

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет

На правах рукопису

Чуйко Всеволод Петрович

УДК 621.225

**ПОЛПШЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ОБ'ЄМНИХ ГІДРОДВИГУНІВ ПОСТУПАЛЬНОГО РУХУ
В СКЛАДІ ГІДРОАГРЕГАТІВ ШЛЯХОМ КОМПЕНСАЦІЇ
ВПЛИВУ НЕРІВНОМІРНОЇ ПОДАЧІ НАСОСА**

Спеціальність 05.05.17 - гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник
Кулініч Сергій Павлович,
кандидат технічних наук, доцент

Суми – 2015

ЗМІСТ

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ. ПОСТАНОВКА НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ ЗАДАЧІ.....	12
1.1. Аналіз робочого процесу насосу об'ємного типу.....	12
1.2. Аналіз принципів схемних рішень регулювання параметрів роботи гідравлічних двигунів при пульсуючій подачі насоса високого тиску.....	19
1.2.1. Визначення та аналіз принципів регулювання.....	19
1.2.2. Аналіз дросельного способу регулювання.....	20
1.2.3. Аналіз об'ємного способу регулювання.....	23
1.2.4. Особливості керування параметрами ГА в аспекті часу відгуку запірних елементів та адаптації до умов функціонування.....	25
1.3. Аналіз конструкцій гідравлічних дроселів. Питання забезпечення розрахункових показників площі дросельної щілини.....	28
1.3.1. Аналіз та узагальнення конструкцій дроселюючих гідроапаратів.....	28
1.3.2. Лінійний гідравлічний дросель.....	29
1.3.3. Квадратичні регульовані дроселі.....	29
1.3.4. Запірно-регулюючі елементи золотникових дроселів. Форми дроселюючих щілин. Основні положення проектування. Питання практичного застосування...33	33
1.4. Актуальність проблеми забезпечення контрольованого руху ГД за умов нерівномірної подачі насоса високого тиску.....	37
1.5. Висновки.....	41
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КОМПЕНСАЦІЇ ВПЛИВУ НЕРІВНОМІРНОЇ ПОДАЧІ НАСОСА	43
2.1. Обґрунтування впливу нерівномірної подачі одноплунжерного насоса на рух ГД за результатами дослідження математичної моделі.....	43
2.2. Математична модель робочого процесу ГА для створення зусилля при деформації пружних елементів.....	51

2.3. Розробка дросельного елемента з можливістю забезпечення заданого закону зміни площі дроселюючої щілини.....	62
2.4. Уточнення коефіцієнту витрат РГД.....	67
2.5. Висновки.....	79
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	81
3.1. Задачі експериментальних досліджень.....	81
3.2. Прилади і контрольно-вимірювальна апаратура.....	82
3.3. Схема стенду та принцип функціонування.....	84
3.4. Експериментальне дослідження впливу нерівномірної подачі насоса на рівномірність деформації шпильки без застосування РГД.....	87
3.5. Експериментальне дослідження впливу РГД на рівномірність деформації шпильки.....	94
3.6. Аналіз отриманих даних.....	99
3.7. Апроксимація експериментальних даних та оцінка відхилень.....	100
3.8. Висновки.....	102
РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ РГД У СКЛАДІ ГА.....	104
4.1. Застосування РГД у спеціальних ГА. Економічні та ергономічні наслідки.....	104
4.2. Методика проектування РГД	109
4.3. Забезпечення синхронізації обертання золотника РГД та валу насоса.....	117
4.4. Загальні вимоги до проектування РГД.....	119
4.5. Висновки.....	120
ВИСНОВКИ.....	122
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	124
ДОДАТКИ.....	135

ОСНОВНІ УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

Умовні позначення

r - радіус, м;

S - площа, м²;

Q - витрати, м³/с;

ω - кутова швидкість, рад/с;

n – частота обертання, об/с;

φ – кут повороту, рад;

V – об'єм, м³;

β – коефіцієнт стискуваності;

t – час, с;

v – швидкість, м/с;

ρ – густина, кг/м³;

p – тиск, Па;

F – сила, Н;

μ – коефіцієнт витрат;

m – маса, кг;

E – модуль пружності, Па;

y – переміщення, м;

l – довжина, м;

d – діаметр, м;

ε – відносний об'єм газів нерозчинених в рідині при атмосферному тиску;

Індекси

мит – миттєве значення;

пл – плунжер;

ср – середнє значення;

др – дросель;
H – насос;
δ – динамічне значення;
пр – пружне значення;
ктс - контактного тертя спокою;
м.н – матеріал навантаження;
г – газ;
а – атмосферне;
A – активне;
пол - політропне;
н.ц – напірний циліндр;
П - порожнина;
н.тр – напірний трубопровід;
р – рідина;
зл – зливне;
ст. – стиснення;

Скорочення

ГА – гідравлічний агрегат;
ГД – гідравлічний двигун;
РГД – регульований гідравлічний дросель;
ГЦН – головний циркуляційний насос;
СумДУ – Сумський державний університет;
ККД – коефіцієнт корисної дії.
АЕС – атомна електрична станція.

ВСТУП

Актуальність теми. Зменшення матеріальних витрат, з одночасним підвищенням вихідних характеристик, надійності та ККД є одним з пріоритетних напрямів розвитку сучасних гідравлічних систем та гідроагрегатів (ГА) об'ємного типу. Поряд з цим існує необхідність забезпечення ними контрольованого рівня вібрації та точності виконуваних операцій. Основними проблемами в забезпеченні контрольованого руху вихідних ланок гідравлічних двигунів (ГД) у складі ГА є нерівномірна подача насоса та перехідні процеси в останньому викликані спрацюванням виконавчих механізмів. Робочі характеристики елементів гідравлічної системи значною мірою залежать від характеристики ГА живлення. Для створення високого тиску в гідравлічних системах та ГА широко застосовуються об'ємні насоси плунжерного типу. Однак у зв'язку з особливостями конструкції, вони не можуть забезпечувати рівномірну подачу, а отже і рівномірну зміну тиску в гідравлічній системі. Без застосування спеціальних заходів щодо рівномірної (без пульсацій) зміни тиску, його коливання передаються на всі сполучені елементи. У випадку приєднання ГД до такої системи, закон переміщення його рухомих частин буде мати характеристику подібну до закону переміщення плунжера насоса. Для ГД, що виконують спеціальні операції, наприклад, деформація шпильок в процесі обслуговування роз'ємів корпусів технологічного обладнання, необхідне забезпечення рівномірного контрольованого руху штоку. Аналіз ГА, в яких ГД виконуються високоточні операції при надвисокому тиску, та живлення яких відбувається насосом об'ємного типу, виявив складнощі у реалізації традиційних методів забезпечення та контролювання параметрів вихідної ланки виконавчих механізмів. Таким чином, забезпечення контрольованого руху вихідної ланки ГД для випадку, коли традиційні методи використовувати недоцільно, є актуальною проблемою. Вирішення цієї проблеми може бути здійснено шляхом розв'язання науково-практичної задачі, яка передбачає реалізацію концепції компенсації

впливу нерівномірної подачі насоса, що досягається використанням регульованого гідравлічного дроселя (РГД) в зливній лінії ГА. Таким чином, тема дослідження є актуальною, оскільки розширює спектр методів забезпечення контрольованого руху вихідних ланок ГД у цілому.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалась згідно з планом науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету відповідно до науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України та реалізована при виконанні держбюджетної науково-дослідної роботи №0110U001951-«Дослідження робочого процесу об'ємних машин і приводів», де здобувач брав безпосередню участь як виконавець.

Мета та задачі дослідження. Мета роботи – поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних гідродвигунів поступального руху у складі ГА шляхом компенсації впливу нерівномірної подачі насоса.

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- розробити повну математичну модель робочого процесу ГД у складі ГА для визначення закону руху його вихідної ланки з урахуванням нерівномірної подачі одноплунжерного насоса та змінного навантаження;
- обґрунтувати можливість забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД шляхом встановлення РГД в зливну лінію ГА;
- визначити параметри ГА при яких можливе забезпечення компенсації нерівномірної зміни тиску в напірній порожнині ГД шляхом встановлення РГД в його зливній порожнині;
- визначити параметри РГД, що встановлюється в зливну лінію ГА для забезпечення сталої швидкості руху вихідної ланки ГД;
- провести експериментальні дослідження ГА в складі ГД, насоса та РГД з метою підтвердження запропонованої концепції компенсації пульсацій тиску та адекватності розробленої математичної моделі робочого процесу;
- розробити методичку та рекомендації щодо застосування запропонованої концепції в промисловому виробництві та визначення параметрів елементів ГА.

Об’єкт дослідження – гідродинамічні процеси в об’ємному ГА.

Предмет досліджень – характеристики гідродинамічних процесів об’ємних гідродвигунів поступального руху в складі ГА.

Методи досліджень. Основними методами досліджень були: системний аналіз, який відкрив можливість декомпозиції ГА на основні вузли з урахуванням взаємозв’язків між ними; методи механіки рідини і газу, за допомогою яких обґрунтовано межу квазістаціонарності робочих процесів у ГА, проведена оцінка впливу стисливості і двофазності робочої рідини (РР) на гідродинамічні процеси в об’ємному ГА; методи математичного моделювання, які застосовувалися для визначення характеристик ГА та його елементів. Експериментальні дослідження проводилися на основі теорії планування експерименту й математичної статистики на випробувальному стенді у лабораторії кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету та ТОВ НВП “Сумизовнішсервіс” (м. Суми).

Наукова новизна отриманих результатів:

- уперше запропоновано концепцію компенсації впливу нерівномірної подачі об’ємного насоса для забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД за рахунок застосування РГД в зливній лінії ГА;

- уточнено фізичну та розроблено узагальнену математичну модель робочого процесу ГА для деформації шпильок при обслуговуванні роз’ємів корпусів технологічного обладнання, яка базується на елементній декомпозиції з урахуванням нелінійної сили тертя, нестационарних гідромеханічних процесів, нерівномірної зміни подачі насоса, стисливості та двофазності рідини, змінного навантаження вихідної ланки ГД;

- виявлено особливості та закономірності робочих процесів, які відбуваються в ГА, та підвищують точність математичної моделі, а саме: вплив на характеристики руху вихідної ланки ГД нерівномірної зміни подачі насоса та змінного навантаження;

- уперше теоретичними та експериментальними дослідженнями доведено можливість компенсації нерівномірної подачі об’ємного насоса на рух вихідної

ланки ГД шляхом встановлення РГД в зливній лінії ГА з урахуванням нерівномірної подачі насоса, визначено вплив його параметрів на характеристики ГА, встановлено ступінь ефективності застосування РГД та його вплив на параметри ГА, отримано нову аналітичну залежність для розрахунку його конструктивних параметрів.

Практичне значення одержаних результатів. Практичне значення основних результатів досліджень полягає в наступному:

- визначено параметри ГА, при яких можливо забезпечити компенсацію пульсацій тиску в напірній порожнині ГД шляхом встановлення РГД в зливній лінії;

- розроблено рекомендації щодо можливості застосування в промисловості запропонованої концепції забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД поступального руху;

- спроектовано та виготовлено регульований дросель для забезпечення рівномірного руху вихідної ланки групи ГД ГА для обслуговування роз'ємів корпусів технологічного обладнання.

Основні результати досліджень впроваджені при проектуванні та виготовленні ГА для обслуговування роз'ємів корпусів технологічного обладнання науково-виробничим підприємством «Сумизовнішсервіс» (м. Суми). Результати досліджень упроваджені в навчальний процес Сумського державного університету в дисциплінах «Гідро- і пневмоприводи та гідропневмоавтоматика» та «Об'ємний гідро- та пневмопривід».

Упровадження підтверджені відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Основні результати теоретичних та експериментальних досліджень отримані автором особисто. Формулювання задачі, аналіз та обговорення результатів досліджень виконувалися спільно з науковим керівником.

У роботах [1,2] здобувачем проаналізовані результати чисельного експерименту, та порівняні динамічні характеристики гідроагрегата з вібраційним збуджувачем. У роботах [3,4,12], що захищені патентом України, здобувач

приймав безпосередню участь у розробці гідравлічної системи гідроагрегата для обслуговування фланцевих роз'ємів корпусів обладнання. Здобувачем оцінено підвищення економічної та радіаційної безпеки АЕС при застосуванні ГА. У роботах [5,6,8] здобувачем проаналізовані можливості способу почергового застосування камер багатоступеневого гідравлічного двигуна з метою подолання негативного впливу пульсацій тиску. У роботі [7] здобувачем були проведені чисельні експерименти та висунуті принципові шляхи подолання негативного впливу пульсацій тиску на гідравлічну та механічну системи ГА. У роботі [9] здобувачем визначені підходи до поліпшення шляхів забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД. У роботах [10,11,13] здобувачем розроблено математичну модель роботи ГА, проведено чисельні експерименти, розроблено стенд та проведено експериментальні дослідження ГА. Були проаналізовані результати експериментальних досліджень. Стаття [10] опублікована одноосібно.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати дисертації доповідалися й обговорювалися на:

- Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2010, 2012, 2014 рр.);
- Науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2013 р.)
- XVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2013 р.);
- XIV Міжнародній науково-технічній конференції «Промислова гідравліка та пневматика» (м. Одеса, 2013 р.);
- Міжнародній науково-технічній конференції «Гідро- та пневмоприводи машин: сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, 2015 р.).

Публікації. Матеріали дисертаційної роботи відображені в 5 статтях, всі опубліковані у фахових виданнях, затверджених Міністерством освіти і науки України, в тому числі 3 – у міжнародних індексованих журналах, в тому числі 1 стаття у виданні, що входить до наукометричної бази Scopus. Отримано патент

України на корисну модель. Одна стаття опублікована одноосібно. Опубліковано 7 тез доповідей на міжнародних та всеукраїнських науково-практичних конференціях.

Структура і обсяг роботи. Робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 141 сторінку. Дисертаційна робота містить 62 рисунки, 5 з яких – на окремих аркушах, 5 таблиць по тексту, 4 додатки на 7 сторінках, список використаних літературних джерел із 106 найменувань на 11 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ. ПОСТАНОВКА НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ ЗАДАЧІ

1.1. Аналіз робочого процесу насосу об'ємного типу

Роботі об'ємних насосів, поясненню їх конструкцій та принципу дії присвячено велику кількість робіт. Окреме місце займають поршневі та плунжерні насоси. Відносно будь-якого об'ємного насосу можна виділити основні принципові елементи конструкції. Такими елементами є робоча камера, рухливі елементи для зміни об'єму камери та розподільчий механізм. Відповідно, для поршневого насосу - це циліндр, поршень (плунжер) та клапанна система. Розглянемо детально роботу однопоршневого насосу з кривошипним механізмом [14-17]. Схема насоса зображена на рисунку 1.1. Коли поршень 2 при русі вправо збільшує об'єм робочої камери в циліндрі 1, тиск у ній знижується. При падінні тиску в камері, всмоктувальний клапан 3 переходить у відкрите положення, при цьому рідина заповнює циліндр. Коли поршень виконує зворотній рух, об'єм робочої камери зменшується. При зменшенні об'єму камери тиск у ній зростає. При цьому, впускний клапан 3 закривається, випускний 4 відповідно відкривається. При відкритому випускному клапані 4 рідина витісняється з циліндра. Тиск на виході з насосу дорівнює тиску системи. Таким чином, за один оберт колінчастого валу відбувається перекачування певного об'єму рідини.

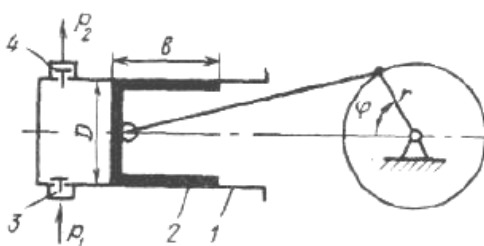


Рисунок 1.1– Схема роботи однопоршневого насосу

Робочий процес будь-якої об'ємної гідромашини полягає у почерговому заповненні робочої камери рідиною з подальшим її витісненням [18,19]. Розглядаючи функціонування робочої камери та розподільчої клапанної системи поршневого насосу, важливо враховувати перехідні процеси всмоктування та нагнітання рідини. Таким чином, до характерної особливості об'ємної машини належить циклічність робочого процесу [20]. Враховуючи, що процес розділений на період всмоктування та нагнітання, подача насосу є нерівномірною. При цьому реальна нерівномірність подачі часто перевищує розрахункову. Запізнення спрацювання клапанів, стискуваність рідини та інші фактори також сприяють виникненню нерівномірної характеристики подачі.

Розглянемо індикаторні діаграми одноплунжерного насосу (рис. 1.2) [15,21-26]. На рисунку 1.2(а) зображено апроксимовану діаграму зміни тиску за часом [21]. Робота гідромашини починається з відкриття впускного клапану, який спрацьовує з запізненням. Запізнення спрацювання впускного клапану зображено на діаграмі у вигляді відрізка 1-2. Відрізок відповідає часу падіння тиску в циліндрі. Відрізок 2-3 представляє собою період стискання рідини. Тиск рідини зростає до тиску в системі, при якому спрацьовує випускний клапан (точка 3). Випускний клапан має власну характеристику, яка також сприяє виникненню коливань в системі. На відрізку 3-4 зображена нестабільна подача насосу після спрацювання випускного клапану. Періодом витіснення рідини з робочої камери є відрізок між точками 3 та 4. Відрізок 4-5 має природу ідентичну з відрізком 1-2, але при спрацюванні на закриття. Після повного закриття випускного клапану в точці 5 рідина, що залишилася в камері, розширюється. Відрізок 5-6 це лінія збільшення об'єму. В точці 6 відкривається впускний клапан, рідина надходить у циліндр та цикл повторюється.

На рисунку 1.2(б, в) зображені апроксимована та відповідно ідеальна індикаторна діаграма зміни тиску в робочій камері залежно від зміни її об'єму [15, 24, 25].

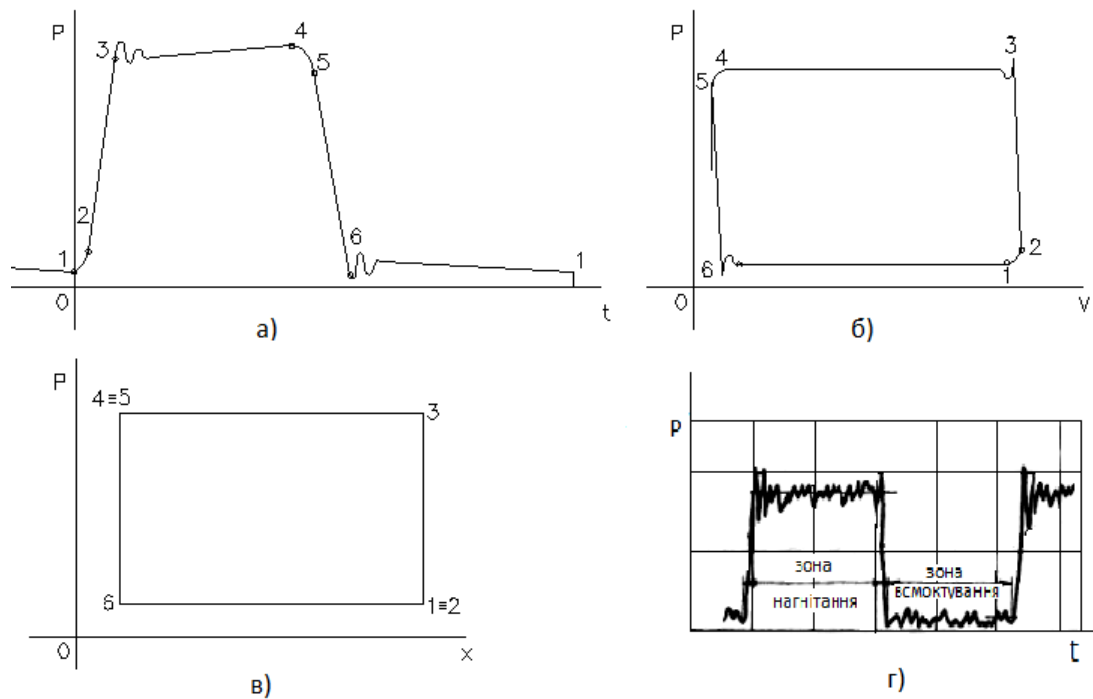


Рисунок 1.2 – Індикаторні діаграми поршневого насоса: а - апроксимована індикаторна діаграма роботи одноплунжерного насоса (зміна тиску за часом); б - апроксимована індикаторна діаграма роботи одноплунжерного насоса (зміна тиску за об'ємом); в - ідеальна індикаторна діаграма роботи одноплунжерного насоса (зміна тиску за положенням поршня); г – реальна індикаторна діаграма за показаннями високочастотних датчиків

Впускний клапан відкривається в точці 1, відбувається впуск рідини. Після закінчення заповнення камери рідиною впускний клапан закривається у точці 3. Лінія 1-3 відповідає стисненню рідини в циліндрі з моменту закриття впускного клапана та перед відкриттям випускного клапана в точці 4. При відносно низьких тисках, що майже не впливають на стискуваність рідини, лінія 3-4 майже перпендикулярна вісі V . Випускний клапан відкривається після закриття клапана всмоктування. Лінія 4-5 відповідає переміщенню рідини з циліндра. Лінія 5-6 відповідає падінню тиску в циліндрі після закриття випускного клапана. Цикл повторюється. Згідно [14] коливання тиску під час роботи клапанів відбувається через їх інерційність.

На рисунку 1.2 (г) зображена індикаторна діаграма роботи одного з плунжерів багатоплунжерного насоса, що отримана за допомогою п'єзоелектричних датчиків високої дискретності [26]. Діаграма показує низькоамплітудні коливання тиску, що викликані роботою плунжера та високочастотні коливання, що викликані початком роботи інших плунжерів та роботою золотникового розподільника.

Пульсації тиску нерозривно пов'язані зі зміною тиску в робочій камері. Саме тому, необхідним є вирішення задачі миттєвого визначення тиску та витрат у гідроапаратах [26].

Миттєва подача насоса зростає пропорційно швидкості поршня. Нерівномірною подача однопоршневого насоса пояснюється його конструкцією та без врахування стискуваності рідини, роботи клапанної системи, може бути описана [9,10]:

$$Q_{\text{мит}} = \begin{cases} S_{\text{пл}} r \omega (1 - \cos\varphi) & \text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi \\ 0 & \text{при } \pi < \varphi \leq 2\pi \end{cases}, \quad (1.1)$$

де $S_{\text{пл}}$ – площа плунжера;

r – радіус кривошипу;

ω – кутова швидкість;

φ – кут повороту кривошипу.

Вираз (1.1) пояснює природу пульсацій подачі насоса. Швидкість поршня і миттєва витрата гармонічно змінюються. Для однопоршневого насоса графік подачі за положенням кривошипного механізму зображено на рисунку 1.3 [15, 24, 25]. Він має форму гармонічної залежності з фактичними додатними значеннями подачі, що зміщені на π між собою.

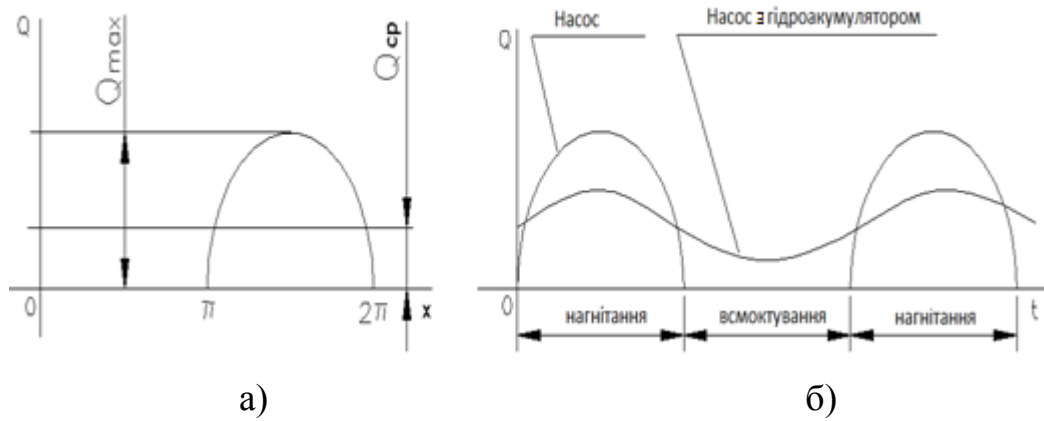


Рисунок 1.3 – Графіки подачі однопоршневого насоса: а - графік подачі однопоршневого насоса без гідроакумулятора; б - графік подачі однопоршневого насоса з гідроакумулятором

До наслідків нерівномірної подачі відносять шум, вібрацію, гідроудар, руйнування елементів гідравлічної системи. Пульсація може призвести до втоми труб та гідроапаратури [24, 27]. Нерівномірність потоку викликає нерівномірний рух виконавчих органів машин [28].

Пульсуюча подача невід’ємно пов’язана з поведінкою робочого органу, який, в свою чергу, миттєво передає пульсації на приєднанні елементи [28]. Для більшості випадків експлуатації об’ємних машин нерівномірність характеристик має негативний характер. Саме тому прагнуть вирівняти графік подачі, наближаючи його до лінії Q_{cp} – сторони прямокутника, площа якого дорівнює площі під напівсинусоїдами (рис.1.3 (а)). Частина площі, що знаходиться між лінією Q_{cp} та лініями напівсинусоїд, визначає нерівномірність подачі насоса. Для визначення ступеня нерівномірності введено коефіцієнт [26]:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{cp}} 100\% , \quad (1.2)$$

де Q_{\max} і Q_{\min} - максимальне і мінімальне значення миттєвої витрати.

Для однопоршневого та одноплунжерного насосів $\delta = \pi$.

В загальному випадку систематизувати коливання можна за наступною природою [18-30]:

- виникає початкове коливання, що за короткий час аперіодично наближається до усталеного режиму;
- виникає початкове коливання, далі настає відносно тривалий період затухаючих коливань;
- після початку коливань, їх амплітуда лише збільшується;
- система створює незатухаючі коливання з постійною частотою та амплітудою.

З метою зменшення пульсацій застосовують багатопоршневі насоси з непарною кількістю поршней [24]. Такий спосіб подолання пульсацій призводмть до подорожчання та ускладнення конструкції самого насосу. Іншим дієвим способом є встановлення у гідравлічну лінію гідроакумулятора, газ у верхній частині якого, виконує роль демпфера (рис. 1.3(б)). Недоліком такого підходу є значні матеріальні витрати, особливо при високих тисках робочої рідини (понад 40 МПа).

Для запобігання явищ резонансу, основним і найраціональнішим способом є вибір оптимальної конструкції гідравлічної системи. Оптимально підібрані довжини та форми трубопроводів, кількість та черга розміщення гідравлічних пристроїв можуть запобігти виникненню негативних явищ.

Також для гасіння пульсацій застосовують гасителі пульсацій. Вони забезпечують рівномірний потік, спрощують схему розрахунку системи, надають більш широкий спектр вибору оптимальних параметрів гідравлічної системи [31-43]. Гасителі представляють собою різного роду конструкції активного та пасивного типу, з підстроюванням параметрів та без нього[34, 35]. На жаль, спектр відомих гасителів має обмеження роботи за тиском. Більшість гасителів пульсацій застосовують пружні елементи [36]. В разі виготовлення гасителів для тиску понад 40 МПа, їх габарити та матеріальні витрати є недоцільними.

При високих тисках, окремим питанням є реальна поведінка робочої рідини. Фактор стискуваності рідини залежить від кількості розчиненого в ній газу [18, 37]. Введено відповідний коефіцієнт стискуваності:

$$\beta_v = \frac{1}{V} \frac{dV}{dp}, \quad (1.3)$$

де V – початковий об'єм рідини;

$\frac{dV}{dp}$ - зміна початкового об'єму при зміні тиску.

При збільшенні тиску коефіцієнт стискуваності знижується, а при збільшенні температури зростає. Таким чином врахування фактору стискуваності робочої рідини є достатньо ваговою задачею. Наприклад, для мінерального масла значення коефіцієнту стискуваності змінюється на 0,7-0,8% на кожні 10 МПа надлишкового тиску [38, 39].

Слід також враховувати теплове розширення робочої рідини при збільшенні температури. На прикладі мінерального масла можна зазначити контрольне зростання початкового об'єму на 0,7% при зростанні температури на 10 градусів Цельсія. Температурне розширення характеризується коефіцієнтом [40], що представляє собою відношення приросту об'єму на 1 градус Цельсія:

$$\beta_t = \frac{\Delta V}{V \Delta t}, \quad (4)$$

де Δt - зміна температури.

При цьому, наприклад, збільшення тиску від атмосферного до 60 МПа, призводить до збільшення β_t на 10-20% [41]. Деякі залежності зображені на рисунку 1.4 [40].

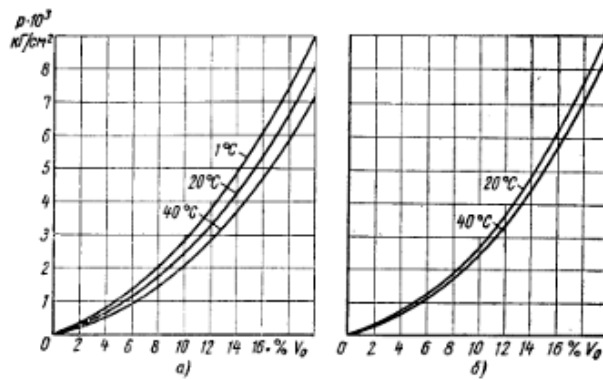


Рисунок 1.4 – Пружні характеристики масел: а – АМГ-10; б - трансформаторне

Таким чином, для детального опису процесів, що відбуваються у реальній робочій рідині, слід враховувати термодинамічні рівняння та рівняння стану середовища, що включають в себе показник ентропії [42]. У реальній гідравлічній системі, на відміну від ідеальної, спрацювання розподільчих механізмів має затримку по шляху та часу [28]. Для підвищення стійкості гідравлічної системи необхідно вводити додаткові пристрої та схемні рішення.

1.2. Аналіз принципів схемних рішень регулювання параметрів роботи гідравлічних двигунів при пульсуючій подачі насоса високого тиску

1.2.1. Визначення та аналіз принципів регулювання

Для контролю параметрів гідравлічної системи та окремих її елементів вже створено ряд спеціальних пристроїв та розроблено схеми їх включення. Широке місце серед таких пристроїв займають ті, що змінюють тиск та витрати робочої рідини. Саме вони (окремо та у комбінаціях) дозволяють отримати необхідний контроль над елементами системи. Головною рисою гідроапаратів, що регулюють витрати рідини, є контроль напрямку та закону руху вихідної ланки ГД. Для подібного регулювання застосовують об'ємний та дросельний способи [39, 43-47]. При об'ємному регулюванні змінюється об'ємна подача насоса, при цьому вся

рідина доходить до ГД. При дросельному регулюванні частина рідини, що подається насосом, відводиться з лінії, інша частина живить двигун [28, 48]. Таким чином принципово розділені способи регулювання підводу робочої рідини до будь-яких виконуючих механізмів [39, 49, 50]. Гідравлічний агрегат, що має можливість змінювати швидкість вихідної ланки за певним законом, є регульованим.

1.2.2. Аналіз дросельного способу регулювання

Спосіб регулювання руху штоку ГД методом дроселювання знайшов місце у широкому спектрі виробничих потреб. Розглянемо дросельний спосіб регулювання детально [20, 51, 52]. Наприклад, рух штоку ГД контролюється зміною витрат рідини в двигуні за допомогою дроселя. Дросель може бути встановлений відносно двигуна послідовно або паралельно, але в обох випадках частина рідини відводиться в зливну лінію, не виконуючи при цьому корисної роботи. Для керування рухом вихідної ланки дроселі можуть встановлюватись на напірній, зливній та паралельній лінії гідросистеми [53].

При послідовному встановленні гідравлічного дроселя він може розташовуватися перед гідравлічним двигуном або після нього [54]. Існує також варіант встановлення двох дроселів. В таких випадках швидкість ГД забезпечується контролем рівня тиску живлячого насосу, при цьому надлишок рідини зливається (рис. 1.5(а, б)).

Виходячи з того, що при проходженні рідини через дросель, особливо при високих перепадах тиску, відбувається її нагрівання, логічним є встановлення дроселя перед зливним баком для подальшого охолодження робочої рідини [39, 49]. Схема з дроселем в зливній лінії забезпечує двосторонню жорсткість ГД та може застосовуватися при зміні наряду навантаження на шток. Схема зі встановленим дроселем на вході є менш дієва. Це пов'язано з тим, що дросель майже не впливає на переміщення штоку. Також недоліком встановлення дроселя

перед гідравлічним двигуном є неможливість контролювати великі прискорення вихідної ланки. Схема зі встановленням дроселя на виході є стійкою проти автоколивань та гідроударів, особливо при малих швидкостях руху вихідної ланки, демпфуючи їх [50].

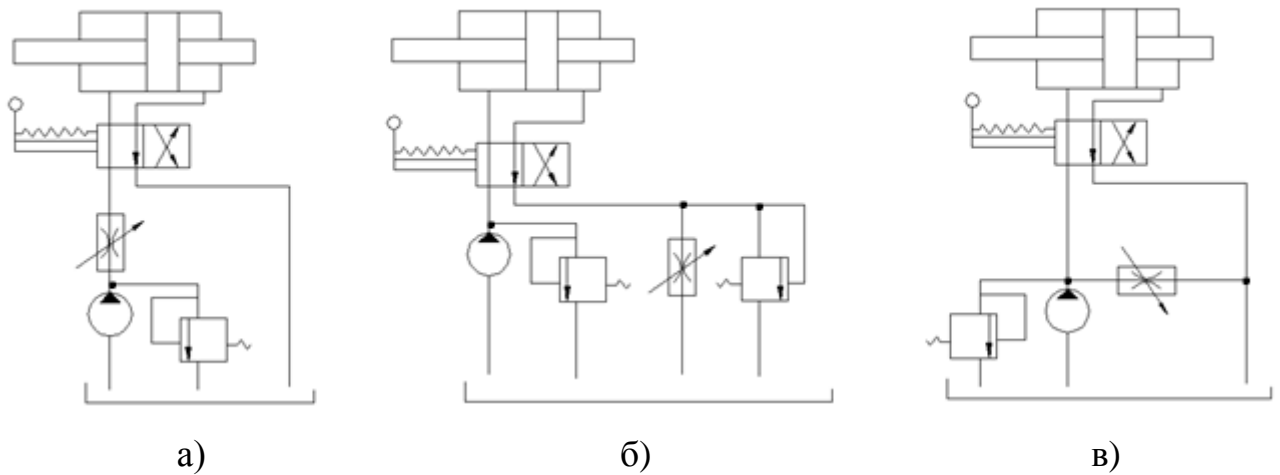


Рисунок 1.5 – Схеми включення дроселя: а – дросель встановлений послідовно у напірній лінії; б – дросель встановлений послідовно у зливній лінії ; в – дросель встановлений паралельно гідравлічному двигуну

Швидкість руху штоку ГД з дроселем, який встановлено на вході (рис 2.1(а)) може бути визначена:

$$v = \mu \frac{S_{dp}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H - \left| \frac{F}{S} \right| \right)}, \quad (1.5)$$

де S – ефективна площа поршня підключеного до лінії встановлення дроселя;

S_{dp} – площа щілини дроселя;

μ – коефіцієнт витрат;

F – навантаження на шток поршня ;

ρ – густина рідини;

p_H - тиск рідини насоса.

Відповідно для системи з дроселем на виході (рис. 2.1(б)) :

$$v = \mu \frac{S_{dp}}{S} \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(p_H \pm \left| \frac{F}{S} \right| \right)}. \quad (1.6)$$

При паралельному включенні дроселя в систему частина рідини проходить через нього, інша частина надходить у ГД (рис. 2.1(в) [54]). Швидкість поршня в системі з паралельним включенням дроселя може бути визначена:

$$v = \frac{1}{S} \left(Q_H - \mu S_{dp} \sqrt{\frac{2F}{\rho S}} \right), \quad (1.7)$$

де Q_H - подача насоса.

Недоліком вказаного дросельного регулювання є падіння ККД системи, нагрів робочої рідини та складність забезпечення швидкості руху вихідної ланки у зв'язку зі змінним навантаженням на шток. До основних переваг дросельного керування відноситься швидка реакція виконуючого механізму [55].

Швидкість руху вихідної ланки гідравлічного двигуна (ГД) є функцією подачі насоса Q_H , тиску p_n , параметрів гідроагрегату (ГА), густини ρ та модуля об'ємної пружності E : $v = f(Q_H, p_n, S_{dp}, F_H, \rho, E)$. З іншого боку, при визначенні значень $Q_H = f(\omega, t)$, $p_n = f(Q_H)$, $F_H = f(y)$ та $v = const$ - рівномірний рух штоку без прискорення, можна зробити висновок, що площа дроселюючої щілини S_{dp} є розрахунковою величиною. При забезпеченні дроселем розрахункових значень S_{dp} швидкість руху штоку ГД буде сталою, навіть за нерівномірної подачі насосу. Нижче приведені характеристики ККД систем регулювання для різних варіантів встановлення дроселя (рис. 1.6).

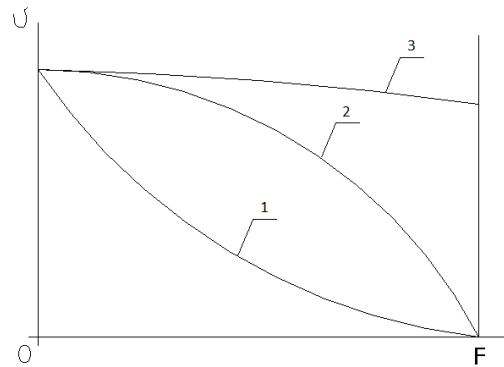


Рисунок 1.6 – Характеристика ККД: 1 – паралельне включення дроселя, 2 – послідовне включення дроселя; 3 – об’ємне регулювання

1.2.3. Аналіз об’ємного способу регулювання

У випадку об’ємного регулювання вся подача насосу доходить до ГД. При цьому регулювання його швидкості відбувається за рахунок зміни самої подачі насоса або ж об’єму робочої камери ГД. При ступінчатому об’ємному регулюванні діапазон контрольованих параметрів гідросистеми досягається комбінацією насосів та гідравлічних двигунів з відмінними характеристиками. Приклад такої схеми зображено на рисунку 1.7.

