

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

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

на тему: «Параметричний однокаскадний генератор імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності на основі прорізної пружини»

08-27.МКР.04.000.000 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу за ОПП «Магістра»,
групи 1ГМ-18м
спеціальності 133

Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

Кудраш Віталій Олександрович
(прізвище та ініціали)

Керівник Обертюх Роман Романович
(прізвище та ініціали)

Рецензент Буренніков Юрій Юрійович
(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2019 року

АНОТАЦІЯ

За результатами аналізу відомих схемних і конструктивних рішень генераторів імпульсів тиску (ГІТ) в рідині розроблено нову конструкцію однокаскадного параметричного ГІТ підвищеної пропускної здатності, розподільча ланка якого суміщена з прорізною пружиною (ПП) високої жорсткості.

ГІТ нової конструкції використано в пристрої для радіального віброточіння з оригінальною силовою головкою на базі ПП із сільфонною герметизацією плунжера приводу (державки) різця.

З метою створення науково обгрунтованої методики проектного розрахунку привода пристрою розроблено динамічні моделі гідроімпульсного привода (ГІП) пристрою, на основі яких побудовано та проаналізовано математичну модель цього пристрою.

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

Проведено розрахунок кошторису витрат на реалізацію дослідного зразка пристрою 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; енергоносій; амплітуда; частота; витрата; подача; гідравлічна ланка.

ABSTRACT

According to the results of the analysis of known circuit and design solutions of pressure pulse generators (PPG) in the liquid designed new construction single-stage parametric (PPG) increased throughput, switchgear link whose combined with a slit spring (SS) high rigidity.

The PPG of the new design was used in the device for radial vibration with the original power head based on SS with bellows sealing of the plunger of the cutter actuator (holder).

Dynamic models of hydraulic impulse actuator have been developed in order to create a scientifically sound design method for designing the drive of the device PPG the devices that built and analyzed the mathematical model of this device.

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

The cost estimates for the implementation of the prototype of the device and its introduction into production have been calculated. The expected economic impact of its implementation and the payback period are estimated.

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

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

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ РІШЕНЬ ГЕНЕРАТОРІВ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ В РІДИНІ.....	10
1.1 Класифікація генераторів імпульсів тиску.....	10
1.2 Однокаскадні генератори імпульсів тиску.....	11
1.3 Багатокаскадні генератори імпульсів тиску.....	20
1.4 Висновки.....	40
2 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПАРАМЕТРИЧНОГО ОДНОКАСКАДНОГО ГЕНЕРАТОРА ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ.....	41
2.1 Опис конструкції.....	41
2.2 Висновки.....	46
3 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ПРИСТРОЮ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ВІБРОТОЧІННЯ З ОДНОКАСКАДНИМ ГІТ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ.....	47
3.1 Конструктивна схема гідроімпульсного пристрою та розроблення динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода пристрою... ..	47
3.2 Висновки.....	73
4 МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ВІБРОТОЧІННЯ, КЕРОВАНОВОГО ОДНОКАСКАДНИМ ГІТ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ.....	75
4.1 Вхідні параметри.....	75
4.2 Розроблення методика проектного розрахунку.....	75
4.3 Висновки.....	87
5 ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ЗРАЗКА ПРИСТРОЮ ТА КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ РОЗВИТКУ ПОДІБНИХ ПРИСТРОЇВ.....	88

5.1	Визначення загальних положень експериментального дослідження.....	89
5.2	Розробка методики експериментального дослідження.....	92
5.3	Вимірювально – реєструюча апаратура для експериментальних досліджень дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння.....	94
5.4	Перспективні конструкції генераторів імпульсів тиску.....	98
5.5	Висновки.....	99
6	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	101
6.1	Технологічний аудит розробки.....	101
6.2	Прогнозування витрат на виконання роботи.....	104
6.3	Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки.....	113
6.4	Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності	115
6.5	Висновки.....	119
7	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ...	121
7.1	Аналіз умов праці.....	121
7.2	Виробнича санітарія.....	121
7.3	Техніка безпеки.....	128
7.4	Пожежна безпека.....	129
7.5	Висновки.....	132
	ВИСНОВОК.....	133
	СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	135
	ДОДАТКИ.....	140
	ДОДАТОК А. Технічне завдання.....	141
	ДОДАТОК Б. Ілюстративна частина.....	148

ВСТУП

Актуальність теми. Тенденції в сучасному машинобудуванні, з метою підвищення надійності деталей та виробів (механізмів, пристроїв, машин тощо) в цілому, а також зменшення собівартості та підвищення якості машинобудівної продукції ґрунтуються на впровадженні у виробництво новітніх технологічних процесів оброблення матеріалів різанням, тиском та іншими фізичними методами (наприклад, лазерне оброблення матеріалів). Нові технології, а також такі відомі технологічні процеси як віброрізання (ВР) та зміцнення матеріалу поверхні деталі поверхневим пластичним деформуванням (ППД), які зараз переживають своєрідний ренесанс, для своєї реалізації часто вимагають створення нового обладнання та устаткування.

Перспективи розширення використання процесів ВР (віброточіння, віброшвердління, віброфрезерування тощо) зросли з розробленням нових віброприводів, зокрема гідроімпульсного на базі пружин високої жорсткості прорізних (ПП), тарілчастих (ТП) і кільцевих (КП). В гідроімпульсних пристроях на основі ПП чи КП, як правило, силова (гідродвигун – гідроциліндр) та розподільна (генератор імпульсів тиску (ГІТ) ланки суміщенні з ПП (чи КП) або їх частиною [1 – 4]. Таке виконання гідроімпульсного пристрою (чи приводу) дозволило створити малогабаритні пристрої для ВР та ППД, що можуть встановлюватись, наприклад, безпосередньо в різдестримачі токарно-гвинторізного верстата [1 – 4] без зміни конструкції його супорта та кінематичної схеми.

Розширення технічних і технологічних можливостей гідроімпульсних пристроїв на базі ПП чи КП тісно пов'язане з пропускнуою здатністю ГІТ, а вимога малогабаритності (компактності) не дозволяє застосувати в приводі цих пристроїв багатокаскадні ГІТ, а використовувати лише однокаскадні параметричні генератори. Одним із можливих шляхів підвищення пропускнуої здатності однокаскадних ГІТ на базі пружних елементів високої жорсткості є зменшення ходу запірного елемента ГІТ за рахунок виключення його золот-

никової герметизації на обох рівнях (додатного перекриття h_d) 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.

Такий підхід дозволяє спроектувати параметричні однокаскадні ГІТ з пропускною здатністю близькою до двокаскадних генераторів. Поєднання ГІТ такої конструкції з силовою виконавчою ланкою (силовою головкою) на базі ПП та сільфонною герметизацією виконавчого гідродвигуна (гідроплунжера) дозволило створити компактний гідроімпульсний пристрій для ВР (радіального віброточіння) [5] з широким діапазоном регулювання параметрів вібронавантаження об'єкта оброблення.

Мета і задачі дослідження. Метою магістерської кваліфікаційної роботи є:

1) підвищення пропускної здатності параметричного однокаскадного ГІТ на базі прорізної пружини високої жорсткості, 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 ГІТ;

2) розширення технологічних можливостей за рахунок застосування ГІТ підвищеної пропускної здатності в пристрої для радіального віброточіння із силовою головкою, побудованою на основі прорізної пружини та виконавчого гідродвигуна (гідроплунжера) з сільфонною герметизацією.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі задачі:

– виконати теоретичний аналіз відомих технічних рішень і схем ГІТ, що використовуються у гідроімпульсних приводах вібраційних та віброударних машинах;

– на основі зробленого аналізу розробити конструкції параметричного однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності на базі прорізної пружини високої жорсткості та силової виконавчої ланки (силової головки) на

базі ПП з сільфонною герметизацією виконавчого гідродвигуна (гідрошпунжера);

– розробити динамічні моделі гідроімпульсного приводу пристрою для радіального віброточіння, побудованого на основі створених конструкцій ГІТ та силової головки;

– на основі створених динамічних моделей гідроімпульсного приводу пристрою розробити математичну модель приводу в якому гідравлічна ланка представлена у вигляді тіла Кельвіна – Фойгта;

– ґрунтуючись на аналізі математичної моделі гідроімпульсного приводу пристрою та його робочого циклу, розробити методикау проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння (ГІТ та силової головки);

– розробити принципову схему стенда для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою з метою перевірки коректності розроблених його динамічної та математичної моделей, вибрати найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень і розробити методикау проведення цих досліджень;

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

– розробити заходи охорони праці та безпеки життєдіяльності під час експлуатації гідроімпульсного приводу пристрою;

– розглянути на рівні конструктивних схем можливі шляхи розвитку розробленої конструкції ГІТ.

Об’єкт дослідження – динамічні процеси в гідроімпульсному приводі пристрої для радіального віброточіння.

Предмет дослідження – гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння, складений з параметричного однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності на базі прорізної пружини високої жорсткості та сило-

вої виконавчої ланки (силової головки) на базі ПП з сільфонною герметизацією виконавчого гідродвигуна (гідроплунжера).

Методи дослідження. Дослідження динамічних процесів у гідроімпульсному приводі пристрою методами побудови динамічної і математичної моделі та наступного їх дослідження і аналізом за допомогою прикладних програм, наприклад Matlab.

Наукова новизна одержаних результатів.

Розроблена та проаналізована динамічна і математична моделі гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння з параметричним однокаскадним ГІТ підвищеної пропускну здатності на базі прорізної пружини високої жорсткості та силової виконавчої ланки (силової головки) на базі ПП з сільфонною герметизацією виконавчого гідродвигуна (гідроплунжера), в якій гідравлічна ланка гідроімпульсного пристрою представлена у вигляді в'язко-пружної моделі, що дозволило максимально адекватно відтворити реальні динамічні процеси в приводі пристрою.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено методіку проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння (ГІТ та силової головки), яка дозволяє за відносно простими залежностями визначити всі геометричні, енергетичні та силові параметри ГІТ та силової головки пристрою. Розроблено конструкції ГІТ та силової головки пристрою.

Розроблено принципову схему стенда для експериментального дослідження гідроімпульсного привода пристрою, розроблено методіку проведення цих досліджень, вибрано найбільш раціональні схеми давачів і реєструвальної апаратури для реалізації експериментальних досліджень.

Особистий внесок здобувача. Розроблено конструкції ГІТ та силової головки пристрою, розроблена динамічна і математична моделі гідроімпульсного привода пристрою, які адекватно описують його роботу, розроблена методіка інженерного проектного розрахунку, розроблена структура експери-

ментального 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. Опубліковано статтю: Параметричні однокаскадні генератори імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Андрухов С. Р., Кудраш В. О. // Вісник машинобудування та транспорту – №1, 2019. – С. 40 – 48.[3].

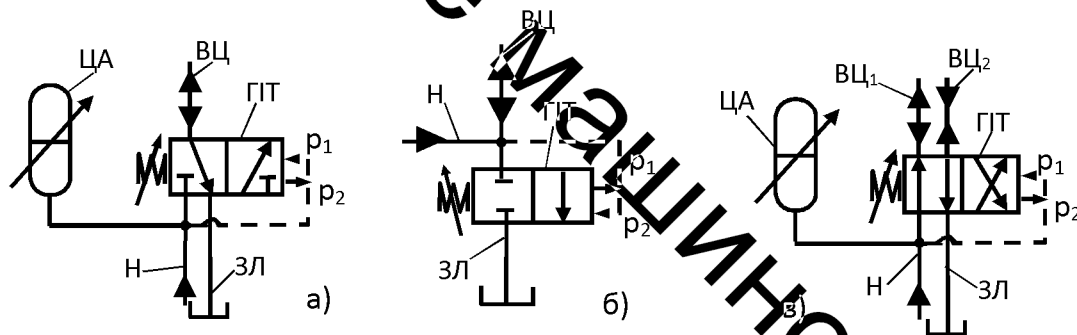
Подано заявки на корисну модель:

- №201908824 «Однокаскадний генератор імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності»
- «Гідроімпульсний пристрій для віброточіння з сільфонною силовою головкою»
- «Однокаскадний генератор імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності зі схемою приєднання на вході»

1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ СХЕМНИХ РІШЕНЬ ГЕНЕРАТОРІВ ІМПУЛЬСІВ ТИСКУ В РІДИНІ

1.1 Класифікація генераторів імпульсів тиску

За головну ознаку класифікації ГІТ, взято схему приєднання генератора до виконавчого гідродвигуна, що дозволяє чітко окреслити області застосування ГІТ та їх функціональні і технічні можливості. За цією ознакою ГІТ поділяються на три класи „на вході”, „на виході” та „комбінована”. Основні класи ГІТ (без вказівки на кількість каскадів) схематично, використовуваних умовних стандартних зображень гідророзподільників за ГОСТ 2.781–68, показані на рисунку 1.1.



ЦА – цикловий гідроаккумулятор; ГІТ – генератор імпульсів тиску; Н – гідролінія, постійно з’єднана з гідронасосом привода; ЗЛ – зливна гідролінія;

ВЦ (ВЦ₁ та ВЦ₂) – гідролінія / гідролінії, з’єднані з виконавчим / виконавчими гідродвигунами ВМ; p_1 та p_2 – відповідно, тиск „відкриття” та „закриття” ГІТ.

Рисунок 1.1 – Умовні схеми ГІТ: а) – „на вході”, б) – „на виході” та в) – „комбінована”

ГІТ за схемою з’єднання з виконавчим гідродвигуном „комбінована” може керувати рухом одного поршневого гідродвигуна з робочими

поршневою та штоковою порожнинами, або двома плунжерними гідродвигунами, в цьому випадку гідролінія ВЦ₁ ГПТ (див. рисунок 1.1,в) приєднується до гідродвигуна (або до однієї з його порожнин) за схемою „на виході”, а гідролінія ВЦ₂ – „на вході”.

Важливими ознаками класифікації ГПТ є каскадність та спосіб герметизації запірно-розподільних ланок (елементів) ГПТ. В залежності від величини потоку робочої рідини, ГПТ поділяються на однокаскадні, двокаскадні та багатокаскадні, крім того однокаскадні ГПТ часто використовуються як перший каскад (сервопривод) багатокаскадних ГПТ. За способом герметизації запірно-розподільних ланок ГПТ діляться на золотникові, клапанні та клапанно-золотникові, які поєднують елементи герметизації за рахунок золотникового перекриття та притертих кромek (фасок) запірних ланок, що взаємодіють із сідлом, виконаним як окрема деталь ГПТ або утвореним в його корпусі.

1.2 Однокаскадні генератори імпульсів тиску

Однокаскадні ГПТ можуть бути прямої дії та диференціальні. Конструктивні схеми однокаскадних ГПТ, які характеризують описані ознаки класифікації, представлені на рисунках 1.2–1.6 [2-3]. Конструктивно найпростішими є золотниковий (див. рис. 1.2) та кульковий (див. рис. 1.3) однокаскадні ГПТ прямої дії, виконані за схемою приєднання до гідродвигуна чи другого каскаду „на виході”. Ці ГПТ складаються із запірно-розподільної ланки 1 (золотник або кулька чи клапан), навантаженої пружиною 2, попередня деформація якої може регулюватись гвинтом 3. Напірна порожнина А приєднується безпосередньо до гідронасоса та гідродвигуна. Проміжна порожнина В відділяється від напірної порожнини А додатним золотниковим перекриттям $h_{п1}$ (див. рис. 1.2) або контактом запірного елемента ланки 1 по кромці сідла (див. рис.1.3), а від зливної порожнини С

додатним перекриттям $h_{п2}$ чи $h_{п1}$, (див.рис.1.3), при чому для ГІТ золотникового типу, (див. рис. 1.2) $h_{п2} > h_{п1}$.

Запірні елементи розподільних ланок 1 конструктивно виконані таким чином, що у вихідному положенні утворюють дві площі герметизації A_1 та A_2 , а $f_2 > f_1$. Тиск „відкриття” ГІТ визначається площею A_1 [2,12,7,4]:

$$p_1 \geq ky_{o1} / A_1, \quad (1.1)$$

а тиск „закриття” – площею A_2 :

$$p_2 \leq k(y_{o1} + h) / f_2, \quad (1.2)$$

де k, y_{o1} – відповідно, жорсткість та попередня деформація пружини 2;
 $h = (h_{п2} - h_{п1}) + h_{в}$ (для схеми, зображеної на рис. 1.3) $h = h_{п1} + h_{в}$ – хід запірно-розподільної ланки 1; $h_{в}$ – від’ємне перекриття ланки 1 для повністю відкритого ГІТ.

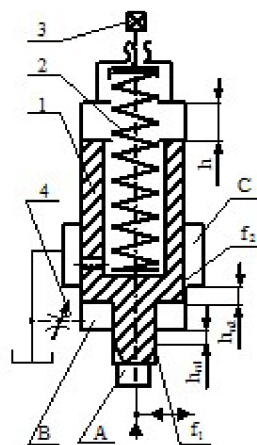


Рисунок 1.2 – Принципова схема однокаскадного ГІТ золотникового типу

Зв’язок між тисками p_1 та p_2 можна встановити, якщо виділити з формули (1.1) добуток $k \cdot y_{o1}$ і врахувати його у формулі (1.2):

$$p_2 \leq p_1 A_1 / A_2 + kh / A_2. \quad (1.3)$$

Оскільки $A_1 < A_2$, а член kh / A_2 через малу величину ходу h незначний, то $p_1 > p_2$, то таким чином внаслідок відкривання та закривання ГІТ генерує в робочій порожнині гідродвигуна імпульси тиску з амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$. Зміна геометричного параметра – площі поперечного перерізу запірної розподільної ланки 1 ГІТ, на яку діє тиск енергоносія під час прямого та зворотного ходів ланки 1, дозволяє віднести розглядувані ГІТ 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 (1.3) між p_1 та p_2 .

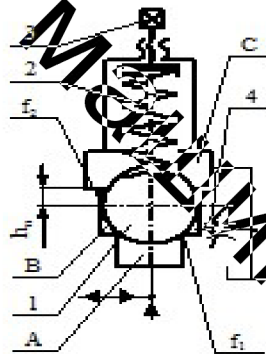


Рисунок 1.3 – Принципова схема однокаскадного ГІТ кулькового типу

Аналіз формули (1.3) показує, що чим більше A_2 в порівнянні з A_1 , тим більше Δp та нижча верхня межа частоти проходження імпульсів тиску і навпаки, що підтверджується експериментальними дослідженнями [2,3,5]. 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. Такий спосіб регулювання частоти імпульсів тиску обґрунтовується на основі з відомої залежності для часу t_{Π} зростання тиску в гідросистемі [4,5]:

$$t_{\text{п}} = \Delta p W_o / (\kappa Q_{\text{н}}), \quad (1.4)$$

де W_o , κ , $Q_{\text{н}}$ – відповідно, об'єм напірної порожнини гідросистеми привода, зведений модуль пружності гідросистеми та подача гідронасоса.

Час $t_{\text{п}}$ є тривалістю переднього фронту імпульсу тиску – складової частини періоду зміни тиску в робочій порожнині виконавчого гідродвигуна.

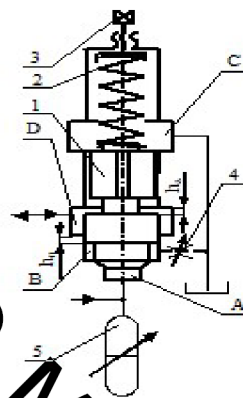


Рисунок 1.4 – Принципова схема однокаскадного ГТТ з схемою приєднання до виконавчого елемента „на вході”

Тривалість заднього фронту t_3 імпульсу визначається швидкістю зворотного ходу рухомої ланки гідродвигуна та гідравлічними опорами відкритого ГТТ і зливної гідролінії і, зазвичай, $t_3 < t_{\text{п}}$.

Через інерційність запірно-розподільної ланки 1 та потоку енергоносія, особливо за значного W_o , тиск в момент закриття ГТТ $p_r < p_2$ може бути навіть рівним тиску $p_{\text{зл}}$ в зливній гідролінії, що обумовлює появу площадки рівного тиску $p_r \approx p_{\text{зл}}$ між імпульсами тиску [31,53,56]. Це явище характерне для ГТТ, що працюють в низькочастотному діапазоні генерування імпульсів тиску $\nu = 2 \dots 20$ Гц, а у високочастотних режимах роботи ГТТ ($\nu > 80$ Гц) площадка рівного тиску під час закриття ГТТ практично відсутня [6]. 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” (див. рис.1.4) та „комбінована” (див.рис. 1.5) мають комбіновані золотниково-клапанні елементи герметизації та додаткові робочі кромки розподілення потоку і порожнини приєднання виконавчого D (виконавчих D_1 і D_2 див. рис. 1.5 г) гідродвигуна. В напірну гідролінію ГІТ цього типу, якщо використовуються як автономні апарати, обов’язково вмикається цикловий гідроаккумулятор 5. Комбіновані ГІТ в режимі схеми „на вході” та ГІТ, зображений на рис. 1.4 формують в робочих порожнинах гідродвигунів відповідно, D та D_2 , імпульси тиску з малою тривалістю переднього $t_{п}$ та заднього t_3 фронтів і амплітудою $\Delta p = p_1 - p_2$, причому $t_{п} \approx t_3$.

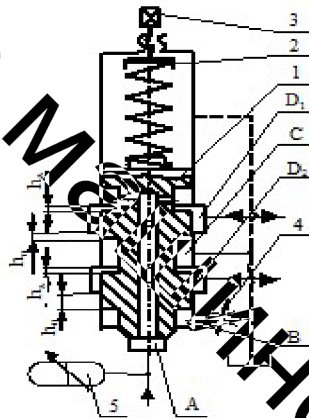


Рисунок 1.5 – Принципова схема однокаскадного ГІТ з схемою приєднання до виконавчого елемента „комбінована”

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 1.6 [1].

Запірно-розподільний елемент 1 виконано у вигляді двох кулькових клапанів, який у початковому положенні притискається до кромки сідла з

боку порожнини А через плунжер 6 пружиною 2 і тиском рідини на площу A_6 поперечного перерізу плунжера 6 з боку порожнини A_1 , що з'єднана з порожниною А.

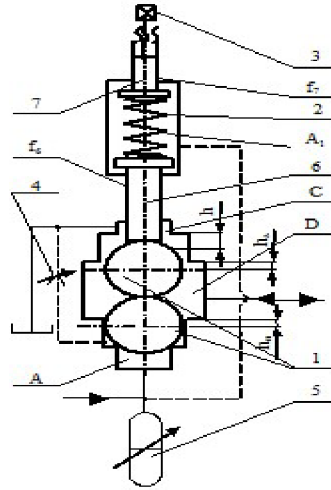


Рисунок 1.6 – Принципова схема однокаскадного ГТ виконаного за диференціальною схемою

Таке виконання ГТ дозволяє зменшити зусилля і габарити пружини 2, яка визначає рівень тиску „відкриття” $p_1 \geq k y_{o1} / (A_1 - A_6)$. Попередня деформація y_{o1} пружини 2 регулюється гвинтом 3 через герметично ущільнений плунжер 7, площа поперечного перерізу A_7 якого вибирається такою, щоб зусилля на гвинті 3 дозволяло регулювання тиску p_1 під час роботи ГТ. Застосування для однокаскадних ГТ диференціальної схеми навантаження запірно-розподільної ланки 1 розширює діапазон їх умовних проходів і пропускну здатність, але ускладнює конструкцію, погіршує регулювання тиску відкриття та збільшує внутрішні перетікання енергоносія, що обумовлює під час конструювання та виготовлення ГТ більш високі вимоги до точності його деталей і їх спряжень.

Аналіз результатів експериментальних досліджень [6, 7, 9], показує, що у відомих конструкціях ГТ, чітко регулюється тиск p_1 „відкриття”, а тиск p_2 „закриття”, через інерційність потоку енергоносія та надлишкового переміщення запірного елемента ГТ, коливається у відносно широких

межах, зазвичай, в бік зменшення від розрахункового значення. Такий характер зміни тиску p_2 впливає на стабільність частоти проходження ν та амплітуду $\Delta p = p_1 - p_2$ імпульсів тиску, що погіршує якість технічної характеристики ГІТ та гідроімпульсного привода в цілому. Покращити технічну характеристику спрацювання ГІТ щодо точного регулювання рівня тиску „закриття” p_2 як однокаскадного так і у випадку його використання у вигляді сервопривода багатокаскадних ГІТ можна різними способами. Ці способи можуть бути технологічними та конструктивними.

Проблема регулювання рівня тиску p_2 розв’язана в конструкції однокаскадного ГІТ (сервопривода), схема якого зображена на рис. 1.7 [2], особливим виконанням регулятора тиску „відкриття”, який складається з двох, концентрично встановлених пружин 4 та 5, розміщених в розточці стакану регулятора (стакан умовно не показаний). Пружина 4 через плунжер 3 навантажує запірний елемент 1 ГІТ. Плунжер 3 розташований в осевій розточці рухомої ступінчастої втулки 2, притисненої у початковому положенні через буртик до корпусу сервопривода (умовно не показаний) пружиною 5. Попередня деформація пружини 4 (y_{01}) та 5 (y'_{01}) регулюється, відповідно, гвинтами 6 і 7. Гвинт 6 розміщується в осевому нарізному отворі гвинта 7.

Розмірний ланцюг осевого складання запірного елемента 1 та втулки 2 розрахований таким чином, що у початковому положенні зазор між правим (за кресленням) торцем запірного елемента 1 та лівим торцем втулки 2 дорівнює додатному перекриттю $h_{сп}$ золотникової частини запірного елемента. Хід втулки є рівним від’ємному перекриттю $h_{св}$ запірного елемента 1. Підвищення тиску в порожнині A_1 до $p_r \geq p_1 = k_1 y_{01} / A_1$ спричиняє рух запірного елемента 1, який, проходячи шлях $h_{сп}$, впирається у втулку 2, через яку додатково навантажується пружиною 5. На шляху $h_{св}$ запірний елемент 1 переміщується під навантаженням

До керівних порожнин виконавчої ланки ГП, або другого каскаду ГП

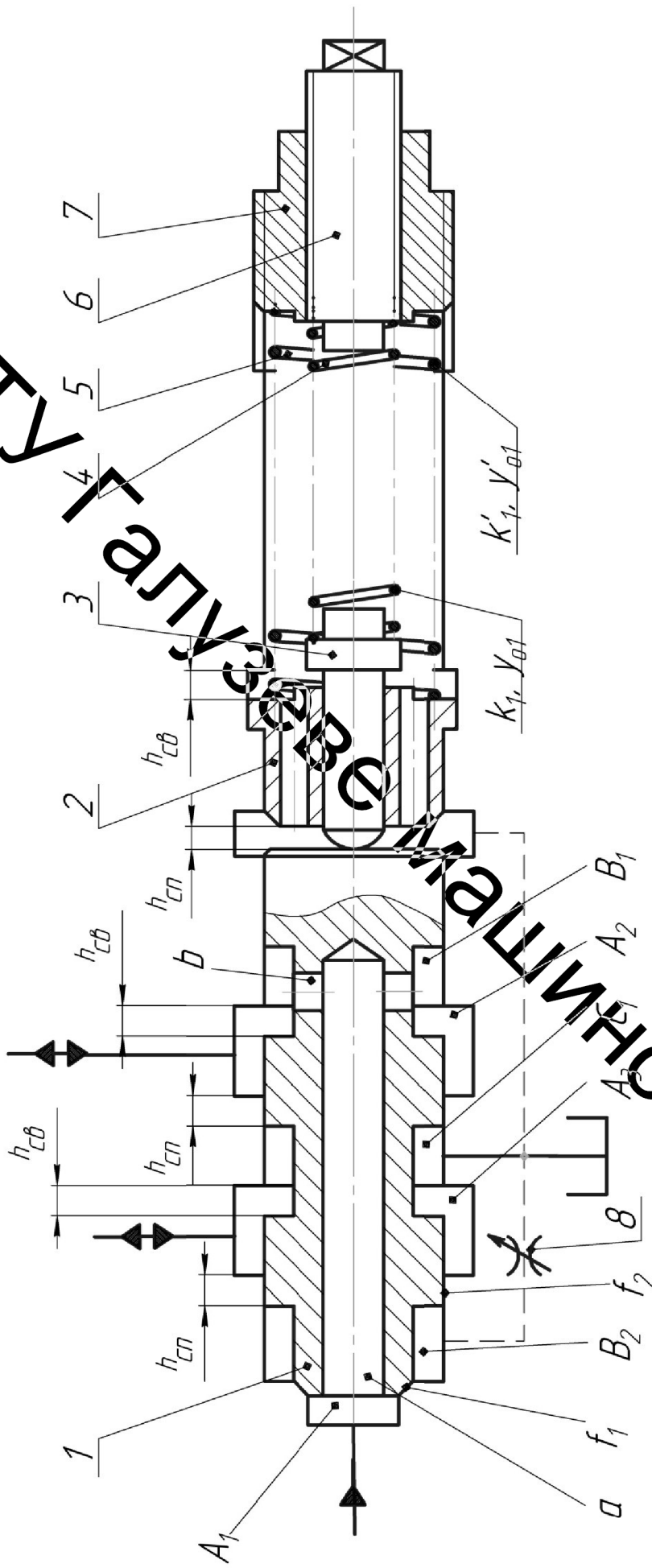


Рисунок 1.7 — Схема однокаскадного ГП (сервопривода) із регулюванням тиску „закриття”

двох пружин 4 та 5. Тиск „закриття” ГІТ [1]:

$$p_2 = p_1 \frac{A_1}{A_2} + \frac{k_1 h_c + k'_1 h_{cv}}{A_2} + \frac{k'_1 y'_{01}}{A_2}, \quad (1.5)$$

де k_1, k'_1 – відповідно, жорсткість пружин 4 та 5; $A_2 = A_1 i_{21}^{-0.5}$ (див, розділи 2 та 3) – площі поперечного перерізу клапанної (A_1) та золотникової (A_2) частин запірного елемента 1; $h_c = h_{cn} + h_{cv}$. Із формули (1.5) видно, що регулювати p_2 можна тільки зміною попередньої деформації y'_{01} пружини 5. Для аналізу меж зміни y'_{01} та оцінки величини жорсткості пружини 5, виразимо жорсткість k'_1 та деформацію y'_{01} як частки від k_1 та y_{01} :

$$\theta_1 = k'_1 / k_1; \quad (1.6)$$

$$\xi = y'_{01} / y_{01}, \quad (1.7)$$

звідки

$$k'_1 = \theta_1 k_1; \quad (1.8)$$

$$y'_{01} = \xi y_{01}. \quad (1.9)$$

З врахуванням внутрішнього передаточного числа ГІТ $U_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2}$ [2] (1.7), (1.8) та (1.9) перетворимо (1.5) до вигляду

$$p_2 = p_1 i_{21}^{0.5} (1 + \theta_1 \xi) + \frac{k_1 h_c}{f_2} (1 + \theta_1 h_c / h_{cv}). \quad (1.10)$$

Візьмемо $\xi = 1$ та $h_c / h_{cv} = 0,5$, тоді, оскільки $k_1 h_c f_2^{-1} < p_1 i_{21}^{-0.5}$,

основний вплив на рівень p_2 має вираз $i_{21}^{0,5}(1+\theta_1)$. Оскільки за параметричним принципом роботи ГІТ $p_2 < p_1$, то $i_{21}^{0,5}(1+\theta_1) < 1$. В однокаскадних ГІТ сервоприводах із традиційним регулятором тиску величина тиску p_2 визначається тільки передаточним відношенням $i_{21}[\dots]$, а в запропонованому добутком $i_{21}^{0,5}(1+\theta_1\xi)$, що дозволяє низькочастотні однокаскадні ГІТ перевести в розряд високочастотних, наприклад, ГІТ із $i_{21}^{0,5} = 0,3$ із звичайним регулятором тиску не може генерувати імпульси тиску високої частоти внаслідок великої різниці між тисками p_1 та p_2 ($p_2 = 0,3p_1$). В генераторі з модернізованим регулятором для $\theta_1 = 1$ та $\xi = 1$ $p_2 = p_1 \cdot 0,3 \cdot 2 = 0,6p_1$, що характерно для швидкодійних ГІТ [2]. Якщо орієнтуватись на передаточні відношення $i_{21}^{0,5} = 0,5 \dots 0,6$, то на основі аналізу (7.57) для ГІТ високочастотного типу слід рекомендувати $\theta < 1$ і $\xi < 1$, а для низькочастотних, з метою підвищення їх швидкодійності, $\theta \leq 1$ і $\xi \geq 1$.

1.3 Багатокаскадні генератори імпульсів тиску

Для керування великими потоками енергії, які характерні для гідроімпульсних приводів потужних ВМ, більш доцільно використовувати дво- і багатокаскадні ГІТ, перший каскад яких може вбудовуватись в другий, або бути автономним вузлом, наприклад однокаскадним ГІТ, зазвичай, прямої дії [2].

В патентній і технічній літературі описано багато конструкцій двокаскадних ГІТ. Пріоритет в створенні ГІТ, в т.ч. багатокаскадних має Вінницька наукова школа гідроімпульсного привода. Конструкції двокаскадних ГІТ можна розділити на окремі групи, за спільними ознаками: із золотниковим або клапанним першим каскадом (сервоприводом) 2 у вигляді однокаскадного ГІТ прямої дії, який з'єднується з другим каскадом за схемою „на виході” (рисунк 1.8, 1.9)[12,2,1]:

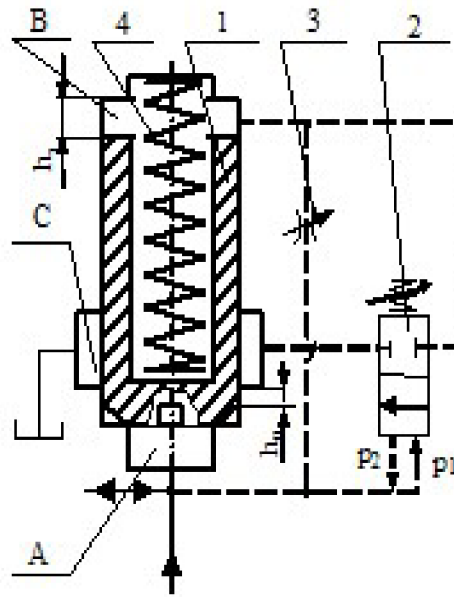


Рисунок 1.8 – Принципова схема двокаскадного ГТТ із золотниковим першим каскадом

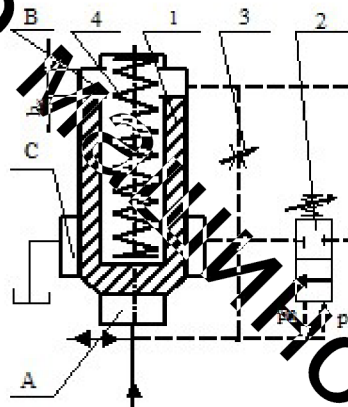


Рисунок 1.9 – Принципова схема двокаскадного ГТТ із клапанним першим каскадом

– із сервоприводом 2 – ГТТ прямої дії зі схемою приєднання до золотникового або клапанного другого каскаду 1 „на вході” та схемою підключення другого каскаду – „на виході” (рисунок 1.9, 1.10)[12,2];

– з вбудованим першим каскадом 2 в другий золотниковий 1, який можна приєднувати до виконавчого гідродвигуна в залежності від кількості робочих кромek золотника та відповідної організації внутрішніх комунікацій

за різними схемами: „на виході” [12,1] (рис. 1.11), „на вході” чи „комбінована”.

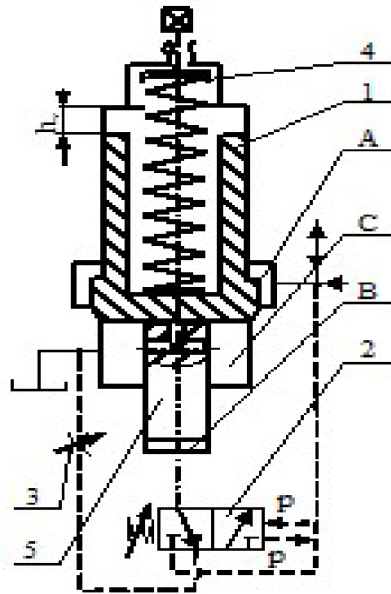


Рисунок 1.10 – Принципова схема двокаскадного ГТТ із схемою підключення другого каскаду – „на виході”

В момент спрацювання сервопривода 2, в ГТТ, виконаних за схемами (рис.1.9) та (рис.1.10), відкриття другого каскаду спричиняє перепад тиску між порожнинами А та В (керівна порожнина), які з'єднані між собою регульованим дроселем 3, що дозволяє регулювати за постійної подачі Q_H 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 та 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 v_{max} .

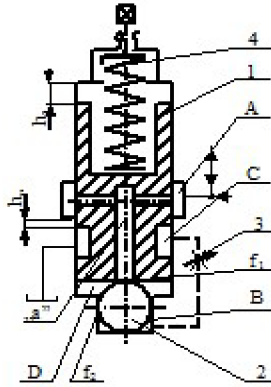


Рисунок 1.11 – Принципова схема двокаскадного ГТ із вбудованим першим каскадом у другий золотниковий

Максимальна частота імпульсів тиску в ГТ з клапанним другим каскадом (див. рис. 1.10) дещо вища ніж у золотникового (рис.1.9), оскільки під час відкриття другого каскаду 1 відсутні втрати часу на проходження додатного золотникового перекриття h_{Π} і хід клапана h_{κ} менший від ходу золотника $h_{\Sigma} = h_{\Pi} + h_{\text{в}}$ ($h_{\text{в}}$ – необхідне від'ємне перекриття золотника). Жорсткість пружини 4 в схемах ГТ а) та б) вибирається з умов забезпечення оптимального перепаду тиску між порожнинами А і В та швидкості зворотного ходу запірних ланок 1.

