

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

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

на тему: «Однокаскадний генератор імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності
за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна
гідроімпульсної вібронашини»

08-27.МКР.05.000.000.ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи 1ГМ-19м
спеціальності 133
Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

Матюхіна Єлизавета Вікторівна
(прізвище та ініціали)

Керівник Обертюх Роман Романович
(прізвище та ініціали)

Рецензент Огневий Віталій Олександрович
(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2020 року

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л.К.

“ ” 20 року

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Матюхіній Єлизаветі Володимирівній

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Однокаскадний генератор імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна гідроімпульсної вібромашини».

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: к.т.н., проф. Обертюх Роман Романович, затверджені наказом вищого навчального закладу від “ ” 20 року №

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12. 2020 р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) номінальний тиск «відкриття» генераторів імпульсів тиску (ГІТ) – 10 МПа; 2) тип гідронасоса насосно-акумуляторної станції гідроімпульсного привода (ГІП) – гідронасос типу НШ; 3) орієнтовний діапазон регулювання: амплітуди плунжера виконавчого гідроциліндра ГІП – $(0,5...2) \cdot 10^{-3}$ м; частоти походження імпульсів тиску 10...100 Гц; 4) тип циклового гідроакумулятора ГІП – місткість регульованого об'єкта.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1) вступ; 2) аналіз конструктивних схем ГІТ, що використовуються для керування ГІП в об'єктивних (ВМ) і віброударних (ВУМ) технологічних машин і пристроїв; 3) розроблення конструктивної схеми та конструкції однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна гідроімпульсної вібромашини; 4) розроблення динамічної та математичної моделей ГІП, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності; 5) створення методика проектного розрахунку ГІП, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності; 6) методика експериментального дослідження дослідного зразка ГІТ; 7) економічне оцінювання доцільності розробки; 8) аналіз умов праці під час використання ГІТ та розроблення заходів безпеки життєдіяльності, зокрема заходів віброзахисту під час роботи ГІП.

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

1) принципів та конструктивні схеми відомих ГІТ для керування ГІП (пл. ф.А1); 2) конструктивна схема та конструкція розробленого однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході», в якій запірно-розподільний елемент ГІТ суміщений з прорізною пружною (ПП) високої жорсткості (пл. ф.А1); 4) конструктивна схема ГІП та орієнтовна циклограма його робочого циклу (пл. ф.А1); 5) динамічні моделі прямого та зворотного ходу ланок ГІТ та ГІП (пл. ф.А1); 6) спрощені динамічні моделі прямого та зворотного ходу ланок ГІТ та ГІП (пл. ф.А1); 7) математична модель ГІП, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності (пл. ф.А1); 8) гідрокінематична схема стенду для дослідження дослідного зразка розробленого ГІТ (пл. ф.А1); 9) складальне креслення ГІТ підвищеної пропускної здатності (ф.А1).

АНОТАЦІЯ

За результатами аналізу відомих схемних і конструкційних рішень генераторів імпульсів тиску (ГІТ) в рідині розроблено нову конструкцію однокаскадного параметричного ГІТ підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання до виконавчого гідроциліндра ГІП «на вході», розподільчі ланки (перший та другий ступені герметизації) якого суміщено з прорізною пружиною (ГІП) високої жорсткості.

ГІТ нової конструкції застосовано для керування ГІП з виконавчим гідроциліндром параметричного типу.

З метою створення науково обґрунтованої методики проектного розрахунку досліджуваного гідроімпульсного привода (ГІП) та ГІТ, розроблено динамічну модель ГІП, на основі якої та обґрунтованої структури припущень побудовано і проаналізовано математичну модель ГІП.

Розроблено складальний кресленик ГІТ, параметри якого розраховано за запропонованою методикою проектного розрахунку.

Проведено розрахунок кошторису витрат на реалізацію дослідного зразка ГІТ 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: генератор імпульсів тиску; енергоносіє; амплітуда; частота; витрата; подача; гідравлічна ланка.

ABSTRACT

Based on the results of the analysis of the known circuit and design solutions of pressure pulse generators (PPG) in the fluid, a new design of a single-stage parametric PPG of increased capacity was developed according to the scheme of connection to the executive hydraulic cylinder PPG "at the inlet". The new design of the PPG is used to control the HPD with the executive hydraulic cylinder of the parametric type, distribution links (first and second degree of sealing) which is combined with a slotted spring (SS) of high rigidity.

In order to create a scientifically sound method of design calculation of the studied hydropulse drive (HPD) and PPG, developed a dynamic model of PPG, based on which and a reasonable structure of assumptions built and analyzed a mathematical model of PPG.

The assembly drawing of PPG is developed, the parameters of which are calculated according to the proposed method of design calculation.

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

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

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

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ

ABSTRACT

ВСТУП 5

1 ОЦІНКА НАУКОВОГО, ТЕХНІЧНОГО ТА ЕКОНОМІЧНОГО РІВНЯ РОЗРОБКИ ОДНОКАСКАДНОГО ГЕНЕРАТОРА ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗА СХЕМОЮ ПРИЄДНАННЯ «НА ВХОДІ» ДО ВИКОНАВЧОГО ГІДРОДВИГУНА ГІДРОІМПУЛЬСНОЇ МАШИНИ 8

1.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки 8

1.2 Аналіз економічної доцільності розробки нового виробу 11

1.3 Висновки 18

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ГЕНЕРАТОРІВ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНИМИ ПРИВОДАМИ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН І ПРИСТРОЇВ 14

2.1 Огляд стану питання 14

2.2 Класифікація двокаскадних ГТ, виконаних за схемою приєднання до гідродвигуна «на виході» 22

2.3 Принципова схема двокаскадного клапаного швидкохідного генератора імпульсів тиску 24

2.4 Генератори імпульсів тиску гідроімпульсних пристрої для вібраційного різання та деформаційного зміцнення 30

2.5 Висновки з огляду та постановка задач 36

3 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ОДНОКАСКАДНОГО ГЕНЕРАТОРА ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗА СХЕМОЮ ПРИЄДНАННЯ «НА ВХОДІ» ДО ВИКОНАВЧОГО ГІДРОДВИГУНА ГІДРОІМПУЛЬСНОЇ МАШИНИ 37

4 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА, КЕРОВАНОГО 40

ОДНОКАСКАДНИМ ГІТ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ.

4.1 Конструктивна схема гідроімпульсного привода, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності на базі прорізної пружини	40
4.2 Орієнтовна циклограма робочого циклу гідроімпульсивного привода, керованого ГІТ підвищеної пропускної здатності	45
4.3 Динамічні моделі прямого та зворотного ходів рухомих ланок ГІП та ГІТ підвищеної пропускної здатності.....	62
4.4 Розроблення математичної моделі досліджуваних ГІТ і ГІП.....	71
4.5 Висновки.....	75
5 МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА, КЕРОВАНОГО ОДНОКАСКАДНИМ ГІТ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ.....	76
5.1 Вхідні параметри.....	76
5.2 Розроблення методики проектного розрахунку.....	79
5.3 Висновки.....	91
6 ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ОДНОКАСКАДНИЙ ГЕНЕРАТОР ІМПУЛЬСІВ ТИСУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗА СХЕМОЮ ПРИЄДНАННЯ «НА ВХОДІ» ДО ВИКОНАВЧОГО ГІДРОДВИГУНА ГІДРОІМПУЛЬСНОЇ ВІБРОМАШИНИ.....	92
Висновки.....	98
7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ...	99
7.1 Аналіз умов праці.....	99
7.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії	99
7.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	104
7.4 Пожежна безпека.....	106
7.5 Безпека у надзвичайних ситуаціях.....	107

7.6 Висновки.....	111
ВИСНОВКИ.....	112
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	114
Додаток А – Технічне завдання.....	117
Додаток Б – Графічна частина.....	126

ВНТУ ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

ВСТУП

Актуальність теми. Вібраційне технологічне обладнання, що застосовується в різних галузях промисловості та народного господарства, наприклад, для вібропресування виробів з порошків, розкочування кілець підшипників, виготовлення ливарних форм і залізобетонних конструкцій тощо, 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 привода є генератор імпульсів тиску (ГІТ) параметричного типу, який забезпечує керування режимом роботи вібраційної машини [].

Технологічні можливості ВМ і ВУМ на базі ГІП тісно пов'язані технічними характеристиками ГІТ, що керує їхнім ГІП, зокрема пропускною здатністю ГІТ, підвищення якої досягається різними шляхами – застосування багатокаскадних ГІТ [] та ін. Багатокаскадні ГІТ ефективні, але конструктивно складні та, зазвичай, мають значні габарити, особливо за значних прохідних перерізів. Одним із можливих шляхів підвищення пропускної здатності параметричних однокаскадних ГІТ на базі суміщення їх запірних ланок (елементів) з пружними елементами високої жорсткості типу прорізних (ПП) і кільцевих (КП) пружин []. Ще одним способом підвищення пропускної здатності параметричних однокаскадних ГІТ є зменшення ходу їх запірних елементів за рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття h_d) на обох рівнях зміни площі запірних елементів і використання фасочної (клапанної) герметизації та коротких ПП (чи КП), жорсткість яких визначається

на межі допустимих напружень в елементах пружин, що виникають в поперечних перерізах ГП (чи КП) за максимально можливих їх навантажень.

Реалізація зазначених принципів проектування дозволила створити параметричні однокаскадні ГТ на базі суміщення їх запірних ланок з ГП, які за пропускною здатністю близькі до двокаскадних генераторів. Розроблено конструкції ГТ, які можна приєднувати до виконавчих ланок (гідроциліндрів тощо) ГП як за схемою «на вході» так і на «виході» [].

Мета і задачі дослідження. Метою магістерської кваліфікаційної роботи – підвищення пропускної здатності параметричного однокаскадного ГТ на базі ГП, суміщеної із запірним елементом генератора, та використання фасочної (клапанної) герметизації запірного елемента на обох рівнях зміни площі його поперечного перерізу під час відкриття та закриття ГТ.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- виконати аналіз відомих технічних рішень і схем ГТ, що використовуються у ГП ВМ і ВУМ;
- на основі зробленого аналізу розробити конструкцію параметричного однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності на базі ГП за схемою приєднання до виконавчого гідроциліндра ГП «на вході»;
- розробити динамічну модель ГП, керованого однокаскадним ГТ підвищеної пропускної здатності;
- на основі створеної динамічної моделі ГП, керованого однокаскадним ГТ підвищеної пропускної здатності розробити математичну модель приводу в якому гідравлічна ланка представлена у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта;
- ґрунтуючись на аналізі математичної моделі ГП та орієнтовній циклограмі його робочого циклу, розробити методику проєктного розрахунку ГП та ГТ;
- розробити принципову схему стенда для експериментального дослідження ГП, керованого однокаскадним ГТ підвищеної пропускної здатності, 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 ГІТ орієнтовним визначенням кошторису витрат на виготовлення дослідного зразка генератора та впровадження його у виробництво, а також визначити термін окупності цих витрат;

– розробити заходи охорони праці та безпеки життєдіяльності під час експлуатації ГІП, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в ГІП та ГІТ.

Предмет дослідження – ГІП, складений з параметричного однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності на базі ПП та параметричного виконавчого гідроциліндра.

Методи дослідження. Дослідження динамічних процесів у ГІП та ГІТ методами побудови динамічної і математичної моделей з наступним їх дослідженням та аналізом за допомогою прикладних комп'ютерних програм, наприклад, Matlab 6.5.

Наукова новизна одержаних результатів.

Розроблено та проаналізовано динамічну і математичну моделі ГІП, керованого параметричним однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності, запірний елемент якого суміщений з ПП, а гідравлічна ланка ГІП представлена у вигляді в'язко-пружної моделі, що дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси в ГІП та ГІТ.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено методику проектного розрахунку ГІП та ГІТ, яка дозволяє за відносно простими залежностями (формулами) визначити всі їх геометричні, енергетичні та силові параметри. Розроблено конструкцію однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності.

Розроблено принципову схему стенда для експериментального дослідження дослідного зразка ГІТ, розроблено методику проведення цих досліджень.

джен, вибрано найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень.

Особистий внесок здобувача. Розроблено конструкцію ГІТ, динамічну та математичну моделі ГІТ, керованого параметричним однокаскадним ГІТ підвищеної пропускну здатності, які адекватно описують його роботу, розроблена 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 доповідались на щорічних НТК ВНТУ.

Публікації. Отримано патенти на корпусну модель:

- №131747 «Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей»;
- №131816 «Гідроімпульсний пристрій для поверхневого деформаційного зміцнення деталей».

1 ОЦІНКА НАУКОВОГО, ТЕХНІЧНОГО ТА ЕКОНОМІЧНОГО РІВНЯ РОЗРОБКИ ОДНОКАСКАДНОГО ГЕНЕРАТОРА ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗА СХЕМОЮ ПРИЄДНАННЯ «НА ВХОДІ»

Однозначно визначити техніко-економічний рівень нової розробки при великій кількості технічних та економічних показників інколи важко. Бальна оцінка полягає в тому, що кожному параметру присвоюється певний бал в залежності від різних факторів. Для узагальнюючої оцінки технічного рівня береться сума балів по всім показникам.

Орієнтуємося на час проведення НДДКР не більше 3 років; технічні показники результатів плануються на рівні кращих світових зразків; передбачаються часткові можливості отримання авторських свідоцтв; строк окупності витрат в межах 5 років.

В таблиці 1.1 наведено критерії та бальна оцінка для визначення наукового та технічного рівня науково-дослідної та дослідно-конструкторської роботи. В таблиці 1.2 наведено можливі результати оцінки теми МКР.

Проаналізувавши дані таблиці 1.1, та підрахувавши загальну суму балів $+1+2+2+0=+5$, робимо висновок, що розробка є досить перспективною.

1.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

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

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

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

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

Таблиця 1.2 – Можливі результати оцінки теми НДР

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

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки експертами зведемо в таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	експерт		
	Слабкий А.В	Поліщук Л.К.	Савуляк В.І.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	1
2	2	3	4
3	2	2	3
4	2	1	2
5	3	2	2
6	2	1	2
7	2	2	3
8	2	3	2
9	3	2	3
10	2	3	3
11	3	2	3
12	2	3	2
Сума балів	28	26	27
Середньоарифметична сума балів СБ	27		

За даними таблиці 1.3 зробимо висновок щодо рівня комерційного потенціалу розробки. При цьому доцільно користуватися рекомендаціями, наведеними в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Рівні комерційного потенціалу розробки

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

Згідно проведених досліджень рівень комерційного потенціалу розробки становить 27,0 балів, що, згідно таблиці 1.4, свідчить про комерційну

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

1.2 Аналіз економічної доцільності розробки нового виробу

Визначення величини собівартості одиниці продукції

Собівартість одиниці нової розробки може бути розрахована методом питомої ваги. Цей метод застосовується тоді, коли є можливість розрахувати одну з прямих витрат і установити питому вагу даної статті в собівартості аналога. Собівартість розробки розраховується за формулою [2]:

$$S = \frac{B_n \cdot K_n \cdot 100\%}{\Gamma\%} \text{ грн}, \quad (1.1)$$

де B_n – величина певної статті прямих витрат для нової розробки, грн.;

Γ – питома вага цієї статті витрат у собівартості аналога, %;

K_n – коефіцієнт, який ураховує конструктивні технологічні особливості розробки, приймаємо $K_n = 1,1$.

Отже S буде становити:

$$S_2 = \frac{15432,5 \cdot 1,1 \cdot 100\%}{45\%} = 37724,9 \text{ грн},$$

Розрахунок величини капітальних вкладень споживача

Капітальні вкладення споживача можна приблизно спрогнозувати за формулою [2]

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot \Pi \text{ грн}, \quad (1.2)$$

де B – коефіцієнт, який враховує витрати на розробку, придбання, транспортування, монтаж, налагодження розробки, тощо, приймаємо для аналога $B_1 = 1,4$, для пропонованої установки $B_2 = 1,1$;

A – коефіцієнт, який ураховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, приймаємо для пропонованої установки $A_2 = 1,5$;

C – ціна реалізації, грн.

Тоді для аналога

$$K_1 = B_1 \cdot C_1 = 1,4 \cdot 120000 = 120000 \text{ грн.}$$

Для пропонованої установки

$$K_2 = B_2 \cdot A_2 \cdot S_2 = 1,1 \cdot 1,5 \cdot 37724,9 = 62444,4 \text{ грн.}$$

Розрахунок експлуатаційних витрат споживача

Експлуатаційні витрати можна приблизно спрогнозувати за формулою [3]:

$$E = k \cdot C + B_{en}, \quad (1.3)$$

де k – коефіцієнт, який враховує витрати на амортизацію, обслуговування, ремонти тощо, $k = 0,15 \dots 0,56$;

B_{en} – приблизні річні витрати на спожиті конструкцією електроенергію, паливо тощо, грн.

Тоді експлуатаційні витрати аналогу складуть:

$$E_1 = 0,3 \cdot 50000 + 7216 = 22216 \text{ грн.}$$

а експлуатаційні витрати нової розробки складуть:

$$E_2 = 0,2 \cdot 1,5 \cdot 37724,9 + 4811 = 16128,5 \text{ грн.}$$

Визначення рівня якості нової розробки

Механізм обґрунтування економічної доцільності нової розробки передбачає попереднє визначення для нової розробки (2) так званого узагальненого коефіцієнта якості B_2 . Для аналога узагальнений коефіцієнт приймається $B_1 = 1$.

$$B_2 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \beta_i, \quad (1.4)$$

де: n – число найважливіших технічних показників, які впливають на якість продукції;

α_i – коефіцієнт, який ураховує питому вагу (значимість) i -го технічного показника (визначається експертним шляхом). При цьому має виконуватись умова:

$$\sum_i^n \alpha_i = 1, \quad (1.5)$$

де, β_i – відносне значення i -го (одного із основних) показника якості нової розробки.

Відносні значення β_i розраховуються за нижче наведеними формулами:

а) Для показників, зростання яких говорить про підвищення в лінійній залежності якості розробки:

$$\beta_i = \frac{I_2}{I_1}, \quad (1.6)$$

де: I_2 та I_1 – чисельні значення конкретного i -го показника якості відповідно для нової розробки (2) та для аналога (1).

б) Для показників, зростання яких говорить про зниження в лінійній залежності якості розробки (наприклад: збільшення маси, зростання споживаної потужності тощо):

$$\beta_i = \frac{I_1}{I_2}. \quad (1.7)$$

Визначимо значення (β_i) відносно значення і-го показника якості:

$$\beta_1 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{1950}{1540} = 1,2; \quad \beta_2 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{10}{8} = 1,2; \quad \beta_3 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{2}{1,5} = 1,3;$$

$$\beta_4 = \frac{I_2}{I_1} = \frac{150}{100} = 1,5; \quad \beta_5 = \frac{I_1}{I_2} = \frac{6,3}{7,4} = 0,85.$$

Тоді узагальнений коефіцієнт якості для нової розробки буде мати значення:

$$B_2 = \sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \beta_i = 0,4 \cdot \beta_1 + 0,1 \cdot \beta_2 + 0,2 \cdot \beta_3 + 0,2 \cdot \beta_4 + 0,1 \cdot \beta_5 =$$

$$= 1,2 \cdot 0,4 + 1,2 \cdot 0,1 + 1,3 \cdot 0,2 + 1,5 \cdot 0,2 + 0,85 \cdot 0,1 = 1,24.$$

Визначення абсолютного економічного ефекту

Спочатку розрахуємо питомі капітальні вкладення та питомі експлуатаційні витрати [3].

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

Так, питомі капітальні вкладення складуть:

- для аналога:

$$\frac{K_1}{B_1} = \frac{120000,00}{1,0} = 120000,00 \text{ грн.} \quad (1.8)$$

- для нового варіанта:

$$\frac{K_2}{B_2} = \frac{62444,4}{1,24} = 50358,4 \text{ грн.}$$

Питомі експлуатаційні витрати складуть:

- для аналога:

$$\frac{E_1}{B_1} = \frac{22216}{1,0} = 22216,00 \text{ грн.} \quad (1.9)$$

- для нового варіанта:

$$\frac{E_2}{B_2} = \frac{16128,5}{1,24} = 13006,90 \text{ грн.}$$

Отримані розрахунки відповідають випадку: абсолютна економія як на питомих капітальних вкладеннях, так і на питомих експлуатаційних витратах:

$$\frac{K_1}{B_1} > \frac{K_2}{B_2}; \quad (1.10)$$

$$\frac{E_1}{B_1} > \frac{E_2}{B_2} \quad (1.11)$$

Абсолютна економія на питомих капітальних вкладеннях:

$$K_{ek} = \frac{K_1}{B_1} - \frac{K_2}{B_2} = 120000,00 - 50358,40 = 69641,60 \text{ грн.} \quad (1.12)$$

Абсолютна економія на питомих експлуатаційних витратах:

$$E_{ek} = \frac{E_1}{B_1} - \frac{E_2}{B_2} = 22216,00 - 13006,90 = 9209,1 \text{ грн.} \quad (1.13)$$

Аналіз конкурентоспроможності нової розробки

Проаналізувавши будову та функціональне призначення однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускну здатності за схемою приєднання «на вході» можна зробити висновок, що даний пристрій має покращені характеристики, а саме розширений діапазон вібронавантаження, можливість забезпечення плавного регулювання амплітуди і частоти, простота налагодження, мала матеріалоемність, висока

компактність у порівнянні з аналогами. За ремонтоздатністю пристрій не поступається виробу-аналогу адже має досить просту будову, а також у пристрою всі деталі які забезпечують збирання та розбирання є досить простими і не потребують спеціальної оснастки, що є досить важливо.

Загальні технічні та економічні характеристики пристрою заносимо до таблиці 1.6

Визначимо групові параметричні індекси конкурентоспроможності:

Груповий показник конкурентоспроможності за нормативними параметрами враховуючи, що всі показники знаходяться в межах стандартів [3]:

$$I_{НП} = \prod_{i=1}^n P_i \cdot C_i \quad (1.14)$$

Тоді: $I_{НП} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$

Таблиця 1.6 – Загальні технічні та економічні характеристики пристрою

Параметри <i>технічні</i>	Одиниця виміру	Базовий виріб (аналог)	Новий виріб (розробка)	Індекс зміни значення	Коефіцієнт вагомості
Максильний	МПа	8	16	2	0,1
Амплітуда	м	$0 \dots 1,5 \cdot 10^{-4}$	$0 \dots 2 \cdot 10^{-3}$	1,3	0,2
Частота	Гц	$0 \dots 100$	$0 \dots 150$	1,5	0,2
Маса	кг	32	10,8	2,96	0,1
<i>економічні</i>					
Капітальні	грн	35000	23343	0,8	0,3
Експлуатаційн	грн	14716	9055	0,84	0,3
Повне ТО	грн	450	500	1,11	0,2
Силова ланка	грн	10000	9000	0,9	0,2

Значення групового параметричного індексу за технічними параметрами визначається з урахуванням вагомості (частки) кожного параметра [3]:

$$I_{ТП} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (1.15)$$

де α_i – вагомість і-го параметричного індексу, $\sum_{i=1}^n \alpha_i = 1$.

Тоді,

$$I_{ТП} = 2 \cdot 0,4 + 1,3 \cdot 0,2 + 1,5 \cdot 0,2 + 2,96 \cdot 0,1 = 1,656.$$

Якщо $I_{ТП} > 1$ - рівень конкурентоспроможності розробки за технічними показниками вищий за виріб – аналог;

Отже, даний виріб за технічними показниками вищий за виріб – аналог.

Груповий параметричний індекс за економічними параметрами (за ціною споживання) розраховується за формулою [3]:

$$I_{ЕП} = \sum_{i=1}^m q_i \cdot \beta_i, \quad (1.16)$$

де, β_i – вагомість і-го параметричного індексу, $\sum_{i=1}^m \beta_i = 1$.

Тоді,

$$I_{ЕП} = 0,8 \cdot 0,3 + 0,84 \cdot 0,3 + 1,11 \cdot 0,2 + 0,9 \cdot 0,2 = 0,89.$$

Розрахунок інтегрального показника конкурентоспроможності

На основі групових параметричних індексів за нормативними, технічними та економічними показниками розраховують інтегральний показник конкурентоспроможності за формулою [3]:

$$K_{ИТ} = I_{ИП} \cdot \frac{I_{ТП}}{I_{ЕП}}, \quad (1.17)$$

$$K_{INT} = 1,0 \cdot \frac{1,656}{0,89} = 1,86.$$

Висновки: при $K_{INT} > 1$ – за конкурентоспроможністю перевищує зразок. Отже, даний виріб можна запроваджувати у виробництво.

1.3 Висновки

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 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ГЕНЕРАТОРІВ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ, ЩО ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ГІДРОІМПУЛЬСНИМИ ПРИВОДАМИ ВІБРАЦІЙНИХ І ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН І ПРИСТРОЇВ

2.1 Огляд стану питання

Режими роботи та умови експлуатації сучасних транспортних та технологічних машин вимагають для їх виготовлення використання нових матеріалів з діапазоном властивостей, як наприклад, висока міцність, зносостійкість, жаростійкість, вібростійкість тощо. Технологічні процеси отримання цих матеріалів та виготовлення з них деталей повинні бути високо економічними. Вібраційне навантаження широко використовується для інтенсифікації різних технологічних процесів. Реалізація цих технологій найбільш ефективна і доцільна на технологічних машинах вібраційної чи віброударної дії з гідроімпульсним приводом [4 - 9].

Гідроімпульсний привід має велику питому потужність і може забезпечити будь-які необхідні енергетичні і кінематичні характеристики машин. Вібраційне навантаження в гідроімпульсному приводі формується генераторами імпульсів тиску (далі ГІТ), які представляють собою автоматично діючі розподільники із зворотним зв'язком за тиском чи переміщенням і золотниковою або фасочною герметизацією запірно-розподільних ланок.

ГІТ є відносно новим видом гідроапаратури, яка зараз інтенсивно розвивається і удосконалюється. Відомі конструкції ГІТ в основному призначені для керування приводом вібраційних машин з однокоординатним рухом виконавчої ланки (вібростола).

Розвиток вібраційних технологій потребує створення вібромашин із складнопросторовим режимом вібронавантаження, при якому їх виконавча ланка здійснює двох чи трьохкоординатний або іншого виду складний рух,

причому цей рух за окремими координатами часто повинен відбуватись з різними амплітудно-частотними характеристиками. Керування приводом таких машин відбувається за допомогою багатолінійних ГІТ. Деякі технологічні процеси вимагають високочастотних інтенсивних режимів вібронавантаження, наприклад, вібропресування деталей з ультрадисперсних порошків.

Технологічні вібраційні машини (ВМ) можуть будуватися з різними типами приводів: механічним, електричним, пневматичним, гідравлічним або комбінованим. Технологічні ВМ оснащуються традиційно дебалансним та пневматичним приводом, наприклад, для установки для виготовлення залізобетонних виробів в будівництві, струшуючі пневматичні машини для виробництва ливарних форм. Так як підвищуються вимоги до технологій, що здійснюються на ВМ, то використовують гідроімпульсний привід.

Керування робочим циклом та формування режимів вібронавантаження гідроімпульсних машин здійснюється ГІТ, технічні характеристики яких визначають діапазон технологічних можливостей машин.

ГІТ в технічній літературі відомі під назвами „клапан-пульсатор” та „гідроімпульсний віброзбудувач”. Класифікація ГІТ [5], в якій за головну ознаку прийнята схема приєднання генератора до виконавчого гідродигуна дозволяє визначити області застосування ГІТ. Відповідно до цієї ознаки приєднання ГІТ до гідродигуна здійснюється за трьома схемами: „на вході” „на виході” та „комбінована” (рис. 2.1) [6].

Використовуючи схему „комбінована”, одним ГІТ можна керувати роботою двох гідроциліндрів (рис.2.1.,г). При застосуванні схеми „на вході” в системі привода обов’язково повинен бути цикловий гідроакумулятор (заряджається на один хід гідроциліндра), а у випадку схеми „на виході” в цьому немає потреби.

Іншими важливими ознаками класифікації ГІТ є каскадність та спосіб герметизації запірно-розподільних ланок ГІТ. В залежності від величини

потіку робочої рідини, ГТТ поділяють на однокаскадні, двокаскадні, та багатокаскадні. Однокаскадні ГТТ часто використовують як перший каскад (сервопривод). Однокаскадні ГТТ (рис.2.2) прямої дії [3] в приводах малої потужності можуть використовуватись за своїм прямим призначенням, або бути як сервоприводи в двокаскадних ГТТ.

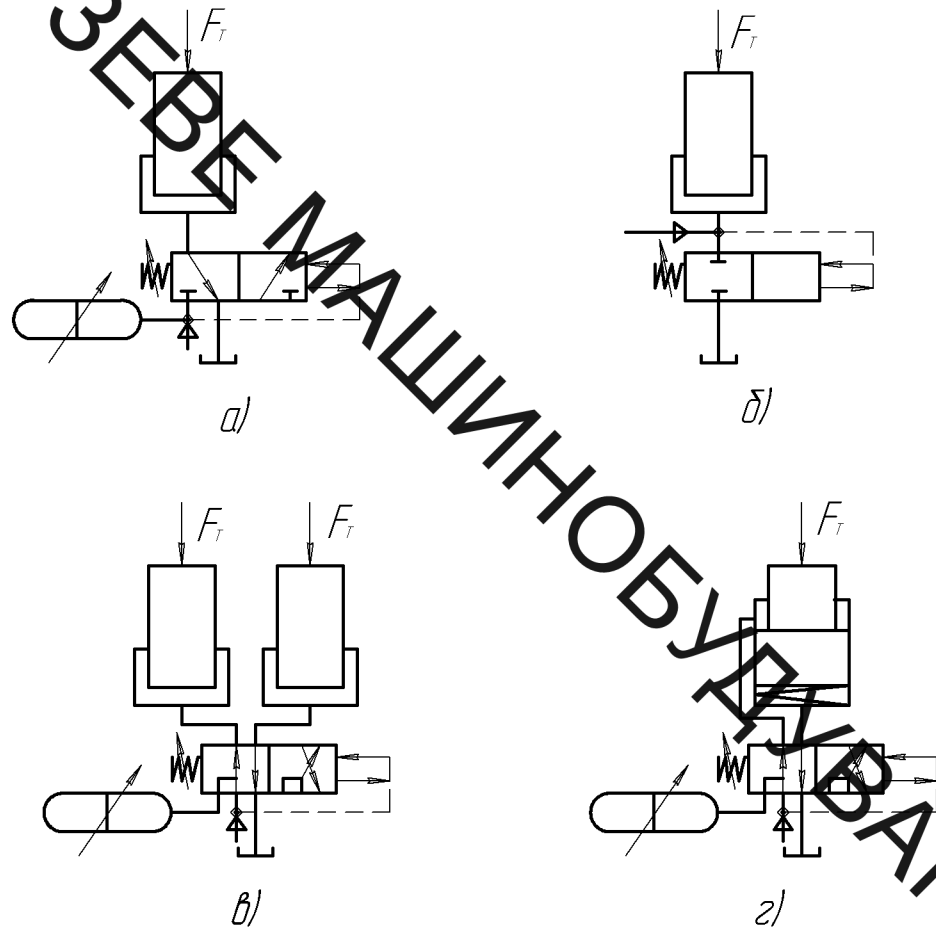


Рисунок 2.1 – Схеми приєднання ГТТ до гідродвигуна (F_T – технологічне навантаження)

Конструктивно найпростішим з однокаскадних ГТТ є кульковий (рис. 2.2, а), який виконано за схемою приєднання до гідро двигуна чи другого каскаду на виході. Цей ГТТ складається із запірнорозподільної ланки 1 (кулька), навантаженої пружиною 2, попередня деформація якої може регулюватись гвинтом 3. Напірна порожнина А приєднується безпосередньо до гідронасоса та гідро двигуна.

