

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“Харківський політехнічний інститут”

П. М. АНДРЕНКО

ГІДРАВЛІЧНІ ПРИСТРОЇ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ

Навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів,
які навчаються за напрямком підготовки
“Інженерна механіка”

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України

Харків
НТУ “ХПІ”
2014

УДК 681.523. (07)

ББК 39965.2я7

А 65

Рецензенти:

Г.Й. Зайончковський – д-р техн. наук, проф.,

Національний авіаційний університет;

З.Я. Лур'є – д-р техн. наук, проф., Національний технічний університет

“Харківський політехнічний інститут”;

Д.О. Сьомін – д-р техн. наук, проф., Східноукраїнський

національний університет ім. В. Даля.

Гриф надано Міністерством освіти і науки України

(лист № 1/11-11071 від 08.07.2013 р.)

Андренко П.М.

А 65. Гідравлічні пристрої мехатронних систем : навч. посіб. / П.М.

Андренко. – Х. : Видавничий центр НТУ “ХПІ”, 2013. – 188 с.

ISBN 978-617-05-0106-6

Описані гідромеханічні процеси, які відбуваються в структурних елементах гідравлічних пристроїв мехатронних систем. Наведено рівняння для розрахунку їх характеристик. Розглянуті особливості конструктивного виконання і побудови математичних моделей робочих процесів у гідравлічних пристроях мехатронних систем, дано рекомендації щодо розрахунку їх основних параметрів і характеристик.

Для студентів які навчаються за напрямом підготовки “Інженерна механіка”, може бути корисним для аспірантів та інженерно-технічного персоналу.

Іл. 77. Табл. 5. Бібліогр.: 117 назв.

УДК 681.523. (07)

ББК 39965.2я7

ISBN 978-617-05-0106-6

© Андренко П. М., 2014

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. МЕХАТРОНІКА. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ	7
1.1. Склад мехатронних систем	9
1.1.1. Структурні схеми модулів руху	13
1.1.2. Електронні модулі і сенсори	18
1.1.3. Гідроапаратура	22
1.2. Характеристики мехатронної системи	30
Запитання для самоконтролю	35
2. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ТРУБОПРОВОДАХ ТА КАНАЛАХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИСТРОЇВ	37
2.1. Визначення межі квазістаціонарності гідродинамічних процесів у мехатронних гідроагрегатах	37
2.2. Врахування параметрів робочої рідини при дослідженні робочих процесів у мехатронних гідроагрегатах	44
2.3. Гідродинамічні процеси в трубопроводах та каналах	49
2.4. Течія робочої рідини у вузьких щілинах	55
Запитання для самоконтролю	58
3. СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧІ ЕЛЕМЕНТИ ГІДРОАПАРАТІВ	60
3.1. Сили тертя	60
3.2. Гідродинамічна сила	67
3.3. Сили рідинної пружини та демпфірування	79
3.4. Сили пружних елементів	84
Запитання для самоконтролю	92
4. ГІДРОАПАРАТИ МЕХАТРОННИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ	94
4.1. Гідравлічні дроселі	94
4.2. Клапани	96
4.3. Регулятор витрати	110
4.4. Гідророзподільники	115
Запитання для самоконтролю	124
5. ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ ПІДСИЛЮВАЧІ	126
5.1. Електрогідравлічні підсилювачі з широтно-імпульсною	

модуляцією.....	131
5.2. Електромеханічні перетворювачі	136
5.2.1. Місткова схема магнітного ланцюга.....	139
5.2.2. Диференціальна схема магнітного ланцюга.....	141
5.3. Схеми електрогідравлічних підсилювачів	146
5.4. Математичні моделі робочого процесу електрогідравлічних підсилювачів	155
Запитання для самоконтролю	163
6. ГІДРАВЛІЧНА АПАРАТУРА НА БАЗІ ЕЛЕКТРОМАГНІТІВ З ПРОПОРЦІЙНИМ ЕЛЕКТРИЧНИМ КЕРУВАННЯМ	166
6.1. Пропорційний електромагніт	166
6.2. Гідроапарати з пропорційним електричним керуванням	168
Запитання для самоконтролю	174
Додаток 1.....	176
Список літератури	177

ВСТУП

Навчальний посібник написано відповідно до навчальної програми дисципліни “Мехатроніка в гідропневмоавтоматиці”, яка викладається студентам Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут” під час підготовки бакалаврів за напрямом 6.050502 “Інженерна механіка” зі спеціальності 7.05050205 “Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика”. Він містить теоретичний матеріал з вивчення конструкції, розроблення математичних моделей робочих процесів та методів розрахунку гідравлічних пристроїв мехатронних систем.

В основі навчального посібника лежать навчально-методична література і дослідження в галузі об’ємного гідроприводу провідних вчених країн СНД, а також багаторічний досвід роботи автора в галузі проектування та дослідження елементів та систем промислової гідропневмоавтоматики і викладання дисциплін “Гідропневмоавтоматика”, “Теорія автоматичного керування та динаміка гідропневмосистем” та “Елементи гідроприводів”. Він містить інформацію про нові конструкції гідравлічних пристроїв, в ньому наведені сучасні методики розрахунку та дослідження їх робочих процесів. Опанування матеріалу посібника допоможе читачу оволодіти основами побудови математичних моделей робочих процесів гідравлічних пристроїв мехатронних агрегатів, ознайомитися з особливостями їх конструктивного виконання, основними параметрами і характеристиками та робочими процесами, що відбуваються в них.

Посібник містить шість розділів, в яких викладені основні положення використання гідравлічних пристроїв у мехатронних агрегатах. У першому розділі наведено основні поняття, склад мехатронних систем, структурні схеми мехатронних модулів, класифікація гідроапаратури, характеристики та показники якості

мехатронної системи. Другий розділ містить опис гідродинамічних процесів у трубопроводах та каналах гідравлічних пристроїв. Наведена методика визначення межі квазістаціонарності гідродинамічних процесів у мехатронних гідроагрегатах, особливості врахування параметрів робочої рідини при дослідженні їх робочих процесів. Розглянуто течію робочої рідини в щілинах таких пристроїв.

У третьому розділі розглядаються сили, що діють на запірно-регулюючі елементи гідроапаратів, наведені математичні залежності для їх визначення. Опису найбільш типових гідроапаратів мехатронних систем присвячено четвертий розділ. У ньому наведені конструктивні схеми типових гідроапаратів, математичні моделі робочих процесів, що відбуваються в них. Матеріал розділу викладено таким чином, що читач самостійно за конструктивною схемою гідроапарата може легко скласти математичну модель його робочого процесу.

П'ятий розділ містить опис і класифікацію електрогідравлічних підсилювачів – основних елементів мехатронних систем. Розглянуто принципи їх побудови, описано конструктивні схеми та математичні моделі робочих процесів у електромеханічних перетворювачах та електрогідравлічних підсилювачах. Матеріал розділу дозволяє читачеві за конструктивною схемою електрогідравлічного підсилювача самостійно скласти математичну модель його робочого процесу. У шостому розділі описано особливості функціонування гідроапаратури з пропорційним електричним керуванням на базі лінійних пропорційних електромагнітів. Особлива увага приділена математичній моделі робочого процесу в лінійних пропорційних електромагнітах.

У кінці кожного розділу наведені запитання для самоконтролю при самостійному вивченні матеріалу. При написанні навчального посібника були використані численні матеріали фірм виробників, публікації, відомі з літературних джерел та Інтернету.

Видання може бути корисним не тільки бакалаврам та магістрам, а також аспірантам, які навчаються за напрямками підготовки “Інженерна механіка” та “Прикладна механіка”. Автор висловлює щире подяку рецензентам професорам Г.Й. Зайончковському, З.Я. Лур'є і Д.О. Сьоміну за зауваження, які були враховані під час доопрацювання рукопису.

1. МЕХАТРОНІКА. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ

Термін “**мехатроніка***” з’явився у результаті системної інтеграції науково-технічних досягнень з механіки та електротехніки зі знаннями таких галузей науки, як електроніка і кібернетика, розвиток яких на сьогодні і відбувається найбільш інтенсивно. Його появі передували стрімкий науково-технічний прогрес в середині ХХ-го століття, до основних етапів якого відносяться механізація та автоматизація виробничих процесів. Ретроспективний аналіз етапів науково-технічного прогресу, в результаті якого з’явився термін мехатроніка, зроблено в роботі [73].

Механізація – заміна ручних знарядь праці машинами і механізмами із застосуванням для їх дії різних видів енергії в процесі трудової діяльності [76].

Автоматизація – застосування технічних засобів економіко-математичних методів і систем керування, які частково або повністю звільняють людину від безпосередньої участі в процесах отримання, перетворення, передачі та використання енергії, матеріалів або інформації [76].

Складовою частиною автоматизації є **автоматика** – галузь теоретичних і прикладних знань про автоматично функціонуючі пристрої та системи; розділ технічної кібернетики, який вивчає теорію створення та оптимізації використання технічних засобів автоматичного керування і автоматичного регулювання (наприклад, пристроями керування обчислювальних машин, пристроями керування на базі мікропроцесорної техніки, вимірювальних перетворювачів, виконавчих механізмів, регуляторів технологічних процесів, пристроїв реєстрації та відображення інформації тощо) [76].

Однією зі складових систем автоматики є **гідроавтоматика** – сукупність гідравлічних (електрогідравлічних, механогідравлічних) механізмів, приладів та пристроїв, що діють автоматично відповідно до заданого алгоритму для досягнення поставленої мети і в яких інформація та енергія подається і передається у вигляді гідравлічних сигналів (витра-

* введено фірмою Yaskawa Electric у 1969 р.

ти, перепаду тиску).

Термін мехатроніка (mecha-tronics) отримано сполученням слів “механіка” та “електроніка”, що спочатку, означало використання комп’ютера для керування механічною системою. Основною рушійною силою широкого впровадження мехатронних систем у промисловість явився розвиток обчислювальної техніки, мікросхемотехніки, мікропроцесорів та мікроконтролерів, що зумовило нове осмислення процесів передачі і перетворення інформації в електромеханічних системах. У літературних джерелах наведено різні визначення терміну “мехатроніка”. Наведемо його визначення згідно з [26].

Мехатроніка – це галузь науки і техніки, основана на синергетичному об’єднанні вузлів точної механіки з електронними, електротехнічними та комп’ютерними компонентами, що забезпечують проектування і виробництво якісно нових модулів, систем, машин та систем з інтелектуальним керуванням їх функціональними рухами.

Графічним символом мехатроніки можна вважати чотири овали листовидної форми, що перетинаються (рис. 1.1) і розміщені в зовнішній оболонці “Наука – виробництво – менеджмент – маркетинг” [73].



Рис. 1.1. Графічний символ мехатроніки

Застосування мехатронного підходу при створенні машин з комп’ютерним керуванням визначає їх основні переваги порівняно з традиційними засобами автоматизації [74]:

- відносно невелику ціну, завдяки високому ступеню інтеграції, уніфікації і стандартизації усіх елементів та інтерфейсів;
- високу якість реалізації складного та точного руху виконавчих механізмів завдяки застосування методів інтелектуального керування;
- високу надійність, довговічність та захищеність від збурень;
- конструктивну компактність модулів (аж до мініатюризації в мікромашинах);
- покращення масогабаритних та динамічних характеристик машин шляхом спрощення кінематичних і комунікаційних ланок;
- можливість інтегрування функціональних модулів у складні системи і комплекси під конкретні завдання замовника.

1.1. Склад мехатронних систем

У загальному випадку функціональна схема мехатронної системи (рис. 1.2) складається з трьох підсистем: інформаційної, енергоелектронної та електромеханічної [36].

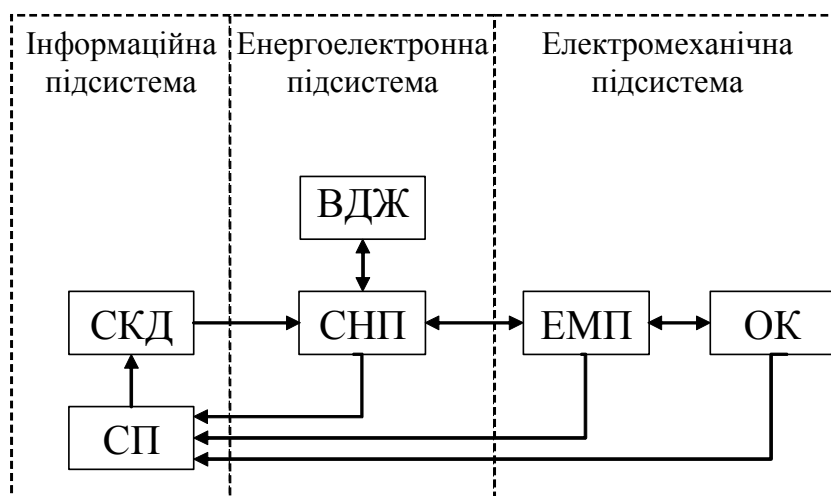


Рис. 1.2. Функціональна схема мехатронної системи

Електромеханічна підсистема містить об'єкт керування (ОК), зазвичай виконаний у вигляді привода, та електромеханічний (електрогідравлічний) перетворювач (ЕМП).