Конструкції ГТ за схемами (див.рис.1.10) і (див.рис.1.12) більш досконалі порівняно з розглянутими схемами (див.рис.1.8) і (див.рис.1.9). Відкриття запірної ланки 1 в цих ГТ здійснюється штовхачем 5, один торець якого взаємодіє з другим каскадом 1, а між іншим і розточкою корпусу ГТ (умовно не показаний) утворена керівна порожнина В малого об'єму, з'єднана з керівною порожниною сервопривода 2 (порожнина D, однокаскадного ГТ, див. рис. 1.12) коротким гідроканалом в корпусах другого каскаду та 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[14]. Перевагою ГІТ за схемами (див.рис.1.11) та (див.рис.10) є також розвантаженість торців запірної ланки другого каскаду 1 від дії високого тиску, а також можливість, з метою зменшення ударної взаємодії в кінці прямого та зворотного ходів, організації простими конструктивними засобами гальмування запірної ланки 1 в крайніх її положеннях.

В двокаскадному ГІТ (див. рис. 1.11) перший каскад утворений осьовим каналом „а” в золотникові 1 другого каскаду і кулькою 2. Канал „а” перекривається по площі A_1 кулькою 2, розміщеною в розточці корпусу ГІТ (умовно не показаний) таким чином, що лінія торкання кульки 2 і розточки корпусу нижче кромки розточки, що переходить в розточку більшого діаметра, в якій розташований золотник 1. Порожнина D між торцем золотника 1 і кулькою 2 є керівною, а проміжна порожнина B сполучається із зливною C регульованим дроселем 3, що оптимізує режим закриття другого каскаду ГІТ. Пружина 4, що навантажує золотник 1, забезпечує його зворотний хід і регулювання тиску p_1 „відкриття” ГІТ.

Основна перевага такої конструкції – компактність, але для керування значними потоками енергоносія ГІТ із вбудованим сервоприводом малопридатний, оскільки щоб забезпечити потрібний умовний прохід, необхідно збільшувати діаметр золотника 1, що спричиняє неприпустиме зростання зусилля пружини 4, її діаметральних розмірів і габаритів ГІТ в цілому, а також ударна взаємодія з кулькою 2 золотника 1 в момент завершення його зворотного ходу, приводить до швидкого зношування герметизуючого пояса по колу отвору „а” в золотникові 1. Регулювання частоти проходження імпульсів тиску в цьому ГІТ можливе лише за рахунок зміни подачі Q_H гідронасоса, що не завжди доцільно.

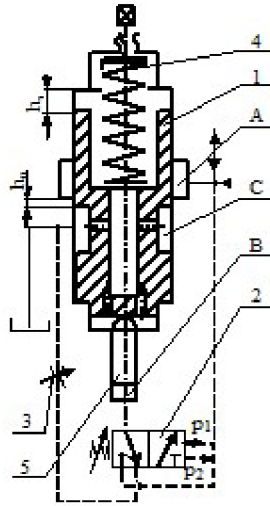


Рисунок 1.12 – Принципова схема двокаскадного ГТТ в якому відкриття запірної ланки відбувається штовхачем

Діапазон регулювання та якісні показники вібронавантаження технологічного об'єкта в гідроімпульсних ВМ в першу чергу залежать від ступеня досконалості та технічних характеристик ГТТ, тому пошук нових схемних розв'язків генераторів і технологічне та конструкторське удосконалення їх окремих вузлів та деталей залишається актуальною задачею для дослідників і проектувальників обладнання з гідроімпульсним приводом. В багатьох працях, в яких розглядаються теорії різних видів вібраційних та віброударних технологічних процесів, практично відсутні аналітичні методи розрахунку оптимальних режимів вібронавантаження об'єктів технологічного впливу. Зазвичай такі режими для конкретних вібраційних технологій знаходяться експериментальним шляхом, для реалізації якого необхідні ВМ з широким діапазоном регулювання частоти та амплітуди вібрацій і форми силових імпульсів. Ця задача розв'язується за допомогою гідроімпульсних ВМ, привод яких оснащено ГТТ з широким діапазоном параметрів спрацювання як під час прямого, так і під час зворотного ходів запірних елементів каскадів і, в першу чергу, другого. Схема двокаскадного клапанного ГТТ такого типу зображена на рисунку 1.13. ГТТ складається з клапана (сервопривод) 1 першого каскаду, конструкція

якого ідентична сервоприводу ГІТ, дослідженого в роботі [7], та другого каскаду. Другий каскад виконано у вигляді двох клапанів стаканного типу – випускного 4 та впускного 7, закривання яких здійснюється за допомогою двох штовхачів 5 та 9 однакового діаметра, розміщених в нерухомих грибоподібних втулках 3 і 8, ніжки яких розташовані в глухих осьових розточках клапанів 4 та 7. Впускний 7 та випускний 4 клапани звернуті заперними фасками до спільного сидла 6 назустріч один одному. Штовхачі 5 і 9, втулки 3 та 8, випускний 4 і впускний 7 клапани та сидло 6 розміщені на одній геометричній осі.

Початкова герметизація впускного клапана 7 забезпечується пружиною 10. Керування швидкодіями відкривання випускного 4 та впускного 7 клапанів виконується за допомогою модулів 2 і 11 тонкого налагодження, складених із паралельно встановлених зворотного клапана та регульованого дроселя, відповідно, 2.1 та 2.2 і 11.1 та 11.2.

Енергоносій підводиться від гідронасоса привода в напірну порожнину А, в яку увімкнено цикловий гідроаккумулятор 12, безпосередньо сполучену внутрішнім гідроканалом в корпусі (умовно не показаний) другого каскаду ГІТ з напірною порожниною сервопривода 1.

Керівні порожнини A_1 випускного 4 та A_2 впускного 7 клапанів з'єднані з відповідними керівними порожнинами сервопривода 1 через модулі 2 і 11, а керівна порожнина D відкривання випускного клапана 4, що має грибову форму, безпосередньо увімкнена внутрішнім гідроканалом у відповідну порожнину сервопривода 1. До виконавчого гідродвигуна ГІТ підключається порожниною В за схемою „на вході”, а зливна гідролінія гідросистеми привода підведена в порожнину С. Вихідне положення випускного 4, впускного 7 клапанів другого каскаду та сервопривода 1, яке показано на рисунку 1, відповідає величині тиску в гідросистемі привода $p_r < p_1$.

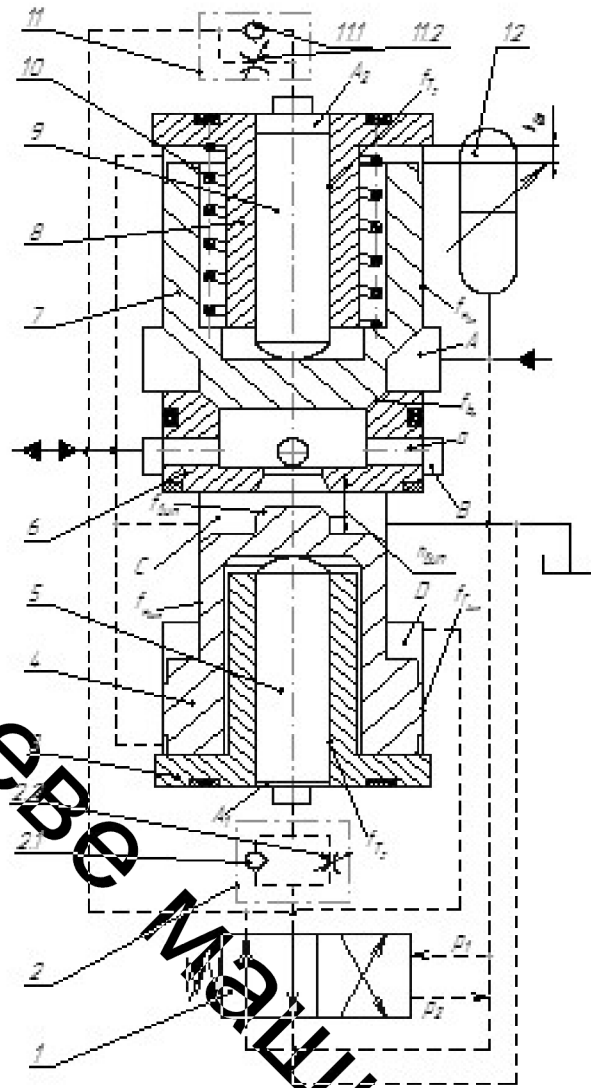


Рисунок 1.13 – Принципова схема двокаскадного ГІТ клапанного типу з регуляторами швидкості руху впускного та випускного клапанів другого каскаду

Збільшення тиску понад $p_r \geq p_1$ спричиняє перемикання сервопривода 1 в праве (за рис.1.13) положення, за якого порожнина A_1 через сервопривод 1 і модуля 2 (головним чином його зворотного клапана 2.1) сполучається з напірною порожниною A , порожнина A_2 через дросель 11.2 і сервопривод 1 з'єднується зі зливною C , до якої через сервопривод 1 також підключається керівна порожнина D . Під дією тиску енергоносія в порожнині A_1 , що швидко зростає до рівня $p_r \geq p_1$ внаслідок малого гідравлічного опору зворотного клапана, випускний клапан 4 закривається. Впускний клапан 7

починає відкриватись з деяким зсувом за фазою після закриття випускного 4, який обумовлений гідравлічним опором дроселя 11.2 і початковим зусиллям пружини 10. Швидкість руху впускного клапана 4 на шляху прямого ходу h_{en} регулюється дроселем 1.2. Після розрядки циклового гідроаккумулятора 12 через відкритий впускний клапан 7 в порожнину В виконавчого гідродвигуна і зменшення тиску в гідросистемі привода до рівня $p_r < p_2$ тиску „закриття” ГП, сервопривод 1 перемикається в початкове положення, що спричиняє зворотний хід з різними швидкостями впускного 7 і випускного 4 клапанів. Швидкість зворотного руху на шляху $h_{вип}$ випускного клапана 4 регулюється дроселем 2.2.

Якщо знехтувати тиском в зливній порожнині С ($p_{зл} = 0$), то умови гідравлічної фіксації впускного 7 і випускного 4 клапанів у закритому положенні, відповідно, мають вигляд [14] :

$$p_{A_2} A_{T_2} + k_{ВП} y_{ВП} > p_A (A_{H_{ВП}} - A_{ВП}) ; \quad (1.11)$$

$$p_{A_2} A_{T_2} > p_B A_{ВП} ; \quad (1.12)$$

де $p_A = p_{A_2} \geq p_1$ – тиск енергоносія в порожнинах А та А₂; $A_{T_2}, A_{H_{ВП}}, A_{ВП}, A_{ВВП}$ – площі поперечного перерізу, відповідно, штовхачів 6 і 9, направляючого стакана впускного клапана 7, запірних фасок впускного 7 та випускного 4 клапанів; k_{en}, y_{oen} – відповідно, жорсткість та попередня деформація пружини 10; p_{A_1}, p_B – тиск енергоносія в порожнинах А₁ та В. В початковий момент відкриття впускного клапана 7 $p_{A_1} = p_B \geq p_1$, а після переміщення виконавчої ланки привода на робочий хід – $p_{A_1} = p_B \leq p_2$. Фіксація випускного клапана 4 у відкритому положенні здійснюється прямою дією тиску на кільцеву площу грибка ($A_{Г_{вип}} - A_{H_{вип}}$) (тут $A_{Г_{вип}}$ і $A_{H_{вип}}$ – площі поперечного перерізу, відповідно, грибка та напрямного стакана випускного клапана 4) з боку порожнини D.

Відкриття і закриття впускного клапана 7 реалізується за виконання умов, відповідно:

$$p_A (A_{h_{en}} - A_{en}) \geq p_{A_2} f_{T_2} + k_{en} y_{o_{en}} \quad (1.13)$$

$$p'_{A_2} A_{T_2} + k_{en} (y_{o_{en}} + h_{en}) > p'_A A_{h_{en}}, \quad (1.14)$$

де $p_A \geq p_1$; $p_{A_2} < p_A$; $p'_{A_2} < p_2$; $p'_A \approx p'_A$. Відкриття впускного клапана 4 гарантується за умови:

$$p_D (A_{\Gamma_{en}} - A_{h_{en}}) > p_A A_{T_2}, \quad (1.15)$$

де $p_D \geq p_1$; $p_A < p_D$.

Аналіз процесу спрацювання описаного ГІТ за наведеними умовами (1.5)...(1.9) дозволяє зробити висновок: за незалежного регулювання швидкостей відкриття впускного 4 та впускного 7 клапанів другого каскаду закриття впускного клапана 7 може здійснюватись з різними швидкостями відкриття впускного клапана 4, що певною мірою впливає на форму імпульсу тиску в порожнині виконавчого гідродвигуна привода.

Різниця умовних проходів впускного 7 та впускного 4 клапанів другого каскаду, обумовлена необхідністю запобігання передчасному відкриттю впускного клапана 4 (див. (1.12)) під час робочого ходу впускного клапана 7, дозволяє за рахунок нескладної конструктивної модернізації цього клапана і сідла 6 (рисунок 1.14) підвищити швидкість відкриття впускного клапана 7. Суть модернізації полягає тому, що на торці впускного клапана 7 з боку його запірної фаски утворено короткий циліндричний хвостовик, який за закритого положення впускного клапана 7 входить в центральний осьовий отвір сідла 6 із додатним перекриттям $h_d = (0,5...1,0)$ мм золотникового типу, яке отримано додатковою розточкою A_3 (проміжна порожнина) в сідлі 6, причому поверхні циліндричного

хвостовика та осьового отвору сідла 6 спрягаються за ходовою посадкою 8...9 квалітету точності, а площі поперечного перерізу циліндричного хвостовика $f_{хв}$ і запірної фаски $f_{вип}$ впускного клапана 4 рівні одна одній. Таким конструктивним виконанням сідла 6 та впускного клапана 7 реалізується параметричний принцип відкриття клапана 7, оскільки на початку його прямого ходу тиск енергоносія в проміжній порожнині A_3 через її малий об'єм практично миттєво урівноважується із тиском в напірній порожнині А. Внаслідок наявності додатного перекриття h_d відбувається розгін впускного клапана 7 під дією сили $F_{вп}$, середню величину якої можна оцінити за формулою:

$$F_{вп} = p_A (A_{н_ен} - A_{х_с}) - (p_{A_2} A_{T_2} + k_{ен} y_{о_ен}). \quad (1.16)$$

Таким чином на момент з'єднання порожнин А та В, яка безпосередньо приєднана до порожнини виконавчого гідродвигуна ВМ чи ВУМ, впускний клапан 7 набуває значної швидкості руху на шляху прямого ходу і деяке зменшення тиску в напірній порожнині А, обумовлене приєднанням до неї порожнини виконавчого гідродвигуна, не уповільнює прямий хід впускного клапана 7 і не спричиняє небажаних його коливань на цьому шляху, що можливо для варіанта ГТ, схема якого показана на рисунку 1.13, тобто зростає чіткість відкриття впускного клапана 7. Відносно великий зазор в спряженні поверхонь циліндричного хвостовика та осьового отвору сідла 6 забезпечує нормальний, практично безударний, режим закриття впускного клапана 7, оскільки в момент посадки цього клапана на сідло 6 енергоносії дроселюється через цей зазор із порожнини A_3 в порожнину В, яка на цей час вже за допомогою впускного клапана 4 приєднана до зливної порожнини С.

Параметричний принцип відкриття можна використати для збільшення швидкості прямого ходу золотника другого (основного) каскаду в дво- та багатолінійних ГТ золотниково-клапанного типу.

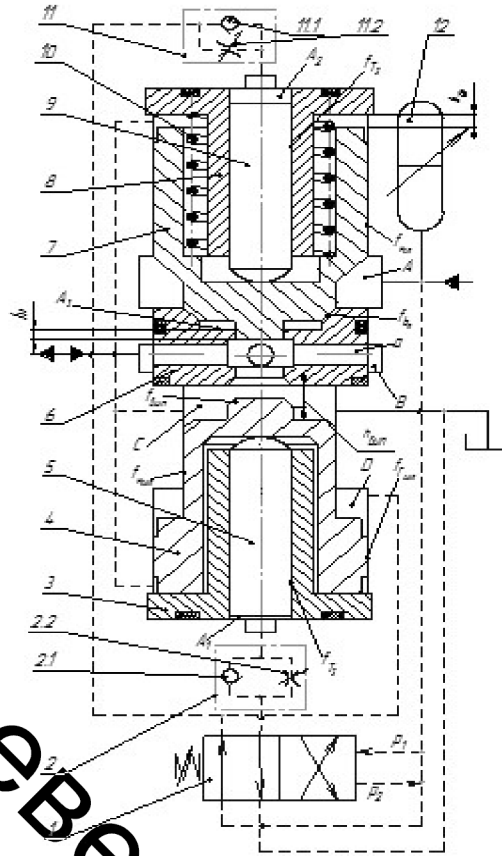


Рисунок 1.14 – Принципова схема двокаскадного ГІТ клапанного типу з регуляторами швидкості руху випускного та випускного клапанів другого каскаду і підвищеною швидкістю відкриття

Принципові схеми таких ГІТ, відповідно, дволінійного і п'ятилінійного зображені на рисунках 1.15 та 1.16 [12]. Запірний елемент другого каскаду цих ГІТ є комбінацією золотника, відповідно, з одною (див. рис. 1.15) та п'ятьма (див. рис. 1.16) робочими кромками, і клапана, сформованого на нижньому (за рисунками) торці золотника у вигляді циліндричного шипа з конічною запірною фаскою, висота b_k якої, з метою забезпечення потрібної зносостійкості пари клапан – сідло, розраховується за формулою, аналогічною отриманій в роботі[1]:

$$b_k \geq 1,38d_{no} \left(\sqrt{\frac{k_{3.1}h_{3.3}}{d_{no}^2 \sigma_{np}} + 1} - 1 \right), \quad (1.17)$$

де d_{no} – діаметр вхідного отвору для сідла (на рисунках 1.15 і 1.16 умовно не показано) циліндричного шипа; $k_{3.1}$ – жорсткість пружини 3.1 повернення золотника-клапана 3.3; $h_{3.3}$ – хід золотника-клапана 3.3; σ_{np} – межа пружності матеріалу сідла.

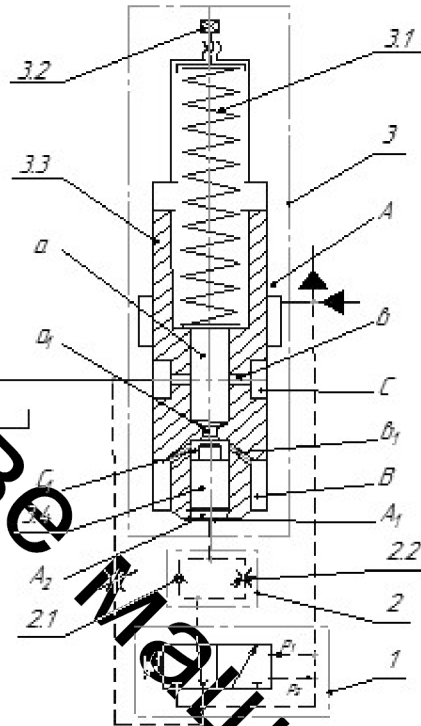


Рисунок 1.15 – Принципова схема двокаскадного дволінійного ГТТ золотникового типу з параметричним принципом керування другим каскадом

Діаметр шипа клапана виконується меншим за діаметр золотника, причому співвідношення між цими діаметрами диктується технологічними та конструктивними умовами і заданою швидкістю переміщення запірного елемента на шляху його прямого ходу.

Схематично ГТТ (див. рисунки 1.15 та 1.16) побудовані з трьох модулів – сервоприводів 1 (перших каскадів), блоків тонкого налагодження 2, складених із паралельно встановлених зворотного клапана 2.1 та регульованого дроселя 2.2, і основних золотниково-клапанних каскадів 3.

З метою забезпечення оптимального режиму посадки золотника-клапана 3.3 на сідло в кінці його зворотного ходу в центральну осьову

розточку шипа клапана з боку запірної фаски вмонтовано плунжерний ступінчастий клапан 3.4, хід якого обмежується розрізним пружинним кільцем 3.5. Сідло клапана 3.4 утворено перехідною поверхнею між розточкою розміщення його плунжерної (напрямної) частини і отвором a_1 , з'єднаним центральним a і радіальними b отворами зі зливною порожниною

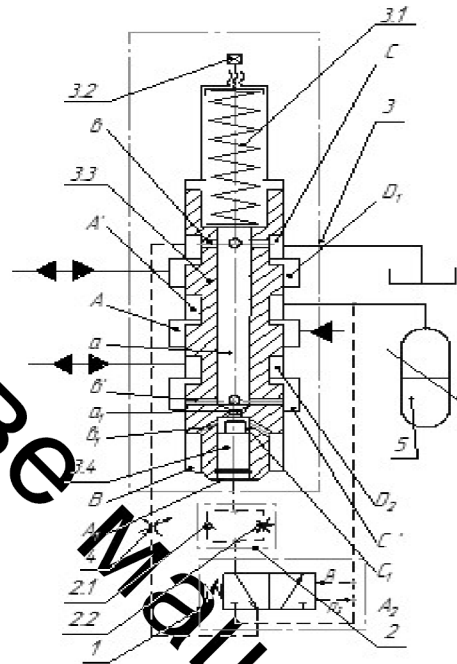


Рисунок 1.16 – Принципова схема двокаскадного п'ятилінійного ГІТ золотникового типу з параметричним принципом керування другим каскадом

Надкляпанна (за рисунком) порожнина C_1 косими отворами b_1 в золотникові-клапані 3.3 сполучається з проміжною порожниною B де розміщується шип запірної частини другого каскаду ГІТ.

Початкова герметизація золотника-клапана 3.3 на сідлі здійснюється зусиллям пружини 3.1, яке регулюється гвинтом 3.2. За закритого сервопривода 1 клапан 3.4 відкритий і порожнина B через отвори b_1 , a_1 , a та b з'єднана із зливною порожниною C (в ГІТ, показаному на рисунку 4, друга зливна порожнина C' з'єднана із основною зливною порожниною C через отвори b' та a). Всі інші з'єднання порожнин та гідроліній ГІТ у початковому положенні каскадів зрозумілі із рисунків 3 і 4. Після відкриття сервопривода

1 клапан 3.4 під дією робочого тиску p_1 з боку порожнин A_1 та A_2 притискається до сідла і роз'єднує порожнини В та С. Внаслідок дії робочого тиску p_1 на золотник-клапан 3.3 з боку порожнини A_1 , останній відривається від сідла і дія тиску розповсюджується на всю площу поперечного перерізу золотника-клапана 3.3, що спричиняє різке зростання рухомого зусилля і швидке переміщення запірного елемента другого каскаду ГІТ на величину робочого ходу $h_{3.3}$. Після здійснення робочого ходу виконавчої ланки ВМ чи ВУМ тиск в гідросистемі привода зменшується до рівня тиску p_2 "закриття" ГІТ, сервопривод 1 повертається у початкове положення і золотник-клапан 3.3 під дією сили пружини 3.1 переміщується на шляху зворотного ходу, в кінці якого через стиснення рідини порожнині В виникає перепад тиску між порожнинами C_1 та A_2 , який відкриває клапан 3.4, чим забезпечується чітка фіксація золотника-клапана 3.3 на сідлі.

Важливою перевагою п'ятилінійного ГІТ (див. рисунок 1.16) є його комбінована схема приєднання до двох виконавчих гідродвигунів привода ВМ або ВУМ спочатку за схемою "на вході" (порожнина D_1), а потім "на виході" (порожнина D_2), чим практично забезпечується робота гідронасоса привода з постійним тиском рівним p_1 , що суттєво підвищує його термін служби. П'ятилінійний ГІТ можна використати для керування гідроімпульсними приводами технологічних ВМ та ВУМ із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску, які оснащені диференціальним виконавчим гідроциліндром, поршнева порожнина якого приєднується до основного каскаду ГІТ за схемою "на вході", а штокова — за схемою "на виході."

Двокаскадні та багатокаскадні ГІТ, як вже відзначалось, призначені для керування великими потоками енергоносія гідроімпульсних приводів потужних ВМ і ВУМ. Зараз розвивається відносно новий напрям застосування гідроімпульсного привода для створення малогабаритних і високоефективних пристроїв для віброрізання (віброточіння, вібросвердління тощо) та деформаційного зміцнення поверхні деталей (ДЗПД)

деформуванням (наклепом). Використання для гідроімпульсного привода таких пристроїв ГІТ традиційних конструкцій як однокаскадних так і багатокаскадних не прийнято через їх великі габарити. Було знайдено ряд схемних та конструктивних рішень ГІТ для застосування пружних елементів високої жорсткості типу прорізних пружин (ПП), кільцевих (КП) або тарілчастих (ТП) пружин [2]. Основний принцип побудови таких гідроімпульсних пристроїв – суміщення в одній конструкції чи деталі ГІТ, силової та пружної (акумуляуючої) ланок пристрою.

Одним із можливих схемних і конструкторських рішень такого гідроімпульсного пристрою є пристрій для ДЗПД, конструктивна схема якого зображена на рис. 1.17 [4].

Особливістю цього пристрою є те, що його силова, пружні та розподільні ланки поєднані таким чином, що одночасно виконують функції ГІТ, силового гідроциліндра та механічного акумулятора – накопичувача потенціальної енергії.

Силовою ланкою пристрою є поршень - ударник 1 на ступінчастому штокові 1.1 якого встановлено ударний наконечник 1.2 (інструмент). Поршнева частина поршня - ударника 1 з боку штока 1.1 оформлена як розподільна ланка ГІТ з першим ступенем герметизації по фасці діаметром d_1 і другим ступенем герметизації золотникового типу по діаметру d_2 поршня - ударника 1. Напрямна частина поршня - ударника 1 виконана у вигляді прорізної пружини 1.3. Всі елементи поршня – ударника 1 є однією деталлю, що розміщується в корпусі (гідроциліндрі) пристрою (на рис. 1.17 умовно не показаний). Фаскова частина (перший ступінь герметизації розподільного елемента ГІТ) поршня - ударника 1 взаємодіє з фаскою таких ж розмірів, утвореною в ступінчастому отворі плаваючого сидла 2, оформленого у вигляді циліндричної втулки, зовнішня поверхня якої складається з трьох частин, що мають різний діаметр і довжину.

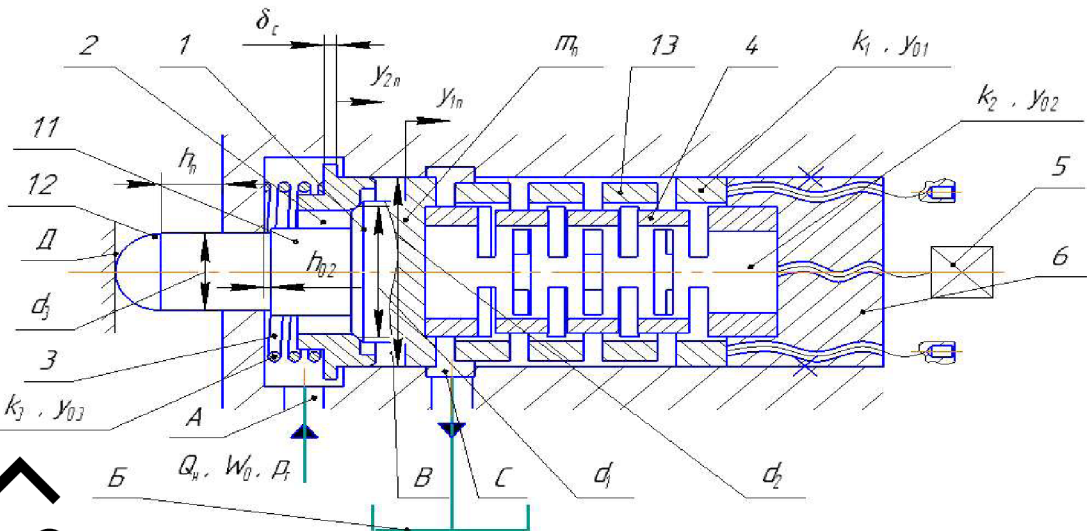


Рисунок 4.17 – Структурно – розрахункова схема гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення з вбудованим ГПТ

Напрямна частина сідла 2, за точною посадкою спрягається з розточкою корпуса пристрою по діаметру d_2 (рівний діаметру золотникової частини поршня - ударника 1). Найбільша за діаметром циліндрична частина сідла 2 є буртом, що обмежує осове його переміщення h_c в корпусі пристрою. Третя його частина зовнішньої поверхні сідла 2 служить напрямною поверхнею для циліндричної витой пружини 3, зусилля якої створює початкову герметизацію в першому ступені ГПТ.

З метою збільшення рівня потенціальної енергії пристрою, що накопичується під час прямого ходу поршня - ударника 1, у внутрішню частину прорізної пружини 1.3 встановлена додаткова прорізна пружина 4. Попередню деформацію прорізних пружин 1.3 (Y_{01}) і 4 (Y_{02}) можна незалежно регулювати, відповідно, гвинтами 5 та 6.

Під час встановлення пристрою на верстаті чи іншому технологічному устаткуванні за рахунок монтажного зусилля створюється невеликий натяг прорізних пружин 1.3 та 4 таким чином, щоб утворився невеликий зазор h_{02} ($h_{02} = 0,5 \dots 0,6$ мм) між корпусом пристрою та торцем більшого за діаметром ступеня штока 1.1, розташованим в напірній порожнині А

пристрою (див. рис. 1.17). Ступінь штока 1.1 діаметром d_3 спрягається за точною посадкою з поверхнею розточки корпусу пристрою. Довжина цього спряження не менше $(1,5 \dots 2) d_3$. Для забезпечення співвісності, поверхні діаметром d_1 , d_2 і d_3 обробляються з одного встановлення на верстатах. Зазор h_{02} потрібний для того, щоб під час взаємодії ударного наконечника 1.2 з поверхнею деталі Д, що обробляється, енергія удару гарантовано передавалась деталі Д, а не корпусу пристрою.

Після встановлення технологічного зазору h_{02} , за допомогою гвинтів 5 і 6 встановлюється потрібна, згідно заданого рівня тиску p_1 «відкриття» ГТ, попередня деформація прорізних пружин 1.3 і 4, відповідно y_{01} та y_{02} . Попередня деформація y_{03} циліндричної пружини 3 в цьому пристрої є постійною і створюється під час збирання пристрою.

Осьове переміщення h_c сідла 2 – за суттю початковий зазор між буртом сідла і торцем розточки корпусу пристрою з боку штокової частини поршня - ударника 1, складається з двох частин, $h_c = h_{c_0} - h_{02}$, де $h_{c_0} = (2 \dots 2,3)h_{02}$ – початковий зазор між буртом сідла 2 і торцем розточки корпусу пристрою до його монтажу в технологічному устаткуванні. З урахуванням зробленого зауваження, $h_c = (1,3 \dots 1,0)h_{02}$.

Енергоносій (робоча рідина) підводиться в напірну порожнину А пристрою. Між першим та другим ступенями герметизації ГТ пристрою утворена проміжна порожнина В, яка додатним перекриттям h_d другого (золотникового) ступеня герметизації ГТ відділена від зливної порожнини С, з'єднаної з гідробаком Б гідросистеми, пристрою.

Для забезпечення нормальної роботи прорізних пружин 1.3 і 4, між їх зовнішніми поверхнями робочих частин кілець і напрямними поверхнями передбачено зазори, величина яких обґрунтована в роботі [2].

Під час подачі енергоносія в напірну порожнину А пристрою за закритого ГТ тиск p_{r_A} енергоносія починає зростати. Коли рівень тиску $p_{r_A} \geq p_c$ (тут p_c – межовий тиск енергоносія, за якого поршень - ударник 1 та

сідло 2 починають рухатись) сідло 2 та поршень - ударник 1 починають переміщатись на шляху прямого ходу як одне ціле.

Після переміщення системи сідло 2 – поршень - ударник 1 на відстань $y_{c_{max}} = h_c$, сідло 2 своїм буртом впирається в торець розточки корпуса, а тиск в порожнині А зростає до рівня $p_{r_A} \geq p_1$ (тут p_1 – тиск «відкриття» ГТТ). Герметичність першого ступеня герметизації ГТТ порушується, порожнини А та В з'єднуються і дія енергоносія під тиском p_1 розповсюджується на робочу площу поперечного перерізу $A_2 = \pi(d_2^2 - d_3^2)/4$ другого ступеня герметизації, яка більше робочої площі $A_1 = \pi(d_1^2 - d_3^2)/4$ першого ступеня герметизації ГТТ, оскільки $d_3 < d_1 < d_2$ (див. рис. 1). Дія тиску величиною p_1 на площу A_2 спричиняє прискорений рух поршня - ударника 1 на шляху додатного перекриття $h_d = h_{d_0} - h_c$ (h_{d_0} – початкове додатне перекриття золотникової частини поршня - ударника 1, див. рис 1.17). Сідло 2 в цей момент притиснене до торця розточки гільзи пристрою пружиною 3 і не рухається.

Після проходження поршнем - ударником 1 додатного перекриття h_d відбувається з'єднання напірної А та проміжної В порожнин зі зливною С та рух поршня - ударника 1 на шляху від'ємного перекриття $h_b = h_{п} - (h_{d_0} + h_c)$ (тут $h_{п}$ – повний хід поршня-ударника 1). Цей етап руху поршня-ударника 1 є початком «відкриття» ГТТ.

Оскільки інтенсивність процесу зменшення рівня тиску p_{r_A} в порожнині А під час її сполучення зі зливною порожниною С залежить від площі відкритої щілини $A_{щ} = \pi d_2(y_{п} - h_d)$ ГТТ, гідравлічного опору гідроліній гідросистеми пристрою та подачі $Q_{н}$ гідронасоса приводу пристрою, то можна припустити, що рівень тиску $p_{r_A} = p_1$ буде деякий час зберігатись під час руху поршня - ударника 1 на шляху h_b в період його прямого ходу. Орієнтовно можна припустити, що збереження рівня тиску $p_{r_A} = p_1$ триває протягом переміщення поршня - ударника 1 в період прямого ходу на відстань $\sim 0,5h_b$. Другу половину шляху h_b поршень - ударник 1

проходить за інерцією (оскільки в момент відкриття ГІТ він набуває певної швидкості), а тиск енергоносія в порожнині А буде знижуватись з рівня $p_{r_A} = p_1$ до рівня $p_{r_A} \leq p_2$ (тут p_2 – тиск «закриття» ГІТ). За досягнення $p_{r_A} = p_2$ починається зворотний хід поршня - ударника 1 на шляху від'ємного перекриття h_B .

Особливістю розглядуваного гідроімпульсного пристрою для деформаційного зміцнення матеріалів є велика площа прохідного перерізу відкритої зливної щілини ГІТ $A_{щ_{max}} = \pi d_2 h_{\partial}$, яка спричиняє швидке зменшення тиску енергоносія в момент зворотного ходу поршня - ударника 1 практично до рівня зливного тиску $p_{зл} \ll p_2$.

ГІТ розглянутого пристрою з плаваючим сідлом 2 (див. рис. 1.17 за суттю є однокаскадним генератором імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності, що наближає ГІТ цього типу за цим параметром до двокаскадних ГІТ, але значно менших габаритів.

ПП та інші пружини високої жорсткості мають малі ступені деформації за малої довжини та кількості робочих елементів (кількості прорізів, робочих кілець тощо), що за значних переміщень запірних елементів ГІТ із золотниковою герметизацією ступенів ГІТ (площі поперечного перерізу A_1 та A_2) вимагає значної довжини, наприклад, ПП чи КП, за якої перевага малогабаритності пристрою, поєднана зі значною пропускною здатністю ГІТ, втрачається.

Одним із шляхів розв'язання цієї проблеми є заміна золотникової герметизації на ступенів ГІТ на фаскову (клапанну), що вимагає нових конструкторських рішень запірного елемента ГІТ, суміщеного з пружинним елементом на базі ПП (чи КП) обмеженої довжини за забезпечення потрібної міцності та довговічності цього пружного елемента.

1.4 Висновки

1. Режим роботи гідроімпульсного пристрою, ВМ та ВУМ визначається типом гідроімпульсного привода цих видів гідроімпульсного обладнання, а

характер вібронавантаження об'єкта впливу гідроімпульсного привода типом його ГІТ (однокаскадний, двокаскадний чи багатокаскадний) та схемою приєднання генератора до виконавчої ланки привода (гідродвигуна тощо).

2. Установлено, що виконавчі ланки гідроімпульсних пристроїв і машин, які здійснюють одокоординатне вібраційне переміщення, зазвичай приводяться в дію гідроімпульсним приводом, ГІТ яких з'єднують з виконавчим гідродвигуном за схемами „на вході” та „на виході”, причому, відповідно, для цих схем використовують трилінійні та дволінійні ГІТ одно або двокаскадні.

3. Багатолінійні ГІТ (чотири, п'ять та більше керівних гідроліній) приєднують до виконавчого гідродвигуна гідроімпульсних машин за схемою „комбінована”. Такого типу ГІТ здебільшого використовують в гідроімпульсному приводі потужних ВМ та ВУМ, що реалізують складно – просторовий режим вібронавантаження об'єкта впливу.

4. Установлено, що однокаскадні ГІТ використовують для керування малопотужними ВМ і ВУМ і як сервоприводи (перші каскади) дво – та багатокаскадних ГІТ зі схемами приєднання до другого та інших каскадів „на вході”, „на виході” та „комбінована”, причому другий каскад (та інші) працює в режимі вимушених коливань під дією імпульсів тиску, що їх генерує сервопривод.

5. Підвищення пропускнуої здатності однокаскадних параметричних ГІТ може бути досягнуто за рахунок поєднання запірної деталі ГІТ в одній деталі або конструкції з пружиною високої жорсткості, наприклад, прорізною (ПП), або кільцевою (КП), обмеженої довжини та кількості елементів (робочих прорізів чи кілець), причому міцність ПП чи КП може бути забезпечена за умови повної фасочної (клапанної) герметизації першого та другого рівнів герметизації запірно-розподільчих елементів ГІТ.