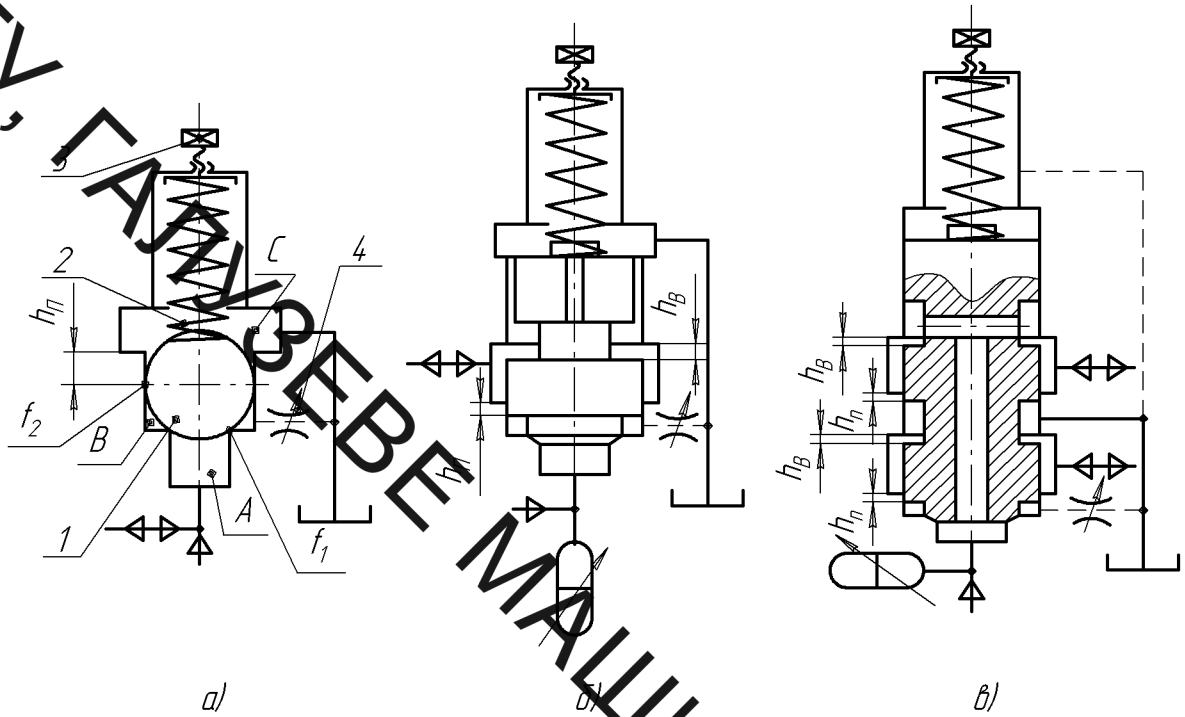


Рисунок 2.2 – Принципові схеми однокаскадних ГТТ прямої дії

Спрацьовує цей ГТТ під час тиску „відкриття“:

$$p_1 \geq kx_0/f_1, \quad (2.1)$$

де k – жорсткість пружини 2 регулятора тиску, Н/м;

x_0 – попередня деформація пружини 2, м;

f_1 – площа отвору сідла кулькового клапана 1, м².

Кулька 1 розміщується в розточці корпусу ГТТ (корпус умовно не показаний) таким чином, що край розточки виступає за лінію торкання кульки 1 стінок корпусу на величину позитивного перекриття h_n , яке відділяє проміжну порожнину В від зливної С. Напірна порожнина А від проміжної В ізолюється за рахунок контакту кульки 1 із сідлом.

Під час збільшення в гідросистемі тиску на величину $p \geq p_1$ кулька 1 відривається від сідла і, перемагаючи опір пружини 2, переміщується на величину ходу $h = h_n + h_B$, де h_B – від’ємне перекриття кульки 1. Таким чином здійснюється з’єднання напірної порожнини А із зливною С.

Повернення кульки в початкове положення почнеться як зменшиться тиск в гідросистемі привода до величини тиску „закриття”:

$$p_2 \leq k(x_0 + h)/f_2, \quad (2.2)$$

де k , y_{01} – відповідно, жорсткість та попередня деформація пружини 2;
 $h = (h_{n_2} - h_{n_1}) + h_6$ (для схеми б) $h = h_n + h_6$) – хід запірно-розподільної ланки 1; h_6 – від’ємне перекриття ланки 1 для повністю відкритого ГІТ.

Зворотній зв’язок за тиском можна визначити, якщо багато ліній формули (2.1) та (2.2):

$$p_2 \leq p_1(f_1/f_2) + kh/f_2. \quad (2.3)$$

Співвідношення площ f_1/f_2 диктується технічним завданням на розробку гідроімпульсного привода. Чим більше це співвідношення, тим нижче верхня частота проходження імпульсів тиску. Регульований дросель 4 забезпечує стабільний режим роботи ГІТ, який визначається оптимальною величиною тиску в проміжній порожнині В під час повернення кульки в початкове положення.

В однокаскадних ГІТ (рис. 2.2, б) герметизація досягається за рахунок запірних елементів з комбінованими ділянками герметизації клапанного і золотникового типів. До гідродвигуна ці ГІТ підключаються за схемами „на вході”, „на виході”, „комбінована”. Відповідним з’єднанням каналів ГІТ, побудовані за схемою „на вході”, можуть бути підключені до гідродвигунів за схемою „на виході”.

Двокаскадні ГІТ будуються з вмонтованим першим каскадом (рис. 2.3) або як перший каскад використовується однокаскадний ГІТ (сервопривод). ГІТ з вмонтованим сервоприводом, наприклад, кульковим, використовується

в процесі керування порівняно невеликими потоками енергоносія, досить компактні і забезпечують установлений ресурс роботи.

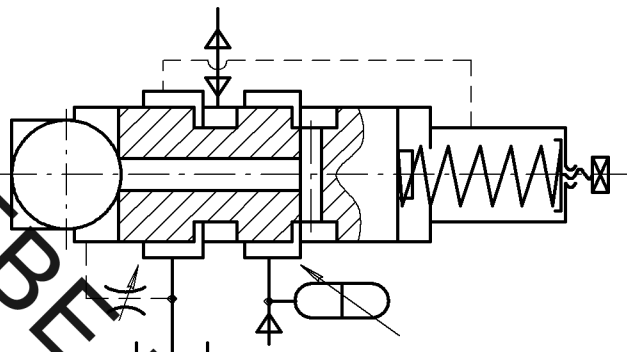


Рисунок 2.3 – Принципова схема двокаскадного ГТТ з вмонтованим першим каскадом

В потужних приводах застосування такого типу двокаскадних ГТТ практично неможливе, оскільки при цьому неприпустимо зростають габарити ГТТ та різко скорочується термін служби.

Оскільки $f_1 < f_2$, а член kh / f_2 через малу величину ходу h незначний, то $p_1 > p_2$ і таким чином внаслідок відкриття і закриття ГТТ в робочій порожнині гідродвигуна формуються імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$. Зміна геометричного параметра – площі поперечного перерізу запірно-розподільної ланки 1 ГТТ, на яку діє тиск енергоносія під час прямого і зворотного ходів ланки 1, дозволяє віднести розглядувані ГТТ до генераторів параметричного типу, а постійне джерело енергії – гідронасос постійної подачі, вказує на наявність ознак автоколивального збудження імпульсів тиску, необхідний додатний зворотний зв'язок для якого формується залежністю (2.3) між p_1 та p_2 .

Елементарний аналіз формули (1.3) показує, що чим більше f_2 в порівнянні з f_1 , тим більше Δp і нижча верхня межа частоти проходження

імпульсів тиску і навпаки, що підтверджується експериментальними дослідженнями. Регулювати частоту проходження імпульсів тиску можна зміною подачі гідронасоса привода, наприклад, відведенням частини потоку через регулятор витрати в зливну гідролінію, або використовуючи гідронасоси змінної подачі. Це впливає з відомої залежності для часу t_n зростання тиску в гідросистемі :

$$t_n = \Delta p W_o / (\kappa Q_n), \quad (2.4)$$

де W_o, κ, Q_n – відповідно, об'єм напірної порожнини гідросистеми привода, зведений модуль пружності гідросистеми та подача гідронасоса.

Час t_n є тривалістю переднього фронту імпульсу тиску – складова частина періоду зміни тиску в робочій порожнині виконавчого гідродвигуна. Тривалість заднього фронту t_3 імпульсу визначається швидкістю зворотного ходу рухомої ланки гідродвигуна та гідравлічними опорами відкритого ГІТ і зливної гідролінії і, зазвичай, $t_3 < t_n$.

Внаслідок інерційності запірно-розподільної ланки 1 та потоку енергоносія, особливо за значного W_o , тиск в момент закриття ГІТ $p_r < p_2$ може бути навіть рівним тиску $p_{зл}$ в зливній гідролінії, що обумовлює появу площадки рівного тиску $p_r \approx p_{зл}$ між імпульсами тиску. Це явище характерне для ГІТ, що працюють в низькочастотному діапазоні генерування імпульсів тиску $\nu = 2 \dots 20$ Гц, а у високочастотних режимах роботи ГІТ ($\nu > 80$ Гц) площадка рівного тиску під час закриття ГІТ практично відсутня. Дросель 4 оптимізує процес закриття ланки 1 в кінці її зворотного ходу.

Запірно-розподільні ланки 1 однокаскадних ГІТ за схемами приєднання до виконавчого гідродвигуна „на вході” (схема в)) та „комбінована” (схема з)) мають комбіновані золотниково-клапанні елементи герметизації та

додаткові робочі кромки розподілення потоку і порожнини приєднання виконавчого D (виконавчих D_1 та D_2 для схеми z) гідродвигуна, а також в їх напірну гідролінію, якщо ці ГІТ використовуються як автономні апарати, обов'язково вмикається цикловий гідроаккумулятор 5. Ці ГІТ в режимі схеми „на вході” формують в робочих порожнинах гідродвигунів D та D_2 імпульси тиску з малою тривалістю переднього t_n та заднього t_z фронтів і амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, причому $t_n \ll t_z$.

Однокаскадні ГІТ прямої дії за прийнятних розмірів можуть керувати відносно невеликими потоками енергоносія, що обмежує їх безпосереднє використання для керування гідроімпульсними приводами потужних ВМ. Розширити можливості однокаскадних ГІТ можна за рахунок виконання їх за диференціальними схемами, одна з яких зображена на рисунку 1.1 д.

Запірно-розподільний елемент 1 виконано у вигляді двох кулькових клапанів, який у початковому положенні приписується до кромки сідла з боку порожнини A через плунжер 6 пружиною 2 і тиском рідини на площу f_6 поперечного перерізу плунжера 6 з боку порожнини A_1 , що з'єднана з порожниною A . Таке виконання ГІТ дозволяє зменшити зусилля і габарити пружини 2, яка визначає рівень тиску „відкриття” $p_1 \geq \lambda_{01} \rho (f_1 - f_6)$. Попередня деформація y_{01} пружини 2 регулюється гвинтом 3 через герметично ущільнений плунжер 7, площа поперечного перерізу f_7 якого вибирається такою, щоб зусилля на гвинті 3 дозволяло регулювання тиску p_1 під час роботи ГІТ. Застосування для однокаскадних ГІТ диференціальної схеми навантаження запірно-розподільної ланки 1 розширює діапазон їх умовних проходів і пропускну здатність, але ускладнює конструкцію, погіршує регулювання тиску відкриття і збільшує внутрішні перетікання енергоносія, що обумовлює під час конструювання і виготовлення ГІТ більш високі вимоги до точності його деталей та їх спряжень.

2.2 Класифікація двокаскадних ГТТ, виконаних за схемою приєднання до гідродвигуна «на виході»

Для керування великими потоками енергоносія, які характерні для гідроімпульсних приводів потужних ВМ, більш доцільно використовувати дво- і багатокаскадні ГТТ, перший каскад яких може вбудовуватись в другий, або бути автономним вузлом, наприклад однокаскадним ГТТ, як правило, прямої дії.

Різноманіття конструкцій двокаскадних ГТТ можна розділити на окремі групи, що мають спільні ознаки: із золотниковим або клапанним першим каскадом (сервоприводом) 2 у вигляді однокаскадного ГТТ прямої дії, який сполучається з другим каскадом за схемою „на виході” (рис. 2.4 а); із сервоприводом 2 – ГТТ прямої дії зі схемою приєднання до золотникового або клапанного другого каскаду 1 „на вході” і схемою підключення другого каскаду – „на виході” (рис. 1.4 а, б). В момент спрацювання сервопривода 2, в ГТТ, виконаних за схемою а), відкриття другого каскаду спричиняє перепад тиску між порожнинами *A* та *B*.

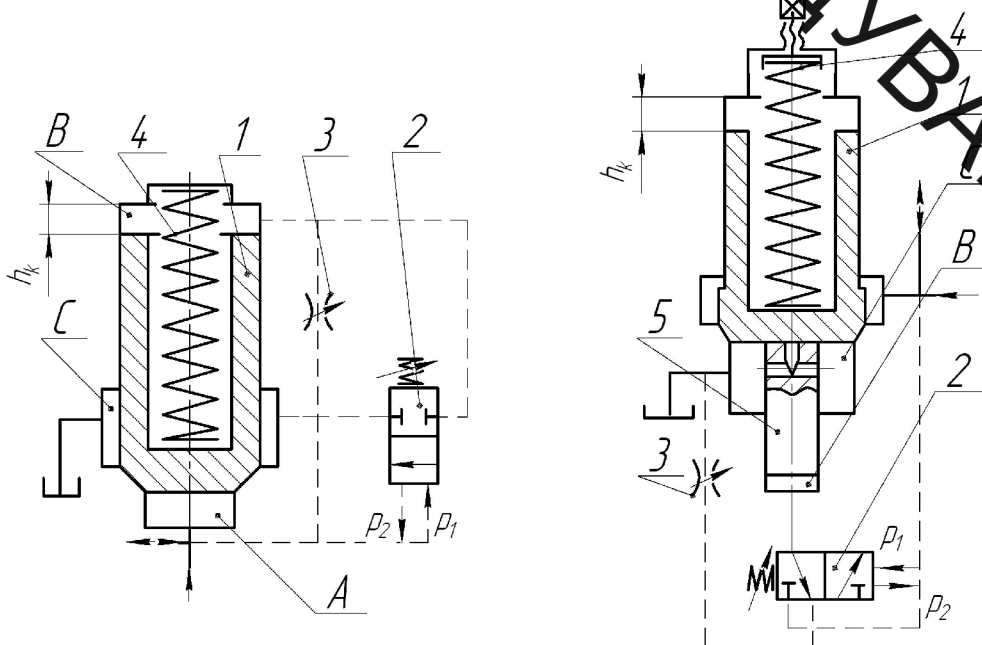


Рисунок 2.4 – Конструктивні схеми двокаскадних ГТТ

Керівна порожнина, які з'єднані між собою регульованим дроселем 3, що дозволяє регулювати при постійній подачі гідронасоса швидкість прямого ходу запірної ланки другого каскаду 1, а також впливає на час закриття другого каскаду 1 під час повернення запірно-розподільної ланки сервопривода 2 в початкове положення. Вплив дроселя 3 на відкриття і закриття другого каскаду 1 має різний характер: великий перепад тиску між порожнинами А та В (малий прохідний переріз дроселя 3 збільшує швидкість відкриття другого каскаду 1, але малий прохідний переріз дроселя 3 затягує процес закриття цього каскаду), тому ГТТ такого типу мають малу верхню межу частоти проходження імпульсів тиску ν_{\max} . Максимальна частота імпульсів тиску в ГТТ з клапанним другим каскадом (див. рис. 2.4 а) дещо вища ніж у золотникового, оскільки під час відкриття другого каскаду 1 відсутні втрати часу на проходження додатного золотникового перекриття h_n і хід клапана h_k менший від ходу золотника $h_z \leq h_n + h_e$ (h_e – необхідне від'ємне перекриття золотника). Жорсткість пружини 4 в схемах ГТТ а) та б) вибирається з умов забезпечення оптимального перепаду тиску між порожнинами А і В та швидкості зворотного ходу запірних ланок 1.

Конструкції ГТТ за схемою б) більш досконале в порівнянні з розглянутими схемою а). Відкриття запірної ланки 1 в цих ГТТ здійснюється штовхачем 5, один торець якого взаємодіє з другим каскадом 1, а між іншим і розточкою корпусу ГТТ (умовно не показаний) утворена керівна порожнина В малого об'єму, з'єднана з керівною порожниною сервопривода 2 (порожнина D, однокаскадного ГТТ, див. рисунок 2.4 б) коротким гідроканалом в корпусах другого каскаду і сервопривода, який генерує в порожнині В імпульси тиску, що спричиняють вимушені коливання запірної ланки другого каскаду 1.

Певною мірою швидкість прямого ходу запірної ланки другого каскаду 1 можна регулювати величиною зусилля пружини 4, а швидкість зворотного

ходу цієї ланки плавно регулюється дроселем 3, що забезпечує широкий діапазон частот проходження імпульсів тиску. Перевагою ГТТ за схемою б) є також розвантаженість торців запірної ланки другого каскаду 1 від дії високого тиску, а також можливість організації простими конструктивними засобами гальмування запірної ланки в крайніх її положеннях, з метою зменшення ударної взаємодії в кінці прямого і зворотного ходів.

2.3 Принципова схема двокаскадного клапанношвидкохідного генератора імпульсів тиску

Сервопривод ГТТ (перший каскад) є чотирилінійним однокаскадним ГТТ (див. рис. 2.5), який складається із запірного елемента 1 клапанно-золотникової форми, навантаженого пружиною 3, попередня деформація якої може змінюватись за допомогою гвинта 4. Пружина 3 і гвинт 4 є основними ланками регулятора тиску „відкриття” ГТТ. Поперечні перерізи запірного елемента 1 через клапанну і золотникову частини утворюють дві площі герметизації f_1 та f_2 ($f_2 > f_1$), які визначають тиски „відкриття (p_1)” та „закриття (p_2)” ГТТ. Сервопривод ГТТ порожнинами A_1, A_2, A_3 та C_1 приєднується до основного (другого) каскаду. Регульований дросель 2, встановлений між проміжною B_2 і зливною C_1 порожнинами стабілізує режими закриття запірного елемента 1 в кінці його зворотного ходу.

Другий каскад ГТТ побудовано з двох клапанів впускного 11 у вигляді ступінчастого стакана, і випускного 9 грибоподібної форми з центральним ступінчастим отвором. Впускний 11 та випускний 9 клапани розташовані на одній геометричній осі і звернуті назустріч один одному кінчними герметизуючими фасками із середніми площами поперечного перерізу, відповідно, f_{3e} та f_{4eun} . Впускний клапан 11 у початковому положенні

притискається пружиною 12 до сідла (умовно не показано), попередня деформація якої регулюється гвинтом 14.

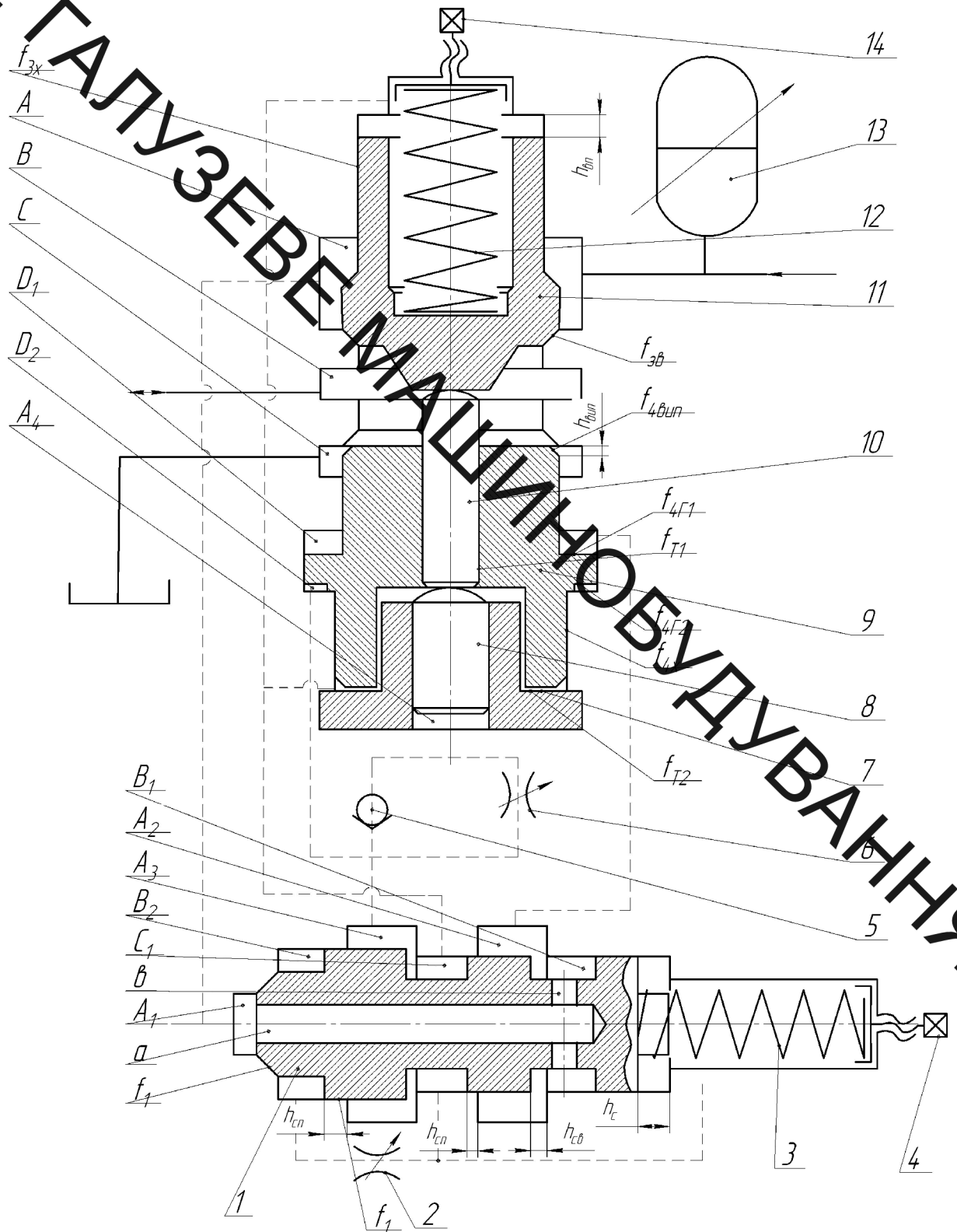


Рисунок 2.5 – Принципова схема трилінійного двокаскадного ГІТ клапанного типу

В наскрізному центральному отворі випускного клапана 9 розташовано штовхач 10, сферичний торець якого контактує із впускним клапаном 11, а плоский – з сферичним торцем штовхача 8, площа поперечного перерізу якого f_{m1} більша площі поперечного перерізу f_{m2} штовхача 10. Штовхач 8 розміщується в розточці (осьовому отворі) проміжної втулки 7 грибоподібної форми, нерухомо закріпленої в корпусі (умовно не показаний) другого каскаду ГІТ. Хвостовик втулки 7 із великим зазором входить в розточку хвостовика випускного клапана 9. Між хвостовиком впускного клапана 11, площа поперечного перерізу якого $f_{3x} < f_{3e}$, і його герметизуючою фаскою утворена напірна порожнина A другого каскаду ГІТ, яка з'єднана з напірною гідролінією привода і цикловим гідроаккумулятором 13. До виконавчого гідродвигуна ВМ ГІТ приєднується через порожнину B , що розміщується між герметизуючими фасками сідла, з якими взаємодіють впускний 11 та випускний 9 клапани.

Зливна порожнина C другого каскаду ГІТ розташована між герметизуючою фаскою випускного клапана 9 і ніжкою його грибка (герметизуюча фаска виконана на її торці), яка спрягається за точною ходовою посадкою з розточкою корпусу і розділяє зливну C і першу керівну D_1 порожнини, утворену між верхнім (за рисунком) торцем грибка клапана 9 і розточкою корпусу, в якій за ходовою точною посадкою розміщується грибок. Між нижнім торцем грибка і хвостовиком випускного клапана 9 розташована друга керівна порожнина D_2 цього клапана з кільцевою площею його поперечного перерізу $f_{4Г_2}$.

Порожнина A_4 керування впускним клапаном 11 утворена між плоским торцем штовхача 8 та розточкою нерухомої втулки 7 і приєднується через блок тонкого налагодження, що складається із паралельно встановлених зворотного клапана 5 і регульованого дроселя 6, до другої керівної порожнини A_3 сервопривода ГІТ, яка безпосередньо з'єднана з другою керівною порожниною D_2 випускного клапана 9. Перші керівні порожнини A_2

та D_1 , відповідно, сервопривода та випускного клапана 9 також сполучаються без проміжних елементів гідроканалом, виконаним в корпусі основного каскаду ГТТ. Зливна порожнина C_1 сервопривода і порожнини, в яких розміщені хвостовики впускного 11 і випускного 9 клапанів та втулки 7, постійно з'єднані із зливною порожниною C основного каскаду ГТТ. Напірні порожнини A та A_1 , відповідно, основного каскаду і сервопривода, також постійно сполучені між собою і осьовим „а” та радіальними „б” отворами в запірному елементі 1 з його напірною розточкою B_1 .

У вихідному положенні коли тиск енергоносія в гідросистемі привода $p_r < p_1$, запірний елемент 1 сервопривода закритий, а впускний 11 і випускний 9 клапани другого каскаду чітко фіксуються: випускний 9 у відкритому стані під дією тиску рідини на кільцеву площу f_{4r_1} грибка з боку порожнини D_1 , а впускний 11 у закритому положенні силою пружини 12 і дією тиску енергоносія на різницю площ ($f_{3e} - f_{3a}$). Подача гідронасоса в цей момент витрачається на зарядку циклового гідроаккумулятора 13 до тиску p_1 . В момент зростання тиску в гідросистемі до рівня p_1 , запірний елемент 1, перемагаючи опір пружини 3, відривається від сідла, порожнини A_1 і B_2 з'єднуються і тиск енергоносія діє на повну площу f_2 поперечного перерізу запірного елемента 1, що обумовлює різке зростання зусилля, яке діє на цей елемент, і швидкості його руху. Запірний елемент 1 переміщується на величину робочого ходу h_c , правими (за рисунком) кромками своєї золотникової частини перекриває від'ємне перекриття h_{ce} і відкриває такі ж щілини з боку лівих кромок, внаслідок чого порожнина D_1 з'єднується зі зливною порожниною C_1 , порожнина D_2 безпосередньо сполучається з напірною порожниною A_1 , а в порожнину A_4 робоча рідина під тиском поступає через зворотний клапан 5 і регульований дросель 6.

Слід відмітити, що оскільки гідравлічний опір зворотного клапана 5 менший від опору дроселя, то більша частина потоку в порожнину A_4

надходить через зворотний клапан 5.

Якщо знехтувати дією зливного тиску на кільцеву площу $f_{4\Gamma_1}$, то рух на закриття випускного клапана 9, внаслідок прямого з'єднання порожнин A_1 та D_2 , почнеться відразу, а впускний клапан 11 почне відкриватись з деяким зсувом за фазою, обумовленим гідравлічним опором зворотного клапана 5 та часом, необхідним для зростання в порожнині A_4 тиску, величину якого p_{en} можна визначити з умови відкриття впускного клапана 11:

$$p_{en} f_{T_2} > p_1 (f_{3\phi} - f_{3x}) + k_2 y_{o2} \quad (2.5)$$

звідки

$$p_{en} > \left[p_1 (f_{3\phi} - f_{3x}) + k_2 y_{o2} \right] f_{T_2}^{-1} \quad (2.6)$$

де k_2, y_{o2} – відповідно, жорсткість і поперечна деформація пружини 12. Таким чином, до початку руху впускного клапана 11 на відкриття (прямий хід), випускний клапан 9 буде закритим. Тиск p_r за відсутності хвильових процесів в гідросистемі привода змінюється від $p_r = p_{зл}$ до $p_r = p_1$.

Для запобігання передчасному відкриванню випускного клапана 9 під час збільшенні тиску в порожнині B до величини p_1 , в момент її сполучення через впускний клапан 11 з напірною порожниною A , повинна виконуватись умова

$$p_1 f_{4\Gamma_2} > p_1 [f_{4\phi} - (f_{T_2} - f_{T_1})], \quad (2.7)$$

звідки

$$f_{4\Gamma_2} > f_{4\phi} + f_{T_1} - f_{T_2}. \quad (2.8)$$

Під час відкривання впускного клапана 11 цикловий гідроаккумулятор

13 розряджається в порожнину B , з'єднану із виконавчим гідродвигуном ВМ. Рухомою ланка гідродвигуна здійснює робочий рух (прямий хід) із швидкістю, що визначається сумарною подачею гідронасоса привода Q_n та гідроаккумулятора Q_a , середнє значення якої може перевищувати подачу гідронасоса, оскільки розрядка гідроаккумулятора здійснюється за короткий проміжок часу, який менший від часу прямого ходу випускного клапана 11. Велика швидкість переміщення рухомої ланки гідродвигуна і швидке зростання сумарного об'єму напірної порожнини гідросистеми привода на величину $f_{Г\partial}H_{Г\partial}$ (тут $f_{Г\partial}$ – площа поперечного перерізу плунжера виконавчого гідродвигуна), спричиняє зменшення тиску енергоносія в гідросистемі до рівня $p \leq p_2$, за якого починається зворотний хід запірного елемента 1 сервопривода ГТТ. Після продовження запірним елементом 1 від'ємних перекриттів $h_{св}$ відбувається перекомутація керівних порожнин D_1 і D_2 випускного 9 та A_4 впускного 11 клапанів другого каскаду ГТТ, що викликає зворотні ходи на відкриття випускного 9 і закриття впускного 11 клапанів. Зворотній рух впускного клапана 11 при закритті ГТТ починається за відкритого випускного клапана 9 і значного зменшення в порожнині В тиску $p_{сун}$, який можна оцінити за умовою для випадку, коли площа прохідного перерізу дроселя 6 максимальна:

$$k_2(y_{o2} + h_{ен}) \geq p_{сун}(f_{зх} + f_{m_2} - f_{m_1}), \quad (2.9)$$

звідки

$$p_{сун} \leq [k_2(y_{o2} + h_{ен})](f_{зх} + f_{m_2} - f_{m_1})^{-1}. \quad (2.10)$$

Порівнюючи (1.5) та (1.9), знайдемо межі вибору жорсткості k_2 пружини 12:

$$p_{сун}(f_{зх} + f_{m_2} - f_{m_1})(y_{o2} + h_{ен})^{-1} \leq k_2 < [p_{сун}f_{m_2} - p_1(f_{зс} - f_{зх})]y_{o2}^{-1}. \quad (2.11)$$

В момент завершення зворотного ходу запірною елементом 1 сервопривода і посадки його на сідло, гідравлічний опір перетіканню енергоносія з порожнини A_1 в керівну порожнину D_1 випускного клапана 11 обумовлюється лінійними і місцевими втратами на отворах „а”, „в”, від’ємному перекритті h_{ce} і гідроканалі, що з’єднує порожнини A_2 та D_1 , а гідравлічний опір рухові робочої рідини із порожнини A_4 в зливну C визначається, окрім втрат на гідроканалах і від’ємному перекритті h_{ce} , опором регульованого дроселя 6. Такі співвідношення гідравлічних опорів спричиняють більшу швидкість зворотного руху випускного 9 і меншу регульовану впускного 11 клапанів другого каскаду ГТТ, внаслідок чого випускний клапан 9 відкривається раніше, ніж закривається впускний клапан 11. В цьому випадку частина потоку гідронасоса буде пропускатись через відкритий випускний клапан 9, що збільшуватиме час зростання тиску енергоносія в гідросистемі і повторної зарядки гідроаккумулятора 13 до рівня $p_r = p_1$, з якого починається новий робочий цикл ГТТ. Чим більший гідравлічний опір дроселя 6 (менша площа його прохідного перерізу), тим більша тривалість набору тиску в гідросистемі, причому більша частина часу цього набору припадає на рівень тиску $p_r \leq p_2$, поки впускний клапан 11 відкритий, що на графіку зміни тиску виглядатиме як площадка постійного тиску між його імпульсами з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$.

2.4 Генератори імпульсів тиску гідроімпульсних пристроїв для вібраційного різання та деформаційного зміцнення

Зазвичай, в гідроімпульсних пристроях для вібраційного різання та поверхневого деформаційного зміцнення використовуються однокаскадні ГТТ параметричного типу з клапанною (фасковою) та золотниковою герметизацією, відповідно, першого та другого ступенів герметизації

запірного елемента (ланки) ГТТ [5]. Пропускна здатність Q ГТТ визначається його умовним проходом d_y , який регламентується діаметрами ступенів герметизації ГТТ, відповідно, першого – d_1 та другого – d_2 і від'ємним перекриттям h_e золотникового ступеня герметизації, яка досягається величиною додатного перекриття h_d . Для надійної роботи ГТТ і прийнятної точності спряження його запірного елемента, як правило, $h_d = 2 \dots 3$ мм, а $h_e \approx h_d$ і його повний хід $h = h_d + h_e$. Зважаючи на відносно малу осьову деформацію одного елемента (кільця чи тарілки) ПП, КП чи ТП для того щоб забезпечити потрібний хід h запірного елемента ГТТ за номінального значення його тиску «відкриття» p_1 (зазвичай $p_1 = 10$ МПа [5, 6] необхідно збільшувати число елементів цих пружин, а це за вказаного значення p_1 та прийнятної попередньої деформації пружин зменшує умовний прохід ГТТ. Намагання за описаних умов використати короткі пружини високої жорсткості спричиняє в поперечних перерізах їх елементів напруження, що можуть суттєво перевищувати допустимі, що приводить до поломок цих пружин і виходу з ладу ГТТ та пристрою в цілому.

