

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Проектна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

Магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Підвищення продуктивності процесу ущільнення формувальних сумішей ливарного виробництва на вібраційних машинах з гідроімпульсним приводом»

08-27.МКР.007.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП
«Магістра», групи ІГМ-19м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Плахотник О. М.

(прізвище та ініціали)

Керівник Манжілевський О. Д.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Цимбал С. В.

(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2020 року

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальний	Олександр Дмитрович Манжілевський, доцент, к.т.н.		
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Олександр Васильович Поліщук, доцент, к.т.н. Віштак Інна Вікторівна, доцент, к.т.н.		
Економічна частина	Олександр Дмитрович Манжілевський, доцент, к.т.н.		

7. Дата видачі завдання 23 жовтня 2017р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Постановка задачі дослідження. Аналіз конструктивних особливостей вібраційних віброударних машин для ущільнення ливарних сумішей	02.09.2020	виконано
2	Дослідницький розділ. Обґрунтування схеми та опис конструкції вібраційної установки для ущільнення ливарних сумішей	22.10.2019	виконано
3	Теоретичні дослідження процесу роботи приводу вібраційної установки для ущільнення ливарних сумішей	17.11.2020	виконано
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	30.11.2020	виконано
5	Виконання економічної частини	01.12.2020	виконано
6	Оформлення пояснювальної записки, графічного матеріалу та презентації	03.12.2020	виконано

Студент

(підпис)

Плахотник О. М.

(прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Манжілевський О. Д.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Плахотник О. М. Підвищення продуктивності процесу ущільнення формувальних сумішей ливарного виробництва на вібраційних машинах з гідроімпульсним приводом.

Магістерська кваліфікаційна робота присвячена питанню розробки і дослідження гідроімпульсного приводу установки для вібраційного ущільнення ливарних сумішей.

Запропоновано раціональні принципову та конструктивну схеми установки із гідроімпульсним приводом для вібраційного ущільнення ливарних сумішей.

Розроблено математичну модель приводу для реалізації процесу вібраційного ущільнення ливарних сумішей.

Ключові слова: гідравлічний імпульсний привід, вібраційне ущільнення, ливарні суміші, математична модель.

SUMMARY

Plakhotnyk O.M. Increasing the productivity of the process of compaction of molding mixtures of foundry production on vibrating machines with hydropulse drive.

The master's qualification work is devoted to the development and research of the hydropulse drive of the installation for vibration sealing of foundry mixtures.

Rational basic and constructive schemes of the installation with the hydropulse drive for vibration consolidation of foundry mixes are offered.

A mathematical model of the drive for the implementation of the process of vibration compaction of foundry mixtures has been developed.

Key words: hydraulic pulse drive vibrating seal, foundry mixtures, mathematical model.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Проектно-технологічна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

Магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему «Підвищення продуктивності процесу ущільнення формувальних сумішей ливарного виробництва на вібраційних машинах з гідроімпульсним приводом»

08-27.МКР.007.00.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП
«Магістра», групи ІГМ-19м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки)

Плахотник О. М.

(прізвище та ініціали)

Керівник Манжілевський О. Д.

(прізвище та ініціали)

Рецензент Цимбал С. В.

(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2020 року

РОЗДІЛ 1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОГО ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ.....	
1.1 Оцінка наукового, технічного та економічного рівня НДДКР.....	
1.2 Оцінювання комерційного потенціалу розробки.....	
1.3 Прогнозування витрат на виконання НДДКР.....	
1.4 Доцільність науково-дослідної роботи.....	
1.5 Висновки по розділу.....	
РОЗДІЛ 2. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ ТИПІВ ВІБРОПРИВОДІВ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ МАШИН І ЇХ ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ.....	
2.1 Порівняльний аналіз різних типів приводів ВМ.....	
2.2 Аналіз існуючих вібраційних механізмів з винесеним пристроєм керування на основі гідроімпульсного приводу.....	
2.3 Висновки до розділу.....	
РОЗДІЛ 3. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ ЛИВАРНИХ СУМІШЕЙ.....	
3.1 Опис роботи установки.....	
3.2 Опис роботи золотникового вібробуджувача.....	
РОЗДІЛ 4. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЬВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОГО УЩІЛЬНЕННЯ.....	
4.1 Математична модель приводу установки.....	
4.2 Математична модель вібробуджувача.....	
РОЗДІЛ 5. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА.....	
5.1 Розрахунок конструктивних параметрів віброустановки.....	
5.2 Перевірочний розрахунок циліндра на міцність.....	
5.3 Розрахунок пружин повернення.....	
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	

6.1 Розрахунок витрат на проведення НДДКР з дослідження підвищення ефективності процесів вібраційного ущільнення ливарних сумішей.....	
6.2 Визначення коефіцієнта наукової значимості отриманих результатів НДДКР.....	
6.3 Розрахунок експлуатаційних витрат у споживача при використанні нової розробки.....	
6.4 Розрахунок експлуатаційних витрат у споживача при використанні аналогу.....	
6.5 Розрахунок можливого економічного ефекту від застосування нової розробки.....	
6.6 Висновки до розділу.....	
РОЗДІЛ 7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	89
7.1 Аналіз умов праці.....	89
7.2 Організаційно-технічні рішення щодо безпечних умов праці.....	89
7.2.1 Мікроклімат.....	90
7.2.2 Виробниче освітлення.....	91
7.2.3 Виробничий шум.....	94
7.2.4 Виробничі вібрації.....	95
7.3 Організаційно – технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	
7.3.1 Техніка безпеки.....	96
7.3.2 Електробезпека.....	
7.4 Пожежна безпека.....	96
7.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	98
7.6 Висновки до розділу.....	103
ВИСНОВКИ.....	104
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	105

Додаток А. Технічне завдання.....	110
Додаток Б. Ілюстративна частина.....	115
Додаток В. Специфікації.....	

ВНТУ ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

ВСТУП

Ущільнення дрібнодисперсних і порошкоподібних матеріалів є важливим етапом багатьох технологічних процесів, широко використовуваних в даний час в машинобудуванні, металургії, хімічній та будівельній галузях промисловості. Але, не дивлячись на існування різних методів і технічних засобів, призначених для ущільнення сипучих матеріалів, отримати максимально можливу щільність компакта при порівняно невисоких енергетичних витратах не вдається.

Сутність процесу ущільнення сипучого середовища – руйнування її структури з метою видалення защемленого повітря і забезпечення щільного укладання зерен шляхом статичного або динамічного впливу на матеріал. Більш міцні контакти між частинками мають структури з безпосередніми точковими взаємодіями, які утворюються в дрібнодисперсних середовищах, що є однією з причин проблем, що виникають при їх ущільненні.

Гранулометричний склад і фізико-механічні властивості ущільнюються матеріалів надзвичайно різноманітні, неоднакові і вимоги до ущільнення. Цим частково пояснюється наявність великої кількості типів, різновидів і розмірів машин для ущільнення сипучих матеріалів [1-3].

Актуальність теми. Дослідженнями багатьох авторів показано, що вібрація дозволяє створити прогресивні технології ущільнення сипучих середовищ. Так вібраційні ущільнюючі машини при однаковій масі зі статичними пресами мають в 2-2,5 рази більшу продуктивність. Вплив вібрації призводить до зміни поведінки ущільнюється матеріалу, викликаного проявом реологічних ефектів, що зменшують сили тертя і зчеплення між частинками матеріалу і в цілому знижують опір його деформації. Експерименти показують, що віброреологічні характеристики матеріалів істотно залежать від параметрів вібрації.

Вібраційний метод ущільнення є досить ефективним і порівняно легко здійсненним, але його розвиток вимагає більш глибоких досліджень деформування сипучих матеріалів зовнішніми вібраційними навантаженнями.

Ливарне виробництво є основною заготівельною базою машинобудівних заводів. При виготовленні відливок велика доля праці витрачається на ущільнення форм і стержнів. Тому ці технологічні операції лиття намагаються механізувати і частково автоматизувати. В результаті чого з'являється модернізація і вдосконалення формувальних машин.

В наш час для механізації і автоматизації формоутворюючих операцій переважно використовують встряхувачі, вібраційні і ударно-вібраційні машини.

Актуальною задачею є створення і впровадження вібромашин підвищеної вантажопідємності, що відрізняються простою і компактною конструкцій віброзбудувача, довговічністю і надійністю, які забезпечують можливість плавного регулювання параметрів вібрації, якими є машини на основі гідроімпульсного приводу.

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є підвищення продуктивності процесу ущільнення ливарних сумішей за рахунок використання вібраційного впливу, що створюється за допомогою гідроімпульсного приводу.

Для досягнення зазначеної мети в магістерській кваліфікаційній роботі поставлено і вирішені такі основні завдання:

- розробити математичну модель машини для вібраційного ущільнення ливарних сумішей оснащеної гідроімпульсним приводом;
- обрати на основі аналізу математичної моделі раціональні по швидкодії режими роботи машини;

Об'єкт дослідження. Вібраційні ущільнюючі машини із гідроімпульсним приводом.

Предмет дослідження. Процеси, що відбуваються в гідроімпульсному приводі вібраційної ущільнюючої машини, а також вплив цих процесів на продуктивність роботи преса.

Методи дослідження. Основними методами при плануванні та проведенні досліджень, розробці аналітичних залежностей, аналізів та обробці результатів є:

- математичне моделювання процесів, що протікають в гідравлічній системі, з урахуванням її конструктивних особливостей та режимів роботи на базі диференціальних рівнянь Даламбера, рівнянь течії робочої рідини в елементах гідросистеми, рівнянь теорії коливань і теорії пружності;

- чисельний метод Рунге-Кутта для вирішення систем нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку математичних моделей робочого ходу приводу;

Наукова новизна. Наукову новизну роботи складають наступні основні її результати та положення:

- уточнена математична модель гідроімпульсного приводу вібраційної ущільнюючої машини;

- вдосконалена математична модель процесу ущільнення дисперсного середовища під дією вібраційного навантаження за рахунок врахування зміни напрямку сили тертя при зміні напрямку швидкості відносного руху штока.

Практична цінність роботи. Практичну цінність дисертаційної роботи складають наступні її результати:

- науково обґрунтовані практичні рекомендації по вдосконаленню та раціональному проектуванню вібраційних ущільнюючих машин, які забезпечують підвищення надійності і продуктивності процеси ущільнення ливарних сумішей;

- ряд конструкцій елементів і вузлів системи вібраційної ущільнюючої машини оснащеної гідроімпульсним приводом, що забезпечують плавну зміну робочих режимів в залежності від поставлених технологічних задач.

Особистий внесок здобувача. Автором розроблені математичні моделі і встановлені закономірності етапів робочого ходу і процесу розвантаження робочих циліндрів від тиску, сформульовані практичні рекомендації по вибору раціональних по швидкодії режимів роботи машини, [4].

РОЗДІЛ 1

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОГО ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ

1.1 Оцінка наукового, технічного та економічного рівня НДДКР

Сучасні промислові підприємства знаходяться сьогодні на початку шляху побудови ефективної інноваційної економіки. Складність і новизна даного шляху породжує велику кількість методологічних проблем, які необхідно вирішувати, та питань, на які необхідно давати відповіді. Широко визнається, що інновації є центральним фактором зростання виробництва та продуктивності праці. Завдяки прогресу в технологіях та збільшенню інформаційних потоків знання розглядаються як основна рушійна сила економічного зростання та інновацій.

Підприємства постійно вносять зміни в продукти та процеси, збирають нові знання. Інноваційна політика підприємства формується як сукупність науково-технічної та промислової політики. Сучасні підприємства беруть за основу те, що знання в усіх формах відіграють вирішальну роль в економічному прогресі, а інновації є комплексним та системним явищем.

З огляду на той факт, що становлення ринкових відносин в Україні привело до підвищення ролі економічних результатів у процесі прийняття управлінських рішень про доцільність здійснення будь-якого виду діяльності, останнім часом суттєво зросла значущість такого етапу інноваційного процесу, як економічне обґрунтування, в ході якого здійснюється перехід від невизначеної зацікавленості в нововведеннях до формування чітких і стійких економічних мотивів постійного їхнього використання. Особливого значення вказаному етапу надає тяжкість можливих негативних наслідків від реалізації мало- або неефективних нововведень та існуючий дефіцит інвестиційних ресурсів.

Кожна ідея, що матеріалізується в інноваційному продукті, завжди потребує витрат на виготовлення та експлуатацію, а тому має бути економічно виправданою. В сучасних умовах відсутність впровадження інновацій в машинобудуванні відчувається особливо гостро. Підприємства потребують швидкого впровадження досягнень науково-технічного прогресу галузі, а це звісно вимагає зменшення часу на розробку (проведення науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт, – надалі НДДКР) і скорочення строку окупності витрат. Виходячи з цього, доцільно орієнтуватися на час проведення НДДКР не більше 2 років, при чому технічні показники результатів плануються на рівні кращих світових зразків; передбачаються часткові можливості отримання авторських свідоцтв; строк окупності витрат 3-4 роки і менше.

В таблиці 1.1 наведено критерії та бальна оцінка для визначення наукового та технічного рівня науково-дослідної роботи

Таблиця 1.1 – Критерії та бальна оцінка для визначення наукового, технічного та економічного рівня науково-дослідної роботи

Критерії оцінки	Шкала критеріїв	Індекс оцінки
Час, необхідний для проведення НДДКР	2 роки і менше	+2
	3 роки	+1
	4 роки	0
	5-6 років	-1
	7 років і більше	-2
Технічні показники результатів розробки	Вище рівня кращих світових зразків	+2
	На рівні кращих світових зразків	0
	Нижче рівня кращих світових зразків	-2
Можливості отримання авторських свідоцтв на винахід	Впевненість в отриманні авторських свідоцтв	+2
	Часткові можливості	0
	Можливості немає	-1

Продовження таб. 1.1

Срок окупності виграт	2 роки і менше	+3
	3-4 роки	+2
	5 років	0
	6-7 років	-1
	8 років і більше	-2

В таблиці 1.2 наведено можливі результати оцінки теми НДДКР.

Таблиця 1.2 – Можливі результати оцінки теми НДДКР

Сума індексів	Оцінка теми
Позитивна(+)	Розробка є досить перспективною
Задовільна(0)	Розробка перспективна
Негативна(-)	Розробка не перспективна

Проаналізувавши дані таблиць 1.1 та 1.2, та підрахувавши загальну суму балів $+2+0+0+2=+4$. Отриманий результат додатній, тому робимо висновок, що розробка є досить перспективною.

1.2 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу розробки (результатів НДДКР), створеної в результаті науково-технічної діяльності. В результаті оцінювання робиться висновок щодо напрямів (особливостей) організації подальшого її впровадження з врахуванням встановленого рейтингу.

Рекомендується здійснювати оцінювання комерційного потенціалу розробки за 12-ма критеріями, наведеними в таблиці 1.3. [1]

Таблиця 1.3 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Бали (за 5-ти бальною шкалою)				
Критерій	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:				
1	Достовірність концепції підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена практиці	Перевірено на роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):				
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Невiele аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно рівнює ціни аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи				
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок
7	Великий ринок з позитивною динамікою	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція
				Конкуренція немає

Продовження таб. 1.3

Практична здійсненність						
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання фахівців	Необхідне значне навчання фахівців та збільшення штату	не-навчання їх фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування	
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві	
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років	
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту	

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки зведемо до таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	експерт		
	1	2	3
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	1
2	2	3	4
3	2	2	3
4	2	1	2
5	2	2	2
6	2	1	2
7	2	2	3
8	2	3	2
9	2	2	2
10	2	3	4
11	2	2	3
12	3	4	4
Сума балів	25	26	28
Середньоарифметична сума балів СБ	26,5		

За даними таблиці 1.4 зробимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу розробки. При цьому доцільно користуватися рекомендаціями, наведеними в таблиці 1.5. [1]

Таблиця 1.5 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ , розрахована на основі	Рівень комерційного потенціалу розробки
0 - 10	Низький
11 - 20	Нижче середнього
21 - 30	Середній
31 - 40	Вище середнього
41 - 48	Високий

Згідно проведених досліджень рівень комерційного потенціалу розробки становить 26,5 балів, що, згідно таблиці 1.5, свідчить про комерційну

важливість проведення даних досліджень (рівень комерційного потенціалу розробки середній).

1.3 Прогнозування витрат на виконання НДДКР

Для обґрунтування доцільності проведення досліджень потрібно провести попередній розрахунок витрат на проведення науково-дослідної роботи. Для визначення суми витрат на проведення НДДКР передбачено складання приблизного кошторису цих витрат [1].

Таблиця 1.6 – Основна заробітна плата дослідників та розробників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
1. Керівник проекту	13655,25	650,25	63	40965,75
2. Науковий співробітник	12623,10	601,10	63	37869,30
3. Інженер-конструктор	11928,00	568,00	42	23856,00
4. Інженер-технолог	11928,00	568,00	30	17040,00
5. Технік-лаборант	8908,2	424,2	25	10605,00
Разом				130336,05

Таблиця 1.7 – Витрати на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Трудовіст-кість, нормо-годин	Розряд роботи	Тарифний коефіцієнт	Погодинна тарифна ставка, грн.	Величина оплати, грн.
1. Заготівельні	64,0	3	1,35	51,42	3290,88
2. Обробні токарні	8,0	5	1,7	64,76	518,08
3. Обробні фрезерні	12,5	5	1,7	64,76	809,5

Продовження таб. 1.7

4. Зварювальні	15,8	7	2,2	83,8	1324,04
5. Доводочні	18,6	5	1,7	64,76	1204,54
6. Монтаж дослідної установки	24,0	4	1,5	57,14	1371,36
7. Монтаж дослідних компонентів (сумарний обсяг)	8,0	4	1,5	57,14	457,12
8. Монтаж пристроїв	16,0	4	1,5	57,14	914,24
9. Налагоджувальні	6,4	5	1,7	64,76	414,46
10. Регулювальні	5,6	6	2,0	76,2	426,72
Разом					10731,8

Додаткова заробітна плата розробників складе приблизно 17090,00 грн.

Нарахування на заробітну плату розробників складуть приблизно 26325,00 грн.

Таблиця 1.8 – Витрати на основні матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Одиниця виміру	Ціна за одиницю, грн.	Витрачено	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Оформлення результатів дослідження				
Папір канцелярський	уп.	110,00	2	220,00
Компакт-диски	шт.	9,80	3	29,40
Канцелярські товари	компл.	136,00	3	408,00
Тонер для принтера	кг	5760,00	0,011	62,18
Матеріали для виготовлення установки та проведення досліджень				
Лист гарячекатаний 2,5×1000×2000 мм (Сталь 3пс)	м ²	4515,00	4	18060,00

Продовження таб. 1.8

Смуга 40×4,0 мм (Сталь 3пс)	м	22,68	15	340,20
Куттик 50×50×4 (Сталь 3пс)	м	75,18	45	3383,10
Швелер №6,5 (Сталь 3пс)	м	88,45	16	1415,20
Органічний продукт (зерно)	кг	5,40	50	270,00
Масильні матеріали (типу ЦИАТИМ)	кг	65,00	1	65,00
Захисні лако-фарбові матеріали	кг	260,00	2	520,00
Електроди зварювальні (Моноліт-36)	кг	95,00	2,5	237,50
Всього				30708,40

Таблиця 1.9 – Витрати на комплектуючі та спецобладнання

Найменування комплектуючих	Кількість	Ціна за одиницю, грн.	Сума, грн.
Електродвигун АИР132М2	1	7900,00	7900,00
Привід дебалансний (ДБЛ-14ік)	1	4560,00	4560,00
Болт з шестигранною головкою М14×65 ГОСТ 7798-70	40	4,20	168,00
Гайка шестигранна М14 ГОСТ 5915-70	40	2,50	100,00
Шайба А.14 ГОСТ 11371-78	80	0,80	64,00
Пружинна шайба 14 3×13 ГОСТ 6402-70	40	1,0	40,00
Манжети (МГ-14А)	22	8,40	184,80
Пилозйомники гофрові (ПЗ-14Г)	12	12,60	151,20

Продовження таб. 1.9

Комплект сит (СВ-0.1д, СВ-0.5д, СВ-0.8д)	1	270,00	270,00
Підшипники пилозахиснені	4	84,00	336,00
Комплект кульок (КД-10)	1	68,00	68,00
Комплект кульок (КД-15)	1	78,00	78,00
Комплект кульок (КД-20)	1	88,00	88,00
Пружина вита (ПВГ-А420)	4	250,00	1000,00
Пружина тарілчаста (ПТГ-А25Д)	8	165,00	1320,00
Блок управління установкою (БУУ-17МРВ)	1	3847,00	3847,00
Датчики навантаження	2	16,50	33,00
Датчики прискорення	2	25,40	50,80
Датчики переміщення	4	18,00	72,00
Інтерфейс системи управління режимами	1	5380,00	5380,00
Інтерфейс системи контролю параметрів	1	5140,00	5140,00
Всього			30850,80

Таблиця 1.10 – Величина амортизаційних відрахувань

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, міс.	Величина амортизаційних відрахувань, грн
Обчислювальний комплекс	15460,00	5	3	773,00
Метрологічне обладнання	6435,00	5	3	321,75
Генератор сигналів	5264,00	7	3	188,00

Продовження таб. 1.10

Частотомір	3845,00	7	3	137,32
Програмне забезпечення	6210,00	3	3	517,50
Верстат токарний 16К20Ф3	168500,00	15	3	2808,33
Верстат вертикально-фрезерний 6P82	146280,00	15	3	2438,00
Інвертор зварювальний	5980,00	5	3	299,00
Трубогиб	7682,00	7	3	274,36
Набір ручного електроінструменту	4950,00	5	3	247,50
Набір монтажного інструменту	1850,00	5	3	92,50
Дослідницький центр	260000,00	25	3	2600,00
Виробнича лабораторія	195600,00	20	3	4415,00
Всього				13172,26

Таблиця 1.11 – Витрати на електроенергію при проведенні досліджень

Найменування обладнання	Кількість годин роботи обладнання, год.	Встановлена потужність, кВт	Коефіцієнт використання потужності	Величина оплати
Обчислювальний комплекс	480,0	0,72	1	781,06
Метрологічне обладнання	205,0	0,32	1	148,26

Продовження таб. 1.11

Генератор сигналів	15,0	0,4	1	13,56
Частотомір	15,0	0,12	1	4,07
Верстат токарний 16К20Ф3	8,0	8,6	0,95	147,71
Верстат вертикально- фрезерний 6Р82	12,5	5,6	0,92	145,54
Інвертор зварювальний	15,8	5,6	0,91	181,97
Набір ручного електроінструменту	8,5	1,5	1	23,05
Всього				1445,22

Інші витрати складуть в межах 178000,00 грн.

Загальні витрати на проведення досліджень

$$B = 130336,05 + 10731,8 + 17090,00 + 26325,00 + 30708,40 + 30800,00 + 13142,26 + 1445,22 + 178000,00 = 506394,87 \text{ (грн.)}$$

1.4 Доцільність науково-дослідної роботи

Для обґрунтування доцільності виконання науково-дослідної роботи використовується спеціальний комплексний показник, що враховує важливість, результативність роботи, можливість впровадження її результатів у виробництво, величину витрат на роботу.

Комплексний показник K_p рівні НДДКР розраховується за формулою [2]:

$$K_p = \frac{I^n \cdot T_c \cdot R}{B \cdot t}, \quad (1.1)$$

де I - коефіцієнт важливості роботи, $I = 2 \dots 5$;

n - коефіцієнт використання результатів роботи; $n = 0$, коли результати роботи не будуть використовуватись; $n = 1$, коли результати роботи будуть використовуватись частково; $n = 2$, коли результати роботи будуть використовуватись в дослідно-конструкторських розробках; $n = 3$, коли результати можуть використовуватись навіть без проведення дослідно-конструкторських розробок;

T_c - коефіцієнт складності роботи, $T_c = 1 \dots 3$;

R - коефіцієнт результативності роботи; якщо результати роботи плануються вище відомих, то $R = 4$; якщо результати роботи відповідають відомому рівню, то $R = 3$; якщо нижче відомих результатів, то $R = 1$;

B - вартість НДДКР, (тис.грн.);

t - час дослідження роботи, років.

Підставляючи числові дані в (3.1) отримаємо

$$K_p = \frac{4^2 \cdot 3 \cdot 4}{506,3 \cdot \frac{3}{12}} = 1,52.$$

Оскільки $K_p > 1$, тому науково-дослідну роботу можна вважати економічно доцільною з достатньо високим науковим, технічним та економічним рівнем.

1.5 Висновки по розділу

В даному розділі було виконано оцінювання наукового, технічного та економічного рівня проведення науково-дослідних та дослідно-

ВНТУ ПАТЕНТОВО-МАШИНОБУДУВАННЯ

конструкторських робіт. Для цього було висунуто критерії та бальна оцінка для визначення наукового, технічного та економічного рівня науково-дослідної роботи. Також здійснено оцінювання комерційного потенціалу розробки на основі рекомендованих критеріїв оцінювання.

Проведено прогнозування витрат на виконання науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт з розробки вібраційного обладнання для вібраційного ущільнення ливарних сумішей. Для цього була визначена основна заробітна плата дослідників, розробників та робітників. Нарахування на заробітну плату розробників складуть приблизно 17550,00 грн.

Загальні витрати на проведення досліджень з урахуванням витрат на комплектуючі та спецобладнання, величини амортизаційних відрахувань, витрат на електроенергію при проведенні досліджень, нарахувань на заробітну плату, – буде складати, орієнтовно 351453,00 грн.

На основі виконаних розрахунків було встановлено доцільність виконання науково-дослідної роботи.

РОЗДІЛ 2

ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ ТИПІВ ВІБРОПРИВОДІВ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ МАШИН І ЇХ ПРИНЦИПОВІ СХЕМИ

2.1 Порівняльний аналіз різних типів приводів ВМ

Здійснення вібраційних і віброударних навантажень можливе багатьма способами. Широко відомі вібраційні машини (ВМ) і віброударні машини (ВУМ) з механічним, електричним, пневматичним, гідравлічним і комбінованими приводами.

Короткий порівняльний аналіз різних типів приводів ВМ і ВУМ, можливо провести, розглянувши основні принципові схеми цих приводів, показані на рис. (2.1)

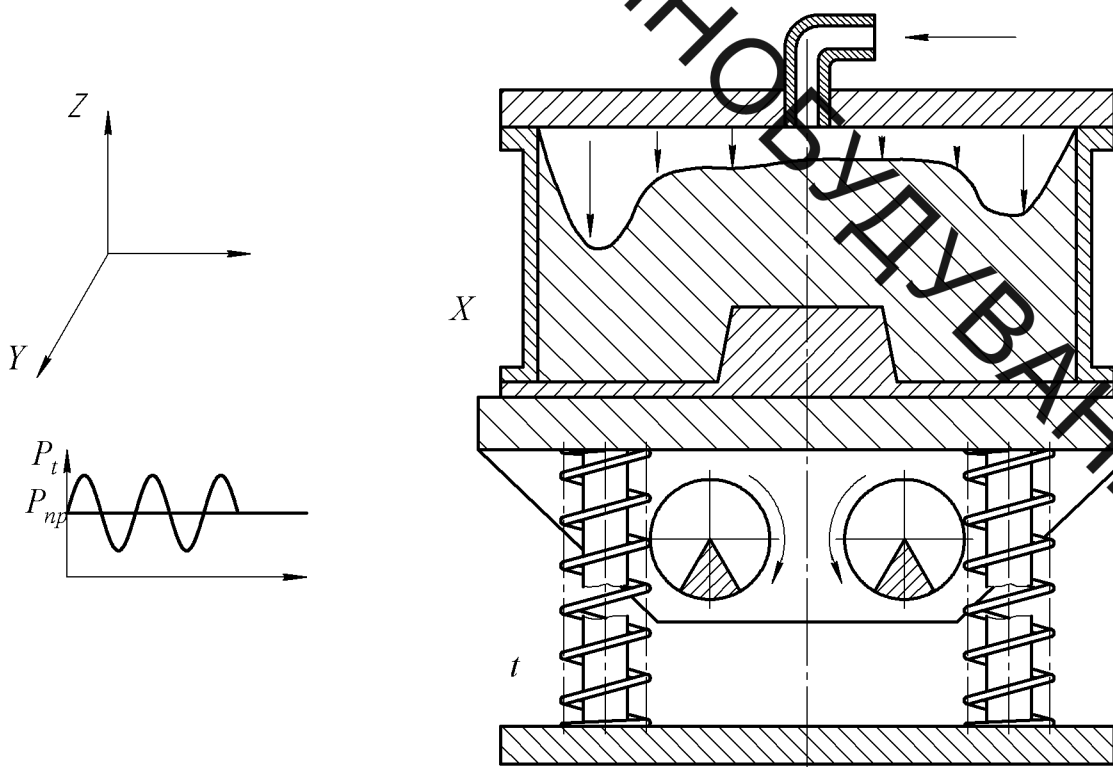


Рисунок 2.1 – Схема ВМ з дебалансним приводом

Дебалансний привод (рис 2.1) є найбільш широко розповсюдженим видом механічного приводу. Він має значні переваги в порівнянні з

ексцентриковим або кривошипним приводами ВМ і ВУМ при необхідності забезпечення більших потужностей і розрахункових робочих зусиль. Основні недоліки ВМ і ВУМ з дебалансним приводом:

- необхідність надійної віброізоляції (масивний фундамент);
- низька експлуатаційна надійність елементів трансмісії і підшипникових вузлів;
- складність регулювання робочих параметрів по ходу технологічного процесу.

