

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи
магістра
(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: «Гідроімпульсний малогабаритний вібратор з клапанним генератором імпульсів тиску (ГІТ)»

08-27.МКР.03.000.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи 1ГМ-20м
спеціальності 133
Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

Кочерга Михайло Володимирович

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., професор
Обертюх Роман Романович
(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент
Кашканов Віталій Альбертович
(прізвище та ініціали)

Допущено до захисту
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., професор Поліщук Л.К.
« » _____ 2021р.

Вінниця ВНТУ – 2021 року

АНОТАЦІЯ

УДК 621.979.3+62-822+62-553

Кочерга М.В. Гідроімпульсний малогабаритний вібратор з клапанним генератором імпульсів тиску (ГІТ). Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма – галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2021. 112 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 22 назв; рис.: 18; табл. 9.

За результатами аналізу принципів і конструкційних схем вібраторів з різними типами приводів, механічним, електричним, пневматичним і гідравлічним розроблено нову конструкцію малогабаритного гідроімпульсного вібратора, силова ланка (гідроциліндр) якого суміщена в одній конструкції з параметричним однокаскадним клапанним ГІТ на базі прорізної пружини (ПП).

Мінімальні габарити малогабаритного гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ГІВГЦ) досягнуто використанням короткої ПП, жорсткість якої визначено на межі допустимих напружень в елементах пружини, що виникають в її поперечних перерізах за максимально можливого навантаження. З метою створення науково обґрунтованої методики проєктного розрахунку досліджуваного вібратора, розроблено його динамічну модель, на основі якої та обґрунтованої структури припущень побудовано і проаналізовано математичну модель вібратора.

Розроблено складальний кресленик вібратора, параметри якого розраховано за запропонованою методикою проєктного розрахунку.

Проведено розрахунок кошторису витрат на реалізацію дослідного зразка вібратора та впровадження його у виробництво. Оцінено очікуваний економічний ефект від його впровадження та термін окупності витрат.

Оцінено можливі шкідливі фактори та їх вплив на безпеку життєдіяльності під час експлуатації пристрою.

Ключові слова: вібратор; генератор імпульсів тиску; енергоносіє; амплітуда; частота; витрата; подача; гідравлічна ланка.

ABSTRACT

Kocherga MV Hydropulse small-sized vibrator with valve pressure pulse generator (PPG). Master's qualification work in the specialty 133 - branch mechanical engineering, educational program - branch mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2021. 112 p.

In Ukrainian language. Bibliogr. : 22 titles; fig. : 18; table 9.

Based on the results of the analysis of basic and structural schemes of vibrators with different types of drives, mechanical, electrical, pneumatic and hydraulic, a new design of small-sized hydropulse vibrator was developed, the power unit of which is combined with slotted spring.

The minimum dimensions of a small-sized hydropulse vibrator - hydraulic cylinder is achieved by using a short slotted spring, the stiffness of which is determined by the allowable stresses in the spring elements that occur in its cross sections at maximum possible load. In order to create a scientifically sound method of design calculation of the studied vibrator, developed a dynamic model, based on which and a reasonable structure of assumptions built and analyzed the mathematical model of the vibrator.

The assembly drawing of the vibrator was developed, the parameters of which were calculated according to the proposed method of design calculation.

The cost estimate for the implementation of the prototype of the vibrator and its introduction into production is calculated. The expected economic effect from its implementation and the payback period are estimated.

Possible harmful factors and their impact on the safety of life during operation of the device are assessed.

Keywords: vibrator; pressure pulse generator; energy carrier; amplitude; frequency; cost; innings; hydraulic link.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Рівень вищої освіти II-й (магістерський)

Галузь знань – 13 Механічна інженерія

Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ГМ
Поліщук Л.К.
“ _____ ” _____ 21__ року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Кочерзі Михайлу Володимировичу

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Гідроімпульсний малогабаритний вібратор з клапанним ГІТ».

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к. т. н., проф. Обертюх Роман Романович, затверджені наказом вищого навчального закладу №277 від “24” вересня 2021 р.

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 13.12.2021 р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) номінальний тиск «відкриття» генератора імпульсів тиску (ГІТ) вібратора – 10 МПа; 2) тип гідронасоса гідронасосної станції живлення вібратора – гідронасос типу НШ; 3) орієнтовний діапазон регулювання: амплітуди плунжера виконавчого гідроциліндра ГІТ – $(0,5 \dots 2) \cdot 10^{-3}$ м; частоти проходження імпульсів тиску 10...100 Гц; 4) орієнтовне внутрішнє передатне відношення ГІТ вібратора $u_{21} = 0,25 \dots 0,35$.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1) вступ; 2) аналіз конструктивних схем вібраторів з різними типами приводів, що використовуються для реалізації різноманітних вібраційних технологій; 3) розроблення конструктивної схеми та конструкції малогабаритного вібратора з клапанним ГІТ; 4) розроблення динамічної та математичної моделей малогабаритного вібратора з клапанним ГІТ; 5) створення методика проектного розрахунку малогабаритного вібратора з клапанним ГІТ; 6) методика експериментального дослідження дослідного зразка вібратора; 7) економічне оцінювання доцільності розробки; 8) аналіз умов праці під час використання вібратора та розроблення заходів безпеки життєдіяльності, зокрема заходів віброзахисту під час роботи вібратора.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1) Аналіз відомих технічних рішень конструкції гідро- та віброциліндрів (пл. ф.А1); 2) Принципові та конструктивні схеми відомих генераторів імпульсів тиску (пл. ф.А1); 3) конструктивна схема розробленого малогабаритного вібратора з клапанним ГІТ, вбудованим в силову ланку (гідроциліндр) вібратора (пл. ф.А1); 4) конструктивна розрахункова схема вібратора та орієнтовна циклограма його робочого циклу (пл. ф.А1); 5) динамічні моделі прямого та зворотного ходів виконавчих ланок (ланок ГІТ) вібратора (пл. ф.А1); 6) спрощені динамічні моделі прямого та зворотного ходів виконавчих ланок (ланок ГІТ) вібратора (пл. ф.А1); 7) математична модель виконавчих ланок (ланок ГІТ) вібратора (пл. ф.А1); 8) гідрокінематична схема стенду для дослідження дослідного зразка розробленого вібратора (пл. ф.А1); 9) методика проектного розрахунку малогабаритного вібратора з клапанним ГІТ (ф.А1).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата | |
|----------------------------------|---|----------------|------------------|
| | | завдання видав | завдання прийняв |
| Основний | к.т.н., проф. Обертюх Р. Р. | | |
| Економічний | | | |
| Охорона праці | к.т.н., доц. Віштак І. В. | | |
| Безпека в надзвичайних ситуаціях | к.т.н., доц. Поліщук О. В. | | |

7. Дата видачі завдання 4.10.2021 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи | Строк виконання етапів МКР | Примітка |
|-------|--|----------------------------|----------|
| 1 | Вступ | 10.10.2021 р. | |
| 2 | Аналіз схем та конструкції відомих ГІТ для керування ГІП ВМ і ВУМ | 15.10.2021 р. | |
| 4 | Розроблення конструкції ГІТ підвищеної пропускну здатності | 2.11.2021 р. | |
| 5 | Розроблення динамічної моделі ГІП, керованого новим ГІТ | 9.11.2021 р. | |
| 6 | Розроблення математичної моделі ГІП, керованого новим ГІТ | 15.11.2021 р. | |
| 7 | Розроблення методики експериментального дослідження дослідного зразка пристрою | 19.11.2021 р. | |
| 8 | Економічний аудит розробки | 22.11.2021р. | |
| 9 | Розрахунок кількості коштів на впровадження розробки, та строку їх окупності | 24.11.2021 р. | |
| 10 | Аналіз умов праці при використанні пристрою | 26.11.2021 р. | |
| 11 | Розроблення заходів безпеки життєдіяльності та надзвичайних ситуаціях | 28.11.2021 р. | |
| 12 | Розроблення складального креслення ГІТ | 1.12.2021 р. | |
| 13 | Підготовка ілюстративної частини МКР | 4.12.2021 р. | |
| 14 | Попередній захист на кафедрі | 13.12.2021 р. | |

Студент _____ Кочерга М. В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ Обертюх Р. Р.
(підпис) (прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| АНОТАЦІЯ | |
| ABSTRACT | |
| ВСТУП | 5 |
| 1 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОЗРОБКИ | 9 |
| 1.1 Проведення комерційного та технологічного аудиту науково-технічної розробки | 9 |
| 1.2 Розрахунок витрат на здійснення науково-дослідної роботи | 11 |
| 1.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки за її можливої комерціалізації потенційним інвестором | 18 |
| 1.4 Висновки | 22 |
| 2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ | 23 |
| 2.1 Принцип роботи генераторів механічних коливань та їх класифікація | 23 |
| 2.2 Класифікація гідравлічних генераторів імпульсів тиску | 25 |
| 2.3 Аналіз відомих технічних рішень конструкції гідроциліндрів | 31 |
| 2.4 Огляд стану питання по патентно-інформаційних системах | 39 |
| 2.5 Висновки з огляду та постановка задач | 46 |
| 3 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ВІБРАТОРА З КЛАПАННИМ ГІТ | 48 |
| 3.1 Конструктивна схема гідроімпульсного малогабаритного вібратора та розроблення його динамічної і математичної моделей | 48 |
| 3.2 Динамічна модель прямого та зворотного ходів плунжера 8 та втулки клапана 9 малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ | 61 |
| 3.3 Математична модель гідроімпульсного малогабаритного вібратора з клапанним ГІТ | 69 |
| 3.4 Висновки | 77 |
| 4 МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО | |

| | |
|---|-----|
| МАЛОГАБАРИТНОГО ВІБРАТОРА З КЛАПАННИМ ГІТ | 79 |
| 4.1 Вхідні параметри..... | 79 |
| 4.2 Розроблення методики проектного розрахунку..... | 80 |
| 4.3 Висновки..... | 91 |
| 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ... | 93 |
| 5.1 Технічні рішення щодо безпечної організації робочих місць | 93 |
| 5.2 Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії..... | 94 |
| 5.3 Пожежна безпека..... | 98 |
| 5.5 Безпека у надзвичайних ситуаціях..... | 100 |
| 7.6 Висновки..... | 103 |
| ВИСНОВКИ..... | 105 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ | 107 |
| Додаток А – Технічне завдання..... | 110 |
| Додаток Б – Ілюстративна частина..... | 118 |

ВСТУП

Актуальність теми. Вібраційні технології в різних галузях промисловості та народного господарства широко використовуються, наприклад, для вібропресування виробів з порошків, розкочування кілець підшипників, виготовлення ливарних форм і залізобетонних конструкцій тощо. Обладнання, яке реалізує ці технології, достатньо різноманітне, головним чином за рахунок використання різних типів вібраційних приводів (механічного, пневматичного, гідравлічного, електромагнітного, комбінованого тощо) []. Аналіз переваг та недоліків цих приводів показує, що в наш час суттєві переваги має гідроімпульсний привод (ГІП) [], який дозволяє забезпечити високі робочі зусилля (до 320 кН та більше) і широкий діапазон регулювання параметрів вібрації (частоти – 1...100 Гц, амплітуди – $(0,1...10)10^{-3}$ м) на виконавчій ланці вібраційних (ВМ) і віброударних (ВУМ) технологічних машин, є простим та надійним в експлуатації та має відносно малу металомісткість. Основною складовою частиною цього приводу є генератор імпульсів тиску (ГІТ) параметричного типу, який забезпечує керування режимом роботи вібраційної машини []. ГІП, ідея та основи якого закладені І. Б. Матвєєвим [], відносно новий тип приводу, який інтенсивно розвивається [], здебільшого працює на основі школи гідроімпульсного приводу ВНТУ, створеної І. Б. Матвєєвим.

Відносно новим напрямом розвитку ГІП є створення параметричних однокаскадних ГІТ на базі суміщення їх запірних ланок (елементів) з пружними елементами високої жорсткості типу прорізних (ПП) і кільцевих (КП) пружин [] і розроблення на основі таких ГІТ малогабаритних гідроімпульсних вібраторів – гідроциліндрів (ГІВГЦ), в яких ГІТ та гідродвигун (гідроциліндр) суміщені в одній конструкції. В цих ГІВГЦ, з метою підвищення пропускної здатності параметричних однокаскадних ГІТ, використовують короткі ПП (чи КП), жорсткість яких визначається на межі допустимих напружень в елементах пружин, що виникають в поперечних перерізах ПП (чи КП)

за максимально можливих їх навантажень, а зменшення ходу запірних елементів ГІТ, суміщених з силовою ланкою ГІВГЦ, за рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття h_d) на обох ступенях герметизації ГІТ (зміни площі запірних елементів []) шляхом застосування фасочної (клапанної) герметизації цих ступенів, дозволяють побудувати ГІВГЦ з широким діапазоном регулювання амплітуди та частоти вібрацій. ГІВГЦ можуть використовуватись як основна частина ГПП ВМ і ВУМ, в якому в одній конструкції поєднані функції ГІТ та гідродвигуна (гідроциліндра), та як самостійні гідроапарати.

Мета і задачі дослідження. Мета магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) – розроблення малогабаритного гідроімпульсного вібратора, силова ланка якого суміщена в одній конструкції з параметричним однокаскадним клапанним ГІТ на базі ПП.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- виконати аналіз відомих технічних рішень і схем вібраторів, що використовуються у приводах ВМ і ВУМ;
- на основі зробленого аналізу розробити конструкцію малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі ПП;
- розробити динамічну модель малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі ПП;
- на основі створеної динамічної моделі малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі ПП розробити його математичну модель, в якій гідравлічна ланка гідросистеми живлення енергоносієм (робочою рідиною) вібратора представлена у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта;
- ґрунтуючись на аналізі математичної моделі вібратора та орієнтовній циклограмі його робочого циклу, розробити методику проєктного розрахунку вібратора;
- розробити принципову схему стенда для експериментального дослідження малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі

ПП, з метою перевірки коректності його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень і розробити методику проведення цих досліджень;

– виконати економічний аналіз розробленого вібратора з орієнтовним визначенням кошторису витрат на виготовлення дослідного зразка вібратора та впровадження його у виробництво, а також визначити термін окупності цих витрат;

– розробити заходи охорони праці та безпеки життєдіяльності під час експлуатації малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ та ВМ і ВУМ на його основі.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в малогабаритному гідроімпульсному вібраторі.

Предмет дослідження – малогабаритний гідроімпульсний вібратор з клапанним ГІТ на базі ПП.

Методи дослідження. Дослідження динамічних процесів у малогабаритному гідроімпульсному вібраторі з клапанним ГІТ на базі ПП методами побудови динамічної і математичної моделей з наступним їх дослідженням та аналізом за допомогою прикладних комп'ютерних програм, наприклад, Matlab.

Наукова новизна одержаних результатів.

Розроблено та проаналізовано динамічну і математичну моделі малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ на базі ПП, гідравлічна ланка гідросистеми живлення якого енергоносієм представлена у вигляді в'язко-пружної моделі як тіло Кельвіна – Фойгта, що дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси у вібраторі.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено методику проектного розрахунку вібратора, яка дозволяє за відносно простими залежностями (формулами) визначити всі його геометричні, енергетичні та силові

параметри. Розроблено конструкцію малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ.

Розроблено принципову схему стенда для експериментального дослідження дослідного зразка вібратора та методику проведення цих досліджень, вибрано найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень.

Особистий внесок здобувача. Розроблено конструкцію вібратора, динамічну та математичну його моделі, які адекватно описують роботу вібратора, створена методика інженерного проєктного розрахунку, розроблена структура експериментального стенду для дослідження пристрою та визначені напрямки експериментального дослідження.

Апробація результатів дослідження. Апробація результатів дослідження і дослідно-конструкторських розробок пристрою доповідалась на НТК ВНТУ.

Публікації. Подано заявку на отримання патенту на корисну модель та опубліковані тези на всеукраїнській науково-практичній конференції «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи 2021».

1 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОЗРОБКИ

В даному розділі розглянемо основні питання конкурентоспроможності продукту та комерційного потенціалу розробки.

1.1 Проведення комерційного та технологічного аудиту науково-технічної розробки

Метою проведення комерційного і технологічного аудиту є оцінювання науково-технічного рівня та рівня комерційного потенціалу розробки, створеної в результаті науково-технічної діяльності, тобто під час виконання магістерської кваліфікаційної роботи.

Для проведення комерційного і технологічного аудиту залучимо 3-х незалежних експертів. У нашому випадку такими експертами будуть провідні викладачі випускової та споріднених кафедр.

Оцінювання науково-технічного рівня розробки та її комерційного потенціалу будемо здійснювати за 12-а критеріями згідно рекомендацій [1,2].

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки заносимо до таблиці 1.1.

За даними таблиці 1.1 робимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу розробки. При цьому користуємося рекомендаціями, наведеними в таблиці 1.2.

Оскільки середньоарифметична сума балів складає 41,6, то рівень комерційного потенціалу розробки високий, тому дана розробка є реальною для подальшої її реалізації та впровадження.

Можливі декілька шляхів реалізації розробки.

Вібраційні технології в різних галузях промисловості та народного господарства широко використовуються, наприклад, для вібропресування виробів з порошків, розкочування кілець підшипників, виготовлення ливарних форм і залізобетонних конструкцій тощо. Обладнання, яке реалізує

ці технології, достатньо різноманітне, головним чином за рахунок використання різних типів вібраційних приводів (механічного, пневматичного, гідравлічного, електромагнітного, комбінованого тощо). Аналіз переваг та недоліків цих приводів показує, що в наш час суттєві переваги має гідроімпульсний привод, який дозволяє забезпечити високі робочі зусилля (до 320 кН та більше) і широкий діапазон регулювання параметрів вібрації (частоти – 1...100 Гц, амплітуди – $(0,1...10)10^{-3}$ м) на виконавчій ланці вібраційних (ВМ) і віброударних (ВУМ) технологічних машин, є простим та надійним в експлуатації та має відносно малу металомісткість.

Таблиця 1.1 – Результати оцінювання науково-технічного рівня і комерційного потенціалу розробки

| Критерії | Експерти | | |
|---|-----------------------------|-----------|-----------|
| | Експерт 1 | Експерт 2 | Експерт 3 |
| | Бали, виставлені експертами | | |
| Технічна здійсненність концепції | 4 | 3 | 4 |
| Ринкові переваги (наявність аналогів) | 4 | 3 | 4 |
| Ринкові переваги (ціна продукту) | 4 | 4 | 3 |
| Ринкові переваги (технічні властивості) | 3 | 3 | 4 |
| Ринкові переваги (експлуатаційні витрати) | 4 | 4 | 3 |
| Ринкові перспективи (розмір ринку) | 3 | 4 | 4 |
| Ринкові перспективи (конкуренція) | 3 | 4 | 3 |
| Практична здійсненність (наявність фахівців) | 4 | 3 | 3 |
| Практична здійсненність (наявність фінансів) | 3 | 4 | 4 |
| Практична здійсненність (необхідність нових матеріалів) | 3 | 3 | 4 |
| Практична здійсненність (термін реалізації) | 3 | 3 | 3 |
| Практична здійсненність (розробка документів) | 4 | 4 | 4 |
| Сума балів | 42 | 41 | 42 |
| Середньоарифметична сума балів \overline{CB} | 41,6 | | |

Таблиця 1.2 – Науково-технічні рівні та комерційні потенціали розробки

| Середньоарифметична сума балів, розрахована на основі висновків | Рівень комерційного потенціалу розробки |
|---|---|
| 0 – 10 | Низький |
| 11 – 20 | Нижче середнього |
| 21 – 30 | Середній |
| 31 – 40 | Вище середнього |
| 41 – 50 | Високий |

1.2 Розрахунок витрат на здійснення науково-дослідної роботи

1.2.1 Витрати на оплату праці

Основна заробітна плата дослідників

Витрати на основну заробітну плату дослідників розраховують відповідно до посадових окладів працівників, за формулою [1]:

$$Z_o = \sum_{i=1}^k \frac{M_{ni} \cdot t_i}{T_p}, \quad (1.1)$$

де M_{ni} – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, $T_p \approx 21 \dots 23$ дні;

t_i – кількість днів роботи конкретного дослідника.

Дану розробку буде проводити інженер, величина окладу буде становити 10000 грн. на місяць. Кількість робочих днів у місяці складає 22, а кількість робочих днів дослідника складає 45.

Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 1.3.

Розрахуємо заробітну плату працівників, які беруть участь у виконанні НДР і виконують роботи за робочими професіями.

Основна заробітна плата робітників Z_p , якщо вони беруть участь у виконанні даного етапу роботи і виконують роботи за робочими професіями

Таблиця 1.3 – Витрати на заробітну плату дослідників

| Найменування посади | Місячний посадовий оклад, грн | Оплата за робочий день, грн | Кількість днів роботи | Витрати на заробітну плату, грн |
|---------------------|-------------------------------|-----------------------------|-----------------------|---------------------------------|
| Керівник проекту | 12000 | 545,45 | 6 | 3272,7 |
| Інженер | 10000 | 454,54 | 45 | 20454,3 |
| Всього | | | | 23727 |

у випадку, коли вони працюють в наукових установах бюджетної сфери, розраховується за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (1.2)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год.;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду визначається за формулою :

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_C}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (1.3)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн. (розмір мінімальної зарплати в 2021 році складає 6000 грн. в місяць);

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду (таблиця 1.4);

K_C – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих

об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати;

T_p – середня кількість робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21 \dots 23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 1.4 – Міжкваліфікаційні співвідношення для встановлення тарифних ставок робітникам

| | | | | | | | | |
|--------|------|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Розряд | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| K_i | 1,00 | 1,1 | 1,35 | 1,5 | 1,7 | 2,0 | 2,2 | 2,4 |

Зроблені розрахунки занесемо у таблицю 1.5.

Таблиця 1.5 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

| Найменування робіт | Трудомісткість, н-год. | Розряд роботи | Погодинна тарифна | Величина оплати, |
|--------------------|---------------------------|------------------|----------------------|---------------------|
| Заготівельні | 2 | 2 | 38,85 | 77,7 |
| Механічні | 3 | 3 | 47,68 | 143,04 |
| Складальні | 1 | 4 | 52,98 | 52,98 |
| Налагоджувальні | 2 | 4 | 60,04 | 120,08 |
| Всього | | | | 393,8 |

Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата Z_o розраховується як 10-12% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою

$$Z_{\text{дод}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{N_{\text{дод}}}{100\%}, \quad (1.4)$$

де $N_{\text{дод}}$ – норма нарахування додаткової заробітної плати.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 10% від основної заробітної плати.

$$З_д = 0,10 \cdot (23727 + 393,8) = 2412,08(\text{грн.})$$

1.2.2 Відрахування на соціальні заходи

Нарахування на заробітну плату $H_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою [2]:

$$З_{дод} = (З_о + З_р + З_{дод}) \cdot \frac{H_{зп}}{100\%}, \quad (1.5)$$

де $H_{зп}$ – норма нарахування на заробітну плату.

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$H_{зп} = (23727 + 393,8 + 2412,08) \cdot \frac{22}{100} = 5837,23 \text{ (грн.)}$$

Отже, нарахування на заробітну плату складають 5837,23 грн.

1.2.3 Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщення

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

$$A_{обл} = \frac{Ц_б}{T_б} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (1.6)$$

де $Ц_б$ – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн.;

$t_{\text{вик}}$ – термін корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців.

$T_{\text{в}}$ – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки зводимо до таблиці 1.6.

Таблиця 1.6 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

| Найменування обладнання | Балансова вартість, грн. | Строк корисного використання, років | Термін використання обладнання, місяців | Амортизаційні відрахування, грн. |
|-------------------------|--------------------------|-------------------------------------|---|----------------------------------|
| Офісне приміщення | 95000 | 15 | 3 | 1583,33 |
| Виробниче приміщення | 275000 | 15 | 2 | 3055,55 |
| Комп'ютер | 15000 | 5 | 5 | 1500 |
| Всього | | | | 6138,88 |

1.2.4 Паливо та енергія для науково-виробничих цілей

Витрати на силову електроенергію розраховують за формулою:

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yi} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{\text{вп}i}}{\eta_i}, \quad (1.7)$$

де W_{yi} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{\text{вп}i}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання.

Проведені розрахунки зведемо до таблиці 4.7.

Таблиця 1.7 – Витрати на електроенергію

| Найменування обладнання | Встановлена потужність, кВт | Тривалість роботи, год | Сума, грн |
|-------------------------|-----------------------------|------------------------|-----------|
| Комп'ютер | 0,5 | 70 | 126 |
| Освітлення приміщення | 0,6 | 50 | 108 |
| Всього | | | 234 |

1.2.5 Службові відрядження

Витрати на службові відрядження розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{CB} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{CB}}{100\%}, \quad (1.8)$$

де H_{CB} – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$V_{CB} = 0,25 \cdot (23727 + 393,8) = 6030,2(\text{грн.})$$

1.2.6 Інші витрати

Витрати за статтею «Інші витрати» розраховуються як 50...100% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{iB} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{iB}}{100\%}, \quad (1.9)$$

де H_{iB} – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$V_{iB} = 0,5 \cdot (23727 + 393,8) = 12060,4(\text{грн.})$$

1.2.7 Накладні (загальновиробничі) витрати

Витрати за статтею «Накладні (загальновиробничі) витрати» розраховуються як 100...150% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$V_{\text{НЗВ}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{N_{\text{НЗВ}}}{100\%}, \quad (1.10)$$

де $N_{\text{НЗВ}}$ – норма нарахування за статтею «Накладні (загальновиробничі) витрати».

$$V_{\text{НЗВ}} = 1 \cdot (23727 + 393,8) = 24120,8(\text{грн.})$$

Витрати на проведення науково-дослідної роботи розраховуються як сума всіх попередніх статей витрат за формулою:

$$V = Z_o + Z_p + Z_d + Z_n + A_{\text{обл}} + V_e + V_{\text{св}} + I_v + V_{\text{НЗВ}}, \quad (1.11)$$

$$V = 23727 + 393,8 + 2412,08 + 5837,23 + 6138,88 + 234 + 6030,2 + 12060,4 + 24120,8 = 80954,39 \text{ (грн)}$$

Загальні витрати на завершення науково-дослідної роботи та оформлення її результатів розраховуються за формулою:

$$ЗВ = \frac{V_{\text{заг}}}{\eta}, \quad (1.12)$$

Загальні витрати складають

$$ЗВ = \frac{80954,39}{0,9} = 89949,32 \text{ (грн.)}$$

1.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки за її можливої комерціалізації потенційним інвестором

Розрахуємо можливе збільшення чистого прибутку у потенційного інвестора для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки за формулою:

$$\Delta\Pi_i = (\pm\Delta C_0 \cdot N + C_0 \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\vartheta}{100}\right), \quad (1.13)$$

де $\pm\Delta C_0$ – зміна основного якісного показника від впровадження результатів науково-технічної розробки в аналізованому році;

N – основний кількісний показник, який визначає величину попиту на аналогічні чи подібні розробки у році до впровадження результатів нової науково-технічної діяльності;

C_0 – основний якісний показник, який визначає ціну реалізації нової науково-технічної розробки в аналізованому році;

ΔN – зміна основного кількісного показника від впровадження результатів науково-технічної розробки в аналізованому році;

λ – коефіцієнт, який враховує сплату потенційним інвестором податку на додану вартість;

ρ – коефіцієнт, який враховує рентабельність інноваційного продукту (послуги), рекомендується приймати 0,2...0,5;

ϑ – ставка податку на прибуток.

В середньому в рік продається 700 розробок. Середня вартість такої розробки становить 3000 грн.

Впровадження зразка розробки дозволяє збільшити ціну кожного зразка на 300 грн, враховуючи ціни конкурентів. Також прогнозується, що

попит на даний продукт зросте, оскільки даний продукт відрізняється якістю від конкурентних.

Попит збільшиться за перший рік на 300 примірників, за наступний на 200 та протягом третього року – ще на 100 примірників.

Ставка податку на додану вартість в 2021 році залишилась на рівні 20%, а коефіцієнт $\lambda=0,8333$. Ставка податку на прибуток складає 18%.

Коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту, дорівнює 0,3.

Отже, розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства на 2022 - 2024 рр.:

$$\begin{aligned}\Delta\P_{2022} &= (3000 \cdot 700 + (3000 + 300) \cdot 300) \cdot 0,8333 \cdot 0,3 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) \\ &= 633424,66 \text{ (грн.)}\end{aligned}$$

$$\Delta\P_{2023} = (3000 \cdot 700 + (3000 + 300) \cdot (300 + 200)) \cdot 0,8333 \cdot 0,3 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 768719,25 \text{ (грн.)}$$

$$\Delta\P_{2024} = (3000 \cdot 700 + (3000 + 300) \cdot (300 + 200 + 100)) \cdot 0,8333 \cdot 0,3 \cdot \left(1 - \frac{18}{100}\right) = 836366,54 \text{ (грн.)}$$

Далі розрахуємо приведену вартість збільшення всіх чистих прибутків $ПП$, що їх може отримати потенційний інвестор від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки:

$$ПП = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\P_i}{(1+\tau)^t}, \quad (1.14)$$

де $\Delta\P_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному з років, протягом яких виявляються результати впровадження науково-технічної розробки, грн;

T – період часу, протягом якого очікується отримання позитивних результатів від впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні;

t – період часу (в роках) від моменту початку впровадження науково-технічної розробки до моменту отримання потенційним інвестором додаткових чистих прибутків у цьому році.

$$ПП = \frac{633424,66}{(1+0,1)^2} + \frac{768719,25}{(1+0,1)^3} + \frac{836366,54}{(1+0,1)^4} = 1672291,2 \text{ (грн.)}$$

Далі розрахуємо величину початкових інвестицій, які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки. Для цього можна використати формулу:

$$PV = k_{\text{инв}} \cdot ЗВ, \quad (1.15)$$

де $k_{\text{инв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію.

$ЗВ$ – загальні витрати на проведення науково-технічної розробки та оформлення її результатів, грн.

$$PV = 3 \cdot 89949,32 = 269847,96 \text{ (грн)}$$

Тоді абсолютний економічний ефект або чистий приведений дохід для потенційного інвестора від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки становитиме:

$$E_{\text{абс}} = ПП - PV, \quad (1.16)$$

де $ПП$ – приведена вартість зростання всіх чистих прибутків від можливого впровадження та комерціалізації науково-технічної розробки, грн;

PV – теперішня вартість початкових інвестицій, грн.

$$E_{abc} = (1672291,2 - 269847,96) = 1402443,24 \text{ (грн.)}$$

Внутрішня економічна дохідність інвестицій, які можуть бути вкладені потенційним інвестором у впровадження та комерціалізацію науково-технічної розробки, розраховується за формулою:

$$E_B = \sqrt[T_{ж}]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (1.17)$$

де E_{abc} – абсолютний економічний ефект вкладених інвестицій, грн;

PV – теперішня вартість початкових інвестицій, грн;

$T_{ж}$ – життєвий цикл науково-технічної розробки, тобто час від початку її розробки до закінчення отримування позитивних результатів від її впровадження, роки.

$$E_B = \sqrt[3]{1 + \frac{1402443,24}{269847,96}} - 1 = 0,83 = 83\%$$

Далі визначимо бар'єрну ставку дисконтування, тобто мінімальну внутрішню економічну дохідність інвестицій, нижче якої кошти у впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію вкладатися не будуть.

Мінімальна внутрішня економічна дохідність вкладених інвестицій визначається за формулою:

$$\tau_{min} = d + f, \quad (1.18)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладення інвестицій.

$$\tau = 0,12 + 0,05 = 0,17$$

Далі розрахуємо період окупності інвестицій, які можуть бути вкладені потенційним інвестором у впровадження та комерціалізацію науково-технічної розробки:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_B}, \quad (1.19)$$

де E_B – внутрішня економічна дохідність вкладених інвестицій.

$$T_{ок} = \frac{1}{0,83} = 1,20 \text{ роки}$$

Термін окупності складає 1,20 роки, що свідчить про комерційну привабливість науково-технічної розробки і може спонукати потенційного інвестора профінансувати впровадження цієї розробки та виведення її на ринок.

Проаналізувавши технічні та економічні показники можна дійти до висновку, що даний виріб майже за усіма технічними показниками кращий ніж виріб аналог. Визначивши величини капітальних вкладень та експлуатаційні витрати можна побачити що у виробі-аналозі ці показники кращі, але врахувавши абсолютний економічний ефект ми бачимо що новий виріб в цілому кращий і заслуговує впровадження його у виробництво

2 ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ

2.1 Принцип роботи генераторів механічних коливань та їх класифікація

Генераторами механічних коливань (ГМК) називаються пристрої, призначені для генерування механічних коливань. Для збудження механічних коливань застосовуються такі способи генерування вібрацій [3]:

1. Використання вільних коливань механічної системи. У динамічних системах з досить малим демпфуванням можуть використовуватися вільні коливання, що затухають, енергія яких поповнюється періодичними імпульсами, що передаються коливальній системі через ціле число циклів вільних коливань.

На рисунку 2.1 зображено осцилограму загасаючих коливань x , енергія яких періодично поповнюється імпульсами I . На цьому ж малюнку показана траєкторія станів x і x' у процесі цих коливань.

2. Кінематичне збудження коливань – жорсткий привід із примусовим рухом робочого органу. У таких системах коливання найчастіше створюються кривошипно-шатунними, ексцентриковими, кулачковими та іншими механізмами. Кількість ступенів свободи таких систем дорівнює нулю, параметри коливань (амплітуда, швидкість) залежать лише від характеристик приводу.

3. Динамічне збудження коливань, яке здійснюється зовнішніми силами або моментами, доданими до інерційних елементів динамічної системи. При цьому динамічна система повинна мати хоча б один ступінь свободи.

4. Параметричне генерування коливань системи, яке здійснюється шляхом зміни її параметрів – положення центрів мас, моментів інерції, коефіцієнтів жорсткості тощо.

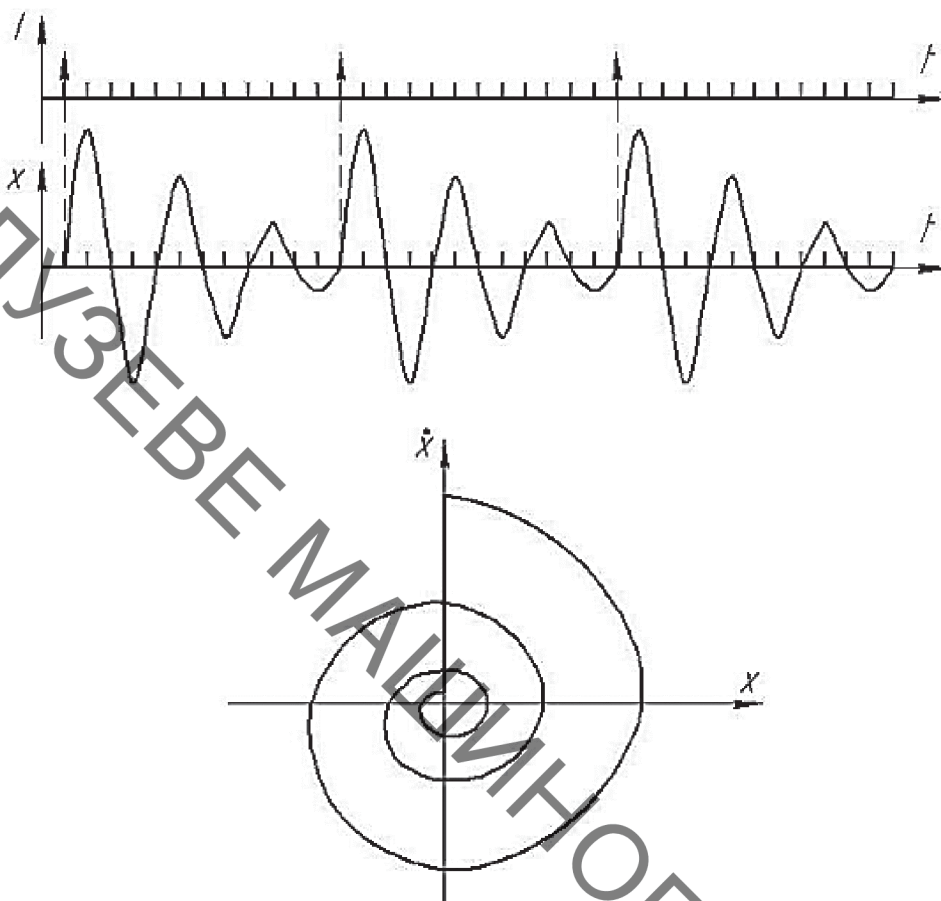


Рисунок 2.1 – Осцилограма затухаючого коливання з поповненням енергії

Автоколивальні системи зазвичай містять підсилювальні ланки, енергія яких поповнюється із зовнішніх джерел електричної, гідравлічної або пневматичної енергії.

За принципом дії та конструктивного виконання розрізняють досить велику кількість типів та різновидів генераторів механічних коливань – пристроїв, призначених для збудження механічних коливань. Виділимо з них чотири основні групи [3, 4]:

1. Механічні перетворювачі оберտального руху на коливальне.
2. Гідравлічні та пневматичні вібраційні пристрої.
3. Електромеханічні перетворювачі, у яких електрична енергія перетворюється на енергію механічних коливань.
4. Інерційні ГМК, що збурювальна сила яких створюється коливальним або обертальним рухом інерційних елементів.

До механічних перетворювачів обертального руху до коливального відносять: кривошипно-шатунні, ексцентриккові, кулачкові механізми.

До гідравлічних та пневматичних вібраційних пристроїв відносять: поршневі, діафрагмові, сифонні ГМК, свистки, гудки, сирени, язичкові автоколивальні пристрої.

До електромеханічних перетворювачів – п'єзоелектричні, магнітострикційні, електродинамічні, електромагнітні.

2.2 Класифікація гідравлічних генераторів імпульсів тиску

Гідравлічні генератори імпульсів тиску (ГІТ) генерують коливання робочого органу вібромашини або внаслідок використання пульсуючого джерела робочої рідини, або переривання потоку робочої рідини постійної витрати за допомогою золотникових пристроїв. Золотниковими пристроями можуть керувати або зовнішній привід, або сам вібробудувальник відповідно до положення його виконавчого органу [4].

Гідравлічні вібратори за принципом дії ділять на пульсаторні, автоколивальні, слідкуючі та самокеровані.