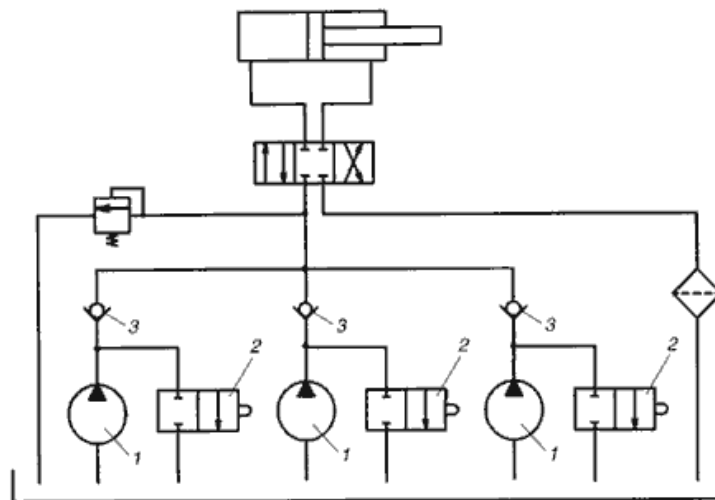


Рисунок 1.7 – Об’ємне ступінчате регулювання

Сумісна робота насосів, які мають різні характеристики, дозволяє отримати необхідні параметри руху вихідної ланки. В разі необхідності забезпечення плавної зміни руху штоку ГД необхідно застосовувати зміну робочого об'єму ГД, насоса.

На рисунку 1.8 приведена одна з найпоширеніших схем об'ємного регулювання, що застосовується для гідравлічних двигунів поступального руху.

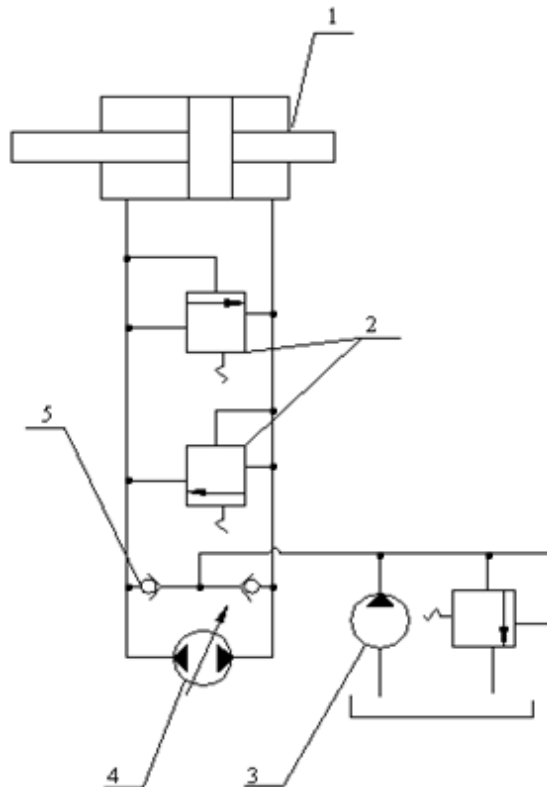


Рисунок 1.8 – ГА з регульованим насосом:

а - принципова схема; 1 - гідроциліндр; 2 - запобіжний клапан; 3 - допоміжний насос; 4 - регульований насос; 5 - зворотний клапан

Контроль здійснюється регульованим насосом 4, що в тандемі з насосом постійної подачі 3 забезпечує розрахункове значення витрат живлення ГД 1. Клапани 2 та 5 забезпечують рівень тисків та напрямок руху рідини. Швидкість руху штоку ГД за $\frac{F}{S} < p_K$ можна описати виразом:

$$v = \frac{e_H q_H n_H}{S} - \mu_v \frac{F}{S^2} \quad , \quad (1.8)$$

де q_H – максимальний робочий об'єм насосу;

n_H – частота обертів насосу;

S – ефективна площа поршня ГД;

μ_v – коефіцієнт об'ємних витрат системи, що визначається зміною об'ємного ККД насосу та ГД у функції тиску (навантаження);

F – навантаження на шток ГД;

p_k – тиск запобіжного клапану;

e_H – параметр регулювання насосу, що дорівнює відношенню миттєвого значення робочого об'єму насосу до максимального.

Подібний спосіб дозволяє утримувати стає навантаження ГД, незалежно від його швидкості. З формули (1.8) можна зробити висновок, що зміна форми пульсації до усталеного характеру можлива за регулювання робочого об'єму насосу та частоти обертання. У випадку одноплунжерного насосу вирівняти подачу в такий спосіб практично не можливо.

Тому окремим питанням залишається контроль швидкості руху вихідної ланки ГД, коли подача насосу має пульсуючий характер. У випадку гідравлічної системи, в якій неможливо застосувати традиційні методи долання пульсацій, забезпечення розрахункового сталого закону руху вихідної ланки є актуальною задачею [4-10].

1.2.4. Особливості керування параметрами ГА в аспекті часу відгуку запірних елементів та адаптації до умов функціонування

Проблема подолання пульсацій є нагальною, коли хвильові явища негативно впливають на роботу системи або її окремі елементи. Для нормалізації роботи системи допустима локалізація енергії пульсації робочої рідини на певній частині

системи [56]. Реалізація такого принципу полягає у контролі гідравлічного потоку регульованим дроселем з необхідною швидкістю змін дросельної щілини, що забезпечувало б розрахункові значення тиску та об'ємних витрат. Теоретично, повністю контролювати параметри гідравлічного потоку можливо за допомогою регульованих дроселів. При цьому важливим питанням є діапазон відгуку запірних елементів регульованого дроселя. Слід зазначити, що розширення діапазону відгуку в бік прискорення, поліпшує застосування дроселя, особливо у системах, де параметр відгуку є критичним.

Питанню поліпшення параметрів керованих гідравлічних дроселів та їх впливу на роботу гідравлічного обладнання присвячено низку робіт. У статті [57] розглядаються концептуальні можливості рекуперації енергії з акцентом на збільшення гнучкості керування. Описана система включає чотири незалежних регулюючих клапана з рядом режимів роботи. Досліджено роботу системи за диференціальною схемою навантаження. При цьому тиск є критичним фактором та жорстко контролюється. За такого способу тиск залишається у межах спрацювання кожного, окремо налаштованого на свій діапазон, клапана. Таким чином було досягнуто часткового контролю над параметрами системи. У роботі [58] досліджена ідея поєднання поршневого насосу зі швидкодіючим клапаном. Робота такого клапана мала корегувати роботу поршневого насосу. Даний принцип був експериментально реалізований на частоті клапана до 14 Гц, при виконанні клапаном лише повного закриття або відкриття напірного трубопроводу. У роботі [59] розглядається питання підвищення якості робочих характеристик енергоефективного гідравлічного контуру. Доводиться необхідність реалізації високих динамічних характеристик з одночасним підвищенням ефективності системи. Основою дослідження був гідравлічний насос та електричний двигун постійного струму. При цьому робота насоса мала контролюватися роботою привідного двигуна. За результатами досліджень, час відгуку двигуна становив 10 мс. При цьому час відгуку насоса зріс до 15–35 мс в залежності від тиску та витрат. Подальше поліпшення характеристик

продовжилося у напрямку встановлення регульованої байпасної лінії та регульованого клапану.

Механізми високочастотного контролю потоку широко розповсюджені у вібраційній техніці. Здебільшого вони виконують роль генератора гідравлічних пульсацій. У роботі [60] пропонують гідравлічний розподільник з розширеними технічними можливостями, що забезпечує конструкція. Пристрій включає корпус, в якому розташований розподільчий золотник, що обертається. Золотник забезпечує високочастотний розподіл робочої рідини, енергія якої перетворюється у механічні коливання. У роботі [61] запропоновано аналогічний розподільник потоку. Складна профільована форма золотника дозволила забезпечувати контроль параметрів потоку рідини.

Для стабілізації швидкості руху виконуючого механізму створено пристрій комбінованої дії, які поєднують роботу гідравлічного клапану та гідравлічного регульованого дроселя (рис. 1.9(а)). Приклад конструкції такого пристрою зображено на рисунку 1.9(б) [15, 25, 62, 63].

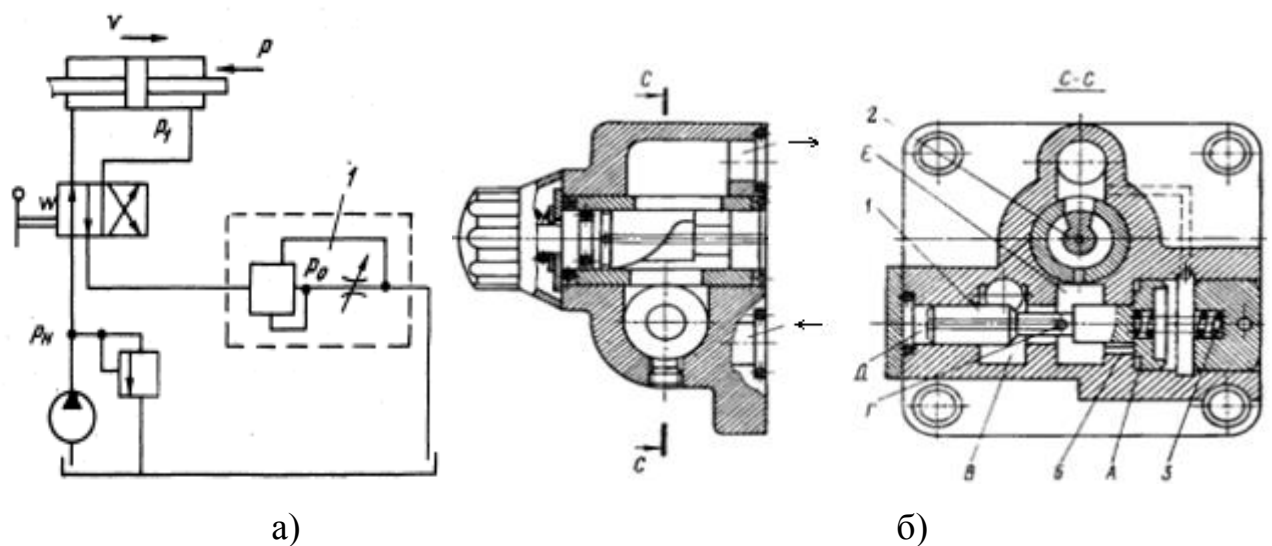


Рисунок 1.9 – Пристрій комбінованої дії: а – схема встановлення;
б – конструкція

Рідина під тиском від насосу надходить до порожнини В, яка з'єднана з порожниною Е. З порожнини Е рідина під тиском надходить до регульованого

дроселя 2 та після дроселювання зливається. При цьому порожнина Е з'єднана з каналами Б та Г. В свою чергу, канал Б переходить у порожнину А, канал Г переходить у порожнину Д. Рідина у порожнині Д тисне на золотник 1 з одного боку, пружина 3 компенсує зусилля, створене цим тиском, діючи з іншого боку золотника. При зростанні тиску золотник виконує рух вправо, перекриваючи щілину між порожниною В та Е та вирівнюючи тиск дроселювання.

Нажаль, подібні пристрої мають обмеження величини робочого тиску [63].

1.3. Аналіз конструкцій гідравлічних дроселів. Питання забезпечення розрахункових показників площі дросельної щілини

1.3.1. Аналіз та узагальнення конструкцій дроселюючих гідроапаратів

Гідравлічний дросель у загальному випадку це пристрій, що змінює параметри потоку робочої рідини зміною площі щілини, через яку ця рідина проходить [20, 46, 52, 62, 65-69]. Іншими словами, гідравлічний дросель – це регулюючий гідроапарат, що керує живленням окремих елементів гідравлічної системи або її окремими ділянками. Дроселі призначені для забезпечення регламентованих показників перепаду тисків та об'ємних витрат. При цьому дросель, що виконує функцію регулятора потоку, повинен чітко та стабільно забезпечувати виконання характеристики $p=f(Q)$ [21, 70].

Найпоширеніше застосування гідравлічного дроселя - керування швидкістю руху вихідної ланки ГД. Залежно від робочої характеристики дроселя - відношення витрат до падіння тиску, відрізняють лінійні та квадратичні дроселі. Дроселі з ламінарним рухом рідини є лінійними або в'язкісної дії, відповідно з турбулентним потоком – квадратичними, або вихрової дії [50]. Квадратичні дроселі отримали свою назву за причинами практичної пропорційності витрат тиску до квадрату зміни швидкості потоку. Якщо в конструкцію дроселя закладено можливість зміни площі, то такі дроселі є регульованими [39].

1.3.2. Лінійний гідравлічний дросель

Гідравлічний лінійний регульований дросель зображено на рисунку 1.10 [15]. Дроселююча щілина утворена золотником з гвинтовою поверхнею 1 та гільзою 2. Розміри щілини регулюються поступальним рухом гвинтової поверхні 1 при обертанні головки золотника 3. Такий дросель забезпечує ламінарний потік на виході з дроселя[21, 70].

Характеристика лінійних дроселів залежить від в'язкості робочої рідини та температури. Виходячи з таких особливостей, лінійні дроселі в системах керування не знайшли широкого застосування.

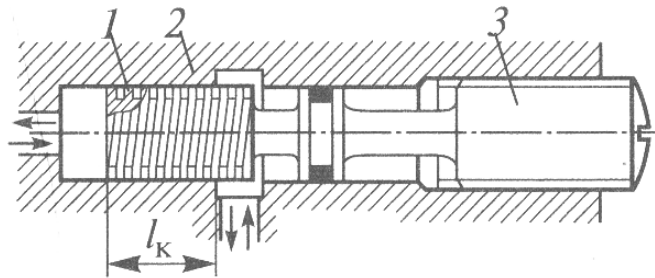


Рисунок 1.10 – Лінійний регульований дросель

1.3.3. Квадратичні регульовані дроселі

На відміну від лінійних дроселів, характеристика квадратичних від в'язкості робочої рідини не залежить. Таким чином, нелінійні дроселі більш широко застосовуються у системах керування. Нелінійний дросель відрізняється турбулентним рухом рідини, при цьому падіння тиску на дроселі змінюється пропорційно квадрату швидкості потоку робочої рідини. Регулювання параметрів потоку рідини забезпечується зміною площі щілини дроселя, тобто місцевого гідравлічного опору.

Дроселі відрізняються формою прохідної щілини, конструкцією та рухом елементів, що утворюють цю щілину. До основних типів існуючих дроселів можна віднести пакетні (пластинчаті), щілинні (кранові), клапанні (голчасті), втулкові, типу сопло-заслінка [14, 46]. Розглянемо детально особливості конструкцій дроселів.

Пакетний дросель. Опір пакетного дроселя можна регулювати кількістю, розташуванням, товщиною пластин та діаметрами отворів у них (рис. 1.11) [21, 70]. Існують певні обмеження для запобігання облітерації [46]. Розглядаючи принципову схему роботи такого дроселя, можна зробити висновок про практичну складність адаптування закладених принципів для можливості забезпечення швидкої зміни опору дроселя.

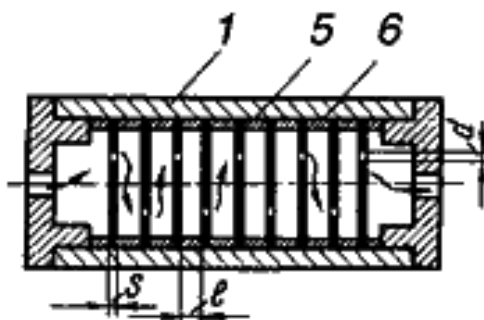


Рисунок 1.11 – Пакетний дросель

Щілинний дросель. На рисунку 1.12 приведено щілинний (крановий) дросель [14, 21, 70] та зображено його конструктивну схему.

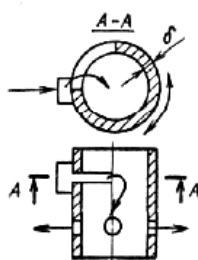


Рисунок 1.12 – Щілинний дросель

Зміна площі регулюючої щілини відбувається поворотом запірною елементу відносно гільзи. Щілина утворюється суміщеними поверхнями пробки та гільзи

відповідно, щілина має форму плоского вигнутого кута, що змінюється з обертанням пробки [21, 70]. При цьому рідина тисне на плоску частину поверхні запірного елемента, притискаючи його до частин корпусу. У випадку високих тисків у системі виникає необхідність збільшення моменту обертання для оперування. Саме тому, широке застосування подібні конструкції знайшли в системах відносно низьких тисків. У зв'язку з малою товщиною стінки, втрати на тертя майже відсутні, тому в'язкість не впливає на параметри потоку рідини. У щілинних дроселях майже не виникає облітерації. До недоліків можна віднести притискання пробки до корпусу в разі одностороннього підводу робочої рідини [71].

На рисунку 1.13 приведено конструкцію щілинного регульованого дроселя типу Г77 [39, 43, 69, 70, 72]. Принцип дії дроселя полягає в утворенні щілини між плунжером 4 та корпусом 3. Обертанням плунжера змінюється площа дроселюючої щілини, яку можна обрахувати за залежністю $S = hd\varphi/2$, де h – ширина прорізу плунжера, d – діаметр плунжера, φ – кут повороту плунжера.

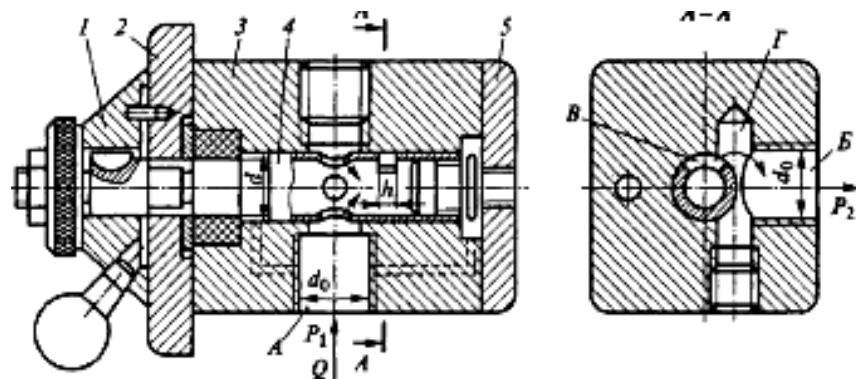


Рисунок 1.13 – Гідравлічний дросель щілиного типу Г77

Дроселями подібної конструкції закладаються основні принципи швидкої зміни площі дроселюючої щілини. Але для випадку забезпечення складних геометричних значень та форм прохідної щілини профілюванням дана конструкція не розрахована.

Дросельний елемент клапанного типу. У дросельному елементі клапанного або голчатого типу рухомий елемент здійснює повздовжні рухи відносно корпусу. На рисунку 14 приведений приклад такого дроселя [21, 70].

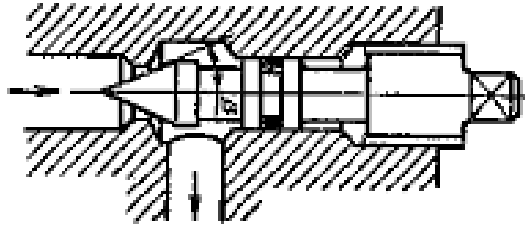


Рисунок 1.14 – Голчатий дросель

При цьому торцева форма рухомої частини дроселя має форму голки з певним кутом, а нерухома частина має форму конуса з іншим кутом. При відносному входженні голки в конус утворюється відповідна кільцева щілина.

В такій конструкції дроселя необхідно передбачати розвантаження запірно-регулюючого елемента від дії тиску на торцеву поверхню. До переваг схеми можна віднести простоту конструкції, до недоліків – низька точність налаштування та схильність до облітерації [71].

Втулковий дросель. У дроселі втулкового типу внутрішня втулка рухається відносно зовнішньої. При цьому зовнішня має вихідний отвір певної форми. Зміна площі отвору (щілини) відбувається, коли торцевий край внутрішньої втулки перекриває частину зовнішнього отвору, як зображено на рисунку 1.15 [14]. Така конструкція забезпечує точність налаштувань характеристик дроселя та відсутність схильності до облітерації [71].

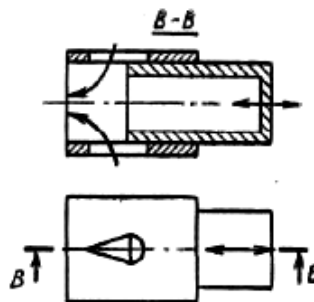


Рисунок 1.15 – Втулковий дросель

Дросель типу сопло-заслінка. У дроселі типу сопло-заслінка до нерухомого сопла підводиться або відводиться рухомий, як правило, плоский запірний елемент, як це показано на рисунку 1.16.

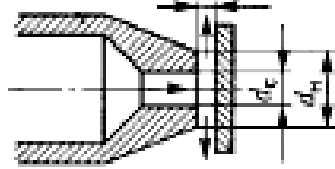


Рисунок 1.16 – Дросель типу сопло-заслінка

При цьому змінюється гідравлічний опір дроселя. Гідравлічні втрати складаються з втрат при раптовому розширенні (вихід із сопла) та зміни потоку напрямку руху робочої рідини [54]. Сила необхідна для керування рухомим елементом розраховується пропорційно до втрат тиску на дроселі. У випадку швидкої зміни гідравлічного опору, знадобиться складна швидко рухома механічна система переміщення заслінки.

1.3.4. Запірно-регулюючі елементи золотникових дроселів. Форми дроселюючих щілин. Основні положення проектування. Питання практичного застосування

У системах керування найпоширенішим є золотниковий дросель. По конструкції золотникові дроселюючі елементи можуть бути циліндричними та плоскими. Їх рух може бути повздовжнім або обертовим [54, 72, 73]. В таких дроселях щілина регулюється повздовжнім рухом золотникового елемента відносно гільзи. На рисунку 1.17 (а, б) зображені гідравлічні дроселі золотникового типу.

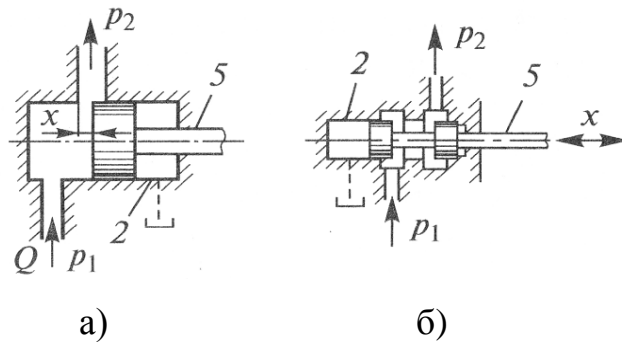


Рисунок 1.17 – Гідравлічні дроселі золотникового типу: а – з однією щілиною; б – з декількома щілинами, з розвантаженням

При дії тиску на торцеву поверхню пояска золотника, збільшується сила необхідна для його переміщення. Тому для гідравлічних дроселів золотникового типу, що працюють у системах з відносно високим тиском, застосовують конструкцію з розвантаженням (рис. 1.17 (б)). В такому випадку сила керування практично не залежить від тиску в гідравлічній системі, їй потрібно дещо перевищити силу тертя між золотником та гільзою.

Дросель зображений на рисунку 1.18 утворюється двома паралельними пластинами, що прилягають одна до одної.

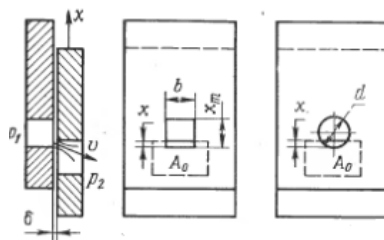


Рисунок 1.18 – Дросельна щілина утворена переміщенням суміжних поверхонь

В кожній пластині виконано отвори для руху рідини. При цьому, при переміщенні однієї з пластин вікна частково перекриваються. Спільна площа відкриття утворює дроселюючу щілину. Таким чином, при переміщенні однієї з пластин відбувається регулювання витрат рідини.

На рисунку 1.19 зображено схему руху рідини у дросельній щілині.



Рисунок 1.19 – Схема руху рідини у регульованому дроселі

Рух рідини характеризується стисненням потоку з подальшим його швидким розширенням. Ці явища супроводжуються відривом потоку, кавітацією, тертям та вихроутвореннями, що відбирають енергію потоку.

Для коректної роботи дроселя необхідно на етапі проектування зберігати відповідність основним методикам та залежностям. Згідно [74] на функціонування дроселя мають вплив наступні фактори:

1. Співвідношення отворів. Зі зменшенням отвору спостерігається збільшення перепаду тисків, швидкості потоку та відповідно опору.

2. Гострота вхідних кромок дроселя. Зі збільшенням радіусу скруглення кромок зменшується перепад тисків, внаслідок зменшення стиснення потоку. Під радіусом скруглення слід розуміти величину відношення радіусу скруглення до площі отвору. В той же час у дроселях зі змінною площею прохідної щілини, вплив гостроти кромки буде різнитися від ступеня відкриття вікна. Стиснення потоку залежить від щілини, що його формує. Виходячи з цього, змінювати параметри потоку можливо не лише радіусом скруглення, але й самою формою щілини.

3. Вплив деформації потоку перед та за дроселем. Цей фактор залежить від конструктивних елементів та їх розташування для конкретної гідравлічної системи.

4. Вплив в'язкості та стискуваності рідини.

Методиці проектування дроселів присвячено велику кількість робіт. Основні питання розглянуті у [75]. Більшість методик розрахунків спираються на рівняння нерозривності. Розрахувати витрати рідини через дросель можна за формулою [38, 39, 46, 53, 68, 76, 77]:

$$Q = \mu S_{op} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}}, \quad (1.9)$$

де Q - витрати рідини через щілину;

Δp - перепад тиску на дроселі;

ρ - густина рідини;

μ - коефіцієнт витрат дроселя, що визначається емпірично.

Важливою особливістю роботи дроселя є можливість роботи з відривом та без відриву потоку. Це обумовлюється виникненням кавітації. Саме тому на виході з дроселя необхідно встановлювати розрахунковий протитиск [21, 70].

Виходячи з рівняння об'ємних витрат дроселя, площа щілини S_{op} повинна мати досить мале значення. У випадку забрудненості робочої рідини можливе засмічення каналу, що в свою чергу призведе до відхилення характеристики самого дроселя [21, 70]. Саме тому питанню облітерації слід приділити окрему увагу. Функціонування гідравлічних дроселів з малими витратами становить загрозу їхній рівномірній та стабільній роботі. Це пов'язано з тим, що площа щілини дроселя зменшується пропорційно до зменшення витрат через неї. Основною причиною є облітерація. Це процес накопичення частинок робочої рідини або ж її невідфільтрованих фракцій [78]. Такий шар може складати десятки мікрометрів. Облітерація загрожує зміною площі прохідної щілини, або ж повним її закупорюванням. Ступінь облітерації залежить від площі перекриття дроселя. Зі збільшенням площі ступінь облітерації та впливу в'язкості на витрати дроселя зменшується, відповідно стабільність роботи дроселя зберігається [14].

Форми щілин дроселя є одним з найголовніших факторів. Відповідно вони мають різну форму [69, 70]. Комбінація форм отвору та запоно-регулюючих

елементів [38] породжують велике різноманіття форм дроселюючої щілини [79]. Регулювальні характеристики дросельних щілин різних форм наведено на рисунку 1.20 [38].

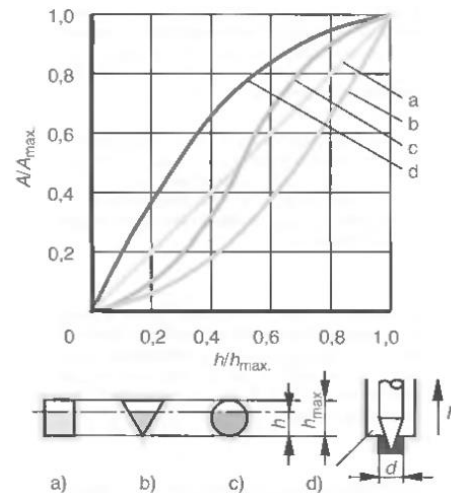


Рисунок 1.20 – Регулювальні характеристики дросельних щілин різних форм

1.4. Актуальність проблеми забезпечення контрольованого руху ГД за умов нерівномірного живлення високого тиску

Питання актуальності зазначеної проблеми розглядається для прикладної задачі модернізації процесів обслуговування корпусних елементів обладнання. З метою скорочення частки ручної праці та часу виконання операції технологічного ущільнення та розущільнення корпусних елементів, використовуються гідравлічні ключі. В даний час відомі і широко застосовуються гідравлічні пристрої, що є спеціальними гідроциліндрами, опорними втулками і тягами, що накручуються на різьбовий кінець кріпильної шпильки. Такі пристрої встановлюються по черзі на кожну шпильку окремо, після чого виконується витягування шпильки, затягування кріпильної гайки і переустановлення на наступну шпильку. Недоліки даних гідроключів по відношенню до великогабаритного обладнання - великі трудовитрати і тривалий час для виконання великої кількості переустановлень,

нерівномірність навантаження на шпильки і роз'єму в процесі затягування, що призводить до деформації місць ущільнення. Таке обладнання застосовується і при обслуговуванні головного роз'єму насоса головного циркуляційного насоса АЕС ГЦН. При проведенні огляду, ремонту, заміни внутрішніх деталей ГЦНа необхідно виконати процедуру взаємного від'єднання і приєднання кришки і корпусу насоса, які в зібраному стані з'єднані за допомогою шпильок, вкручених в корпус насоса. Притискне зусилля між корпусом і кришкою забезпечується затягуванням гайки, нагвинченої на шпильку. При цьому сама процедура від'єднання і приєднання кришки і корпусу досить трудомістка. Застосування автоматичного обладнання, що заміщує ручну працю, є надпринциповим питанням з точки зору підвищення економічної ефективності та радіаційної безпеки [11]. Гідравлічні ключі безпосередньо призначені для попередньої витяжки шпильки, вкрученої в корпус ГЦН, після чого виконується операція загвинчування і відгвинчування гайки, нагвинчену на шпильку. При забезпеченні розрахункових значень поздовжньої деформації шпильки спільно з фіксованим моментом загвинчування гайки, можливе швидке і якісне виконання процесу збирання і розбирання кришки і корпусу. Поздовжня деформація шпильки забезпечується переміщенням поршнів гідроциліндрів. У патентах [80-83] наведено опис роботи гідроключів з каскадним розташуванням гідроциліндрів для створення необхідного зусилля. При цьому, питання функціонування гідравлічних двигунів під дією пульсацій, її вплив на характеристику двигунів, характеристику властивостей шпильки та якісних показників виконуваної операції широко не проаналізовані у існуючих загальних ресурсах користування. Математичний опис роботи таких пристроїв та їх аналіз у літературі вказано не достатньо повно. Каскадне розташування гідроциліндрів обумовлено особливістю геометрії корпусу ГЦН - незначними відстанями між місцями розташування отворів і шпильок - і застосовується, в основному, тоді, коли немає можливості підвищити створюване гідроциліндром зусилля збільшенням площі поршня гідроциліндра або збільшенням тиску робочої рідини. Гідравлічний пристрій, спроектований фірмою Wenutek спільно з ЗАТ «Комплект-Атом-Іжора» [84] для ущільнення

роз'ємів корпусів, забезпечує одночасні навантаження всіх шпильок роз'єму корпусу. Однак у випадку збільшення необхідного осьового зусилля при існуючому максимальному робочому тиску в гідросистемі потрібно збільшувати радіальні розміри виконавчих механізмів, що неможливо в умовах обмеженого простору між кріпильними елементами. На рисунку 1.21 зображена конструкція пристрою для вирішення поставлених завдань, розроблена в Україні, згідно відповідних нормативів [13]. Пристрій складається з маслonaсосної станції 1, гідравлічного ключа 2 та системи автоматики 3.

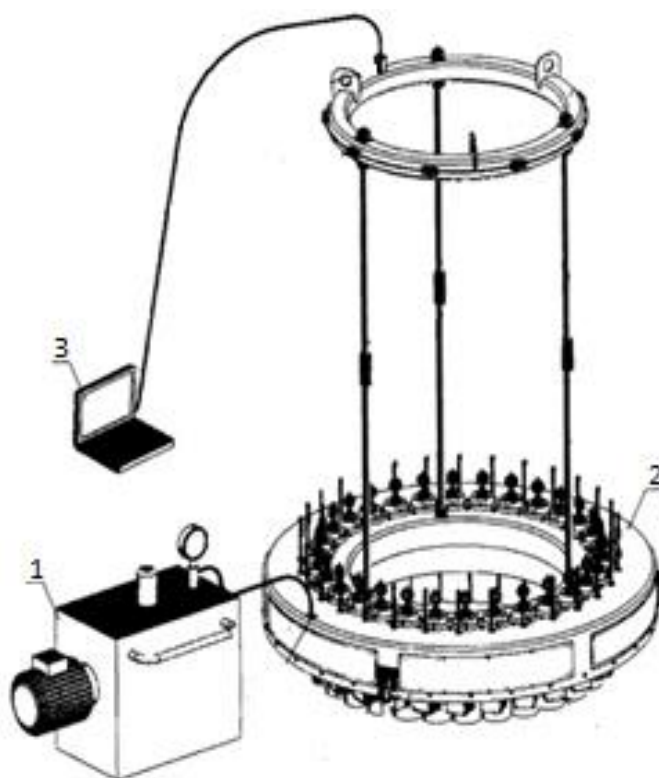


Рисунок 1.21 – Пристрій автоматичної герметизації головного роз'єму ГЦН

На рисунку 1.22 (а, б) зображена конструкція виконуючого механізму. Рідина під тиском подається в камери нагнітання I та II, приводячи в рух поршні 4 та 6. При цьому шток 1, який жорстко з'єднаний зі шпилькою 2, рухається від площини ущільнення 3, виконуючи розтягування шпильки. Осьове зусилля через дві сферичні шайби 6 передається на тягу 1, нагвинчену на різьбовій кінець шпильки.

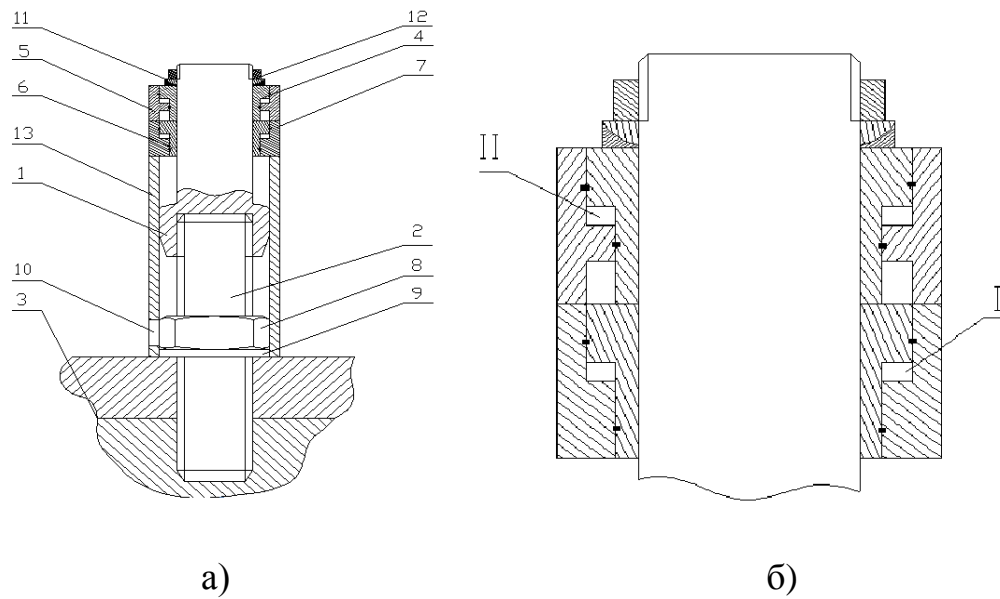


Рисунок 1.22 - Схема процесу ущільнення та принципу дії гідроциліндру:
 1 – шток; 2 – шпилька; 3 – площина ущільнення; 4 – верхній поршень; 5 – верхній циліндр; 6 – нижній поршень; 7 – нижній циліндр; 8 – гайка; 9 – шайба; 10 – вікно доступу до гайки; 11 – сферична шайба; 12 – стопор; 13- опорна втулка;
 I – порожнина нижнього циліндру, II – порожнина верхнього циліндру; а – схема взаємного розташування виконуючого механізму та площини ущільнення, б – каскадне розташування силових гідроциліндрів виконуючого механізму

Живлення гідравлічного ключа відбувається маслонасосною станцією. Станція створює тиск до 200МПа за допомогою одноплунжерного насосу. Характер подачі насосу нерівномірний, коливання тиску передаються на гідравлічну та механічну частину ключа. У зв'язку з надвисокими тисками застосування гідравлічних акумуляторів та гасителів пульсацій є неможливим. Компоновка агрегатів пристрою зумовлена відповідністю розташування виконуючих механізмів конструкції роз'єму ГЦН та певними вимогами до обладнання, що використовується на АЕС. Запропонований спосіб герметизації роз'ємів приносить незрівнянну перевагу відносно застарілих методів та власних недоліків. Одним з таких недоліків є те, що витяжка шпильок носить нерівномірний характер. Нелінійна зміна довжини шпильки веде до стомлення металу та відповідно зменшення циклів її використання, а також може призводити

до прикипання шпильки в отворі. Результатом нерівномірної витяжки шпильок є нерівномірне зусилля притискання відповідних площин герметизації, що, в свою чергу, веде до цілого ряду негативних явищ та додаткових операцій. Поряд з цими проблемами існує необхідність забезпечення контрольованого рівня шуму та вібрації [85]. Від ступеня усунення вказаних недоліків залежить рівень підвищення економічної ефективності та радіаційної безпеки використання вказаного обладнання. Тому для забезпечення рівномірного руху поршнів гідравлічного ключа та рівномірної витяжки шпильки ГЦН відповідно, необхідно запропонувати метод контролю руху ГД при пульсуючій подачі насосу, коли інші методи не можуть бути застосовані.

1.5. Висновки

1. Проведений аналіз роботи однопоршневого насосу показав, що без застосування спеціальних заходів на виході з насосу присутня пульсація робочої рідини. Для насосів відносно низького тиску існують запропоновані схемні та конструктивні рішення щодо стабілізації тиску. Для насосів високого робочого тиску (200МПа) стандартні рішення можуть бути виконані частково або ж є недоцільними.

2. На основі аналітичного огляду літературних джерел визначено причини та механізми створення нерівномірної зміни тиску у гідравлічній системі з одноплунжерним насосом. Встановлено, що первинна характеристика подачі насосу має пульсуючий, гармонічний характер. У випадку живлення таким насосом гідравлічних двигунів, їх рух також має гармонічний характер.

3. Визначено характер змін основних параметрів робочої рідини, що знаходиться під високим тиском. Врахування визначених показників дозволяє ще на етапі проектування гідроапаратів покращувати точність розрахунку їх робочих параметрів.

4. Проведено аналіз принципів схемних рішень контролю та регулювання параметрів роботи гідравлічних двигунів з врахуванням пульсуючої подачі насоса високого тиску. Визначено принципи регулювання потоку. Це дозволяє виокремити перспективні напрямки покращення існуючих рішень. За результатами огляду літературних джерел визначено спосіб регулювання руху виконуючих елементів системи встановленням регульованого дроселя в зливній лінії гідравлічного агрегату.

5. Проаналізовано існуючі конструктивні та принципіві схемні рішення дросельних елементів. За результатами огляду визначено ряд конструктивних особливостей дросельних елементів, які у поєднанні дозволяють синтезувати дросельний елемент, що забезпечує вирішення поставленої задачі. Враховувались параметри: швидкодія, запобігання облітерації, забезпечення необхідної точності. Розглянуто фактор впливу форми прохідного вікна дроселя, що у поєднанні із золотником формує щілину. За результатами аналізу дросель повинен бути комбінацією щілинного та втулкового типу з обертовим золотниковим елементом профільованої форми.