2 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПАРАМЕТРИЧНОГО ОДНОКАСКАДНОГО ГЕНЕРАТРА ІМПУЛЬСІВ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ

2.1 Опис конструкції

Конструкцію пристрою для радіального віброточіння на базі однокаскадного ГТТ підвищеної пропускної здатності та сільфонної силової головки показано на рисунку 2.1.

Пристрій складено з ГТТ та силової головки з сільфонною герметизацією елементів приводу різця в рух. ГТТ складається з корпусу 7 квадратного перерізу, у внутрішній розточці якого встановлено сідло 15 та гільзу 4. У внутрішній розточці гільзи 4 розміщено прорізну пружину-клапан 14, який контактує з сідлом 15 по притертій конічній фасці, утворюючи перший ступінь герметизації ГТТ. На зовнішній циліндричній поверхні клапанної частини прорізної пружини-клапана 14 розташовано втулку-клапан 3, спряжену з цією поверхнею ходовою точною посадкою (не нижче шостого квалітету точності). На зовнішній циліндричній поверхні втулки-клапана 3 розташовано ступінчасту втулку 16, рух якої в лівому (за креслеником) напрямку обмежується стопорним кільцем 29. Між правим (за креслеником) торцем ступінчастої втулки 16 та ступінчастою розточкою у гільзі встановлено виту пружину 13, яка притискає втулку-клапан 3 через ступінчасту втулку 16 до сідла 15 по притертій фасці, утворюючи таким чином другий ступінь герметизації ГТТ. На лівому (за креслеником) торці гільзи 4 виконано повздовжні пази (переріз А-А), що з'єднують порожнину розташування втулки-клапана 3 із зливною порожниною. Гільза 4 у корпусі 7 фіксується за допомогою кришки 9. Для центрування кришки 9 в корпусі 7 встановлено чотири направляючі штифти 28. Кришка 9 кріпиться до корпусу 7 за допомогою чотирьох шпильок 18 і гайок 25, які законтрено пружинними шайбами 24.

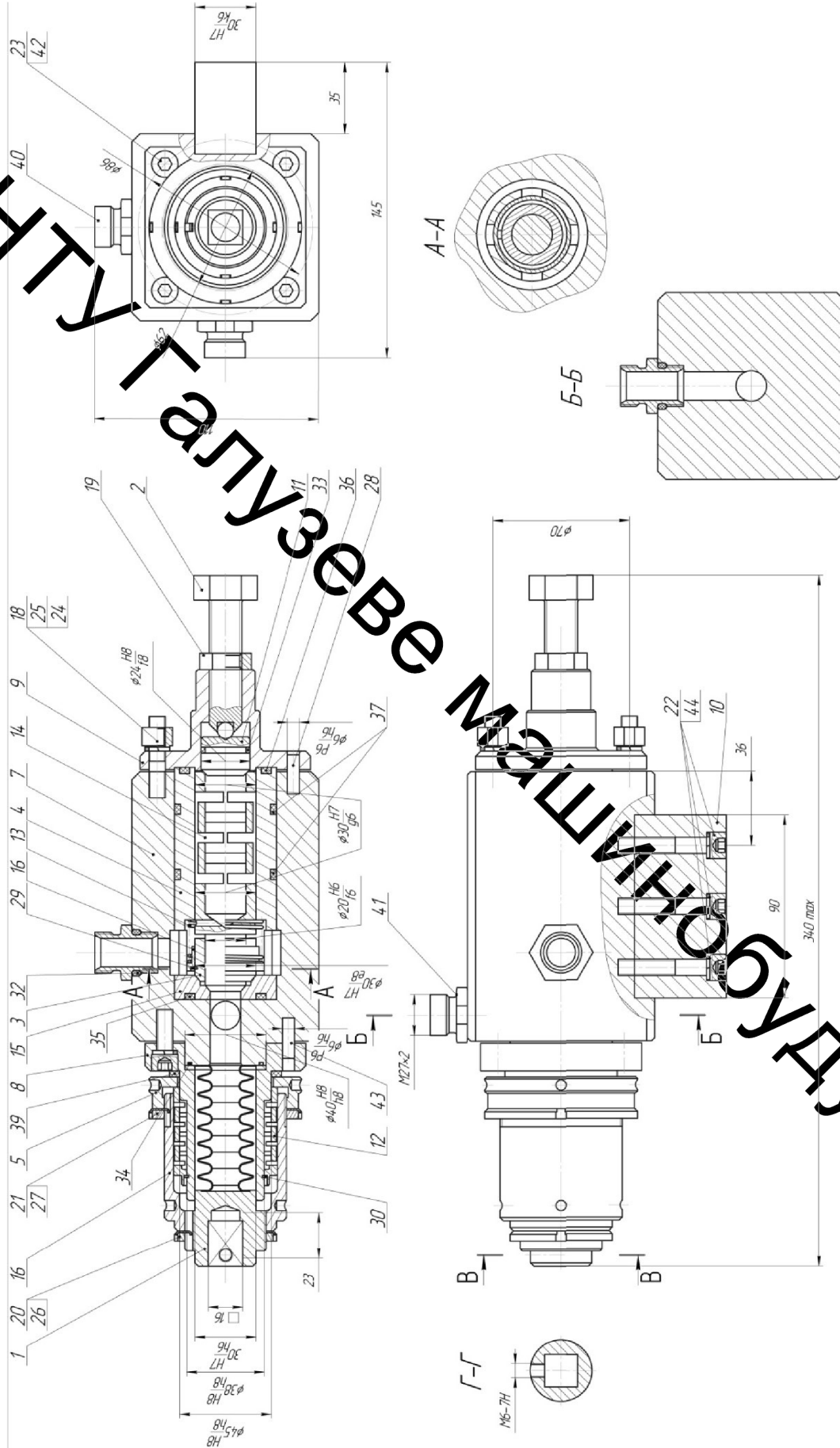


Рисунок 2.1 – Конструкція пристрою для радіального віброочінення

У внутрішній циліндричній розточці кришки 9 розташовано плунжер 11, який лівим (за креслеником) торцем контактує з прорізною пружиною-клапаном 14, а правим з гвинтом вкрученим в кришку 9. Гвинт 2 стопориться в потрібному положенні за допомогою контргайки 19. В корпус 7 вкручено штуцери 41 та 40, з'єднані, відповідно, з напірною та зливною порожнинами пристрою, (переріз Б-Б).

Силова головка складається з корпусу 8 ступінчастої форми, який кріпиться до корпусу 7 ГІТ за допомогою чотирьох гвинтів 23, законтрених пружинними шайбами 42. Корпус 8 центрується циліндричним виступом, виконаним на зовнішній поверхні корпусу 7 ГІТ. Для унеможливлення кутового зміщення корпусу 8, в корпус 7 ГІТ запресовано чотири штифта 43, які входять в точні отвори фланця корпусу 8 по ковзаючій посадці. У внутрішній циліндричній розточці корпусу 8 розташовано державку 1, різця пристрою (умовно не показаний), яка має сильфонний елемент герметизації і виконує роль плунжера приводу різця у вібраційний рух. Опорне кільце державки 1 затиснене між розточкою корпусу 8 та циліндричним виступом корпусу 7 ГІТ і герметизується гумовим кільцем 34. На лівому (за креслеником) торці державки 1 виконано паз квадратного перерізу для встановлення різця. Для фіксації різця в державці 1 виконаний отвір з нарізкою для встановлення фіксувального гвинта, (переріз Г-Г). На зовнішній циліндричній поверхні корпусу 8 розташована прорізна пружина 12, яка лівим (за креслеником) торцем впирається у стопорне кільце 30, розташоване в канавці корпусу 8 та розточці прорізної пружини 12, з мінімальним зазором, що унеможливорює вивертання кільця 30. Попередню деформацію прорізної пружини 12 можна регулювати за рахунок регульовальної гайки 5, яка своїм буртом впирається в правий торець прорізної пружини 12. Регульовальна гайка 5 накручується на стакан 16 і контриться за допомогою шліцевої гайки 21, та багатопалчатої шайби 27. Стакан 16 нагвинчується на державку 1 за допомогою нарізного з'єднання, що також дозволяє регулювати попередню деформацію прорізної пружини.

жини 12. Стакан 16 контрється шліцевою гайкою 20 та багатолапчатою шайбою 26. Для попередження можливих ударів під час вібраційного руху силової головки між корпусом 8 та правим торцем регулювальної гайки 5 встановлено гумовий демпфер 39 у вигляді гумового кільця (або фторопластового) прямокутного перерізу.

Інший варіант натискання прорізної пружини 12 зображено на рис. 2.2. Замість регулювальної гайки 5 встановлено ковпак 6, у внутрішній розточці якої зроблено сферичну канавку, а у хвостовій частині стакана 16 на відповідній відстані виконано чотири радіальні отвори. Через отвори у ковпакі 6 встановлюються кульки 38, які потрапляють у радіальні отвори стакана 16. Для заправлення кульок 38 на ковпаку 6 утворено нарізний отвір, що закривається гвинтом 43. З метою запобігання викручуванню під час роботи пристрою гвинта 43, застосовують пружинне кільце 31 круглого перерізу, встановлене в пазу, виконаному на зовнішній поверхні ковпака 6.

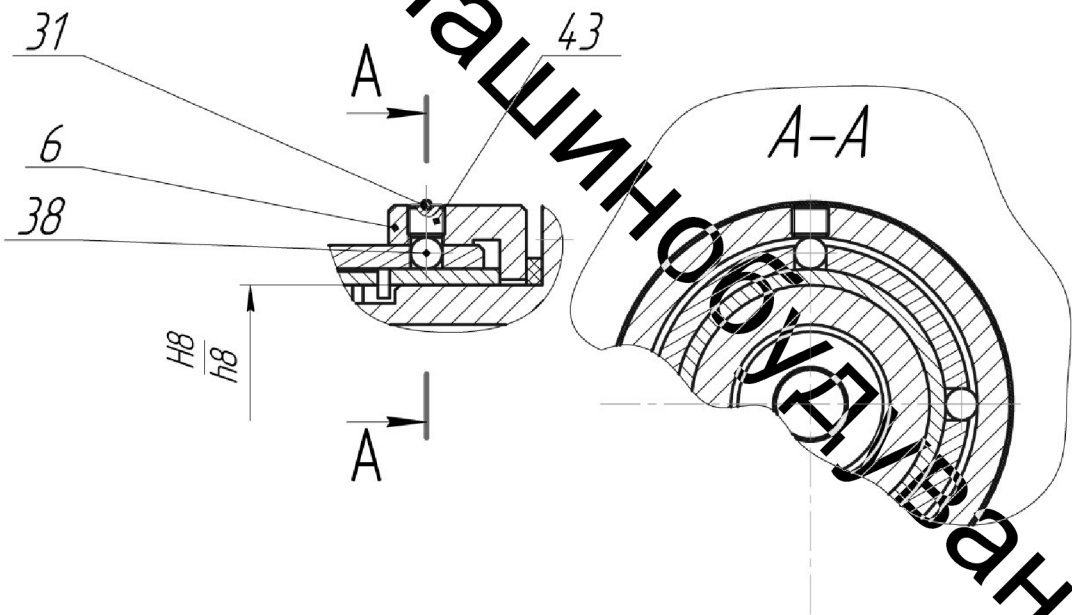


Рисунок 2.2 – Варіант натискання прорізної пружини 23

Для кріплення пристрою, наприклад, у різцетримачі токарно-гвинторізного верстата у корпусі 7 ГТ виконано паз, в який вставляється планка тримач 10. Планка тримач 10 кріпиться до корпусу 7 ГТ за

допомогою трьох гвинтів 22, законтрених пружинними шайбами 44. Ущільнення сідла 15, гільзи 4 та плунжера 11 виконано стандартними гумовими кільцями 35, 37, 33, 34 та 32 круглого перерізу.

З метою забезпечення необхідних експлуатаційних властивостей та потрібної довговічності пристрою для виготовлення прорізної пружини-клапана 14 та прорізної пружини 12 доцільно використовувати сталь марки 60С2А ГОСТ 8559 – 75, 47...50 HRCe. Для виготовлення сідла 15 та втулки-клапана 3 можна використати підшипникові сталі ШХ 15, ШХ 15СГ ГОСТ 801 – 78 з термообробкою робочих поверхонь до твердості 62...64 HRCe. Корпус 8 силової головки, стакан 16, плунжер 11 та гільзу 4 рекомендується виготовляти із конструкційних сталей, наприклад, 45, 40Х і піддавати їх термічній обробці (цементація або нітроцементація) для отримання твердості робочих поверхонь 38...30 HRCe. Сильфон державки 1 виготовляється з сталі 12Х18Н10Т ГОСТ 21482-76, 180...220 НВ. Державку різця державки-сильфона 1 яка піддається високим динамічним навантаженням доцільно виготовляти зі сталі 20Х ГОСТ 4546-71, 220...240 НВ. Корпус 7 та кришку 9 можна виготовити із конструкційних сталей 40Х, 45Х з гартуванням до твердості 38...45 HRCe. [2]

Герметизуючі фаски прорізної пружини-клапана 14 та втулки-клапана 3 притирають по сідлу 15. Притирання виконуються діамантовими порошками або пастами, таким чином, щоб шорсткість поверхонь фасок клапанів 14 та 3 і сідла 15 була не нижча $Ra = 0,2...0,4$ мкм, а точність обробки (овальність отвору сідла 15 і биття конусів прорізної пружини-клапана 14 та втулки-клапана 3 не більше 0,01 мм. Для можливості остаточного припрацювання герметизуючих фасок і сідла 15, твердість поверхонь фаски сідла 15 повинна бути на 5–20 HRCe меншою твердості поверхонь фасок клапанів [1].

2.2 Висновки

1. У спроектованому пристрої для радіального віброточіння використано віброударний режим вібронавантаження інструменту, що має переваги перед простим вібраційним режимом.

2. Гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння має широкий діапазон вібронавантаження та здатність простої реалізації віброударного режиму навантаження різця.

3. Розроблена конструкція пристрою на базі ГТТ підвищеної пропускної здатності та силової головки з сальфонним ущільненням має, на нашу думку, ряд очевидних переваг:

- високу пропускну здатність однокаскадного ГТТ, що наближає його по характеристикам до більш складних та габаритних двокаскадних ГТТ та дозволяє зменшити габарити пристрою, суттєво скоротити число елементів і довжину прорізної пружини;

- можливість використання пристрою без демонтажу вузлів верстата;

- відсутність ланок, які мають невисоку надійність і термін служби в умовах вібраційного навантаження (підшипники кочення, кривошипно – шатунні механізми тощо);

- можливість забезпечення достатньо великого робочого зусилля на виконавчій ланці;

- розширені технічні можливості (широкий діапазон вібронавантаження інструмента, висока мобільність);

3 ДИНАМІЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛІ ПРИСТРОЮ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ВІБРОТОЧІННЯ З ОДНОКАСКАДНИМ ГІТ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ

3.1 Конструктивна схема гідроімпульсного пристрою та розроблення динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода пристрою

Конструктивна схема гідроімпульсного пристрою, для радіального віброточіння, зображена на рис 3.1. Пристрій складається з однокаскадного ГІТ 1 підвищеної пропускної здатності та силової головки 2 приведення у вібраційний рух різця 3, що здійснює обробку віброрізанням деталі Д.

ГІТ 1 складається із корпусу 1.1, запірний елемент 1.2 якого у вигляді конусного клапана суміщеного з прорізною пружиною (далі ПП1), розміщений в гільзі 1.3, встановлений в корпусі 1.1, контактує по конічній фасці з сідлом 1.4. Сідло 1.4 розташовано в тій же розточці, що й гільза 1.3. В осьовому напрямку гільза 1.3 та сідло 1.4 зафіксовані кришкою 1.11 ГІТ1. У кришці 1.11 встановлено плунжер 1.10, лівий сферичний (за креслеником) торець якого впирається в опорне кільце ПП1, а правий торець контактує з гвинтом регулятора попередньої деформації ПП1 (тиску «відкриття» $p1$ ГІТ).

Перший ступінь герметизації ГІТ1 здійснюється по середньому діаметру $d1$ контакту конусної частини запірного елемента 1.2 з сідлом 1.4, а другий ступінь герметизації ГІТ1 по середньому діаметру $d2$ реалізовано втулкою-клапаном 1.5, який внутрішнім отвором спрягається по діаметру $d1'$ з циліндричною частиною конусного клапана запірного елемента 1.2 за точною ходовою посадкою, що вказана на рис. 3.1. Довжина спряження

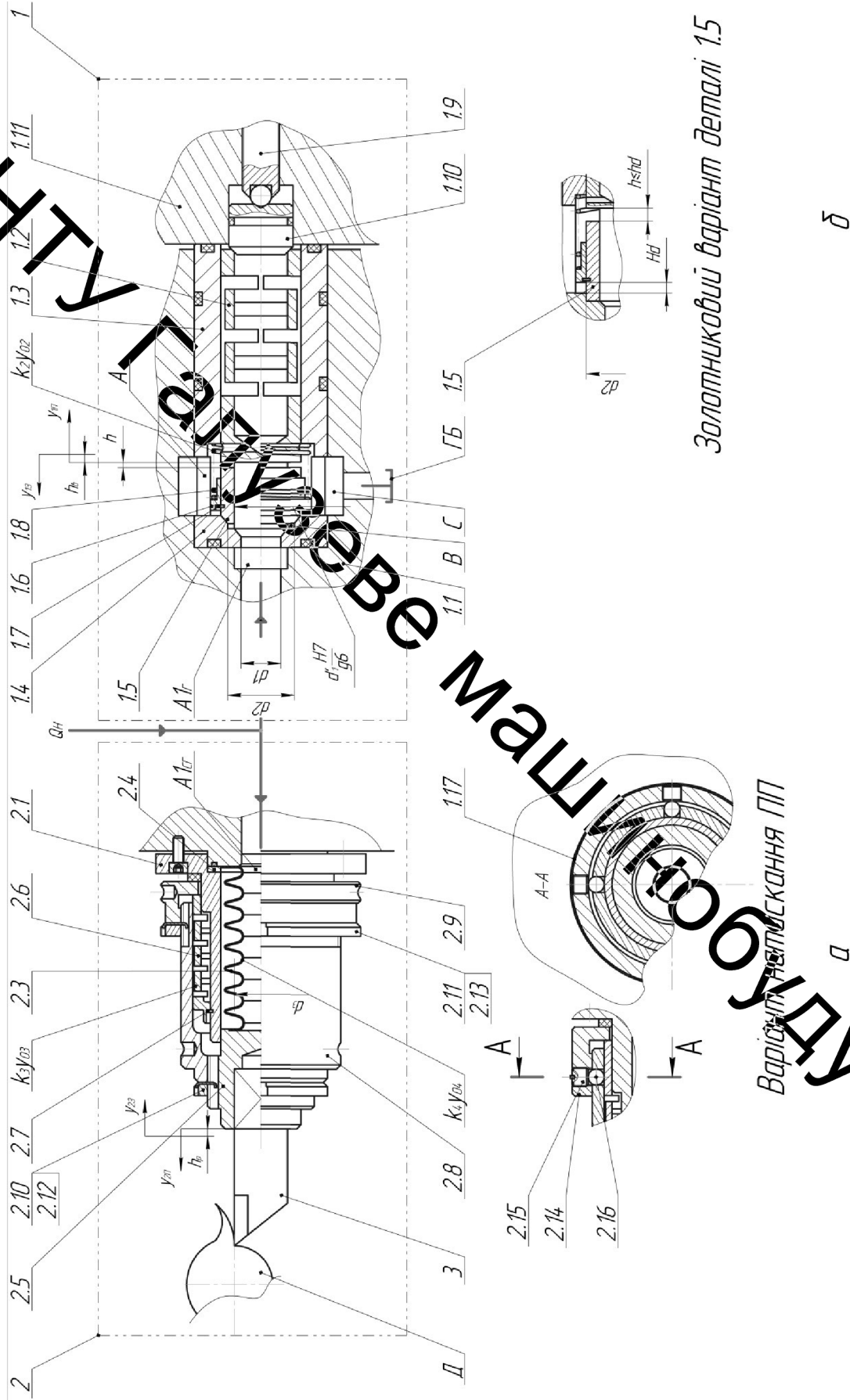


Рисунок 3.1 – Конструктивна схема гідроімпульсного пристрою

поверхонь втулки-клапана 1.5 та циліндричної частини конусного клапана запірного елемента 1.2 розвинута (не менше $(0,8...1,0) d1'$), що забезпечує високу герметичність в момент відкриття ГТТ1.

Початковий контактний тиск на поверхні спряження притертих фасок втулки-клапана 1.5 та сідла 1.4 забезпечується зусиллям витої пружини 1.8, яка діє на втулку-клапан 1.5 через ступінчасту втулку 1.6, що розташована на зовнішній поверхні втулки-клапана 1.5, та пружинне запірне кільце (шайбу) 1.7. Між плоским (правим за креслеником) торцем втулки-клапана 5 та буртом ПП утворено зазор $h < h_{в}$ (тут $h_{в}$ – хід запірного елемента 1.2, який доцільно прийняти рівним ходу втулки клапана 1.5).

Силова головка 2 пристрою складається з корпусу 2.1, який приєднується до корпусу 1.1 ГТТ1, наприклад за допомогою гвинтів 2.2. У внутрішній розточці корпусу 2.1 розташовано сільфон 2.3, приварений до опорного кільця 2.4 та втулки-різцетримача 2.5. Опорне кільце розташовано в ступінчастій розточці корпусу 2.1 та жорстко зафіксовано напрямним виступом корпусу 1.1 ГТТ1. На зовнішній ступінчастій циліндричній поверхні корпусу 2.1 розташовано прорізну пружину 2.6 (ПП 2.6) силової головки 2. Лівий упорний торець (за креслеником) ПП 2.6 впирається в пружинне кільце 2.7, встановлене у виточці корпусу 2.1. Упорний торець ПП 2.6 виконано у вигляді розточки, яка виключає можливе вивертання кільця 2.7. Опорне кільце по внутрішній поверхні направляється по діаметру більшого ступеня циліндричної поверхні корпусу 2.1. Попередня деформація ПП 2.6 здійснюється за допомогою втулки 2.8, з'єднаної посередністю нарізки із зовнішньою поверхнею втулки-різцетримача 2.5 та накидної гайки 2.9, внутрішній торець-бурт якої контактує з торцем опорного кільця ПП 2.6. Нарізні з'єднання втулки 2.8 з втулкою-різцетримачем 2.5 та накидною гайкою 2.9 контряться за допомогою, відповідно шліцевих гайок 2.10 і 2.11 та багатопчастих шайб 2.12 і 2.13.

Варіант механізму натискання на ПП 2.6 зображено на рис 3.1, а. Замість накидної гайки 2.9 встановлено втулку ковпак 2.14, на внутрішній

розточці якої утворено сферичну „бігову” доріжку (аналогічно як у кулькових підшипниках кочення), а у хвостовій частині втулки 2.8 на відповідній відстані від її торця виконано наскрізні радіальні отвори (чотири або більше). Через нарізний отвір втулки-ковпака 2.14, що закривається нарізною пробкою 2.15, в радіальні отвори хвостової частини втулки 2.8 встановлюють кульки 2.16, які здійснюють кінематично-шліцьове замикання між втулкою-ковпаком 2.14 та хвостовою частиною втулки 2.8. Для запобігання випадкового викручування нарізної пробки 2.15, застосовано пружинне кільце 2.17, розташоване у зовнішній виточці (канавці) на поверхні втулки-ковпака 2.14.

З метою виключення можливої ударної взаємодії між торцями накидної гайки 2.9 (або втулки-ковпака 2.14) та кріпильного фланця корпусу 2.1 між цими торцями встановлено демпферне гумове кільце прямокутного перерізу.

Нерухомі ущільнення гільзи 1.3, сідла 1.4, плунжера 1.10 та опорного кільця 2.4 сальфона 2.3 здійснюється стандартними гумовими кільцями круглого перерізу (на кресленнику умовно не позначено позиціями).

Робоча рідина (енергоносій) від гідронасосної станції (на рис 3.1 умовно не позначена) підводиться в напірні порожнини $A1_r$ та $A1_{cr}$, відповідно ГТТ1 та силової головки 2.

Тиски робочої рідини (енергоносія) під час відкриття p_1 та закриття p_2 ГТТ і початковий контактний тиск p_k у фасковому sprzęженні втулки-клапана 1.5 з сідлом 1.4 розраховуються за відомими залежностями:

$$p_1 \geq 4k_1 y_{01} / (\pi d_1^2) \approx 0,785 k_1 y_{01} d_1^{-2}; \quad (3.1)$$

$$p_2 \leq p_1 d_1^2 d_2^{-2} + 0,785 k_1 h_0 d_2^{-2}; \quad (3.2)$$

$$p_k = 4k_2 y_{02} / (\pi d_2^2) \approx 0,785 k_2 y_{02} d_2^{-2}, \quad (3.3)$$

де k_1, k_2, y_{01}, y_{02} – відповідно, жорсткості та попередні деформації ПП1 і витої пружини 1.8.

Робоче зусилля F_p на ріжучій кромці різця 3 в момент початку відкриття ГІТ1 можна оцінити за формулою:

$$F_p = p_1 \cdot \pi d_3^2 / 4 - k_3 \cdot y_{03} - k_4 y_{04} - \overline{F}_y, \quad (3.4)$$

де d_3 – середня діаметр поперечного перерізу в з'єднанні сильфона 2.3 з втулкою-різлетримачем 2.5; k_3, k_4, y_{03}, y_{04} – відповідно, жорсткості ПП 2.6, сильфона 2.3 та їх попередні деформації; \overline{F}_y – середнє значення складової сили різання.

За тиску в напірних порожнинах $A1_r$ та $A1_{cr}$ (в пристрої це за суттю одна напірна порожнина) $p_r \geq p_1$ (тут p_r поточний тиск в напірній порожнині ГІТ) діє на втулку-клапан 1.5, який, швидко переміщуючись, проходить відстань h , впирається в борт ПП, відкриває запірний елемент 2 на величину від'ємного перекриття h_e , і фіксує його в цьому положенні. Напірні порожнини $A1_r$ та $A1_{cr}$ через проміжну порожнину В, пазл „а” на гільзі 1.3 з'єднуються зі зливною порожниною С (гідробак ГБ). Внаслідок цього процесу тиск енергоносія в гідросистемі приводу пристрою зменшується до рівня p_2 , що спричиняє зворотній хід різця 3 під дією зусилля ПП 2.6 та сильфона 2.3 (оскільки жорсткість $k_3 \gg k_4$, то доля в сумарному зусиллі зворотнього ходу різця від сильфона не значна) та втулки-клапана 1.5 і запірного елемента 1.2 в початкове положення під дією зусилля ПП 1 та витої пружини 1.8.

Зворотний хід різця 3 приводить до розриву процесу різання, внаслідок чого відбувається подріблення стружки на маленькі елементи.

Після фіксації запірного елемента 1.2 ГІТ 1 та втулки 1.5 в початковому положенні (закриття ГІТ 1) робочий цикл пристрою повторюється і в гідросистемі його привода генеруються імпульси тиску амплітудою

$\Delta p = p_1 - p_2$ та частотою ν і вібраційний рух різця 3 з такою ж частотою та амплітудою, рівень якої визначається величиною тиску p_1 та зусилля F_p (див.3.4).

Максимальна частота ν імпульсів тиску визначається конструктивними параметрами ГТ1, сумарним напірним об'ємом привода пристрою, жорсткостями ПП1 та ПП2.6 (в основному) та величиною підведеного потоку енергоносія, зазвичай це подача Q_n гідронасоса, і модуля пружності K енергоносія.

Робочий цикл розробленого гідроімпульсного пристрою можна за аналогією з відомими [1–5] гідроімпульсними пристроями та приводами розділити на окремі фази, які прийнято [2–6] об'єднувати в прямий та зворотній ходи запірних елементів ГТ та силових ланок (силової головки). За початок відліку прямого ходу запірного елемента 1.2 ГТ (див. рис. 3.1), з метою чіткої фіксації координат переміщення цього елемента, доцільно взяти торцеву площину переходу клапанної частини запірного елемента 1.2 в напрямну циліндричну частину ПП1 (координата $y_{1П}$, див. рис. 3.1), коли вона знаходиться в початковому положенні (закритий ГТ1). Зворотній хід запірного елемента 1.2 здійснюється від крайнього положення цієї ж торцевої площини за переміщення запірного елемента 1.2 на хід h_6 (координата $y_{1з}$, див. рис. 3.1). За координати $y_{2П}$ та $y_{2з}$ відліку початків прямого та зворотнього ходів різця 3, як складової частини силової головки пристрою беремо, відповідно, початкове та крайнє положення зовнішнього торця втулки – різцетримача 2.5 (див. рис. 3.1, тут h_p – робочій хід різця 3).

В динамічному процесі запірний елемент 1.2 ГТ1 здійснює два види переміщення – динамічне та деформаційне. Клапанна частина елемента 1.2 переміщується кінематично, а ПП1 більшою частиною бере участь в кінематичному та деформаційному переміщенні. Нерухомою частиною ПП1 можна вважати тільки її опорне кільце, що впирається в плунжер 1.10 (див.

рис. 3.1). Грунтуючись на цих міркуваннях, зведену масу m_1 запірного елемента 1.2 можна в першому наближенні визначити як суму:

$$m_1 = m_{кл} + m_{ПП1} = m_{кл} + 2\rho a_1^2 [\pi R_1 (n_1 - 3) + a_1 (n_1 + 1)], \quad (3.5)$$

де $m_{кл}$ – маса клапанної частини запірного елемента 1.2; $m_{ПП1}$ – рухома маса ПП1; що складається з $m_{рк1} = 2\pi R_1 n_1 a_1^2 \rho$ – маси робочих кілець ПП1; $m_{п1} = 2a_1^3 (n_1 + 1) \rho$ – маси перемичок ПП1 за припущення, що їх форма куб з ребром a_1 ; $m_{ок1} = \pi R_1 a_1^2 \rho$ – маса опорного кільця ПП1; $\rho = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу запірного елемента 1.2 (сталь 60С2А ГОСТ 8559 – 75). За припущенням, прийнятими в роботі [7]: $a_1 = b_1$, де, відповідно, ширина та товщина робочого кільця ПП1; $n_{п1} = 2(n_1 + 1)$ – число перемичок ПП1 (тут n_1 – число робочих кілець ПП1); $a_{оп1} = 3a_1$ – ширина опорного кільця ПП1; R_1 – середній радіус ПП1.

Рухому масу m_2 втулки-клапана 1.5 можна знайти як суму:

$$m_2 = m_6 + m_{с6} + m_{ПК} + m'_{ПР}, \quad (3.6)$$

де m_6 – маса (власна) втулки-клапана 1.5; $m_{ПК}$ – маса ступінчастої втулки 1.6; $m_{ПК}$ – маса пружного кільця 1.7; $m'_{ПР}$ – рухома (ефективна) маса витой пружини 1.8 (тут $m_{ПР}$ – повна маса пружини 1.8).

Зведену рухому масу m_3 силової головки 2 можна в першому наближенні визначити як суму:

$$m_3 = 0,3m_{сф} + m_{ер} + m_p + m_{\Sigma 6} + m_{ПП2.6} = \\ 0,3m_{сф} + m_{ер} + m_p + m_{\Sigma 6} + 2\rho a_2^2 [\pi R_2 (n_2 - 6) + a_2 (n_2 + 1)], \quad (3.7)$$

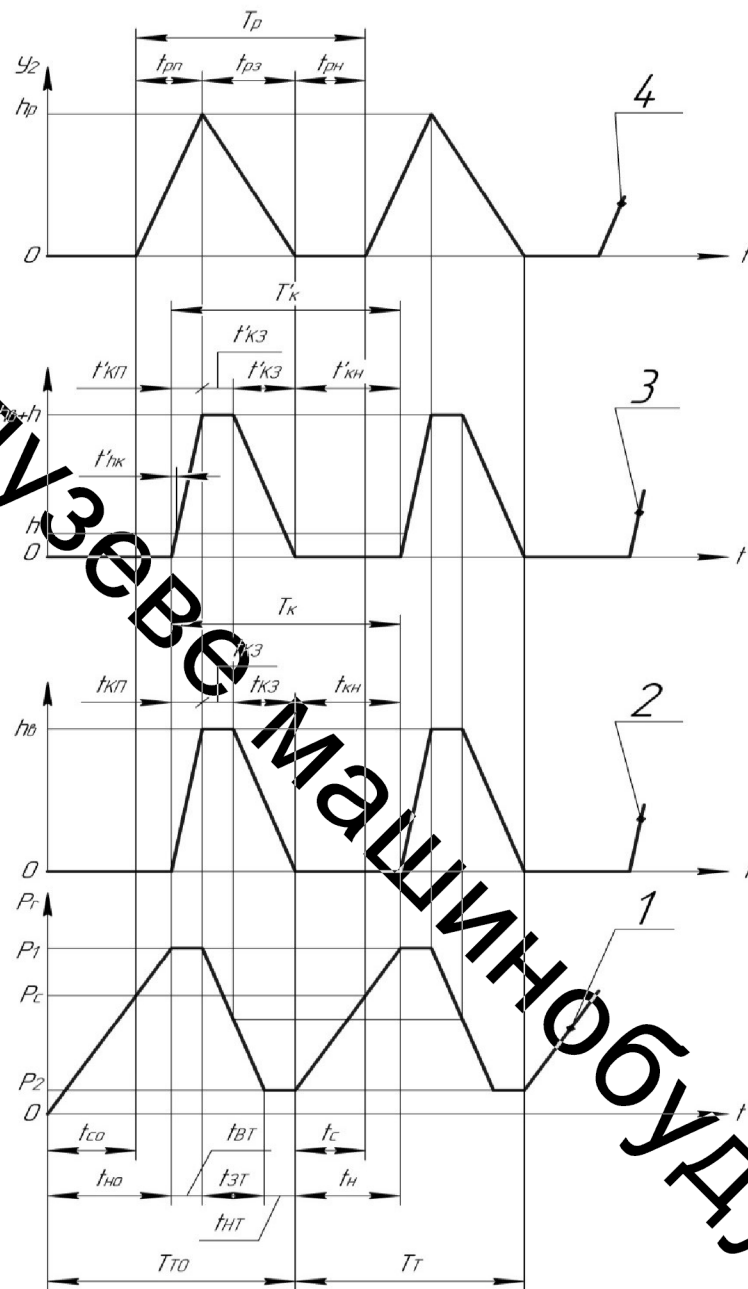
де m_{cf} – повна маса сільфона 2.3; m_{ep} – маса втулки – різцетримача 2.5; m_p – маса різця 3; m_{Σ_6} – сумарна маса втулки 2.8, накидної гайки 2.9 (за даним варіантом натискання ПП 2.6 – сумарна маса деталей 2.14 – 2.17), шліцевих гайок 2.10 і 2.11 та багатопалчатих шайб 2.12 і 2.13; $m_{ПП2.6}$ – рухома маса ПП2.6, що складається з: $m_{pk} = 2\pi R_2 n_2 a_2^2 \rho$ – маси робочих кілець ПП 2.6; $m_{П2} = 2a_2^3 (n_2 + 1) \cdot \rho$ – маси перемичок ПП 2.6, за припущення що їхня форма куб з ребром a_2 ; $m_{OK2}^I = 6\pi R_2 a_2^2 \rho$ – маси правого (за креслеником) опорного кільця ПП 2.6; $m_{OK2}^{II} = 2\pi R_2 \cdot 3a_2 \cdot b_3 = 18\pi R_2 a_2^2 \rho$ – маси лівого (за креслеником) опорного кільця ПП 2.6 (тут прийнято: $b_3 = 3a_2$ – товщина лівого опорного кільця; $a_2 = b_2$ – відповідно ширина та товщина робочих кілець ПП 2.6; $a_{оп2} = 3a_2$ – ширина опорних кілець ПП 2.6; n_2 – число опорних кілець ПП 2.6; $n_{П2} = 2(n_2 + 1)$ – число перемичок ПП 2.6; R_2 – середній радіус ПП 2.6).

Робочий цикл гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з однокаскадним ГПТ 1 підвищеної пропускної здатності можна описати орієнтовною циклограмою, зображеною на рис 3.2.

Циклограма побудована у вигляді двох перших імпульсів тиску p_r (крива 1), переміщення y_1 запірного елемента 1.2 ГПТ1 (крива 2), переміщення y_1' втулки-клапана 1.5 ГПТ1 (крива 3) та переміщення y_2 різця 3 (крива 4).

Наступні імпульси зміни тиску p_r та переміщень y_1, y_1' і y_2 ідентичні другим імпульсам кривих 1–4. В реальному пристрої після першого його вмикання обов'язково будуть мати місце перехідні процеси, які певною мірою також будуть повторюватись в наступних робочих циклах. Перехідні процеси обумовлені дією сил тертя, що супроводжують переміщення рухомих ланок ГПТ 1 і силової головки 2, наявність розчиненого повітря в енергоносії, впливом змінної температури, що розвивається під час роботи пристрою та

іншими факторами, які можна оцінити тільки в результаті досліджень зразка пристрою.



1 – крива зміни тиску в напірних порожнинах $A1_G$ та $A1_{CG}$ пристрою, 2 – крива переміщення запірнього елемента 1.2 ГТТ1; 3 – крива переміщення втулки – клапана 1.5 ГТТ1; 4 – крива переміщення різця 3

Рисунок 3.2 – Орієнтовна циклограма робочого циклу гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння

Крім цього в ГІТ 1 пристрою чітко регулюється рівень тиску p_1 його відкриття, а тиск p_2 закриття ГІТ 1 тільки теоретично відповідає залежності (3.2) через затягування процесу закриття ГІТ 1, обумовленого силами тертя та динамічними процесами в гідроімпульсному приводі пристрою.