Вібратори першого типу побудовані за принципом збудження виконавчого органу (гідроциліндра) пульсуючим тиском, який створюється пульсуючим потоком робочої рідини. Найбільшого поширення набули пульсаторні ГІТ, що мають замкнутий робочий об'єм і характеризуються відсутністю протоки робочої рідини. Знаходять застосування ГІТ односторонньої та двосторонньої дії. У перших робоча рідина здійснює роботу тільки під час прямого ходу, а зворотний хід здійснюється під дією пружної системи вібромашини. У ГІТ двосторонньої дії зворотний хід відбувається також під дією робочої рідини.

В автоколивальних і самокерованих гідравлічних вібраторів періодична змушуюча сила створюється при живленні від магістралі постійного тиску внаслідок наявності спеціальної системи, що автоматично здійснює

періодичне підведення і відведення робочої рідини. Поршень гідроциліндра сам управляє рухом розподільчого золотника, забезпечуючи безперервність зворотно-поступального руху.

Слідкуючими називають вібраторами, які мають жорсткий від'ємний зворотний зв'язок щодо переміщення між гідророзподільником і робочим органом машини.

В автоколивальних і самокерованих ГІТ періодична змушуюча сила створюється при живленні від магістралі постійного тиску внаслідок наявності у ГІТ спеціальної системи, що автоматично здійснює періодичне підведення і відведення робочої рідини. Поршень гідроциліндра сам управляє рухом розподільчого золотника, забезпечуючи безперервність поворотно-поступального руху.

В автоколивальних системах коливання збуджуються через наявність у гідравлічній системі нелінійного елемента, що стежить, – зазору в жорсткому зворотному зв'язку.

У самокерованих вібраторах коливання генеруються завдяки наявності спеціальних пристроїв, що забезпечують перемикання керуючого золотника в момент знаходження поршня гідроциліндра в крайньому положенні. Частота коливань регулюється тиском, що підводиться, амплітуда — величиною зазору у зворотному зв'язку автоколивального вібратора або зміщенням упорів перемикаючих пристроїв самокерованих ГМК.

Пульсаторні ГІТ за принципом збудження ділять на дві групи – з насосами-пульсаторами і золотником, що створює пульсацію.

Як гідророзподільник використовують золотники, що обертаються або поступально рухаються, мають привід від зовнішнього двигуна. Частота коливань ГІТ регулюється швидкістю обертання чи зворотно-поступального руху гідророзподільника. Амплітудою керують зміною тиску робочої рідини.

Схема принципового пристрою пульсаторного гідравлічного вібратора двосторонньої дії з насосом-пульсатором для створення гармонійних

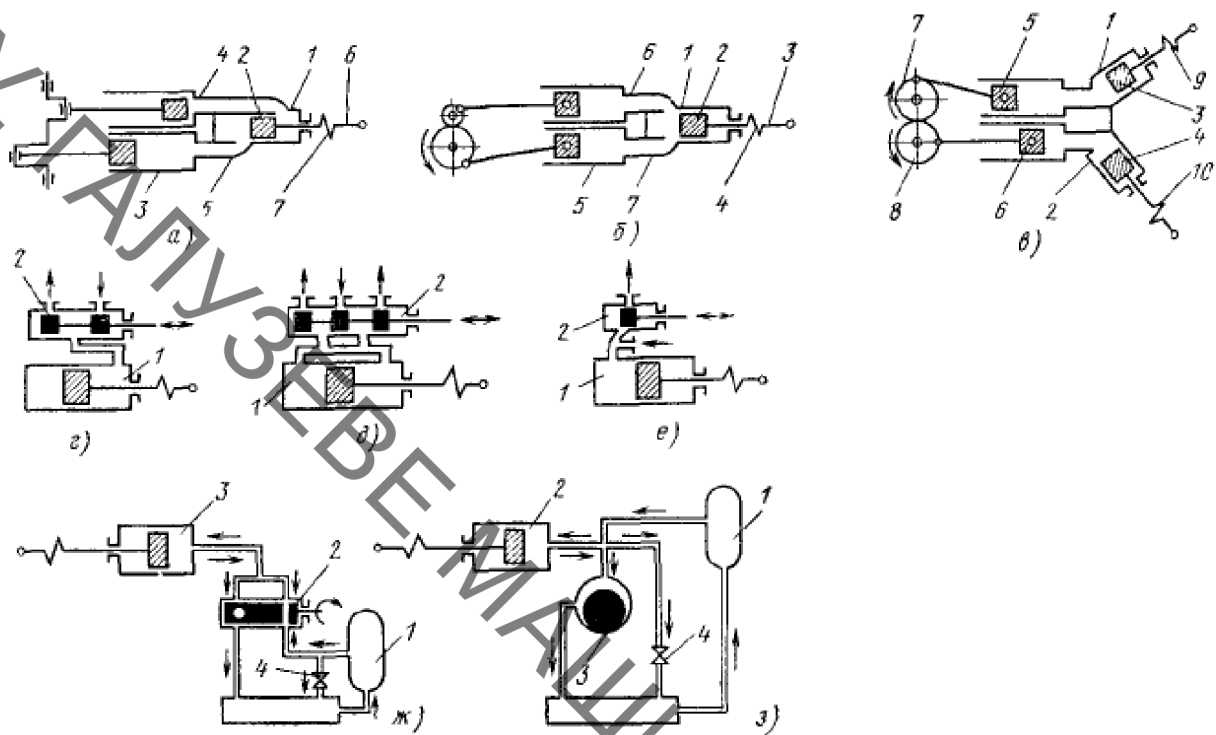


Рисунок 2.2 – Принципові схеми гідравлічних генераторів імпульсів тиску пульсуючої дії

коливань наведена на рисунку 2.2, а. У робочому гідроциліндрі 1 переміщається поршень 2 під напором робочої рідини, що подається двопоршневим пульсатором 3 або пульсатором іншого типу. Пульсатор у першу половину ходу подає робочу рідину з одного боку поршня (по патрубку 4) і відкачує з іншого (по патрубку 5). У другій половині ходу напрямок подачі рідини змінюється. Коливальна система з'єднана з поршнем ГІТ штоком 6 з пружним елементом 7. Пружний елемент у цьому випадку потрібен для надання системі необхідних ступенів рухливості. Деяка додаткова пружність створюється внаслідок стисливості рідини та пружності з'єднувальних трубопроводів (шлангів).

Один з найбільш істотних недоліків гідравлічних машин – витік робочої рідини в процесі роботи через технологічні проміжки між поршнем і циліндром, ущільненням і штоком.

Модернізована конструкція гідравлічного ГІТ без пар ковзання, немає цього недоліку. У таких пристроях замість поршня застосовано гумовий

пружний елемент, що працює на зсув. перевагою цієї конструкції є також органічне з'єднання ГТТ з пружною системою, що дозволяє створити універсальний агрегатний вібропривід. Для створення бігармонічних коливань може бути використаний гідравлічний вібратор з двопоршневим пульсатором, один з поршнів якого рухається з подвоєною частотою. Принципова схема такої машини односторонньої дії представлена на рисунку 2.2, б. Генератор складається з гідроциліндра 1, в якому переміщається поршень 2, шток 3 який містить пружний елемент 4.

Робоча рідина до гідроциліндра подається двопоршневим пульсатором 5 через патрубки 6 і 7. Внаслідок того, що витрата рідини кожного циліндра пульсатора підсумовується в робочому циліндрі, поршень останнього рухається за бігармонічним законом.

Схема принципового пристрою пульсаторного гідравлічного вібратора односторонньої дії для створення еліптичних коливань наведено на рисунок 2.2, в. Він складається з двох робочих гідроциліндрів 1 і 2, розсунутих під прямим кутом, в яких переміщаються поршні 3 і 4, під натиском робочої рідини, що подається двопоршневим пульсатором, поршні 5 і 6 якого переміщуються зі зсувом по фазі ексцентриковими механізмами 7 і 8, синфаз обертаються з однаковими кутовими швидкостями. Поршні гідроциліндрів через штоки з пружними елементами 9 і 10 повідомляють коливальній системі переміщення у взаємно перпендикулярних напрямках.

Машини наведені на рисунку 2.1, б і в, можуть бути виконані і двосторонньої дії; для цього на кожен робочий циліндр у пульсаторі повинні працювати два циліндри.

Основна перевага пульсаторних ГТТ з насосами-пульсаторами – чітка реалізація заданої амплітуди і частоти поршня виконавчого гідроциліндра. Даний привід об'ємної дії. Амплітуда коливань штока робочого гідроциліндра визначається об'ємом, витісненим поршнями насоса-пульсатора, і співвідношеннями конструктивних навантажень.

ВНТУ
НАЛІЧНИЙ
МАШИННО-
БУДІВЕЛЬНИЙ
ФАКУЛЬТЕТ

Регулювання режимів роботи гідравлічних пульсаторних вібраторів здійснюється зміною як частоти, так і амплітуди коливань. Частота коливань регулюється шляхом зміни швидкості обертання пульсатора, амплітуда коливань — шляхом зміни продуктивності пульсатора, наприклад, за допомогою дросельного пристрою.

Існують два різновиди золотникового гідропульсаторного приводу — гідропривід із золотником на вході виконавчого гідроциліндра і на виході.

Гідравлічний вібратор пульсаторного типу односторонньої дії з поступово рухомим золотником наведено на рисунку 2.2, *г*. Він складається з гідроциліндра 1 і золотника 2, який періодично з'єднує робочу порожнину з напірною, то зі зливною магістралями.

Вібратор двосторонньої дії, що складається з гідроциліндра 1 і золотника 2, наведено на рисунку 2.2, *д*. Золотник періодично з'єднує одну робочу порожнину гідроциліндра зі зливною та в той же час другу робочу порожнину з напірною магістралями; потім напрямом руху робочої рідини змінюється. На рисунку 2, *е* представлений вібратор, що складається з гідроциліндра 1 і золотника 2, який управляє зливом робочої рідини.

Принципова схема гідроприводу пульсаторного типу із золотником-генератором пульсації на вході наведена на рисунку 2.2, *ж*. Гідропривід складається з насоса 1 постійної або регульованої продуктивності, який подає робочу рідину на вхід золотника 2. Золотник може бути виконаний, наприклад, у вигляді обертової пробки з рядом отворів, розташованих таким чином, що за один оберт порожнину виконавчого циліндра 3 з'єднується поперемінно то з напірною магістраллю, то зі зливною. У цій порожнині створюється пульсація тиску, що обумовлює зворотно-поступальні переміщення поршня. Регулювання амплітуди здійснюється за допомогою регулятора тиску 4, регулювання частоти — зміною швидкості обертання золотника. Для приводу золотника можуть бути використані регульовані гідромотори, механічні варіатори, двигуни постійного струму малої потужності, оскільки золотник є лише керуючим елементом.

У розглянутому пульсаторному гідроприводі тиск перед золотником підтримується постійним і визначається характеристикою насоса. У порожнину гідроциліндра робоча рідина подається здросельованим в каналах золотника з тиском, що залежать від кутової швидкості обертання золотника динамічними характеристиками коливальної системи, в парі з якою працює гідропривід. Цій схемі гідроприводу властивий характерний недолік, який полягає в тому, що при збільшенні опорів в системі зумовлює зростання тиску в гідроциліндрі, зменшується перепад тиску в дроселюючому каналі золотника, знижується витрата робочої, внаслідок чого амплітуда коливань із збільшенням навантаження зменшується

Принципова схема гідравлічного пульсаторного вібратора наведена на рисунку 2.2, з. Насос 1 постійної або регульованої продуктивності подає робочу рідину в порожнину гідроциліндра вібратора 2. На виході виконавчого гідроциліндра в зливній магістралі гідросистеми встановлений золотник з пробкою, що обертається 3. При обертанні пробки, виконаної зі спеціальним профілем, змінюється величина і в порожнині гідроциліндра виникає пульсація тиску. Частота пульсації регулюється зміною швидкості обертання пробки золотника, амплітуда – за допомогою дроселя 4 або зміною продуктивності насоса У віброприводі цього типу амплітуда коливань поршня гідроциліндра залежить від витрати рідини через золотник і дросель. Робоча рідина, що подається насосом, надходить у гідроциліндр і зливний бак через золотник і дросель. Якщо дросель повністю перекритий, то амплітуда коливань поршня залежатиме лише від пропускної спроможності золотника.

Пробку золотника можна спрофілювати таким чином, щоб протягом більшої частини прямого ходу поршня виконавчого гідроциліндра золотник буде повністю перекритий. У цьому випадку (при достатньому тиску) амплітуда поршня при прямому ході не залежить від опорів в системі, що коливається. Коли поршень здійснює зворотний хід під дією відновлювальних сил пружних зв'язків системи, золотник має достатній отвір

для пропускання сумарного витрати робочої рідини, що подається насосом і надходить з гідроциліндра.

Гідравлічний вібропривід пульсаторного типу з золотником нескладний по конструкції, допускає порівняно просте регулювання по амплітуді та частоті коливань, пульсації від одного насоса можуть передаватися на поршні бажаного числа виконавчих гідроциліндрів.

2.3 Аналіз відомих технічних рішень конструкції гідроциліндрів

2.3.1 Класифікація гідроциліндрів

Гідроциліндри є об'ємними гідродвигунами і призначені для перетворення енергії потоку робочої рідини механічну енергію вихідної ланки (штока або корпуса гідроциліндра). Гідроциліндри, що застосовують у машинобудуванні підрозділяють (див. таблицю 2.1)

за напрямком дії робочої рідини – на циліндри односторонньої дії, у яких робочий рух вихідної ланки під дією тиску рідини можливий тільки в одному напрямку, а холостий хід здійснюється за допомогою пружини або зовнішньої сили і двосторонньої дії, у яких робочий хід здійснюється в двох взаємно протилежних напрямках;

за конструкцією робочої порожнини – на поршневі і плунжерні [4].

Основні параметри гідроциліндрів регламентує ГОСТ 6540-68, у відповідності з яким установлені ряди номінальних тисків $p_{ном}$ у порожнинах від 2,5 до 63 МПа, діаметрів D поршня – від 10 до 90 мм, діаметрів d штока – від 4 до 900 мм і хода поршня (плунжера) L – від 4 до 9500 мм.

2.3.2 Гідродвигуни з гнучкими роздільниками

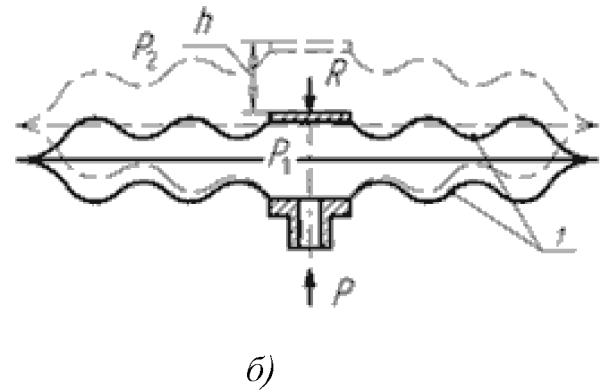
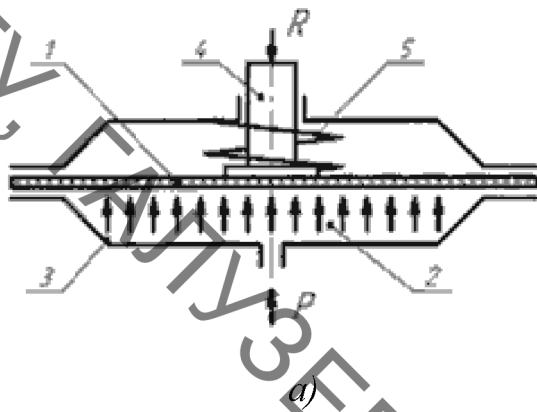
До гідродвигунів з гнучкими роздільниками відносяться мембрани, мембранні гідроциліндри і сільфони.

Мембрани (рисунок 2.3, а) застосовують в основному за невеликих переміщеннях і невеликих тисків (до 1 МПа). Мембранний виконавчий

Таблиця 2.1 – Класифікація гідроциліндрів

| Гідроциліндр | Конструктивне виконання | Умовне позначення |
|--------------------|---|-------------------|
| Односторонньої дії | без зазначення способу повернення штока | |
| | з поверненням штоку пружиною | |
| | плунжерний | |
| | телескопічний | |
| Двосторонньої дії | з одностороннім штоком | |
| | з двохстороннім штоком | |
| | телескопічний | |
| З гальмуванням | з постійним гальмуванням в кінці ходу з однієї сторони | |
| | з постійним гальмуванням в кінці ходу з двох сторін | |
| | з регульованим гальмуванням в кінці ходу з однієї сторони | |
| | з регульованим гальмуванням в кінці ходу з двох сторін | |

механізм має за основну ланку затиснене по периферії корпусу еластичне кільце 1. Під час збільшення тиску енергоносія (робоча рідина або стиснуте повітря) в камері 2 еластичне кільце мембрани 1 притискається до верхньої частини корпусу 3 і шток 4, зв'язаний з еластичним кільцем 1 переміщується проти дії сили R , – зовнішнього навантаження штока 4. Зворотний хід штока забезпечує пружина 5.



1 – мембрана *а)* – плоска з еластичним кільцем; *б)* – гофрована металева;

2 – напірна порожнина;

3 – корпус;

4 – шток;

5 – пружина

Рисунок 2.3 – Схеми мембранних гідродвигунів

У гідропневмоавтоматиці поширені мембранні гідродвигуни з гофрованими металевими мембрани (рисунок 2.3, б). Деформація таких мембран відбувається за рахунок різниці тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ і зовнішнього навантаження R .

Мембранні гідроциліндри (рисунок 2.4) допускають значне переміщення вихідної ланки – штока. Під час переміщення поршня 1 у напрямі дії енергоносія (рисунок 2.4, а) мембрана 3 прогинається, перекочуючись із стінок поршня 1 на стінки циліндра 2, до яких вона щільно підтискається тиском рідини (рисунок 2.4, б). Зворотний хід поршня відбувається за рахунок пружини.

Сильфони (рисунок 2.5, а) призначені для роботи при невеликому тиску (до 3 МПа). Їх виготовляють з металевих і неметалевих матеріалів (гуми або пластиків). Металеві сильфони бувають одно- і багат шарові (до п'яти шарів).

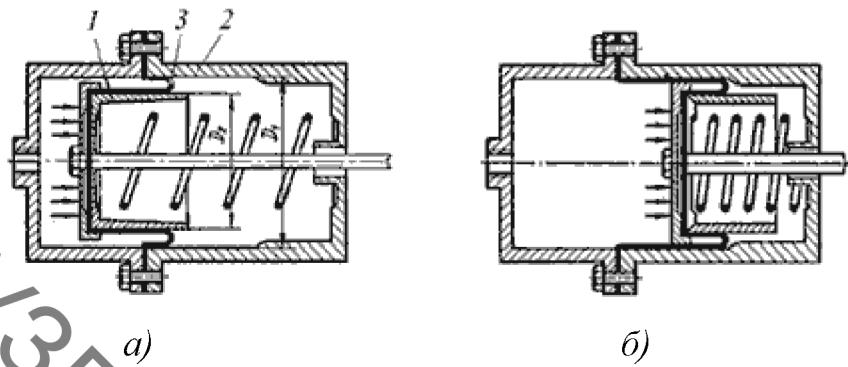
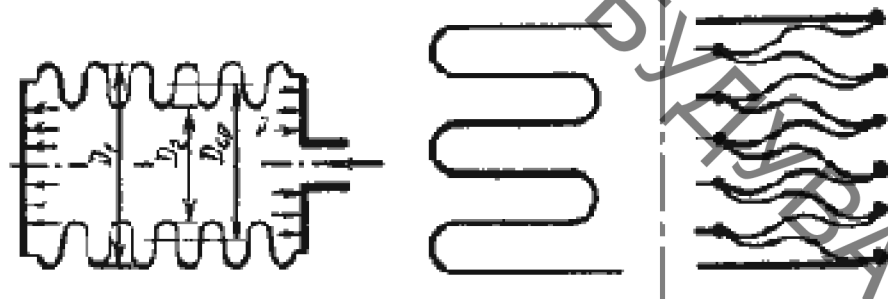


Рисунок 2.4 – Схеми роботи мембранного гідроциліндра

Застосування сифонів виправдане в умовах високих і низьких температур, значення яких лімітується матеріалом, з якого виготовлений сифон. Сифони можуть бути цілісні або зварні. Цілісні виготовляють розвальцьовуванням тонкостінної безшовної труби.



a – сифон; *б* – цілісна стінка; *в* – зварна стінка

Рисунок 2.5 – Схема металевого сифону

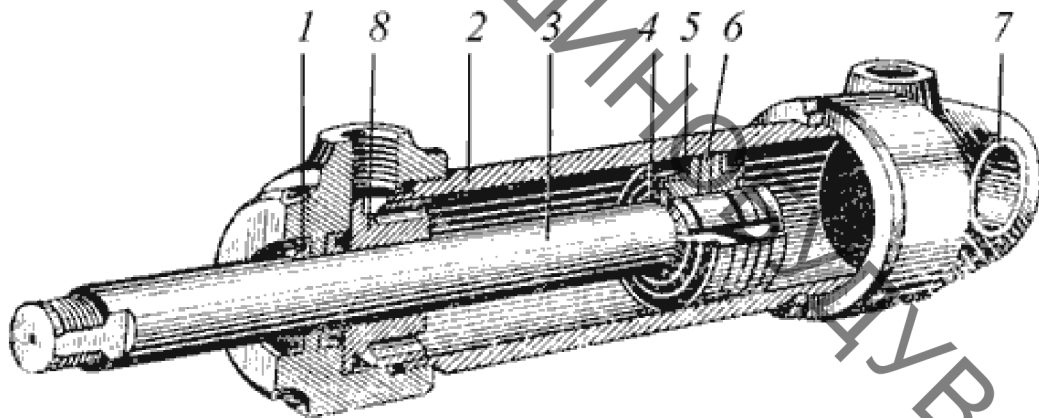
2.3.3 Гідроциліндри прямолінійної дії

Для приводу робочих органів мобільних машин найширше застосовують поршневі гідроциліндри двосторонньої дії з одностороннім штоком (рисунок 2.6).

Основою конструкції є гільза 2, що є трубою з ретельно обробленою внутрішньою поверхнею. У середині гільзи переміщається поршень 6, що має гумові ущільнення манжетів 5, які запобігають перетіканню рідини з

порожнин циліндра, розділених поршнем. Зусилля від поршня передає шток 3, що має поліровану поверхню. Для його напрямку служить втулка 8. З двох сторін гільзи укріплені кришки з отворами для підведення і відведення робочої рідини. Ущільнення між штоком і кришкою складається з двох манжет, одна з яких запобігає витокам рідини з циліндра, а інша служить брудознімач 1. Проушина 7 служить для рухомого закріплення гідроциліндра. На нарізану частину штока кріпиться проушина або деталь, що сполучає гідроциліндр з рухомим механізмом.

У нормалізованих циліндрів, що застосовуються в будівельних машинах, діаметр штока складає в середньому $0,5D$, хід поршня не



1 – брудознімач; 2 – гільза; 3 – шток; 4 – штопорне кільце; 5 – манжета;
6 – поршень; 7 – проушина; 8 – ґрундбукса

Рисунок 2.6 – Поршневий гідроциліндр двосторонньої дії з одностороннім штоком

перевершує $10D$. При більшій величині ходу і тиску, що перевищує 20 МПа , шток слід перевіряти на стійкість від дії повздовжньої сили.

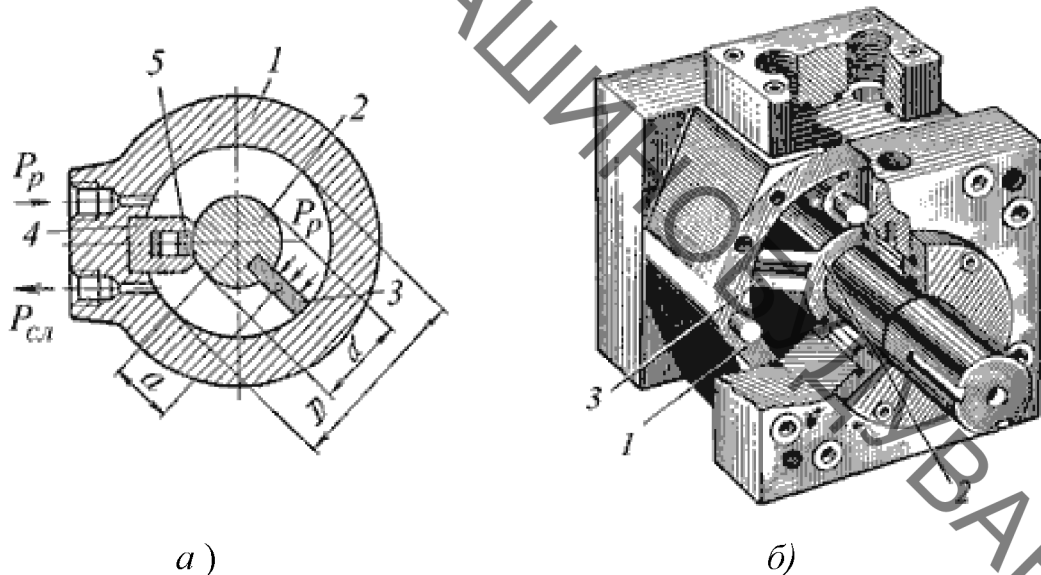
Для зменшення втрат тиску діаметри прохідних отворів в кришках циліндра для підведення робочої рідини призначають з розрахунку, щоб швидкість рідини буде становити в середньому 5 м/с , але не вище 8 м/с [5].

Хід поршня обмежується кришками циліндра. У деяких випадку вона досягає $0,5 \text{ м/с}$. Жорсткий удар поршня об кришку в гідроциліндрах

будівельних машин запобігають демпферам (гальмівні пристрої). Принцип дії більшості з них заснований на замиканні невеликого об'єму рідини і перетворення енергії рухомих мас в механічну енергію рідини. Із замкнутого об'єму рідина витісняється через канали малого перетину.

2.3.4 Поворотні гідроциліндри

Для зворотньо-обертальних рухів вузлів, що приводяться в рух на кут, менший за 360° застосовують поворотні гідроциліндри (рисунок 1.7). Поворотний гідроциліндр — є об'ємним гідродвигуном із зворотньо-обертальних рухом вихідної ланки.



(a) – схема; б) – загальний вигляд)

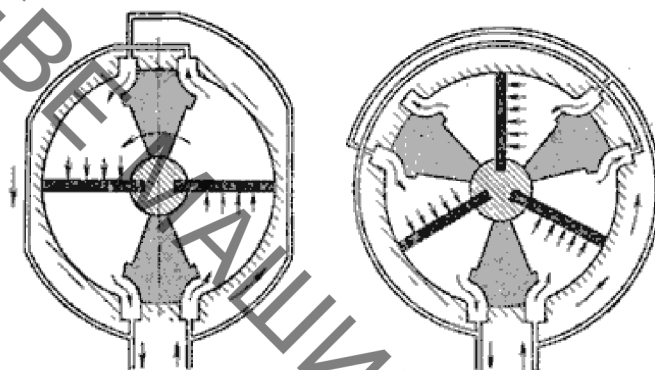
Рисунок 2.7 – Поворотний однолопатевою гідроциліндр

Поворотний гідроциліндр складається з корпусу 1, і поворотного ротора, що є втулкою 2, що несе пластину (лопать) 3. Кільцева порожнина між внутрішньою поверхнею циліндра і ротором розділена перемичкою ущільнювача 4 з пружиним піджимом до ротора елементу ущільнювача 5.

При підводі рідини під тиском p_p у верхній канал (див. рисунок 2.7 , a) пластина 3 з втулкою 2 буде повертатися за годинниковою стрілкою. Кут повороту валу циліндра з однією робочою пластиною зазвичай не перевищує $270...280$.

Застосовуються також і багатопластинчаті поворотні гідроциліндри (рисунок 2.8), які дозволяють збільшити крутний момент, проте кут повороту при цьому зменшиться.

Для перетворення прямолінійного руху вихідної ланки гідроциліндра 1 в поворотне виконавчого механізму 2 застосовують реєчно-шестерені механізми (рисунок 2.9).



a – дволопатевий; *б* – трилопатевий

Рисунок 1.8 – Поворотні гідроциліндри

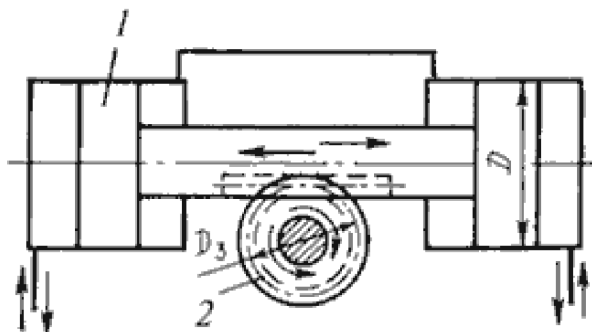


Рисунок 2.9 – Реєчно-шестерений механізм

2.3.5 Застосування гідроциліндрів у верстатних пристроях

Основні типи циліндрів, застосовуваних у верстатних гідроприводах, показані на рисунку 2.10. Корпус поршневого циліндра двосторонньої дії з однобічним штоком (*a*) жорстко закріплений на станині верстата, а шток зв'язаний з робочим органом, що рухається. Якщо в циліндр при прямому і зворотному ході надходить однакова кількість мастила, то при малому діаметрі штока $F_1 \approx F_2$ і $v_1 \approx v_2$, а при збільшенні діаметра штока швидкість v_2 збільшується в порівнянні з v_1 . Якщо потрібно забезпечити $v_1 = v_2$, може

застосовуватися диференціальне включення циліндра, коли $F_1 = 2F_2$. У цьому випадку при русі вправо обидві порожнини циліндра з'єднуються з напірною лінією, а при русі вліво — штокова порожнина продовжує з'єднуватися з напірною лінією, а поршнева з'єднується зі зливною лінією гідросистеми.

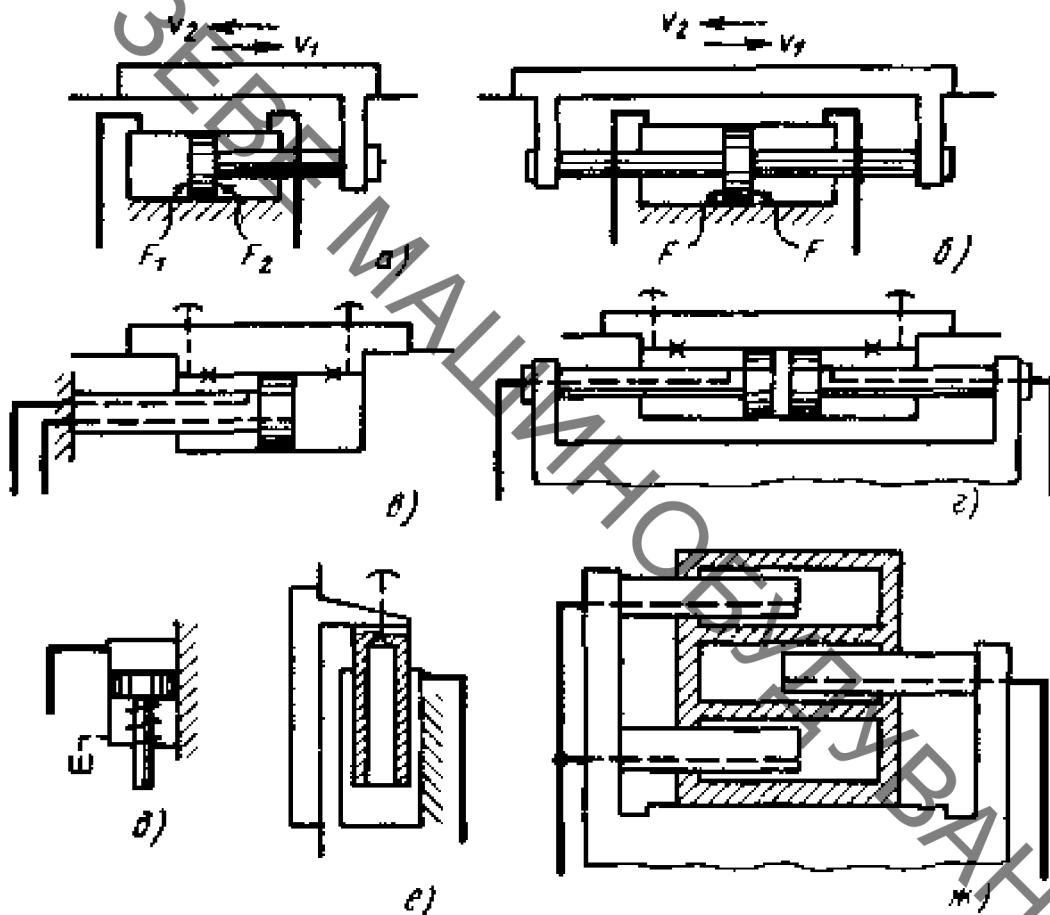


Рисунок 2.10 – Конструктивні схеми гідроциліндрів

При двосторонньому штоку (б) площі F поршня однакові і $v_1 = v_2$. Недоліки таких циліндрів – збільшена довжина і необхідність другого ущільнення для штока. Іноді буває зручніше закріпити шток на станині, а корпус циліндра зв'язати з органом, що рухається, (в, г). У цих випадках мастило в циліндрі підводиться через отвори в штоку, однак потрібні спеціальні отвори для випуску повітря з верхніх частин робочих порожнин (при нормальній роботі заглушаються пробками). Для затискних і фіксуючих механізмів широко застосовуються циліндри одnobічної дії (д). Плунжерний

циліндр (e) здатний переміщати вертикально розташований робочий орган тільки вгору; рух униз відбувається під дією сили ваги. За допомогою декількох плунжерних циліндрів (жс) можна одержати рух в обидва боки. Плунжерні циліндри простіше у виготовленні, тому що відпадає необхідність у трудомісткій обробці внутрішньої поверхні (дзеркала) циліндра.

2.4 Огляд стану питання по патентно-інформаційних системах

За результати патентно-інформаційного пошуку було знайдено десяток гідравлічний вібраційних гідроциліндрів – вібраторів, що сконструйовані на базі гідроімпульсного приводу.

Корисна модель № 9583 «Вібраційний циліндр», конструктивна схема якої зображено на рисунку 2.11, містить телескопічний гідроциліндр 1, який першим входом з'єднаний із шаровою головкою 2, яка розташована в опорі гідроциліндра 3 і закріплена кришкою 4, а другим входом через шарову головку 16 із опорою 20, яка в свою чергу зв'язана з кузовом автомобіля 21. В свою чергу опора гідроциліндра 3 являється плунжером, з можливістю переміщення в основі 5, яка в свою чергу являється корпусом гідроциліндра і закріплена на рамі автомобіля 19. В основі 5 розташований однокаскадний клапан-пульсатор, який містить шариковий клапан 14, який першим кінцем через пружину 11 з'єднаний із регулювальним гвинтом 9, що проходить через кришку 8, а другим кінцем захищений кришкою 10. Клапан-пульсатор з'єднаний із напірною лінією 6, від якої відходить напірна лінія 7 в робочу порожнину основи гідроциліндра 5. Від клапана-пульсатора відходить зливна лінія 13, яка через дросель 12 з'єднана із баком 15 зливною гідролінією 13. Регулювальний гвинт 9 захищений кришкою 10. Крім того основа 5 зв'язана елементами пружного звороту 18, через болти 17, з опорою 3.