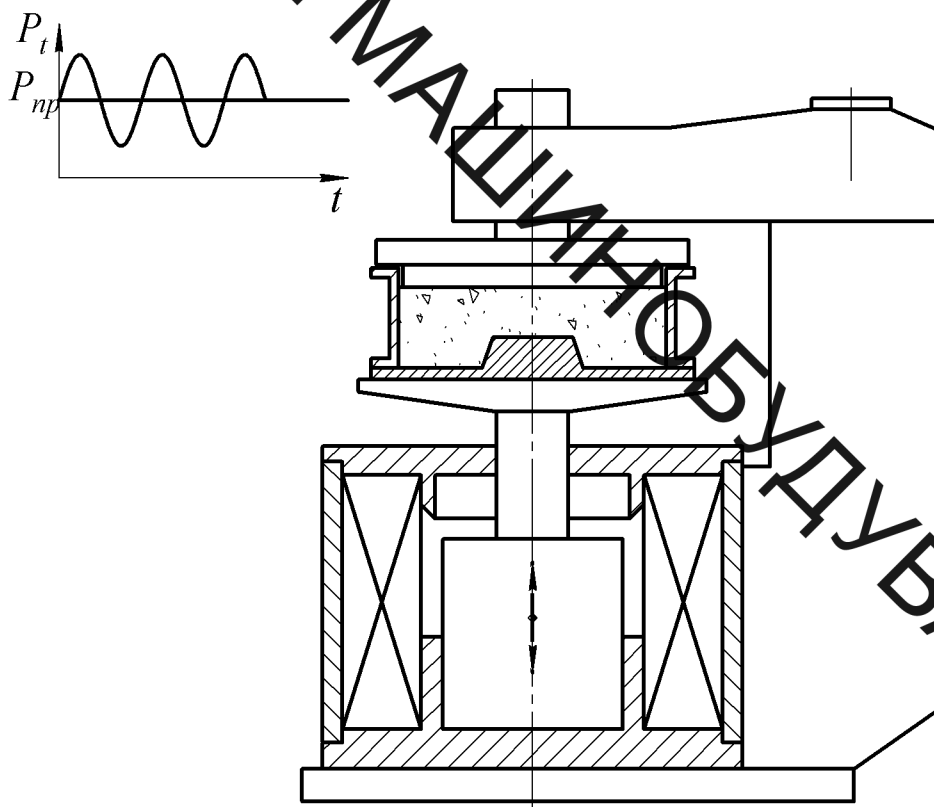


Рисунок 2.2 – Схема ВМ з електричним приводом

Електричний привід широкого застосування в промисловості не знайшов, із за того, що він не забезпечує великих робочих зусиль на виконавчому органі, а також високої собівартості самого електрообладнання і низької його енергоємності. Одним з найпростіших видів електричного привода ВМ і ВУМ є електромагнітний привід вібрації робочого органу (рис

2.2), але його застосування обмежене низькою потужністю і доцільне лише для лабораторних установок.

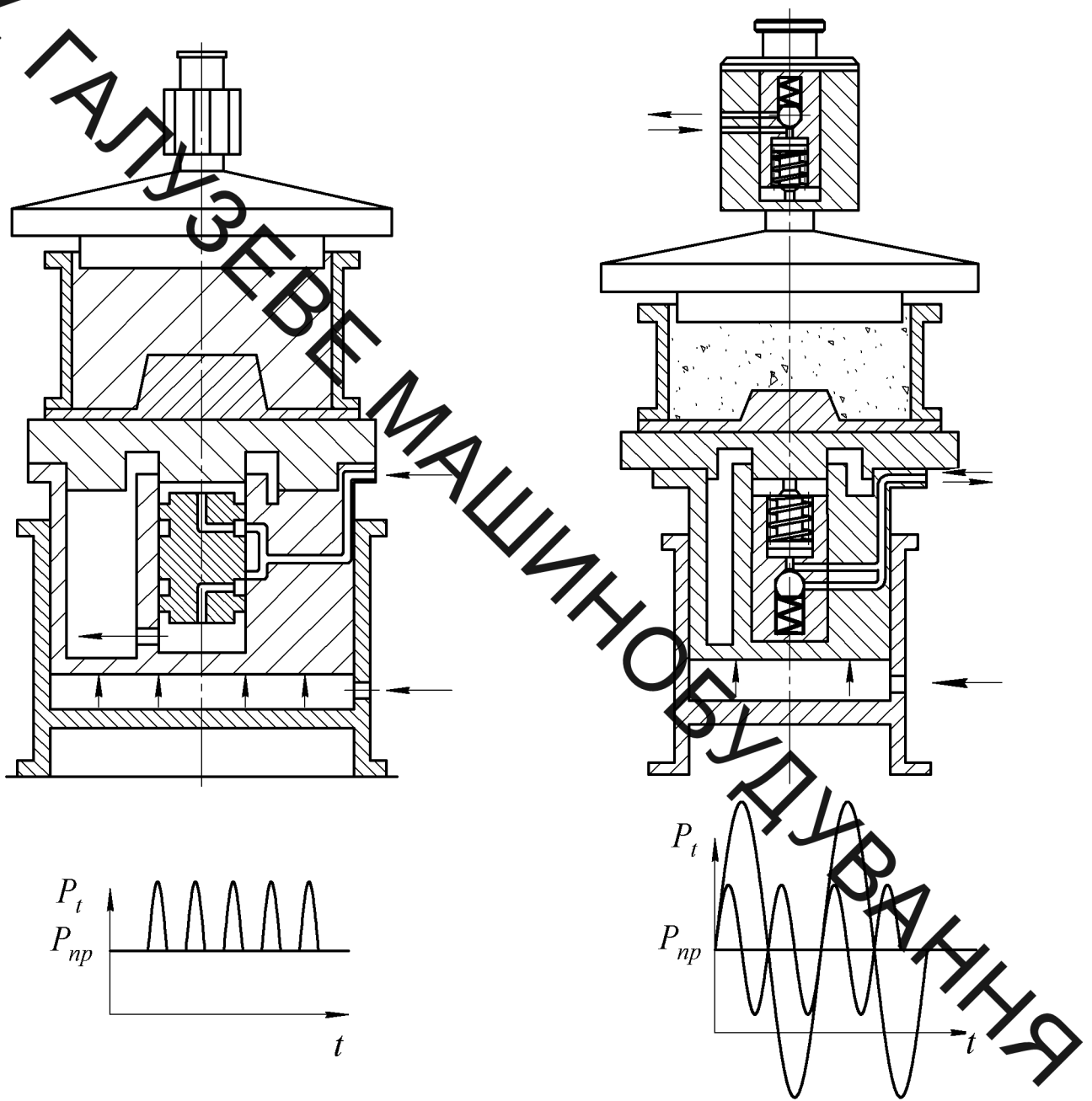


Рисунок 2.3 – Схема ВМ з гідравлічним і пневматичним приводом

Гідравлічний і пневматичний приводи ВМ і ВУМ по принципу дії аналогічні, однак останній не використовують при необхідності створення значних потужностей і передачі значних зусиль із за невиправданого збільшення габаритних розмірів приводу і машини в цілому. Принципова схема такого взаємозамінного, з точки зору енергоносія (рідина чи повітря),

привода показана на рис(2.3). Зворотньо-поступове переміщення виконавчого робочого органу машини здійснюється при переключенні звичайного реверсивного золотника одним з відомих способів (шляхом переміщення робочого органу, під тиском, з допомогою сервопристроїв і т.д.)

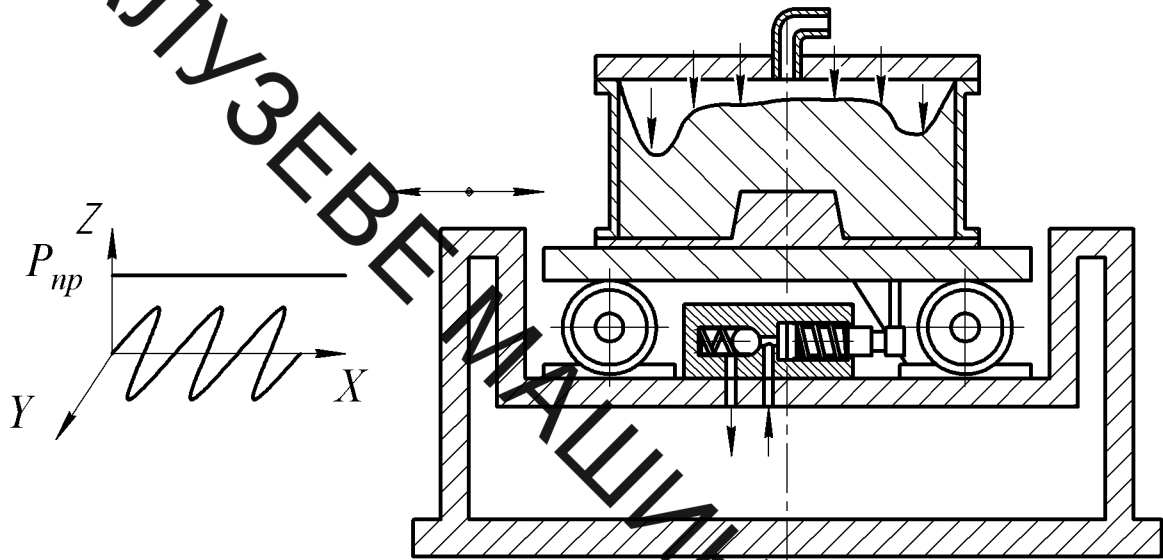


Рисунок 2.4 – Схема ВМ з комбінованим приводом

Найбільш розповсюдженими видами комбінованого приводу є гідравлічний і електромеханічний. Найпростіша схема гідравлічного приводу (рис. 2.4) відома як генератор вібрації з обертаючимся золотником. Значні витрати на дроселювання рідини, складність торцевого ущільнення обертаючогося золотника і необхідність окремого приводу для регулювання параметрів машини по енергії робочого навантаження обмежують машини по енергії і частоті робочого навантаження обмежують використання такого гідромеханічного приводу в промисловості.

Електрогідравлічний привод перспективний для ВМ і ВУМ завдяки простоті створення збуджуючого імпульсного тиску в порожнині гідроциліндра при електричному розряді в рідині. Однак електрична частина приводу таких машин недосконала в обслуговуванні, має значні габаритні розміри і велику собівартість.

Використання ВМ і ВУМ, робоча ланка яких здійснює силову дію на об'єкт формування з великою миттєвою потужністю, яка значно перевищує

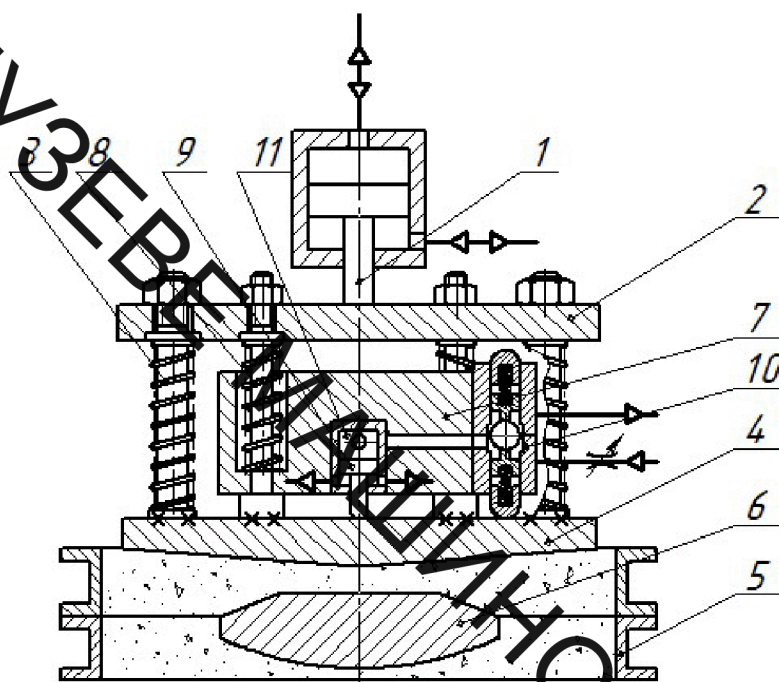
Встановлену потужність машини, дає можливість інтенсифікувати цілий ряд процесів, які здійснюються як правило, на машинах і з зворотно-поступальним рухом робочої ланки, що забезпечує періодичне високочастотне імпульсне навантаження. Найбільш раціональним, як показала практика для машин подібного типу є гідравлічний привод, який відрізняється компактністю і можливістю плавного регулювання основних робочих параметрів – швидкості, зусилля, переміщення, а також малою інерційністю і високою надійністю.

На ливарних виробництвах досить часто використовуються ВУМ із пневматичним приводом. До таких належить видавлювач пневматичний віброударний, який зображено на рис. 2.5.

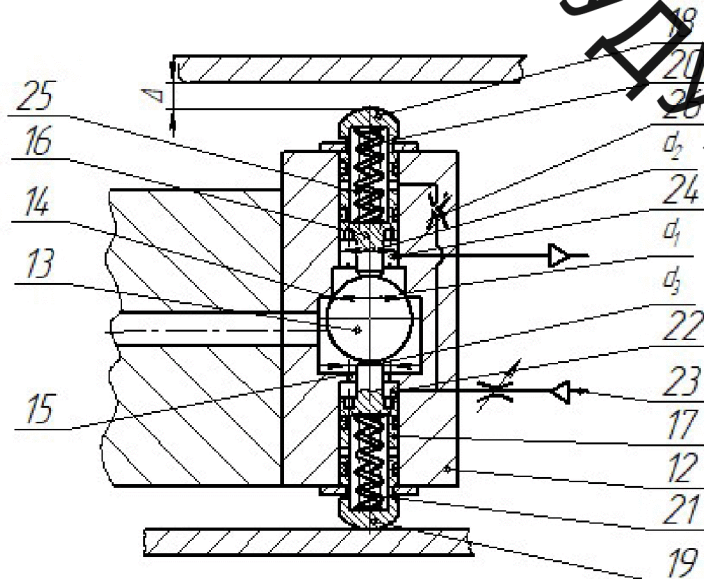
На рис 2.5, а показаний загальний вид видавлювача пневматичного віброударного, а на рис. 2.5,б в збільшеному масштабі показаний розріз пневморозподільника. Издавлювач пневматичний віброударний складається з поршневого приводу з штоком 1, верхньої опорної плити 2, закріпленої на штокові 1 і підвішеної на амортизаторах 3, плити видавлювання 4, притисненої до залитої форми, що складається з опок 5, і 6, інерційної маси-ударника 7, підтисненої відносно опорної плити 2 пружинами пружного повернення 8. До інерційної маси-ударника 7 жорстко прикріплені два пневмоциліндра 9 (див. рис. 2.4) і вузол управління пульсаціями тиску (автоматичний пневморозподільник) 10. Надштокові порожнини 11 пневмоциліндрів 9 з'єднані каналами з напірною порожниною пневморозподільника. Автоматичний пневморозподільник 10 (див. рис. 2.4) складається з корпусу 12, в осьовій розточці якого знаходяться кульковий запірний елемент 13, який сідає на верхню 14 чи нижню 15 герметизуючу фаску, верхній штовхач 16, нижній штовхач 17, верхній упор 18, нижній упор 19, штовхачі і упори підпружинені пружинами 20 і 21. Напірна порожнина 22 сполучена з напірною магістраллю 23 і з надштоковою порожниною 11 пневмоциліндрів 9, а вихлопна порожнина 24 – з атмосферою, внутрішня порожнина 25, утворена верхнім штовхачем 16 і упором 18, сполучена з напірною магістраллю 23 регульованим дроселем 26.

Діаметри верхньої герметизуючої фаски 14 (d_1), верхнього штовхача 16 (d_2) і нижньої герметизуючої фаски 15 (d_3) пов'язані залежністю:

$$d_1 > d_2 > d_3.$$



а)



б)

а) – поперечний переріз пристрою; б) – поперечний переріз пневморозподільника

Рисунок 2.5 – Конструкція видавлювача пневматичного віброударного

ВНТУ
ПАЛІТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ
МАШИННОБУДУВАННЯ

Робота видавлювача пневматичного віброударного полягає в наступному. Залита форма, що складається з опок 5 і 6, встановлюється на упори видавлювача. Поршневий привід 1 опускає вниз опорну плиту 2 і через амортизатори 3 плиту видавлювання 4, притискаючи її до формувальної суміші. Від джерела тиску повітря по напірній магістралі 23 подається в напірну порожнину 22 і надштокову порожнину 11 пневмоциліндрів 9. Після підвищення тиску в порожнині 11 пневмоциліндрів 9 до величини, необхідної для подолання стаціонарних опорів, інерційна маса-ударник 7 під дією пневмоциліндрів 9 рухається вгору до повного вибору зазору Δ . При цьому запірний елемент 13 надійно підтиснений до верхньої герметизуючої фаски 14, оскільки $d_1 > d_2$, а тиск в напірній порожнині 22 і порожнині 25 буде однаковим, за рахунок регульованого дроселя 26, але оскільки $d_2 > d_3$, то кульковий запірний елемент 13 буде надійно підтиснений до нижньої герметизуючої фаски 15. Надштокова порожнина 11 пневмоциліндрів 9 від'єднується від напірної порожнини і з'єднується із зливною 24. Тиск в системі падає. Інерційна маса-ударник 7 під дією стиснених пружин пружного повернення 8 і власної ваги переміщається вниз і ударяє по плиті витискування 4. Одночасно з плитою 4 співударяється нижній упор 19, який за допомогою пружини 21 і нижнього штовхача 17 відштовхує з нижньої герметизуючої фаски 15 кульковий запірний елемент 13. В результаті кульковий запірний елемент 13 сідає на верхню герметизуючу фаску 14 і перекриває злив. Напірна порожнина 22 з'єднується з надштоковою порожниною 11 пневмоциліндрів 9. Тиск в робочій порожнині 22 підвищується і цикл повторюється, а інерційна маса-ударник 7 здійснює зворотно-поступальне переміщення, завдаючи ударів по плиті витискування 4. Таким чином, досягається можливість одночасно з статичним видавлюванням додатково накладати вібраційні та ударні навантаження на ком, що видавлюється, регулювати параметри динамічних навантажень за допомогою вузла управління пульсаціями тиску, що сприяє ефективному руйнуванню та полегшенню його видавлювання. Все це приводить до підвищення ефективності застосування видавлювача пневматичного віброударного. Крім

того, досягається спрощення конструкції видавлювача пневматичного віброударного внаслідок поліпшення компоновки механізму за рахунок виконання вузла управління пульсаціями тиску у вигляді окремого автоматичного вузла, що дозволяє спростити виготовлення машини і обробку поверхонь, а також покращує ремонтпридатність видавлювача пневматичного віброударного.

2.2 Аналіз існуючих вібраційних механізмів з винесеним пристроєм керування на основі гідроімпульсного приводу

Для ефективності процесу ущільнення формувальних сумішей в ливарному виробництві широко застосовуються струшуючі і вібраційні машини з пневматичним приводом. Проте вони мають істотні недоліки: малу вантажопідйомність, низькі питому потужність і ККД, підвищений рівень шуму.

Це зумовила необхідність вдосконалення формувальних машин на основі якісного нового типу приводу – гідроімпульсного [8], що має покращені динамічні характеристики: велику вантажопідйомність, підвищену питому потужність, швидкодію, високу надійність і довговічність.

Можливі два варіанти вдосконалення формувального устаткування на основі гідроімпульсного приводу: створення нових конструкцій формувальних машин і модернізація що існують з мінімальними змінами, але з істотним поліпшенням технічних характеристик.

Перший варіант перспективний, але вимагає тривалого періоду часу і великих капітальних витрат. Тому у ряді випадків переважний другий варіант, коли високоефективне устаткування створюється на базі традиційного.

Вінницьким політехнічним інститутом (ВПІ) спільно з івано-франківським спеціальним конструкторським бюро автоматичних ліній (КВ ЛАЛ) ливарень розроблені віброструшуючі формувальні машини з гідроімпульсним приводом на базі струшуючих машин з пневмоприводом.

Розроблена технічна документація на ряд оригінальних конструкцій струшуючих механізмів формувальних машин з гідроприводом.

Гідроімпульсний привід віброструшуючого механізму формувальної машини (рис. 2.6) працює таким чином. насос 1 постійної продуктивності зв'язаний автоматичним пристроєм

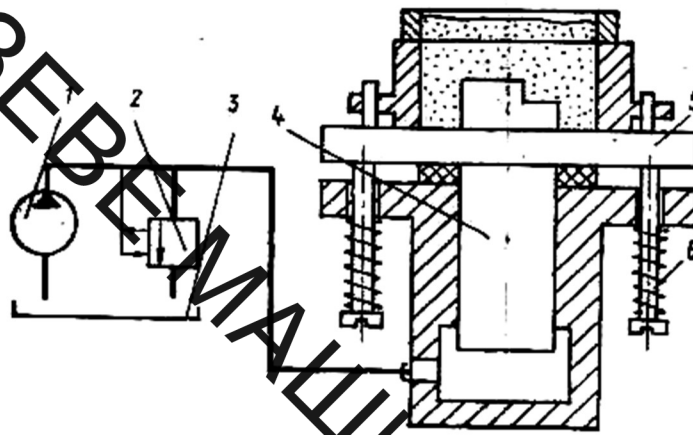


Рисунок 2.6 – Принципова схема гідроімпульсного приводу вібраційного струшуючого механізму формувальної машини

2 періодичні скидання тиску (клапаном-пульсатором) з зливним баком 3 і робочою порожниною плунжера 4, який жорстко сполучений із столом 5. У нижнє початкове положення стіл повертається йод дією власної ваги і пружина 6 пружного повернення. Робочий хід столу (вниз) здійснюється після накопичення ним потенційної енергії положення і пружного стиснення, яка перетвориться в кінетичну енергію в результаті спрацьовування автоматичного пристрою періодичного скидання тиску і з'єднання порожнини гідроциліндра із зливом.

На рис. (2.7) приведена типова осцилограма зміни тиску (крива P) в робочій порожнині циліндра і переміщення (крива S) столу. Насос подає рідину в робочу порожнину плунжера при закритому на злив клапані-пульсатора. Під дією тиску рідини (що змінюється від P_1 до P_2 на торці плунжера стіл переміщається вгору ($S_1 - S_2$). При заданому тиску P_2 клапан-пульсатор відкривається, сполучаючи робочу порожнину плунжера із зливним

баком до тих пір, поки тиск в системі не знизиться до величини P_1 – закриття клапана-пульсатора. У момент зливу рідини тиск в робочій порожнині плунжера різко зменшується ($P_2 - P_1$), а стіл під дією пружин і власної ваги опускається ($S_2 - S_1$) в початкове положення, і цикл повторюється.

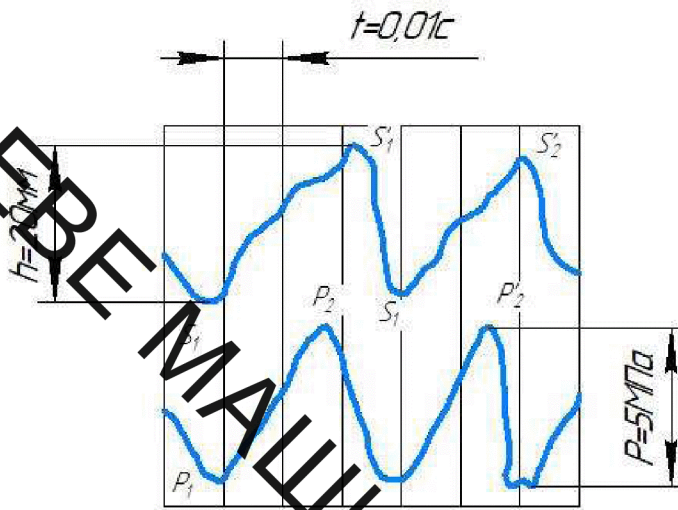


Рисунок 2.7 – Типова осцилограма зміни тиску (крива P) в робочій порожнині циліндра і переміщення (крива S) столу

На підставі розглянутої схеми запропонована оригінальна конструкція вібраційного струшуючого механізму з гідроімпульсним приводом (рис. 2.8). У неї входять робочий стіл 1, виконаний спільно з плунжером 2 і пружно сполучений з гідро циліндром 3, ударник у вигляді циліндрового штовхача 4 і інерційної маси 5 підпружиненою амортизаційною пружиною 6, а також автоматичний пристрій періодичного скидання тиску у вигляді клапана-пульсатора А. При підвищенні тиску в робочій порожнині гідро циліндра плунжер з робочим столом рухається вгору, а штовхач з інерційною масою опускається вниз, стискаючи амортизаційну пружину. Досягнувши настроювального тиску спрацьовує клапан-пульсатор, сполучаючи робочу порожнину 7 із зливом. Тиск в системі знижується. Робочий стіл з оснащенням під дією власної ваги і зусилля стислих пружин падає вниз, а інерційна маса з штовхачем під дією сили амортизаційної пружини рухається верх. Витіснивши

рідину з порожнини гідро циліндра на злив, рухомі маси зіштовхуються.
Падіння тиску в системі супроводжується закриттям клапана-пульсатора і
забезпечує автоматичне повторення циклу.

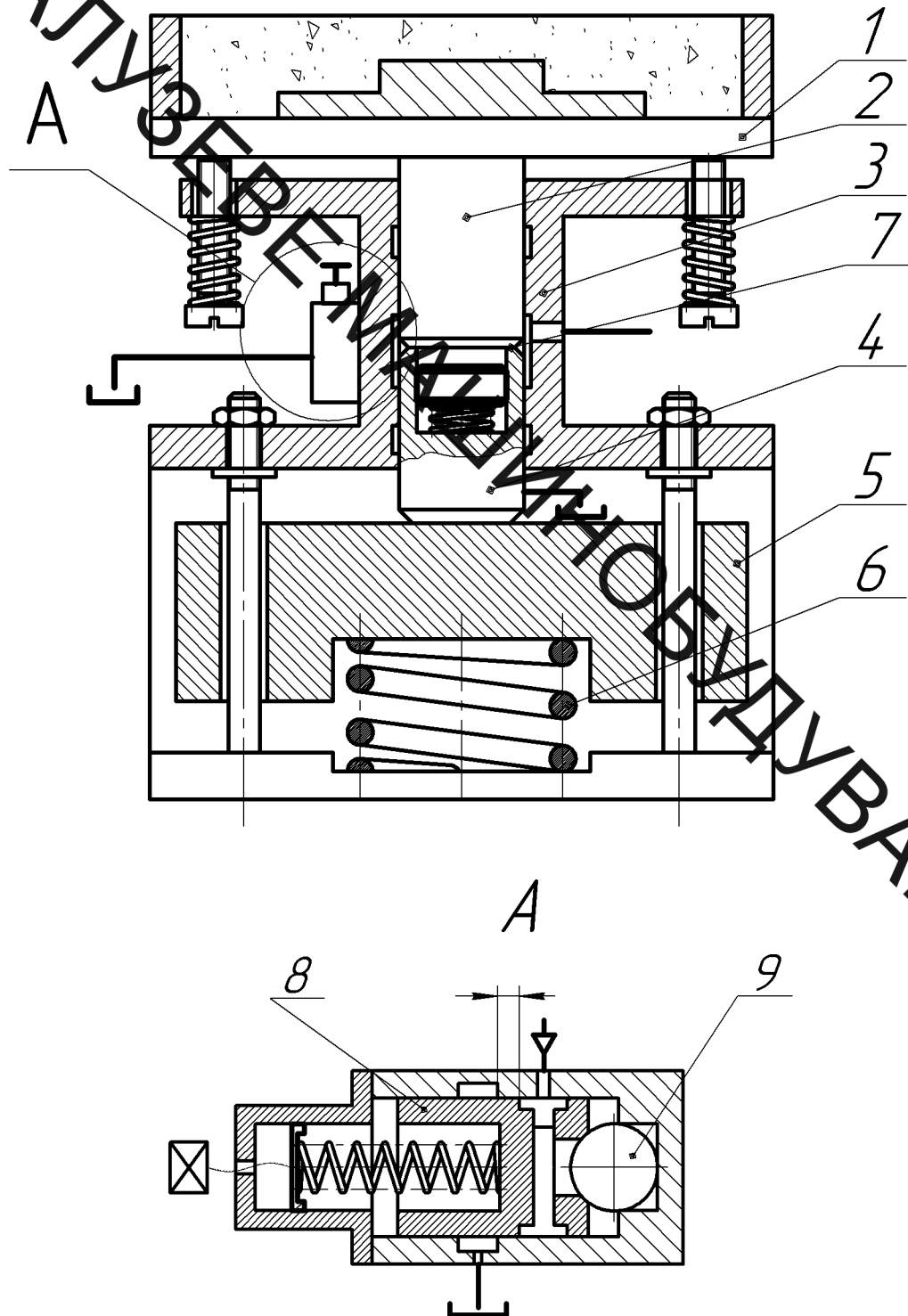


Рисунок 2.8 – Віброструшуючий механізм з гідроімпульсним приводом і автоматичний пристрій періодичного скидання тиску

Одна з конструкцій автоматичного пристрою періодичного скидання тиску показана на рис. 2.8,б. Пристрою виконаний у вигляді золотника 8 з Т-образним внутрішнім каналом, осьовий отвір якого підібганий до кульки-сідла 9, а радіальні отвори сполучені з робочою порожниною гідро циліндра і відокремлені від зливної виточки золотниковим перекриттям Δ . Опис конструкції і принципу дії пристроїв автоматичного скидання тиску подібного типу приведено в літературі [2,3].

Приклад модернізації пневмострушуючого механізму моделі 225 М з метою підвищення вантажопідйомності і розширення діапазону робочих параметрів при найменших конструктивних змінах показаний на рис. (2.9).