6. Сформульовано актуальну науково-практичну задачу: поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних гідродвигунів поступального руху у складі гідроагрегату шляхом компенсації негативного впливу нерівномірної подачі насоса.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ КОМПЕНСАЦІЇ ВПЛИВУ НЕРІВНОМІРНОЇ ПОДАЧІ НАСОСА

2.1. Обґрунтування впливу нерівномірної подачі одноплунжерного насосу на рух ГД за результатами дослідження математичної моделі

Роботі гідравлічного приводу, що живиться від одноплунжерного насосу в режимі, коли тиск у робочій камері поступово збільшується (механізм призначений для деформації матеріалу в зоні пружності, коли зусилля пропорційне переміщенню штоку гідроциліндра), приділено недостатньо уваги. Приводи з такими режимами роботи застосовуються, наприклад, у гідравлічних ключах для затягування шпильок відповідальних з'єднань [80-84]. Для таких приводів висувуються досить жорсткі вимоги щодо рівномірності руху поршня. Тому необхідно виконати дослідження руху штоку гідравлічного приводу зі змінним навантаженням, розрахункова схема якого приведена нижче (рис. 2.1).

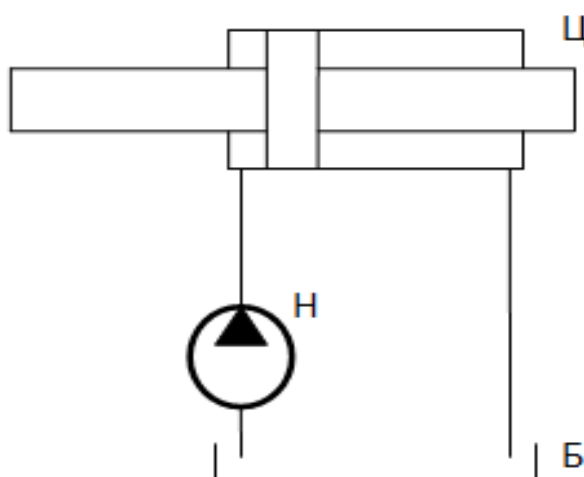


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема: Н – насос; Б – бак; Ц – гідравлічний циліндр

Для дослідження особливостей спільної роботи однопоршневого насоса та ГД вдосконалена математична модель.

При складанні її та інших моделей дослідження прийнято наступні допущення:

- нестационарну течію РР в трубопроводах та РГД вважаємо квазістационарною. Миттєві значення витрат через РГД в перехідних режимах течії РР приймаємо такими ж, як і при усталеному режимі при тому ж перепаді тиску;

- довжина трубопроводів незначна, тому реальну РР з розподіленими параметрами заміняється наближеною моделлю з зосередженими параметрами. Параметри рідини (тиск, витрати) змінюються миттєво по всьому об'єму, обмеженому стінками порожнин, трубопроводів та елементами РГД;

- діаметри трубопроводів однакові. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, а це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від тиску РР, а їх пружні властивості враховуються приведеним об'ємним модулем пружності;

- довжина трубопроводів та каналів значно перевищує їх діаметр, тому початковими ділянками, на яких відбувається формування профілів швидкостей, нехтуємо. Вважаємо, що у ГА резонанс та гідравлічний удар відсутні;

- кавітація в трубопроводах та елементах ГА відсутня, немає розриву РР; швидкість звуку в РР з урахуванням пружних властивостей трубопроводів є сталою та значно більшою за швидкість руху РР. Вважаємо РР ньютонівською, а її течію – ізотермічною;

- температура й в'язкість РР є сталими і дорівнюють їх середнім значенням за час роботи ГА.

З урахуванням прийнятих допущень робота ГД в складі ГА описується системою рівнянь.

Рівняння руху штоку гідроциліндра:

$$m \frac{d^2 y}{d t^2} = \sum F, \quad (2.1)$$

де m – маса рухомих частин, приведена до штоку;

y – переміщення штоку;

ΣF – рівнодіюча сил, приведена до штоку.

На шток діють сили, що виникають внаслідок тиску робочої рідини на поршень F_δ , сили, зумовлені пружністю матеріалу F_{np} та сили тертя $F_{кт}$, тому рівнодіючу можна представити у вигляді:

$$\Sigma F = F_\delta - F_{np} - F_{кт}. \quad (2.2)$$

Сила тиску робочої рідини на поршень:

$$F_\delta = S_1 p_1 - S_2 p_2, \quad (2.3)$$

де S_1, S_2 – площі поршня;

p_1, p_2 – тиск у порожнинах гідроциліндра.

Сила, зумовлена пружністю:

$$F_{np} = k_{np} y, \quad (2.4)$$

де k_{np} – коефіцієнт пружності навантаження.

Для сталюого стрижня

$$k_{np} = \frac{E_{м.н} S_m}{l}, \quad (2.5)$$

де $E_{м.н}$ – модуль пружності матеріалу навантаження (сталюий стрижень);

S_m – площа поперечного перерізу матеріалу навантаження;

l – довжина пружного елемента (шпильки).

Сила контактного тертя:

$$F_{км} = \begin{cases} |F_{км.д}| \operatorname{sgn}(v) & \text{при } v \neq 0 \\ F_A & \text{при } v = 0 \text{ та } |F_{км.с}| > |F_A|, \\ |F_{км.с}| \operatorname{sgn}(F_A) & \text{при } v = 0 \text{ та } |F_{км.с}| < |F_A| \end{cases}, \quad (2.6)$$

де $|F_{км.д}|$ – сила тертя при русі штоку;

$|F_{км.с}|$ – сила тертя при зупинці механізму;

v – швидкість руху штоку;

F_A – рівнодіюча активних сил, що діють на шок.

До активних сил належать сили від тиску робочої рідини на поршень гідроциліндра та сила, що виникає внаслідок деформації пружного матеріалу [5].

Тиск у порожнинах гідроциліндра:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_1} \left(Q_1 - S_1 \frac{dy}{dt} \right), \quad (2.7)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{\beta_2} \left(S_2 \frac{dy}{dt} - Q_2 \right), \quad (2.8)$$

де β_1 , β_2 – приведені коефіцієнти об'ємної деформації робочої рідини та порожнин;

Q_1 , Q_2 – витрати рідини в порожнинах гідроциліндра.

Приведений коефіцієнт об'ємної деформації робочої рідини та порожнин:

$$\beta_i = \frac{V_{p.i}}{E_p} + \frac{V_{n.i}}{E_{n.i}} + \frac{V_{z.i}}{n_{пол} p_i}, \quad (2.9)$$

де $V_{p.i}$ – об'єм робочої рідини;

$V_{n.i}$ – об'єм порожнини з пружними стінками;

$V_{z.i}$ – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині;

E_p – модуль об'ємної пружності рідини;

$E_{n,i}$ – модуль об'ємної пружності стінок порожнини;

$n_{пол}$ – коефіцієнт політропи.

Об'єм робочої рідини:

$$V_{p,i} = V_i - V_{z,i}, \quad (2.10)$$

де V_i – об'єм порожнини.

Об'єм напірної порожнини V_1 складається з об'єму напірної порожнини гідроциліндра $V_{н.ц}$, об'єму насоса V_H та об'єму трубопроводів $V_{н.мп}$:

$$V_1 = V_{н.ц} - V_H + V_{н.мп}. \quad (2.11)$$

Об'єм напірної порожнини гідроциліндра:

$$V_{н.ц} = V_{н.ц0} + S_1 y, \quad (2.12)$$

де $V_{н.ц0}$ – мертвий об'єм напірної порожнини гідроциліндра.

Об'єм насоса:

$$V_H = \begin{cases} V_{H0} - S_{nl} r (1 - \cos \omega t) & \text{при } 0 + 2k\pi < \omega t < (2k + 1)\pi \\ 0 & \text{при } (2k + 1)\pi < \omega t < (2k + 2)\pi \end{cases}, \quad (2.13)$$

де V_{H0} – максимальний об'єм порожнини насоса.

Об'єм трубопроводів:

$$V_{н.мп} = \sum_{i=1}^n \frac{\pi d_i^2}{4} l_i, \quad (2.14)$$

де d_i – діаметр i -ї ділянки трубопроводу;

l_i – довжина i -ї ділянки трубопроводу.

Об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині:

$$V_{z.i} = V_{z.i0} \left(\frac{p_a}{p_i} \right)^{\frac{1}{n_{пол}}}, \quad (2.15)$$

де $V_{z.i0}$ – об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині при атмосферному тиску;

p_a – атмосферний тиск;

p_i – тиск в порожнині.

Об'єм нерозчинених газів у робочій порожнині при атмосферному тиску:

$$V_{z.i0} = \varepsilon_z V_{n.i}, \quad (2.16)$$

де ε - відносний об'єм газів нерозчинених в рідині при атмосферному тиску.

Для гідравлічних приводів порожниною з пружними стінками є трубопроводи. Модуль об'ємної пружності трубопроводу круглого поперечного перерізу (за умови, що його довжина набагато більша діаметру) визначається з рівняння пружної деформації стінок циліндру нескінченної довжини:

$$E_{n.i} = E_{m.ni} \frac{d_i}{b_i}, \quad (2.17)$$

де $E_{m.i}$ – модуль пружності матеріалу трубопроводу;

d_i – діаметр трубопроводу;

δ_i – товщина стінки трубопроводу.

Теоретична подача одноплунжерного насосу:

$$Q_H = \begin{cases} S_{nl} r \omega \sin \omega t & \text{при } 0 + 2k\pi < \omega t < (2k + 1)\pi \\ 0 & \text{при } (2k + 1)\pi < \omega t < (2k + 2)\pi \end{cases}. \quad (2.18)$$

Витрати рідини Q_1 в напірній порожнині дорівнюють подачі насоса Q_H . Для зливної порожнини, внаслідок того, що рідина вільно зливається в бак, можна прийняти $Q_2 = S_2 \frac{dy}{dt}$. При такому припущенні з формули (2.7) отримаємо: $\frac{dp_2}{dt} = 0$,

або $p_2 = const = p_{зл}$

Система рівнянь (2.1-2.18) дозволяє виконати аналіз руху штоку гідроциліндра, що живиться від однопоршневого насосу при деформації шпильки.

За розробленою математичною моделлю гідравлічного приводу в середовищі MathCad [86-91] розроблено програму розрахунку руху штоку гідроциліндра гіпотетичного ГА для наступних параметрів:

- діаметр плунжера насоса $d_{nl} = 2 \text{ мм}$;
- радіус кривошипа $r = 2 \text{ мм}$;
- частота обертання вала кривошипа $n = 100 \text{ об / хв}$;
- діаметр поршня $d_n = 80 \text{ мм}$;
- діаметр штоку $d_{ш} = 56 \text{ мм}$;
- діаметр шпильки $d_m = 36 \text{ мм}$;
- довжина шпильки $l_m = 800 \text{ мм}$;
- матеріал шпильки Сталь 40ХН, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$;
- початковий тиск в напірній порожнині гідроциліндра $p_1 = 4 \text{ МПа}$.

Результати розрахунку руху штоку (рис. 2.2.) приведені у безрозмірному вигляді.

Безрозмірні параметри визначаються за залежностями:

$$\bar{t} = \frac{\omega t}{2\pi},$$

де \bar{t} – безрозмірний час.

$$\bar{y} = \frac{y - y_0}{\Delta y}, \quad (2.19)$$

де \bar{y} – безрозмірне переміщення;

y_0 – початкове положення штоку;

Δy – переміщення за один цикл (один повний оберт кривошипа насосу).

$$\bar{p} = \frac{p - p_0}{\Delta p}, \quad (2.20)$$

де \bar{p} – безрозмірний тиск;

p_0 – початковий тиск в напірній порожнині гідроциліндра;

Δp – збільшення тиску за один цикл.

$$\bar{v} = \frac{vS_1}{Q_{н.ср}}, \quad (2.21)$$

де \bar{v} – безрозмірна швидкість;

$Q_{н.ср}$ – середня за один цикл подача насоса.

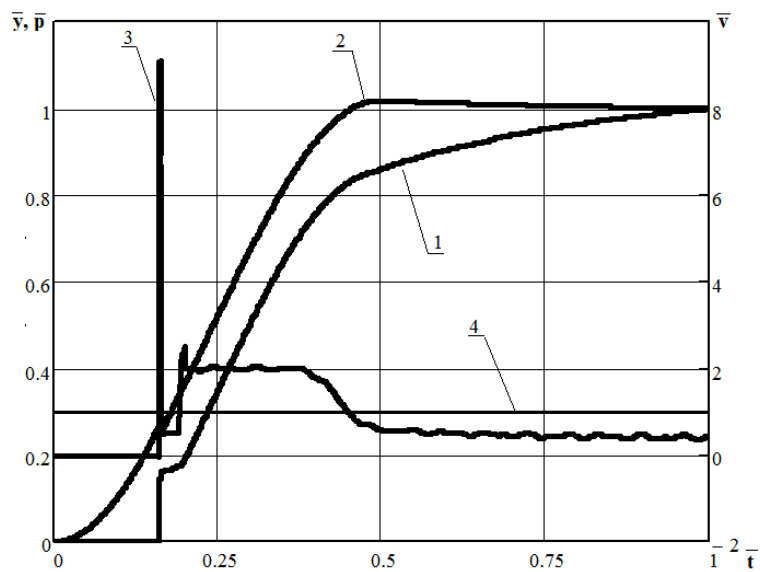


Рисунок 2.2 – Закон руху вихідної ланки: 1 – безрозмірне переміщення штоку гідроциліндра на протязі одного циклу роботи насоса; 2 – безрозмірний тиск в напірній порожнині гідроциліндра на протязі одного циклу роботи насоса; 3 – швидкість руху штоку гідроциліндра на протязі одного циклу роботи насоса; 4 – середня за цикл швидкість руху штоку гідроциліндра

З отриманих графіків видно, що рух штоку нерівномірний, складається з двох періодів – переміщення штоку в період подачі рідини насосом та затухаючих коливань в період всмоктування рідини насосом, що зумовлено стискуваністю рідини та інерційним навантаженням штоку. Такий рух призводить до циклічних навантажень матеріалу шпильки, що негативно впливає на її міцність.

2.2. Математична модель робочого процесу ГА для створення зусилля при деформації пружних елементів.

Розрахункова схема гідравлічного агрегату (п.1.4) приведена на рисунку 2.3.

Гідравлічний агрегат складається з 30 гідравлічних двигунів. Окремий ГД має два гідроциліндри 8, два штоки 9 та три порожнини 1, 2, 3. Напірні порожнини 1 та 2 гідродвигунів поєднані в одну лінію. Зливні порожнини 3 з'єднані загальним колектором 7. При роботі гідравлічного агрегату рідина подається насосом 4 з баку 5 через напірну лінію 6 у порожнини 1 та 2, з порожнини 3 рідина виходить у зливний колектор.

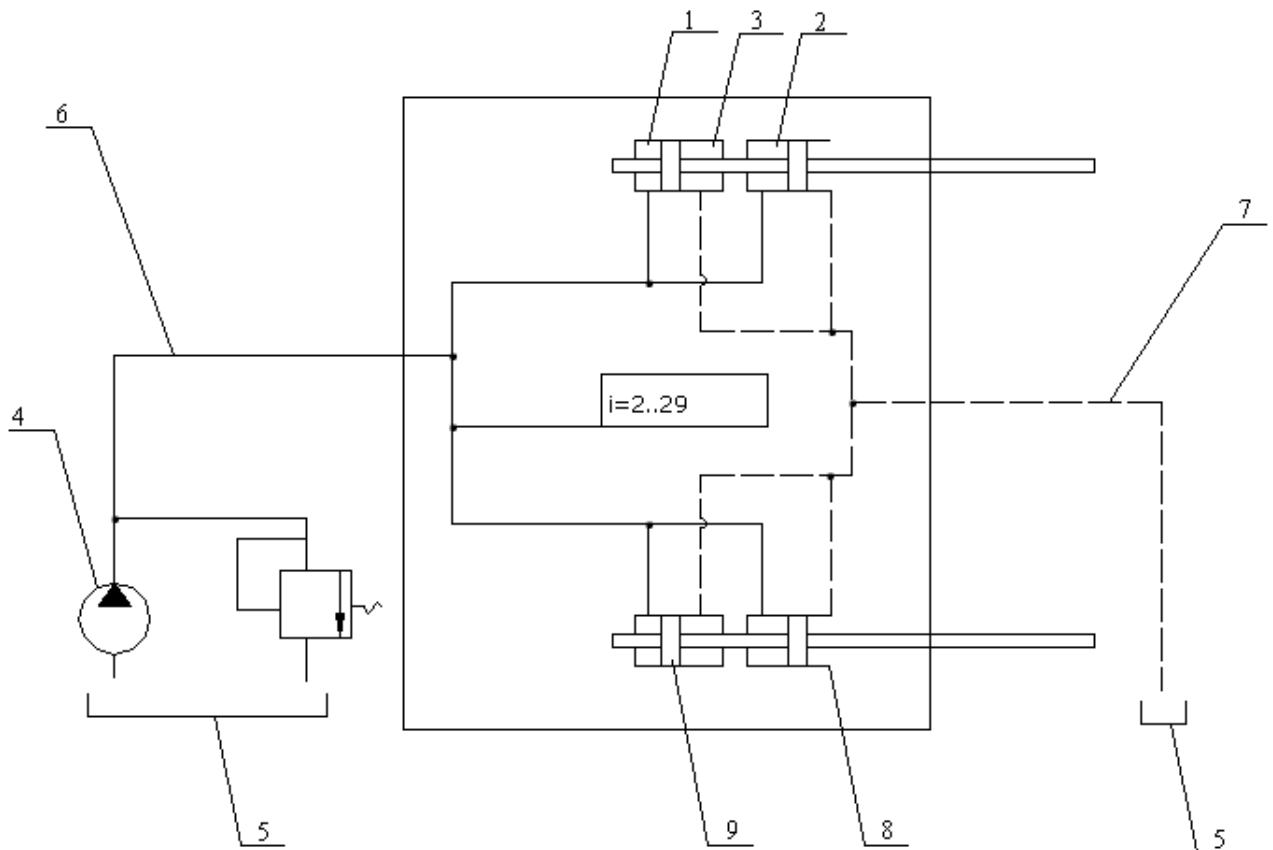


Рисунок 2.3 - Розрахункова схема гідравлічного агрегату:

1,2 – напірні порожнини гідравлічних двигунів; 3 – зливні порожнини гідравлічних двигунів; 4- насос; 5- баки; 6- напірна лінія; 7 – зливний колектор; 8 – гідравлічні циліндри; 9 – поршні

Виходячи з того, що гідравлічні двигуни мають однакову конструкцію та матеріали виготовлення, можна допустити, що відхилення мас рухомих елементів для окремих двигунів не відіграє значної ролі у математичному описі на подальших розрахунках.

Моделюється робота приводу при повороті кривошипу в інтервалі $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ за загально відомими залежностями:

$$m_i \frac{d^2 y_i}{dt^2} = \Sigma F_i, \quad (2.22)$$

де m_i – приведені до штоків маси рухомих частин поршня та шпильки;

y_i – переміщення i – го штоку;

ΣF_i – сума сил, прикладених до i – го штоку.

Сума сил прикладених до штоку:

$$\Sigma F_i = \Sigma F_{i.d} - F_{i.пр.} - F_{i.км}, \quad (2.23)$$

де $\Sigma F_{i.d}$ – сума рівнодіючих сил тиску рідини на i -й поршень;

$F_{i.пр.}$ – сила пружності i – ї шпильки;

$F_{i.км}$ – сила тертя всіх елементів i – го гідравлічного двигуна.

Силу пружності $F_{i.пр.}$ приймаємо однаковою для всіх шпильок, допускаючи, що пружність невживаних шпильок суттєво не відрізняється. Сила пружності визначається за формулою (2.4) з урахуванням (2.5). Силу $F_{i.км}$ також приймаємо однаковою для елементів гідравлічних двигунів в силу їх конструктивної ідентичності, визначаємо за формулою (2.6).

З урахуванням прийнятого допущення ідентичності гідравлічних двигунів у ГА з метою спрощення запису системи рівнянь руху штоку гідравлічного двигуна, індекс « i » писати не будемо.

Рівнодіюча сил тиску рідини на поршні для окремого ГД визначається за формулою:

$$F_{\partial} = S_1 p_1 + S_2 p_2 - S_3 p_3, \quad (2.24)$$

де p_1, p_2, p_3 – тиск у першій, другій та третій порожнині ГД;

S_1, S_2, S_3 – площі першого, другого та третього поршня ГД.

Тиски у порожнинах визначаються за формулами:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_n} \left(Q_1 - S_1 \frac{dy}{dt} \right), \quad (2.25)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{\beta_n} \left(Q_2 - S_2 \frac{dy}{dt} \right), \quad (2.26)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{1}{\beta_{zn}} \left(S_3 \frac{dy}{dt} - Q_{zn} \right), \quad (2.27)$$

де β_n – приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнин лінії нагнітання;

β_{zn} – приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнин лінії зливу;

Q_1, Q_2 – витрати рідини в порожнинах гідроциліндрів, приймаємо рівними;

Q_{zn} – витрати рідини через зливну лінію.

Приведений коефіцієнт об'ємної деформації рідини та порожнин напірної лінії:

$$\beta_n = \frac{V_{p.n.}}{E_p} + \frac{V_{n.n.}}{E_n} + \frac{V_{г.н.}}{n p_n}, \quad (2.28)$$

де $V_{p.n.}$ – загальний об'єм робочої рідини напірної лінії;

$V_{n.n.}$ – загальний об'єм порожнин лінії нагнітання з пружними стінками;

$V_{г.н.}$ – загальний об'єм газів у лінії нагнітання.

Об'єм рідини у лінії нагнітання:

$$V_{p.n.} = V_n - V_{г.н} \quad , \quad (2.29)$$

де V_n – загальний об’єм лінії нагнітання.

Загальний об’єм лінії нагнітання визначається:

$$V_n = 60 \cdot V_{н.ц.} - V_H + V_{н.тр} \quad . \quad (2.30)$$

Приведений коефіцієнт об’ємної деформації рідини та порожнин зливної лінії:

$$\beta_{зл} = \frac{V_{p.зл.}}{E_p} + \frac{V_{н.зл.}}{E_n} + \frac{V_{г.зл.}}{n p_{зл}} \quad , \quad (2.31)$$

де $V_{p.зл.}$ – загальний об’єм робочої рідини зливної лінії;

$V_{н.зл.}$ – загальний об’єм порожнин лінії зливу з пружними стінками;

$V_{г.зл.}$ – загальний об’єм газів у лінії зливу.

Об’єм рідини у зливній лінії:

$$V_{p.зл.} = V_{зл} - V_{г.зл} \quad , \quad (2.32)$$

де $V_{зл}$ – загальний об’єм лінії зливу.

Загальний об’єм лінії зливу визначається:

$$V_{зл} = 30 \cdot V_{зл.ц.} + V_{зл.тр} \quad . \quad (2.33)$$

Об’єми напірного та зливного циліндрів $V_{н.ц.}$ та $V_{зл.ц.}$, що встановленні у лінії нагнітання та зливу, визначаються за формулою (2.12). Об’єм насоса $V_{нас}$ розраховується залежністю (2.13). Об’єми трубопроводів лінії нагнітання $V_{зл.тр}$ та зливу $V_{н.тр}$ визначаються залежністю (2.14). Для визначення модуля пружності порожнин E використовують формулу (2.17). Загальний об’єм газів у лініях $V_{г.н}$ та $V_{г.зл.}$ визначаються формулами (2.15) та (2.16). Теоретична подача одноплунжерного насоса описується рівнянням (2.18).

Витрати рідини в напірній порожнині визначаються за формулою:

$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q_H}{60} \quad . \quad (2.34)$$

Якщо розглянути систему без втрат тиску в зливній лінії, то можна прийняти $Q_{зл} = S_3 \frac{dy}{dt}$. При такому припущенні з формули (2.23) отримаємо: $\frac{dp_3}{dt} = \frac{dp_{зл}}{dt} = 0$, або $p_{зл} = const$.

Математичну модель доповнювали обмеженнями: $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$ – тиск насиченої пари РР (відсутність кавітації) та $p_i(t) \leq p_{\text{max}}$, де p_{max} визначається з умови міцності елементів ГА; $0 < y(t) \leq y_{\text{max}}$, де y_{max} – максимальне переміщення вихідної ланки ГД.

За розробленою математичною моделлю гідравлічного приводу в середовищі MathCad розроблено програму розрахунку руху штоку окремого гідроциліндра для наступних параметрів:

- Діаметр плунжера насоса $d_{\text{пл}} = 5 \text{ мм}$;
- Радіус кривошипа $r_{\text{кр}} = 12 \text{ мм}$;
- Частота обертання вала кривошипа $n_{\text{кр}} = 100 \text{ хв}^{-1}$;
- Діаметр поршня $d_n = 140 \text{ мм}$;
- Діаметр штоку $d_{\text{ш}} = 100 \text{ мм}$;
- Діаметр шпильки $d_m = 100 \text{ мм}$;
- Довжина шпильки $l_m = 570 \text{ мм}$;
- Матеріал шпильки Сталь 38ХНЗМФА, модуль Юнга $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$;
- Початковий тиск в напірній порожнині гідроциліндра $p_1 = 60 \text{ МПа}$

Результати розрахунку руху штоку приведені на рис. 2.4.

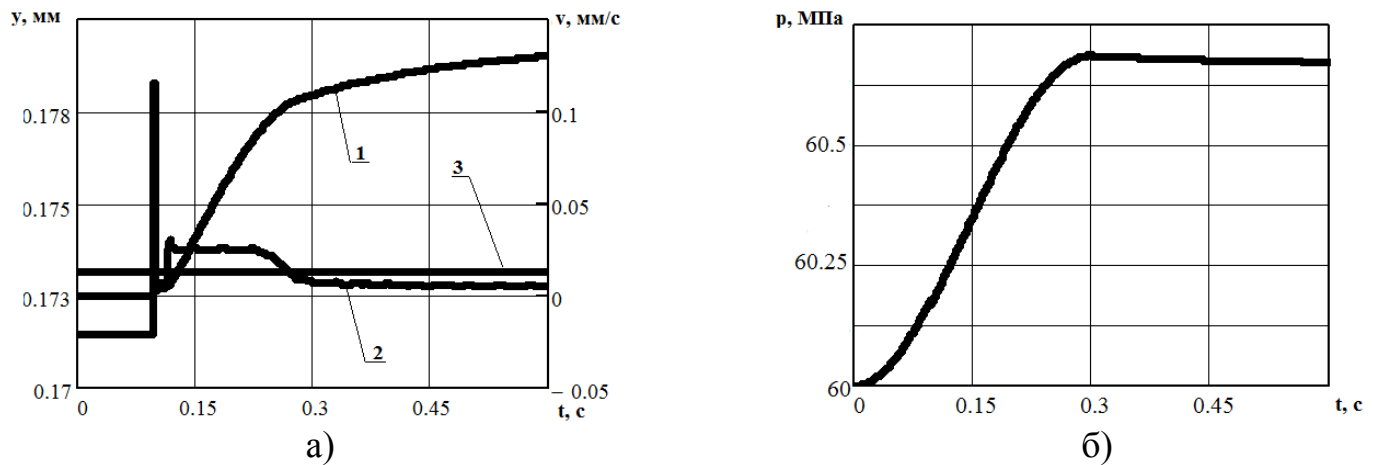


Рисунок 2.4 – Закон руху вихідної ланки ГД ГА: а – переміщення 1, швидкість 2, середня за цикл швидкість 3; б – тиск в напірній лінії ГД

Отримані залежності (рис. 2.4) співпадають з законом руху штоку одиночного гідравлічного двигуна (рис. 2.2). Гідравлічна система ГА для створення зусилля має значно більші об'єми порожнин та трубопроводів ніж у системи розглянутої в пункті 2.1. Характеристика руху вихідної ланки носить нерівномірний характер. Представлений на рисунку 2.4 графік обирався з множини подібних графіків, тому справедливим є те, що нерівномірний рух вихідної ланки ГД буде мати місце на всьому діапазоні зміни тиску.

Для забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД ($v = const$) необхідно, щоб виконувалась умова:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = 0. \quad (2.35)$$

Розрахункова швидкість руху штоку гідроциліндра визначається з залежності:

$$30(S_1 + S_2)v + Q_{cm} = Q_H, \quad (2.36)$$

де Q_{cm} - витрати рідини, пов'язані з її стисненням.

$$Q_{cm} = \beta \frac{dp_n}{dt} \quad (2.37)$$

Виходячи з навантаження ГД:

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{E_{м.н} S_M v}{l(S_1 + S_2)}. \quad (2.38)$$

Виходячи з (2.36), враховуючи (2.37-2.38), знаходимо необхідну рівномірну швидкість руху вихідної ланки ГД, яка забезпечує переміщення штоку за один цикл роботи насоса, що співпадає з отриманим розрахунковим шляхом за розробленою математичною моделлю:

$$v = \frac{Q_H}{30(S_1 + S_2) + \frac{\beta E_{м.н} S_M}{l(S_1 + S_2)}}. \quad (2.39)$$

Для одноплунжерного насоса подача визначається за формулою (2.18) з (2.24) та (2.4), прийнявши $F_{км} = 0$, отримуємо для однієї пари гідроциліндрів ГД та однієї шпильки:

$$p_1 S_1 + p_2 S_2 - p_3 S_3 = \frac{E_{м.н} S_M y}{l}, \quad (2.40)$$

враховуючи, що при рівномірному русі:

$$y = y_0 + vt, \quad (2.41)$$

тиск у зливній камері:

$$p_3 = \frac{p_1 S_1 + p_2 S_2 - \frac{E_{м.н} S_M}{l} (y_0 + vt)}{S_3}. \quad (2.42)$$

Розглянемо детально тиск у першій порожнині, вважаючи при цьому, що $S_1 = S_2$ та враховуючи зв'язок між подачею одноплунжерного насоса та його

миттєвою подачею в період нагнітання насосу за (2.18) при рівномірному русі зі сталою швидкістю.

В період нагнітання ($2k\pi \leq \omega t < \pi + 2k\pi$) подача насоса визначається за формулою:

$$Q_1 = Q_{H.\max} \sin(\omega t), \quad (2.43)$$

де $Q_{H.\max}$ – максимальна миттєва подача одноплунжерного насосу.

Залежність (2.25) з урахуванням (2.43) запишеться у вигляді:

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{\beta_n} (Q_{H.\max} \sin(\omega t) - 60S_1\nu). \quad (2.44)$$

Після інтегрування залежності (2.44), отримуємо:

$$p_1 = \frac{1}{\beta_n} \left[-\frac{Q_{H.\max} \cos(\omega t)}{\omega} - 60S_1\nu t \right] + C_1, \quad (2.45)$$

де C_1 – стала інтегрування, визначається з початкових умов: при $t = 0$ $p_1 = p_{10}$.

$$C_1 = p_{10} + \frac{Q_{H.\max}}{\beta_n \omega}. \quad (2.46)$$

Тоді

$$p_1 = p_{10} + \frac{1}{\beta_n} \left[\frac{Q_{H.\max}}{\omega} (1 - \cos(\omega t)) - 60S_1\nu t \right]. \quad (2.47)$$

Аналогічні результати з відповідними індексами отримаємо для другої камери.

В період всмоктування ($Q_1 = 0$). При рівномірному русі зі сталою швидкістю:

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{60}{\beta_n} S_1\nu, \quad (2.48)$$

звідки отримуємо:

$$p_1 = -\frac{60}{\beta_n} S_1 \nu t + C_2, \quad (2.49)$$

де C_2 – стала інтегрування, визначається з початкових умов – при $t=0$ та $p_1 = p_1(\pi / \omega)$ для руху на попередній ділянці.

Отримуємо:

$$C_2 = p_{10} + \frac{2Q_{H.\max}}{\omega \beta_n}, \quad (2.50)$$

$$p_1 = p_{10} + \frac{1}{\beta_n} \left(\frac{2Q_{H.\max}}{\omega} - 60S_1 \nu t \right). \quad (2.51)$$

Для другої порожнини отримаємо аналогічну залежність.

За умови $S_1 = S_2 = S_3$ залежність (2.42) з урахуванням (2.47) і (2.51) запишеться у вигляді:

$$p_3 = \begin{cases} \frac{2}{\beta_n} \left[\frac{Q_{H.\max}}{\omega} (1 - \cos(\omega t)) - 60S_1 \nu t \right] - \frac{E_{M.H} S_M}{l S_1} \nu t & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{2}{\beta_n} \left(\frac{2Q_{H.\max}}{\omega} - 60S_1 \nu t \right) - \frac{E_{M.H} S_M}{l S_1} \nu t & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases}. \quad (2.52)$$

На рисунку 2.5 приведено залежності зміни тиску в напірній та зливній камерах ГД, які забезпечують рух штоку зі сталою швидкістю.

Виходячи з того, що для забезпечення руху штоку ГД з $\nu = const$ необхідно забезпечувати розрахунковий тиск у зливній порожнині, очевидним є встановлення дроселя на виході (в зливній лінії ГА).

Максимальний тиск p_3 отримаємо з умови максимуму залежності (2.52).

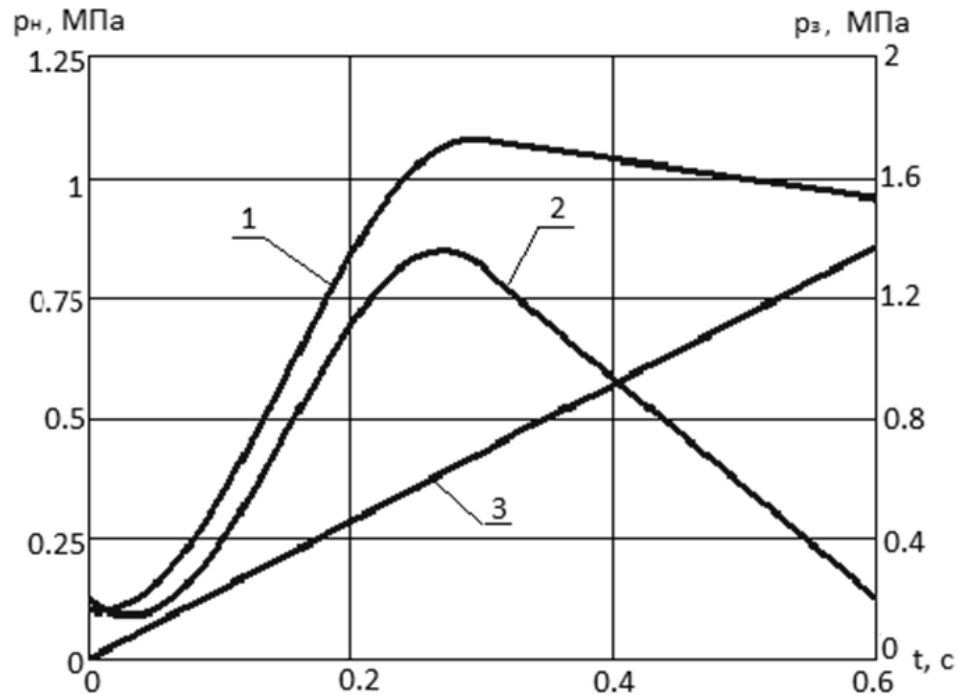


Рисунок 2.5 – Залежності зміни тиску в напірній та зливній камерах ГД, які забезпечують рух штоку зі сталою швидкістю: 1 – тиск в напірній камері; 2 – тиск в зливній камері; 3 - різниця тисків, приведена до однієї площі

Продиференціювавши залежність (2.52) і прирівнявши її нулю, отримаємо положення максимуму тиску p_3 :

$$0 = \begin{cases} \frac{2}{\beta_n} [Q_{H.\max} \sin(\omega t) - 60S_1\nu] - \frac{E_{M.H} S_M \nu}{lS_1} & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ -\frac{2}{\beta_n} 60S_1\nu - \frac{E_{M.H} S_M \nu}{lS_1} & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases}, \quad (2.53)$$

звідки знаходимо

$$t = \frac{\arcsin \left(\frac{120S_1 + \frac{E_{M.H} S_M \beta_n}{lS_1}}{2Q_{H.\max}} \right) \nu}{\omega}. \quad (2.54)$$

Прирівнявши $\frac{dp_3}{dt}$ з (2.27) та (2.53) отримуємо:

$$\frac{1}{\beta_{3л}}(30S_3\nu - Q_{3л}) = \begin{cases} \frac{2}{\beta_H} [Q_{H.\max} \sin(\omega t) - 60S_1\nu] - \frac{E_{M.H}S_M}{lS_1}\nu & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ -\frac{2}{\beta_H} 60S_1\nu - \frac{E_{M.H}S_M}{lS_1}\nu & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases}. \quad (2.55)$$

З виразу (2.55) прийнявши $Q_{3л} = 0$ визначаємо максимальне співвідношення коефіцієнтів об'ємної деформації зливної та напірної порожнин, при якому можливо забезпечити компенсацію пульсації подачі насоса за рахунок встановлення дроселю на зливі:

$$\beta_{3л.\max} = \frac{\beta_H}{4}. \quad (2.56)$$

Витрати рідини в зливній лінії гідроагрегату:

$$Q_{3л} = \mu_{dp} S_{dp}(t) \sqrt{\frac{2 \Delta p_{dp}}{\rho}}, \quad (2.57)$$

де μ_{dp} – коефіцієнт витрат дроселя;

$S_{dp}(t)$ – площа дроселюючої щілини, зміна за часом;

Δp_{dp} - перепад тиску на дроселі.

Перепад тиску на дроселі:

$$\Delta p_{dp} = p_3 - p_{3л}. \quad (2.58)$$

Вважаючи $p_{3л} = 0$, формула (2.55) з урахуванням (2.57-2.58) запишеться у вигляді:

$$\frac{1}{\beta_{3л}} \left(S_3\nu - \mu_{dp} S_{dp}(t) \sqrt{\frac{2 p_3}{\rho}} \right) = \begin{cases} \frac{2}{\beta_H} [Q_{H.\max} \sin(\omega t) - 60S_1\nu] - \frac{E_{M.H}S_M}{lS_1}\nu & \text{при } t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{2}{\beta_H} 60\pi S_1\nu - \frac{E_{M.H}S_M}{lS_1}\nu & \text{при } t > \frac{\pi}{\omega} \end{cases}. \quad (2.59)$$

Площа дроселя, яка забезпечує компенсацію пульсації тиску на рух штоку, виходячи з (2.59) визначається за формулою:

$$S_{op}(t) = \begin{cases} \frac{Q_{H \max}}{2\mu_{op} \sqrt{2 \frac{\frac{Q_{H \max}}{\beta_1} \left[\frac{1}{2\omega} (1 - \cos(\omega t)) - \frac{t}{2\pi} \right] - \frac{E_{M.H} S_M}{l} \frac{Q_{H \max}}{2S_1} t}}}} & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\pi}{\omega} \\ \frac{Q_{H \max}}{2\mu_{op} \sqrt{2 \frac{\frac{Q_{H \max} \pi}{\beta_{3l} \omega} - \frac{1}{\beta_{3l}} Q_{H \max} t - \frac{E_{M.H} S_M}{l} \frac{Q_{H \max}}{2S_1} t}}}} & \text{при } \frac{\pi}{\omega} < t < \frac{2\pi}{\omega} \end{cases} \quad (2.60)$$

Таким чином отримано значення площі відкриття дроселю для кожного моменту часу, при виконанні яких швидкість руху штоку гідроциліндра ГА залишається незмінною.