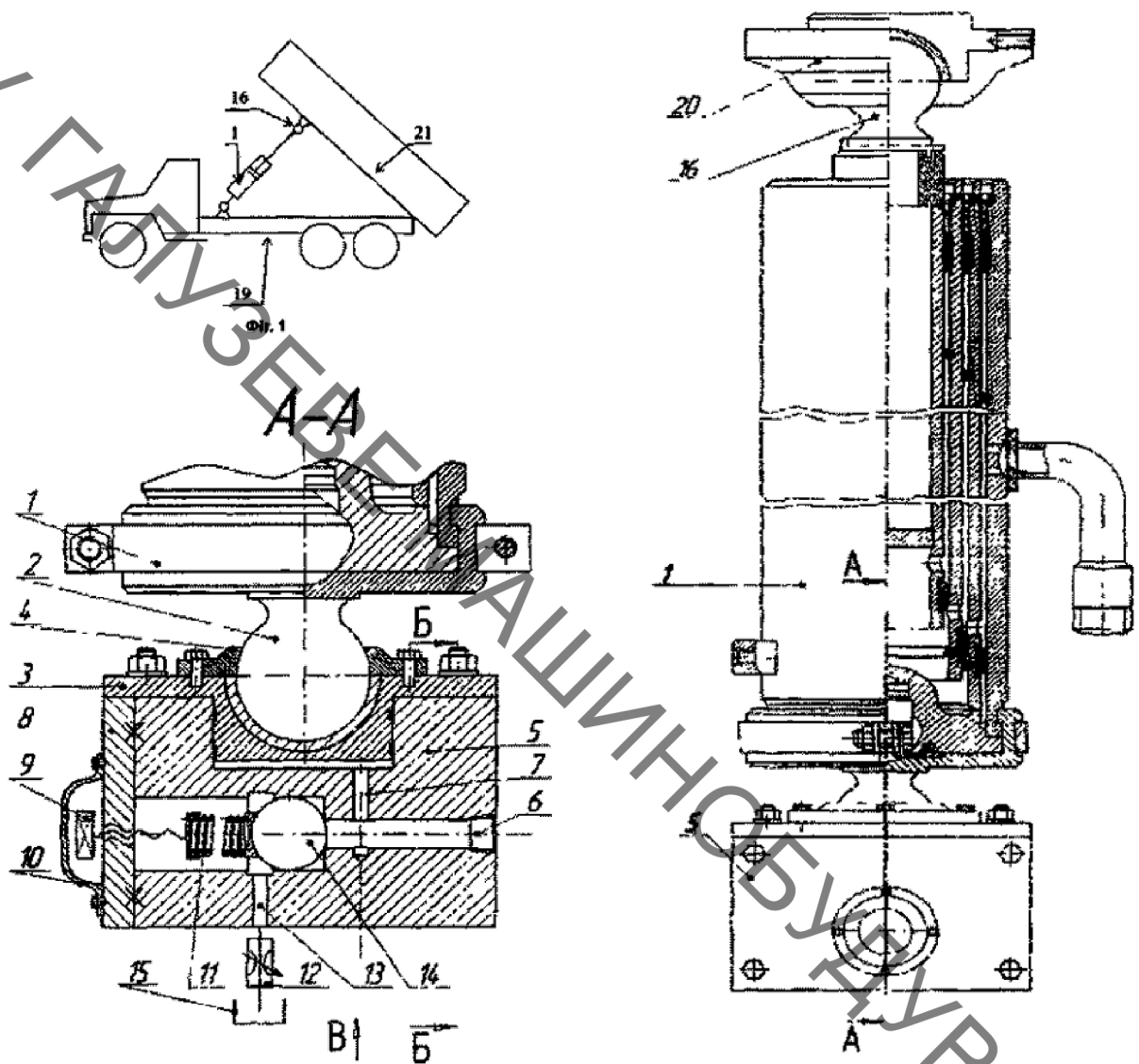


Рисунок 2.11 – Конструктивна схема «Вібраційний циліндр» корисна модель України № 9583

Пристрій працює наступним чином. Коли кузов автомобіля-самоскида 21, що зв'язаний з гідроциліндром 1 опорою 20, через шарову головку 16, піднімається (розвантажується), робоча рідина під тиском поступає в робочу порожнину основи гідроциліндра 5 по магістралі 7 від напірної лінії 6, до якої підключений розподільчий пристрій однокаскадний клапан-пульсатор через шариковий клапан 14. Клапан-пульсатор періодично при досягненні заданого тиску, визначене розрахункове значення робочого зусилля плунжера гідроциліндра 3, з'єднує напірну магістраль 6 зі зливом 13. Таким

ВНТУ
НАУКОВИЙ
МАШИНОБУВАННЯ

чином, у робочій порожнині основи гідроциліндра 5, що закріплена на рамі автомобіля 19, амплітудне значення тиску рідини змінюється із визначеною періодичністю (частотою) від мінімального до максимального значення. У проміжок часу, коли шариковий клапан 14 закритий і напірна магістраль відділена від лінії зливу, насос подає робочу рідину під тиском в робочу порожнину основи гідроциліндра 5. Під дією тиску рідини на робочий плунжер утворюється сила, яка заставляє плунжер 3 переміщуватись. Переміщення плунжера 3 визиває взаємне переміщення основи 5 і опори 3, яка з'єднана із телескопічним гідроциліндром 1, через шарову головку 2, що закріплена кришкою 4. При цьому стискаються силові пружини 18, які зв'язані через болти 17 з основою 5 і опорою 3, що призводять до зміни тиску робочої рідини в гідроциліндрі 5 при її стиску. Тиск рідини в гідроциліндрі 5 збільшується до тиску регулювання однокаскадного клапана-пульсатора (тиску спрацювання), на який відрегульована пружина 11, що з'єднана із першим кінцем регульовального гвинта 9, який в свою чергу проходить через різьбове з'єднання в кришці 8, а другий кінець регульовального гвинта в свою чергу захищений кришкою 10. При спрацюванні шарикового клапана 14 напірна магістраль з'єднується з лінією зливу 13 в момент, коли тиск робочої рідини в напірній магістралі досягає максимального регульовального значення (тиску спрацювання), а закриття виникає коли тиск в гідросистемі впаде до деякої малої величини, яка залежить від конструктивних особливостей однокаскадного клапана-пульсатора і від регульовального дроселя 12, що з'єднаний із зливним баком 15. Після відкриття шарикового клапана 14 і падіння тиску рідини в гідроциліндрі силові пружини 17 починають розпрямлятися за рахунок накопиченої енергії пружної деформації. При цьому зсуваються опора 3 і основа 5 і вертаються у вихідне положення. У результаті закриття шарикового клапана 14 напірна магістраль 6 від'єднується від зливної лінії, система переходить у першочергове положення і робочий цикл повторюється.

Конструкція є дуже громіздкою, не технологічною та має вузький діапазон параметрів вібронавантаження.

Плунжерний вібраційний гідроциліндр (патент на корисну модель №71599) (див. рисунок 2.12) містить корпус 1, плунжер 2, пружину 9. У отворі плунжера 2 розташовано золотник 3, запірний елемент 4 у вигляді самоцентрівного конуса, друга пружина 7 та пробка 8. У плунжері 2 виконано канал 5 для підведення робочої рідини та зливний канал 6. У отворі плунжера 2 виконані кільцеві проточки 10, що дренажно з'єднані зі зливним каналом 6. Плунжер 2 утворює з корпусом 1 порожнину 12, а золотник 3 із кільцевою проточкою 13 утворюють порожнину 11.

Плунжерний вібраційний гідроциліндр працює наступним чином. У початковому положенні золотник 3 притискується другою пружиною 7 до запірного елемента 4, виконаного у вигляді самоцентрівного конуса та перекриває витік рідини із нагнітальної порожнини 11 до зливного каналу 6. При збільшенні тиску робочої рідини, що надходить через канал 5, у порожнині 11 до тиску спрацювання відбувається миттєве збільшення зусилля на його нерухомому запірному елементі 4, виконаному у вигляді самоцентрівного конуса, при цьому золотник 3 переміщується у внутрішньому отворі корпусу 1 з'єднуючи порожнину 11 із зливним каналом 6. Рідина із зливного каналу 6 витискається у порожнину 12, в якій збільшується тиск, який діючи на площу плунжера 2 приводить його в рух. Рідина з порожнини 12 витісняється в зливну магістраль і плунжер 2 повертається в початкове положення під дією пружиною 9. Цикл повторюється.

Зусилля настройки другої пружини 7 регулюється пробкою 8, що дозволяє змінювати частоту спрацювання вібраційного гідроциліндра.

Залишки рідини з камери, в якій знаходиться запірний елемент у вигляді самоцентрівного конуса 4, будуть витіснятись в бак через кільцеві проточки 10, які з'єднані дренажем із зливним каналом 6.

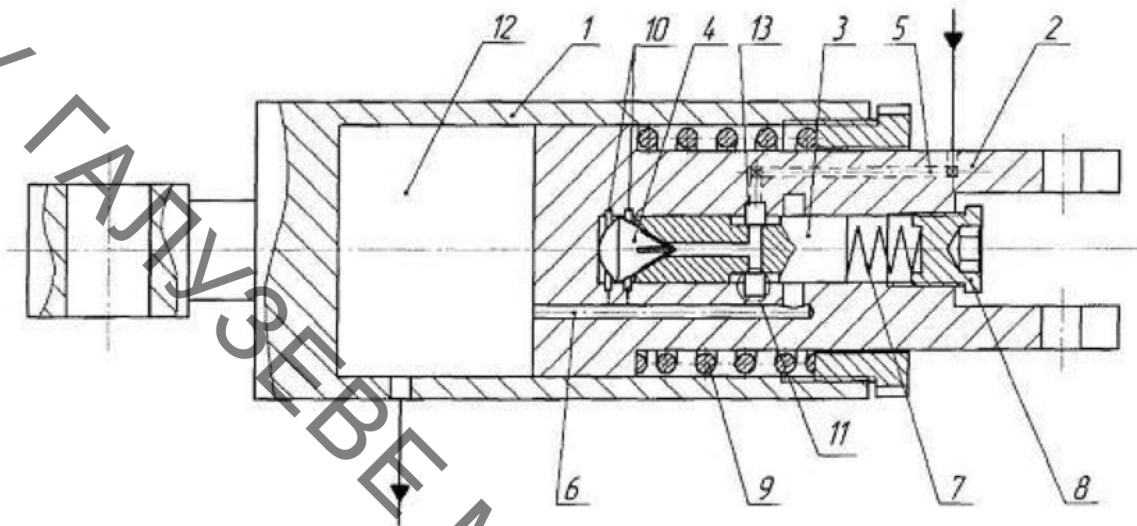


Рисунок 2.12 – Конструктивна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра (патент на корисну модель України №71599)

Плунжерний вібраційний гідроциліндр (патент на корисну модель №76629) містить корпус 1, у осьовому наскрізному ступінчастому отворі якого розташовано плунжер 4, у якому виконано акумулюючу порожнину 8 з отвором 10, крім того на нижній частині конічної поверхні плунжера виконано поясок притирання 15, а на верхній золотникове перекриття висотою Δ , кришку 5, що розміщена співвісно із корпусом, в якій виконано ступінчасту порожнину 12, до якої приєднано напірний канал 13, кільцеву проточку 9, що виконана у осьовому наскрізному ступінчастому отворі корпусу 1 і до якої під'єднано зливний канал 14, пружину 3, плаваюче сідло 2, встановлене з можливістю контакту своєю внутрішньою конічною поверхнею із зовнішньою конічною поверхнею плунжера 4, пробку 6. Ступінчаста порожнина 12 разом із плаваючим сідлом

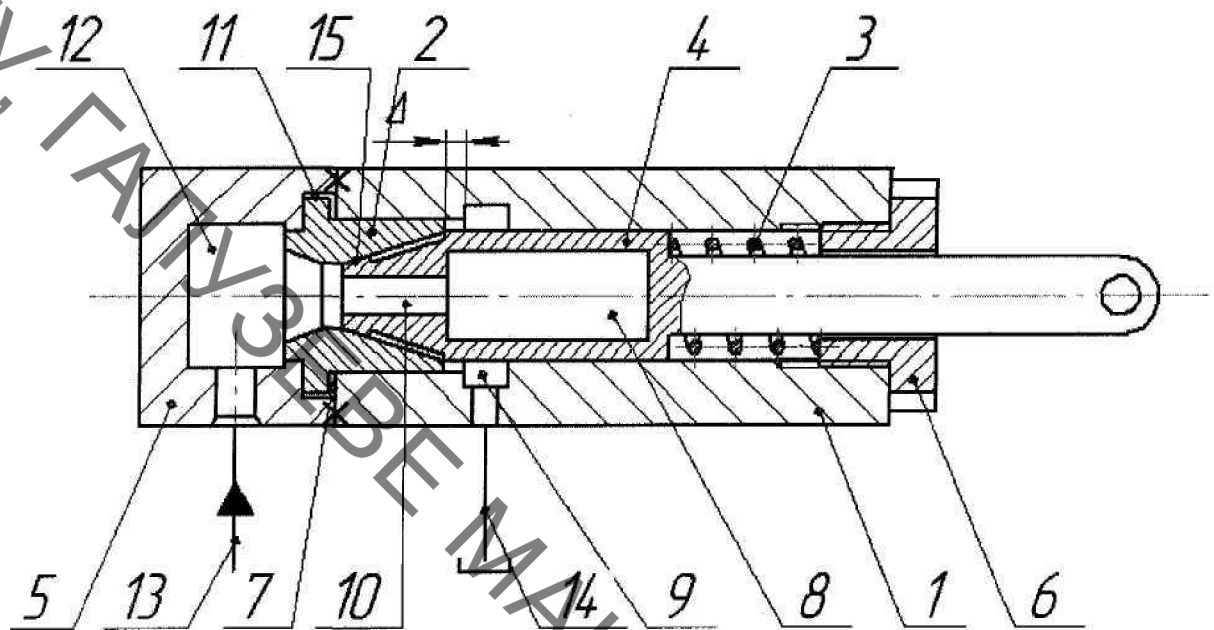


Рисунок 2.13 – Конструктивна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра (патент на корисну модель України №76629)

Плунжерний вібраційний гідроциліндр працює наступним чином. У початковому положенні плунжер 4, що має можливість переміщуватись у корпусі 1, притискується пружиною 3 до плаваючого сидла 2. Напірний канал 13 з'єднано із ступінчастою порожниною 12 кришки 5, а отвором 10 із акумулюючою порожниною 8. При підвищенні тиску в напірному каналі плаваюче сидло 2 переміститься разом з плунжером 4 вправо, до контакту із торцем корпусу 1. Тиск у ступінчастій порожнині 12, діючи на торць плунжера 4 по площі, обмеженої діаметром пояском притирання 15, при досягненні розрахункової величини тиску долає зусилля настройки пружини 3. Відбувається розгерметизація посадки плунжера 4 в плаваюче сидло 2 по золотниковому перекритті висотою $\Delta=1-8$ мм.

В момент порушення герметизації посадки плунжера 4 в плаваюче сидло 2, підхоплююча площа по пояску притирання 15 миттєво зростає, і відбувається різке переміщення підйом плунжера 4 вправо, прискорений розрядкою акумулюючої порожнини 8. Ступінчаста порожнина 12 з'єднується із зливним каналом 14, через кільцеву проточку 9.

Тиск у системі падає, плунжер 4 повертається у вихідне положення під дією пружин 3.

Гальмування плунжера 4 в кінці зворотного ходу при його посадці в плаваюче сідло 2 відбувається при витисненні рідини з гальмівної порожнини 7 через зазор 11 в ступінчасту порожнину 12, що значно знижує рівень шуму при роботі плунжерного вібраційного гідроциліндра. З підвищенням тиску в напірному каналі 13 починається новий цикл.

Частота спрацювання плунжерного вібраційного гідроциліндра регулюється пробкою 6 шляхом зміни зусилля настройки пружини 3.

Вібраційний гідроциліндр (патент на винахід України №105379) містить корпус 1, плунжер 2, пружину 9. У отворі плунжера 2 25 розташовано золотник 3, запірний елемент 4 у вигляді кульки, друга пружина 7 та пробка 8. У плунжері 2 виконано напірний канал 5 для підведення робочої рідини та зливний канал 6. У отворі плунжера 2 виконані кільцеві проточки 10, що дренажно з'єднані зі зливним каналом 6.

Плунжер 2 утворює з корпусом 1 порожнину 12, а золотник 3 із кільцевою проточкою 13 утворюють порожнину 11.

Вібраційний гідроциліндр працює наступним чином. У початковому положенні золотник 3 притискується другою пружиною 7 до запірного елемента 4, виконаного у вигляді кульки, та перекидає витік рідини із нагнітальної порожнини 11 до зливного каналу 6. При збільшенні тиску робочої рідини, що надходить через напірний канал 5, у порожнині 11 до тиску спрацювання відбувається миттєве збільшення зусилля на його нерухомому запірному елементі 4, виконаному у вигляді кульки, при цьому золотник 3 переміщується з'єднуючи порожнину 11 із зливним каналом 6. Рідина із зливного каналу 6 витискається у порожнину 12, в якій збільшується тиск, який діючи на площу плунжера 2 приводить його в рух.

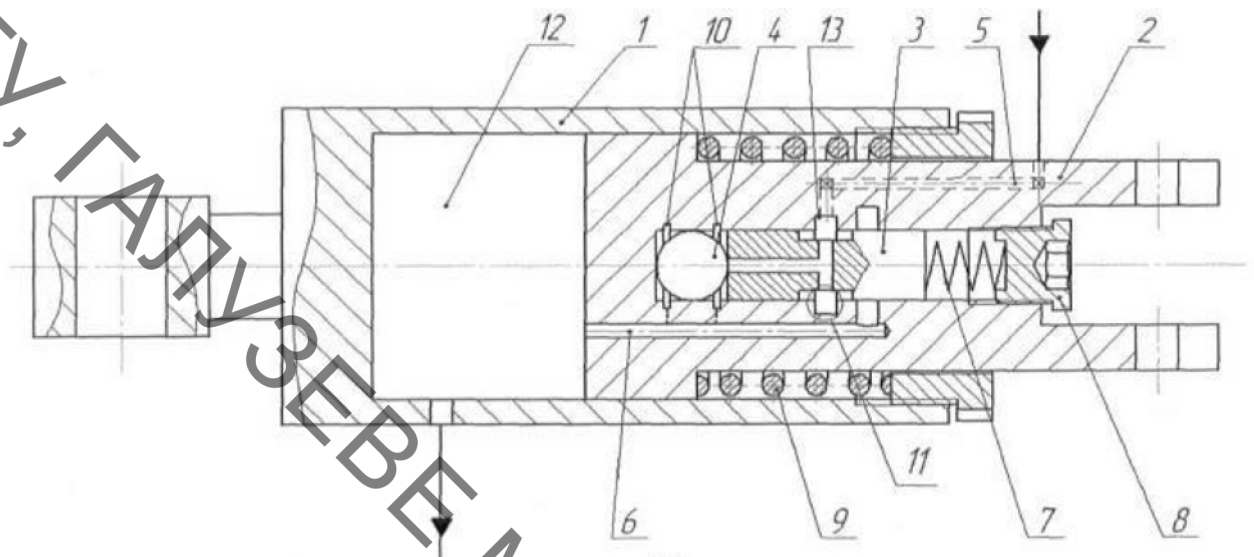


Рисунок 2.14 – Конструктивна схема вібраційного гідроциліндра (патент на винахід України №105379)

Рідина з порожнини 12 витісняється в зливну магістраль і плунжер 2 повертається в початкове положення під дією пружиною 9. Цикл повторюється.

Зусилля настройки другої пружини 7 регулюється пробкою 8, що дозволяє змінювати частоту спрацювання вібраційного гідроциліндра.

Залишки рідини з камер, в якій знаходиться запірний елемент у вигляді кульки 4 будуть витіснитись в бак через кільцеві проточки 10, які з'єднані дренажем із зливним каналом 6.

Розглянуті конструкції вібраційних гідроімпульсних гідроциліндрів (вібраторів) має вузькі параметри вібронавантаження та незначні силові показники за невеликих розмірів.

2.5 Висновки з огляду та постановка задач

Отже, метою магістерської кваліфікаційної роботи є розробка нової конструкції гідроімпульсного малогабаритного вібратора з клапанним генератором імпульсів тиску з розширеними параметрами вібронавантаження – амплітудою та частотою.

- Для реалізації поставленої мети необхідно розв'язати поставлені задачі:
- Провести огляд відомих технічних рішень;
 - Розробити конструктивну схему гідроімпульсного малогабаритного вібратора з клапанним генератором імпульсів тиску;
 - Виконати детальний аналіз робочого циклу ГП розробленого вібратора;
 - За результатами аналізу робочого циклу ГП побудувати орієнтовну його циклограму, на основі якої встановити співвідношення та взаємозв'язок між окремими часовими інтервалами імпульсів тиску в ланках приводу;
 - Розробити проектний розрахунок запропонованої конструкції гідроімпульсного малогабаритного вібратора з клапанним генератором імпульсів тиску
 - Запропонувати заходи з охорони праці.

3 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ВІБРАТОРА З КЛАПАННИМ ГІТ

3.1 Конструктивна схема гідроімпульсного малогабаритного вібратора та розроблення його динамічної і математичної моделей

Конструктивна схема вібратора зображена на рисунку 3.1. Силова ланка вібратора – плунжерний гідроциліндр складається з корпусу 1, нерухомо зафіксованого на станині (основі) установки, машини тощо. Корпус 1 з'єднано з гільзою-гідроциліндром 2 вібратора за допомогою фланців 2 і 3, які стягуються через півкільця 4 болтами 5 посередністю гайкою 6, законтрених пружинними шайбами 7. Півкільця 4 встановлено у виточках корпусу 1 та гільзи-гідроциліндра 2.

Плунжер 8 гідроімпульсного вібратора, окрім силової функції, є частиною однокаскадного параметричного ГІТ, оскільки на лівому торці плунжера 8 (за рисунком 3.1) утворено перший ступінь герметизації генератора за допомогою клапанної фаски на кінці цього торця плунжера 8. Ця фаска контактує із сідлом (притерта по ньому) по середньому діаметрі d_1 утвореному в розточці корпусу 1. Другий ступінь герметизації ГІТ реалізовано втулкою клапана 9, яка притертою фаскою, утвореною на її лівому (за рисунком 3.1) торці спрягається по середньому діаметру d_2 другого сідла, виконаного в розточці корпусу 1 співвісно з сідлом першого ступеня герметизації ГІТ з середнім діаметром d_1 . Втулка клапана 9 внутрішнім отвором спрягається за точною посадкою (не нижче, наприклад, d'_1 Н7/g6) по діаметру d'_1 з циліндричною частиною першого ступеня герметизації ГІТ, що є частиною плунжера 8. Розвинута довжина спряження втулки-клапана 9 по діаметру d'_1 забезпечує високу герметичність в момент відкриття ГІТ.

Початковий контактний тиск на поверхні спряження притертих фасок втулки-клапана 9 та сідла другого ступеня герметизації ГІТ в корпусі 1 по середньому діаметру d_2 забезпечується зусиллям витої пружини 10, яка діє на

втулку-клапана 9 через ступінчасту втулку 11, що розташована на зовнішній поверхні втулки-клапана 9, та пружинне кільце 12 (розрізне стандартне запірне кільце).

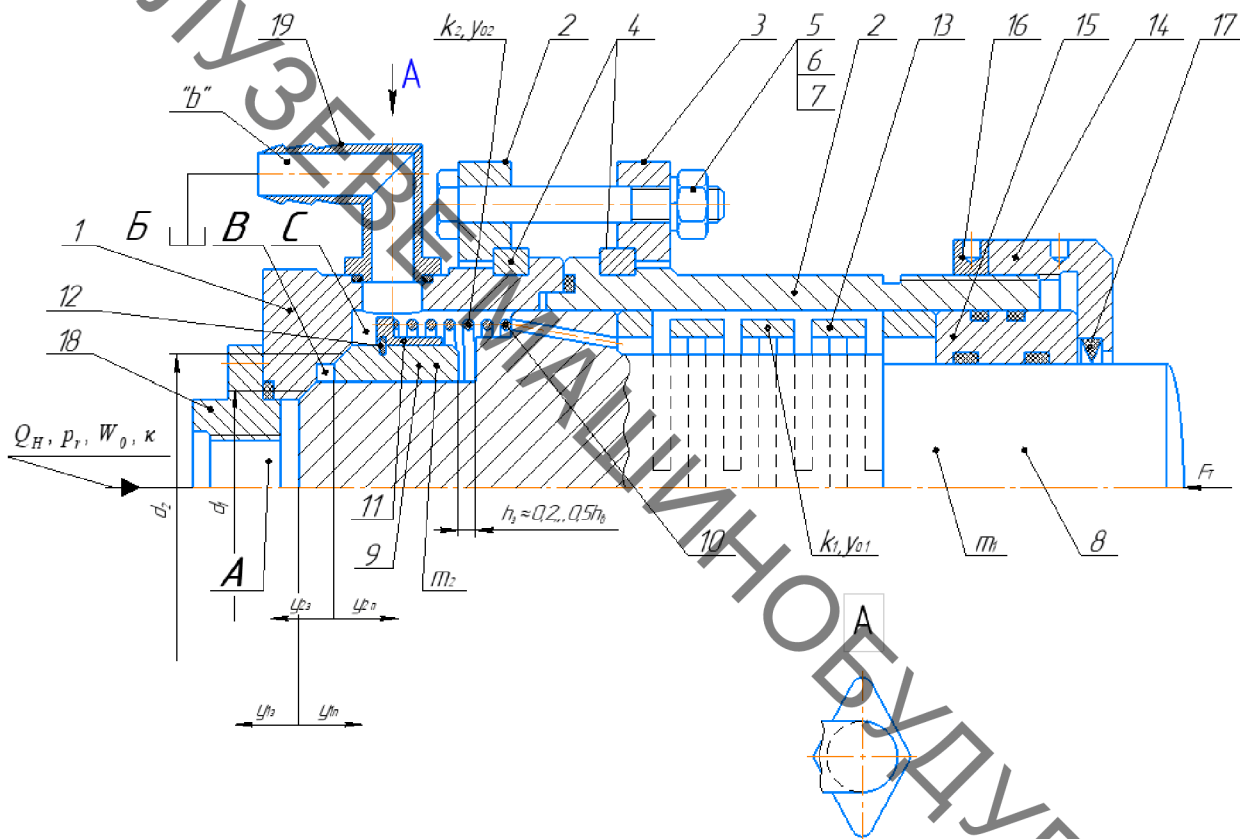


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГПТ

Прорізна пружина (ПП) 13, яка встановлена в порожнині D , утвореної між центральною наскрізною розточкою в гільзі-гідроциліндрі 2 та штоком плунжера 8, лівим торцем (за рисунком 3.1) впирається в правий торець (за рисунком 3.1) напрямної частини плунжера 8 діаметром d_3 , яка спрягається з поверхнею центральної наскрізної розточки в гільзі-гідроциліндра 2 за ходовою точною посадкою не нижча 7...8 квалітетів точності. В корпусі 1 також виконана ступінчаста розточка діаметром d_3 , в якому початковому положенні частково заходить напрямна частина плунжера 8 діаметром d_3 .

З метою забезпечення співвісності між розточками діаметром d_3 в гільзі-гідроциліндра 2 та корпусі 1, а також з конічними фасками сідел запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГПТ, які контактують відповідно, з фасками на лівих торцях (за рисунком 3.1) плунжера 8 і втулки-клапана 9, на лівому торці гільзи-гідроциліндра 2 виконано циліндричний виступ діаметром d_4 , який за ковзаючою посадкою спрягається з поверхнею глухої розточки в корпусі 1, причому правий (за рисунком 3.1) торець корпусу 1 впирається в лівий торець гільзи-гідроциліндра 2, що є додатковою поверхнею центрування корпусу 1 відносно гільзи-гідроциліндра 2. Герметизація стику корпусу 1 та гільзи-гідроциліндра 2 здійснюється гумовим кільцем круглого перерізу (за рисунком 3.1 умовно не позначеною позицією), встановленим в закритій канавці(торцевій розточці) .

ПП 13 направляється зовнішніми поверхнями опірних кілець по діаметру d_3 поверхнею гільзи-гідроциліндра 2. Між зовнішніми поверхнями робочих кілець ПП 13 і поверхнею гільзи-гідроциліндра 2 діаметром d_3 утворено зазор [8], що вимагає заклинювання ПП 13 під час робочого ходу плунжера 8.

Регулювання попередньої деформації y_{01} ПП 13 здійснюється за допомогою накидної гайки 14, яка через циліндричну втулку 15, що спрягається за ходовими посадками по діаметру d_5 з поверхнею вихідного кільця плунжера 8 та поверхнею наскрізної центральної розточки діаметром d_3 гільзи-гідроциліндра 2, взаємодіє з правим (за рисунком 3.1) торцем опорного кільця ПП13. Накидна гайка контриться гайкою 16. По діаметрах d_3 і d_5 втулка 15 ущільнюється гумовими кільцями круглого перерізу (на рисунку 3.1 умовно не позначені позиції). Поверхня вихідного кільця плунжера 8 діаметром d_5 від забруднення із зовнішнього середовища захищена брудознімачем 17, встановленим в розточці накидної гайки 14.

Для обмеження максимального (можливого) ходу плунжера 8 вібратора, його вихідний кінець виконано ступінчастим $d'_5 > d_5$ (див. рисунок 3.1)

З метою чіткої реалізації параметричного принципу відкриття та закриття запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ між правим торцем (за рисунком 3.1) втулки – клапана 9 та лівим торцем (за рисунком 3.1) прямої частини плунжера діаметром d_3 утворено зазор $h_3 \approx (0,2...0,5)h_6$, де h_6 – від'ємне перекриття (відкриття) другого ступеня герметизації ГІТ.

Підведення робочої рідини (енегоносія) в гідронасосної станції (умовно не показана) в напірну порожнину А вібратора здійснюється через кришку 18, в центральний нарізний отвір якої вкручується штуцер (умовно не показаний), який, наприклад, рукавом високого тиску приєднується до гідронасосної станції.

Зливна порожнина С вібратора через кутовий кінець 19, встановлений в отвір «в», вільно сполученим зі зливною порожниною С, приєднується посередністю рукава низького тиску (умовно не показаний) до гідробака В гідронасосної станції. Кришка 18 на ніпель 19 кріпляться до корпусу 1 шпильками або гвинтами (умовно показані основними лініями) та ущільнюються гумовими кільцями круглого перерізу (на рисунку 3.1 умовно не позначені позиціями). Порожнина D розміщення ПП13 вільно сполучена зі зливною порожниною С отворами «а». Замість отворів «а» можна виконати диски або пази на напрямній поверхні діаметром d_3 плунжера 8.

Попередня деформація y_{02} витої пружини 10 забезпечується під час з'єднання корпусу 1 та гільзи-гідроциліндра 2.

Відкриття ГІТ вібратора починається за досягнення в напірній порожнині А тиску «відкриття» ГІТ [9] $p_{1\max}$:

$$p_A = p_{1\max} \geq (k_1 \cdot y_{01} + F_{TO}) \cdot A_1^{-1}, \quad (3.1)$$

де k_1 – жорсткість ПП13; F_{TO} – початкове зусилля технологічного опору об'єкта технологічного впливу штока плунжера 18, яка може бути постійним або змінним, що визначається видом технологічного вібраційного процесу, який реалізується. У випадку вертикального розміщення вібратора у F_T слід визначити силу ваги технологічного об'єкта та при'єднаних (або зведених до нього) мас m_{max} : $F_G = m_{max} \cdot g$ (тут $g=9,8\text{м/с}^2$ – пришвидшення вільного падіння; $A_1 = \pi d_1^2 / 4 \approx 0,785 \cdot d_1^2$ – середня площа поперечного перерізу запірною елемента першого ступеня герметизації ГІТ (див. рисунок 3.1). Після відриву фаски запірною елемента першого ступеня герметизації ГІТ (початок переміщення плунжера 8) порожнина A та проміжна B з'єднуються і тиск енергоносія в них практично миттєво, через малість порожнини B зрівноважується на рівні p_{1max} . Під дією цього тиску енергоносія втулка-клапана 9, перемагаючи опір витой пружини 10, відривається від свого сидла, швидко переміщується на шляху зазору h_3 , впирається своїм правим торцем в лівий торець(за рисунком 3.1) напрямної частини плунжера 8 діаметром d_3 і далі разом з ним рухається до повного відкриття ГІТ на робочий хід $h_p \geq h_6$. Контактний тиск p_k , необхідний для герметизації в початковому положенні втулки-клапана 9, можна розрахувати за формулою

$$p_k = 4k_2 \cdot y_{02} / (\pi d_2^2) \approx 1,274k_2 \cdot y_{02}, \quad (3.2)$$

де k_2 – жорсткість витой пружини 10.

Зважаючи на те, що реалізувати на високому рівні співвісність між розточками діаметром d_3 та конічними поверхнями герметизуючих фасок першого та другого рівня герметизації в гільзі–гідроциліндрі 2 та корпусі 1, технологічно складно, герметизуючі фаски виконано широкими. Крім того, широкі герметизуючі фаски зменшують контактні напруження в момент контакту в кінці зворотного ходу плунжера 8 та втулки-клапана 9 між їхніми та сидловими герметизуючими фасками.

Внаслідок відкриття ГТТ, напірна A та зливна C порожнини з'єднуються через отвір «в» і кутовий ніпель 19 з баком B гідронасосної станції і рівнем тиску енергоносія в гідросистемі вібратора (включає, окрім вібратора, й гідронасосну станцію) починає зменшуватись. За зниження тиску енергоносія до рівня [9]

$$p_A \leq p_{2\max} \leq p_{1\max} \cdot d_1^2 \cdot d_1^{-2} + [k_1 \cdot h_p + F_{T\max} + k_2(y_{02} + h_s)] A_2^{-1}, \quad (3.3)$$

(тут $F_{T\max}$ – максимальне зусилля опору технологічного об'єкта; $A_2 = \pi d^2 / 4 \approx 0,785 d_2^2$ – середня площа поперечного перерізу і втулки-клапана 9) запірною елемента другого ступеня герметизації ГТТ (див. рисунок 3.1) почнеться зворотний хід h_{36} плунжера 8 разом з втулкою-клапаном 9 на шляху $0 \leq h_{36} \leq h_p$.

В кінці зворотного ходу плунжера 8 та фіксації його фасочної частини (див. рисунок 3.1) на фасці сідла першого ступеня герметизації ГТТ, втулка-клапан 9 притискається до свого сідла зусиллям витої пружини 10 і повторюється робочий цикл вібратора. Можливе незначне підвищення тиску в проміжній порожнині B в кінці зворотного ходу втулки-клапана 9 компенсується витоками через зазор спряження $\Phi d'_1 H7/g6$ між поверхнями отвору у втулці-клапані 9 та циліндричної напрямної частини діаметром d'_1 плунжера 8 (див. рисунок 3.1) якщо для забезпечення оптимального режиму посадки втулки-клапана 9, то в кінці її зворотного ходу прохідного перерізу цього зазору не достатньо, то додатковий прохідний (дросельний) переріз можна створити за допомогою маленької не напрямної частини діаметром $d'_1 g6$ плунжера 8 або маленької канавки(риски) на поверхні отвору $\Phi d'_1 H7$.

Максимальна частота вібрацій плунжера 8 є рівною максимальній частоті імпульсів тиску амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$ (теоретична амплітуда), що не керується ГТТ вібратора, визначається конструктивними параметрами ГТТ [9] в основному співвідношенням d_1/d_2 , величиною підведеного потоку

енергоносія, зазвичай це подача Q_H насоса гідронасосної станції гідросистеми вібратора, та модуля k пружності енергоносія.

Зазвичай робочий цикл гідроімпульсних вібраційних приводів (ВМ) та віброударних (ВУМ) машин і пристроїв можна розділити на окремі фази [8, 9], які з метою спрощення їх математичного описання, об'єднують в прямий та зворотний ходи виконавчих ланок ГІТ і силових ланок гідродвигунів (гідроциліндрів) [10]. За початок відліку прямого та зворотного ходів доцільно взяти торцеві площини герметизуючих фасок плунжера 8 (першого ступеня герметизації ГІТ) та втулки-клапана 9 (другого ступеня герметизації ГІТ) (див. рисунок 3.1), відповідно: $y_{1П}; y_{1З}; y_{2П}; y_{2З}$ (тут індекси «п» та «з» відповідно означають прямий і зворотний ходи)

В динамічному процесі робочого циклу вібратора переміщуються зведені маси:

$$m_1 = m_{ПЛ8} + m_{ПП13} = m_{ПЛ8} + 2\rho a^2 [\pi R(n+3) + Q(n+1)], \quad (3.4)$$

$$m_2 = m_6 + m_{св} + m_{прк} + m_{пр}, \quad (3.5)$$

де $m_{ПЛ8}$ – маса плунжерів; $m_{ПП13}$ – рухома маса ПП13, що здійснює деформаційне переміщення, окрім опірною кільця, що впирається у циліндричну втулку 15. Маса

$$m_{ПП13} = m_{рк} + m_n + m_{окл} = 2\pi Rna^2\rho + 2a^3(n+1)\rho + 6\pi Ra\rho = 2\rho a^2 [\pi R(n+3) + a(n+1)],$$

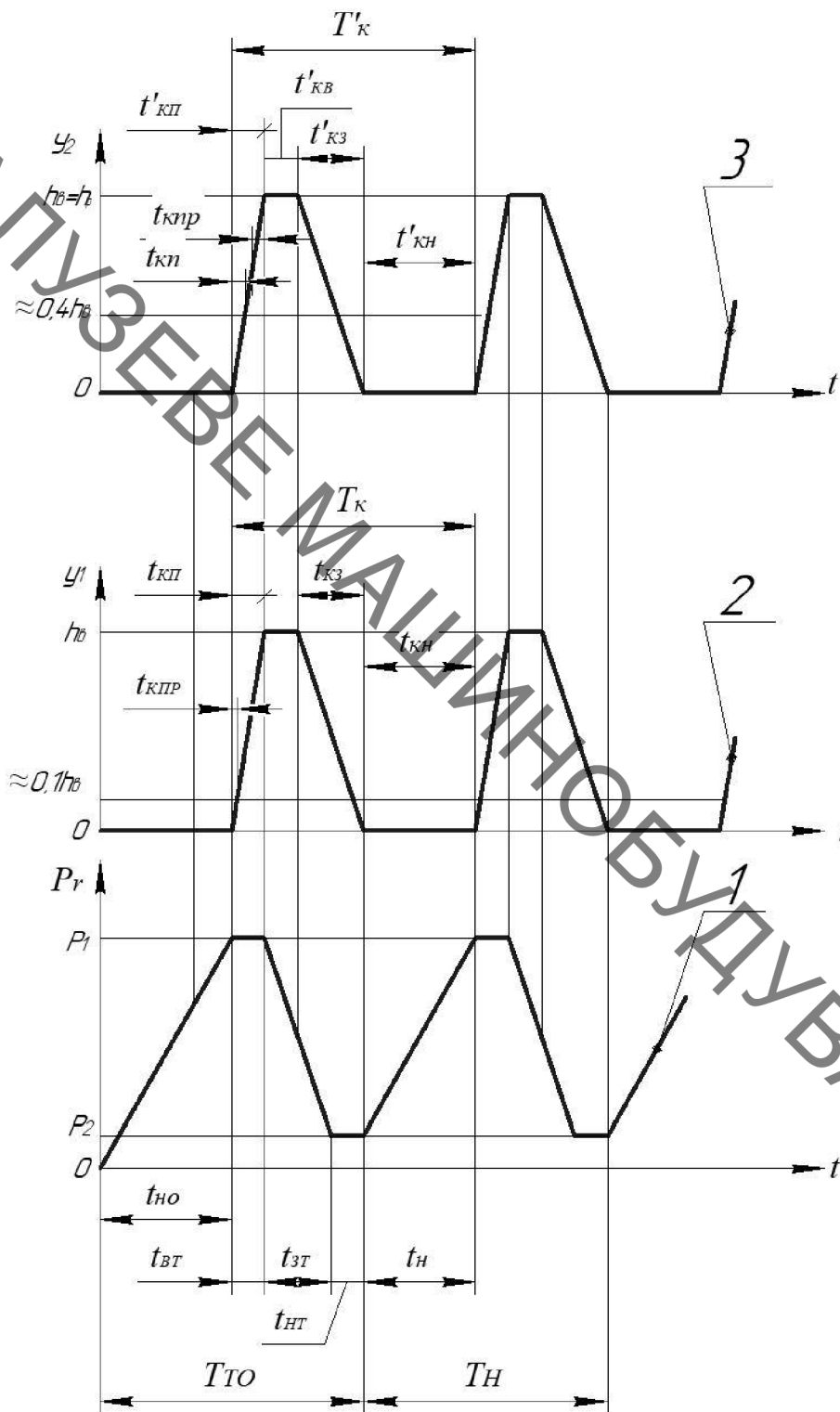
де $m_{рк} = 2\pi Rna^2\rho$ – маса робочих кілець ПП13; $m_n = 2a^3(n+1)$ маса перемичок ПП13, за припущення, що їх форма куб з ребром a ; $m_{окл} = 2\pi Ra \cdot v\rho = 6\pi Ra^2\rho$ (тут $v = 3a$ – товщина лівого опорного кільця; R – середній радіус ПП13, $n_n = 2(n+1)$ – число перемичок ПП13, ρ – густина матеріалу ПП13; m_6 – власна маса втулки-клапана 9; $m_{св}$ – маса ступінчастої втулки 11; $m_{прк}$ – маса пружинного кільця 12; $m_{пр}$ – рухома (ефективна) маса витої пружини 10.

