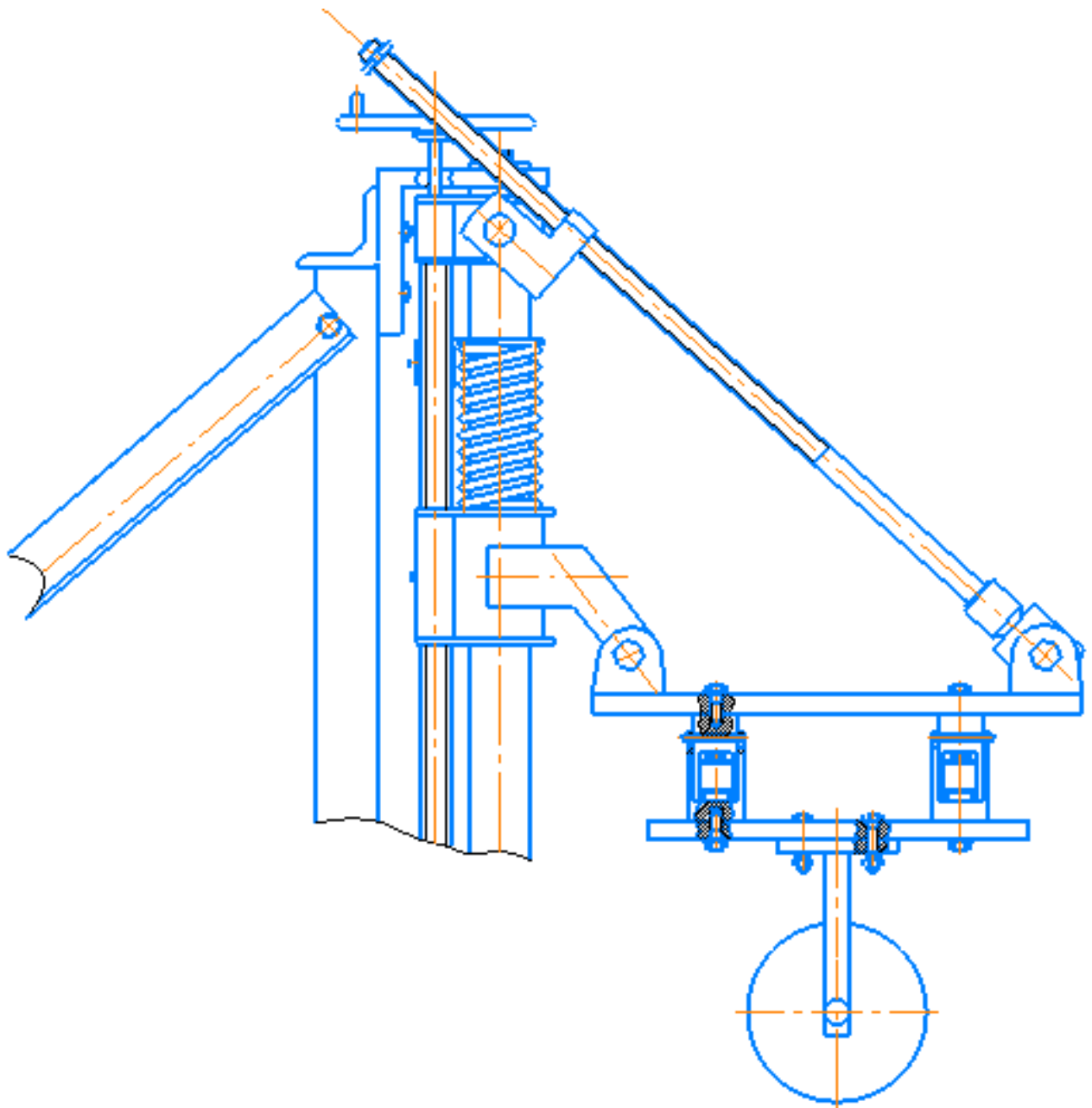
датчик стискання у тязі опорної плити (1 або 2 датчики);
 датчик стискання між робочим органом і опорною плитою (1 або 2);
 Рис. 7.17. Ескіз сумісного розміщення датчиків