2.3. Розробка дросельного елемента з можливістю забезпечення заданого закону зміни площі дроселюючої щілини.

Вираз (2.60) дозволяє отримати розрахункові теоретичні значення площі дроселюючої щілини, при яких забезпечується рівномірний рух вихідної ланки ГД. Проведено розрахунок математичної моделі за виразом (2.60) при заданих параметрах:

- площі поршнів, $S_1 - 3000 \text{ мм}^2$;
- коефіцієнт пружності шпильки, $\frac{E_{M.H} S_M}{l} = 1,05 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$;
- початковий тиск в напірній лінії, $p_{10} - 4 \text{ МПа}$;
- подача насоса, $Q_{H \max} - 0,153 \text{ дм}^3/\text{хв}$;
- частота обертання валу насоса, $n - 100 \text{ об/хв}$;
- маса рухомих частин, $m - 600 \text{ кг}$;

- кількість подвійних гідродвигунів у гідроключі, $N - 30$ шт.;
- коефіцієнт витрат дроселя, $\mu_{др} - 0,67$;
- густина масла, $\rho - 900$ кг/м³.

Отримані за формулою (2.60) значення зміни площі регульованого дроселя, зображені на рисунку 2.6. Графік відображає зміну площі щілини дроселя за часом. Час одного оберту кривошипну насосу дорівнює часу одного оберту золотника регульованого дроселя і дорівнює 0,6 с.

Аналізуючи графік, можна зробити висновок про декілька стадій зміни площі дроселюючої щілини. На першому етапі, що відповідає початку руху поршня насосу та початку стиснення рідини, площа щілини повинна збільшитися для початку руху поршнів гідравлічних двигунів. Цей етап триває близько 0,025 секунди. На другому етапі, коли насос продовжує стиснення рідини, зливна камера ГД повинна акумулювати в собі тиск для зменшення швидкості руху поршнів гідравлічних двигунів.

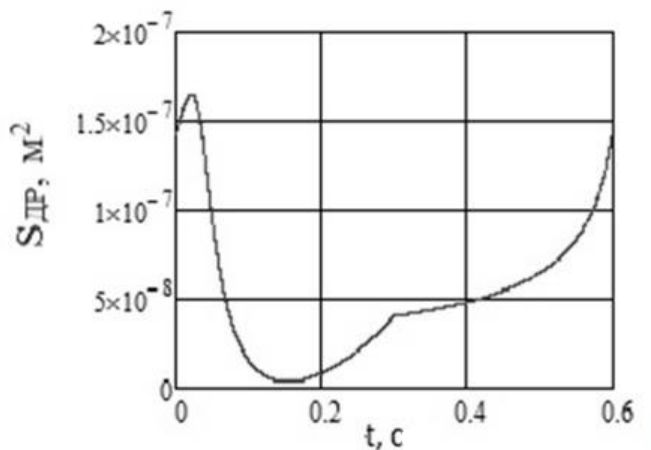


Рисунок 2.6 – Зміна площі дроселя

Збільшення тиску в камері зливу досягається поступовим перекриттям щілини. Наприкінці цієї стадії злив рідини майже повністю відсутній, тому що щілина практично перекрита. Цей етап триває 0,11 секунди. Виходячи з конструкції однопоршневого насосу з кривошипним механізмом, кінематикою руху поршня та накладеному законі зміни сили на штоці ГД, наступним етапом є поступове

падіння швидкості руху поршня. При цьому для збереження сталої швидкості його руху, площа дроселя збільшується, збільшуючи витрати рідини та зменшуючи протитиск у зливній камері. Цей етап триває до кінцевої точки напівтакту нагнітання насосу, що дорівнює половині одного робочого циклу та дорівнює 0,3 секунди. Після того як рух поршня насосу починається у зворотному напрямку, виконуючи напівтакт всмоктування, дросель регулює зміну попередньо акумульованого тиску в камері зливу. Площа дроселюючої щілини поступово збільшується, вивільняючи рідину зі зливної порожнини. Таким чином процес руху штоку носить рівномірний, без зупинок та екстремумів, характер, як для періоду нагнітання так і періоду всмоктування насосу.

Виходячи з вище наведеного, можна зробити висновок про необхідність синхронізації обертів валу кривошипного механізму насосу зі зміною площі дроселя. Очевидним є синтез регульованого гідравлічного дроселя (РГД) із запірним елементом, що обертається відповідно до обертів валу насосу. На рисунку 2.7 запропоновано принципову схему взаємного розташування втулки дроселя та золотникового елемента. Приведена конструкція використовує принципи втулкових дроселів, описаних у розділі 1.

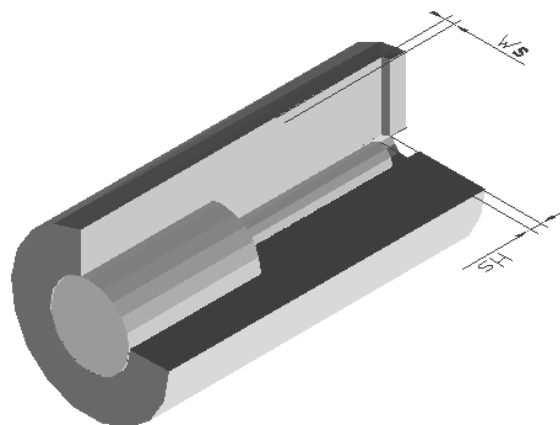


Рис. 2.7 - Принципова схема забезпечення розрахункового перекриття щілини

Зовнішня частина є нерухомою, внутрішня – обертається. Площа утвореної щілини розраховується як добуток ширини щілини W_s на її висоту H_s . Висота H_s вважається середньою лінією прямокутної трапеції. При цьому кривизною профілю пояса золотника можна знехтувати у зв'язку з мінімальним геометричним викривленням. Ширина щілини є постійною величиною і дорівнює 0,3 мм. Таким чином, можна розрахувати висоту щілини за формулою:

$$H_s(t) = \frac{S_{DP}(t)}{W_s}. \quad (2.61)$$

Отримані значення зображені на рисунку 2.8. Графік є фактичною розгорткою профільованої поверхні пояса обертового золотника.

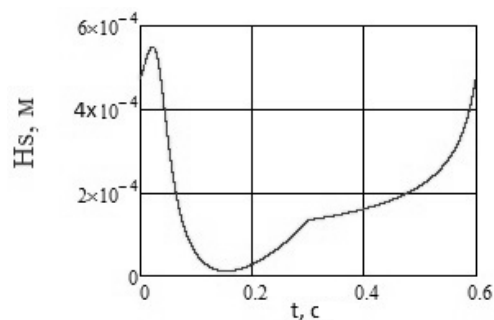


Рис. 2.8 – Зміна висоти щілини за часом

Схема, запропонована на рисунку 2.7, реалізована у конструкції дроселя (рис. 2.9-2.10). Дросель складається з корпусних частин 1-3, що з'єднанні між собою болтами 4 та 5. Всередині корпуса обертається вал 7, що закріплений у підшипниках 8. Частина вала 7 входить у втулку 6, що запресована у корпус 3. Рідина надходить у порожнину корпуса 3 через вхідний отвір 9. При цьому профільована поверхня 12 забезпечує необхідний зазор між валом 7 та прорізом у втулці 6, формуючи при цьому щілину 13. Злив рідини проходить через отвір 10. З метою фіксації валу у заданому положенні та зливу протічок в корпусі виконано отвір 14. Для запобігання протікань по поверхні валу встановлено ущільнювач 11.

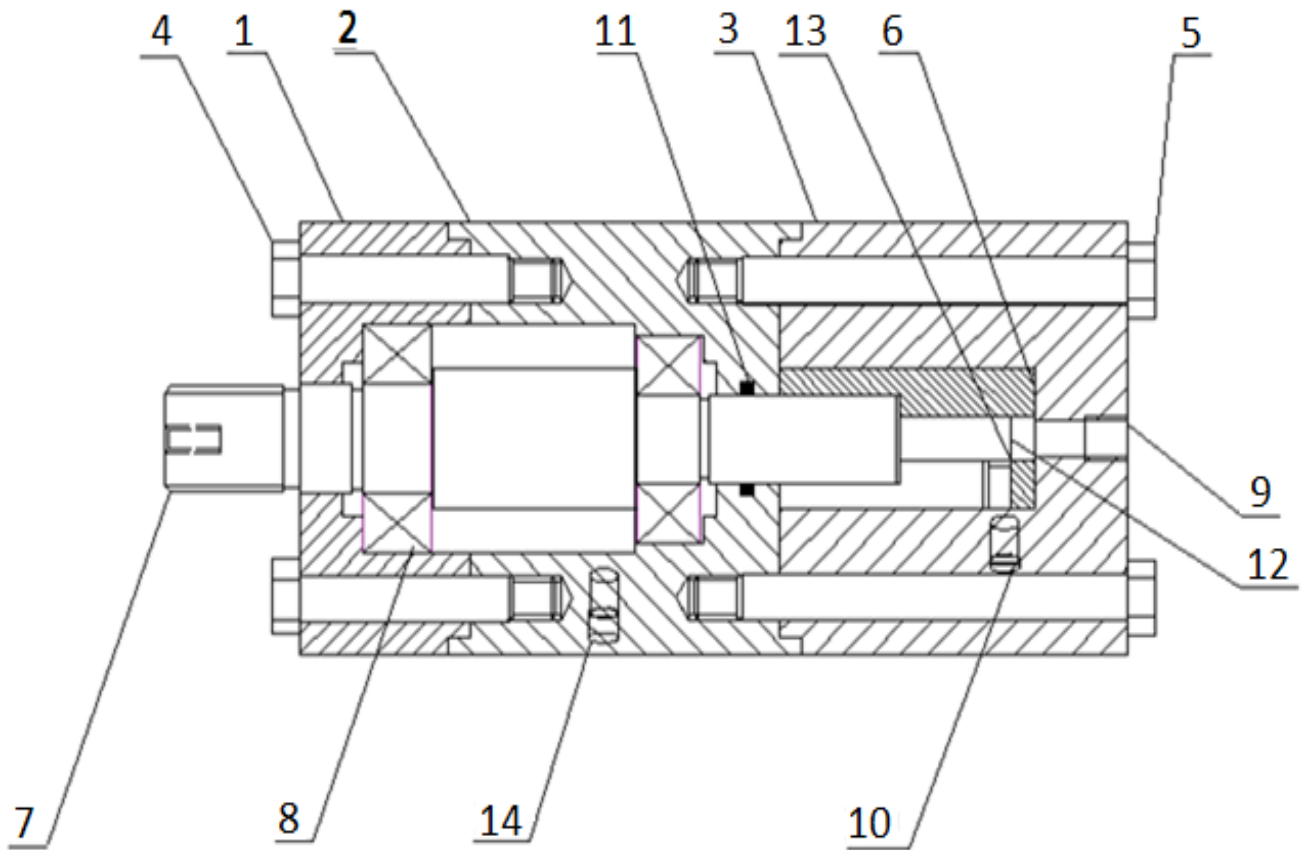


Рисунок 2.9 - Загальна схема регульованого дроселя: 1 – корпус;
 2 – середня секція корпусу; 3 – корпус золотника; 4, 5 – болти; 6 – втулка;
 7 – вал; 8 – підшипник; 9 – вхідний отвір; 10 – зливний отвір;
 11 – ущільнення; 12 – профільована поверхня;
 13 – щілина; 14 – отвір фіксації вала та зливу протічок



а)



б)

Рисунок 2.10 – РГД

2.4. Уточнення коефіцієнту витрат РГД

Миттєве значення площі дроселюючої щілини є функцією від кута повороту кривошипу насосу:

$$S_{dp} = f(\varphi) \quad (2.62)$$

Виходячи з того, що коефіцієнт витрат дроселя прийнятий близько $\mu = const$, вираз (2.62) може бути записаний як:

$$\mu S_{op} = f(\varphi) \quad (2.63)$$

Згідно рівняння (2.60-2.62) справедливий вираз:

$$\mu = \frac{Q_{op}(\varphi)}{S_{op}(\varphi) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}} \quad (2.64)$$

Таким чином, для уточнення математичної моделі, наведеної в розділі 2.2, необхідно визначити фактичне значення μ . Коефіцієнт витрат визначається експериментально. Перед початком проведення експерименту визначено об'єкт дослідження – робочий процес дроселя, параметр оптимізації - μ , діючі фактори – це перепад тиску на дроселі Δp та кут повороту золотника для формування необхідної площі дроселюючої щілини φ . Схематично роботу системи можна описати схемою, зображеною на рисунку 2.11.



Рисунок 2.11 – Схема експерименту

Аналізуючи графік зміни площі дроселюючої щілини (рис. 2.6) адекватна кількість рівнів фактора φ (x_1) буде дорівнювати трьом. Для фактора Δp (x_2) також достатньо три рівні. Спираючись на наведену модель, була підтверджена вимога відтворюваності експерименту. Підтверджена можливість керування факторами на різних рівнях, як основна вимога при проведенні активного експерименту. Для виконання операційної вимоги при проведенні експерименту встановлено манометри для визначення перепаду тиску, перед дроселем та за ним.

Для виконання операційної вимоги відносно кута повороту золотника дроселя використовувався електронний кутомір.

Експерименти проводилися на спеціально створеному стенді (рис. 2.12)

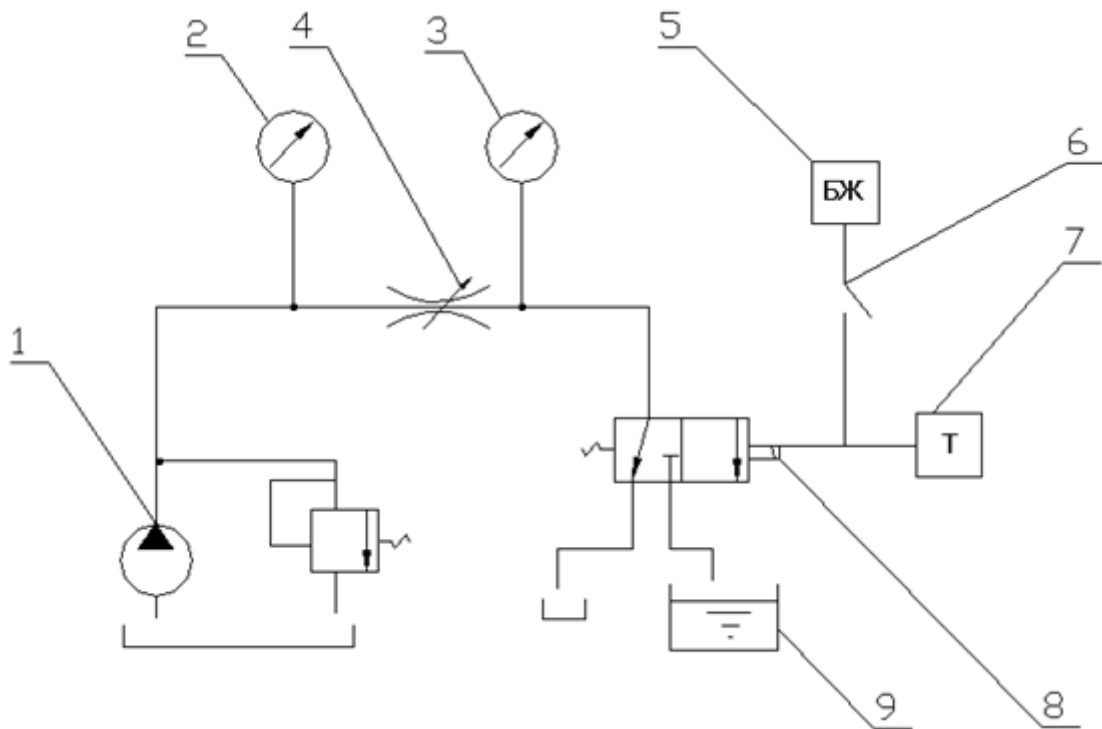


Рисунок 2.12– Схема стенду для визначення характеристики $\mu S_{др}(\varphi)$;

1 – масло станція; 2,3 – манометри; 4 – дросель; 5- блок живлення;

6- вимикач; 7 – таймер; 8 – блок розподілення рідини; 9 – мірна ємність

Стенд складається з маслостанції 1, що подає рідину до дроселя 4. Для визначення перепаду тисків на дроселі встановлені манометри 2 та 3, перед дроселем та після нього відповідно. Для керування потоком рідини та виміру параметрів системи, встановлено двопозиційний гідравлічний розподільник 8. Розподільник включає в себе соленоїд, який живиться блоком живлення 5 через вимикач 6. Вимикач дозволяє синхронізувати подачу живлення до розподільника та таймеру 7, який відраховує час наповнення мірної ємності 9. За результатами наповнення ємності 9 та часом на таймері 7 визначаються витрати через дросель.

План експерименту представлена у вигляді квадрату на рисунку 2.13.

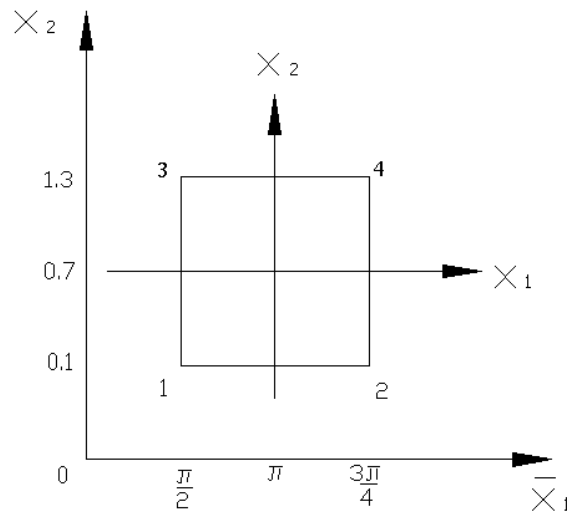


Рисунок 2.13 – Побудова плану експерименту

При роботі на стенді були використані наступні прилади:

- зразковий манометр (0-2,5МПа), похибка 0,05%;
- термометр ручний (0-80° С), похибка 1° С;
- барометр ручний (610-790 мм рт.ст.), похибка 0,8 мм рт. ст.;
- мірний бак (поділ шкали $0,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{мм}$);
- таймер електронний похибка 0,1 секунди;
- кутомір електронний, похибка 2'.

Похибки вимірювання розраховувались за наступними залежностями [92-94]:

$$U = \sqrt{U_{\text{прил}}^2 + \sigma_{\text{вип}}^2} ,$$

де $U_{\text{прил}}$ - систематична похибка приладу;

$\sigma_{\text{вип}}$ - випадкова похибка.

Систематична похибка приладу визначалась за:

$$U_{\text{прил}} = \sqrt{U_{\text{вим.прил}}^2 + \sigma_{\text{чит.прил}}^2} ,$$

де $U_{\text{вим.прил}}^2$ - похибка вимірювального приладу;

$\sigma_{\text{чит.прил}}^2$ - похибка читання показань приладів.

За методикою наведеною у [95] розраховувався довірчий інтервал:

$$|\Delta A| = J_{CT} U,$$

де J_{CT} - поправка Стюдента.

Облік вимірювань фіксувався у журналі експерименту у вигляді $A = \bar{A} \pm \Delta A$.

Для всіх проведених дослідів довірна ймовірність приймалась постійною та дорівнювала 0,095.

Для оцінки діапазону випадкових величин відносно середнього значення використовували дисперсію, що представляє собою математичне очікування квадрату відхилення випадкової величини від її середнього значення:

$$D(x) = M(x - a)^2 = \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \cdot \frac{1}{n},$$

де x_i - випадкова величина;

\bar{x} - середнє значення випадкової величини;

n - кількість дослідів.

Середнє квадратичне відхилення визначалося як:

$$S = \sqrt{D(x)}.$$

Відповідна характеристика виборки, оцінка дисперсії S^2 :

$$s^2 = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2,$$

де $k = n - 1$ при $(0 < n < 50)$.

Об'єм вибірки даних не перевищує $n \leq 25$, це означає, що можливо використовувати метод обрахунку максимального відносного відхилення [96-98]:

$$|x_i - \bar{x}| / S \leq J_{CT} ,$$

де x_i - екстримальний (найбільший або найменший) елемент виборки;

S – середнє квадратичне відхилення;

\bar{x} - середнє значення величини;

J_{CT} - коефіцієнт Ст'юдента.

Всі отримані дані, для яких виконувалась умова $J_{CT} \leq J = |x_i - \bar{x}| / S$, відсіювались.

Обрахування опосередкованих похибок здійснювали за наступною залежністю:

$$\Delta \bar{A}_{on} = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\partial \ln(\Phi)}{\partial A_i} \Delta A_i \right)^2} ,$$

де \bar{A}_{on} - опосередкований параметр;

Φ - функція параметру вимірювання;

A_i - величини опосередкованих вимірювань, що належать Φ ;

ΔA_i - похибки вимірювання величин.

Додаткова перевірка коректності проведення експерименту виконана за параметром значущості паралельних дослідів та критерія Стюдента:

$$J_{CT} = \frac{\bar{z}_i + \bar{z}_{i+1}}{S \sqrt{\frac{1}{n_i} + \frac{1}{n_{i+1}}}} ,$$

де \bar{z}_i та \bar{z}_{i+1} - середні значення виходу у сусідніх дослідях;

S – відхилення;

n_i - кількість спостережень в досліді.

Для 4 ступенів свободи та довірчої вірогідності 0,95 значення з таблиці [97] дорівнює 2,7764. Найбільше експериментальне значення дорівнює 2,03, що менше табличного. Отже підтверджена рівнозначність всіх проведених дослідів.

Середнє значення результатів вимірювання обраховували як середнє арифметичне:

$$\bar{z} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} z_i}{n}.$$

Позначимо натуральний фактор через a_j . Той же фактор в безрозмірному вигляді x_j . Рівні a_j^{\max} и a_j^{\min} представляють верхній та нижній рівні варіювання j -го фактора.

Для кожного фактору визначаємо:

$$a_j^0 = (a_j^{\max} + a_j^{\min})/2,$$

$$\Delta a_j = (a_j^{\max} - a_j^{\min})/2.$$

Точка з координатами (a_1^0, a_2^0) є нульовим рівнем, Δa_j – шагом варіювання фактора a_j .

Перехід до безрозмірних факторів відбувається за наступною формулою:

$$x_j = \frac{a_j - a_j^0}{\Delta a_j} = 1 - 2 \frac{a_j^{\max} - a_j}{a_j^{\max} - a_j^{\min}}.$$

Для регресійного аналізу необхідно отримати рівняння виду:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=i+1}^k b_{ij} x_i x_j,$$

де b_0, b_i, b_{ij} – коефіцієнти регресії;

k – кількість факторів.

Для визначення коефіцієнтів використовуються формули:

$$b_0 = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_0 \bar{y}_u,$$

$$b_i = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} \bar{y}_u,$$

$$b_{ij} = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n x_{iu} x_{ju} \bar{y}_u.$$

Прийmemo для фактору x_1 - φ та для x_2 - Δp . Кількість кутів відкриття має два значення: $\varphi = \frac{\pi}{2}$ та $\varphi = \frac{3\pi}{2}$, а перепад тиску на дроселі от $\Delta p = 0,1$ МПа та $\Delta p = 1,3$ МПа. Кількість дослідів $n = 3$.

При однакових $\varphi = \frac{\pi}{2}$ та $\Delta p = 0,1$ МПа (дослід №2, таблиця 2.1) три повторних дослідів дозволили визначити μ : перший повтор – $\mu = 0,671$, другий повтор – $\mu = 0,672$, третій повтор – $\mu = 0,675$.

Середнє значення μ в цьому досліді дорівнює:

$$\bar{\mu} = (0,671 + 0,672 + 0,675)/3 = 0,6726.$$

Оцінка дисперсії μ :

$$s_{\mu}^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (\mu_i - \bar{\mu})^2 =$$

$$= \frac{1}{3-1} [(0,671 - 0,6726)^2 + (0,672 - 0,6726)^2 + (0,675 - 0,6726)^2] = 0,00000434.$$

Середнє квадратичне відхилення:

$$s_{\mu} = \sqrt{s_{\mu}^2} = \sqrt{0,00000434} = 0,00208.$$

Результати аналогічних дослідів зводимо до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Результати експерименту

№ досл.	Фактори: безрозмірні (розмірні)		z (μ)			Середнє знач. $\bar{\mu}$	Сер. кв. відх. s_{μ}
	x ₁ (φ)	x ₂ (Δp)	1-й повтор	2-й повтор	3-й повтор		
1	-1 $\varphi = \frac{\pi}{2}$	-1 $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$	0,674	0,670	0,672	0,672	$2 \cdot 10^{-6}$
2	+1 $\varphi = \frac{3\pi}{2}$	-1 $\Delta p = 0,1 \text{ МПа}$	0,671	0,672	0,675	0,673	$4,34 \cdot 10^{-6}$
3	-1 $\varphi = \frac{\pi}{2}$	+1 $\Delta p = 1,3 \text{ МПа}$	0,672	0,668	0,671	0,670	$9 \cdot 10^{-6}$
4	+1 $\varphi = \frac{3\pi}{2}$	+1 $\Delta p = 1,3 \text{ МПа}$	0,669	0,672	0,670	0,670	$5 \cdot 10^{-6}$

За даними таблиці невідомі коефіцієнти моделі:

$$b_0 = (1 \cdot 0,672 + 1 \cdot 0,673 + 1 \cdot 0,670 + 1 \cdot 0,670) / 4 = 0,671,$$

$$b_1 = (-1 \cdot 0,672 + 1 \cdot 0,673 - 1 \cdot 0,670 + 1 \cdot 0,670) / 4 = 0,00025,$$

$$b_2 = (-1 \cdot 0,672 - 1 \cdot 0,673 + 1 \cdot 0,670 + 1 \cdot 0,670) / 4 = -0,00125,$$

$$b_{12} = [(-1) \cdot (-1) \cdot 0,672 + 1 \cdot (-1) \cdot 0,673 + (-1) \cdot 1 \cdot 0,670 + 1 \cdot 1 \cdot 0,670] / 4 = -0,00025.$$

Рівняння у безрозмірних факторах має вигляд:

$$z = 0,671 - 0,00025x_1 - 0,00125x_2 - 0,00025x_1x_2 .$$

Рівняння у натуральних величинах:

$$\begin{aligned} \mu &= 0,671 - 0,00025 \left(1 - 2 \frac{\varphi^{\max} - \varphi}{\varphi^{\max} - \varphi^{\min}} \right) + 0,00125 \left(1 - 2 \frac{\Delta p^{\max} - \Delta p}{\Delta p^{\max} - \Delta p^{\min}} \right) - \\ &- 0,00025 \left(1 - 2 \frac{\varphi^{\max} - \varphi}{\varphi^{\max} - \varphi^{\min}} \right) \left(1 - 2 \frac{\Delta p^{\max} - \Delta p}{\Delta p^{\max} - \Delta p^{\min}} \right) = \\ &= 0,671 - 0,00025 \left(1 - 2 \frac{\frac{3}{2}\pi - \varphi}{\frac{3}{2}\pi - \frac{\pi}{2}} \right) + 0,00125 \left(1 - 2 \frac{1,3 - \Delta p}{1,3 - 0,1} \right) - \\ &- 0,00025 \left(1 - 2 \frac{\frac{3}{2}\pi - \varphi}{\frac{3}{2}\pi - \frac{\pi}{2}} \right) \left(1 - 2 \frac{1,3 - \Delta p}{1,3 - 0,1} \right) . \end{aligned}$$

Виконавши арифметичні дії, отримуємо:

$$\mu = 0,669 - \frac{8,334 \cdot 10^{-5} \varphi}{\pi} + 2,915 \cdot 10^{-3} \Delta p + \frac{8,34 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p \cdot \varphi}{\pi} . \quad (2.65)$$

Слід зазначити, що при плануванні експерименту були враховані особливості досліджуваного зразка. Так, кут повороту золотника, що відповідає 0 фізично співпадає з 2π . Саме тому рівні фактору кута повороту золотника обирались такими, що з однієї сторони підпадають під повне перекриття щілини дроселя (кут близький до $\pi/2$) та з іншої під середнє значення перекриття щілини ($3\pi/2$). Виходячи з чисельних значень коефіцієнтів, можна зробити висновок про відносно несуттєвий ефект факторів перепаду тисків на дроселі та кута повороту золотникового елемента на коефіцієнт витрат дроселя. Абсолютне значення площі дроселюючої щілини коливається в межах від $0,05 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$ до $1,6 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$ -

можна зробити висновок про те, що зміна кута повороту золотника та перепаду тиску мало впливає на коефіцієнт витрат дроселя.

Керуючись результатами експериментального дослідження зразка дроселя, можна стверджувати, що при розрахунках математичної моделі (2.18-2.60) пристрою для створення зусилля, прийнятною функцією коефіцієнта витрат дроселя буде (2.65). Отже, уточнений коефіцієнт використовуємо для розрахунку математичної моделі п.2.2.

Результати розрахунку уточненої математичної моделі п. 2.2 пристрою для створення зусилля для частоти $n = 100$ об/хв із застосуванням регульованого гідравлічного дроселя та без нього зображено на рисунку 2.14.

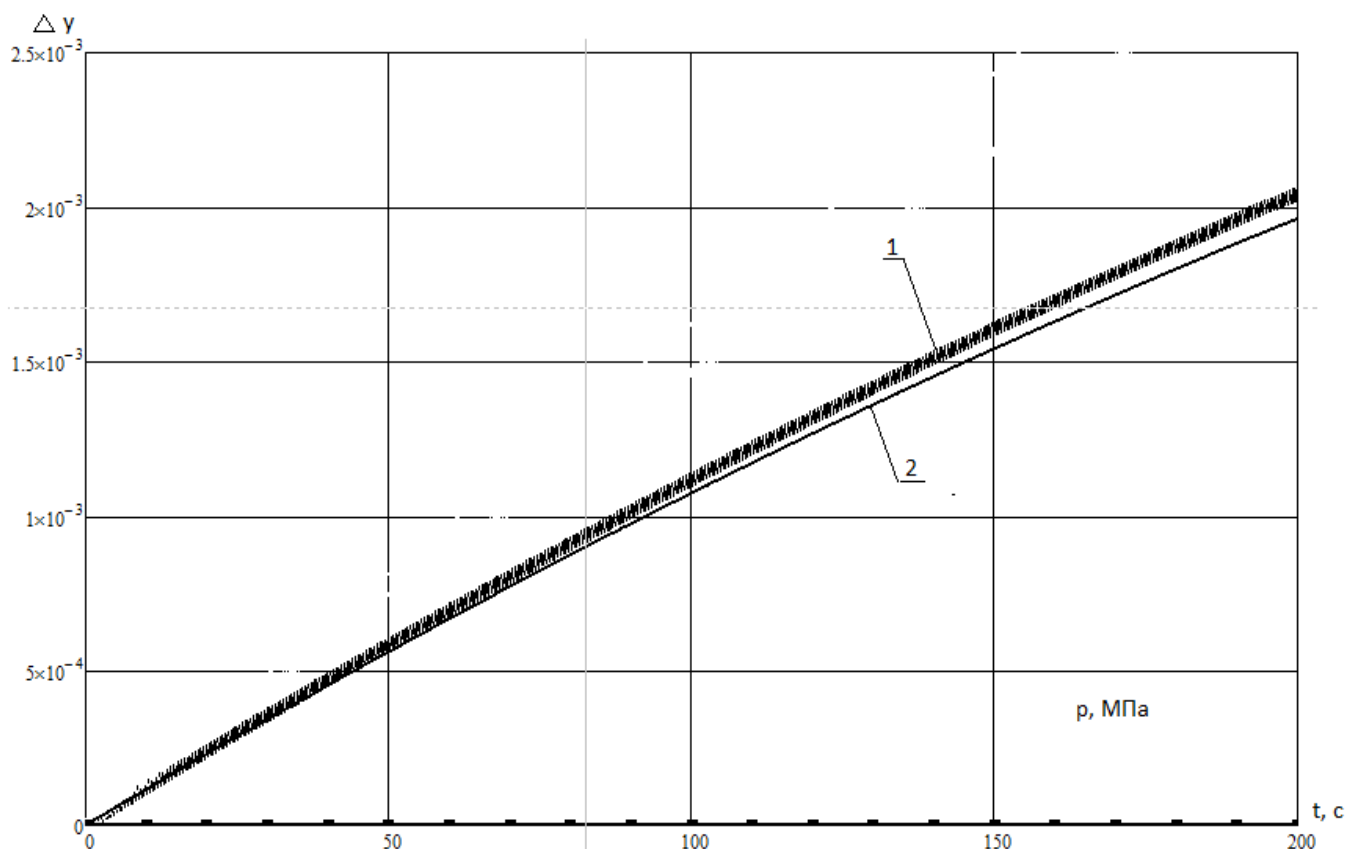


Рисунок 2.14 – Розрахункова деформація шпильки: 1 – без використання РГД;
2 – з використанням РГД

Виходячи із результатів розрахунків, було зроблено ряд зауважень. Крива 1 має високочастотні низькоамплітудні коливання, що підтверджує вплив нерівномірної

подачі насоса. Витяжка шпильки за однаковий час роботи пристрою різна: застосування дроселя знижує величину витяжки. Крива 1 та 2 мають нелінійний загальний характер зміни. Це свідчить про те, що закон руху вихідної ланки враховує змінну стискуваності рідини. Для підтвердження даних зауважень розглянемо детально криву 1 для трьох повних обертів кривошипну насоса та для різних тисків (1МПа, 95МПа, 190МПа).

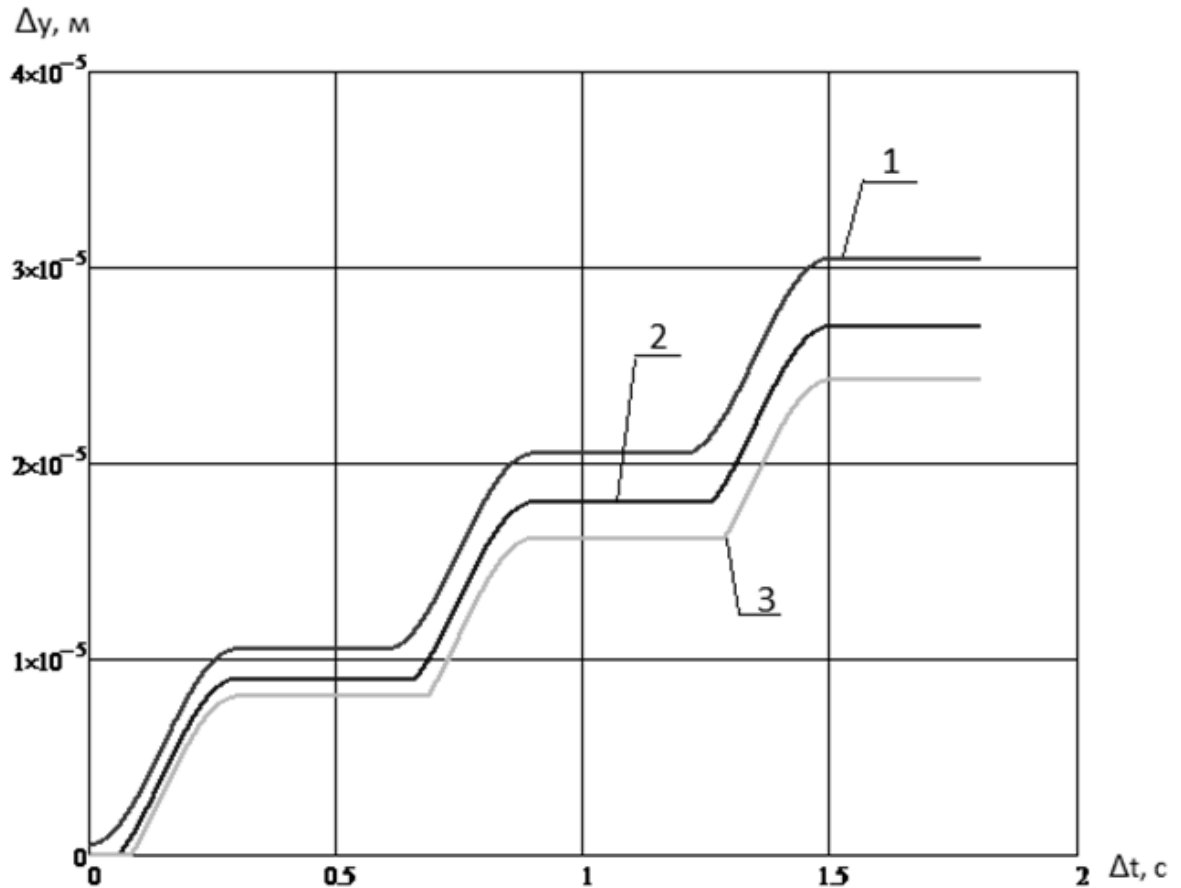


Рисунок 2.15 – Розрахункова деформація без використання РГД: 1- при тиску 1МПа; 2 – при тиску 95 МПа; 3 – при тиску 190 МПа

Рисунок 2.15 підтверджує нерівномірний рух вихідної ланки. Гармоніка руху є синхронною з роботою кривошипно-шатунного механізму поршневого насоса. Зі збільшенням тиску величина поздовжньої деформації зразка за один оберт кривошипну насосу зменшується.

2.5. Висновки

1. Вдосконалено математичну модель робочого процесу гідравлічної системи в якій ГД живиться однопоршневим насосом високого тиску, при цьому характер подачі насосу – пульсуючий, навантаження на шток ГД відповідає закону лінійної деформації циліндричної деталі в зоні пружності. За результатами дослідження математичної моделі виявлено, що характеристика руху вихідної ланки ГД має гармонічний характер, відповідно до гармоніки подачі робочої рідини, що постачається насосом. Для забезпечення лінійного руху штоку ГД необхідно запроваджувати додаткові заходи.

2. Для пристрою створення зусилля при герметизації фланцевих роз'ємів корпусів обладнання створено математичну модель його робочого процесу. При цьому кількість подвійних гідравлічних двигунів відповідає кількості кріпильних елементів насосу ГЦН195-М і дорівнює 30 штук. За результатами дослідження математичної моделі підтверджується нерівномірних рух штоків гідравлічних двигунів та кріпильних елементів відповідно.

3. Досліджено математичну модель при заданому сталому русі вихідних ланок, питомими параметрами тиску та живлення гідравлічних двигунів. Розрахунками доведено можливість забезпечення рівномірного руху штоків гідравлічних двигунів при забезпеченні необхідних параметрів у камерах гідравлічних циліндрів.