Робочий цикл гідроімпульсного вібратора за припущення здійснення циклу впродовж прямого та зворотного ходів мас m_1 і m_2 можна описати у вигляді орієнтованої циклограми двох перших імпульсів зміни тиску p_r (крива 1) (див. рисунок 3.2) в напірній порожнині A (див. рисунок 3.1) та переміщень y_1 (крива 2) маси m_1 і y_2 маси m_2 без врахування перехідних процесів, що мають місце в реальних гідроімпульсних приводах і пристроях під час їх запуску та певною мірою повторюється в послідовних робочих циклах цих машин. Перехідні процеси спричиняються дією сил тертя під час переміщення рухомих мас ГІТ і виконавчих ланок ВМ і ВУМ, впливом на фізико-механічні властивості енергоносія розчиненого повітря, температури, які змінюють такі фізичні параметри енергоносія як його густина ρ_e , модуль пружності k , динамічна в'язкість $\mu_e = \nu_e \cdot \rho_e$ (ν_e – кінетична в'язкість) тощо. Вплив перерахованих факторів на робочий процес гідроімпульсних машин можна враховувати тільки за результатами їх експериментальних досліджень.

Стабільний режим роботи вібратора характеризується однаковими періодами імпульсів зміни тиску p_r (T_T), переміщень y_1 і y_2 (відповідно T_K та T'_K), які є сумою відповідних часових інтервалів (див. рисунок 3.2)

$$T_T = t_H + t_{BT} + t_{зТ} + t_{HT} = T_K = t_{кн} + t_{кв} + t_{кз} + t_{кн} = T'_K = t'_{кн} + t'_{кв} + t'_{кз} + t'_{кн} \quad (3.6)$$

де t_H – час набору (піднімання) тиску енергоносія в напірній порожнині A вібратора (див. рисунок 3.1) з рівняння p_2 до рівня p_1 ; t_{BT} – час зменшення тиску в напірній порожнині A за відкриття запірних елементів ГІТ з рівня p_1 до рівня p_2 ; $t_{зТ}$ – час зменшення тиску в напірній порожнині A за відкриття запірних елементів ГІТ з рівня p_1 до рівня p_2 ; t_{HT} – час витримки тиску енергоносія в напірній порожнині A на рівні p_2 ; $t_{кн}$ – час переміщення



- 1 – крива зміни тиску енергоносія в напірній порожнині А вібратора;
- 2 – крива переміщення плунжера 8 вібратора;
- 3 – крива переміщення втулки-клапана 9 ГІТ вібратора

Рисунок 3.2 – Орієнтовна циклограма робочого циклу малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГІТ

плунжера 8 (запирного елемента першого рівня герметизації ГІТ, див. рисунок 3.1) на повний прямий хід $h_e = h_p$ (повне відкриття ГІТ); $t_{кв} = t'_{кв}$ – час вистою плунжера 8 разом з втулкою-клапаном 9 в крайньому (правому за рисунком 3.1) положенні прямого ходу (повністю відкритому ГІТ); $t_{кз} = t'_{кз}$ – час зворотного ходу плунжера 8 та втулки-клапана 9 на робочий хід h_e ; $t_{кн}$ – час вистою плунжера 8 в початковому (закритому) положенні; $t'_{кн}$ – час руху втулки клапана на відстань зазору $h_3 = 0,4h_e$; $t_{кнв}$ – час спільного руху як одне ціле втулки-клапана 9 та плунжера 8 на відстань $h_B - h_3 \approx 0,6h_e$; $t_{кн} = t'_{кн} - t_{кнр}$ – час вистою плунжера 8 перед повторним його прямим ходом ($t_{кнр}$ – час руху плунжера 8 ($\sim 0,1h_e$) під час відкриття ГІТ (початок прямого ходу) за закритого втулки-клапана 9.

Згідно з орієнтовною циклограмою (див. рисунок 3.2) робочого циклу вібратора прямий хід плунжера здійснюється відносно імпульсу тиску зі зсувом за фазою $t_{кн} = t_n$, а початок прямого переміщення втулки-клапана 9 зміщено відносно прямого ходу плунжера 8 на час $t_{кнр}$. Час t_n набору тиску енергоносія в напірній порожні A (див. рисунок 3.1) з достатньою для проектних розрахунків точністю можна оцінити за відомою залежністю[9]:

$$t_n = \Delta p \cdot W_o / (Q_H \cdot \kappa), \quad (3.7)$$

де $\Delta p = p_1 - p_2$ – амплітуда імпульсу тиску (див. рисунок 3.2); W_o – початковий об'єм напірної порожнини A гідросистеми вібратора (сюди входить й об'єм напірної гідролінії наприклад, рукава (шланга) високого тиску від гідронасосної станції). За формулою 3.7 зростання тиску енергоносія в напірній порожнині A відбувається за лінійним законом, що справедливо за $Q_H = const$, $\kappa = const$ та $W_o = const$. В реальності подача гідронасоса Q_H , що відводиться в об'єм W_o , що змінюється в певних межах через втрати енергоносія в ГІТ та гідроапаратурі гідронасосної станції через

перетікання, наприклад, в зливну порожнину. Не постійним є й об'єм W_o через додавання (віднімання) додаткових об'ємів в наслідок руху запірно-силових ланок ГІТ та вібратора, крім $\kappa = const$ за відсутності в енергоносії розчищеного повітря та домішок інших речовин (окрім оливи). Дійсна залежність $\Delta p = f(t, Q_H, \kappa, W_o)$ нелінійна, яка може мати форму як випуклої, так і увігнутої кривої [9].

Якщо прийняти t_H за визначальний фактор робочого циклу вібратора, то період імпульсу зміни тиску енергоносія в напірній порожнині A (див. рисунок 3.1) можна подати як залежність від часу t_H набору тиску в імпульсі:

$$T_T = \nu^{-1} = t_H [1 + (t_{BT} + t_{зГ} + t_{HT}) / t_H] = K_{ЦГ} \cdot t_H, \quad (3.8)$$

де ν^{-1} – лінійна частота імпульсів тиску енергоносія в напірній порожнині A ; $K_{ЦГ} = 1 + (t_{BT} + t_{зГ} + t_{HT}) / t_H$ – цикловий коефіцієнт імпульсів тиску [] Аналогічні циклові коефіцієнти можна ввести і для імпульсів переміщень плунжера 8 y_1 та втулки-клапана 9 y_2 :

$$K_{Ц8} = 1 + (t_{KB} + t_{кз} + t_{кн}) / t_{кн}; \quad (3.9)$$

$$K_{Ц9} = 1 + (t'_{KB} + t'_{кз} + t'_{кн}) / t'_{кн}, \quad (3.10)$$

де за визначальні фактори взято, відповідно, час $t_{кн}$ та $t'_{кн}$ (див. рисунок 3.2).

Імпульс тиску є циклоутворюючим, то беручи до уваги залежність (3.6), циклові коефіцієнти $K_{Ц8}$ та $K_{Ц9}$ можна виразити через коефіцієнт $K_{ЦГ}$:

$$K_{Ц8} = K_{ЦГ} \cdot t_H / t_{кн} = K_{ЦГ} \cdot \tau_{кн}; \quad (3.11)$$

$$K_{Ц9} = K_{ЦГ} \cdot t_H / t'_{кн} = K_{ЦГ} \cdot \tau'_{кн}; \quad (3.12)$$

де $\tau_{кп}$ та $\tau'_{кп}$ відповідно, безрозмірний час прямого ходу плунжера 8 та втулки-клапана 9.

Оскільки $t_{кп} = t'_{кп} + t_{кпр}$ (див. рисунок 3.2), то з (3.11 і 3.12) можна отримати, що

$$t_{кп} = t'_{кп} \cdot (K_{Ц9} / K_{Ц8} - 1). \quad (3.13)$$

Очевидно, що вираз $0 < K_{Ц9} / K_{Ц8} - 1 < 1$, так як $t_{кпр} < t'_{кп}$, звідси отримаємо умову $K_{Ц9} < 2K_{Ц8}$. Якщо ввести безрозмірний час $\tau_{кпр} = t_{кпр} / t_{кп}$, то на основі (3.13), знайдемо

$$\tau_{кпр} = \tau'_{кп} \cdot (K_{Ц9} / K_{Ц8} - 1)^{-1}. \quad (3.14)$$

Використання безрозмірних величин параметрів робочого циклу вібратора суттєво спрощує проектні розрахункові залежності для визначення енергетичних, силових і кінематичних параметрів вібратора, а залежності типу (3.9 – 3.14) полегшують порівняння результатів математичного моделювання та експериментального дослідження гідроімпульсних приводів і пристроїв (вібраторів тощо), оскільки можуть бути використанні для розрахунку корелюючих коефіцієнтів, що враховують відмінності між реальними циклограмами робочого циклу гідроімпульсних машин і пристроїв та орієнтовними типу, зображеної на (рисунок 3.2).

В роботі [11] пропонується всі часові складові, наприклад, імпульсу тиску приводити до безрозмірного тиску на основі поняття масштабу імпульсу тиску $\mu_{\tau} = T_{\tau} / oo' = \nu \cdot oo'$, де oo' – довжина відрізка на циклограмі імпульсів тиску (див. рисунок 3.2, крива 1) в мм, яка відповідає (зображує) періоду імпульсів. Всі складові імпульсу тиску ($t_{н}$, $t_{ем}$, $t_{зм}$ та $t_{ум}$) за допомогою масштабу μ_{τ} теж переводяться у безрозмірні величини. Реальні імпульси

тиску, наприклад, зареєстровані осцилографування робочого циклу гідроімпульсної машини, за однакового періоду T_T (частоти ν) та амплітуди дельта $\Delta p = p_1 - p_2$, можуть відрізнятися від орієнтовної циклограми тривалістю складових. В першому наближенні корелюючий коефіцієнт для імпульсу тиску можна визначити так:

$$K_{кор}^p = t_n^T / t_n^e, \quad (3.15)$$

де t_n^T – час набору тиску енергоносія до рівня p_1 за орієнтовною циклограмою (див. рисунок 3.2); t_n^e – час набору тиску енергоносія до рівня p_1 за осцилограмою, записаної під час роботи експериментального зразка гідроімпульсної машини. За однакового масштабу μ_p орієнтовної циклограми та осцилограми, що означає рівність теоретичного періоду імпульсів тиску. T_T^T та експериментально T_T^e (однакові частоти імпульсів $\nu^T = \nu^e$), відрізки, які визначають тривалості t_n^T oa^T та t_n^e oa^e на орієнтовній циклограмі та осцилограмі зв'язані простою залежністю:

$$oa^T = K_{кор}^p \cdot oa^e. \quad (3.16)$$

Співвідношення типу (3.16) можна використати для аналізу рівня адекватності математичної моделі гідроімпульсної машини, наприклад, шляхом визначення відносного відхилення δ_p між теоретичним t_n^T і t_n^e значеннями:

$$\delta_p = \pm [(oa^e - oa^T) / oa^e] \cdot 100\% = \pm (1 - K_{кор}^p) \cdot 100\% \leq [\delta_p], \quad (3.17)$$

де $[\delta_p]$ – допустиме відхилення згідно прийнятих норм [12].

Корелюючі коефіцієнти для імпульсів переміщень y_1 плунжера 8 та y_2 втулки-клапана 9 (див. рисунок 3.1 та рисунок 3.2) можна ввести за аналогією з $K_{кор}^p$.

3.2 Динамічна модель прямого та зворотного ходів плунжера 8 та втулки клапана 9 малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГІТ

Порівняно з масою m_2 втулки-клапан 9 маса плунжера 8 m_1 (див. рисунок 3.1) суттєво більша, крім того маса m_2 , як окремий динамічний елемент (див. рисунок 3.2), рухається на шляху наближеному $\sim 0,4h_g$ (максимально $\sim 0,5h_g$) під час прямого ходу плунжера 8 протягом малого часу $t_{кнн} < t'_{кн}$. За час $t_{кн} - t_{кнр} = t'_{кн}$ плунжер 8 завершує прямий хід, а втулка-клапана 9 протягом часу $t_{кнв} + t'_{кв} + t'_{кз}$ (тут $t'_{кв} = t_{кв}$ та $t'_{кз} = t_{кз}$) переміщується як одне ціле $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$ з плунжером 8. Ця специфіка динаміки другого ступеня герметизації ГІТ – втулки-клапана 9 дозволяє, з метою спрощення динамічної та математичної моделі вібратора, не розглядати окреме диференціальне рівняння руху маси m_2 як під час прямого так і зворотного ходів, а особливості динаміки другого ступеня герметизації ГІТ вібратора врахувати в умовах однозначності (краєвих умовах) математичної моделі вібратора.

З метою отримання максимально можливих частот імпульсів тиску та вібрацій виконавчих ланок гідроімпульсних машин і пристроїв їх початковий об'єм W_0 напірних порожнин мінімізують [8, 9], що дозволяє знехтувати (впливом маси енергоносія в напірних порожнинах їх гідросистеми, а мала порівняно з рухами маси жорстких ланок ВМ чи ВУМ, на динаміку цих машин або пристроїв. За такого припущення гідравлічну ланку (далі ГЛ) в динамічній моделі вібратора можна вважати тілом Кельвіна-Фойгта [9], що складається з безінерційних (безмасових) пружного k_0 та дисипативного c_0

елементів паралельно з'єднаних між собою. ГЛ у вигляді Кельвіна-Фойгта відповідає пружно-в'язкій зосередженій моделі енергоносія [9], в якій враховуються як пружні так і дисипативні (в'язкі) властивості робочої рідини (енергоносія), а також ГЛ підкоряється всім закономірностям гідростатики та гідродинаміки.

Щоб утворити ГЛ у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта всі гідролінії та гідроканали напірної порожнини A вібратора зводяться до усередненої гідролінії (труби) [12] з площею поперечного перерізу

$$A_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (l_i \cdot A_i)}{\sum_{i=1}^n l_i} \quad (3.18)$$

та довжиною

$$L_0 = \sum_{i=1}^n l_i \quad (3.19)$$

де A_i , l_i – відповідно, площа та довжина поперечного перерізу i -го гідроканала та гідролінії напірної порожнини A , гідросистеми вібратора.

В цій усередненій гідролінії енергоносій, як крапельна (ньютонівська) рідина, згідно закону Гука, може під дією тиску деформуватись [12]

$$\Delta p_r = \varepsilon_w \cdot \kappa = \Delta W \cdot \kappa \cdot W_{0\Sigma}^{-1}, \quad (3.20)$$

де $\Delta p_r = p_r - p_{зл}$ – перепад тиску в напірній порожнині A гідросистеми вібратора; $p_{зл}$ – тиск в зливній порожнині гідросистеми вібратора, яким, як правило нехтують, $p_{зл} = 0$. $\varepsilon_w = \Delta W \cdot W_{0\Sigma}^{-1}$ – відносна об'ємна деформація енергоносія в напірній порожнині A в наслідок стискання в усередненій гідролінії енергоносія на величину ΔW в його початкового об'єму $W_{0\Sigma} = A_0 \cdot L_0 = const$.

Оскільки об'єм W_0 це об'єм енергоносія в трубі з площею поперечного перерізу $A_0 = const$, то стиснетий об'єм

$$\Delta W = x_{or} \cdot A_o; \quad (3.21)$$

а об'ємна деформація

$$\varepsilon_w = x_{or} \cdot A_o \cdot W_{O\Sigma}^{-1}, \quad (3.22)$$

де $x_{or} = var$ – лінійна деформація енергоносія в усередненій гідролінії напірної порожнини гідросистеми вібратора.

Під'єднання усередненої гідролінії (A_o, L_o) ГЛ до гідронасосної станції вібратора, а її виходу (взаємодії) з рухомими масами m_1 і m_2 , переміщенню яких протидіють пружні (позиційні), дисипативні та технологічні сили опору, спричиняє деформацію енергоносія ε_w швидкістю x_{or} , яку можна припустити рівною швидкості потоку в напірній гідролінії вібратора.

Оскільки ГЛ є рідинним стержнем довжиною L_o та з площею поперечного перерізу A_o , то жорсткість – початкову жорсткість k_{or} ГЛ можна розрахувати за відомою формулою [9]

$$k_{or} = A_o^2 \cdot \kappa \cdot W_{O\Sigma}^{-1}. \quad (3.23)$$

Поточний тиск p_r в усередненій гідролінії – ГЛ можна визначити, якщо в (3.20) врахувати (3.21), (3.22) та (3.23) де

$$p_r = x_{or} \cdot k_{or} \cdot A_o^{-1}, \quad (3.24)$$

де $A_o \cdot x \cdot W_{O\Sigma}^{-1} = k_{or} \cdot A_o^{-1}$.

ГЛ взаємодіє з рухомими масами m_1 та m_2 , вібратор через передатні відношення [8]

$$U_{oi} = A_i^2 \cdot A_o^{-2}, \quad (3.25)$$

де A_i – площа поперечного перерізу i -ї рухомої ланки вібратора першого та другого ступенів герметизації ГІТ A_1 та A_2 (див. (3.1) і (3.3)).

Під час робочого процесу початкова жорсткість k_{or} ГЛ змінюється через додавання (чи віднімання) до початкового об'єму W_0 напірної порожнини A (див. рисунок 3.1) додаткових об'ємів енергоносія, що витрачаються на переміщення плунжера 8 та втулки-клапан 9 під час їх прямого та зворотного ходів, а також на власне стискання енергоносія під дією його високого тиску. Теоретичними та експериментальними дослідження гідроімпульсних ВМ і ВУМ встановлено [8, 9, 11], що ці додаткові об'єми енергоносія малі порівняно з W_0 і ними можна знехтувати та вважати, що $k_{or} = const$ впродовж всього робочого циклу вібратора, а це суттєво спрощує динамічну та математичну його моделі.

Жорсткість k_{or} ГЛ можна приводити до будь-якої площі поперечного перерізу рухомої ланки вібратора за залежністю [9]

$$k_{oi} = U_{oi} \cdot k_{or}, \quad (3.26)$$

де $i = 1, 2, 3, \dots, n$ – порядковий номер i -ї рухомої ланки вібратора аналогічно лінійну деформацію x_{or} та її швидкість \dot{x}_{or} , також можна приводити до будь-якої площі поперечного перерізу рухомої ланки вібратора за формулами [1].

$$x_{Ai} = x_{or} \cdot U_{oi}^{-0,5}. \quad (3.27)$$

$$\dot{x}_{Ai} = \dot{x}_{or} \cdot U_{oi}^{-0,5}. \quad (3.28)$$

Сила F_{A_0} в'язкого опору ГЛ (внутрішнє тертя в енергоносії) під час її деформування згідно закону Ньютона для крапельних рідин

$$F_{A0} = C_0 \cdot \dot{x}_{or}, \quad (3.29)$$

де $C_0 = 0,25\pi\mu \cdot d_0^2 \approx 0,785\mu_e d_0^2$ – коефіцієнт в'язкого опору під час деформування ГЛ; $d_0 = 2\sqrt{(A_0/\pi)} \approx 1,13\sqrt{A_0}$ – діаметр (умовний прохід) усередненої напірної гідролінії вібратора. Зусилля F_{A_0} також можна приводити до площі поперечного перерізу будь-якої рухомої ланки вібратора за формулою [9]

$$F_{Ai} = U_{oi}^{0,25} \cdot C_0(x_{Ai} \pm \dot{y}_i) \quad (3.30)$$

де \dot{y}_i – поточна швидкість руху i -ої ланки вібратора; «+» ставиться у випадку коли переміщення ланки вібратора збільшує деформацію x_{or} ГЛ, «-» – коли зменшує.

Оскільки робочий цикл реального гідроімпульсного вібратора, як і будь-який ВМ і ВУМ з гідроімпульсним приводом визначається багатьма динамічними параметрами, що можуть також змінюватись випадковим чином. Врахування впливу на динаміку вібратора якомога більшого числа цих параметрів, наприклад, в математичній моделі вібратора, дуже ускладнить цю модель і створить непереборні математичні труднощі для її аналізу та дослідження, тому, з метою зменшення трудомісткості динамічного та математичного моделювання досліджуваного гідроімпульсного вібратора, доцільно, окрім раніше викладених, прийняти ще додаткові обґрунтовані припущення (структуру припущень):

- термодинамічний процес теплообміну в гідросистемі вібратора застabilізованого режиму його робочого циклу, починаючи з других імпульсів зміни тиску p_r та переміщень y_1 і y_2 (див. рисунок 3.2), ізотермічний;

- фізичні параметри енергоносія в межах робочого циклу змінюються несуттєво, що дозволяє вважати $\kappa = const$; $\rho_l = const$; $\mu_l = const$; (або $\nu_l = \mu_l / \rho_l = const$);

- гідродинамічні сили під час відкриття – закриття першого (плунжера 8) та другого (втулки-клапана 9) ступенів герметизації ГІТ (див. рисунок 3.1) малі порівняно з рушійними силами та силами опору і у вихідних диференціальних рівняннях математичної моделі вібратора не враховуються;
- хвильові процеси в ГЛ гідросистеми вібратора відсутні через малу довжину гідроканалів і гідроліній в цій системі;
- постійна сила ваги плунжера 8 та технологічного об'єкта впливу вібратора у випадку його вертикального розташування враховується в зусиллі F_T (див. розшивровку величин до формули(3.1));
- порівняно з потоками енергоносія під час відкриття та закриття ГІТ вібратора витоки енергії через ущільнення рухомих і нерухомих ланок вібратора відсутні або дуже малі;
- залежність витрати енергоносія від тиску через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГІТ приймаємо квадратичною [9], а коефіцієнти витрати через ці щілини сталими величинами;
- в напрямних плунжера 8 та втулки-клапана 9 має місце тільки рідинний режим тертя.

Ґрунтуючись на прийнятих структурі припущень і орієнтовній циклограмі робочого процесу (див рисунок 3.2) ідеалізовану динамічну модель вібратора за абсолютно жорстких плунжера 8 та втулки-клапана 9 можна зобразити (рисунок 3.3) у вигляді рухомої маси $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$, навантаженої позиційними пружними силами, силами дисипативного та постійного технологічного опору, яка взаємодіє з ГЛ через передатні відношення $U_{01(02)}$ (прямий хід маси $m_{1\Sigma}$) та $U_{02(01)}$ (зворотний хід маси $m_{1\Sigma}$).

Окрім відмічених в тексті розділу 3 величин параметрів вібратора та його робочого циклу, на рисунку 3.3 позначено ще такі: C_I – зведений коефіцієнт в'язкого тертя під час руху маси m_I (плунжера 8 разом з втулкою-клапана 9, див. рисунок 3.1); $y_{1П}(y_{2П})$, $y_{1\Sigma}(y_{2\Sigma})$, – поточні координати переміщення плунжера 8 та втулки – клапана 9, відповідно під час прямого

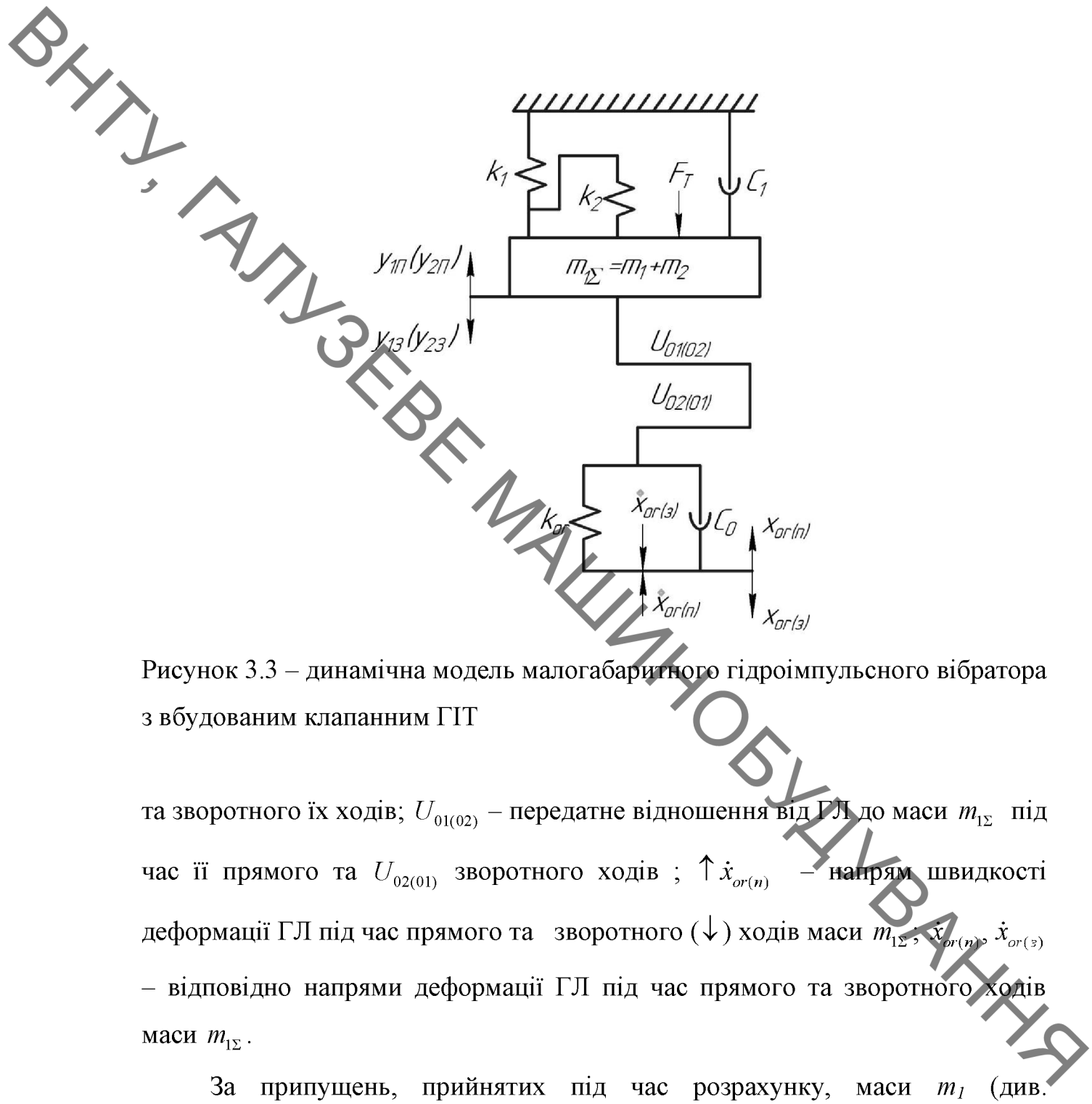


Рисунок 3.3 – динамічна модель малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГПТ

та зворотного їх ходів; $U_{01(02)}$ – передатне відношення від ГЛ до маси $m_{1\Sigma}$ під час її прямого та $U_{02(01)}$ зворотного ходів; $\uparrow \dot{x}_{or(n)}$ – напрям швидкості деформації ГЛ під час прямого та зворотного (\downarrow) ходів маси $m_{1\Sigma}$; $\dot{x}_{or(n)}$, $\dot{x}_{or(z)}$ – відповідно напрями деформації ГЛ під час прямого та зворотного ходів маси $m_{1\Sigma}$.

За припущень, прийнятих під час розрахунку, маси m_1 (див. розшифровку величин до формули (3.4), жорсткість k_1 ПП13 рекомендується розраховувати за спрощеною формулою [8, 13]:

$$k_1 = (1,035 \cdot E \cdot a^4) / (R^3 \cdot n), \quad (3.31)$$

де $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу ПП13 (сталь 60С2А ГОСТ8559-75). Жорсткість k_2 витої пружини 10 визначається за стандартною методикою [14].

З метою спрощення процесу побудови математичної моделі вібратора на основі його динамічної моделі (див. рисунок 3.3), розділимо за принципом розчленування [] вихідну динамічну модель на дві прості моделі прямого (рисунок 3.4, *a*) та зворотного (рисунок 3.4, *б*) ходів маси m_{Σ} , привівши ГЛ до маси m_{Σ} . Витя пружина 10 взаємодіє з нерухоною гільзою-гідроциліндром 2 через рухомий плунжер 8 і ПП13 (див. рисунок 3.1) ця взаємодія на динамічних моделях (див. рисунок 3.3 і рисунок 3.4 *a, б*) показана Z – подібним жорстким стержнем.

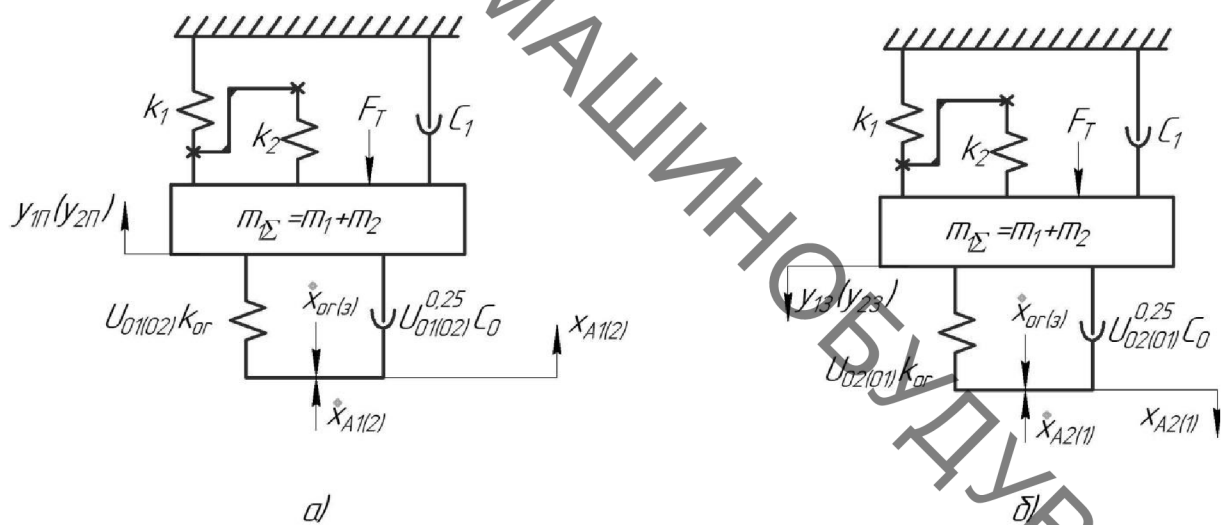


Рисунок 3.4 – спрощені динамічні моделі прямого (*a*) та зворотного (*б*) ходів маси m_{Σ} .

3.3 Математична модель гідроімпульсного малогабаритного вібратора з клапанним ГТ

Математична модель вібратора складається з диференціальних рівнянь руху маси m_{Σ} під час її прямого та зворотного ходів, рівнянь витрати енергоносія під час цих ходів протягом робочого циклу та умов однозначності, якими встановлено межі зміни деформації x_{or} ГЛ,

передатного відношення з $U_{01(02)}$ на $U_{02(01)}$ і навпаки та переміщення плунжера 8 (див. рисунок 3.1)

Диференціальні рівняння руху маси $m_{1\Sigma}$ складено на основі принципу Д'Аламбера для ходів:

прямого ($x_{01} \geq x_{0r(II)} \geq x_{02}$) –

$$m_{1\Sigma} \cdot \ddot{y}_{1II} = U_{01(02)} \cdot k_{or} (x_{A1(2)} - y_{1II}) - k_1 (y_{1II} + y_{01}) + [k_2 (y_{1II}^* - y_{02})]^{**} - c_1 \cdot \dot{y}_{1II} - F_T - U_{01(02)}^{0,25} \cdot c_0 (\dot{x}_{A1(2)} - \dot{y}_{1II}), \quad (3.32)$$

Зворотного ($x_{02} \geq x_{0r(3)} \geq 0$) –

$$m_{1\Sigma} \cdot \ddot{y}_{13} = k_1 (y_{01} + h_e - y_{13}) - [k_2 (y_{02}^* - y_{13})]^{**} + F_T - U_{02(01)} \cdot k_{or} [x_{A1(2)} - (h_e - y_{13}) - c_1 \cdot \dot{y}_{13} - U_{02(01)}^{0,25} c_0 (\dot{x}_{A2(1)} - \dot{y}_{13})], \quad (3.33)$$

де $x_{01} = p_1 A_0 k_{or}^{-1}$; $x_{02} = p_2 A_0 k_{or}^{-1} = x_{01} U_{21}^{0,5} \cdot k_{or}^{-1}$ – відповідно, межові деформації ГЛ (відповідають тискам p_1 «відкриття» та p_2 «закриття» ГПТ);

$U_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2} = d_1^2 / d_2^2$ – внутрішнє передатне відношення між першим і другим ступенями герметизації ГПТ (див. рисунок 3.1); для :

$0 < y_{1II} < h_3 \approx 0,4h_e - U_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$ $m_{1\Sigma} = m_1$; на інтервалі руху маси m_1

$y_{1II}^* \leq 0,4h_e$ діє сила $[k_2 (y_{1II}^* - y_{02})]^{**}$, а маса m_2 нерухома; для

$h_3 \leq y_{1II} \leq h_e - U_{01(02)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$; $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$ (плунжер 8 та втулка-клапан 9

рухаються як одне ціле (див. рисунок 3.1), на інтервалі $h_3 \leq y_{1II} \leq h_e$ зусилля

пружини 10 компенсується динамічним тиском енергоносія за зменшеного її

попереднього натягу $(y_{02} - y_{1II})$, що дозволяє виключити (знехтувати) з

рівняння руху (3.32) силу $[k_2 (y_{1II}^* - y_{02})]^{**}$ на цьому інтервалі;

$x_{A1(2)} = x_{0r(II)} \cdot U_{01(02)}^{-0,5}$; $\dot{x}_{A1(2)} = \dot{x}_{0r(II)} \cdot U_{01(02)}^{-0,5}$ (тут $x_{A1(2)}$ і $\dot{x}_{A1(2)}$ визначаються на

основі формул (3.27) і (3.28) для наведених вище змін y_{1II} та $U_{01(02)}$); для

$0 \leq y_{13} \leq 0,4h_6$ $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$ та $U_{21} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$, а для $0,4h_6 \leq y_{13} \leq h_6$ – $m_{1\Sigma} = m_1$ та $U_{21} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$ (за рахунок інерційного розгону плунжера 8 (див. рисунок 3.1) на шляху зворотного його ходу доцільно для спрощення на циклограмі (див. рисунок 3.2) невиділяти ділянку закриття втулки-клапана 9); $x_{A1(2)} = x_{or(3)} \cdot U_{02(01)}^{-0,5}$; $\dot{x}_{A2(1)} = \dot{x}_{or(3)} \cdot U_{02(01)}^{-0,5}$; $\dot{y}_{1П}, \ddot{y}_{1П}, \dot{y}_{13}, \ddot{y}_{13}$ – відповідно, поточні швидкості та пришвидшення маси $m_{1\Sigma}$ (m_1 та m_2) під час її прямого та зворотного ходів; $x_{A1(2)}, x_{A2(1)}, \dot{x}_{A1(2)}, \dot{x}_{A2(1)}$ – відповідно, деформації та швидкості деформації ГЛ, приведені до відповідних площ поперечного перерізу першого та другого ступенів герметизації ГТ вібратора (плунжера 8 та втулки-клапана 9, див. рисунок 3.1).

Щоб система диференціальних рівнянь (3.32) і (3.33) мала розв'язок, до неї необхідно додати рівняння, що визначають зміну деформації x_{0r} ГЛ впродовж робочого циклу вібратора. Ця зміна x_{0r} спричиняється витратами енергоносія на початкову його деформацію (див. (3.20), переміщення плунжера 8 та втулки-клапана 9 (див. рисунок 3.1) та перетікання енергоносія у відповідні порожнини (в основному з напірної А у зливну С порожнини) ГТ вібратора.

Нелінійні диференціальні рівняння типу (3.32) та (3.31) розв'язуються і досліджують, зазвичай, числовими методами [8, 9] за допомогою різних прикладних програм, наприклад MATLAB, в яких час процесу є основним явним аргументом, що ділиться на малий (або малі) крок. Ця особливість числових методів дозволяє закон зміни деформації x_{0r} ГЛ вібратор, для ходів маси $m_{1\Sigma}$ написати у вигляді простих закономірностей:

прямого –

$$x_{0r(П)} = x_{01} - Q_{\Sigma П} \cdot t_i \cdot A_0^{-1}; \quad (3.34)$$

зворотного –

$$x_{0r(3)} = x_{02} \mp Q_{\Sigma 3} \cdot t'_i \cdot A_0^{-1}; \quad (3.35)$$

де $Q_{\Sigma l_{II}}$, $Q_{\Sigma l_3}$ – відповідно, витрата енергоносія через гідролінії та відкриту щілину ГІТ (першого та другого ступенів герметизації ГІТ), що відповідає певним переміщенням рухомих ланок вібратора на шляху прямого (l_{II}) та зворотного (l_3) ходів маси $m_{1\Sigma}$; t_i , t' – поточний час зміни певного стану « l_{II} » чи « l_3 » витрат енергоносія $Q_{\Sigma l_{II}}$ чи $Q_{\Sigma l_3}$ (див. рисунок 3.2).