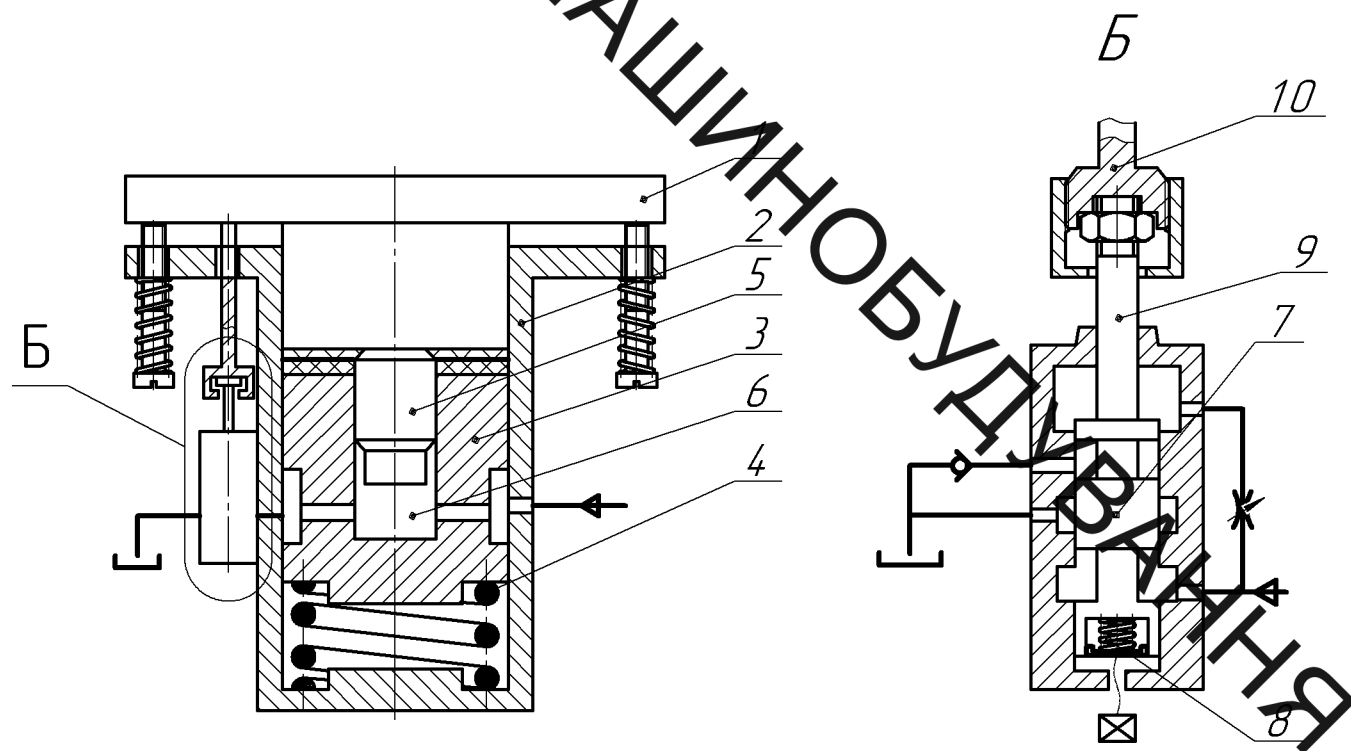


Рисунок 2.9 – Модернізований віброструшуючий механізм формувальної машини моделі 225 МГ і автоматичний пристрій періодичного скидання тиску

У відомому струшуючому механізмі з амортизацією ударів, в який входять робочий стіл 1, виконаний спільно з хвостовиком, корпус у вигляді циліндра 2, ударник 3, розміщений в центральній розточці хвостовика і підпружинений амортизаційною пружиною 4, додатково введені штовхач 5,

посаджений в осьовій розточці ударника і створюючий замкнуту робочу порожнину 6, яка сполучена з напірною лінією і з автоматичним пристроєм Б періодичного скидання тиску з управлінням по шляху. Цей пристрій (рис. 2.9) виконаний у вигляді золотникового розподільника 7, підпружиненого регульованою пружиною 8 і забезпеченого штоком 9, який кінематично зв'язаний тягою 10 з робочим столом, а між тягою і штоком утворений регульований зазор Δ.

При підвищенні тиску в робоче порожнини стіл спільно з хвостовиком і штовхачем рухається вгору, а ударник – вниз. Вибравши зазор по шляху, тяга через шток зриває вгору золотниковий розподільник, сполучаючи робочу порожнину із зливом. Тиск в гідросистемі падає. Робочий стіл з хвостовиком і ударник рухаються назустріч один одному. Відбувається зіткнення рухомих частин. Золотниковий розподільник перекриває злив, тиск підвищується, і цикл повторюється.

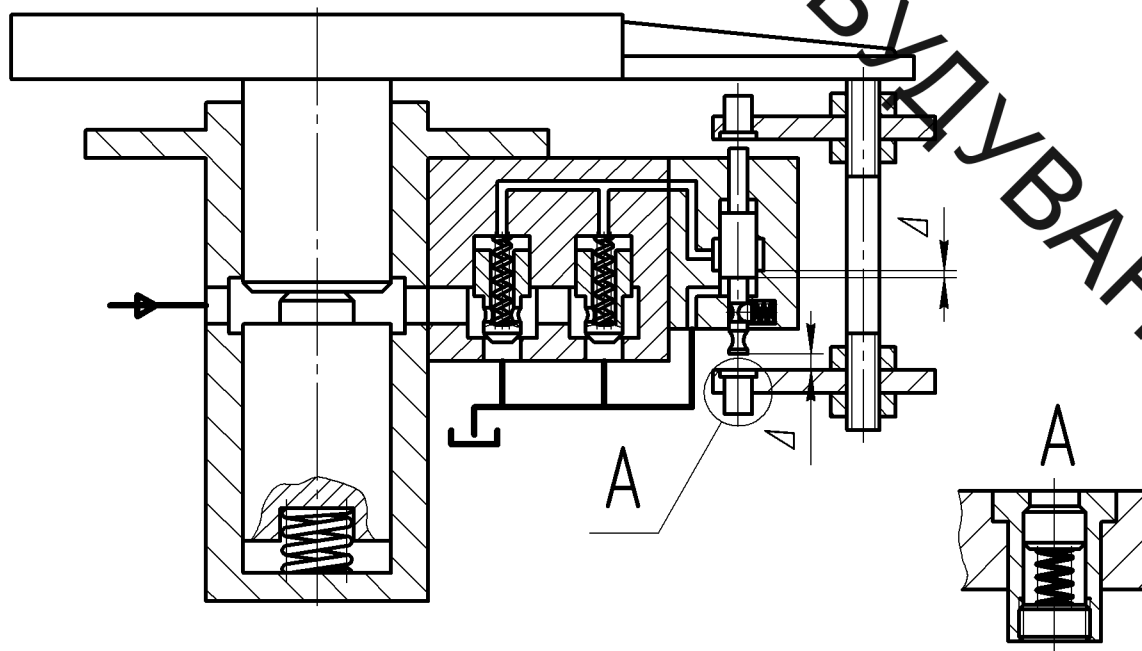


Рисунок 2.10 – Формувальна машина моделі 225 МГ

До перерахованих переваг гідроімпульсного приводу віброструшуючих механізмів формувальних машин слід додати перспективу розширення їх

технологічних можливостей за рахунок великого діапазону регулювання робочих параметрів і використання нових схем навантаження, що дозволяє вибрати оптимальний режим виготовлення форм залежно від складності моделі і відповідних конструктивних, технологічних і експлуатаційних вимог.

Багатоколовчаста вібропресова головка складається із корпусу 1, в якому розміщено поршневі приводи 2, поршневі порожнини 3 яких з'єднані із напірною порожниною 4 через зворотній клапан 5 та гідрозамок 6, між якими розташовано гідроаккумулятор 7, а штокові порожнини 8 з'єднані із вузлом керування пульсаціями тиску, який в свою чергу складається із корпусу 9 в більшій осьовій проточці 10 якого розташовано кульку 11, що підпружинена пружиною 12 та опирається на кромку 13, що утворюється більшою та меншою осьовими проточками.

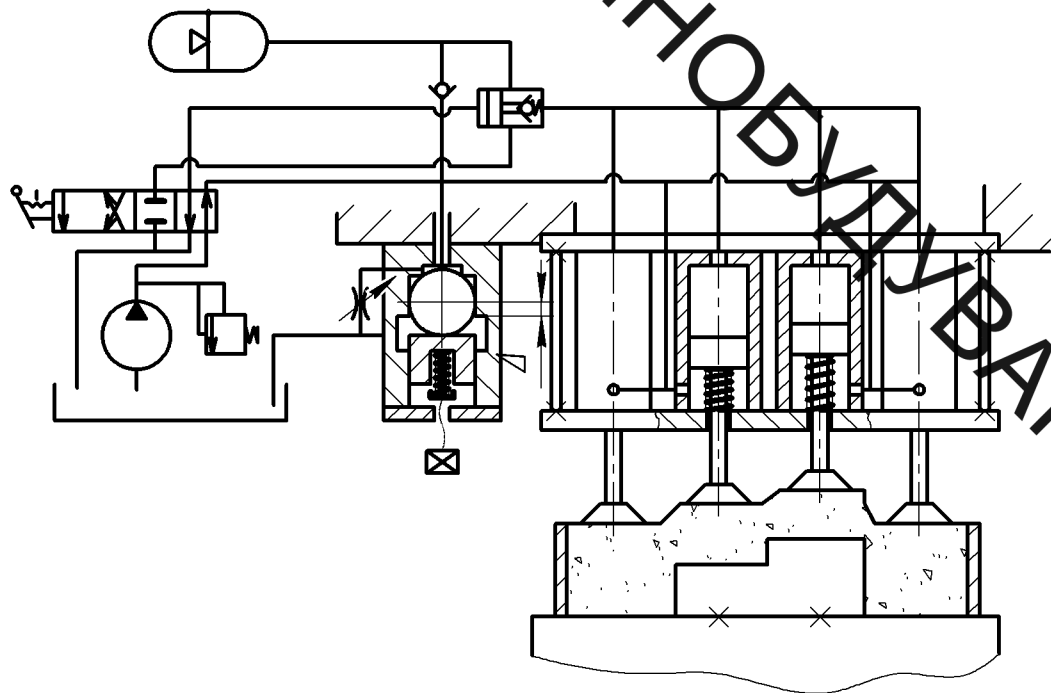


Рисунок 2.11 – Багатоколовчаста вібропресова головка

Керування роботою багатоколовчастої вібропресової головки здійснюється гідро розподільником 17, запобіжним клапаном 18, а робочим

органом, що діє на суміш 19 є колодки 20, що змонтовані на штоках 21 з пружинами 22 поршневого приводу 2.

Багатоколодчаста вібропресова головка працює наступним чином. Робоча рідина подається в напірну гідролінію та через зворотній клапан заповнює гідроаккумулятор, а через гідрозамок та поршневі порожнини 3 одночасно безпосередньо від напірної лінії робоча рідина подається в штокові порожнини 8 та меншу осьову проточку вузла керування пульсаціями тиску. Внаслідок різної величини площ плунжерної та штокової порожнин, під дією тиску рідини колодки поршневого приводу опускаються вниз і ущільнюють верхній шар формувальної суміші, а зусилля притискання можна регулювати за допомогою запобіжного клапана.

2.3 Висновки до розділу

На основі виконаного аналізу відомих технічних рішень було встановлено, що для досягнення вищої ступені спресовування шарів ливарних сумішей потрібно використовувати вібраційні машини, які оснащені багатоколодчастими вібропресовими головками. Їх застосування дозволить, також, підвищити продуктивність процесу ущільнення за рахунок створення об'ємного вібраційного навантаження на середовище.

В якості приводу таких головок запропоновано використати гідроімпульсний привід ефективність якого при створенні нових машин для вібраційної обробки деталей знайшла реальне підтвердження на практиці [6,7].

Гідроімпульсний привод має компактні розміри, дозволяє отримувати в процесі роботи великі значення пікової потужності, що дає можливість при одночасному використанні компенсатора кінетичної енергії (маховика) значно знизити потужність приводного електродвигуна [6,7], а також дозволяє в широкому діапазоні змінювати амплітуду та частоту коливань в процесі роботи, що є однією із основних вимог, які висуваються до приводів високоефективних установок для вібраційного пресування сипучих середовищ, що можуть складатися із матеріалу різного гранулометричного складу.

РОЗДІЛ 3
ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ
УЩІЛЬНЕННЯ ЛИВАРНИХ СУМІШЕЙ

3.1 Опис роботи установки

В результаті виконаного аналізу відомих технічних рішень вібраційних машин, що використовуються у ливарному виробництві для ущільнення сумішей, було запропоновано конструкцію вібраційного столу оснащеного гідроімпульсним приводом. Конструктивна схема цієї установки показана на рис 3.1.

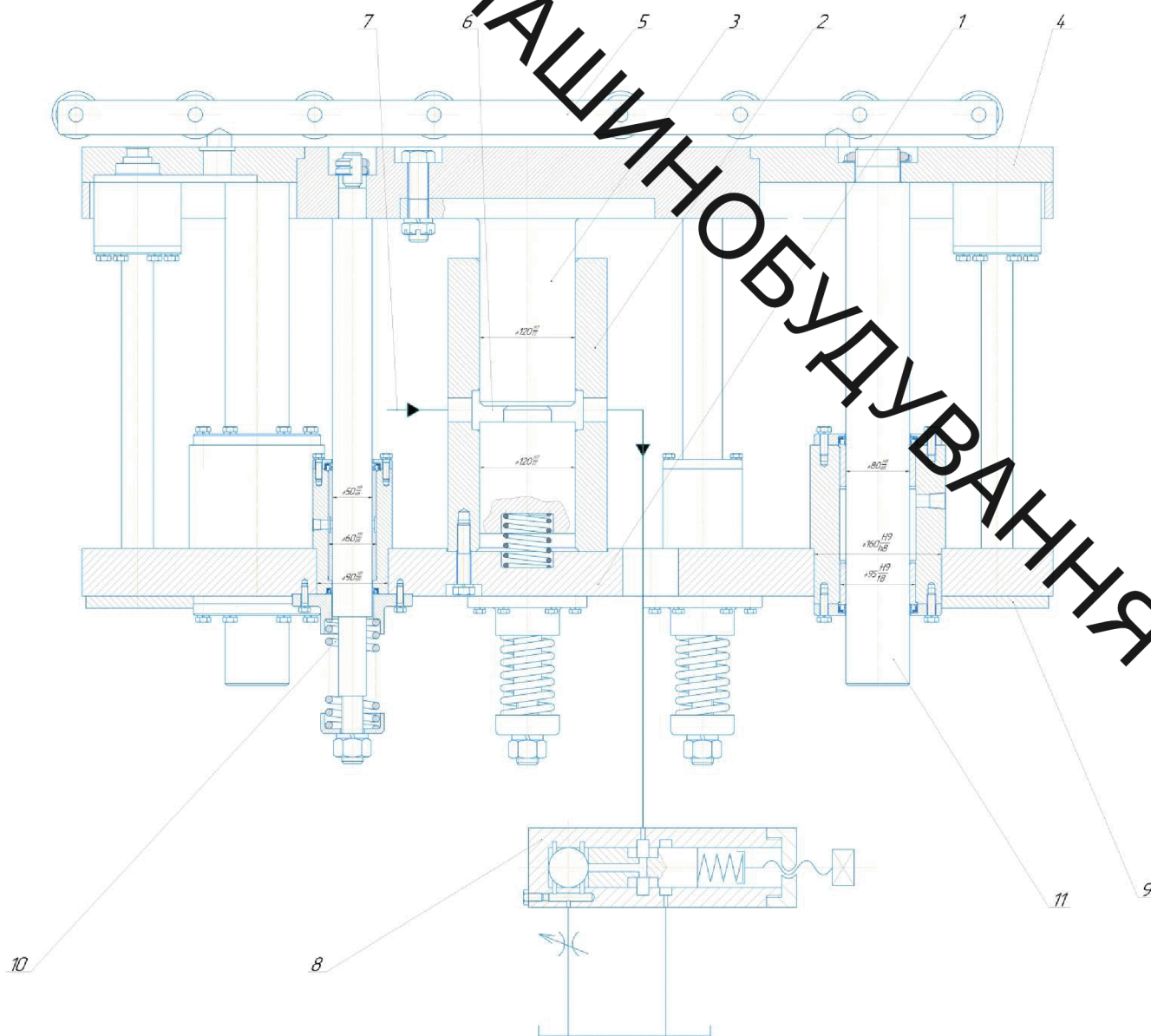


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема вібраційної установки

На нижній рамі 1 вибивної решітки змонтовано корпус гідроциліндра 2, плунжер 3 якого в робочому положенні контактує із верхньою рамою 4 з установленою на ній опокою 5.

Робоча порожнина 6 гідроциліндра з'єднується з напірною лінією 7 та за допомогою автоматичного пристрою періодичного скидання тиску клапана-пульсатора) 8 із зливом.

Верхня і нижня рами спираються на основу 9 за допомогою амортизуючих елементів 10 та 11 відповідно.

3.2 Опис роботи золотникового вібробудувача

Для створення вібраційного навантаження у гідроімпульсному приводі, яким оснащено запропоновану установку для ущільнення ливарних сумішей, використаємо золотниковий вібробудувач оригінальної конструкції.

Золотниковий вібробудувач оригінальної конструкції працює наступним чином. Збільшення тиску рідини в робочій порожнині 6 викликає підняття плунжера 3 разом із верхньою рамою 4 вверх, а корпусу гідроциліндра 2 разом із нижньою рамою 1 вниз. При спрацьовуванні клапана-пульсатора 8, тиск у робочій порожнині падає, а верхня і нижня рами під дією амортизуючих елементів 10 та 11 рухаються назустріч одна одній. У результаті їхнього зіткнення відбувається ущільнення формувальної суміші в опоці 5.

Згідно схеми поданої на рис. 3.2 вібраційний циліндр працює наступним чином. У початковому положенні плунжер 1 масою $m_{пр}$, який одночасно виконує роль золотникового елемента, герметично притискується спіральною пружиною 2 до запірною елемента виконаного у вигляді кульки 3, яка перекриває центральний канал, що виконаний у плунжері. При наступному збільшенні тиску робочої рідини у порожнині А до тиску розгерметизації p_1 відбувається практично миттєве збільшення зусилля на кульці 3.

Таке миттєве збільшення зусилля здійснюється за рахунок зміни площі підйому від $S_{n1}=\pi d^2/4$ до $S_{n2}=\pi D^2/4$ ($S_{n2} > S_{n1}$) в момент розгерметизації

центрального каналу плунжера, що перекривався запірним елементом 3. Внаслідок чого зусилля підняття плунжера зростає від $P_{n1} = p_1 S_{n1}$ до $P_{n2} = p_1 S_{n2}$. Вказане зусилля P_{n2} значно перевищує зусилля налаштування спіральної пружини $P_p = P_{n1}$, яка притискає плунжер до запірного елемента 3. Під дією даного зусилля P_{n2} підняття, плунжер починає рухатися вправо, при цьому з'єднуючи своєю проточкою порожнину А із зливною порожниною Б. Внаслідок чого здійснюється майже миттєве падіння тиску у гідросистемі приводу установки до величини p_2 . При цьому зусилля на кульці 3 зменшується до значення $P_{n1} = p_2 S_{n2}$, що є меншим від жорсткості пружини і тому вона повертає плунжер 1 у початкове положення, притискаючи його до запірного елемента 3. Цикл повторюється.

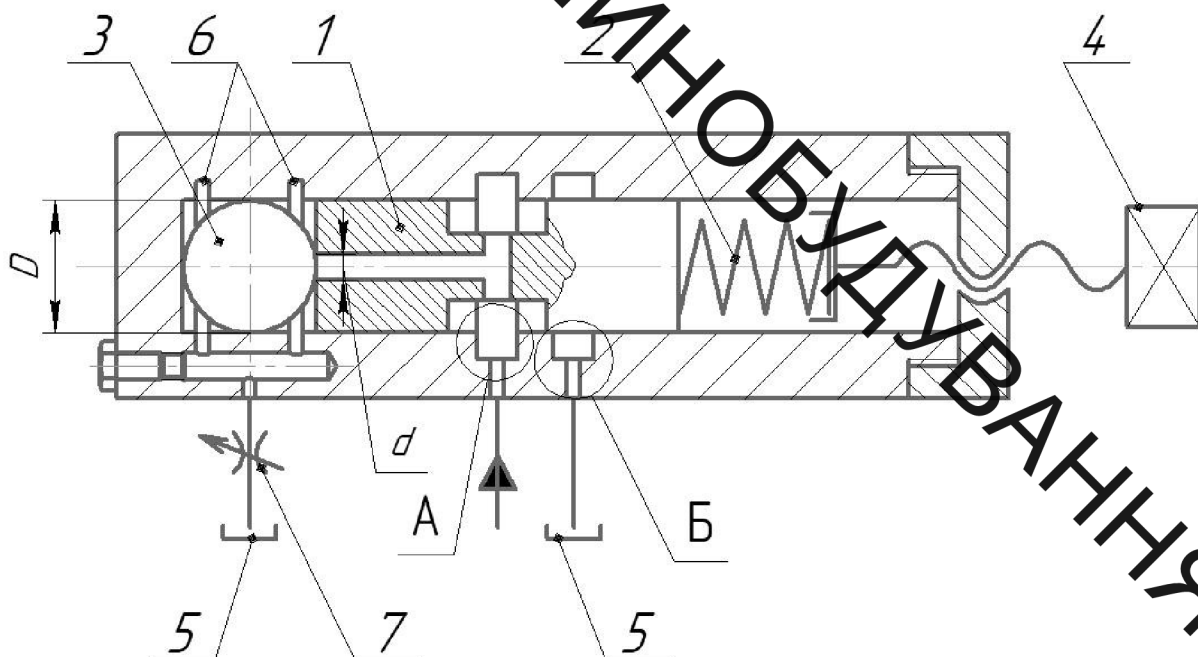


Рисунок 3.2 – Конструктивна схема клапана пульсатора

Конструкцією даного ГПТ передбачена можливість зміни частоти його роботи за рахунок зміни жорсткості виті пружини 2 гайкою 4, що ввгвинчується у корпус генератора. Така зміна жорсткості виті пружини 2 може відбуватися без зупинки роботи установки.

ВНТУ
ІНСТИТУТ
МАШИНОБУДУВАННЯ

Невеликі об'єми робочої рідини, що залишається в камері в якій розміщено кульку 3 будуть витискатися в гідравлічний бак 5 через кільцеві проточки 6 корпусу генератора, які в свою чергу з'єднані із зливною лінією. Такий об'єм робочої рідини, що залишається в порожнині в якій розміщено кульку 3, можна змінювати дроселями 7 та 8 (також змінюється швидкість витікання рідини). Вказані дроселі не є обов'язковими, хоча і дозволяють здійснювати додаткове регулювання частоти спрацювання генератора в межах робочого діапазону частот, а також можуть полегшувати перший запуск вібраційного гідроциліндра.

Конструкція запропонованого вібраційного гідроциліндра характеризується наступними перевагами: технологічністю, порівняною простотою, відносною легкістю налаштування параметрів створюваного цим ГГТ вібраційного навантаження. Недоліками можна назвати: відносна складність першого запуску, потреба у насосній станції із високою продуктивністю, нагрівання робочої рідини.

Використання гідроімпульсного привода вібраційного столу дозволило значно збільшити вантажопідйомність при зниженні габаритів і маси привода та металоємності конструкції в цілому; розширити діапазон робочих параметрів; підвищити продуктивність вибивання опок, у тому числі і за рахунок можливості налаштування гідропривода на роботу як у віброударному, так і у вібраційному режимах.

До особливостей цієї конструкції слід віднести розширений діапазон частоти та амплітуди коливань робочого столу, велику вантажопідйомність, а також підвищену ефективність за рахунок використання енергії стиснутих пружин [9].

РОЗДІЛ 4

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОГО УЩІЛЬНЕННЯ

4.1 Математична модель приводу установки

Розглянемо процес вібраційного ущільнення сипучого середовища в формуючої установки, схема якої представлена на рис. 4.1, а. Установка являє собою підресорену за допомогою проміжної маси 1 платформу 2, на якій встановлений жорсткий недеформівний стакан 3. У стакан насипана сипуча суміш 4. На вільну поверхню суміші укладається жорстка пластина 5, пружно з'єднана з односпрямованим вібробудувачем 6. Всі елементи установки можуть здійснювати тільки вертикальні переміщення. У процесі ущільнення на сипучу суміш діють статична сила $P_{ст}$ ($P_{ст} = \rho_0 V_0 g$), рівна вазі пластини і вібробудувача, і динамічна сила $P_{дин} = P_0 \sin \omega t$.

Процес ущільнення сипучого середовища будемо описувати за допомогою моделі, зображеної на рис. 4.1, б. Всі основні елементи установки моделюємо твердими тілами (масами m_i), що характеризуються здатністю рухатися тільки в вертикальному напрямку і пов'язані між собою пружно-в'язкими елементами; властивості пружно-в'язких елементів враховуємо постійними коефіцієнтами жорсткості c_i і демпфування b_i . Переміщення тіл будемо описувати абсолютними координатами y_i , а зміна об'єму (ступінь ущільнення) сипучого середовища, – глибиною занурення твердого поршня масою m_3 в недеформівний стакан масою m_2 .

Припускаємо, що шток занурюється в стакан з натягом і між ними виникає сила опору зануренню F .

Нелінійну залежність зусилля впровадження будемо представляти в лінеаризованому вигляді.

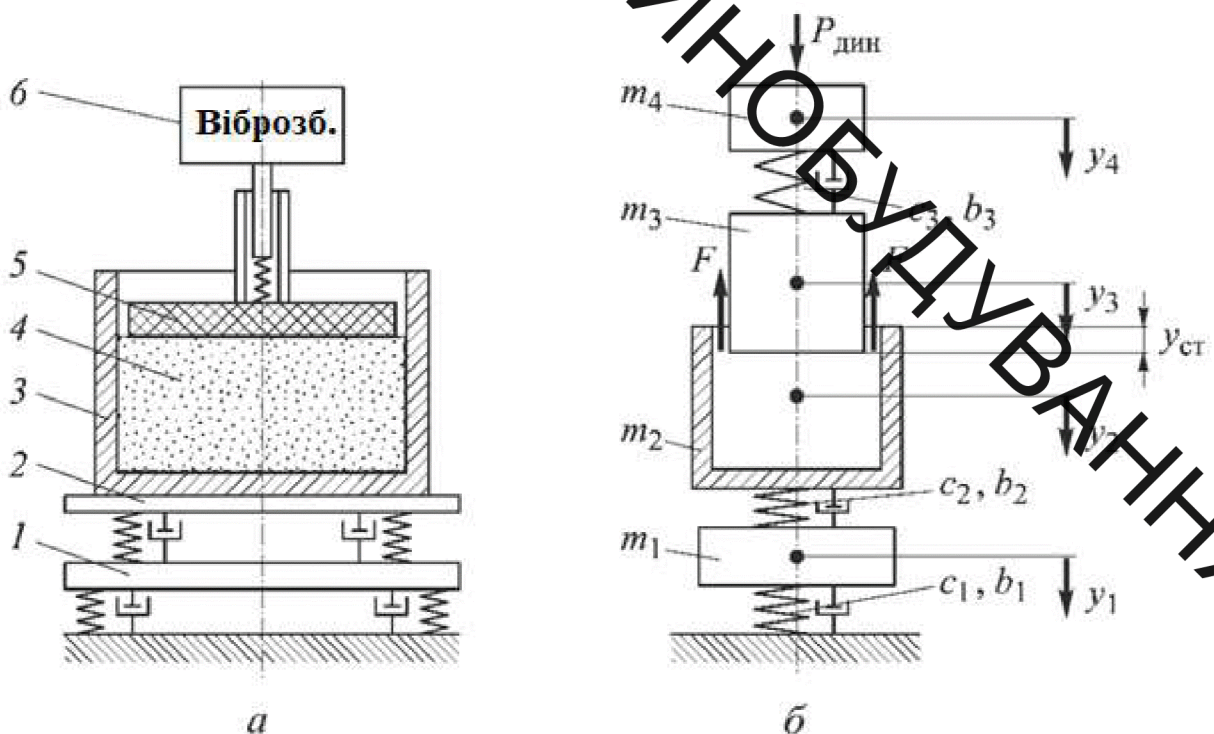
Для опису руху системи розглянемо спочатку рух штока під дією тільки статичного навантаження, а потім при одночасній дії статичного та вібраційного навантажень.

У першій фазі процесу, коли до системи прикладається тільки статичне навантаження $P_{ст}$, шток занурюється в формоутворювальний стакан на глибину

$$y_{ст} = \frac{(m_3 + m_4) \cdot g}{f}$$

У наступній фазі до штока прикладається вібраційний вплив, в результаті якого відбувається його подальше занурення в стакан (ущільнення суміші).

Рух усіх точок системи будемо описувати з використанням абсолютних координат, початок відліку яких пов'язано з положеннями центрів мас кожного тіла після прикладання статичного навантаження.