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДПТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

83



датчики типу колона між допоміжною пластиною і опорною плитою (4 датчики); датчики зрізу у шарнірах кріплення опорної плити до нижнього кронштейна та тяги (2 або 4);

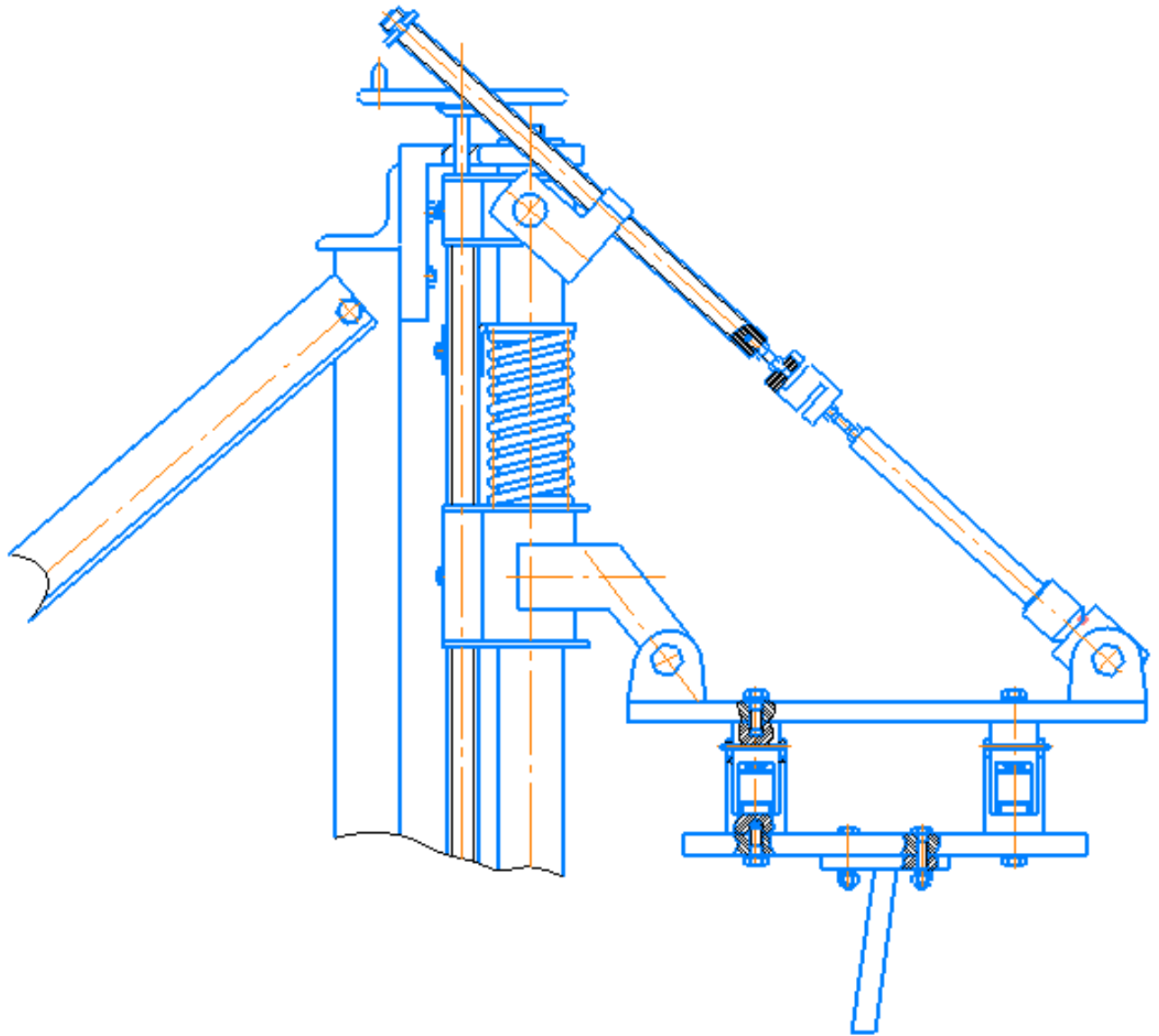
Рис. 7.18. Ескіз сумісного розміщення датчиків

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ДІТ.630000.301.МРПЗ

Арк.