Наприклад, жорсткість ПП k_{mn} і еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ в небезпечних перерізах робочих кілець пружини можна розрахувати за формулами, наведеними в роботах [7 – 9], які за умов $a = b$, $n_n = 2(n + 1)$ і $a_{on} = 3a$ (тут $a = b$, $n_n = 2(n + 1)$ і $a_{on} = 3a$ (тут a , b , n_n , n і a_{on} , відповідно, ширина та товщина робочого кільця ПП, число перемичок і число робочих кілець ПП та товщина її опорних кілець (у ПП два опорних кільця n_{on}) можна привести до вигляду:

$$k_{mn} = (1,035 \cdot E \cdot a^4) / (R^3 \cdot n); \quad (2.12)$$

$$\sigma_{екв} = (1,22 \cdot F_p \cdot R) \cdot a^{-3} \leq [\sigma], \quad (2.13)$$

де E – модуль пружності матеріалу ПП; R – середній радіус ПП; $[\sigma]$ – допустиме напруження згину для матеріалу ПП; $F_p = k_{nn} \cdot h = p_1 \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785 p_1 d_2^2$ – максимальне робоче навантаження пружини. Якщо в (2.13) прийняти $\sigma_{екв} = [\sigma]$ та $F_{pmax} = k_{nn} \cdot h_{max}$, то із залежностей (2.12) і (2.13) отримаємо формулу для розрахунку межового навантаження ПП, за якого забезпечується міцність ПП, та максимально можлива її деформація h_{max} (повний хід запірнього елемента ГТ):

$$F_{pmax} = 0,82 [\sigma] a^3 R^{-1}; \quad (2.14)$$

$$h_{max} = 0,79 [\sigma] n R^2 E^{-1} a^{-1}. \quad (2.15)$$

Із викладеного можна зробити висновок, що одним із можливих шляхів підвищення пропускної здатності однокаскадних ГТ на базі пружних елементів високої жорсткості є зменшення ходу запірнього елемента ГТ за рахунок виключення або суттєвого зменшення його додаткового перекриття h_d .

Мета роботи – підвищення пропускної здатності однокаскадних ГТ на базі пружних елементів високої жорсткості шляхом нового конструктивного розв'язку другого ступеня герметизації запірнього елемента (ланки) ГТ.

Конструктивна схема однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на виході» [5, 6] до силової ланки (гідроциліндра тощо) гідроімпульсного привода (ГП), зображена на рис. 2.6.

Запірний елемент 2 ГТ у вигляді конусного клапана суміщеного з ПП, розміщений в гільзі 3, встановленій в корпусі 1 генератора, контактує по конічній фасці з сідлом 4, яке розташовано в тій же розточці що й гільза 3. Гільза 3 та сідло 4 в осьовому напрямку зафіксовано кришкою 11 ГТ. В кришці 11 встановлено плунжер 10, лівий сферичний (за креслеником)

торець якого впирається в опорне кільце ПП, а правий торець контактує з гвинтом регулятора попередньої деформації ПП (тиску «відкриття» p_1 ГТ).

Перший ступінь герметизації ГТ здійснюється по середньому діаметру d_1 контакту конусної частини запірної частини 2 з сідлом 4, а другий ступінь герметизації генератора по середньому діаметру d_2 реалізовано втулкою-клапаном 5, який внутрішнім отвором спрягається по діаметру d'_1 з циліндричною частиною конусного клапана запірної частини 2 за точною ходовою посадкою, що вказана на рис. 1. Довжина спряження поверхонь втулки-клапана 5 та циліндричної частини конусного клапана запірної частини 2 розвинута (не менше $(0,8...1,0) d'_1$), що забезпечує високу герметичність в момент відкриття ГТ.

Початковий контактний тиск на поверхні спряження притертих фасок втулки-клапана 5 та сідла 4 забезпечується зусиллям витої пружини 8, яка діє на втулку-клапан 5 через ступінчасту втулку 6, що розташована на зовнішній поверхні втулки-клапана 5, та пружинне запірне кільце (шайбу). Між плоским (правим за креслеником) торцем втулки-клапана 5 та буртом ПП утворено зазор $h < h_e$.

Ущільнення гільзи 3, сідла 4 та плунжера 10 здійснюється гумовими кільцями круглого перерізу, які на рис. 1 умовно не позначені позиціями.

Золотниковий варіант організації другого ступеня герметизації генератора по діаметру d_2 показано на рис.1, де $h \leq h_d$.

Тиски робочої рідини (енергоносія) під час відкриття p_1 та закриття p_2 ГТ і початковий контактний тиск p_k у фасковому спряженні втулки-клапана 5 з сідлом 4 розраховуються за відомими залежностями [5, 6]:

$$p_1 \geq 4 k_1 x_{01} / (\pi d_1^2) \approx 0,785 k_1 x_{01} d_1^{-2}; \quad (2.16)$$

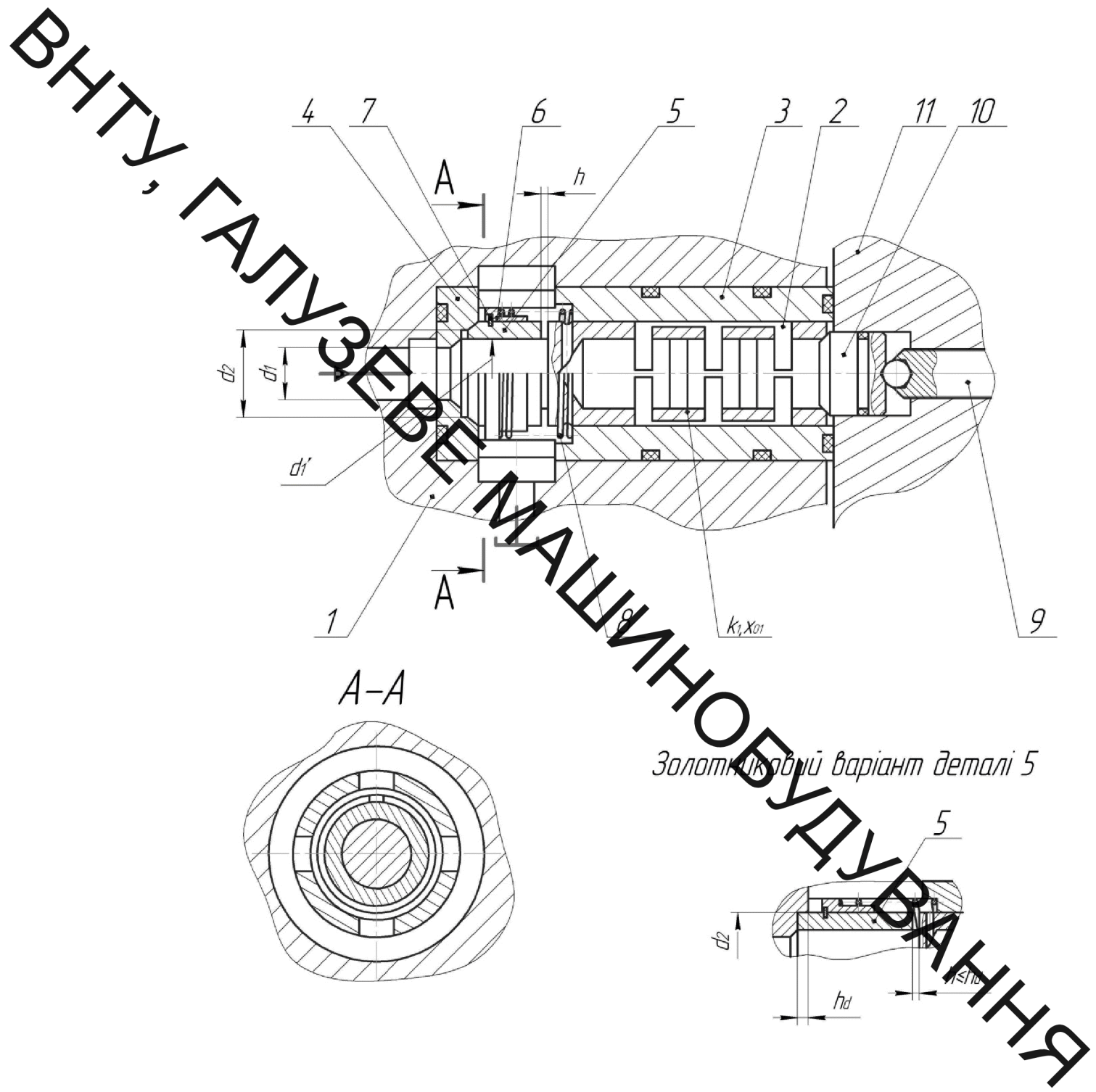


Рисунок 2.6 – Конструктивна схема однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на виході»

$$p_2 \leq p_1 d_1^2 d_2^{-2} + 0,785 k_1 h_6 d_2^{-2}; \quad (2.17)$$

$$p_k = 4 k_2 x_{02} / (\pi d_2^2) \approx 0,785 k_2 x_{02} d_2^{-2}, \quad (2.18)$$

де k_1, k_2, x_{01}, x_{02} – відповідно, жорсткості та попередні деформації ПП і витої пружини 8.

За досягнення в напірній порожнині ГТТ (див. підвід енергоносія, позначений рівностороннім зафарбованим трикутником) тиску «відкриття» p_1 , запірний елемент 2 починає рухатись, його герметичність порушується і енергоносій під тиском $p_r \geq p_1$ (тут p_r поточний тиск в напірній порожнині ГТТ) діє втулку-клапан 5, який, швидко переміщуючись, проходить відстань h , впирається в бурт ПП, відкриває запірний елемент 2 на величину від'ємного перекриття h_e , і фіксує його в цьому положенні. Напірна порожнина ГТТ з'єднується зі зливною (гідробаком), тиск енергоносія в гідросистемі ГТТ зменшується до рівня p_2 , що спричиняє переміщення запірного елемента 2 та втулки-клапана 5 в початкове положення, відповідно, під дією ПП та витої пружини 8. Далі робочий цикл повторюється і в гідросистемі пристрою, привода машини тощо, що керується описаним ГТТ, генеруються імпульси тиску амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$ та частотою ν , максимальна величина якої визначається конструктивними параметрами ГТТ і величиною підведеного потоку енергоносія, зазвичай, це подача Q_n гідронасоса.

Зменшення ходу запірного елемента 2 до рівня h_e та інша схема конструктивного розв'язку другого ступеня герметизації ГТТ дозволяє суттєво скоротити число елементів і довжину ПП (чи КП) та забезпечити збереження робочих напружень в елементах цих пружин на допустимому рівні. Це збільшує робочі зусилля ПП (КП) за відносно прийнятних їх габаритів, що за використовуваних [5, 6] у ГПП рівнях тисків «відкриття» p_1 ГТТ потребує збільшення умовного проходу генератора (діаметра d_1), а це, відповідно, приводить до зростання пропускної здатності однокаскадних ГТТ.

2.5 Висновки з огляду та постановка задач

Аналіз існуючих конструкцій гідравлічних генераторів імпульсів тиску виявив, що одним із перспективних напрямів удосконалення існуючих ГІТ є побудова на базі пружин високої жорсткості, типу прорізних, кільцевих та тарілчастих пружин. Тому, що значне робоче зусилля [4] прорізних пружин за прийнятних габаритів цих пружин та використовуваних у ГІТ рівнях тисків «відкриття» p_0 ГІТ потребує збільшення умовного проходу однокаскадних генераторів, що підвищує їх пропускну здатність та наближує за технічними параметрами цей тип ГІТ до двокаскадних генераторів імпульсів тиску, які складніші за конструкцією і більші за габаритами.

Метою проекту є розробка однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускну здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна гідроімпульсної машини.

Для реалізації поставленої мети необхідно розв'язати поставлені задачі:

- Провести огляд відомих технічних рішень;
- Розробити конструктивну схему однокаскадного ГІТ підвищеної пропускну здатності за схемою приєднання «на виході»;
- Виконати детальний аналіз робочого циклу ГІТ, який керується розробленим ГІТ, приєднаним до виконавчого гідроциліндра параметричного типу за схемою «на вході»;
- За результатами аналізу робочого циклу ГІТ 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 однокаскадного ГІТ підвищеної пропускну здатності за схемою приєднання «на виході»;
- Запропонувати заходи з охорони праці.

3 РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВОЇ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ОДНОКАСКАДНОГО ГЕНЕРАТОРА ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗА СХЕМОЮ ПРИЄДНАННЯ «НА ВХОДІ» ДО ВИКОНАВЧОГО ГІДРОДВИГУНА ГІДРОІМПУЛЬСНОЇ МАШИНИ

На рисунку 3.1 показана конструктивна схема однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на вході» [5, 6] до силової ланки (гідроциліндра тощо) гідроімпульсного привода (ГІП). ГІТ за цією схемою від розглянутої вище відрізняється конструкціями гільзи 3 та втулки-клапана 5, на обох торцях якої утворені герметизуючі конусні фаски, які по чергово взаємодіють – ліва (за креслеником) з відповідною фаскою сидла 4 (другий ступінь герметизації ГІТ), права з фаскою, організованою на торці внутрішньої (зліва за креслеником) розточки гільзи 3. Крім того функціонування ГІТ за схемою приєднання «на вході» можливо лише за наявності в напірній гідролінії циклового гідроаккумулятора 6, що заряджається тільки на один робочий цикл ГІТ (один хід виконавчого гідродвигуна пристрою, ГІП тощо). Для реалізації схеми «на вході» в корпусі 1 та гільзі 3 виконано дві ізольовані розточки, одна з яких приєднується до виконавчої ланки ГІП, а друга до гідробака.

В початковому положенні запірний елемент 2, який схематично такий же як і розглянутій вище конструкції ГІТ (див. рисунок 1.5) та відрізняється тільки розмірами клапанної частини, розточки в гільзі 3, відповідно, приєднані до виконавчої ланки ГІП та гідробака, через від'ємне перекриття h_e та повздовжні пази на хвостовику втулки-клапана 5 (див. рис. 2 та перетин Б – Б) з'єднуються. На правій частині (за креслеником) хвостовика втулки-клапана 5 є маленьке додатне перекриття довжиною $0,1 h_e$, яке мінімізує перетікання енергоносія з напірної порожнини ГІТ в зливну в момент перемикування втулки-клапана 5.

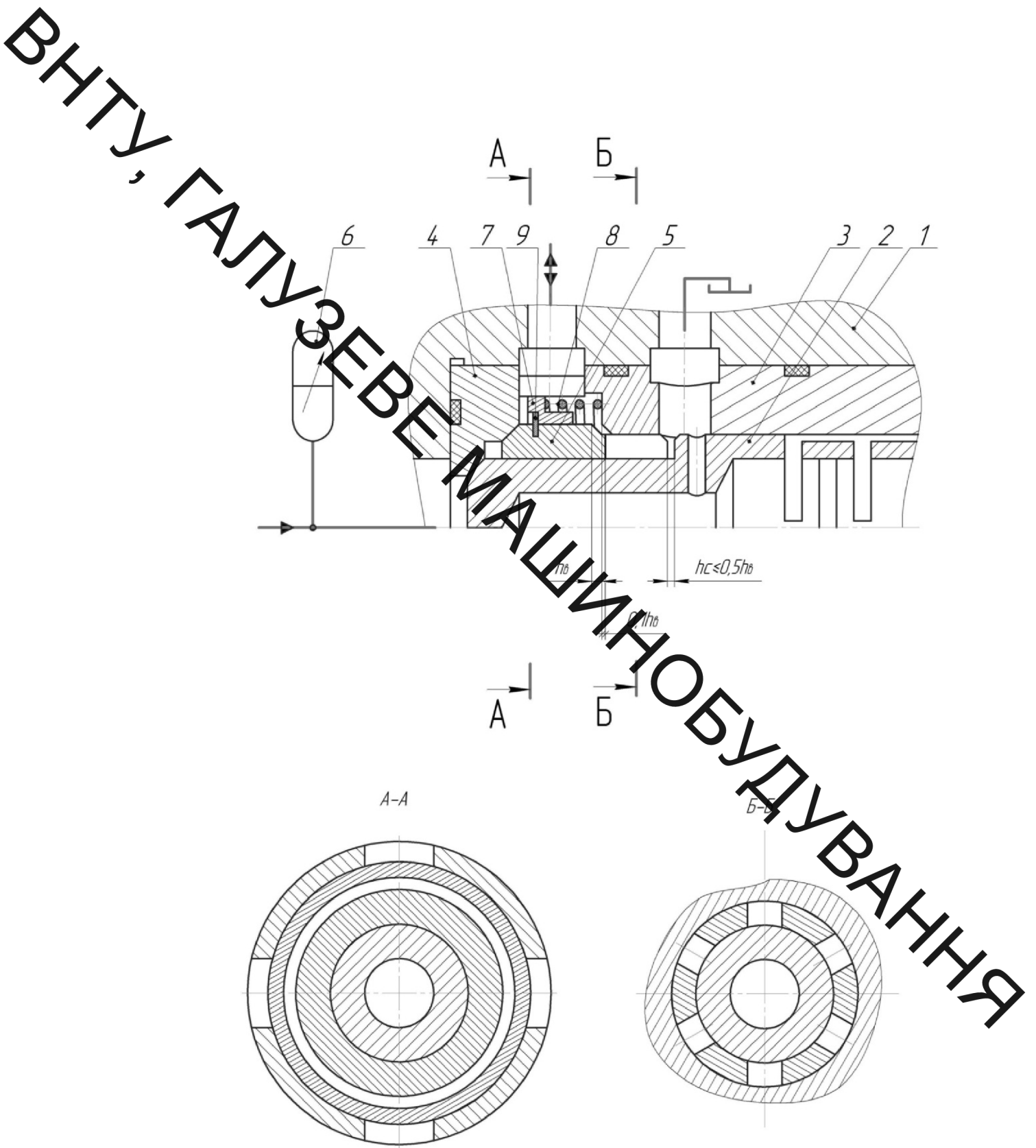


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема однокаскадного ГТТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на вході»

Для надійного відкриття запірною елемента 2 на хід h_e зазор h_c між горцем хвостовика втулки-клапана 5 та буртом ПП не повинен перевищувати величину $h_c \leq 0,5 h_e$. Принцип роботи ГТ за схемою приєднання «на вході» відрізняється від принципу функціонування ГТ за схемою приєднання «на виході» тим, що зменшення тиску енергоносія до рівня p_2 під час перемикавання генератора здійснюється внаслідок розрядки циклового гідроаккумулятора 6 та ходу виконавчого гідродвигуна пристрою, ГП тощо.

В цьому розділі розроблено конструктивну схему однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на виході» до виконавчого гідродвигуна гідромуфтної машини на базі прорізних пружин.

4 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА, КЕРОВАНОГО ОДНОКАСКАДНИМ ГІТ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ

4.1 Конструктивна схема гідроімпульсного привода, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності на базі прорізної пружини

Конструктивна схема гідроімпульсного привода, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропускної здатності, приєднаного до виконавчого гідроциліндра (гідромашину) гідроімпульсного привода (ГІП) за схемою «на вході» [5], зображена на рис. 4.1.

ГІТ ГІП складається з корпусу 1 в якому в гільзі 2 розміщено запірний елемент 3 першого ступеня герметизації з вигляді конусного клапана, суміщеного з прорізною пружиною (далі ПП). Клапанна частина запірного елемента 3 контактує по конічній фасці з сідлом 4, зафіксованим в корпусі 1 посередністю гільзи 2 кришкою 5, яка з'єднується з корпусом 1, наприклад, за допомогою гвинтів або шпильок (на рис. 4.1 умовно не показані).

Другий ступінь герметизації параметричного ГІТ реалізовано за допомогою втулки-клапана 6 з двома герметизуючими конічними фасками, одна з яких (нижня за рис. 4.1) контактує з більшою фаскою сідла 4, а друга (верхня за рис. 3.1) з конічною фаскою, утвореною у внутрішній розточці гільзи 2. Втулка-клапан 6 направляється циліндричною частиною клапанної частини запірного елемента 3, з якою спрягається по діаметру d'_1 за точною ходовою посадкою, наприклад $\varnothing d'_1 H7/g6$, внаслідок чого та значної довжини спряження забезпечується висока герметичність цього направлення в момент відкриття ГІТ.

Початковий контактний тиск на поверхні притертих нижньої фаски втулки-клапана 6 та сідла 4 забезпечується зусиллям витої пружини 7, яка 7,

через ступінчасту втулку 8, хвостовик якої направляється по циліндричній частині зовнішньої поверхні втулки-клапана 6 і слугує направляючою для пружини та пружинну запірну шайбу 9 притискає втулку-клапан 6 до нижньої фаски сідла 4.

Другий кінець пружини 7 (верхній за рис. 4.1) впирається в дно розточки гільзи 3, де утворено сідло для верхньої конічної фаски другого ступеня герметизації ГПТ.

З метою чіткої передачі зусилля від втулки-клапана 6 в момент відкриття ГПТ вона має циліндричний хвостовик, між торцем якого і буртом ПП запірного елемента 3 утворено зазор $h_a \leq 0,5h_b$, де h_b – від'ємне перекриття – хід запірного елемента 2 та втулки-клапана 6. Для вільного проходу робочої рідини (енергоносія) з робочої порожнини $V_{ГЗ}$ (порожнина приєднання ГПТ до робочої порожнини $A_{ГП}$ виконавчого гідроциліндра) на хвостовику втулки-клапана 6 утворено наскрізні пази «b» (див. перетин Б-Б на рис. 4.1).

Для мінімізації можливих втрат енергоносія в момент відкриття ГПТ біля верхньої герметизуючої фаски втулки-клапана 6 на її хвостовику утворено невелике золотникове додатне перекриття, величиною $0,1h_b$.

Попередня деформація y_{01} ПП жорсткістю k_1 запірного елемента 3 регулюється через плунжер 10, встановлений в розточці кришки 5, гвинтом 11 (регулятор тиску p_1 «відкриття» ГПТ), який контриться гайкою 12. Попередня деформація y_{02} витої пружини 7, жорсткість якої $k_2 \ll k_1$ не регульована і забезпечується під час збирання ГПТ.

Виконавчий гідроциліндр ГПП параметричного типу [4] складається із корпусу (на рис. 4.1 умовно не показаний) та ступінчастого плунжера 13 з двома ступенями герметизації – першого клапанного типу по середньому діаметру d_3 конічної фаски, та другого золотникового за рахунок точного спряження напрямної частини по діаметру d_4 (діаметр робочої площі поперечного перерізу). Плунжер 13 по діаметру d_4 додаткового

ущільнюється гумовим кільцем круглого перерізу (на рис. 3.1 умовно не позначено позицією).

Для забезпечення повернення плунжера 13 в початкове положення під час його зворотного ходу, в центральну осьову розточку клапанної частинки плунжера 13 вмонтовано клапан-плунжер 14, на торці клапанної частини якого утворено конічну фаску, що притирається по сідлу, виконаному на дні цієї розточки.

Нижній торець (зр. рис. 4.1) клапана-плунжера 14 опирається на пружинну шайбу 15. Порожнина $A_{пц}$ (продовження центральної осевої розточки розташування клапана-плунжера 14) вільно сполучена з робочою порожниною $A_{ц1}$ першого ступеня герметизації параметричного гідроциліндра ГП, а порожнина $A_{ц2}$ другого ступеня герметизації гідроциліндра з'єднана косими отворами « $a_{цк}$ » з порожниною $A_{пк}$ розташування клапанної частини клапана-плунжера 14.

Отворами « $a_{зд}$ » та « $a_{зд}$ » і виточкою $A_{цд}$ у початковому положенні клапана-плунжера 14 (як показано на рис. 3.1) порожнина $A_{пк}$ сполучена з баком. Виточка $A_{цд}$ і отвори « $a_{зд}$ » мають додаткову функцію дренажних елементів, що виключають можливі зовнішні витoki енергоносія під час роботи ГП.

Гільза 2, сідло 4 та плунжер 10 ущільнені гумовими кільцями круглого перерізу, які на рис. 3.1 умовно не позначені позиціями.

Енергоносій від гідронасосної станції (умовно не показано на рис. 4.1) підводиться по гідролініях $H_{Г}$ і $H_{а}$ в напірну порожнину $A_{Г}$ ГІТ та циклового гідроакумулятора 16 з робочим початковим об'ємом $W_{оа}$. Найпростіший цикловий гідроакумулятор – місткість, яка може бути регульованою. Потенціальна енергія в такому акумуляторі накопичується за рахунок власної стисливості енергоносія.

Перший ступінь герметизації параметричного ГТТ характеризується середнім діаметром притертої по сідлу 4 фаски клапанної частини запірного елемента 3, а другий ступінь герметизації – середнім діаметром притертих по сідлу 4 нижньої та по сідлу, утвореному в розточці гільзи, верхньої герметизуючих фасок втулки-клапана 6. Оскільки положення цих діаметрів посередині герметизуючих фасок ступенів герметизації ГТТ спричиняє певні геометричні незручності під час розрахунків ГТТ, то за розрахункові приймаємо менші діаметри конусів геометризуючих фасок ступенів для першого d_1 та другого d_2 (див. рис. 4.1). Зважаючи на невелику ширину геометризуючих фасок ступенів (не більше 2 мм []), таке припущення суттєвого впливу на точність розрахунків ГТТ не матиме.

У початковому стані, коли тиск енергоносія в гідросистемі ГПП $p_r < p_1$, плунжер 13 під дією своєї ваги (як правило, виконаний гідроциліндр ГПП розташовується у вібраційних (ВМ) чи віброударних (ВУМ) машинах вертикально [5]) та пружин повернення, представлених на рис. 4.1 у вигляді умовних пружних елементів жорсткістю k_3 , попередньо стиснутих на величину y_{03} , знаходиться в нижньому положенні, а третій ступінь герметизації контактує по середньому діаметрі d_3 із своїм сідлом (умовно на рис. 4.1 не показано), а робочі порожнини $A_{ц1}$ та $A_{ц2}$ гідролінією $H_{ц1}$ з'єднані через робочу порожнину $V_{Г3}$ ГТТ, наскрізні пази «а», проміжну порожнину $V_{Г2}$, наскрізні пази «b» та отвори «с» в гільзі 2 зі зливною порожниною $V_{Г1}$ ГТТ, яка безпосередньо зливною гідролінією $H_{зл}$ сполучена з гідробаком B гідронасосної станції ГПП. З'єднання робочої порожнини $A_{ц2}$ гідроциліндра з баком B в початковому стані здійснюється через відкритий клапан-плунжер 14 (знаходиться в нижньому положенні (за рис. 3.1) за рахунок своєї ваги), косі отвору «а_{цк}», центральний основний отвір «а_{зц}», радіальні отвори «а_{зд}», виточку $A_{цд}$ та дренажну гідролінію $H_{др}$.

Порожнина розташування ПП запірною елемента 3 ГІТ сполучена через радіальні отвори в ньому та отвори «с» в гільзі 2 зі зливною порожниною C_T ГІТ. Роль дроселя режиму закриття може виконувати зазор в спряженні по діаметру d_1^1 втулки-клапана 6 та циліндричної частини (клапанної) запірною елемента 3 ГІТ. Якщо під час налагодження робочого режиму ГІТ виявиться, що величини зазору недостатньо, тоді дія зазору може бути підсилена за допомогою риски (чи рисок), утвореної механічним способом (різанням, шліфуванням тощо) на поверхні спряження втулки-клапана 6 та клапанної частини запірною елемента 3 по діаметру d_1^1 (на втулці-клапані 6 чи запірному елементі 3).

4.2 Орієнтовна циклограма робочого циклу гідроімпульсивного привода, керованого ГІТ підвищеної пропускної здатності

Робочий цикл ГІП, описаного в підрозділі 4.1 за аналогією з відомими ГІП [4 - 10] машин і пристроїв можна розділити на окремі фази, які прийнято об'єднувати в прямий і зворотний ходи запірних елементів ГІТ і виконавчої ланки (плунжера гідроциліндра, поршня, тощо) в напрямках вибраних координат.

Стосовно розглянутого ГІТ та його основних механізмів ГІТ і виконавчого гідроциліндра за початок відліку прямого ходу (переміщення) доцільно взяти (див. рис. 4.1) для: запірною елемента 3 ГІТ горизонтальну площину перетину фаски сідла 4 по діаметру d_1 ; втулки-клапана 6 горизонтальну площину перетину більшої фаски сідла 4 по діаметру d_2 ; плунжера 13 виконавчого гідроциліндра горизонтальну площину верхнього торця плунжера 13 (за рис. 4.1). Зворотний хід запірною елемента 3, втулки-клапана 6 та плунжера 13 відліковується від крайнього верхнього положення (за рис. 3.1) нижніх торців запірною елемента 3, втулки-клапана 6 та плунжера 13 після їх переміщення на робочі ходи, відповідно, $h_{2д} \equiv h_3$

(позначення « h_3 » введено для зручності). Поточні координати переміщення запірнього елемента 3, втулки-клапана 6 та плунжера 13 позначені, відповідно, $y_{1п}, y_{1з}, y_{2п}, y_{2з}, y_{3п}$ та $y_{3з}$, де індекси «п» і «з», відповідно, означають «прямий» і «зворотний» ходи.

Після вмикання гідронасоса насосної станції ГП в його гідросистемі за рахунок стисливості енергоносія починає зростати його тиск і заряджається цикловий гідроаккумулятор 16. За рівня тиску енергоносія $p_r \geq p_1$, де тиск «відкриття» ГП визначається за відомою залежністю

$$P_1 \geq 4k_1 y_{01} / (\pi d_1^2) \approx 1,274 k_1 y_{01} d_1^{-2}, \quad (4.1)$$

герметичність першого ступеня герметизації ГП порушується і запірний елемент 3 під дією цього тиску починає прямий хід (тут $A_1 = \pi d_1^2 / 4 \approx 0,785 d_1^2$ – площа поперечного перерізу запірнього елемента 3, – перший ступінь герметизації ГП). Через щілину, що утворилась між фасками сідла 4 та запірнього елемента 3 енергоносій поступає з напірної порожнини A_r в проміжку B_{r1} , в якій практично через її маленький об'єм практично миттєво досягає рівня p_1 . Перемагаючи опір переміщенню втулки-клапана 6, спричинений контактним тиском у спряженні нижньої фаски втулки-клапана 6 з фаскою (більшою) сідла 4, який можна оцінити за формулою

$$p_k = 4k_2 y_{02} / (\pi d_2^2) \approx 1,274 k_2 y_{02} d_2^{-2}, \quad (4.2)$$

тиск енергоносія діє на площу $A'_2 = \pi(d_2^2 - (d'_1)^2) / 4 \approx 0,785(d_2^2 - (d'_1)^2)$, що спричиняє швидке переміщення втулки-клапана 6 на хід $h_c \approx 0,5 h_b$ до її упору в бурт (ІІІ запірнього елемента 3).

Після упору втулки-клапана 6 в борт ПП енергоносій під тиском p_1 діє на площу поперечного перерізу $A_2 = \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785 d_2^2$, внаслідок чого запірний елемент 3 і втулка-клапан 6 швидко переміщуються як одне ціле на хід h_B . В кінці робочого ходу втулки-клапана 6 своєю верхньою фаскою фіксується на сідлі гільзи 2, а між її нижньою фаскою та більшою фаскою сідла 4 утворюється прохід величиною h_B . Такий же прохід утворюється між меншою фаскою сідла 4 та герметизуючою фаскою запірного елемента 3. Внаслідок прямого ходу на відстань h_B запірний елемент 3 та втулки-клапана 6 робоча порожнина $A_{Ц1}$ роз'єднується зі зливною C_T і сполучається через гідролінію $H_{Ц1}$, порожнину $V_{Г3}$, пази «а», порожнину $V_{Г2}$, порожнину $V_{Г1}$ і порожнину A_T та гідролінію H_T з цикловим гідроакумулятором 16. Гідроакумулятор 16 через названі порожнини та гідролінії розряджається в порожнину $A_{Ц1}$ у якій тиск енергоносія імпульсно зростає до рівня p_1 (середня витрата енергоносія під час розрядки циклового гідроакумулятора може суттєво перевищувати подачу гідронасоса Q_H). Внаслідок зростання тиску енергоносія в порожнинах $A_{Ц1}$ і $A_{ПЦ}$ (вільно сполучена з $A_{Ц1}$) клапан-плунжер 14 притискається до сідла і роз'єднує основну робочу порожнину $A_{Ц2}$ від зливної порожнини C_T , а плунжер 13 відривається від сідла і енергоносій під тиском p_1 поступає в порожнину $A_{Ц2}$ і діє на всю площу $A_3 = \pi d_4^2 / 4 \approx 0,785 d_4^2$ поперечного перерізу плунжера 13. Початкове зусилля $F_{0П}$, що діє на плунжер 13, без врахування сили в'язкого та сухого тертя можна оцінити за формулою

$$F_{0П} = p_1 \cdot A_3 - 2k_3 \cdot y_{03} - F_T, \quad (4.3)$$

де F_T – зусилля технологічного опору об'єкта впливу на нього виконавчого гідроциліндра.