1 – проміжна маса; 2 – форма; 3 – стакан; 4 – суміш; 5 – пластина; 6 – віброзбудник

Рисунок 4.1 – Схема формуючої установки (а) і розрахункова модель ущільнення (б)

Таким чином, відлік відносного руху штока ведеться від його положення y_{cm} . З урахуванням розглянутої моделі процесу ущільнення рух системи під дією вібраційного навантаження описується наступною системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 y_1'' + c_1 y_1 + c_2 (y_1 - y_2) + b_1 y_1' + b_2 (y_1' - y_2') = 0; \\ m_2 y_2'' + c_2 (y_2 - y_1) + b_2 (y_2' - y_1') - F(z, z') = 0; \\ m_3 y_3'' + c_3 (y_3 - y_4) + F(z, z') = 0; \\ m_4 y_4'' + c_3 (y_4 - y_3) = P(\omega t) \end{cases}, \quad (4.1)$$

де $z = y_3 - y_2$

Початкові умови при $t = 0$ мають вигляд

$$\begin{aligned} y_1 = y_2 = y_3 = y_4 = 0; \\ y_1' = y_2' = y_3' = y_4' = 0 \end{aligned} \quad (4.2)$$

У загальному випадку збурюючу силу $P(\omega t)$ слід визначати з урахуванням додаткових диференціальних рівнянь, що описують рух робочого елемента віброзбуджувача. Однак можна припустити, що вплив динаміки віброзбуджувача на процес вібраційного ущільнення незначний

Вираз для сили опору впровадженню $F(z, z')$, що входить в рівняння системи (4.31), має вигляд

$$F(z, z') = f(z) \cdot \text{sign} z'. \quad (4.3)$$

Функція $\text{sign} z'$ відображає зміну напрямку сили тертя при зміні напрямку швидкості z' відносного руху штока. З огляду на формули (4.2) і (4.3), систему диференціальних рівнянь (4.1) можна представити в наступному вигляді:

$$\begin{cases} m_1 y_1'' + c_1 y_1 + c_2 (y_1 - y_2) + b_1 y_1' + b_2 (y_1' - y_2') = 0; \\ m_2 y_2'' + c_2 (y_2 - y_1) + b_2 (y_2' - y_1') - f(y_2 - y_3) \cdot \text{sign}(y_2' - y_3') = 0; \\ m_3 y_3'' + c_3 (y_3 - y_4) + f(y_3 - y_2) \cdot \text{sign}(y_3' - y_2') = 0; \\ m_4 y_4'' + c_3 (y_4 - y_3) = P(\omega t) \end{cases}, \quad (4.4)$$

Для чисельного рішення системи рівнянь (4.3) використовуємо метод Рунге-Кутти четвертого і шостого порядків точності, представивши систему (4.3) в нормальній формі Коші:

$$\begin{cases} z_1 = y_1'; \\ z_1' = -\frac{1}{m_1} [c_1 y_1 + c_2 (y_1 - y_2) + b_1 z_1 + b_2 (z_1 - z_2)]; \\ z_2 = y_2'; \\ z_2' = -\frac{1}{m_2} [c_2 (y_2 - y_1) + b_2 (z_2 - z_1) - f(y_2 - y_3) \cdot \text{sign}(z_2 - z_3)]; \\ z_3 = y_3'; \\ z_3' = -\frac{1}{m_3} [c_3 (y_3 - y_4) + f(y_3 - y_2) \cdot \text{sign}(z_3 - z_2)]; \\ z_4 = y_4'; \\ z_4' = -\frac{c_3}{m_3} (y_4 - y_3) + \frac{P(\omega t)}{m_4}. \end{cases} \quad (4.5)$$

З початковими умовами при $t = 0$:

$$\begin{aligned} y_1 = y_2 = y_3 = y_4 = 0; \\ z_1 = z_2 = z_3 = z_4 = 0 \end{aligned} \quad (4.6)$$

В результаті чисельного розрахунку знайдені переміщення і швидкості елементів моделі, представлені на рис. 4.2.

У загальному випадку кожен параметр руху штока є сумою двох складових – повільної та швидкої періодичної, для якої середнє значення за період дорівнює нулю.

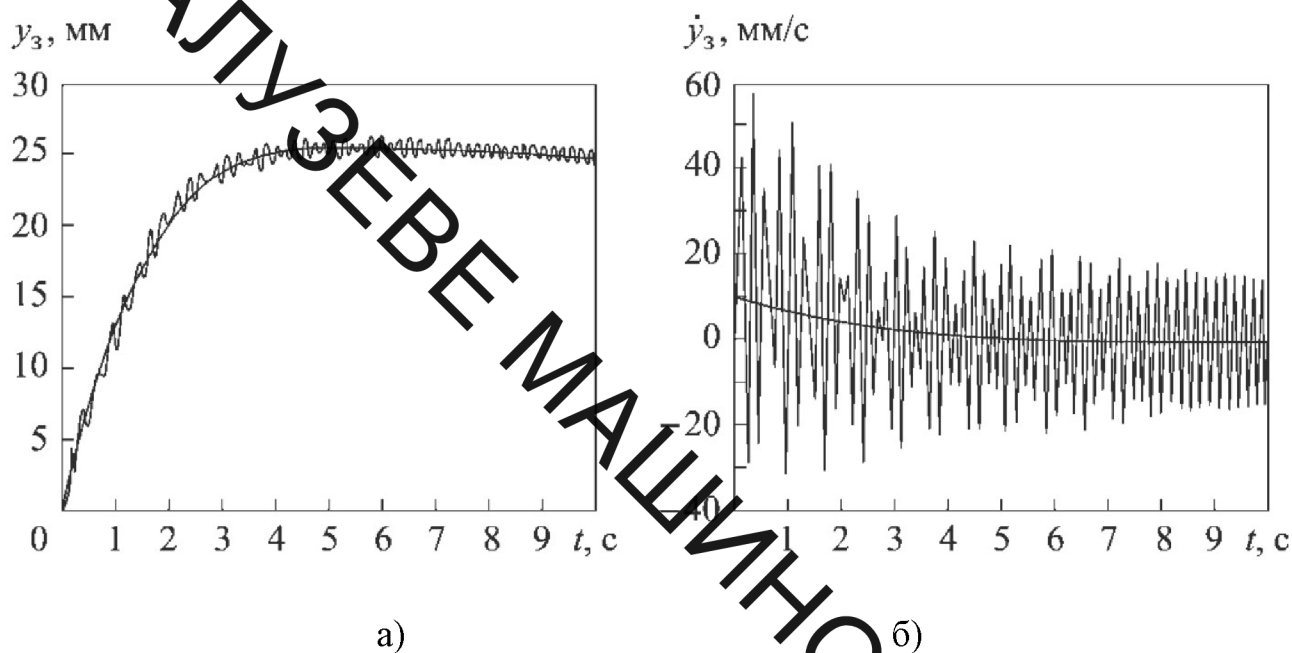


Рисунок 4.2 – Графіки переміщення (а) і швидкості (б) штока в залежності від часу

Процес вібраційного ущільнення доцільно припиняти, коли повільна швидкість штока стає рівною нулю, при цьому шток заглиблюється в стакан на глибину, яка вважається гранично досяжною ступенем ущільнення сипучої суміші (при заданих параметрах установки і зовнішнього навантаження).

Як випливає з графіків, обрана модель цілком задовільно описує якісну картину процесу вібраційного ущільнення сипучих матеріалів. За допомогою даної моделі можна визначити граничну ступінь ущільнення (максимальне переміщення) і динамічну реакцію на основу.

4.2 Математична модель вібробуджувача

Для забезпечення роботи вібраційного приводу установки в її приводі використовується золотниковий вібробуджувач, структурно-розрахункова схема якого показана на рисунку 4.3 [6].



1 –золотник; 2 – спіральна пружина; 3 – запірний елемент виконаний у вигляді кульки; 4 – регулювальна гайка; 5 – бак гідросистеми; 6 – кільцеві проточки корпусу; 7, 8 – дроселюючі елементи

Рисунок 4.3 – Структурно-розрахункова схема золотникового вібробудувача

Динамічна модель розробленого золотникового вібробудувача, що побудована із використанням тіл Кельвіна-Фохта показана на рисунку 4.4.

Для побудови та математичного опису структурно-конструкторської схеми та динамічної моделі золотникового вібробудувача використовувалися наступні умовні позначення:

m_1 – вага золотника;

K_1, K_0 , – лінійна жорсткість пружини 2 (рис.4.3) та гідравлічної лінії відповідно;

C_1, C_0 – в'язке тертя елементів клапана;

R_1 – так зване сухе тертя рухомих елементів клапана;

Q_N – подача насоса гідростанції;

F_H – сила зовнішнього корисного навантаження;

f_1, f_2 та $f_{др}$ – площі поперечного перерізу поверхонь поршня та дроселя відповідно;

x_1 – переміщення маси m_1 вздовж осі x (x_0 – початкове зміщення);

x_{01} – величина попереднього стиснення пружини;

l_1, l_2, l_3 – довжини гідравлічних ліній.

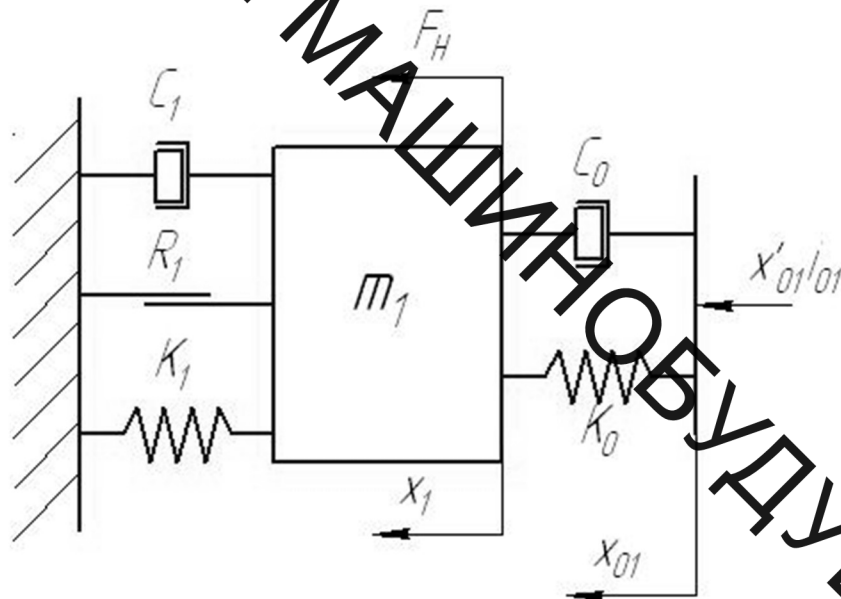


Рисунок 4.4 – Динамічна модель золотникового вібробудувача

При здійсненні математичного опису динамічної моделі золотникового вібробудувача були прийняті наступні припущення:

- для досягнення максимальної жорсткості системи, враховуючи особливості будови гідросистеми вібраційних приводів, було прийнято, що об'єми гідроліній повинні бути мінімальними, а робоча рідина має бути представлена у вигляді пружної зосередженої моделі, [4];

- умовно прийнято, що стінки каналів та трубопроводів є абсолютно жорсткими;

- хвильові процеси в лініях гідросистеми, не впливають на динаміку системи, через їх незначну довжину;
- ударні взаємодії мас є малоімовірними і тому в початкових рівняннях руху плунжера не враховуються
- через зазори між спряженими елементами витоки робочої рідини є значно нижчими у порівнянні із подачею гідравлічного насоса і тому не враховуються в вихідних диференціальних рівняннях руху;
- гідродинамічні сили, що можуть виникати у процесі роботи золотникового вібробуджувача є невеликими у порівнянні з силами пружного повернення, опору та силами, що збуджують переміщення плунжера;
- протягом робочого циклу вібраційної установки приведений об'ємний модуль пружності гідравлічної системи приймається постійним;
- гідравлічний опір зливної лінії у вихідних залежностях не враховуються, оскільки його значення через незначну довжину зливної лінії, – невеликий.

З метою отримання максимальної жорсткості гідравлічної системи, об'єм напірних ліній та усіх порожнин, необхідно звести до мінімуму, що дозволить знехтувати вагою робочої рідини в них та замінити їх ідеалізованими безмасовими пружинами з жорсткістю K_0 , K_1 і демпферами з в'язкістю C_1 , C_0 [4, 29].

Гідравлічна ланка представлена у вигляді безмасової пружини жорсткістю K_0 та демпфера із в'язкістю C_0 , деформується з постійною швидкістю, [8]:

$$v_0 = \frac{Q_H}{f_0},$$

де $Q_H = \text{const}$ – подача гідронасоса станції;

f_0 – усереднена площа тиску гідравлічної лінії, що визначається залежністю:

$$f_0 = \frac{\sum_1^n (l_i \cdot f_i)}{\sum_1^n l_i};$$

l_i, f_i – довжини та площі поперечного перерізу окремих каналів відповідно.

Канали напірної порожнини золотникового вібробудувача взаємодіють із масою m_1 . Зміна величини цієї взаємодії визначається передаточним відношенням i_{01} . Переміщенню маси m_1 протидіють пружний та в'язкий опори, що визначається коефіцієнтами жорсткості K_1, K_0 і в'язкістю C_1, C_0 , а також силою сухого тертя – R_1 . Окрім вищевказаних сил на робочу ланку золотникового вібробудувача також діє сила технологічного навантаження – F_H .

Керуючись законом Гука для рідини за відомою залежністю можна, [4] визначити жорсткість гідравлічної системи для кожної окремо взятої ділянки гідравлічної системи у наступному вигляді:

$$K_{01} = \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_0 + f_1 \cdot x} \quad (4.7)$$

де χ – зведений об'ємний модуль гідравлічної системи;

W_0 – початковий об'єм напірної лінії гідравлічної системи;

f_1 – площа поперечного перерізу плунжера;

x – координата руху маси m_1 .

Як правило $W_0 \geq f_1 \cdot x$, тоді $K_{01} \approx \frac{f_0^2 \cdot \chi}{W_0} = const$.

Передаточне відношення i_{01} можна розрахувати за умови рівності миттєвого тиску робочої рідини, що діє на гідравлічну ланку та площу поперечного перерізу відповідної лінії гідравлічного приводу:

$$\frac{K_{01} \cdot x_{01}}{f_0} = \frac{i_{01} \cdot K_{01} \cdot (x_{01} - x_1)}{f_1} \quad (4.8)$$

З формули (4.8) можна вивести залежність для визначення передаточного відношення:

$$x_{01} = \left(\frac{f_1}{f_0} \right) \cdot \left[\frac{x_{01}}{(x_{01} - x_1)} \right] \quad (4.9)$$

де x_{01} – початкова деформація гідролічної ланки.

Добуток $i_{01}K_{01} = K_{11}$ – представляє собою коефіцієнт жорсткості, гідролічної системи, який приведено до маси m_1 .

Робочий цикл золотникового вібробудувача можна розділити на два етапи – прямий і зворотній хід плунжера.

На основі принципу Даламбера та прийнятої динамічної моделі золотникового вібробудувача (див. рис. 4.10), ми можемо записати рівняння руху (для прямого ходу) маси m_1 у вигляді:

$$m_1 \ddot{x}_1 = i_{01}k_0(x_{f1} - x_1) - k_1(x_1 + x_0) - i_{01}^{0,5}C_0(\dot{x}_{f1} - \dot{x}_1) - C_1\dot{x}_1 - R - F_H; \quad (4.10)$$

$$0 \leq x_1 \leq h_c;$$

$$x_0 \leq x_{0\max}$$

Для того щоб отримати однозначний розв'язок рівняння (4.10), необхідно додати до нього рівняння витрат. Після чого отримаємо:

$$Q_H = \dot{x}_0 k_0 f_0^{-1} W_0 + \zeta_1 \pi d h_c \sqrt{2k_0 / \rho} \times \sqrt{(x_{f1} i_{01} f_1^{-1})} + Q_{op}, \quad (4.11)$$

де ζ_1 – коефіцієнт витрати через негативне перекриття запірного елемента.

x_{fl} – деформація гідравлічної ланки зведена до площі f_1 .

На основі відомих методик [3, 4], залежність для визначення зміни тиску в робочій порожнині золотникового вібробуджувача $p(t)$ на початковому етапі його роботи можна записати у вигляді:

$$p(t) = K_0 \frac{x_0 - x_1}{f_2}. \quad (4.12)$$

Для запропонованої динамічної моделі золотникового вібробуджувача (див. рис. 4.10), початкове зміщення можна записати у вигляді:

$$x_0 = \frac{Q_H}{f_{pl}} (\tau_{зат} + t). \quad (4.13)$$

Початок зміщення маси m_1 ($x_1 = 0$), що починається із моменту певного затримання $\tau_{зат}$, приводить до деформації пружної ланки K_0 зусиллям величиною $R_m = K_0 x_0 (\tau_{зат})$.

Вказане зусилля визначається зусиллями попереднього натягу $P_0 = K_0 x_{01}$ спіральної пружини пружного повернення плунжера.

Враховуючи вищесказане, рівняння руху маси плунжера m_1 можна записати у вигляді:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \zeta_0 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (C_0 + C_1) \frac{dx_1}{dt} + (K_0 + K_1) x_1 = K_0 x_0. \quad (4.14)$$

Використовуючи відомий метод лінеаризації, який докладно розглядається у [7, 8], отримаємо розв'язок рівняння (4.10)

$$x_1 = \frac{K_0 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1) \cdot f_2} \cdot t - \frac{K_0 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1) \cdot f_{нл}} \sqrt{\frac{m_1}{K_0 + K_1}} \cdot \frac{e^{\sqrt{\frac{K_0 + K_1}{m_1}} \cdot t}}{\left(\sqrt{1 - \beta^2}\right)^3} \cdot \sin G \cdot t. \quad (4.15)$$

де використано наступні заміни:

$$\beta = \frac{a}{2} \sqrt{(K_0 + K_1) \cdot m_1},$$

$$G = \left(\sqrt{\frac{K_0 + K_1}{m_1}} \right) \sqrt{1 - \beta^2}.$$

Підставивши рівняння витрат (4.5) в залежність для визначення зміни тиску (4.6), ми отримаємо рівняння зміни тиску в порожнині золотникового віброзбуджувача:

$$p(t) = \frac{K_0 \cdot x_{деф}}{f_2} + \frac{K_0 \cdot K_1}{K_0 + K_1} \cdot \frac{Q_H}{f_2} \cdot t - \frac{K_0^2 \cdot Q_H}{(K_0 + K_1) \cdot f_2^2} \cdot \sqrt{\frac{M_{np}}{K_0 + K_1}} \cdot \sin \sqrt{\frac{K_0 + K_1}{m_1}} \cdot t. \quad (4.16)$$

Для даного золотникового віброзбуджувача максимальний тиск у його робочій порожнині є рівним тиску p_1 налаштування спрацьовування запірного елемента виконаного у вигляді кульки.

Теоретичний період пульсацій тиску в робочій порожнині золотникового віброзбуджувача можна записати у вигляді:

$$T = t + t_{ск} + t_l,$$

де $t_{\text{ск}}$ – час падіння тиску у робочій порожнині золотникового вібробуджувача;

t_1 – час, що витрачається на заповнення робочого об'єму гідравлічної системи при $p_1 = p_2 \approx 0$

t – час затухання коливань плунжера після гальмування в кінці зворотного ходу.

Виконавши розв'язок рівнянь 4.16 та 4.11 відносно початкових даних, які представлені у таб. 4.1 та були отримані шляхом аналізу подібних пристроїв, ми отримали графіки переміщення золотника гідравлічного вібробуджувача (верхня лінія на графіку рис. 4.5) та зміни тиску в порожнині виконавчого гідроциліндра (нижня лінія на графіку рис. 4.5).

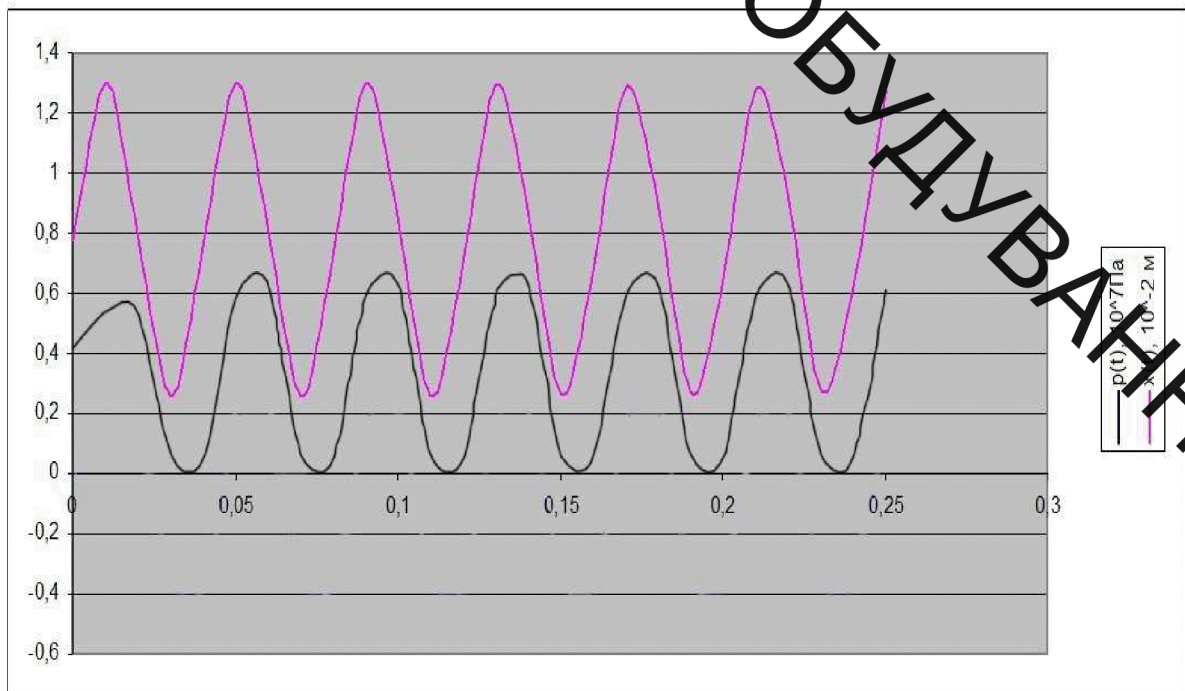


Рисунок 4.5 – Графіки переміщення плунжера золотникового вібробуджувача $x(t)$ та зміни тиску у робочій порожнині $p(t)$

В результаті розрахунків ми, також, отримали дані, що золотник гідравлічного вібробудувача, при заданих початкових даних) рухається з частотою 25 Гц та амплітудою коливань 6 мм, максимальне значення тиску у робочій порожнині гідравлічного вібробудувача становить, $-p_1 = 13 \cdot 10^6$ Па, а тиск відкриття гідравлічного вібробудувача, $-p_1 = 3 \cdot 10^6$ Па.

Графік зміни швидкості $v(t)$ руху золотника гідравлічного вібробудувача зображено на рис. 4.6, що є результатом диференціації рівняння руху (4.15). За результатами розрахунків, було встановлено, що максимальна швидкість руху плунжера гідравлічного вібробудувача становить 30 м/с.

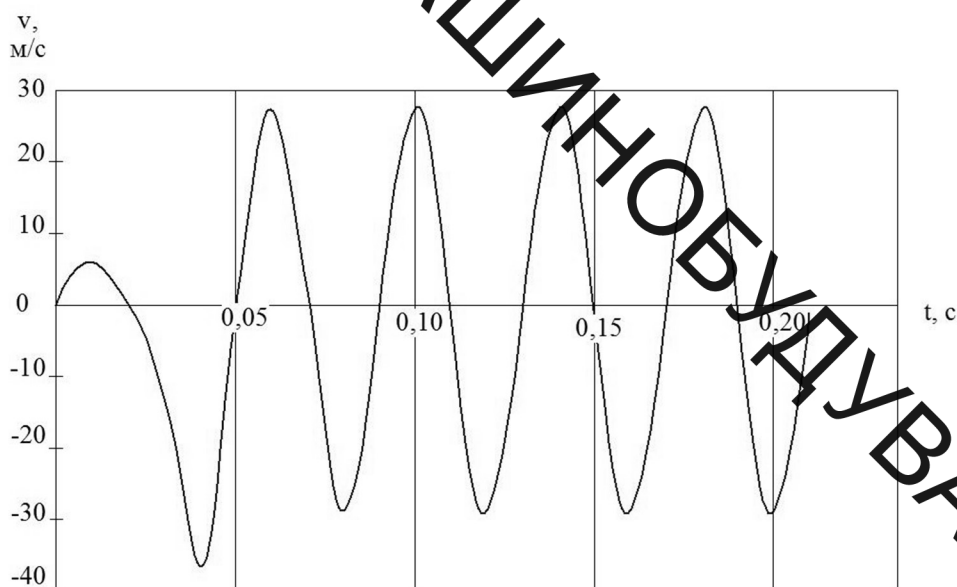


Рисунок 4.6 – Графік зміни швидкості $v(t)$ поршня гідравлічного золотникового вібробудувача

Таблиця 4.1 – Вхідні дані для комп'ютерного аналізу математичної моделі золотникового вібробудувача

K_0 , Н/м	Жорсткість гідравлічної пружини	$24 \cdot 10^6$
K_1 , Н/м	Жорсткість пружини	$1,02 \cdot 10^5$
Q_n , м ³ /с	Подача насоса	0,023

Продовження таб. 4.1

$f_{pl}, \text{м}^2$	Площа поперечного перерізу плунжера	0,0035
$M_l, \text{кг}$	Маса плунжера з приєднаною до нього корисною вагою	82
$X_0, \text{м}$	Попередня деформація пружини	0,04

Важливим завданням у подальшій роботі в цій області дослідження повинно бути створення прототипу та порівняння теоретичних даних з практичними.

РОЗДІЛ 5
РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

5.1 Розрахунок конструктивних параметрів віброустановки

Площу поперечного перерізу плунжера виконавчого гідроциліндра знаходимо, прирівнюючи середню роботу сил тиску по шляху максимального переміщення вібростола $H_{1\max}$ кінетичної енергії його коливань з частотою ν_{\max} :

$$f_1 = \frac{4\pi^2 \cdot \nu_{\max}^2 \cdot H_{1\max} \cdot m_1}{P_1 + P_2};$$

Приймаємо, що при $\nu_{\max} = 35 \text{ Гц}$, $H_{1\max} = 0,5 \cdot 10^3 \text{ м}$.

Тоді маємо:

$$f_1 = \frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 35^2 \cdot 3500 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{(10 + 0,5) \cdot 10^6} = 8,06 \cdot 10^{-3};$$

Звідки діаметр плунжера:

$$d_1 = \sqrt{\frac{f_1}{0,785}} = 0,1013 \text{ м};$$

Округляємо значення величини діаметра плунжера до ближнього стандартного значення: $d_1 = 1,1 \cdot 10^{-1} \text{ м}$;

Відповідно $f_{nl} = 9,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$;

Враховуючи діаметр штока (на якому закріплений кульковий запірний елемент) $d_{nl} = 25 \text{ мм}$, то

$$f_1 = \frac{\pi(D_1^2 - d_{um}^2)}{4} = 9,01 \cdot 10^{-10} \text{ м};$$

Знаходимо амплітуду вібростола при мінімальній частоті (заданій)

$$H_{1\max} = \frac{f_1(P_1 + P_2)}{4\pi^2 \cdot \nu_{\min}^2 \cdot m_1} = \frac{9,01 \cdot 10^{-3} \cdot (10 + 0,5) \cdot 10^6}{4 \cdot (3,14)^2 \cdot 5^2 \cdot 3500} = 2,7 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

По заданій $H_{1\max} = 3 \cdot 10^{-3}$ можна забезпечити частоту:

$$\nu = \frac{0,5}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{f_1 \cdot (P_1 + P_2)}{m_1 \cdot H_{1\max}}} = \frac{0,5}{3,14} \cdot \sqrt{\frac{9,01 \cdot 10^{-3} \cdot 10,5 \cdot 10^6}{3500 \cdot 3 \cdot 10^{-3}}} = 26,17 \text{ Гц};$$

Розраховуємо жорсткість гідросистеми:

$$k_0 = \frac{f_0^2 \cdot k}{w_0} = \frac{(4,9 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{10^{-3}} = 0,336 \cdot 10^6 \text{ Н/м};$$

Знаходимо зусилля стаціонарного опору переміщення вібростолу:

$$P_{01} = k_1 \cdot x_{01} + m_1 \cdot g = 2 \cdot 10^6 \cdot 20 \cdot 10^{-3} + 3500 \cdot 9,8 = 74335 \text{ Н};$$

Розраховуємо початкову деформацію ланки гідросистеми:

$$y_{01} = \frac{n_{01}}{i_{01}^2 \cdot k_0};$$

де i_{01} – передаточне число;

$$i_{01} = \frac{f_1}{f_0} = \frac{9,01 \cdot 10^{-3}}{4,9 \cdot 10^{-4}} = 18,39;$$

$$\text{Тоді } y_{01} = \frac{74335}{18,39^2 \cdot 0,336 \cdot 10^6} = 6,54 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

Визначаємо прискорення інерційної маси в момент зворотнього ходу вібростолу:

$$\begin{aligned} \omega_1' &= \frac{k_1 \cdot (x_{01} + H_{1\max}) + m_1 \cdot g - P_2 \cdot f_2 \cdot 0,5}{m_1} = \\ &= \frac{2 \cdot 10^6 \cdot (20 \cdot 10^{-3} + 3 \cdot 10^{-3}) + 3500 \cdot 9,81 - 0,5 \cdot 0,5 \cdot 10^6 \cdot 9,01 \cdot 10^3}{3500} = 22,3 \text{ м/с}; \end{aligned}$$

Знаходимо власні циклічні частоти:

$$\omega_{01}^2 = \frac{i_{01}^2 \cdot k_0 + k_1}{m_1} = \frac{18,39^2 \cdot 0,336 \cdot 10^6 + 2 \cdot 10^6}{3500} = 3,3 \cdot 10^4;$$

Тоді: $\omega_{01} = \sqrt{3,3 \cdot 10^4} = 181,76 \text{ рад/с};$

Звідки частота:

$$\nu_{01} = 28,9 \text{ Гц};$$

Розраховуємо подачу гідронасоса:

$$\begin{aligned} Q_n &= \frac{v_{\max} \cdot f_1}{i_{01}^2 \cdot k_0} \cdot [2,4 \cdot H_{1\max} \cdot (i_{01}^2 \cdot R_0 + R_1) + P_{01} \pm 2 \cdot m_1 \cdot \omega_1'] = \\ &= \frac{35 \cdot 9,01 \cdot 10^{-3}}{(18,39)^2 \cdot 0,336 \cdot 10^6} \cdot [2,4 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot (18,39 \cdot 0,336 \cdot 10^6 + 2 \cdot 10^6) + \\ &\quad + 74335 \pm 2 \cdot 3500 \cdot 22,3] = 1,582 \cdot 10^{-4} \dots 1,024 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \end{aligned}$$

Приймаємо насос НШ-67 з $Q_n = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ з метою розширення технічних можливостей віброустановки.

Швидкість руху поршня при схемі підключення гідроциліндра, показаній на рис. буде визначатись по формулі:

$$V = 1270 \cdot \frac{Q_n}{(D^2 - d^2)} \text{ м/хв},$$

де Q_n – витрати насоса, л/хв D – зовнішній діаметр поршня циліндра
 d – діаметр штока, мм.

Підставляючи чисельні значення отримаємо:

$$V = 1270 \cdot \frac{84}{(110^2 - 25^2)} = 93 \text{ м/хв};$$

Основні параметри гідро циліндра.

Схема підведення тиску.