Енергоелектронна підсистема складається з силових напівпровідникових перетворювачів (СНП) та вторинного джерела живлення (ВДЖ).

Інформаційна підсистема містить систему керування і діагностики

(СКД) та блок сенсорних пристроїв (СП).

До особливостей мехатронних систем слід віднести те, що їх ОК мають змінні параметри, а їх математичні моделі створені на основі методів ідентифікації. ЕМП часто є конструктивною ланкою об'єкта керування, що має оригінальне конструктивне виконання. Керування потоком енергії від ВДЖ до ЕМП здійснюється СНП. Об'єднання ВДЖ, СНП і ЕМП створюють мехатронну енергетичну підсистему (МЕП), яка має нові властивості, які відсутні в окремо взятих блоках. Мехатронна енергетична підсистема, як правило, є нелінійною, імпульсною підсистемою з параметрами, що змінюються дискретно. Тому її аналіз, а також синтез системи керування потребує застосування методів, що базуються на сучасних комп'ютерних технологіях.

Розрахунок та проектування мехатронної системи складається з:

- побудови спільної моделі цифрової, імпульсної та аналогової частин;
- дослідження динамічних характеристик аналогової та імпульсної частин регулятора;
- дослідження динамічних характеристик усієї системи;
- дослідження статичних характеристик усієї системи.

Вимоги високої точності регулювання та високої швидкодії, що пред'являються до мехатронних систем, обумовлюють застосування замкнутих систем, які дозволяють здійснити реалізацію двох основних принципів:

1) вихідна величина, що регулюється (швидкість, момент, кут тощо), повинна з максимальною точністю відтворювати вхідний (керуючий) сигнал;

2) вихідна величина, що регулюється, по можливості не повинна залежати від збурень, що діють на систему. При цьому збуреннями можуть бути напруга живлення, температура, момент навантаження, часові залежності параметрів тощо.

Таким чином, основним принципом керування мехатронних систем є принцип зворотного зв'язку, який дозволяє здійснювати контроль якості регулювання за відхиленням керованого параметра від заданого. В ідеальному для користувача варіанті мехатронна система, отримавши на вхід інформацію про мету керування, буде виконувати з бажаними

показниками якості та точності заданий функціональний рух. Отже, мехатронна система по суті повинна мати якості системи, що самоналаштовується.

Сучасною тенденцією проектування і виробництва промислового устаткування є використання блочно-модульного принципу. Для мехатронних систем такими модулями є мехатронні модулі руху – синергетична сукупність механічних (гідромеханічних, пневмомеханічних), електротехнічних, електронних компонентів та інформаційних і програмних засобів, які реалізують досягнення заданого керованого руху. Це дозволяє проводити декомпозицію складних систем, зменшуючи кількість степенів вільності, отримати їх ієрархічну структуру. За результатами структурного синтезу спростити систему за рахунок мінімізації внутрішніх зворотних зв'язків, які можна одержати з інформаційної моделі, підпорядкувати структуру об'єкта процесу функціонування. Використовувати типові модулі при її побудові.

Якщо траєкторія процесу експлуатації проста і система нескладна, то її будують в однорідному варіанті, використовуючи досвід попередніх розробок. Якщо траєкторія процесу експлуатації проста та громіздка, то її розділяють на фрагменти за мехатронними модулями руху. Коли траєкторія процесу експлуатації складна і велика, то спочатку проводять її мінімізацію та будують оптимальну ієрархічну структуру.

Сучасні технологічні та мобільні машини (верстати з ЧПК, автоматичні лінії, промислові роботи тощо) містять декілька мехатронних модулів руху, які здійснюють переміщення в просторі робочих органів та виконавчих механізмів за заздальгідь заданою програмою траєкторією. Узагальнена схема робочої машини на базі мехатронних модулів руху (ММР), яка орієнтована на завдання автоматизованого виробництва, зображена на рис. 1.3 [26].

Для цього класу машин зовнішнім середовищем є технологічне, яке містить різне допоміжне обладнання, технологічну оснастку та об'єкти виробництва. Під час виконання мехатронними модулями руху заданих функціональних рухів зі сторони об'єктів виробництва виникають збурюючі впливи на робочий орган. Прикладом таких впливів можуть служити сили різання при операціях металообробки, контактні сили і моменти сил при зборці, гідродинамічні сили при операціях гідравлічного різання.

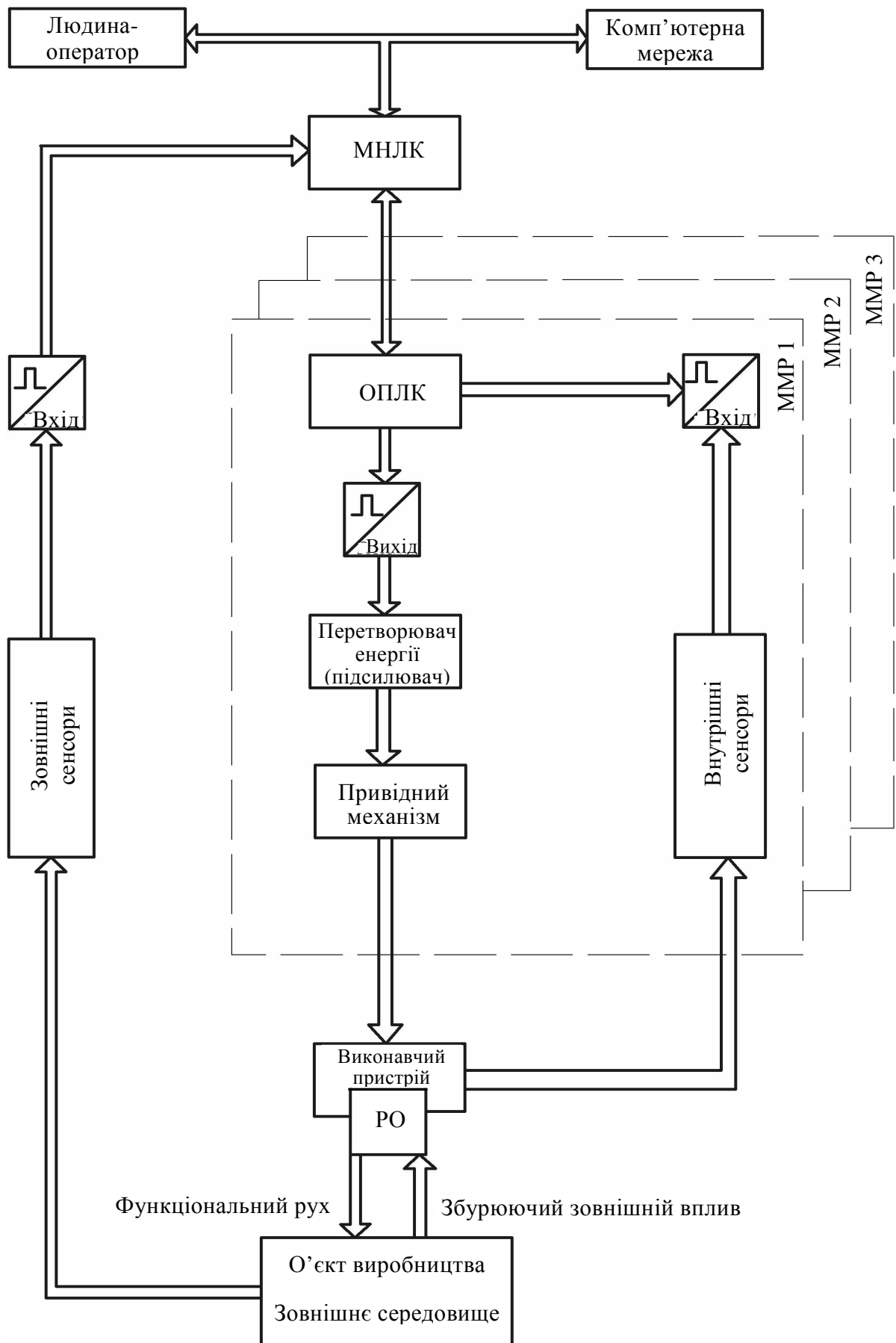


Рис. 1.3. Узагальнена схема робочої машини на базі мехатронних модулів руху

Крім того, збурюючі впливи виникають при зміні таких параметрів технологічного середовища, як температура, тиск, вологість тощо.

У загальному випадку зовнішнє середовище можна поділити на два основні класи: детерміноване та недетерміноване. До детермінованих належать середовища, для яких параметри збурюючих впливів і характеристики об'єктів виробництва можуть бути визначені з необхідним для проектування та експлуатації мехатронних модулів руху ступенем точності. Характеристики технологічного середовища визначають за допомогою аналітико-експериментальних досліджень та методів комп'ютерного моделювання. Якщо для проведення таких досліджень потрібні складні та дорогі пристрої, вимірювальні технології, то доцільно використовувати методи адаптивного керування, які дозволяють автоматично корегувати закони руху робочих органів безпосередньо в процесі виконання операції за допомогою зовнішніх сенсорів, що розміщені в інформаційній системі машини.

Слід відзначити одну з найбільш важливих властивостей мехатронної системи – можливість гнучкого перепрограмування на будь-які промислові завдання та об'єкти регулювання. Це забезпечується електронними модулями перетворення сигналів від сенсорів та блоками формування сигналів керування виконавчими механізмами.

1.1.1. Структурні схеми модулів руху

Модулі руху мехатронних систем містять програмовані логічні контролери (ПЛК), які здійснюють обробку інформації. Зауважимо, що раніше для обробки інформації модулі руху використовували транзисторні електричні аналогові чи механічні аналогові пристрої. Як приклад такого модуля розглянемо електрогідравлічний привод регулювання частотою обертання з компенсацією за збуренням, розроблений фірмою Mannesmann Rexroth (рис. 1.4), який забезпечує високу точність підтримання частоти обертання [97].

Зворотний сигнал з виходу робочого органа привода (вала гідромотора) знімається тахогенератором та надходить до універсальної картки UK2 (електронної підсистеми керування), де порівнюється із заданим сигналом та формує сигнал керування, що надходить до

суматора, вихідний сигнал якого керує пропорційним розподільником 4WRE. Це забезпечує регулювання частотою обертання вала гідромотора відповідно до сигналу пристрою, що задає частоту обертання. У цьому випадку пропорційний розподільник 4WRE є не тільки перетворювачем електричного сигналу в гідравлічний, а й підсилювачем потужності сигналу. Зауважимо, що в такому випадку робочим органом модуля є вал гідромотора. Структурну схему цього модуля наведено на рис. 1.5.

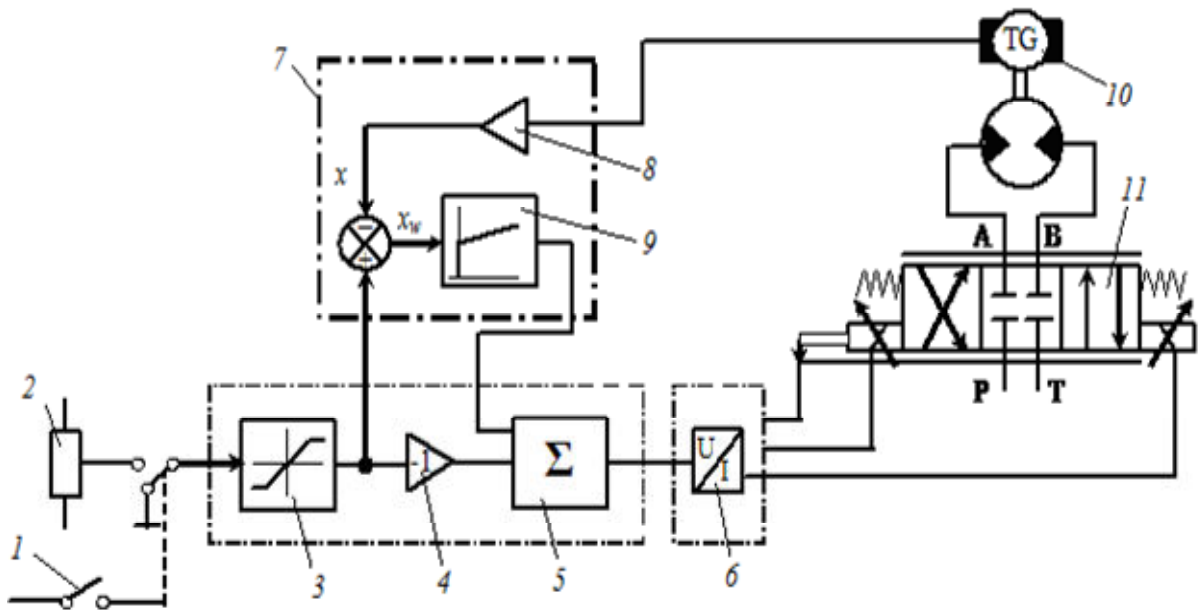


Рис. 1.4. Електрогідравлічний привод регулювання частотою обертання: 1 – вмикач; 2 – пристрій, що задає частоту обертання; 3 – перетворювач лінійної функції з насиченням RA1; 4 – інвертор; 5 – суматор; 6 – підсилювач потужності; 7 – універсальна картка UK2; 8 – узгоджувальний підсилювач; 9 – регулятор; 10 – тахогенератор; 11 – пропорційний розподільник 4WRE