4. З метою забезпечення рівномірного руху вихідних ланок гідравлічних двигунів пристрою запропоновано встановлення дросельного елемента у зливній лінії пристрою. При цьому дросель повинен забезпечувати розрахункові параметри тиску та витрат. Вказані параметри мають пряму залежність за положенням кривошипного механізму поршневого насосу.

5. За допомогою математичної моделі роботи пристрою для створення зусилля розраховані значення площі дроселюючої щілини, при яких виконується умова

рівномірного руху. На основі отриманих розрахункових значень створено прототип дроселя.

6. Для визначення реальних характеристик дроселя було створено стенд. Стендові випробування за попередньо спланованим повнофакторним експериментом дозволили уточнити реальний коефіцієнт витрат дроселя та підтвердити його працездатність у статичному режимі.

7. Конструкція дроселя розроблена та виконана з можливістю синхронізації обертів золотникового елемента з обертами валу кривошипного механізму однопоршневого насоса, що підтверджує концепцію синхронізації обертів золотника та привідного валу.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Задачі експериментальних досліджень

Дослідження, що були проведені у попередньому розділі, дозволили розпочати етап експериментальних випробувань виготовленого прототипу дросельного елемента у складі пристрою для створення зусилля при герметизації корпусних частин насосу ГЦН195-М. До цього часу даних про математичні моделі пристрою для створення зусилля та його емпіричне дослідження у відкритих джерелах не висвітлено. Також у відкритих джерелах відсутні широкі дані про теоретичне та практичне дослідження дроселів, подібних до вказаної конструкції. Очевидно, що питання функціонування ГД для деформації кріпильних елементів (шпильок), питання рівномірності руху шпильки та застосування в подібних системах додаткових гідроапаратів для забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД потребують попереднього теоретичного вирішення з наступною експериментальною перевіркою. Отже, випробування дроселя проводились на стенді, створеному на базі вказаного пристрою. Експерименти реалізовувалися на науково-виробничому підприємстві «Сумизовнішсервіс», що є ліцензованим поставником обладнання на вітчизняні АЕС.

Експериментальні дослідження мали декілька етапів:

- дослідження роботи пристрою для створення зусилля без застосування розробленого РГД;
- дослідження впливу нерівномірної подачі одноплунжерного насоса на ступінь рівномірності руху шпильки, що поздовжньо деформується;
- перевірка можливості реалізації синхронізації обертів золотникового елемента дроселя з привідним валом кривошипного однопоршневого насоса, використовуючи запропоноване конструктивне рішення;

- перевірка дієздатності та надійності дросельного елемента у динамічному режимі;
- дослідження роботи пристрою для створення зусилля із застосуванням створеного прототипу РГД та підтвердження підвищення рівномірності руху шпильки;
- підтвердження адекватності математичної моделі роботи пристрою для створення зусилля та дросельного елемента.

При роботі стенду використовувалося масло класу НLР . Властивості масла наведені у [99]. Температура масла протягом усіх серій експерименту підтримувалася в межах 50-55⁰С. Тиск зливу дорівнював атмосферному. Всі електронні елементи приєднувались згідно вказаних інструкцій правил з експлуатації.

3.2. Прилади і контрольно-вимірювальна апаратура

Під час експериментальних досліджень використовувалася наступні контрольно-вимірювальні прилади:

- манометр (0-200МПа), похибка 2,5%. Призначений для вимірювання надлишкового тиску на виході з маслonaсосної станції, що живить ГД;
- цифрова індикаторна головка (ДСТУ ГОСТ 577: 2009), клас точності 0, ціна поділки 0,001мм. Призначена для фіксування величини поздовжньої деформації шпильки та переміщення вихідної ланки ГД відповідно (рис. 3.1);
- тахометр ручний безконтактний, похибка 0,5%. Призначений для фіксування частоти обертання валу кривошипу насоса та золотникового елемента дроселя відповідно;
- термометр ручний (0-80⁰ С), похибка 1⁰ С. Призначений для вимірювання температури навколишнього середовища;
- датчик температури (0-70⁰ С) похибка 0,05⁰ С. Призначений для вимірювання температури масла у гідравлічній системі;

- барометр ручний (610-790 мм рт.ст.), похибка 0,8 мм рт. ст.. Призначений для вимірювання навколишнього атмосферного тиску;

- кутомір електронний, похибка 2'. Призначений для калібрування положення обертового золотникового елемента у корпусі дроселя.

Також під час експериментальних досліджень використовувалася наступна допоміжна апаратура:

- кабель-перетворювач сигналу для індикаторної цифрової головки. Кабель складається зі спеціального штекеру, що входить у порт індикаторної головки, аналоговий вихід сигналу RS232 та мікропроцесор, що перетворює та посилює вихідний сигнал (рис. 3.1);

- перевідник порту RS232 – USB, що призначений для можливості під'єднання кабелю перетворювача до переносного ноутбуку Lenovo S10-3 (рис. 3.1);

- ноутбук Lenovo S10-3 призначений для фіксації та запису даних, що передає датчик. Для запису архіву даних та відображення поточних показань індикатору використовується програма, що була передана виробником;

- блок живлення.



Рисунок 3.1 – Цифрова індикаторна головка, кабель-перетворювач, перевідник порту RS232 – USB

3.3. Схема стенду та принцип функціонування

Схема стенду представлена на рисунку 3.2.

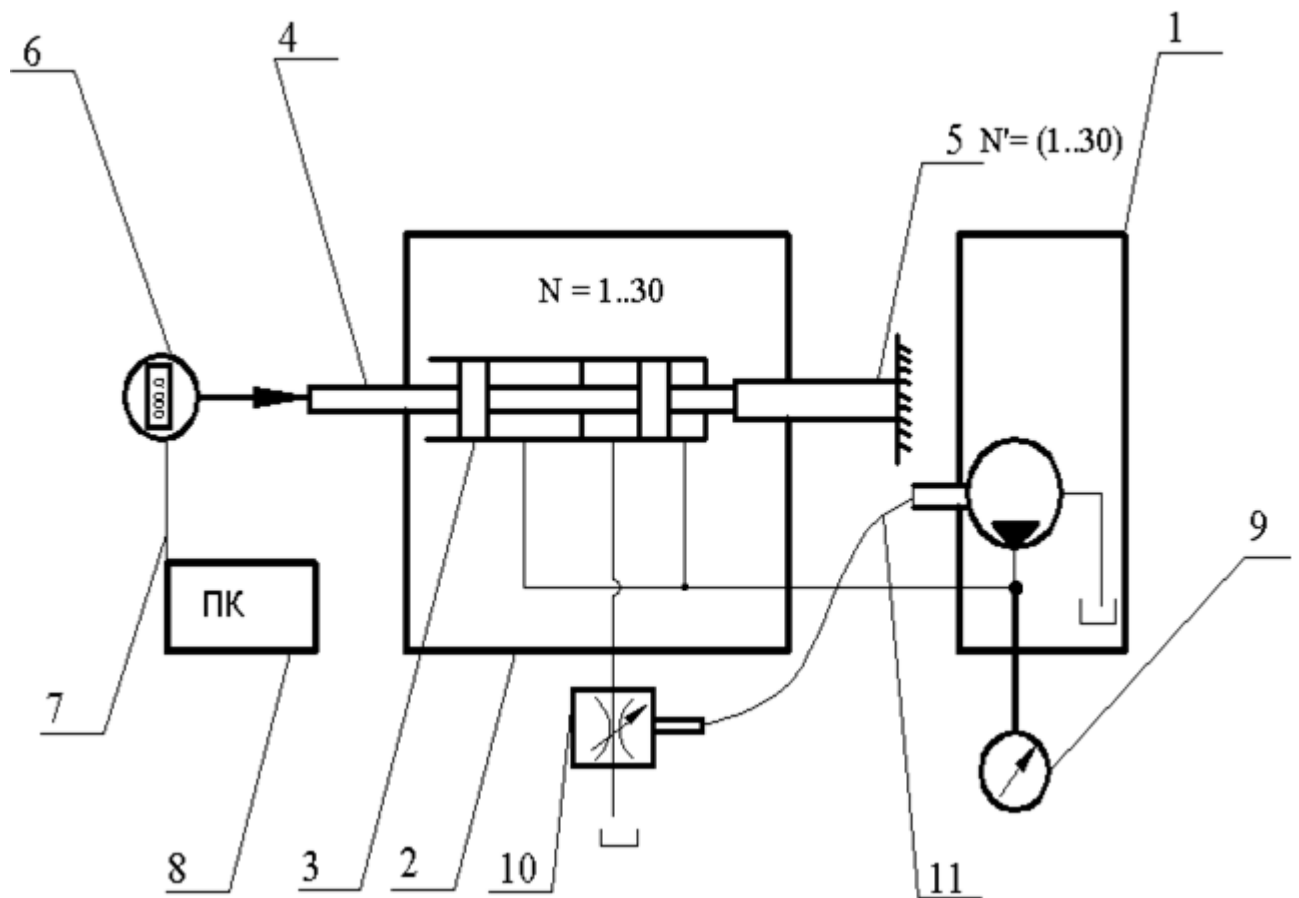


Рисунок 3.2 – Схема стенду: 1 – масло насосна станція; 2 – пристрій для створення зусилля; 3 – гідравлічні двигуни; 4 – шток; 5 – шпилька; 6 – індикатор переміщення; 7 – лінія передачі та конвертації даних; 8 – персональний комп'ютер; 9 - манометр; 10- гідравлічний дросель; 11- гнучкий вал

Стенд складається з маслонасосної станції 1, що живить пристрій для створення зусилля 2. Пристрій містить у собі 30 подвійних гідравлічних двигунів 3. Штоки 4 гідравлічних двигунів 3 механічно пов'язані зі шпилькою 5, яку вони розтягують. Шпильки закріплені в імітаційній конструкції фланців головного роз'єму ГЦН195-М. Величина поздовжньої деформації шпильки вимірюється цифровим індикатором 6. Сигнал від датчика переміщення попередньо конвертується лінією 7 та передається на комп'ютер 8. Комп'ютер 8 відображає прогрес процедури

деформації у реальному часі і записує архів показників датчика. Тиск у напірній лінії живлення гідравлічних двигунів вимірюється манометром 9. З метою забезпечення рівномірного руху штоку та витяжки шпильки відповідно, у зливний колектор пристрою встановлений керований гідравлічний дросель 10. Внутрішнім запірним елементом дроселя є обертовий золотник. Для синхронізації обертів золотника та привідного валу кривошипу однопоршневого насоса маслонасосної станції застосовується гнучкий вал 11. Фото стенда представлено на рисунку 3.3.

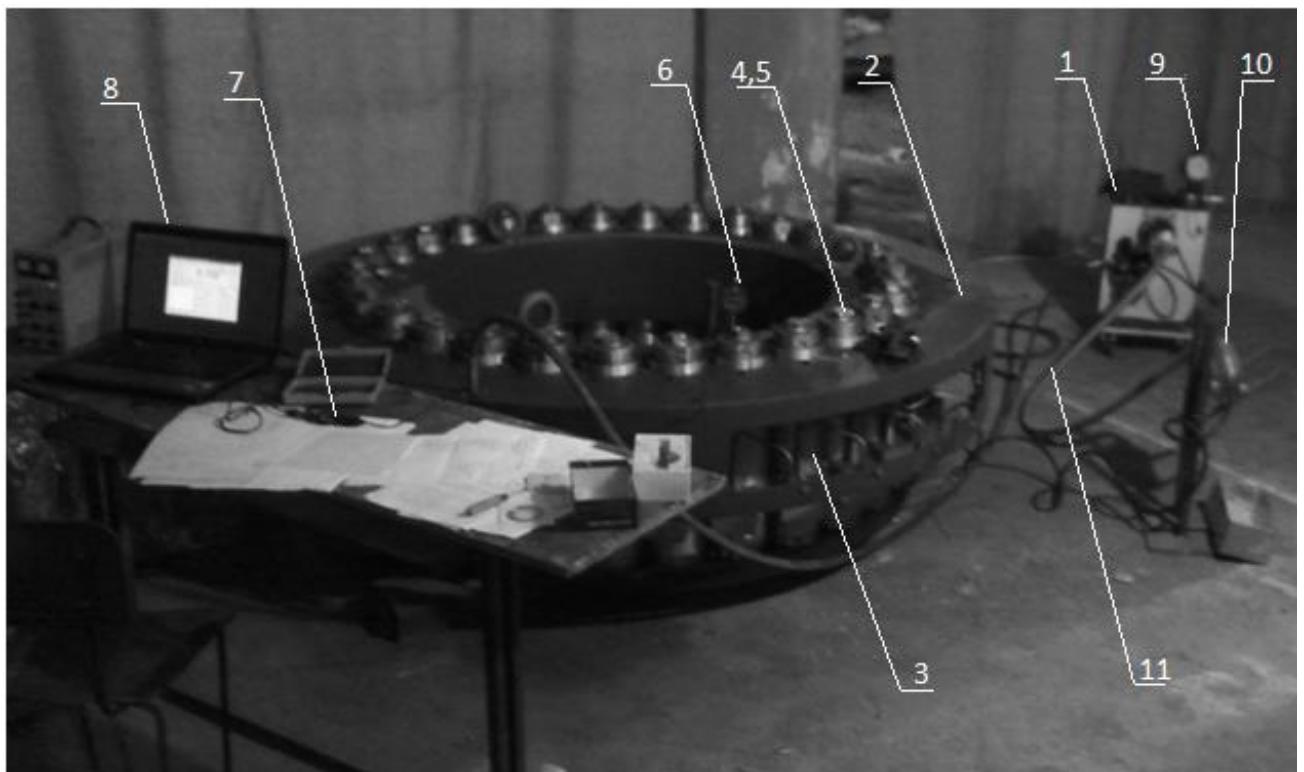


Рисунок 3.3 – Фото стенду: 1 – масло насосна станція; 2 – пристрій для створення зусилля; 3 – гідравлічні двигуни; 4 – шток; 5 – шпилька; 6 – індикатор переміщення; 7 – лінія передачі та конвертації даних; 8 – персональний комп'ютер; 9 - манометр; 10- гідравлічний дросель; 11- гнучкий вал

3.4. Експериментальне дослідження впливу нерівномірної подачі насосу на рівномірність деформації шпильки без застосування РГД

Метою першої серії експериментів є дослідження роботи пристрою для створення зусилля при деформації кріпильних елементів. При цьому робоча рідина зі зливних порожнин гідравлічних двигунів через загальний колектор зливається в бак, тиск зливу дорівнює атмосферному.

Таким чином, для встановлення реальних параметрів процесу витяжки та їх порівняння з результатами розрахунку математичної моделі процесу проведено планування експерименту. Оскільки швидкість руху шпильки механічно пов'язана з рухом поршнів гідравлічних двигунів, об'єктом дослідження є процеси, що протікають у гідравлічно-механічних частинах пристрою для створення зусилля. Параметром оптимізації є закон руху шпильки. Миттєва швидкість та прискорення є опосередкованим обчислювальним параметром. Вони визначаються за даними про переміщення крайньої верхньої точки шпильки у певний фіксований момент часу. Для цього застосовується цифрова індикаторна головка переміщення, що передає данні на комп'ютер. При цьому, кожному значенню переміщення, вмонтований у програму обробки даних таймер, присвоює свій певний час. Отже швидкість та прискорення можуть бути обчислені за відомими формулами. Діючим фактором при проведенні серій експериментів є частота обертання привідного валу кривошипного механізму одноплунжерного насоса станції n . Таким чином досліджується вплив швидкості зміни тиску у напірних камерах гідравлічних двигунів на параметри руху шпильки.

Проведено однофакторний експеримент. Значенню фактора n присвоюємо три рівні. Враховуючи, що експеримент проводиться для деформації шпильки від нульового до повного регламентного значення, йде збір даних для всього часу експерименту.

Експеримент може бути описаний схемою, зображеною на рисунку 3.2.

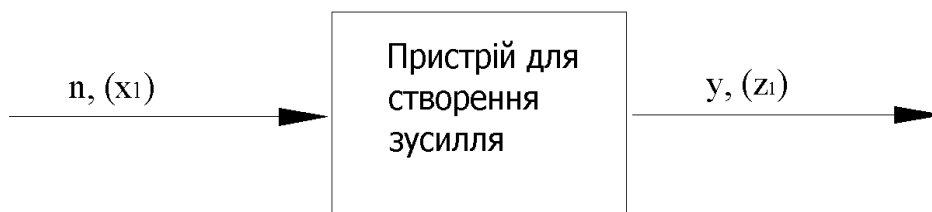


Рисунок 3.2 – План експерименту

Для обробки та аналізу експериментальних даних кожному рівню фактора n визначено три рівні діапазонів часу, за які насос виконує три повних цикла так, щоб урахувався весь загальний період часу витяжки шпильок. Узагальнення плану експерименту приведені у таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Узагальнення експерименту робочого процесу пристрою для створення зусилля без застосування РГД та загальні результати експерименту.

X1 (n , об/хв)	$t_{ц.н.}$ – час одного оберту кривошипного валу насосу			$\Delta_{max.ср}$ $10^{-3} м$	$\Delta_{ср}$ $10^{-3} м$
	$p=50МПа$	$p=100МПа$	$p=150МПа$		
100 об/хв, $t_{ц.н.}=0,6 с$	$p=50МПа$	$p=100МПа$	$p=150МПа$	0,0048	0,0036
	Рисунок 3.5	Рисунок 3.6	Рисунок 3.7		
50 об/хв, $t_{ц.н.}=1,2 с$	$p=50МПа$	$p=100МПа$	$p=150МПа$	0,0049	0,0028
	Рисунок 3.8	Рисунок 3.9	Рисунок 3.10		
150 об/хв, $t_{ц.н.}=0,4 с$	$p=50МПа$	$p=100МПа$	$p=150МПа$	0,0052	0,0020
	Рисунок 3.11	Рисунок 3.12	Рисунок 3.13		

Розглянемо методику побудови графічних залежностей та обробки даних для їх подальшого аналітичного дослідження.

Слід зазначити, що для рисунків 3.5-3.22 легенда кривих (1, 2, 3) - однакова, тому її розшифровка наведена лише на рисунку 3.5. Для побудови кривої 1 (рис. 3.3) використовуються теоретичні розраховані значення витяжки шпильки з моменту зростання тиску в системі до 50 МПа від початку експериментального дослідження.

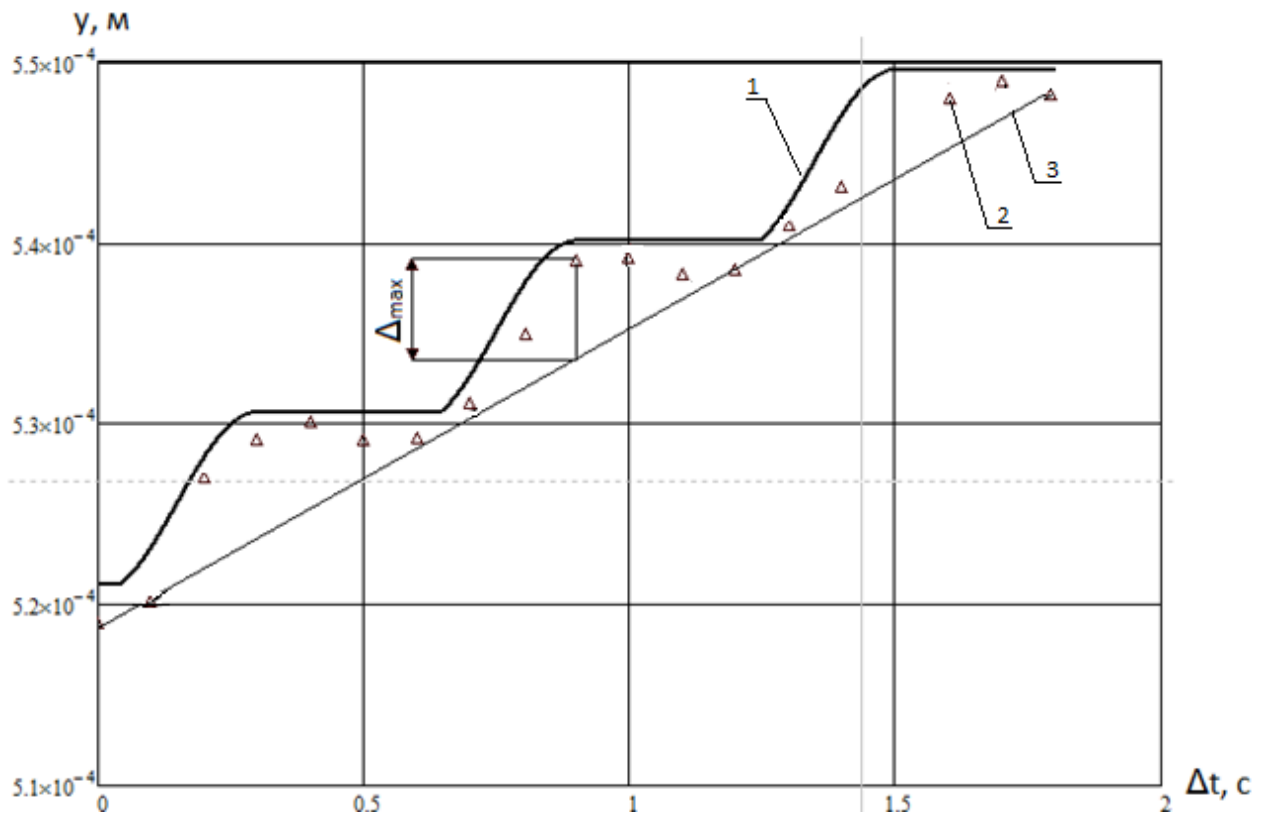


Рисунок 3.5 – Графіки деформації шпильки ($n=100$ об/хв, $p=50$ МПа):

1 – теоретичний; 2 – експериментальний;

3 – апроксимована лінія рівномірного руху, експериментальна

Як видно з графіка, його початок відповідає початку нового напівтакту нагнітання одноплунжеоного насоса. Оскільки теоретичне положення циклів насоса в часі не співпадає з експериментальним (що є очевидним, в силу не абсолютної точності показань обладнання та втратами енергії, які не можливо точно визначити), «прив'язати» теоретичний графік до експериментального за часом не можливо. Тому з теоретичних, попередньо розрахованих значень переміщення, обиралось те, що максимально відповідало експериментальному. Таким чином, точка початку експериментальних даних «прив'язувалась» до теоретичних розрахунків.

Нижче наведені графіки витяжки шпильки для тисків 100МПа та 150МПа (рис. 3.4, 3.5).

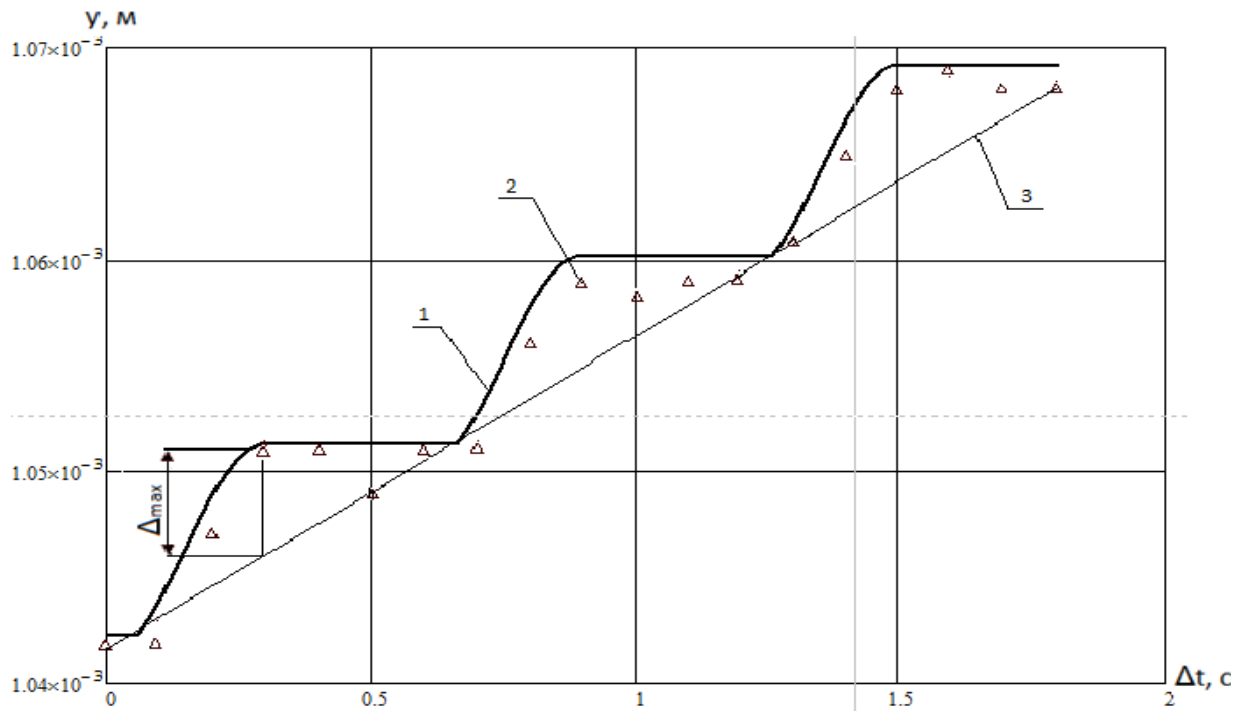


Рисунок 3.6 – Графіки деформації шпильки ($n=100$ об/хв, $p=100$ МПа)

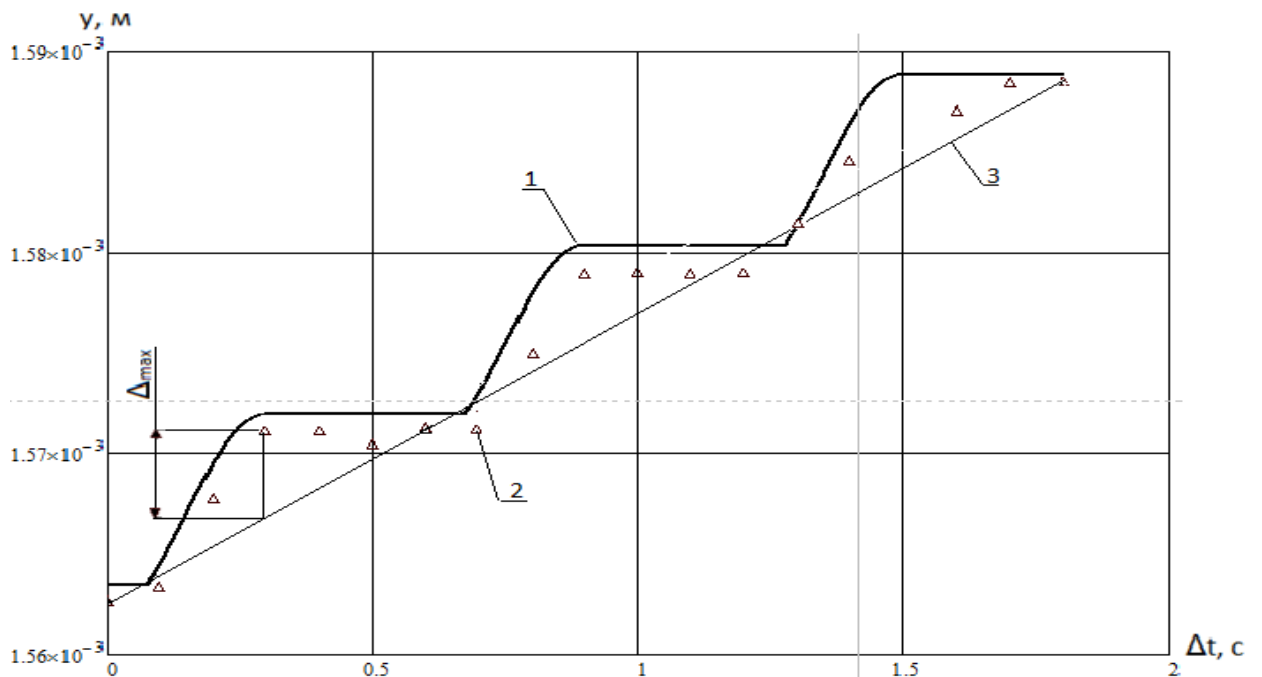


Рисунок 3.7 – Графіки деформації шпильки ($n=100$ об/хв, $p=150$ МПа)

Данні, помічені маркерами 2, представляють собою записи датчика переміщення (індикаторної головки), що були обрані за попередньо вказаним принципом. Виходячи з необхідності дослідження ступеня рівномірності руху

шпильки, вводимо апроксимовану лінію рівномірної витяжки (рис. 3.5 – 3.13, крива 3).

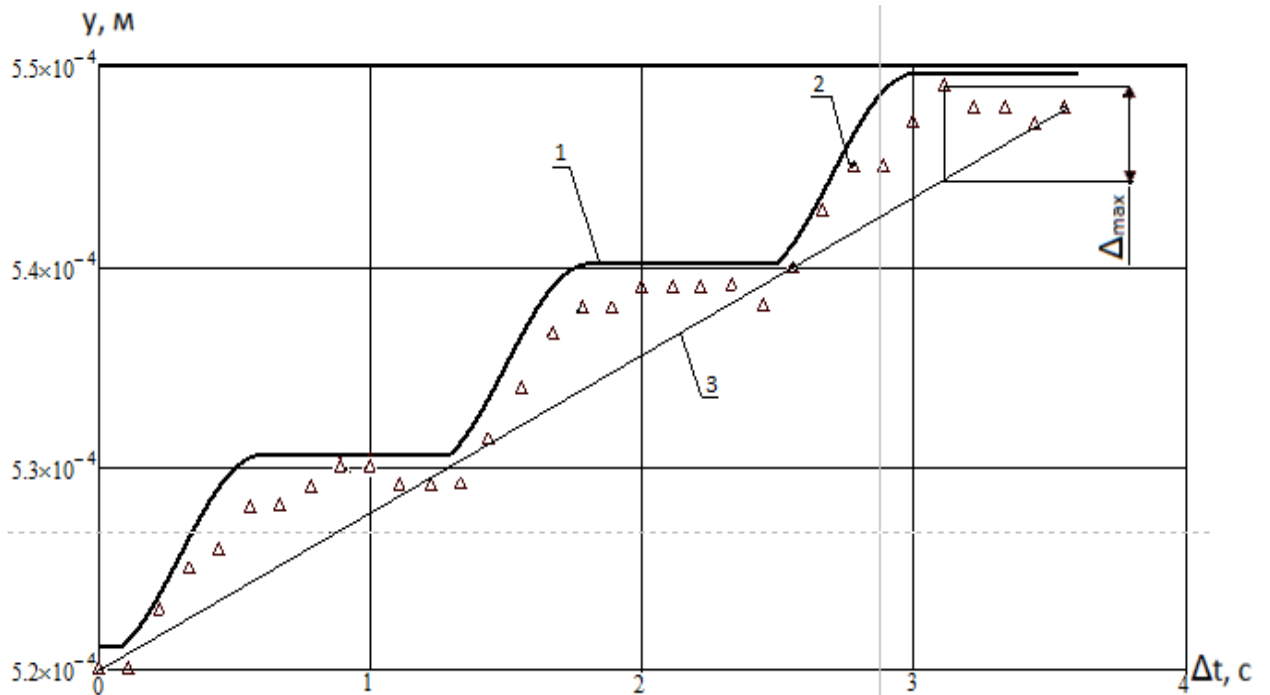


Рисунок 3.8 - Графіки деформації шпильки ($n=50$ об/хв, $p=50$ МПа)

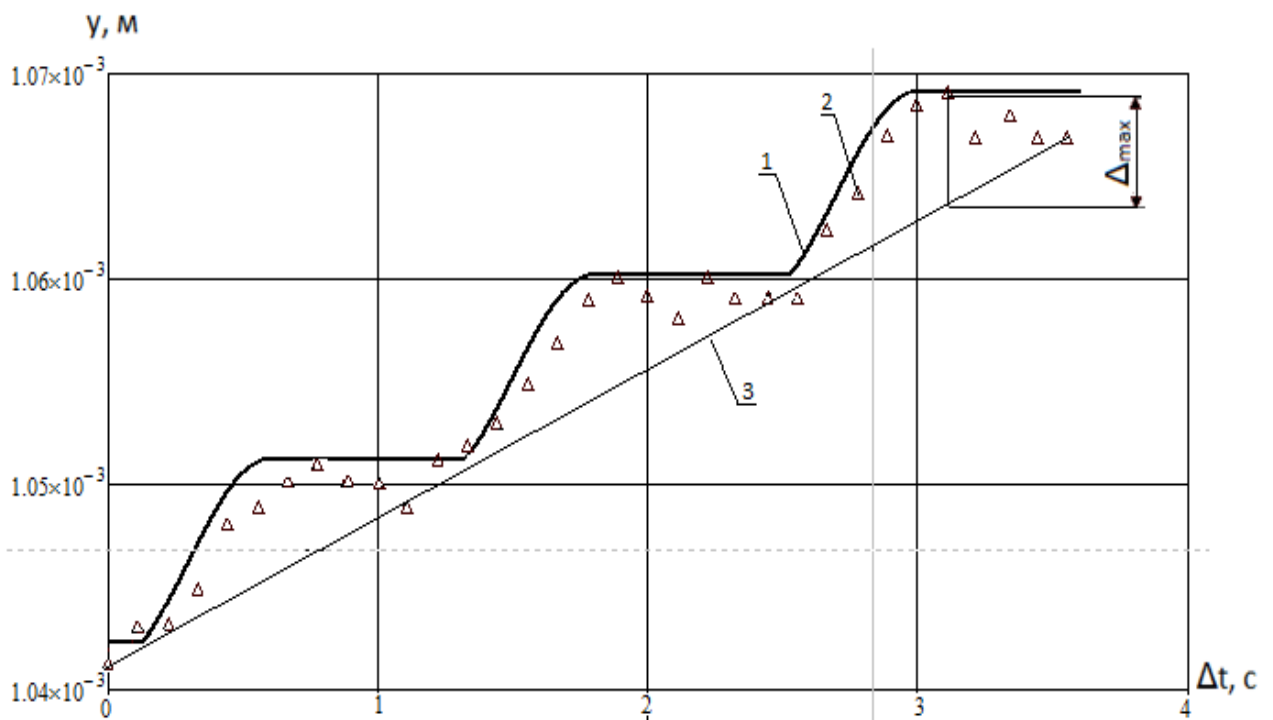


Рисунок 3.9 - Графіки деформації шпильки ($n=50$ об/хв, $p=100$ МПа)

Для побудови апроксимованої прямої 3 обираємо початкову та кінцеву точку показань датчика. Ці данні є фактичним переміщенням вихідної ланки ГД. Можна

стверджувати, що пряма відповідає ідеальному рівномірному руху вихідної ланки ГД, а одже й шпильки, за визначений проміжок часу Δt .

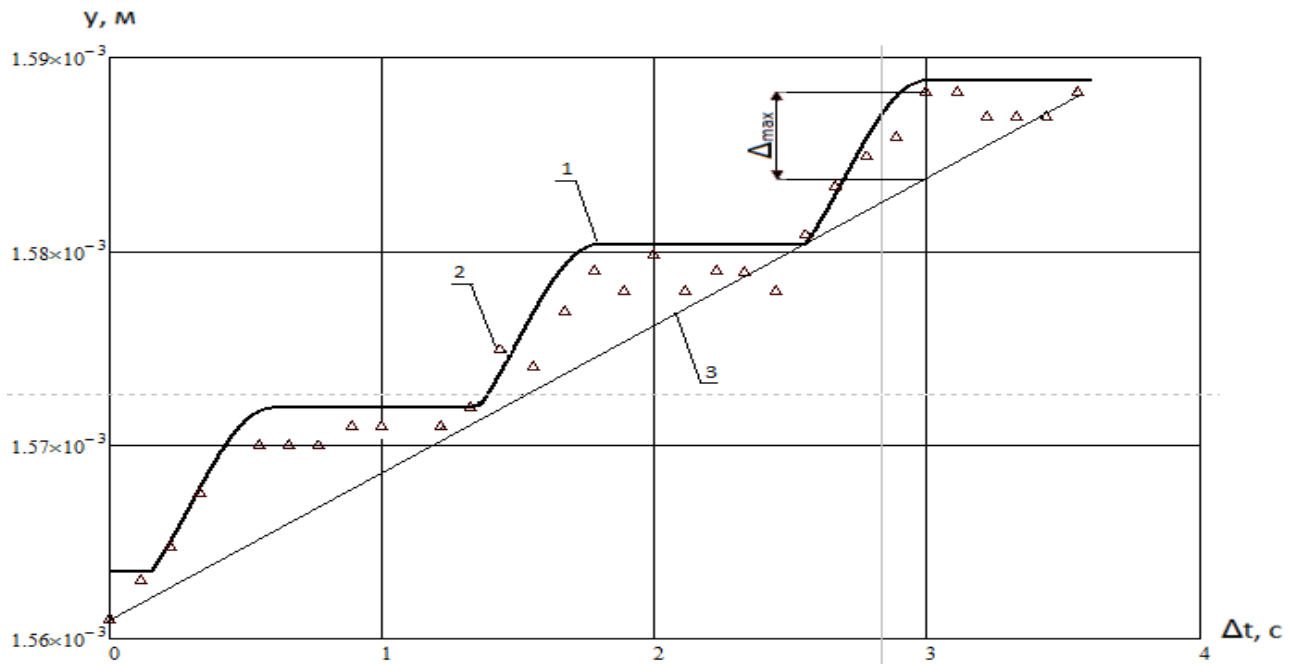


Рисунок 3.10 - Графіки деформації шпильки ($n=50$ об/хв, $p=150$ МПа)

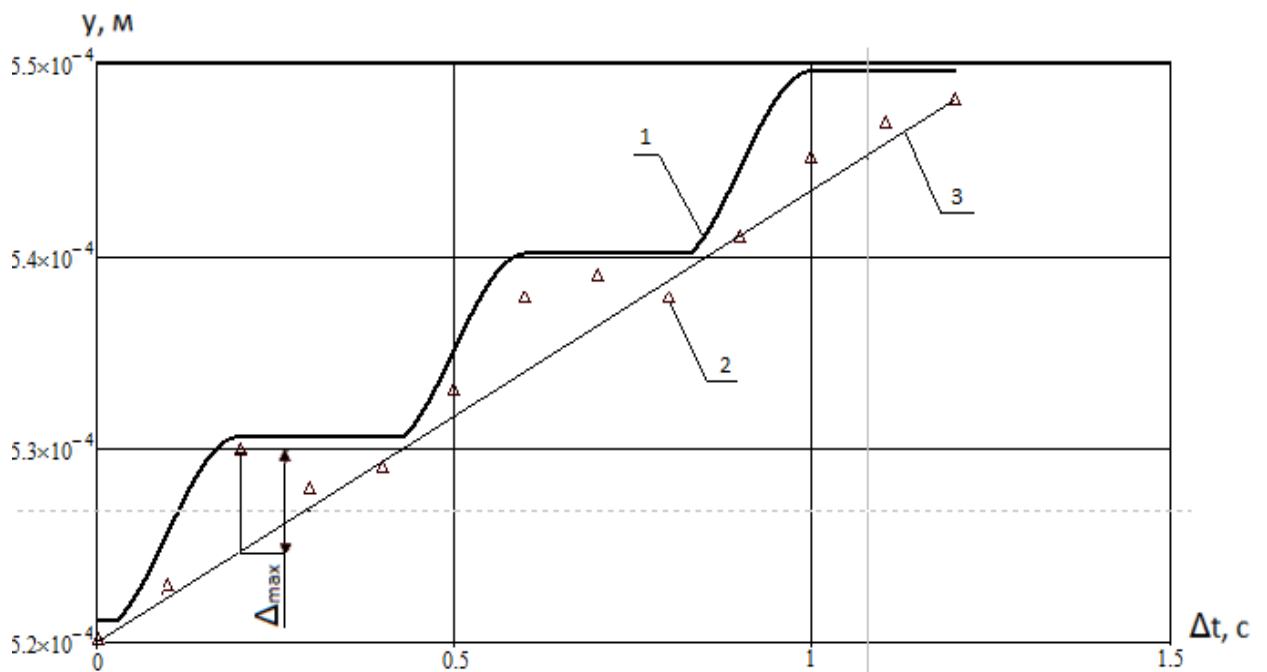


Рисунок 3.11 - Графіки деформації шпильки ($n=150$ об/хв, $p=50$ МПа)

Для побудови прямої 3 задаємо її рівняння у вигляді $y=kt+b$.