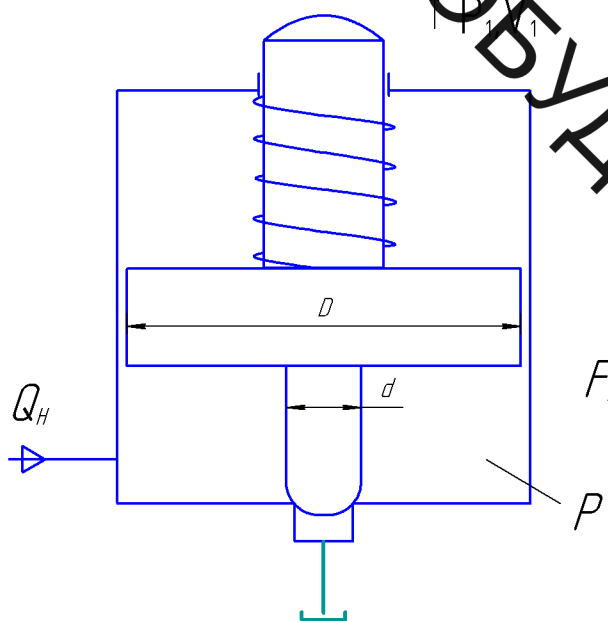


Рисунок 5.1 – Схема підключення гідроциліндра

При цьому сила на штоці складас:

$$P_1 = 100 \cdot K_{mp} \cdot p \cdot F_1, [H]$$

де $K_{тр}=0,9 \dots 0,98$ коефіцієнт, що враховує втрати на тертя;

p – тиск робочої рідини, МПа; ($p = 10$ МПа);

F_1 – площа поршня, $см^2$, ($F_1=90,1$ $см^2$),

Тоді сила на штоці:

$$P_1 = 100 \cdot 0,9 \cdot 10 \cdot 90,1 = 81090 \text{ Н.}$$

Визначаємо діаметр зливного умовного проходу:

Визначаємо з умови, що він повинен перепускати витрати рідини в (2...3)

Q_n .

При допустимій швидкості її руху прийнятій для машинобудівних гідроприводів, для діапазону тисків $10 \dots 15$ МПа $V_{дон} = 8$ м/с, тоді

$$0,785 \cdot D_y^2 \cdot V_{дон} = (2 \dots 3) \cdot Q_n;$$

Звідки:

$$D_y = \sqrt{\frac{(2 \dots 3) \cdot Q_n}{0,785 \cdot V_{дон}}};$$

Підставивши числові значення отримаємо:

$$D_y = \sqrt{\frac{(2 \dots 3) \cdot 1,4 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 8}} = 0,021 \dots 0,025 \text{ м};$$

Приймаємо: $D_y = 25$ мм;

Розрахуємо площу прохідного перерізу, що утвориться при відкритті кульки запірного органу, необхідну для перепускання $Q_{зл} = (2 \dots 3) \cdot Q_n$;

Витрати через щілину визначаються по формулі:

$$Q_{зл} = \mu \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{2(p - p_{зл})}{\rho}} \text{ м/с};$$

де μ – коефіцієнт витрат ($\mu = 0,7$);

δ – площа прохідного перерізу щілини м^2 ;

p – тиск робочої рідини, Па ;

$p_{зл}$ – тиск на злив; ($p_{зл} = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$)

ρ – щільність масла Н/м^3 ; ($\rho = 9000 \text{ Н/м}^3$)

Звідки знайдемо площу прохідного перерізу щілини:

$$\delta = \frac{Q_{зл}}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot (p - p_{зл})}}, \text{ м}^2;$$

Підставивши чисельні значення отримаємо:

$$\delta = \frac{(2,8 \cdot 10^{-3} \dots 4,2 \cdot 10^{-3})}{0,7} \cdot \sqrt{\frac{9000}{2 \cdot (10 - 0,5) \cdot 10^6}} = 8,7 \cdot 10^{-5} \dots 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

5.2 Перевірочний розрахунок циліндра на міцність

Цей розрахунок направлений на перевірку можливості використання силового циліндра.

Вихідні данні:

$D_1 = 11 \text{ см}$ – внутрішній діаметр;

$P_1 = 3500 \text{ кг}$ – задане зусилля.

Визначимо робочий тиск циліндра:

$$P = \frac{4 \cdot P_1}{\pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 3500}{3,14 \cdot 11^2} = 36,9 \text{ кг/см}^2;$$

Приймаємо $P_0 = 40 \text{ кг/см}^2$;

Розрахунок товщини стінок циліндра під дією внутрішнього тиску P_0 :

$$\sigma_t = \frac{P_0 \cdot P}{2 \cdot \rho} \leq [\sigma_t];$$

де ρ – товщина стінки циліндра;

σ_t – номінальна напруга в тангенціальному напрямку;

$[\sigma_t] = 600 \text{ кг/см}^2$ – допустима напруга, для сталі 35 з врахуванням витривалості.

$$\rho \geq \frac{P_0 \cdot D}{2 \cdot [\sigma]} = \frac{40 \cdot 11}{2 \cdot 600} = 0,367 \text{ см};$$

З конструктивних міркувань приймаємо $\rho = 1,5 \text{ см}$;

5.3 Розрахунок пружин повернення

Вихідні данні

$h = 3 \text{ мм}$ – максимальна робоча деформація пружин;

$P_1 = 4000 \text{ кг}$ – початкове зусилля;

$P_2 = 4600 \text{ кг}$ – робоче зусилля;

Жорсткість системи визначаємо по формулі:

$$z = \frac{P_0 - P_2}{h} = \frac{4600 - 4000}{3} = 200 \text{ кгс/мм};$$

В установці використовуємо чотири пружини, тоді жорсткість одної:

$$z_i = \frac{z}{n} = \frac{200}{4} = 50 \text{ кгс/мм};$$

Попереднє зусилля одної пружини:

$$P_1 = \frac{4000}{4} = 1000 \text{ кгс};$$

Робоче зусилля для однієї пружини:

$$P_2 = \frac{4600}{4} = 1150 \text{ кгс};$$

Максимальне зусилля:

$$P_3 = \frac{P_2}{1-0,1} = \frac{1150}{0,9} = 1280 \text{ кгс};$$

По P_3 вибираємо пружину і ведемо по ній подальші розрахунки.

Вибираємо пружину II класу, розряд 3.

Значення параметрів пружини:

$$P_3 = 1280 \text{ кгс};$$

$d = 18 \text{ мм}$ – діаметр дроту;

$D = 55 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр пружини;

$z_1 = 635 \text{ кгс/мм}$ – жорсткість одного витка;

$f_3 = 8,4 \text{ мм}$ – найбільший прогин одного витка.

Кількість робочих витків пружини:

$$n_1 = \frac{z_1}{z_i} = \frac{635}{50} = 12,5$$

Повна кількість витків при двох неробочих:

$$n_0 = n_1 + n_2 = 12,5 + 2 = 14,5;$$

Визначимо середній діаметр пружини:

$$D_0 = B - d = 55 - 18 = 37 \text{ мм};$$

Індекс пружини:

$$C = \frac{D_0}{z_i} = \frac{55}{18} = 3,06;$$

Попередня деформація пружини:

$$F_1 = \frac{P_1}{z_i} = \frac{1000}{50} = 20 \text{ мм};$$

Робоча деформація пружини:

$$F_2 = \frac{P_2}{z_i} = \frac{1150}{50} = 23 \text{ мм};$$

Максимальна деформація при дотиканні витків пружини:

$$F_3 = \frac{P_3}{z_i} = \frac{1280}{50} = 25,6 \text{ мм};$$

Висота пружини при максимальній деформації:

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3) \cdot d = (12,5 + 1 - 1,5) \cdot 18 = 216 \text{ мм};$$

де $n_3 = 1,5$ – кількість прошліфованих витків.

Висота пружини в вільному стані:

$$H_0 = H_3 + F_3 = 216 + 25,6 = 241,6 \text{ мм};$$

Висота пружини при попередній деформації:

$$H_1 = H_0 - F_1 = 241,6 - 20 = 221,6 \text{ мм};$$

Висота пружини при робочій деформації:

$$H_2 = H_0 - F_2 = 241,6 - 23 = 218,6 \text{ мм};$$

Крок пружини:

$$t = f_3 + d = 8,4 + 18 = 26,4 \text{ мм};$$

Довжина розвернутої пружини:

$$L = 3,2 \cdot D_0 \cdot n_1 = 3,2 \cdot 37 \cdot 12,5 = 1480 \text{ мм};$$

Критична швидкість:

$$V_{кр} = \frac{\tau_3(1 - P_2/P_3)}{3,58}, \text{ м/с};$$

при $\delta = 0,1$ і $\tau_3 = 96 \text{ кгс/мм}^2$;

$$V_{кр} = \frac{96 \cdot (1 - \frac{1150}{1280})}{3,58} = 2,86 \text{ м/с};$$

Відношення:

$$\frac{V_0}{V_{кр}} = \frac{1}{2,68} = 0,37 \leq 1;$$

Отже буде відсутнє співударіння витків і пружина буде задовольняти заданим умовам.

РОЗДІЛ 6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

6.1 Розрахунок витрат на проведення НДДКР з дослідження підвищення ефективності процесів вібраційного ущільнення ливарних сумішей

В техніко-економічному обґрунтуванні представленому в першому розділі даної магістерської кваліфікаційної роботи було приблизно обґрунтовано доцільність проведення НДДКР. Тому в даному розділі будуть проведені більш детальні розрахунки витрат на проведення НДДКР з дослідження підвищення ефективності процесів вібраційного ущільнення ливарних сумішей.

Для економічного розрахунку проведення НДДКР потрібно скласти кошторис витрат, який передбачає розрахунок визначених основних статей витрат.

Основна заробітна плата дослідників та розробників, яка розраховується за формулою [16]:

$$Z_o = \frac{M}{T_p} \cdot t, \quad (6.1)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (дослідника), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці, 21 дн;

t – число днів роботи розробника (дослідника).

Проведені розрахунки зводимо до таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Основна заробітна плата дослідників та розробників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
1. Керівник проекту	13655,25	650,25	63	40965,75
2. Науковий співробітник	12623,10	601,10	63	37869,30
3. Інженер-конструктор	11928,00	568,00	42	23856,00
4. Інженер-технолог	11928,00	568,00	30	17040,00
5. Технік-лаборант	8968,2	424,2	25	10605,00
Разом				130336,05

Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p), що здійснюють встановлення обладнання необхідного для досліджень, складання та попереднє налагодження, розраховуються на основі норм часу, які необхідні для виконання даної роботи, за формулою [1]:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n t_i \cdot C_i \cdot K_c \quad (6.2)$$

де t_i - норма часу (трудомісткість) на виконання конкретної роботи, годин;

n - число робіт по видах та розрядах;

K_c - коефіцієнт співвідношень, який установлений в даний час Генеральною тарифною угодою між Урядом України і профспілками, $K_c = 1$;

C_i - погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, який виконує відповідну роботу, грн./год.

C_i визначається за формулою [1]:

$$C_i = \frac{M_m \cdot K_i}{T_p \cdot T_{zm}}, \quad (6.3)$$

де, M_m - мінімальна місячна оплата праці, грн., $M_m = 50000,00$ грн.;

K_i - тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду;

T_p - число робочих днів в місяці, $T_p = 21$ дн;

T_{zm} - тривалість зміни, $T_{zm} = 8$ годин.

Проведені розрахунки заносимо до таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Витрати на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Трудомі- ст-кість, нормо- годин	Розряд роботи	Тарифни й коефіціє нт	Погодинн а тарифна ставка, грн.	Величина оплати, грн.
1. Заготівельні	64,0	3	1,35	51,42	3290,88
2. Обробні токарні	8,0	5	1,7	64,76	518,08
3. Обробні фрезерні	12,5	5	1,7	64,76	809,5
4. Зварювальні	15,8	7	2,2	83,8	1324,04
5. Доводочні	18,6	5	1,7	64,76	1204,54
6. Монтаж дослідної установки	24,0	4	1,5	57,14	1371,36
7. Монтаж дослідних компонентів (сумарний обсяг)	8,0	4	1,5	57,14	457,12
8. Монтаж пристроїв	16,0	4	1,5	57,14	914,24
9. Налагоджувальні	6,4	5	1,7	64,76	414,46
10. Регулювальні	5,6	6	2,0	76,2	426,72
Разом					10731,8

Додаткова заробітна плата розробників, дослідників та робітників, які приймали участь в розробці НДДКР з дослідження підвищення ефективності процесів вібраційного ущільнення ливарних сумішей розраховується як 10 % від основної заробітної плати розробників та робітників:

$$Z_d = Z_o \cdot 12 / 100\% \quad (6.4)$$

$$Z_d = (130336,05 + 10731,8) \cdot 12 / 100 \% = 16928,142 \text{ (грн.)}$$

Нарахування на заробітну плату дослідників та робітників

Згідно діючого законодавства нарахування на заробітну плату складають 22 % від суми основної та додаткової заробітної плати:

$$H_z = (Z_o + Z_d) \cdot 22 / 100\% \quad (6.5)$$

$$H_z = (130336,05 + 10731,8 + 16928,142) \cdot 22 / 100\% = 292159,12 \text{ (грн.)}$$

Перелік основних матеріалів на даному етапі проведення НДДКР з дослідження підвищення ефективності процесів вібраційного ущільнення ливарних сумішей пов'язаний з вивченням характеристик вібраційної установки, тому необхідно врахувати основні матеріали на виготовлення установки та проведення самих експериментів.

Витрати на матеріали, що були використані при проведенні досліджень, розраховуються по кожному виду матеріалів за формулою [1]:

$$M = \sum_1^n H_i \cdot C_i \cdot K_i \quad (6.6)$$

де, - H_i - витрати матеріалу i -го найменування, кг;

C_i - вартість матеріалу i -го найменування, грн./кг.;

K_i - коефіцієнт транспортних витрат, $K_i = 1,1$;

n - кількість видів матеріалів,

Проведені розрахунки зводимо до таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Витрати на основні матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Одиниця виміру	Ціна за одиницю, грн.	Витрачено	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Оформлення результатів дослідження				
Папір канцелярський	уп.	130,00	2	260,00
Компакт-диски	шт.	9,80	3	29,40
Канцелярські товари	компл.	136,00	3	408,00
Тонер для принтера	кг	5760,00	0,011	62,18
Матеріали для виготовлення установки та проведення досліджень				
Лист гарячекатаний 2,5x1000x2000 мм (Сталь 3пс)	м ²	4515,00	4	18060,00
Смуга 40x4,0 мм (Сталь 3пс)	м	22,68	15	340,20
Кутик 50x50x4 (Сталь 3пс)	м	75,18	45	3383,10
Швелер №6,5 (Сталь 3пс)	м	88,45	16	1415,20
Органічний продукт (зерно)	кг	5,40	50	270,00
Мастильні матеріали (типу ЦИАТИМ)	кг	65,00	1	65,00
Захисні лако-фарбові матеріали	кг	260,00	2	520,00

Продовження таб. 6.3

Електроди зварювальні (Моноліт-36)	кг	95,00	2,5	237,50
Всього				30708,40

З врахуванням транспортних витрат вартість матеріалів складе

$$M = 30708,40 \cdot 1,1 = 33779,24 \text{ грн.}$$

Витрати на комплектуючі та пристрої, що були використані на проведення досліджень розраховуються за формулою [1]:

$$K = \sum_{i=1}^n H_i \cdot C_i \cdot K_i \quad (6.7)$$

де H_i – кількість комплектуючих i -го виду, шт.;

C_i – закупівельна ціна комплектуючих i -го виду, грн.;

K_i – коефіцієнт транспортних витрат (1,1),

n – кількість видів комплектуючих.

Результати розрахунків витрат на комплектуючі заносимо у таблицю 6.4.

Таблиця 6.4 – Витрати на комплектуючі та спецобладнання

Найменування комплектуючих	Кількість	Ціна за один., грн.	Сума, грн.
Електродвигун АИР132М2	1	7900,00	7900,00
Привід дебалансний (ДБЛ-14ік)	1	4560,00	4560,00
Болт з шестигранною головою М14×65 ГОСТ 7798-70	40	4,20	168,00
Гайка шестигранна М14 ГОСТ 5915-70	40	2,50	100,00

Продовження таб. 6.4

Шайба А.14 ГОСТ 11371-78	80	0,80	64,00
Пружинна шайба 14 3Х13 ГОСТ 6402-70	40	1,0	40,00
Манжети (МГ-14А)	22	8,40	184,80
Пилозійомники гофрові (ПЗ-14Г)	12	12,60	151,20
Комплект сит (СВ-0.1д, СВ-0.5д, СВ-0.8д)	1	270,00	270,00
Підшипники пилозахисні	4	84,00	336,00
Комплект кульок (КД-10)	1	68,00	68,00
Комплект кульок (КД-15)	1	78,00	78,00
Комплект кульок (КД-20)	1	88,00	88,00
Пружина вита (ПВГ-А42)	4	250,00	1000,00
Пружина тарілчаста (ПТГ-Х25Д)	8	165,00	1320,00
Блок управління установкою (БУУ-17МРВ)	1	3847,00	3847,00
Датчики навантаження	2	16,50	33,00
Датчики прискорення	2	25,40	50,80
Датчики переміщення	4	18,00	72,00
Інтерфейс системи управління режимами	1	5380,00	5380,00
Інтерфейс системи контролю параметрів	1	5140,00	5140,00
Всього			30850,80

З врахуванням транспортних витрат вартість комплектуючих складе

$$K = 30850,80 \cdot 1,1 = 33935,88 \text{ грн.}$$

Амортизація обладнання для проведення досліджень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою [87]:

$$A_{обл} = \frac{Ц_б}{T_е} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (6.8)$$

де $Ц_б$ – балансова вартість обладнання, приміщень тощо, які використовувались для розробки нового технічного рішення, грн.;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, приміщень під час розробки, місяців;

$T_е$ – строк корисного використання обладнання, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до таблиці.

Таблиця 6.5 – Величина амортизаційних відрахувань

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, міс.	Величина амортизаційних відрахувань, грн
Обчислювальний комплекс	15460,00	5	3	773,00
Метрологічне обладнання	6435,00	5	3	321,75
Генератор сигналів	5264,00	7	3	188,00
Частотомір	3845,00	7	3	137,32
Програмне забезпечення	6210,00	3	3	517,50
Верстат токарний 16К20Ф3	168500,00	15	3	2808,33

Продовження таб. 6.5

Верстат вертикально- фрезерний 6P82	146280,00	15	3	2438,00
Інвертор зварювальний	5980,00	5	3	299,00
Трубогиб	7682,00	7	3	274,36
Набір ручного електроінструменту	4050,00	5	3	247,50
Набір монтажного інструменту	1850,00	5	3	92,50
Дослідницький центр	260000,00	25	3	2600,00
Виробнича лабораторія	195600,00	20	3	2445,00
Всього				13142,26

Витрати на силову електроенергію на проведення досліджень розраховують за формулою [1]:

$$V_e = V \cdot P \cdot \Phi \cdot K_n, \quad (6.9)$$

де, V — вартість 1 кВт-години електроенергії, $V = 2,26$ грн./кВт-година;

P — встановлена потужність обладнання, кВт.;

Φ — фактична кількість годин роботи обладнання, годин. ;

K_n — коефіцієнт використання потужності.

Всі проведені розрахунки зведемо до таблиці 6.6.

Таблиця 6.6 – Витрати на електроенергію при проведенні досліджень

Найменування обладнання	Кількість годин роботи обладнання, год.	Встановлена потужність, кВт	Коефіцієнт використання потужності	Величина оплати
Обчислювальний комплекс	480,0	0,72	1	781,06
Метрологічне обладнання	205,0	0,32	1	148,26
Генератор сигналів	15,0	0,4	1	13,56
Частотомір	15,0	0,12	1	4,07
Верстат токарний 16К20Ф3	8,0	8,6	0,95	147,71
Верстат вертикально-фрезерний 6Р82	12,5	5,6	0,92	145,54
Інвертор зварювальний	15,8	5,6	0,91	181,97
Набір ручного електроінструменту	8,5	1,2	1	23,04
Всього				1445,22

Інші витрати охоплюють: загальнопромислові витрати, адміністративні витрати, витрати на відрядження, матеріали, окремі непередбачені комплектуючі тощо.

Інші витрати доцільно приймати як 100...300% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників.

Величина інших витрат складе:

$$I = (130336,05 + 10731,8) \cdot 250 / 100 = 352669,625 \text{ (грн.)}$$

ВНТУ, ГАЛУЗЬ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКИ ТА МАШИНОБУДУВАННЯ

Загальні витрати на проведення науково-дослідної роботи.
Сума всіх попередніх статей витрат дає загальні витрати на проведення науково-дослідної роботи:

$$B = 130236,05 + 10731,8 + 17090,00 + 26325,00 + 33779,24 + 33935,88 + 13142,26 + 1445,22 + 352669,625 = 352669,625 \text{ (грн.)}$$

Аналізуючи наведені вище статті витрат можна визначити приблизну собівартість виготовлення експериментальної установки для дослідження процесів ущільнення ливарних сумішей під впливом вібрації: матеріали – 26720,00 грн, комплектуючі – 33935,00 грн, заробітна плата робітників – 10730,00 грн, додаткова заробітна плата – 1285,00 грн, нарахування на заробітну плату – 3644,00 грн, електроенергія на виготовлення установки – 498,00 грн, інші витрати – 8048,00 грн.

Всього витрати на виготовлення установки складуть приблизно – 84860,00 грн.

6.2 Визначення коефіцієнта наукової значимості отриманих результатів НДДКР

Коефіцієнт наукової значимості результатів проведеної НДДКР $K_{ЗН}$ можна підрахувати за формулою [2]:

$$K_{ЗН} = \frac{\sum_1^3 b_i \cdot d_i}{\sum_1^3 b_{\max} \cdot d_i}, \quad (6.10)$$

де b_i – значимість отриманих результатів: b_1 – ступінь наукової новизни, b_2 – рівень теоретичної обґрунтованості, b_3 – ступінь експериментальної перевірки результатів.

Бальна оцінка отриманих результатів наведена в таблиці 6.7.

Максимальне значення отриманих результатів можна прийняти в межах 7...10 балів;

d_i - питома вага кожної характеристики, значення якої наведено в таблиці;

3 – кількість характеристик, за якими була зроблена оцінка результатів науково-дослідної роботи.

Таблиця 6.7 – Показники для оцінювання наукової значимості результатів виконання НДДКР

Характеристики	вага Питома характеристик	Бальна оцінка характеристик		
		Ступінь новизни b_1	Рівень теоретичної обґрунтованості b_2	Ступінь експериментальної перевірки результатів b_3
		1	3...5	7...10
	0,500	Часткове удосконалення виробів, технологій, матеріалів, програмного продукту, тощо	Суттєве удосконалення виробів, технологій, матеріалів, програмного продукту, тощо	Нові напрямки в розробці виробів, технологій, матеріалів, програмного продукту, тощо. Створення принципово нової техніки

Продовження таб. 6.7

	0,333	Позитивне рішення на основі зроблених узагальнень	Установлення залежностей, які використовувались в інших випадках	Відкриття нових шляхів рішення задачі
	0,167	Експериментальна перевірка не робилась	Результати перевірялись на невеликій кількості даних	Результати перевірені на великій кількості даних

Підставляючи числові дані $d_1 = 0,5$, $d_2 = 0,333$, $d_3 = 0,167$, $b_{\max} = 10$ у вираз (6.10) оцінимо наукову значимість отриманих результатів:

$$K_{3H} = \frac{3 \cdot 0,5 + 4 \cdot 0,333 + 9 \cdot 0,167}{3 \cdot 0,5 + 7 \cdot 0,333 + 10 \cdot 0,167} = 0,79$$

Внесок дослідника в досягнення отриманих результатів НДДКР можна розрахувати за формулою [2]:

$$V = \frac{k_{TBI} \cdot 3_i}{\sum_1^n k_{TBI} \cdot 3_i}, \quad (6.11)$$

де k_{TBI} - коефіцієнт творчої участі кожного виконавця НДДКР, який оцінюється наступним чином: проведення досліджень – 3 бали, робоче проектування – 1,5 бали, освоєння – 1,0 балів.

Якщо виконавець приймав участь в декількох видах робіт, то береться сума відповідних балів;

Z_i – заробітна плата кожного виконавця НДДКР;

n – кількість всіх виконавців НДДКР,

Розраховуємо внесок дослідника:

$$V = \frac{3 \cdot 11290,00}{3 \cdot 19284,00 + 1,5 \cdot 11290,00 + 3 \cdot 22065,00} = 0,1,$$

що загалом складає 10%.

6.3 Розрахунок експлуатаційних витрат у споживача при використанні нової розробки

З метою компенсації зносу та підтримання устаткування в нормальному працездатному стані на весь період служби необхідно здійснювати систематичне технічне (експлуатаційне) його обслуговування та технічну діагностику.

Розрахуємо заробітну плату обслуговуючого персоналу за формулою [2]:

$$Z_{\text{обс}} = 12 \cdot M \cdot \beta \text{ (грн./рік)}, \quad (6.12)$$

де M – місячний посадовий оклад інженерно-технічного працівника, грн. Приймемо 10800,00 грн.

β – частка часу, який витрачає фахівець на обслуговування виробу в загальному часі своєї роботи. $\beta=0,05$.

$$Z_{\text{обс}} = 12 \cdot 10800,00 \cdot 0,05 = 6480,00 \text{ (грн. /рік)}$$

Також за процесом роботи установки здійснюють нагляд 2 неваліфіковані допоміжні працівники з заробітною платою 5800,00 грн. Тому додаткові витрати на роботу установки складуть:

$$Z_{\text{доп-р}} = 12 \cdot 5800,00 \cdot 2 = 139200,00 \text{ (грн. /рік)}$$

Додаткова заробітна плата обслуговуючого персоналу (12% від основної заробітної плати обслуговуючого персоналу):

$$Z_{\text{дод}} = (6480 + 139200) \cdot 12\% = 17481,6 \text{ (грн. /рік)}$$

Нарахування на заробітну плату обслуговуючого персоналу складає 22% від суми основної та додаткової заробітної плати.

$$Z_{\text{н}} = 22\% (6480,00 + 139200 + 17481,6) = 35895,55 \text{ грн.} \quad (6.13)$$

Витрати на силову електроенергію

Витрати на силову електроенергію розраховуються за формулою:

$$V_c = V \cdot \Pi \cdot \Phi \cdot K_{\text{н}} \text{ [грн./рік]}, \quad (6.14)$$

де V - вартість 1 кВт-години електроенергії. В 2020 році ця вартість складала $V = 2,26$ грн./кВт;

Π - установлена потужність виробу, кВт, $\Pi = 11$ кВт ;

Φ - фактична кількість годин роботи виробу за рік, $\Phi = 2120$ годин, (265 днів по 8 год);

$K_{\text{н}}$ - коефіцієнт використання потужності, $K_{\text{н}} < 1$.

$$V_c = 2,26 \cdot 11,0 \cdot 2120 \cdot 0,95 = 52703,00 \text{ (грн./рік)}.$$

Амортизаційні відрахування на нову розробку

Амортизаційні відрахування A_{OB} для нової розробки найпростіше визначити за допомогою прямолінійного методу, за формулою:

$$A_{OB} = \frac{B_A}{T_B}, \quad (6.15)$$

де B_A – вартість розробки, що амортизується, грн, $B_A = 80000,00$ грн;

T_B – термін корисного використання нової розробки, років, $T_B = 7$ років;

$A = 80000,00 / 7 = 11428,57$ грн.

Інші витрати 1,8% від загальної суми усіх попередніх витрат:

$$\begin{aligned} V_i &= (80052,00 + 17481,6 + 19724,81 + 52703,00 + 11428,57) \cdot 1,8\% / 100\% = \\ &= 3265,02 \text{ (грн. / рік)} \end{aligned}$$

Сума витрат за всіма попередніми статтями дає величину експлуатаційних витрат для даної розробки – E_2 :

$$\begin{aligned} E_2 &= 80052,00 + 17481,6 + 19724,81 + 52703,00 + 11428,57 + 3265,02 = \\ &= 184655,00 \text{ (грн. / рік)} \end{aligned}$$

6.4 Розрахунок експлуатаційних витрат у споживача при використанні аналогу

Розрахуємо заробітну плату обслуговуючого персоналу за формулою [2]:

$$Z_{\text{обс}} = 12 \cdot M \cdot \beta \text{ (грн./рік)}, \quad (6.16)$$

де M – місячний посадовий оклад інженерно-технічного працівника, грн.

Прийmemo 5420,00 грн.

β – частка часу, який витрачає фахівець на обслуговування виробу в загальному часі своєї роботи. $\beta=0,1$.

$$Z_{\text{обс}} = 12 \cdot 10800,00 \cdot 0,1 = 12960,00 \text{ (грн. /рік)}$$

Також за процесом роботи установки здійснюють нагляд 3 некваліфіковані допоміжні працівники з заробітною платою 5200,00 грн. Тому додаткові витрати на роботу установки складуть:

$$Z_{\text{доп-р}} = 12 \cdot 5200,00 \cdot 3 = 208800,00 \text{ (грн. /рік)}$$

Додаткова заробітна плата обслуговуючого персоналу (12% від основної заробітної плати обслуговуючого персоналу):

$$Z_{\text{дод}} = (12960 + 208800,00) \cdot 12\% = 26611,2 \text{ (грн. /рік)}$$

Нарахування на заробітну плату обслуговуючого персоналу складає 22% від суми основної та додаткової заробітної плати:

$$Z_{\text{н}} = 22\% (12960 + 208800,00 + 26611,2) = 248371,2 \text{ грн.} \quad (6.17)$$

Витрати на силову електроенергію

Витрати на силову електроенергію розраховуються за формулою:

$$B_c = B \cdot P \cdot \Phi \cdot K_n \text{ [грн./рік]}, \quad (6.18)$$

де B - вартість 1 кВт-години електроенергії. В 2020 році ця вартість складала $B = 2,26$ грн./кВт;

P - установлена потужність виробу, кВт, $P=15$ кВт ;

Ф - фактична кількість годин роботи виробу за рік, Ф=2120 годин, (265 днів по 8 год);

$K_{п}$ - коефіцієнт використання потужності, $K_{п} < 1$.

$$B_c = 2,26 \cdot 15,0 \cdot 2120 \cdot 0,95 = 71868,00 \text{ (грн./рік)}$$

Амортизаційні відрахування на установку-аналог

Амортизаційні відрахування A_{OB} для нової розробки найпростіше визначити за допомогою прямолінійного методу, за формулою:

$$A_{OB} = \frac{B_A}{T_B}, \quad (6.19)$$

де B_A – вартість розробки, що амортизується, грн, $B_A = 60000,00$ грн;

T_B – термін корисного використання аналогу, років, $T_B = 7$ років;

$$A = 60000,00 / 7 = 8571,43 \text{ грн.}$$

Інші витрати 1,8% від загальної суми усіх попередніх витрат:

$$\begin{aligned} V_i &= (12960,00 + 208800,00 + 248371,2 + 71868,00 + 8571,43) \cdot 1,8\% / 100\% = \\ &= 5886,65 \text{ (грн. /рік)} \end{aligned}$$

Сума витрат за всіма попередніми статтями дає величину експлуатаційних витрат для аналогу – E_1 :

$$\begin{aligned} E_1 &= 12960,00 + 208800,00 + 248371,2 + 71868,00 + 8571,43 + 5886,65 = \\ &= 332923,28 \text{ (грн. /рік)} \end{aligned}$$

6.5 Розрахунок можливого економічного ефекту від застосування нової розробки

Розраховуємо економічний ефект від використання нової розробки.