Періоди імпульсів тиску p_r (T_T) та переміщень y_1, y'_1 і y_2 (відповідно, T_K, T'_K та T_P) однакові за тривалістю і є сумою відомих часових інтервалів:

$$\begin{aligned} T_T = t_H + t_{BT} + t_{3T} + t_{HT} = T_K = t_{КП} + t_{KB} + t_{K3} + t_{KH} \approx T'_K \approx \\ \approx t'_{КП} + t'_{KB} + t'_{K3} + t'_{KH} = T_P = t_{P1} + t_{P3} + t_{PH} \end{aligned} \quad (3.7)$$

де t_H – час піднімання (набору) тиску енергоносія в напірних порожнинах пристрою $A1_G$ та $A1_{CG}$ з рівня p_2 до рівня p_1 ; t_{BT} – час витримки тиску енергоносія в напірних порожнинах пристрою $A1_G$ і $A1_{CG}$ (див. рис. 3.1) на рівні p_1 ; t_{3T} – час зменшення тиску в напірній порожнині гідроімпульсного пристрою з рівня p_1 до рівня p_2 ; t_{HT} – теоретичний час витримки тиску енергоносія в гідросистемі пристрою на рівні p_2 ; $t_{КП} = t_{BT}$ – час переміщення запірнього елемента 1.2 ГІТ 1 (див. рис. 3.1) на повний прямиий хід h_6 ; t_{KB} – час вистою запірнього елемента 1.2 ГІТ 1 у відкритому положенні в кінці його прямого ходу за $y_{1\max} = h_6$; t_{K3} – час зворотнього ходу запірнього елемента 1.2 ГІТ 1 на відстань $y_{13\max} = h_6$; $t_{KH} = t_H$ – час вистою запірнього елемента 1.2 ГІТ 1 в закритому положенні (початковому), за який тиск енергоносія в напірних порожнинах $A1_G$ і $A1_{CG}$ повторно зростає від рівня p_2 до рівня p_1 ; t'_{HK} – час переміщення втулки-клапана 1.5 на величину h зазору між правим (за креслеником, див. рис. 3.1) її торцем і буртиком ПП1, а наступне переміщення втулки-клапана 1.5 протягом часу $t'_{КП}$ (прямиий хід цієї деталі ГІТ1) відбувається разом із запірнім елементом 1.2 (як одне ціле) на хід $h_6 + h$; $t'_{KB} = t_{KB}$ – час вистою втулки-клапана 1.5 разом із запірнім елементом

у відкритому положенні за $y'_{1\max} \cong h_6 + h$; t'_{K3} – час зворотнього переміщення втулки-клапана 1.5 з відкритого положення в початкове (закрите); $t_{KH} \cong t'_{KH}$ – час вистою втулки-клапана 1.5 в закритому положенні перед початком наступного циклу цього прямого переміщення; t_{PI} – час прямого ходу різця 3 на хід h_p ; t_{P3} – час зворотнього переміщення різця 3 на хід h_p , під час якого відбувається розрив процесу різання; t_{PH} – час вистою різця 3 у відтиснутому від деталі D (див. рис. 3.1) стані; $t_{PH} = t_C$, де t_C – час набору тиску енергоносія до рівня p_c , за якого сили пружного та дисипативного опору переміщенню рухомих ланок ГІТ 1 і силової головки 2 зрівноважуються дією тиску $p_c \leq p_r$ (p_r – поточний тиску в напірних гідролініях $A1_G$ і $A1_{CG}$).

Через малий об'єм проміжної порожнини B (див. рис. 3.1) в момент відриву запірнього елемента 1.2 ГІТ 1 тиски енергоносія в порожнинах $A1_G$ (та $A1_{CG}$) і B зрівноважується практично миттєво, що спричиняє швидке переміщення втулки-клапана 1.5 на шляху h під дією середньої сили (без врахування сил тертя):

$$\overline{F}_{1.5} = (p_1 - p_K) \cdot A_{1.5} \quad (3.8)$$

де $A_{1.5} \approx \pi [d_2^2 - (d'_1)^2] / 4 \approx 0,785 [d_2^2 - (d'_1)^2]$ – кільцева площа поперечного перерізу втулки-клапана 1.5.

Після проходження втулкою-клапаном 1.5 зазору h та влітання її в буртик ПП 1, запірний елемент 1.2 переміщується під дією тиску p_1 енергоносія на площу поперечного перерізу $A_2 = \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785 d_2^2$ другого ступеня герметизації ГІТ 1.

Під час зворотнього ходу запірнього елемента 1.2 під дією ПП1 він може рухатись з більшим прискоренням ніж втулка-клапан 1.5, оскільки за співмірних деформацій сила ПП 1 значно більше ніж сила витої пружини 1.8

($k_1 \square k_2$), але $m_2 \square m_1$, що дозволяє припустити практично одночасне переміщення запірного елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5 на шляху зворотнього ходу, $t_{K3} \approx t'_{K3}$. Зсув за фазою між переміщеннями запірного елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5 можна більш-менш точно встановити математичним моделюванням динамічних процесів, що відбуваються в гідроімпульсному приводі пристрою та експериментальними дослідженням його динаміки.

Згідно з циклограмою (див. рис. 3.2), прямий хід запірного елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5 здійснюється по відношенню до імпульсу тиску зі зсувом за фазою $t_H = t_{KH} = t'_{KH}$, а імпульс переміщення різця 3 зі зсувом $t_{PH} = t_C$, а різець 3 переміщується на відстань h_p прямого ходу за час $t_{PH} = (t_H - t_C) + t_{KH} = (t_H - t_C) + t_{VT} \approx (t_H - t_C) + t'_{KH}$. Значення t_C та t_H можна оцінити за відповідними залежностями [Абр]:

$$t_C = (p_C - p_1) \cdot W_0 / (Q_H \cdot \kappa); \quad (3.9)$$

$$t_H = (p_1 - p_2) \cdot W_0 / (Q_H \cdot \kappa), \quad (3.10)$$

де W_0 – сумарний об'єм напірних порожнин $A_{Г1}$ і A_{CF} , що включає й об'єм енергоносія в напірному рукаві насосної станції гідроімпульсного привода пристрою, за нехтування його збільшенням внаслідок об'ємної деформації самого рукава під дією внутрішнього тиску.

Відніманням від (3.10) залежності (3.9), знайдемо:

$$t_H - t_C = (p_1 - p_C) \cdot W_0 / (Q_H \cdot \kappa). \quad (3.11)$$

Частота ν проходження імпульсів тиску та вібраційного переміщення різця 3 визначається за простою відомою [1] залежністю

$$\nu = T_T^{-1} = T_K^{-1} = (T'_K)^{-1} = T_P^{-1}. \quad (3.12)$$

Часові інтервали, відмічені на кривих 1–4 орієнтовної циклограми робочого циклу гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння (див. рис. 3.2), описують певну фазу робочого циклу, яку можна математично характеризувати системою диференційних рівнянь руху зведених мас m_1 , m_2 і m_3 (див. (3.5) – (3.5)) і рівнянь витрати енергоносія через прохідні перерізи ГІТ 1 та силової головки 2 (див. рис. 3.1). Як вже вище відмічалось, з метою спрощення математичного описання робочого циклу гідроімпульсних приводів і пристроїв та машин на їх основі в роботах [2–5] по гідроімпульсному приводу запропоновано окремі фази робочого циклу об'єднувати в прямий і зворотній ходи запірних елементів ГІТ та рухомих мас виконавчих ланок приводів, пристроїв і машин (поршнів, плунжерів) гідроциліндрів, силових головок, вібростолів, траверс тощо.

В запропонованій нами циклограмі робочого циклу гідроімпульсного пристрою (див. рис. 3.2) до часових інтервалів, що описують прямий хід запірних елементів 1.2 та втулки-клапана 1.5 ГІТ 1 і різця 3 (див. рис. 3.1), відносяться $t_{CO}(t_C)$, $t_{HO}(t_H)$, t_{BT} , t_{KB} , t'_{HK} , t'_{KP} , t'_{KB} та t_{PH} , а зворотній хід названих ланок ГІТ 1 і силової головки 2 характеризують t_{BT} , t_{HT} , t'_{K3} , t_{KH} , t'_{K3} , t'_{KH} , t_{P3} і t_{PH} . Цим часовим інтервалам відповідають відповідні переміщення ланок ГІТ 1 і силової головки 2 вище описані та проаналізовані.

В гідроімпульсних приводах, з метою отримання високих частот проходження імпульсів тиску, обмежують об'єм W_0 напірної порожнини [1] та використовують під час побудови динамічних і математичних моделей таких приводів (пристроїв, машин і т.ін.) „пружно-зосереджену модель” [2] енергоносія, нехтуючи його масою в напірних порожнинах (наприклад $A1_G$ і $A1_{CT}$, див. рис. 3.1). Гідравлічну ланку (далі ГЛ) в динамічній моделі такого гідроімпульсного привода (далі ГІП) представляють у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта [1], складеного з паралельно з'єднаних між собою безінерційних

пружинного k_0 та дисипативного C_0 елементів, що дозволяє під час створення математичних моделей гідроімпульсних приводів, пристроїв і машин на їх основі враховувати як пружні так і в'язкісні властивості енергоносія.

ГЛ у формі тіла Кельвіна-Фойгта впродовж робочого циклу ГП деформується з певною швидкістю \dot{x}_{or} та взаємодіє з рухомими ланками приводу (пристрою, машини тощо) через передаточні відношення [14]

$$U_{oi} = A_i^2 \cdot A_0^{-2}, \quad (3.13)$$

де A_i – площа поперечного перерізу i -ї рухомої ланки ГП, ГІТ, силової головки та т.ін.; A_0 – площа поперечного перерізу усередненої гідролінії ГП [1]:

$$A_0 = \sum_{i=1}^{i=n} (l_j \cdot A_j) / \sum_{i=1}^{i=n} l_j, \quad (3.14)$$

де l_j, A_j – відповідно, довжина та площа поперечного перерізу j -го гідроканалу ГП, ГІТ тощо.

Відносно площі A_0 визначають жорсткість пружного елемента k_{or} ГЛ за відомою формулою [1]

$$k_{or} = A_0^2 \cdot \kappa \cdot W_0^{-1}, \quad (3.15)$$

Протягом робочого циклу ГП жорсткість k_{or} змінюється, оскільки до початкового об'єму W_0 енергоносія в напірній порожнині ГП додаються або віднімаються об'єми енергоносія, що витрачаються на переміщення рухомих

ланок ГП, ГТ та силових ланок і на власне стискання енергоносія під дією його високого тиску.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень ГП, пристроїв і машин на його основі встановлено [2], що додаткові об'єми, які додаються до початкового об'єму W_0 напірної порожнини привода, порівняно з W_0 малі і ними у багатьох випадках можна знехтувати та вважати $k_{or} = const$ як під час прямого так і зворотнього ходів рухомих ланок ГП. Таке припущення суттєво спрощує математичне моделювання ГП, пристроїв і машин на його основі.

Моделювання ГЛ у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта не суперечить законам статичної та динамічної гідравліки, дозволяє під час розрахунку ГП більш детально враховувати властивості енергоносія (пружні та в'язкісні) та привести рушійні сили, що спричиняються тиском енергоносія, до виду характерного для сил, які створюються пружними елементами.

Зв'язок між тиском енергоносія p_r та деформацією x_{or} ГЛ у формі тіла Кельвіна-Фойгта обумовлюється законом Гука для крапельної (ньютонівської) рідини [1]:

$$\Delta p_r = \varepsilon_v \cdot \kappa = \Delta W \cdot \kappa \cdot W_0^{-1} \quad (3.16)$$

де $\Delta p_r = p_r - p_{zl}$ – перепад тиску енергоносія в напірній порожнині ГП; p_{zl} – тиск в зливній порожнині ГП (під час розрахунку ГП, зазвичай, беруть $p_{zl} = 0$); $\varepsilon_v = \Delta W \cdot W_0^{-1}$ – відносна об'ємна деформація енергоносія в напірній порожнині ГП; ΔW – зміна об'єму енергоносія в напірній порожнині ГП внаслідок його стискання через дію тиску p_r .

Всю напірну порожнину ГП можна звести до однієї усередненої гідролінії з площею поперечного перерізу A_0 (див. (3.14)), тоді:

$$\Delta W = x_{0r} \cdot A_0; \quad (3.17)$$

$$\varepsilon_v = x_{0r} \cdot A_0 \cdot W_0^{-1} \quad (3.18)$$

де $A_0 = \text{const}$; $W_0 = \text{const}$; $x_{0r} = \text{var}$.

Враховуючи (3.16),(3.17),(3.18) і (3.15) за $p_{3n} = 0$, знайдемо:

$$p_r = x_{0r} \cdot k_{0r} \cdot A_0^{-1}, \quad (3.19)$$

де $A_0 k_{0r} \cdot W_0^{-1} = k_{0r} \cdot A_0^{-1}$ (див. (3.15)).

Жорсткість k_{0r} ГЛ можна приводити до будь-якої площі поперечного перерізу рухомої ланки ГПП (ГІТ та ін.) за формулою [2]

$$k_{0i} = U_{0i} \cdot k_{0r}, \quad (3.20)$$

де $i = 1, 2, 3, \dots, n$ – порядковий номер елементів ГПП.

Як правило, енергоносій в гідроприводах, в т. ч. й ГПП, вважають крапельною (ньютонівською) рідиною, що дозволяє силу F_{A_0} в'язкого опору дисипативного елемента ГЛ розраховувати за формулою [14]

$$F_{A_0} = C_0 \cdot \dot{x}_{0r}, \quad (3.21)$$

де $\dot{x}_{0r} = dx_{0r} / dt$ – швидкість деформації ГЛ за припущення, що ця швидкість дорівнює швидкості потоку енергоносія в усередненій напірній гідролінії ГПП з площею поперечного перерізу A_0 (див. (3.14));

$C_0 = 0,25\pi \cdot \mu \cdot d_0^2 \approx 0,785\mu_0 d_0^2$ – коефіцієнт в'язкого опору деформуванню ГЛ

(тут: $d_0 = 2\sqrt{(A_0 / \pi)} \approx 1,13\sqrt{A_0}$ – умовний прохід усередненої напірної гідролінії ГПП; μ – динамічна в'язкість енергоносія).

Деформацію ГЛ x_{0r} та її швидкість \dot{x}_{0r} можна на основі формул (3.19), (3.13) і (3.20) приводити до будь-якої площі поперечного перерізу A_i рухомих ланок ГП (ГПТ та т. ін.) за залежностями [1]:

$$x_{A_i} = x_{0r} \cdot U_{0i}^{-0.5}; \quad (3.22)$$

$$\dot{x}_{A_i} = \dot{x}_{0r} \cdot U_{0i}^{-0.5}. \quad (3.23)$$

Сили в'язкого опору (рідинного тертя) F_{A_0} також можна приводити до будь-якої площі A_i рухомих ланок ГП за формулою [12]

$$F_{A_i} = U_{0i}^{0.25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_i} \pm \dot{y}_i), \quad (3.24)$$

де \dot{y}_i – поточна швидкість руху i -ї ланки ГП (ГПТ тощо). Знак „+” ставлять, якщо переміщення ланки збільшує деформацію x_{A_i} , а „–“ коли зменшує.

Фактори, що описують реальну динаміку ГП пристрою для радіального віброточіння з однокаскадним ГП підвищеної пропускної здатності є дисипативними та змінними, які до того ж часто змінюються випадковим чином. Врахування всіх цих факторів під час математичного моделювання ГП привело б до надто складної математичної моделі ГП пристрою та створило б непереборні математичні труднощі під час її аналізу та дослідження.

З метою зменшення трудомісткості математичного моделювання ГП пристрою, окрім викладених раніше, прийняти ще такі припущення:

- фізичні параметри енергоносія в ГЛ постійні на всіх фазах робочого циклу ГП пристрою, а саме: $\kappa = \text{const}$; $\rho_e = \text{const}$ (густина енергоносія); $\mu = \text{const}$ або $v_e = \mu / \rho_e$ (кінематична в'язкість енергоносія);
- термодинамічний процес в системі ГП пристрою за стабілізованого режиму роботи, починаючи з других імпульсів зміни тиску p_r та імпульсів переміщень y_1, y_1' і y_2 (див. рис 3.2) – ізотермічний;
- гідродинамічні сили та сили в'язкого тертя в гідроканалах пристрою (ГПТ та силової головки 2, див. рис. 3.1) малі порівняно з рушійними,

пружними, інерційними силами та силами тертя під час переміщення рухомих ланок ГТТ 1 та силової головки 2 пристрою і у вихідних диференціальних рівняннях руху ланок пристрою не враховуються;

- сили ваги зведених мас m_1, m_2 і m_3 малі порівняно з рушійними, пружними та дисипативними силами і в диференціальних рівняннях руху ланок пристрою не враховуються;
- в рівняннях витрати енергоносія через відкриті щілини ГТТ 1 приймаємо квадратичну залежність від тиску, коректність якої підтверджена численними дослідженнями гідроприводів в т.ч. і ГПП [1-6];
- коефіцієнти витрати енергоносія через відкриті щілини ГТТ 1 є сталими величинами;
- витоки енергоносія через ущільнення рухомих і нерухомих ланок ГТТ 1 і силової головки 2 відсутні, або дуже малі порівняно з потоками енергоносія під час відкриття та закриття запірнього елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5 (див. рис. 3.1) і у рівняннях витрати енергоносія не враховуються;
- сухе тертя (або граничне напіврідинне у випадках періодичного мащення) в рухомих спраженнях корпусу 2.1 та втулки 2.8 з ПП 2.6 і корпусу 2.1 з втулкою-різцетримачем 2.5 (див. рис. 3.1) в диференціальних рівняннях руху різця 3 (зведена маса m_3) враховується сумарною силою сухого тертя R ;
- із сумарної сили різання під час радіального точіння враховується тільки її середня складова \bar{F}_y діє тільки під час прямого ходу різця 3.
- через малу довжину та об'єми гідроканалів ГПП пристрою (ГТТ 1, силова головка 2 та напірний рукав високого тиску насосної станції ГПП пристрою) хвильові процеси в ГПП під час робочого циклу незначні або відсутні і в математичні моделі ГПП пристрою не враховуються.

Зважаючи на малу масу m_2 порівняно з масою m_1 (див. (3.6) і (3.5)) та малу тривалість t'_{HK} самостійного переміщення втулки-клапана 1.5 на шляху h_1 оскільки на шляху $h_0 + h$ запірний елемент 1.2 і втулка-

клапан 1.5 (маси m_1 та m_2) рухаються під час прямого та зворотнього ходів (див. рис 3.2) як одне ціле, допустимо не розглядати окреме диференційне рівняння руху, а врахувати особливості спрацювання ГІТ 1 в умовах однозначності математичної моделі пристрою для радіального віброточіння.

Із врахування орієнтовної циклограми робочого циклу пристрою (див. рис. 3.2), прийнятої структури припущень і зроблених вище зауважень, динамічні моделі прямого (рис. 3.3,а) та зворотнього (рис. 3.3,б) ходів складаються з двох зосереджених мас $m_1 + m_2$ та m_3 і взаємодіють з ГЛ у вигляді паралельно з'єднаних між собою безінерційних пружного k_{0r} та дисипативного C_0 елементів через передаточні відношення $U_{01(02)}$ та U_{03} . ГЛ протягом робочого циклу пристрою деформується зі змінною швидкістю \dot{x}_{0r} в напрямках x_{0r} . Рухові мас $m_1 + m_2$ і m_3 під час їх прямого ходу ($y_{1n}(y'_{1n}), y_{2n}$) та зворотнього ($y_{1s}(y'_{1s}), y_{2s}$) ходів протидіють позиційні сили пружного опору, які характеризуються жорсткостями ПП 1 k_1 , витої пружини 1.8 k_2 , сільфона 2.3 k_4 , ПП 2.6 k_3 . (див. рис. 3.1), в'язкого тертя, рівень якого визначається коефіцієнтами C_1 та C_2 і швидкостями $\dot{y}_{1n}(\dot{y}'_{1n}), \dot{y}_{2n}, y_{1s}(\dot{y}'_{1s})$ та \dot{y}_{2s} , силою сухого тертя R (див. структуру припущень) та середньою силою різання \overline{F}_y , що діє тільки під час прямого ходу маси m_2 . Коефіцієнт в'язкого тертя C_1 є сумарним для запірного елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5, а коефіцієнт C_2 враховує можливе в'язке тертя у випадку мащення напрямних ПП 2.6 і втулки-різцетримача.

Жорсткості ПП 1 k_1 та ПП 2.6 k_3 за прийнятих під час розрахунку мас m_1 і m_3 припущень можна визначити за спрощеною залежністю [12]

$$k_i = (1,035Ea_i^4) / (R_i^3 \cdot n_i), \quad (3.25)$$

де $i = 1$ – порядковий номер для ПП 1; $i = 2$ – порядковий номер ПП 2.6;

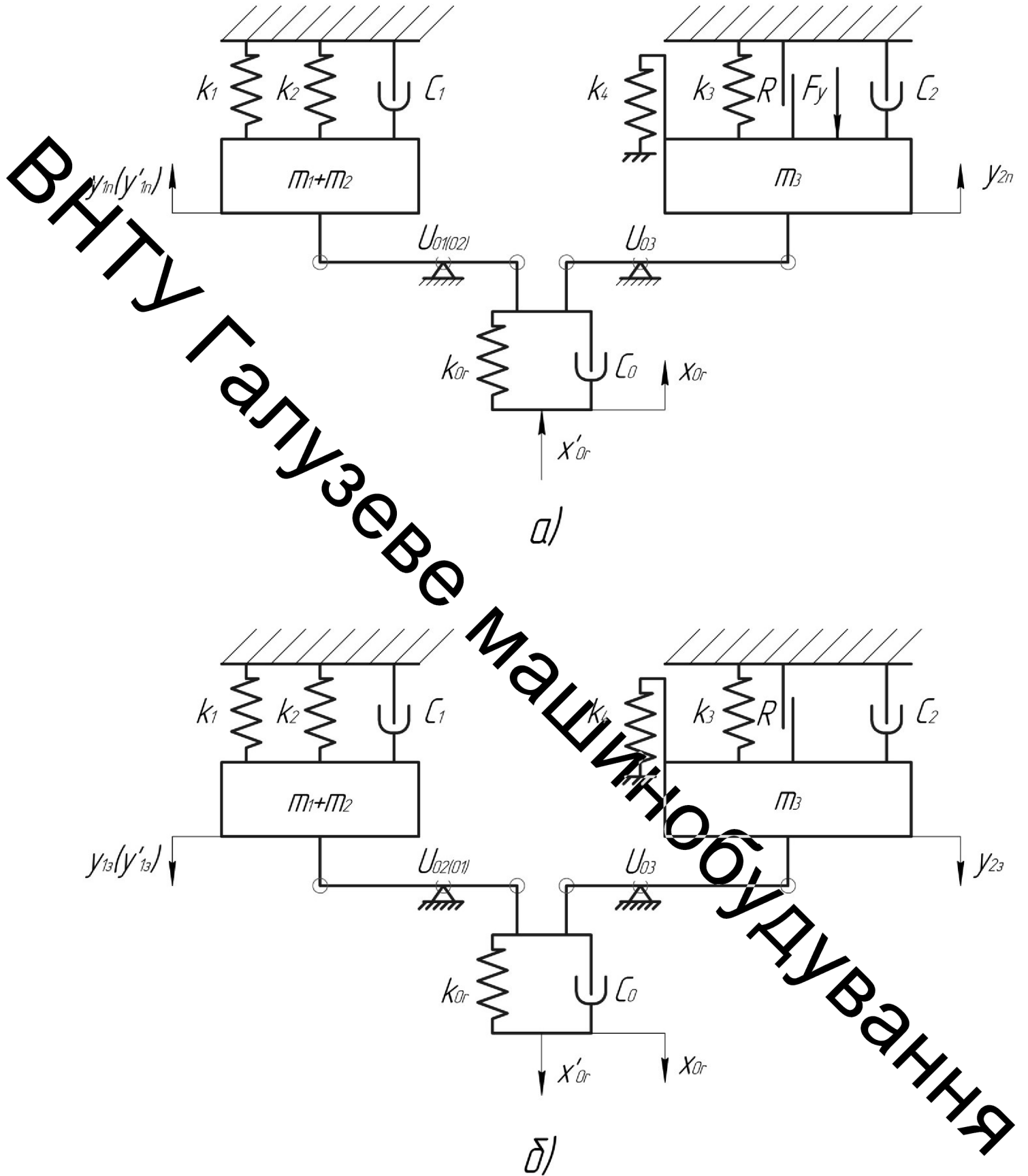


Рисунок 3.3 – Динамічні моделі прямого (а) та зворотнього (б) ходів мас

$m_1 + m_2$ і m_3

$E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності матеріалу ПП 1 та ПП 2.6 (сталь 60С2А ГОСТ 8559 – 75). Жорсткість k_2 витой пружини 1.8 (див. рис. 3.1) можна розрахувати за стандартною [1] методикою, а жорсткість сільфона 2.3 k_4 , який у силовій головці працює як пружина розтягування, навантажена розтягуючим зусиллям. З достатньою для інженерних розрахунків точністю жорсткість сільфона 2.3 можна знайти за формулою, наведеною в роботі [1]:

$$k_4 = p_1 \cdot A_{\text{сф}} / h_p, \quad (3.26)$$

де $A_{\text{сф}} = \pi(D_{\text{сф}} + d_{\text{сф}})^2 / 16 \approx 0,196(D_{\text{сф}} + d_{\text{сф}})^2$ [1] – ефективна площа поперечного перерізу сільфона 2.3 у ненавантаженому стані (тут, $D_{\text{сф}}, d_{\text{сф}}$ – відповідно зовнішній та внутрішній діаметри гофрів сільфона 2.3). Відомо, [7] що у зв'язку зі зміною геометрії сільфона в процесі його навантаження внутрішнім тиском $A_{\text{сф}}$ зменшується, але зважаючи на те, що переміщення різця 3 h_p мають відносно малу величину, цим зменшенням можна знехтувати і вважати $A_{\text{сф}} = \text{const}$.

Вихідні динамічні моделі прямого та зворотнього ходів мас $m_1 + m_2$ і m_3 з метою побудови математичної моделі гідропульсного пристрою для віброточіння доцільно спростити за принципом розчленування [17] шляхом приведення ГЛ до мас $m_1 + m_2$ і m_3 . В результаті такого приведення отримаємо чотири прості динамічні моделі прямого (рис. 3.4 а, б) та зворотнього (рис. 3.4, в, г) ходів мас $m_1 + m_2$ і m_3 .

Використовуючи принцип Д'Аламбера [16] на основі спрощених динамічних моделей (див. рис. 3.4) складемо диференціальні рівняння руху запірною елемента 1.2 ГІТ 1 та втулки-клапана 1.5 (маса $m_1 + m_2$) та різця 3 (маса m_3) (див. рис. 3.1) під час ходів:

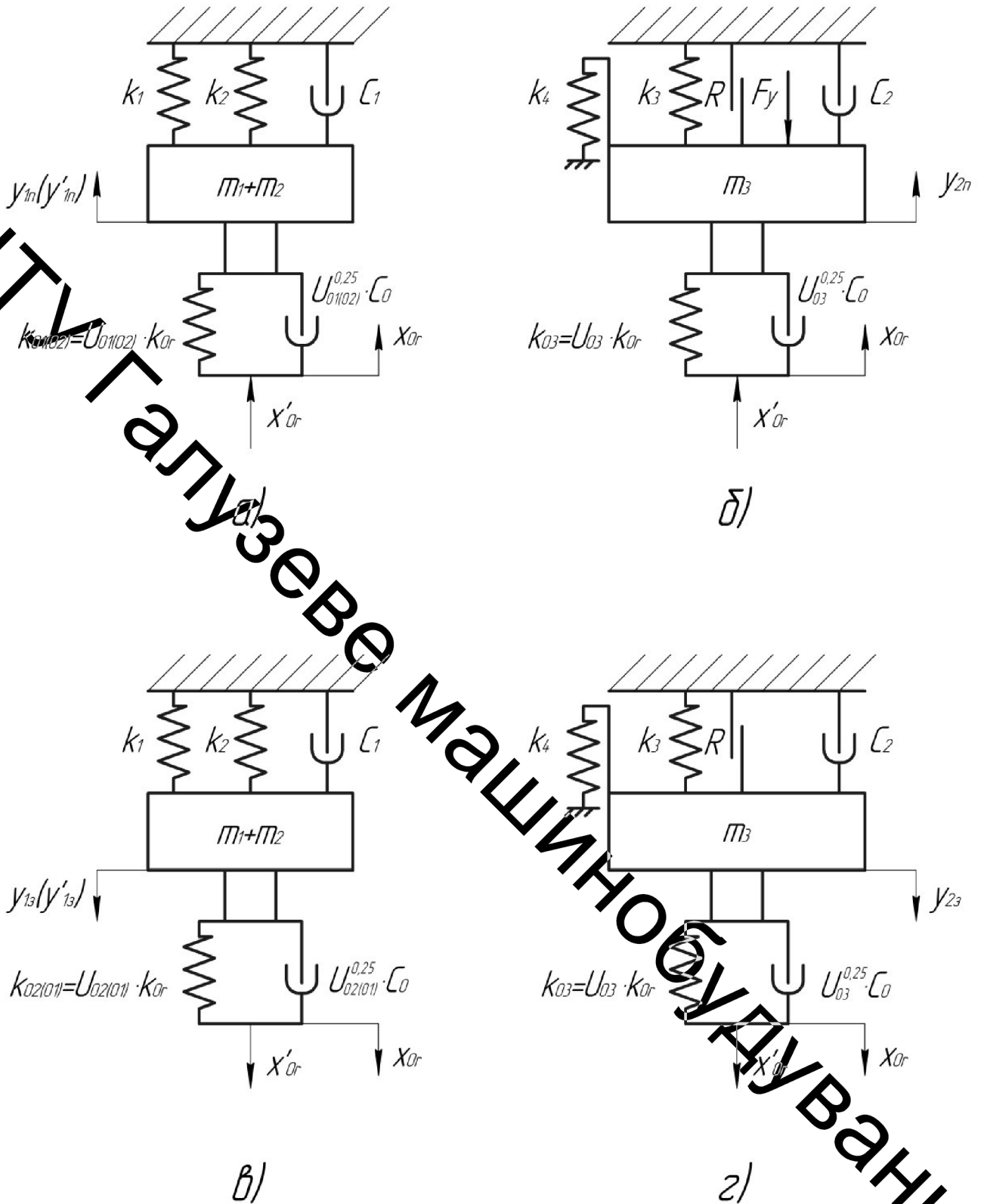


Рисунок 3.4 – Спрощені динамічні моделі прямого (а, б) та зворотнього (в, г)

ходів мас $m_1 + m_2$ і m_3 .

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

$$\begin{cases} m_{\Sigma 1} \cdot \ddot{y}_{1n} = U_{01(02)} \cdot k_{0r} (x_{A_{1(2)}} - y_{1n}) - k_1 (y_{1n} + y_{01}) - k_2 (y_{1n} + y_{02}) - \\ - C_1 \dot{y}_{1n} - U_{01(02)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_{1(2)}} - \dot{y}_{1n}); \\ m_3 \ddot{y}_{2n} = U_{03} \cdot k_{0r} (x_{A_3} - y_{2n}) - k_3 (y_{2n} + y_{03}) - k_4 (y_{2n} + y_{04}) - \\ - U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_3} - \dot{y}_{2n}) - R - \overline{F}_y - C_2 \cdot \dot{y}_{2n}; \end{cases} \quad (3.27)$$

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

$$\begin{cases} m_{\Sigma 1} \cdot \ddot{y}_{1s} = k_1 (y_{01} + h_e - y_{2s}) + k_2 (y_{02} + h_e + h - y_{2s}) - \\ - U_{02(01)} k_{0r} [x_{A_{2(1)}} - (h_e - y_{1s})] - U_{01(02)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_{2(1)}} - \dot{y}_{2s}) - C_1 \dot{y}_{1s}; \\ m_2 \cdot \ddot{y}_{2s} = k_3 (y_{03} + h_p - y_{2s}) + k_4 (y_{04} + h_p - y_{2s}) - U_{03} \cdot k_{0r} \cdot \\ \cdot [x_{A_3} - (h_p - y_{2s})] - R - C_2 \cdot \dot{y}_{2s} - U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_3} - \dot{y}_{2s}), \end{cases} \quad (3.28)$$

де

$$x_{01} = p_1 \cdot A_0 k_{0r}^{-1}; \quad (3.29)$$

$$x_{02} = p_2 \cdot A_0 k_{0r}^{-1} = x_{01} \cdot U_{2s}^{0,5} + k_1 h_e U_{02}^{-0,5} - \quad (3.30)$$

відповідно межові деформації ГЛ (формули (3.29) та (3.30) отримані шляхом порівняння залежності (3.1) та (3.2); $U_{21} = A_1^2 \cdot A_2^{-2}$ – внутрішнє передаточне відношення в ГПТ 1 між першим і другим ступенями герметизації запірного елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5 (див. рис. 3.1); $A_1 = \pi d_1^2 / 4 \approx 0,785 d_1^2$, $A_2 = \pi d_2^2 / 4 \approx 0,785 d_2^2$ – площі поперечного перерізу відповідно, першого та другого ступенів герметизації ГПТ 1 (другий ступінь герметизації повною мірою реалізується після проходження втулкою-клапаном 1.5 зазору h та впирання її в борт ПП 1 і переміщення цих деталей як одне ціле);

для: $0 < y_{1n} < h$ – $U_{01(02)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$; $m_{\Sigma 1} = m_1$; $h \leq y_{1n} \leq h_e$ – $U_{01(02)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$;

$m_{\Sigma 1} = m_1 + m_2$; $x_{A_{1(2)}} = x_{0r} \cdot U_{01(02)}$; $\dot{x}_{A_{1(2)}} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$; ($x_{A_{1(2)}}$ і $\dot{x}_{A_{1(2)}}$ визначаються

згідно, наведених вище змін y_{1n} і $U_{01(02)}$); для $0 \leq y_{13} < h_6 - h$ – $U_{02(01)} = A_2^2 \cdot A_0^{-2}$; $m_{\Sigma 1} = m_1 + m_2$; $h_6 - h < y_{13} \leq h_6$ – $U_{02(01)} = A_1^2 \cdot A_0^{-2}$; $m_{\Sigma 1} = m_1$; $x_{A_2(1)} = x_{0r} \cdot U_{02(01)}$; $\dot{x}_{A_2(1)} = \dot{x}_{0r} U_{02(01)}$ ($x_{A_2(1)}$ і $\dot{x}_{A_2(1)}$ визначаються згідно зі змінами y_{13} і $U_{02(01)}$); $U_{03} = A_{ce\phi}^2 \cdot A_0^{-2}$; $x_{A_3} = x_{0r} \cdot U_{03}$; $\dot{x}_{A_3} = \dot{x}_{0r} \cdot U_{03}$; $y_{1n}, y_{13}, 0 \leq y_{23} \leq h_p, 0 \leq y_{23} \leq h_p, \dot{y}_{1n}, \dot{y}_{2n}, \dot{y}_{13}, \dot{y}_{23}, \ddot{y}_{1n}, \ddot{y}_{2n}, \ddot{y}_{23}$ – відповідно поточні координати та прискорення мас $m_1 + m_2$ і m_3 ; $x_{A_2(1)}, x_{A_3}, \dot{x}_{A_2(1)}, \dot{x}_{A_3}$ – відповідно, деформації та швидкості деформації ГЛ, приведені до відповідних площ поперечного перерізу ступенів герметизації ГТ та силової головки 2 (див. рис. 3.1).

Диференціальні рівняння систем (3.27) і (3.28), з метою виключення вільних членів, можна привести до вигляду рівнянь, які за формою та змістом описують вимушені коливання мас $m_1 + m_2$ і m_3 під дією змінної амплітуди лінійної деформації ГЛ. Це приведення здійснюється шляхом заміни y_{1n}, y_{2n}, y_{13} та y_{23} на інші змінні z_{1n}, z_{2n}, z_{13} та z_{23} , що не міняють характер та динаміку руху мас $m_{\Sigma} = m_1 + m_2$ і m_3 :

$$\begin{cases} z_{1n} = y_{1n} + \omega_{\Sigma 1}^{-2} (\omega_{01}^2 \cdot y_{01} + \omega_{02}^2 \cdot y_{02}); z_{2n} = y_{2n} + \omega_{\Sigma 2}^{-2} \left[\omega_{03}^2 \cdot y_{03} + \omega_{04}^2 \cdot y_{04} + \right. \\ \left. + (R + \bar{I}_y) m_3^{-1} \right]; \\ z_{13} = y_{13} - \omega_{\Sigma 1}^{-2} \left[\omega_{01}^2 (y_{01} + h_6) + \omega_{02}^2 (y_{02} + h_6 + h) + \omega_{01}^2 \cdot U_{01(02)} \cdot h_6 \right]; \\ z_{23} = y_{23} - \omega_{\Sigma 2}^{-2} \left[\omega_{03}^2 (y_{03} + h_p) + \omega_{04}^2 (y_{04} + h_p) + \omega_{p_2}^2 \cdot U_{03} \cdot h_p + (R + \bar{I}_y) m_3^{-1} \right], \end{cases} \quad (3.31)$$

де $\omega_{\Sigma 1} = \sqrt{\omega_{p_1}^2 U_{01(02)} + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2}$, $\omega_{p_1} = \sqrt{k_{0r} \cdot m_{\Sigma 1}^{-1}}$, $\omega_{01} = \sqrt{k_1 \cdot m_{\Sigma 1}^{-1}}$, $\omega_{02} = \gamma^{-1} \delta \cdot \omega_{01}$,
 $\omega_{\Sigma 2} = \alpha \omega_{\Sigma 1}$; $\omega_{p_2} = \gamma^{-1} \omega_{p_1}$; $\omega_{03} = \gamma_1^{-1} \delta_1 \omega_{01}$; $\omega_{04} = \gamma_2 \cdot \delta_2 \omega_{01}$;
 $\alpha = \left\{ U_{III} \left[1 + \omega_{01}^2 \omega_{\Sigma 1}^{-2} (\gamma^{-1} \delta U_{III}^{-1} - 1) \right] \right\}^{0.5}$; $\gamma = m_{\Sigma 1} / m_3$; $\delta = k_1 / k_3$; $\delta_1 = k_1 / k_2$;
 $\delta_2 = k_1 / k_4$; $\gamma_1 = m_{\Sigma 1} / m_3$; $\gamma_1 = \gamma_2$ – відповідно, власні частоти ГП пристрою,

визначені відносно маси $m_{\Sigma 1}$: системи ГІТ 1 – ГЛ; ГЛ зведеної до маси $m_{\Sigma 1}$, запірною елемента 1.2; втулки-клапана 1.5 (див. рис. 3.1), системи силова головка 2 – ГЛ; ГЛ зведеної до маси m_3 ; ПП 2.6 відносно маси $m_{\Sigma 1}$; сільфона 2.3 відносно маси $m_{\Sigma 1}$; $\gamma_1, \delta, \delta_1, \delta_2, \gamma_2$ – співвідношення між відповідними параметрами; $U_{ГІТ} = U_{03} / U_{01(02)}$ – внутрішнє передаточне відношення між силовою головкою 2 та ГІТ 1.