84



датчики типу колона між допоміжною пластиною і опорною плитою (4 датчики); датчики стискання у тязі опорної плити (1 або 2);

Рис. 7.19. Ескіз сумісного розміщення датчиків

В таблиці 7.1 наведені основні технічні характеристики датчиків різних типів, які прийняті до уваги при виконанні магістерської роботи. Зокрема розглянуті датчики балкового типу, які можуть вимірювати згинальні моменти, датчики розтягування-стискання, що вимірюють силові параметри, датчики тискання мембранного типу та датчики стискання колонного типу. У кожній групі датчиків є декілька підгруп, які відрізняються чутливістю та діапазоном вимірювання. Загальною особливістю усіх сучасних датчиків, представлених у таблиці 7.1 є їх захищеність від впливу зовнішнього середовища.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

Таблиця 7.1

Основні технічні параметри датчиків

Класифікатор	Тип датчика									
	Балкового типу		"SINGLE POINT"		Розтягування стиснення		Мембранного типу		Стиснення типу колона	
	Тип №1	Тип №2	Тип №1	Тип №2	Тип №1	Тип №2	Тип №1	Тип №2	Тип №1	Тип №2
Зовнішній вигляд										
Параметри										
Модель	T2, T4	H4, H2, H11	T24A, T40A, T60A, T50	T70A, T100A	C2A, C2, C2H	M65, M70K, M100	M30, M50	MB, MB150		
Діапазон завантажень, кг	20...200	250...150000	5...1000	15...600	100...20000	10000...30000	5000...100000			
Клас точності	C1, C3		C3	C1, C3						
Робочий діапазон ° C	-30...+40	-20...+50	-20...+65	-20...+50	-20...+40	-50...+50	-30...+50			
Ступінь захисту	IP68	IP65	IP67, IP68	IP67, IP65	IP68, IP65	IP68				
Матеріал датчика	Нержавіюча сталь	Легована сталь	Алюмінієвий сплав, Нержавіюча сталь	Алюмінієвий сплав	Легована Нерж. сталь		Нержавіюча сталь			

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

ДІП.630000.301.МРПЗ

Арк.

86

Основні геометричні розміри датчиків (табл. 7.2, 7.3) необхідні для їх використання у процесі проектування конструктивних частин стенда і робочих органів, до яких вони будуть приєднуватися.

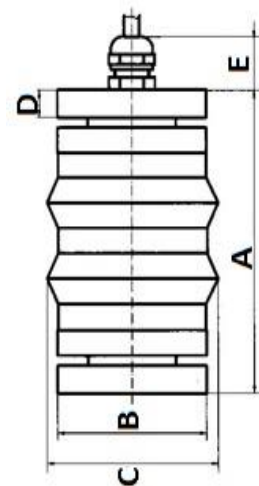
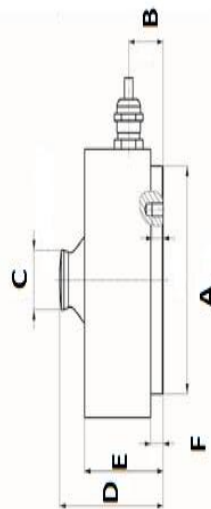
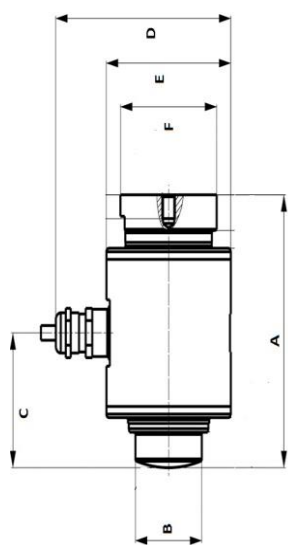
На відміну від аналогічних датчиків попереднього покоління, сучасні датчики виконані в уніфікованих корпусах, які їх захищають від небажаного зовнішнього впливу довколишнього середовища, не потребують кропіткої процедури тарування вимірювальної системи перед кожним вимірюванням та дозволяють зручно і надійно їх закріпити у місцях бажаного вимірювання параметрів процесу, який досліджується. Типорозмірність виконання дозволяє підібрати необхідний за діапазоном вимірювання датчик разом з аналого-цифровим перетворювачем та блоком приєднання його до комп'ютера, за допомогою якого можна записати і обробити результати вимірювання