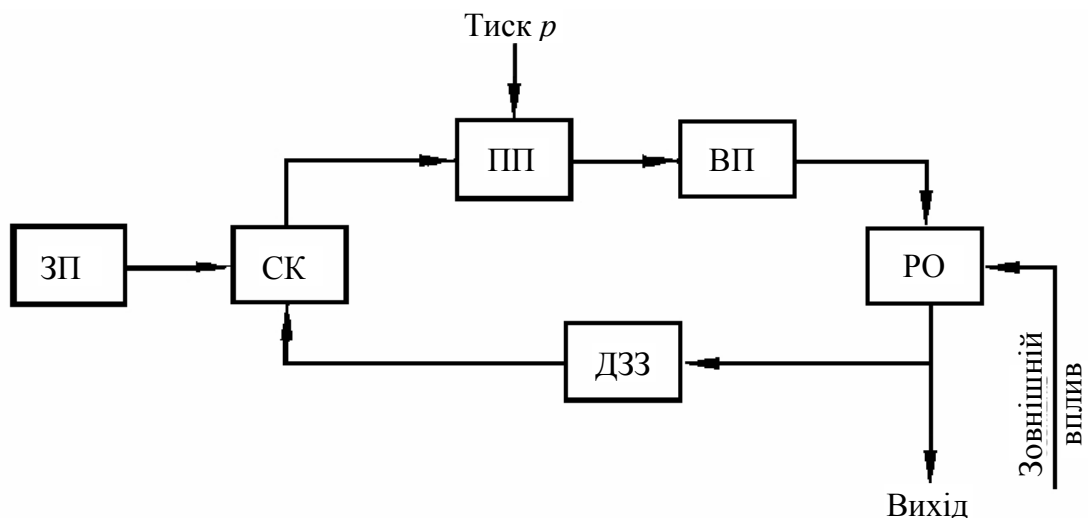


Рис. 1.5. Структурна схема керування з аналоговим зворотним зв'язком та пристроєм, що формує сигнал керування

Сьогодні широкого розповсюдження набувають модулі, в яких величина, що задає переміщення, формується програмованим логічним контролером, з'єднаним цифро-аналоговим перетворювачем (ЦАП) з пристроєм порівняння (ПП) (рис. 1.6). Це дозволяє регулювати величину переміщення за програмою. Апаратну реалізацію такого модуля наведено на рис. 1.7 [94]. Його відмінною особливістю є те, що він забезпечує постійну потужність на виході виконавчого механізму, підвищує точність позиціонування та дозволяє проводити діагностування під час його роботи.

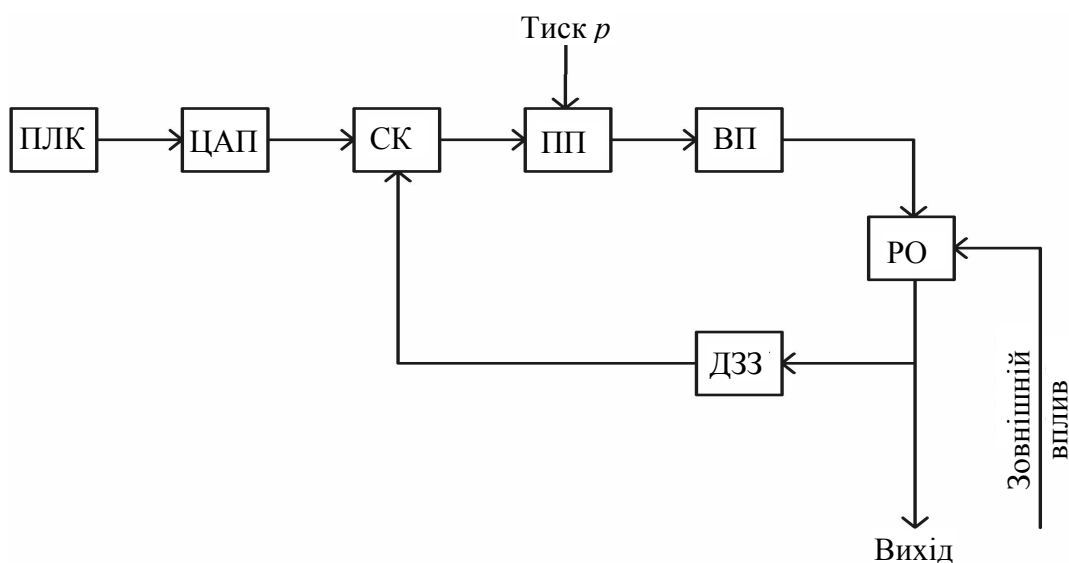


Рис. 1.6. Структурна схема керування гідروприводом з аналоговим зворотним зв'язком та програмованим логічним контролером

Регулятор частоти обертання 1 керує перетворювачем частоти асинхронного електродвигуна М1. Насос 12 через дроселюючий гідророзподільник 10 подає робочу рідину до камер гідроциліндра 6. Сигнал про переміщення штока гідроциліндра у із датчика зворотного зв'язку 7 через цифро-аналоговий перетворювач 5 надходить до програмованого логічного контролера 4, на який подається сигнал керування x . Результуючий сигнал з програмованого логічного контролера 4 подається на блок керування кроковим електродвигуном М2 – 3. За допомогою гвинтової передачі поворот вала крокового електродвигуна перетворюється в лінійне переміщення запірно-регулюючого елемента дроселюючого розподільника 10. Контроль за частотою обертання вала насоса 12 здійснюється за допомогою тахогенератора 13.

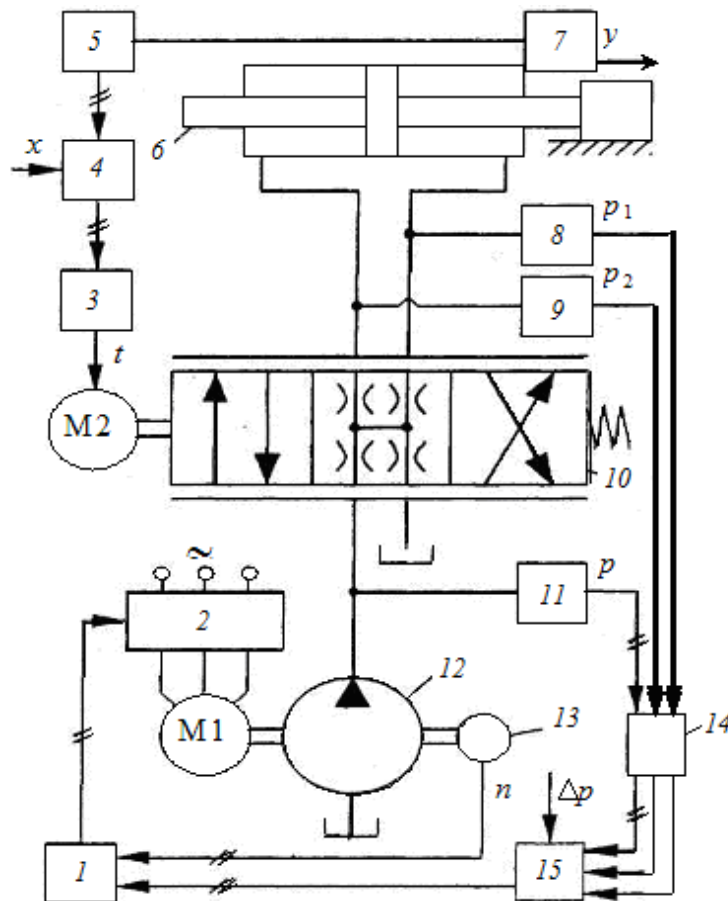


Рис. 1.7. Принципова схема електрогідравлічного мехатронного модуля керування виконавчим механізмом: 1 – регулятор частоти обертання; 2 – перетворювач частоти асинхронного електродвигуна М1; 3 – блок керування кроковим електродвигуном М2; 4, 15 – програмовані логічні контролери; 6 – гідроциліндр (робочий орган модуля); 5, 14 – цифро-аналогові перетворювачі; 7 – датчик зворотного зв'язку; 8, 9, 11 – датчики тиску; 10 – дрослюючий розподільник; 12 – насос; 13 – тахогенератор

Тиск робочої рідини з камер гідроциліндра p_1 і p_2 та тиск живлення p вимірюються датчиками тиску 8, 9 та 11. Сигнали від цих датчиків надходять до цифро-аналогового перетворювача 14, а потім на програмований логічний контролер 15, на який також подається заданий перепад тиску Δp . Програмований логічний контролер 15 формує сигнал керування, який надходить до регулятора частоти обертання 1.

У загальному випадку усі електрогідравлічні мехатронні модулі руху містять гідравлічний виконавчий механізм (гідроциліндр, гідромотор або поворотний гідродвигун), який керується електрогідравлічною системою та містить електрогідравлічний підсилювач (перетворювач) і джерело живлення (насосні установки).

Широке застосування гідравлічних виконавчих механізмів для виконання робочих та допоміжних функцій у технологічних та мобільних машинах обумовлено тим, що вони мають невеликий об'єм і масу на одиницю встановленої потужності; можливість плавного, безступінчатого регулювання швидкості та зусиль; невелику інерцію; простий та надійний захист від перевантажень; дозволяють будувати як прості, так і складні системи, отримати режими роботи, змінні в часі автоматично із заданою закономірністю. Передача енергії в електрогідравлічному мехатронному модулі руху здійснюється за допомогою робочої рідини. Використання в технологічних та мобільних машинах гідравлічних виконавчих механізмів дозволяє спростити їх конструкцію, підвищити надійність і довговічність машин.

До складу електрогідравлічної системи керування електрогідравлічним мехатронним модулем руху, крім електрогідравлічного підсилювача, входять: гідродроселі; запобіжні та редуційні клапани тиску; регулятори витрати; гідрозамки. Зауважимо, що доцільність використання електрогідравлічних підсилювачів як регулюючих пристроїв найбільш виправдана в дуже навантажених виконавчих механізмах, для керування якими необхідні сигнали великої потужності, і які працюють в екстремальних умовах експлуатації [99].

Зазвичай, джерело живлення містить приводний електродвигун, сполучений через муфту з насосом, бак з робочою рідиною, трубопроводи, один або декілька фільтрів, апаратуру контролю та керування – датчики: тиску, витрати, температури й ін.; запобіжні та розвантажувальні клапани; клапани вмикання-вимикання; пристрій керування видатком насоса тощо. Зауважимо, що окремі джерела живлення містять кондиціонери робочої рідини. Як приклад типового джерела живлення на рис. 1.8 наведено схему малогабаритного агрегату живлення [72].

Відмінною особливістю такого малогабаритного агрегату живлення є те, що за рахунок використання запобіжного клапана з гідравлічною осциляцією збільшується точність підтримання тиску в гідравлічній системі. Гідравлічний гаситель пульсацій тиску резонансного типу *11* зменшує пульсації витрати в гідравлічній системі, які виникають в наслідок нерівномірності подачі об'ємного насоса. Застосування

диспергуючого пристрою зменшує кількість механічних домішок у робочій рідині та підвищує активність присадок, що дозволяє збільшити термін її роботи.