Для визначення витрат енергоносія $Q_{\Sigma l_{II}}$ та $Q_{\Sigma l_3}$ на різних часових інтервалах орієнтовної циклограми робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2 можна скористатись методикою наведеною в роботі [], наприклад, для ходів плунжера 8 та втулки-клапан 9 (маси $m_{1\Sigma}$):

а) прямого для часових інтервалів і переміщень запірних елементів першого та другого рівнів герметизації ГІТ:

$$1) y_{1II} = 0; y_{2II} = 0; x_{or(II)} = A_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt = x_{01} \equiv x_{0max};$$

$$2) 0 < y_{1II} \leq 0,1h_6; y_{2II} = 0; x_{or(II)} = x_{01} - Q_{\Sigma l_{II}} \cdot t_{кnp}; Q_{\Sigma l_{II}} = Q_H = \dot{y}_{1II} \cdot A_1;$$

$$3) 0,1h_6 < y_{1II} \leq 0,4h_6; 0 < y_{2II} \leq 0,4h_6; x_{or(II)} = x_{01} - Q_{\Sigma 2l_{II}} \cdot (t_{кн} - t_{кnp}) = x_{01} - Q_{\Sigma 2l_{II}} \cdot t_{кн};$$

$$Q_{\Sigma 2l_{II}} = Q_H = \dot{y}_{1II} \cdot A_1 + \dot{y}_{2II} \cdot (A_2 - A_1);$$

$$4) y_{1II} = y_{2II}; 0,4h_6 \leq y_{1II} \leq h_6; 0,4h_6 \leq y_{2II} \leq h_6; \dot{y}_{1II} = \dot{y}_{2II}; \quad (3.36)$$

$$x_{or(II)} = x_{01} - Q_{\Sigma 3l_{II}} \cdot (t_{кн6} + t'_{к6}); Q_{\Sigma 3l_{II}} = Q_H + y_{2II} \cdot A_2 = Q_{III},$$

$$\text{де } Q_{III} = 0,5\xi_{Г} \pi d_2 \left[(y_{2II} - 0,4h_6) + |y_{2II} - 0,4h_6| \right] - \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{01}} +$$

$$+ \xi_{\Gamma} \pi d_2 h_6 \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot \sqrt{x_{01}(1-U_{21}^{0,5}) + k_1 \cdot h_6 \cdot U_{02}^{-0,5} \cdot k_{or}^{-1}}} =$$

$$= \pi \xi_{\Gamma} d_2 \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot \{0,5[(y_{2II} - 0,4h_6) + |(y_{2II} - 0,4h_6)|]\}} \cdot \sqrt{x_{01}} +$$

+ $h_6 \sqrt{x_{01}(1-U_{21}^{0,5}) + k_1 \cdot k_{or}^{-1} \cdot h_6 \cdot u_{02}^{-0,5}}$ – сумарна витрата енергоносія через відкриті щілини першого та другого запірних елементів ГПТ – клапанних елементів плунжера 8 та втулки-клапана 9 (див. рисунок 3.1), яка складається зі змінної частини (перша частина залежності (3.36), що визначається часовим інтервалом тривалістю $t_{кн6}$, переміщенням маси $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$ на шляху $0,4h_6 \leq y_{2II} \leq h_6$; (або, що одне і теж $0,4h_6 \leq y_{01} \leq h_6$;) за постійної деформації ГЛ $x_{0I} = \text{const}$, та постійної (друга частина формули (3.36) за час $t'_{кв} = t_{кв}$ і повністю відкритої щілини ГПТ з площею прохідного перерізу $A_{щ\max} = \pi d_2 h_6$ перепадом деформації ГЛ $x_{01} - x_{02} = \Delta x_{or} (1 - U_{21}^{0,5}) + k_1 k_{or} h_6 U_{02}^{-0,5}$ (відповідає $\Delta p = p_1 - p_2$); ξ_{Γ} – коефіцієнт витрати через $A_{щ}$ ГПТ (прийнято $\xi_{\Gamma} = \text{const}$);

б) зворотного на інтервалах переміщень $y_{13} = y_{23}$; (тут $0 \leq y_{23} \leq h_6$ і $0 \leq y_{13} \leq h_6$ за зміни напрямів переміщень маси $m_{1\Sigma}$ та деформації x_{0I} ГЛ (див. рисунок 3.4, б) за час $t_{кз} = t'_{кз}$:

$$1) \quad 0 < y_{23} \leq h_6; 0 < y_{13} \leq h_6; x_{0r(s)} = x_{02} + Q_{\Sigma I_3} \cdot t'_3; Q_{\Sigma I_3} = Q_H + \dot{y}_{23} \cdot A_2 = Q_{I3},$$

де

$$Q_{I3} = 0,5 \xi_{\Gamma} \pi d_2 [(h_6 - y_{23}) + |(h_6 - y_{23})|] \cdot \sqrt{2k_{or} \cdot \rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot \sqrt{x_{01} U_{21}^{0,5} + k_1 \cdot k_{or}^{-1} \cdot h_6 \cdot U_{02}^{-0,5}}} -$$

витрата енергоносія через $A_{щ}$ під час зворотного ходу маси $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$;

$$(3.37)$$

$$2) \quad y_{13} = y_{23} = h_6; t_{кз} = t'_{кз} - t_{кпп}; x_{0r(s)} = A_0^{-1} \int_0^{t_H} Q_H dt = x_{01}.$$

Умовний прохід d_y ГТ вібратор повинен бути такого розміру, щоб забезпечити проходження максимального потоку енергоносія з допустимою швидкістю $[y]$ [5, 7]. Формула для визначення максимально можливого потоку 0000 енергоносія, що проходить через $A_{III\max}$ можна отримати на основі аналізу залежностей (3.36) і (3.37). Після нескладних алгебраїчних перетворень із залежностей (3.36) і (3.37) знайдемо:

$$Q_{r\pi}^{\max} = 2,404\pi d_2 \xi_{\Gamma} h_e \cdot \sqrt{\rho_e^{-1} \cdot A_0^{-1}} \cdot \sqrt{k_{or} x_{01} + 2k_1 \cdot h_e \cdot U_{02}^{-0,5}} \approx \\ \approx 7,549 \xi_{\Gamma} \cdot d_2 \cdot h_e \cdot \rho_e^{-0,5} \cdot A_0^{-0,5} \cdot (k_{or} x_{01} + 2k_1 \cdot h_e \cdot U_{02}^{-0,5})^{0,5}. \quad (3.38)$$

Диференціальні рівняння (3.32) та (3.33), з метою визначення власних кругових частот ω_i , що характеризують систему ГТ – рухомі ланки вібратора (плунжер 8 та втулка-клапана 9, див. рисунок 3.1), доцільно привести до вигляду, що підкреслюють коливальний характер цієї динамічної системи. Розділивши праву а ліву частини рівнянь (3.32) і (3.33) на $m_{1\Sigma}$, після алгебраїчних перетворень отримаємо для ходів:

прямого ($x_{01} \geq x_{or(II)} > x_{02}$) –

$$\ddot{y}_{1II} + 2\beta_{1II} \dot{y}_{1II} + \omega_{\Sigma 1(II)}^2 y_{1II} + \omega_{01}^2 (y_{01} - \delta y_{02}^*) + F_T \cdot m_{1\Sigma}^{-1} x_{or(II)}; \quad (3.39)$$

зворотного ($x_{02} \geq x_{or(3)} \geq 0$) –

$$\ddot{y}_{13} + 2\beta_{13} \dot{y}_{13} + \omega_{\Sigma 1(3)}^2 y_{13} + \omega_{01}^2 (y_{01} + h_e - \delta y_{02}^*) + F_T \cdot m_{1\Sigma}^{-1} = -\omega_p^2 u_{02(01)}^{0,5} \cdot x_{or(3)}, \quad (3.40)$$

де $\beta_{1II} = 0,5m_{1\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 \cdot u_{02(01)}^{0,25} (\dot{x}_{A1(2)} \cdot \dot{y}_{1II}^{-1} - 1)]$;

$\beta_{13} = 0,5m_{1\Sigma}^{-1} [c_1 + c_0 \cdot u_{02(01)}^{0,25} (\dot{x}_{A2(1)} \cdot \dot{y}_{13}^{-1} - 1)]$ – коефіцієнти демпфірування під час переміщення маси $m_{1\Sigma}$, на її прямому та зворотному ходах; $\omega_p = \sqrt{k_{or} \cdot m_{1\Sigma}^{-1}}$; $\omega_{\Sigma 1(\Pi)} = \sqrt{U_{01(02)} \omega_p^2 + \omega_{01}^2 (1 + \delta)}$; $\omega_{01} = \sqrt{k_1 m_{1\Sigma}^{-1}}$; $\omega_{02} = \sqrt{k_2 m_{1\Sigma}^{-1}} = \sqrt{k_1 \delta m_{1\Sigma}^{-1}} = \omega_{01} \delta^{0,5}$ (тут $\delta = k_2 / k_1$); $\omega_{\Sigma 1(3)} = \sqrt{U_{02(01)} \omega_p^2 + \omega_{01}^2 (1 + \delta)}$ – власні кругові частоти ГЛ, системи вібратор – ГЛ під час прямого ходу маси $m_{1\Sigma}$, ПП13, втулки-клапана 9 та системи вібратор – ГЛ під час зворотного ходу маси $m_{1\Sigma}$, визначені відносно маси $m_{1\Sigma}$.

Для полегшення аналізу математичної моделі вібратора та спрощення зовнішнього вигляду рівнянь (3.39) і (3.40), виключимо з цих рівнянь руху маси $m_{1\Sigma}$ вільні члени шляхом заміни змінних $y_{1\Pi}$ і y_{13} на нові змінні $Z_{1\Pi}$ та Z_{13} , які не змінюють характер та динаміку руху маси $m_{1\Sigma}$:

$$\begin{cases} z_{1\Pi} = y_{1\Pi} + \omega_{\Sigma 1(\Pi)}^2 [\omega_1^2 (y_{01} - 8y_{02}^*) + F_T m_{1\Sigma}^{-1}]; \\ z_{13} = y_{13} + \omega_{\Sigma 1(3)}^2 [\omega_1^2 (y_{01} + h_e - 8y_{02}^*) + F_T m_{1\Sigma}^{-1}]. \end{cases} \quad (3.41)$$

З новими змінними диференціальні рівняння руху маси $m_{1\Sigma}$ для її ходів набудуть вигляду:

прямого ($x_{01} \geq x_{or(\Pi)} > x_{02}$) –

$$\ddot{z}_{1\Pi} + 2\beta_{1\Pi} \dot{z}_{1\Pi} + \omega_{\Sigma 1(\Pi)}^2 z_{1\Pi} = \omega_p^2 \cdot U_{01(02)}^{0,5} \cdot x_{or(\Pi)}; \quad (3.42)$$

зворотного ($x_{02} \geq x_{or(3)} \geq 0$) –

$$\ddot{z}_{13} + 2\beta_{13} \dot{z}_{13} + \omega_{\Sigma 1(3)}^2 z_{13} = -\omega_p^2 \cdot U_{01(02)} \cdot x_{or(3)}. \quad (3.43)$$

На різних етапах руху (в т.ч. під час прямого та зворотного ходів) плунжера 8 та втулки-клапана 9 (див. рисунок 3.1) власні кругові частоти $\omega_{\Sigma 1(II)}$ та $\omega_{\Sigma 1(3)}$ системи вібратор – ГЛ змінюються, оскільки міняється передатне відношення $U_{01(02)}$ (чи $U_{02(01)}$) та $m_{1\Sigma}$ від $m_{1\Sigma} = m_1$ до $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$, крім того втулка-клапана 9 (маса m_2 самостійно рухається під час прямого ходу на відстань $h_s = 0, 4h_a$. Зміни передатних відношень $U_{01(02)}$ і $U_{02(01)}$ та $m_{1\Sigma}$ вказані в розшифровці величин до диференціальних рівнянь (3.32) і (3.33).

Власну кругову частоту наприклад $\omega_{\Sigma 1(II)}$ можна виразити через сумарну жорсткість $k_{\Sigma 1(II)}$ системи вібратор ГЛ:

$$k_{\Sigma 1(II)} = m_{\Sigma 1} \cdot \omega_{\Sigma 1(II)}^2 = U_{01(02)} \cdot k_{or} + k_1(1 + \delta), \quad (3.44)$$

яку інколи доцільно використати під час проектних розрахунків подібних гідроімпульсних вібраторів. Формулу (3.43) для проектних розрахунків можна спростити, якщо врахувати, що $\delta = k_2 / k_1 \ll 1$, тоді

$$k_{\Sigma 1(II)} \approx U_{01(02)} \cdot k_{or} + k_1, \quad (3.45)$$

і протягом робочого циклу вібратора може набувати двох значень

$$k_{\Sigma 1\min} = U_{01} \cdot k_{or} + k_1 = (d_1^4 \cdot d_0^{-2})k_{or} + k_1; \quad (3.46)$$

$$k_{\Sigma 1\max} = U_{02} \cdot k_{or} + k_2 = (d_1^4 \cdot d_0^{-2})k_{or} + k_1; \quad (3.47)$$

де $U_{01} = A_1^2 \cdot A_0^{-2} = d_1^2 \cdot d_0^{-2}$; $U_{02} = A_2^2 \cdot A_0^{-2} = d_2^2 \cdot d_0^{-2}$.

Виділяючи з формул (3.46) і (3.47) k_1 , встановимо взаємозв'язок між

$k_{\Sigma 1\min}$ та $k_{\Sigma 1\max}$:

$$k_{\Sigma 1 \min} = k_{\Sigma 1 \max} - k_{or} d_0^{-4} (d_2^2 - d_1^4) = k_{\Sigma 1 \max} - k_{or} A_0^{-2} (A_2^2 - A_1^2) = k_{\Sigma 1 \max} - \kappa W_0^{-1} (A_2^2 - A_1^2), \quad (3.48)$$

де враховано значення k_{or} з (3.23). якщо віднести різницю $\Delta k_{\Sigma 1} = k_{\Sigma 1 \max} - k_{\Sigma 1 \min}$ до k_{or} , то отримаємо

$$\delta_{k_{\Sigma 1}} = \Delta k_{\Sigma 1} / k_{or} = d_0^{-4} \cdot (d_2^2 - d_1^4) = A_0^{-2} (A_2^2 - A_1^2) = const \quad (3.49)$$

Залежність 3.49 показує, що зміна відносної сумарної жорсткості системи вібратор – ГЛ від максимального до мінімального (чи навпаки) значень є сталою величиною і визначається тільки геометричними параметрами першого та другого ступенів герметизації ГТ і усередненої гідролінії ГЛ (див (3.18) і (3.19)).

Якоюсь мірою формули (3.46), (3.47), (3.48), (3.49) можуть бути використані для оцінки в гідроімпульсних пристроях і вібраторах діапазону зміни власних сумарних кругових частот, які в основному визначають динаміку цих гідоімпульсних машин.

Диференціальні рівняння (3.42) та (3.43) разом з рівняннями витрати енергоносія (3.34), (3.35), (3.36), (3.37) і (3.38) та обмеженнями на переміщення маси $m_{1\Sigma}$ і деформації x_{or} . ГЛ складають математичну модель гідроімпульсного малогабаритного вібратора з клапанним ГТ.

Як вище відмічено, досліджувати математичні моделі механічних систем (МС), в т.ч. і гідроімпульсних ВМ та ВУМ, можна за допомогою різних прикладних комп'ютерних програм, послідовно розв'язуючи числовими методами, закладеними в ці програми, диференціальні рівняння руху планок МС для різних значень їх параметрів. На основі цих розв'язків будуються графічні чи математичні залежності, які всебічно характеризують МС. Правомірність (адекватність) отриманих таким шляхом залежностей перевіряється експериментальними дослідженнями дослідних зразків МС за

ідентичних теоретичним дослідженням умов. За результатами експериментальних досліджень уточнюються математичні моделі МС і будуються науково-обґрунтовані методики проектного розрахунку МС.

3.4 Висновки:

1. Розроблено конструктивну схему малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГІТ параметричного типу перший ступень герметизації якого суміщено з плунжером 8 вібратора, а другий ступень герметизації ГІТ виконано у вигляді спеціальної втулки-клапана 9 (див. рисеујr3.1).

2. За результатами детального аналізу робочого циклу вібратора побудовано орієнтовну циклограму робочого процесу, що реалізується під час дії вібратора, якою встановлено взаємозв'язок зміни тиску енергоносія в напірній порожнині A гідросистеми вібратора з переміщеннями плунжера 8 та втулки-клапана 9 на окремих фазах робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2).

3. На основі науково-обґрунтованої структури припущень, орієнтовної циклограми робочого циклу та конструктивної схеми вібратора і представлення ГЛ його гідросистеми у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта побудовано динамічну модель вібратора в якій ГЛ взаємодіє з рухомими ланками (масами m_1 та m_2) вібратора через передатні відношення $U_{01(02)}$ та $U_{02(01)}$ (див. рисунок 3.4).

4. За принципом розчленування вихідну динамічну модель розділено на дві прості моделі прямого (див. рисунок 3.4, *a*) та зворотного (див. рисунок 3.4, *б*) ходів маси $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$, а ГЛ за допомогою передатних відношень $U_{01(02)}$ та $U_{02(01)}$ приведена на вказаних ходах до $m_{1\Sigma}$.

5. На основі простих динамічних моделей прямого та зворотного ходів маси $m_{1\Sigma}$ побудовано, використовуючи принцип Д'Аламбера, математичну модель вібратор у вигляді диференціальних рівнянь другого порядку, що

ВНТУ, ДАЛІ УЗРЕМАНШІНОВАНО ОБДУВАННЯ

описують рух маси $m_{1\Sigma}$ під час її прямого та зворотного ходів, рівнянь витрати енергоносія на часових інтервалах згідно з орієнтовною циклограмою робочого циклу вібратора та умов однозначності, які обмежують переміщення маси $m_{1\Sigma}$ та деформацію x_{or} ГЛ під час прямого та зворотного ходів маси $m_{1\Sigma}$.

6. З метою спрощення зовнішнього вигляду рівнянь руху маси $m_{1\Sigma}$ на шляху її прямого та зворотного ходів і виключення з цих рівнянь вільних членів, здійснено заміну вихідних змінних (y_{1II} і y_{13}) на нові (z_{1II} та z_{13}), які незмінюють динаміку руху маси $m_{1\Sigma}$, що дозволило привести вихідні диференціальні рівняння руху маси $m_{1\Sigma}$ до вигляду класичних нелінійних диференціальних другого порядку, які описують вимушені коливання маси $m_{1\Sigma}$ за імпульсного збурення – змінення деформації x_{or} ГЛ протягом робочого циклу вібратора (див. (3.42) і (3.43)).

7. Встановлено власні кругові частоти системи вібратор – ГЛ та проаналізовано змінення сумарної жорсткості $k_{\Sigma 1}$ цієї системи протягом робочого циклу вібратора та доведено, що $k_{\Sigma 1min} = const$ та $k_{\Sigma 1max} = const$ (див. (3.46) і (3.47), а відносна сумарна жорсткість системи вібратор – ГЛ $\delta_{k\Sigma 1} = const$ (див. (3.49) залежить тільки від геометричних параметрів першого та другого ступенів герметизації ГІТ і усередненої гідролінії ГЛ (див.(3.18) і (3.19)

4 МЕТОДИКА ПРОЄКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО МАЛОГАБАРИТНОГО ВІБРАТОРА З КЛАПАННИМ ГІТ

4.1 Вхідні дані

Для розроблення методики проєктного вібратора основні початкові дані визначаються технічним завданням (ТЗ) на МКР (див. додаток А). Початкових даних повинно бути достатньо щоб розрахувати всі енергетичні, силові, кінематичні та геометричні параметри вібратора, які дозволяють розробити його конструкцію (дослідний зразок). В загальному випадку це такі дані:

– Тип гідронасоса насосної станції живлення вібратора – зазвичай, використовують гідронасоси типу НЩ, які найкраще себе зарекомендували в гідроімпульсних приводах (ГП), оскільки не мають всмоктувальних і нагнітальних клапанів, що швидко виходять з ладу під час роботи в умовах пульсуючого тиску Δp зі значною амплітудою []. Подача Q_H гідронасоса в методиках проєктного розрахунку ГП та ВМ і ВУМ на його базі є розрахунковою величиною, тому конкретний тип гідронасоса вибирається після визначення Q_H ;

– Номінальний тиск «відкриття» ГІТ вібратора $p_1 = 10$ МПа;
– Діапазон регулювання параметрів вібронавантаження, яке створюється плунжером 8 (див. рисунок 3.1) під час його взаємодії з об'єктом технологічного впливу: частоти вібрації (є рівною частоті імпульсів тиску, що генеруються ГІТ) – $(10...100)$ Гц, амплітуди вібрацій – $(0,5...2,0) \cdot 10^{-3}$ м;

– Орієнтовні діапазони регулювання попередньої деформації: ПП13 – $y_{01} = (2,0...4,0) 10^{-3}$ м; витої пружини $y_{02max} = 5 \cdot 10^{-3}$ м;

– Амплітуда вібрацій, що генеруються вібратором, в основному [9] залежить від амплітуди імпульсів тиску $\Delta p = p_1 - p_2$, яка основним чином

залежить від внутрішнього передатного відношення $U_{21} = A_1^2 \cdot A_1^{-2} = d_1^4 \cdot d_1^{-4}$ (див. підрозділ 3.3). Попередньо призначаємо $U_{21} = 0,25 \dots 0,35$;

- Тип (марку робочої рідини (енергоносія) вибираємо із ряду мінеральних олів, що рекомендуються для шестеренних гідронасосів;
- Орієнтовні значення зведених мас m_1 і m_2 , включаючи і їх складові (див. (3.4) і (3.5) з підрозділу 3.1);
- Допустимі швидкості потоку енергоносія в напірних $[v_H]$ і зливних $[v_{zl}]$ гідро лініях гідросистеми вібратора;
- Максимальне зусилля $F_{T \max}$ опору технологічного об'єкта впливу плунжера 8 (див. рисунок 3.1) вібратора з врахуванням зауважень до формули (3.1) (див. підрозділ 3.1);
- Марки конструкційних сталей основних деталей вібратора (див. рисунок 3.1) 56...62 HRcс (цементация, нітроцементация); гільза – гідроциліндр 2 – сталь ШХ15, 62...64 HRcс; втулка – клапан 9 – сталь ШХ15, 62...64 HRcс; ПП 13 – сталь 60C2A, 47...50 HRcс. Матеріали інших деталей вібратора під час розроблення його конструкції (дослідного зразка) призначається за результатами детального аналізу їх службового призначення та умов роботи;
- Способи організації комунікацій між ланками та деталями вібратора і гідро насосною станцією живлення енергоносієм вібратора;
- Орієнтовний сумарний об'єм W_0 напірної порожнини гідросистеми вібратора.

За необхідності, окрім наведених даних, в цей перелік можуть добавлятися додаткові уточнюючі дані.

4.2 Розроблення методики проектного розрахунку

Максимальна частота імпульсів тиску $\nu_{\max} = T_T^{-1}$ визначається подачею енергоносія Q_H гідронасоса гідронасосної станції живлення гідросистеми

вібратора. Теоретичне значення подачі Q_{HT} можна знайти за відомою формулою [9]

$$Q_H = K_{ЦТ} v_{\max} \cdot p_{1\max} W_0 k^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1} \quad (4.1)$$

де $K_{ЦТ}$ (див. (3.8)) – теоретичний цикловий коефіцієнт імпульсів тиску; η_{OH} – об'ємний коефіцієнт корисної дії гідронасоса (для гідронасоса типу НШ $\eta_{OH} = 0,95 \dots 0,96$ [9,10]). Оскільки циклограма робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2) є орієнтовною (умовною), то $K_{ЦТ}$ має оцінюючий характер, що обумовлює необхідність введення у формулу (4.1) коефіцієнта запасу $K_{зн}$, значення якого може уточнюватись за результатами експериментальних досліджень на основі рекомендацій [10] приймемо $K_{зн} = 1,1 \dots 1,25$, тоді розрахункове значення

$$Q_H = K_{зн} Q_{HT} = K_{зн} K_{ЦТ} v_{\max} \cdot p_{1\max} W_0 k^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1} \quad (4.2)$$

Оціночне значення $K_{ЦТ}$ знайдемо за орієнтовною циклограмою робочого циклу (див. рисунок 3.2), скориставшись поняттям масштабу імпульсу тиску $\mu_p = T_T / 00_1 = 00_1 \cdot v_{\max}$ с/мм (рисунок 4.1).

Вимірюючи на орієнтовній циклограмі робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2) відрізки $0a', a'b', b'c'$ та 00_1 (див. рисунок 4.1), визначимо:

$$t_H = \mu_p \cdot 0a'; \quad t_{BT} = \mu_p \cdot a'b'; \quad t_{ЗТ} = \mu_p \cdot d'c'; \quad t_{HT} = \mu_p \cdot c'o'; \quad T_T = \mu_p \cdot 0o'. \quad (4.3)$$

Враховуючи (4.3) у формулі для $K_{ЦТ} = [1 + (t_{BT} + t_{ЗТ} + t_{HT}) / t_H]$,

розраховуємо:

$$K_{ЦТ} = 1 + (a'b' + b'c' + c'o') / 0a'. \quad (4.4)$$

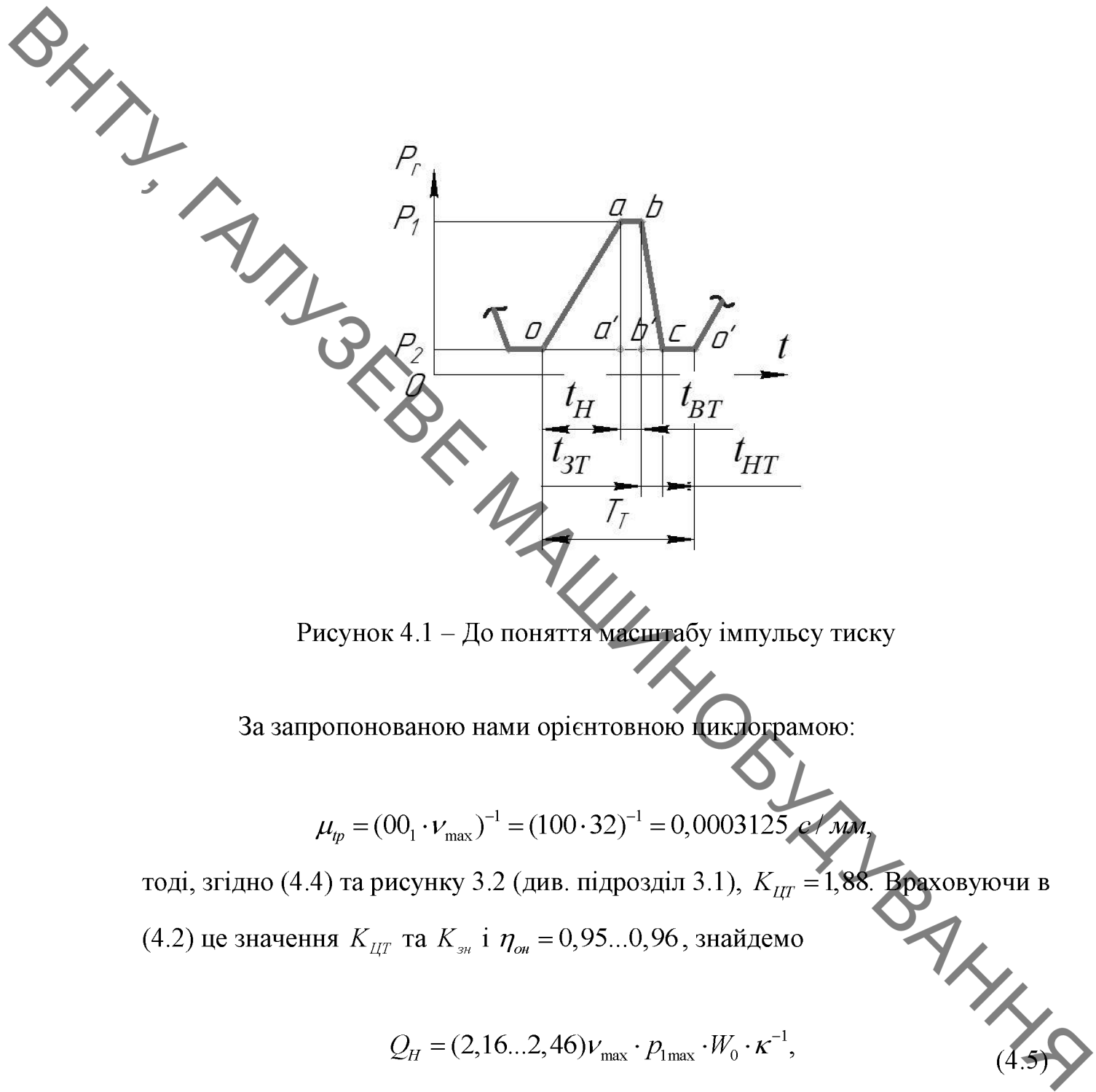


Рисунок 4.1 – До поняття масштабу імпульсу тиску

За запропонованою нами орієнтовною циклограмою:

$$\mu_p = (100 \cdot v_{\max})^{-1} = (100 \cdot 32)^{-1} = 0,0003125 \text{ с/мм},$$

тоді, згідно (4.4) та рисунку 3.2 (див. підрозділ 3.1), $K_{\text{ЦТ}} = 1,88$. Враховуючи в (4.2) це значення $K_{\text{ЦТ}}$ та $K_{\text{зн}}$ і $\eta_{\text{он}} = 0,95 \dots 0,96$, знайдемо

$$Q_H = (2,16 \dots 2,46) v_{\max} \cdot p_{1\max} \cdot W_0 \cdot \kappa^{-1}, \quad (4.5)$$

де прийнято середнє значення $\eta_{\text{он}} = 0,955$.

Для розрахунку потрібної площі прохідного перерізу повністю відкритого ГІТ вібратора $A_{\text{ЦТ}\max} = \pi d_2 h_6$ потрібно знати середню витрату енергоносія через цю щілину $Q_{m\Gamma\Sigma}$, за час t_{3T} зниження тиску енергоносія в гідросистемі вібратора з рівня p_1 до рівня p_2 (зменшення деформації ГЛ з x_{01} до x_{02}). За аналогією з відомою залежністю [8, 9] (див. (3.7) час t_{3T} можна оцінити за формулою

$$t_{3T} = (p_1 - p_2) W_0 / (Q_{m\Gamma\Sigma} \cdot \kappa), \quad (4.6)$$

Звідки за припущення лінійності функції $p_r = f(t)$ [9] та порівняння (4.6) і (3.7), визначимо

$$Q_{m\Gamma\Sigma} = Q_H \cdot t_H / t_{3T} = Q_H \cdot \tau_{3T}, \quad (4.7)$$

де $\tau_{3T} = t_H / t_{3T}$ – відносний час зменшення тиску енергоносія в напірній порожнині A вібратора (див. рисунок 3.1) з рівня p_1 до рівня p_2 . Оскільки, згідно з орієнтовною циклограмою робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2) $t_{3T} < t_H$, то $\tau_{3T} > 1$ і $Q_{m\Gamma\Sigma} > Q_H$. Під час теоретичних досліджень математичної моделі вібратора значення $Q_{m\Gamma\Sigma}$ доцільно узгодити з розрахованим значенням $Q_{\Gamma\Sigma}^{\max}$ за формулою (3.38) (див. підрозділ 3.3).

Щоб уникнути під час роботи ГІТ вібратора таких негативних явищ як кавітація необхідно обмежити швидкість $v_{m\Gamma 2}$ енергоносія через щілину $A_{III_{\max}}$ допустимою $[v_{\Gamma 2}]$

$$v_{m\Gamma 2} = Q_{m\Gamma\Sigma} / (\pi d_2 h_8) \leq [v_{\Gamma 2}]. \quad (4.8)$$

Потік $Q_{m\Gamma\Sigma}$ енергоносія також проходить через відкриту щілину $A_{III_{\max}}$ запірного елемента першого рівня герметизації ГІТ зі швидкістю

$$v_{m\Gamma 1} = Q_{m\Gamma\Sigma} / (\pi d_1 h_{e1}) \leq [v_{\Gamma 1}], \quad (4.9)$$

де h_{e1} – від’ємне відкриття запірного елемента (плунжера 8, див. рисунок 3.1) першого рівня герметизації, як можна призначити $h_{e1} = h_e$, але за умови, що $v_{m\Gamma 1} > v_{m\Gamma 2}$, а $[v_{\Gamma 1}] > [v_{\Gamma 2}]$, наприклад, припустивши швидкість потоку енергоносія через щілину $A_{III_{\max}} = \pi d_1 h_{e1}$ такого як у запобіжних клапанів [12], або $h_{e1} \approx h_e + h_s = h_e + 0,4h_e = 1,4h_e$, тоді можна вважати, що $[v_{\Gamma 1}] = [v_{\Gamma 2}]$.
Нами під час розроблення математичної моделі вібратора було прийнято, що $0 \leq y_{1II} \leq h_e$ та $0 \leq y_{2II} \leq h_e$. Правомірність вище вказаних припущень доцільно перевірити під час теоретичних досліджень математичної моделі вібратора та

експериментальних досліджень його дослідного зразку. Як певний запас розрахунку, попередньо приймемо $h_{61} = 1,4h_6$ та $[V_{r1}] = [V_{r2}]$, з (4.8) та (4.9) для $[V_{mr2}] = [V_{r2}]$ та $[V_{mr1}] = [V_{r1}]$, знайдемо

$$d_2 = 1,4d_1. \quad (4.10)$$

Згідно з прийнятою нами структурою припущень (див. підрозділ 3.2), в напрямних плунжера 8 та втулки-клапана 9 (див. рисунок 3.1) має місце тільки рідинний режим тертя, тоді відповідно (див. рисунок 3.2) енергобаланс прямого ходу запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГІТ вібратора визначається рівнянням:

$$A_{mp} \geq \Delta E_{III} + \Delta E_{BII} + \Delta E_{ГЛ} + A_f, \quad (4.11)$$

$$\text{де } A_{mp} = p_{1\max} \cdot h_6 \cdot A_2 - \quad (4.12)$$

середня робота сил тиску енергоносія за час прямого ходу маси $m_{1\Sigma}$ (плунжера 8 та втулки-клапана 9, див. рисунок 3.1) $t_{кп}$ ($t'_{кп} = t_{кп} - t_{кпр}$) (див. рисунок 3.2);

$$\Delta E_{III} = 0,5k_1h_6^2 - \quad (4.13)$$

приріст потенціальної енергії деформації ПП 13 (див. рисунок 3.1);

$$\Delta E_{BII} = 0,5k_2h_3^2 - \quad (4.14)$$

приріст потенціальної енергії деформації витой пружини 10 (див. рисунок 3.1);

$$\Delta E_{ГЛ} = 0,5k_{or}x_{01}^2 = 0,5p_{1\max}^2 A_0^2 k_{or}^{-1} - \quad (4.15)$$

приріст потенціальної енергії деформації пружної частини ГЛ (див. підрозділ 3.2 і залежності (3.18), (3.23) та (3.33);

$$A_f = F_{f_1} \cdot h_6 - \quad (4.16)$$

сумарна середня робота сил тертя під час переміщення на прямому ході плунжера 8 та втулки-клапана 9 (див. рисунок 3.1 та рисунок 3.2)

Згідно з прийнятою нами обґрунтованою структурою припущень режим тертя в напрямних плунжера 8 та втулки-клапана 9 рідинний, а $k_2 \ll k_1$, що дозволяє в рівнянні енергобалансу (4.11) знехтувати складовими ΔE_{III} та A_f і записати це рівняння у вигляді нерівності

$$A_{np} \geq \Delta E_{III} + \Delta E_{ГЛ}, \quad (4.17)$$

або із врахуванням (4.12), (4.13) і (4.15)

$$p_{1max} h_6 \cdot A_2 \geq 0,5 k_1 h_6^2 + 0,5 p_{1max}^2 A_0^2 \cdot k_{0r}^{-1} = 0,5 k_1 h_6^2 + 0,5 p_{1max}^2 \kappa^{-1} \cdot W_0, \quad (4.18)$$

звідки

$$A_2 \geq 0,5 (k_1 h_6 p_{1max}^{-1} + p_{1max} \kappa^{-1} h_6^{-1} W_0), \quad (4.19)$$

$$\text{або} \quad d_2 \geq 0,798 (k_1 h_6 p_{1max}^{-1} + p_{1max} \kappa^{-1} h_6^{-1} W_0)^{0,5}, \quad (4.20)$$

де $A_2 = \pi d_2^2 / 4 \cong 0,785 d_2^2$; A_0, k_{0r} – див. (3.18) і (3.23);

знак « \geq » враховує нехтування складовими $\Delta E_{БЛ}$ та A_f в рівнянні (4.11)

Середній діаметр d_1 першого рівня герметизації ГІТ вібратора знаходимо з формули (4.10):

$$d_1 = 0,714 d_2. \quad (4.21)$$

Пропускна здатність ГІТ вібратора згідно з (4.8) залежить від $A_{III_{max}} = \pi d_2 h_6$ за швидкості потоку енергоносія $v_{Г2} \leq [v_{Г2}]$ і визначається діаметром d_2 і від'ємним перекриттям h_6 :

$$h_6 \geq Q_{mГ\Sigma} / (\pi d_2 [v_{Г2}]) \quad (4.22)$$

або із врахуванням (4.7)

$$h_6 \geq Q_H \tau_{3T} / (\pi d_2 [V_{Г2}]). \quad (4.23)$$

Відносний час τ_{3T} зменшення тиску енергоносія в напірній порожнині A вібратора (див. рисунок 3.1) можна оцінити за результатами аналізу експериментальних досліджень ГП ВМ і ВУМ (осцилограм зміни тиску енергоносія в напірних порожнинах ГП) [8 - 13]. Згідно цього аналізу середнє значення $\tau_{3T} = 2,3 \dots 2,8$ для середньочастного діапазону імпульсів тиску $\nu = (20 \dots 100) \text{ Гц}$ та амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2 = (9 \dots 10) \text{ МПа}$. Відповідно до зроблених зауважень, матимемо

$$h_6 \geq (2,3 \dots 2,8) Q_H / (\pi d_2 [V_{Г2}]) = K_{\text{ес}} (2,3 \dots 2,8) Q_H / (\pi d_2 [V_{Г2}]), \quad (4.24)$$

де $K_{\text{ес}} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу, який враховує орієнтовний характер (оціночний) розрахунку h_6 та $Q_{mГ\Sigma}$. З врахуванням значення $K_{\text{ес}}$, знайдемо:

$$h_6 = (0,8 \dots 1,07) Q_H / (d_2 [V_{Г2}]). \quad (4.25)$$

Прохідна площа поперечного перерізу штуцера, що вкручується в нарізний отвір кришки 18 (див. рисунок 3.1) та прохідна площа отвору рукава високого тиску, яка з'єднує напірну порожнину A вібратора з гідро насосною станцією живлення енергоносієм вібратора, повинні бути достатніми, щоб пропустити потік Q_H енергоносія зі швидкістю $V_A \leq [V_{Г1}]$ (чм $[V_{Г2}]$, оскільки нами прийнято, що $[V_{Г1}] = [V_{Г2}] = [V]$)

$$V_A = Q_H / A_A = 4Q_H / (\pi d_A^2) \leq [V], \quad (4.26)$$

де d_A – діаметр отвору в рукаві високого тиску, який можна вважати умовним проходом вібратора. З (4.26) для $V_A \leq [V]$, отримаємо

$$d_A = \sqrt{4Q_H / (\pi [V])} \approx 1,13 \sqrt{Q_H / [V]}. \quad (4.27)$$

Через відкриту щілину $A_{щ, \max}$ першого ступеня герметизації ГТТ вібратора проходить потік $Q_{m\Gamma\Sigma}$ енергоносія з допустимою швидкістю $[V_{r1}] = [V]$, очевидно що з такою швидкістю цей потік енергоносія повинен проходити через площу поперечного перерізу A_1 , тоді з рівняння рівності швидкостей потоку енергоносія

$$[V] = 4Q_{m\Gamma\Sigma} / (\pi d_1^2) = 4Q_H / (\pi d_A^2), \quad (4.28)$$

знайдемо

$$d_1 = (1,52 \dots 1,67) d_A, \quad (4.29)$$

де раніше (див. текст до (4.23)) прийнято $Q_{m\Gamma\Sigma} = (2,3 \dots 2,8) Q_H$.