На прикладі даних, наведених на рисунку 3.5: час переміщення 1,8 секунди, початкова точка має координати $y_{II} = 0,513 \cdot 10^{-3}$, кінцева - $y_K = 0,549 \cdot 10^{-3}$.

Справедлива система рівнянь:

$$\begin{cases} k \cdot 0 + b = 0,513 \cdot 10^{-3} \\ k \cdot 1,8 + b = 0,549 \cdot 10^{-3} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} b = 0,513 \cdot 10^{-3} \\ k \cdot 1,8 + 0,513 \cdot 10^{-3} = 0,549 \cdot 10^{-3} \end{cases}$$

З даної системи рівнянь отримуємо $k = 0,02 \cdot 10^{-3}$. Отже отримуємо рівняння ідеального рівномірного руху вихідної данки ГД: $y = (0,02t + 0,513) \cdot 10^{-3}$. Аналогічно отримуємо рівняння для даних вказаних на рисунках 3.6-3.22.

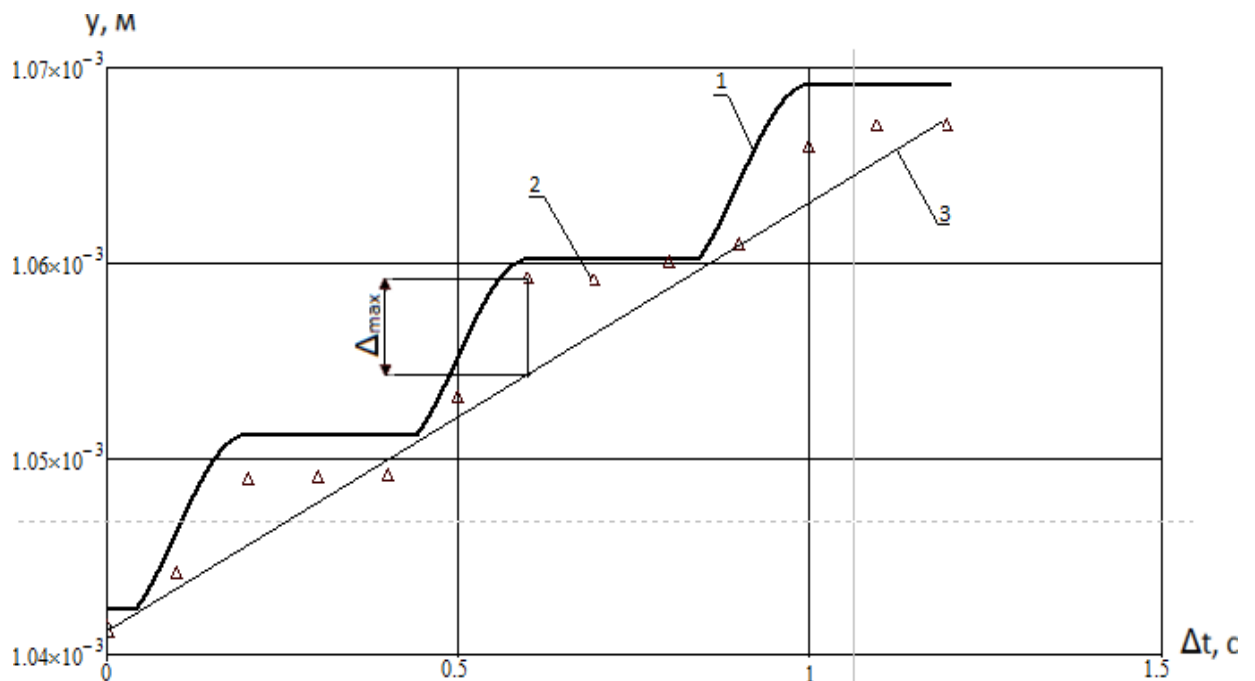


Рисунок 3.12 - Графіки деформації шпильки ($n = 150$ об/хв, $p = 100$ МПа)

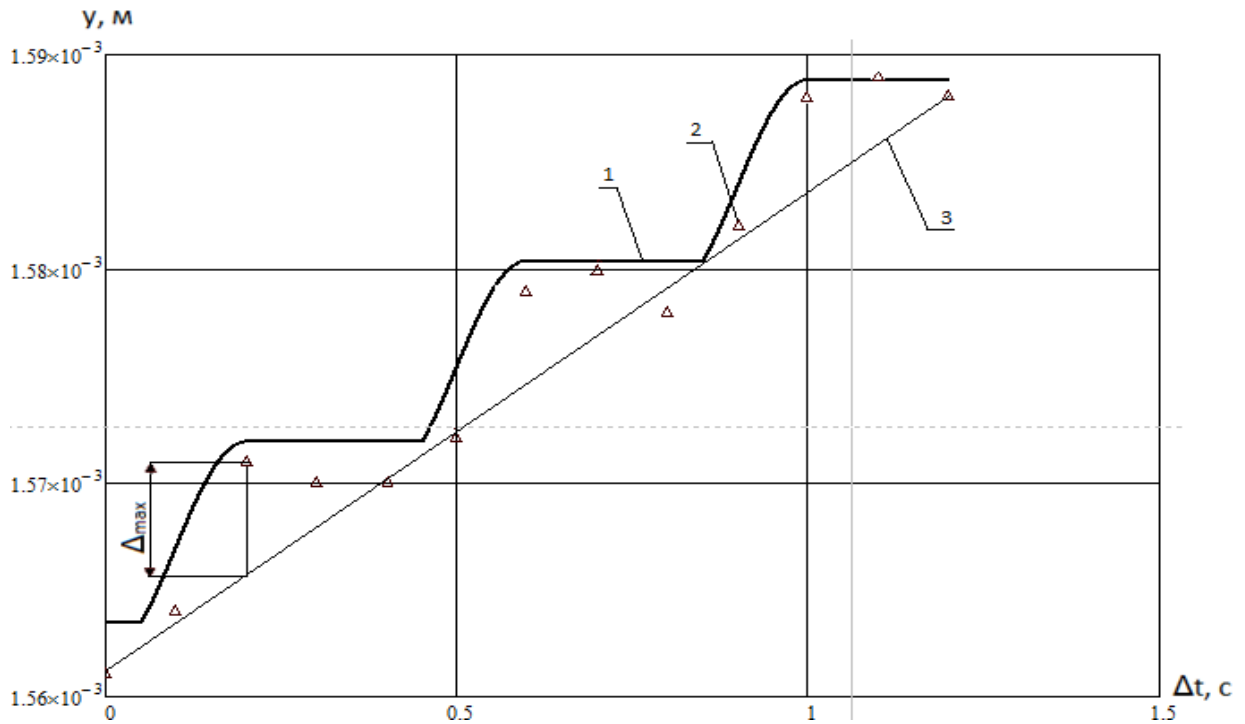


Рисунок 3.13 - Графіки деформації шпильки ($n=150$ об/хв, $p=150$ МПа)

Таким чином комп'ютерним способом, у програмі MathCad обраховуємо параметр середнього відхилення значення фактичного переміщення вихідної ланки ГД від можливого ідеального рівномірного переміщення для окремої вибірки:

$$\Delta_{cp}(p, \omega) = \frac{\sum_i^i |y_{i0}(t_i) - \bar{y}(t_i)|}{n},$$

де $\Delta_{cp}(p, \omega)$ - середнє відхилення окремої вибірки;

$y_{i0}(t_i)$ та $\bar{y}(t_i)$ - переміщення що відповідає прямій ідеального руху та фактичне експериментальне переміщення відповідно;

n - кількість активних точок спостережень.

Середнє відхилення для всього процесу (наприклад, зміна тиску від 0 до 150 МПа при ($n=100$ об/хв):

$$\Delta_{cp} = \frac{\sum \Delta_{cp}(p, n)}{3}.$$

Проводили визначення максимального середнього відхилення. Встановлювали координати початку та кінця досліджуваної вибірки руху вихідної ланки для тисків 50МПа, 100МПа та 150 МПа. Обраховували рівняння ідеальних прямих рівномірного руху. Для кожної досліджуваної вибірки проводили комп'ютерне алгоритмічне дослідження, де порівнювали значення відхилень та обирали максимальне:

$$\Delta_{\max.cp}(p, \omega) = \left| y_{i0}(t_i) - y(\bar{t}_i) \right| \geq \left| y_{i0}(t_{i+1}) - y(\bar{t}_{i+1}) \right|, t \in [0..3 \cdot t_{ц.н.}].$$

Максимальне середнє відхилення дорівнює:

$$\Delta_{\max.cp} = \frac{\sum \Delta_{\max.cp}(p, \omega)}{3}.$$

Дані обрахунків зводили в таблицю 3.1.

3.5. Експериментальне дослідження впливу РГД на рівномірність деформації шпильки

Метою другої серії експериментів є дослідження роботи пристрою для створення зусилля при витягуванні кріпильних елементів із застосуванням РГД. При цьому робоча рідина зі зливних порожнин гідравлічних двигунів через загальний колектор зливається в бак через РГД, тиск зливу дорівнює атмосферному. Планування та методика проведення експерименту аналогічна до приведеної в п.3.4.

Нижче наведені розрахункові та експериментальні дані (рис. 3.14- 3.22)

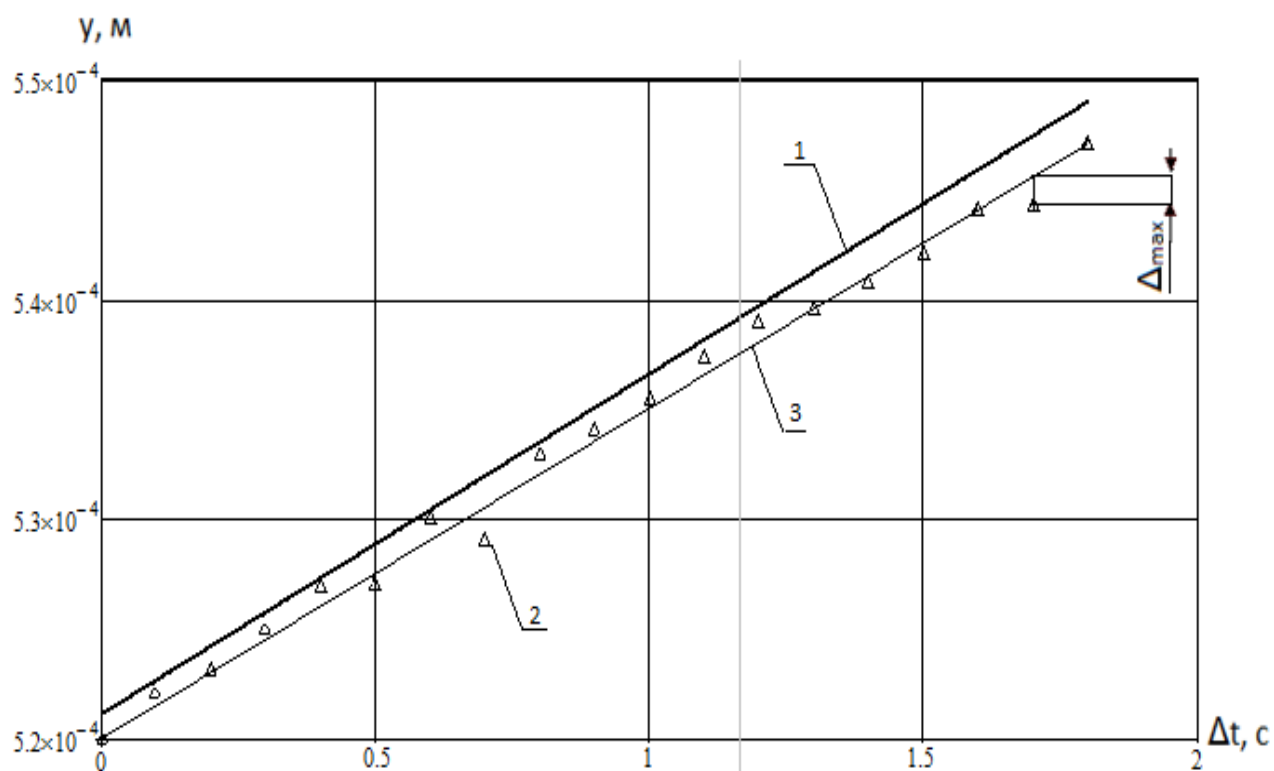


Рисунок 3.14 - Графіки деформації шпильки ($n=100$ об/хв, $p=50$ МПа)

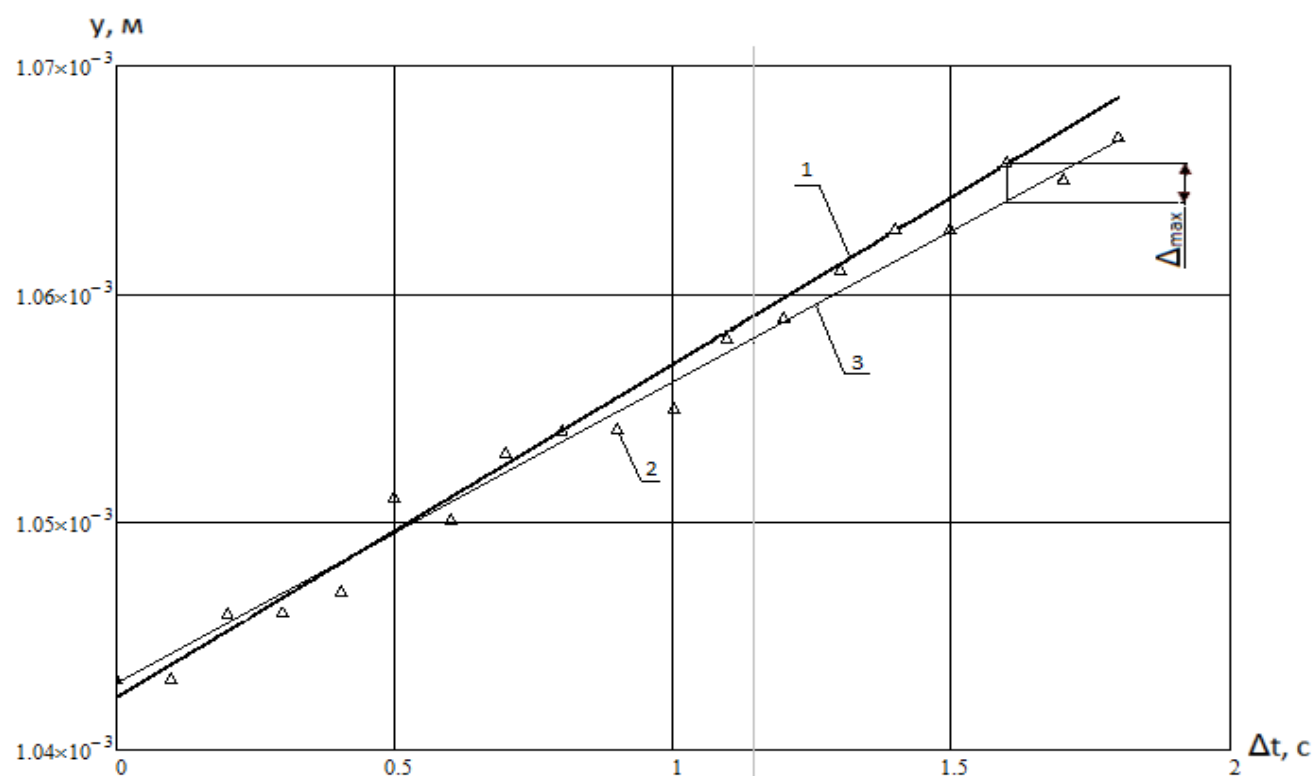


Рисунок 3.15 - Графіки деформації шпильки ($n=100$ об/хв, $p=100$ МПа)

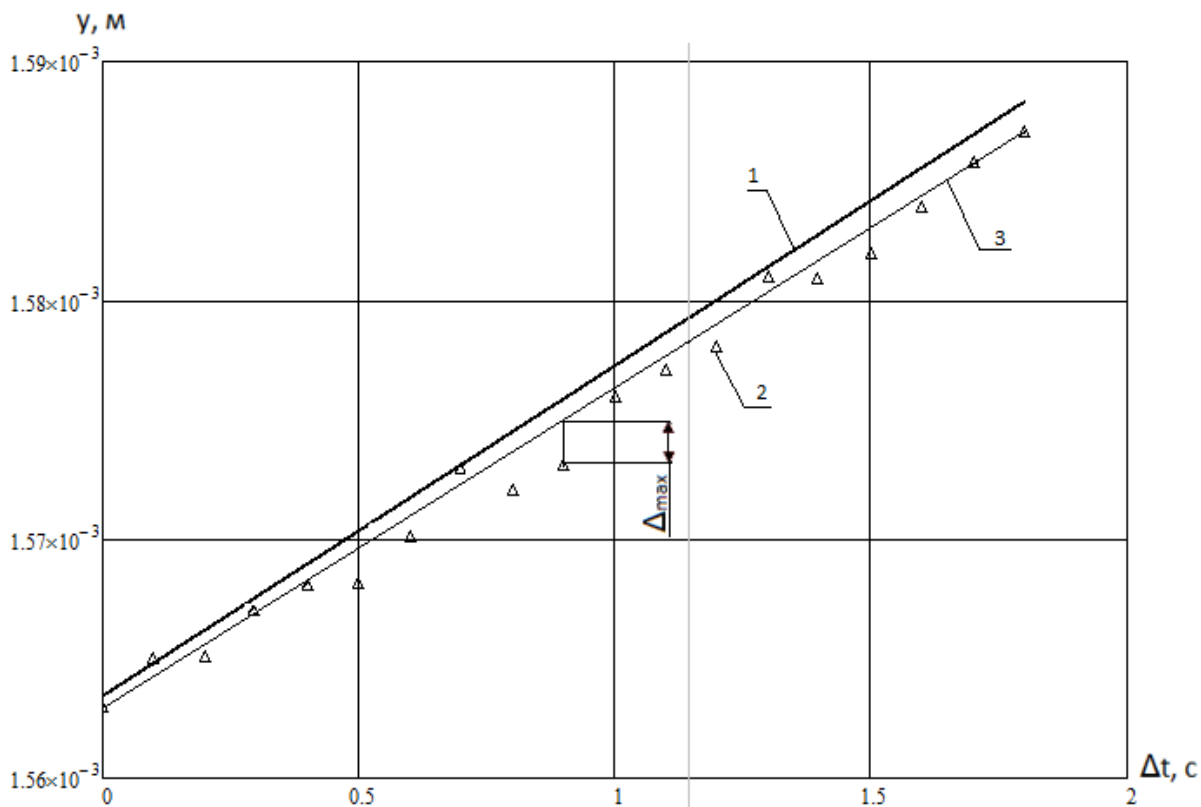


Рисунок 3.16 - Графіки деформації шпильки ($n=100$ об/хв, $p=150$ МПа)

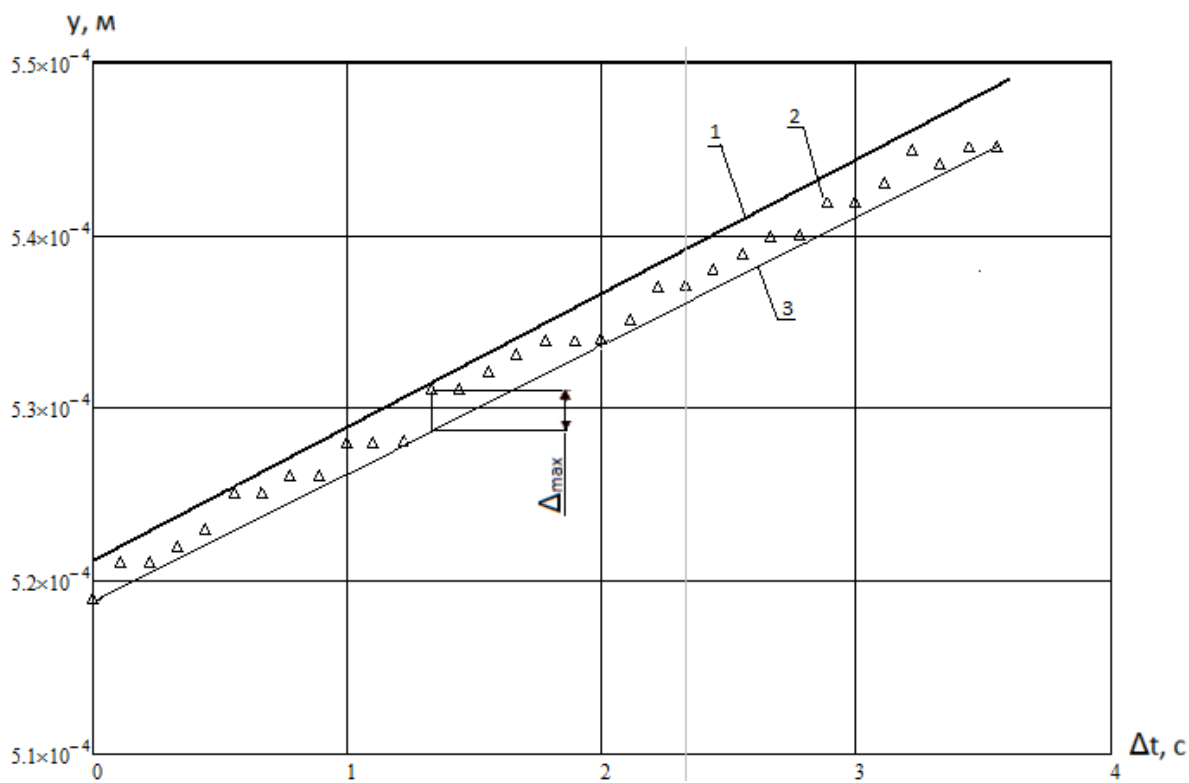


Рисунок 3.17 - Графіки деформації шпильки ($n=50$ об/хв, $p=50$ МПа)

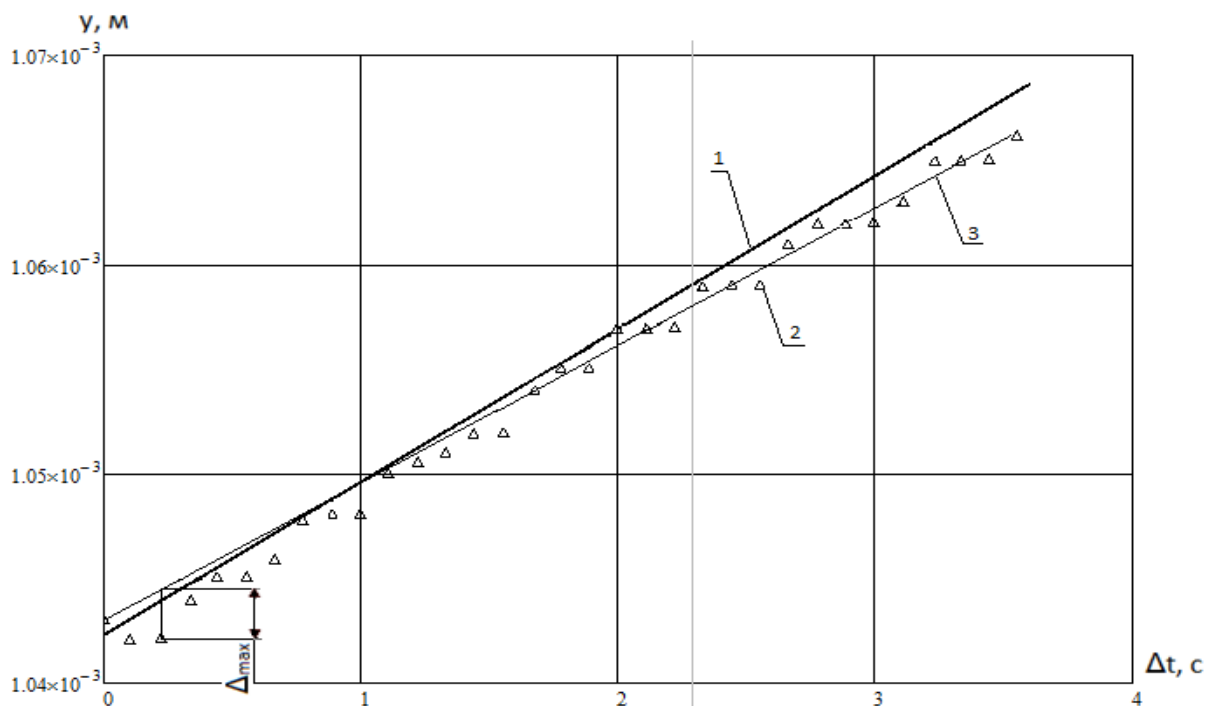


Рисунок 3.18 - Графіки деформації шпильки ($n=50$ об/хв, $p=100$ МПа)

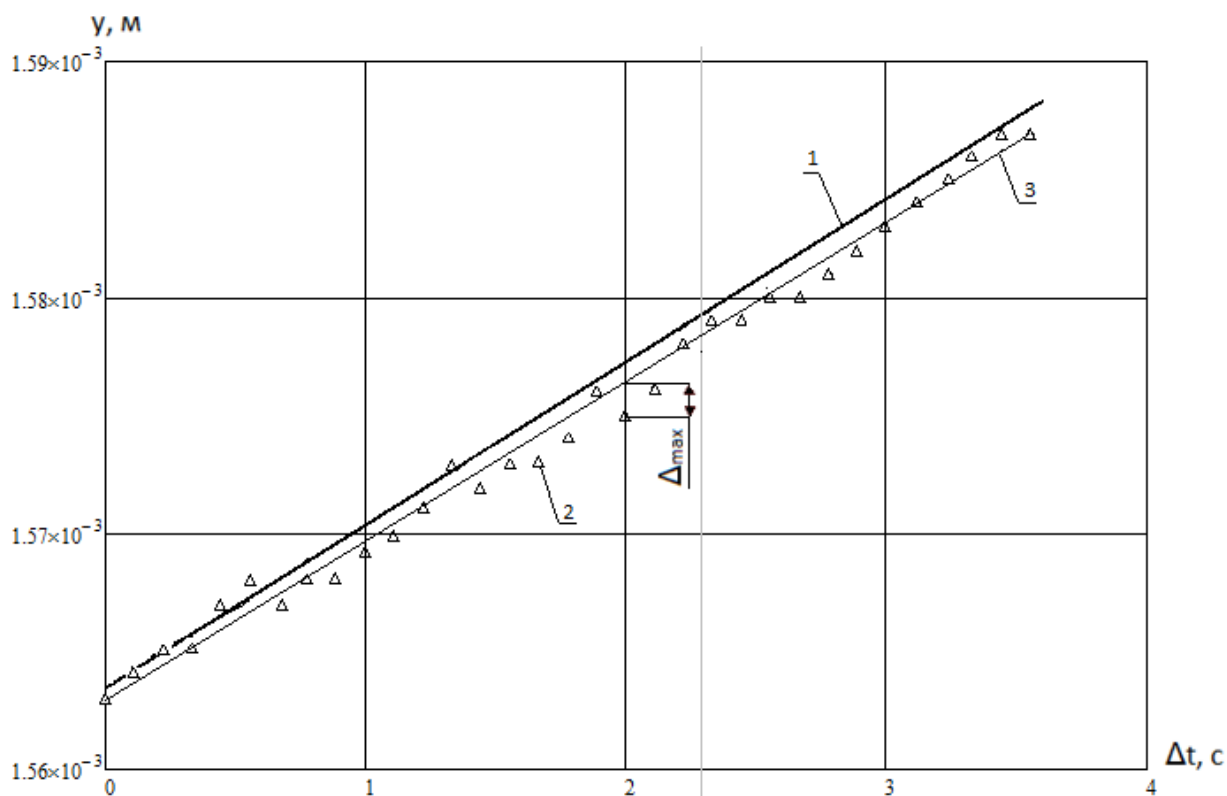


Рисунок 3.19 - Графіки деформації шпильки ($n=50$ об/хв, $p=150$ МПа)

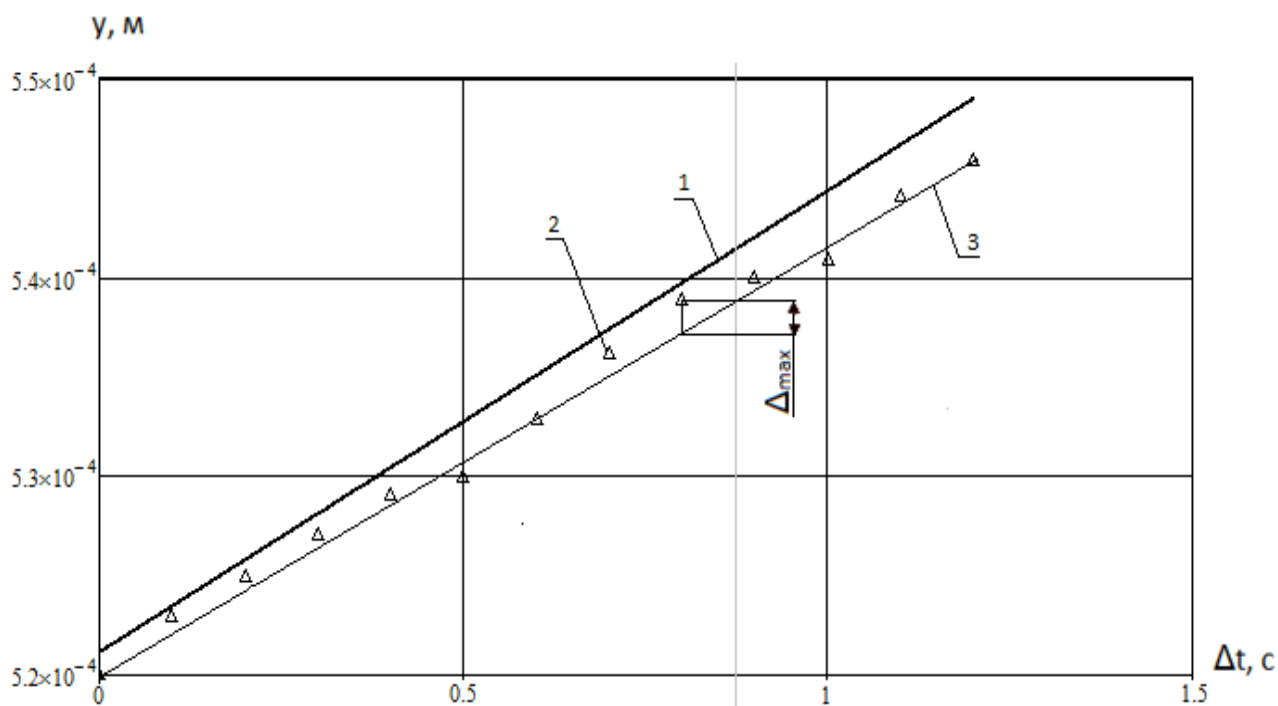


Рисунок 3.20 - Графіки деформації шпильки ($n=150$ об/хв, $p=50$ МПа)

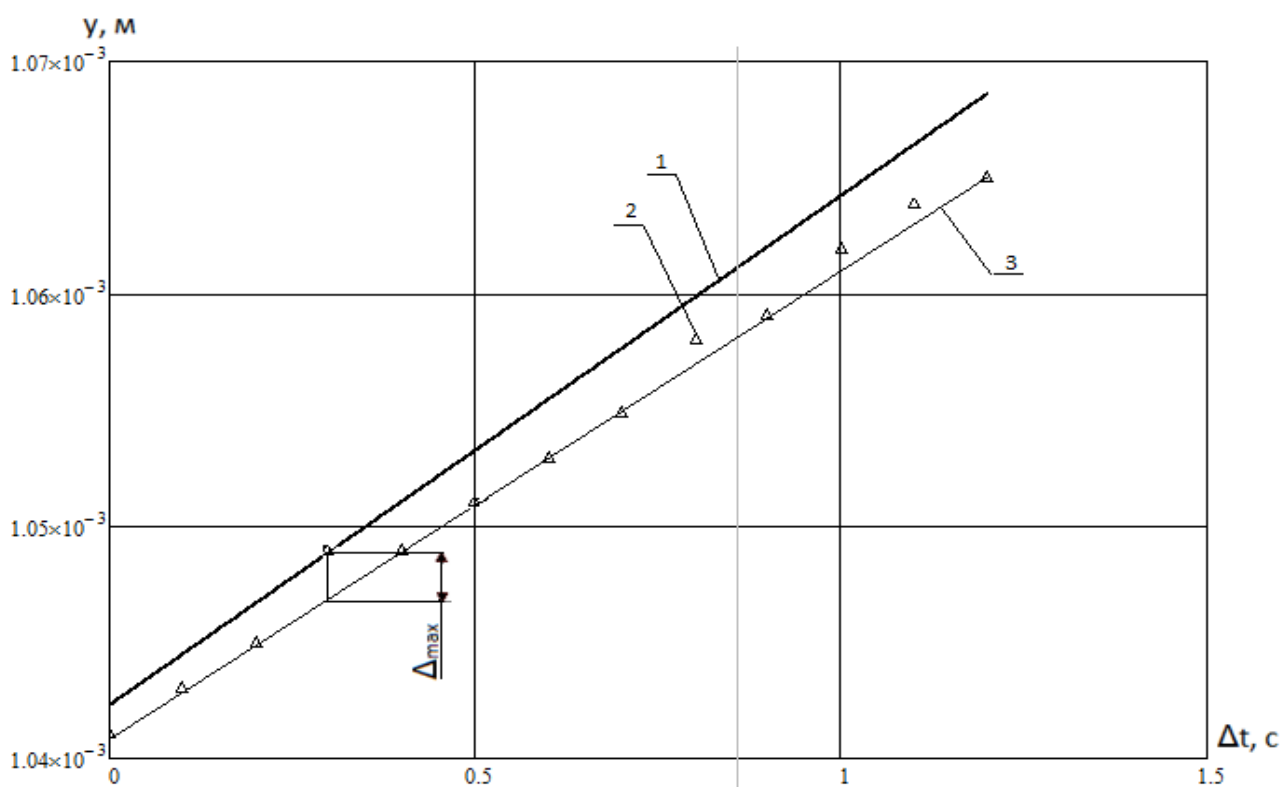


Рисунок 3.21 - Графіки деформації шпильки ($n=150$ об/хв, $p=100$ МПа)

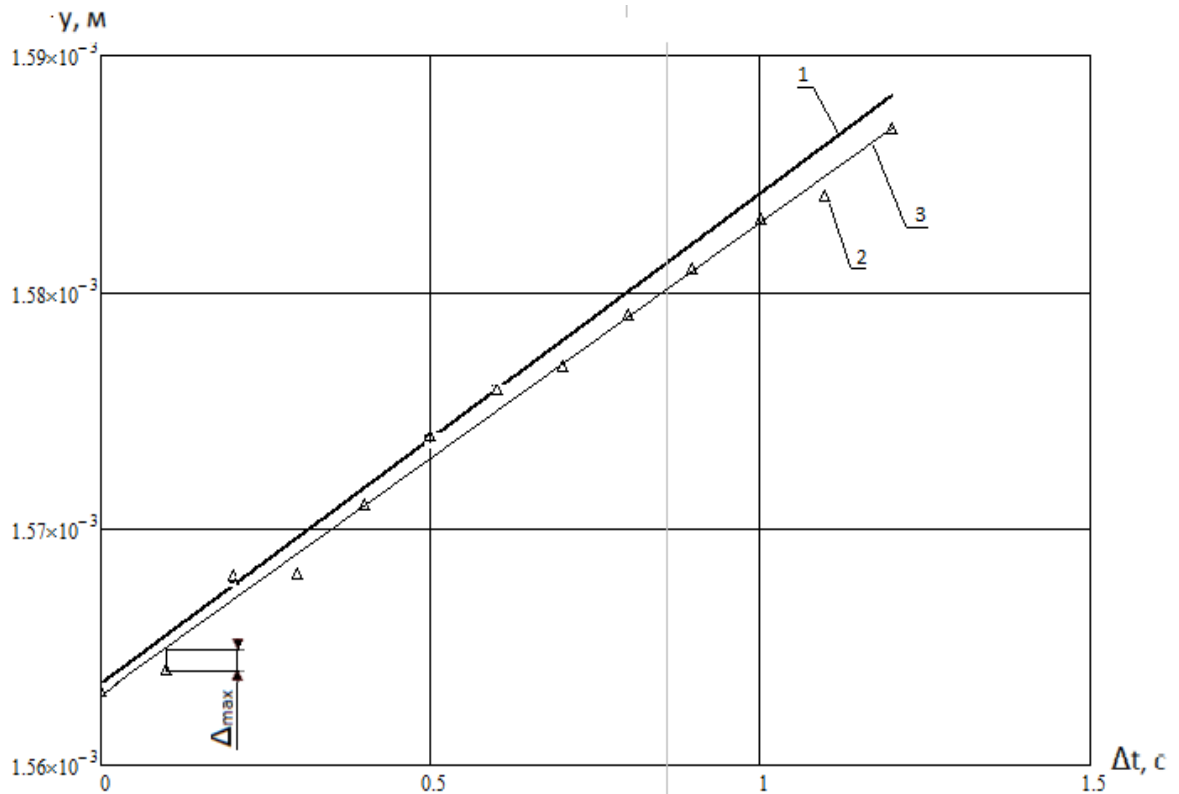


Рисунок 3.22 - Графіки деформації шпильки ($n=150$ об/хв, $p=150$ МПа)

Таблиця 3.2 – Узагальнення експерименту робочого процесу пристрою для створення зусилля з РГД

X1(n), (об/хв)	$t_{ц.н.}$ – час одного оберту валу насосу)			$\Delta_{max.ср}$ 10^{-3} м	$\Delta_{ср}$ 10^{-3} м
	P=50МПа	P=100МПа	P=150МПа		
100 об/хв, $t_{ц.н.}=0,6$ с	P=50МПа Рисунок 3.14	P=100МПа Рисунок 3.15	P=150МПа Рисунок 3.16	0,0015	0,001
50 об/хв, $t_{ц.н.}=1,2$ с	P=50МПа Рисунок 3.17	P=100МПа Рисунок 3.18	P=150МПа Рисунок 3.19		
150 об/хв, $t_{ц.н.}=0,4$ с	P=50МПа Рисунок 3.20	P=100МПа Рисунок 3.21	P=150МПа Рисунок 3.22	0,0015	0,0007

3.6. Аналіз отриманих даних

Однією з основних задач експериментального дослідження є підтвердження підвищення ступеня рівномірності руху вихідної ланки ГД при застосуванні РГД.