Враховуючи суттєву зміну значень основного технічного показника нового технічного рішення, розрахунок економічного ефекту можна здійснити за формулою [2]:

$$\Delta E = E_1 - E_2; \quad (6.20)$$

$$\Delta E = E_1 - E_2 = 332923,28 - 184655,00 = 148268,28 \text{ грн.}$$

6.6 Висновки до розділу

Отримані результати досліджень мають високий рівень наукової значимості (в межах 0,79), що свідчить про доцільність проведення розробок. Також нова розробка може бути є високоефективною, бо забезпечує високий економічний ефект порівняно з існуючими аналогами.

РОЗДІЛ 7

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1 Аналіз умов праці

При виконанні робіт під час процесу ущільнення формувальних сумішей ливарного виробництва на вібраційних машинах з гід्रोімпульсним приводом виникають небезпечні та шкідливі виробничі фактори:

- фізичні: рухомі машини та механізми; розлиті на підлогу рідини; підвищена температура поверхонь агрегатів; гострі кромки та шорсткість поверхні; підвищена запиленість; загазованість повітря; мікроклімат, який не відповідає нормативам; недостатня освітленість; підвищений рівень шуму і вібрації в приміщенні; ультрафіолетове випромінювання при проведенні короточасного підварювання безпосередньо на робочих постах; враження електричним струмом;
- хімічні: відпрацьовані гази та розчинники;
- психо-фізіологічні: монотонність праці.

7.2 Організаційно-технічні рішення щодо безпечних умов праці

Згідно санітарним нормам $V = 15 \text{ м}^3/\text{люд}$, $S = 4,5 \text{ м}^2/\text{люд}$. Реальні показники площі і об'єму знаходяться в межах допустимих значень.

Виробнича санітарія складається із визначення необхідних параметрів, розглянемо їх.

7.2.1 Мікроклімат

Дана зона виробництва відноситься до категорії робіт – Пб. В зоні ливарного виробництва на вібраційних машинах з гідроімпульсним приводом

оптимальні та допустимі значення параметрів мікроклімату наведені в таблиці

7.1

Таблиця 7.1 – Значення параметрів мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура, °С		Відносна вологість		Швидкість повітря	
		діюча	допуста	діюча	допуста	діюча	допуста
холодний	ІБ	15-20	15-21	55-65	<75	0,2-0,4	<0,4
теплий	ІБ	15-20	15-21	60-75	<75	0,2-0,4	0.2-0.5

Теплове опромінення не перевищує нормативне 100 Вт/м² - при опроміненні не більше 25% поверхні тіла людини.

Максимальна допустима для роботи температура поверхонь $\leq 45^{\circ}\text{C}$.

Вентиляція зони приточно-видаєжної з механічним та природним сполуканням. Система вентиляції дозволяє підтримувати концентрацію шкідливих речовин в межах, які не перевищують гранично-допустимі.

Система опалення виконується з умов забезпечення температури повітря в приміщенні в холодний і перехідні періоди року на рівні $+16^{\circ}\text{C}$.

Опалення централізоване, в якості теплоносія – гаряча вода з температурою $+80\dots+95^{\circ}\text{C}$. Джерелом теплопостачання є ТЕС. Опалення здійснюється трубами $d = 100$ мм, система опалення – двутрубна з верхньою розводною, тупікова.

7.2.2 Виробниче освітлення

В приміщенні зони є природне та штучне освітлення.

Нормативне значення природнього освітлення:

$$e^4 = e^3 \cdot m \cdot c = 1; \quad (7.1)$$

де e – нормативне значення КПО для 3-го світлового поясу;

m – коефіцієнт світлового клімату;

c – коефіцієнт сонячності.

Нормативне значення штучного освітлення $E = 200$ лк (для загального освітлення). Згідно норм і правив роботи по виготовленню пристроїв в механічному цеху відносяться до IV розряду зорових робіт і нормативні значення приведені в таблиці 7.3

Таблиця 7.3 – Значення кількісних показників освітлення

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкта розрізнення	Розряд зорової роботи	Контраст об'єкта розрізнення	Характеристика фону	Штучне освітлення	Періодне освітлення
					Лк	КПО, % Бічне
Середня робота	0,5-1	IVб	Великий	Світлий	500	1,5

Штучне освітлення проводиться світильниками з лампами розжарення. Вони забезпечують усунення сліпучої дії джерела світла. Освітленість проходів в виробничому приміщенні повинна складати – 15 Лк. Світильники місцевого освітлення живляться від мережі напругою 36 В, загального 220 В. Всі світильники повинні мати заземлення і бути герметичними по ступені захисту IP65. Отже вибираємо лампи ЛБ 20-4 з потужністю 20 Вт і світловим потоком $\Phi = 1180$ тривалістю горіння $10 \cdot 10^3$ годин.

7.2.3 Виробничий шум

В робочій зоні має місце широкополосний шум, що виходить від роботи обладнання. Для широкополосного шуму встановлені допустимі рівні звукового тиску в активних полосах частот, рівні звукового тиску на робочих наведені в таблиці 7.3. Для ослаблення шуму, який поширюється з приміщення назовні, використаємо звукоізоляцію огорожуючих конструкцій.

Таблиця 7.3 – Допустимі рівні шуму на робочих місцях

Рівні звукового тиску в дБ в активних смугах з середньгеометричними частотами, Гц									Рівні звуку ДБ/А	
									нормат.	діючий
31,5	62	125	250	500	103	2 103	4103	8 103	80	70 А
107	90	87	82	78	75	73	71	69		

В зоні ливарного виробництва на вібраційних машинах з гідроімпульсним приводом працівник підпадає під дію шкідливих вібрацій не всю зміну, а тільки коли працюють обладнання та інструмент. В середньому загальній технологічній вібрації підлягає на протязі 150 хв, а локальній – 100 хв.

7.2.4 Виробничі вібрації

Від роботи інструменту, систем вентиляції та іншого виробничого обладнання на працюючих може виникати вібрація. Вібрація характеризується такими показниками як віброшвидкість, віброприскорення, рівень віброшвидкості, рівень віброприскорення.

Вібрації знижуються при використанні амортизаторів, змашувальних матеріалів та реактивних гасників пульсації. Особливе значення в боротьбі з вібрацією мають фундаменти виробничих будівель, а також фундаменти під устаткуванням. На робітників може діяти локальна і загальна вібрація. Локальна передається через руки, загальна через підлоги ніг.

Таблиця 7.4 – Нормативні рівні звукового тиску на ділянці

Робочі місця	Рівні звукового тиску в дБ у октавних смугах із середньгеометричними частинами Гц									Еквівалентний рівень звуку дБ(А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Виконання всіх видів робіт на постійних місцях у виробничих заходах	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Загальна вібрація категорії “а”, критерій оцінки – границя зниження продуктивності. Норми вібрацій приведено в таблиці 7.5.

Таблиця 7.5 – Норми вібрацій

Вид вібрації	Категорія вібрації	Напрямок дій	Нормативні коректовані по частоті та еквівалентні значення			
			Віброприскорення		Віброшвидкість	
			a_H м/с ²	$L a_H$ дБ	$V_H \cdot 10^{-2}$ м/с	$L v_H$ дБ
Локальна		X_n, Y_n, Z_n	2,0	125	2,0	112
Загальна	3 типа		0,1	100	0,2	90

Для зниження вібрації використовуємо спеціальні звукопоглинаючі кожухи і конструкції коло робочого місця, заключаєм у звукопоглинаючі кожухи шумні вузли агрегатів(редуктора. цепні передачі).

Для зменшення вібрації машини і верстати встановлюють на фундаменті, заглибленому нижче фундамента стін, ізолюваному від землі повітряними розривами, чи на спеціальних амортизаторах із сталевих пружин.

Для зниження вібрації при роботі з пневматичними і електричними машинами використовуємо рукоятки з вібропоглинаючими чи автоматизуючими пристроями.

В приміщенні зони є медична настінна аптечка з необхідною кількістю ліків, бинтів, вати та жгута. Робітники отримують: бавовняний комбінезон, рукавиці, черевики, засоби індивідуального захисту та миючі аптечні засоби.

7.3 Організаційно – технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

7.3.1 Техніка безпеки

В зоні ливарного виробництва на вібраційних машинах з гід्रोімпульсним приводом технологічне обладнання, пристосування підлягають технологічному періодичному огляду. Особи, що працюють віком старше 18 років, які пройшли спеціальне навчання та інструктажі з ТБ та ПБ.

Для колективного захисту від дії електричного струму напругою 280/220 В передбачено занулення (захисне заземлення), ізоляція та недоступність струмонесучих частин.

7.3.2 Електробезпека

Приміщення дільниці відноситься до приміщень з особливою небезпекою.

Характеризується: наявністю струмопровідної підлоги, можливість одночасного дотику працівника до металевих конструкцій приміщення, які мають з'єднання із землею та із металевими корпусами обладнання.

Для захисту працівника від ураження електричним струмом передбачаємо:

- занулення всіх неструмоведучих частин обладнання;
- встановлення захисного вимикання;
- ізоляція та прокладка всіх електрокабелів в металевих трубах;
- використання інструментів з ручками із ізолюючого матеріалу.

7.4 Пожежна безпека

Зона виготовлення гідроімпульсного пристрою для вібраційного точіння відноситься до категорії В. Будівельні конструкції та елементи приміщення виготовлені з негорючих матеріалів і мають II ступінь вогнестійкості.

Основні причини можливих пожеж:

- відкритий вогонь та іскри, коли не передбачено спец. засобів захисту;
- паління на робочих місцях;
- самозапалення промасляних обтирочних матеріалів;
- короткі замикання в електромережах;
- негерметичність систем живлення автомобілів;
- короткі замикання акумуляторних батарей;
- загоряння бензину при відкритих пробках бензобаку;
- порушення правил ПБ;
- розряди блискавки на приміщення.

Запобігання виникнення пожежі досягається наступними шляхами:

- запобігання заборони застосування відкритого вогню та паління на робочих місцях;
- встановлення в електромережах струмового захисту (плавкі вставки, автомати);
- прокладенням електропроводки в металевих трубах;
- ремонтом систем живлення двигунів у відповідних місцях;
- відключенням або зняттям з авто акумуляторної батареї;

- виконанням правил ПБ;
- спорожненням ящиків від промасляного ганчір'я кожної зміни;
- встановленням на території блнскавказисту II категорії.

У приміщенні передбачено такі первинні засоби пожежогасіння:

- вогнегасники хімічні пінні ОХП-10 2
- вогнегасники порошкові ОП-5 2
- ящики з піском (0,5 м³) і лопатою 2
- пожежні крани, продуктивність 3,3л/с 1

На території підприємства витримуються протипожежні розриви між будівлями, спорудами та групами автомобілів в зоні їх зберігання.

Для пожежогасіння на території підприємства передбачені пожежні гідранти, продуктивністю 15л/с і пожежні резервуари.

7.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Для зниження можливих доз опромінення при ліквідації наслідків у зонах забруднення проводиться дезактивація території, будинків і споруджень, устаткування, техніки й інших об'єктів, виконуються заходи щодо усунення пилу. Роботи ведуться позмінно з урахуванням припустимих доз опромінення, встановлених для формувань. Радіоактивні відходи, що утворюються при дезактивації, вивозяться на спеціально створювані пункти захоронення.

Пункти спеціальної обробки (ПуСО) створюються на межах зон забруднення; люди і транспорт, що відбувають із зон забруднення, на них проходять дозиметричний контроль. При виявленні забруднення вище припустимих рівнів люди проходять санітарну обробку, транспорт – дезактивацію. Забруднений одяг відправляється на дезактивацію, замість нього з підмінного фонду видається чистий. Санобробка людей може також проводитися на стаціонарних санітарно-обмивальних пунктах (СОП), дезактивація – на станціях знезаражування транспорту (СЗТ).

Техніка і майно, що вивозяться із забрудненої території, дезактивуються на спеціальних майданчиках, які обладнуються біля ПуСО.

Реевакуація населення здійснюється після завершення робіт з дезактивації населених пунктів чи зниження забруднення внаслідок природного розпаду РР до допустимих рівнів. Дозвіл на реевакуацію дається після обстеження населених пунктів спеціально створюваними комісіями.

Для проведення дезактивації використовується вода. Разом з водою застосовуються спеціальні препарати, що підвищують ефективність змивання радіоактивних речовин. Це поверхнево-активні і комплексоутворюючі речовини, кислоти, луги. До перших відносять порошок СФ-2 і препарати ОП-7 і ОП-10; до других - фосфати натрію, трилон - Б, Лужна і лимонна кислоти, солі цих кислот.

Для одержання розчину порошок додають у воду невеликими порціями при постійному перемішуванні. Дезактивацію транспортних засобів і техніки проводять із застосуванням 0,15 %-го розчину СФ-2 у воді (улітку) чи аміачній воді, що містить 20 - 24% аміаку. Препарат ОП-7 і ОП-10 застосовують як складову частину дезактивуючих розчинів, призначених для дезактивації поверхонь будинків споряджень і устаткування.

Дезактивація транспортних засобів і техніки проводиться при їхньому зараженні 200 мР/год і більше. Дезактивація проводиться змиванням струменем води під тиском 2-3 атм. чи обробкою дезактивуючими розчинами, протиранням ганчіркою змоченою в бензині, гасі, дизельному паливі, а також обробкою газокрапельним потоком.

Пункт спеціальної обробки ПуСО доцільно розробляти і організувати на базі даного підприємства тому, що воно повністю забезпечене потрібним персоналом та спеціалістами, які здатні обслуговувати та працювати в ПуСО, також підприємство має всі необхідні засоби техніку та обладнання для організації ПуСО.

Розташування ПуСО зручно зробити на виїзді з міста тому, що поблизу протікає річка, яка повністю може забезпечити потреби ПуСО у водопостачанні. Електропостачання забезпечує лінія електропередач, яка проходить поблизу.

Способи дезактивації техніки і транспорту

До основних способів відносять:

- змивання радіоактивних речовин розчинами для дезактивації, водою і розчинниками з одночасною обробкою зараженої поверхні щітками дегазаційних машин і приборів дозволяє знизити зараженість у 50-80 разів;
- змивання радіоактивних речовин струменем води під тиском дозволяє знизити зараженість в 20 разів;
- видалення радіоактивних речовин переривистим газо-крапельним потоком з використанням спеціальної техніки з турбореактивними двигунами;
- видалення радіоактивних речовин обтиранням заражених поверхонь тампонами з ганчірок, змоченими розчинами для дезактивації, водою або розчинниками; використовується в основному для внутрішніх поверхонь техніки і транспорту;
- замітання (змивання) радіоактивного пилу віниками, щітками, мотлохом та іншими підручними засобами; використовується в основному при проведенні часткової дезактивації;
- видалення радіоактивного пилу методом відсмоктування пилу, здійснюється за допомогою спеціальних комплектів (ДК 4).

При частковій дегазації і дезінфекції з використанням дегазаційних комплектів насамперед обробляються ті частини і поверхні техніки та транспорту, з якими необхідний контакт при виконанні роботи (поставленої задачі).

Повна дегазація складається з повного знезаражування або видалення зі всієї поверхні техніки і транспорту отруйних речовин шляхом протирання заражених поверхонь розчинами для дегазації; при їх відсутності можуть бути використані розчинники і розчини для дезактивації.

Для протирання використовуються щітки дегазаційних машин, комплектів і приладів.

Повна дезінфекція виконується тими самими способами, що і дегазація, але тільки з використанням активних розчинів для дегазації і дезінфекції.

Якщо можливо, то доцільно провадити відразу повну, а не часткову дезактивацію, дегазацію і дезінфекцію техніки та транспорту.

Засоби знезаражування техніки і транспорту:

- авто-розливальна станція АРС- 12У (АРС-14), комплекти ДК-4, ІДК-1, ДК-3;
- комунальна, сільськогосподарська, дорожня і будівельна техніка, що придатна для використання при виконанні робіт зі знезаражування.

Дезактивація одягу, взуття та індивідуальних засобів захисту проводиться вибиванням і витрушуванням, миттям або протиранням (прогумованих і шкіряних виробів) водяними розчинами м'яких засобів або водою, а також пранням за спеціальними режимами з використанням речовин для дезактивації.

Дезактивація бавовняного, сукняного і шерстяного одягу та взуття проводиться витрушуванням і вибиванням, а також чисткою щітками.

Якщо названими способами ступінь зараження одягу не можливо понизити до допустимих величин, то він підлягає дезактивації шляхом прання за відповідною технологією.

Дегазація одягу, взуття та індивідуальних засобів захисту здійснюється кип'ятінням, пароаміаочною сумішшю, пранням і провітрюванням.

Визначення області працездатності системи ЧПК верстатного обладнання в умовах дії електромагнітних випромінювань

Критерієм, що визначатиме працездатність системи ЧПК в умовах дії електромагнітних випромінювань є коефіцієнт безпеки

$$K_B = 20 \lg \frac{U_D}{U_{B(\Gamma)}},$$

де U_D – допустиме коливання напруги живлення, В;

$U_{B(\Gamma)}$ – напруга наведена за рахунок електромагнітних випромінювань, відповідно, у вертикальних чи горизонтальних струмопровідних частинах, В.

Оскільки працездатність системи ЧПК в умовах дії електромагнітних випромінювань буде збережено, коли $K_B \geq 40$ дБ, то розрахунок гранично допустимого значення вертикальної складової напруженості електричного поля здійснюється за умови, що $K_{B\min} = 40$ дБ.

Допустиме коливання напруги живлення в системі ЧПК дорівнює

$$U_D = U_{\text{ж}} + \frac{U_{\text{ж}}}{100} \cdot N = 18 + \frac{18}{100} \cdot 5 = 18,9 \text{ (В)},$$

де $U_{\text{ж}} = 18$ В – робоча напруга живлення;

$N = 5$ – допустимі відхилення напруги, %.

Максимальна довжина струмопровідних частин системи ЧПК в горизонтальній площині становить $l_{\Gamma} = 0,65$ м.

Максимально допустиме значення наведеної електромагнітним полем напруги в горизонтальних струмопровідних частинах системи ЧПК визначається з рівняння

$$K_{B\Gamma} = 20 \lg \frac{U_D}{U_{\Gamma}},$$

Тоді

$$40 = 20 \lg \frac{U_D}{U_{\Gamma}},$$

$$\frac{U_D}{U_{\Gamma}} = 10^{\frac{40}{20}},$$

$$U_{\Gamma} = \frac{U_D}{10^{\frac{40}{20}}} = \frac{18,9}{100} = 0,189 \text{ (В)}.$$

Таким чином вертикальна складова напруженості електричного поля

$$E_B = \frac{U_r}{l_r} = \frac{0,189}{0,65} = 0,3 \text{ (В/м)}.$$

Отже, область працездатності системи ЧПК верстатного обладнання в умовах дії електромагнітного випромінювання визначена вертикальною складовою напруженості електричного поля в межах від 0 до 0,3 В/м.

При використанні об'ємного гідроприводу, гідросистеми і гідропрстроїв, що входять до їх складу, в різного роду машинах виникають чинники і небезпеки, що впливають на безпеку цих машин.

При роботі об'ємного гідроприводу, гідросистеми і гідропрстроїв, що входять до їх складу, можуть виникати такі небезпеки:

1. Механічні небезпеки, що виникають через:

- недостатню механічну міцність конструкції гідропрстроїв внаслідок перевищення максимального тиску робочої рідини;
- дії зовнішніх механічних чинників (вібрації, удари і лінійні прискорення в місцях кріплення гідропрстроїв;
- накопичення енергії в пружних елементах (пружинах), робочих рідинах, газах під тиском або у вакуумі;
- кінетичну або потенційну енергію при контрольованому і неконтрольованому русі, утриманні піднятого гідроприводом вантажу і втраті стійкості утримуючих його прстроїв;
- недостатній або вичерпаний ресурс і надійність гідроприводів, гідросистем і гідропрстроїв;
- викиди робочої рідини під високим тиском.

2. Шумові (акустичні) і вібраційні дії, що створюються працюючим гідроприводом, гідросистемою або гідропрстроєм.

3. Термічні небезпеки, що утворюються:

- при порушенні герметичності з'єднань з витокм робочої рідини назовні, що проявляються у вигляді опіків або обварювання внаслідок зіткнення з нагрітою або переохолодженою робочою рідиною;

- при займанні або вибуху пари робочої рідини з ураженням органів людини внаслідок контакту і (чи) при вдиханні пари або туманів робочої рідини;

- при випромінюванні від теплових джерел

4. Небезпеки в результаті порушення в енергопостачанні гідроприводу, гідросистеми або керуючих пристроїв, що викликають коливальні процеси в роботі гідроприводу або гідросистеми, невиконання зупинної (аварійною) команди і неповне спрацювання захисних пристроїв, ураження електричним струмом обслуговуючого персоналу.

5. Небезпеки ураження електричним струмом внаслідок порушення в ізоляції струмоведучих ланцюгів.

6. Небезпек, що виникають на спеціалізованих гідроприводах і гідросистемах, що мають у своєму складі іонізовані або неіонізовані джерела випромінювання.

7. Небезпеки, викликані неправильною установкою аварійних символів і сигналів, різних інформаційних або застережливих і аварійних пристроїв і що порушують безпеку роботи у разі можливого виникнення особливо небезпечних факторів

8. Небезпеки, пов'язані з незабезпеченням правильного монтажу, безпечної наладки і технічного обслуговування, сприяючих зниженню безпеки гідроприводу, гідросистеми або гідропристою.

9. Небезпеки через неумисні дії обслуговуючого гідропривід (гідросистему) персоналу внаслідок недостатнього опрацювання і розміщення гідропристоїв, що здатні привести до небезпечних станів машини (агрегату).

10. Небезпеки, викликані несправністю або неправильним функціонуванням системи управління гідроприводом (гідросистемою), роботи, що виражаються в несподіваному пуску або продовженні, і що призводять до небезпечних ситуацій в роботі машини.

11. Небезпеки, що виникають у зв'язку з несподіваним викидом деталей, що утримуються машиною, або з машин, що руйнуються, і вузлів, можуть

привести до порушень роботи гідроприводу (гідросистеми) і виникнення вторинних небезпек.

12. Пожаро- і вибухонебезпека гідроприводів (гідросистем)

13. Екологічні небезпеки, викликані виливанням робочої рідини в довкілля.

Для запобігання виникнення позаштатних ситуацій пов'язаних з експлуатацією обладнання з гідравлічним приводом під час його проектування та виготовлення необхідно дотримуватись таких вимог:

1. Гідропривід та гідросистема мають містити у своїй конструкції запобіжні клапани, що дозволять обмежити перевищення тиску у всіх їх частинах в межах не більше 10% при тривалих та не більше 30% при пікових стрибках тиску.

2. Гідропривід та гідросистема мають проходити перевірку на міцність збирання та монтажу пробним тиском рівним 125% номінального.

3. Усі гідроприсрої, гідросистема і гідропривід повинні витримувати механічні дії у вигляді вібрацій, лінійних прискорень і ударів, що виникають при роботі машини (агрегату), де встановлюється гідроприсрої, гідросистема або гідропривід.

4. Під час монтажу так експлуатації має бути передбачено та контролюватись відсутність зовнішніх витоків. На рухомих елементах та з'єднаннях допускається наявність плівки робочої рідини.

5. Внутрішні витoki (перетечки) не повинні сприяти виникненню небезпеки.

6. Циклічні режими роботи гідроприводу або гідросистеми не повинні сприяти появі небезпеки.

7. Вібраційні характеристики гідроприсроїв, встановлені в ГОСТ 28988-91, при номінальних робочих параметрах підлягають нормуванню або виміру, якщо вібрація, що виникає при їх функціонуванні, може впливати на надійність, працездатність, вібраційну безпеку їх самих або машин (агрегатів),

складовими частинами яких вони є, і повинні вказуватися в стандартах або технічній умові на цю машину (агрегати). Параметри вібрації, що створюється гідроприводами, гідросистемами або гідропристроями на робочих місцях, повинні відповідати ГОСТ ГОСТ 12.1.012-90.

Для гідроприводу, гідросистеми і гідропристроїв має бути вказаний діапазон граничних робочих температур. Температура робочої рідини при їх роботі не повинна перевищувати встановлені граничні значення її безпечного використання і встановлені робочі температури гідропристроїв.

8. Конструкцією і розміщенням на машині (агрегаті) гідроприводів і гідросистем повинно бути передбачено, щоб температура поверхні, на яку може потрапити робоча рідина, не перевищувала температури займання цієї робочої рідини.

9. Гідроприводи (гідросистеми) мають бути оснащені пристроями аварійного відключення, що забезпечують самофіксацію робочих органів у вимкненому стані. За наявності декількох пультів управління кожен пульт має бути оснащений пристроєм для аварійного відключення, блокуваннями, що унеможливорює одночасне управління від різних пультів, і сигналізацією, що вказує використаний для виключення системи аварійний пристрій.

10. За наявності декількох командних пристроїв мають бути забезпечені умови безпеки пуску з будь-якого з них. Перед пуском слід передбачити зупинку. При виникненні небезпечної ситуації повинне автоматично відбуватися повне відключення гідроприводу (гідросистеми) від джерела енергії, повинна автоматично відбуватися нейтралізація накопиченої в гідроприводі (гідросистемі) енергії при зупинці, повинна спостерігатися відсутність самозапуску, а перемикач виду робіт повинен закриватися.

11. Для фіксації в заданому положенні вихідних ланок гідродвигунів мають бути встановлені гідрозамки або інші фіксувальні пристрої, якщо це необхідно.

12. Переважно слід використати управління незалежне від навантаження. Управління залежне від навантаження слід застосовувати у тому

ВНТУ
ГЕНЕРАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ
МАШИНОБУДУВАННЯ

випадку, коли неправильне функціонування з послідовним обмеженням тиску (навантаження) або регулювання часу може привести до небезпеки.

13. Система управління об'ємним гідроприводом (гідросистемою) має бути спроектована так, щоб перешкодити неумисним небезпечним рухам, неприпустимій послідовності функцій приводів. Це повинно забезпечуватися на усіх етапах виробничого процесу гідрофікованої машини (агрегату).

14. У гідроприводах (гідросистемах) з розташуванням гідроприсроїв на різних рівнях має бути передбачений захист від витікання робочої рідини з високорозташованих гідроприсроїв у вимкненому стані гідроприводу (гідросистеми).

15. Якщо при зниженні тиску створюється небезпека, то мають бути передбачені блокування для відвертання небезпечної поведінки машини (агрегату). При цьому не повинні відключатися такі гідроприсрої, як затискні, гальмівні тощо.

16. Гідроприводи (гідросистеми) з декількома джерелами гідравлічної енергії (наприклад з насосами) повинні мати схемні блокування, що виключають появу небезпечних чинників у разі відключення одного з джерел енергії (одного з насосів) або різночасного їх включення.

17. Гідроприсрої повинні функціонувати у будь-якому положенні, якщо технічна документація на конкретний гідроприсрій не обмежує його робочого положення.

18. Усі гідроприсрої, гідросистема і гідропривід не повинні викликати небезпеку при зниженні параметрів енергії живлення, при включенні і відключенні енергопостачання або управління. При включенні усі присрої, що управляють, повинні знаходитися в початковому положенні, що не забезпечує подання гідравлічної енергії до робочого органу, а при відключенні повинні повертатися в початкове положення.

19. Конструкцією гідрооблаштувань управління має бути передбачене виключення мимовільного включення гідроприводу, гідросистеми або гідрооблаштування під дією власної маси їх елементів або вібрації, або

прискорень, викликаних і пов'язаних з функціонуванням гідроприводів (гідросистем) у складі машини.

20. Біля органів управління або на них мають бути мнемонічні символи (позначення) з вказівкою напрямку руху вихідних ланок гідроприводу (гідросистем) при різних положеннях органів.

21. Якщо потрібно управління оператора двома руками, то необхідно унеможливити одночасне управління однією рукою декількома пристроями: при послідовній роботі повторне спрацьовування має бути можливе тільки після завершення роботи попереднього.

22. Керовані вручну гідропристрої мають бути розташовані на машині (агрегаті) так, щоб дії для оператора були безпечні, а гідропристрої захищені від неумисного включення і виключення.

23. Якщо декілька гідропристроїв з автоматичним або ручним управлінням сполучені між собою, і якщо відмова одного з них може викликати небезпеку, то мають бути передбачені блокування або інші заходи безпеки (блокувальні пристрої). Якщо таке здійснено, то ці блокування повинні переривати усі робочі операції за умови, що таке переривання саме не спричинить небезпеку.

24. Конструкцією гідропристроїв і гідроліній має бути, передбачивши забезпечення доступності до органів управління, місць регулювання і налаштування, зовнішнього огляду і обслуговування, а також можливість зручної заміни швидкозношуваних деталей і проведення технічного обслуговування в мінімальний час.