Підставивши (4.29) в (4.10), матимемо

$$d_2 = (2,13 \dots 2,34) d_A, \quad (4.30)$$

Враховуючи (4.30) в (4.24), остаточно знайдемо

$$h_6 \approx (0,34 \dots 0,50) Q_H / (d_A [V]). \quad (4.31)$$

Прийнявши в (3.1) $F_{TO} = F_{T \max}$, щоб перетворити нерівність в рівність, визначимо з врахуванням (4.29), потрібну жорсткість ППІЗ (див. рисунок 3.1):

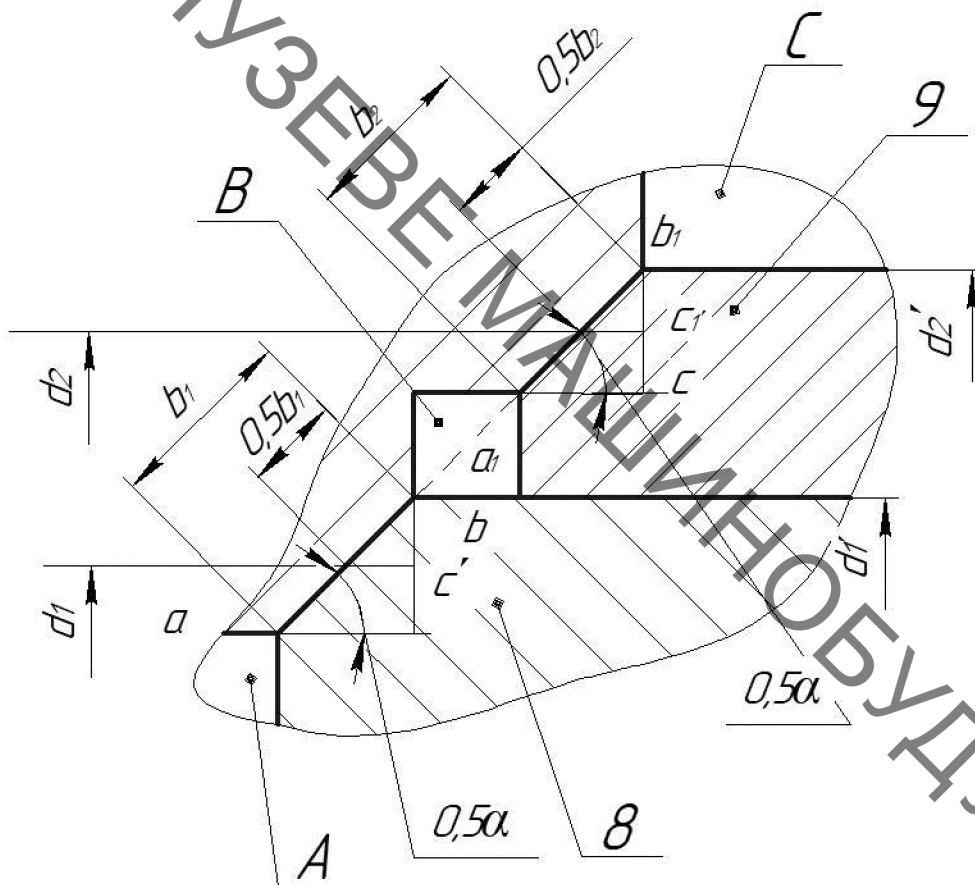
$$k_1 = [(1,81 \dots 2,19) p_{1 \max} d_A^2 - F_{T \max}] \cdot y_{01}^{-1}. \quad (4.32)$$

Зовнішній діаметр d'_2 втулки-клапана 9, коли він рухається разом із плунжером 8 (див. рисунок 3.1) під час прямого ходу, є за суттю силовим поршнем плунжерного гідроциліндра вібратора. За відомих розмірів (ширин) герметизуючи фасок b_1 та b_2 першого (плунжера 8) та другого (втулки-клапана 9) ступенів герметизації ГТТ вібратора, діаметри d'_2 та d'_1 можна розраховувати за геометричною побудовою (рисунок 4.2).

З рисунок 4.2 за геометричними розрахунками знаходимо:

$$d'_1 = d_1 + 2bc' = d_1 + 2 \cdot 0,5b_1 \cdot \sin(\alpha / 2) = d_1 + b_1 \cdot \sin(\alpha / 2); \quad (4.33)$$

$$d'_2 = d_2 + b_2 \cdot \sin(\alpha / 2). \quad (4.34)$$



8 – плунжер 8; 9 – втулка-клапан 9; A, B і C – відповідно, напірна, проміжна та зливна порожнини ГІТ вібратора (див. рисунок 3.1)

Рисунок 4.2 – Схема до розрахунку діаметрів d'_2 та d'_1

З метою мінімізації об'єму порожнини B фаски b_1 і b_2 доцільно розмістити в одній площині aa_1b_1 (як показано на рисунку 4.2). Для забезпечення зносостійкості пар клапан-сідло фаски b_1 та b_2 можна розрахувати за формулою, наведеною в роботі [9], або призначити їх ширину $b_1 = b_2 = 2,5 \dots 4$ мм, яка прийнята для клапанів автомобільних газорозподільних механізмів [9]. Кут α фасок b_1 і b_2 в клапанних пристроях гідросистем

рекомендується приймати рівним $90^\circ \dots 60^\circ$ [9], беремо: $\alpha = 60^\circ$; $b_1 = b_2 = 4$ мм.

Враховуючи зроблені зауваження в (4.33) і (4.34), визначимо:

$$\begin{cases} d'_1 = d_1 + 4 \sin 30^\circ = d_1 + 2, \text{ мм}; \\ d'_2 = d_2 + 4 \sin 30^\circ = d_1 + 2, \text{ мм}. \end{cases} \quad (4.35)$$

Конструктивний діаметр d_3 визначає зовнішній діаметр d_3 і середній радіус R ПП13. Визначити мінімальний діаметр d_3 можна за такими міркуваннями: мінімальну товщину ступінчастої втулки 11 можна призначити $\delta_{11} = 3 \dots 4$ мм; діаметр дроту виті пружини 10 $d_{np} = 2,5 \dots 3$ мм; зазор між поверхнями розточки корпусу 1 та упорним буртом ступінчастої втулки 11, в який впирається лівий торець (за кресленником, див. рисунок 3.1) виті пружини 10 $\delta_{zmin} = 3$ мм. Приймаючи $\delta_{11} = 3$ мм, $d_{np} = 2,5$ мм та $\delta_{zmin} = 3$ мм, знайдемо:

$$d_{zmin} = d'_2 + 2\delta_{11} + 2(d_{np} + \delta_{np}) + 2\delta_{zmin} = d'_2 + 2 \cdot 3,5 + 2(2,5 + 0,5) + 2 \cdot 3 = d'_2 + 19, \text{ мм} \quad (4.36)$$

де $\delta_{np} = 0,5$ мм – зазор між внутрішнім діаметром виті пружини 10 та прямою поверхнею втулки 11.

Між робочими кільцями ПП 13 та внутрішньою поверхнею розточки гільзи-гідроциліндра 2 передбачено зазор δ_{III} [8] (рисунок 4.3), що запобігає заклинюванню ПП13 під час робочого ходу плунжера 8 (див. рисунок 3.1). Згідно з рисунком 4.3 середній радіус ПП13

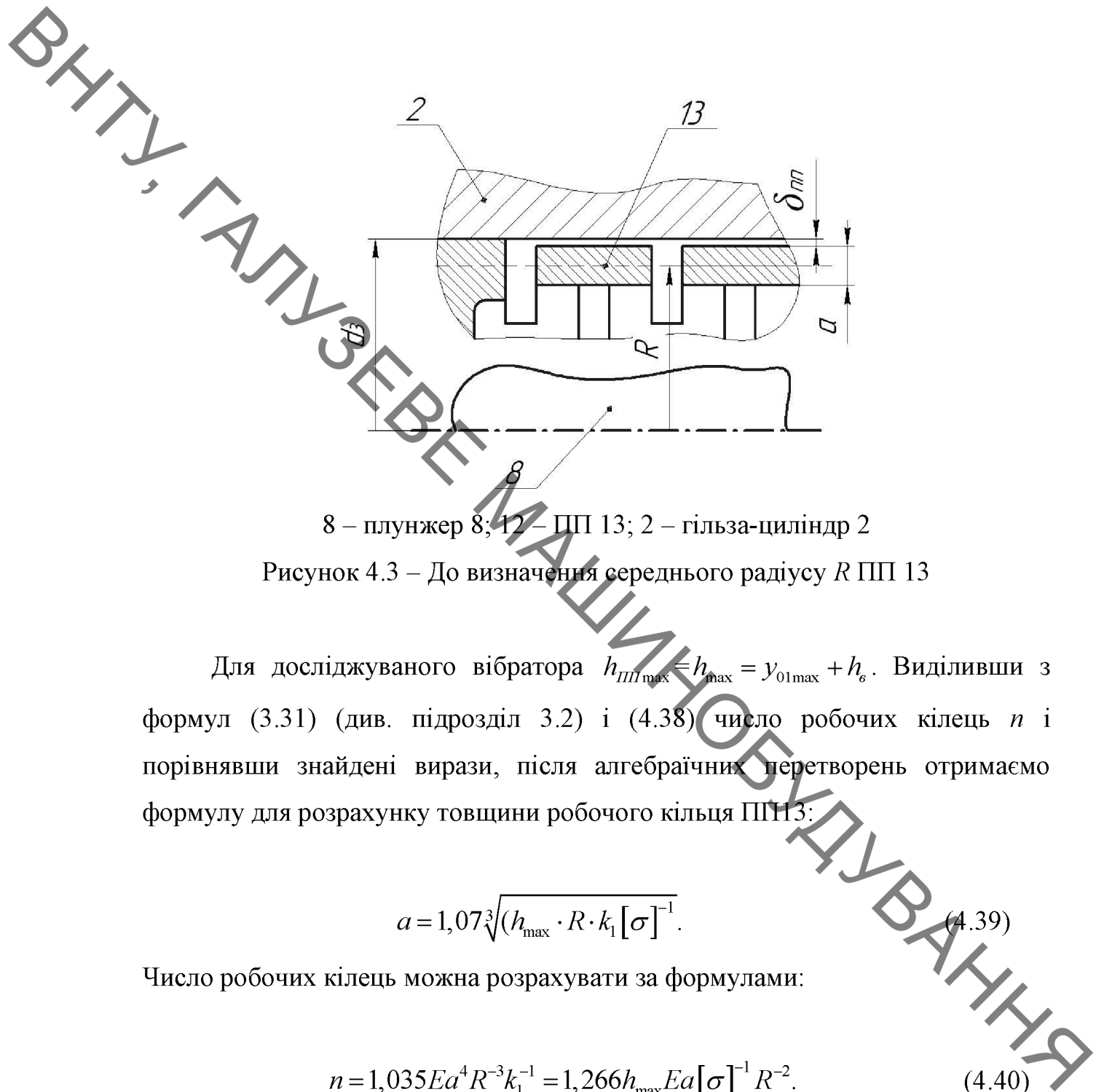
$$R = 0,5d_3 - 0,5a - \delta_{III}, \quad (4.37)$$

де a – товщина робочого кільця ПП 13 (див. підрозділ 3.1).

В роботах [8, 15, 16] встановлена залежність для розрахунку максимальної деформації прорізної пружини $h_{III \max}$ за якої зберігається її міцність ($\sigma_{екв} \leq [\sigma]$, тут $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження в робочих кільцях ПП13; $[\sigma]$ – допустиме напруження згину для матеріалу ПП13):

$$h_{III \max} = 0,79[\sigma]nR^2E^{-1}a^{-1}, \quad (4.38)$$

де всі величини мають розмірність в міжнародній системі одиниць СІ.



8 – плунжер 8; 12 – ПП 13; 2 – гільза-циліндр 2

Рисунок 4.3 – До визначення середнього радіусу R ПП 13

Для досліджуваного вібратора $h_{\text{ПП13max}} \approx h_{\text{max}} = y_{01\text{max}} + h_e$. Виділивши з формул (3.31) (див. підрозділ 3.2) і (4.38) число робочих кілець n і порівнявши знайдені вирази, після алгебраїчних перетворень отримаємо формулу для розрахунку товщини робочого кільця ПП13:

$$a = 1,07 \sqrt[3]{(h_{\text{max}} \cdot R \cdot k_1 [\sigma]^{-1})}. \quad (4.39)$$

Число робочих кілець можна розрахувати за формулами:

$$n = 1,035 E a^4 R^{-3} k_1^{-1} = 1,266 h_{\text{max}} E a [\sigma]^{-1} R^{-2}. \quad (4.40)$$

Щоб віта пружина 10 (див. рисунок 3.1) працювала «в такт» з динамічним коливальним процесом вібратора режим її роботи повинен бути за резонансним, що визначається умовою (див. підрозділ 3.3) [8]

$$\omega_{02} = \sqrt{k_2 m_{1\Sigma}^{-1}} \geq \sqrt{2} \cdot 2\pi v_{\text{max}} \approx 8,88 v_{\text{max}}, \quad (4.41)$$

звідки

$$k_2 \geq 8\pi^2 m_{1\Sigma}^{-1} v_{\max} \approx 78,85 m_{1\Sigma}^{-1} v_{\max}. \quad (4.42)$$

Початкове зусилля $F_{p10} = k_{02} y_{02\max}$ пружини 10 визначається деформацією $y_{02\max}$ під час збирання вібратора, а робоче $F_{p10} = k_2 (y_{02\max} + h_3)$, оскільки під час більших частин прямого та зворотного ходів плунжера 8 та втулки-клапана 9 (див. рисунок 3.1) вони рухаються як одне ціле ($m_{1\Sigma}$). Всі інші параметри витої пружини 10 розраховуються за стандартою методикою, наведеною в ГОСТ 13764-68, ГОСТ 23776-68.

Інші геометричні розміри вібратора визначаємо під час розроблення конструкції вібратора за загальноприйнятими правилами конструювання гідравлічних і, зокрема гідроімпульсних машин, механізмів і пристроїв [8 - 13].

Після розроблення конструкції вібратора також необхідно перевірити на міцність болти 5, що піддаються цикловому навантаженню через дію на корпус 1 безпосередньо, а на гільзу-гідроциліндр 2 через ПП 13, циліндричну втулку 15 та накидну гайку 14, пульсуючого тиску амплітудою $\Delta p_{\max} = p_{1\max} - p_{2\min}$. Слід також перевірити міцність на зріз півкільця 4 і фланців 3. Методика та формули для цих перевірок розрахунків та болтів кріплення кришки 18 (див. рисунок 3.1) наведені в підручниках з курсу «Деталі машин» [17]. За необхідності можуть виконуватись й інші перевірки розрахунки.

4.3 Висновки

1. Створена методика проектного розрахунку гідроімпульсного вібратора з клапанним ГПТ дозволяє визначити за відносно простими формулами всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри вібратора.

2. За результатами теоретичних досліджень математичної моделі вібратора (див. розділ 3) після перевірки адекватності цієї моделі, в розрахункові залежності та формули розробленої методики проектного розрахунку вібратора, з метою підвищення їх коректності та точності, можуть бути введені корелюючи (уточнюючі) коефіцієнти.

3. Принципи та підходи, використані у розробленій методиці проектного розрахунку для визначення названих у п.1 параметрів вібратора, можуть бути базовою основою для побудови методик проектного розрахунку інших гідроімпульсних вібраторів і пристроїв.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Технічні рішення щодо безпечної організації робочих місць

В даній роботі розглядаються умови праці при виконанні робіт по розробці гідроімпульсного малогабаритного вібратора з клапанним генератором імпульсів тиску. До обладнання для роботи входять робочі столи та обчислювальна техніка.

В приміщенні проводять наукові роботи, різного роду розробки, розрахунки, виконують креслення та інше.

Робочі місця мають розташовуватись так, щоб забезпечити зручні умови праці працюючих. Проходи повинні бути достатньої ширини, щоб можна було пройти не заважаючи працівникам.

Для притоку свіжого повітря використовується природна вентиляція.

В холодний період року використовується система водяного опалення з радіаторами.

Можливий вплив на працівників небезпечних та шкідливих виробничих факторів. До небезпечних виробничих факторів відносять фактори, вплив яких на працюючих приводять до травм, а до шкідливих - фактори, які приводять до захворювання.

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються за природою дії на фізичні, хімічні, психофізіологічні та біологічні.

В приміщенні на працівників діють тільки дві групи небезпечних та шкідливих виробничих факторів - фізичні та психофізіологічні.

До групи фізичних небезпечних факторів відносять такі підгрупи небезпечної дії [18]:

- підвищена чи понижена вологість повітря;
- підвищена чи понижена температура повітря;
- недостатність природного освітлення;
- недостатність освітлення робочого місця;

– підвищена чи понижена рухомість повітря.

Групу психофізіологічних небезпечних і шкідливих виробничих факторів по характеру дії поділяють на такі підгрупи: фізичні та нервово - психічні перевантаження. До фізичних перевантажень відносять -статичне; до нервово-психічних - монотонність праці, розумові навантаження, емоційні перевантаження.

5.1.1 Електробезпека.

В даному приміщенні наявні такі небезпечні фактори:

- а) наявність електричних розеток;
- б) наявність освітлювальних пристроїв;
- в) наявність оргтехніки.

Виходячи з перелічених факторів вибираємо спосіб захисту - занулення.

Вимоги до електрообладнання:

Обладнання занулене, що забезпечує захист від ураження електричним струмом. Відповідністю з ПУЕ занулення застосовується і являється ефективною мірою захисту електрообладнання [2].

5.2. Технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

5.2.1 Мікроклімат

Показниками, які характеризують мікроклімат являються:

Оптимальні показники мікроклімату розповсюджуються на всю робочу зону, допустимі показники встановлюються диференційно для робочих місць ваги. Витрата енергії складає: (150-200 $\frac{\text{ккал}}{\text{год}}$) Робоче місце постійне.

Категорія робіт: легка 1б. До даної категорії відноситься робота, що виконується сидячи і не потребує переміщення [19].

Інтенсивність теплового випромінювання працівників від нагрітих поверхонь технологічного обладнання, освітлювальних пристроїв на постійних робочих місцях не повинна перевищувати 100 Вт/м² при опроміненні 25% поверхні тіла.

Таблиця 5.3 – Норми температури на робочому місці

| Період року | Категорія праці | Температура | | | | | Відносна вологість | | Швидкість руху | |
|--------------|-----------------|----------------------|-----------|---------------|-------|---------------|--------------------|---|------------------------------|-----------------------------|
| | | опти- маль- на | Допустима | | | | опти- мальна | допус- тима не більше | оптима- льна не більше | допус- тима не більше |
| | | | тах. | | пін. | | | | | |
| | | | пост. | непо- -ст. | пост. | непо- -ст. | | | | |
| Холодн ий | Легка І б | 21-23 | 25 | 27 | 20 | 17 | 40-60 | 75 | 0,1 | 0,2 |
| Теплий | Легка І б | 22-24 | 28 | 29 | 21 | 18 | 40-60 | 24°C-75 25°C-70 26°C-65 27°C-60 28°C-55 | 0,2 | 0,1-0,3 |

Температура, відносна вологість і швидкість руху повітря на робочому місці приміщення повинна відповідати нормам, вказаним в таблиці 5.3.

В приміщенні повинні підтримуватись оптимальні параметри мікроклімату. Так як робота пов'язана з нервово-емоційною напругою.

5.2.2 Опалення приміщення

В холодну пору року в приміщенні застосовується комбіноване опалення. Системи опалення, вид і параметри теплоносія передбачаються з урахуванням теплової інерції огорожуючи конструкцій і у відповідності з характером і призначенням споруд і будівель. Згідно цього вибираємо водяне опалення, для даного приміщення розташування радіаторів приймаємо на стінах або в нішах стін, коли стіни не несуть основних навантажень.

5.2.3 Вентиляція

Для очищення повітря в приміщенні застосовується вентиляційна система

природна (неорганізована).

При природній вентиляції повітрообмін проходить внаслідок різниці температур повітря в приміщенні і зовні, а також в результаті дії повітря. В якості природної вентиляції використовуємо неорганізовану вентиляцію при якій попадання або видалення повітря проходить через нещільності і пори зовнішніх огорожень, через вікна.

5.2.4 Виробниче освітлення

Нормативне значення штучного освітлення $E = 200$ лк (для загального освітлення). Згідно норм і правил роботи по виготовленню пристроїв в механічному цеху відносяться до IV розряду зорових робіт і нормативні значення приведені в таблиці 5.3 [4]20

Таблиця 5.3 – Значення кількісних показників освітлення

| Характер зорової роботи | розмір об'єкта освітлення | 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.

Загальна освітленість приміщення - 500 лк.

Для збільшення освітленості робочої поверхні слід застосувати місцеве освітлення. Показник дискомфорту не повинен перевищувати 40.

Для загального штучного освітлення приміщення слід передбачити газорозрядні лампи, незалежно від джерела світла місцевого освітлення.

Коефіцієнт пульсацій освітленості при освітленні приміщення не повинен перевищувати - 10%.

5.2.5 Виробничий шум

Походження шумів у даному приміщенні пов'язано з роботами у прилеглих приміщеннях.

Дані в таблиці 5.4 відповідають виду трудової діяльності, що потребує сконцентрованості над виконанням всіх видів робіт на постійних робочих місцях [20].

Таблиця 5.4 Рівні звукового тиску

| Рівні звукового тиску в октавних полосах з середньгеометричними частотами | | | | | | | | | Еквівалентні рівні звуку в дБА |
|---|----|-----|-----|-----|------|------|------|------|--------------------------------|
| 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 | 1000 | 2000 | 4000 | 8000 | |
| 93 | 76 | 70 | 63 | 59 | 54 | 51 | 50 | 40 | 60 |

Методи і засоби боротьби з шумом:

Для захисту від шуму у приміщенні аудиторії, який виникає від неякісної роботи оргтехніки слід застосувати столи з спеціальним відділенням для встановлення системних блоків.

Зниження шуму на шляху його розповсюдження в значній мірі досягається проведенням будівельних акустичних заходів з застосуванням звукоізолюючих перегородок між приміщеннями.

5.2.6 Виробничі вібрації

Причиною збудження вібрацій в приміщенні є вібрації, виникаючі при роботі обчислювальних машин і агрегатів, які знаходяться в прилеглих приміщеннях [19].

Вібрація відноситься до факторів, які мають велику біологічну активність. Як загальна, так і локальна вібрація несприятливо впливає на організм людини, викликає зміну у функціональному стані вестибулярного

апарату, центральної нервової, серцево-судинної систем, погіршує самопочуття та може призвести до розвитку професійних захворювань.

У нашому приміщенні присутня вібрація типу - Зв. Тобто це вібрація на робочих місцях працівників розумової праці і персоналу, що не зайняті фізичною працею.

Таблиця 5.5 – Вібрація

| Категорія вібрації по санітарним нормам і критеріям | Характеристики умов праці | Приклад джерел вібрації |
|---|---|--------------------------------|
| Зв комфорт | Вібрація на робочих місцях працівників розумової праці, персоналу, що не зайняті розумовою працею | Обладнання прилеглих приміщень |

Для зменшення шкідливої дії вібрації слід встановлювати джерела виникнення вібрації на віброізолюючі опори, а також гнучкі вставки в комунікаціях повітроводів.

5.3 Пожежна безпека

За ступенем вогнестійкості приміщення відноситься до I ступені - приміщення з несучими і огорожуючими конструкціями з природних чи штучних матеріалів, бетону, залізобетону з використанням листових чи плитних перегороджуючих матеріалів.

Пожежі на підприємствах являють собою велику небезпеку для працюючих і можуть спричинити велику матеріальну шкоду. Можливими причинами виникнення пожеж в можуть бути: порушення технологічного режиму, несправність системи опалення і вентиляції, несправність електрообладнання (коротке замикання, перевантаження), несправність запираючої арматури, самозапалення матеріалів, схильних до горіння. Усі виробництва поділяються на декілька категорій по пожежній вибуховій і

вибуховопожежної безпеки. Приміщення відноситься до категорії Д - негорючі речовини і матеріали в холодному стані (табл.5.6) [21]

Таблиця 5.6 - Визначення категорії приміщення

| Категорія приміщення | Допустима кількість поверхів | Ступінь вогнестійкості | Площа поверхів в межах пожежного відділення, м ² |
|----------------------|------------------------------|------------------------|---|
| Д | 6 | 1 | не обмежується |

Границі вогнестійкості наведені в табл. 5.7.

Таблиця 5.7 - Мінімальні границі вогнестійкості і максимальні границі розповсюдження вогню, см.

| Стіни | | | | Колони | Поверхові площадки, косовури, балки, | Ненесучі конструкції перекриття | Елементи покриття |
|----------------------------|-------------|----------|-----------------------------------|--------|--------------------------------------|---------------------------------|-------------------|
| Несучі та поверхові клітин | Само-несучі | Зовнішні | Внутрішні не несучі (перегородки) | | | | |
| 2,5/0 | 1,25/0 | 0,5/0 | 0,5/0 | 2,5/0 | 1/0 | 1/0 | 0,5/0 |

При проектуванні приміщень передбачаємо безпечну евакуацію людей на випадок виникнення пожежі: висота від підлоги донизу виступаючих конструкцій перекриття повинна бути не менше 2,2 (м); висота від підлоги донизу виступаючих частин комунікацій і обладнання в місцях регулярного надходження людей і на шляхах евакуацій не менше 2(м), а в місцях нерегулярного приходу людей - не менше 1,8 (м).

Кількість евакуаційних виходів не повинна складати менше двох з кожного поверху. Евакуаційні виходи повинні розташовуватись окремо. Кількість людей на 1(м) евакуаційного виходу (дверей) для приміщень I ступені вогнестійкості категорії Д - 260 чоловік. Відповідно до таблиці визначаємо відстань по коридорам до виходу і розміщення виходів.

Таблиця 5.8 - Відстань до виходу.

| Розміщення виходів | Категорія приміщення | Ступінь вогнестійкості | Відстань по коридорам до виходу, м |
|----------------------|----------------------|------------------------|------------------------------------|
| Між двома зовнішніми | Д | 1 | Більше/120 |

Для запобігання необхідно провести ряд заходів по ПБ:

- установити пожежні сповісники;
- навчити робітників елементарним правилам та основам вогнегасіння;
- проводити своєчасні профілактичні огляди і випробовування обладнання;
- підвести аварійне водопостачання.

5.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Визначення області працездатності системи гідроімпульсного обладнання в умовах дії іонізуючих та електромагнітних випромінювань.

5.5.1 Дія іонізуючих та електромагнітних випромінювань на електронні пристрої та системи

Радіоелектронна апаратура, що знаходиться в зоні дії іонізуючих випромінювань, може істотно змінювати свої параметри і виходити з ладу.

Ці пошкодження відбуваються в результаті зміни фізичних і хімічних властивостей радіотехнічних (напівпровідникових, ізоляційних, металевих і ін.) матеріалів, параметрів приладів і елементів електронної техніки, виробів електротехніки і радіоелектронних схемних пристроїв.

Здатність виробів виконувати свої функції і зберігати характеристики і параметри в межах встановлених норм під час і після дії іонізуючих випромінювань називають радіаційною стійкістю.

Ступінь радіаційних пошкоджень в опромінюваній системі залежить як від кількості енергії, що передається при опроміненні, так і від швидкості передачі цієї енергії. Кількість поглиненої енергії і швидкість передачі її у

свою чергу залежать від виду і параметрів випромінювання і ядерно-фізичних характеристик речовин, з яких виготовлений опромінюваний об'єкт.

Зміна властивостей речовин, що виникають в результаті взаємодії з іонізуючими випромінювань, ґрунтується на утворення різних дефектів в матеріалі. Радіаційні зміни в матеріалах бувають наступних типів: вакансії (вакантні вузли), атоми домішок (домішкові атоми), зіткнення при заміщеннях, термічні (теплові) піки, піки зсуву, іонізаційні ефекти.

Суттєвий вплив на роботу електронних систем та обладнання має електромагнітне випромінювання. До основних його джерел можна прирахувати перш за все електромагнітну та атомну зброю, а також електротранспорт (трамваї, тролейбуси, поїзди і т.д.), лінії електропередач (міського освітлення, високовольтні і т.д.), електропроводку (усередині будівель, телекомунікації і т.д.), побутові електроприлади, теле- і радіостанції (трансляючі антени), супутниковий і стільниковий зв'язок (трансляючі антени), персональні комп'ютери і т. д.

Для зниження інтенсивності впливу цих випромінювань на різні системи можна вжити інженерно-технічні захисні заходи, що будуються на використанні явища екранування електромагнітних полів безпосередньо в місцях розташування обладнання або на заходах щодо обмеження емісійних параметрів джерела поля. Цей вид випромінювання має високу проникну здатність. Для захисту обладнання, що розташоване в відкритих приміщеннях здійснюється екранування оглядових вікон, вікон приміщень, перегородок застосовується металізованим склом, що володіє екрануючими властивостями. Така властивість склу додає тонка прозора плівка з оксидів металів, частіше за все олово, або металів – мідь, нікель, срібло і їх поєднання. Плівка володіє достатньою оптичною прозорістю і хімічною стійкістю. Будучи нанесеній на одну сторону поверхні скла вона ослабляє інтенсивність випромінювання в діапазоні 0,8-150 см на 30 Дб (у 1000 разів). При нанесенні плівки на обидві поверхні скла ослаблення досягає 40 дб (у 10000 разів). Для захисту обладнання від дії електромагнітних

Випромінювань в будівельних конструкціях, як захисні екрани можуть застосовуватися металева сітка, металевий лист або будь-яке інше провідне покриття, у тому числі і спеціально розроблені будівельні матеріали. У ряді випадків достатньо використання заземленої металевої сітки, що поміщається під облицювальний або штукатурний шар. Як екрани можуть застосовуватися також різні плівкові і тканинні ізоляції з металізованим покриттям. Останніми роками як екрануючі матеріали широко використовуються металізовані тканини на основі синтетичних волокон. Їх отримують методом хімічної металізації (з розчинів) тканин різної структури і щільності. Існуючі методи отримання дозволяють регулювати кількість металу, що наноситься, в діапазоні від сотих долей до одиниць мкм і змінювати поверхневий питомий опір тканин від десятків до долей Ом.

5.5.2 Визначення області працездатності системи гідроімпульсного обладнання в умовах дії іонізуючих випромінювань

Критерієм, що визначатиме працездатність системи гідроімпульсного обладнання в умовах дії іонізуючих випромінювань, приймається максимальне значення потужності дози в умовах експлуатації, яка може зумовити виникнення зміни параметрів елементів системи не порушуючи її працездатність в цілому.

Аналіз структурної та електричної схем системи гідроімпульсного обладнання показує, що елементами без яких неможливе її нормальне функціонування є: інтегральні схеми, конденсатори, мікросхеми, випрямлячі, магнітні матеріали, транзистори, діоди, резистивні елементи, діелектричні матеріали, індуктивні елементи та напівпровідники.

Довідникові дані про граничні значення доз іонізуючого випромінювання для системи гідроімпульсного обладнання наведені в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Визначення граничної дози іонізуючих випромінювань для елементів системи гідроімпульсного обладнання

| Елементи і матеріали системи гідроімпульсного обладнання | Гранична доза гамма-випромінювання для елементів системи гідроімпульсного обладнання, $D_{гр.i}, P$ | Гранична доза гамма-випромінювання для системи гідроімпульсного обладнання, $D_{гр}, P$ |
|--|---|---|
| Індуктивні матеріали | 10^6 | 10^4 |
| Інтегральні схеми | 10^4 | |
| Конденсатори | $10^7 \dots 10^9$ | |
| Резистивні елементи | $10^7 \dots 10^9$ | |
| Діелектричні матеріали | 10^{10} | |
| Транзистори, діоди | 10^4 | |
| Мікросхеми | 10^5 | |
| Випрямлячі | 10^6 | |
| Магнітні матеріали | 10^{10} | |
| Напівпровідники | $10^5 \dots 10^6$ | |

За довідниковими даними граничне значення дози гамма-випромінювання для системи гідроімпульсного обладнання складає $D_{гр}=10^4P$.

Граничне значення потужності дози іонізуючого випромінювання можна визначити за формулою

$$P_{ep.min} = \frac{D_{ep} \cdot K_{noc}}{2(\sqrt{t_k} - \sqrt{t_n})} = \frac{10^4 \cdot 5}{2(\sqrt{87601} - \sqrt{1})} = 167,5 \text{ (P/год)},$$

де $t_n=1$, $t_k=10$ років= 87601 год – відповідно, час початку і кінця роботи системи ЧПК, що визначається її експлуатаційним терміном;

$K_{noc} = 5$ – коефіцієнт послаблення радіації.

5.6 Висновки.

Отже, можна зробити висновки про те, що область працездатності системи гідроімпульсного обладнання в умовах дії іонізуючих

випромінювань визначена потужністю експозиційної дози іонізуючих випромінювань в межах від 0 до 167,5 Р/год.

Проведені для системи гідроімпульсного обладнання верстатного обладнання розрахунки показали, що в умовах дії іонізуючих область її працездатності визначена потужністю дози іонізуючих випромінювань в межах від 0 до 167,5 Р/год і вертикальною складовою напруженості електричного поля в межах від 0 до 0,3 В/м.

В розділі «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» проаналізовано умови праці на дільниці, розглянуті організаційно-технічні рішення з гігієни праці, виробничої санітарії, забезпечення безпечної роботи, виконано розрахунок достатності природного освітлення, а також визначено області працездатності системи гідроімпульсного обладнання в умовах дії іонізуючих випромінювань.

ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу принципів і конструкційних схем вібраторів з різними типами приводів, механічним, електричним, пневматичним і гідравлічним, встановлено, що гідроімпульсні вібратори – гідроциліндри (ГІВГЦ) на базі ПП чи КП мають найменші габарити за значних вібраційних силових параметрів.

2. ГІВГЦ можуть використовуватись як основна частина ГП ВМ і ВУМ, в якому в одній конструкції поєднані функції ГТ та гідродвигуна (гідроциліндра), та як самостійні гідроапарати.

3. Мінімізація габаритів ГІВГЦ досягається використанням коротких ПП (чи КП), жорсткість яких визначається на межі допустимих напружень в елементах пружин, що виникають в поперечних перерізах ПП (чи КП) за максимально можливих їх навантажень, а зменшення ходу запірних елементів ГТ, суміщених з силовою ланкою ГІВГЦ, за рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття h_0) на обох ступенях герметизації ГТ (зміни площі запірних елементів []) шляхом застосування фасочної (клапанної) герметизації цих ступенів, дозволяє побудувати ГІВГЦ з широким діапазоном регулювання амплітуди та частоти вібрацій.

3. На основі розробленої конструктивної схеми малогабаритного гідроімпульсного вібратора, силова ланка якого суміщена в одній конструкції з параметричним однокаскадним клапанним ГТ на базі ПП, обґрунтованих припущень і ГЛ гідросистеми живлення енергоносієм вібратора у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта, побудовано динамічну модель вібратора, зведені маси m_1 та m_2 якого взаємодіють з ГЛ через передатне число $u_{01(02)}$, яке під час робочого циклу вібратора періодично змінюється на $u_{02(01)}$ та навпаки (параметричний принцип роботи ГТ).

4. Використовуючи принцип розчленування, початкову динамічну модель ГП приведено до двох простих динамічних моделей, на основі яких за

ВНТУ «АЛТУ» МАШИНОБУДУВАННЯ

принципом Д'Аламбера побудовано математичну модель вібратора у вигляді диференціальних рівнянь руху мас m_1, m_2 ($m_{1\Sigma}$), умов однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих мас і узагальнених рівнянь витрати енергоносія.

5. За результатами відомих теоретичних та експериментальних досліджень ГП та ГТ і аналізу створеної математичної моделі малогабаритного гідроімпульсного вібратора, розроблено методика проєктного розрахунку вібратора, яка дозволяє за відносно простими залежностями, знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні його параметри.

6. Розроблено принципову схему дослідного стенда для перевірки ступеня коректності та адекватності математичної моделі вібратора, шляхом експериментального дослідження його дослідного зразка, вибрано давачі для реєстрації зміни тиску енергоносія та переміщень рухомих ланок вібратора і схеми їх установки на стенді, а також сформульовані основні положення методики експериментальних досліджень вібратора.

7. Проведено економічний аналіз, з метою оцінки комерційного потенціалу предмета досліджень, в якому оцінено витрати на виготовлення та впровадження дослідного зразка вібратора, розраховано орієнтовний розмір прибутку та необхідних інвестицій для реалізації впровадження у виробництво розробленого вібратора та термін їх окупності, чим підтверджено доцільність виконання цієї теми МКР.

8. В розділі з охорони праці обґрунтовані основні положення правил безпеки під час експлуатації вібратора та ВМ і ВУМ на його основі, визначено основні шкідливі і небезпечні фактори та їхній вплив на обслуговуючий персонал і розроблено організаційні та технічні заходи усунення цих факторів або їх зменшення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.
2. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень. Самостійна та індивідуальна робота студентів : навч. посіб. / В. В. Кавецький, І. В. Причена, Л. О. Нікіфорова. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 142 с.
3. Палеев, В. А. Основы расчета вибрационной техники в строительных и дорожных машинах: учеб. пособие / В. А. Палеев. СибАДИ, 2009. – 108 с.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В41 В. Н. Челомей (пред.). — М.: Машиностроение, 1981.— Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. 1981. 509 с., ил.
5. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – Машиностроение, 1979. – 232с.
6. ГОСТ 15150-69 МАШИНЫ, ПРИБОРЫ И ДРУГИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ИЗДЕЛИЯ
7. . Абрамов Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К. А. Колисниченко, В.Т. Маслов – [2-е изд. перероб и доп]. – Киев: Техника, 1977.
8. Обертюх Р . Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
9. Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх, М. Р. Архипчук. – УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с. (Монографія). – ISBN 978-966-641-252-5.
10. Іскович-Лотоцький Р.Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій / Р. Д. Іскович-Лотоцький, Р. Р. Обертюх Р.Р., Севостьянов І.В. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2006, – 291с.