Замінюючи в системах (3.27) і (3.28) змінні y_{1n}, y_{2n}, y_{13} та y_{23} на змінні z_{1n}, z_{2n}, z_{13} та z_{23} , після алгебраїчних перетворень, отримуємо для ходів мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 :

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

$$\begin{cases} \ddot{z}_{1n} + 2\beta_{1n}\dot{z}_{1n} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1n} = \omega_{p_1}^2 U_{01(02)}^{0,5} x_{0r}; \\ \ddot{z}_{2n} + 2\beta_{2n}\dot{z}_{2n} + \alpha \omega_{\Sigma 1}^2 z_{2n} = \gamma^{-1} \omega_{p_1}^2 U_{03}^{0,5} x_{0r}, \end{cases} \quad (3.22)$$

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

$$\begin{cases} \ddot{z}_{13} + 2\beta_{13}\dot{z}_{13} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{13} = -\omega_{p_1}^2 U_{02(01)}^{0,5} x_{0r}; \\ \ddot{z}_{23} + 2\beta_{23}\dot{z}_{23} + \alpha \omega_{\Sigma 1}^2 z_{23} = -\gamma^{-1} \omega_{p_1}^2 U_{03}^{0,5} x_{0r}, \end{cases} \quad (3.33)$$

де $\beta_{1n} = 0,5m_{\Sigma 1}^{-1} [C_1 + U_{01(02)}^{0,25} \cdot C_0(\dot{x}_{A_{1(2)}} - \dot{y}_{1n}^{-1} - 1)]$;

$\beta_{2n} = 0,5m_3^{-1} [C_c + U_{03}^{0,25} \cdot C_0(\dot{x}_{A_3} - \dot{y}_{2n}^{-1} - 1)]$;

$\beta_{13} = 0,5m_{\Sigma 1}^{-1} [C_1 + U_{02(01)}^{0,25} \cdot C_0(\dot{x}_{A_{2(1)}} - \dot{y}_{13}^{-1} - 1)]$;

$\beta_{23} = 0,5m_3^{-1} [C_2 + U_{03}^{0,25} \cdot C_0(\dot{x}_{A_3} - \dot{y}_{23}^{-1} - 1)]$; – змінні коефіцієнти демпфування

під час руху мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 . Впродовж робочого циклу ГІТ пристрою власна кругова частота $\omega_{\Sigma 1}$ змінюється оскільки параметрично міняється

передаточне відношення $U_{01(02)}$ та $U_{02(01)}$ на різних часових інтервалах переміщень ланок ГІТ 1 і силової головки 2 (див. опис параметрів до систем (3.27) і (3.28)).

Для завершення математичної моделі ГІП пристрою для радіального віброточіння до системи диференціальних рівнянь руху мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 необхідно додати рівняння зв'язку – рівняння витрати енергоносія на переміщення запірною елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5 ГІТ 1, різця 3 (див. рис. 3.1) та перетікання енергоносія в бак Б через відкритий ГІТ 1, та умови однозначності, які описують переміщення ланок ГІТ 1 і різця 3 в характерні проміжки часу (див. рис. 3.2).

Як правило, системи нелінійних рівнянь типу (3.32) та (3.33) розв'язують і досліджують числовими методами за допомогою різних прикладних комп'ютерних програм, наприклад, MATLAB, де час процесу є основним явним аргументом і ділиться на певний крок. В такому випадку зміну деформації ГЛ доцільно представити у вигляді простих залежностей [16] для ходів мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 :

прямого

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

зворотнього

$$x_{0r} = x_{02} \pm Q_{\Sigma 1b} \cdot t' \cdot A_0^{-1}, \quad (3.35)$$

де $Q_{\Sigma 1n}, Q_{\Sigma 1b}$ – відповідно витрата енергоносія через гідролінії та відкриту щілину ГІТ 1, що відповідає перним переміщенням ланок ГІП пристрою на шляху прямого (l_n) та зворотнього (l_b) ходів мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 ; t, t' – поточний час зміни певного етапу „ l_n ” (чи „ l_b ”) $Q_{\Sigma 1n}$ чи $Q_{\Sigma 1b}$ (див. рис. 3.2).

3.2 Висновки

1. На основі розробленої конструктивної схеми пристрою для радіального віброточіння з однокаскадним ГПТ підвищеної пропускну здатності проведено аналіз конструктивних особливостей ГПТ 1 та силової головки 2 і принципу його роботи (див. рис . 3.1).

2. За результатами аналізу принципу роботи пристрою побудовано циклограму робочого циклу ГПТ пристрою, за якою встановлено послідовність зміни тиску енергоносія в напірній порожнині ГПТ та їх зв'язках на окремих фазах з фазами переміщень запірною елемента 1.2 ГПТ 1 і втулки-клапана 1.5 та виконавчої ланки силової головки 2 різця 3 (див. рис. 3.1)

3. Шляхом детального аналізу часових інтервалів, що характеризують імпульси тиску, переміщень ланок ГПТ 1 і різця 3 (див. рис. 3.1) встановлено взаємозв'язок і співвідношення між окремими часовими інтервалами цих імпульсів.

4. На основі конструктивної схеми пристрою, науково-обгрунтованої структури припущень і представлення ГЛ у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта побудовано динамічні моделі ГПТ пристрою для прямого та зворотнього ходів зведених мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 (див. рис. 3.3), які взаємодіють з ГЛ через передаточні числа $U_{01(02)}$ та U_{03} .

5. Використовуючи принцип розчленування моделі прямого та зворотнього ходів мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 приведено чотири простих динамічні моделі на основі яких за принципом Д'Аламбера побудовано математичну модель ГПТ пристрою у вигляді диференціальних рівнянь руху мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 (див. (3.27) та (3.28)), умов однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих мас і узагальнених рівнянь витрати енергоносія (див. (3.34) та (3.35)).

6. Заміною змінних у вихідних диференціальних рівняннях руху мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 на нові змінні, які не змінюють характер і динаміку рухомих ланок ГП пристрою, ці диференціальні рівняння приведено до виду класичних нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описують вимушені коливання мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 під дією змінних коливань амплітуди лінійних деформацій ГЛ протягом робочого циклу (див. (3.32) та (3.33)), а також встановлено та проаналізовано власні кругові частоти ГП пристрою.

ВНТУ
Галузеве машинобудування

4 МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ГІДРОІМПУЛЬСНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ РАДІАЛЬНОГО ВІБРОТОЧІННЯ, КЕРОВАНОГО ОДНОКАСКАДНИМ ГІТ ПІДВИЩЕНОЇ ПРОПУСКНОЇ ЗДАТНОСТІ

4.1 Вхідні параметри

Проектний розрахунок ГІП і пристроїв на їхній основі ґрунтується на результатах теоретичних та експериментальних досліджень цих приводів і пристроїв [2-12].

Методика проектного розрахунку окремого ГІП та пристрою на його основі крім загальних принципів і підходів до такого розрахунку, також повинна враховувати особливості конструктивної будови гідроімпульсного механізму, машини тощо, робочого циклу та теоретичних аспектів, які, наприклад, детально розглянуті в попередніх розділах МКР, зокрема в третьому.

Основні початкові дані для розроблення методики та проектного розрахунку визначаються технічним завданням (ТЗ) (див. додаток А) і містять:

- діапазон регулювання параметрів виконавчої ланки пристрою (різець 3, див. рис. 3.1):
- частоти вібрацій – 10...100 Гц;
- амплітуди вібрацій – $(0,1...2) \cdot 10^{-3}$ м;
- максимально можливе значення складової сили різання \overline{F}_y радіального віброточіння (знаходиться в залежності від характеристик матеріалу (сплаву тощо) та режимів його різання);
- орієнтовні значення зведених мас m_1, m_2 і m_3 (див. розділ 3 МКР);
- номінальний тиск енергоносія $p_1 = 10$ МПа „відкриття” ГІТ 1 (див. рис. 3.1). Максимальний тиск енергоносія, який може бути досягнутий у

ГП залежить від тиску гідронасоса гідронасосної стації ГП. Встановлено [7], що в ГП найбільш надійно та стабільно працюють об'ємні гідронасоси шестеренного типу (типорозмір НШ), сучасні конструкції яких можуть підтримувати середній тиск енергоносія на рівні 16 МПа[5];

- діапазон регулювання попередньої деформації пружинних елементів ГП 1 і силової головки 2 (див. рис. 3.1) попередньо призначаємо:
 - ПП 1 – $y_{01} = (2,0...4,0) \cdot 10^{-3}$ м;
 - витої пружини 1.8 – $y_{02max} = 10 \cdot 10^{-3}$ м (постійна початкова деформація під час збирання пристрою);
 - ПП 2.6 – $y_{03} = (2,0...4,0) \cdot 10^{-3}$ м;
 - сильфона 2.3 – $y_{01} = (1,0...2,0) \cdot 10^{-3}$ м (попередні деформації ПП 2.6 та сильфона 2.3 регулюються спільно накидною гайкою 2.9 та втулкою 2.8);
 - марки матеріалів (сталі) основних деталей ГП 1 та силової головки 2 та видами їх термічної обробки:
 - запірний елемент 1.2 – сталь 60С2А ГОСТ 8559 – 75, 47...50 HRCe;
 - ПП 1 – сталь 60С2А ГОСТ 8559 – 75, 47...50 HRCe;
 - сідло – сталь ШХ15 ГОСТ 801 – 78, 62...64 HRCe;
 - втулка-клапан 1.5 – сталь ШХ15 ГОСТ 801 – 78, 62...64 HRCe;
 - ПП 2.6 – сталь 60С2А ГОСТ 8559 – 75, 47...50 HRCe;
 - сильфон 2.3 – сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 21482-76, 180...220 НВ;
 - втулка-різцетримач 2.5 – сталь 20Х ГОСТ 4543-71, 220...240 НВ. Вибір матеріалів інших деталей пристрою (ГП та силової головки 2) виконується під час розроблення його конструкції на основі аналізу службового призначення та умов функціонування конкретних деталей пристрою;

- допустимі швидкості [V] руху енергоносія в напірних і зливних гідролініях пристрою та через відкриті щілини першого та другого ступенів герметизації ГІТ 1.

За необхідності в процесі проектного розрахунку наведені початкові дані можуть доповнюватись додатковими даними, наприклад, з метою отримання максимально можливої частоти вібрації різця 3 (див. рис. 3.1), доцільно призначити максимально можливий об'єм $W_{0\max}$ напірної порожнини гідросистеми ГІТ.

4.2 Розроблення методики проектного розрахунку

У першому наближенні, згідно із запропонованою нами циклограмою робочого циклу (див. рис. 3.2), енергобаланс прямого ходу запірною елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5 ГІТ 1 і різця 3 силової головки 2 (див. рис. 3.1) можна описати системою рівнянь:

$$\begin{cases} A_{mp_1} = \Delta E_{III1} + \Delta E_{fII} + A_{f_1} + \Delta E_{fII} \\ A_{mp_2} = \Delta E_{III2.6} + \Delta E_{f_2} + A_{f_2} \end{cases} \quad (4.1) (4.2)$$

$$\text{тут: } A_{mp_1} = p_1 \cdot h_e \cdot A_2 - \quad (4.3)$$

середня робота сил тиску енергоносія за час $t_{кп} (t'_{кп})$ прямого ходу запірною елемента 1.2 разом з втулкою-клапаном 1.5 (див. рис. 3.1);

$$\Delta E_{III1} = 0,5k_1 h_e - \quad (4.4)$$

приріст потенціальної енергії деформації ПП 1;

$$\Delta E_{fII} = 0,5k_2 h_e^2 - \quad (4.5)$$

приріст потенціальної енергії деформації гвинтової пружини 1.8;

$$A_{f_1} = F_{f_1} \cdot h_g - \quad (4.6)$$

сумарна робота сил тертя під час переміщення на прямому ході запірного елемента 1.2 та клапана-втулки 1.5;

$$\Delta E_{ГЛ} = 0,5k_{0r} \cdot x_{01}^2 = 0,5p_1^2 A_0^2 \cdot k_{0r}^{-1} - \quad (4.7)$$

приріст потенціальної енергії деформації ГЛ;

$$A_{m2} = p_{m1} \cdot h_p \cdot A_{сэф} - \quad (4.8)$$

середня робота сил тиску енергоносія за час t_{pn} прямого ходу різця 3 (див. рис. 3.1);

$$\Delta E_{III2.6} = 0,5k_3 h_p^2 - \quad (4.9)$$

приріст потенціальної енергії деформацій ПП 2.6;

$$\Delta E_{сф} = 0,5k_4 h_p^2 - \quad (4.10)$$

приріст потенціальної енергії деформацій сільфона 2.3;

$$A_{f_2} = F_{f_2} \cdot h_p - \quad (4.11)$$

сумарна робота сил тертя під час прямого руху різця 3,

де $p_{m1} = 0,5(p_c + p_1)$ – середній тиск енергоносія на часовому інтервалі $t_{pn} = t_n - t_c + t_{кв} = t_{кп}$ (див. рис. 3.2) F_{f_1} – середня сумарна сила тертя під час переміщення запірнього елемента 1.2 та клапана-втулки 1.5; $F_{f_2} = R + \overline{F}_y$ – середня сумарна сила опору переміщенню різця 3 та деталей, зв'язаних з ним, на шляху прямого руху.

За заданого рівня номінального тиску p_1 „відкриття” ГІТ 1, величини тисків p_2 „закриття” та p_c (рівень тиску енергоносія в напірних порожнинах $A1_{Г}$ і $A1_{сг}$, за якого сили пружного та дисипативного опору переміщенню рухомих ланок ГІТ 1 і силової головки 2 зрівноважуються, див розділ 3, рис 3.1 і рис. 3.2) можуть бути визначені (див.(3.1) і (3.2) із заданою точністю тільки за відомих площ ступенів герметизації A_1 та A_2 ГІТ 1, жорсткостей k_1 ПП 1 та k_3 ПП 2.6. На етапі орієнтовних розрахунків A_1 і A_2 та за припущення, що основна експлуатація досліджуваного пристрою буде здійснюватись на частотах вібрацій близьких до максимальної ν_{max} , можна на основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень ГПП прийняти $p_1 / p_2 = 0,25...04$ та $p_c / p_1 = 0,5...08$ [2]. Взявши з цих рекомендованих діапазонів середні значення, назначаємо: $p_2 = 0,3 p_1$ та $p_c = 0,6 p_1$.

За конструктивною схемою (див. рис. 3.1) пристрою очевидно, що пропускна здатність ГІТ 1 визначається площею поперечного перерізу A_1 першого ступеня герметизації ГІТ 1. Діаметр $d_1 = (4A_1 / \pi)^{0,5} \cong 1,13 A_1^{0,5}$ фактично є діаметром $d_{yГ}$ умовного проходу ГІТ 1 для визначення якого потрібно визначити подачу Q_H гідронасосної станції ГПП пристрою. Потрібну подачу Q_H можна розрахувати за відомою для ГПП формулою [12]

$$Q_H = K_{цк} \nu_{max} \cdot p_{1max} W_0 \kappa^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1} \quad (4.12)$$

де $K_{цк} = 1 + (t_{HT} + t_{BT} + t_{ЗТ}) / t_H$ – цикловий коефіцієнт імпульсу тиску [14];
 $t_{HT}, t_{BT}, t_{ЗТ}, t_H$ – часові складові (інтервали) імпульсів тиску (див. рис. 3.2);
 η_{OH} – об’ємний коефіцієнт корисної дії гідронасоса (для гідронасоса типу НШ $\eta_{OH} = 0,95 \dots 0,96$ [4]). З циклограми робочого циклу ГПІ пристрою очевидно, що $K_{цк} > 1$. Із заданою точністю $K_{цк}$ можна визначити за результатами аналізу математичної моделі ГПІ пристрою адекватність якої підтверджена результатами експериментальних досліджень дослідного зразка пристрою. Орієнтовно оцінити рівень $K_{цк}$ можна за допомогою циклограми робочого циклу, ввівши для кривої 1 $p_r = f(t)$ (див. рис. 3.2) відносні величини для часових інтервалів, наприклад, періоду імпульсів тиску T_T на основі поняття масштабу імпульсу тиску:

$$\mu_{ip} = T_T / 00_1 = 00_1 \cdot v_{max} \text{ с/мм}, \quad (4.13)$$

де 00_1 – довжина відрізка на циклограмі імпульса тиску (рис. 4.1) (див. рис. 3.2, крива 1) $00_1 = 0a' + a'b' + b'c' + c'd + d'0_1$, мм

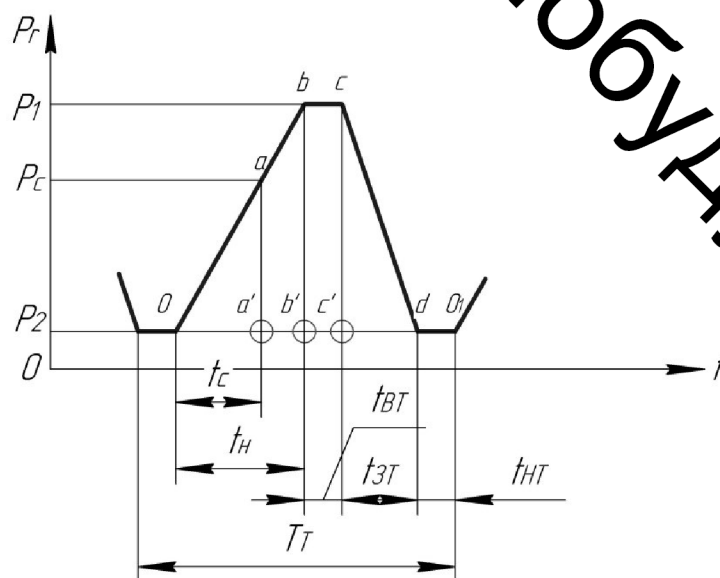


Рисунок 4.1 – До поняття масштабу імпульсу тиску енергоносія

Вимірюючи вказані відрізки на циклограмі імпульса тиску (див. рис. 4.1) та використовуючи (4.13), знайдемо:

$$t_C = \mu_{tp} \cdot 0a'; t_H = \mu_{tp} \cdot ab'; t_{BT} = \mu_{tp} \cdot b'c'; t_{3T} = \mu_{tp} \cdot c'd; t_{HT} = \mu_{tp} \cdot d0_1 \quad (4.14)$$

Враховуючи (4.14) в $K_{ЦК}$, отримаємо:

$$K_{ЦК} = 1 + (d0_1 + b'c' + c'd) / 0b' \quad (4.15)$$

Оскільки циклограма робочого циклу ГПП пристрою має характер умовної (орієнтовної, див розділ 3, рис. 3.2), то коефіцієнт $K_{ЦК}$ також орієнтовний (оціночний), тому в формулу (4.12) доцільно ввести коефіцієнт запасу $K_3 = 1,1 \dots 1,25$:

$$Q_{HV} = K_3 K_{ЦК} v_{\max} \cdot P_{\max} W_0 \kappa^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1} \quad (4.16)$$

де Q_{HV} – уточнене значення розрахункової подачі гідронасоса ГПП пристрою.

Час t_{3T} можна оцінити за залежністю, аналогічною (3.10):

$$t_{3T} = (p_1 - p_2) W_0 / (Q_{mz} \cdot \kappa), \quad (4.17)$$

де Q_{mz} – середня витрата енергоносія через відкриту щілину $A_{щз} = \pi d_2 h_s$ ГПТ 1 (див. рис. 3.1). Орієнтовно рівень Q_{mz} можна знайти за циклограмою робочого циклу (див. рис. 3.2) та припущення про лінійність функції $p_r = f(t)$ [10]. З порівняння залежностей (3.10) і (4.17), знайдемо:

$$Q_{mz} = Q_H \cdot t_H / t_{3T} = Q_H \cdot 0b' / c'd = Q_H \cdot \tau_{3T}, \quad (4.18)$$

де τ_{3T} – відносний час зменшення тиску енергоносія в напірній порожнині ГПП пристрою від рівня p_1 до рівня p_2 . Згідно циклограми робочого циклу (див. рис. 3.2) $t_{3T} < t_H$ ($\tau_{3T} > 1$), звідси випливає, що $Q_{mz} > Q_H$.

Щоб уникнути негативних явищ під час роботи ГПТ 1 (кавітаційних та т.ін.) та згідно загальноприйнятих правил проектування гідроциліндрів [13], середня швидкість енергоносія $V_{Г2}$ через щілину $A_{щz}$ не повинна перевищувати допустиму $[V_{Г}]$:

$$V_{Г} = Q_{mz} / (\pi d_2 h_6) \leq [V_{Г}], \quad (4.19)$$

звідси:

$$Q_{mz} \leq \pi d_2 h_6 \cdot [V_{Г}]. \quad (4.20)$$

Швидкість потоку $V_{Г1}$ енергоносія через умовний прохід $d_{yГ} = d_1$ ГПТ 1 також не повинна перевищувати допустиму $[V_{Г}]$:

$$V_{Г1} = Q_{HY} / A_1 = 4Q_{HY} / (\pi d_{yГ}^2) \leq [V_{Г}], \quad (4.21)$$

звідси:

$$d_{yГ} = d_1 \geq (4Q_{HY} / (\pi [V_{Г}]^2))^{0.5} = 1,13 \cdot (Q_{HY} / [V_{Г}]^2)^{0.5}. \quad (4.22)$$

Під час руху запірного елемента 1.2 та втулки-клапана 1.5 в зазорах їх напрямних має місце тільки рідинне тертя, а жорсткість гвинтової пружини

1.8 $k_2 \square k_1$ – жорсткості ПП 1, тому на етапі проектного розрахунку приростом потенціальної енергії $\Delta E_{ПП}$ та сумарною роботою сил тертя A_f (див. (4.1)), порівняно зі складовими A_{mp_1} та $\Delta E_{ГЛ}$ із цього ж рівняння енергобалансу, можна знехтувати. Грунтуючись на цих міркуваннях, запишемо рівняння (4.1) у вигляді:

$$A_{mp_1} \geq \Delta E_{ПП} + \Delta E_{ГЛ}, \quad (4.22)$$

або з врахуванням (4.4), (4.7) і (3.15)

$$\begin{aligned} p_1 h_e \cdot A_2 &\geq 0,5 k_1 h_e^2 + 0,5 p_1^2 A_0^2 \cdot k_{0r}^{-1} = \\ &\cong 0,5 k_1 h_e^2 + 0,5 p_1^2 \kappa^{-1} \cdot W_0, \end{aligned} \quad (4.23)$$

звідки:

$$A_2 \geq 0,5(k_1 h_e p_1^{-1} + p_1 \kappa^{-1} h_e^{-1} W_0), \quad (4.24)$$

$$\text{або} \quad d_2 \geq 0,798(k_1 h_e p_1^{-1} + p_1 \kappa^{-1} h_e^{-1} W_0)^{0,5} \quad (4.25)$$

де $A_2 = \pi d_2^2 / 4 \cong 0,785 d_2^2$.

За прийнятих припущень для розрахунку жорсткості ПП 1 k_1 та ПП 2.6 k_3 (див. (3.25)), еквівалентне напруження $\sigma_{екв}$ в небезпечних перерізах робочих кілець цих пружин можна розрахувати за формулою [2]

$$\sigma_{екв} = (1,22 F_{IIIi} \cdot R_i) a^{-3} \leq [\sigma], \quad (4.26)$$

де $F_{\text{III}i} = k_i \cdot h_{\text{max}i} \cong p_1$ – максимальне зусилля, що навантаження ПП1 чи ПП 2.6; $i = 1; 3$; $[\sigma]$ – допустиме напруження згину для матеріалу ПП 1 чи ПП 2.6, тут: $A_i = A_2$ для ПП 1 та $A_i = A_{\text{сеп}}$ для ПП 2.6. $h_{\text{max}i} = h_e$ для запірного елемента 1.2 ГТ 1 і $h_{\text{max}i} = h_e$ для різця 3 (див.рис. 3.1). Приймаючи $\sigma_{\text{екв}} = [\sigma]$ із формул (3.25) і (4.26), отримуємо залежності для розрахунку межових навантажень $F_{\text{max}i}$ ПП 1 і ПП 2.6, за яких забезпечується міцність цих пружин і максимально можлива їх деформація $h_{\text{max}i}$ [2]:

$$F_{\text{max}i} = 0,82[\sigma]a^3R_i^{-1}; \quad (4.27)$$

$$h_{\text{max}i} = 0,79[\sigma]n_iR_i^2E^{-1} \cdot a_i^{-1}. \quad (4.28)$$

Для ПП 1 залежності (4.27) та (4.28) також визначають (опосередковано) суттєве значення d_{VT} , що наближає ГТ 1 (див. рис. 3.1) за пропускною здатністю до двокаскадних ГТ [5].

Враховуючи в (4.25) (3.25) і (4.28), після алгебраїчних перетворень, знайдемо:

$$d_2 \geq 0,722 \left[\frac{[\sigma]a_1^3}{R_1 \cdot p_1} \left(1 + 1,548 \frac{p_1^2 \cdot EW_0}{\kappa[\sigma]^2 n_1 R_1 a_1^2} \right)^{0,5} \right]. \quad (4.29)$$

З конструктивно – технічних міркувань доцільно (див. рис. 3.1) припустити, що $d_2 = D_{\text{зпт}}$ (рис. 4.2) за нехтування зазором $\delta_{\text{пт}}$ [2] між отвором розміщення ПП 1 та робочою частиною цієї пружини, тоді $d_2 = 2R_1 + a_1$.

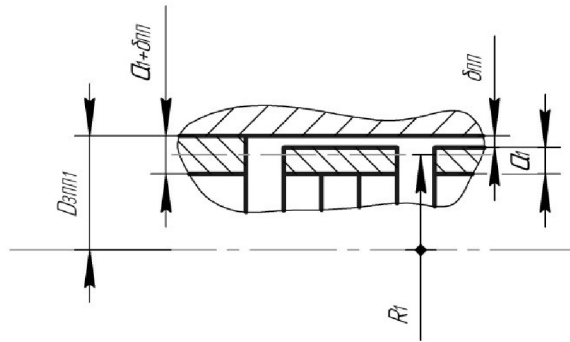


Рисунок 4.2 – До визначення діаметра d_2 другого рівня герметизації

ГПТ 1

Діаметр d_2 другого рівня герметизації ГПТ 1 необхідно також узгодити із залежністю отриманою з (4.20)

$$\begin{aligned} d_2 &\geq Q_{me} / (\pi h_e \cdot [V_r] = Q_H \cdot \tau_{3T} / (\pi h_e [V_r]) \approx \\ &\approx 0,318 \cdot Q_H \tau_{3T} / (h_e [V_r]). \end{aligned} \quad (4.30)$$

Відносний час τ_{3T} із заданою точністю можна знайти за результатами експериментальних досліджень дослідного зразка розробленого пристрою. Оскільки $\tau_{3T} > 1$, то на початковому етапі проєктного розрахунку ГПТ 1 цей відносний час можна вважати як своєрідний коефіцієнт K_{31} запасу та, за заданих значень h_e і $[V_r]$ і знайденою за формулою (4.16) потрібною подачею Q_{Hy} гідронасоса ГПТ пристрою, попередньо визначити d_2 , яке повинно бути узгоджене із значенням d_2 знайденим за (4.29) та рис.4.2.

Ефективну площу $A_{ce\phi}$ поперечного перерізу сільфона можна оцінити за рівнянням енергобалансу (4.2), якщо знехтувати його членом ΔE_{ϕ} , оскільки $k_4 \ll k_3$, та середню сумарну силу опору переміщенню різця 3 (див. рис. 3.1) подати як залежність

$$F_{f2} = R + \overline{F}_y = K_{32} \cdot F_{y\max} \quad (4.31)$$

де $K_{32} \cong 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу; $F_{y_{\max}}$ – максимально можлива складова сили різання, що визначається за відомими методами теорії різання [21] за радіальної подачі h_p , яка є максимальною амплітудою вібрацій різця 3 (див. рис. 3.1)

За цих міркувань та припущень, після алгебраїчних перетворень, з (4.2) із врахуванням (3.25) і (4.28), знайдемо

$$A_{\text{сэф}} \geq (0,409 a_2^3 [\sigma] \cdot R_2^{-1} + K_{32} \cdot F_{y_{\max}}) \cdot p_{m1}^{-1}, \quad (4.32)$$

де за $p_c = 0,6 p_1$, $p_{m1} = 0,5(0,6 p_1 + p_1) = 0,8 p_1$

Інші конструктивні розрахунки сільфона 2.3 можна визначити за методикою та рекомендаціями роботи [20]. За цими ж рекомендаціями виконуються перевірні розрахунки сільфона на міцність.

Вита пружина 1.8 (див. рис. 3.1), яка створює початковий контактний тиск фаскової герметизації втулки-клапана 1.5 (див.3.3), найкраще свою роботу буде виконувати в режимі резонансної роботи, який характеризується умовою [19]

$$\omega'_{02} = \sqrt{k_2 / m_2} \geq \sqrt{2} \cdot 2\pi \nu_{\max} = 8,88 \cdot \nu_{\max}, \quad (4.33)$$

де ω'_{02} – власна частота втулки-клапана 1.5 відносно маси m_2 (див. (3.6)).

Необхідна жорсткість k_2 пружини 1.8 за умовою (4.33)

$$k_2 \geq 8\pi^2 m_2 \nu_{\max}^2 = 78,88 m_2 \nu_{\max}^2. \quad (4.34)$$

Початкове $F_{01.8}$ та робоче $F_{p1.8}$ пружини 1.8 розраховується за простими залежностями:

$$F_{01.8} = k_2 \cdot y_{02}; F_{p1.8} = k_2 (y_{02\max} + h). \quad (4.35)$$

За умовами розміщення пружини 1.8 на ступінчастій втулці 1.8 в розточці гільзи 1.3 конструктивно підбираються із стандартного ряду її геометричні параметри. $D_{1.8}$ – зовнішній діаметр і $d_{1.8}$ – внутрішній діаметр (визначають діаметр дроту пружини 1.8) і стиснену силу $F_{01.8}$ висоту $H_{1(1.8)}$.
Всі інші параметри пружини 1.8 визначаються стандартом „ГОСТ 13764 – 68 – ГОСТ 123776 – 68 Пружини винтові циліндричні сжатия и растяжения из стали круглого сечения”

Інші конструктивні розміри деталей гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння знаходяться в процесі розробки його конструкції на основі рекомендацій і досвіду проектування машин і пристроїв з ГП [1].

4.3 Висновки

1. Методика проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння та ГП на його базі, дозволяє, за відносно простими залежностями, знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри ГП 1 та силової головки 2 (див. рис. 3.1).

2. У випадку проведення теоретичних досліджень динаміки гіп пристрою за допомогою розробленої його математичної моделі та перевірки коректності і адекватності цієї моделі експериментальними дослідженнями дослідного зразка ГП пристрою, з метою підвищення достовірності та точності розрахункових формул розробленої методики проектного розрахунку, в них (формули) можуть бути введені уточнюючі та корегуючі коефіцієнти.

3. Принципи та підходи до розрахунку параметрів ГПІ пристрою для радіального віброточіння, керованого однокаскадним ГІТ підвищеної пропусної здатності, у запропонованій методиці проектного розрахунку, можуть бути базовою основою для побудови методик проектного розрахунку інших подібних ГПІ і пристроїв.

ВНТУ Галузеве машинобудування

5 ОСНОВНІ ПРИНЦИПИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ЗРАЗКА ПРИСТРОЮ ТА КОНСТРУКТИВНІ СХЕМИ РОЗВИТКУ ПОДІБ- НИХ ПРИСТРОІВ

5.1 Визначення загальних положень експериментального дослідження

Основними цілями експериментального дослідження є:

- встановлення закономірностей зміни робочих режимів пристрою для радіального віброточіння під час регулювання параметрів спрацювання ГТТ;
- перевірка адекватності розроблених динамічної і математичної моделей гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння, та експериментальної конструктивної схеми пристрою;
- визначення відносної похибки між результатами теоретичних та експериментальних досліджень.

В ході проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного привода пристрою для радіального віброточіння необхідно визначити[2]:

- 1) відповідність заданих і експериментальних параметрів вібронавантаження різця (амплітуди та частоти);
- 2) реальні технічні можливості пристрою для радіального віброточіння;
- 3) відповідності реальних переміщень ударника розрахунковим;
- 4) дослідити роботу пристрою в аварійних ситуаціях.
- 5) вплив пристрою для радіального віброточіння на основні вузли металорізального верстата.
- 6) зрівняти чистоту обробки зразків та тип стружки при звичайному точінні та віброточінні пристроєм.

Для більшої достовірності експериментального дослідження, воно буде проводитись на декількох металорізальних токарних верстатах різних типорозмірів.

Принципова схема стану та вимірювальної апаратури для проведення експериментального дослідження пристрою для радіального віброточіння зображена на рисунку 5.1

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 стану 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, енергоносій через лінію 5 і зворотний клапан ЗВ зливається в бак минаючи радіатор АТ.

Для початку дослідження встановимо пристрій ПР для радіального віброточіння в різцетримач універсального токарно-гвинторізного верстата, в патрон якого затиснемо заготовку З. Регулювання параметрів ГІТ пристрою буде відбуватись за допомогою регульовального гвинта 8, регулювати параметри силової головки дозволяє регульовальна гайка 9.

Для реєстрації параметрів режимів роботи дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння на корпусі пристрою було встановлено давач переміщення $D1$ зі спеціальною планкою 11, яка кріпиться до державки різця. Реєструвати зміни тиску буде давач тиску $D2$, який вкручено в напірну гідролінію $НЛ$. Дослідження буде проводитись методом сечилографування за допомогою струмового давача переміщення $D1$ та давача тиску $D2$. Необхідною умовою вимірювання переміщень є забезпечення зазорів, між давачем $D1$ та спеціальною планкою 11 .

Гідронасос $Н$ разом з приводним електродвигуном і гідроапаратурою та гідробаком $Б$ установлюються на станину насосної станції $НС$.

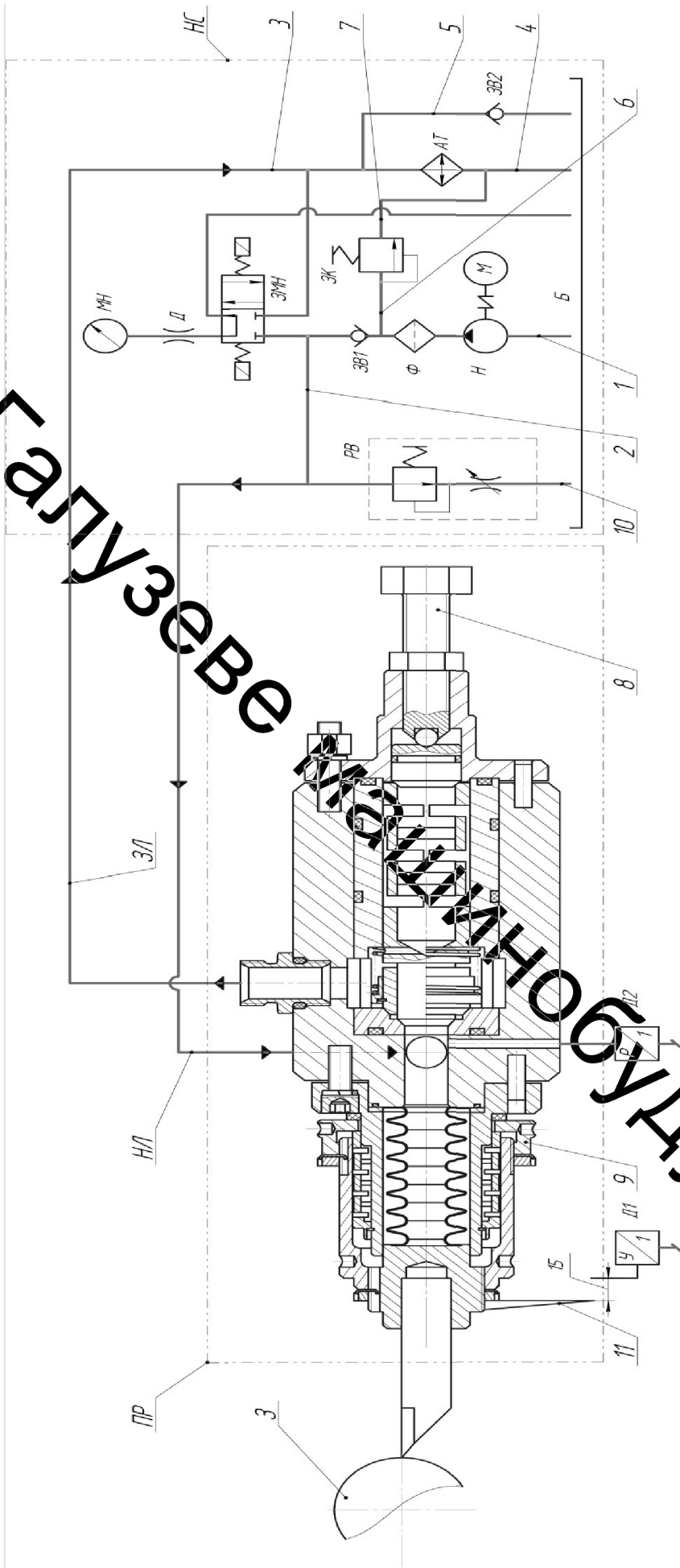


Рисунок 5.1 – Принципова електрична схема дослідного стенду та обладнання для дослідження пристрою для радіального вібростворення

5.2 Розробка методики експериментального дослідження

Для підготовки дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння до експериментальних досліджень необхідно виконати наступні роботи:

- 1) розмістити поблизу верстата комплекс вимірювально – реєструючої апаратури;
- 2) виміряти та відрегулювати попередню деформацію пружних елементів гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння;
- 3) встановити на гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння давач тиску та переміщення;
- 4) встановити та закріпити гідроімпульсний пристрій для радіального віброточіння в різцетримачі верстата;
- 5) з'єднати давачі кабелями з комплексом вимірювально – реєструючої апаратури;
- 6) занулити, налагодити та прогріти вимірювально – реєструючої апаратуру;
- 7) провести перевірку на холостих режимах функціонування систем привода, ГІТ та апаратури;
- 8) відтарувати давачі згідно їх паспортних характеристик;
- 9) провести пробну реєстрацію на різних режимах динамічних параметрів привода та ГІТ, з метою вибору найбільш раціональної, наприклад, часової розгортки осцилограм зміни тиску у відповідних порожнинах привода та переміщень.