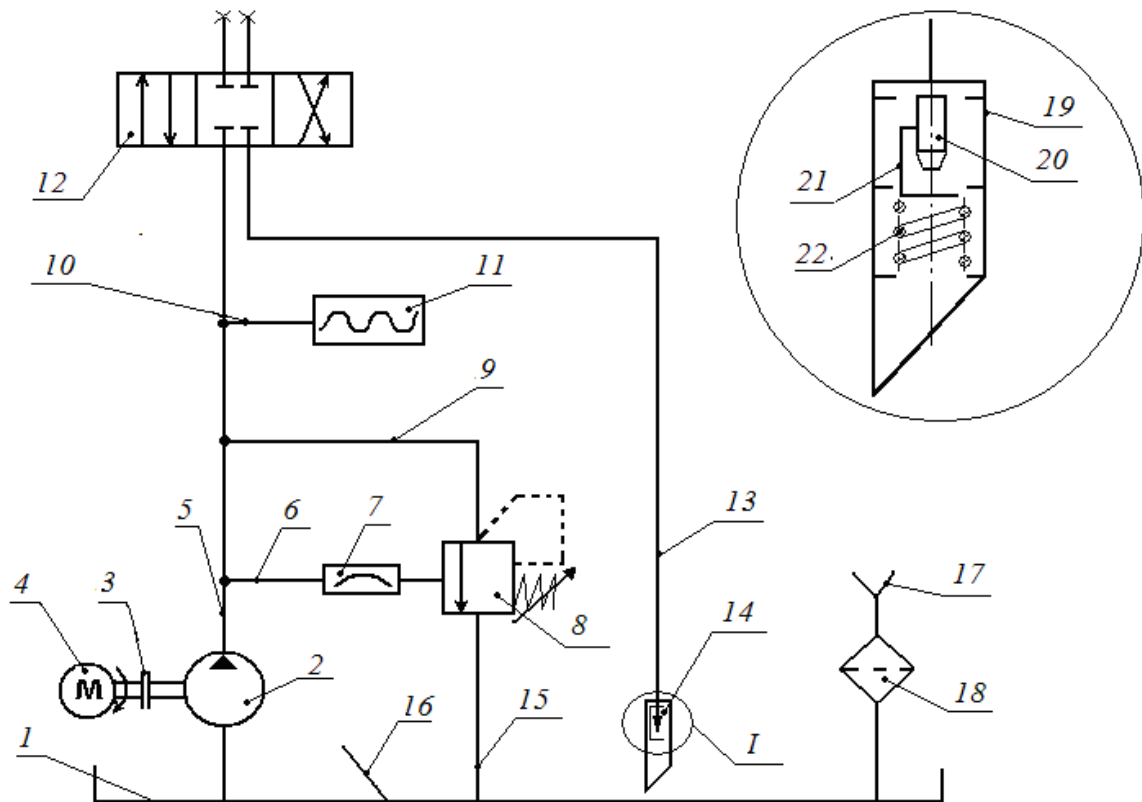


Рис. 1.8. Гідравлічна схема малогабаритного агрегату живлення: 1 – бак; 2 – насос; 3 – муфта; 4 – електродвигун; 5, 6, 9, 10, 13, 15 – трубопроводи; 7 – інтерференційний підсилювач пульсацій тиску; 8 – запобіжний клапан з гідравлічною осциляцією; 11 – гаситель пульсації тиску; 12 – гідророзподільник; 14 – диспергуючий пристрій; 16 – перегородка; 17 – заливна горловина; 18 – фільтр; 19, 20, 21 і 22 – корпус, сопло, заслінка і пружина диспергуючого пристрою відповідно

1.1.2. Електронні модулі і сенсори

Програмований логічний контролер – спеціальний мікропроцесорний пристрій з вбудованим програмно-апаратним забезпеченням, який використовується для виконання функцій керування технологічним обладнанням. Після винаходу мікропроцесорів їх розвиток визначився класом задач, для яких вони використовувалися. Виникло три гілки генеалогічного дерева мікропроцесорів: програмовані логічні контролери, регулятори та ЕОМ. Попередниками програмованих логічних контролерів були релейні схеми автоматики, що проявляється у вигляді жорсткої

циклічності виконання програми та специфічної мови програмування – мови “релейно-контактних систем” або “драбинчастої логіки”. Мікропроцесорні регулятори призначені для керування безперервними технологічними процесами. Найбільш масового поширення набули ПІД-регулятори, які реалізують один або декілька контурів регулювання. Ці пристрої і сьогодні використовуються в простих системах керування. ЕОМ або комп’ютери стали найбільш поширеним і різноманітним класом мікропроцесорних пристроїв. З появою персонального комп’ютера (PC) застосування комп’ютерів для керування технологічними пристроями набуло масового характеру. Для позначення цього класу систем з’явився термін SoftPLC або PC based control [68].

Сьогодні існують пакети програмування комп’ютерних систем керування, які дозволяють розробляти алгоритми роботи для PC-сумісної техніки на стандартних для програмованих логічних контролерів мовах, наприклад, FST. 1, а серед серійних контролерів з’явилися процесорні модулі з вбудованою операційною системою Windows з можливістю програмування засобами Visual Studio.

Програмований логічний контролер містить два основні блоки: процесорний модуль, який керує логікою його роботи і складається з процесора та пам’яті, та систему введення-виведення зовнішніх сигналів. Система введення-виведення підключається до периферійних пристроїв (реле-підсилювачі, вимикачі, пускачі, перемикачі, датчики, сенсори, керуючі магніти розподільників, клапанів тощо) і забезпечує інтерфейс між процесорним модулем та інформаційними (входами) і керуючими (виходами) каналами.

Під час роботи процесорний модуль за допомогою вхідних інтерфейсів отримує вхідні сигнали з периферійних пристроїв і виконує програму керування, яка завантажена в його пам’ять. Зауважимо, що програма керування, зазвичай, записана мовою релейної логіки та завантажена в пам’ять програмованого логічного контролера до початку його роботи. Програмований логічний контролер згідно з керуючою програмою постійно в одній і тій же послідовності виконує сканування (оновлює керуючі виходи через вихідні інтерфейси).

Програмовані логічні контролери, зазвичай, керують машинами або процесами послідовної дії, використовуючи дискретні вхідні та вихідні

сигнали для визначення стану об'єкта. Наприклад, якщо кінцевий вимикач визначає наявність деталі, то він переходить у стан “ВВІМКНЕНО” або логічну “1”, а якщо не знаходить деталь, то видає сигнал “ВІМКНЕНО” або логічний “0”.

Програмовані логічні контролери можуть також керувати безперервними процесами, тобто приймати і видавати аналогові сигнали. Наприклад, датчик температури на основі вимірювання видає змінний сигнал 0 ... 10 В. Програма контролера постійно відслідковує дані від датчика і керує обладнанням, яке може бути аналоговим. Прикладом подібного пристрою може служити пропорційний клапан з діапазоном відкриття засувки від 0 до 100 %, який керується через аналоговий вихід контролера або клапан керування швидкістю двигуна. Подібні пристрої називають безперервними, оскільки вони, зазвичай, не мають визначеного початку чи кінця. Як тільки подібний алгоритм ініціалізується, програмований логічний контролер повинен підтримувати процес у стані слідування.

Технології, використані в програмованих логічних контролерах, забезпечують малий час сканування, компактність систем введення-виведення інформації, стандартизовані засоби програмування та спеціальні інтерфейси, які дозволяють підключати нетрадиційні пристрої автоматики безпосередньо до контролера або об'єднувати різне обладнання в єдину систему керування. Програмовані логічні контролери можуть не тільки зв'язуватися з іншими системами керування, але також формувати звіт про функціонування, діагностувати свої власні помилки, а також помилки в роботі обладнання або процесу.

У класифікації сучасних програмованих логічних контролерів використовують кількість входів/виходів, а також вказують деякі конструктивні характеристики і типи систем, в яких контролер може бути використаний. Нано-, мікро-, немо- і модульні мініпрограмовані логічні контролери (моноблочні) зазвичай мають меншу пам'ять і незначну кількість входів/виходів у фіксованих конфігураціях. Модульні програмовані логічні контролери мають каркаси або стійки для установки в них декількох модулів входу/виходу та можуть використовуватися для більш складних систем. При програмуванні програмованих логічних контролерів будь-якими алгоритмічними мовами повинні бути реалізовані

такі основні можливості:

- циклічність дії окремих приводних модулів і всієї системи;
- об'єднання в одному пристрої виконавчої та керуючої функції;
- використання пристроїв з різним принципом дії;
- швидке перепрограмування при зміні технологічного процесу.

Програмовані логічні контролери дозволяють керувати та контролювати до декілька тисяч сигналів, що надходять від сенсорів та характеризують технічний стан об'єкта керування.

Сенсори (датчики) за конструкцією, принципом дії та методам обробки інформації (електронних сигналів) є великою і різноманітною групою електронних пристроїв. Вони є пристроями, що сприймають інформацію про стан об'єкта чи системи та формують адекватні сигнали керування або створюють впливи, що корегують поточні параметри об'єкта. Від якості та своєчасності таких сигналів залежить не тільки надійність, а й працездатність електронної системи [26].

За типом сенсори діляться на електроконтактні (з відкритими та закритими контактами), так звані пелюсткові або герметичні контакти, що керуються магнітами (геркони). Вони розташовані безпосередньо на виконавчому пристрої, наприклад гідравлічному циліндрі, замикаються при підході до них поршня з вбудованим постійним магнітом та генерують електричний сигнал про розташування поршня.

Індуктивні та ємнісні сенсори є частиною електронних вимірювальних схем, що реєструють зміну під дією зовнішніх факторів параметрів котушки індуктивності і ємності конденсатора. Такі сенсори здатні відрізнити матеріал деталі, що рухається по конвеєру (наприклад, металева чи з пластмаси). Ці типи сенсорів часто використовують як, безконтактні датчики.

Робота тензометричних сенсорів основана на тензометричному ефекті – зміні опору провідника при його деформації. Вони використовуються для визначення зусиль, навантаження, моментів та інших силових впливів.

П'єзокерамічні сенсори побудовані за принципом п'єзоелектричного ефекту, де основним носієм вимірюваної інформації є електричний заряд кристала, який розташовано особливим чином. Залежно від напрямку прикладення зусилля до кристала на його гранях виникають

різні за величиною заряди, що дозволяє використовувати їх для вимірювання зусиль та кругових моментів.

Фотоелектричні сенсори становлять велику групу сучасних перетворювачів сигналів, які здатні перетворювати потік світла в електричний сигнал. Це фоторезистори та фотодіоди, фототранзистори та тріодні тиристри або фототиристри, стан яких залежить від освітлення їх чутливих елементів. При цьому величина вихідного сигналу в електронній вимірювальній системі залежить від наявності чи відсутності променя світла.

На сьогодні найбільш поширеними в автоматизованих системах та об'єктах регулювання є напівпровідникові прилади, в яких конструктивно об'єднані джерело і приймач випромінювання. Це оптрони, які можуть містити одну або кілька оптичних пар типу “джерело-приймач” (оптопара). Основною перевагою таких оптичних перетворювачів є відсутність електричного зв'язку між входом та виходом приладу. Такі сенсори реагують на наявність світлопоглинаючої перешкоди або відбиття променя, передаючи електронний сигнал системі регулювання [26].

Одним із видів сучасних оптичних сенсорів, які дозволяють забезпечити світлові сигнали в самі труднодоступні місця автоматизованої системи та використовуються в багатьох мехатронних системах керування, є волоконно-оптичні перетворювачі. За допомогою оптичного кабелю, серцевина якого складається зі спеціального світлопровідного волокна, сенсор можна довільно зорієнтувати, а світловий луч можна направляти з довільної позиції під будь-яким кутом.

1.1.3. Гідроапаратура

Гідроапаратура є складовою та невід'ємною частиною гідроагрегатів. Її характеристики і якість значною мірою визначають характеристики і якість гідроагрегату і машини в цілому. При цьому номенклатура гідроапаратів налічує сотні найменувань та неухильно зростає. Незмінною також залишається вимога підвищення характеристик розроблених гідроапаратів, таких як точність відпрацювання керуючих сигналів та чутливість до них. Залежно від робочого тиску в гідроагрегаті гідроапарати поділяють на три великі групи: низького ($p < 2$ МПа), середнього ($2 \text{ МПа} < p < 6,3$ МПа) та високого ($p > 6,3$ МПа) тиску.

Гідроапарат – гідроприсрій, призначений для керування потоком робо-чого середовища [44]. Згідно з класифікацією (рис. 1.9) гідроапарати поділяються на дві великі групи: регулюючі та направляючі. Регулюючі гідроапарати змінюють тиск, витрату та напрямок потоку робочої рідини, частково відкриваючи прохідний переріз (дроселюючий отвір).