Під дією зусилля $F_{0П}$ плунжера 13 буде прискорено переміщується на робочий хід h_3 , величина якого в основному визначається об'ємом циклового гідроаккумулятора 16, що викидається в гідроциліндр ГП під час розрядки гідроаккумулятора. Оскільки рух плунжера 13 здійснюється в умовах суттєвої протидії позитивної сили пружного повернення плунжера 13 $F_{ПРmax} = 2k_3(h_{03} + h_3)$ та технологічного зусилля F_T , та інерційного складового в ході h_3 можна знехтувати.

Внаслідок руху плунжера 13 початковий об'єм порожнин збільшується, що спричиняє зливання тиску енергоносія в сумарній напірній порожнині ГП, об'єм $W_{0\Sigma}$, який включає об'єми всіх напірних порожнин та гідроліній від гідронасоса до плунжера 13 разом з початковим об'ємом W_{0a} гідроаккумулятора 16.

За досягнення в об'ємі $W_{0\Sigma}$ рівня тиску енергоносія тиску P_2 «закриття» ГП, який можна розраховувати за відомою залежністю [5]

$$P_2 \leq p_1 d_1^2 d_2^{-2} + 1,274 k_1 h_b d_2^{-2}, \quad (4.4)$$

починається зворотний хід запірного елемента 3, втулки-клапана 6 з їх фіксацією вкінці зворотного ходу на величину h_b на сідлі 4 в початковому положенні.

Повернення герметизуючих ланок ГП в початкове положення спричиняє сполучення робочих порожнин $A_{Ц1}$ і $A_{Ц2}$ гідроциліндра зі зливною порожниною C_r , внаслідок чого плунжер 13 здійснює зворотний хід на величину h_3 . Під час зменшення площі прохідного перерізу першого ступеня герметизації плунжера 13 в кінці його зворотного ходу та поршневої дії плунжера 13 відбувається підвищення тиску енергоносія в порожнині $A_{Ц2}$ порівняно з порожниною $A_{Ц1}$, що спричиняє відкриття клапана плунжера 14 і порожнина $A_{Ц2}$ сполучається через отвори « $a_{ЦК}$ », « $a_{ЗЦ}$ », « $a_{ЗД}$ », виточку $A_{ЦД}$ і

дренажну гідролінію $H_{ДР}$ з баком B . Наслідком цього сполучення є чітка фіксація плунжера 13 на сідлі з середнім діаметром d_3 під дією зусилля $F_{\Phi} = 2k_3 h_{03} + F_{Tmin} - p_{3Г} A_3 \approx 2k_3 h_{03} + F_{Tmin}$ (тут $p_{3Г} \approx 0$ – тиск в зовнішній гідролінії; F_{Tmin} – мінімальне технологічне зусилля об'єкта впливу, яке може бути рівним нулю у випадку повного розвантаження об'єкта впливу). Далі робочий цикл ГПІ та ГІТ повторюється.

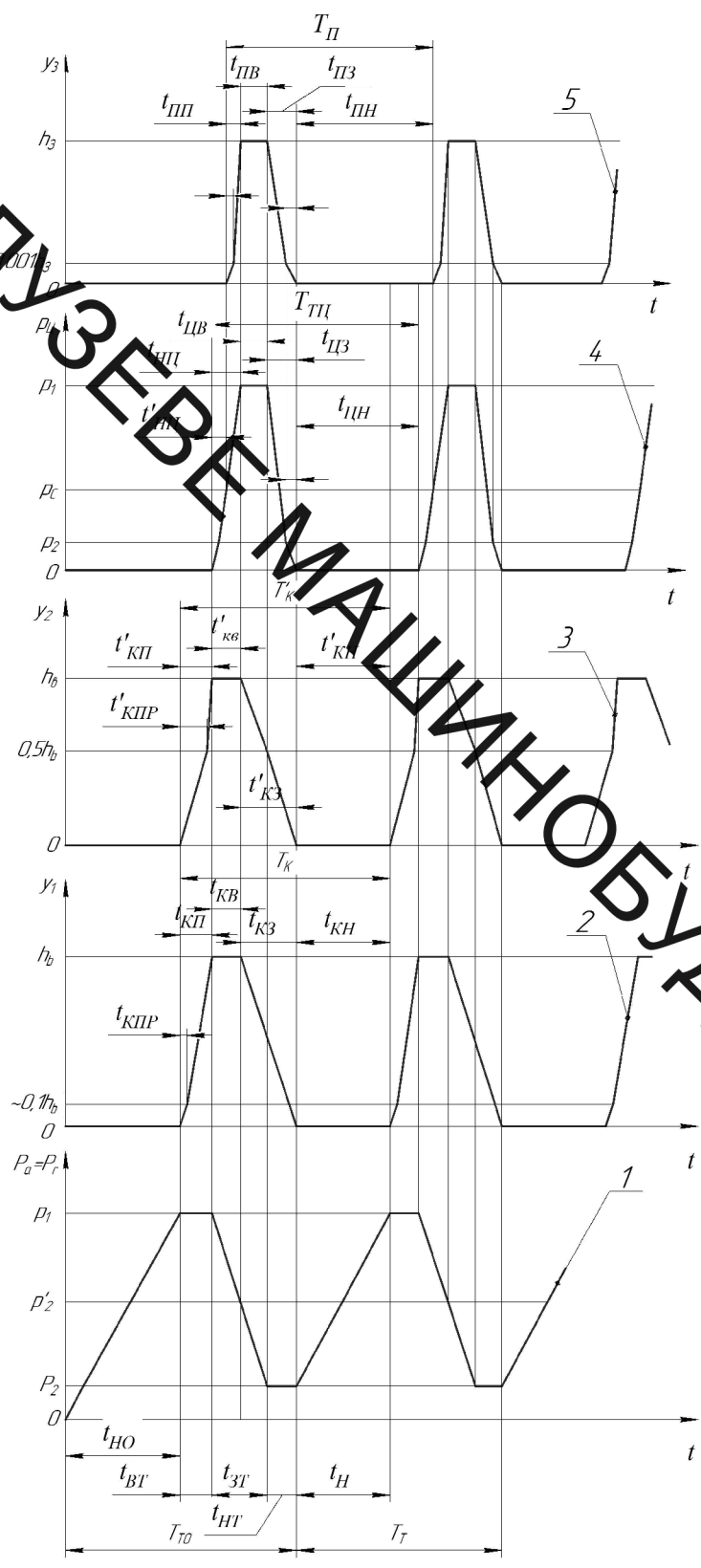
Частота ν імпульсів тиску визначається співвідношенням конструктивних параметрів ступенів герметизації ГІТ (відношенням $d_1^2 \cdot d_2^{-2} = A_1^2 \cdot A_2^{-2} = u_{21}$, яке називається внутрішнім передаточним відношенням ГІТ [4, 5], сумарним об'ємом напірної порожнини ГПІ, жорсткості k_1 ГПІ ГІТ, подачею Q_H гідронасоса насосноаккумуляторної станції ГПІ та модулем пружності k енергоносія). Частота вібрацій плунжера 13 виконавчого гідроциліндра, як правило, дорівнює частоті імпульсів тиску, але імпульси вібрацій (переміщень) плунжера 13 зсувні за фазою відносно імпульсів тиску як в гідроаккумуляторі 16, так і в порожнинах $A_{Ц1}$ і $A_{Ц2}$ виконавчого гідроциліндра. Цей зсув залежить від послідовності здійснення окремих фаз робочого циклу ГПІ та рівня стаціонарного тиску енергоносія p_c , за якого починається рух плунжера 13. Тиск p_c можна оцінити без врахування впливу сил тертя, за формулою

$$p_c = 4(2k_3 y_{03} + \bar{F}_{T0}) / (\pi d_3^2) \approx 1,274(2k_3 y_{03} + \bar{F}_{T0}) d_3^{-2} \quad (4.5)$$

де \bar{F}_{T0} – початкове середнє зусилля об'єкта технологічного впливу ГПІ.

Орієнтовну циклограму (рис. 4.2) робочого циклу досліджуваного ГПІ будуємо у вигляді двох перших імпульсів зміни тиску $p_r \equiv p_a$ (крива 1) в напрямній порожнині A_r ГІТ та цикловому гідроаккумуляторі 16, переміщення y_1 запірного елемента 3 ГІТ (крива 2), переміщення H_2 втулки-клапана 6 (крива 3), зміни тиску в робочих порожнинах $A_{Ц1}$ і $A_{Ц2}$ виконавчого гідроциліндра y_3 ГПІ (крива 4) та переміщення у плунжера 13

ВНТУ, ГАЛУЗЬ МАШИНОБУДІВАННЯ



1 – крива зміни тиску в напірній парожильні А_г ПП та циклової гідроаккумуляторі 1б;
 2 – крива зміни тиску в напірній парожильні А_г ПП та циклової гідроаккумуляторі 1б;
 3 – крива зміни тиску в напірній парожильні А_г ПП та циклової гідроаккумуляторі 1б;
 4 – крива зміни тиску в напірній парожильні А_г ПП та циклової гідроаккумуляторі 1б;
 5 – крива зміни тиску в напірній парожильні А_г ПП та циклової гідроаккумуляторі 1б.

Рисунок 4.2 – Орієнтовна циклограма робочого циклу ГПТ, керованого ГПТ підвищеної пропускної здатності

крива 5) виконавчого гідроциліндра ГПП. Наступні імпульси зміни тиску $p_r \equiv p_a$, $p_{ц}$ та переміщень y_1 , y_2 і y_3 ідентичні другим імпульсам кривих 1 – 5.

У наведеній циклограмі (див. рис. 4.2) не враховуються попередні процеси, які в реальному ГПП мають місце під час його запуску та певною мірою повторюються в послідовних робочих циклах ГПП. Наявність перехідних процесів обумовлена дією сил тертя під час руху ланок ГПТ і ГПП, розчиненим повітрям в енергоносії, змінністю температури ланок ГПП під час його роботи, які впливають на фізико-механічні властивості енергоносія, наприклад, такі як його густина ρ , модуль пружності κ , в'язкість (динамічна μ_e та кінетична $\nu_e = \mu_e / \rho$) та іншими факторами. Оцінити вплив перерахованих факторів на процес функціонування ГПП можна тільки в результаті експериментальних досліджень ГПП та ГПТ.

В досліджуваному ГПТ параметричного типу чітко регулюється рівень тиску p_1 його «відкриття» за допомогою гвинта П (див. рис. 4.1), тиск p_2 «закриття» ГПТ тільки теоретично відповідає залежності (4.4) (на циклограмі, див. рис. 4.2, прийнято $p_2 = const$). В реальних ГПТ процес закриття його запірних ланок може затягуватись, особливо у генераторах, що не мають чітких обмежень переміщень запірних ланок, внаслідок чого тиск p_2 може бути значно менше рівня, що регламентується формулою (4.4) [5]. Причини затягування процесу закриття ГПТ – дія сил тертя під час руху ланок ГПТ і динамічні процеси в ГПП. Зменшення рівня тиску p_2 «закриття» ГПТ збільшує імпульс тиску $\Delta p = p_1 - p_2$ але зменшує частоту ν імпульсів тиску.

За стабілізованого режиму роботи ГПП періоди імпульсів зміни тиску p_r та $p_{ц}$ (T_r та T_{rc}) і переміщень y_1 , y_2 і y_3 (відповідно, T_K , T_K' та $T_{п}$) однакові за тривалістю та є сумою відповідних часових інтервалів (див. рис. 4.2):

$$T_r = t_H + t_{BT} + t_{зr} + t_{HT} = T_K = t_{кп} + t_{кв} + t_{кз} + t_{кн} = T_K' =$$

$$\begin{aligned}
 &= t'_{\text{КП}} + t'_{\text{КВ}} + t'_{\text{КЗ}} + t'_{\text{КН}} = T_{\text{ТЦ}} = t_{\text{НЦ}} + t_{\text{ЦБ}} + t_{\text{ЦЗ}} + t_{\text{ЦН}} = T_{\text{П}} = \\
 &= t_{\text{ПП}} + t_{\text{ПВ}} + t_{\text{ПЗ}} + t_{\text{ПН}},
 \end{aligned}
 \tag{4.6}$$

де $t_{\text{НЦ}}$ – час набору (піднімання) тиску в напірній порожнині $A_{\text{Г}}$ та гідроаккумуляторі 16 (див. рис. 4.1) з рівня p_2 до рівня p_1 ; $t_{\text{БТ}}$ – час витримки тиску енергоносія в напірній порожнині $A_{\text{Г}}$ та гідроаккумуляторі 16 на рівні p_1 ; $t_{\text{ЗТ}}$ – час зменшення тиску в напірній порожнині $A_{\text{Р}}$ гідроаккумуляторі 16 з рівня p_1 до рівня p_2 ; $t_{\text{НТ}}$ – час витримки тиску енергоносія в гідросистемі ГПП на рівні p_2 ; $t_{\text{КП}}$ – час переміщення запірнього елемента 3 ГТ (див. рис. 4.1) на повний хід $h_{\text{в}}$ (повне відкриття ГТ); $t_{\text{КВ}}$ – час вистою запірнього елемента 3 у відкритому положенні в кінці його прямого ходу; $t_{\text{КЗ}}$ – час зворотного ходу запірнього елемента 3 на відстань $h_{\text{в}}$; $t_{\text{КН}}$ – час вистою запірнього елемента 3 в початковому (закритому) положенні; $t'_{\text{КП}}$ – час прямого ходу втулки-клапана 6 на повне переміщення $h_{\text{в}}$, який протягом часу $t'_{\text{КП}} = t''_{\text{КП}}$ здійснюється разом із запірнім елементом 3 (тут $t''_{\text{КП}}$ – час самостійного руху втулки-клапана 6 на відстань $0,5h_{\text{в}}$ до упору втулки-клапану 6 в борт ГПП запірнього елемента 3); $t'_{\text{КВ}} = t_{\text{КВ}}$ – час вистою втулки-клапана 6 разом із запірнім елементом 3 у відкритому положенні в кінці їх прямого ходу; $t'_{\text{КЗ}} = t_{\text{КЗ}}$ – час зворотного переміщення (ходу) втулки-клапана 6 разом із запірнім елементом 3 на відстань $h_{\text{в}}$; $t'_{\text{КН}}$ – час вистою втулки-клапана 6 в початковому (закритому) положенні; $t_{\text{НЦ}}$ – час набору тиску енергоносія внаслідок розрядження циклового гідроаккумулятора 16 (див. рис. 4.1) в робочих порожнинах $A_{\text{Ц1}}$ і $A_{\text{Ц2}}$ від рівня $p_{\text{Ц}} = 0$ (тут припущено, що $p_{\text{ЗА}} = 0$ – тиск в зливних порожнинах і гідролініях гідравлічної системи ГПП) до рівня p_1 ; $t'_{\text{НЦ}}$ – час (див. рис. 4.2) набору тиску енергоносія в порожнині $A_{\text{Ц1}}$ від рівня $p_{\text{Ц}} = 0$ (тут $p_{\text{Ц}}$ – поточне значення величини тиску в порожнинах $A_{\text{Ц1}}$ і $A_{\text{Ц2}}$) до рівня $p_{\text{Ц}} = p_{\text{с}}$ (див. (4.5)); $t_{\text{ЦБ}}$ – час витримки тиску енергоносія в порожнинах $A_{\text{Ц1}}$ і $A_{\text{Ц2}}$ на рівні p_1 ; $t_{\text{ЦЗ}}$ – час зменшення енергоносія в порожнинах $A_{\text{Ц1}}$ і $A_{\text{Ц2}}$ від

$p_{ц} = p_1$ до $p_{ц} = 0$; $t'_{цз}$ – час (див. рис. 4.2) зменшення тиску порожнинні $A_{ц1}$ від $p_{ц} = p_2$ до $p_{ц} = 0$; $t_{цн}$ – час витримки тиску в порожнинах $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ на рівні $p_{ц} = p_{зл} = 0$; $t_{пп}$ – час переміщення (прямий хід) плунжера 13 на відстань h_3 ; $t'_{пп}$ – час переміщення (порушення герметичності першого ступеня герметизації параметричного виконавчого гідроциліндра, див. рис. 4.1 та рис. 4.2) плунжера 13 на відстань $\sim 0,0001h_3$ (відкриття першого ступеня герметизації); $t_{пв} = t_{цв}$ – час вистою плунжера 13 у верхньому (за рис. 4.1) положенні; $t_{пз}$ – час зворотного ходу плунжера 13 на відстань $h_в$; $t_{пн}$ – час вистою плунжера 13 в початковому (нижньому за рис. 4.1) положенні; $t'_{пз}$ – час (див. рис. 4.2) фіксації першого ступеня герметизації плунжера 16 на сидлі виконавчого параметричного гідроциліндра ГП.

Згідно з циклограмою (див. рис. 4.2) між імпульсами тиску енергоносія в гідроаккумуляторі 16, переміщень запірного елемента 3 ГП, втулки-клапана 6 ГП, плунжера 13 виконавчого гідроциліндра ГП та імпульсу тиску в робочих порожнинах $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ гідроциліндра мають місце зсуви за фазою, які й визначають пофазний (послідовний) характер динамічного процесу ГП та ГП.

Кожну фазу робочого циклу ГП та ГП можна описати системою диференціальних рівнянь руху запірного елемента 3, втулки-клапана 6 та плунжера 16 (див. рис. 4.1), а часові інтервали циклу є складовими умовами однозначності для систем диференціальних рівнянь і рівнянь балансу витрат енергоносія на кожній фазі зокрема та в цілому за робочий цикл. Як вже відмічалось, з метою спрощення математичного описання робочого циклу ГП машин і пристроїв на його основі прийнято [4-8] окремі фази циклу привода та ГП об'єднувати в прямий і зворотний ходи рухомих ланок ГП та ГП.

В запропонованій нами орієнтовній циклограмі робочого циклу ГП (див. рис. 4.1 та 4.2) до часових інтервалів, що описують прямий хід

запирного елемента 3, втулки-клапана 6 та плунжера 16 відносяться

$t_{НО} (t_{Н}), t_{ВТ}, t_{КПР}, t_{КП},$

$t_{КВ}, t''_{КП}, t'_{КП}, t'_{КЗ}, t'_{НЦ}, t_{ЦВ}, t'_{ПП}, t_{ПП}$ та $t_{ПВ}$, а зворотний хід названих ланок ГПТ виконавчого гідроциліндра характеризують часові інтервали $t_{ЗТ}, t_{НТ}, t_{КЗ}, t_{КП}, t'_{КЗ}, t'_{КН}, t_{ЦЗ}, t_{ЦН}, t_{ПЗ}, t'_{ПЗ}$ та $t_{ПН}$.

Відповідно з орієнтовною циклограмою робочого циклу досліджуваного ГПТ та ГІТ є певні співвідношення між часовими як всередині прямого та зворотного ходів рухомих ланок ГПТ і ГІТ, так і між ходами: $t_{ВТ} = t_{КП}; t'_{КП} = t_{КП} - t_{КПР}$ (тут $t_{КПР}$ – зсув за фазою тривалості прямого ходу втулки-клапана 6 по відношенню до тривалості прямого ходу запирного елемента 3 ГІТ (див. рис. 4.1)). За фізичною суттю це час затримки початку відкриття втулки-клапана 6 порівняно з часом початку відкриття запирного елемента 3; $t''_{КП} - t'_{КП}$ – час руху (прямого ходу) втулки-клапана 6 спільно як одне ціле із запирним елементом 3, а на шляху $\sim 0,5h_{в}$ втулка-клапан 6 протягом часу $t''_{КП}$ рухається незалежно від переміщення запирного елемента 3.

$t_{ЗТ} + t_{НТ} = t_{КВ} + t_{КЗ} = t'_{КВ} + t'_{КЗ} = t_{НЦ} + t_{ЦВ} + t_{ЦЗ} = t_{Ц}$, $t_{ЦП}$ – тривалість імпульсу в робочих порожнинах $A_{Ц1}$ і $A_{Ц2}$ виконавчого гідроциліндра ГПТ внаслідок розрядження в ці порожнини гідроаккумулятора 16; $t_{\mu} + t_{ВТ}$ – час, який характеризує зсув за фазою між імпульсами тиску в гідроаккумуляторі 16 та робочих порожнинах $A_{Ц1}$ і $A_{Ц2}$ гідроциліндра ГПТ; $t'_{КП}$ – фазовий зсув між імпульсами спільного переміщення втулки-клапана 6 та запирного елемента 3 на повний хід $h_{в}$ та початку розрядження в порожнині $A_{Ц1}$ і $A_{Ц2}$ гідроаккумулятора 16;

$t_{НЦ} - t'_{НЦ} = t_{ПП}; t'_{КЗ} = t_{ЦВ} + t_{ЦЗ}; t_{ЦВ} = t_{ПВ}; t_{ЦЗ} = t_{ПЗ}; t'_{НЦ}$ – фазовий зсув імпульсу тиску в порожнинах $A_{Ц1}$ і $A_{Ц2}$ відносно імпульсу переміщення плунжера 13; $t_{ПП} + t_{ПВ} + t_{ПЗ} = t_{іп} = (t_{НЦ} - t'_{НЦ}) + t_{ЦВ} + (t_{ЦЗ} - t'_{ЦЗ})$ –

тривалість імпульсу переміщення плунжера 13 на повний прямий і зворотний ходи.

Реальну циклограму робочого динамічного процесу ГП та ГТ можна отримати в процесі експериментального дослідження ГП та ГТ розглядуваного типу шляхом осциграфування зміни тиску енергоносія в напірній порожнині ГП та робочих порожнинах $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ гідроциліндра і переміщень y_1, y_2 і y_3 , наприклад, дослідного зразка ГП, що керується запропонованим ГТ (див. рис. 4.1). Оскільки досліджуваний ГП може працювати за регульованих тиску p_1 «відкриття» ГТ та подачі гідронасоса Q_H , яку можна змінювати шляхом відведення частини потоку через регулятор витрат в бак на різних амплітудо-частотних режимах, то осцилограми зміни $p_T, p_{ц}, y_1, y_2$ і y_3 можуть мати різні значення часових інтервалів на окремих фазах циклу (див. рис. 4.2) та форму.

Період зміни тиску енергоносія в гідроаккумуляторі 16 (див. (4.6)) можна подати як залежність від часу t_K набору тиску в ньому:

$$T_T = \nu^{-1} = t_H [1 + (t_{BT} + t_{ЗТ} + t_{HT})/t_H] = K_{цта} \cdot t_H,$$

де ν^{-1} – лінійна частота імпульсів тиску в гідроаккумуляторі 16.

$K_{цта} = 1 + (t_{BT} + t_{ЗТ} + t_{HT})/t_H$ – цикловий коефіцієнт імпульсів тиску

[5]. Аналогічно можна ввести циклові коефіцієнти для імпульсів переміщень запірнього елемента 3 y_1 , втулки-клапана 6 y_2 , плунжера 13 y_3 та імпульсу тиску в робочих порожнинах $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ (див. рис. 4.1), відповідно:

$$K_{цз} = 1 + (t_{кв} + t_{кз} + t_{кн})/t_{кп}; \quad (4.8)$$

$$K'_{цвк} = 1 + (t'_{кв} + t'_{кз} + t'_{кн})/t'_{кп}; \quad (4.9)$$

$$K_{\text{цп}} = 1 + (t_{\text{пв}} + t_{\text{пз}} + t_{\text{пн}})/t_{\text{пп}}; \quad (4.10)$$

$$K_{\text{цтц}} = 1 + (t_{\text{цв}} + t_{\text{цз}} + t_{\text{цн}})/t_{\text{нц}}; \quad (4.11)$$

За аналогією (4.7) із врахуванням (4.8) – (4.11), матимемо:

$$T_K = T'_K = T_{\text{п}} = T_{\text{ц}} = K_{\text{вв}} \cdot t_{\text{кп}} = K_{\text{цвк}} \cdot t'_{\text{кп}} = K_{\text{цп}} \cdot t_{\text{пп}} = K_{\text{цтц}} \cdot t_{\text{нц}} \quad (4.12)$$

Якщо взяти за базовий період імпульсів тиску T_T енергоносія в гідроаккумуляторі, що логічно, оскільки ці імпульси фактично визначають характер робочого циклу ГІТ та ГПГ, та інші циклові коефіцієнти (див. (4.8) – (4.11)) можна виразити через $K_{\text{цта}}$:

$$K_{\text{цз}} = K_{\text{цта}} \cdot t_H/t_{\text{кп}} = K_{\text{цта}} \cdot \tau_{\text{кп}}; \quad (4.12)$$

$$K_{\text{цвк}} = K_{\text{цта}} \cdot t_H/t'_{\text{кп}} = K_{\text{цта}} \cdot \tau'_{\text{кп}}; \quad (4.13)$$

$$K_{\text{цп}} = K_{\text{цта}} \cdot t_H/t_{\text{пп}} = K_{\text{цта}} \cdot \tau_{\text{пп}}; \quad (4.14)$$

$$K_{\text{цтц}} = K_{\text{цта}} \cdot t_H/t_{\text{нц}} = K_{\text{цта}} \cdot \tau_{\text{нц}}; \quad (4.15)$$

де $\tau_{\text{кп}}$, $\tau'_{\text{кп}}$, $\tau_{\text{пп}}$ та $\tau_{\text{нц}}$ – відповідно, безрозмірний час прямого ходу запірного елемента 3, втулки-клапана 6, плунжера 13 та набору тиску в робочих порожнинах $A_{\text{ц1}}$ і $A_{\text{ц2}}$ виконавчого гідроциліндра ГПГ внаслідок розряджання циклового гідроаккумулятора 16. Використання безрозмірних величин параметрів робочого циклу ГПГ дозволяє, зазвичай, суттєво спростити проєктні розрахункові залежності для визначення енергетичних, силових і кінематичних параметрів ГПГ та ГІТ.

Крім того залежності типу (4.8 – 4.15) полегшують порівняння результатів математичного моделювання та експериментального дослідження ГП та ГТ і можуть бути використані для розрахунку корелюючих коефіцієнтів, що враховують відмінності між реальними циклограмами робочого циклу ГП та орієнтовними типу, зображеного на рис. 4.2.

Оскільки цикловий коефіцієнт $K_{цтв}$ безрозмірна величина, то доцільно його часовій складовій теж привести до безрозмірного вигляду, ввівши поняття масштабу [5] імпульсу тиску:

$$\mu_{tp} = \tau / 00' = 00' \cdot \nu, \text{ с/мм} \quad (4.16)$$

де $00'$ – довжина відрізка на циклограмі імпульсу тиску (рис. 4.3) (див. рис. 4.2, крива 1), мм; $00_1 = oa' + a'b' + b'c + c'o'$, мм.

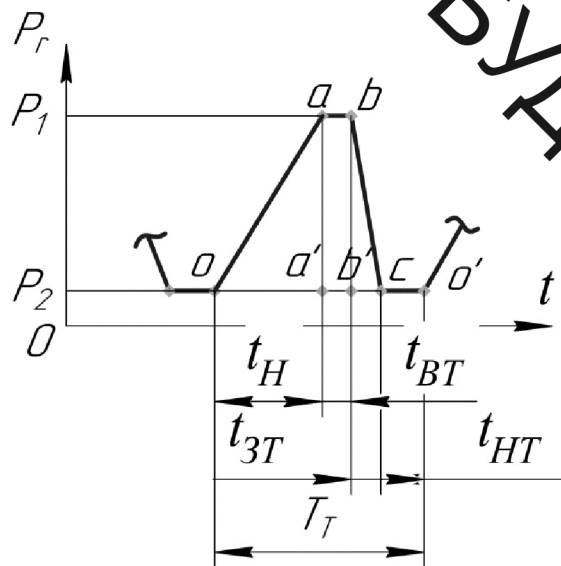


Рисунок 4.3 – До поняття масштабу і імпульсу тиску енергоносія

Приведення розмірних часових інтервалів та безрозмірних виконується за простими формулами (див. рис. 4.2):

$$\begin{aligned} 00' &= T_T/\mu_{tp}; \quad oa' = t_H/\mu_{tp}; \\ a'b' &= t_{BT}/\mu_{tp}; \quad b'c = t_{ЗТ}/\mu_{tp}; \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$co' = t_{HT}/\mu_{tp}.$$

Враховуючи (4.17) в $K_{цта}$, знайдемо:

$$K_{цта} = 1 + (a'b' + b'c + co')/oa' = oa'/00' \quad (4.18)$$

В роботі [5] інтенсивність I_p імпульсу тиску енергоносія, рекомендується оцінювати залежність

$$I_p = \Delta p/t_{имп}, \quad (4.19)$$

де $\Delta p = p_1 - p_2$; $t_{имп}$ – тривалість імпульсу тиску. I_p в міжнародній системі одиниць СІ має розмірність Па/с і за фізичною суттю характеризує швидкість енергосилової дії енергоносія на об'єкт впливу. Поняття можна розповсюдити й на імпульси переміщення запірною елементом 2, втулки-клапана 6 та плунжера 13, де за розмірності м/с ці інтенсивності будуть характеризувати швидкодію ГІТ та ГІП. Ввівши позначення інтенсивності цих імпульсів переміщень в напрямках y_1 , y_2 і y_3 , на основі циклограм робочого циклу (див. рис. 4.1 і рис. 4.2), отримуємо:

$$I_{кп} = h_b/(t_{кп} + t_{кв} + t_{кз}) = h_b/t_{ікп}; \quad (4.20)$$

$$I'_{кп} = h_b/(t'_{кп} + t'_{кв} + t'_{кз}) = h_b/t'_{ікп}; \quad (4.21)$$

$$I_{пп} = h_3/(t_{пп} + t_{пв} + t_{пз}) = h_3/t_{іпп}; \quad (4.22)$$

де $I_{кп}$, $I'_{кп}$, $I_{пп}$ – інтенсивності імпульсів переміщень відповідно, запірною елементом 3, втулки-клапана 6, плунжера 13 (див. рис. 4.1);
 $t_{ікп} = t_{пп} + t_{кв} + t_{кз}$, $t'_{ікп} = t'_{кп} + t'_{кв} + t'_{кз}$, $t_{іпп} = t_{пп} + t_{пв} + t_{пз}$ –
 тривалість імпульсів переміщень рухомих ланок ГТ і гідроциліндра ГП в
 напрямках y_1, y_2, y_3 .

Інтенсивність імпульсів типу енергоносія в гідроаккумуляторі 16 $I_{ра}$ та в
 робочих порожнинах $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ гідроциліндра 16 $I_{рц}$ ГП:

$$I_{ра} = \Delta p / (t_H + t_{вТ} + t_{зТ}) = \Delta p / t_{іра}; \quad (4.23)$$

$$I_{рц} = p_1 / (t_{нц} + t_{цв} + t_{цз}) = p_1 / t_{ірц}; \quad (4.23)$$

де $\Delta p = p_1 - p_2$; $t_{іра} = t_H + t_{вТ} + t_{зТ}$, $t_{ірц} = t_{нц} + t_{цв} + t_{цз}$ –
 тривалість імпульсів тиску енергоносія в гідроаккумуляторі 16 та в робочих
 порожнинах $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ гідроциліндра.

Якщо виразити часові складові тривалості імпульсів, наприклад тиску
 енергоносія в гідроаккумуляторі 16, то інтенсивність імпульсу тиску,
 використовуючи (4.17) та (4.18), можна представити так:

$$I_{ра} = \Delta p / \omega c = I_{ра} = \Delta p / [(K_{цга} - 1) \omega a']. \quad (4.25)$$

Із (4.25) можна зробити висновок – чим більша амплітуда тиску та
 менше час набору тиску t_H (в безрозмірному вигляді – $\omega a'$) тим вище
 інтенсивність імпульсу тиску, оскільки $(K_{цга} - 1) < 1$, $K_{цга} > 1$ (див. (4.7)),
 але не суттєво, так як $t_H \leq t_{нТ} + t_{вТ} + t_{зТ}$ (див. рис. 4.3).

Розгін плунжера 13 (див. рис. 4.1) здійснюється за рахунок імпульсу
 тиску в робочих порожнинах $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ виконавчого гідроциліндра ГП

амплітудою $\Delta p' = p_1 - p_c$ і тривалістю

$$t'_{ipц} = (t_{Hц} - t'_{Hц}) + t_{цв} + (t_{цз} - t'_{цз}) = t_{Hц} + t_{цв} + t_{цз} - (t'_{Hц} + t'_{цз}) =$$

$t_{ipц} - \Delta t_{ipц}$
 (тут $t_{ipц} = t'_{Hц} + t'_{цз}$ - зменшення тривалості імпульсу тиску $t_{ipц}$ внаслідок параметричного принципу дії виконавчого гідроциліндра ГП). Інтенсивність імпульсу тиску енергоносія на ділянці розгону плунжера 13, за аналогією з (4.24) буде,

$$I'_{pц} = \Delta p' / t'_{ipц}. \quad (4.26)$$

Схема приєднання ГП до виконавчого гідроциліндра ГП «на вході» [9] дозволяє отримати в робочих порожнинах виконавчих гідроциліндрів ВМ і ВУМ значні інтенсивності імпульсів тиску за відносно помірних подач Q_H гідронасосів гідронасосноаккумуляторних станцій вібротехніки. Для ряду вібротехнологій, наприклад, вібропресування виробів з тугоплавких порошкових матеріалів, інтенсивність імпульсів тиску, яка обумовлює високу інтенсивність імпульсу переміщення виконавчої ланки ВМ чи ВУМ (вібростола тощо), має визначальне значення для отримання якісних виробів.