Від декількох фіксованих значень подачі Q_H гідронасоса привода та постійного значення тиску „відкриття” p_1 і попередньої деформації пружин, буде визначатись закономірність зміни частоти проходження імпульсів тиску в напірній порожнині привода [2]. Режими роботи гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння регулюємо шляхом послідовної зміни

подачі Q_H гідронасоса привода, отримані дані записуємо на носій даних (жорсткий диск тощо).

З метою одержання достовірних значень експериментальних параметрів привода (частоти проходження імпульсів тиску, частоти та амплітуди вібрацій державки дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для радіально-го віброточіння), число n необхідних вимірювань одного і того ж параметра на заданому режимі визначатимемо по формулі [18, 17]

$$n \geq (1 + P_d + 2n_{IP}) \cdot (1 - P_d)^{-1}, \quad (5.1)$$

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 оцінки результуючої та випадкової похибок вимірювальної техніки автори робіт [16–17] рекомендують вибирати: $P_d = 0,8 – 0,9$, тоді $n_{IP} = 0$

$$n \geq [1 + (0,8...0,9)] \cdot [1 - (0,8...0,9)]^{-1} = 9...19. \quad (5.2)$$

Випадкова похибка вимірювань розподіляється, згідно з теоремою О. М. Ляпунова [17], за законом близьким до нормального, що дозволяє для знаходження істинного значення вимірюваного за осцилограмою параметра та його середньої квадратичної похибки σ застосувати формули [18]:

$$a \approx \bar{x} = n^{-1} \sum_{i=1}^n x_i; \quad (5.3)$$

$$\sigma \approx \sqrt{(n-1)^{-1} (x_i - \bar{x})^2}, \quad (5.4)$$

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 [2] – давач – вібровимірювальний блок – ПЕОМ – параметр. Середньоквадратичне значення цієї похибки σ_Σ необхідно розрахувати за відомою залежністю [12, 13]:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\delta_D^2 + \delta_{II}^2 + \delta_B^2}, \quad (5.5)$$

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

5.3 Вимірювально – реєструюча апаратура для експериментальних досліджень дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння

Під час проведення експериментальних досліджень гідроімпульсного привода гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння, необхідно вимірювати такі параметри:

- переміщення державки;
- тиск в напірній гідролінії гідросистеми привода.

Для реєстрації перерахованих параметрів використаємо вимірювальну апаратуру та прилади: давач тиску ADZ-SML-10, давач переміщення ИКВ-1-4-1, вібровимірювальний блок, манометр та ПЕОМ.

На основі теоретичного дослідження гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння було встановлено, що очікувана максимальна частота проходження імпульсів тиску та вібрацій державки не перевищує 100 Гц, тому метрологічні параметри давачів тиску та переміщення повинні забезпечувати частотний діапазон не менший ніж ця частота.

З врахуванням технічних параметрів та конструктивних особливостей досліджуваного пристрою в якості давача переміщення прийнято давач ИКВ-1-4-1, технічні характеристики якого наведені в таблиця 5.1.

Таблиця 5.1 – Технічна характеристика давача ИКВ–1–4–1

Метрологічні параметри	Конструктивне виконання DS–2
Діапазон вимірювання переміщення, мм	0,5...5,5
Діапазон робочих частот, Гц	3...500
ІНТЕРФЕЙС	
Тип вихідного сигналу	„струменева петля”, 4...20мА
Діапазон живлючої напруги, В	10...24
КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ	
Тип кріплення	шпилька
Габаритні розміри вібровимірювального блока, мм	300×260×75
Маса, вібровимірювального блока, кг	4,2
Ступінь захисту віброперетворювача	IP 67
вібровимірювального блока	IP 65
ВИБУХОЗАХИСТ	
Вид	„іскробезпечні ланцюги ”
Маркування вибухозахисту віброперетворювача	ExibllCT5
вібровимірювального блока	ExibllCT6
Підключення віброперетворювача через бар'єр безпеки з параметрами I_0 , мА, U_0 , В	120 24

Для вимірювання тиску обраний давач ADZ-SML-10 технічні характеристики якого наведені в таблиця 5.2.

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика давача ADZ-SML-10

Параметри	Значення
Тип давача	Перетворювач тиску
Верхні границі вимірювань, МПа:	
— надмірного тиску	16
— розрідження	-1
— абсолютного тиску	16
— різниця тисків	2,5

Продовження таблиці 5.2

Вихідний сигнал	0...20мА, 4...20мА
Діапазон живлючої напруги, В	12...32
Похибка при +25°C (від повної шкали)	±1,0%, ±0,5%, ±0,25%, ±0,1%,
Час реакції	<1,5 мс
З'єднувальний штуцер	M12×1,5
Механічні характеристики: — перевантаження — тиск руйнування — допустиме ударне навантаження — допустиме вібраційне навантаження — ступінь захисту	2-кратна до 25МПа мінімум 3-кратне IEC 68-2-32 IEC 68-2-6 с 20g, IEC 68-2-36 IP68
Довготривала нестабільність	±0,01% в рік
Тип тиску	абсолютний; надлишковий; різниця тисків

Під час проведення експерименту по дослідженню дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння буде вимірюватись, а потім порівнюватись, переміщення (див. рисунок 5.2) державки 2, на яку накручена планка 5 давача переміщень 3, який кріпиться за допомогою тримача 2 на корпусі 1 пристрою. Тримач 2 кріпиться до корпусу 1 за допомогою гвинтів 8, давач переміщень 3 контриться гайкою 4.

Давач тиску 6 (див. рисунок 5.2) вкручується в трійник 7, що сполучений з напірною порожниною пристрою.

Для нормальної роботи давача переміщення необхідно забезпечити необхідний зазор між торцями давача переміщення 3 та спеціальною планкою 5. Регулювання зазору, між торцем давача 3 і спеціальною планкою 5, здійснюється за допомогою прокручування давача в тримачі та фіксації його за допомогою гайки 4 в такій послідовності:

- 1) віджати гайку 4;
- 2) повернути давач переміщення за часовою або проти часової стрілки в залежності від необхідності підвести або відвести давач від планки (крок регулювання дорівнює кроку різьби);
- 3) затиснути гайку 4 для запобігання прокручування давача 3;

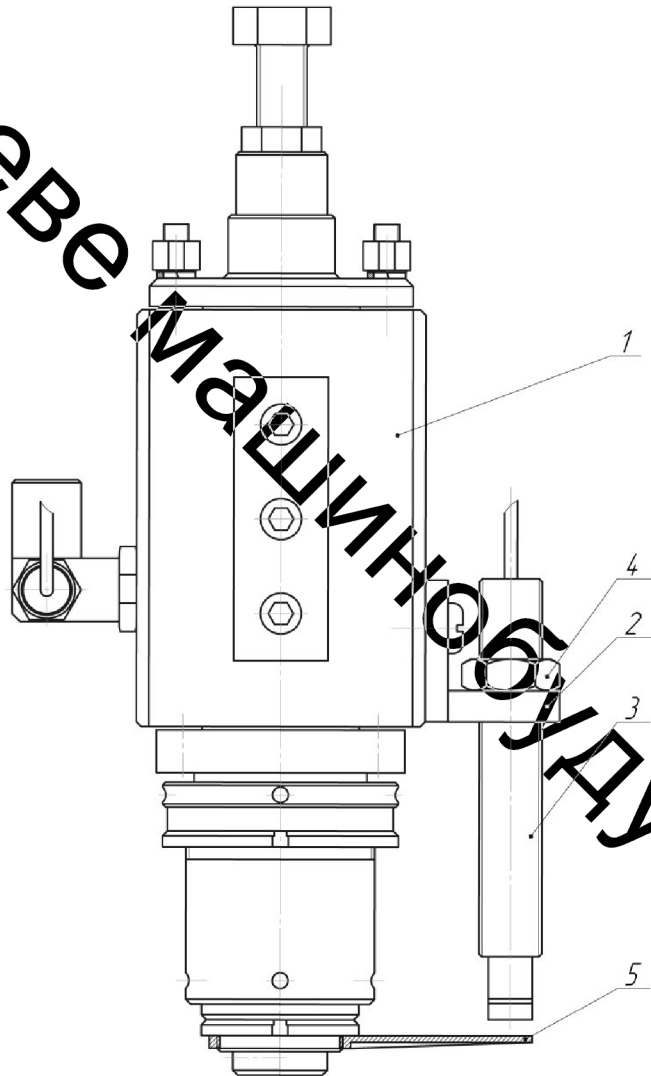
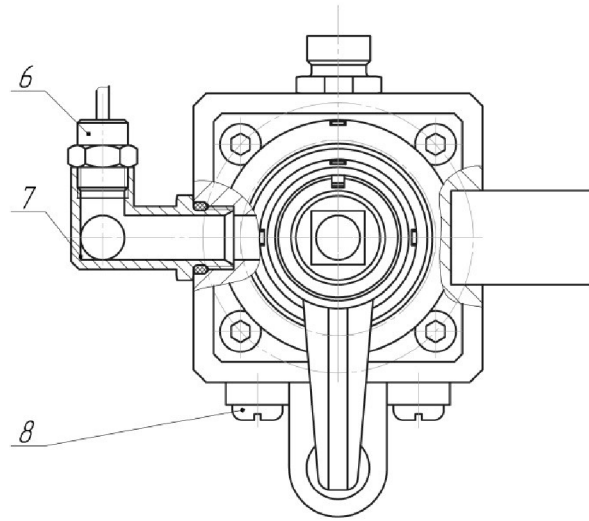


Рисунок 5.2 – Конструктивна схема дослідного зразка пристрою для радіального віброточіння

5.4 Перспективні конструкції генераторів імпульсів тиску

На рис.5.3 показана конструктивна схема однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на вході» [7, 6] до силової ланки (гідроциліндра тощо) гідроімпульсного приводу (ГІП).

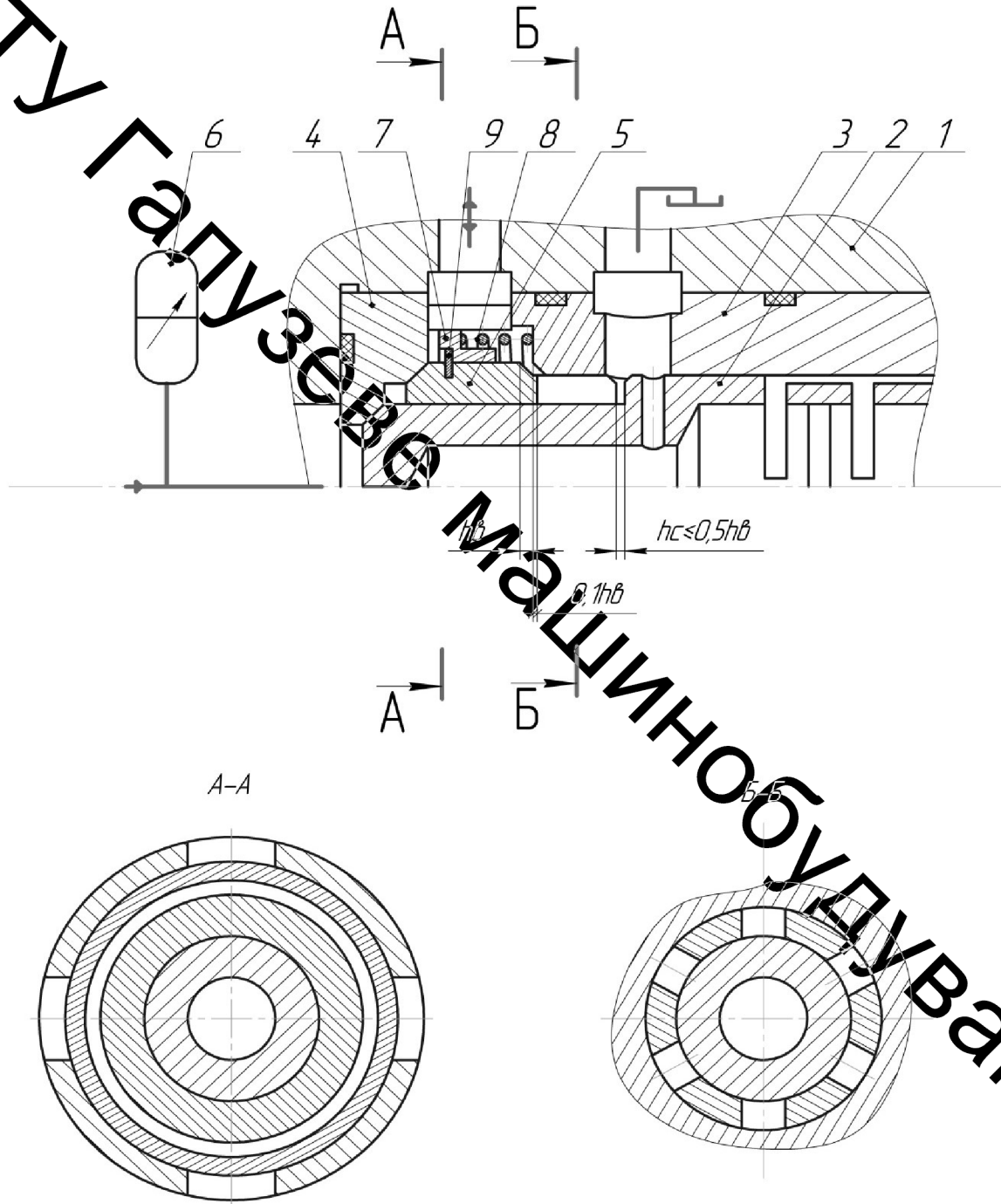


Рисунок 5.3 – Конструктивна схема однокаскадного ГІТ підвищеної пропускної здатності, виконаного за схемою приєднання «на вході»

ГІТ за цією схемою від розглянутої в третьому розділі (див. рис. 3.1) відрізняється конструкціями гільзи 3 та втулки-клапана 5, на обох торцях якої утворені герметизуючі конусні фаски, які по чергові взаємодіють – ліва (за креслеником) з відповідною фаскою сідла 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» можливе лише за наявності в напірній гідролінії циклового гідроаккумулятора 6, що заряджається тільки на один робочий цикл ГІТ (один хід виконавчого гідродвигуна пристрою, ГПП тощо). Для реалізації схеми «на вході» в корпусі 1 та гільзі 3 виконано дві ізолювані розточки, одна з яких приєднується до виконавчої ланки ГПП, а друга до гідробака.

В початковому положенні запірний елемент 2, який схематично такий як і в розглянутій в третьому розділі (див. рис. 3.1) конструкції ГІТ та відрізняється тільки розмірами клапанної частини, розточки в гільзі 3, відповідно, приєднані до виконавчої ланки ГПП та гідробака, через від'ємне перекриття h_v та повздовжні пази на хвостовику втулки-клапана 5 (див. рис. 5.3 та перетин Б – Б) з'єднуються. На правій частині (за креслеником) хвостовика втулки-клапана 5 є маленьке додатне перекриття довжиною $0,1 h_v$, яке мінімізує перетікання енергоносія з напірної порожнини ГІТ в зливну в момент перемикавання втулки-клапана 5. Для надійного відкриття запірний елемент 2 на хід h_v зазор h_c між торцем хвостовика втулки-клапана 5 та буртом ГПП не повинен перевищувати величину $h_c \leq 0,5 h_v$.

Принцип роботи ГІТ за схемою приєднання «на вході» відрізняється від принципу функціонування ГІТ 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, ГПП тощо.

5.5 Висновки

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

2. Розроблена принципова гідрокінематична та конструктивна схема дослідного зразка гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння з вбудованим ГПТ підвищеної пропускної здатності та силової головки з сільфонною герметизацією для експериментального дослідження гідроімпульсного приводу пристрою, з метою перевірки коректності розроблених його динамічної та математичної моделей.

3. Розроблена методика експериментального дослідження гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння, яка встановлює алгоритм підготовки дослідного зразка для експериментальних досліджень.

4. За установленими очікуваними максимальними значеннями параметрами вібронавантаження різця підібрана вимірювальна – реєструюча апаратура.

5. Представлено перспективну конструкцію однокаскадного ГПТ підвищеної пропускної здатності виконаного за схемою приєднання «на вході» до силової ланки (гідроциліндра тощо) гідроімпульсного приводу (ГП).

6 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

6.1 Технологічний аудит розробки

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

Для проведення технологічного аудиту залучено 3-х незалежних експертів. У нашому випадку такими експертами є викладачі кафедри галузевого машинобудування. Оцінювання комерційного потенціалу розробки здійснюється за 12-ю критеріями[22], наведеними в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненість концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів

Продовження таблиці 6.1

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-тер.	0	1	2	3	4
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкуренція немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки зводимо в таблицю 6.2

Таблиця 6.2 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	к.т.н. Манжілевський О.Д.	к.т.н. Слабкий А.В.	к.т.н. Міськов В.П.
	Бали, виставлені експертами:		
1	1	2	0
2	1	1	1
3	3	2	3
4	3	4	3
5	2	2	1
6	1	2	0
7	1	2	2
8	3	2	1
9	1	1	0
10	3	2	1
11	2	3	1
12	3	3	1
Сума балів	СБ ₁ =24	СБ ₂ =26	СБ ₃ =14
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_{i=1}^3 СБ_i}{3} = \frac{24 + 26 + 14}{3} \approx 22$		

Користуючись рекомендаціями, наведеними в таблиці 6.3. визначимо рівень комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 6.3 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0 – 10	Низький
11 – 20	Нижче середнього
21 – 30	Середній
31 – 40	Вище середнього
41 – 48	Високий

Згідно таблиці комерційний потенціал розробки середній.

6.2 Прогнозування витрат на виконання роботи

Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної, дослідно-конструкторської та конструкторсько-технологічної роботи складається з таких етапів[24]:

1-й етап: розрахунок витрат, які безпосередньо стосуються виконавців даного розділу роботи.

2-й етап: розрахунок загальних витрат на виконання даної роботи.

3-й етап: прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів даної роботи.

1-й етап: розрахунок витрат, які безпосередньо стосуються виконавців даного розділу роботи, можна здійснити за такими статтями та формулами:

Основна заробітна плата кожного із розробників (дослідників) Z_o , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери:

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

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.

У 2019 році величини окладів (разом з встановленими доплатами і надбавками) коливаються в межах (10000...15000) грн. за місяць.

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p = (21...23)$ дні;

t – число робочих днів роботи розробника (дослідника).

Так заробітна плата головного інженера-конструктора становитиме:

$$Z_o = \frac{15000}{21} \cdot 41 = 29285 \text{ грн.}, \quad (6.2)$$

для інженера-конструктора відповідно:

$$Z_o = \frac{12000}{21} \cdot 35 = 20000 \text{ грн.}, \quad (6.3)$$

заробітна плата інженера-технолога становитиме:

$$Z_o = \frac{12000}{21} \cdot 21 = 12000 \text{ грн.}, \quad (6.4)$$

всього на оплату праці

$$\sum Z_o = 12000 + 20000 + 29285 = 61285 \text{ грн.} \quad (6.6)$$

Зроблені розрахунки занесемо до таблиці 6.4

Таблиця – 6.4 Витрати на оплату праці розробників

Найменування посади виконавця	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на оплату праці, грн.	Примітка
1. Головний інженер-конструктор	15000	715	41	29285	47,78%
2. Інженер-конструктор	12000	572	35	20000	32,63%
3. Інженер-технолог	12000	572	21	12000	19,5%
Всього				61285	100%

Основна заробітна плата робітників Z_p , розраховується на основі норм часу, що необхідні для виконання технологічних операцій по виготовленню одного виробу, її можна знайти за формулою:

$$Z_p = \sum_1^n t_i \cdot C_i \text{ грн.}, \quad (6.7)$$

де t_i – норма часу (трудомісткість) на виконання конкретної роботи, годин; n – число робіт по видах та розрядах;

C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, який виконує дану роботу.

C_i визначається за формулою:

$$C_i = \frac{M_m \cdot K_{\text{мкс}} \cdot K_c}{T_p \cdot T_{\text{зм}}}, \quad (6.8)$$

де M_m – розмір мінімальної заробітної плати за місяць, на 2019 рік становить 4173 грн./міс.;

$K_{\text{мкс}}$ – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду (див. таблицю 5.5);

Таблиця 6.5 – Міжкваліфікаційні співвідношення для встановлення тариф-них ставок робітникам

Розряд	1	2	3	4	5	6	7	8
$K_{\text{мкс}}$	1,0	1,1	1,35	1,5	1,7	2,0	2,2	2,4

K_c – коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників, який встановлюється на основі Генеральної тарифної угоди між Урядом та профспілками на даний рік. У 2019 році $K_c = 1,5$ (для висококваліфікованих робітників);

T_p – число робочих днів в місяці, $T_p = 21 \dots 23$ дні;

$T_{\text{зм}}$ – тривалість зміни, зазвичай $T_{\text{зм}} = 8$ годин.

Результати розрахунків заробітної плати робітників для кожної технологічної операції представлені в таблиці 6.6.

Таблиця 6.6 – Оплата праці робітників

Найменування робіт	Трудоміст- кість, н.-годин	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн.	Величина оплати, грн.	Примі- тка
1. Токарні	32	7	82	2624	39,2%
2. Фрезерні	24	5	64	1536	23%
3. Шліфувальні	8	6	75	600	8,9%

Продовження таблиці 6.6

4. Термообробка	8	7	82	656	9,8%
5. Слюсарні	8	3	51	408	6,1%
6. Складальні	4	5	64	256	3,8%
7. Налагоджувальні	8	6	75	600	8,9%
Всього				6680	100%

Додаткова заробітна плата Z_d всіх розробників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховується як (10...12)% від суми основної заробітної плати всіх розробників та робітників, тобто:

$$Z_d = (0,1 \dots 0,12) \cdot Z_o, \quad (6.9)$$

звідси:

$$Z_o = 0,11 \cdot (61285 + 6680) = 7476,15 \text{ грн.} \quad (6.10)$$

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

$$H_{зп} = (Z_o + Z_p + Z_d) \cdot \frac{\beta}{100}, \quad (6.11)$$

де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.;

Z_p – основна заробітна плата робітників, грн.;

Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, %.

звідси:

$$H_{зп} = (61285 + 6680 + 7476,15) \cdot \frac{38,54}{100} = 29075,01 \text{ грн.}, \quad (6.12)$$

Виготовлення машин та устаткування відносять до 53 класу професійного ризику.

З 1.01.2011 року ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування встановлена залежно від класу професійного ризику виробництва за такою схемою, яка наведена в таблиці 6.7.

Таблиця 6.7 – Ставки єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування

Клас професійного ризику	β	Клас профес. Ризику	β	Клас профес. Ризику	β	Клас профес. ризику	β
Бюджетна сфера	36,3%	18	37,13%	36	37,86%	54	38,57%
1	36,76%	19	37,16%	37	37,87%	55	38,66%
2	36,75%	20	37,17%	38	37,96%	56	38,74%
3	36,78%	21	37,18%	39	37,97%	57	39,01%
4	36,79%	22	37,19%	40	37,99%	58	39,02%
5	36,80%	23	37,26%	41	38,00%	59	39,10%
6	36,82%	24	37,30%	42	38,03%	60	39,48%
7	36,83%	25	37,33%	43	38,05%	61	39,76%
8	36,85%	26	37,39%	44	38,10%	62	39,90%
9	36,86%	27	37,45%	45	38,11%	63	40,19%
10	36,88%	28	37,52%	46	38,19%	64	40,4%
11	36,90%	29	37,58%	47	38,24%	65	42,61%
12	36,92%	30	37,6%	48	38,26%	66	42,72%
13	36,93%	31	37,61%	49	38,28%	67	49,70%
14	36,95%	32	37,65%	50	38,45%		
15	37,00%	33	37,66%	51	38,47%		
16	37,04%	34	37,77%	52	38,52%		
17	37,06%	35	37,78%	53	38,54%		

Амортизація обладнання, комп'ютерів та приміщень А, які використовувались під час (чи для) виконання даного етапу роботи.

Дані відрахування розраховують по кожному виду обладнання, приміщенням тощо.

У спрощеному вигляді амортизаційні відрахування А в цілому були розраховані за формулою:

$$A = \frac{Ц \cdot H_a}{100} \cdot \frac{T}{12} \text{ грн.}, \quad (5.13)$$

де Π – загальна балансова вартість всього обладнання, комп'ютерів, приміщень тощо, що використовувались для виконання даного етапу роботи, грн;

H_a – річна норма амортизаційних відрахувань. Для нашого випадку можна прийняти, що $H_a = (10...25)\%$;

T – термін, використання обладнання, приміщень тощо, місяці.

Результати розрахунків амортизації обладнання представлені в таблиці 6.8.

Таблиця 6.8 – Амортизація обладнання

Найменування обладнання, приміщень тощо	Балансова вартість, грн.	Норма амортизації, %	Термін використання, міс.	Величина амортизаційних відрахувань, грн.	Примітка
Конструкторське бюро	1200000	15	2	29880	89%
Токарний верстат	900000	15	0,096	1080	3,2%
Фрезерний верстат	1700000	15	0,064	1351,5	4%
Шліфувальний верстат	2000000	15	0,032	780	2,3%
Пічка для термообробки	80000	15	0,032	31,2	0,09%
Слюсарна дільниця	500000	15	0,032	195	0,58%
Складальна дільниця	300000	15	0,032	177	0,52%
Налагоджувальне пристосування	45000	15	0,032	17,55	0,05%
Всього				33512,25	100%

Витрати на матеріали M , що були використані під час виконання даного етапу роботи, розрахуємо по кожному виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_1^n H_i \cdot \Pi_i \cdot K_i - \sum_1^n B_i \cdot \Pi_B \text{ грн.}, \quad (6.14)$$

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

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

K_i – коефіцієнт транспортних витрат, $K_i = (1,1...1,15)$;

V_i – маса відходів матеріалу i -го найменування, кг;

$Ц_v$ – ціна відходів матеріалу i -го найменування, грн/кг;

n – кількість видів матеріалів.

Звідси:

$$M = \left[((5 \cdot 60) + (3 \cdot 40) + (4 \cdot 55) + (20 \cdot 60) + (10 \cdot 55) \cdot 1,15) \right] - \left[(2 + 1,5 + 1,5 + 6 + 3) \cdot 5 \right] = 2320 \text{ грн. (6.15)}$$

Розрахунки витрат на матеріали занесемо до таблиці 6.9

Таблиця 6.9 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн.	Витрачено, кг	Величина відходів, кг	Ціна відходів, грн/кг	Вартість витраченого матеріалу, грн.	Примітка
1. Сталь 60С2А	60	5	2	5	290	
2. Сталь ШХ15	40	3	1,5	5	112,5	
3. Сталь 20Х	55	4	1,5	5	212,5	
4. Сталь 40Х	60	20	6	5	1170	
5. Сталь 20ХГТ	55	10	3	5	535	
Всього					2320	

Витрати на комплектуючі K , що були використані під час виконання даного етапу роботи, розраховуються за формулою:

$$K = \sum_1^n N_i \cdot Ц_i \cdot K_i \text{ грн., (6.16)}$$

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

$Ц_i$ – ціна комплектуючих i -го виду, грн.;

K_i – коефіцієнт транспортних витрат, $K_i = (1,1 \dots 1,15)$;

n – кількість видів комплектуючих.

Звідки слідує:

$$K = ((3 \cdot 120) + (3 \cdot 15) + 1200 + 400 + (10 \cdot 15) + (2 \cdot 200)) \cdot 1,15 = 3168,25 \text{ грн.} \quad (6.17)$$

Перелік комплектуючих та витрати на них представлено в таблиці 6.10.

Таблиця 6.10 – Комплектуючі та їх ціна

Найменування комплектувальних	Кількість	Ціна за штуку, грн.	Сума, грн.	Примітка
1. Гайка кругла з прорізами DIN 70832	3	120	560	17,6%
2. Шайба стопорна багатолапчата DIN 70952	3	15	45	1,4%
3. Сильфон	1	1200	1200	37,8%
4. Пружина вита ГОСТ 13765 – 86	1	400	400	12,6%
5. Ущільнення ГОСТ 9833 – 73	10	15	150	4,7%
6. Штуцер гідравлічний прямий	2	200	400	12,6%
Всього			3168,25	100%

Оскільки тривалість робіт і кількість обладнання для реалізації проекту не значні, витрати на силову електроенергію ми не враховуємо, тому, що їх величина буде мізерна в порівнянні з іншими витратами [22].

Інші витрати $V_{ін}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо.

Інші витрати I_v можна прийняти як (100...300)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які були виконували дану роботу, тобто:

$$V_{ін} = (1..3) \cdot (Z_o + Z_p). \quad (6.18)$$

Звідси:

$$B_{in} = 2 \cdot (61285 + 6680) = 135930 \text{ грн.} \quad (6.19)$$

Підсумувавши усі попередні витрати визначимо загальні витрати B для даного етапу роботи згідно формули:

$$B = Z_o + Z_p + Z_d + H_{zn} + A_{zag} + M + K + B_{in}. \quad (6.20)$$

Звідки:

$$B = 61285 + 6680 + 7476 + 29075 + 33512 + 2320 + 3168 + 135930 = 279446 \text{ грн.} \quad (6.21)$$

Загальна вартість всієї наукової роботи B_{zag} визначається за формулою:

$$B_{zag} = \frac{B_{in}}{\alpha}, \quad (6.22)$$

де α – частка витрат, які безпосередньо здійснює виконавець даного етапу роботи, у відн. одиницях ($\alpha = 0,9$).

$$B_{zag} = \frac{135930}{0,9} = 151033 \text{ грн.} \quad (6.23)$$

Прогнозування загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B_{zag}}{\beta}, \quad (6.24)$$

де β – коефіцієнт, який характеризує етап (стадію) виконання даної роботи. Оскільки робота знаходиться на стадії розробки дослідного зразка $\beta \approx 0,5$.

$$ЗВ = \frac{151033}{0,5} = 75516 \text{ грн.} \quad (6.25)$$

6.3 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки

За приблизними розрахунками на виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів, а також отримання прибутків необхідно 1 рік. Позитивний ефект прогнозується одразу після впровадження розробки у виробництво, за рахунок якісної зміни характеристик у порівнянні із аналогами. Актуальність нова розробка буде мати впродовж, мінімум, п'яти років.

Згідно [2] віброточіння продуктивніше звичайного точіння на 20%, а також створює кращі умови різання, що дозволяє довше використовувати інструмент і краще утилізувати стружку. Припустимо, що введення нашої розробки в виробництво дозволить обробляти на 20% відсотків більше деталей за 1 рік, на 10% за другий та 5% за кожен наступний, за рахунок введення нових технологій та покращення якості та швидкості роботи, при чому витрати на виробництво однієї деталі зменшаться орієнтовно на 40 грн за рахунок довшого строку служби різального інструменту та меншої витрати ЗОР.

Орієнтовно: до впровадження результатів розробки підприємство реалізовувало 15000 шт. деталей, а прибуток підприємства за одиницю складав 200 грн.

Спрогнозувати збільшення чистого прибутку підприємства від впровадження результатів наукової розробки у кожному році відносно базового можна за формулою:

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta\Pi_{\text{я}} \cdot N + \Pi_{\text{я}} \Delta N)_i, \quad (6.26)$$

де $\Delta\Pi_{\text{я}}$ – покращення основного якісного показника від впровадження результатів розробки у даному році;

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки;

$\Pi_{\text{я}}$ – основний якісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки.

Оскільки прогнозована актуальність розробки п'ять років, розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства протягом цього періоду.

Збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$ протягом першого року складе:

$$\Delta\Pi_i = 40 \cdot 15000 + (200 + 40) \cdot 3000 = 1320000 \text{ грн.}, \quad (6.27)$$

збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$ протягом другого року складе:

$$\Delta\Pi_i = 40 \cdot 15000 + (200 + 40) \cdot (3000 + 1800) = 1752000 \text{ грн.}, \quad (6.28)$$

для третього року:

$$\Delta\Pi_i = 40 \cdot 15000 + (200 + 40) \cdot (3000 + 1800 + 990) = 1989600 \text{ грн.}, \quad (6.29)$$

для четвертого:

$$\Delta\Pi_i = 40 \cdot 15000 + (200 + 40) \cdot (3000 + 1800 + 990 + 1039) = 2238960 \text{ грн.}, \quad (6.30)$$

і п'ятого відповідно:

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_i &= 40 \cdot 15000 + (200 + 40) \cdot \\ &\cdot (3000 + 1800 + 990 + 1039 + 1091) = 2500800 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (6.31)$$

6.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розраховані у пункті 6.3 прибутки, ще не є гарантом впровадження розробки у виробництво. При всій вигоді для підприємства, інвестор може не погодитись фінансувати дану розробку. Для залучення інвесторів необхідно щоб виконувались певні умови.

Основними показниками, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Для розрахунку ефективності вкладених інвестицій необхідно провести такі роботи:

– Розрахувати теперішню вартість інвестицій PV, що вкладаються в наукову розробку. Такою вартістю можна вважати прогнозовану величину загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів дослідження,

розраховану нами раніше за формулою (6.25), тобто будемо вважати, що $ZB = PV$, що складає $PV = 75516$ грн.

– Розрахувати очікування збільшення прибутку $\Delta\Pi_i$, що його отримає підприємство (організація) від впровадження результатів наукової розробки, для кожного із років, починаючи з першого року впровадження. Таке збільшення прибутку також було розраховане раніше за формулою (6.26).

Для спрощення подальших розрахунків побудувати вісь часу, на яку нанести всі платежі (інвестиції та прибутки), що мають місце під час виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів. Платежі показуються у ті терміни, коли вони здійснюються.

За прогнозами результати вкладених у наукову розробку інвестицій почнуть виявлятися через рік. Тоді рисунок, що характеризує рух платежів (інвестицій та додаткових прибутків) буде мати вигляд, наведений на рис.6.1



Рисунок 6.1 – Вісь часу з фіксацією платежів, що мають місце під час розробки та впровадження результатів дослідження

– Розрахувати абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{абс}$.

Для цього скористаємось формулою:

$$E_{абс} = (ПП - PV), \quad (6.32)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство (організація) від реалізації результатів наукової розробки, грн.;
PV – теперішня вартість інвестицій $PV = 3B$, грн.

Приведена вартість всіх чистих прибутків ПП розраховується за формулою:

$$ПП = \sum_1^t \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^t}, \quad (6.33)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн;

t – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,1;

t – період часу (в роках) від моменту отримання чистого прибутку до точки „0”.

Якщо $E_{\text{абс}} \leq 0$, то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження буде збитковим і вкладати кошти в проведення цих досліджень ніхто не буде.

Якщо $E_{\text{абс}} > 0$, то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження принесе прибуток, але це також ще не свідчить про те, що інвестор буде зацікавлений у фінансуванні даного проекту (роботи).

Розрахуємо абсолютну ефективність інвестицій, вкладених у реалізацію проекту. Приймаємо, що ставка дисконтування τ дорівнює 0,1

Таким чином:

$$\begin{aligned} ПП &= \frac{1320000}{(1 + 0,1)^2} + \frac{1752000}{(1 + 0,1)^3} + \frac{1989600}{(1 + 0,1)^4} + \frac{2238960}{(1 + 0,1)^5} + \frac{2500800}{(1 + 0,1)^6} = \\ &= 6573490 \text{ грн.}, \end{aligned} \quad (6.34)$$

отже, абсолютна ефективність вкладених інвестицій E_{abc} складе:

$$E_{abc} = 6573490 - 75516 = 6497729 \text{ грн.} \quad (6.35)$$

Очевидно, що E_{abc} значно більше нуля, тобто результат від проведення дослідження та впровадження його у виробництво принесе значний прибуток, що може зацікавити потенційного інвестора.

– Розрахувати відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_v . Для цього використаємо формулу:

$$E_v = T_{ж} \sqrt[5]{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} - 1, \quad (6.36)$$

де E_{abc} – абсолютна ефективність вкладених інвестицій, грн; PV – теперішня вартість інвестицій $PV = 3B$, грн; $T_{ж}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_v = \sqrt[5]{1 + \frac{6497729}{75516}} - 1 = 2,44 - 1 = 1,44 \text{ або } 144\% \quad (6.37)$$

Далі, розраховану величину E_v порівнюємо з мінімальною (бар'єрною) ставкою дисконтування τ_{\min} , яка визначає ту мінімальну дохідність, нижче за яку інвестиції вкладатися не будуть. У загальному вигляді мінімальна (бар'єрна) ставка дисконтування τ_{\min} визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (6.38)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2019 році в Україні $d = (0,5...0,2)$; f – показник, що характеризує

ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05...0,1)$, але може бути і значно більше.

$$\tau = 0,3 + 0,1 = 0,4 \text{ або } 40\% \quad (6.39)$$

Отримуємо $E_e = 140\% \square \tau_{\min} = 40\%$, це свідчить про високу відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій, та робить проект цікавим фінансування його інвесторами.