11. Roman R. OBERTYUKH , Andrii V. SLABKYI , Mykhailo V. MARUSHCHAK , Oleksandr V. KOBLYANSKYI , Waldemar WÓJCIK , Gulzada YERKELDESSOVA , Ayaulym ORALBEKOV Method of design calculation of a hydropulse device for strain hardening of materials. Przegląd elektrotechniczny Vol 2019, № 4, 65-73 doi:10.15199/48.2019.04.12
12. Обертюх Р. Р. До питання інженерного розрахунку генераторів імпульсів тиску в рідині / Р. Р. Обертюх, Р. Д. Іскович-Лотоцький, Ю. В. Булига, Д. М. Климчук // Вибрації в техніці та технологіях. – 1998. №1(5). – С. 37–41.
13. Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Андрухов С.Р., Кудраш В.О. Параметричні однокаскадні генератори імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності // Віснику машинобудування та транспорту – №1, 2019. – С.40 – 48.
14. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. –Машиностроение, 1993. – 640 с
15. Обертюх Р.Р. Аналіз відомих методик розрахунку прорізних пружин / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий // «11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові», тези доповідей, Львів, 15-17 травня 2013р.– 47-48 / КІНПАТРИ ЛТД. – 2013. – 214 с. – ISBN 978-966-7585-12-9
16. Обертюх Р.Р. Особливості розрахунку та проектування силових ланок гідроімпульсних пристроїв для вібраційного різання та поверхневого зміцнення, виконаних у вигляді комбінації поршня з прорізною пружиною та золотника з прорізною пружиною / Р.Р. Обертюх, А.В. Слабкий, О.В. Поліщук // Наукові нотатки. – Вип. 42. – 2013, – С. 193 – 207.
17. Заплетохин В. А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник / В. А. Заплетохин.– Л.: Машиностроение, 1990. – 669 с.: ил. ISBN 5-217-00904-7.
18. ДСТУ ОHSAS 18002:2015. Системи управління гігієною та безпекою праці. [Чинний від 2015-06-22]. Київ, 2016, 53 ст.

19. ДБН В.2.5-28-2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. ПРИРОДНЕ І ШТУЧНЕ ОСВІТЛЕННЯ. [Чинний від 2006-05-15]. Київ, 2006, 96 ст.
20. ДСН 3.3.6.037.-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. [Чинний від 1999-12-01]. Київ, 1999, 34 ст.
21. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації. [Чинний від 1999-12-1]. Київ, 2000, 39 ст.
22. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги- [Електронний ресурс] - Режим доступу: http://www.poliplast.ua/doc/dbn_v.1.1-7-2002..pdf.

Додаток А
(обов'язковий, ДСТУ 3973-2000)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ГМ
Поліщук Л. К.

_____ (підпис)

« ____ » _____ 2021 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

**на розроблення гідроімпульсного малогабаритного
вібратора з клапанним ГІТ**

Розробив студент

Спеціальності 133 – Галузеве машинобудування

Кочерга Михайло Володимирович

« ____ » _____ 2021 р.

Керівник: к. т. н., проф. Обертюх Роман
Романович

« ____ » _____ 2021 р.

1 Підстава для виконання роботи

Підставою для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) є індивідуальне завдання на МКР та наказ №277 від 24.09.2021р. ректора по ВНТУ про затвердження тем МКР.

2 Мета і призначення дослідження (виконання МКР)

Метою МКР є розроблення малогабаритного гідроімпульсного вібратора, силова ланка якого суміщена в одній конструкції з параметричним однокаскадним клапанним ГП на базі прорізної пружини (ПП). Призначення вібратора – індивідуальний вібраційний механізм для реалізації різноманітних вібраційних технологій або використання як гідроімпульсного вібратора – гідроциліндра (ГІВГЦ) вібраційних (ВМ) чи віброударних (ВУМ) машин. Призначення дослідницької (наукової) частини МКР – розроблення науково обґрунтованої методики проектного розрахунку пристрою шляхом аналізу відомих конструкцій вібраторів з різними типами приводів і розроблення динамічної та математичної моделей нової конструкції гідроімпульсного вібратора.

3 Вихідні дані для проведення НДР (МКР – різновид НДР)

Перелік основних літературних джерел, на основі яких буде виконуватись МКР.

3.1 Обертюх Р. Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода : монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.

3.2 Іскович – Лотоцький Р.Д. Машины вибрационного и виброударного действия / Іскович – Лотоцький Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А.– К. : Техника, 1982. – 208 с.

3.3 Іскович-Лотоцький Р. Д. Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин : монографія / Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. – Вінниця : УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с.

3.4 Абрамов Е. И. Элементы гидропривода : справочник / Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – Киев : Техніка, 1977. – 320 с.

3.5 Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика : Справ. Пособие. М. : Машиностроение, 1971. – 345 с.

3.6 Бочаров Ю. А. Основы общей теории гидравлических кузнечно-штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением: Сб. науч. Трудов МВТУ №330. – М., 1980. – С. 12 –40.

3.7 Вибрації в техніці: Справочник. В 6-ти т./Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). — М. : Машиностроение, 1981.— Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. 1981. 509 с.

4 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 – Галузеве машинобудування Кочерга Михайло Володимирович.

5 Вихідні дані для розроблення пристрою та проведення НДР:

5.1 Основні технічні характеристики пристрою, що повинні бути досягнуті в результаті розроблення його конструкції:

1) номінальний тиск «відкриття» генератора імпульсів тиску (ГІТ) вібратора – 10 МПа;

2) тип гідронасоса гідронасосної станції живлення вібратора – гідронасос типу НШ;

3) орієнтовний діапазон регулювання: амплітуди плунжера виконавчого гідроциліндра ГІП – $(0,5...2) \cdot 10^{-3}$ м, частоти проходження імпульсів тиску 10...100 Гц;

4) орієнтовне внутрішнє передатне відношення ГІТ вібратора $u_{21} = 0,25...0,35$.

5) максимальні основні габаритні розміри – довжина – 405 мм, діаметр корпусу – 150 мм.

5.2 Інші технічні характеристики і вимоги до конструкції розроблюваного вібратора:

– регулювання ланок настроювання параметрів вібратора – безступінчасте;

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

– маса продукції – до 10 кг;

– захист розподільних і силових ланок пристрою від вологи, шкідливих випаровувань і корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;

– складові частини вібратора – взаємозамінні;

– деталі та вузли вібратора, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до дії миючих засобів, мастила та інших похідних перероблення нафти;

– одиничний вид виробництва деталей, запасні частини не передбачаються.

5.3 Вимоги до надійності:

– довговічність – не менше 6 тис. год;

– безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год;

– збереженість – повинна забезпечуватися працездатність ГІТ в режимі очікування, роботи та консервації;

– ремонтпридатність – компоновочне рішення вібратора повинно бути таким, що забезпечує легко доступність до деталей, які вірогідно можуть мати

найменший термін служби (наприклад, сидло запірного елемента ГІТ) та відносно простий їх ремонт.

5.4 Вимоги до технологічності розробки, виробництва та експлуатації – конструкція деталей вібратора повинна бути такою, щоб забезпечувати їх виготовлення без застосування спеціального обладнання та устаткування.

5.5 Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації – по можливості під час розроблення конструкції пристрою використовувати уніфіковані деталі та стандартні вироби.

5.6 Конструкція пристрою повинна відповідати естетичним та ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та керуванні.

5.7 Матеріали для деталей ГІТ та інших ланок пристрою, слід призначати відповідно до рекомендацій, що наведені у довідниковій літературі та нормативних документах для контрольно – розподільної гідроапаратури.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговуванню та ремонту пристрою:

- пристрій призначено для використання у середньо широтних кліматичних умовах;
- час підготовки пристрою до використання після транспортування та зберігання – 1 місяць;
- вид технічного обслуговування пристрою – періодичний з орієнтовною трудомісткістю технічного обслуговування та ремонту – 4 дні (один раз в три місяці).

5.9 Вимоги до транспортування та зберігання:

- можливість транспортування на будь – якому виді транспортних засобів;
- захист від ударів під час завантаження та розвантаження пристрою;
- зберігання на складі готової продукції;
- зберігання у законсервованому вигляді та складування на типових стелажках.

5.10 Аналіз відомих конструкцій вібраторів провести за технічною літературою, періодичними виданнями (науково-технічні журнали) і патентними матеріалами.

5.11 Динамічну та математичну моделі нової конструкції вібратора розробити на основі представлення гідравлічної ланки (ГЛ) вібратора у вигляді тіла Кельвіна – Фойхта. Під час математичного моделювання вібратора та динамічних процесів під час його робочого циклу використовувати загально-відомі напрацювання математичного моделювання гідравлічних приводів та інших динамічних механічних систем.

5.12 На перспективу розробити методику експериментального дослідження дослідного зразка нової конструкції малогабаритного гідроімпульсного вібратора.

6 Економічні показники:

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 3,5 роки,

- освоєння виробництва продукції – 1 рік.

7 Етапи МКР і терміни їх виконання:

- аналіз відомих технічних рішень і схем вібраторів, що використовуються у приводах ВМ і ВУМ;
- розроблення конструкції малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГТТ на базі ПП;
- розроблення динамічної та математичної моделей малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГТТ на базі ПП;
- розроблення на основі аналізу математичної моделі вібратора та орієнтовної циклограми його робочого циклу методики проектного розрахунку вібратора;
- розроблення принципової схеми стенда для експериментального дослідження малогабаритного гідроімпульсного вібратора з клапанним ГТТ на базі ПП, з метою перевірки коректності його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень і методики проведення цих досліджень;
- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- охорона праці;
- цивільна оборона;
- загальні висновки;
- розробка складального кресленника вібратора;
- оформлення текстової документації та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

Терміни виконання етапів МКР регламентуються графіком навчального процесу у ВНТУ, часом, що відведений на переддипломну практику та на виконання і оформлення МКР, а також графіком консультацій зі спеціальної, економічної та інших (охорона праці, цивільна оборона тощо) частин МКР.

8 Порядок контролю та приймання МКР

8.1 Поточний і рубіжний контроль керівника та консультантів з охорони праці та економічної частини МКР за ходом виконання роботи.

8.2 Попередній захист МКР на випусковій кафедрі ГМ.

8.3 Захист МКР перед ЕК.

ДОДАТОК Б

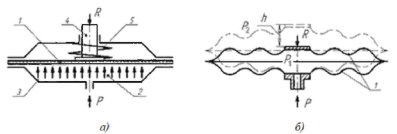
ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

(Гідроімпульсний малогабаритний вібратор з клапанним генератором імпульсів тиску)

Аналіз відомих технічних рішень конструкції гідро- та віброциліндрів

| Гідроциліндр | Конструктивне виконання | Умовне позначення |
|--------------------|---|-------------------|
| Односторонньої дії | без зазначення способу повернення штока | |
| | з поверненням штока пружиною | |
| | шпундерний | |
| | телескопічний | |
| Двосторонньої дії | з одностороннім штоком | |
| | з двохстороннім штоком | |
| | телескопічний | |
| З гальмуванням | з постійним гальмуванням в кінці ходу з однієї сторони | |
| | з постійним гальмуванням в кінці ходу з двох сторін | |
| | з регульованим гальмуванням в кінці ходу з однієї сторони | |
| | з регульованим гальмуванням в кінці ходу з двох сторін | |

Рисунок 1 - Класифікація гідроциліндрів

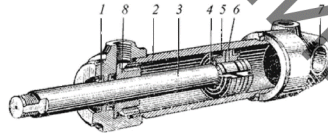


- 1 - мембрана а) плоска з еластичним кільцем; б) гофрована металева.
 2 - напірна порожнина;
 3 - корпус;
 4 - шток;
 5 - пружина

Рисунок 2 - Схеми мембранних гідродвигунів

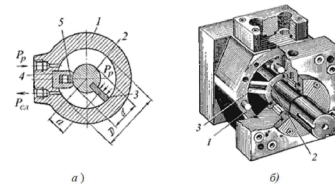


Рисунок 3 - Схема металевого сифону



- 1 - брудознімач; 2 - гізди; 3 - шток; 4 - шпоночні кільця; 5 - манжета;
 6 - поршні; 7 - проушина; 8 - гравдобука

Рисунок 4 - Поршневий гідроциліндр двосторонньої дії з одностороннім штоком



- (а) - схема, б) - загальний вигляд

Рисунок 5 - Поворотний однолопатевий гідроциліндр

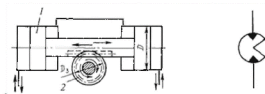


Рисунок 6 - Річчино-шестерний механізм

Гідроциліндри вібраторів, що сконструйовані на базі гідроімпульсного приводу

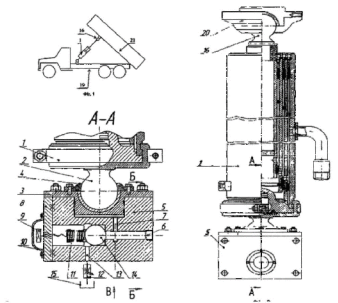


Рисунок 7 - Конструктивна схема «Вібраційний циліндр» корисна модель України № 9583

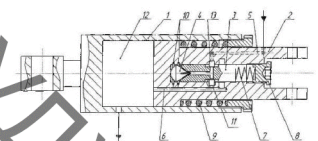


Рисунок 8 - Конструктивна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра (патент на корисну модель України №71599)

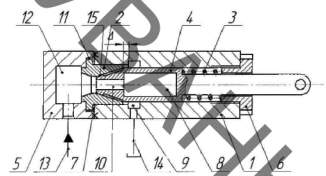


Рисунок 9 - Конструктивна схема плунжерного вібраційного гідроциліндра (патент на корисну модель України №76629)

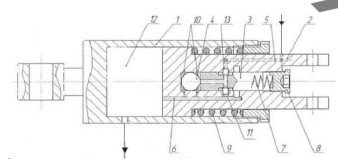


Рисунок 10 - Конструктивна схема вібраційного гідроциліндра (патент на винахід України №105379)

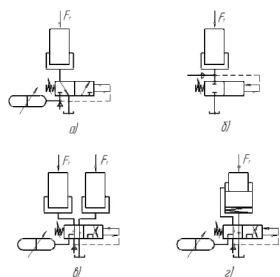


Рисунок 1.1 – Схеми приєднання ГТТ до гідродвигуна (F_f – технологічне навантаження)

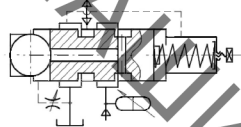


Рисунок 1.3 – Принципова схема двокаскадного ГТТ з циліндричним першим каскадом

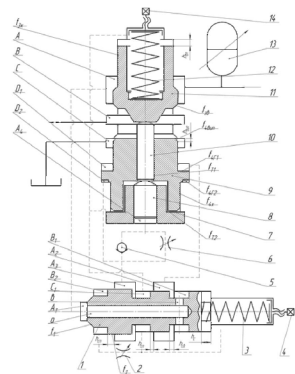


Рисунок 1.5 – Принципова схема пружинного двокаскадного ГТТ кінцевого типу

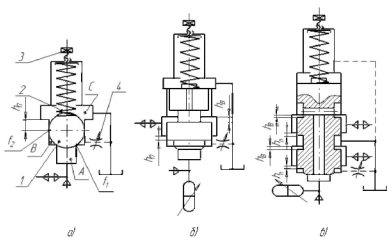


Рисунок 1.2 – Принципівні схеми однокаскадних ГТТ прямої дії

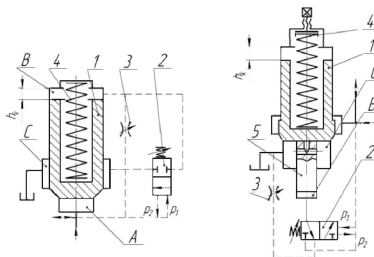


Рисунок 1.4 – Конструктивні схеми двокаскадних ГТТ

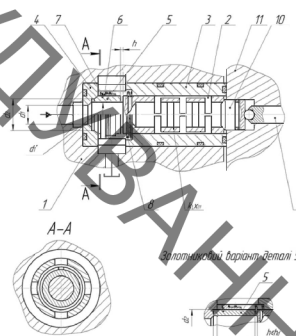
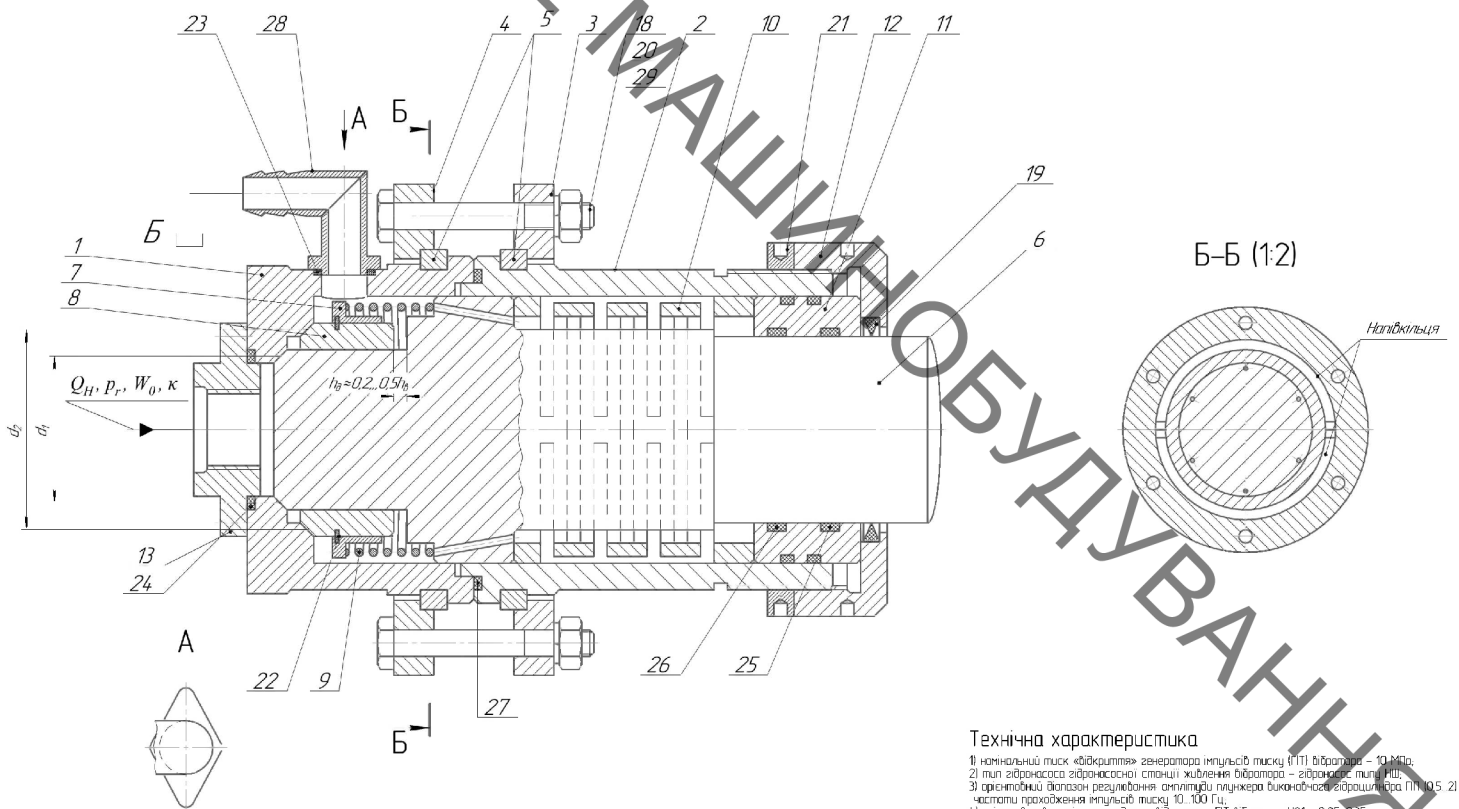


Рисунок 1.6 – Конструктивна схема однокаскадного ГТТ кінцевого типу з пружинною дією. Висхідна продуктивна здатність, вилученого за способом приєднання «вони вилучили»

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08-27.МКР.03.00.003П/1



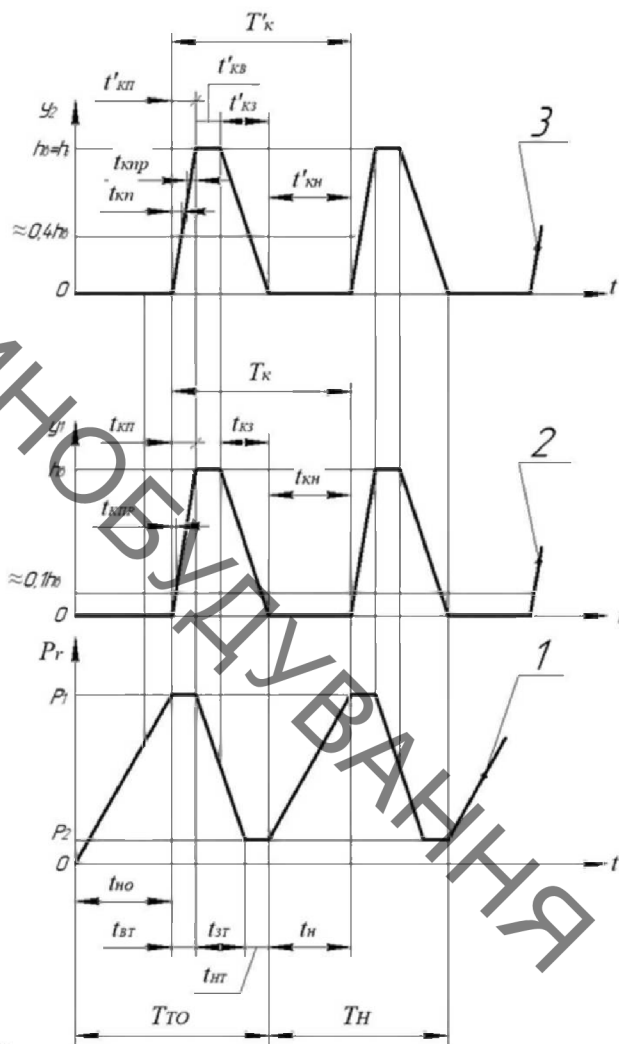
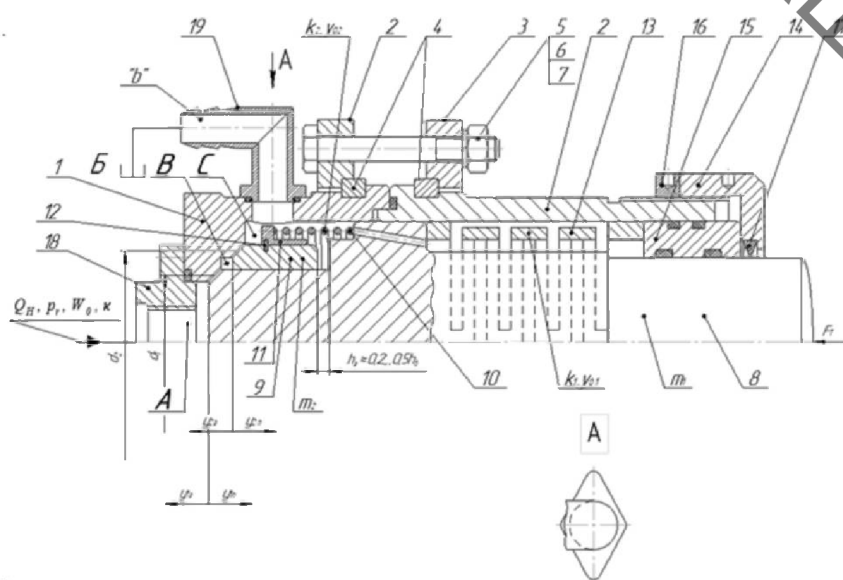
Технічна характеристика

- 1) номінальний тиск «відкриття» генератора імпульсів тиску (ПТ) вібратора - 10 МПа;
- 2) тип зйомного зйомної станції живлення вібратора - зйомне тило ПД;
- 3) ориєнтований діапазон регулювання амплітуди пультера виконавчого зйомного ПТ 0,5 - 21 мм, частоти проходження імпульсів тиску 10 - 100 Гц;
- 4) ориєнтоване внутрішнє передатне відношення ПТ вібратора U₂₁ = 0,25 - 0,35.

| | | | | | | |
|---------|---------|--------------|------|-------------------------------|---|-------------|
| | | | | 08-27.МКР.03.00.003П/1 | | |
| Ім'я | Лист | № Візир | Твір | Дата | Конструктивна схема | |
| Лавров | | Кочерга МВ | | | многофазного вібратора | |
| Лавров | | Олександр ІЗ | | | з клапанним генератором імпульсів тиску | |
| Лавров | | | | | Лист | Всього 1 |
| Масштаб | Розміри | РР | ЛК | | ВНТУ, 1ГМ-20м | |
| Світло | Повітря | ЛК | | | Коробити | Коробити АЗ |

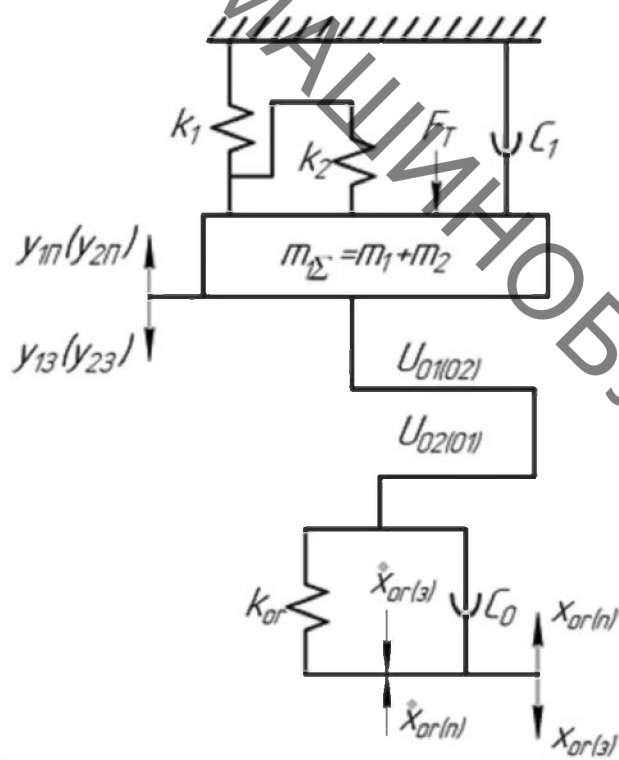
ВНТУ, ГАЛУЗЬ ВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Орієнтовна циклограма робочого циклу малогабаритного гідроімпульсного вібратора з вбудованим клапанним ГІТ

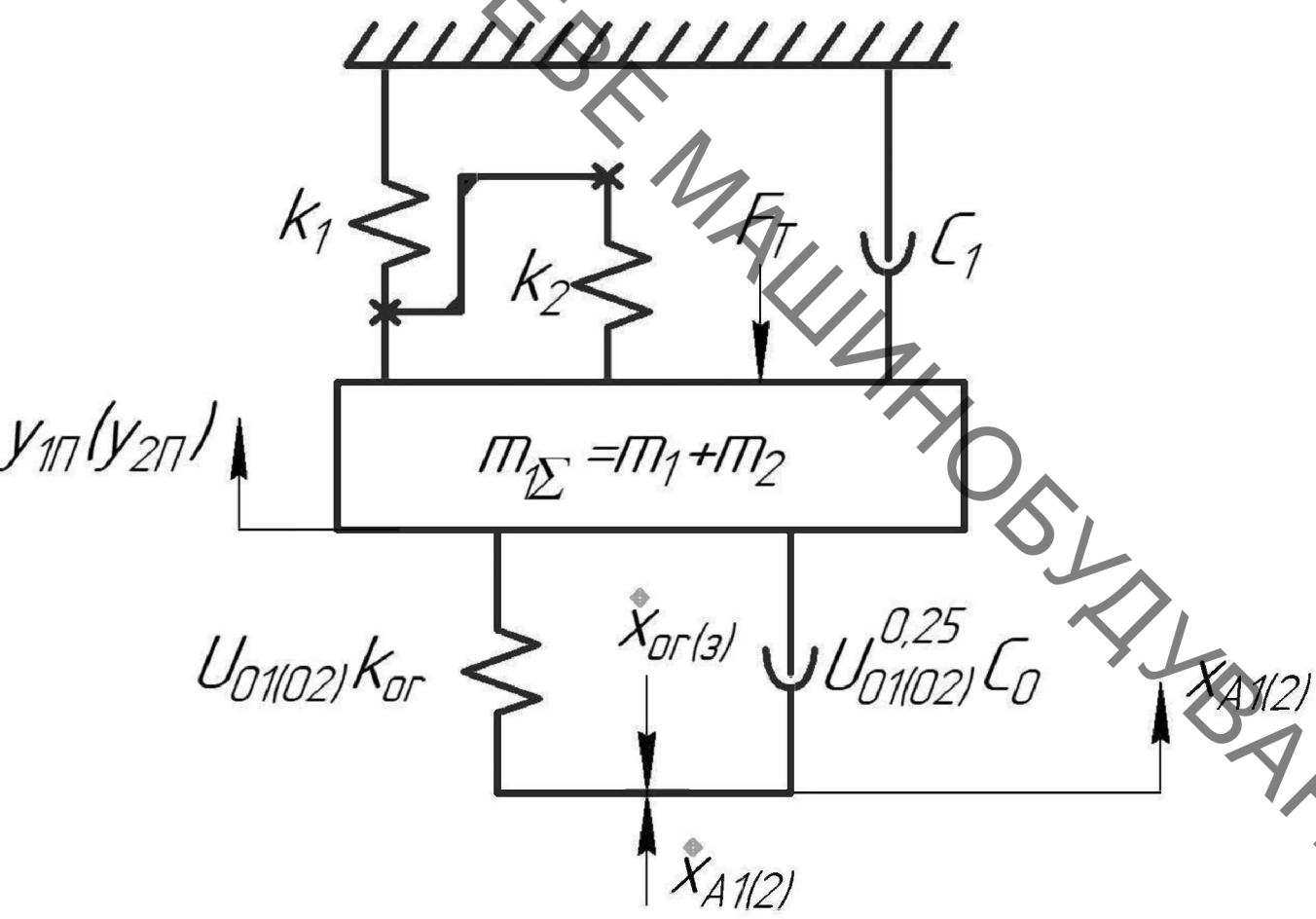


- 1 – крива зміни тиску енергоносія в напірній порожнині А вібратора;
- 2 – крива переміщення плунжера 8 вібратора;
- 3 – крива переміщення втулки-клапана 9 ГІТ вібратора

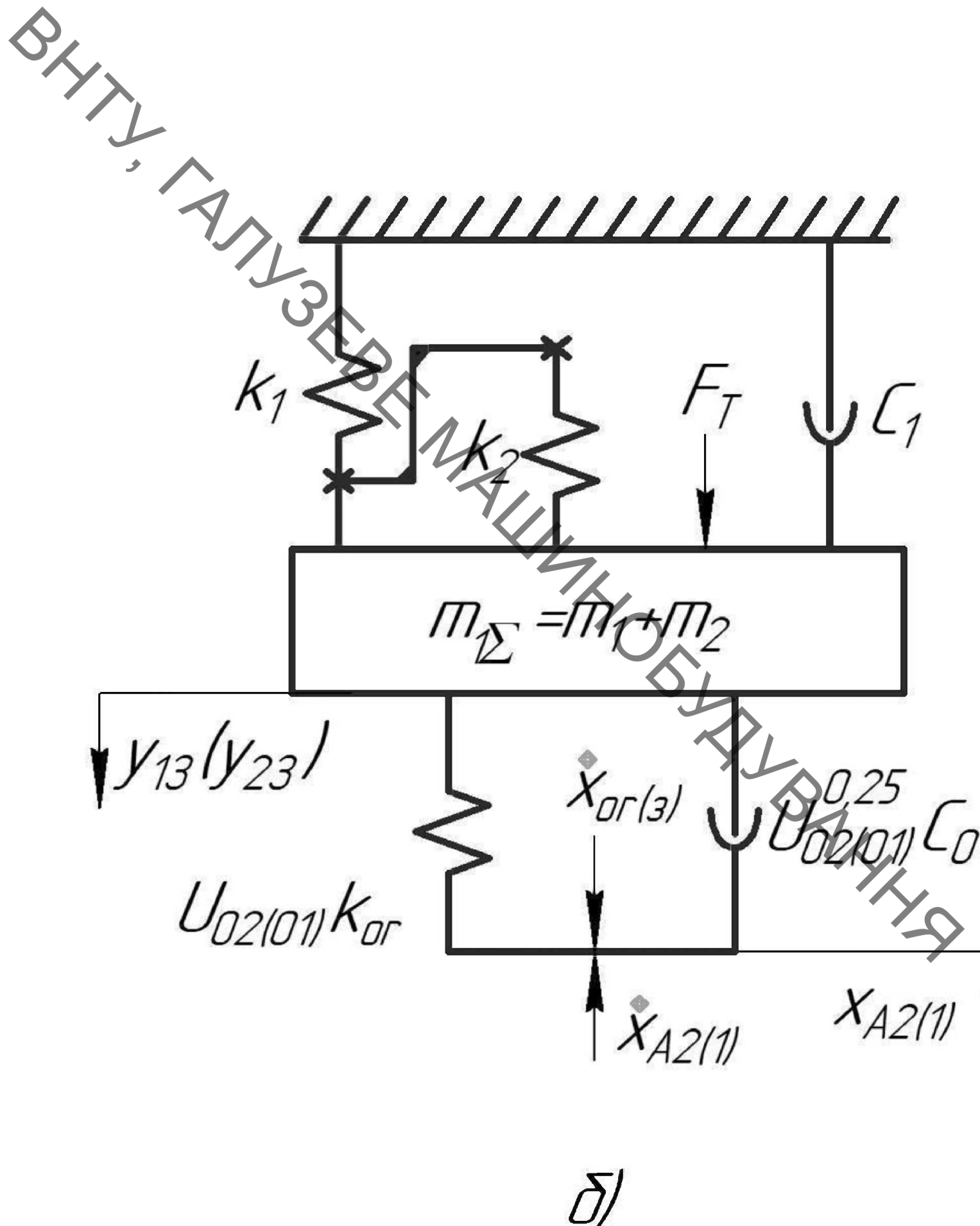
ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



ВНТУ, ГАЛУЗ ЕЛЕКТРИЧНОГО БУДУВАННЯ



a)



Математична модель гідропульсового малогабаритного вібратора з клапанним ГПТ

Математична модель вібратора складається з диференціальних рівнянь руху маси m_{1z} під час її прямого та зворотного ходів, рівнянь витрати енергоносія під час цих ходів протягом робочого циклу та умов однозначності, якими встановлено межі зміни деформації x_{0z} ГЛ, передатного відношення з $U_{01(0)}$ на $U_{02(0)}$ і навпаки та переміщення плунжера 8.

Диференціальні рівняння руху маси m_{1z} складено на основі принципу Д'Аламбера для ходів:

прямого –
$$x_{0z(t)} = x_{0z} - Q_{2z} \cdot t_1 \cdot A_2^{-1} \quad (1)$$

зворотного –
$$x_{0z(t)} = x_{0z} \mp Q_{2z} \cdot t_1 \cdot A_2^{-1} \quad (2)$$

де Q_{2z} , Q_{2z} – відповідно, витрата енергоносія через підруліні та відкриті шліпни ГПТ (першого та другого ступенів герметизації ГПТ), що відповідає певним переміщенням рухомих ланок вібратора на шляху прямого (t_1) та зворотного (t_2) ходів маси m_{1z} ; t_1 , t_2 – поточний час зміни певного стану «1,» чи «1,» витрат енергоносія Q_{2z} , чи Q_{2z} .