25. Конструкцією гідропристрою має бути передбачене виключення мимовільної або умисної зміни положення деталей кріплення і з'єднань, елементів регулювання і налаштування при транспортуванні і експлуатації.

26. Конструкцією регулюючих гідропристроїв має бути передбачене забезпечення надійної фіксації і можливість пломбування або замикання регулюючих елементів вбудованим замком для відвертання стороннього втручання або випадкового включення.

27. Усі канали гідропрстроїв повинні мати відповідне маркування і бути захищені (закриті заглушками або кришками) від попадання можливих забруднень і ушкодження стикувальних поверхонь за час від складання до установки на машину (агрегат).

28. При застосуванні вбудованих нагрівачів для підтримки заданої температури робочої рідини подання енергії повинне автоматично включатися і відключатися досягши заданих значень температури робочої рідини в гідробаку. Поверхні нагріву нагрівачів повинні знаходитися нижче рівня робочої рідини не менше чим на 40 мм. Якщо ця вимога не може бути виконана, то температура поверхні нагрівального пристрою має бути не вища 0,8 температур кипіння робочої рідини (обмеження від можливості випару робочої рідини).

29. На машині (агрегаті) трубопроводи мають бути розміщені з найменшими протяжністю, числом вигинів і перетинів, при цьому необхідно передбачати технологічну і термічну компенсацію: гідролінії мають бути виконані так, щоб утруднювалося використання їх як сходинок або сходів; зовнішні сили не повинні передаватися на жорсткі гідролінії.

30. Жорсткі і гнучкі гідролінії мають бути прокладені так, щоб вони були захищені від будь-якого виду ушкоджень і не порушували робочий процес, доступ при налагоджувальних роботах, ремонті, заміні вузлів.

31. На гідроприводах і гідросистемах вживане електроустаткування і заземлення повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.007.0-75.

32. Матеріали і їх контактні пари не повинні створювати можливості появи електrolітичної корозії і руйнування конструкції з цієї причини.

33. При розробці і виготовленні гідропрстроїв, гідросистем і гідроприводів повинні використовуватися матеріали, робочі рідини і вироби, що виключають шкідливу дію на довкілля і обслуговуючий персонал.

7.6 Висновки до розділу

В розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» проаналізовано умови праці в зоні ливарного виробництва на вібраційних машинах з гідроімппульсним приводом, розглянуті організаційно-технічні рішення з гігієни праці, виробничої санітарії, забезпечення безпечної роботи, виконано розрахунок достатності природного освітлення, а також визначено області працездатності системи ЧПК верстатного обладнання.

ВИСНОВКИ

В роботі виконані нові науково-технічні рішення, спрямовані на підвищення продуктивності процесу ущільнення ливарних сумішей, які складаються із дрібнодисперсних і порошкоподібних матеріалів, що досягається застосування вібраційної машини оригінальної конструкції, яка оснащена багатоколодчастою головкою із гідроімпульсним приводом.

1. На основі виконаного аналізу відомих технічних рішень **було встановлено**, що для досягнення вищого ступеня спресовування шарів ливарних сумішей потрібно використовувати вібраційні машини, які оснащені багатоколодчастими вібропресовими головками. Їх застосування дозволить, також, підвищити продуктивність процесу ущільнення за рахунок створення об'ємного вібраційного навантаження на середовище.

2. В якості приводу таких головок **запропоновано** використати гідроімпульсний привід ефективність якого при створенні нових машин для вібраційної обробки деталей знайшла реальне підтвердження на практиці за рахунок того, що такий привод має компактні розміри, дозволяє отримувати в процесі роботи великі значення пікової потужності, що дає можливість при одночасному використанні компенсатора кінетичної енергії (маховика) значно знизити потужність приводного електродвигуна, а також дозволяє в широкому діапазоні змінювати амплітуду та частоту коливань в процесі роботи, що є однією із основних вимог, які висуваються до приводів високоефективних установок для вібраційного пресування сипучих середовищ, що можуть складатися із матеріалу різного гранулометричного складу.

3. Створено математичну модель приводу установки за допомогою якої описано рівняння руху системи в два етапи: розглядається спочатку рух штока під дією тільки статичного навантаження, а потім при одночасній дії статичного та вібраційного навантажень. Також, створено математичну модель гідравлічного збуджувача вібраційних коливань із використання методу Даламбера.

4. За результатами **оцінювання** комерційного потенціалу розробки, середньоарифметична сума балів складає 41,5 що вказує, що рівень розробки є високим.

5. Бажаним шляхом реалізації проекту є **спільне підприємство** – підприємство, що базується на спільному капіталі суб'єктів господарської діяльності України або іноземних суб'єктів господарської діяльності, на спільному управлінні та на спільному розподілі результатів та ризиків.

6. Економічний ефект від використання нової розробки становить 148268,28 грн.

7. В розділі "Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях" було визначено основні характеристики цільниці, прийнято організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи та організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бауман В.А. Вибрационные машины и процессы в строительстве [Текст] / В.А. Бауман, И.И. Быховский // — М.: Высшая школа — 1977 — 255 с.
2. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов [Текст] / Н.Я. Хархута // — Л.: Машиностроение — 1973 — 176 с.
3. Захаренко А.Б. Теоретические и экспериментальные исследования процессов уплотнения катками грунтов и асфальтобетонных смесей: Дисс. докт. техн. наук: 05.05.04/ А.Б. Захаренко; Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия. — Омск, 2005. — 320 с.
4. Вібраційна установка із гідроімпульсним приводом для ущільнення ливарних сумішей [Електронне видання] / Манжілевський О.Д., Плахотник О.М. // Збірник тез Всеукраїнської науково-практичної інтернет-конференції. Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи. . — Вінниця : ВНТУ, 2020.
5. Машиностроение. Энциклопедия/ Ред.совет: К.В. Фропов и др. — М: Машиностроение, 2005. — ТЛУ-4: Машины и оборудование кузнечно-штамповочного и литейного производства/ Ю.А. Бочаров, И.В. Матвеевко и др.; Под общ.ред. Ю.А. Бочарова, И.В. Матвеевко. — 926с.
6. Петров Н.В. Кузнечно-штамповочное оборудование. Гидропрессы: Учебное пособие. — М.: Машиностроение-1, Орел: ОрелГТУ, 2004. — 140с.
7. Корнилов В.П., Синицкий В.И. Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании. — М.: Машиностроение, 2002. — 224 с.
8. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Гидровибрационные машины обработки давлением (состояние и перспективы развития) / Р.Д. Искович-Лотоцкий, Р.Р. Обертюх, А.А. Гуменчук // Вестн. машиностроения. — 1993. — №12. — С. 8–12.
9. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Машины вибрационного и виброударного действия / Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. — К.: Техніка, 1982. — 576 с.

10. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. До питання синтезу схем гідроімпульсних вібротрибних машин з декількома робочими ланками / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – №1(2). – С. 82 – 88.

11. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитриевич. Гидроимпульсный привод установки для виброабразивной очистки внутренних поверхностей трубчатых изделий // Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Н. Вирнык // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Респ. межв. научн.-техн. Сборник. – 1992. – Вып. 27. – С. 83–86.

12. Гончаревич И. Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов. – М: Наука, 1981. – 320с.

13. Овчинников П. Ф. Виброреология / П. Ф. Овчинников. – Киев: Наукова думка, 1983. – 272с.

14. Блехман И. И. Вибрационное перемещение / И. И. Блехман, Г. Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. – 410 с.

15. Бабичев Анатолий Прокофьевич. Основы вибрационной технологии / А. П. Бабичев, И. А. Бабичев. Ростов-на-Дону. Издательский центр ДГТУ, 1998. – 624с. – ISBN 5-7890-0043-6

16. Вірник Микола Миколайович. Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві: монографія / М. М.Вірник, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Н. Р. Веселовська – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2007. – 198 с. – ISBN 978-966-641-233-4.

17. Вирнык Николай Николаевич. Математическое моделирование динамики рабочего процесса гидравлического вибровозбудителя. / Н. Н. Вирнык, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булыга // Вибрации в технике и технологиях. – 1995. – №2. – С. 42-43.

18. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Методика проектного розрахунку електромеханічної частини гідроімпульсного приводу вібраційного обладнання / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, О. В. Поліщук // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – №1(53). – С.32–35.

19. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М.: Высшая школа, 1972. – 416 с.
20. Липовский Михаил Иванович. Об одном виде вибрационного перемещения сыпучей среды. / М. И. Липовский. – Изв. АН СССР, МТТ. – 1969. – № 3. – С. 3-9.
21. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Плунжерний вібраційний гідроциліндр / Р. Д. Іскович-Лотоцький, О. Д. Манжілевський // Процеси механічної обробки в машинобудуванні: Збірник наукових праць. Житомир. – 2011. – №31. – С. 218-226. – ISSN 1817-2997.
22. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Математичне моделювання гідроімпульсного приводу стенду для створення просторового вібронавантаження / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, О. Д. Манжілевський // Вісник СевНТУ. – Випуск 117/2011. – С. 60–63. – ISBN 5-7763-4399-2.
23. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович. Основи теорії розрахунку та розробка процесів і обладнання для віброударного пресування: монографія / Р. Д. Іскович-Лотоцький. – Вінниця: УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2006. – 338 с. – ISBN 966-641-178-4.
24. Иванов М. Е. Гидропривод сваепогружающих и грунтоуплотняющих машин / М. Е. Иванов, И. Б. Матвеев, Р. Д. Искович-Лотоцкий [и др.] – М.: Машиностроение, 1977. – 174 с
25. Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрієвич. Вибраційні преси: Обзор. / Р. Д. Іскович-Лотоцький, И. Б. Матвеев. – М.: НИИМаш, 1979. – 50 с.
26. Іскович-Лотоцький Р. Д. Гидравлические вибровозбудители на базе стандартной контрольно-распределительной аппаратуры / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, Б. Н. Пентюк // Вестник машиностроения. – 1984. – №8. – С. 17–20.
27. Божко Александр Евгеньевич. Воспроизведение вибраций / Божко А. Е. – Киев : Наук. думка, 1975. – 190с.
28. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для

вузов / Бидерман В. Л. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.,ил.

29. Методичні вказівки до виконання студентами магістрами наукового напрямку економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. В. О. Козловський – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 22с.

30. Козловський В.О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2003. – 75с.

31. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.

32. Сердюк В.Р. Збірник законодавчих і нормативних актів з питань охорони праці. – Вінниця: Континент-ПРИМ, 1995. – 231 с.

33. Штефан Б.П., Терещенко С.П., Дрончак В.О. Лабораторний практикум з дисципліни "Основи охорони праці" – Вінниця. ВДТУ, Ч. 2. – 2001. – 73 с.

Додаток А
(обов'язковий)

ВНТУ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри ГМ,

д.т.н., проф.

Л. К. Поліщук

“ ___ ” _____ 2020 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ
ФОРМУВАЛЬНИХ СУМІШЕЙ ЛИВАРНОГО ВИРОБНИЦТВА НА
ВІБРАЦІЙНИХ МАШИНАХ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

08-27.МКР.007.00.000 ТЗ

Керівник проекту

к.т.н., доцент кафедри ГМ

О. Д. Манжілевський

Виконавець: ст. гр. 1ГМ-19м

Плахотник О. М.

Вінниця 2019

1 Найменування і область застосування

Найменування – спеціальне гідравлічне обладнання для ущільнення формувальних сумішей ливарного виробництва. Область застосування: машина є одним із відомих пристроїв, які застосовуються у ливарному виробництві.

2 Основа для розробки

Основою для розробки даної магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) є індивідуальне завдання на МКР та наказ ректора по ВНТУ про затвердження тем МКР.

3 Мета і призначення розробки

Метою і призначенням розробки є розробка спеціального обладнання для ущільнення формувальних сумішей ливарного виробництва з гідроприводом. Призначення розробки – вібраційне ущільнення формувальних сумішей.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки

1. Хархута Н.Я. Машины для уплотнения грунтов [Текст] / Н.Я. Хархута // — Л.: Машиностроение — 1973 — 176 с..

2. Гончаревич И. Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов. – М. Наука, 1981. – 320с.

3. Искович-Лотоцкий Ростислав Дмитриевич. Машины вибрационного и виброударного действия / Р.Д. Искович-Лотоцкий, И.Б. Матвеев, В.А. Крат. – К.: Техніка, 1982. – 576 с.

4. Овчинников П. Ф. Виброреология / П. Ф. Овчинников. – Киев: Наукова думка, 1983. – 272с..

5. Вірник Микола Миколайович. Вібраційні та віброударні процеси і машини у ливарному виробництві: монографія / М. М.Вірник, Р. Д. Искович-

5. Технічні вимоги

5.1. Склад виробу і вимоги до конструкції

– установка має складатися із декількох робочих органів, що створюють вібраційне навантаження за допомогою гідроімпульсного приводу;

конструктивні вимоги до установки та її складових частин:

– орієнтовані розміри установки 1100×800×800 мм;

– регулювання органів керування – безступінчасте;

– вимоги монтажної придатності до продукції – поставка в зібраному вигляді;

– захист від вологи, шкідливих випаровувань та корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;

– деталі, вузли установки, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила

5.2 Показники призначення

– діапазон регулювання частоти вібрації – (10...35)Гц;

– тиск робочого ходу – 10...20 МПа;;

– максимальне переміщення робочого столу – до 500 мм.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – конструкція деталей установки повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання і устаткування.

5.4 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу, і ремонті. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонті.

5.5 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні і управлінні.

5.6 Матеріали, що використовуються для деталей установки слід вибирати відповідно до рекомендацій, що застосовують під час виготовлення контрольно-розподільної гідроапаратури.

5.7 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню і ремонту:

– умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньобширотних кліматичних умовах;

– час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 1 год;

– вид обслуговування періодичний;

– періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 4 дні (один раз в три місяці);

5.8 Вимоги до транспортуванню і збереженню

– можливість транспортування на будь-якому виді транспортних засобів

– захист від ударів під час завантаження і розвантаження

– зберігання на складі готової продукції

– зберігання у законсервованому вигляді

– складування на стелажах.

6 Економічні показники:

– орієнтований економічний ефект від використання нової розробки становить 50712, 87грн,

– освоєння виробництва продукції,

– економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками.

7 Стадії і етапи розробки

7.1 Розробка технічного завдання.

7.2 Огляд конструктивних особливостей існуючих типів віброприводів вібраційних і віброударних машин і їх принципові схеми.

7.3 Опис конструкції вібраційної установки для ущільнення ливарних сумішей.

7.4 Математичне моделювання процесу вібраційного ущільнення.

7.5 Розрахунок основних конструктивних параметрів установки, економічних розрахунків.

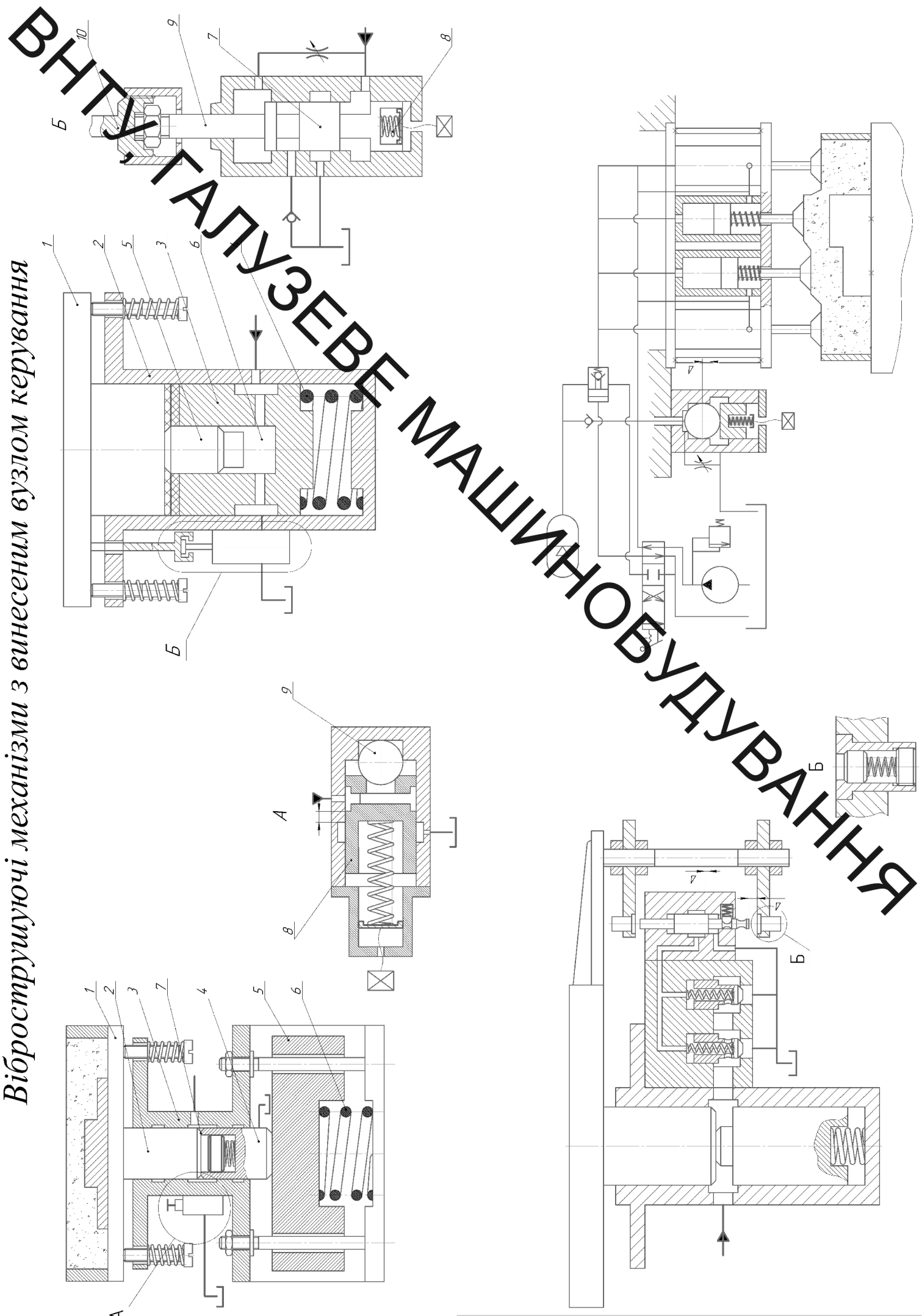
7.6 Техніко-економічні розрахунки, розробка заходів безпеки життєдіяльності.

7.7 Оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту дипломного проекту.

8 Порядок контролю і прийомки

- рубіжний контроль виконання окремих розділів проекту;
- попередній захист МКР;
- захист МКР перед ЕК;

Віброструшуючі механізми з винесеним вузлом керування



ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08-27:МКР:007.00.00017/2

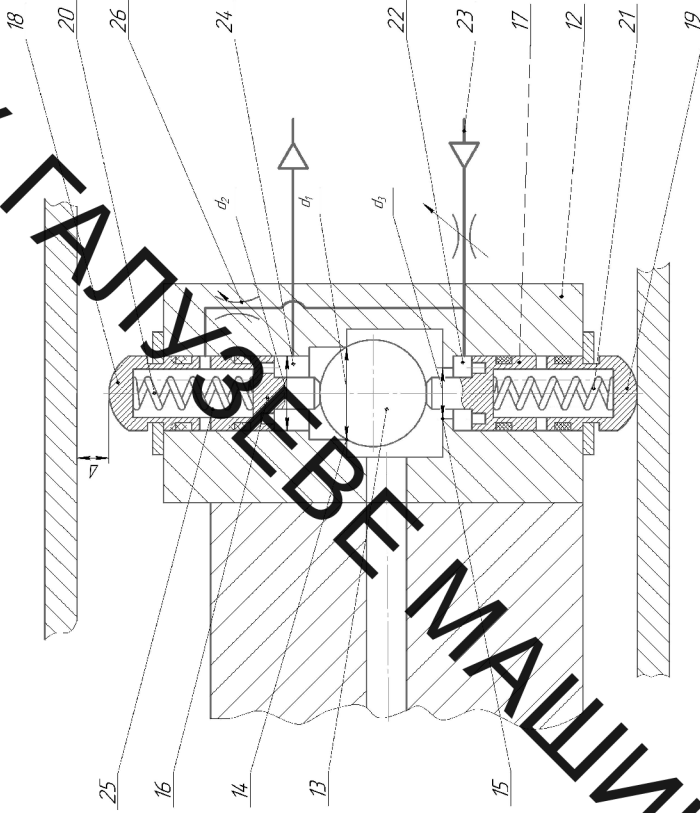
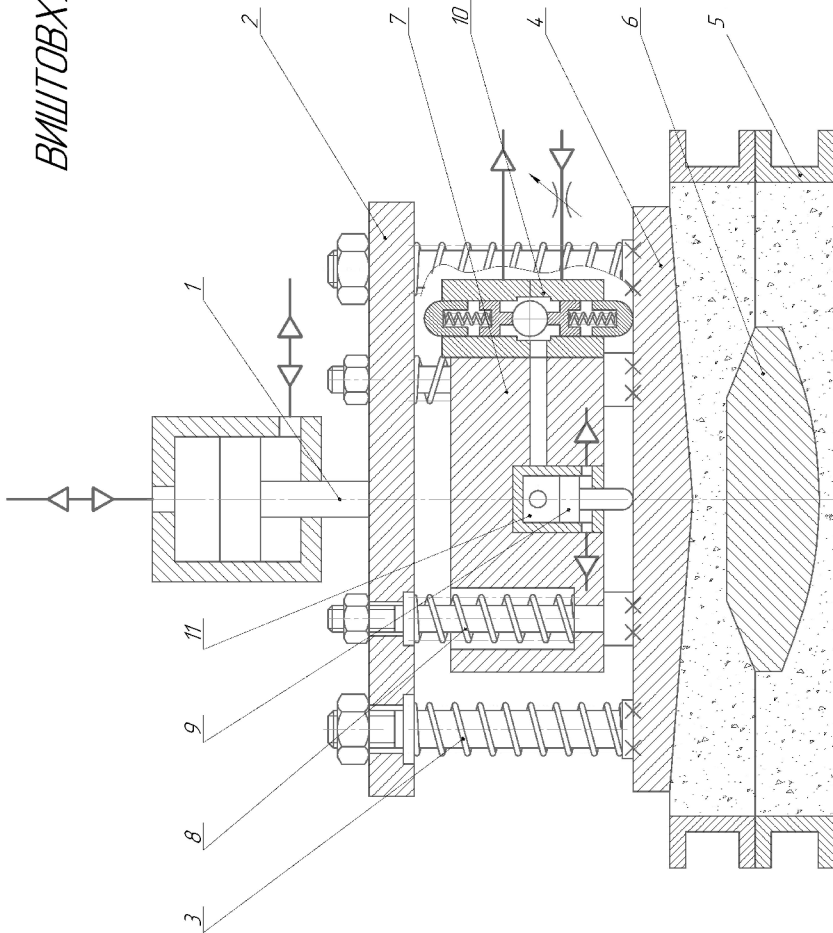
08-27:МКР:007.00.00017/2

Вид	Класифікація	Лист	Листів
Випуск	Випуск	11	1
Випуск технічної документації			
ВНТУ, ІГМ-19М			

Мова	Лист	Листів	Листів
Українська	Українська	11	1
Випуск технічної документації			
ВНТУ, ІГМ-19М			

ВІШТКУВАЧ ГАЛКУВАННЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

ВИШТОВУВАЧ ВІБРОУАРНИЙ



Технічна характеристика

1. Розміри сток мм - 1000*800
2. Зусилля відіб'ювання штифту, Н - 40000
3. Хід гільи відіб'ювання мм -
4. Робоче середовище - повітря
5. Робочий тиск у пневмосистемі, МПа - 0,5
6. Підприємство виробник, Н - 20000

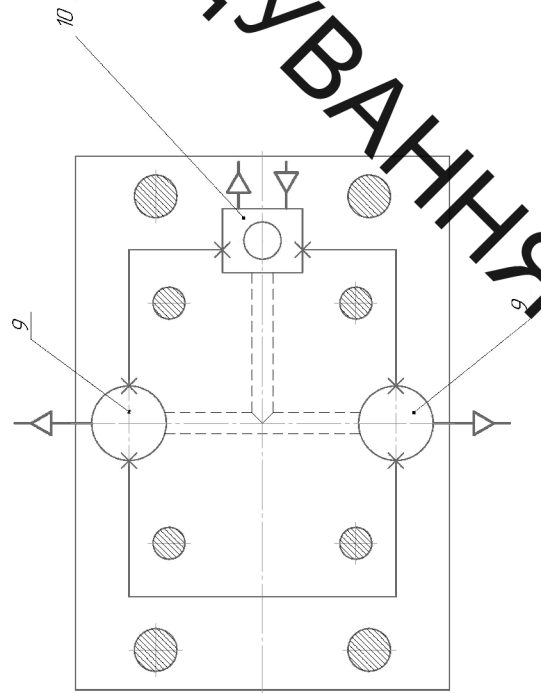


Схема вібропресової машини з електромагнітним приводом

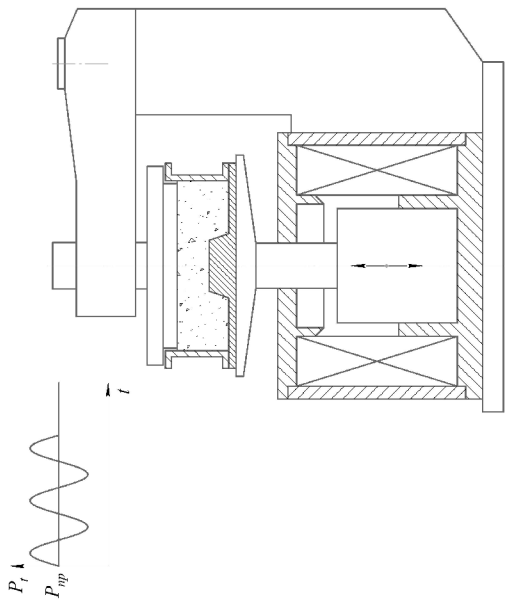


Схема вібропресової машини з пневматичним приводом

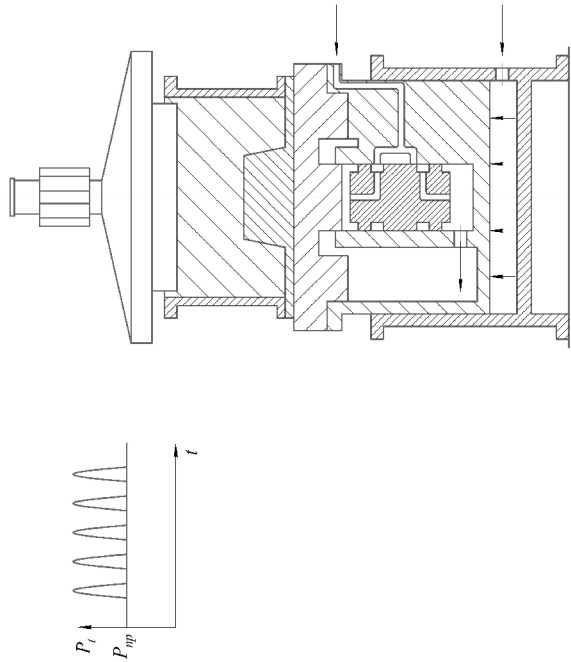


Схема вібропресової машини з гідравлічним приводом

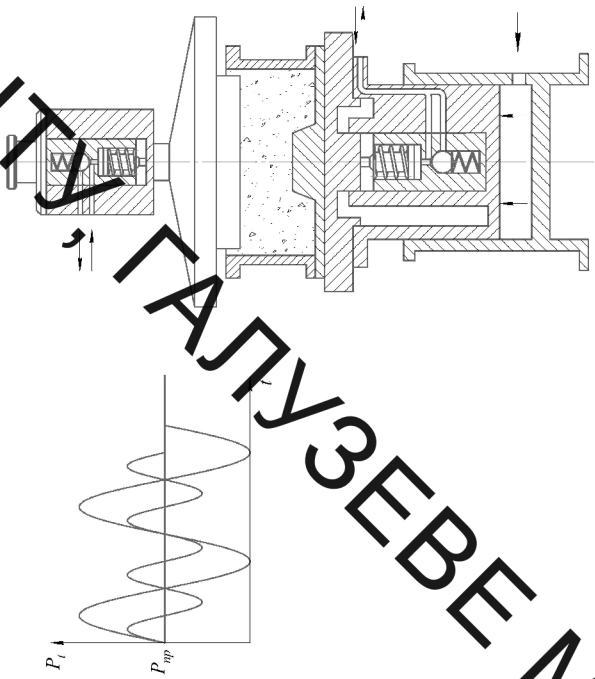


Схема вібропресової машини з дебалансним приводом

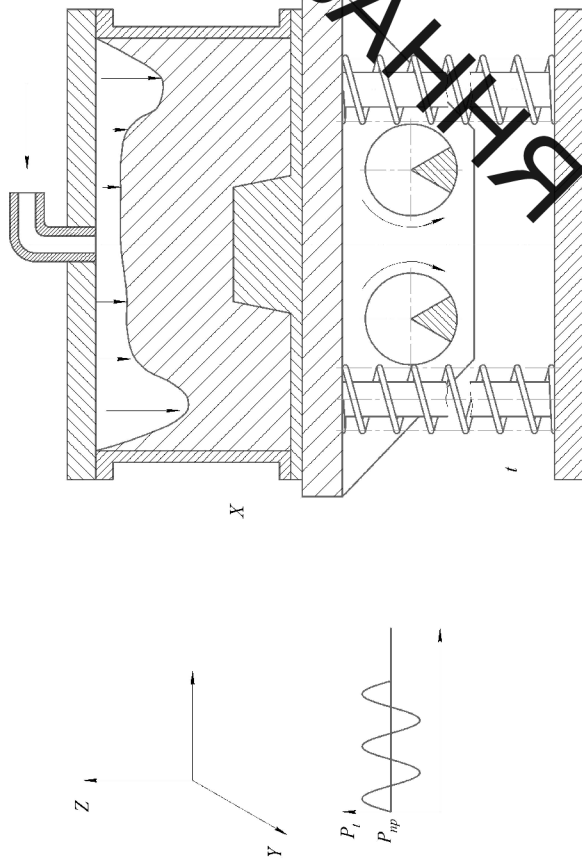
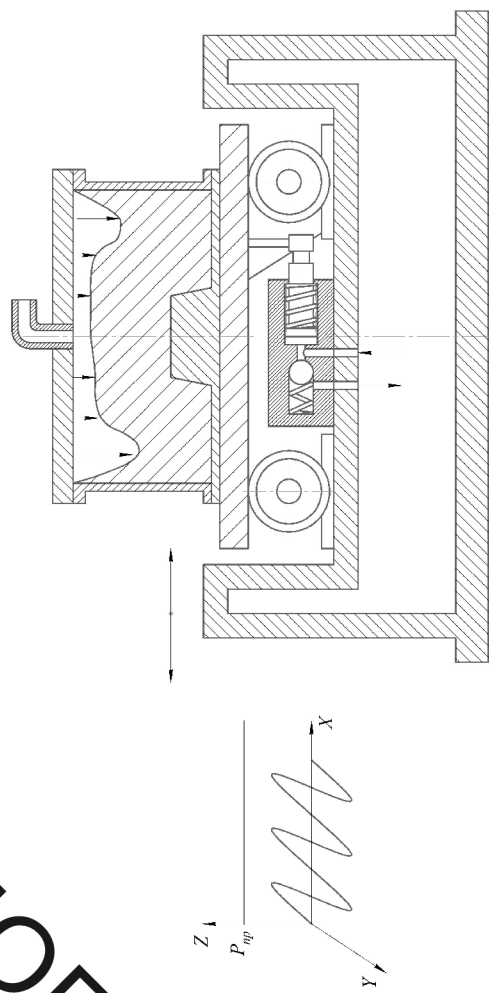
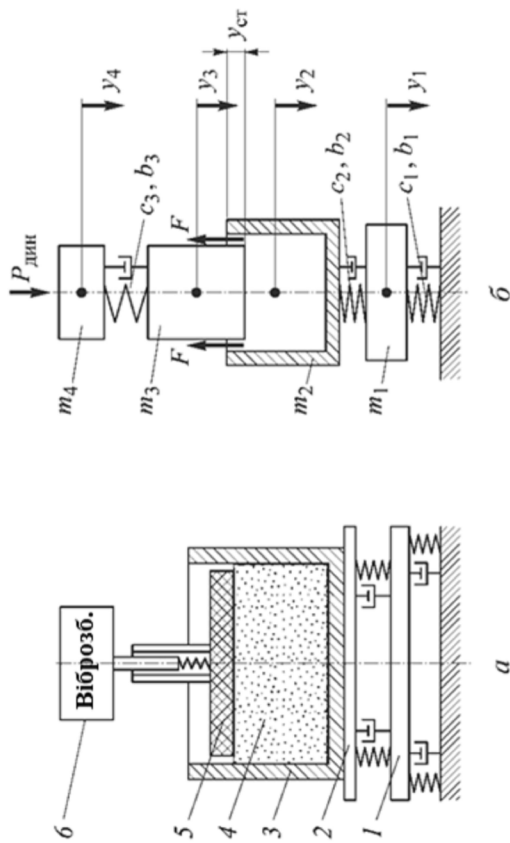