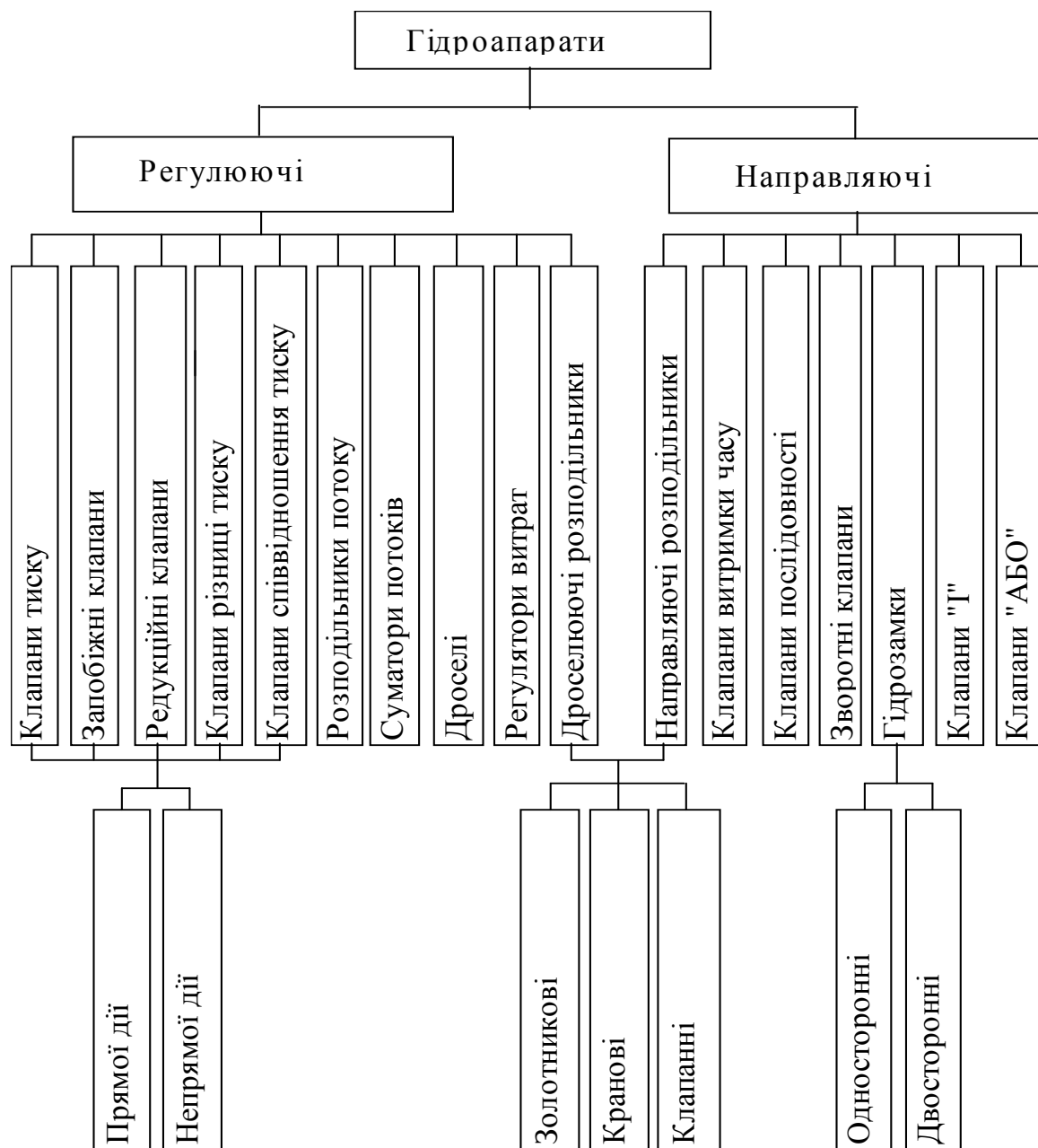


Рис. 1.9. Класифікація гідроапаратури

Направляючі гідроапарати змінюють напрямок потоку робочої рідини шляхом повного відкриття чи закриття прохідного перерізу. Гідроапарати прямої дії, зазвичай, застосовуються в гідроагрегатах з

низьким рівнем тиску. При великих рівнях витрати та тиску застосовуються гідроапарати непрямой дії, які мають дещо складнішу конструкцію, але кращі статичні та динамічні характеристики. Зазначимо, що частина гідравлічних регулюючих пристроїв містить сопло-заслінку та струминну трубку.

Характеристики гідроапаратів можна поділити на чотири великі групи (рис. 1.10): конструктивні; статичні; динамічні; експлуатаційні. Зауважимо, що на рис. 1.10 не показані техніко-економічні показники, на підставі яких приймається рішення про доцільність використання того чи іншого гідроапарата. Параметри, які визначають характеристики гідроапаратів, тісно пов'язані між собою. Так діаметр умовного проходу однозначно пов'язаний з величиною середньої швидкості робочої рідини в гідравлічній магістралі, яка, в свою чергу, визначається рівнем тиску та місцем розташування гідроапарата у гідроагрегаті.

Характеристики гідроапаратів значною мірою залежать від його типу і схемного рішення, способу виконання та типу керування. Треба зазначити, що характеристики гідроапаратів також залежать від витрати, фізичних властивостей робочої рідини, параметрів навколишнього середовища.

Для забезпечення бажаних характеристик та якості гідроапарати повинні задовольняти таким основним вимогам:

- відповідність форми статичної характеристики потрібній, відсутність витоків;
- відповідність динамічних властивостей заданим при одночасному збільшенні ККД, запобіганні чи обмеженні гідравлічного удару;
- можливість організації часового регулювання та безпосереднього керування від персонального комп'ютера;
- забезпечення працездатності у заданому діапазоні температур та змінних кліматичних умовах, використання робочих рідин різних типів;
- усунення кавітації, а в разі її появи зведення її наслідків до мінімуму; мінімізація габаритів при збереженні уніфікованих з'єднувальних розмірів;
- покращення стану поверхонь тертя шляхом їх хімічної та термічної обробки, використання високих технологій.

Треба зауважити, що вимоги, які пред'являються до гідроапаратів, визначаються також алгоритмом функціонування гідроагрегату та типом керування. Розглянемо фактори, які впливають на характеристики гідроапаратів (рис. 1.11).

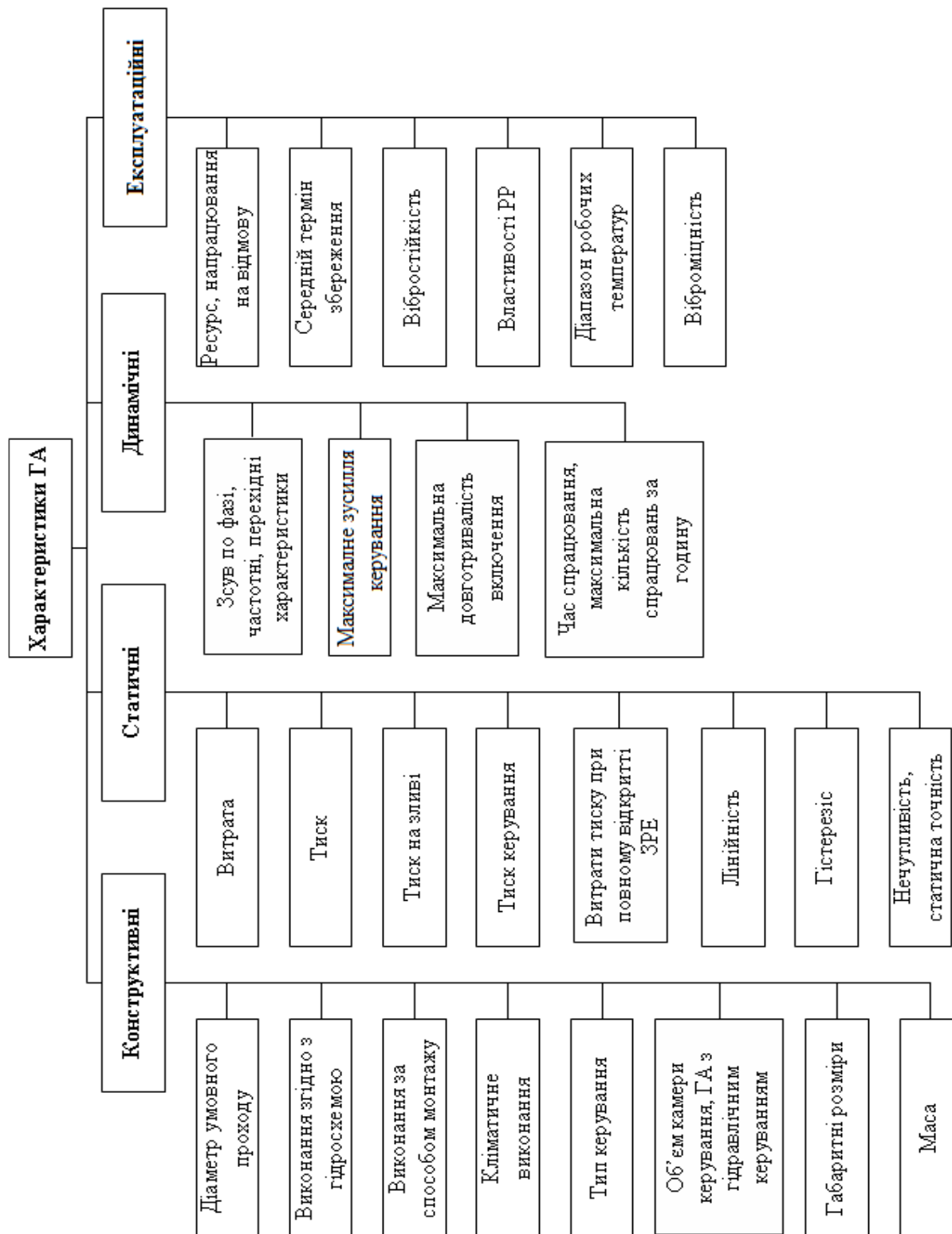


Рис. 1.10. Характеристики гідроапаратів та параметри, що їх визначають

Запірно-регулюючі елементи (ЗРЕ) гідроапаратів навантажені силами тертя, силами, які виникають внаслідок взаємодії запірно-регулюючих елементів з робочою рідиною, а також силами, прикладеними з боку інших пристроїв. Значною мірою якість прецизійної пари плунжер-гільза, яка визначає характеристики гідроапаратів, залежить від сили тертя спокою. Величина останньої залежить від величини тиску, правильності геометричних форм плунжера та гільзи, їх співвісності, радіального зазору, матеріалу, з якого виготовлені плунжер та гільза, якості їх обробки, фізико-хімічних властивостей робочої рідини, а також від наявності в ній абразивних частинок та ін. Шляхи поліпшення характеристик гідроапаратів (ГА) на рис. 1.11 позначені жирними літерами.

Зменшення сили тертя поліпшує швидкодію гідроапарата, збільшує його чутливість, ліквідує гістерезис. Отже, підвищення характеристик гідроапаратів, у яких запірно-регулюючі елементи виконано у вигляді прецизійної пари плунжер-гільза, лежить, перед усім у площині зменшення сили тертя. Крім того, поліпшення характеристик гідроапаратів здійснюється за рахунок зменшення гідродинамічної сили та використання спеціальних пружин.

Одним з напрямків підвищення характеристик гідроапаратів є профілювання дроселюючих кромek їх запірно-регулюючих елементів. Застосування у гідроапаратах запірно-регулюючих елементів з дроселюючими кромками різної форми дозволяє отримувати, по-перше, будь-які бажані закони зміни площі дроселюючої щілини від переміщення запірно-регулюючого елемента, а по-друге, при вибраному законі зміни площі дроселюючої щілини змінювати робочий діапазон переміщень запірно-регулюючих елементів.

Як правило, максимальна площа дроселюючої щілини для розподільчих гідроапаратів приймається рівною діаметру його умовного проходу. Для регулюючих гідроапаратів максимальне значення цієї площі залежить від величини максимальної витрати та перепаду тиску. За даними, наведеними у статті [88], гідроапаратам у яких запірно-регулюючі елементи виконано у вигляді пари плунжер-гільза приділяється найбільша увага у країнах провідних виробників гідравлічного обладнання, зокрема США, ФРН, Японії, Англії та ін.

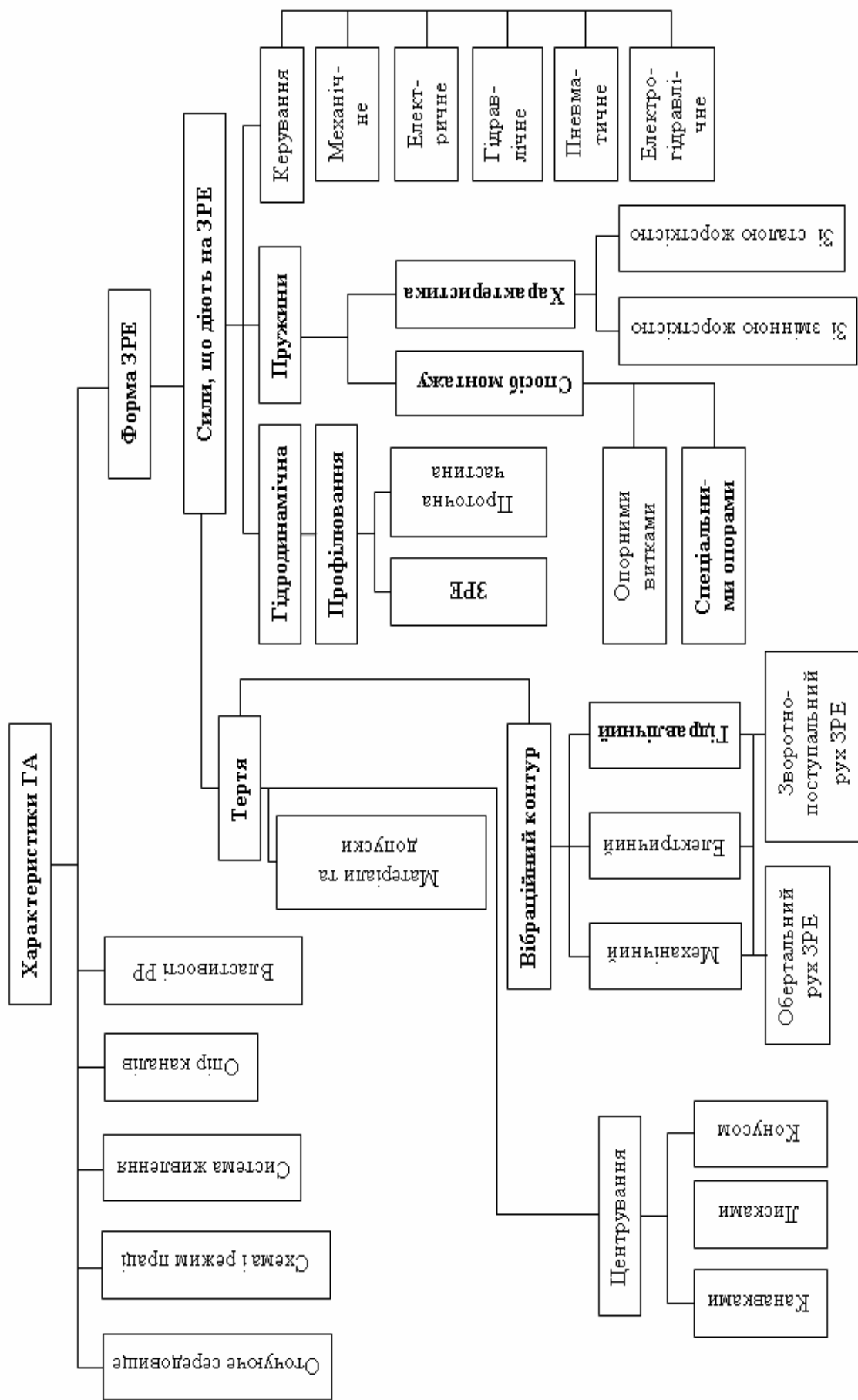


Рис. 1.11. Фактори, що впливають на характеристики гідроапаратів

Зазначимо, що основними напрямками розвитку гідроапаратів є: розширення їх номенклатури; створення нових багатофункціональних елементів (у тому числі спеціальних); підвищення вихідних характеристик за рахунок використання осциляції; підвищення надійності; енергозбереження, застосування сучасних технологій при їх виготовленні.