Одже за результатами експериментальних досліджень та проведених розрахунків можна констатувати:

1. Максимальне відхилення руху вихідної ланки від рівномірного, без застосування РГД, для рівня фактору $n=50$ об/хв становить близько 49% від переміщення за один цикл, для $n=100$ об/хв – 48%, для $n=150$ об/хв - 52%.

2. Максимальне відхилення руху вихідної ланки від рівномірного, із застосуванням РГД, для рівня фактору $n=50$ об/хв становить близько 20% від переміщення за один цикл, для $n=100$ об/хв – 15%, для $n=150$ об/хв - 15%.

3. Застосування РГД у зливній лінії гідравлічної системи пристрою для створення зусилля дозволяє підвищити ступінь рівномірності руху вихідних ланок ГД у штатному режимі ($n=100$ об/хв) при врахуванні екстремумів відхилень, більше ніж в 3,1 рази.

4. Середнє відхилення руху вихідної ланки від рівномірного, без застосування РГД, для рівня фактору $n=50$ об/хв становить близько 28% від переміщення за один цикл, для $n=100$ об/хв – 36%, для $n=150$ об/хв - 20%.

5. Середнє відхилення руху вихідної ланки від рівномірного, із застосуванням РГД, для рівня фактору $n=50$ об/хв становить близько 6% від переміщення за один цикл, для $n=100$ об/хв – 10%, для $n=150$ об/хв - 7%.

6. Застосування РГД у зливній лінії гідравлічної системи пристрою для створення зусилля дозволяє підвищити ступінь рівномірності руху вихідних ланок ГД у штатному режимі ($n=100$ об/хв), при врахуванні загального рівня відхилень, більше ніж в 3,5 рази.

3.7. Апроксимація експериментальних даних та оцінка відхилень.

Отримані експериментальним шляхом дані для роботи пристрою з застосуванням РГД та без були апроксимовані сплайнами другого порядку:

$$y_{\text{безРГД}}(t) = 1.106 \cdot 10^{-5} t - 8,848 \cdot 10^{-9} t^2,$$

$$y_{зРГД}(t) = 1.132 \cdot 10^{-5} t - 9,054 \cdot 10^{-9} t^2$$

Коефіцієнти прийнятої апроксимаційної моделі знаходились на основі методу найменших квадратів. Оцінка похибок вимірювання та методика обробки експериментальних даних проводилась аналогічно до вказаної у п.2.4. Оцінка відхилень, розрахованих за допомогою регресійного рівняння, в усіх випадках була однаковою. Результати теоретичних, експериментальних досліджень та апроксимаційні криві представлені на рисунку 3.23.

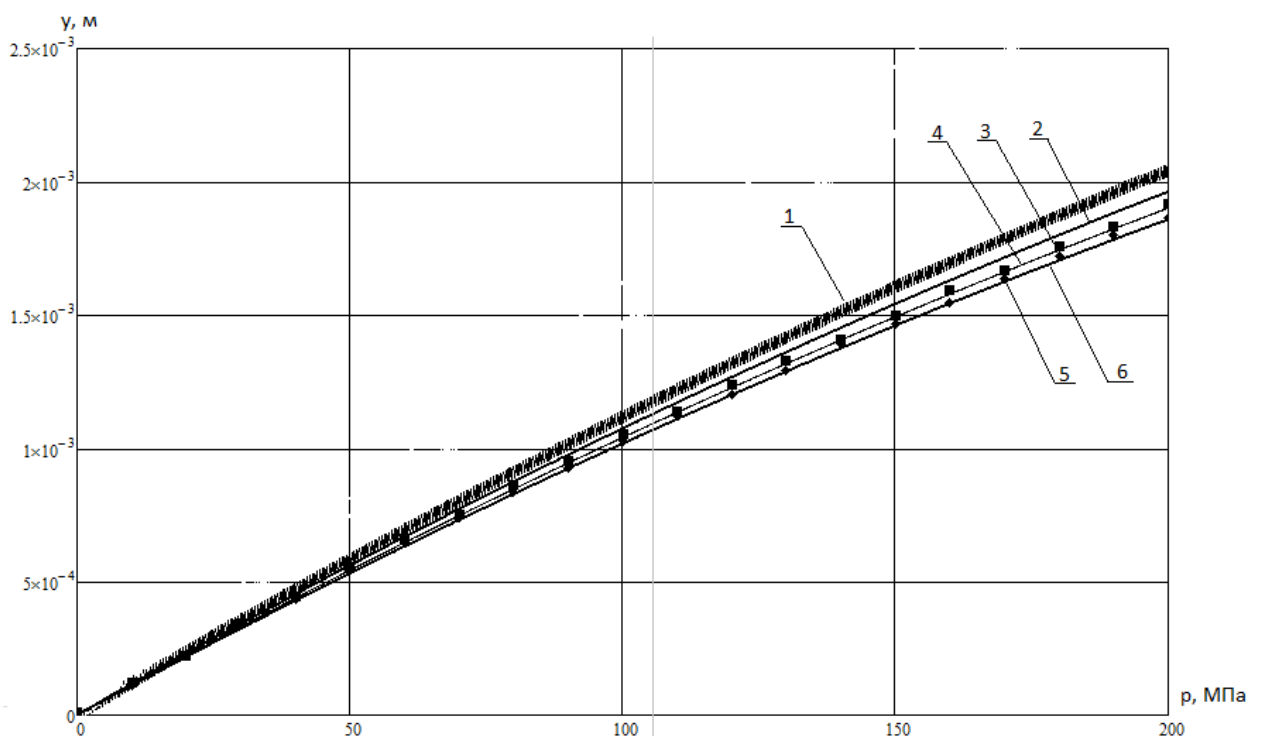


Рисунок 3.23 – Результати теоретичних, експериментальних та регресійних досліджень деформації шпильки пристроєм для створення зусилля: 1- теоретична, без застосування РГД; 2 – теоретична із застосуванням РГД; 3 – експериментальні дані без застосування РГД (маркер ■); 4 – апроксимація експериментальних даних, отриманих без застосування РГД; 5 - експериментальні дані із застосуванням РГД (маркер ◆); 6- апроксимація експериментальних даних, отриманих із застосуванням РГД

Аналіз похибок прямих та непрямих вимірювань під час проведення експериментальних досліджень показав, що відносна середня квадратична похибка при вимірюванні становила: частоти обертання вала насоса – 1,9 %, переміщення вихідної ланки ГД – 0,53%, температури РР – 2%. Причому, з ймовірністю 0,95 можна стверджувати, що значення вимірюваних величин знаходились у довірчому інтервалі, при якому максимальне відхилення від їх середнього вимірюваного значення не більше: для частоти обертання вала насоса – 4,3 %; переміщення вихідної ланки ГД – 5,1 %; температури РР – 4,7 %.

Експериментальні дані, оброблені методом найменших квадратів, отримані рівняння регресії описують експериментальні точки із середньоквадратичною похибкою, що не перевищує 3 %.

Ступінь адекватності експериментальних та розрахункових даних оцінювалась за критерієм Фішера:

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_e^2},$$

де S_{ad} - дисперсія адекватності;

S_e - дисперсія відтворення.

Аналіз дисперсії адекватності проводили для обраних двадцяти точок. При довірчій достовірності 0,95 табличне значення критерію Фішера дорівнює 3,49. Для випадку роботи системи без застосування РГД відношення дисперсій дорівнює 1,9, для з РГД – 1,7. Виконується умова $F < F_{табл}$. Можна зробити висновок про адекватність математичної моделі в обох випадках.

3.8 Висновки

1. Експериментальним шляхом встановлено, що без компенсації впливу пульсацій насоса на рух штоку гідроциліндра спостерігається нерівномірний рух вихідної ланки ГД.

2. Максимальне значення відхилення від рівномірного руху спостерігається в середині циклу поршневого насоса, що пов'язано з перехідними процесами в системі насос-гідравлічна лінія-двигун.

3. Експериментальним шляхом підтверджена дієздатність роботи РГД у динамічному режимі та його позитивний вплив на підвищення ступеня рівномірності руху вихідної ланки ГД.

4. Максимальне відхилення від рівномірного руху із застосуванням РГД зменшується у 3,1 рази відносно роботи системи без РГД.

5. Середнє відхилення від рівномірного руху із застосуванням РГД зменшується у 3,5 рази відносно роботи системи без РГД.

6. У зв'язку з наявністю неврахованих у математичній моделі об'ємних втрат та відхилення реальних вхідних параметрів рідини від середньостатистичних, час переміщення вихідної ланки на задану величину в експерименті більший за час необхідний для переміщення, отриманий розрахунковим шляхом приблизно на 3 % для обох випадків роботи пристрою для створення зусилля.

7. Експериментальні дані показали, що за однаковий час виконується рівна (відхилення менше 1%) деформація шпильки для обох випадків застосування пристрою для створення зусилля. На основі експериментально отриманих даних, для випадку роботи системи без застосування РГД, спостерігаються режими зупинки деформації та зміна її напрямку. Одже це свідчить про те, що у системі без РГД спостерігаються додаткові втрати на подолання сили тертя спокою та повторне розтягнення шпильки. У випадку застосування РГД, втрати енергії, що пов'язані з його функціонуванням, дорівнюють втратам енергії системи без застосування РГД.

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ РГД У СКЛАДІ ГА

4.1. Застосування РГД у спеціальних ГА. Економічні та ергономічні наслідки.

Пристрій для створення зусилля при герметизації головного роз'єму насосу ГЦН 195-М можна віднести до спеціального ГА, що входить в групу спеціальної оснастки вітчизняних АЕС. Для визначення доцільності застосування РГД у наведеному процесі монтажних операцій проаналізовано безпосередні етапи його застосування.

Проведено порівняння часових витрат на операції ущільнення і розущільнення головного роз'єму ГЦН із застосуванням пристрою для створення зусилля і без нього [11].

Час на виконання розущільнення головного роз'єму розраховано за умови, що пристрій знаходиться в реакторному відділенні, маслонасосна станція та пневматичний ключ, підключені до пневматичної системи, а сама операція складається з декількох процесів (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 - Часові витрати на розущільнення головного роз'єму ГЦН із застосуванням пристрою для створення зусилля

Процес	Час, хв	Персонал
Встановлення 30 кілець на гайки головного роз'єму	2	2 слюсаря
Підйом пристрою за допомогою крана, спуск на головний роз'єм насоса на 20-40 мм після зіткнення тяг виконавчих механізмів зі шпильками головного роз'єму	8	крановик, 2 слюсаря
Загвинчування від руки двох-трьох тяг на два-три	1	2 слюсаря

витка шпильки головного роз'єму для створення напрямку		
Опускання пристрою до упору опорними втулками на сферичні шайби головного роз'єму	1	2 слюсаря
Загвинчування тяги на шпильки головного роз'єму за допомогою пневматичного ключа, перевірка калібром положення поршнів виконавчих механізмів	12	2 слюсаря
Підключення маслonaсосної станції до колектора пристрою за допомогою гнучкого рукава високого тиску	1	1 слюсар
Створення тиску в гідравлічній системі, що забезпечує деформацію всіх шпильок	4	Автомат.
Відкручування гайки головного роз'єму на 1-1,5 витка за допомогою моментних ключів	12	2 слюсаря
Скидання тиску в системі	1	Автомат.
Відгвинчування 30 тяг зі шпильок головного роз'єму за допомогою пневматичних ключів	8	2 слюсаря
Від'єднання рукава від колектора виробу	1	1 слюсар
Зняття пристрою за допомогою крана з головного роз'єму і Встановлення на тимчасові опори	8	крановик, 2 слюсаря
Всього	59	2 слюсаря, крановик

Сумарний час (59 хв) на розуцільнення головного роз'єму ГЦН із застосуванням гідравлічного ключа в процесі оволодіння обслуговуючим персоналом досвідом роботи може знизитися до 45-50 хв. Для зручності подальшого аналізу прийнято загальний час розуцільнення головного роз'єму насоса 60 хв.

Виходячи з досвіду проведення ремонтних робіт, тривалість розушільнення головного роз'єму традиційними методами становить приблизно 5 годин. В цій операції беруть участь п'ять або шість фахівців, тоді як при використанні вказаного вище пристрою достатньо двох слюсарів та одного крановика. Одже різниця часу при використанні пристрою складає приблизно 4 години.

При 12 насосах, що знаходяться в експлуатації, щорічно виконується ремонт, пов'язаний з розушільненням головного роз'єму на 4 насосах. З урахуванням цього, річна економія часу складає приблизно 16 годин.

Час на виконання ущільнення головного роз'єму розраховано з тими ж умовами (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Часові витрати на ущільнення головного роз'єму ГЦН із застосуванням гідравлічного ключа

Процес	Час, хв	Персонал
Викрутка пробок на 30 шпильках головного роз'єму і вставка в отвори шпильок вимірювальних штанг	8	2 слюсаря
Встановлення на гайки головного роз'єму 30 кілець	2	2 слюсаря
Підйом пристрою за допомогою крана, спуск на головний роз'єм насоса на 20-40 мм до зіткнення тяг виконавчих механізмів зі шпильками головного роз'єму	8	крановик, 2 слюсаря
Загвинчування від руки двох-трьох тяг на два-три витка на шпильки головного роз'єму для створення напрямку	1	2 слюсаря
Опускання пристрою до упору опорними втулками на сферичні шайби головного роз'єму	1	2 слюсаря
Загвинчування тяг на шпильки головного роз'єму за допомогою пневматичного ключа і перевірка калібром положення поршнів виконавчих механізмів	14	2 слюсаря
Встановлення індикаторів на торці тяг і скидання їх	4	2 слюсаря

показників		
Підключення персонального комп'ютера до блоку збору інформації, підключення маслonaсосної станції до колектора пристрою за допомогою гнучкого рукава високого тиску	1	2 слюсаря
Створення тиску в гідравлічній системі, що забезпечує безперервну поетапну деформацію всіх 30 шпильок	6	Автомат.
Закручування за допомогою моментних ключів гайок головного роз'єму	15	2 слюсаря
Скидання тиску в системі і зняття індикаторів	6	2 слюсаря
Відгвинчування за допомогою пневматичних ключів 30 тяг з шпильок головного роз'єму	10	2 слюсаря
Від'єднання комп'ютера від блоку збору інформації та рукава від колектора пристрою	1	2 слюсаря
Зняття краном пристрою з головного роз'єму і встановлення на тимчасові опори	8	крановик, 2 слюсаря
Всього	85	2 слюсаря, крановик

Сумарний час на ущільнення головного роз'єму ГЦН із застосуванням гідравлічного ключа (85 хв) в процесі оволодіння досвідом роботи обслуговуючого персоналу може знизитися до 60-65 хв. Для подальшого аналізу прийнято загальний час ущільнення головного роз'єму насоса 1,3 години.

На даний час тривалість процесу ущільнення головного роз'єму традиційними методами становить приблизно 8,5-9 годин. У цій операції беруть участь п'ять або шість фахівців, тоді як при використанні пристрою достатньо двох слюсарів та одного крановика. Одже, різниця часу - приблизно 7,5 годин. При чотирирічному ремонтному циклі річна економія часу дорівнює 30 год.

Сумарна економія часу при операціях розущільнення та ущільнення головного роз'єму насосів ГЦН-195М в рік складе приблизно 46 год.

Враховуючи, що ці роботи знаходяться на критичному етапі ремонту устаткування енергоблоку та підготовці до пуску реактора, перерозподіл вільного персоналу на виконання інших робіт дозволить знизити загальний термін ремонту і, як наслідок, підвищити економічну ефективність. Для реакторів ВВЕР-1000 можна отримати 46 ГВт додатково виробленої енергії на рік.

За умови застосування пристрою, час, проведений персоналом при іонізуючому випромінюванні, більш ніж в 5,5 рази менше в порівнянні з часом, проведеним при використанні існуючих на даний момент технологій обслуговування роз'єму ГЦН. Застосування пристрою дозволить підвищити якість обслуговування головного роз'єму і виключити порушення технології. Завдяки одночасній витяжці всіх 30 шпильок, можливо попереджати створення аварійної ситуації, пов'язаної з пошкодженням шпильок головного роз'єму, значно скорочувати дозові навантаження випромінювання на персонал за рахунок зменшення часу виконання операції, зменшувати час зупинки обладнання.

Наведені переваги є наслідком використання пристрою та мають місце при якісному його функціонуванні. Існують фактори, що негативно впливають на якість вказаної технології. Попередньо було доведено негативний вплив нерівномірної подачі насоса на рух вихідних ланок виконуючих ГД. Незважаючи на те, що шпилька виготовляється зі зміцненої термообробленої сталі [100] та для різьбової поверхні передбачене шліфування, у зв'язку зі значними навантаженнями, мають місце руйнування її структури. Це пов'язано з тим, що різьбові отвори корпусу ГЦН мають мікронерівності, що так чи інакше виникають в процесі експлуатації. За певних вібрацій та інтенсивності дії, поверхні шпильки та отвору взаємно руйнуються. У такому випадку, на певному етапі, що діагностується, необхідна заміна шпильки та ремонт відповідного отвору. При цьому процедура ремонту отвору є додатковою, надскладною та довготривалою, у зв'язку з роботою в зоні іонізуючого випромінювання. Таким чином, забезпечення рівномірного руху вихідних ланок ГД та деформації шпильки відповідно, є надважливою задачею. У першому розділі були проаналізовані шляхи забезпечення рівномірної подачі насоса та руху

виконуючих механізмів, та зазначено, що для ГА надвисокого тиску майже всі стандартні рішення не можуть бути реалізовані. Саме тому, на противагу гострої необхідності забезпечення рівномірної деформації, запропоновано альтернативний спосіб - застосування РГД у зливній лінії ГА. Треба зазначити, що для кожного ГА, за необхідності забезпечення рівномірного руху вихідних ланок, треба критично оцінювати рівень негативного впливу деяких факторів та обирати оптимальні шляхи вирішення. Для описаного ГА оптимальним рішенням є застосування РГД та способу його встановлення в гідравлічну систему.

Одним зі способів забезпечення рівномірного руху вихідних ланок ГД може бути застосування плунжерного насосу з декількома плунжерами. Але застосування багато плунжерного насосу лише зменшує амплітуду коливань тиску та переміщення вихідних ланок відповідно. Застосування РГД передбачає забезпечення цілком рівномірного руху. Крім того, вартість трьохплунжерного насоса перевищує вартість одноплунжерного насоса разом з РГД більш ніж у 1,5 рази.

4.2. Методика проектування РГД

Основною задачею РГД є забезпечення розрахункового значення дроселюючої щілини при фактичному положенні кривошипного валу. Оскільки спеціальні ГА є одиничним виробництвом, на етапі проектування маслonaсосної станції (з одноплунжерним насосом) необхідно закладати можливість відводу обертового моменту від валу кривошипного механізму. Ця умова є необхідною для реалізації концепції синхронізації РГД з положенням кривошипу насоса.

Наступним етапом створюється розрахункова схема та виконується декомпозиція ГА. Це дозволяє математично описати процеси, що відбуваються у елементах ГА, аналогічно до вдосконаленої у п. 2.2 математичної моделі. При цьому критично врахувати стискуваність рідини, її двофазність та силу тертя рухомих елементів. При аналізі та декомпозиції системи необхідно детально та у

повному обсязі описувати порожнини, у яких відбувається стиснення рідини. Це пов'язано зі значним впливом стискуваності при роботі з надвисокими тисками. Далі визначається стала швидкість руху вихідних ланок, яку можливо технологічно досягти з врахуванням параметрів гідравлічної системи. Для цього необхідно враховувати:

- фактичну подачу насоса;
- зміну об'ємів камер стиснення рідини під час їх переміщення;
- різницю об'ємів порожнин та фактичного об'єму рідини, включеної до цих порожнин, що збільшується при зміні тиску від робочого до атмосферного.

Аналогічно до моделі, наведеної у п. 2.2 дисертації, для системи довільного зразка можливо визначити сталу швидкість руху вихідних ланок.

Керуючись попередньо визначеними показниками швидкості, складається рівняння тиску у зливній порожнині. Рівняння повинно враховувати швидкість руху вихідної ланки. Таким чином вираз буде функцією тиску у зливній лінії ГА, аргументами якої є тиск у напірних порожнинах (що попередньо визначаються) і відповідно час. Складена математична модель робочого процесу повинна бути представлена у вигляді системи диференціальних рівнянь, основною задачею якої є визначення змінного значення тиску у зливній порожнині ГА. При цьому забезпечення розрахункових значень тиску передбачає збереження сталої швидкості вихідної ланки ГД.

Для забезпечення розрахункових значень змінного тиску зливної порожнини застосовується дросельний спосіб керування. Виходячи з залежності витрат дроселя (2.60) моделюється закон зміни площі дроселюючої щілини. Результатом моделювання повинні бути числові значення площі (m^2). Виходячи з запропонованої концепції подолання негативного впливу нерівномірної подачі насоса, характер закону зміни площі дроселюючої щілини відповідає характеру зміни подачі насоса. Для випадку одноплунжерного насоса – це апроксимована синусоїдально подібна залежність. Попередньо наведене дослідження проводилося саме для одноплунжерного насоса. Це обумовлено тим, що насоси такого типу є найефективнішими за величиною створюваного тиску. Одночасно

вирішувалась практична задача для конкретного ГА в складі якого є приведений насос. Для гідравлічної системи, що використовує живлення з іншим характером зміни подачі (наприклад, трьохпоршневі), необхідно проаналізувати та математично описати закон зміни їх миттєвої подачі. Характер зміни дроселюючої щілини при цьому буде відповідним. Для всіх ГА застосування запропонованого способу можливо реалізувати лише за умов механічної синхронізації положення елементів насоса та елементів РГД. Це пов'язано з тим, що в такий спосіб забезпечується необхідна швидкість зміни та відповідність дроселюючої щілини фактичній миттєвій подачі насоса.

Отримавши значення дроселюючої щілини, визначаються з механізмом її формування. Простим й ефективним способом є застосування обертового золотника. Оскільки елементи великої кількості насосів так чи інакше використовують вали, їх обертання легко синхронізувати з іншими обертовими елементами. Виконати поставлену технічну задачу можливо розташуванням РГД на рамі насоса, або ж за допомогою гнучкого валу. Більш вигідним з точки зору налаштування ГА є схема під'єднання гідравлічних елементів з мінімальною довжиною трубопроводів.

Обертовий золотник повинен формувати щілину в парі з вікном нерухомої втулки. Форму та розмір вікна обирають проаналізувавши діапазон зміни площі дроселюючої щілини. У випадку попередньо розглянутого ГА, площа змінювалась в діапазоні від майже повного перекриття $3 \cdot 10^{-6} \text{ мм}^2$ до $0,18 \text{ мм}^2$. При значеннях подібних порядків доцільно було сформувати вікно прорізом товщиною 0,3 мм. Спираючись на значення площі щілини та форми вікна, визначається розгортка кромки золотника. Змінивши аргумент функції t на φ виконується подальша адаптація до технологічних шляхів отримання кромки необхідної геометрії. Слід зазначити, що гострота кромки є обов'язковою умовою забезпечення розрахункових значень площі щілини. Іншим важливим аспектом функціонування РГД є забезпечення відсутності зазорів між обертовим золотником та нерухомою втулкою. Для цього необхідно використовувати посадку 01 класу точності та операцію приробітки. Технологічний маршрут

виготовлення РГД повинен забезпечувати відсутність заклинювання обертового золотника у нерухомій втулці зі збереженням герметичності суміжних поверхонь.

Оскільки мікропрецесія валу золотника в процесі роботи є неминучою, необхідно враховувати сили тертя, що виникають між суміжними поверхнями. Матеріал золотника та нерухомої втулки переносять хвилі стиснення та розтягування у місцях дотику [101]. Такі навантаження призводять до зносу матеріалу поверхні та втратою характеристик РГД. Інтенсивність зношування оброблюють за формулою:

$$I = k_1 \sqrt{\frac{h}{R}},$$

де h - глибина входження золотника у нерухому втулку;

R - радіус кривизни суміжних поверхонь;

k_1 - коефіцієнт, що визначається геометричною конфігурацією поверхонь (0,18..0,22).

Для реалізованого РГД отримані значення інтенсивності $I > 10^{-3}$. Це свідчить про режим абразивного мікрозношування. Для досліджуваного ГА інтенсивність зносу відіграє опосередковану роль, оскільки час роботи РГД складає близько 1,5 години на рік. Для інших випадків застосування конструкцій РГД, подібних до наведеної, рекомендується збільшення діаметру золотника та зменшення глибини його входження у нерухому втулку. При обертанні золотника у втулці поверхні контакту відчують деформацію зрізу під дією сили:

$$F = \frac{\tau_{cp}}{\sigma_T} N,$$

де N - радіальна сила, що діє зі сторони золотника;

τ_{cp} - межа міцності на зріз;

σ_T - межа текучості матеріалу.

З вище наведеної формули витікає потреба забезпечення $N \rightarrow 0$. Необхідне створення опорного вузла, що забезпечує максимальну співвісність золотника та отвору втулки з одночасною відповідністю отриманих допусків. Виконати дану вимогу можливо при застосуванні висококласних підшипників та якістю механічної обробки деталей.

При виборі матеріалу золотника та втулки основне значення має їх зносостійкість. Фізико-механічні властивості матеріалу повинні забезпечувати мінімальний коефіцієнт тертя, відсутність схильності до задиру, добру приробітність. Не рекомендується застосування матеріалів, що мають низьку ударну в'язкість (менше 5 кгс см/ см²). В загальному випадку матеріали повинні обиратись відповідно до властивостей робочої середовища, температури, тиску, швидкості обертання, реакцій в опорах валу золотника, умов теплопередачі. Недопустиме використання матеріалів, у яких під впливом робочої середовища може виникати корозійне розтріскування, міжкристалічне, щілинне або ж структурне корозійне руйнування. Доведено, що при сухому контакті на малих швидкостях ковзання більш тверді матеріали зношуються менше за пластичні [102]. У деталях з термообробленої сталі в умовах тертя при малих швидкостях менше виникає пластична деформація та захоплення. Найбільш ефективним є застосування твердого хромування.

Метою аналізу пари золотника та втулки є визначення оптимальних параметрів зносостійкості, що прямо впливає на геометричні розміри та функціонування РГД в цілому.

При з'єднанні золотника та втулки на поверхні їх спільного контакту виникає тиск, що може бути розрахований [101]:

$$p = \frac{\delta}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)},$$

де p – тиск на суміжних поверхнях;

δ - місцевий натяг;

d - номінальний діаметр з'єднання, мм;

E_1, E_2 - модуль пружності матеріалів золотника та втулки;

C_1, C_2 - коефіцієнти золотника та втулки, що залежать від їх геометричних розмірів та коефіцієнтів Пуассона матеріалів:

$$C_1 = \frac{\left(1 + \frac{d_1}{d}\right)^2}{\left(1 - \frac{d_1}{d}\right)} - \mu_1,$$

$$C_2 = \frac{\left(1 + \frac{d_2}{d}\right)^2}{\left(1 - \frac{d_2}{d}\right)} - \mu_2,$$

де d_1 – діаметр отвору вала;

d_2 – зовнішній діаметр золотника ;

μ - коефіцієнт Пуассона матеріалу.

Момент, необхідний для обертового руху золотника у втулці:

$$T = f \cdot p \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l ,$$

де T – обертовий момент;

f - коефіцієнт зчеплення;

l - довжина з'єднання.

Розміри контролюють штангенциркулем. Для визначення поля допуску посадкового діаметру необхідно визначити його відхилення за допомогою індикаторної скоби та нутроміра. Перед виконанням вимірів необхідні попередні налаштування.

Для експериментального визначення моменту повороту зібране з'єднання навантажують обертовим моментом до появи взаємного зміщення деталей. Отриманий за допомогою динамометричного ключа момент використовують для визначення фактичної реакції N у з'єднанні. Для цього плече моменту приводять до зовнішнього діаметру золотника.

Довжина золотника обраховується за формулою:

$$l = \frac{\pi N \omega}{600 p \nu}.$$

При остаточному визначенні довжини золотника необхідно враховувати, що з її збільшенням зростає сила тертя та виникає більш сильне нагрівання. За критерій міцності приймаємо середній тиск, що може бути обрахований:

$$p = \frac{N}{S},$$

де S – площа контакту суміжних поверхонь .

Критерій міцності перевіряється за залежністю:

$$p \leq [p],$$

де $[p]$ - граничний допустимий тиск для матеріалу.

Додатковим критерієм виступає виконання умови для швидкості обертання:

$$\nu \leq [\nu].$$

Швидкість обертання визначається:

$$\nu = \frac{\pi d n}{60}.$$

Зв'язок між граничною швидкістю обертання та терміном функціонування T , встановлюється використанням формули для інтенсивності зношування, що враховує об'єм матеріалу ΔV , видалений з одиниці номінальної поверхні на одиниці шляху тертя [103]:

$$I_h = \frac{\Delta V}{S \cdot L},$$

де L – шлях тертя.

Середня товщина зношеного слою визначається:

$$\Delta h = \frac{\Delta V}{S}.$$

При рівномірному обертанні вала:

$$I_h = \frac{\Delta h}{L},$$

$$L = [\nu]T.$$

Вираз для визначення терміну служби пари золотник-втулка:

$$T = \frac{\Delta h}{I_h [\nu]}.$$

Додаткова методика розрахунку на термін зношування шляхом використання закономірностей процесу в часі та окремих фізичних залежностей представлена [104].

4.3 Забезпечення синхронізації обертання золотника РГД та валу насоса

Реалізація запропонованої концепції компенсації негативного впливу нерівномірної подачі насоса передбачає забезпечення повної відповідності положення золотника РГД та кривошипного валу насоса.

Для перевірки роботи ГА у нештатному режимі було встановлене відхилення положення золотника на $0,0872\pi$, що дорівнює 5 градусів. ГА працював на штатній швидкості обертання у 100 об/хв. Експериментальні дані показали результати представлені на рисунках 4.1 та 4.2.

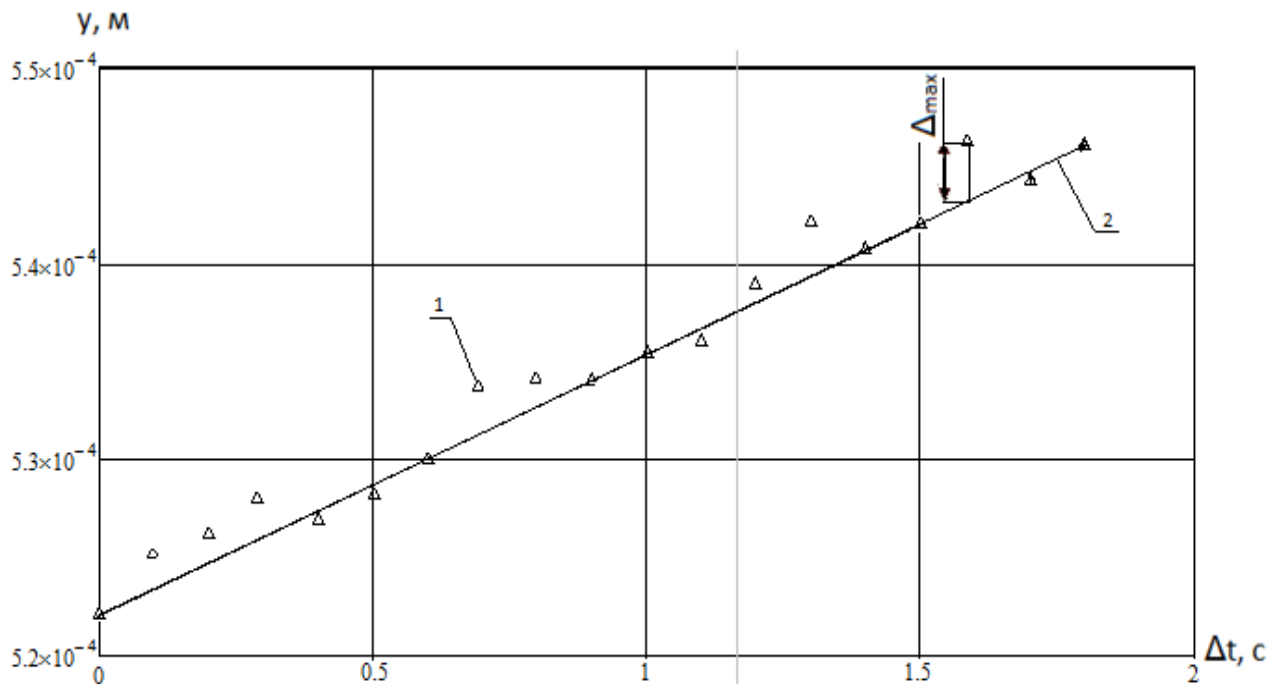


Рисунок 4.1 – Експериментальні значення деформації шпильки з відхиленням положення золотника $0,0872\pi$, ($n=100$ об/хв, $p=50$ МПа): 1 – експериментальні дані; 2 – лінія ідеального рівномірного руху

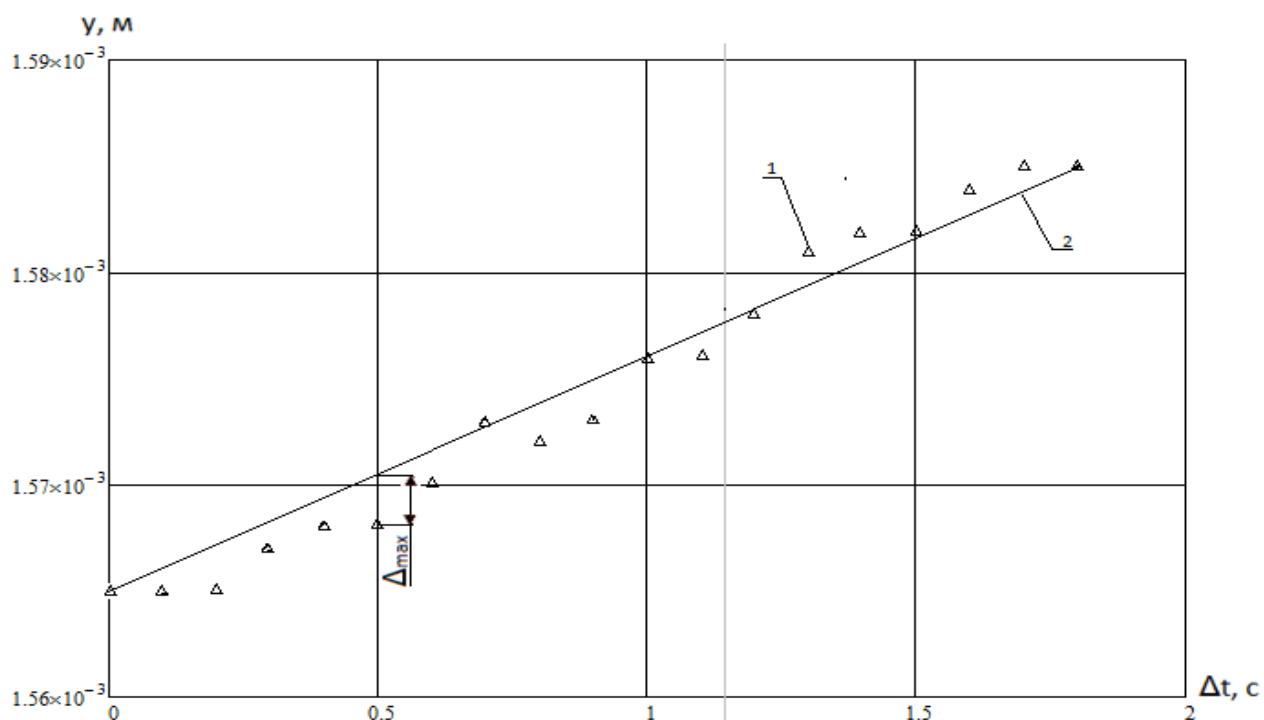


Рисунок 4.1 – Експериментальні графіки деформації шпильки з відхиленням положення золотника $0,0872\pi$, ($n=100$ об/хв, $p=50$ МПа): 1 – експериментальні дані; 2 – лінія ідеального рівномірного руху

Максимальне відхилення руху вихідної ланки від рівномірного, із застосуванням РГД з відхиленням положення золотника $0,0872\pi$ $\omega=100$ об/хв – 25%. Середнє відхилення руху вихідної ланки від рівномірного становить близько 15% від переміщення за один цикл. Проведений подальший аналіз роботи РГД зі збільшенням відхилення золотника засвідчив зростання нерівномірності деформації шпильки. Одже, застосування налаштованого РГД у зливній лінії гідравлічної системи пристрою для створення зусилля збільшує ступінь рівномірності руху вихідних ланок ГД пропорційно до якості його налаштування.

Тому існує необхідність виконувати налаштування в два послідовні етапи. На першому етапі з максимально можливою точністю визначаються та маркуються мертві точки насосу. На стадії виготовлення та випробування РГД, як це було наведено у розділі 2, визначаються та маркуються відповідні точки положення золотника відносно нерухомої втулки. Для цього найбільш раціональним є маркування на нерухомій торцевій поверхні корпусу РГД. Положення золотника

фіксується призначеним для цього гвинтом в отворі 14 (рис.2.9). Вал дроселя з'єднується з валом кривошипу насоса за допомогою гнучкого валу.

На другому етапі виконуються точні налаштування обладнання методом проливки. Цей спосіб передбачає точний вихід на розрахункові характеристики системи.

4.4. Загальні вимоги до проектування РГД

При проектуванні РГД необхідно враховувати нестационарні робочі процеси. До них відносять кавітацію, гідравлічний удар та резонанс. Питанню аналізу гідравлічної системи на предмет вище перелічених негативних явищ присвячено велику кількість робіт. Загальні рекомендації наведені у [105]. Основні рекомендації щодо запобігання виникненню явищ гідравлічного удару та резонансу полягають у попередньому аналізі власних та вимушених коливань гідроагрегата. Дієвим запобіганням неконтрольованих коливальних процесів є блочно-модульне з'єднання вузлів гідроагрегата. Такий спосіб також несе ряд переваг з точки зору обслуговування обладнання.