– Розрахувати термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій. Термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій $T_{ок}$ можна розрахувати за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_e} \quad (6.40)$$

Якщо $T_{ок} < 3...5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним. В інших випадках потрібні додаткові розрахунки та обґрунтування. Термін окупності вкладених у реалізацію проекту інвестицій $T_{ок}$ складе:

$$T'_{ок} = \frac{1}{1,4} = 0,71 \text{ років,} \quad (6.41)$$

що свідчить про доцільність фінансування даної розробки.

6.5 Висновки

1. Для оцінки комерційного потенціалу розробки було залучено три незалежних експерти, які оцінили проект за дванадцятьма критеріями.

Експерти оцінили комерційну складову проекту як середню. Найкраще експерти оцінили параметри і характеристики розробки, проте вони наголосили, що для реалізації проекту необхідні значні матеріальні та людські ресурси.

2. Прогнозування витрат на реалізацію проекту проходило в три етапи, а саме: розрахунок витрат, які безпосередньо стосуються виконавців даного розділу роботи; розрахунок загальних витрат на виконання даної роботи; прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів даної роботи. У підсумку було розраховано, що для реалізації проекту необхідно вкласти $ЗВ = 75516$ грн., при чому найбільшою часткою коштів виявилась заробітна плата розробникам проекту, а саме 61285 грн.

3. При прогнозуванні комерційного ефекту розробки було враховано, що на виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів, а також отримання прибутків необхідно 1 рік. А також, що актуальність нова розробка буде мати впродовж, мінімум, п'яти років. В результаті прогнозу протягом протягом п'яти років підприємство отримало прибуток в розмірі $ПП = 6573490$ грн. Було спрогнозовано, що позитивний ефект від впровадження розробки настане одразу після введення її у виробництво.

4. Була проведена оцінка привабливості проекту для інвесторів. Була розрахована абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності. Абсолютна ефективність вкладених інвестицій склала $E_{абс} = 6497729$ грн., що є дуже хорошим результатом. При розрахунку відносної ефективності ми також отримали хороші показники $E_e = 140\% \square \tau_{мін} = 40\%$, що свідчить про хороший інвестиційний потенціал розробки. Термін окупності вкладених інвестицій склав 0,71 років, цей показник краще прогнозованого, який складав 1,5 років.

Усі ці фактори, доводять, що проект є економічно доцільним, комерційно вигідним та має високу привабливість для інвесторів.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

7.1 Аналіз умов праці

На дільниці, що розглядається виникають наступні шкідливі та небезпечні фактори згідно ГОСТ 12.0.003 – 74:

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; недостатньо природнього освітлення;

хімічні: загальностоксичні (CO_2 – джерело – міжцеховий автотранспорт; вуглеводні – містяться у парах ЗОР); дратуючі (пари лугів ЗОР);

психологічні: фізичні перевантаження (при перенесенні деталей з конвеєра до робочого місця); нервово-психічні перевантаження (викликаються монотонністю праці);

7.2 Виробнича санітарія

7.2.1. Мікроклімат

В приміщенні виконуються роботи середньої важкості (категорія II б): енерговитрати від 200 до 250 ккал / год (232-293Вт), робота виконується стоячи і пов'язана з ходьбою, супроводжуються помірним фізичним навантаженням. Робота в позі стоячи призводить до швидкої втоми.

Оптимальні показники мікроклімату визначаються на всю робочу зону, допустимі - диференційовано для постійних і непостійних робочих місць.

Якщо по технологічним вимогам, технічним і економічним причинам оптимальні норми не забезпечуються, то встановлюються допустимі величини показників мікроклімату. Відповідно ГОСТ 12.1.005-88 оптимальні і допустимі показники приведені в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1- Оптимальні і допустимі показники мікроклімату.

Період Року	Категорія робіт	Температура, °С		Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв	
		Оптим.	Доп.	Оптим.	Доп.	Оптим.	Доп.
Холодний	Пб	17-19	15-21	40-60	75	0,2	<0,4
Теплий	Пб	20-22	16-27	40-60	70-25°	0,3	0,2-0,5

Інтенсивність теплового опромінення працюючих від відкритих джерел не повинно перевищувати 100 Вт / м² при опроміненні тіла до 25%. Це забезпечується тим, що працівникам видають спеціальний одяг, який захищає людину від теплового опромінення. Джерела інтенсивного теплового опромінення огорожуються захисними огорожами.

В приміщенні повинна бути встановлена система опалення на холодний період року, а саме: водяне опалення.

На дільниці виконуються токарні роботи, що спричиняє появу пилу та мікростружки.

Для забезпечення відповідності повітря робочої зони механічних і складальних цехів вимогам ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ, необхідне здійснення наступних заходів:

- організація загально-обмінної вентиляції приміщень;
- організація місцевої вентиляції в місцях виділення пилу, дрібної стружки, шкідливих газів і парів;
- організація опалення приміщень у зимовий період року.

Верстати, на яких відбувається обробка різанням з утворенням пилу і дрібної стружки, мають різні пиловідсмоктувачі пристрої у виді парасолів, які розташовані над зоною різання і приєднуються до індивідуальних чи групових вентиляційних установок, що працюють на пиловловлювання.

7.2.2. Виробниче освітлення

Природне освітлення проводиться через вікна розмірами 3,5 x 3,2м.

Нормування природного освітлення згідно СНіП 2 – 4 – 79:

- характеристика зорової роботи: робота дуже високої точності;
- найменший розмір об'єкту розрізнення: від 0,15 до 0,3 мм;
- розряд зорової роботи: II б;
- вид природного освітлення: бокове; -КПОн=2.5% (для суміщеного освітлення КПОн=1,5%);
- пояс світлового клімату-4 (північніше 50° широти), коефіцієнт світового клімату $m=0,9$;
- так як вікна орієнтовані на північ і південь, то азимут 90, звідки коефіцієнт сонячності $C=0.75$;
- нормоване значення КПО для даного поясу світлового клімату - 1,0125%.

Штучне освітлення нормується згідно СНіП 2 – 4 – 79 і освітленість при загальному освітленні повинна дорівнювати 750лк , при комбінованому 3000 лк. Для штучного освітлення використано лампи розжарювання.

7.2.3 Виробничий шум

Джерелами шуму на дільниці є працююче обладнання та обслуговуючий автотранспорт. Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку і еквівалентні рівні звуку на робочих місцях в виробничих приміщеннях і на територіях підприємств згідно СНіП-3223-85 представленні в таблиці 7.2:

Таблиця 7.2 – Нормування значень рівнів шуму згідно СНіП-3223-85

Робоче місце	Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах із середньо-геометричними частотами, Гц									Рівні звуку ДБ(А)
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Висококваліфікована робота, що потребує концентрації	107	99	87	82	78	75	73	71	69	80

Інтенсивність шуму у виробничому приміщенні залежить не тільки від прямого, але і від відбитого звуку. Для цієї мети внутрішні поверхні приміщення облицьовують звукобірними матеріалами. Для відгородження найбільш гучного устаткування чи ділянок від сусідніх робочих місць можна застосовувати акустичні екрани, перешкоди обмежених розмірів, що зменшують рівень прямого звуку від джерела шуму.

7.2.4 Виробничі вібрації

Обов'язковою умовою одержання необхідної шорсткості обробленої поверхні є стійкість руху при різанні. Система має бути вібростійкою, оскільки коливання, погіршують якість обробки, можуть різко знизити і стійкість інструмента. Коливання у верстатах зв'язані з різними їхніми джерелами.

При обслуговуванні установки має місце як загальна, так і локальна вібрація, яка передається через руки робітника, що працює.

По часовій характеристиці - вібрація непостійна. За напрямом дії вібрація відноситься до направленої вздовж осі передпліччя. Санітарні норми спектральних показників вібраційного навантаження на оператора віброустановки згідно ГОСТ 12.1.012 – 90 вказані в таблиці 7.3:

Таблиця 7.3 – Санітарні норми спектральних показників вібраційного навантаження на оператора.

Категорія вібрації по	Характеристика умов праці	Джерела вібрації
3 тип "а"	Технологічні вібрації діючі на операторів стаціонарного обладнання, або що передається на робочі місця, які не мають джерел вібрації	Верстати

Вібродемпфування - рівень вібрації зменшується за рахунок перетворення енергії механічних коливань з тепловою енергією. На віброуючі частини наноситься шар пружнов'язкого матеріалу. Зниження рівня вібрації машини досягається шляхом віброізоляції. Віброізоляція здійснюється шляхом вводу в коливальну систему допоміжного пружного зв'язку, який зменшує передачу вібрацій від установки до основи.

В якості віброізолятора установки є гумова прокладка. Вона розміщується між двома фундаментами, на одній з яких встановлена установка.

Таблиця 7.4 – Санітарні норми згідно ГОСТ 12.1.012 – 90 однотипних показників вібраційного навантаження на оператора.

Вид вібрації	Категорії вібрації по санітарних нормах	Напрямок дії	Нормативні і коректовані по частоті і еквівалентні коректовані значення			
			Вібраційне прискорення		Віброшвидкість	
			М/с ²	рівень ДБ	М/с	рівень ДБ
Локальна			2,0	126	2,0	112
Загальна	3"а"		0,1	100	0,2	92

Розрахунок віброізолятора зводиться до визначення потрібної упругості гумової прокладки і визначення її геометричних параметрів: висоти і площі[27].

Передача вібрацій в навколишнє середовище від віброустановки залежить від її маси.

$$M = m_{cm} + m_{\phi}, \quad (7.1)$$

де m_{cm} - маса станини

m_{ϕ} - маса фундаменту

Щоб віброізолятор поглинав вібрації потрібно, щоб потенціальна енергія віброблоку поглиналась кінетичною енергією віброізолятора.

$$M_{\Sigma} \cdot \frac{V_{\phi}^2}{2} = \frac{K_e \cdot \Delta^2}{2} = \frac{K_e \cdot \Delta^2}{V_{\phi}^2}, \quad (7.2)$$

де, K_e - коефіцієнт жорсткості

Δ - переміщення фундаменту - 0.1 мм

V_{ϕ} - швидкість переміщення фундаменту.

З закону збереження енергії знаходимо швидкість переміщення фундаменту.

$$m_{in} \cdot V_C = M_{\Sigma} \cdot V_{\phi}, \quad (7.3)$$

$$V_{\phi} = \frac{m_{in} \cdot V_C}{M_{\Sigma}}, \quad (7.4)$$

де m_{in} - маса інерційної частини віброустановки - 10000 Н;

V_C - швидкість стола.

Середня швидкість стола:

$$\overline{V}_c = \sqrt{\frac{2HP_{cp} \cdot F_u}{m_{in}}}, \quad (7.5)$$

де, Н - переміщення стола - 1 мм

P_{cp} , - середини тиск в генераторі імпульсів

$$P_{cp} = P_1 + \frac{P_2}{2} = 10 + \frac{6}{2} = 8, \text{ МПа} \quad (7.6)$$

- тиск відкриття генератора - 10 МПа
- тиск закриття генератора - 6 МПа
- площа робочого циліндра - $9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$

Для затухання власної частоти фундаменту необхідно, щоб вона була більше ніж в 5 разів, колової частоти стола:

$$\underline{w}_\phi = \frac{\sqrt{K_\epsilon}}{M_\Sigma} \geq 5 \cdot w_c = 5 \cdot 2\pi v_c, \text{ МПа} \quad (7.7)$$

де, w_c - власна частота фундаменту;

w_ϕ - колова частота стола

D_c - лінійна частота стола

$$\left(\frac{\sqrt{K_\epsilon}}{\sqrt{M_\Sigma}} \right)^2 \geq (10\pi v_c)^2 \quad (7.8)$$

$$\frac{K_\epsilon}{M_\Sigma} \geq 100\pi^2 v_c^2 \quad (7.9)$$

$$K_\epsilon \geq 100\pi^2 v_c^2 M_\Sigma = 100 \cdot 3,14^2 \cdot 20^2 \cdot 6039,505 = 2,38 \cdot 10^9 \quad (7.10)$$

$$\text{Тоді} \Rightarrow M_{\Sigma} = \frac{100^2 \Pi^2 v_c^2 M_{\Sigma} \Delta^2}{\frac{m_{in} V_c^2}{M_{\Sigma}^2}} \quad (7.11)$$

$$1 = \frac{100^2 \Pi^2 V_c^2 M_{\Sigma}^2}{M_{in}^2 V_c^2} \Rightarrow M_{\Sigma} = \frac{m_{in} \bar{V}_c}{10 \Pi V_c \Delta} \quad (7.12)$$

$$\text{І далі} \Rightarrow M_{\Sigma} = \frac{m_{in} \sqrt{\frac{2 N P_{cp} \cdot F_y}{m_{in}}}}{10 \Pi V_c \Delta} = \frac{1000 \sqrt{\frac{2 \cdot 0,001 \cdot 8 \cdot 10^6 \cdot 0,009}{1000}}}{10 \cdot 3,14 \cdot 20 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3}} \quad (7.13)$$

$$K_e = \frac{E_e \cdot F^2}{W_e} \quad (7.14)$$

де, E_e - модуль жорсткості віброізолятора. 10^8кг/м^2

F - площа фундаменту – $5,3 \text{ м}^2$

W_e - об'єм віброізолятора так, як $W_e = P_{\phi} \cdot H_e$

де, H_e - висота віброізолятора

7.3 Техніка безпеки

Вимоги до технологічних процесів, обладнання та приміщення:

– Обладнання повинно бути безпечним при монтажі, експлуатації і ремонті як окремо, так і в складі технологічних систем, при зберіганні, повинно бути пожежо-вибухо-безпечним і не забруднювати навколишнє середовище вище норм.

– Важливою гігієнічною вимогою є достатність обсягу і площі приміщення, що припадає на одного працюючого. Об'єм виробничих приміщень на одного працівника згідно із санітарними нормами повинен складати не менше 15 м^3 , а площа приміщення – $4,5 \text{ м}^2$. Ширина основних проходів усередині цехів та ділянок має бути не менша $1,5 \text{ м}$, а ширина проїздів – $2,5 \text{ м}$. Висота виробничих приміщень повинна бути не менше 3 м .

7.3.1 Електробезпека

Проектована дільниця по небезпеці ураження людей електричним струмом відноситься до особливо небезпечних приміщень, оскільки на цій дільниці існують струмопровідні підлоги і можливість одночасного дотику людини до механізмів, що мають з'єднання з землею, з одного боку, і до металевих корпусів з іншого.

В якості захисного засобу на дільниці використовується занулення для трифазної чотирипровідної мережі із заземленою нейтраллю.

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

Техніка безпеки при виконанні технологічних операцій на дільниці

Для забезпечення безпеки повинні використовуватись пристрої, що виключають можливість проникнення робітника в небезпечну зону; захисні екрани; переносні огорожі; блокуючі пристрої; пристрої сигналізації; 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.

7.4 Пожежна безпека

В якості робочої рідини в віброустановці використовується мінеральне мастило. Температура спалаху у нього більше 61 °С тому дане виробництво слід віднести до категорії "В". Іншими можливими джерелами пожежі на даному виробництві можуть бути[28]:

- несправності в електромережі та електрообладнанні;
- відкритий вогонь та іскри, коли не передбачено спеціальних засобів захисту;
- паління на робочих місцях;

- порушення правил ПБ;
- розряди блискавки на приміщення.

В відповідності з ДБН В.1.1–7: 2016[28] приміщення має ступінь вогнестійкості - II, допустиме значення поверхів - фактично 1, площа поверха не обмежується, несучі і огорожувальні конструкції виконуються залізобетоні, з використанням металевих і плитних негорючих матеріалів. В покрівлі приміщень будуть застосовують металеві конструкції, приміщення обладнане евакуаційними виходами. Межі вогнестійкості будівлі II ступеня стійкості представлено в таблиці 7.4

Таблиця 7.4 – Мінімальні межі вогнестійкості (в чисельнику) і максимальні межі розповсюдження вогню (в знаменнику) для будівель II ступеня вогнестійкості

Ступінь вогнестійкості	Стіни				Колони	Проці сходів, марні, балки	Плити, інші несучі конструкції
	Несучі	Самонесучі	Зовнішні несучі	Внутрішньо несучі			
II	2/0	1/0	(0,25/0,5) / (0,40)	25/0,40	2/0	1/0	0,75/0

Для запобігання виникнення пожежі на ділянці прийнято спеціальні та організаційні заходи з пожежної безпеки.

Спеціальні заходи пожежної безпеки:

- заборони застосування відкритого вогню та паління на робочих місцях;
- встановлення в електромережах струмового захисту (шпаклі вставки, автомати);
- прокладенням електропроводки в металевих трубах;
- ремонт систем живлення двигунів у відповідних місцях;
- спорожненням ящиків від промасляного ганчір'я кожної зміни;
- встановленням на території блискавкозахисту II категорії.

Організаційні заходи пожежної безпеки:

- призначення відповідальних за пожежну безпеку окремих будівель, технологічного обладнання, а також за утримання і експлуатацію технічних засобів протипожежного захисту;
- визначено обов'язки посадових осіб щодо забезпечення пожежної безпеки;
- складено плани евакуації людей у випадку пожежі;
- встановлено на території, у будівлях та приміщеннях відповідні знаки пожежної безпеки, таблички з вказівкою номеру телефону та порядку виклику пожежної охорони.

У приміщенні передбачено такі первинні засоби пожежогасіння:

- вогнегасники умічні пінні ОХП-10, 2 шт.;
- вогнегасники порошкові ОП-5, 2 шт.;
- ящики з піском (0,5 м³) і лопатою, 2 шт.;
- пожежні крани, продуктивністю 3,3л/с, 1 шт.

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

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

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.1.1-7: 2016 не обмежується. Ширина виходу із приміщення: через двері 1 м, через

роздвижні ворота – 2.5 м. Кількість людей на 1 метр складає близько 10 чоловік.

7.5 Висновки

1) В результаті аналізу умов праці було виявлено ряд шкідливих та небезпечних факторів на які необхідно звернути особливу увагу. Це такі фактори як: вібрації, використання електрообладнання, високий ризик виникнення пожежі. До факторів які погіршують працездатність персоналу та є в різній мірі шкідливими відносяться: неадекватне освітлення, виробничий шум, виробничі вібрації та несприятливий мікроклімат. З метою зменшення та усунення дії цих факторів на працівників було висунуто ряд організаційних та технічних заходів, а саме: нормування мікроклімату в виробничому приміщенні цеху, розрахунок необхідного комбінованого освітлення в цеху, нормування виробничого шуму та вібрацій, розрахунок віброізолятора та вибір компонентів для його реалізації.

2) Безпека в надзвичайних ситуаціях розглянута на прикладі пожежної безпеки. Було визначено клас вогнестійкості будівлі, запропоновано ряд спеціальних та організаційних заходів для підвищення пожежної безпеки на ділянці.

ВИСНОВОК

1. В результаті аналізу схем та конструкційних рішень генераторів імпульсів в рідині і відомих даних теоретичного та експериментального досліджень установлено, що однокаскадні ГТ використовують для керування малопотужними ВМ і ВУМ і як сервоприводи (перші каскади) дво- та багатокаскадних ГТ. Також було встановлено, що підвищення пропускної здатності однокаскадних параметричних ГТ може бути досягнуто за рахунок поєднання запірною елемента ГТ в одній деталі або конструкції з пружиною високої жорсткості, наприклад, прорізною (ПП), або кільцевою (КК).

2. Шляхом схемного пошуку з урахуванням відомих результатів досліджень та попереднього аналізу схемних та конструкційних рішень ГТ, було розроблено конструкцію однокаскадного ГТ підвищеної пропускної здатності, яка досягається шляхом застосування нового конструктивного розв'язку другого ступеня герметизації запірною елемента (у вигляді рухомої втулки-клапана) ГТ, що дозволило зменшити хід запірною елемента ГТ та суттєво скоротити число елементів і довжину ПП. На базі розробленого ГТ та силової головки з сальфонним ущільненням був розроблений пристрій для радіального віброточіння.

3. На основі конструктивної схеми пристрою, науково-обґрунтованої структури припущень і представлення ГЛ у вигляді тіла Кельвіна-Фойгта побудовано динамічні моделі ГП пристрою для прямого та зворотнього ходів зведених мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 , які взаємодіють з ГЛ через передаточні числа $U_{01(02)}$ та U_{03} . Використовуючи принцип розчленування моделі прямого та зворотнього ходів мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 приведено чотири простих динамічні моделі на основі яких за принципом Д'Аламбера побудовано математичну модель ГП пристрою у вигляді диференціальних рівнянь руху мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 , умов

однозначності, що обумовлюють обмеження на переміщення цих мас і узагальнених рівнянь витрати енергоносія.

4. На основі результатів теоретичних та експериментальних досліджень ГП і пристроїв на їх основі, було розроблено методику проектного розрахунку пристрою для радіального віброточіння на базі ГП підвищеної пропускної здатності та силової головки з сільфонною герметизацією, з врахуванням його конструктивної будови та робочого циклу. Методика проектного розрахунку гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння та ГП на його базі, дозволяє, за відносно простими залежностями, знайти всі основні енергетичні, силові та геометричні параметри ГП та силової головки.

5. З метою установлення ступеня адекватності математичної моделі гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння його реальній системі та всебічного дослідження цієї моделі, розроблено принципову схему дослідного стенда, вибрано давальні для реєстрації зміни тиску енергоносія та переміщень рухомих ланок і схеми їх установки на дослідному зразку пристрою, а також сформульовані основні положення методики експериментальних досліджень приводу пристрою.

6. Для оцінки комерційного потенціалу проекту було проведено його економічний аналіз, в якому було оцінено витрати на його виготовлення та впровадження, розраховано орієнтовний розмір прибутку, розмір необхідних інвестицій для реалізації проекту та термін їх окупності. На основі всіх розрахунків було виявлено доцільність виконання даної роботи, оскільки вона є економічно доцільною.

7. В розділі з охорони праці було наведено основні положення правил безпеки при роботі з пристроєм, визначено основні шкідливі фактори та їхній вплив на персонал. Розроблено організаційні та технічні засоби зменшення або усунення дії шкідливих та небезпечних факторів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Іскович – Лотоцький Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій / Р. Д. Іскович – Лотоцький, Р. Р. Обертюх, І. В. Севостьянов. – УНІВЕРСУМ – Вінниця, 2008. – 171 с. (Монографія). – ISBN 966-641-162-8.
2. Пристрої для віброточіння на базі гідроімпульсного привода: монографія / Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий – Вінниця: ВНТУ, 2015.–164 с.
3. Параметричні однокаскадні генератори імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності / Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Андрухов С. Р., Кудраш В. О. // Вісник машинобудування та транспорту – №1, 2019. – С. 40 – 48.
4. Іскович-Лотоцький Р. Д., Матвеев І. Б., Крат В. А. Машини вибрационного и виброударного действия. – Киев: Техника, 1982. – 208 с.
5. Іскович-Лотоцький Р. Д., Матвеев І. Б. Вибрационные прессы: Обзор. – М.: НИИМаш, 1979. – 50 с.
6. Матвеев І. Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. – М.: Машиностроение, 1974. – 184 с.
7. Іванов М. Е., Матвеев І. Б., Немировский І. А. Новые гидроприводы технологических машин ударного действия. – К.: УкрНИИНТИ, 1971. – 36 с.
8. Гидроимпульсный привод / Р. Д. Іскович-Лотоцький, І. Б. Матвеев, Р. Р. Обертюх, Н. Н. Вирнык // Гидропривод и гидропневмоавтоматика: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев. 1982. – Выпуск 18. – С. 56-60.
9. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Обертюх М. Р., Генератори імпульсів тиску для технологічних вібромашин з гідроімпульсним приводом // Вибрации в технике и технологиях. – 1998. – №2 (6). – С. 84–87.
10. Гончаревич І. Ф., Фролов К. В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.

11. Бабичев А. П., Трунин В. Б., Самодумский Ю. М., Устинов В. П. Вибрационные станки для обработки деталей. – М.: Машиностроение, 1984. – 168 с.

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

13. Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р., Бернада М. А. Клапанний генератор імпульсів тиску з регуляторами швидкості руху запірних елементів другого каскаду // Вібрації в техніці та технологіях. – 2005–№1(39) – С.25 – 27.

13. Иванов М. Е., Искович-Лотоцкий Р. Д., Коц И. В. Специальная гидроаппаратура управления короткоходовыми возвратно–поступательными прямолинейными и вращательными перемещениями в машиностроении: Обзор. – М.: НИИМаш, 1982. – 52 с.

14. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. – М.: Машиностроение, 1979. – 232 с.

Свешников В. К., Усов А. А. Станочные гидроприводы: [Справочник]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.

15. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов. Элементы гидропривода: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – К: Техніка, 1977. – 320 с.

16. Обертюх Р. Р. Разработка методики проектного расчета и создание новой конструкции вибропресса для прессования металлопорошковых заготовок в капсулах при возвратно – винтовом движении вибростолы: Дис канд. техн. наук: 05.03.05./Роман Романович Обертюх – М., 1986. – 313 с.

17. Обертюх Р. Р. До питання інженерного розрахунку генераторів імпульсів тиску в рідині / Р. Р. Обертюх, Р. Д. Искович – Лотоцкий, Ю. В. Булига, Д. М. Климчук // Вибрации в технике и технологиях. – 1998. №1(5). – С. 37–41.

18. Математическая теория планирования эксперимента / С. М. Ермаков, В. З. Бродский и др. – М.: Наука, 1983. – 392 с.

19. Севостьянов Б. А. Курс теории вероятностей и математической статистики / Б. А. Севостьянов. – М.: Наука, 1982. – 256 с.

20. Коваленко И. Н., Теория вероятностей и математическая статистика. / И. Н. Коваленко, А. А. Филиппова Учебн. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982. – 256 с.

Коваленко И. Н., Филиппова А. А. Теория вероятностей и математическая статистика: Учебн. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982. – 256 с.

21. Лозовский В. Н. Надежность гидравлических агрегатов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.

22. Розробка та дослідження спеціальної контрольно-розподільної апаратури та арматури гідропульсного привода: Звіт про НДР (заключний) / Вінницький державний технічний університет, Міністерство освіти і науки України; №ДР 0100U002927; інв. № 0202U002388 – Київ, 2001. – 89 с.

23. Заплетохин В. А. Конструирование деталей механических устройств: Справочник / В. А. Заплетохин. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд.-ние, 1990. – 669 с.: ил. ISBN 5-217-00904-7

24. Методичні вказівки до виконання студентами-магістрантами економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. В. О. Козловський – Вінниця: ВНТУ, 2012. – 22 с.

25. Козловський В. О. Інноваційний менеджмент : Навчальний посібник / В. О. Козловський – Вінниця : ВНТУ, 2007. – 210 с.

26. Козловський В. О., Лесько О. Й. Бізнес-планування: Навчальний посібник / В. О. Козловський, О. Й. Лесько [2-е вид., доп. та переробл.] – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, ВНТУ, 2008. – 241 с.

27. Козловський В. О., Лесько О. Й. Інноваційний менеджмент: Практикум / В. О. Козловський, О. Й. Лесько. – Вінниця : ВНТУ, 2006. – 166 с.

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

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

30. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги. В. Ніжник – 39 с.

Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Архипчук М. Р. Експериментальні дослідження режимів роботи вібронасоса із клапанним генератором імпульсів тиску // Промислова гідравліка і пневматика. – 2005. – №1(7). – С. 83 – 88.

31. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х томах, Том 1. - 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И. Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001. - 920 с., ил.

32. Обертюх Р. Р., Іскович-Лотоцький Р. Д., Архипчук М. Р. Мовчанюк М. А. Нові гідроімпульсні приводи технологічних вібронасосів із захистом гідронасоса від дії пульсуючого тиску // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. – №3(109). Ч. 1. – С. 189 – 194.

33. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие 2-е изд. перераб. и доп.– М.: Машиностроение, 1971.– 672 с.

Поляков Д. И., Коновалов В. М. Производство гидрооборудования в США: Обзор. – М.: НИИМаш, 1977. – 61 с.

34. Кармугин Б. В., Стратиневский Г. Г., Мендельсон Д. А. Клапанные уплотнения пневмогидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1983. – 152 с.

35. Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Обертюх М. Р., Томчук В. І. Проектний розрахунок двокаскадних генераторів імпульсів тиску для гідроімпульсних приводів техмашин // Весник НТУ "Харьковский политехнический институт". – Харьков: НТУ "ХПИ". – 2001. – Вып. – 129.–

С. 10 – 22.

36. Булыга Ю. В. Разработка и исследование гидроимпульсного привода установки для виброабразивной очистки крупногабаритных деталей: Дис канд. техн. наук: 05.02.03. – Винница, 1996. – 220 с.: іл. – 81. Бібліогр.: С. 184 – 195.

37. Томчук В. І. Гідроімпульсний привод вібраційного руху робочого органу розкочувальної машини для виготовлення кільцевих заготовок: Дис. канд. техн. наук: 05.02.03. – Вінниця, 2003. – 209 с.: іл. – 75. Бібліогр.: С. 166 – 177.

38. Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Пентюк Б. Н. Гидравлические вибровозбудители на базе стандартной контрольно-распределительной аппаратуры // Вестн. машиностроения. – 1984. – №8. – С. 17–20.

39. Искович-Лотоцкий Р. Д., Томчук В. І. Вібророзкочувальна машина з гідроімпульсним приводом для виготовлення кілець шарикопідшипників // Наукові нотатки. – Луцьк: ЛДТУ. – 2000. – №6. – С. 80–86.

40. Искович-Лотоцкий Р. Д., Обертюх Р. Р., Обертюх М. Р., Томчук В. І. Проектний розрахунок двокаскадних генераторів імпульсів тиску для гідроімпульсних приводів техмашин // Вестник НТУ “Харьковский политехнический институт”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2001. – Вып. – 129. – С. 10 – 22.

41. Рудь В. Д. Якісний аналіз схем віброформування сипучих матеріалів // Наукові нотатки. . – Луцьк: ЛДТУ. – 2002. – Випуск 11. – С. 245 – 248.

ВНТУ Галузеве ДОДАТКИ
Машинобудування

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ГМ
Поліщук Л.К.

(підпис)
«__» _____ 2019р.

ТЕХІНЧНЕ ЗАВДАННЯ

на розроблення гідромпульсного пристрою для радіального віброточіння на базі генератора імпульсів тиску підвищеної пропускної здатності

Розробив студент

Спеціальності 133 –

«Галузеве машинобудування»

Кудраш Віталій Олександрович

«__» _____ 2019р.

Керівник: к.т.н., проф.

Обертюх Роман Романович

«__» _____ 2019р.

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:

- 1) підвищення пропускної здатності параметричного однокаскадного ГІТ на базі прорізної пружини високої жорсткості, 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 ГІТ;
- 2) розширення технологічних можливостей за рахунок застосування ГІТ підвищеної пропускної здатності в пристрої для радіального віброточіння із силовою головкою, побудованою на основі прорізної пружини та виконавчого гідродвигуна (гідроплунжера) з сільфонною герметизацією.

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 вибрационного 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 Іскович-Лотоцький Р. Д., Обертюх Р. Р., Обертюх М. Р., Генератори імпульсів тиску для технологічних віброточінних машин з гідроімпульсним приводом // Вибрації в техніці та технологіях. – 1998. – №2 (6). – С. 84–87.

3.5 Р. Р. Обертюх, Іскович-Лотоцький Р. Д., Булыга Ю. В. Динаміка гідроімпульсного привода віброточінних машин складно-просторовного навантаження // Вибрації в техніці та технологіях. – 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 віброточінних та віброударних технологічних машин: Монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2008. – 171 с.

4. Виконавці НДР: студент спеціальності – 133 «Галузеве машинобудування» Кудраш Віталій Олександрович.

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 – $2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$;
- 3) орієнтовний діапазон регулювання: амплітуди – $(0,8 \dots 2) \cdot 10^{-3} \text{ м}$; частоти 20...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 налаштування параметрів пристрою – безступінчасте;

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

– деталі та вузли ГІТ і силових ланок пристрою, повинні виготовлятися з матеріалів стійких до миючих засобів, мастила та інших похідних перероблення нафти;

– захист розподільчих і силових ланок пристрою 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 передбачаються.

– маса продукції – до 6 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, сітко 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 ГП та інших ланок пристрою, слід призначати відповідно до рекомендацій, що наведені у довідниковій літературі та нормативних документах для контрольної-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 пристрою 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 гідроімпульсного пристрою для радіального віброточіння.

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 гідроімпульсного пристрою на базі однокаскадного ГП підвищеної пропускної здатності та силової головки з сільфонним ущільненням;
- розроблення динамічної та математичної моделей ГП пристрою;
- розроблення на основі аналізу динамічної та математичної моделей ГП пристрою його науково обґрунтованої методики проектного розрахунку;
- розроблення методики експериментального дослідження дослідного зразка нової конструкції гідроімпульсного пристрою;
- аналіз перспективних напрямків та конструктивних схем розвитку ГП;
- охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях;
- загальні висновки;
- розробка складального креслення пристрою;
- оформлення текстової документації і ілюстративних матеріалів для захисту дипломного проекту.

Терміни виконання МКР регламентуються графіком навчального процесу ВНТУ, часом, що відведений на переддипломну практику та на вико-

нання 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
Галузеве машинобудування

ДОДАТОК Б

Ілюстративна частина

ВНТУ Галузеве машинобудування

Використовуючи принцип Д'Аламбера на основі спрощених динамічних моделей складемо диференціальні рівняння руху запірного елемента 1.2 ГТ 1 та втулки-клапана 1.5 (маса $m_1 + m_2$) та різця 3 (маса m_3) під час ходів:

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

$$\begin{cases} m_{\Sigma 1} \cdot \ddot{y}_{1n} = U_{01(02)} \cdot k_{0r} (x_{A_{1(2)}} - y_{1n}) - k_1 (y_{1n} + y_{01}) - k_2 (y_{1n} + y_{02}) - \\ - C_1 \dot{y}_{1n} - U_{01(02)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_{1(2)}} - \dot{y}_{1n}); \\ m_3 \ddot{y}_{2n} = U_{03} \cdot k_{0r} (x_{A_3} - y_{2n}) - k_3 (y_{2n} + y_{03}) - k_4 (y_{2n} + y_{04}) - \\ - U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_3} - \dot{y}_{2n}) - R - \overline{F}_y - C_2 \cdot \dot{y}_{2n}; \end{cases} \quad (1)$$

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

$$\begin{cases} m_{\Sigma 1} \cdot \ddot{y}_{1s} = k_1 (y_{01} + h_6 - y_{2s}) + k_2 (y_{02} + h_6 + h - y_{2s}) - \\ - U_{02(01)} k_{0r} [x_{A_{2(1)}} - (h_6 - y_{1s})] - U_{01(02)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_{2(1)}} - \dot{y}_{2s}) - C_1 \dot{y}_{1s}; \\ m_2 \cdot \ddot{y}_{2s} = k_3 (y_{03} + h_p - y_{2s}) + k_4 (y_{04} + h_p - y_{2s}) - U_{03} \cdot k_{0r} \cdot \\ \cdot [x_{A_3} - (h_p - y_{2s})] - R - C_2 \cdot \dot{y}_{2s} - U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_3} - \dot{y}_{2s}), \end{cases} \quad (2)$$

де $x_{01} = p_1 \cdot A_0 \cdot k_{0r}^{-1}; \quad (3)$

$$x_{02} = p_2 \cdot A_0 k_{0r}^{-1} = x_{01} \cdot U_{21}^{0,5} + k_1 h_6 U_{02}^{0,5} \quad (4)$$

відповідно межові деформації ГЛ.

Диференціальні рівняння систем (1) і (2), з метою виключення вільних членів, можна привести до вигляду рівнянь, які за формою та змістом описують вимушені коливання мас $m_1 + m_2$ і m_3 під дією змінної амплітуди лінійної деформації ГЛ. Це приведення здійснюється шляхом заміни y_{1n}, y_{2n}, y_{13} та y_{23} на інші змінні z_{1n}, z_{2n}, z_{13} та z_{23} , що не міняють характер та динаміку руху мас $m_{\Sigma} = m_1 + m_2$ і m_3 :

$$\begin{cases} z_{1n} = y_{1n} + \omega_{\Sigma 1}^{-2} (\omega_{01}^2 \cdot y_{01} + \omega_{02}^2 \cdot y_{02}); z_{2n} = y_{2n} + \omega_{\Sigma 2}^{-2} \left[\omega_{03}^2 \cdot y_{03} + \omega_{04}^2 \cdot y_{04} + \right. \\ \left. + (R + \overline{F}_y) m_3^{-1} \right]; \\ z_{13} = y_{13} - \omega_{\Sigma 1}^{-2} \left[\omega_{01}^2 (y_{01} + h_e) + \omega_{02}^2 (y_{02} + h_e + h) + \omega_{01}^2 \cdot U_{01(02)} \cdot h_e \right]; \\ z_{23} = y_{23} - \omega_{\Sigma 2}^{-2} \left[\omega_{03}^2 (y_{03} + h_p) + \omega_{04}^2 (y_{04} + h_p) + \omega_{p2}^2 \cdot U_{03} \cdot h_p + (R + \overline{F}_y) m_3^{-1} \right], \end{cases} \quad (5)$$

де $\omega_{\Sigma 1} = \sqrt{\omega_{p1}^2 U_{01(02)} + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2}$; $\omega_{p1} = \sqrt{k_{0r} \cdot m_{\Sigma 1}^{-1}}$; $\omega_{01} = \sqrt{k_1 \cdot m_{\Sigma 1}^{-1}}$; $\omega_{02} = \gamma^{-1} \delta \cdot \omega_{01}$;
 $\omega_{\Sigma 2} = \alpha \omega_{\Sigma 1}$; $\omega_{p2} = \gamma^{-1} \omega_{p1}$; $\omega_{03} = \gamma_1^{-1} \delta_1 \omega_{01}$; $\omega_{04} = \gamma_2 \cdot \delta_2 \omega_{01}$;
 $\alpha = \left\{ U_{II} \left[1 + \omega_{01}^2 \omega_{\Sigma 1}^{-2} (\gamma^{-1} \delta U_{III}^{-1} - 1) \right] \right\}^{0.5}$; $\gamma = m_{\Sigma 1} / m_3$; $\delta = k_1 / k_3$; $\delta_1 = k_1 / k_2$;
 $\delta_2 = k_1 / k_4$; $\gamma_1 = m_{\Sigma 1} / m_3$; $\gamma_1 = \gamma_2$ – відповідно, власні частоти ГП пристрою, визначені відносно маси $m_{\Sigma 1}$: системи ГП 1 – ГЛ; ГЛ зведеної до маси $m_{\Sigma 1}$, запірнього елемента 1.2; втулки-клапана 1.5, системи силова головка 2 – ГЛ; ГЛ зведеної до маси m_3 ; ПП 2.6 відносно маси $m_{\Sigma 1}$; сільфона 2.3 відносно маси $m_{\Sigma 1}$; $\gamma_1, \delta, \delta_1, \delta_2, \gamma_2$ – співвідношення між відповідними параметрами;
 $U_{III} = U_{03} / U_{01(02)}$ – внутрішнє передаточне відношення між силовою головкою 2 та ГП 1.