Для оцінки технічного рівня гідроагрегатів та гідравлічних пристроїв використовують такі основні показники [34]: призначення (рівень тиску та діапазон його регулювання; точність підтримування заданого значення тиску; номінальна витрата; потужність та точність підтримування заданого значення потужності; час зміни тиску при східчастій зміні витрати від номінальної до мінімальної та навпаки; час перемикання; ступінь очищення робочої рідини; зона нечутливості; гістерезис; нелінійність; статична неточність); конструктивні; надійності; економного використання матеріалу; економного використання енергії; ергономічні.

У характеристиках гідроапаратів наводяться такі показники технічного рівня: номінальний та максимальний тиск та витрата; діаметр умовного проходу; зміна тиску настроювання при зміні витрати від номінальної до мінімальної; динамічні характеристики, габаритні розміри та вагу; показники надійності; витоки; гістерезис; нелінійність. Для гідроапаратів такі показники технічного рівня, як номінальний та максимальний тиск, витрата і діаметр умовного проходу вибираються стандартизовані та визначаються залежно від потужності гідроагрегату, необхідної для забезпечення його функціонування. Такі важливі показники технічного рівня гідроагрегату, як точність підтримування заданого значення тиску та заданого значення потужності, час зміни тиску при східчастій зміні витрати від номінальної до мінімальної та навпаки, час переключення, зона нечутливості, гістерезис, статична неточність суттєво залежать від точності підтримування в заданих межах вихідної величини та чутливості до керуючих сигналів гідроапаратів.

На прикладі клапана прямої дії (рис 1.12), призначенням якого є підтримування в порожнинах гідроагрегату заданого тиску, розглянемо будову гідроапарата. Клапан є комплектним вузлом деталей, що об'єднані

гільзою 1, яку закріплюють в корпусі за допомогою пружинного кільця та герметизують еластичними ущільнюючими кільцями 9, 10 і 13. Основними елементами клапана є запірно-регулюючий елемент, який складається із затвора 14 та його направляючої 5, гільзи 1, її кришки 8 і пружини 6. У гільзі виконано прохід 15, який утворює сідло клапана (кромка 2), при сіданні на яке затвор герметизує прохід 15.

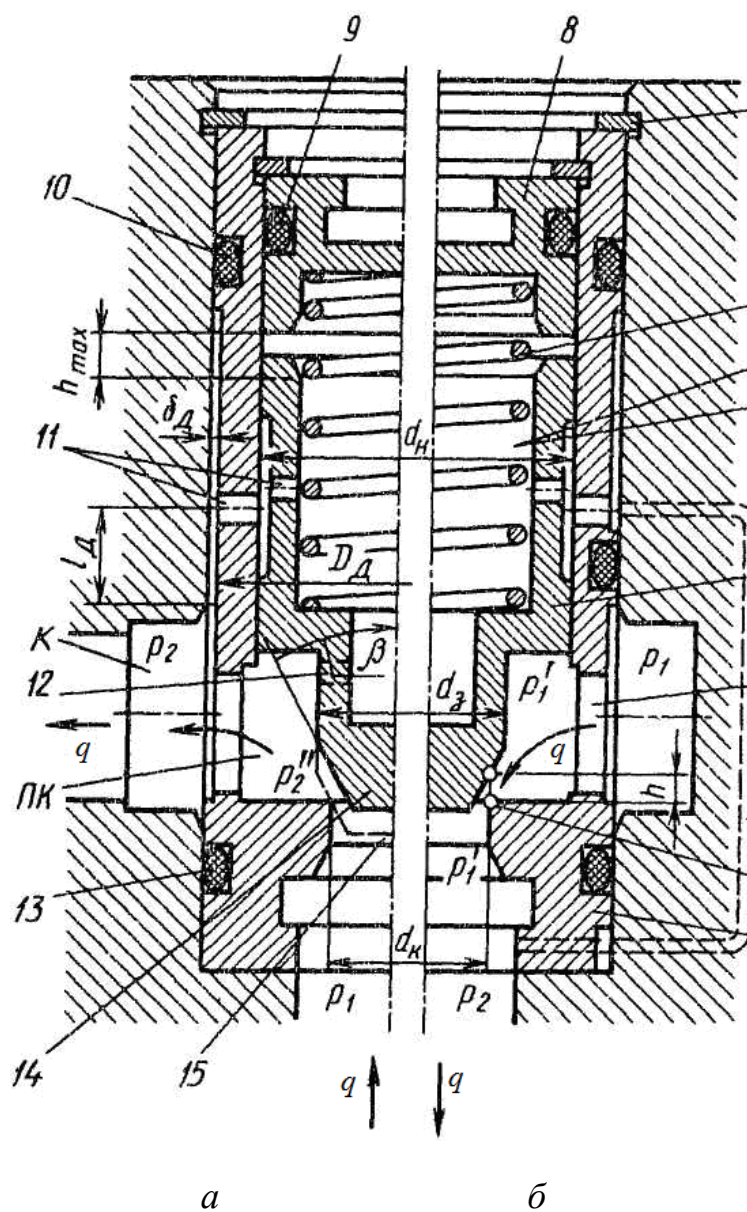


Рис. 1.12. Клапан прямої дії: а – прямий потік; б – зворотний потік

При зміщенні затвору на висоту h він разом з сідлом утворює дроселюючу щілину. Гільза та запірно-регулюючий елемент утворюють порожнину $ПК$ та заклапанну порожнину $ПЗ$. Порожнина $ПК$ з'єднана з каналами корпусу отворами 4 гільзи. Прохід 15, щілина h , порожнина $ПК$ та отвір 4 утворюють проточну частину клапана. Порожнина $ПЗ$ завжди

з'єднана з зоною зниженого тиску проточної частини. Якщо потік надходить до клапана з проходу сідла та відводиться через порожнину *ПК* (прямий потік, рис. 1.12, *а*) вона і колектор *К* корпусу є зоною зниженого тиску. При цьому, з'єднання з порожниною *ПЗ* може бути здійснене щілиною δ_d та отвором *11* в гільзі та направляючій або отвором *12* у затворі.

Якщо потік спрямовано від камери в прохід сідла (зворотний потік, рис. 1.12, *б*), порожнина *ПЗ* з'єднується з ділянкою зниженого тиску в цьому проході каналом *З*. Таким чином, основними елементами гідроапаратів є корпус з каналами, запірно-регулюючий елемент, гільза, пружини і кришки.

1.2. Характеристики мехатронної системи

Мехатронна система, як і будь-яка інша, має статичні та динамічні характеристики. **Статична характеристика** залежність вихідної величини від вхідної в усталеному режимі. Причому кількість статичних характеристик визначається кількістю її входів та виходів. Її отримують, подаючи на вхід системи постійний сигнал і вимірюючи вихідний при незмінних інших параметрах та налаштуваннях системи. Таким чином, статична характеристика не залежить від часу.

До **динамічних характеристик** належать часові та частотні, причому останні не залежать від часу. До часових відносяться перехідна та імпульсна перехідна характеристики. Перехідну характеристику отримують подаючи на вхід системи одиничний східчастий вплив при нульових початкових умовах. Імпульсну перехідну характеристику одержують, подаючи на вхід системи одиничний імпульсний вплив при нульових початкових умовах. За перехідною та імпульсною перехідною характеристиками визначають прямі оцінки якості системи. Їх широке використання сьогодні для аналізу робочих процесів у мехатронних агрегатах обумовлено наявністю персональних комп'ютерів та великої кількості прикладних програм.

Частотні характеристики отримують, подаючи на вхід мехатронного гідроагрегату гармонічний вплив. До них відносяться: амплітудно-фазова частотна, амплітудно-частотна та фазочастотна характеристики. Відмінною особливістю частотних характеристик є те,

що вони не залежать від часу. Їх використання при проектуванні мехатронних гідроагрегатів дозволяє виключити резонансні явища, викликані зближенням власних частот з частотами керуючих сигналів і збурень, реалізувати модальне керування (керування розташуванням коренів характеристичного рівняння лінеаризованої моделі), поліпшити характеристики агрегату шляхом введення ПІД-регулятора, синтезу пристроїв корекції зі спостерігачем стану та ін. Крім того, велика кількість методів аналізу і синтезу гідроагрегатів базується на лінеаризованих математичних моделях, які використовуються на попередніх стадіях проектування.

Показники якості. Якість мехатронної системи визначають за кривою перехідного процесу $y(t)$, тобто при дії одиничного ступінчатого впливу та нульових початкових умовах. У цьому випадку спочатку визначають вигляд перехідної характеристики. Вони поділяються на три групи: монотонні, аперіодичні та коливальні. У монотонних процесів перша похідна вихідної величини $\dot{y}(t)$ не змінює знака (крива *a* на рис. 1.13), в аперіодичних процесів знак похідної $\dot{y}(t)$ змінюється не більше ніж один раз (крива *б* на рис. 1.13), а в коливальних системах перша похідна $\dot{y}(t)$ змінює свій знак періодично (теоретично нескінченну кількість разів) (крива *в* на рис. 1.13).

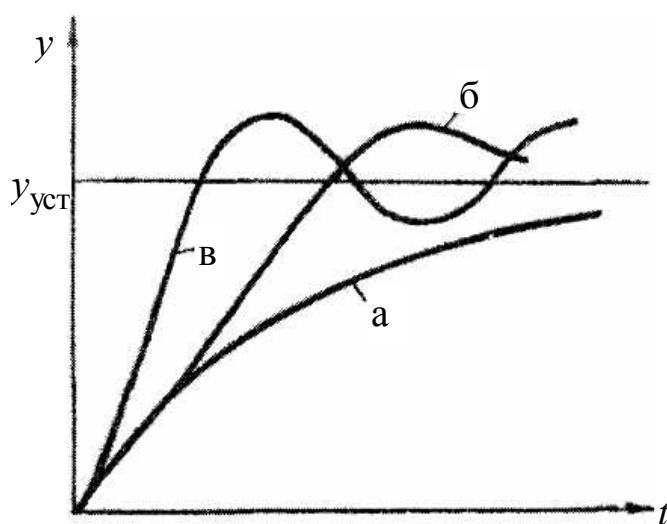


Рис. 1.13. До визначення характеру перехідного процесу

Далі перехідні процеси оцінюють за такими показниками якості (рис. 1.14) [23]:

- часом регулювання t_p (мінімальний час, після закінчення якого

вихідна величина буде залишатися близькою до сталого значення із заданою точністю);

- перерегулюванням σ (максимальне відхилення перехідної характеристики від сталого значення вихідної величини $y_{уст}$, виражене у відсотках $\sigma = [(y_{max1} - y_{уст}) / y_{уст}] \cdot 100 \%$, де y_{max1} – значення першого максимуму);

- частотою коливань $\omega = 2\pi/T$, де T – період коливань для коливальних перехідних процесів;

- кількістю коливань $n_{кол}$, що має перехідний процес за час регулювання t_p ;

- часом досягнення першого максимуму t_{max} ;

- часом наростання перехідного процесу t_H (абсциса першої точки перетину кривої перехідного процесу з рівнем сталого значення $y_{уст}$);

- ступенем загасання χ , який дорівнює відношенню модулів двох суміжних перерегулювань $\chi = |y_{max1} - y_{уст}| / |y_{max2} - y_{уст}|$.

Зауважимо, що точність мехатронної системи, час регулювання, перерегулювання та кількість коливань задаються технічним завданням на її розробку.