Більш високу інтенсивність імпульсу тиску енергоносія в гідроциліндрі ГП порівняно з інтенсивністю імпульса тиску в цикловому гідроаккумуляторі 16 (див. рис. 4.1) можна встановити розділивши (4.26) на (4.23):

$$I'_{pц} / I_{pa} = (\Delta p' \cdot t_{ipa}) / (\Delta p \cdot t'_{ipц}), \quad (4.27)$$

звідки

$$I'_{pц} = I_{pa} [(\Delta p' \cdot t_{ipa}) / (\Delta p \cdot t'_{ipц})]. \quad (4.28)$$

Для аналізу (4.28), враховуючи, що $p_1 > p_c > p_2$, прийнемо $p_c \approx 0,5p_1$, тоді $\Delta p' / \Delta p = 0,5 / (1 - p_2 / p_1)$. За даними роботи [5] $p_2 / p_1 = 0,3 \dots 0,6$. Взявши середнє значення $(p_2 / p_1)_{\text{сер}} = 0,91$ та підставивши його в (4.28), отримаємо:

$$\begin{aligned} I'_{\text{рц}} &= 0,91 \cdot I_{\text{ра}} \left(\frac{t_{\text{ира}}}{t'_{\text{ирц}}} \right) = 0,91 \cdot I_{\text{ра}} \frac{t_{\text{H}} + t_{\text{ВТ}} + t_{\text{ЗТ}}}{t_{\text{НЦ}} + t_{\text{ЦВ}} + t_{\text{ЦЗ}} - \Delta t_{\text{ирц}}} = \\ &= 0,91 \cdot I_{\text{ра}} \frac{t_{\text{H}} + t_{\text{ВТ}} + t_{\text{ЗТ}}}{t_{\text{ВТ}} + t_{\text{ЗТ}} - \Delta t_{\text{ирц}}} \approx 1,82 \cdot I_{\text{ра}}, \end{aligned} \quad (4.29)$$

де прийнято $t_{\text{HT}} \approx t_{\text{ВТ}}$; $t_{\text{ЗТ}} + t_{\text{HT}} = t_{\text{ирц}}$ (див. рис. 3.2); $t_{\text{H}} \approx t_{\text{ВТ}} + t_{\text{ЗТ}}$ (див. рис. 4.2) та $\Delta t_{\text{ирц}} \approx 0$. Проведена орієнтовна оцінка рівнів $I'_{\text{рц}}$ і $I_{\text{ра}}$ за (4.29) показує, що інтенсивність $I'_{\text{рц}}$ майже в 2 рази перевищує інтенсивність $I_{\text{ра}}$.

Поняття інтенсивності імпульсів тиску та переміщень ланок ГТ і ГП, циклових коефіцієнтів цих імпульсів (див. (4.8) .. (4.15)) можуть бути використані під час розроблення коректних науково-обґрунтованих методик проектного розрахунку ГТ та ГП.

З усіх часових інтервалів орієнтованої циклограми робочого циклу ГП найбільш точно можна оцінити час t_{H} набору тиску в напірній порожнині $A_{\text{г}}$ та гідроаккумулятора 16 (див. рис. 4.1) за відомою залежністю [9]:

$$t_{\text{H}} = \Delta p \cdot W_{0\Sigma} / (Q_{\text{H}} \cdot \kappa), \quad (4.30)$$

де κ – ізотермічний модуль пружності енергоносія.

Формула (4.30) встановлює лінійний закон зростання тиску в напірній порожнині ГП об'ємом $W_{0\Sigma}$ $\Delta p = t_{\text{H}} \cdot Q_{\text{H}} \cdot \kappa \cdot W_{0\Sigma}^{-1}$, що справедливо за $Q_{\text{H}} = \text{const}$, $\kappa = \text{const}$ та $W_{0\Sigma} = \text{const}$. В реальності подача Q_{H} гідронасоса, яка підводиться в об'єм $W_{0\Sigma}$, величина якого також змінюється в певних

межах, через втрати всередині ГТТ та ГПІ внаслідок перетікання енергоносія, наприклад, в зливну порожнину, не постійна. $x = const$ величина постійна за відсутності в енергоносії розчиненого повітря та домішок інших, окрім оливи, речовин. Всі перелічені зауваження дійсно залежність $\Delta p = f(t, Q, \kappa, w)$ роблять нелінійною, яка може мати характер як випуклої так і увігнутої кривої, але для практичних розрахунків ГПІ та ГТТ і користувались залежністю (3.30).

4.3 Динамічні моделі прямого та зворотного ходів рухомих ланок ГПІ та ГТТ підвищеної пропускної здатності

В досліджуваному ГТТ запірний елемент 3 (див. рис. 4.1) суміщено з пружним елементом ПП, що накладає певні особливості на переміщення цього першого ступеня герметизації ГТТ, яке можна розділити на кінематичне та деформаційне. Клапанна частина запірного елемента 3 здійснює кінематичний рух, а ПП цього елемента частково переміщується кінематично (більшою частиною), а частково деформаційно. Нерухомою частиною ПП запірного елемента 3 є її опорне кільце, що впирається в плунжер 10 (див. рис. 4.1).

Відповідно до зроблених зауважень, зведену масу m_1 запірного елемента 3 можна визначити як суму його клапанної частини $m_{кл}$ та пружинної $m_{пп}$:

$$m_1 = m_{кл} + m_{пп} = m_{кл} + 2\rho a^2[\pi R(n-3) + a(n+1)], \quad (4.31)$$

де $m_{пп} = m_{рк} + m_{п} + m_{ок}$; $m_{рк} = 2\pi Rna^2\rho$ – сумарна маса робочих кілець ПП;

$m_{\Pi} = 2a^3(n+1)\rho$ – сумарна маса перемичок ПП, за припущення, що їх форма куб з ребром a ;

$m_{ок} = 6\pi R a \rho$ – маса опорного кільця ПП;

$\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³ – густина матеріалу запірного елемента 3 (сталь 60С2А ГОСТ 8559-75). З метою спрощення розрахунків ПП та інших деталей, пов'язаних з ПП, доцільно прийняти припущення, наведені в роботі [7]; $a = b$, де, відповідно, ширина та товщина робочого кільця ПП; $n_p = 2(n+1)$ – число перемичок ПП (тут n – число робочих кілець ПП); $a_{ок} = 3 \cdot a$ – ширина опорного кільця ПП; R – середній радіус ПП.

Рухому масу m_z втулки-клапана 6 знаходимо як суму (див. рис. 4.1)

$$m_z = m_в + m_{св} + m_{пк} + m'_{пр}$$

де $m_в$ – власна маса втулки-клапана 6; $m_{св}$ – маса ступінчастої втулки 8; $m'_{пр} \approx 0,3m_{пр}$ – рухома (ефективна) маса пружини 7 ($m_{пр}$ – повна маса пружини 7); $m_{пк}$ – маса пружинного запірного кільця 9. Рухома маса m_z плунжера 13 включає маси клапана-плунжера 14, пружинної лайби 15 та зведених до плунжера 13 інших рухомих ланок виконавчого гідродиліндра ГП.

Маса m_2 порівняно з масами m_1 та m_3 мала. Крім того на шляху $\sim 0,5h_b$ втулка-клапан 6 протягом відносно малого часу $t''_{кз}$ рухається як одне ціле ($m_1 + m_2$) під час прямого ходу і на повний хід h_b під час зворотного ходу за час $t'_{кз} = t_{кз}$ (див. рис. 4.1). Такі особливості конструкції втулки-клапана 6 – другого ступеня герметизації ГП та його динаміки дозволяють, з метою спрощення динамічної та математичної моделей розглядуваного ГП, не розглядати окреме диференціальне рівняння руху маси m_2 як під час прямого так і зворотного ходів мас m_1 та m_3 , а особливості динаміки другого ступеня герметизації ГП врахувати в умовах

однозначності математичної моделі розглядуваного ГП, керованого ГТ підвищеної пропускної здатності.

Особливістю ГП є відносно малий об'єм $W_{0\Sigma}$ напірної порожнини [4, 5], який досягається блочною компоновкою гідроапаратури впритул приєднаної до розподільно-несучого паралелепіпеда, в якому утворено всі комунікаційні гідро канали та гідролінії. Нагнітальний вихід гідронасоса, зазвичай, шестеренного типу, який найкраще працює в умовах змінного тиску, оскільки немає слабкої ланки – всмоктувально-нагнітальних клапанів, сполучається коротким патрубком з розподільно-несівним паралелепіпедом. Патрубок герметизується еластичними ущільненнями, як правило, гумовими кільцями круглого перерізу, встановлених в закритих канавках (торцеві ущільнення). Гідронасос разом з приводним електродвигуном монтується на спеціальній рамі, яка оснащена гвинтовими пристроями, що забезпечують точну орієнтацію нагнітального патрубка відносно розподільно-несучого паралелепіпеда, при чому спеціальна рама кріпиться безпосередньо на станині ВМ чи ВУМ по можливості як найближче до розподільно-несівного паралелепіпеда. Зливні гідролінії реалізуються гнучкими гумо-тканинними рукавами, що з'єднують центральну зливну гідролінію розподільно-несівного паралелепіпеда з баком гідросистеми ГП. Така компоновка ГП ВМ чи ВУ дозволяє максимально мінімізувати об'єм $W_{0\Sigma}$ і знехтувати впливом маси енергоносія в цьому об'ємі на динаміку ГП та ГТ, а гідравлічну ланку (далі ГЛ) в динамічній моделі ГП подати у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта [4, 5].

ГЛ, як тіло Кельвіна-Фойгта, складається з паралельно з'єднаних між собою безінерційних пружного k_0 та дисипативного c_0 елементів, де враховуються як пружність так і в'язкість властивості енергоносія («пружно-зосереджена модель робочої рідини» [7]). Така модель ГЛ не суперечить законам статичної та динамічної гідравліки, а дозволяє звести всі напірні порожнини об'ємом $W_{0\Sigma}$ ГП до усередненої гідролінії (труби) [5] з площею поперечного перерізу

$$A_0 = \sum_{i=n}^{i=n} (l_i \cdot A_i) / \sum_{i=n}^{i=n} l_i \quad (4.33)$$

$$\text{та довжиною} \quad L_0 = \sum_{i=n}^{i=n} l_i, \quad (4.34)$$

де l_i, A_i – відповідно, довжина та площа поперчного перерізу i -го гідроканала та гідролінії порожнини ГІТ і ГПІ тощо.

Енергоносій в усередненій гідролінії може, згідно закону Гука для крапельної (ньютонівської) рідини, деформуватись [10]:

$$\Delta p_r = \varepsilon_v \cdot W_{0\Sigma} = \Delta W \cdot \kappa \cdot W_{0\Sigma}^{-1}, \quad (4.35)$$

де $\Delta p_r = p_r - p_{зл}$ – перепад тиску в напірній порожнині ГПІ; $p_{зл} = 0$ (прийнято раніше) – тиску в зливній порожнині ГПІ; $\varepsilon_v = \Delta W \cdot W_{0\Sigma}^{-1}$ – відносно об'ємна деформація енергоносія в напірній порожнині ГПІ; ΔW – зміна об'єму енергоносія в напірній порожнині ГПІ внаслідок його стискання через дію тиску p_r ; $W_{0\Sigma} = A_0 \cdot L_0$.

Оскільки об'єм $W_{0\Sigma}$ зведено до труби, то:

$$\Delta W = x_{or} \cdot A_0; \quad (4.36)$$

$$\varepsilon_v = x_{or} \cdot A_0 \cdot W_{0\Sigma}^{-1}, \quad (4.37)$$

де $A_0 = const$; $W_{0\Sigma} = const$; $x_{or} = var$ – лінійна деформація енергоносія в трубі довжиною L_0 . Стовп рідини в трубі площею поперчного перерізу A_0 і довжиною L_0 є стержнем, жорсткість якого є жорсткістю k_{or} ГЛ, яку можна визначити за відомою формулою [5]

$$k_{or} = A_0^2 \cdot \kappa \cdot W_{0\Sigma}^{-1}. \quad (4.38)$$

Враховуючи в (4.35), (4.36), (4.37) і (4.38), знайдемо

$$p_r = x_{or} \cdot k_{or} \cdot A_0^{-1}, \quad (4.39)$$

де $A_0 \cdot x \cdot W_{0\Sigma}^{-1} = k_{or} \cdot A_0^{-1}$.

Під дією потоку енергоносія ГЛ (енергоносій в трубі) деформується із швидкістю \dot{x}_{or} , яку можна припустити рівною швидкості потоку енергоносія, і взаємодія з рухомими ланками ГІТ та ГПІ через передаточні відношення [11]

$$U_{oi} = A_i^2 \cdot A_0^{-2}, \quad (4.40)$$

де A_i – площа поперечного перерізу i -ї рухомої ланки ГПІ та ГІТ.

Протягом робочого циклу ГПІ жорсткість k_{or} змінюється через зміну початкового об'єму, енергоносія внаслідок додавання чи віднімання від нього об'ємів енергоносія, що витрачаються на переміщення рухомих ланок ГПІ та ГІТ і власне стискання енергоносія під дією високого тиску. Багаточисельними теоретичними та експериментальними дослідженнями ГПІ ВМ і ВУМ встановлено [], що ці додаткові об'єми енергоносія малі порівняно з $W_{0\Sigma}$ і ними можна знехтувати та вважати, що $k_{or} = \text{const}$ протягом всього робочого циклу ГПІ. Таке припущення суттєво спрощує математичне моделювання ГПІ ВМ і ВУМ.

Жорсткість k_{or} ГЛ можна приводити до площі поперечного перерізу будь-якої рухомої ланки ГПІ та ГІТ за формулою [4]

$$k_{oi} = U_{oi} \cdot k_{or}, \quad (4.41)$$

де $i = 1, 2, \dots, n$ – порядковий номер ГІТ чи ГПІ.

Деформацію x_{or} та швидкість деформації \dot{x}_{or} ГЛ також можна приводити до будь-якої площі A_i рухомої ланки ГТ чи ГП за залежностями [4]:

$$x_{Ai} = x_{or} \cdot U_{oi}^{-0,5} \quad (4.42)$$

$$\dot{x}_{Ai} = \dot{x}_{or} \cdot U_{oi}^{-0,5} \quad (3.42)$$

Як вже відмічалось, що енергоносій в ГП є крапельною (ньютонівською) рідиною, для якої сила в'язкого опору F_{AO} дисипативного елемента ГЛ визначається за законом Ньютона []

$$F_{AO} = C_0 \cdot \dot{x}_{or} \quad (4.44)$$

де $C_0 = 0,25\pi\mu \cdot d_0^2 \approx 0,785\mu_e d_0^2$ – коефіцієнт в'язкого опору деформуванню ГЛ (внутрішнє тертя в енергоносії); $d_0 = 2\sqrt{(A_0/\pi)} \approx 1,13\sqrt{A_0}$ – умовний прохід усередненої напірної гідролінії ГП; μ_e – динамічна в'язкість енергоносія. Силу F_{AO} також можна приводити до будь-якої площі A_i рухомих ланок ГТ та ГП за формулою [5]

$$F_{Ai} = U_{oi}^{0,25} \cdot C_0 (x_{Ai} \pm \dot{y}_i) \quad (4.45)$$

де \dot{y}_i – поточна швидкість руху i -ї ланки ГТ чи ГП. Якщо переміщення ланки ГТ чи ГП збільшує деформацію x_{or} ГЛ, то в (4.45) ставлять знак « + », а коли зменшує – то « - ».

Реальний динамічний процес робочого циклу будь-яких ГП та ГТ характеризується численними змінними величинами, які часто можуть мінятися випадковим чином. Намагання під час математичного моделювання системами ГП враховувати всі змінні фактори привело б до дуже складеної

математичної моделі ГП з непереборними математичними труднощами під час аналізу моделі та її дослідження, тому, з метою зменшення трудомісткості математичного моделювання досліджуваного ГТ та ГП, окрім раніше викладених, необхідно прийняти ще такі обґрунтовані припущення:

- в межах робочого циклу фізичні параметри енергоносія змінюються не суттєво і можна вважати, що $x = const$; $\rho_e = const$ (густина енергоносія); $\mu_e = const$ або $\nu_e = \mu_e / \rho_e$ (кінематична в'язкість енергоносія);

- за стабілізованою режиму роботи ГП та ГТ, починаючи з других імпульсів зміни тиску p_r , p_d та імпульсів переміщень y_1, y_2 і y_3 (див. рис. 4.2), термодинамічний процес теплообміну в системі ГП ізотермічний;

- через малу довжину гідроканалів і гідроліній в системі ГТ та ГП хвильові процеси в ГЛ відсутні;

- гідродинамічні сили під час перемикання запірною елемента 3 та втулки-клапана 6 (див. рис. 4.1) порівняно з рушійними, пружинами, інерційними силами та силами в'язкого тертя під час переміщення запірною елемента 3 та втулки-клапана 6 малі та у вихідних диференціальних рівняннях руху цих ланок ГТ не враховуються;

- сили ваги зведених мас m_1 і m_2 малі порівняно з рушійними, інерційними, пружними та дисипативними силами, що діють на ці маси, і в диференціальних рівняннях руху цих ланок ГТ не враховуються;

- приймаємо квадратичну залежність витрати енергоносія від тиску через відкриті щілини ГТ, коректність якої підтверджена теоретично та експериментально [4 - 12], а коефіцієнти витрати через відкриті щілини ГТ та перший ступінь герметизації плунжера 13 (див. рис. 4.1) виконавчого гідроциліндра ГП є сталими величинами;

- витоки енергоносія через ущільнення рухомих і нерухомих ланок ГТ та ГП, порівняно з потоками енергоносія під час відкриття та закриття ГТ і переміщення плунжера 13 відсутні або дуже малі;

- в напрямних рухомих деталей запірною елемента 3 та втулки-клапана 6 має місце тільки рідинне тертя, а сухе відсутнє;
- можливе напіврідинне (у випадку періодичного мащення) тертя у верхній частині (після ущільнення) непрямій поверхні плунжера 13 (див. рис. 4.1) та в механізмі пружного повернення плунжера 13 (на рис. 4.1 умовно не показаний) враховується сумарною постійною силою R .

Грунтуючись на орієнтовній циклограмі досліджуваних ГП та ГТ (див. рис. 4.2) конструктивній схемі цього ГП та прийнятих припущеннях ідеалізовану динамічну модель розглядуваного ГП можна подати (рис. 4.1) у вигляді двох зосереджених мас $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$ і m_3 , навантажених позиційними пружними силами, силами в'язкого та напіврідинного тертя, які є силами дисипативного опору, та технологічним зусиллям (маса m_3), які взаємодіють з ГЛ через передаточні відношення $U_{01(02)}$ (прямий хід маси $m_{1\Sigma}$), $U_{02(01)}$ (зворотний хід маси $m_{1\Sigma}$), та U_{03} . На рис. 4.4, окрім відмічених в тексті розділу 3 величин, що позначено такі: C_1, C_2 – відповідно коефіцієнти в'язкого тертя під час руху запірною елемента 3 та втулки-клапана 6 (див. рис. 4.1), рівень якого визначається швидкостями мас $m_{1\Sigma} (m_1 + m_2)$ $\dot{y}_{1П}$ ($\dot{y}_{2П}$), $\dot{y}_{1з}$ ($\dot{y}_{2з}$), та плунжера 13 (маса m_3), рівень якого залежить від швидкостей $\dot{y}_{3П}$ і $\dot{y}_{3з}$; $U_{01(02)}$ – передаточне відношення від ГЛ до маси $m_{1\Sigma}$ під час її прямого ходу та $U_{02(01)}$ – під час зворотного ходу маси $m_{1\Sigma}$; $\uparrow x_{03}$ – напрям швидкості деформації ГЛ під час прямого ходу маси $m_{1\Sigma}$ і m_3 , а \downarrow – під час зворотного ходу цих мас. Коефіцієнт в'язкого тертя C_1 є сумарним для запірною елемента 3 та втулки-клапана 6 (див. рис. 4.1).

За припущень, прийнятих під час розрахунку маси m_1 , жорсткість k_1 ПП запірною елемента 3 рекомендується визначати за спрощеною залежністю [13]:

$$k_1 = (1,035 \cdot E \cdot a^4) / (R^3 \cdot n), \quad (4.46)$$

де $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу ПП (сталь 60С2А

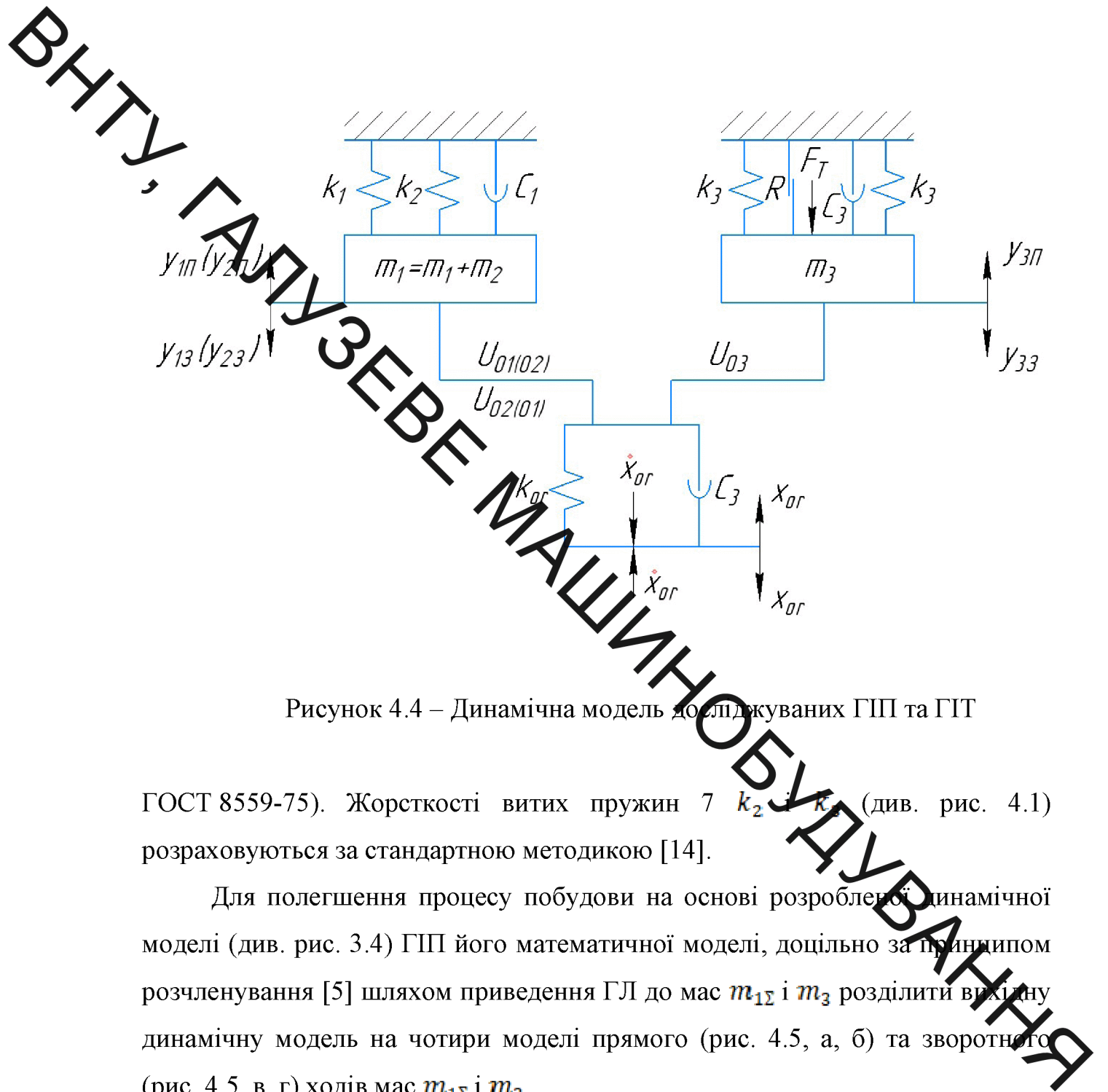


Рисунок 4.4 – Динамічна модель досліджуваних ГПІ та ГІТ

ГОСТ 8559-75). Жорсткості витих пружин k_2 і k_3 (див. рис. 4.1) розраховуються за стандартною методикою [14].

Для полегшення процесу побудови на основі розробленої динамічної моделі (див. рис. 3.4) ГПІ його математичної моделі, доцільно за принципом розчленування [5] шляхом приведення ГЛІ до мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 розділити вихідну динамічну модель на чотири моделі прямого (рис. 4.5, а, б) та зворотного (рис. 4.5, в, г) ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 .

З метою спрощення приймемо, що зусилля $F_T = const$ та діє як під час прямого так і зворотного ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 . В реальних технологічних процесах, наприклад вібропрасування виробів з порошкових матеріалів $F_T = var$, але для врахування цього потрібно закон зміни функції $F_T = f(t_{пр})$, де $t_{пр}$ – час вібропрасування виробу. Більш-менш сталого значення $F_T \approx const$ досягає в кінці процесу вібропрасування []. Цей момент й приймемо за розрахунковий.

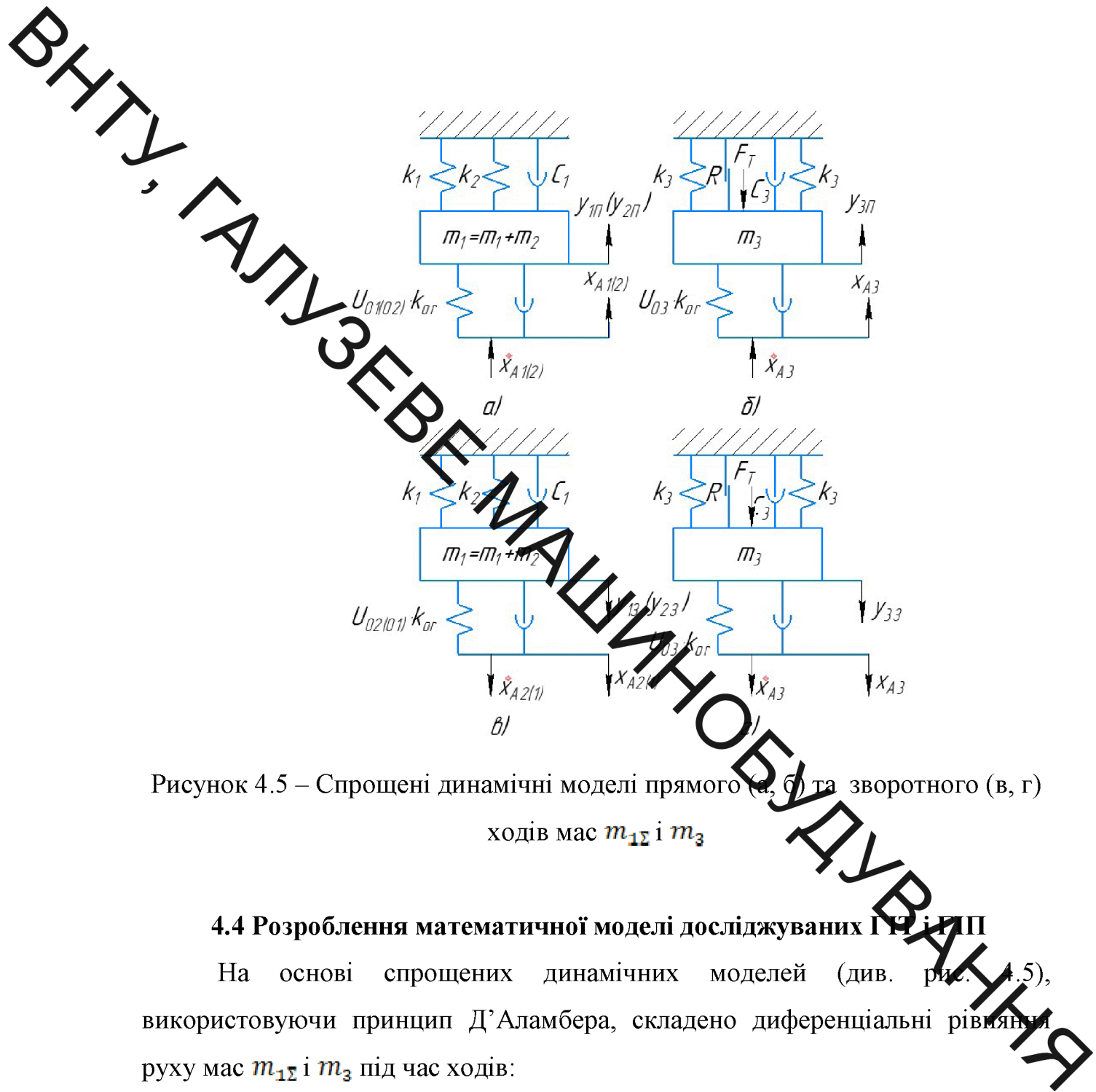


Рисунок 4.5 – Спрощені динамічні моделі прямого (а, б) та зворотного (в, г) ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3

4.4 Розроблення математичної моделі досліджуваних ГЧ і ГПП

На основі спрощених динамічних моделей (див. рис. 4.5), використовуючи принцип Д'Аламбера, складено диференціальні рівняння руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 під час ходів:

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

$$\begin{cases} m_{1\Sigma} \cdot \ddot{y}_{1\Pi} = U_{01(02)} \cdot k_{or} (x_{A1(2)} - y_{1\Pi}) - k_1 (y_{1\Pi} + y_{01}) - \\ - k_2 (y_{1\Pi} + y_{02}) - C_1 \dot{y}_{1\Pi} - U_{01(02)} \cdot C_0 (\dot{x}_{A1(2)} - \dot{y}_{1\Pi}); \\ m_3 \ddot{y}_{3\Pi} = U_{03} \cdot k_{or} (x_{A3} - y_{3\Pi}) - 2k_3 (y_{3\Pi} + y_{03}) - C_3 \cdot \dot{y}_{3\Pi} - \\ - R - F_T - U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A3} - \dot{y}_{3\Pi}) - m_3 g; \end{cases} \quad (4.47)$$

зворотного ($x_{02} > x_{or} > x_0$) –

ВНТУ, ГАЛУЗЬ ВЕДІВ МАШИНОБУДУВАННЯ

$$\begin{cases} m_{1\Sigma} \cdot \ddot{y}_{3\Pi} = k_1(y_{01} + h_B - y_{13}) + k_2(y_{02} + h_B - y_{23}) - \\ - U_{02(01)} \cdot k_{or} (x_{A1(2)} - (h_B - y_{13})) - U_{02(01)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A2(1)} - \\ - \dot{y}_{13}) - C_1 \dot{y}_{13}; \\ m_3 \ddot{y}_{33} = 2k_3(y_{03} + h_3 - y_{33}) + m_3 g - U_{03} \cdot k_{or} [x_{A3} - \\ - (h_3 - y_{33})] - C_3 \dot{y}_{33} - R - U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A3} - \dot{y}_{33}), \end{cases} \quad (4.48)$$

де $x_{01} = p_1 A_0 \cdot k_{or}^{-1}; \quad (4.49)$

$$x_{02} = p_2 A_1 \cdot k_{or}^{-1} = x_{01} \cdot U_{21}^{0,5} + k_1 \cdot h_B \cdot U_{02}^{-0,5} \cdot k^{-1} \quad (4.50)$$

– відповідно, межові деформації ГЛ (відповідають тискам p_1 і p_2 ; $U_{21} = A_1 \cdot A_0^{-2}$ – внутрішнє передаточне відношення в ГТТ між його першим і другим ступенями герметизації ГТТ (див. рис. 4.1); для: $0 < y_{1\Pi} < h_c \approx 0,5h_B - U_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$ та $m_{1\Sigma} = m_1$; $h_c \leq y_{1\Pi} \leq h_B - U_{01(02)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$ і $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$, $U_{03} = (A'_3)^2 \cdot A_0^2$ для $0 < y_{3\Pi} < 0,001 \cdot h_3$ (тут $A'_3 = \pi d_3^2 / 4 \approx 0,785 A_3^{-2}$); для $0,001h_3 \leq y_{3\Pi} \leq h_3 - U_{03} = A_3^2 \cdot A_0^{-2}$; $x_{A1(2)} = x_{or} \cdot U_{01(02)}^{-0,5}$; $\dot{x}_{A1(2)} = \dot{x}_{or} \cdot U_{01(02)}^{-0,5}$ (де $x_{A1(2)}$ та $\dot{x}_{A1(2)}$ визначаються згідно наведеному вище змін $y_{1\Pi}$ і $U_{01(02)}$); $x_{A3} = x_{or} \cdot U_{03}^{-0,5}$, $\dot{x}_{A3} = \dot{x}_{or} \cdot U_{03}^{-0,5}$ для $0 < y_{13} < 0,5h_B - U_{02(01)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$ і $m_{1\Sigma} = m_1 + m_2$; $0,5h_B \leq y_{13} \leq h_B - U_{02(01)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$; $m_{1\Sigma} = m_1$; $x_{A2(1)} = x_{or} \cdot U_{02(01)}^{-0,5}$; $\dot{x}_{A2(1)} = \dot{x}_{or} \cdot U_{02(01)}^{-0,5}$; для $0,999h_3 < y_{33} \leq h_3$; $U'_{03} = (A'_3)^2 \cdot A_0^{-2}$; $x'_{A3} = x_{or} \cdot (U'_{03})^{-0,5}$; $\dot{x}'_{A3} = \dot{x}_{or} \cdot (U'_{03})^{-0,5}$; $\dot{y}_{1\Pi}, \dot{y}_{3\Pi}, \ddot{y}_{1\Pi}, \ddot{y}_{3\Pi}, \dot{y}_{13}, \dot{y}_{33}, \ddot{y}_{13}, \ddot{y}_{33}$ – відповідно, поточні швидкості та прискорення мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 під час їх прямого та зворотного ходів; $x_{A1(2)}, x_{A2(1)}, x_{A3}, \dot{x}_{A1(2)}, \dot{x}_{A2(1)}, \dot{x}_{A3}$ – відповідно, деформації та швидкості

деформації ГЛ, приведені до відповідних площ поперечного перерізу ступенів герметизації ГІТ та виконавчого гідроциліндра ГІП (див. рис. 4.1).