Для визначення витрат енергоносія Q_{2z} та Q_{2z} на різних часових інтервалах орієнтовної циклограми робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2 можна скористатись методикою наведеною в роботі, наприклад, для ходів плунжера 8 та втулки-клапана 9 (маси m_{1z}):

а) прямого для часових інтервалів і переміщень запірних елементів першого та другого рівнів герметизації ГПТ:

- $y_{1z} = 0; y_{2z} = 0; x_{0z(t)} = A_2^{-1} \int_0^t Q_{2z} dt = x_{0z} = x_{0zmax}$;
- $0 < y_{1z} \leq 0,4h_k; y_{2z} = 0; x_{0z(t)} = x_{0z} - Q_{2z} \cdot t_1 \cdot A_2^{-1}; Q_{2z} = Q_H = y_{1z} \cdot A_1$;
- $0,4h_k < y_{1z} \leq 0,4h_k; 0 < y_{2z} \leq 0,4h_k; x_{0z(t)} = x_{0z} - Q_{2z} \cdot (t_{1z} - t_{1z0}) = x_{0z} - Q_{2z} \cdot t_{1z0}; Q_{2z} = Q_H = y_{1z} \cdot A_1 + y_{2z} \cdot (A_2 - A_1)$;
- $y_{1z} = y_{2z}; 0,4h_k \leq y_{1z} \leq h_k; 0,4h_k \leq y_{2z} \leq h_k; y_{1z} = y_{2z}$;

$$x_{0z(t)} = x_{0z} - Q_{2z} \cdot (t_{1z} + t_{1z0}); Q_{2z} = Q_H = y_{1z} \cdot A_1 + y_{2z} \cdot (A_2 - A_1)$$

де $Q_{2z} = 0,5 \rho_2 \pi d_2^2 [(y_{1z} - 0,4h_k) - (y_{2z} - 0,4h_k)] \cdot \sqrt{2k_{0z} \cdot \rho_2^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0z}}$

$$+ \rho_2 \pi d_2^2 h_k \sqrt{2k_{0z} \cdot \rho_2^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0z} (1 - U_{21}^{0z})} + k_1 \cdot h_k \cdot U_{02}^{0z} \cdot k_{0z}^{-1} =$$

$$= \pi d_2^2 \sqrt{2k_{0z} \cdot \rho_2^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0z}} \cdot \{0,5 [(y_{1z} - 0,4h_k) + (y_{2z} - 0,4h_k)] + \sqrt{k_{0z}} +$$

$$+ h_k \sqrt{x_{0z} (1 - U_{21}^{0z})} - k_1 \cdot k_{0z}^{-1} \cdot h_k \cdot U_{02}^{0z} \} - \text{сумарна витрата енергоносія через відкриті шліпни першого та другого}$$

запирних елементів ГПТ – клапанних елементів плунжера 8 та втулки-клапана 9, яка складається зі змінної частини (перша частина залежності (3), що визначається часовим інтервалом тривалістю t_{1z0} переміщення маси

$m_{1z} = m_1 + m_2$ на шляху $0,4h_k \leq y_{1z} \leq h_k$ (або, що одне і теж $0,4h_k \leq y_{01} \leq h_k$) за постійної деформації ГЛ $x_{0z} = const$, та постійної (друга частина формули (5) за час $t_{1z} - t_{1z0}$ і повністю відкритої шліпни ГПТ з площею похідного перерізу

$A_{шліпн} = \pi d_1 h_k$ перепадом деформації ГЛ $x_{0z} - x_{0z} = \Delta x_{0z} (1 - U_{21}^{0z}) + k_1 k_{0z} h_k U_{02}^{0z}$ (відповідає $\Delta p = p_1 - p_2$); ρ_2 – коефіцієнт витрати через АМГ ГПТ (прийнято $\rho_2 = const$);

б) зворотного на інтервалах переміщень $y_{1z} = y_{2z}$; (тут $0 \leq y_{2z} \leq h_k$ і $0 \leq y_{1z} \leq h_k$ за зміни напрямів переміщень маси m_{1z} та деформації x_{0z} ГЛ за час $t_{2z} = t_{1z}$:

- $0 < y_{2z} \leq h_k; 0 < y_{1z} \leq h_k; x_{0z(t)} = x_{0z} - Q_{2z} \cdot t_2; Q_{2z} = Q_H + y_{2z} \cdot A_2 = Q_{2z}$;

де $Q_{2z} = 0,5 \rho_2 \pi d_2^2 [(h_k - y_{2z}) + (h_k - y_{1z})] \cdot \sqrt{2k_{0z} \cdot \rho_2^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0z} U_{01}^{0z}} + k_1 \cdot k_{0z}^{-1} \cdot h_k \cdot U_{02}^{0z} -$

витрата енергоносія через АМГ під час зворотного ходу маси $m_{1z} = m_1 + m_2$;

- $y_{1z} = y_{2z} = h_k; t_{2z} = t_{2z} - t_{2z0}; x_{0z(t)} = A_2^{-1} \int_0^t Q_{2z} dt = x_{0z}$;

Умовний прохід d_2 ГПТ вібратор повинен бути такого розміру, щоб забезпечити проходження максимального потоку енергоносія з допустимого швидкістю [в]. Формула для визначення максимального механічного потоку 000 енергоносія, що проходить через АМГ можна отримати на основі аналізу залежностей (3) і (4). Після нескладних алгебраїчних перетворень із залежностей (3) і (4) знайдемо:

$$Q_{2z}^{max} = 2,404 \pi d_2^2 h_k \cdot \sqrt{\rho_2^{-1} \cdot A_0^{-1} \cdot x_{0z}} \cdot \sqrt{k_{0z} \cdot x_{0z} + 2k_{0z} \cdot h_k \cdot U_{02}^{0z}} \approx$$

$$\approx 7,549 \rho_2 \cdot d_2^2 \cdot h_k \cdot \rho_2^{-0,5} \cdot A_0^{-0,5} \cdot (k_{0z} x_{0z} + 2k_{0z} \cdot h_k \cdot U_{02}^{0z})^{0,5} \quad (5)$$

З новими змінними диференціальні рівняння руху маси m_{1z} для її ходів набудуть вигляду:

прямого ($x_{0z} \geq x_{0z(t)} > x_{0z}$) –
$$\ddot{x}_{0z} - 2\beta_{1z} \dot{x}_{0z} + \omega_{21z}^2 x_{0z} = \omega_p^2 \cdot U_{01(0)}^{0z} \cdot x_{0z(t)} \quad (6)$$

зворотного ($x_{0z} \geq x_{0z(t)} \geq 0$) –

$$\ddot{x}_{0z} + 2\beta_{1z} \dot{x}_{0z} + \omega_{21z}^2 x_{0z} = -\omega_p^2 \cdot U_{01(0)}^{0z} \cdot x_{0z(t)} \quad (7)$$

На різних етапах руху (в т.ч. під час прямого та зворотного ходів) плунжера 8 та втулки-клапана власні кругові частоти $\omega_{21z(t)}$ та ω_{21z} системи вібратор – ГЛ змінюються, оскільки міняється передатне відношення $U_{01(0)}$ (чи $U_{02(0)}$) та m_{1z} від $m_{1z} = m_1$ до $m_{1z} = m_1 + m_2$, крім того втулка-клапана 9 (маса m_2 самостійно рухається під час прямого ходу на відстань $h_k = 0,4h_k$. Зміни передатних відношень $U_{01(0)}$ і $U_{02(0)}$ та m_{1z} вказані в розшифровці величин до диференціальних рівнянь (1) і (2).

Власну кругову частоту наприклад $\omega_{21z(t)}$ можна виразити через сумарну жорсткість $k_{21z(t)}$ системи вібратор ГЛ:

$$k_{21z(t)} = m_{21} \cdot \omega_{21z(t)}^2 = U_{01(0)} \cdot k_{0z} + k_1 (1 + \delta) \quad (8)$$

яку інколи доцільно використати під час проєктних розрахунків подібних гідропульсових вібраторів. Формулу (3.43) для проєктних розрахунків можна спростити, якщо врахувати, що $\delta = k_2 / k_1 \ll 1$, тоді

$$k_{21z(t)} \approx U_{01(0)} \cdot k_{0z} + k_1 \quad (9)$$

і протягом робочого циклу вібратора може набувати двох значень

$$k_{21zmax} = U_{01} \cdot k_{0z} + k_1 = (d_1^2 \cdot d_0^2) k_{0z} + k_1 \quad (10)$$

$$k_{21zmin} = U_{02} \cdot k_{0z} + k_1 = (d_1^2 \cdot d_0^2) k_{0z} + k_1 \quad (11)$$

де $U_{01} = A_1^2 \cdot A_0^2 = d_1^2 \cdot d_0^2$; $U_{02} = A_2^2 \cdot A_0^2 = d_2^2 \cdot d_0^2$.

Виділяючи з формул (10) і (11) k_1 , встановимо взаємозв'язок між k_{21zmax}

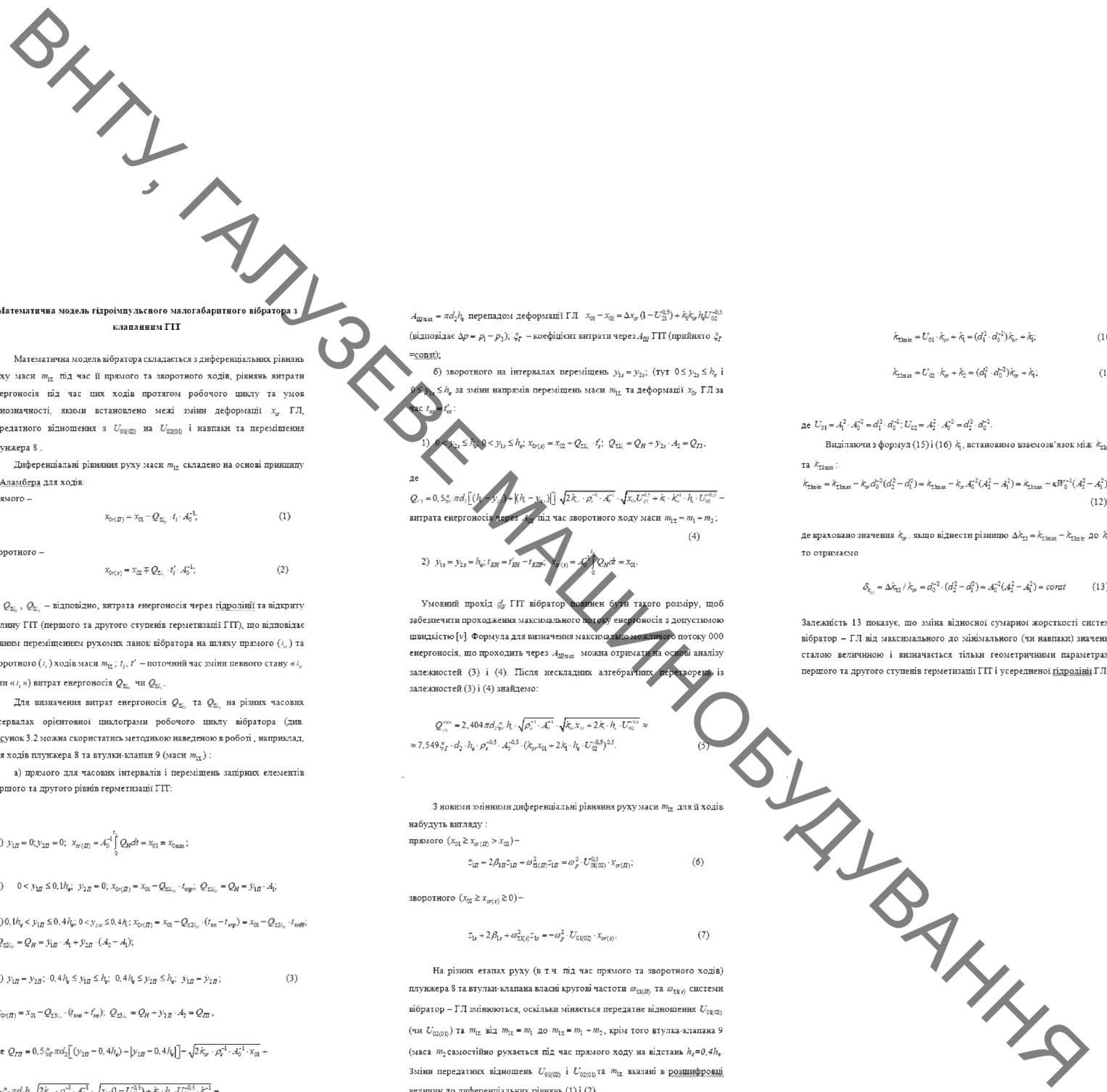
та k_{21zmin} :

$$k_{21zmax} = k_{21zmin} - k_{0z} d_0^2 (d_2^2 - d_1^2) = k_{21zmin} - k_{0z} d_0^2 (A_2^2 - A_1^2) = k_{21zmin} - k_{0z} d_0^2 (A_2^2 - A_1^2) \quad (12)$$

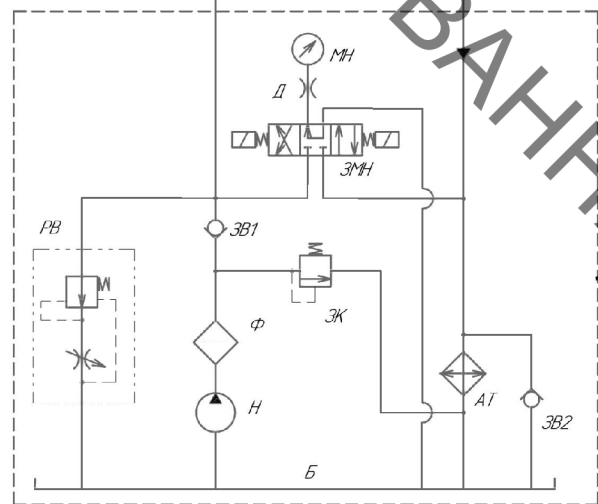
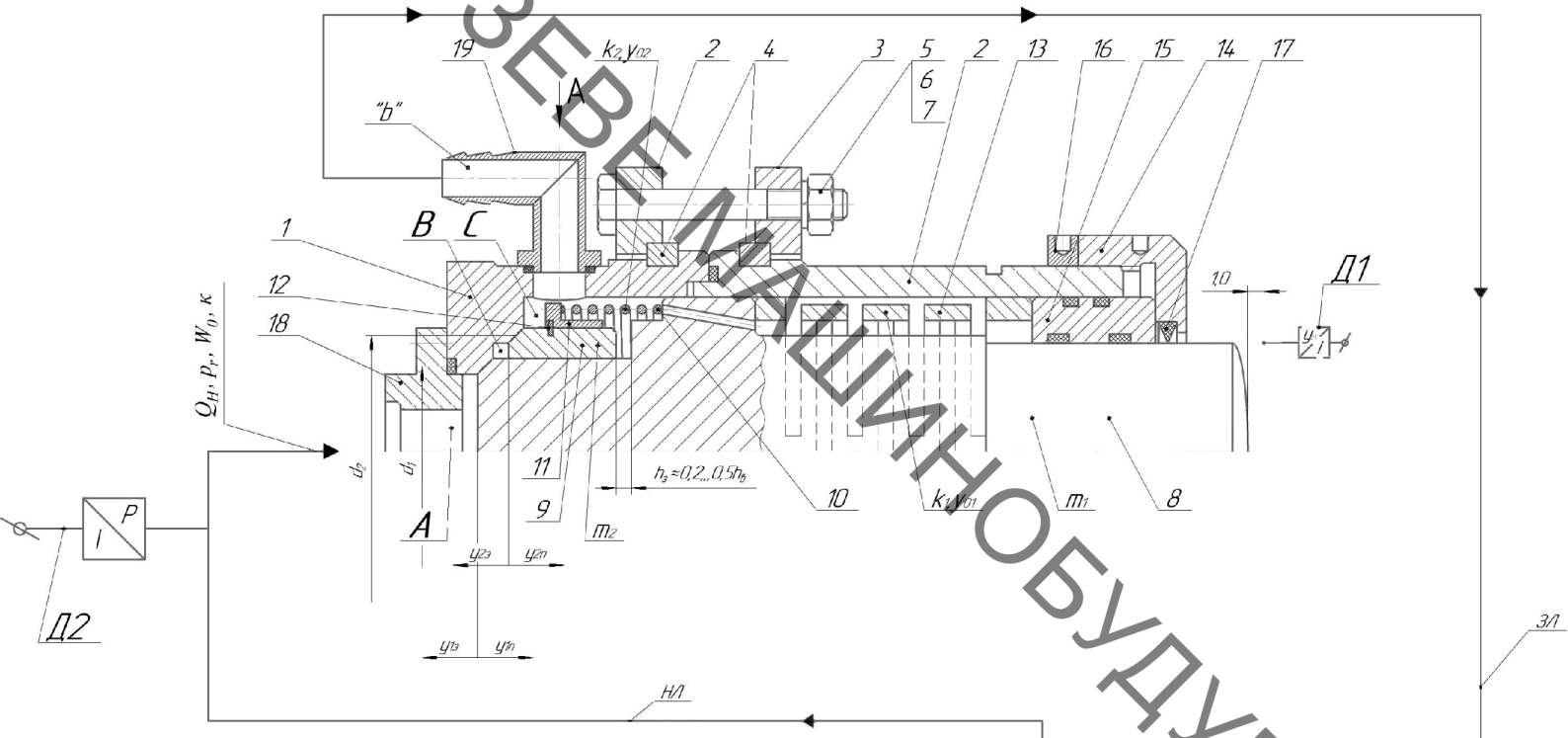
де враховано значення k_{0z} , якщо віднести різницю $\Delta k_{21} = k_{21zmax} - k_{21zmin}$ до k_{0z} , то отримаємо

$$\delta_{k_1} = \Delta k_{21} / k_{0z} = d_0^2 \cdot (d_2^2 - d_1^2) = A_0^2 (A_2^2 - A_1^2) = const \quad (13)$$

Залежність 13 показує, що зміна відносно сумарної жорсткості системи вібратор – ГЛ від максимального до мінімального (чи навпаки) значень є сталою величиною і визначається тільки геометричними параметрами першого та другого ступенів герметизації ГПТ і усередненої підруліні ГЛ.



ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



4.1 Вхідні дані

Для розроблення методики проєктного вібратора основні початкові дані визначаються технічним завданням (ТЗ) на МКР (див. додаток А). Початкових даних повинно бути достатньо щоб розрахувати всі енергетичні, силові, кінематичні та геометричні параметри вібратора, які дозволяють розробити його конструкцію (дослідний зразок). В загальному випадку це такі дані:

- Тип гідронасоса насосної станції живлення вібратора – зазвичай, використовують гідронасоси типу НШ, які найкраще себе зарекомендували в гідроімпульсних приводах (ГП), оскільки не мають всмоктувальних і нагнітальних клапанів, що швидко виходять з ладу під час роботи в умовах пульсуючого тиску Δp зі значною амплітудою []. Подача Q_H гідронасоса в методиках проєктного розрахунку ГПГ та ВМ і ВУМ на його базі є розрахунковою величиною, тому конкретний тип гідронасоса вибирається після визначення Q_H ;

- Номінальний тиск «відкриття» ГТТ вібратора $p_1 = 10$ МПа;
- Діапазон регулювання параметрів вібронавчання, яке створюється плунжером 8 (див. рисунок 3.1) під час його взаємодії з об'єктом технологічного впливу: частоти вібрації (є різною частоті імпульсів тиску, що генеруються ГТТ) – (10...100)Гц, амплітуди вібрації – (0,5...2,0)·10⁻³ м;
- Орієнтовні діапазони регулювання поперечної деформації ПП13 – $y_{01} = (2,0...4,0)10^{-3}$ м; витю пружини $10 y_{01max} = 5 \cdot 10^{-3}$ м;
- Амплітуда вібрації, що генерується вібратором, в основному [9] залежить від амплітуди імпульсів тиску $\Delta p = p_1 - p_2$, яка основним чином

Зв'язки за припущення лінійності функції $p_2 = f(t)$ [9] та порівняння (4.6) і (3.7), визначимо

$$Q_{HT} = Q_H \cdot h_H / t_{HT} = Q_H \cdot \tau_{HT}, \quad (4.7)$$

де $\tau_{HT} = t_H / t_{HT}$ – відносний час зменшення тиску енергоносія в напірній порожнині А вібратора (див. рисунок 3.1) з рівня p_1 до рівня p_2 . Оскільки, згідно з орієнтовною циклограмою робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2) $t_{HT} < t_H$, то $\tau_{HT} > 1$ і $Q_{HT} > Q_H$. Під час теоретичних досліджень математичної моделі вібратора значення Q_{HT} доцільно узгодити з розрахованим значенням Q_{HT}^* за формулою (3.38) (див. підрозділ 3.3).

Щоб уникнути під час роботи ГТТ вібратора таких негативних явищ як кавітація необхідно обмежити швидкість v_{cr} енергоносія через щілину A_{01max} допустимою $[v_{cr}]$

$$v_{cr} = Q_{HT} / (\pi d_1 h_1) \leq [v_{cr}], \quad (4.8)$$

Потік Q_{HT} енергоносія також проходить через відкриту щілину A_{01min} запірного елемента першого рівня герметизації ГТТ зі швидкістю

$$v_{cr} = Q_{HT} / (\pi d_1 h_1) \leq [v_{cr}], \quad (4.9)$$

де h_1 – від'ємне відкриття запірного елемента (плунжера 8, див. рисунок 3.1) першого рівня герметизації, як можна призначити $h_1 = h_2$, але за умови, що $v_{cr} > v_{cr1}$, а $[v_{cr}] > [v_{cr1}]$, наприклад, припустивши швидкість потоку енергоносія через щілину $A_{01min} = \pi d_1 h_1$ такого як у запобіжних клапанах [12], або $h_2 = h_1 - h_2 = h_2 - 0,4 h_2 = 1,4 h_2$, тоді можна вважати, що $[v_{cr}] = [v_{cr1}]$. Нами під час розроблення математичної моделі вібратора було прийнято, що $0 \leq v_{11} \leq h_2$ та $0 \leq v_{21} \leq h_2$. Правомірність вище вказаних припущень доцільно перевірити під час теоретичних досліджень математичної моделі вібратора та експериментальних досліджень його дослідного зразку. Як певний запас

Через відкриту щілину A_{01min} першого ступеня герметизації ГТТ вібратора проходить потік Q_{HT} енергоносія з допустимою швидкістю $[v_{cr}] = [V]$, очевидно що з такою швидкістю цей потік енергоносія повинен проходити через площу поперечного перерізу A_1 , тоді з рівняння рівності швидкостей потоку енергоносія

$$[V] = 4Q_{HT} / (\pi d_1^2) = 4Q_H / (\pi d_1^2), \quad (4.28)$$

знайдемо

$$d_1 = (1,52...1,67) d_2, \quad (4.29)$$

де раніше (див. текст до (4.23)) прийнято $Q_{HT} = (2,3...2,8) Q_H$.

Підставивши (4.29) в (4.10), матимемо

$$d_2 = (2,13...2,34) d_1, \quad (4.30)$$

Враховуючи (4.30) в (4.24), остаточно знайдемо

$$h_1 \approx (0,34...0,50) Q_H / (d_1 [V]). \quad (4.31)$$

Прийнявши в (3.1) $F_{T0} = F_{Tmax}$, щоб перетворити нерівність в рівність, визначимо з врахуванням (4.29), потрібну жорсткість ПП13 (див. рисунок 3.1):

$$k_1 = [(1,81...2,19) p_{1max} d_1^2 - F_{Tmax}] / y_{01}^2. \quad (4.32)$$

Зовнішній діаметр d_2^* втулки-клапана 9, коли він рухається разом із плунжером 8 (див. рисунок 3.1) під час прямого ходу, є за суттю силовим поршнем плунжерного гідроциліндра вібратора. За відомих розмірів (ширини) герметизуючих фасок h_1 та h_2 першого (плунжера 8) та другого (втулки-клапана 9) ступенів герметизації ГТТ вібратора, діаметри d_2^* та d_1^* можна розраховувати за геометричною побудовою (рисунок 4.2).

З рисунок 4.2 за геометричними розрахунками знаходимо:

залежить від внутрішнього передатного відношення $U_{21} = d_1^2 \cdot d_2^2 = d_1^4 \cdot d_2^4$ (див. підрозділ 3.3). Попередньо призначаємо $U_{21} = 0,25...0,35$;

- Тип (марку робочої рідини (енергоносія) вибираємо із ряду мінеральних олів, що рекомендуються для шестерених гідронасосів;
- Орієнтовні значення зведених мас m_1 і m_2 , включаючи і їх складові (див. (3.4) і (3.5) з підрозділу 3.1);
- Допустимі швидкості потоку енергоносія в напірних $[v_H]$ і зливних $[v_L]$ гідро ліній гідросистеми вібратора;
- Максимальне зусилля F_{Tmax} опору технологічного об'єкта впливу плунжера 8 (див. рисунок 3.1) вібратора з врахуванням заузв'язь до формули (3.1) (див. підрозділ 3.1);
- Марки конструкційних сталей основних деталей вібратора (див. рисунок 3.1) 56...62 HRcE (цементация, нітроцементация); гільза – гідроциліндр 2 – сталь ШХ15, 62...64 HRcE; втулка – клапан 9 – сталь ШХ15, 62...64 HRcE; ПП 13 – сталь 60С2А, 47...50 HRcE. Матеріали інших деталей вібратора під час розроблення його конструкції (дослідного зразка) призначається за результатами детального аналізу їх службового призначення та умов роботи;
- Способи організації комунікацій між ланками та деталями вібратора і гідро насосною станцією живлення енергоносієм вібратора;
- Орієнтовний сумарний об'єм W_0 напірної порожнини гідросистеми вібратора.

За необхідності, окрім наведених даних, в цей перелік можуть додаватися додаткові уточнюючі дані.

4.2 Розроблення методики проєктного розрахунку

Максимальна частота імпульсів тиску $\nu_{max} = T_T^{-1}$ визначається подачею енергоносія Q_H гідронасоса гідронасосної станції живлення гідросистеми

розрахунку, попередньо приймемо $h_{01} = 1,4 h_2$ та $[v_{cr}] = [v_{cr1}]$, з (4.8) та (4.9) для $[v_{cr}] = [v_{cr1}]$ та $[v_{cr}] = [v_{cr1}]$, знайдемо

$$d_2 = 1,4 d_1, \quad (4.10)$$

Згідно з прийнятою нами структурою припущень (див. підрозділ 3.2), в напірній порожнині 8 та втулки-клапана 9 (див. рисунок 3.1) має місце тільки рідинний режим тертя, тоді відповідно (див. рисунок 3.2) енергообмін прямого ходу запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГТТ вібратора визначається рівнянням:

$$A_1 \leq \Delta E_{01} + \Delta E_{02} + \Delta E_{03} + A_2, \quad (4.11)$$

де $A_2 = p_{max} \cdot h_1 \cdot A_1$ – середня робота сил тиску енергоносія за час прямого ходу маси m_{HT} (плунжера 8 та втулки-клапана 9, див. рисунок 3.1) t_{HT} ($t_{HT} = t_{02} - t_{01}$) (див. рисунок 3.2);

$$\Delta E_{01} = 0,5 k_1 h_1^2, \quad (4.13)$$

приріст потенціальної енергії деформації ПП 13 (див. рисунок 3.1);

$$\Delta E_{02} = 0,5 k_2 h_2^2, \quad (4.14)$$

приріст потенціальної енергії деформації витю пружини 10 (див. рисунок 3.1);

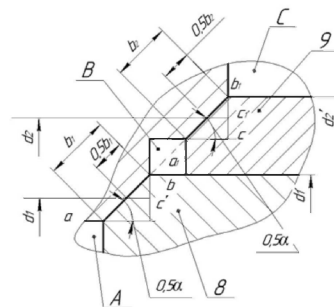
$$\Delta E_{03} = 0,5 k_3 x_{03}^2 = 0,5 p_{1max}^2 A_1^2 k_3^{-1}, \quad (4.15)$$

приріст потенціальної енергії деформації пружини частини ГП (див. підрозділ 3.2 і залежності (3.18), (3.23) та (3.33);

$$A_1 = F_1 \cdot h_1, \quad (4.16)$$

$$d_1^2 = d_1^2 - 2b^2 = d_1^2 + 2 \cdot 0,5 b_1 \cdot \sin(\alpha/2) = d_1^2 + b_1 \cdot \sin(\alpha/2); \quad (4.33)$$

$$d_2^2 = d_2^2 - b_2 \cdot \sin(\alpha/2). \quad (4.34)$$



8 – плунжер 8; 9 – втулка-клапан 9; А, В і С – відповідно, напірна, проміжна та зливна порожнини ГТТ вібратора (див. рисунок 3.1)

Рисунок 4.2 – Схема до розрахунку діаметрів d_1^* та d_2^*

З метою мінімізації об'єму порожнини В фаски h_1 і h_2 доцільно розмістити в одній площині $\alpha \alpha_1 h_1$ (як показано на рисунку 4.2). Для забезпечення зносостійкості пар клапан-сідо фаски h_1 та h_2 можна розрахувати за формулою, наведеною в роботі [9], або призначити їх ширину $h_1 = h_2 = 2,5...4$ мм, яка прийнята для клапанів автомобільних газорозподільних механізмів [9]. Кут α фасок h_1 і h_2 в клапанних пристроях гідросистем

вібратора. Теоретичне значення подачі Q_H , можна знайти за відомою формулою [9]

$$Q_H = K_{цт} V_{max} \cdot P_{max} W_0 \kappa^{-1} \cdot \eta_{об}^{-1} \quad (4.1)$$

де $K_{цт}$ (див. (3.8)) – теоретичний цикловий коефіцієнт імпульсів тиску; $\eta_{об}$ – об'ємний коефіцієнт корисної дії гідронаоса (для гідронаоса типу НШ $\eta_{об} = 0,95 \dots 0,96$ [9,10]). Оскільки циклограма робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2) є орієнтовною (умовною), то $K_{цт}$ має оцінювальний характер, що обумовлює необхідність введення у формулу (4.1) коефіцієнта запасу K_n , значення якого може уточнюватись за результатами експериментальних досліджень на основі рекомендацій [10] приймемо $K_n = 1,1 \dots 1,25$, тоді розрахункове значення

$$Q_H = K_n Q_{Ht} = K_n K_{цт} V_{max} \cdot P_{max} W_0 \kappa^{-1} \cdot \eta_{об}^{-1} \quad (4.2)$$

Оціночне значення $K_{цт}$ знайдемо за орієнтовною циклограмою робочого циклу (див. рисунок 3.2), скориставшись поняттям масштабу імпульсу тиску $\mu_p = T_T / 0,01 = 0,01 \cdot V_{max}$ с/мм (рисунок 4.1).

Вимірюючи на орієнтовній циклограмі робочого циклу вібратора (див. рисунок 3.2) відрізки $oa', a'b', b'c'$ та $0a_1$ (див. рисунок 4.1), визначимо:

$$t_H = \mu_p \cdot oa'; t_{BT} = \mu_p \cdot a'b'; t_{ST} = \mu_p \cdot a'c'; t_{HT} = \mu_p \cdot ca'; T_T = \mu_p \cdot 0a_1' \quad (4.3)$$

Враховуючи (4.3) у формулі для $K_{цт} = [1 + (t_{BT} + t_{ST} + t_{HT}) / t_H]$, розраховуємо:

$$K_{цт} = 1 + (db' + b'c + ca') / oa' \quad (4.4)$$

сумарна середня робота сил тертя під час переміщення на прямому ході плунжера 8 та втулки-клатана 9 (див. рисунок 3.1 та рисунок 3.2)

Згідно з прийнятою нами об'єднаною структурою припущень режим тертя в напрямних плунжера 8 та втулки-клатана 9 рідинний, а $k_2 \ll k_1$, що дозволяє в рівнянні енергобалансу (4.11) знехтувати складовими $\Delta E_{дт}$ та A_4 , і записати це рівняння у вигляді нерівності

$$A_{вп} \geq \Delta E_{от} + \Delta E_{тл} \quad (4.17)$$

або із врахуванням (4.12), (4.13) і (4.15)

$$P_{max} h_1 \cdot A_1 \geq 0,5 k_1 h_1^2 + 0,5 P_{max} k_1' \cdot k_1'' = 0,5 k_1 h_1^2 - 0,5 P_{max} k_1' \cdot W_0 \quad (4.18)$$

звідки

$$A_1 \geq 0,5 (k_1 h_1 P_{max} + P_{max} k_1' h_1 W_0) \quad (4.19)$$

або $d_1 \geq 0,798 (k_1 h_1 P_{max} + P_{max} k_1' h_1 W_0)^{0,5}$, (4.20)

де $A_1 = \pi d_1^2 / 4 \approx 0,785 d_1^2$; A_1, k_1 – див. (3.18) і (3.23);

знак « \geq » враховує нехтування складовими $\Delta E_{дт}$ та A_4 в рівнянні (4.11).

Середній діаметр d_1 першого рівня герметизації ГПТ вібратор знаходимо з формули (4.10):

$$d_1 = 0,714 d_2 \quad (4.21)$$

Пропускна здатність ГПТ вібратора згідно з (4.8) залежить від $A_{вп} = \pi d_1 h_1$ за швидкості потоку енергоносії $v_1 \leq [v_1]$ і визначається діаметром d_1 і від'ємним перекриттям h_1 :

$$h_1 \geq Q_H / (\pi d_1 [V_1]) \quad (4.22)$$

або із врахуванням (4.7)

рекомендується приймати рівним $90^\circ \dots 60^\circ$ [9], беремо: $\alpha = 60^\circ$; $b_1 = b_2 = 4$ мм. Враховуючи зроблені зауваження в (4.33) і (4.34), визначимо:

$$\begin{cases} d_1' = d_1 + 4 \sin 30^\circ = d_1 + 2, \text{ мм;} \\ d_2' = d_2 + 4 \sin 30^\circ = d_2 + 2, \text{ мм.} \end{cases} \quad (4.35)$$

Конструктивний діаметр d_2 визначає зовнішній діаметр d_3 і середній радіус R ПП13. Визначити мінімальний діаметр d_3 можна за такими міркуваннями: мінімальну товщину ступінчастого втулки 11 можна призначити $\delta_{11} = 3 \dots 4$ мм; діаметр проту вити пружини 10 $d_{10} = 2,5 \dots 3$ мм; зазор між поверхнями розточки корпусу 1 та уперним буртом ступінчастого втулки 11, в який впрядється лівий торць (за кресленням, див. рисунок 3.1) вити пружини 10 $\delta_{10} = 3$ мм. Приймаючи $\delta_{11} = 3$ мм, $d_{10} = 2,5$ мм та $\delta_{10} = 3$ мм, знайдемо:

$$d_{3min} = d_2' + 2\delta_{11} + 2(d_{10} + \delta_{10}) + 2\delta_{10} = d_2' + 2 \cdot 3 + 2(2,5 + 0,5) + 2 \cdot 3 = d_2' + 19, \text{ мм} \quad (4.36)$$

де $\delta_{10} = 0,5$ мм – зазор між внутрішнім діаметром вити пружини 10 та напрямною поверхнею втулки 11.

Між робочими кільцями ПП13 та внутрішньою поверхнею розточки гільзи-гідроциліндра 2 передбачено зазор $\delta_{дт}$ [8] (рисунок 4.3), що запобігає заклююванню ПП13 під час робочого ходу плунжера 8 (див. рисунок 3.1). Згідно з рисунком 4.3 середній радіус ПП13

$$R = 0,5 d_3 - 0,5 a - \delta_{дт} \quad (4.37)$$

де a – товщина робочого кільця ПП13 (див. підрозділ 3.1).

В роботах [8, 15, 16] встановлена залежність для розрахунку максимальної деформації прорізної пружини $h_{дтmax}$ за якої зберігається її міцність $[\sigma_{max}]$, тут σ_{max} – еквівалентне напруження в робочих кільцях ПП13; $[\sigma]$ – допустиме напруження згину для матеріалу ПП13:

$$h_{дтmax} = 0,79 [\sigma] n R^2 E^{-1} a^{-1} \quad (4.38)$$

де всі величини мають розмірність в міжнародній системі одиниць СІ.

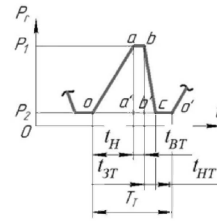


Рисунок 4.1 – До поняття масштабу імпульсу тиску

За запропонованою нами орієнтовною циклограмою:

$$\mu_p = (0,01 \cdot V_{max})^{-1} = (100 \cdot 32)^{-1} = 0,0003125 \text{ с/мм},$$

тоді, згідно (4.4) та рисунку 3.2 (див. підрозділ 3.1), $K_{цт} = 1,88$. Враховуючи (4.2) це значення $K_{цт}$ та K_n і $\eta_{об} = 0,95 \dots 0,96$, знайдемо

$$Q_H = (2,16 \dots 2,46) V_{max} \cdot P_{max} \cdot W_0 \cdot \kappa^{-1} \quad (4.5)$$

де прийнято середнє значення $\eta_{об} = 0,955$.

Для розрахунку потрібної площі прохідного перерізу повністю відкритого ГПТ вібратора $A_{дт} = \pi d_1 h_1$ потрібно знати середню випрату енергоносії через що шліпину $Q_{дт}$, за час $t_{дт}$ зниження тиску енергоносії в гідросистемі вібратора з рівня p_1 до рівня p_2 (зменшення деформації ГЛЗ x_{01} до x_{02}). За аналогією з відомою залежністю [8, 9] (див. (3.7)) час $t_{дт}$ можна оцінити за формулою

$$t_{дт} = (p_1 - p_2) W_0 / (Q_{дт} \cdot \kappa) \quad (4.6)$$

$$h_1 \geq Q_H t_{дт} / (\pi d_1 [V_1]) \quad (4.23)$$

Відносний час $t_{дт}$ зменшення тиску енергоносії в напірній порожнині А вібратора (див. рисунок 3.1) можна оцінити за результатами аналізу експериментальних досліджень ГПТ ВМ і ВУМ (осцилограм зміни тиску енергоносії в напрямку порожнини ГПП) [8 - 13]. Згідно цього аналізу середнє значення $t_{дт} = 2,3 \dots 2,8$ для середньочастотного діапазону імпульсів тиску $v = (20 \dots 100) \text{ Гц}$ та різниці тиску $\Delta p = p_1 - p_2 = (9 \dots 10) \text{ МПа}$. Відповідно до зроблених зауважень матимемо

$$h_1 \geq (2,3 \dots 2,8) Q_H / (\pi d_1 [V_1]) = K_p (2,3 \dots 2,8) Q_H / (\pi d_1 [V_1]) \quad (4.24)$$

де $K_p = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу, який враховує орієнтовний характер (оціночний) розрахунку h_1 та $Q_{дт}$. З врахуванням значення K_p , знайдемо:

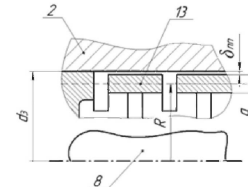
$$h_1 = (0,8 \dots 1,07) Q_H / (d_1 [V_1]) \quad (4.25)$$

Прохідна площа поперечного перерізу штуцера, що вкручується в нарізний отвір кришки 18 (див. рисунок 3.1) та прохідна площа отвору рукава високого тиску, яка з'єднує напірну порожнину А вібратора з гідро напірною станцією живлення енергоносієм вібратора, повинні бути достатніми, щоб пропустити потік Q_H енергоносії зі швидкістю $V_1 \leq [V_1]$ (див. [V_1]), оскільки нами прийнято, що $[V_1] = [V_2] = [V]$

$$V_1 = Q_H / A_1 = 4 Q_H / (\pi d_1^2) \leq [V] \quad (4.26)$$

де d_1 – діаметр отвору в рукаві високого тиску, який можна вважати умовним проходом вібратора. З (4.26) для $V_1 \leq [V]$, отримуємо

$$d_1 = \sqrt{4 Q_H / (\pi [V])} \approx 1,13 \sqrt{Q_H / [V]} \quad (4.27)$$



8 – плунжер 8; 12 – ПП13; 2 – гільза-циліндр 2
Рисунок 4.3 – До визначення середнього радіусу Р ПП13

Для досліджуваного вібратора $h_{дтmax} = h_{дт} = v_{об} h_1$. Виділивши з формул (3.31) (див. підрозділ 3.2) і (4.38) число робочих кільць n і порівнявши знайдені вирази, після алгебраїчних перетворень отримаємо формулу для розрахунку товщини робочого кільця ПП13:

$$a = 1,07 \sqrt{h_{дтmax} \cdot R \cdot k[\sigma]} \quad (4.39)$$

Число робочих кільць можна розрахувати за формулами:

$$n = 1,035 E a^3 R^{-3} k_1^{-1} = 1,266 h_{дтmax} E a [\sigma]^{-1} R^{-2} \quad (4.40)$$

Щоб віта пружини 10 (див. рисунок 3.1) працювала «в такт» з динамічним коливальним процесом вібратора режими її роботи повинні бути за резонансним, що визначається умовою (див. підрозділ 3.3) [8]

$$\omega_{02} = \sqrt{k_2 m_1^{-1}} \geq \sqrt{2} \cdot 2 \pi v_{об} \approx 8,88 v_{об} \quad (4.41)$$

звідки

$$k_2 \geq 8 \pi^2 v_{об}^2 m_1 \approx 78,85 m_1 v_{об}^2 \quad (4.42)$$