Таблиця 7.2

Основні геометричні розміри датчиків вигину та стиснення

(мм.)	T2	T4	H2	H4	H11	C2	C2A	C2H
A	124	210	280	245	168	120	78	150
B	21	44	33	18	13	60	40	94
C	47	72	60	52	16	120	80	188
D	20	40	51	30	13	-	-	61
E	Ø48	Ø65	88	60	34	-	-	44.5
F	20	25	140	120	138	M24	M12	M30

Основні геометричні розміри датчиків зрізу та стискання



(ММ.)	МВ	МВ150	М70К	М100	Т100А	Т70А
A	140	150	96	124	160	120
B	50	44	27	40	98	68
C	74.8	75	25	40	108	80
D	131.5	-	75	100	15	11
E	101	-	57	73	18	18
F	77	-	9	15	-	-

7.4. Висновки за розділом

В результаті розробки вимірювальної системи стенда для дослідження технологічних процесів взаємодії з ґрунтом робочих органів машин для земляних робіт визначені її основні складові елементи: тензометричні датчики у власних корпусах з елементами їх закріплення на металоконструкціях стенда та робочих органів, аналого-цифрові перетворювачі для візуалізації вимірювань, з'єднувальна арматура та блоки для приєднання до комп'ютера з відповідним програмним забезпеченням, що дозволяє записувати та аналізувати результати вимірювань.

Запропоновані розрахункові схеми та ескізні рішення передбачають максимально просте і надійне конструктивне поєднання вимірювальної системи і стендового устаткування, що дозволяє виготовити устаткування з мінімальними витратами коштів та часу в умовах майстерні університету.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

Основними завданнями, що постають перед сучасним будівництвом, є створення й впровадження прогресивної технології, систем машин і механізмів, що забезпечують комплексну механізацію будівельно-монтажних і спеціальних робіт, істотне зниження обсягу робіт, виконуваних ручним способом.

Один зі шляхів рішення цих завдань - роботизація будівельних процесів, що дозволяють знизити витрати важкої, монотонної праці, підвищити її продуктивність, поліпшити якість будівельних робіт, виключити участь людини в процесах, виконуваних у складних і небезпечних умовах. Перспективним напрямком удосконалення ґрунтоущільнюючих машин є створення вібросистем в яких передбачається можливість регулювання вектора збурюючої сили за допомогою різних її складових (маса та ексцентриситет дебалансу, кутова швидкість, взаємне розташування дебалансів відносно один одного і т. ін.).

В наш час вимірювальні системи набули широкого розповсюдження в техніці (головним чином в будівельних та колійних машинах), тому що вони підвищують якість та прискорюють процес вимірювання характеристик матеріалів, і стає можливим регулювання параметрів системи.

Існує багато різних різновидів вимірювальних систем, основною метою яких являється забезпечення контролю за режимом роботи різних машин, агрегатів, а протікання технологічних процесів потребує пристроїв, що вимірюють значення величин, характеризуючих ці процеси.