РГД повинен бути спроектований та виготовлений з умовою запобігання виникнення небезпечних ситуацій [106]. Елементи повинні витримувати заплановані операційні навантаження. Можливі несправності обладнання не мають призводити до небезпечних ситуацій. Рухомі елементи РГД необхідно надійно приєднувати. Довговічність матеріалів, що використовуються, повинна бути достатньою з умовою врахування робочого середовища, явища втоми металу, старіння, корозії та зносу. Необхідно визначити тип та частоту перевірок для забезпечення коректного функціонування РГД. За критерієм зношування встановлюється регламент заміни елементів. Приєднанні трубопроводи мають бути розраховані за тиском та надійно приєднанні до гідроагрегата для виконання умов безпеки, пов'язаних з розгерметизацією. Оскільки РГД має зовнішні рухомі елементи, слід передбачити запобігання ненавмисного контакту на місці

експлуатації. Якщо існує ризик нещасного випадку, слід передбачити захисні пристрої. РГД повинен бути спроектований та виготовлений таким чином, щоб рівень шуму та вібрації відповідали санітарним нормам.

4.5. Висновки

1. Обґрунтована доцільність використання РГД у спеціальному ГА, призначеному для повздовжньої деформації шпильок в процесі обслуговування роз'єму головного циркуляційного насоса. Застосування РГД знижує ризики відмов, пов'язаних з заклинюванням та руйнацією кріпильних шпильок в отворі корпусу насоса.

2. Зниження ризиків відмов, пов'язаних з заклинюванням та руйнацією шпильок в отворах корпусу насоса дозволяє ГА виконувати покладені на нього функції, які полягають у зменшенні часу та спрощенні процедури обслуговування насоса.

3. ГА в складі одноплунжерного насоса, РГД та групи гідравлічних двигунів дозволяє отримати для реакторів ВВЕР-1000 близько 46 ГВт додатково виробленої енергії на рік та зменшити час обслуговування роз'єму насоса більш ніж у 5,5 раз.

4. Порівняльний аналіз ГА в складі одноплунжерного насоса із застосуванням РГД та трьох плунжерного насоса показав, що за умов коректного проектування, виготовлення, налаштування та експлуатації РГД, можливо забезпечити рух вихідної ланки ГД близьким до ідеально рівномірного. Використання трьох плунжерного насоса поліпшує рівномірність руху до фіксованих значень, що обумовлені особливостями його конструкції та функціонування. Крім того, вартість трьохплунжерного насоса перевищує вартість одноплунжерного з РГД більш ніж у 1,5 рази.

5. Систематизована методика розрахунку РГД у складі ГА. Приведено алгоритм застосування математичних залежностей з послідуочим використанням розрахованих параметрів для виготовлення зразка РГД.

6. Встановлено та наведено методику проектування пари золотника та нерухомої втулки, як одного з найвідповідальніших вузлів. Виконання наведених рекомендацій за критеріями вибору матеріалів, аналізу інтенсивності зношування рухомих елементів, взаємного геометричного розташування та розмірів дозволять стверджувати про функціональність та надійність РГД.

7. Наведені загальні рекомендації щодо проектування обладнання в аспекті ризиків, пов'язаних з безпекою.

ВИСНОВКИ

1. Теоретичними дослідженнями за розробленою повною математичною моделлю робочого процесу ГА з урахуванням нерівномірної подачі одноплунжерного насоса та змінного навантаження доведено пропорційний вплив нерівномірної подачі насоса на рух вихідної ланки ГД: максимальне відхилення руху вихідної ланки від ідеального рівномірного становить близько 50% переміщення за один цикл.

2. Теоретичними та експериментальними дослідженнями підтверджена можливість забезпечення рівномірного руху вихідної ланки ГД поступального руху шляхом встановлення РГД в зливну лінію ГА.

3. Теоретичними дослідженнями доведена необхідність урахування реальної стисливості рідини та встановлено її вплив на рух вихідної ланки ГД. Доведено, що забезпечення компенсації пульсацій тиску в напірній порожнині ГД поступального руху шляхом встановлення РГД в зливній лінії ГА можливе за умови, що співвідношення приведених коефіцієнтів об'ємної деформації рідини та порожнин лінії зливу та нагнітання не більше 0,25.

4. Визначено раціональні параметри РГД, що встановлюється в зливну лінію ГА для забезпечення компенсації пульсацій тиску в напірній порожнині ГД та сталої швидкості руху його вихідної ланки. Установлено що структурно РГД повинен складатися з двох частин: нерухомої втулки з щілиною та профільованого золотника, що обертається синхронно з валом насоса.

5. Експериментальними дослідженнями ГА підтверджено доцільність застосування запропонованої концепції компенсації пульсацій тиску, підтверджена адекватність розробленої повної математичної моделі його робочого процесу. Відхилення експериментальних даних від розрахункових менше 3%. За результатами статистичної обробки експериментальних даних визначено, що максимальне відхилення від рівномірного руху із застосуванням РГД

зменшується у 3,1 рази відносно роботи системи без РГД. Середнє відхилення від рівномірного руху із застосуванням РГД зменшується у 3,5 рази.

6. Розроблено методику розрахунку та проектування й рекомендації щодо застосування запропонованої концепції компенсації впливу нерівномірної подачі насоса та методики визначення раціональних параметрів елементів ГА. Результати роботи впроваджені в промислове виробництво та в навчальний процес.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дубінський В. В. Математична модель вібраційного гідравлічного приводу пресу для утилізації відходів деревообробних підприємств [Текст] / В. В. Дубінський, С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2010. - №1(27). – С. 81-85.
2. Дубінський В. В. Математична модель вібраційного гідравлічного приводу пресу для утилізації деревообробних підприємств [Текст] / В. В. Дубінський, С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції (Суми, 19 - 23 квітня 2010 року) / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2010. - Ч.ІІІ. - С. 36.
3. Кулініч С. П. Модернізація процесу герметизації головного фланцевого розніму циркуляційного насоса ГЦН 195-М [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали ІІ Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р.: у 3-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2012. — Ч.3. — С. 48.
4. Чуйко В.П. Нелінійності руху багатоступеневих гідроциліндрів [Текст] / В. П. Чуйко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2013. — Ч.2. — С. 96.
5. Кулініч С. П. Аналіз нерівномірності зусилля багатоступеневого гідроциліндра [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали 18 Міжнародної науково-технічної конференції (Київ, 21 - 24 травня 2013 року) / Ред.: Н. В. Семінська. - Київ: КПІ, 2013. - С. 63.

6. Кулініч С. П. Аналіз впливу нерівномірної подачі одноплунжерного насоса на роботу ГД [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2013. — № 4. — С. 102–1073.

7. Кулініч С.П. Забезпечення контролювання руху штоку багатоступеневого гідравлічного двигуна [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Промислова гідравліка і пневматика: матеріали 14 Міжнародної науково-технічної конференції (Одеса, 18 - 19 вересня 2013 року). - Вінниця: «ГЛОБУС-ПРЕС», 2013. - С. 97.

8. Кулініч С. П. Аналіз ефективності навантаження гідравлічного привода преса [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 3-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми: СумДУ, 2014. — Ч.2. — С. 141.

9. Чуйко В. П. Розробка методу компенсації впливу пульсацій тиску на рух багатоступеневого гідроциліндра [Текст] / В. П. Чуйко, С. П. Кулініч // Східно-Європейський журнал передових технологій. Прикладна механіка. – 2014. – Т. 5, №7 (71). – С. 41-46.

10. Чуйко В. П. Експериментальне дослідження впливу регульованого дроселя на лінійність параметрів гідравлічної системи [Текст] / В. П. Чуйко // Східно-Європейський журнал передових технологій. Прикладна механіка. – 2014. – Т. 6, №7 (72). – С. 24-28.

11. Чуйко В. П. Повышение уровня безопасности и экономической эффективности АЭС путем модернизации процесса обслуживания главного циркуляционного насоса [Текст] / В. П. Чуйко, С. П. Кулініч, В. В. Кравцов, С. Л. Пушкар // Ядерна та радіаційна безпека. — 2014. — № 4 (64). — С. 26–31.

12. Кулініч С. П. Дослідження забезпечення лінійного руху штоку [Текст] / С. П. Кулініч, В. П. Чуйко // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування: матеріали міжнародної науково-технічної Інтернет конференції, м. Вінниця, 12 грудня 2014 - 11 січня 2015 рр.: / Ред.кол.: В. В. Грабко. — Вінниця : ВНТУ, 2015.— С. 88.

13. Пат. 71976 Україна, МПК F16B 1/00. Пристрій для створення зусилля при герметизації фланцевих роз'ємів корпусів обладнання / Пашенко В. Д., Пушкар С. Л., Проценко С. В., Чуйко В. П. — № u 2010, заявл. 20.04.2010; опубл. 10.08.2012, Бюл. №15.

14. Гейер В. Г. Гидравлика и гидропривод [Текст] / В. Г. Гейер, В. С. Дулин, А. Н. Заря. — Москва: Недра, 1991. — 333 с.

15. Вильнер Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам [Текст] / Я. М. Вильнер, Я. Т. Ковалев, Б. Б. Некрасов. — Минск: Вышэйшая школа, 1976. — 416 с.

16. Калинушкин М. П. Гидравлические машины и холодильные установки [Текст] / М. П. Калинушкин. — Москва: Высш. школа, 1973. — 223 с.

17. Лаптев Ю. Н. Гидросистемы высоких давлений [Текст] / Ю. Н. Лаптев, В. И. Глухов, Я. Я. Якименко, Г. А. Тетерин. — Москва: Машиностроение, 1973. — 152 с.

18. Чиняев И. А. Поршневые насосы [Текст] / И. А. Чиняев. — Москва: Машиностроение, 1966. — 188 с.

19. Леонов А. Е. Насосы гидравлических систем станков и машин [Текст] / А. Е. Леонов. — Москва, Киев: МАШГИЗ, 1960. — 227 с.

20. Гамынин Н. С. Основы следящего гидравлического привода [Текст] / Н. С. Гамынин. — Москва: ОБОРОНГИЗ, 1962. — 295 с.

21. Башта Т. М. Гидравлика, гидромашинны и гидроприводы [Текст] / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов и др. — Москва: Машиностроение, 1982. — 423 с.

22. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов [Текст] / К. Л. Навроцкий. — Москва: Машиностроение, 1991. — 384 с.

23. Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. Учебник для теплоэнергетических специальностей вузов, 2-е издание, переработанное и дополненное [Текст] / В. М. Черкасский. — Москва: Энергоатомиздат, 1984. — 416 с.

24. Андреев А. Ф. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин [Текст] / А. Ф. Андреев, Л. В. Барташевич, Н. В. Богдан, А. В. Королькевич, М. И. Мамонов и др. – Минск: Вышэйшая школа, 1987. – 310 с.

25. Осипов П. Е. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. Издание 3-е переработанное и дополненное [Текст] / П. Е. Осипов. – Москва: Лесная промышленность, 1981. – 424 с.

26. Орлов Ю. М. Авиационные объемные гидромашины с золотниковым распределением [Текст] / Ю. М. Орлов. – Пермь: Пермский государственный технический университет, 1993. – 252 с.

27. Рахмилевич З. З. Справочник механика химических и нефтехимических производств [Текст] / З. З. Рахмилевич, И. М. Радзин, С. А. Фарамазов. – Москва: Химия, 1985 – 592 с.

28. Богданович Л. Б. Объемные гидроприводы [Текст] / Л. Б. Богданович. – Киев: Техніка, 1971 – 172 с.

29. Иванов Г. М. Проектирование гидравлических систем машин [Текст] / Г. М. Иванов, С. А. Ермаков, Б. Л. Коробочкин, Р. М. Пасынков. – Москва: Машиностроение, 1992. – 224 с.

30. Галицейский Б. М. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках [Текст] / Б. М. Галицейский, Ю. А. Рыжов, Е. В. Якуш. – Москва: Машиностроение, 1977. – 256 с.

31. Дуров В. С. Эксплуатация и ремонт компрессоров и насосов: справочное пособие [Текст] / В. С. Дуров, З. З. Рахмилевич, Я. С. Черняк. — Москва: Химия, 1980 – 271 с.

32. Рахмилевич З. З. Справочник механика химических и нефтехимических производств [Текст] / И. М. Радзин, С. А. Фарамазов. - Москва: Химия, 1985. - 592 с.

33. Рахмилевич З. З. Испытания и эксплуатация энерготехнологического оборудования [Текст] / З. З. Рахмилевич. - Москва: Химия, 1981.— 384 с.

34. Рахмилевич З. З. Насосы в химической промышленности: справ. изд. [Текст] / З. З. Рахмилевич. — Москва: Химия, 1990. — 240 с.

35. Свиначенко М. С. Поліпшення характеристик гідравлічного гасителя шляхом удосконалення конструкції та вибору раціональних параметрів: дис. на здобуття наукового ступеня канд. техн. наук: 2011р. / Свиначенко Максим Сергійович. — Харків, 2011. — 204 с.

36. Махутов Н. А. Ресурс безопасной эксплуатации сосудов и трубопроводов [Текст] / Н. А. Махутов, В. Н. Пермяков. — Новосибирск: Наука, 2005. — 516 с.

37. Кордон М. Я. Гидравлика [Текст] / М. Я. Кордон, М. И. Симакин, И. Д. Горешник. — Пенза: Пензенский государственный университет, 2005. — 189 с.

38. Экснер Х. Гидропривод. Основы и компоненты. Том 1 [Текст] / Х. Экснер, Р. Фрейтаг, Д-р Х. Гайс, Р. Ланг и др. — Эрбах, Германия: Бош Рексорт АГ Сервис Автоматизация Дидактика, 2003 — 322 с.

39. Наземцев А. С. Гидравлические и пневматические приводы и системы. Часть 2. Гидравлические приводы и системы. Основы. Учебное пособие [Текст] / А. С. Наземцев, Д. Е. Рыбальченко. — Москва: Форум, 2007. — 304 с.

40. Гавриленко Б. А. Гидравлический привод [Текст] / Б. А. Гавриленко, В. А. Минин, С. Н. Рождественский. — Москва: Машиностроение, 1968. — 492 с.

41. Винников В. А. Гидромеханика [Текст] / В. А. Винников, Г. Г. Каркашадзе. - Москва: Издательство Московского государственного горного университета, 2003. — 302 с.

42. Лаврентьев М. А. Проблемы гидродинамики и их математические модели [Текст] / М. А. Лаврентьев, Б. В. Шабат. — Москва: Наука, 1973. — 416 с.

43. Гамынин Н.С. Гидравлический привод в системах управления [Текст] / Н. С. Гамынин. — Москва: Машиностроение, 1972. — 376 с.

44. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем [Текст] / М. Гийон. - Москва: Машиностроение, 1964. — 388 с.

45. Крейнин В. Г. Гидравлические и пневматические приводы промышленных роботов и автоматических манипуляторов [Текст] / В. Г. Крейнин, И. Л. Криц, Е. Я. Винницкий, В. И. Ивлев. – Москва: Машиностроение, 1993. – 300 с.
46. Никитин О. Ф. Гидравлика и гидропневмопривод [Текст] / О. Ф. Никитин. – Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 414 с.
47. Некрасов Б. Б. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу [Текст] / Б. Б. Некрасов, И. В. Фатеев, Ю. А. Беленков, А. А. Михайлин и др. – Москва: Высшая школа, 1989. – 192 с.
48. Богданович Л. Б. Гидравлические приводы [Текст] / Л. Б. Богданович. – Киев: Вища школа, 1980. – 232 с.
49. Комисарик С. Ф. Гидравлические объемные трансмиссии [Текст] / С. Ф. Комисарик, Н. А. Ивановский. – Москва: МАШГИЗ, 1963 – 156 с.
50. Башта Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика [Текст] / Т. М. Башта. – Москва: Машиностроение, 1972. – 320 с.
51. Шарипов В. М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов [Текст] / В. М. Шарипов. – Москва: МГТУ МАМИ, 2002. – 300 с.
52. Иванов Г. М. Методика разработки гидравлических схем [Текст] / Г. М. Иванов. – Москва: Машиностроение, 1973. – 32 с.
53. Вакина В. В. Машиностроительная гидравлика [Текст] / В. В. Вакина, И. Д. Денисенко, А. Л. Столяров. – Киев: Вища школа, 1987 - 208 с.
54. Токаренко В. М. Гидропривод и гидрооборудование автотранспортных средств [Текст] / В. М. Токаренко, В. З. Терских, А. Л. Столяров. – Киев: Лыбидь, 1991 – 232 с.
55. Хохлов В. А. Электрогидравлические следящие системы [Текст] / В. А. Хохлов, В. Н. Прокофьев, Н. А. Борисова и др. – Москва: Машиностроение, 1971. – 431 с.
56. Голованов В. И. Оценка эффективности различных конструктивных решений гасителя пульсации давления в условиях гидравлического испытательного стенда [Электронный ресурс] / В. И. Голованов,

А. В. Смольякова, В. И. Попкова ФГУП «Крыловский государственный научный центр». — Режим доступа: [HTTP://WWW.AKIN.RU/RAO/SESS27/%D0%B3%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BE%D0%B21.PDF](http://www.akin.ru/RAO/SESS27/%D0%B3%D0%BE%D0%BB%D0%BE%D0%B2%D0%B0%D0%BD%D0%BE%D0%B21.PDF) — 16.11.2014. — Загл. с экрана.

57. Heybroek K. Saving Energy in Construction Machinery using Displacement Control Hydraulics Concept Realization and Validation [Text] / K. Heybroek. - Linköping Studies in Science and Technology Thesis No. 1372. - Linköping, 2008. - 117 p. Available at: <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:126676/FULLTEXT01.pdf>

58. Software enabled variable displacement pumps – experimental studies [Electronic source] / Department of Mechanical Engineering University of Minnesota. — Available at: <http://www.me.umn.edu/~lixxx099/papers/RannowIMECE2006.pdf/> — 16.11.2014. — Загл. с экрана

59. Tonglin Shang. Improving Performance of an Energy Efficient Hydraulic Circuit [Text] : Thesis for the Degree of Master of Science / Tonglin Shang. — Saskatoon, 2004. — 158 p. - Available at: http://ecommons.usask.ca/bitstream/handle/10388/etd-04242004-151248/TonglinShang_Thesis.pdf

60. Гидравлический вибратор: пат. RU 2433001 С1 Рос. Федерация: МПК В06В 1/18, [Текст] / Попиков П. И., Юдин Р. В., Платонова М. А., Платонов А. А. – заявитель патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Воронежская государственная лесотехническая академия". – № 2010114610/28 ; заявл. 12.04.2010 ; опубл. 10.11.2011. — Режим доступа: <http://www.freepatent.ru/images/patents/27/2433001/patent-2433001.pdf>

61. Rotary hydraulic servo or throttle valve: patent US5242150 USA: МПК F16К3/34 [Text] / Shiffler M. E., Loy L. W. – The United States Of America As Represented By The Secretary Of The Navy. – №US 07/953?389; applied 30.09.1992; published 07.09.1993. – Available at: <http://www.google.com/patents/US5242150>

62. Ковалевский В. Ф. Справочник по гидроприводам горных машин [Текст] / В. Ф. Ковалевский, Н. Т. Железняков, Ю. Е. Бейлин. – Москва: Недра, 1973. – 503 с.
63. Лагерев А. В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники [Текст] / А. В. Лагерев. – Брянск: БГТУ, 2006. – 232 с.
64. Васильченко В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин [Текст] / В. А. Васильченко. – Москва: Машиностроение, 1983. – 301 с.
65. Суоров Г. Я. Гидравлика и гидропривод в примерах и задачах [Текст] / Г. Я. Суоров, А. Н. Вихарев, И. И. Долгова, В. А. Барабанов. – Архангельск: Северный (Арктический) федеральный университет, 2010. – 338 с.
66. Башта Т. М. Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств [Текст] / Т. М. Башта. – Москва: ОБОРОНГИЗ, 1961. – 476 с.
67. Кондаков Л. А. Машиностроительный гидропривод [Текст] / Л. А. Кондаков, Г. А. Никитин, В. Н. Прокофьев и др. – Москва: Машиностроение, 1978. – 495 с.
68. Столбов Л. С. Основы гидравлики и гидропривод станков [Текст] / Л. С. Столбов, А. Д. Перова, О. В. Ложкин. – Москва: Машиностроение, 1988. – 256 с.
69. Схиртладзе А.Г. Станочные гидравлические системы [Текст] / А. Г. Схиртладзе, В. П. Борискин, В. И. Иванов и др. – Старый Осокл: ООО ТНТ, 2007. – 276 с.
70. Схиртладзе А.Г. Гидравлические и пневматические системы [Текст] / А. Г. Схиртладзе, В. И. Иванов, В. Н. Кареев. – Москва: Высшая школа, 2006. – 534 с.
71. Сухоцкий А. Б. Гидравлика и гидропривод [Текст] / А. Б. Сухоцкий, Е. С. Санкович. – Минск: БГТУ, 2007. – 205 с.
72. Чупраков Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики [Текст] / Ю. И. Чупраков. – Москва: Машиностроение, 1979. – 232 с.
73. Лепешкин А. В. Гидравлические и пневматические системы [Текст] / А. В. Лепешкин, А. А. Михайлин. – Москва: АСАСЕМiА, 2004 – 336 с.

74. Кузьмин П. И. Выбор и расчет дроссельных регулирующих органов [Текст] / П. И. Кузьмин. – Москва: Государственное энергетическое издательство, 1956. – 112 с.

75. Немировский И. А. Расчет гидроприводов технологических машин [Текст] / И. А. Немировский, Н. Г. Снисарь. – Киев: Техника, 1992. – 181 с.

76. Данилов Ю. А. Аппаратура объемных гидроприводов. Рабочие процессы и характеристики [Текст] / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – Москва: Машиностроение, 1990. – 272 с.

77. Брон Л. С. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий [Текст] / Л. С. Брон, Ж. Э. Тартаковский. – Москва: Машиностроение, 1966.- 353 с.

78. Каверзин С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин [Текст] / С. В. Каверзин. – Красноярск: Офсет, 1997. – 383 с.

79. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода. Изд. 2-е, перераб. и доп. [Текст] / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. – Киев: Техника, 1977. – 320 с.

80. Пат. PCT/FR2007/051478 Франция, МПК В 23 Р 19/06, WO 2008/00095 A1. Device for tensioning threaded rods / Monville, Jean-Michel; Loiseau, Valerie; Faus, Jose; ALEGRE, Marc; заявитель и патентообладатель АК-ТИБОЛАГЕТ SKF Hornsgatan 1, S-415 50 Goteborg № 0605924; заявл. 30.06.2006; опубл. 03.01.2008. — [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://patentscope.wipo.int/search/en/detail.jsf?docId=WO2008000995>

81. Пат. 2092303 Российская Федерация, МПК В25 В 29/02. Устройство для сборки и разборки крепежных деталей фланцевых соединений сосудов давления / Геймур А. П.; заявитель и патентообладатель Особое конструкторское бюро машиностроения. — № 94008246/28; заявл. 10.03.1994; опубл. 10.10.1997. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://bankpatentov.ru/node/304535>

82. Пат. 08-011063 Япония, МПК В23 Р 19/06. Flange bolt fastening method and fastening auxiliary device / Yoshida Tadashi; Suwa Hideyuki; заявитель и патентообладатель Hitachi Plant Eng & Constr Co Ltd. — № 06-169070; заявл. 28.06.1994; опубл. 16.01.1996. [Электронный ресурс]. — Режим доступа:

<http://www.sumobrain.com/patents/jp/Flange-bolt-fastening-method-auxiliary/JP3467849.html>

83. Пат. 5330159 США, МПК G2 C 13/06. Apparatus for automatically inserting and removing screw-threaded elements into and from tapped bores / Siegfried Heiermann; заявитель и патентообладатель GEA WENUTEC GMBH, Germany. — № US 08/005,560; заявл. 19.01.1993; опубл. 19.07.1994. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.google.com/patents/US5330159>

84. Коновалов А. И. Гайковерт нового века / А. И. Коновалов // Атомная стратегия. — 2006. — № 22. — С. 33. [Электронный ресурс].

85. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций [Текст] / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 256 с.

86. Кудрявцев Е. М. MathCad 11: Полное руководство по русской версии [Текст] / Е. М. Кудрявцев. — Москва: ДМК ПРЕСС, 2005. — 592 с.

87. Ракитин В. И. Руководство по методам вычислений и приложения MATHCAD [Текст] / В. И. Кудрявцев. — Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2005. — 264 с.

88. Панферов А. И. Применение MATHCAD в инженерных расчетах. Учебное пособие [Текст] / А. И. Панферов, А. В. Лопарев, В. К. Понамарев. — СПб: ГУАП, 2004. — 88 с.

89. Сенкевич А. Ю. Система MATHCAD в инженерной практике. Лабораторные работы / А. Ю. Сенкевич, А. А. Чуриков. — Тамбов: ТГТУ, 2003. — 28 с.

90. Алексеев Е. Р. Основы работы в математическом пакете MathCad / Е. Р. Алексеев, О. В. Чеснокова. — Донецк: ДНТУ, 2012. — 187 с.

91. Гурский Д. Вычисления в MathCad 12 / Д. Гурский, Е. Турбина. — СПб: ПИТЕР, 2006. — 544 с.

92. Зайдель А. Н. Погрешности измерений физических величин / А. Н. Зайдель. — Л.: Наука, 1985. — 112 с.

93. Тэйлор Дж. Введение в теорию ошибок Перевод с английского канд. физ.-мат. наук Л. Г. Деденко / Дж. Тейлор. — М.: Мир, 1985. — 272 с.

94. Гольдин Л. Л. Руководство к лабораторным занятиям по физике. Изд. 2-е, доп. и перераб. / Л. Л. Гольдин. - М.: Наука, 1973. – 688 с.
95. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Гранковский. – М.: Наука, 1971. – 286 с.
96. Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул: Уч. пос./ Е. Н. Львовский. – М.: Высш. шк., 1988. – 239 с.
97. Алибеков А. К. Применение методов планирования эксперимента в технологических процессах: Уч. пос. / А. К. Алибеков, М. Э. Ахмедов, И. М. Исабеков и др. - Махачкала: ДПТИ, 1993. – 94 с.
98. Алибеков А. К. Практика применения планирования эксперимента для инженеров и научных работников / А. К. Алибеков, М. А. Михалев. - Махачкала: ДГТУ, 2013. – 126 с.
99. ISO 11158:2009 Смазки, промышленные масла и соответствующие продукты (класс L). Группа Н (гидравлические системы). Технические условия на категории НН, НL, НМ, НR, НV и НG.
100. ГОСТ 8479-70 Поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали. Общие технические условия.
101. Воронков Б. Д. Подшипники сухого трения. Изд. 2-е, доп. и перераб. / Б. Д. Воронков. - Л.: Машиностроение. Ленинград. Отд-ние, 1979. – 224 с.
102. Мишин И. А. Долговечность двигателей / И. А. Мишин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
103. Крагельский И. В. Основы расчета на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
104. Проников А. С. Надежность машин / А. С. Проников. - М.: Машиностроение, 1978. - 592 с.
105. Башта Т. М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
106. Директива 2006/42/ЕС Европейского Парламента и Совета Европейского Союза от 17 мая 2006 г. О машинах и механизмах.

ДОДАТОК А



МІНІСТЕРСТВО ЕКОНОМІЧНОГО РОЗВИТКУ ТА ТОРГІВЛІ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
 “ СУМСЬКИЙ РЕГІОНАЛЬНИЙ НАУКОВО-ВИРОБНИЧИЙ ЦЕНТР
 СТАНДАРТИЗАЦІЇ, МЕТРОЛОГІЇ ТА СЕРТИФІКАЦІЇ ”

40007, м. Суми, вул. Харківська, 101

(свідоцтво про уповноваження № ПК 029 –2009 від 20.12.2009р)

СВІДОЦТВО

про повірку робочого засобу вимірювальної техніки

№ 896

Чинне до 12 листопада 2015р

Назва та умовне позначення Індикатор годинникового типу
з електронним відліком Зав. № 1977

Виробник " Мілтон " Китай

Власник Чуйко В. П.

На підставі результатів повірки засіб вимірювальної техніки визнано
 придатним до застосування

ДСТУ ГОСТ 577 : 2009

позначення та назва документа, що містить вимоги до метрологічних характеристик і (або),

0 кл. діапазон вимірювань 0 - 12мм; ціна поділки 0,001 мм

за потреби, значення метрологічних характеристик (час точності, похибки, діапазон вимірювання тощо)

Додаток на стор.

Державний повірник

Місце печатки або відбитка
 повірочного тавра



Т.М.Шепеленко

ініціали, прізвище

12 листопада 2014р

ДОДАТОК Б

ТОВ НАУКОВО-ВИРОБНИЧЕ
ПІДПРИЄМСТВОООО НАУЧНО-ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ
ПРЕДПРИЯТИЕ

"СУМИЗОВНІШСЕРВІС"

"СУМЫВНЕШСЕРВИС"

40030, Україна, м. Суми, пр.9-го Травня, 8/42
тел.: (0542) 61-22-23,
факс: (0542) 61-22-23, 78-80-4640030, Україна, г. Сумы, пер.9-го Мая, 8/42
тел. (+38 0542) 61-22-23,
факс: (+38 0542) 61-22-23, 78-80-46№ 15 / 11« 27 » 01 2015 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи
на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
здобувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Чуйка Всеволода Петровича

Даним актом посвідчується, що розроблені в дисертаційній роботі Чуйка В.П. рекомендації щодо проектування гідроагрегатів були використані на ТОВ НВП «СУМИЗОВНІШСЕРВІС» при виконанні конструкторської документації та виготовленні обладнання.

Підтверджую впровадження, розробленого та виготовленого, за результатами дисертаційної роботи Чуйка В.П., регульованого гідравлічного дроселя та схеми його встановлення в пристрій для створення зусилля при герметизації фланцевих роз'ємів.

Використання регульованого гідравлічного дроселя дозволило значно підвищити рівномірність руху виконуючих механізмів та експлуатаційні показники гідроагрегата в цілому. За результатами експлуатаційних випробувань підтверджена надійність запропонованих рішень.

Директор



С. Л. Пушкар

ДОДАТОК В

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАТВЕРДЖУЮ:



Перший проректор,

доц. К. ф. - м. н. В. Д. Карпуша

2015 р.

АКТ

03 березня 2015

м. Суми

Про впровадження результатів дисертаційної роботи
Чуйка В.П. у навчальний процес.

Складений комісією у складі:

- Голова комісії – декан факультету ТЕСЕТ, доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, канд. техн. наук О. Г. Гусак;
– завідувач кафедри прикладної гідроаеромеханіки, професор, канд. техн. наук І. О. Ковальов;
– доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, канд. техн. наук О. С. Ігнат'єв.

Встановлено, що в процесі підготовки дисертаційної роботи здобувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки Чуйка В.П. на тему «Поліпшення експлуатаційних характеристик об'ємних гідродвигунів поступального руху в складі гідроагрегатів шляхом компенсації впливу нерівномірної подачі насоса» (науковий керівник – к.т.н., доц. Кулініч С.П.) у навчальний процес впроваджено наступне:

- результати досліджень використовуються викладачами кафедри при викладанні для студентів спеціальності «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» курсів «Гідро- і пневмоприводи та гідропневмоавтоматика» та «Об'ємний гідро- та пневмопривід»;
- розроблена здобувачем методика чисельних досліджень використовується студентами спеціальності «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика» при підготовці курсових та дипломних робіт.

Голова комісії

Члени комісії:

О. Г. Гусак

І. О. Ковальов

О.С. Ігнат'єв

ДОДАТОК Г

Розрахунок руху одиночного ГД (без застосування РГД, без урахування стискальності рідини в насосі)

$$Ae = 7.54 \times 10^{-3}$$

$$Ftd := 0.08 p10 \cdot Ae$$

$$p10 := 0.1 \times 10^6$$

$$Fts := 0.12 p10 \cdot Ae$$

$$k1 = 2.894 \times 10^9$$

$$y01 := \frac{2 \cdot Ae \cdot p01}{k1}$$

$$Q := 1 \cdot 10^{-6}$$

$$\beta := 6.25 \cdot 10^{-14}$$

$$nn := 100$$

$$m1 := 20$$

$$\omega := \frac{nn \cdot \pi}{30}$$

$$Q1(t) := \begin{cases} Q \cdot \sin(\omega \cdot t) & \text{if } \sin(\omega \cdot t) \geq 0 \\ 0 & \text{if } \sin(\omega \cdot t) < 0 \end{cases}$$

$$Ft(v, Fa) := \begin{cases} Ftd \cdot \text{sign}(v) & \text{if } v \neq 0 \\ Fa & \text{if } v = 0 \wedge |Fa| < Fts \\ Fts \cdot \text{sign}(Fa) & \text{if } v = 0 \wedge |Fa| > Fts \end{cases}$$

$$F2(x, v, p) := p \cdot s1 - k1 \cdot x - Ft(v, p \cdot s1 - k1 \cdot x)$$

$$F1(x, v, p) := \begin{cases} F2(v, v, p) & \text{if } |F2(v, v, p)| \geq 1 \\ 0 & \text{if } |F2(v, v, p)| < 1 \end{cases}$$

$$G1(t, Y) := \begin{pmatrix} \frac{Q1(t) - s1 \cdot Y_1}{\beta} \\ \frac{Y_0 \cdot s1 - k1 \cdot Y_2 - Ft(Y_1, Y_0 \cdot s1 - k1 \cdot Y_2)}{m1} \\ Y_1 \end{pmatrix}$$

$$Y10 := \begin{pmatrix} p10 \\ 0 \\ y10 \end{pmatrix}$$

$$r1 := \text{rkfixed}\left(Y10, 0, \frac{\pi \cdot 2}{\omega}, 1000000 G1\right)$$

Розрахунок руху 30 подвійних ГД

$$rk := 0.01\text{ м}$$

$$dn := 0.02\text{ м}$$

$$An := \frac{\pi \cdot dn^2}{4}$$

$$An = 3.801 \times 10^{-4}$$

$$nn := 100$$

$$\omega n := \frac{\pi \cdot nn}{30}$$

$$\omega n = 10.472$$

$$Q_{\max} := An \cdot rk \cdot \omega n$$

$$Q_{\max} = 4.777 \times 10^{-5}$$

$$E1 := 1400 \cdot 10^6$$

$$p10 := 0.1 \times 10^6$$

$$m1 := 20$$

$$V_{\min} := An \cdot rk$$

$$V_{\min} = 4.562 \times 10^{-6}$$

$$Vn(t) := V_{\min} + An \cdot rk \cdot (1 + \cos(\omega n \cdot t))$$

$$\beta n(t) := \frac{Vn(t)}{E1}$$

$$pa := 1 \cdot 10^5$$

$$Qn(t, p) := \begin{cases} Q_{\max} \sin(\omega n \cdot t) & \text{if } (\sin(\omega n \cdot t) \geq 0) \\ Q_{\max} \sin(\omega n \cdot t) & \text{if } \sin(\omega n \cdot t) < 0 \wedge p \geq pa \\ 0 & \text{if } \sin(\omega n \cdot t) < 0 \wedge p < pa \end{cases}$$

$$Q(t, p, p1) := \begin{cases} Q_{\max} \sin(\omega n \cdot t) & \text{if } (\sin(\omega n \cdot t) \geq 0 \wedge p \geq p1) \\ 0 & \text{if } \sin(\omega n \cdot t) < 0 \vee p < p1 \end{cases}$$

$$dp := 140$$

$$dst := 100$$

$$Ae := \frac{\pi \cdot (dp^2 - dst^2)}{4000000}$$

$$Ae = 7.54 \times 10^{-3}$$

$$dsp := 100$$

$$Asp := \frac{\pi \cdot dsp^2}{4000000}$$

$$Asp = 7.854 \times 10^{-3}$$

$$Lsp := 0.5\text{ м}$$

$$Esp := 2.1 \cdot 10^{11}$$

$$k1 := \frac{Esp \cdot Asp}{Lsp}$$

$$k1 = 2.894 \times 10^9$$

$$dtr := 0.001$$

$$Ltr := 4\text{ м}$$

$$Vg := \frac{\pi \cdot dtr^2 \cdot Ltr}{4}$$

$$\beta := \frac{Vg}{E1}$$

$$\beta = 8.28 \times 10^{-14}$$

$$Ftd := 0.08 p10 \cdot Ae$$

$$Ftd = 60.319$$

$$Fts := 0.12p10 \cdot Ae$$

$$Fts = 90.478$$

$$Ft(v, Fa) := \begin{cases} Ftd \cdot \text{sign}(v) & \text{if } v \neq 0 \\ Fa & \text{if } v = 0 \wedge |Fa| < Fts \\ Fts \cdot \text{sign}(Fa) & \text{if } v = 0 \wedge |Fa| > Fts \end{cases}$$

$$p01 := 10000\alpha$$

$$y01 := \frac{2 \cdot Ae \cdot p01}{k1} \quad y01 = 5.211 \times 10^{-7}$$

$$G0(t, Y) := \begin{pmatrix} \frac{Qn(t, Y_0) - Q(t, Y_0, Y_1)}{\beta n(t)} \\ \frac{Q(t, Y_0, Y_1) - Ae \cdot Y_2 \cdot 120}{\beta} \\ \frac{Y_1 \cdot Ae \cdot 2 - k1 \cdot Y_3 - Ft(Y_2, Y_1 \cdot Ae \cdot 4 - k1 \cdot Y_3)}{m1} \\ Y_2 \end{pmatrix}$$

$$Y01 := \begin{pmatrix} pa \\ p01 \\ 0 \\ y01 \end{pmatrix}$$

$$r2 := \text{rkfixed} \left(Y01, 0, \frac{6 \cdot \pi}{\omega n}, 1000000, G0 \right)$$

$$\left(r2^{(4)} \right)_{1000000} = 3.015 \times 10^{-5}$$

$$p02 := 95 \cdot 10^6$$

$$y02 := \frac{4 \cdot Ae \cdot p02}{k1} \quad y02 = 9.902 \times 10^{-4}$$

$$Y02 := \begin{pmatrix} pa \\ p02 \\ 0 \\ y02 \end{pmatrix}$$

$$r3 := \text{rkfixed} \left(Y02, \frac{0}{\omega n}, \frac{6 \cdot \pi}{\omega n}, 1000000, G0 \right)$$

$$\left(r3^{(4)} \right)_{1000000} - y02 = 1.504 \times 10^{-5}$$

$$p03 := 190 \cdot 10^6$$

$$y03 := \frac{4 \cdot Ae \cdot p03}{k1}$$

$$y03 = 1.98 \times 10^{-3}$$

$$Y03 := \begin{pmatrix} pa \\ p03 \\ 0 \\ y03 \end{pmatrix}$$

$$\left(r4^{(4)} \right)_{1000000} - y03 = 1.234 \times 10^{-6}$$

$$r4 := \text{rkfixed} \left(Y03, 0, \frac{6 \cdot \pi}{\omega n}, 1000000, G0 \right)$$

$$p04 := 95.7 \times 10^6$$

$$y04 := \frac{4 \cdot Ae \cdot p04}{k1}$$

$$y04 = 9.975 \times 10^{-4}$$

$$Y04 := \begin{pmatrix} pa \\ p04 \\ 0 \\ y04 \end{pmatrix}$$

$$r5 := \text{rkfixed} \left(Y04, \frac{0}{\omega n}, \frac{6 \cdot \pi}{\omega n}, 1000000, G0 \right)$$