З метою виключення з систем диференціальних рівнянь (4.47) і (4.48) вільних членів здійснюємо заміну змінних $y_{1\Pi}, y_{3\Pi}, y_{13}$ та y_{33} на нові змінні $z_{1\Pi}, z_{3\Pi}, z_{13}$ та z_{33} , що не змінюють характер і динаміку руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 :

$$\begin{cases} z_{1\Pi} = y_{1\Pi} + w_{\Sigma 1}^{-2} (w_{01}^2 \cdot y_{01} + w_{02}^2 \cdot y_{02}); \\ z_{3\Pi} = y_{3\Pi} + w_{\Sigma 2}^{-2} [2w_{03}^2 \cdot y_{03} + (R + F_T)m_3^{-1} + g]; \\ z_{13} = y_{13} - w_{\Sigma 1}^{-2} [w_{01}^2 (y_{01} + h_b) + w_{02}^2 (y_{02} + h_b)]; \\ z_{33} = y_{33} - w_{\Sigma 2}^{-2} [2w_{03}^2 (y_{03} + h_3) + (R + F_T)m_3^{-1} + g], \end{cases} \quad (4.51)$$

де $w_{\Sigma 1} = \sqrt{w_{p1}^2 U_{01(02)} + w_{01}^2 + w_{02}^2}$; $w_{p1} = \sqrt{k_{or} \cdot m_{1\Sigma}^{-1}}$; $w_{01} = \sqrt{k_1 \cdot m_{1\Sigma}^{-1}}$;
 $w_{02} = \sqrt{k_2 \cdot m_2^{-1}} = w_{01} \cdot (\delta_1 \cdot \gamma_1)^{0.5}$ (тут: $\delta_1 = k_2/k_1$; $\gamma_1 = m_{1\Sigma}/m_2$);
 $w_{p2} = \sqrt{k_{or} \cdot m_3^{-1}} = w_{p1} \cdot \gamma_2^{0.5}$; $\gamma_2 = m_{1\Sigma}/m_3$;
 $w_{03} = \sqrt{k_3 \cdot m_3^{-1}} = w_{01} \cdot (\delta_2 \cdot \gamma_2)^{0.5}$; $\delta_2 = k_3/k_1$;
 $w_{\Sigma 2} = \sqrt{w_{p2}^2 U_{03} + 2w_{03}^2} = \sqrt{w_{p1}^2 \gamma_2 \cdot U_{01(02)} \cdot U_{03} + 2w_{01}^2 \delta_2 \cdot \gamma_2}$ – відповідно,
 власні кутові частоти ГІТ та ГІП, визначені відносно маси $m_{1\Sigma}$ системи ГІТ – ГЛ.

Замінюючи в системах диференціальних рівнянь (4.47) і (4.48) змінні $y_{1\Pi}, y_{3\Pi}, y_{13}$ та y_{33} , приведемо рівняння систем до класичного вигляду, що описують вимушені коливання мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 за імпульсного збурення для ходів цих мас:

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

$$\begin{cases} \ddot{z}_{1\Pi} + 2\beta_{1\Pi}\dot{z}_{1\Pi} + w_{\Sigma 1}^2 z_{1\Pi} = w_{p1}^2 U_{01(02)}^{0.5} x_{or}; \\ \ddot{z}_{3\Pi} + 2\beta_{3\Pi}\dot{z}_{3\Pi} + w_{\Sigma 2}^2 z_{3\Pi} = w_{p1}^2 \gamma_2 U_{03}^{0.5} x_{or}; \end{cases} \quad (4.52)$$

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

$$\begin{cases} \ddot{z}_{13} + 2\beta_{13}\dot{z}_{13} + w_{\Sigma 1}^2 z_{13} = -w_{p1}^2 U_{02(01)}^{0,5} x_{or}; \\ \ddot{z}_{33} + 2\beta_{33}\dot{z}_{33} + w_{\Sigma 2}^2 z_{33} = -w_{p1}^2 \gamma_2 U_{03}^{0,5} x_{or}, \end{cases} \quad (4.53)$$

де

$$\begin{cases} \beta_{1\Pi} = 0,5m_{1\Sigma}^{-1} [C_1 + U_{01(02)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A1(2)} \cdot y_{1\Pi}^{-1} - 1)]; \\ \beta_{3\Pi} = 0,5m_{1\Sigma}^{-1} [C_3 + U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A3} \cdot y_{3\Pi}^{-1} - 1)]; \\ \beta_{13} = 0,5m_{1\Sigma}^{-1} [C_1 + U_{02(01)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A2(1)} \cdot y_{13}^{-1} - 1)]; \\ \beta_{33} = 0,5m_3^{-1} [C_3 + U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A3} \cdot y_{33}^{-1} - 1)]; \end{cases} \quad (4.54)$$

- змінні коефіцієнти демпфірування під час переміщення мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 .

Кругові власні частоти $w_{\Sigma 1}, w_{p1}$ та $w_{\Sigma 2}$ впродовж робочого циклу змінюються, оскільки внаслідок параметричного принципу роботи ГІТ та виконавчого гідроциліндра ГІП міняються передаточні відношення $U_{01(02)}$ на $U_{02(01)}$, а U_{03} на U'_{03} і навпаки (див. розшифровку та опис параметрів до систем (4.47) і (4.48)).

Зміна деформації x_{or} ГЛ спричиняється впродовж робочого циклу ГІП витратами енергоносія на початкову деформацію енергоносія, переміщення запірнього елемента 3, втулки-клапана 6 та плунжера 13 (див. рис. 4.1) та перетікання енергоносія у відповідні порожнини через відкривання та закривання ГІТ. Умови однозначності робочого циклу ГІП відображені на орієнтовній циклограмі (див. рис. 4.2).

Зазвичай системи нелінійних диференціальних типу (4.52) та (4.53) розв'язують і досліджують числовими методами за допомогою різних прикладних комп'ютерних програм, наприклад, MATLAB, де час процесу є основним явним аргументом, який ділиться на певний малий (або малі) крок. Така особливість цих числових методів дозволяє зміну деформації x_{or} ГЛ представити у вигляді простих залежностей [4, 5] для ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 :

прямого

$$x_{or} = x_{o1} - Q_{\Sigma l_{п}} \cdot t \cdot A_0^{-1};$$

зворотного

$$x_{or} = x_{o2} \pm Q_{\Sigma l_{з}} \cdot t' \cdot A_0^{-1};$$

де, $Q_{\Sigma l_{п}}, Q_{\Sigma l_{з}}$ – відповідно, витрата енергоносія через гідролінії та відкриту щілину ГІТ що відповідає певним переміщенням ланок ГІТ і ГІП на шляху прямого ($l_{п}$) та зворотного ($l_{з}$) ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 ; t, t' – поточний час зміни певного етапу " $l_{п}$ " (чи $l_{з}$) витрат енергоносія $Q_{\Sigma l_{п}}$ чи $Q_{\Sigma l_{з}}$ (див. рис. 4.2).

4.5 Висновки

1. Розроблено конструктивну схему однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності, запірний елемент 3 першого ступеня герметизації якого суміщено прорізною пружиною, а другий ступінь герметизації ГІТ реалізовано спеціальною втулкою-клапаном 6 з фасочною (клапанною) герметизацією (див. рис. 4.1).

2. Проведено детальний аналіз робочого циклу ГІП, який керується розробленим ГІТ, приєднаним до виконавчого гідроциліндра параметричного типу за схемою «на вході».

3. За результатами аналізу робочого циклу ГІП побудовано орієнтовну його циклограму , на основі якої встановлено послідовності зміни тиску енергоносія в цикловому гідроаккумуляторі, виконавчому гідроциліндрі та їх зв'язок на окремих фазах із переміщеннями запірного елемента 3, втулкою-клапаном 6 і плунжером 13 гідроциліндра ГІП (див. рис. 4.2).

4. На основі детального аналізу орієнтовної циклограми робочого циклу ГІТ та ГІП встановлено співвідношення та взаємозв'язок між

окремими часовими інтервалами імпульсів тиску в цикловому гідроакумуляторі, виконавчому гідроциліндрі та переміщень запірного елемента 3, втулки-клапана 6 і плунжера 13 (див. рис. 4.1).

5. На основі науково-обґрунтованої структури припущень, конструктивної схеми ГІТ та ГІТ і орієнтовної циклограми робочого циклу та представлення ГІТ у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта побудовано динамічну модель ГІТ та ГІТ, рухомі маси $m_{1\Sigma}$ і m_3 яких взаємодіють з ГЛ через передаточні відношення $U_{01(02)}$ ($U_{02(01)}$) та U_{03} (див. рис. 4.4).

6. Вихідна динамічна модель на основі принципу розглядування розділена на чотири прості моделі прямого та зворотного ходів мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 (див. рис. 3.5), на базі яких, використовуючи принцип Д'Аламбера побудовано математичну модель ГІТ у вигляді диференціальних рівнянь руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 на прямому на зворотному їх ходах (див. (4.52) і (4.53)), умов однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих і межу деформацію ГЛ (див. рис. 4.2), та узагальнених рівнянь витрати енергоносія (див. (4.55) та (4.56)).

7. З метою виключення з диференціальних рівнянь систем (4.47) і (4.48) вільних членів у вихідні диференціальні рівняння руху мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 введено нові змінні, які не змінюють динаміку ГІТ та ГІТ, що дозволило привести рівняння систем (4.47) і (4.48) до виду класичних нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують вимушені коливання мас $m_{1\Sigma}$ і m_3 імпульсного збурення-змінення деформації ГЛ протягом робочого циклу (див. (4.52) і (4.53)), а також встановлено та проаналізовано власні кругові частоти ГІТ та ГІТ.

5 МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА, КЕРОВАНОГО ОДНОКАСКАДНИМ ГІТ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ

5.1 Вхідні параметри

Основні початкові дані для розроблення методики проектного розрахунку ГПІ та ГІТ підвищеної пропускної здатності, приєднаного до виконавчого гідроциліндра ГПІ (див. рис. 4.1) за схемою «на вході» [5] визначаються технічними завданнями (ТЗ) на МКР (див. додаток А) і містять:

- номінальний тиск енергоносія під час відкриття ГІТ $p_1 = 10$ МПа (тиск відкриття»);

- тип гідронасоса насосно-аккумуляторної станції ГПІ – гідронасос типу НШ, оскільки гідронасоси цього типу у ГПІ працюють найбільш надійно та стабільно внаслідок відсутності вомоктувальних і нагнітальних клапанів. Так як подача Q_H гідронасоса є розрахунковою величиною, то конкретна модель потрібного гідронасоса вибирається після визначення Q_H ;

- діапазон регулювання параметрів ГІТ та ГПІ;

- частоти проходження імпульсів тиску – 10 ... 100 Гц (припускається, що діапазон частот вібрацій плунжера 13 виконавчого гідроциліндра ГПІ (див. рис. 3.1) такий же);

- амплітуди вібрацій плунжера 13 (див. рис. 3.1) – $(0,5 \dots 2) \cdot 10^{-3}$ м;

- діапазон регулювання попередньої деформації пружних елементів ГІТ та ГПІ (див. рис. 4.1). Орієнтовно приймаємо: ПП – $y_1 = (2,0 \dots 4,0) \cdot 10^{-3}$; витої пружини 7 – $y_{02 \max} = 10 \cdot 10^{-3}$ м (постійна початкова деформація під час збирання ГІТ); пружних елементів повернення у початкове положення плунжера 13 – $y_{03} = (10 \dots 20) \cdot 10^{-3}$ (величина y_{03} залежить від типу конкретного ГПІ);

- орієнтовна амплітуда тиску $\Delta p = p_1 - p_2$, яка залежить від внутрішнього передаточного відношення $U_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2} = d_1^4 \cdot d_2^{-4}$ (див. підрозділ 4.3). Попередньо призначаємо: $U_{21}^{0.5} = 0,3 \dots 0,5$ ($U_{21} = 0,55 \dots 0,71$);
- марка енергоносія, в залежності від якої вибирається тип і вид контроль-розгочільної гідроапаратури та гідро арматури ГПІ;
- орієнтовні значення об'єму W_0 напірної порожнини ГПІ;
- орієнтовний максимальний хід плунжера 13 (див. рис. 4.1) h_3 доцільно прийняти рівним максимальній амплітуді вібрацій, оскільки вібраційне переміщення $u_{3п} = u_{3з}$ здійснюється в додатковому напрямку координати u_3 за від нульовим циклом (див. рис. 4.2);
- орієнтовні значення зведених мас m_1 , m_2 і m_3 включаючи і їх складові (див. підрозділ 4.3, (4.31) і (4.32));
- максимальне технологічне зусилля F_T , як визначається особливостями технологічного процесу, що реалізується за допомогою досліджуваного ГПІ;
- допустимі швидкості руху енергоносія в напірних $[V_{н}]$ і зливних $[V_{зл}]$ гідролініях ГПІ та ГПІ, наприклад, в гідролініях $H_{Г}$, $H_{ф}$, $H_{Ц}$, $H_{ДР}$, $H_{Зл}$, отворах $a_{ЦК}$, $a_{ЗЦ}$ і $a_{ЗД}$ (див. рис. 4.1);
- квалітети точності спряжень напрямних поверхонь запірних елементів першого та другого ступенів герметизації ГПІ та плунжера 13 виконавчого гідроциліндра ГПІ (див. рис. 4.1);
- марки матеріалів (сталі) основних деталей ГПІ, плунжера 13 та клапана-плунжера 14 і рекомендовані діапазони твердості поверхонь цих деталей (див. рис. 4.1):
 - запірний елемент 3 – сталь 60С2А ГОСТ 8559-75, 47...50 HRCe;
 - сідло 4 – сталь ШХ-15 ГОСТ 801-78, 62...64 HRCe;
 - гільза 2 – сталь ШХ-15 ГОСТ 801-78, 62...64 HRCe;
 - втулка-клапан 6 - сталь ШХ-15 ГОСТ 801-78, 62...64 HRCe;
 - плунжер 13 – сталь 20Х ГОСТ 8543-71 56...62 HRCe (цементация);

Матеріали інших деталей ГТТ та ГПТ вибираються під час розроблення конструкцій ГТТ та ГПТ на основі аналізу їх службового призначення та умов функціонування;

- орієнтовний початковий об'єм W_0 напірної порожини ГТТ та ГПТ;
- способи організації комунікацій деталями та ланками ГПТ та ГТТ.

Крім наведених основних початкових даних, необхідних для розроблення науковобґрунтованої методики проектного розрахунку досліджуваних ГТТ та ГПТ за необхідності можуть вводиться додаткові уточнюючі дані.

5.2 Розроблення методики проектного розрахунку

Встановлено за результатами експериментальних досліджень ГПТ [4 - 10], що найбільшу потужність цей привод споживає на високих частотах імпульсів тиску u_{max} . Якщо припустити, що коливання (вібрації) плунжера 13 виконавчого гідроциліндра ГПТ близькі до гармонійних, то повна енергія гармонійних коливань $E_b = 0,5m_3h_3^2 W_{max}^2 = 2\pi^2 m_3 h_3^2 u_{max}^2$ дорівнює середній роботі \bar{A}_{BT} сил тиску під час плунжера 13 на шляху прямого та зворотного його ходів (див. рис. 3.2): $\bar{A}_{BT} = 0,5 \cdot p_1 \cdot h_3 \cdot A_3$ []. В наведених залежностях вказано максимальні значення частоти імпульсів тиску та переміщення плунжера 13 та враховано, що $W_{max} = 2\pi u_{max}$ – колова (колова частота імпульсів тиску за припущення, яка є рівною частоті вібрацій плунжера 13).

Початкове положення плунжера 13 не є положенням рівноваги, прийнятим для гармонійних коливань, наприклад, маятника, то коливальний рух плунжера 13 можна розглядати як додатну частину гармонійного коливального процесу, амплітуда якого h_3 , а тиск в порожнинах $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ (див. рис. 4.1 та рис. 4.2) змінюється за пульсаційним гармонійним законом з амплітудою $\Delta p = p_{1max}$. Грунтуючись на наведених міркуваннях і припущеннях в роботі [5] із рівності $E_b = \bar{A}_{BT}$ отримана формула для

розрахунку площі поперечного перерізу плунжера виконавчого гідроциліндра, тобто плунжера 13:

$$A_3 = 39,48 \cdot m_3 \cdot h_{3 \max} \cdot v_{\max}^2 \cdot P_{1 \max}^{-1} \quad (5.1)$$

Оскільки за прийнятими основними початковими даними тип циклового гідроаккумулятора регульована місткість, де потенціальна енергія для імпульсу тиску, що подається через відкритий ГПТ в порожнини $A_{ц1}$ і $A_{ц2}$ (див. рис. 3.1), запасується за рахунок стисливості енергоносія, то максимальний об'єм ΔW_{\max} енергоносія, що подається в ці порожнини під тиском $\Delta p = p_1 - p_2$, визначається за залежністю наведеною в роботі [5]:

$$\Delta W_{\max} = h_{3 \max} \cdot A_3 \cdot \kappa / [K_3 \cdot p_1 \cdot (1 - U_{21}^{0.5})], \quad (5.2)$$

де $K_3 = 1,0 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу, який гарантовано враховує можливий інерційний рух плунжера 13 (див. рис. 4.1) за максимального технологічного опору та опору позиційних сил пружного опору (за нехтуванням силами тертя). Значення $K_3 = 1,0$ береться у випадку нехтування інерційною складовою в ході h_3 . Ці сили опору F_{\max} можна оцінити приблизною залежністю:

$$F_{\max} = 2k_3(y_{03} + h_3) + F_{T \max} + m_3 g, \quad (5.3)$$

де $F_{T \max}$ – максимально можливе зусилля технологічного опору об'єкта впливу на нього виконавчого гідроциліндра.

Мінімальна амплітуда $h_{3 \min}$ вібрацій плунжера 13 буде за $W_{0\Sigma} = W_0 + W_{0a} = W_0$ ($W_{0a} = 0$), коли як цикловий гідроаккумулятор працює тільки початковий об'єм W_0 напірної порожнини ГПТ, а $h_{3 \max}$ буде за

$W_{oa\ max}$. Грунтуючись на формулі (5.2) та зроблених зауваженнях, можна записати:

$$\Delta W_{min} = h_{z\ min} \cdot A_3 \cdot x / [K_3 \cdot p_1 \cdot (1 - U_{21}^{0,5})]; \quad (5.4)$$

$$W_{0\Sigma\ max} = W_0 + W_{oa\ max}. \quad (5.5)$$

З іншого боку, в циклових гідроаккумуляторах, що запасують потенціальну енергію тільки за рахунок власної стисливості енергоносія справедливі залежності [5]:

$$\Delta W_{max} = W_{0\Sigma\ max} \cdot p_{1\ max} \cdot (1 - U_{21}^{0,5}) \cdot x^{-1}; \quad (5.6)$$

$$\Delta W_{min} = W_0 \cdot p_{1\ max} \cdot (1 - U_{21}^{0,5}) \cdot x^{-1}, \quad (5.7)$$

Звідки з врахуванням (5.2) та (5.4), після не складних алгебраїчних перетворень, отримаємо:

$$W_{oa\ max} = W_0 (h_{z\ max} / h_{z\ min} - 1). \quad (5.8)$$

Діставляючи (4.8) в (4.5), знайдемо:

$$W_{0\Sigma\ max} = W_0 \cdot h_{z\ max} / h_{z\ min}. \quad (5.9)$$

Порівнюючи ΔW_{min} з (4.7) з (4.4), визначимо:

$$W_0 = h_{z\ min} \cdot A_3 \cdot x^2 \cdot k_3^{-1} \cdot p_{1\ max}^{-1} \cdot (1 - U_{21}^{0,5})^{-2}. \quad (5.10)$$

Пропускна здатність ГІТ визначається площею поперечного перерізу A_1 (див. підрозділ 4.2 МКР) першого перерізу ступеня герметизації ГІТ (див.

рис. 4.1). Діаметр $d_1 = (4A_1/\pi)^{0,5} \approx 1,13A_1^{0,5}$ є фактично діаметром $d_{уг}$ умовного проходу ГПТ для визначення якого потрібно знати подачу гідронасоса Q_H насосно-гідроаккумуляторної станції ГП. Теоретичне значення подачі Q_{HT} можна розрахувати за відомою для ГП формулою [4, 5]

$$Q_{HT} = K_{цта} \cdot v_{max} \cdot p_{1max} \cdot W_{O\Sigma max} \cdot x^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1}, \quad (5.12)$$

де $K_{цта}$ – цикловий коефіцієнт імпульсів тиску (див. залежність (4.7)); η_{OH} – об'ємний ККД гідронасоса (для гідронасосів типу НШ $\eta_{OH} = 0,95 \dots 0,96$ [15]). Циклограма робочого циклу ГПТ (див. рис. 4.2) є орієнтовною (має умовний характер), що визначає $K_{цта}$ (див. також (4.18)) як оціночний, а це вимагає введення у формулу (5.11) коефіцієнта запасу $K_{зн}$, значення якого може уточнюватись на основі теоретичних та експериментальних досліджень ГПТ та ГП. Попередньо рекомендується [4] прийняти $K_{зн} = 1,1 \dots 1,25$, тоді залежність (5.11) набуде вигляду:

$$\begin{aligned} Q_H &= K_{зн} \cdot Q_{HT} = K_{зн} \cdot K_{цта} \cdot v_{max} \cdot p_{1max} \cdot W_{O\Sigma max} \cdot x^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1} = \\ &= K_{зн} \cdot K_{цта} \cdot v_{max} \cdot p_{1max} \cdot W_0 \cdot h_{3max} \cdot \eta_{3min}^{-1} \cdot x^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1} = \\ &= K_{зн} \cdot K_{цта} \cdot v_{max} \cdot h_{3max} \cdot A_3 \cdot x \cdot p_{1max}^{-1} \cdot (1 - U_{21}^{0,5})^{-2} \cdot K_3^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1}, \quad (5.12) \end{aligned}$$

або із врахуванням значень $K_{зн}$ і K_3

$$\begin{aligned} Q_H &= (0,78 \dots 1,18) \cdot K_{цта} \cdot v_{max} \cdot h_{3max} \cdot A_3 \cdot x \cdot p_{1max}^{-1} \cdot \\ &\cdot (1 - U_{21}^{0,5})^{-2} \cdot K_3^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1}, \quad (5.13) \end{aligned}$$

де вказано середнє значення відношення $K_{зн}/K_3 = 0,78 \dots 1,18$.

Розрядження циклового гідроаккумулятора 16 порожнини $A_{ц1}$ та $A_{ц2}$ виконавчого гідроциліндра ГПТ здійснюється за час $t_{зт} = t_{нц} + t_{цв}$, що

спричиняє хід плунжера 13 на величину h_3 та вистій його у верхньому положенні протягом зносу $t_{\text{пп}} + t_{\text{пв}}$, причому переміщення плунжера 13 на хід h_3 триває протягом часу $t_{\text{пп}} = t_{\text{нц}} - t'_{\text{нц}}$ (див. рис. 4.1). З орієнтовної циклограми робочого циклу ГПП очевидно (див. рис. 4.2), що тривалість повного імпульсу тиску в напірних порожнинах $A_{\text{ц1}}$ і $A_{\text{ц2}}$ виконавчого гідроциліндра ЦП (див. рис. 4.1) співвідноситься з тривалістю розрядом циклового гідроаккумулятора 16 так:

$$t_{\text{зп}} + t_{\text{нт}} = t_{\text{нц}} + t_{\text{цв}} + t_{\text{цз}}. \quad (5.14)$$

Зменшення тиску енергоносія з рівня p_1 до p_2 здійснюється протягом часу $t_{\text{зт}}$, що дозволяє оцінити цей час за залежністю, аналогічний (4.30):

$$t_{\text{зт}} = (p_1 - p_2) \cdot W_{0\Sigma} / (Q_{\text{тг}} \cdot \gamma), \quad (5.15)$$

де $Q_{\text{тг}}$ – середня витрата енергоносія через відкриту щілину ГПТ $A_{\text{щг}} = \pi d_2 h_b$ (див. рис. 4.1). Якщо припустити, що функція $P_r = f(t)$ [5] близька до лінійної, порівнюючи (4.30) та (5.15), знайдемо:

$$Q_{\text{тг}} = Q_{\text{н}} \cdot t_{\text{н}} / t_{\text{зт}} = Q_{\text{н}} \cdot oa' / b'c = Q_{\text{н}} \cdot \tau_{\text{зт}}, \quad (5.16)$$

де $\tau_{\text{зт}} = t_{\text{н}} / t_{\text{зт}} = oa' / b'c$ – відносний час зменшення тиску енергоносія в цикловому гідроаккумуляторі 16 (див. рис. 4.1) з рівняння p_1 до рівняння p_2 (див. рис. 4.3). Згідно циклограми робочого циклу ГПП (див. рис. 4.2) $t_{\text{зт}} < t_{\text{н}}$ ($\tau_{\text{зт}} < 1$), звідки випливає, що $Q_{\text{тг}} = Q_{\text{н}} > Q_{\text{н}}$.

З метою уникнення під час роботи ГПТ та параметричного спрощування виконавчого гідроциліндра ГПП негативних явищ, таких як кавітація тощо, та за правилами проектування гідроприводів [5], середня швидкість $V_{\text{тг}}$

енергоносія через відкриту щілину $A_{щ}$ ГПТ не повинна перевищувати допустиму $[V_{Г2}]$:

$$V_{ТГ} = Q_{ТГ}/(\pi d_2 h_b) \leq [V_{Г2}], \quad (5.17)$$

звідки

$$Q_{ТГ} \leq \pi d_2 h_b \cdot [V_{Г2}]. \quad (5.18)$$

Якщо знехтувати можливими внутрішніми втратами енергоносія в ГПТ та виконавчому гідроциліндрі ГП, то під час відкритого ГПТ та розрядження циклового гідроакумулятора 16 (див. рис. 4.1), через прохідний переріз $A_1 \approx 0,785d_1^{-2}$ (див. підрозділ 3.2) проходить потік $Q_{ТГ}$ енергоносія, швидкість V_m якого також не повинна перевищувати допустиму $[V_{Г1}] = [V_{Г2}]$:

$$V_{Г1} = Q_{ТГ}/A_1 = 4Q_{ТГ}/(\pi d_1^2) \approx 1,274Q_{ТГ}d_1^{-2} \leq [V_{Г1}] \quad (5.19)$$

Вище зауважувалось, що діаметр d_1 першого ступеня герметизації ГПТ фактично є діаметром $d_{уГ}$ умовного проходу ГПТ, який знайдемо за формулою (5.19):

$$\begin{aligned} d_{уГ} = d_1 &\gg (4Q_{ТГ}/\pi[V_{Г1}])^{0,5} \approx 1,13(Q_{ТГ}/[V_{Г1}])^{0,5} \approx \\ &\approx 1,13[(Q_H \cdot \tau_{зТ})/[V_{Г1}]]^{0,5}. \end{aligned} \quad (5.20)$$

Взявши у нерівності (5.18) крайнє значення та прирівнявши отриманий вираз до (5.16), знайдемо відносний час

$$\tau_{зТ} = \pi d_2 h_b [V_{Г2}]/Q_H. \quad (5.21)$$

Підставляючи (5.21) в (5.20), отримаємо просту формулу, що зв'язує перехідні діаметри поперечного перерізу першого d_1 та другого d_2 ступенів герметизації ГІТ з ходом h_b їх запірних елементів (див. рис. 4.1):

$$d_1 \geq (d_2 \cdot h_b)^{0.5}. \quad (5.22)$$

Очевидно, що під час руху запірного елемента 3 та втулки-клапана 6 в зазорах їх напрямних має місце тільки тільки рідинний режим тертя (див. рис. 4.1). Згідно орієнтовної циклограми робочого циклу ГІТ (див. рис. 4.2) енергобаланс прямого ходу запірних елементів та другого ступенів герметизації ГІТ (запірного елемента 3 та втулки-клапана 6) можна отримати рівнянням:

$$A_{\text{тр}} = \Delta E_{\text{мп}} + \Delta E_{\text{гп}} + \Delta E_{\text{гд}} + A_f \quad (5.23)$$

де

$$A_{\text{тр}} = p_{1 \text{ max}} \cdot h_b \cdot A_2 - \quad (5.24)$$

середня робоча сил тиску енергоносія за час $t_{\text{кп}} + t_{\text{кв}} (t'_{\text{кп}} + t'_{\text{ев}})$ прямого ходу запірного елемента 3 разом із втулкою-клапаном 6 (див. рис. 4.1 і рис. 4.2);

$$\Delta E_{\text{мп}} = 0,5 \cdot k_1 \cdot h_b^2 - \quad (5.25)$$

приріст потенціальної енергії деформації ПП запірного елемента 3;

$$\Delta E_{\text{гп}} = 0,5 \cdot k_2 \cdot h_b^2 - \quad (5.26)$$

приросту потенціальної енергії деформації витієї пружини 7;

$$A_f = F_{f1} \cdot h_b - \quad (5.27)$$

сумарна середня робота сил тертя під час переміщення на прямому ході запірнього елемента 3 та втулки-клапана 6;

$$\Delta E_{гл} = 0,5 \cdot k_{or} \cdot x_{01}^2 = 0,5 \cdot p_{1max}^2 \cdot A_0^2 \cdot k_{or}^{-1} - \quad (5.28)$$

приріст потенціальної енергії деформації пружної частини ГЛ (див. підрозділ 4.3), x_{01} , A_0 і k_{or} – параметри ГЛ, наведені, відповідно, у формулах (4.49), (4.33) і (4.38).

Оскільки $k_2 \ll k_1$, а режим тертя, як вже відмічалось, в зазорах спряжень запірнього елемента 3 та втулки-клапана 6 рідинний, то складовими $\Delta E_{гл}$ та A_f можна знехтувати, тоді рівняння (5.23) матиме вигляд

$$A_{тр} \geq \Delta E_{пп} + \Delta E_{гл} \quad (5.29)$$

або з врахуванням (5.24), (5.25) і (5.28)

$$\begin{aligned} p_{1max} \cdot h_b \cdot A_2 &\geq 0,5 \cdot k_1 \cdot h_b^2 + 0,5 \cdot p_{1max}^2 \cdot A_0^2 \cdot k_{or}^{-1} = \\ &= 0,5 \cdot k_1 \cdot h_b^2 + 0,5 \cdot p_{1max}^2 \cdot x^{-1} \cdot W_{0\Sigma max} \end{aligned} \quad (5.30)$$

звідки

$$A_2 \geq 0,5(k_1 \cdot h_b \cdot p_{1max}^{-1} + p_{1max} \cdot x^{-1} \cdot h_b^{-1} \cdot W_{0\Sigma})^{0,5}, \quad (5.31)$$

чи

$$d_2 \geq 0,798 \cdot (k_1 h_b p_{1 \max}^{-1} + p_{1 \max} \cdot x^{-1} \cdot h_b^{-1} \cdot W_{0\Sigma})^{0,5}, \quad (5.32)$$

де знак " \geq " в (4.29) враховує нехтування величинами $\Delta E_{\text{гп}}$ та A_f ; $A_2 = \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785 d_2^2$; значення k_{0r} та A_0 з (4.38) і (4.33).