В роботі до розробленої моделі стенда з обґрунтуванням його розмірів, розроблена вібросистема, розглянуті та проаналізовані відомі вібромодулі та вібросистеми будівельних та колійних машин, запропонована методика проведення вимірювань, розроблені нові схеми вібросистем, визначені оптимальні схеми дебалансів та виконана оцінка збурюючої сили. На основі вищевказаного запропоновані напрямки удосконалення та використання лабораторного стенду, що суттєво розширить його функціональні можливості при якісному проведенні наукових досліджень процесів взаємодії робочих органів машин для земляних робіт з ґрунтом і будівельними матеріалами.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поставлена у роботі мета щодо удосконалення лабораторного устаткування модульного типу з сучасною вимірювальною та вібросистемою для дослідження робочих органів машин для колійних і земляних робіт досягнута за рахунок вирішення комплексу задач, серед яких можна виділити наступні:

- проведений огляд та аналіз аналогічних лабораторних установок для з'ясування наявних аналогів та прототипів до запропонованого технічного рішення;
- виконаний силовий та конструктивний розрахунок лабораторного устаткування для розуміння діапазону вимірювання важливих силових параметрів при дослідженнях;
- досліджені основні елементи та розроблено схему вібраційної системи для розширення технологічних можливостей стенду та інтенсифікації процесів, що підлягають вивченню і дослідженню;
- проведено аналіз і запропоновано оптимізацію параметрів вібросистем для акцентування уваги на найкращих і дешевих варіантах її втілення;
- розроблено вимірювальну систему і варіанти її виконання, на основі чого виконано підбір вимірювальних компонентів;
- розроблено технологічний процес складання устаткування для забезпечення здучності монтажно-демонтажних робіт у процесі налаштування стенда на заданий режим дослідження;
- зроблені висновки та надані рекомендації щодо подальшого удосконалення запропонованого лабораторного устаткування.

					ДІТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Ракша С.В., Мелашич В.В., Колісник М.П. Розрахунки механізмів кранів мостового типу. [Текст] Дніпропетровськ, „Пороги”, 2006 – 147 с.
2. Рум’янцев Б.П., Бурко Я.В., Зеленко О.В. Довідник конструктора вантажопідйомних машин: Навчальний посібник. [Текст] – Луганськ: Видавництво СНУ ім. В. Даля, 2002 – 250 с.
3. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідйомальних кранів: [Текст] ДНАОП 0.00-1.03-02.-Х.: Форт, 2002 – 416 с.
4. Гакові підвіски вантажопідйомних машин. Навчальний посібник [Текст]/ П.І. Пузирьков. – Дніпропетровськ: Арт – Прес. - 1988. - 126 с.
5. Іванченко Ф.К. і ін. Розрахунки вантажопідйомних і транспортуючих машин. [Текст] – К.: Вища школа, 1978. – 573 с.
6. Довідник до розрахунків механізмів вантажопідйомних кранів: Навчальний посібник [Текст]/ Д.: Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, Укл. С. В. Ракша. – 2005. – 132 с.
7. Горбатюк Є.О., Мазур М.П., Зенкін А.С., Каразей В.Д. Технологія машинобудування; Навчальний посібник [Текст] – Львів: «Новий світ-2000». 209. – 358 с.
8. Мельничук П.П., Боровик А.І., Лінчевський П.А. Технологія машинобудування. [Текст] – Житомир. 2005. – 876 с.
9. Міхеєв Ю.В., Зеркалов Д.В., Землянська О.В., Праховнік Н.А. Цивільний захист. [Текст] Навчальний посібник. Київ 2013 – 232 с.
10. Бова А.А. Військова токсикологія і токсикологія в екстрених ситуаціях: [Текст] підручник / А. А. Бова – Мінськ БГМУ 2005 – 700 с.
11. Цуркан О.В., Полєвода Ю.А., Присяжник Д.В. Технічна механіка. Частина 1. Розрахунок валів і підшипників кочення. [Текст] Навчальний посібник. Вінниця, 2022 –183 с.
12. Дунаєв П.Ф., Леликов О.П. Деталі машин. Курсове проектування. [Текст] Навчальний посібник. Видання 5-е доповнене. К., 2004 – 566 с.
13. Куроп’ятник О.С. Деталі машин. Курсове проектування. [Текст] Навчальний посібник. Дніпро 2022 – 39 с.

					ДПТ.630000.301.МРПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		