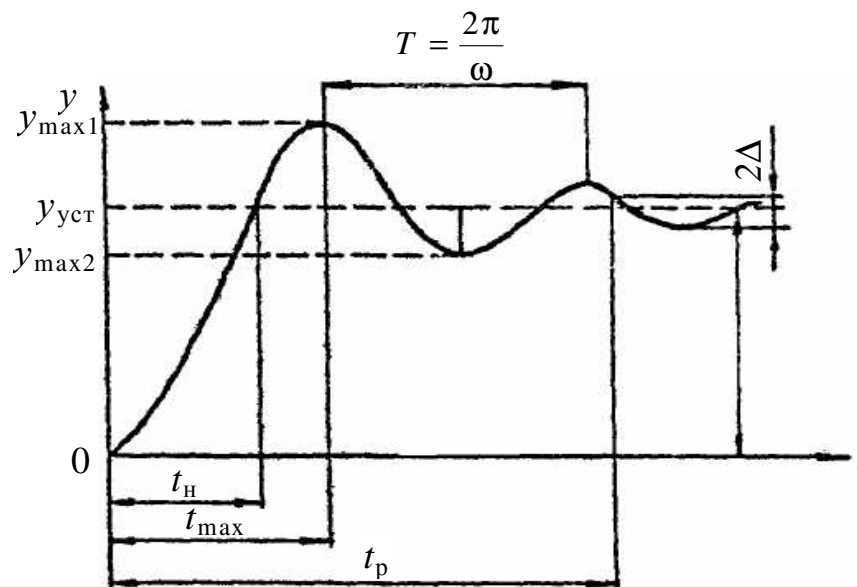


Рис. 1.14. Визначення оцінок якості регулювання за кривою перехідного процесу

Для оцінки близькості перехідного процесу мехатронної системи до заданого використовують відносну інтегральну оцінку

$$J_y = \frac{\int_0^{t_p} |y_1(t) - y_2(t)| dt}{\int_0^{t_p} y_1(t) dt} 100 \%, \quad (1.1)$$

де $y_1(t)$ і $y_2(t)$ – відповідно задане і дійсне значення вихідної величини; t_p – час перехідного процесу, який приймають за даними попередніх розрахунків.

Оцінка (1.1) характеризує відношення значень різних площ під кривими $y_1(t)$ і $y_2(t)$ до площі під кривою $y_1(t)$ за час перехідного процесу t_p . Аналогічно до (1.1) можна записати вирази для швидкості та прискорення вихідної величини.

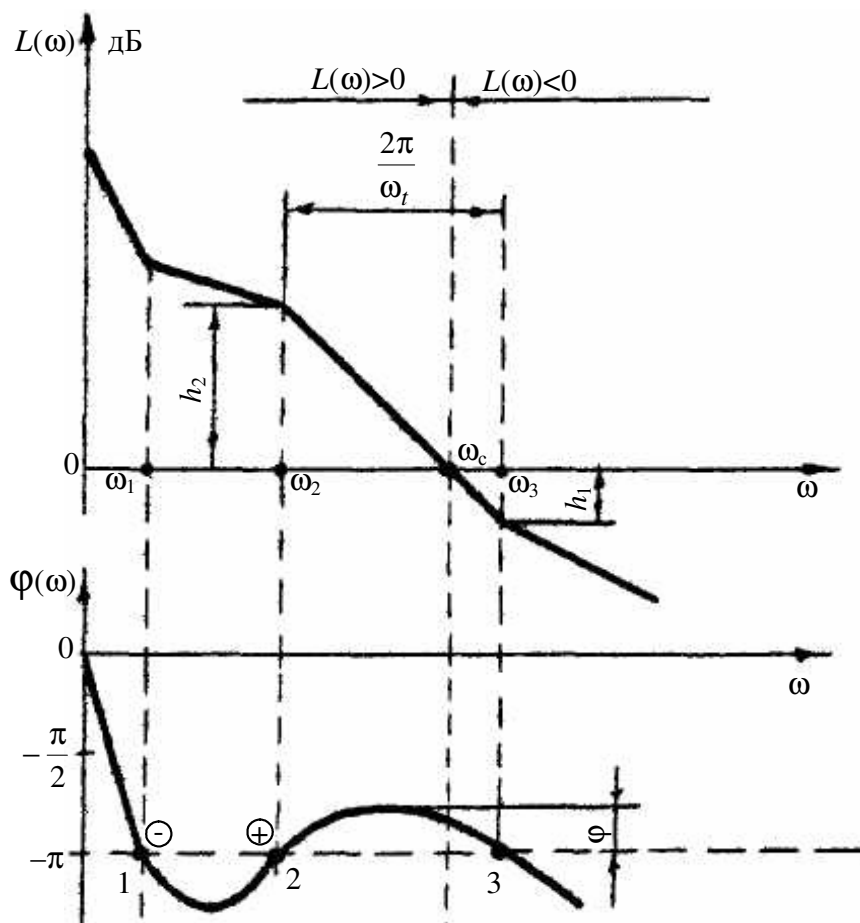


Рис. 1.15. Логарифмічні частотні характеристики

Аналіз якості мехатронних гідроагрегатів може бути визначений за

частотними характеристиками. Для цього використовують логарифмічні амплітудно-частотні та фазочастотні характеристики (рис. 1.15).

Визначають частоту зрізу ω_3 (рис. 1.15), яка є частотою, при якій логарифмічна амплітудно-частотна характеристика дорівнює нулю. Ця частота неявно характеризує час регулювання. Чим менше частота зрізу, тим гірша швидкодія агрегату

$$\pi/\omega_3 < t_p < 4\pi/\omega_3.$$

Якщо перехідний процес має одне або два коливання, то час досягнення першого максимуму

$$t_{\max} \cong \pi/\omega_3.$$

Визначають частоту зрізу ω_3 (рис. 1.15), яка є частотою, при якій логарифмічна амплітудно-частотна характеристика дорівнює нулю. Ця частота неявно характеризує час регулювання. Чим менше частота зрізу, тим гірша швидкодія агрегату

$$\pi/\omega_3 < t_p < 4\pi/\omega_3.$$

Якщо перехідний процес має одне або два коливання, то час досягнення першого максимуму:

$$t_{\max} \cong \pi/\omega_3.$$

Стійкість агрегату визначають за кількістю додатних та від'ємних переходів логарифмічною фазочастотною характеристикою прямих $-\pi$ в області додатних значень характеристики. Якщо агрегат стійкий, то h_1 і h_2 запаси стійкості за амплітудою, а ϕ – за фазою. Запас стійкості є непрямим показником коливальності, при зменшенні якого коливальність агрегату збільшується. Зазвичай, запаси за амплітудою становлять 6 ... 8 дБ, а за фазою – від 30° до 40°.

Показник коливальності агрегату, якщо він є замкнутою системою, – відношення максимальної амплітуди усталених коливань на виході агрегату $A(\omega)_{\max}$ до амплітуди гармонічного впливу $A(0)$, $M = A(\omega)_{\max}/A(0)$, або $M = \omega_t/\omega_3$, де ω_t визначається з рис. 1.15. Агрегат має допустимий запас стійкості при $1,5 \leq M \leq 1,7$ та добрий – при $1,1 \leq M \leq 1,3$.

Запитання для самоконтролю

1. Дайте визначення терміна “мехатроніка”.
2. Назвіть основні переваги мехатроніки у порівнянні з традиційними засобами автоматизації.
3. Наведіть функціональну схему мехатронної системи.
4. Які підсистеми та блоки входять до функціональної схеми мехатронної системи?
5. Назвіть основний принцип керування мехатронної системи.
6. З чого складається узагальнена схема робочої машини на базі мехатронних модулів руху?
7. Які основні компоненти містить робоча машина, що є мехатронною системою?
8. Наведіть структурні схеми модулів руху мехатронних систем.
9. З яких основних елементів складаються електрогідравлічні мехатронні модулі руху?
10. Що входить до складу джерела живлення модуля руху?
11. Яке призначення програмованого логічного контролера?
12. Які вимоги ставляться до програмованих логічних контролерів?
13. Які завдання виконують сенсори у мехатронних системах?
14. Які типи сенсорів використовуються у мехатронних системах?
15. Які переваги мають волоконно-оптичні перетворювачі?
16. Дайте визначення гідроапарата.
17. Які бувають гідроапарати і які функції вони виконують у гідроагрегатах?
18. Які вимоги ставляться до характеристик гідроапаратів?
19. Назвіть шляхи поліпшення характеристик гідроапаратів.
20. Яким чином сила тертя впливає на характеристики гідроапаратів?
21. З яких основних елементів складається гідроапарат?
22. Назвіть показники технічного рівня гідроапарата.
23. Перелічіть показники якості мехатронної системи.
24. Які бувають перехідні характеристики?
25. Які показники якості характеризують перехідний процес?

26. Як оцінюють близькість перехідного процесу мехатронної системи до заданого?
27. Чим динамічні характеристики відрізняються від статичних?
28. Як можна визначити час регулювання агрегату?
29. Як визначити запаси стійкості за амплітудою та фазою?

2. ГІДРОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ТРУБОПРОВОДАХ ТА КАНАЛАХ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИСТРОЇВ

Задачі динаміки гідравлічних пристроїв, які є складовою частиною проектування та дослідження мехатронних гідроагрегатів, включають математичний опис процесів, знаходження їх показників якості, визначення параметрів, що за безпечують задані чи оптимальні характеристики. Особливість робочих процесів, що відбуваються у гідравлічних пристроях цих агрегатів, обумовлена взаємодією робочої рідини з їх рухомими елементами, її течією в каналах з місцевими опорами та щілинах, а також наявністю витоків та перетікань. Крім того, в гідравлічних пристроях внаслідок стисливості робочої рідини мають місце коливання тиску, витрати та окремих елементів. Поєднання всіх цих явищ приводить до появи складних нестационарних процесів, які необхідно враховувати при побудові математичних моделей гідравлічних пристроїв та мехатронних гідроагрегатів.

Як правило, гідравлічні пристрої збудовані з однотипних структурних елементів: корпусів, запірно-регулюючих елементів, каналів, камер, опорів, пружних елементів. Передача енергії в них здійснюється двофазною стисливою рідиною, а робочі процеси мають нестационарний характер, що призводить до коливань пружних та запірно-регулюючих елементів. Декомпозиція гідравлічних пристроїв на окремі структурні елементи відкриває можливість проводити їх аналіз і синтез, базуючись на єдиних методологічних наукових концепціях.

Математичний опис процесів, що відбуваються в гідравлічних пристроях, ґрунтується на фундаментальних рівняннях механіки твердого тіла, гідромеханіки, теорії автоматичного керування. Причому для мехатронних гідроагрегатів характерними є процеси, при яких рух робочої рідини є несталим [79].

2.1. Визначення межі квазістационарності гідродинамічних процесів у мехатронних гідроагрегатах

При складенні математичних моделей мехатронних гідроагрегатів

необхідно враховувати, що їх рухомі елементи взаємодіють з потоком рідини, який внаслідок наявності пульсації витрати на виході з об'ємного насоса, навіть при відсутності зовнішнього керуючого сигналу, не може розглядатися як сталий. Тому виникає питання про правомірність використання в їх математичних моделях величин, що визначені (теоретичним або експериментальним шляхом) при сталих режимах течії робочої рідини. При цьому можливі два підходи до вирішення цієї задачі:

1) процес розглядають як квазістаціонарний, тобто використовують значення гідродинамічних величин (швидкостей та тисків), коефіцієнтів витрат та втрат, які визначені при сталих режимах роботи;

2) процес розглядають як нестаціонарний, при якому зміна гідродинамічних величин відбувається не тільки в часі, але й в просторі, зайнятому потоком, зауважимо що при цьому змінюється структура потоку.

Загальноприйнятим критерієм, що визначає розгляд процесу як квазістаціонарного, а фізичний зміст якого – відношення локальної інерційної сили до конвективної, є число Струхаля Sh [56]:

$$Sh = l/(v t), \quad (2.1)$$

де l – характерна для цього руху довжина; v і t – відповідно характерні для цього руху, швидкість та час.

Нестаціонарні гідродинамічні процеси в об'ємних гідроагрегатах, у тому числі й в мехатронних, доцільно розглядати як гармонічні коливання з кінцевою кількістю гармонік, оскільки гідравлічна система являє собою фільтр. Для таких гідроагрегатів число Струхаля [41]:

$$Sh = \omega l_s / v, \quad (2.2)$$

де $\omega = 2\pi f$ – кругова частота коливального процесу; l_s – характерний розмір прохідного перерізу каналу (діаметр d_d – для дроселя, відкриття h – для кільцевої щілини, діаметр d_0 – для трубопроводу або каналу, хід $x_{зр}$ – для гідророзподільника); v – швидкість робочої рідини в каналі дроселя, гідророзподільника тощо.

Крім числа Струхаля, важливим критерієм при періодичному русі рідини в трубі є безрозмірна частота, що визначається із залежності [78]

$$\bar{\omega} = (\omega r_0^2) / (8 v_t), \quad (2.3)$$

де r_0 – радіус трубопроводу; ν_t – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини.

Безрозмірна частота характеризує зміну профілів швидкостей перерізів труби. Фізичні принципи відмінності стаціонарного розподілу швидкостей від нестационарного достатньо докладно розглянуто у роботі [78] Тут лише наведемо невеликий фрагмент з неї, необхідний у подальшому для розуміння фізики процесів, що відбуваються: “Зі збільшенням безрозмірної частоти коливань рідини, амплітуда швидкості рідини при віддаленні від стінки труби спочатку зростає, а потім падає до значення, яке мало змінюється з наближенням до осі труби. У потоці рідини біля стінки труби виникає кільцевий шар з найбільш інтенсивною зміною місцевих швидкостей течії, при чому ці зміни відбуваються майже синфазно зі зміною градієнта тиску. Швидкість у центральній частині потоку відстає по фазі від градієнта тиску, тут рух рідини схожий на рух твердого тіла.”