Під час розрахунку рухомої маси m_1 (див. (4.31)) для ПП запірного елемента 3 (див. рис. 4.1) було прийнято ряд припущень, згідно з якими в роботі [] виведено формула для розрахунку еквівалентного напруження $\sigma_{\text{екв}}$ в небезпечних перерізах робочих кілець ПП:

$$\sigma_{\text{екв}} = (1,22 \cdot F_{\text{пп}} \cdot R) \cdot a^{-3} \leq [6], \quad (5.33)$$

де $F_{\text{пп}} = k_1 \cdot h_b \approx p_1 \cdot A_2$ – максимальне зусилля, що навантажує ПП; R і a – геометричні параметри ПП (див. розшифровку до формули (4.31)). У вказаній вище роботі [16] також отримана спрощена залежність для розрахунку жорсткості k_1 ПП (див. також (4.46)):

$$k_1 = 1,035 \cdot E \cdot a^4 / (R \cdot n), \quad (5.34)$$

де $E = 2,15 \cdot 10^5$ – модуль пружності матеріалу ПП.

Приймаючи в (5.33) $\sigma_{\text{екв}} = [6]$, з формул (5.33) і (5.34) отримаємо залежності межового навантаження $F_{\text{пп max}}$, за якого забезпечується міцність ПП і максимальна її деформація $h_{\text{пп max}}$ [4]:

$$F_{\text{пп max}} = 0,82[6] \cdot a^3 \cdot R^{-1}; \quad (5.35)$$

$$h_{\text{пп max}} = 0,79[6] \cdot n \cdot R^2 \cdot E^{-1} \cdot a^{-1}; \quad (5.36)$$

Враховуючи в (5.32) залежності (5.34) та (5.36) за $h_{\text{пп max}} = h_b$, після алгебраїчних перетворень, знайдемо

$$d_2 \geq 0,722 \{ ([6] \cdot a^3) [1 + 1,548 \cdot (p_{1 \max} \cdot E \cdot W_{0 \Sigma \max}) / (\chi \cdot [6]^2 \cdot n \cdot R \cdot n^2)] / (R \cdot p_{1 \max}) \}^{0,5} \quad (5.37)$$

Отримавши з (5.37) значення діаметра d_2 доцільно узгодити із залежністю (5.17) та з конструктивно-технологічних міркувань припустити, що $d_2 = D_{3 \text{ мп}}$ (рис. 5.1).

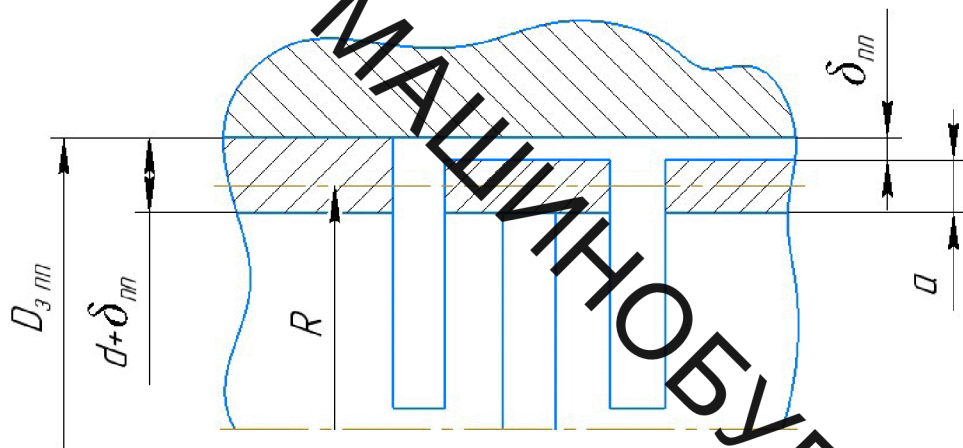


Рисунок 5.1 – До визначення діаметра d_2 другого ступеня герметизації ГПТ

Якщо знехтувати зазором $\delta_{\text{мп}}$ між отвором розміщення ПП та робочою частиною цієї пружини, тоді $d_2 = 2R + a$.

Потрібний робочий хід h_b запірного елемента 3 та втулки-клапана 6 знайдемо з (5.22):

$$h_b \leq d_1^2 / d_2. \quad (5.38)$$

Діаметр d_4 плунжера 13 виконавчого гідроциліндра ГПТ знаходимо за відомою залежністю [4] з формули (5.1):

$$d_2 = (4A_3 / \pi)^{0,5} = 1,13 \cdot A_3^{0,5}. \quad (5.39)$$

Найкраще свою функцію виконавчий гідроциліндр ГПІ буде виконувати в режимі за резонансної роботи, який для досліджуваного ГПІ задається умовно [9]

$$\omega_{\Sigma 3} = \sqrt{\omega_{P2}^2 \cdot U_{03} + 2\omega_{03}^2} \geq \sqrt{2} \cdot 2\pi \cdot v_{max} = 8,88v_{max} \quad (5.40)$$

де $\omega_{\Sigma 3}$ – власна кругова частота коливань системи виконавчий гідроциліндр – ГЛІ (див. підрозділ 4.3 МКР); $\omega_{03} = \sqrt{k_3 \cdot m_3^{-1}}$ – власна частота коливань маси m_3 , навантаженої пружними елементами жорсткістю k_3 (див. рис. 4.1); $U_{03} = A_3^2 \cdot A_0^{-2}$ – передаточне число від ГЛІ до маси m_3 (див. підрозділ 4.3 МКР); $\omega_{P2} = \sqrt{k_{or} \cdot m_3^{-1}}$ – власна частота ГЛІ відносно маси m_3 (див. підрозділ 4.3 МКР).

Розв'язуючи нерівність (5.40) відносно k_3 , підставляючи в неї значення вище описаних величин, отримаємо

$$k_3 \geq 39,43 \cdot m_3 \cdot v_{max}^2 - x \cdot A_3 \cdot W_{0\Sigma max}^{-1} \quad (5.41)$$

За аналогічними міркуваннями виведемо формулу для розрахунку жорсткості витої пружини 7 (див. рис. 3.1) з умови (див. підрозділ 4.3 МКР)

$$\omega_{02} = \sqrt{k_2 \cdot m_2^{-1}} \geq \sqrt{2} \cdot 2\pi \cdot v_{max} = 8,88v_{max} \quad (5.42)$$

звідки

$$k_2 \geq 8 \cdot n^{-2} \cdot m_2 \cdot v_{max}^2 \approx 78,85 \cdot m_2 \cdot v_{max} \quad (5.43)$$

Початкове F_{07} та робоче зусилля F_{P7} пружини 7 визначимо за простими формулами:

$$F_{07} = k_2 \cdot y_{02 \max}; \quad F_{P7} = k_2 \cdot (y_{02 \max} + h_b). \quad (5.45)$$

За умовами конструктивного розміщення пружини 7 в розточці $B_{Г2}$ ГІТ на ступінчастій втулці 8 (див. рис. 4.1) із стандартного ряду параметрів гвинтових пружин підбираються зовнішній D_7 і внутрішній d_7 діаметри пружини 7 та розраховуються всі інші її параметри за методикою, наведеною в «ГОСТ 13764-68 ... ГОСТ 123776-68. Пружини винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения».

Величина діаметра d_3 плунжера 13 параметричного виконавчого гідроциліндра ГПІ залежить від виду технологічного процесу, що реалізується ВМ чи ВУМ з ГПІ розглядуваного типу. Найбільш просто діаметр d_3 знаходиться у випадку, якщо в ТЗ задано співвідношення p_c/p_1 (див. підрозділ 3.2 МКР та формулу 3.5) або інтенсивність імпульсів енергоносія I_{pa} чи I_{pc} , або I'_{pc} (див. (4.23), (4.24) та (4.29)). Якщо прийняти (див. підрозділ 3.2 МКР) $p_c \approx 0,5p_{1 \max}$ то із формули 4.5, знайдемо:

$$d_3 \approx 1,596 [(2 \cdot k_3 \cdot y_{03} + \bar{F}_{T0}) \cdot p_{1 \max}^{-1}]^{0,5}. \quad (5.46)$$

Параметри пружних елементів (пружин витих) повернення плунжера 13 (див. рис. 4.1) визначаються аналогічно розрахунку параметрів пружини 7.

Інші конструктивні розміри деталей ГІТ та ГПІ досліджуваного об'єкта знаходяться в процесі розроблення конструкції ГІТ та виконавчого гідроциліндра ГІТ на основі рекомендацій і досвіду проектування ВМ і ВУМ з ГПІ [5].

5.3 Висновки

1. Розроблена методика проектного розрахунку ГП та ГТ дозволяє за простими залежностями визначити всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри ГТ та виконавчого гідроциліндра ГП.

2. З метою підвищення достовірності та точності розрахункових формул і залежностей, наведених в розробленій методиці проектного розрахунку досліджуваного ГТ та ГП, в них можуть бути введені корелюючі коефіцієнти отримані за результатами теоретичних досліджень математичної моделі досліджуваного ГП, керованого ГТ підвищеної пропускної здатності після перевірки коректності та адекватності цієї моделі експериментальними дослідженнями дослідних зразків ГТ та ГП.

3. Викладені у розробленій методиці проектного розрахунку підходи та принципи визначення енергетичних, силових і геометричних параметрів ГП та ГТ можуть слугувати базовою основою для побудови методик проектного розрахунку інших подібних ГТ та ГП.

6 ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ОДНОКАСКАДНИЙ ГЕНЕРАТОР ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗА СХЕМОЮ ПРИЄДНАННЯ «НА ВХОДІ» ДО ВИКОНАВЧОГО ГІДРОДВИГУНА ГІДРОІМПУЛЬСНОЇ ВІБРОМАШИНИ

Метою експериментальних досліджень є:

- встановлення реальних закономірностей зміни робочих режимів гідроімпульсного привода під час регулювання параметрів спрацювання ГТТ;
- перевірка ступеня адекватності розроблених динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода та експериментальної конструктивної схеми ГТТ;
- визначення відносних величин розходження між результатами теоретичних та експериментальних досліджень

Під час проведення експериментальних досліджень однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна необхідно визначити:

- 1) відповідність експериментальних і заданих параметрів вібронавантаження (амплітуди та частоти);
- 2) закон зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині привода під час регулювання подачі;
- 3) експериментально дослідити вплив технологічного навантаження F_y на режими роботи ГТТ;
- 4) технічні можливості розробленого однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна гідроімпульсної вібромашини;
- 5) перевірити відповідність переміщень (рис. 6.1) золотника ГТТ та виконавчої ланки привода;

6) технологічну придатність однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібромашини.

7) визначати шкідливий вплив розробленого генератора імпульсів тиску на складальні одиниці вібромашини.

8) порівняти експериментальні результати з теоретичними.

Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібромашини з комплектом вимірювальної апаратури наведена на рис. 6.1.

Стенд працює наступним чином: електродвигун через муфту приводить в дію насос, який всмоктує рідину через гідролінію 1 з баку Б і через напірний фільтр Ф і зворотний клапан ЗВ1 та гідролінію 2 подає її в досліджуваний пристрій. Регулятором тиску в напірній лінії виступає запобіжний клапан ЗК з відповідними гідролініями 6 і 7. З метою фіксування миттєвого тиску в конструкції стенду передбачено манометр ММ з гідророзподільником ЗМН. Регулювання режимів вібронавантаження різального інструмента відбувається за допомогою регулятора витрати РВ, що з'єднаний з гідролініями 2 і 10. Злив енергоносія здійснюється через гідролінію 3 далі через радіатор АТ і гідролінію 4 в бак Б. У разі перевищення допустимого тиску в зливній гідролінії, енергоносієм через лінію 5 і зворотний клапан ЗВ зливається в бак минаючи радіатор АТ.

Реєстрація параметрів режимів роботи дослідного зразка однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібромашини під час проведення експериментальних досліджень буде проводитись методом осцилографування за допомогою струмовихрових давачем переміщення $D1$ і та давачем тиску $D2$. Давач тиску $D2$ увімкнений в напірну гідролінію HP циклового гідроаккумулятора 16.



Рисунок 6.1 – Принципова гідрокінематична схема дослідного зразка однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібраційної машини

Необхідною умовою вимірювання переміщень є забезпечення зазорів – відповідно 1,5 – 2мм. Гідронасос H разом з приводним електродвигуном, гідроапаратура Φ , $ЗК$, $Kp1$, M , $Д$, $РП$, $Kp2$ та гідробак $Б$ установлюються на станину насосної станції $НС$.

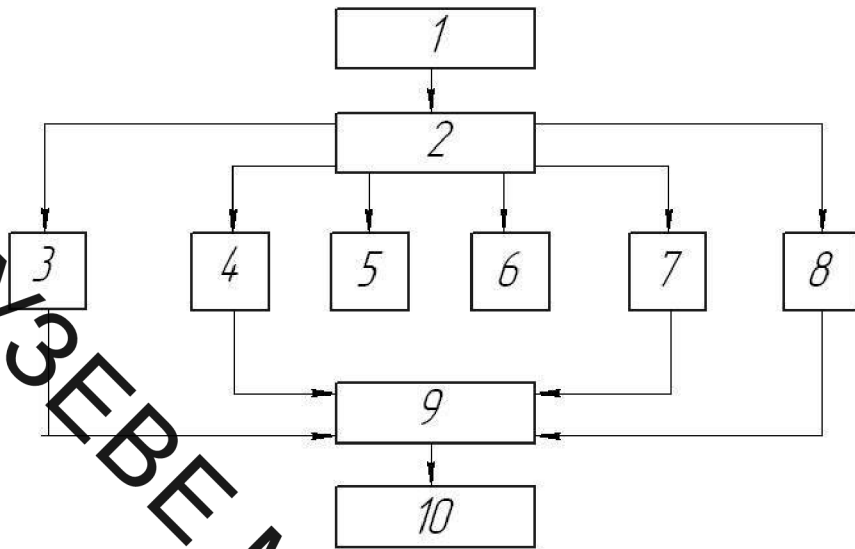
Методика проведення експериментального дослідження однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності

за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібромашини, будується згідно з структурною схемою, показаною на рис. 6.2.

Під час підготовки дослідного зразка ГІТ до експериментальних досліджень необхідно виконати такі роботи:

- 1) виміряти та відрегулювати у вибраному напрямку конструктивних параметрів попередньої деформації пружних елементів однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібромашини;
- 2) установити та закріпити дослідний зразок ГІТ на вібромашині;
- 3) розмістити поблизу вібромашини комплекс вимірювально-реєструючої апаратури;
- 4) монтаж давачів тиску та переміщення;
- 5) з'єднання давачів кабелями з комплексом вимірювально-реєструючої апаратури;
- 6) занулення, налагодження та прогрівання вимірювально-реєструючої апаратури;
- 7) перевірка на холостих режимах функціонування систем привода, ГІТ та апаратури;
- 8) приведення величини підсилення електричних сигналів із давачів у відповідність з їх тарувальними характеристиками;
- 9) проведення пробної реєстрації на різних режимах динамічних параметрів привода та ГІТ, з метою вибору найбільш раціональної, наприклад, часової розгортки осцилограм зміни тиску у відповідних порожнинах привода та переміщення.

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



1 – підготовка дослідного зразку до проведення експериментальних досліджень; 2 – планування та проведення експериментів; 3 – 8 реєстрація динамічних параметрів гідроімпульсного привода та дослідного зразка ГІТ на різних режимах робочого процесу; 9 – оброблення результатів вимірювань та оцінка їх точності; 10 – побудова за результатами вимірювання експериментальних графічних залежностей

Рисунок 6.2 – Структурна схема методики проведення експериментального дослідження

Закономірність зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині привода визначатиметься в залежності від декількох фіксованих значеннях подачі Q_H гідронасоса привода та постійного значення тиску „відкриття” p_1 , попередньої деформації пружин. На носій даних (жорсткий диск) потрібно записати режими роботи однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускну здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібронашини шляхом послідовної зміни подачі Q_H гідронасоса привода.

З метою одержання достовірних значень експериментальних параметрів привода (частоти проходження імпульсів тиску, частоти та амплітуди вібрацій різця дослідного зразка генератора імпульсів тиску, число n

необхідних вимірювань одного і того ж параметра на заданому режимі визначатимемо по формулі [28, 29]

$$n \geq (1 + P_D + 2n_{IP}) \cdot (1 - P_D)^{-1}, \quad (6.1)$$

де n_{IP} – число явно недостовірних значень параметрів (грубі промахи), які не беруться до уваги; P_D – довірна ймовірність того, що похибка визначення параметра знаходиться в допустимих межах. Для нормальної квантильної оцінки результуючої та випадкової похибок вимірювальної техніки автори робіт [29 – 32] рекомендують вибирати $P_D = 0,8 - 0,9$, тоді $n_{IP} = 0$

$$n \geq [1 + (0,8...0,9)] \cdot [1 - (0,8...0,9)]^{-1} = 9...19.$$

Випадкова похибка вимірювань розподіляється, згідно з теоремою О. М. Ляпунова [28], за законом близьким до нормального, що дозволяє для знаходження істинного значення вимірюваного за осцилограмою параметра та його середньої квадратичної похибки σ застосувати формули [30, 31]:

$$a \approx \bar{x} = n^{-1} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (6.2)$$

$$\sigma \approx \sqrt{(n-1)^{-1} (x_i - \bar{x})^2}, \quad (6.3)$$

де x_i та \bar{x} – відповідно, виміряне та середньоарифметичне значення параметра. Повна (результуюча) похибка визначення експериментального параметра складається із систематичних, інструментальних, методичних та випадкових похибок вимірювального ланцюга [33, 33] – давач-вібро-вимірювальний блок – ПК – параметр. Середньоквадратичне значення цієї похибки σ_Σ необхідно розрахувати за відомою залежністю [15, 16]

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\delta_D^2 + \delta_{II}^2 + \delta_B^2}, \quad (6.4)$$

де δ_D – похибка давача; δ_{II} – сумарна похибка ПК; δ_B – сумарна похибка вібровимірювального блоку.

Висновки

1. Установлена мета експериментальних досліджень, яка передбачає визначення відносних величин розходження між результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

2. Розроблена принципова гідрокнематична та конструктивна схема дослідного зразка однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібромашини, з метою перевірки коректності розроблених його динамічної та математичної моделей.

3. Розроблена методика експериментального дослідження однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна вібромашини, яка встановлює алгоритм підготовки дослідного зразка для експериментальних досліджень.

7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1 Аналіз умов праці

На дільниці роботи однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна Гідроімпульсної вібрмашини виникають наступні шкідливі та небезпечні фактори:

- фізичні: рухомі частини виробничого обладнання; вироби, що переміщуються; підвищений рівень шуму; гострі кромки, заусенці; підвищена напруга в електричній мережі, замикання якої може пройти через тіло людини; недостатня освітленість робочої зони; недостатнє природне освітлення;

- хімічні: загально токсичні (CO_2 – джерело – міжцеховий автотранспорт; вуглеводні містяться у парах ЗОР); роздратовуючі (пари лугів з ЗОР);

- психологічні: фізичні перенавантаження (при перенесенні деталей до робочого місця); нервово-психічні перенавантаження (викликаються монотонністю праці).

7.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії

7.2.1 Вимоги до технологічних процесів, обладнання та приміщення

Обладнання повинно бути безпечним при монтажу, експлуатації і ремонту як окремо, так і в складі технологічних систем, при зберіганні, повинно бути пожежно-вибухобезпечним і не забруднювати навколишнє середовище вище норм.

Об'єм промислового приміщення на одного працюючого не повинен бути менше 15 м³, а площа – 4,5 м².

7.2.2 Мікроклімат

Мікроклімат у виробничих приміщеннях визначається наступними параметрами: температура повітря t , °С; відносною вологістю ϕ , %; швидкістю руху повітря на робочому місці v , м/с; атмосферним тиском p , мм.рт.ст.

Метеорологічні умови визначаються для робочої зони на висоті 2 м над рівнем підлоги. Людина почуває себе гарно, якщо температура навколишнього повітря $t = 18...22$ °С, відносна вологість $\phi = 40...60\%$, швидкість руху повітря на робочому місці $v = 0,1...0,2$ м/с.

Для категорії робіт II б – роботи середньої важкості, що виконуються стоячи, пов'язані з ходінням та перенесенням невеликих вантажів до 10 кг, які вимагають помірних фізичних напруг, параметри мікроклімату наведені у таблиці 6.1.

Таблиця 7.1 – Показники мікроклімату

Період року	Категорія робіт	Температура t , °С					Відносна вологість, %		Швидк. повітря, м/с	
		Оптимальна	На робочих місцях				Оптимальна	Допустима на роб. місці	Оптимальна	Допустима на роб. місці
			Верхня межа		Нижня межа					
			пост.	непост.	пост.	непост.				
Холодний	II б	17...19	21	23	15	13	40...60	75	0,2	>0,4
Теплий		20...22	27	29	16	15	40...60	70(1=25°C)	0,3	0,2...0,5

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від нагрітих поверхонь технологічного обладнання не повинно перевищувати 100 Вт/м² при опроміненні не більше 25% поверхонь тіла.

Оптимальні параметри мікроклімату підтримувати економічно недоцільно, тому підтримують допустимі параметри.

У цеху, де відсутні шкідливі виділення і необхідно мала кратність повітрообміну, застосовують витяжну загальну обмінну вентиляцію.

7.2.3 Виробниче освітлення

Виробниче освітлення характеризується кількісними та якісними показниками. Кількісні показники: світловий потік, сила світла, освітленість, яскравість. Якісні: фон, контраст об'єкта з фоном, видимість і т. д.

Зорова робота на ділянці мій ділянці відноситься до I групи розрізнення об'єктів зорова роботи здійснюється при фіксованому направленні лінії зору робітників на робочу поверхню (виробничі приміщення промислових підприємств).

Природне освітлення на ділянці є верхнє з боковим. Природне освітлення характеризується коефіцієнтом природної освітленості – це відношення освітленості зовні.

Таблиця 7.2 – Нормування освітленості

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкту розрізнення	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення	Характер фону	Штучне, лм	Природне, %
						Комб.	Комб.
Високоточне	більше 0,15 до 0,3	2	в	середній	середній	750	2,5

Нормальне значення для КПО:

$$e_H^{IV} = e_H^{III} \cdot m \cdot c, \quad (7.1)$$

де e_H^{IV} – значення КПО для будівель, що розташовані у II поясі світлового клімату;

m – коефіцієнт світлового клімату, що враховує особливість світлового клімату іншої місцевості;

c – коефіцієнт сонячності клімату.

Для бокового природного освітлення $e_H^{III} = 10\%$; для суміщення освітлення $e_H^{III} = 6\%$; $m = 0,9$; $cC = 0,75$, для зовнішніх стін азимут 270° .

Отже, мінімальні значення КПО:

- для природного освітлення: $e_H^{IV} = 3 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 2\%$;

- для суміщення освітлення $e_H^{IV} = 6 \cdot 0,9 \cdot 0,75 = 1,215\%$.

Нестачу природної освітленості компенсує штучне. Воно складається з загального освітлення виробничої площі та місцевого освітлення. Місцеве освітлення реалізується лампами розжарювання; загальне – газорозрядними лампами.

7.2.4 Виробничий шум та вібрації

Шум має великий вплив на працездатність людини. Джерелами шуму на розглядає мій ділянки є працююче обладнання, шум з сусідніх ділянок та шум автотранспорту.

Для постійних робочих місць у виробничих приміщеннях і території підприємства допустимі рівні звукового тиску наведені у таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Допустимі рівні звукового тиску

Рівні звукового тиску, дБ, в октавних смугах з середньо герметичними частотами, Гц									Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку, дБА
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
107	95	82	82	78	75	73	71	69	80

Для зниження шуму у виробничих приміщеннях застосовують різні методи: зменшення рівня шуму в джерелі його виникнення; звукопоглинання

звукоізоляція; установка глушників шуму; раціональне розміщення обладнання; застосування засобів індивідуального захисту.

Вібрація виникає при зворотно-поступальних рухах системи, обертання нерівноважених мас, ударів деталей. По дії на людину вібрація поділяється на загальну та локальну. Систематична дія вібрації призводить до різноманітних порушень здоров'я людини.

На дільниці механічної обробки на робітників діє локальна та загальна вібрація, джерелом якої є працююче обладнання. На постійних робочих місцях у виробничих приміщеннях допустимі такі рівні вібрації (табл. 6.4) для категорії вібрації 3 тип «а» – технологічна вібрація, що діє на операторів стаціонарних машин та обладнання, чи передається на робочі місця, що не мають джерел вібрації.

Таблиця 7.4 – Допустимі рівні вібрації

Вид вібрації	Категорії вібрації по СН	Направлення дії	Нормативне корегування по частоті і еквівалентне корегування значення			
			Віброприскорення	Рівень віброприскорення	Віброшвидкість	Рівень віброшвидкості
			м с ⁻¹	дБ	м с ⁻¹ 10 ³	дБ
загальна	3 типа «а»	z0, y0, x0	0.1	100	0,2	92

Санітарні норми одночисельних показників вібраційного навантаження на оператора для тривалості зміни 8 год. також наведені в таблиці 6.4.

Технічні заходи захисту від вібрацій полягають у зниженні вібрації в джерелі її виникнення та зменшенні вібрації на шляхах її поширення від джерела.

Зменшення вібрації в джерелі її виникнення досягається шляхом застосування таких кінематичних та технологічних схем, які усувають чи мінімально знижують дію динамічних сил. Так, вібрація послаблюється при заміні кулачкових та кривошипних механізмів на механізми, що обертаються

з рівномірною швидкістю, механічних приводів – на гідравлічні та ін. Зменшення вібрації досягається також статичним та динамічним зрівноважуванням механізмів та об'єктів, що обертаються.

Контакту працівника з віброоб'єктом, а відтак і шкідливої дії вібрації можна уникнути шляхом використання дистанційного керування, автоматичного контролю та сигналізації, а також застосування захисного огороження. Якщо цього досягти неможливо, то необхідно при контакті працівника з віброоб'єктом домогтися зменшення параметрів вібрації на шляху її поширення від джерела змущувальної сили. Цього можна досягти за допомогою вібропоглинання, віброгасіння та віброізоляції.

7.3 Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

7.3.2 Техніка безпеки

Для забезпечення безпеки повинні встановлюватися пристрої, що виключають можливість проникнення робітника в небезпечну зону; захисні екрани для верстатів; переносні огорожі; блокуючі пристрої; пристрої сигналізації у верстатах; застосовуватись особливі конструкції кнопок керування, що роблять неможливим попадання робітника у небезпечну зону.

Робітники дільниці при обробці різанням повинні мати засоби індивідуального захисту: спецодяг, взуття.

7.3.1 Електробезпека

Дільниця по небезпеці ураження електричним струмом відноситься до особливо небезпечних приміщень, оскільки на цій дільниці існують струмопровідні поли і можливість одночасного дотику людини до механізмів, що мають з'єднання з землею, з одного боку, і до металевих

корпусів з іншого. Безпека при експлуатації при нормальному режимі роботи електроустановок забезпечується засобами захисту.

В якості захисного засобу на ділянці використовується занулення для трьохфазної чотирьох провідної мережі із заземленою нейтраллю. Занулення в електроустановках не знаходиться під напругою до 1000 В – спеціальне заземлення частин, які нормально не знаходяться під напругою, з глухо-заземленою нейтраллю генератора або трансформатора в мережах трьохфазного струму.

Занулення перетворює замикання на корпус в однофазне коротке замикання між фазним і нульовим проводами з метою утворення більшого струму, здатного забезпечити спрацювання захисту і відключення установки від мережі.

Другим основним засобом електробезпеки є захисне заземлення всіх струмопровідних корпусів обладнання на ділянці.

Захисна дія заземлення ґрунтується на зменшенні напруги дотику між корпусом обладнання і землею. При замиканні на фазу на струмопровідний корпус через провідник заземлення фаза замикається на землю. Це є однофазне коротке замикання, від струму якого спрацює захисне обладнання, яке відключає дану установку від електромережі.

На ділянці виконане природне заземлення – всі струмопровідні корпуси установок та механізмів заземлені на підземні трубопроводи.

Крім того, на ділянці використовують різні електрозахистні засоби: діелектричні рукавиці, гумові килими, ізолюючі підставки, показники напруги. В різних місцях встановлені різні попереджувальні плакати: дозволяючи, остерігаючи та нагадуючи.

7.4 Пожежна безпека

В якості робочої рідини використовується мінеральне мастило. Температура спалаху у нього більше 61 °С тому дане виробництво слід віднести до категорії «В». В відповідності з ДБН В.2.1.1-2002 приміщення має ступінь вогнестійкості – II, допустиме значення поверхів – фактично 1, площа поверху не обмежується. Межі вогнестійкості будівлі II ступеня стійкості:

Стіни	межа вогнестійкості
Несучі і сходові клітки	2
Самонесучі	1
Зовнішні не несучі	0,25
Колони	2
Сходові площадки, ступені, балки	1
Плити, настили і інші перекриття	0,25
Елементи покриття:	
Плити, настили, прогони	0,25
Балки, ферми, арки	0,25

Для забезпечення гасіння пожежі в початковому стані його джерело треба встановити найшвидше, тому встановлюємо внутрішній пожежний кран.

З метою забезпечення пожежобезпеки слід контролювати установку до допускній температурі, так як в ній використовується мінеральне мастило, а також не допускати перегріву електродвигунів.

В приміщенні висота від підлоги до низу виступаючих конструкцій повинна бути не менша 2,2 м. Висота від підлоги до низу виступаючих частин конструкцій і обладнання у місцях регулярного проходження людей і на шляхах евакуації – не менше 2 м.

Евакуаційні шляхи повинні забезпечувати безпечну евакуацію всіх людей, що знаходяться в приміщеннях споруд, через евакуаційні виходи. Кількість евакуаційних виходів з будівель слід приймати не менше двох.

Відстань від найбільш віддаленого робочого місця приміщення до евакуаційного виходу із будівлі для даного приміщення згідно ДБН В.2.1.1-2002 не обмежується. Ширина виходу із приміщення: через двері – 1 м, через розсувні ворота – 2,5 м. Кількість людей на 1 метр складає близько 10 чоловік. Згідно ДБН В.2.1.1-2002 кількість до 120 чоловік. В механічному цеху знаходиться пожежний щит з вогнегасником, сокирою, лопатою, відром, біля щита ящик з піском.

7.5 Безпека у надзвичайних ситуаціях

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

7.5.1 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 скла 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.

7.5.2 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 7.5.

Таблиця 7.5 – 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	$10^7 \dots 10^6$	

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

Граничне значення потужності дози іонізуючого випромінювання можна визначити за формулою

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

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.

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 P/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.

7.6 Висновки

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 верстатного обладнання в умовах дії іонізуючих випромінювань.

ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу принципів і конструкційних схем відомих параметричних ГТ, результатів теоретичних та експериментальних досліджень ГП, керованих генераторами цього типу, встановлено, що однокаскадні ГТ застосовують в малопотужних ГП ВМ і ВУМ та як сервоприводи (перші каскади) дво – та багатокаскадних ГТ.

2. Встановлено, що способами підвищення пропускної здатності параметричних однокаскадних ГТ є суміщення їх запірних ланок (елементів) з пружними елементами високої жорсткості типу прорізних (ПП) і кільцевих (КП) пружин, а також зменшення ходу їх запірних елементів за рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття h_d) на обох рівнях зміни площі запірних елементів і використання фасочної (клапанної) герметизації та 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.

2. В результаті схемного пошуку на основі аналізу схемних та конструкційних рішень ГТ розроблено конструкцію однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності з фасковою герметизацією першого та другого ступенів герметизації ГТ на базі короткої ПП (з малою кількістю робочих кілець), яка працює на межі допустимих напружень в елементах пружини, що дозволило зменшити хід запірних елементів ГТ і збільшити діаметр умовного проходу генератора.

3. На основі конструктивної схеми ГП, керованого розробленим ГТ, обґрунтованих припущень і ГЛ ГП у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта, побудовано динамічну модель ГП, зведені маси m_1 , m_2 та m_3 якого взаємодіють з ГЛ через передаточні числа $u_{01(02)}$ та u_{03} .

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

ВНТУ
НАЛ
ЗЕВ
МАШ
НОБ
ДУВА
ННЯ

принципом Д'Аламбера побудовано математичну модель ГПП у вигляді диференціальних рівнянь руху мас m_1 , m_2 та m_3 , умов однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих мас і узагальнених рівнянь витрати енергоносія.