Схема вібропресової машини з електромеханічним приводом





1 – проміжна маса; 2 – форма; 3 – стакан; 4 – суміш; 5 – пластина;
б – віброзбуджувач

Рисунок 1 – Схема формуючої установки (а) і розрахункова модель ущільнення (б)

$$\begin{cases} m_1 y_1'' + c_1 y_1 + c_2 (y_1 - y_2) + b_1 y_1' + b_2 (y_1' - y_2') = 0; \\ m_2 y_2'' + c_2 (y_2 - y_1) + b_2 (y_2' - y_1') - F(z, z') = 0; \\ m_3 y_3'' + c_3 (y_3 - y_4) + F(z, z') = 0; \\ m_4 y_4'' + c_3 (y_4 - y_3) = P(\omega t) \end{cases}$$

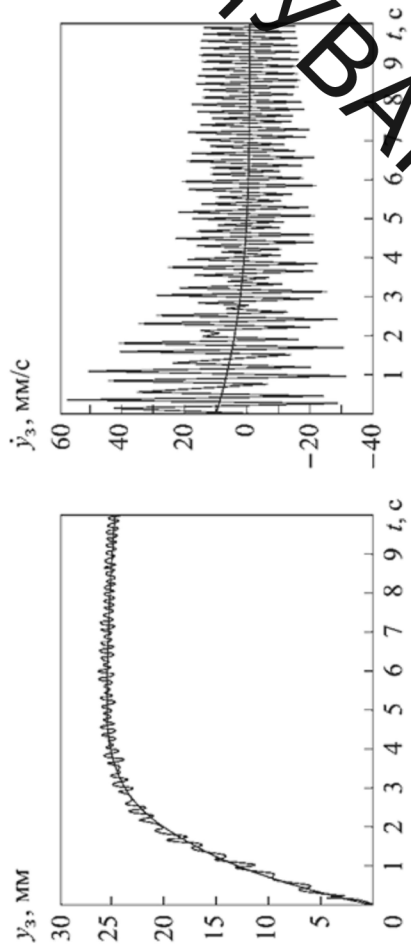
де $z = y_3 - y_2$

Початкові умови при $t=0$ мають вигляд

$$\begin{cases} y_1 = y_2 = y_3 = y_4 = 0; \\ y_1' = y_2' = y_3' = y_4' = 0 \end{cases}$$

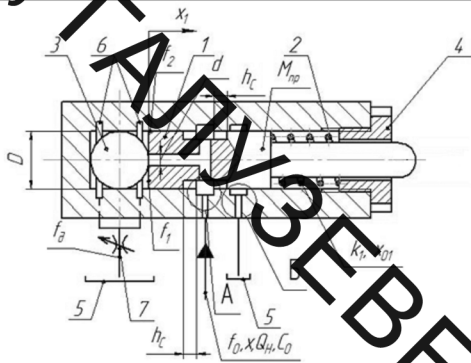
Для чисельного розв'язання системи рівнянь використовуємо метод Рунге-Кутти четвертого і шостого порядків точності, представивши систему в нормальній формі Коші:

$$\begin{cases} z_1 = y_1'; \\ z_1' = -\frac{1}{m_1} [c_1 y_1 + c_2 (y_1 - y_2) + b_1 z_1 + b_2 (z_1 - z_2)]; \\ z_2 = y_2'; \\ z_2' = -\frac{1}{m_2} [c_2 (y_2 - y_1) + b_2 (z_2 - z_1) - f(y_2 - y_3) \cdot \text{sign}(z_2 - z_3)]; \\ z_3 = y_3'; \\ z_3' = -\frac{1}{m_3} [c_3 (y_3 - y_4) + f(y_3 - y_2) \cdot \text{sign}(z_3 - z_2)]; \\ z_4 = y_4'; \\ z_4' = -\frac{c_3}{m_3} (y_4 - y_3) + \frac{P(\omega t)}{m_4}. \end{cases}$$



а) б)
Рисунок 2 – Графіки переміщення (а) і швидкості (б) штака в залежності від часу

ВНТУ, ГАЛУЗЬ ЕЛЕМЕНТАРНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ



1 – золотник; 2 – спіральна пружина; 3 – запірний елемент виконаний у вигляді кульки; 4 – регулювальна гайка; 5 – бак гідросистеми; 6 – кільцеві протічки каналів; 7, 8 – дроселювачі елементи

Рисунок 1 – Структурно-розрахункова схема золотникового відроздужувача

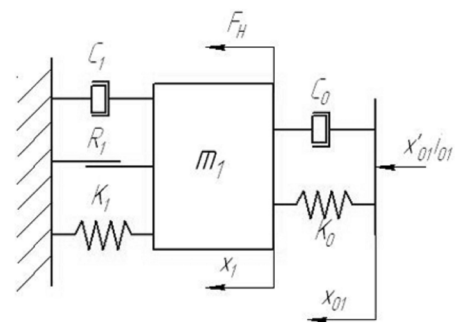


Рисунок 2 – Динамічна модель золотникового відроздужувача

На основі принципу Даламбера та прийнятої динамічної моделі золотникового відроздужувача (див. рис. 4.10), ми можемо записати рівняння руху (для прямого ходу) маси m_1 у вигляді

$$m_1 \ddot{x}_1 = i_{01} k_0 (x_{f1} - x_1) - k_1 (x_1 + x_0) - i_{01}^{0.5} C_0 (\dot{x}_{f1} - \dot{x}_1) - C_1 \dot{x}_1 - R \frac{dx_1}{dt}$$

$$0 \leq x_1 \leq h_c;$$

$$x_0 \leq x_{0max}$$

Враховуючи попередній натяг пружини отримаємо:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \xi_0 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (C_0 + C_1) \frac{dx_1}{dt} + (K_0 + K_1) x_1 = K_0 x_0$$

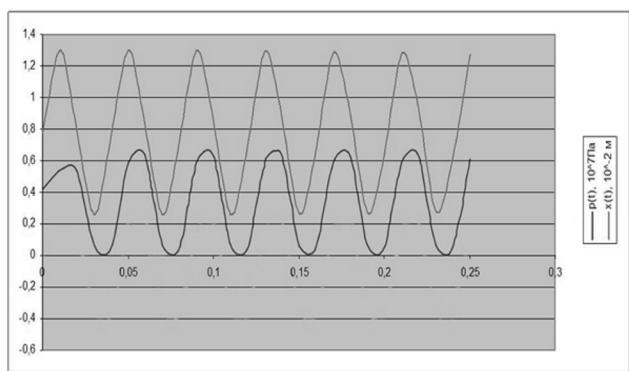
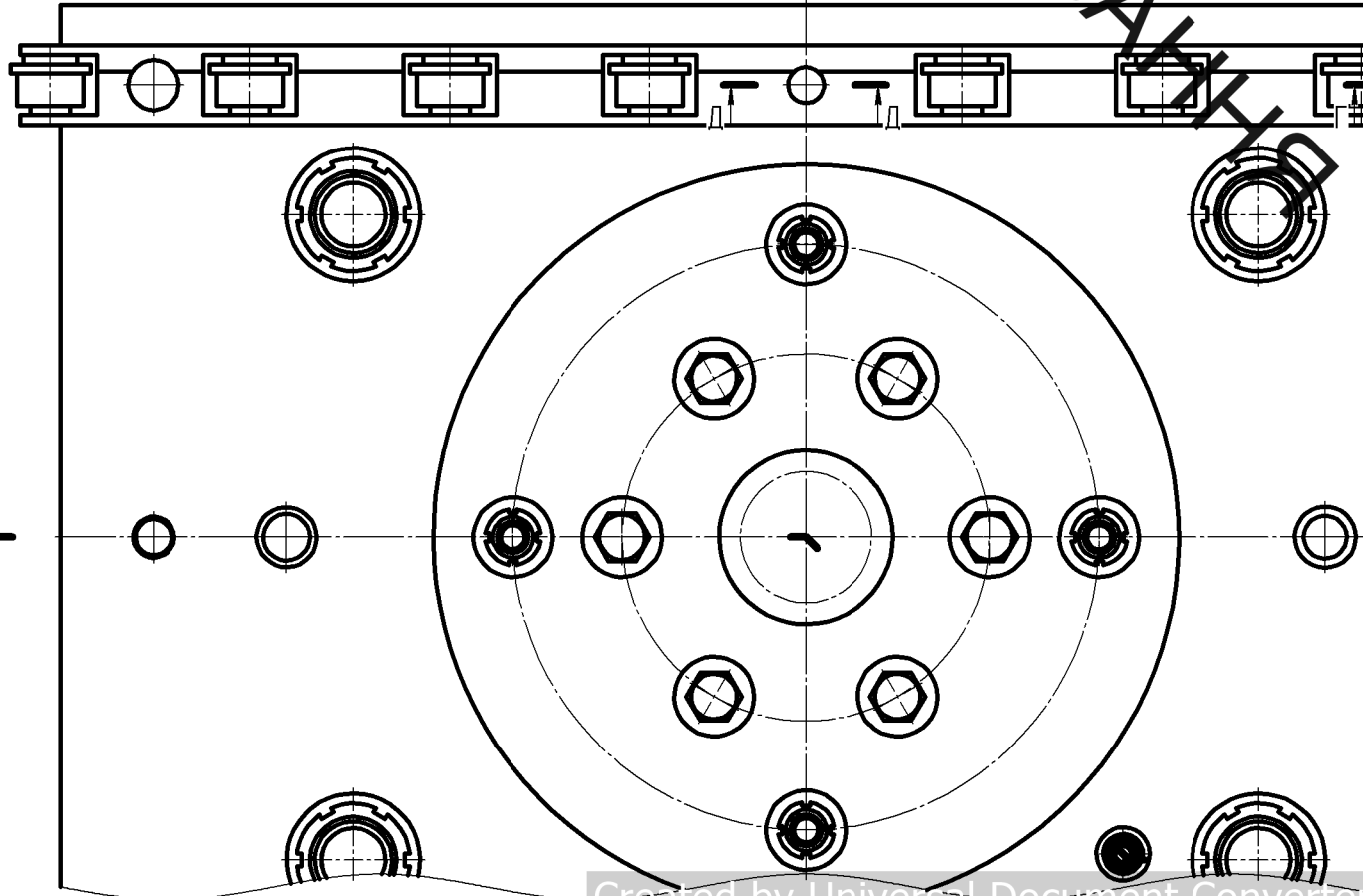
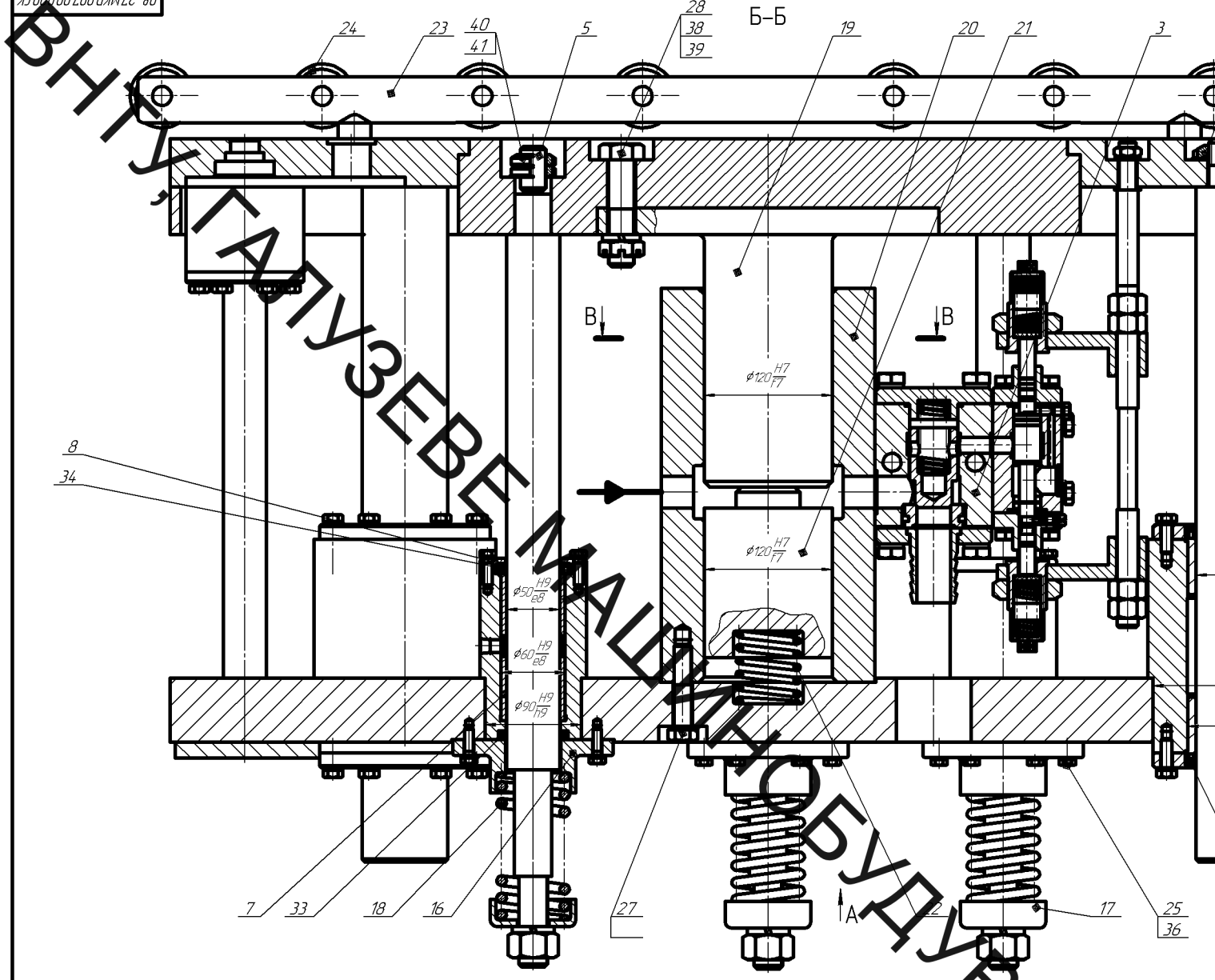
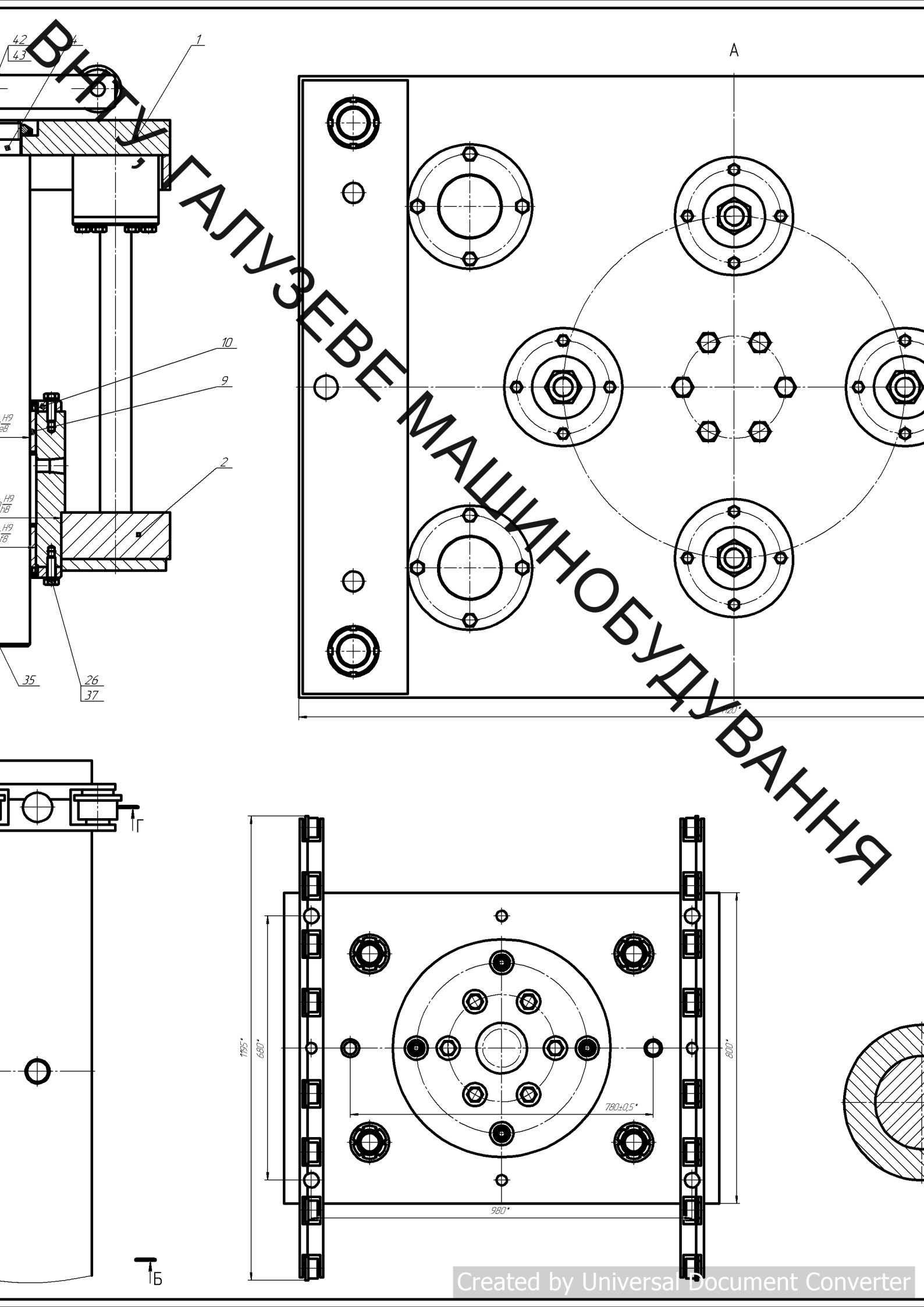


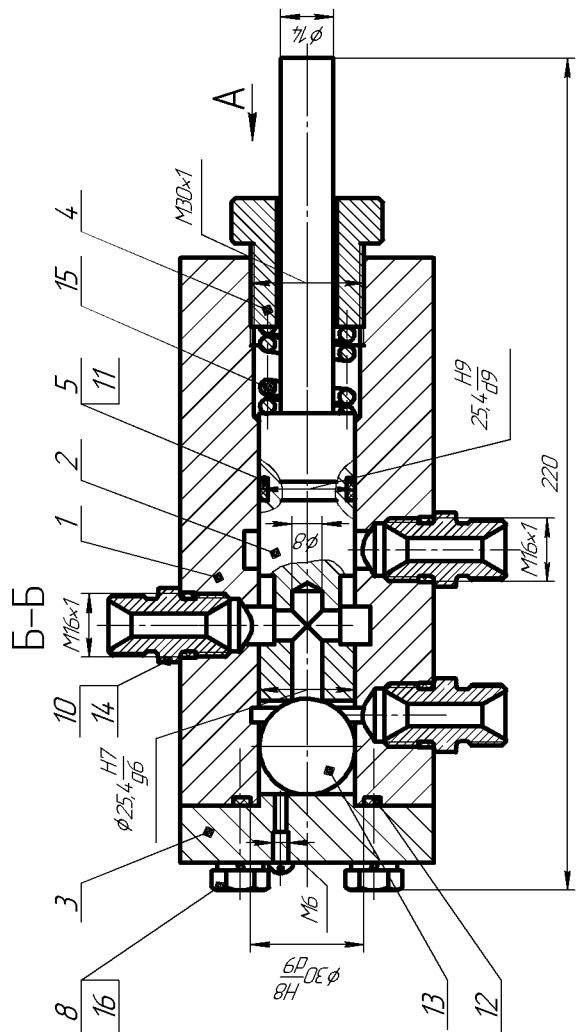
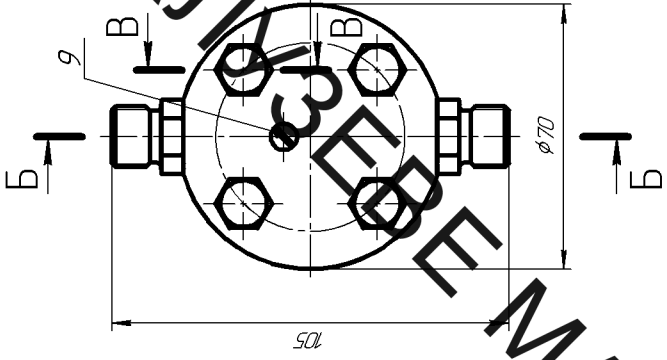
Рисунок 3 – Графіки переміщення плунжера золотникового відроздужувача $x(t)$ та зміни тиску у робочій порожнині $p(t)$





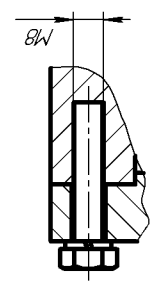
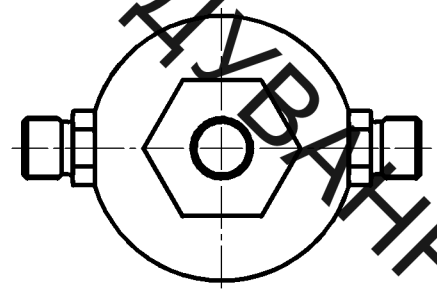
08-27.МКР.007.02.000СК

ВНТУ, ГАЛКИ ТА ГІДРОЦИЛІНДРИ
 МАШИНОБУДУВАННЯ



A

B-B



1. Номінальний тиск відкриття, МПа 10
2. Максимальний тиск закриття, МПа 6,3
3. Тип робочої рідини – мінеральне масло ІСОА.І50
ГОСТ 20799-75
4. Увадний протід, м 8×10^{-3}
5. Робочий хід гайки регулятора, частоти, м 2×10^{-2}

08-27.МКР.007.02.000СК		Лист	Масштаб	ВНТУ 1ГМ-19М
Гідроциліндр	Лист	Масштаб	1:1	ВНТУ 1ГМ-19М
Біоріаційний	Лист	Масштаб	1:1	ВНТУ 1ГМ-19М
Складальне креслення	Лист	Масштаб	1:1	ВНТУ 1ГМ-19М
Машинер	Машинер	Машинер	Машинер	Машинер
Рисувальник	Рисувальник	Рисувальник	Рисувальник	Рисувальник
Проєктант	Проєктант	Проєктант	Проєктант	Проєктант
Технік	Технік	Технік	Технік	Технік
Машинер	Машинер	Машинер	Машинер	Машинер
Узгодити	Узгодити	Узгодити	Узгодити	Узгодити
Узгодити	Узгодити	Узгодити	Узгодити	Узгодити

Додаток В

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

СПЕЦИФІКАЦІЇ

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						Документація			
		A1			08-27.МКР.007.00.000.СК	Складальне креслення	1		
						Складальні одиниці			
				1	08-27.МКР.007.00.000	Стіл	1		
				2	08-27.МКР.007.00.000	Станина	1		
				3	08-27.МКР.007.00.000	Пульсатор	1		
						Деталі			
				5	08-27.МКР.007.00.001	Вал	1		
				6	08-27.МКР.007.00.002	Колона	1		
				7	08-27.МКР.007.00.003	Колона	2		
				8	08-27.МКР.007.00.004	Кришка	2		
				9	08-27.МКР.007.00.005	Кришка	2		
				10	08-27.МКР.007.00.006	Кришка	2		
				11	08-27.МКР.007.00.0007	Кришка	1		
				12	08-27.МКР.007.00.008	Втулка	1		
				13	08-27.МКР.007.00.009	Втулка	1		
				14	08-27.МКР.007.00.010	Втулка	1		
				15	08-27.МКР.007.00.011	Шток	1		
				16	08-27.МКР.007.00.012	Стакан	1		
				17	08-27.МКР.007.00.013	Чашка	1		
					08-27.МКР.007.00.000				
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
		Разраб.		Плахотник ОМ			Лит.	Лист	
		Проб.		Манжильський ОД				1	
		Н.контр.		Манжильський ОД			Листов		
		Утв.		Поліщук ЛК			3		
		Відростіл					ВНТУ зр. 1ГМ-16М		

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		18	08-27.МКР.007.00.014	Пружина	4	
		19	08-27.МКР.007.00.015	Хвостовик	1	
		20	08-27.МКР.007.00.016	Циліндр	1	
		21	08-27.МКР.007.00.017	Ударник	1	
		22	08-27.МКР.007.00.018	Пружина	1	
		23	08-27.МКР.007.00.019	Рейка	2	
		24	08-27.МКР.007.00.020	Колесо	16	
				<i>Стандартні вироби</i>		
				<i>болти ГОСТ 7808-70</i>		
		25		<i>M8x23</i>	16	
		26		<i>M10x30</i>	16	
		27		<i>M16x80</i>	6	
		28		<i>M24x100</i>	6	
					2	
				<i>Манжета ГОСТ 8751-79</i>	8	
		29		<i>1-25 x 38-1 / 2</i>	2	
		30		<i>1-20 x 40-1</i>	4	
		31		<i>1-25 x 42-1</i>	2	
		32		<i>1-36 x 50-1</i>		
		33		<i>1-50 x 65-1</i>	4	
		34		<i>1-50 x 70-1</i>	4	
		35		<i>1-80 x 100-1 / 4</i>	4	
				<i>Шайба ГОСТ 6402-70</i>		
		36		<i>8 H</i>	16	
		37		<i>10 H</i>	16	
		38		<i>16 H</i>	6	
		39		<i>24 H</i>	6	

Инд. № подл.	Взам. инв. №	Инд. № дѣл.	Подп. и дата

Формат	Зона	Поз.	Обозначення	Найменування	Кол.	Примечание
Перв. примен.	A3			Документація		
				Складальне креслення		
Справ. №	A3	1	08-27.МКР.007.02.001	Корпус	1	
	A3	2	08-27.МКР.007.02.001	Золотник	1	
	A4	3	08-27.МКР.007.02.001	Кришка	1	
	A4	4	08-27.МКР.007.02.001	Гайка	1	
	A4	5	08-27.МКР.007.02.001	Кільце	1	
				Стандартні вироби		
		8		Болт М8 - 8d x 40.58 ГОСТ 7805-70	4	
		9		Гвинт М4 - 8d x 8.58 ГОСТ 7805-70	1	
		10		Кільце 014-019-30 ГОСТ 9833-73	2	
		11		Кільце 025-030-30 ГОСТ 9833-73	1	
		12		Кільце 030-035-30 ГОСТ 9833-73	1	
		13		Кулька 25,4-10 ГОСТ 3722-81	1	

Підп. і дата	Инд. № діляк.	Взам. инв. №	Підп. і дата

08-27.МКР.007.02.000				
Изм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата
Разраб.		Плахотник ОМ		
Проб.		Манжильський ОД		
Н.контр.		Манжильський ОД		
Утв.		Поліщук ЛК		
Инд. № подл.	Гідроциліндр вібраційний			Лит. / Лист / Листов
				Н / / 1 / 2
				ВНТУ 1ГМ-19М