Замінюючи в системах (1) і (2) змінні y_{1n}, y_{2n}, y_{13} та y_{23} на змінні z_{1n}, z_{2n}, z_{13} та z_{23} , після алгебраїчних перетворень, отримаємо для ходів мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 :

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

$$\begin{cases} \ddot{z}_{1n} + 2\beta_{1n}\dot{z}_{1n} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{1n} = \omega_{p_1}^2 U_{01(02)}^{0,5} x_{0r}; \\ z_{2n} + 2\beta_{2n}\dot{z}_{2n} + \alpha\omega_{\Sigma 1}^2 z_{2n} = \gamma^{-1}\omega_{p_1}^2 U_{03}^{0,5} x_{0r}, \end{cases} \quad (6)$$

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

$$\begin{cases} \ddot{z}_{13} + 2\beta_{13}\dot{z}_{13} + \omega_{\Sigma 1}^2 z_{13} = -\omega_{p_1}^2 U_{02(01)}^{0,5} x_{0r}; \\ z_{23} + 2\beta_{23}\dot{z}_{23} + \alpha\omega_{\Sigma 1}^2 z_{23} = -\gamma^{-1}\omega_{p_1}^2 U_{03}^{0,5} x_{0r}, \end{cases} \quad (7)$$

де $\beta_{1n} = 0,5m_{\Sigma 1}^{-1} [C_1 + U_{01(02)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_{1(2)}} - \dot{y}_{1n}^{-1} - 1)]$;

$\beta_{2n} = 0,5m_3^{-1} [C_c + U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_3} - \dot{y}_{2n}^{-1} - 1)]$;

$\beta_{13} = 0,5m_{\Sigma 1}^{-1} [C_1 + U_{02(01)}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_{2(1)}} - \dot{y}_{13}^{-1} - 1)]$;

$\beta_{23} = 0,5m_3^{-1} [C_2 + U_{03}^{0,25} \cdot C_0 (\dot{x}_{A_3} - \dot{y}_{23}^{-1} - 1)]$; – змінні коефіцієнти демпфування

під час руху мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 . Впродовж робочого циклу ГПІ пристрою власна кругова частота $\omega_{\Sigma 1}$ змінюється оскільки параметрично мінляється передаточне відношення $U_{01(02)}$ та $U_{02(01)}$ на різних часових інтервалах переміщень ланок ГПТ 1 і силової головки 2.

Як правило, системи нелінійних рівнянь типу (6) та (7) розв'язують і досліджують числовими методами за допомогою різних прикладних комп'ютерних програм, наприклад, MATLAB, де час процесу є основним явним аргументом і ділиться на певний крок. В такому випадку зміну деформації ГЛ доцільно представити у вигляді простих залежностей для ходів мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 :

прямого

$$x_{0r} = x_{01} - Q_{\Sigma 1n} \cdot t \cdot A_0^{-1}; \quad (8)$$

зворотнього

$$x_{0r} = x_{02} \pm Q_{\Sigma 1s} \cdot t' \cdot A_0^{-1}, \quad (9)$$

де $Q_{\Sigma 1n}, Q_{\Sigma 1s}$ – відповідно витрата енергоносія через гідролінії та відкриту щілину ГПТ 1, що відповідає перним переміщенням ланок ГП пристрою на шляху прямого (l_n) та зворотнього (l_s) ходів мас $m_{\Sigma 1}$ і m_3 ; t, t' – поточний час зміни певного етапу „ l_n ” (чи „ l_s ”) $Q_{\Sigma 1n}$ чи $Q_{\Sigma 1s}$.

Подачу енергоносія можна розрахувати за формулою:

$$Q_{HY} = K_s K_{цк} v_{\max} \cdot p_{1\max} W_0 \kappa^{-1} \cdot \eta_{OH}^{-1}. \quad (1)$$

Діаметр умовного проходу можна визначити з залежності:

$$d_{yT} = d_1 \geq (4Q_{HY} / (\pi [V_T]))^{0,5} = 1,13 \cdot (Q_{HY} / [V_T])^{0,5}. \quad (2)$$

Діаметр другого ступеня герметизації визначаємо згідно:

$$d_2 \geq 0,722 \left[\frac{[\sigma] a_1^3}{R_1 \cdot p_1} \left(1 + 1,548 \frac{p_1^2 \cdot EW_0}{\kappa [\sigma]^2 n_1 R_1 a_1^2} \right) \right]^{0,5}, \quad (3)$$

його необхідно узгодити з:

$$d_2 \geq Q_{mz} / (\pi h_6 \cdot [V_T]) = Q_H \cdot \tau_{3T} / (\pi h_6 [V_T]) \approx \\ \approx 0,318 \cdot Q_H \tau_{3T} / (h_6 [V_T]). \quad (4)$$

Ефективну площу сільфона можна знайти за формулою:

$$A_{сеп} \geq (0,409 c_2^3 [\sigma] \cdot R_2^{-1} + K_{32} \cdot F_{y\max}) \cdot p_{m1}^{-1}, \quad (6)$$

де за $p_c = 0,6 p_1$, $p_{m1} = 0,5(0,6 p_1 + p_1) = 0,8 p_1$

Жорсткість витої пружини 1.8 визначається залежністю:

$$k_2 \geq 8\pi^2 m_2 v_{\max}^2 = 78,88 m_2 v_{\max}^2 \quad (7)$$

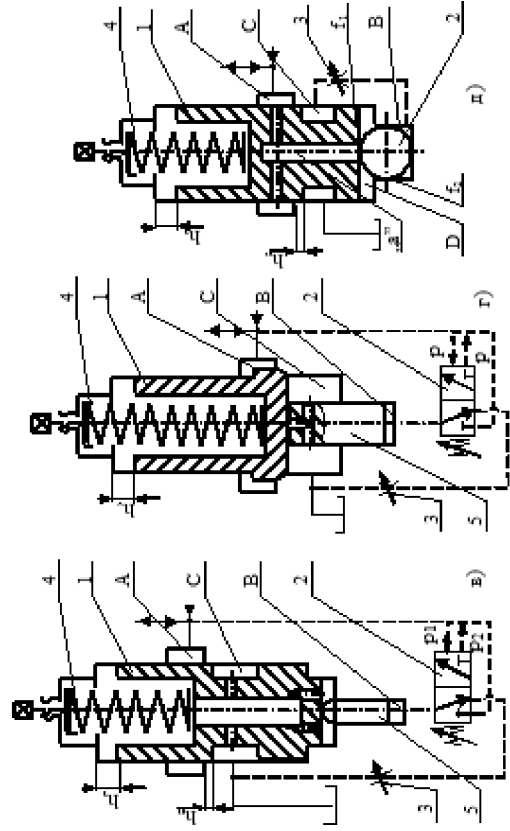
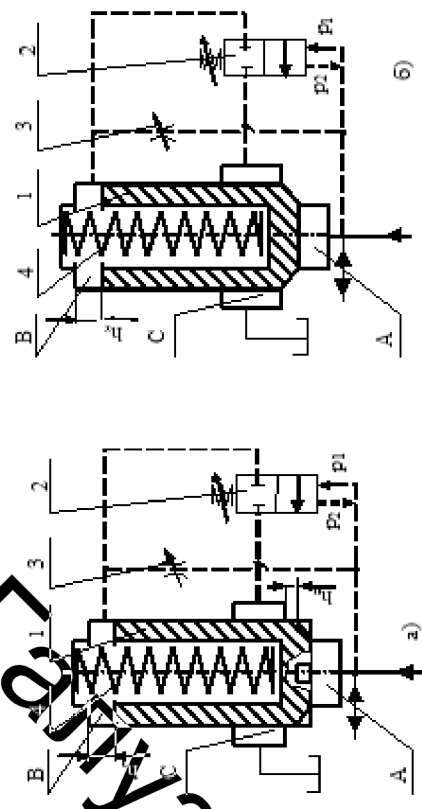
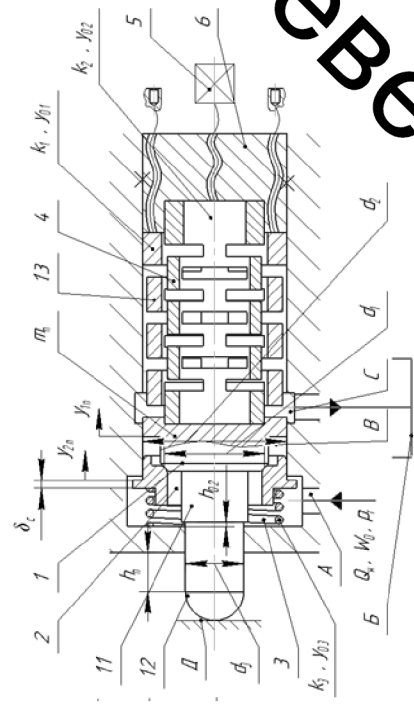
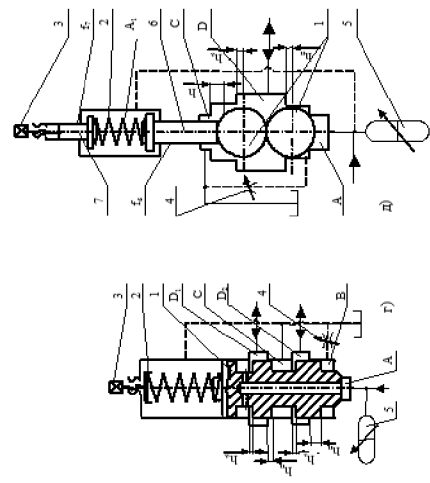
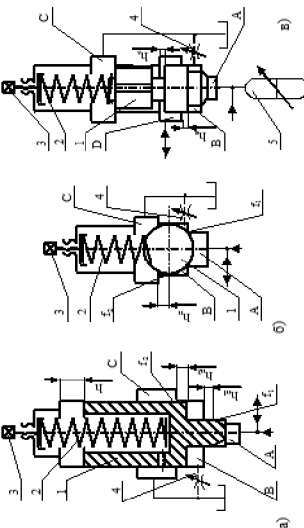
Початкове $F_{01,8}$ та робоче $F_{p1,8}$ пружини 1.8 розраховується за простими залежностями:

$$F_{01,8} = k_2 \cdot y_{02}; F_{p1,8} = k_2 (y_{02\max} + h). \quad (8)$$

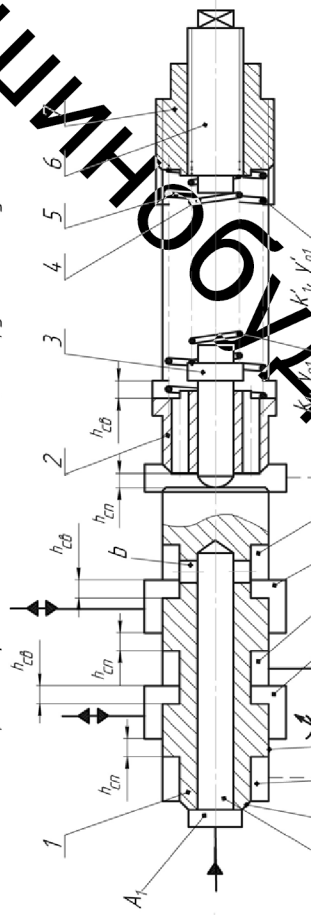
ВІТКУ ВІЗВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

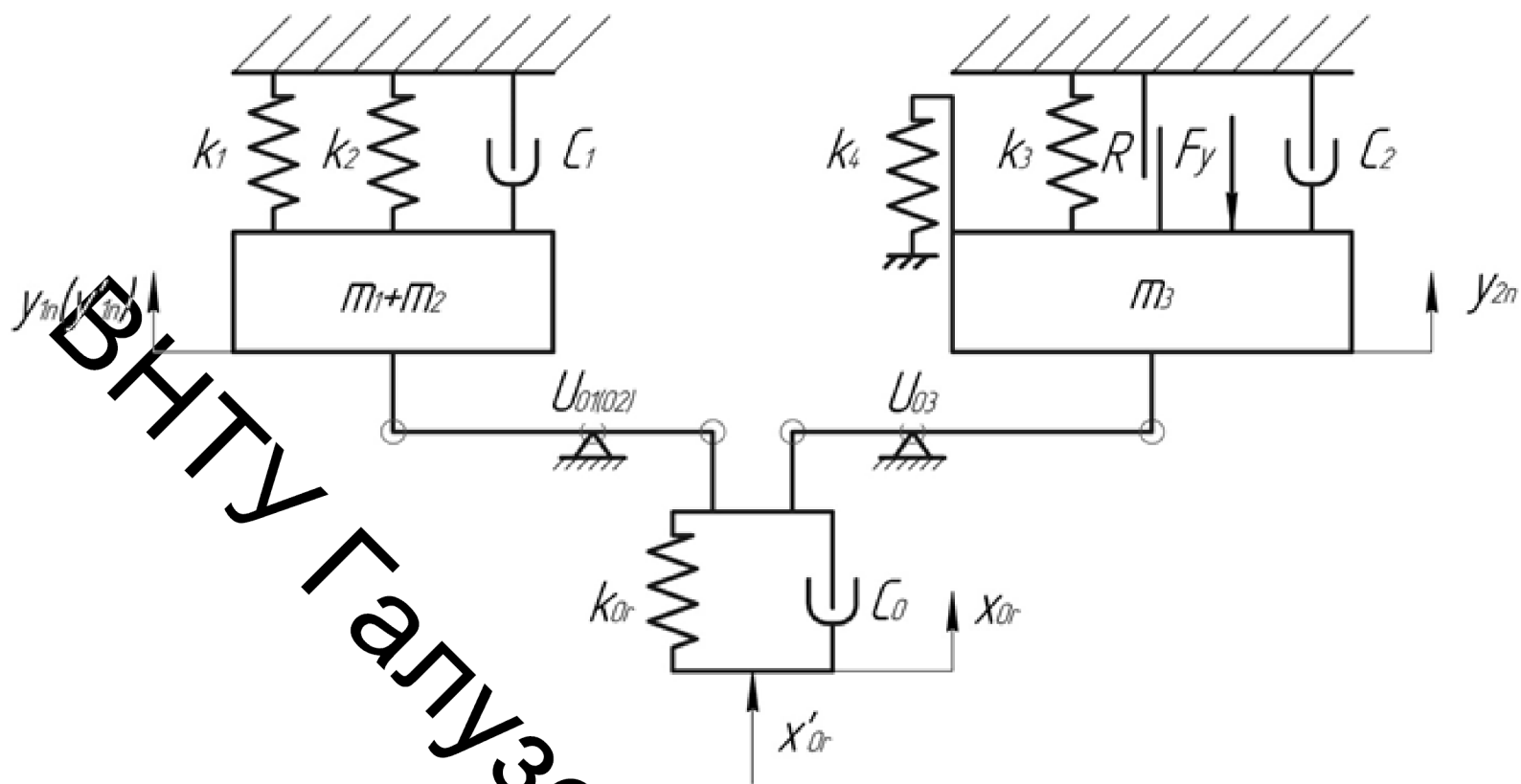
Конструктивні схеми двокаскадних ГПТ

Конструктивні схеми однокаскадних ГПТ

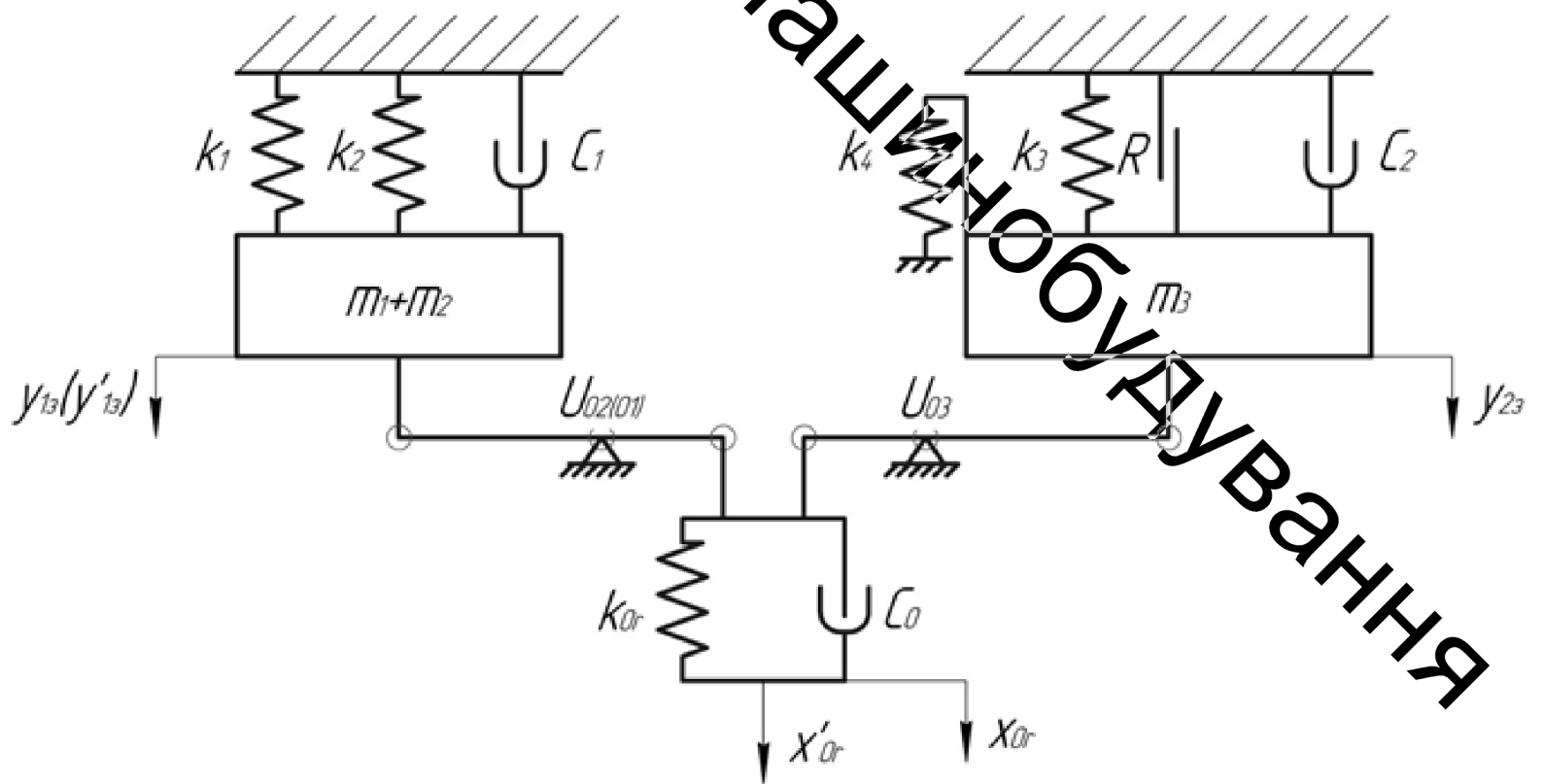


До керівних парожних виконавчої ланки ГПТ або другого каскаду ГПТ



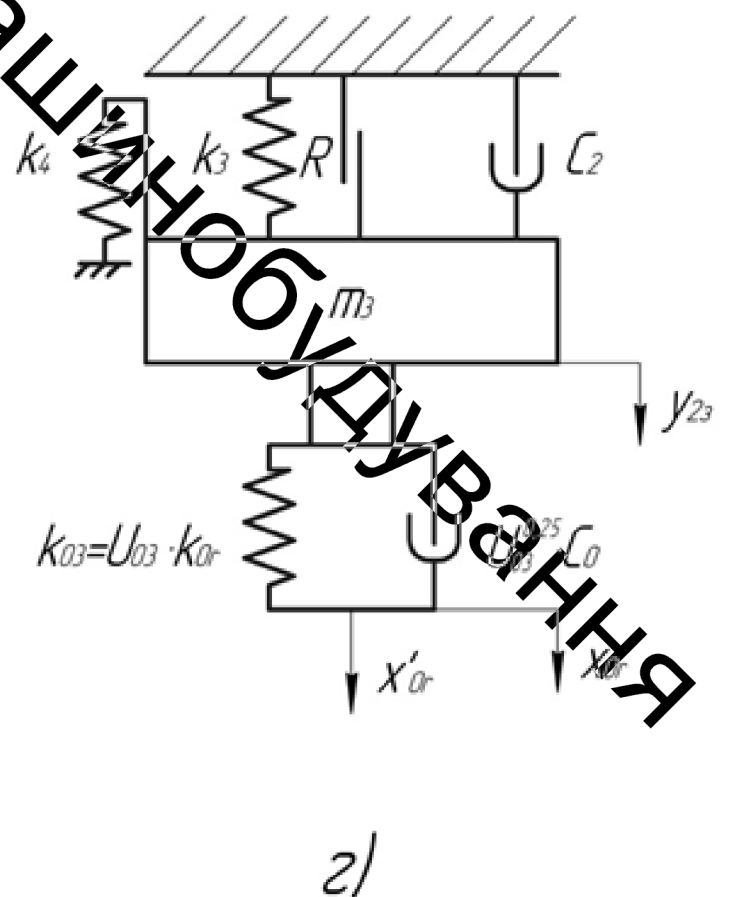
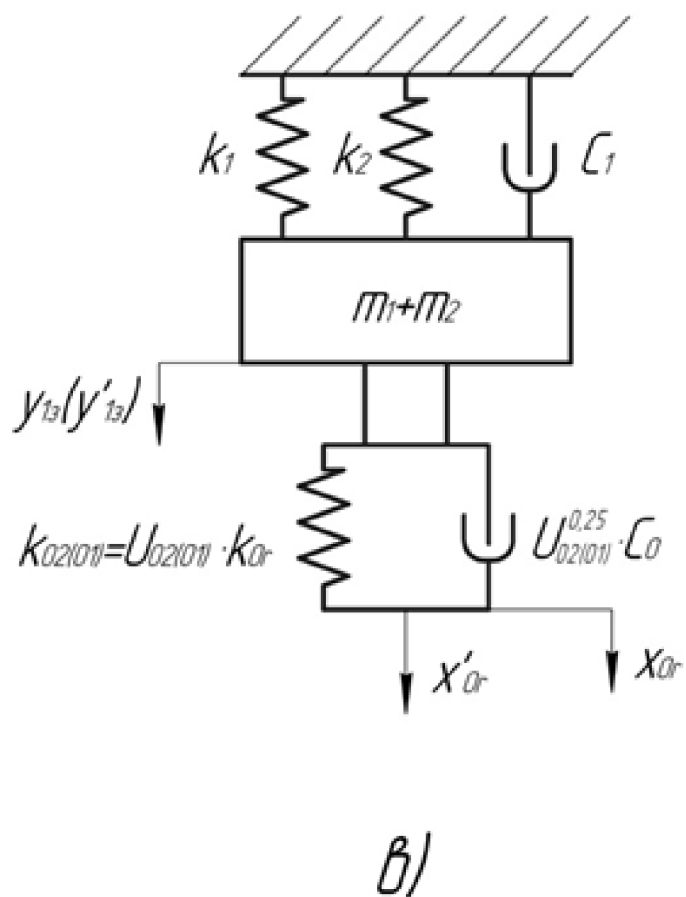
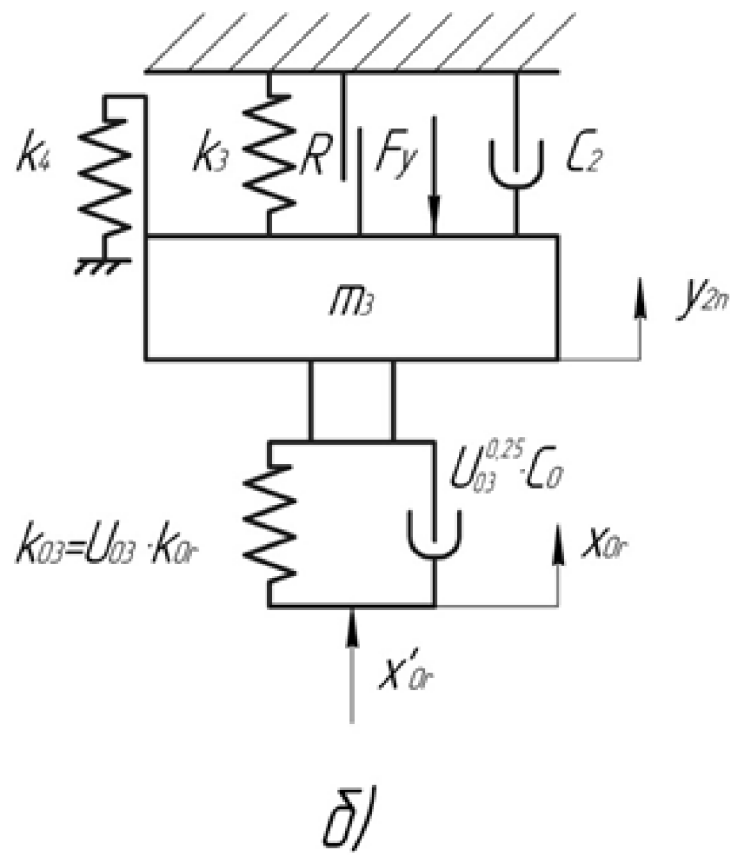
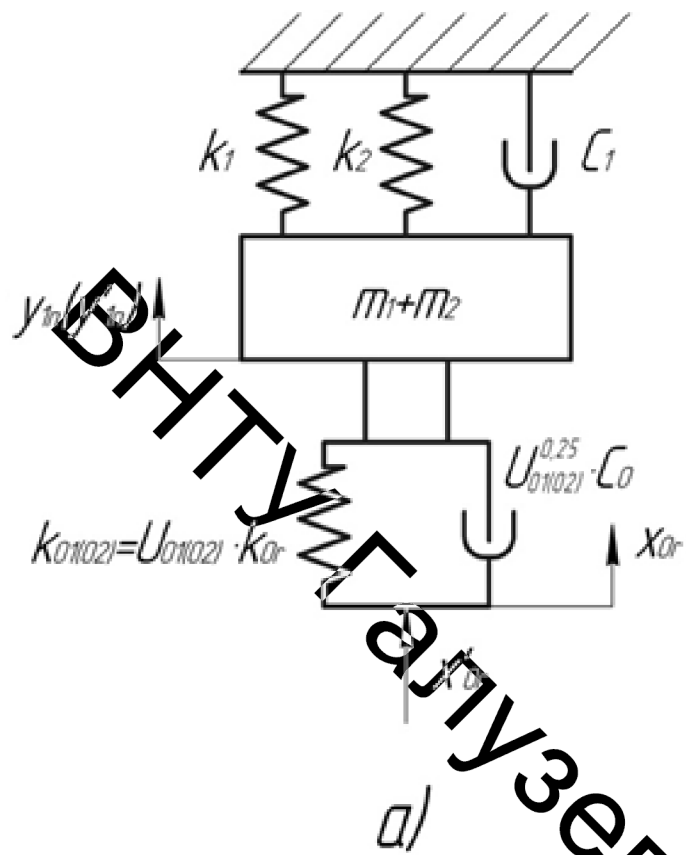


a)



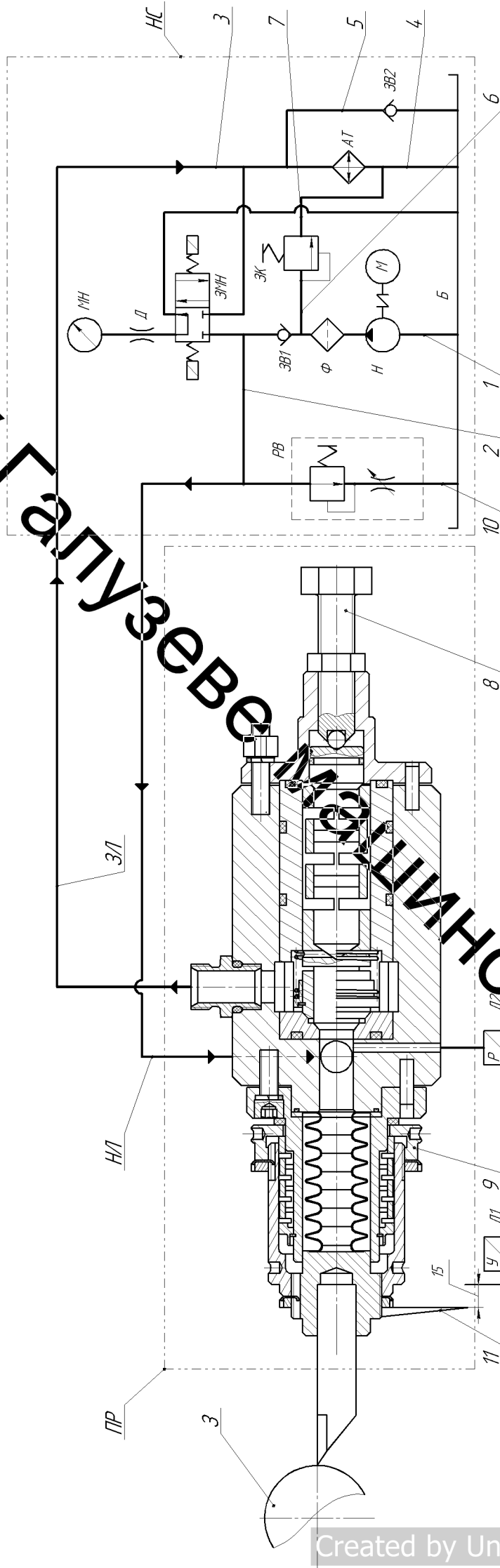
б)

Динамічні моделі прямого а, та зворотнього б ходів.

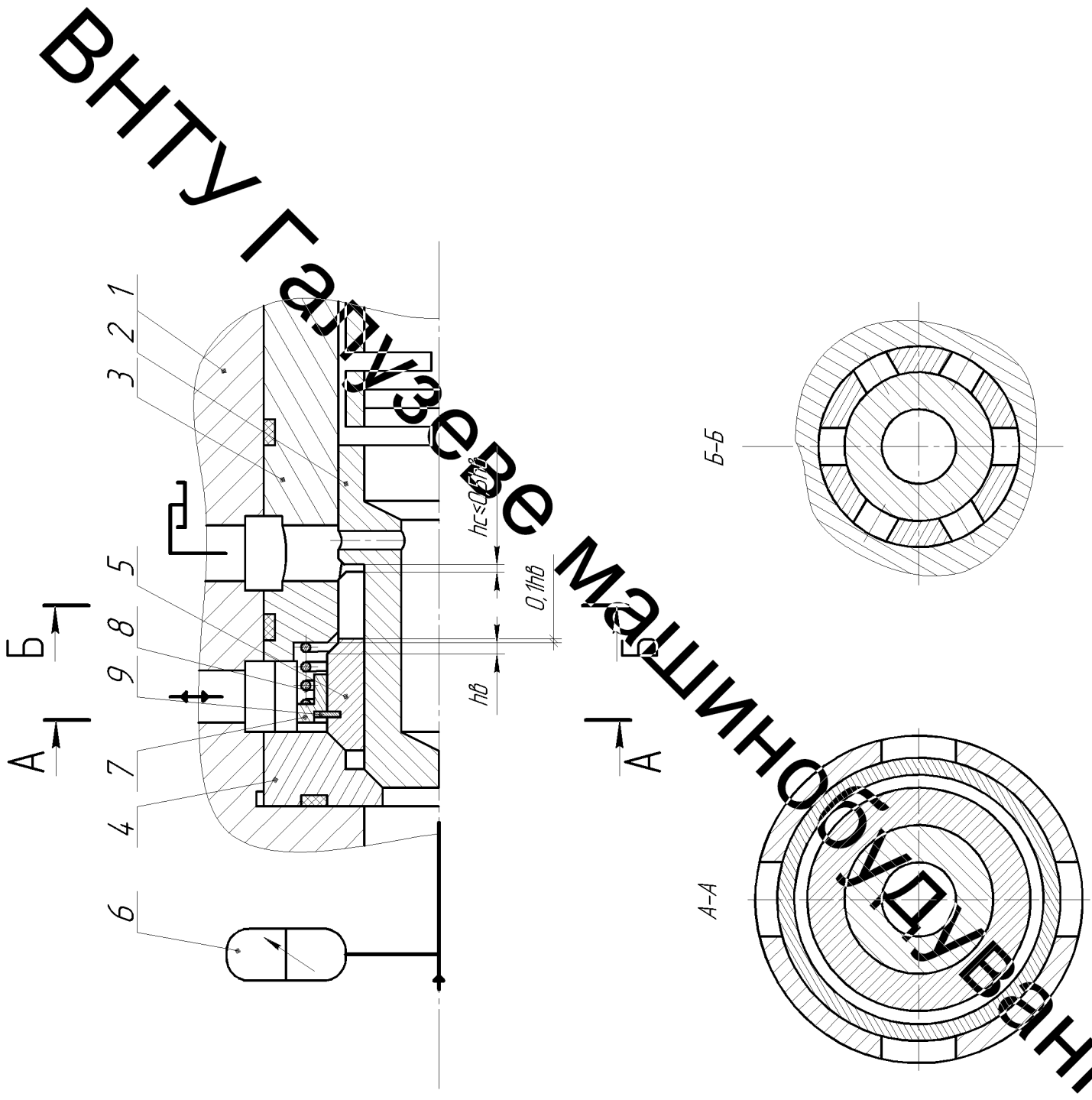


Спрощені динамічні моделі прямого (а, б) та зворотнього (в, г) ходів.

ВНТКУ ГЛУЗЕВЕ МОНІТИНГОВЕ КОНТРОЛЮВАННЯ



Гідрокінематична схема стенду для експериментального дослідження дослідного зразка пристрою для радіального вібраційного контролювання



Перспективна конструкція однокаскадного ГП підвищеної пропускної здатності зі схемою приєднання на вході

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
						<u>Документація</u>			
					08.27.МКР.04.000.000ПЗ	Пояснювальна записка			
					08.27.МКР.04.001.000СК	Складальне креслення			
						<u>Складальні одиниці</u>			
Справ. №				1	08.27.МКР.04.000.100	Державка	1		
				2	08.27.МКР.04.000.200	Гвинт регулювальний	1		
						<u>Деталі</u>			
				3	08.27.МКР.04.000.001	Втулка-клапан	1		
				4	08.27.МКР.04.000.002	Гільза	1		
				5	08.27.МКР.04.000.003	Гайка регулювальна	1		
				6	08.27.МКР.04.000.004	Ковпак	1		
				7	08.27.МКР.04.000.005	Корпус ПТ	1		
				8	08.27.МКР.04.000.006	Корпус	1		
				9	08.27.МКР.04.000.007	Кришка	1		
				10	08.27.МКР.04.000.008	Планка тримач	1		
				11	08.27.МКР.04.000.009	Плунжер	1		
				12	08.27.МКР.04.000.010	Пружина прорізна	1		
				13	08.27.МКР.04.000.011	Пружина вита	1		
				14	08.27.МКР.04.000.012	Пружина-клапан прорізна	1		
				15	08.27.МКР.04.000.013	Сідло	1		
				16	08.27.МКР.04.000.014	Стакан	1		
				17	08.27.МКР.04.000.015	Втулка ступінчаста	1		
		08-27.МКР.04.000.000							
Інв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пристрій для радіального відроточіння	Лист	Лист	Листов
	Разраб.		Кудраш В.О.						1
	Проб.		Одвертях Р.Р.						
	Н.контр.		Манжілевський О.Д.						
	Утв.		Поліщук Л.К.						

МАШИНОБУДУВАННЯ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Стандартні вироби		
		18		Гайка М16-7Н.5 ГОСТ 2526-70 Гайки ГОСТ 11871-88	1	
		19		М39×1,5-6Н.05.05.	1	
		20		М60×2-6Н.05.05.	1	
		21		Гайка 2М8-7Н.5 ГОСТ 15523-70	4	
				Гвинти ГОСТ 11738-84		
		22		М8-8gx55	3	
		23		М8-8gx16.58	4	
		24		Шпилька М8-8gx32.58 ГОСТ 22034-76	4	
		25		Шайба 8Н30Х13 11 ГОСТ 6482-70 Шайби ГОСТ 1182-73	11	
		26		39.01.05	1	
		27		60.01.05	1	
		28		Штифт 6x20 ГОСТ 24296-93	8	
		29		Кільця ГОСТ 13940-86 1А32	1	
		30		1А40	1	
		31		Кільце 1035-0366 ГОСТ 24559-81	1	

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

ВНУТРИ ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Кільця ГОСТ 9833-73		
		32		020-025-30	2	
		33		022-027-30	1	
		34		036-042-36	1	
		35		036-044-46	1	
		36		042-050-46	1	
		37		052-060-46	2	
		38		Кувалка 6 Б 10+5 ГОСТ 3722-2014	4	
		39		Прокладка Д-25-20-ТМКЦ-С ГОСТ 15180-86	1	
		40		Штуцер 1-22-М27 ГОСТ 21856-78	2	

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	08.27.04.000.000	Лист
------	------	----------	-------	------	------------------	------