5. За результатами відомих теоретичних та експериментальних досліджень ГПП та ГІТ і аналізу створеної математичної моделі ГПП, керованого ГІТ підвищеної пропускної здатності, розроблено методика проекту розрахунку ГПП та ГІТ, яка дозволяє за відносно простими залежностями, знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри ГІТ та ГІТ.

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

7. Проведено економічний аналіз, з метою оцінки комерційного потенціалу предмета досліджень, в якому оцінено витрати на виготовлення та впровадження дослідного зразка ГІТ, розраховано орієнтовний розмір прибутку та необхідних інвестицій для реалізації впровадження у виробництво розробленого ГІТ 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 ГПП та ГІТ, 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. Методичні вказівки до виконання студентами-магістрантами наукового напрямку економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. В.О. Козловський – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 22 с.
2. Козловський В. О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця : ВДТУ, 2003. – 76 с.
3. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.
4. Обертюх Р . Р. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – 164 с.
5. 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.
6. Бочаров Ю. А. Основи общей теории гидравлических насосно-штамповочных машин // Машины и технология обработки металлов давлением. – М., 1980. – С. 12-40. – (Тр. МВТУ №335).
7. Іскович-Лотоцький Р.Д. Машины вибратионного и виброударного действия / Р. Д. Іскович-Лотоцький, И. Б. Матвеев, В.А. Крат. – Киев: Техника, 1982. – 208с.
8. 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.
9. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода: справочник / Е.И. Абрамов, К. А. Колисниченко, В.Т. Маслов – [2-е изд. перероб и доп]. – Киев: Техника, 1977.

– 320с.

10. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. – Машиностроение, 1979. – 232с.
11. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. –Машиностроение, 1993. – 640 с.
12. Пономарев С.Д. Расчет упругих элементов машин и приборов / С. Д. Пономарев, Л. Е. Андреева // – М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
13. Иосилович Г. Б. Детали машин: учеб. Для студентов машиностроит. спец. вузов. / Г.Б. Иосилович – М.: Машиностроение и проектирование, 1988. – 496 с.
14. Молчанов А. А. Моделирование и проектирование сложных систем / А.А. Молчанов. – Киев: Выща школа, 1988. – 359с.
15. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов / В.И. Феодосьев – М.: Наука, 1970. – 544с.
16. 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 // Вибрации в технике и технологиях. – 1998. №1(5). – С. 37–41.
17. Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Матюхіна Є.В. та Марушак М.В. Пат. 131747 U, Україна, В23В 39/04, Гідроімпульсний віброударний пристрій для деформаційного зміцнення деталей / (Україна) — № u 2018 08532 Заявл. 06.08.2018; — Опубл. 25.01.2019, Бюл. №2/2019, 25.01.2019р.
18. Обертюх Р.Р., Слабкий А.В., Матюхіна Є.В. та Поліщук О.В Пат. 131816 U, Україна, В23В 39/04, Гідроімпульсний віброударний пристрій для поверхневого деформаційного зміцнення деталей /.. (Україна) — № u 2018 095993 Заявл. 24.09.2018; — Опубл. 25.01.2019, Бюл. №2/2019, 25.01.2019р.
19. Кармугин Б. В. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов / Б. В. Кармугин. – М.: машиностроение, 1983. – 152 с.
20. Дубинин Н.П. технология металлов и других конструкционных материалов: учеб. для машиностроит. спец. вузов. / Н.П. Дубинин и др. – М.:

ВНТУ
НАУКОВИЙ ЦЕНТР
МЕДИЦИНСЬКОГО ОБУДУВАННЯ

Высш. Школа, 1969. – 704с.

21. Крагельский Н.В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычик, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

22. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 томах / В. И. Ануриев под редак. И. Н. Жестоковой. – [8-е изд. перераб. и доп.]. – М.: машиностроение, 2001: Т.1. – 920с.

23. Решетов Д. Н. Детали машин: учеб. Для студентов машиностроит. Спец. вузов / Д. Н. Решетов – [4-е изд. перераб. и доп.]. – М.: машиностроение, 1989. – 496с.

24. Терещенко О.П., Кобилянський О.В. Методичні вказівки щодо опрацювання розділу “Безпека життєдіяльності” в дипломних проектах і роботах студентів машинобудівельних спеціальностей.–В .: ВНТУ, 2004.– 45с.

25. Сакевич В.Ф. Основи розробки питань цивільної оборони в дипломних проектах. Методичні вказівки. – В .: ВНТУ, 2004.

ВИСНОВКИ

1. На основі аналізу принципів і конструкційних схем відомих параметричних ГПТ, результатів теоретичних та експериментальних досліджень ГПТ, керованих генераторами цього типу, встановлено, що однокаскадні ГПТ застосовують в малопотужних ГПТ ВМ і ВУМ та як сервоприводи (перші каскади) дво – та багатокаскадних ГПТ.

2. Встановлено, що способами підвищення пропускної здатності параметричних однокаскадних ГПТ є зміщення їх запірних ланок (елементів) з пружними елементами високої жорсткості типу прорізних (ПП) і кільцевих (КП) пружин, а також зменшення ходу їх запірних елементів за рахунок виключення золотникової герметизації (додатного перекриття h_d) на обох рівнях зміни площі запірних елементів і використання фасочної (клапанної) герметизації та 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.

2. В результаті схемного пошуку на основі аналізу схемних та конструкційних рішень ГПТ розроблено конструкцію однокаскадного ГПТ підвищеної пропускної здатності з фасковою герметизацією першого та другого ступенів герметизації ГПТ на базі короткої ПП (з малою кількістю робочих кілець), яка працює на межі допустимих напружень в елементах пружини, що дозволило зменшити хід запірних елементів ГПТ і збільшити діаметр умовного проходу генератора.

3. На основі конструктивної схеми ГПТ, керованого розробленим ГПТ, обґрунтованих припущень і ГЛ ГПТ у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта, побудовано динамічну модель ГПТ, зведені маси m_1 , m_2 та m_3 якого взаємодіють з ГЛ через передаточні числа $u_{01(02)}$ та u_{03} .

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

принципом Д'Аламбера побудовано математичну модель ГП у вигляді диференціальних рівнянь руху мас m_1 , m_2 та m_3 , умов однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих мас і узагальнених рівнянь витрати енергоносія.

5. За результатами відомих теоретичних та експериментальних досліджень ГП та ГІТ і аналізу створеної математичної моделі ГП, керованого ГІТ підвищеної пропускної здатності, розроблено методику проєктного розрахунку ГП та ГІТ, яка дозволяє за відносно простими залежностями, знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри ГІТ та ГІТ.

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

7. Проведено економічний аналіз, з метою оцінки комерційного потенціалу предмета досліджень, в якому оцінено витрати на виготовлення та впровадження дослідного зразка ГІТ, розраховано орієнтовний розмір прибутку та необхідних інвестицій для реалізації впровадження у виробництво розробленого ГІТ 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 ГП та ГІТ, визначено основні шкідливі і небезпечних фактори та їхній вплив на обслуговуючий персонал і розроблено організаційні та технічні заходи усунення цих факторів або їх зменшення.

Додаток А

(обов'язковий, ДСТУ 3973-2000)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ГМ
Поліщук Л.К.

(підпис)
«__» _____ 2020р.

ТЕХІНЧНЕ ЗАВДАННЯ

на розроблення однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході» до виконавчого гідродвигуна гідроімпульсної вібромашини

Розробив студент
Спеціальності 133 –
«Галузеве машинобудування»
Матюхіна Єлизавета Вікторівна
«__» _____ 2020р.

Керівник: к.т.н., проф.

Обертюх Роман Романович
«__» _____ 2020р.

1. Підстава для виконання роботи

Підставою для виконання магістерської кваліфікаційної роботи (МКР) є індивідуальне завдання на МКР та наказ № _____ ректора ВНТУ про закріплення тем МКР.

2. Мета і призначення дослідження (виконання МКР)

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є: підвищення пропускну здатності параметричного однокаскадного ГТТ на базі ПП, суміщеної із запірним елементом генератора, та використання фасочної (клапанної) герметизації запірного елемента на обох рівнях зміни площі його поперечного перерізу під час відкриття та закриття ГТТ.

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

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

3.1 Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. Машины вибродвижения и виброударного действия. – Киев: Техника, 1982. – 208 с.

3.2 Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б. Вибрационные прессы: Обзор. – М.: НИИМаш, 1979. – 50 с.

3.3 Гидроимпульсный привод / Р. Д. Искович-Лотоцкий, И. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх, Н. Н. Вирнык // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев. 1982. – Выпуск 18. – С. 56-60.

3.4 Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Обертюх М. Р., Генераторы импульсов тиску для технологических вибромашин с гидроимпульсным приводом // Вибрации в технике и технологиях. – 1998. – №2 (6). – С. 84–87.

3.5 Р. Р. Обертюх, Искович-Лотоцкий Р. Д., Булыга Ю. В. Динамика гид-

роімпульсного привода вибромашин складно–пространственного нагуження // Вибрации в технике и технологиях. – 1996.– №1(3). – С. 23–26.

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

3.7 Генератори імпульсів тиску для керування гідроімпульсними приводами вібраційних та віброударних технологічних машин: Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – 171 с.

4. Виконавці НДР: студент спеціальності – 133 «Галузеве машинобудування» Матюхіна Єлизавета Вікторівна

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 роботи пристрою – 10 МПа;
- 2) номінальна подача гідронасоса – $2,5 \cdot 10^{-4}$ м³/с;
- 3) орієнтовний діапазон регулювання: амплітуди – $(0,5..2) \cdot 10^{-3}$ м; частоти 10...100 Гц;
- 4) максимальні габаритні розміри – довжина –400 мм, ширина – 160 мм, висота – 120 мм.

5.2 Інші технічні характеристики і вимоги до конструкції розроблюваного пристрою:

- регулювання ланок настроювання параметрів пристрою – безступінчасте;
- вимоги монтажної придатності до пристрою – поставка в зібраному вигляді;
- деталі та складальні одиниці ГІТ і силових ланок приводу, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до миючих засобів, мастила та інших похідних перероблення нафти;

- захист розподільчих і силових ланок ГІТ від вологи, шкідливих випаровувань і корозії, здійснюється за рахунок герметичності та покриттів;
- складові частини генератора імпульсів тиску (ГІТ) пристрою – взаємозамінні;
- одиничний вид виробництва деталей, запасні частини не передбачуються.

– маса продукції – до 20 кг.

5.3 Вимоги до надійності:

- довговічність – не менше 6 тис. год;
- безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год;
- збережність – повинна забезпечуватися працездатність ГІТ в режимі очікування, роботи та консервації;
- ремонтпридатності – компоновочне рішення ГІТ повинно бути таким, що забезпечує легкодоступність до деталей, які вірогідно можуть мати найменший термін служби (наприклад, сідло запірного елемента ГІТ) та відносно простий їх ремонт.

5.4 Вимоги до технологічності розробки, виробництва та експлуатації – конструкція деталей ГІТ 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 розробки конструкції пристрою використовувати уніфіковані та стандартні вироби.

5.6 Конструкція виробу 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-розподільчої апаратури.

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

– пристрій призначено для використання у середньоширотних 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 стелажах.

5.10 Аналіз відомих технічних та конструктивних рішень генераторів імпульсів тиску в рідині провести за технічною літературою, періодичними виданнями (науково-технічні журнали) і патентними матеріалами.

5.11 Динамічну та математичну моделі нової конструкції ГП розробити на основі представлення гідравлічної ланки гідроімпульсного приводу (ГП) пристрою у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта. Під час математичного моделювання пристрою та динамічних процесів у ГП використовувати загальновідомі напрацювання математичного моделювання гідравлічних приводів та інших динамічних механічних систем.

5.12 На перспективу розробити методику експериментального дослідження дослідного зразка нової конструкції однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході»

6 Економічні показники:

– орієнтовний термін окупності витрат на розробку – 1,5 роки;

– освоєння виробництва продукції – 1 рік.

7 Етапи МКР і терміни їх виконання:

- аналіз відомих технічних та конструктивних рішень генераторів імпульсів тиску в рідині;
- розроблення конструкції однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході»;
- розроблення динамічної та математичної моделей ГП генератора;
- розроблення на основі аналізу динамічної та математичної моделей ГП ГП його науково обгрунтованої методики проектного розрахунку;
- розроблення методики експериментального дослідження дослідного зразка нової конструкції однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході»;
- охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях;
- загальні висновки;
- розробка конструкторської схеми однокаскадного генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності за схемою приєднання «на вході»;
- оформлення текстової документації і ілюстративних матеріалів для захисту МКР

Терміни виконання МКР регламентуються графіком навчального процесу ВНТУ, часом, що відведений на переддипломну практику та на виконання та оформлення МКР, а також графіком консультацій зі спеціальної, економічної та інших (охорона праці, цивільний захист 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 ДЕК.

ВНТУ, ГАЛУЗЬ ВЕБ МАШИНОБУДУВАННЯ

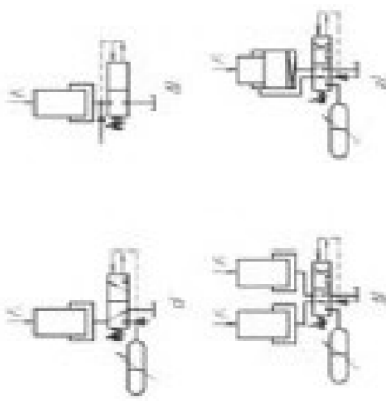


Рисунок 1.1 – Схематичні зображення ТВ в різних станах (У_п – номінальний тиск, U_к – тиск закриття)

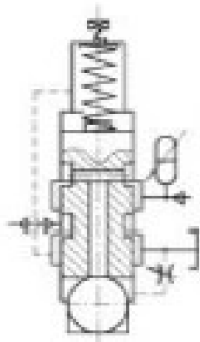


Рисунок 1.3 – Прямий спосіб закриття ТВ і повільним перемищенням

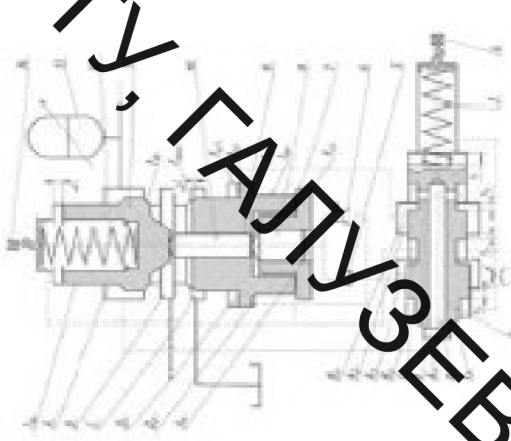


Рисунок 1.3 – Цилиндричний спосіб закриття і закриття ТВ номінальним тиском

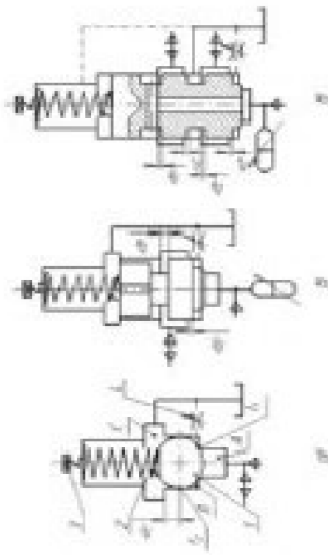


Рисунок 1.2 – Прямий спосіб закриття ТВ тиском U_к

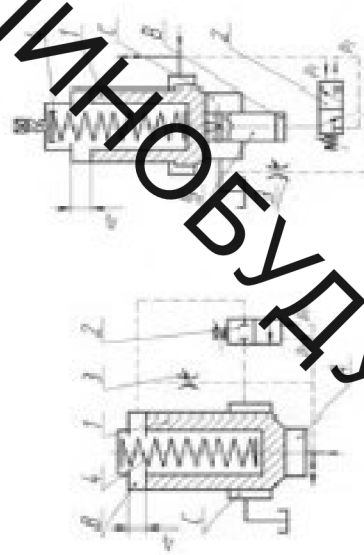


Рисунок 1.4 – Конструктивний спосіб закриття ТВ

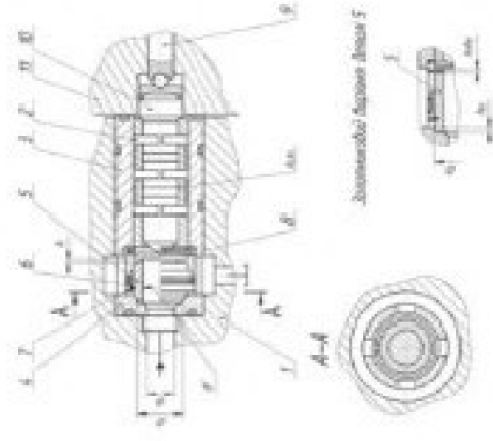
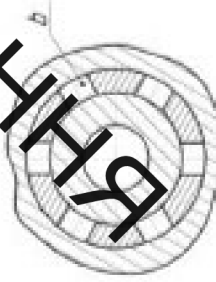
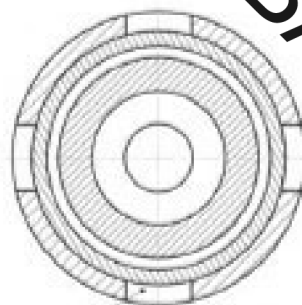
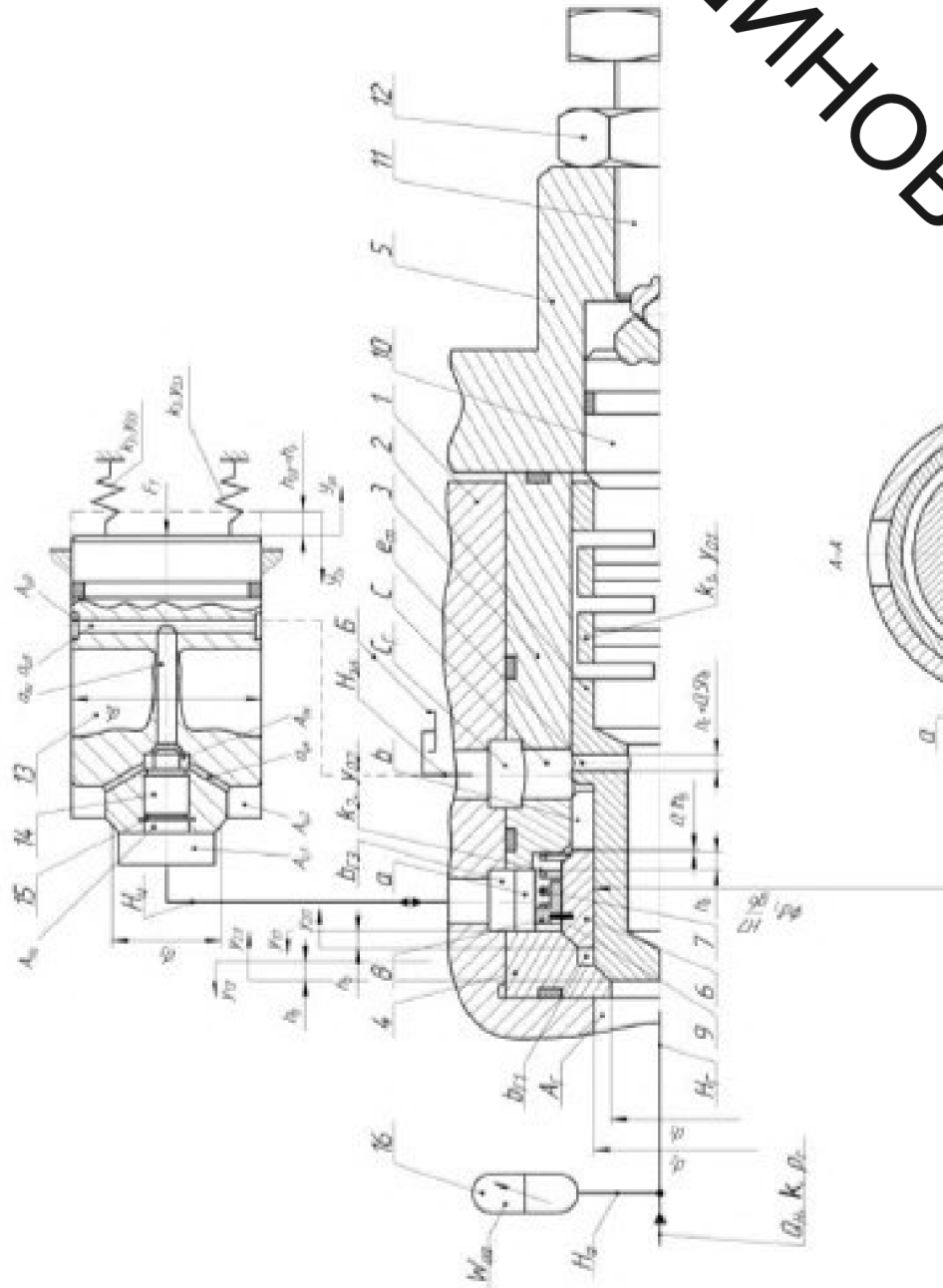


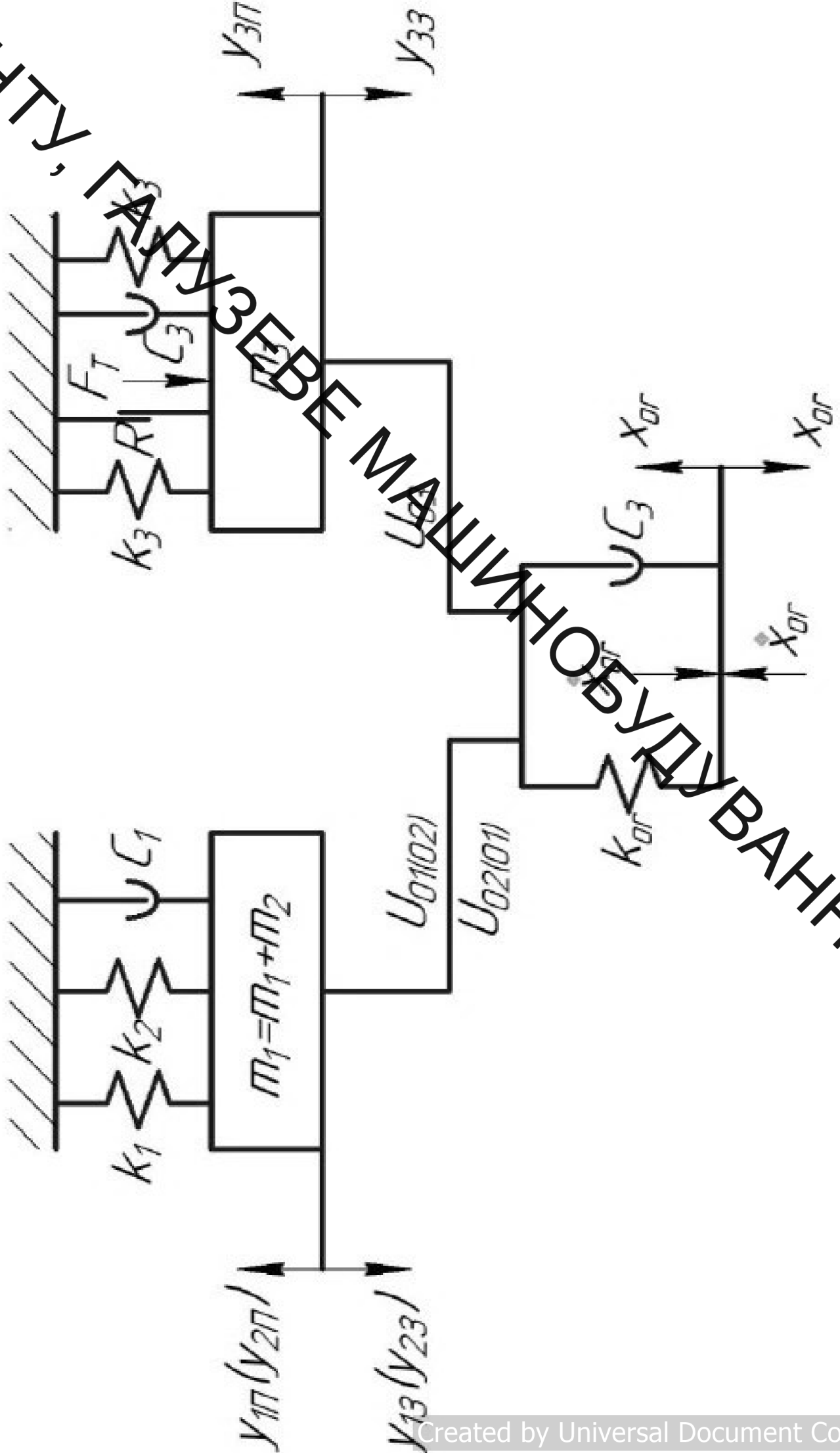
Рисунок 1.4 – Конструктивний спосіб закриття ТВ тиском номінальним тиском, тиском U_к та спосіб закриття номінальним тиском

ВНТУ, ГАЛУЗЬ МАШИНОБУДОВАННЯ

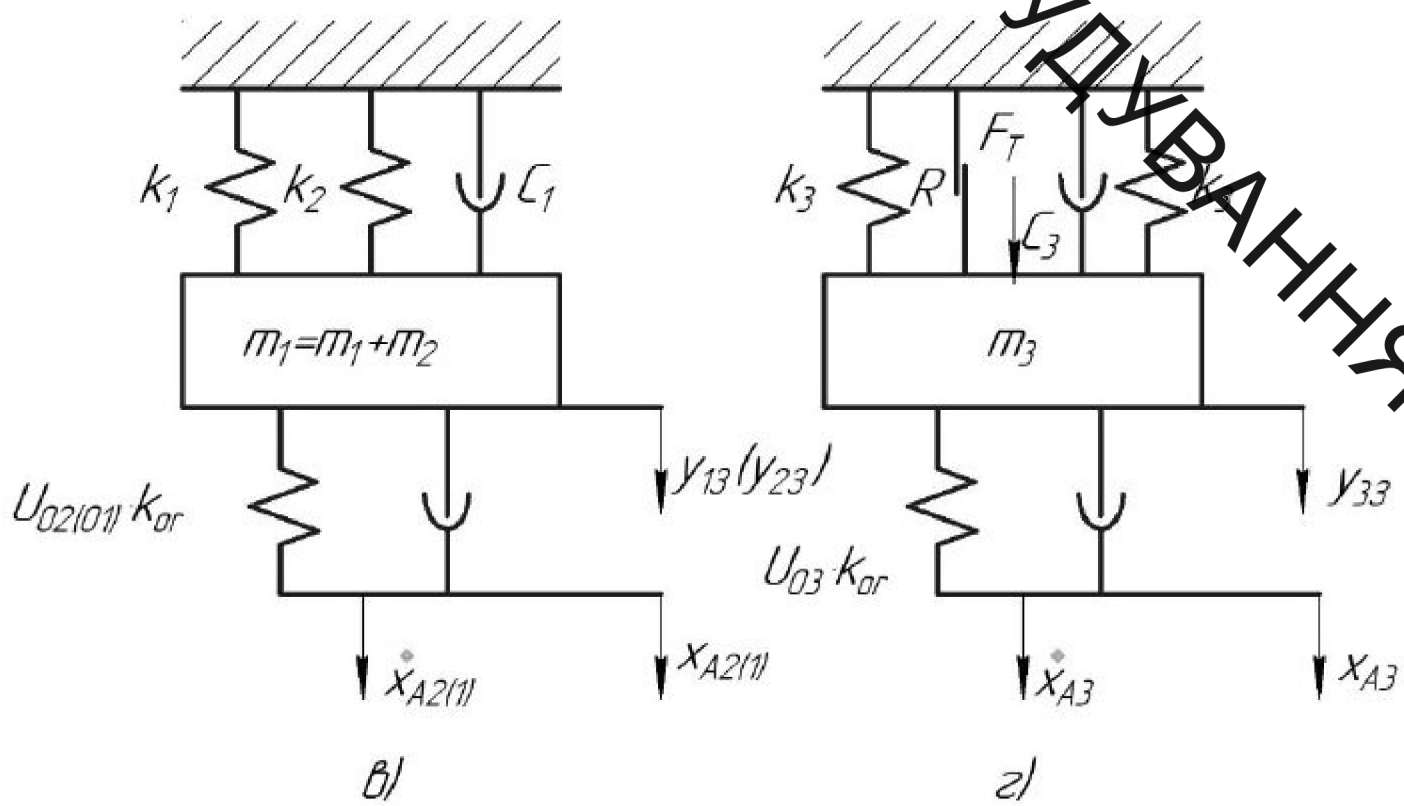
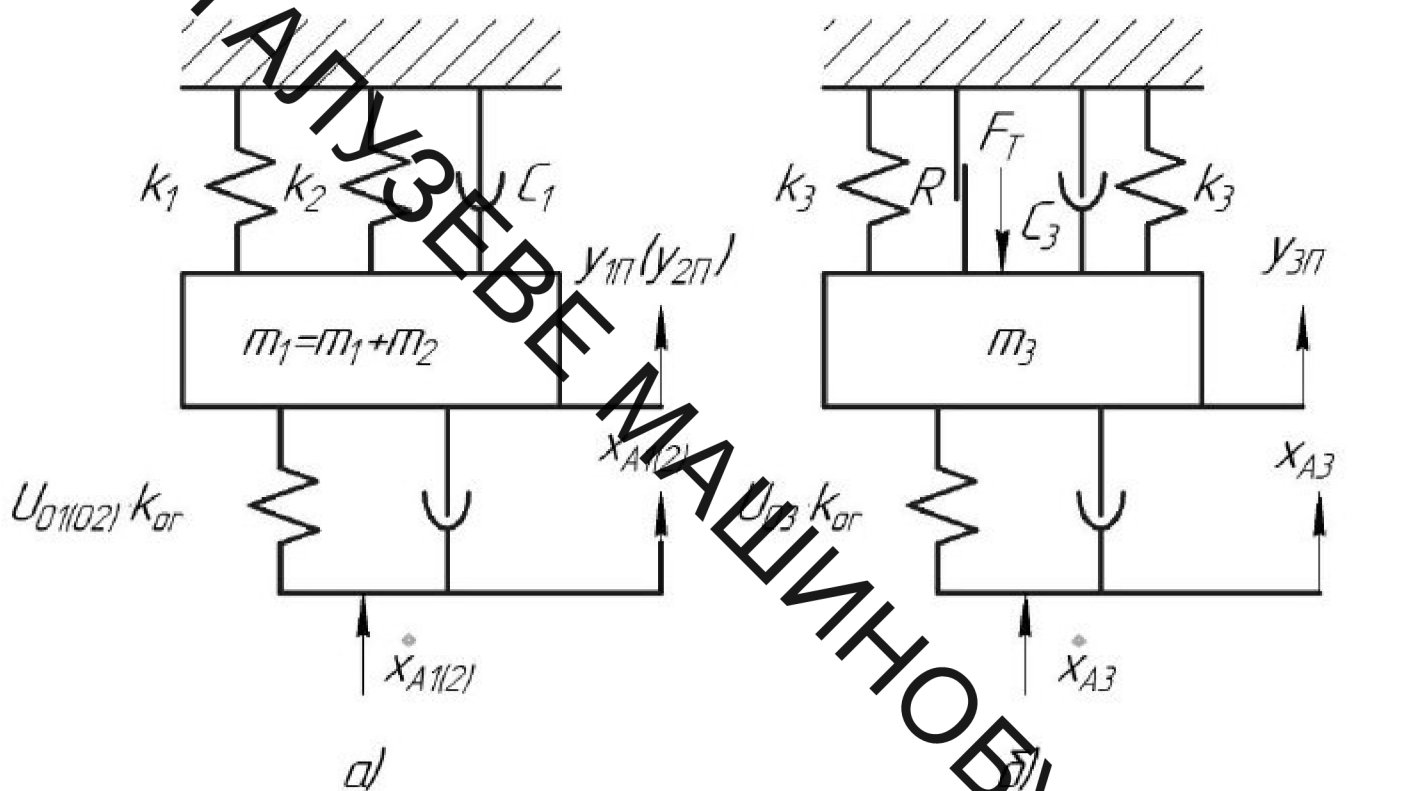


1 - градів зовнішньої поверхні опори 4 - її на шари зовнішнього опору 6.
 2 - градів опори зовнішньої поверхні 3 III, 3' - градів опори зовнішньої поверхні 6.
 4 - градів зовнішньої поверхні 4, 1, 4, 2 - градів зовнішньої поверхні III.
 5 - градів зовнішньої поверхні III.

ВНТУ, УДРЕМАСУЗБЕ МАШИНОБУДУВАННЯ



ВНТУ, Галузь Будівництва



ВНТУ, ГАЛУЗЬ ЕЛЕКТРОМАШИНОБУДУВАННЯ