Розглянемо яким чином враховуються нестационарні гідродинамічні процеси в гідроагрегатах та їх комунікаційних каналах, а також визначимо межу застосування квазістаціонарності процесу. При коливанні робочої рідини у трубі врахування нестационарності може бути здійснене за допомогою корективів [79] активного опору труби:

$$\chi_a = \frac{\bar{\omega}(4\bar{\omega} - \sqrt{\bar{\omega}})}{(2\sqrt{\bar{\omega}} - 1)(4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}} + 1)}, \quad (2.4)$$

і реактивного опору труби:

$$\chi_p \beta = 4\bar{\omega} / (4\bar{\omega} - 2\sqrt{\bar{\omega}} + 1). \quad (2.5)$$

Формулу (2.4) можна застосовувати при $\bar{\omega} \geq 1$, при $0 < \bar{\omega} < 1$ приймають $\chi_a = 1$, $\chi_p \beta = 1,33$. Коректив реактивного опору характеризує інерційність робочої рідини і змінюється в межах від 1,33 до 1.

Як видно із (2.4), коректив активного опору χ_a збільшується зі збільшенням безрозмірної частоти $\bar{\omega}$, тому активний опір зростає зі збільшенням частоти коливання рідини. Коректив активного опору може бути використаний для визначення коефіцієнта гідравлічного опору тертя λ_n нестационарного ламінарного руху робочої рідини [78]:

$$\lambda_n = 64\chi_a / \text{Re}_m, \quad (2.6)$$

де $Re_m = v d_0 / \nu_t$ – число Рейнольдса, яке обчислюється за миттєвим значенням швидкості v та є критерієм межі застосування формули (2.6).

Як видно з (2.6), при гармонічних коливаннях рідини в трубі гідравлічний опір тертю збільшується зі збільшенням корективу χ_a і безрозмірної частоти $\bar{\omega}$. Достовірність наведеної залежності підтверджена експериментальними дослідженнями ламінарних нестационарних потоків [80]. Таким чином, коректив активного опору χ_a дозволяє врахувати гармонічні коливання рідини при розрахунку гідравлічних втрат на тертя при ламінарному режимі течії і в цьому випадку визначення межі застосування квазістационарності процесу не потрібно.

При несталій турбулентній течії середовища немає точних аналітичних або емпіричних залежностей для розрахунку коефіцієнта гідравлічного опору тертю. У роботах [78, 79] запропоновано наближену оцінку вимірювання гідравлічного опору тертя у трубопроводі при коливаннях турбулентного потоку рідини, використовуючи безрозмірну частоту коливань $\bar{\omega}$. При цьому безрозмірна частота коливань $\bar{\omega}$, при перевищенні якої зміна гідравлічного опору труби описується аналогічно, як і високочастотні коливання ламінарного потоку, визначаються з нерівності [79]

$$\bar{\omega}' > r_0^2 / (8 \delta_e^2), \quad (2.7)$$

де δ_e – товщина в'язкого підпласту, що визначається за залежністю [78]

$$\delta_e = k_1 \nu_t / u^x,$$

де $k_1 = 5$ для приграничного пласту; $u^x = \sqrt{\tau_{\text{он}} / \rho}$ – динамічна швидкість у безінерційному в'язкому підпласті; ρ – густина робочої рідини; $\tau_{\text{он}}$ – дотичне напруження на стінці труби в нестационарному потоці.

При гідравлічногладких трубах, які, як звичай, використовуються для з'єднання окремих гідравлічних модулів і гідроапаратів, нерівність (2.7) може бути записана у вигляді

$$\bar{\omega}' > Re_0^{7/4} / (2 \cdot 10^4), \quad (2.8)$$

де Re_0 – число Рейнольдса, що розраховується за швидкістю сталого потоку, на який накладаються коливання.

Для трубопроводів нерівність (2.8) виконується до частоти вимушених коливань до 81 Гц, яка і є межею застосування моделі

стаціонарного ламінарного руху робочої рідини при несталій турбулентній течії. Аналогічні результати отримані й у статті [51]. При більшій частоті коливань робочої рідини використання квазістаціонарних коефіцієнтів опору дає деяке заниження значення коефіцієнтів втрат по довжині. Так, результати експериментальних досліджень, наведені у роботі [78], показали, що для забезпечення заданого закону зміни витрати необхідна на 10 ... 15 % більша різниця тисків, ніж отримана шляхом розрахунку з використанням квазістаціонарної моделі течії робочої рідини.

Течія робочої рідини у короткому комунікаційному каналі (відношення довжини якого до діаметра не перевищує 3 ... 4) в усталеному режимі залежно від форми входу в канал і числа Рейнольдса може бути безвідривною, з незначним розподілом швидкостей по живому перерізу потоку по всій довжині каналу, з утворенням вихрової зони в місці розширення потоку, нестійкою, зі зривом, при якому потік робочої рідини не заповнює весь переріз каналу. Для безвідривної течії робочої рідини при гармонічних коливаннях потоку нестаціонарний коефіцієнт опору каналу ζ_n обчислюється за залежністю [78]

$$\zeta_n = 1 + \zeta_{\text{вх}} + \lambda_{\text{кк}} \left(1 + \frac{16\sqrt{\omega}}{\lambda_{\text{кк}} \text{Re}_0} \right) \frac{l}{d_0}, \quad (2.9)$$

де $\zeta_{\text{вх}}$ і $\lambda_{\text{кк}}$ – відповідно квазістаціонарні коефіцієнти опору входу і витрат за довжиною; l – довжина каналу.

Із рівняння (2.9) видно, що при коливаннях робочої рідини у короткому каналі при безвідривній течії, межу якої встановлюють згідно з роботою [107], коефіцієнт опору каналу збільшується зі збільшенням безрозмірної частоти та зі зменшенням числа Рейнольдса, що обчислене за швидкістю сталого потоку. При інших режимах течії робочої рідини коефіцієнт опору каналу ζ_n обчислюється за залежністю [78]

$$\zeta_n = \zeta_{\text{ккк}} + \frac{2l}{\text{Re}_0} \sqrt{\frac{\omega}{\nu_t}}, \quad (2.10)$$

де $\zeta_{\text{ккк}}$ – квазістаціонарний коефіцієнт опору каналу.

Розглянемо течію робочої рідини у щілинах. Як правило, в гідравлічних пристроях зазори малі, й протікання в них робочої рідини

відбувається при невеликих числах Рейнольдса. Тому для розрахунків використовують рівняння гідродинаміки, як і при обчисленні ламінарних несталих рухів робочої рідини в трубах, але з іншими граничними умовами. При гармонічних коливаннях робочої рідини в щілині гідроапарата умова, при якій течія в щілині може бути прийнята як квазістаціонарна:

$$\bar{\omega}_{щ} = (\omega \delta_{щ}^2) / (10 \nu_t) \ll 1, \quad (2.11)$$

де $\delta_{щ}$ – зазор між стінками щілини.

Проведені розрахунки показали, що умова (2.11) практично завжди виконується, тому для розрахунків робочої рідини у щілинах (при обчисленні витоків і перетоків) можна обґрунтовано використовувати значення коефіцієнтів, отриманих для статичних режимів роботи.

У загальному випадку гідравлічними пристроями є короткі канали та отвори з постійними або змінними у часі прохідними перерізами. Стаціонарні процеси в них достатньо добре вивчені та описані в науково-технічній літературі, зокрема в роботах [41, 79] та ін. Нестационарні процеси в таких пристроях менш вивчені та обмежені як умовами, так і конкретними типами пристроїв. Далі визначимо границі, в межах яких коефіцієнти опору, витрати, гідродинамічної сили можуть бути прийняті як квазістаціонарні.

При нестационарному витіканні робочої рідини, вважаючи її нестисливою, через круглий отвір у тонкій пластині, що розміщена поперек циліндричного каналу, в роботі [79] отримані умови, при яких інерція робочої рідини незначно впливає на швидкість її витікання крізь отвір у тонкій стінці. Значення коефіцієнтів стиснення потоку та опору для отвору в тонкій пластині припустимо вважати близькими до квазістаціонарних, якщо виконується умова:

$$Sh_0 \leq 0,1 (1 + \zeta_{0кc}), \quad (2.12)$$

де $Sh_0 = \omega d_0 / \nu_c$ – число Струхаля для отвору для швидкості робочої рідини ν_c , що визначена у стисненому перерізі, d_0 – діаметр отвору; $\zeta_{0кc}$ – квазістаціонарний коефіцієнт опору отвору.

Зауважимо, що фізичний процес витікання нестисливої робочої рідини через круглий отвір у тонкій стінці, яка розміщена поперек

циліндричного каналу, та фізичний процес витікання крізь вікна гідравлічного пристрою близькі один одному, тому результати, отримані для круглих отворів, можна застосовувати і для гідравлічних пристроїв. Нерівність (2.12) отримано при припущенні, що значення коефіцієнтів кінетичної енергії близькі до одиниці, а діаметр труби значно більше діаметра шайби.

Для отворів або вікон гідравлічних пристроїв, площа прохідних перерізів яких змінюється при зміні положення запірно-регулюючого елемента, границя застосовності квазістаціонарних коефіцієнтів та інших параметрів визначається з нерівності [78]

$$\zeta'_c \left(1 + \frac{0,8 l_k \zeta'_c b_{ок} \sin \theta_n}{d_3^2 - d_{ш}^2} \right) Sh'_0 \leq 0,064 (1 - \zeta'_0), \quad (2.13)$$

де $Sh'_0 = \omega x_0 / v_c$ – число Струхалія, яке розраховане для зсуву x_0 запірно-регулюючого елемента та сталої швидкості рідини в його дроселюючій щілині; $b_{ок}$ – сумарна ширина вікон гідроапарата; ζ'_c – коефіцієнт стиснення потоку; θ_n – нестационарний кут нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента; l_k – довжина кільцевого каналу між дроселюючими кромками запірно-регулюючого елемента; ζ'_0 – коефіцієнт опору вікон гідроапарата, який є функцією числа Рейнольдса та обчислюється з залежності

$$\mu_{га} = \varepsilon / \sqrt{\zeta}, \quad (2.14)$$

де $\mu_{га}$ – коефіцієнт витрати, який у залежності від геометрії проточної частини можна брати із науково-технічної літератури, зокрема роботи [41], і який наведено в додатку 1. Якщо коефіцієнт стиснення $\varepsilon = 1$, то залежність (2.14) може бути записана:

$$\mu_{га} = 1 / \sqrt{\zeta}. \quad (2.15)$$

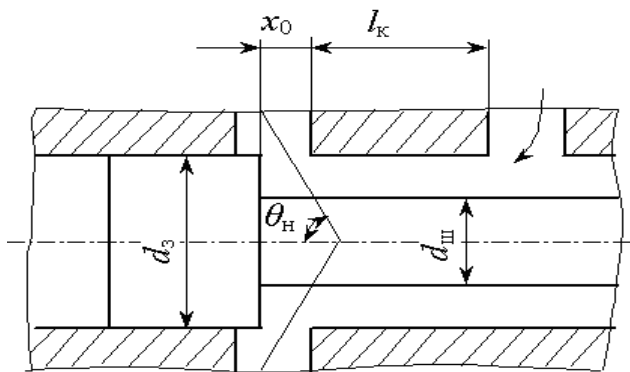


Рис. 2.1. Схема проточної частини гідророзподільника

Зазначимо, що нерівність (2.13) діє у випадку, коли коефіцієнти кінетичної енергії та кількості руху потоку робочої рідини в кільцевому каналі близькі до одиниці, а площа отворів вікон, що відкриваються в гільзі при зсуві запірно-регулюючого елемента, значно менше площі кільцевого каналу. Проведені в статті [13] розрахунки показали, що нерівність (2.13) для гідроапаратів з осциляцією виконується до частоти осциляції запірно-регулюючого елемента дещо вище 5 Гц, яка і є межею застосування квазістаціонарності процесу.

Коефіцієнти витрат гідравлічних пристроїв розраховуємо за залежністю, яка, крім геометричних розмірів їх дроселюючих щілин, враховує також режим течії рідини через неї [41]

$$\mu_{\text{га н}}(t) = \mu_{\text{га с}} \sqrt{\text{Re}(t)} / \sqrt{\text{Re}_k + \text{Re}(t)}, \quad (2.16)$$

де $\mu_{\text{га с}}$ – коефіцієнт витрат гідроапарата у статичному режимі; $\text{Re}(t)$ і Re_k – відповідно число Рейнольдса і коефіцієнт корекції, який залежить від форми дроселюючої щілини і який наведено у додатку 1.

Результати експериментальних досліджень гідророзподільника, наведені у роботі [78], показали, що при частоті осциляції його запірно-регулюючого елемента, що дорівнює 50 Гц, відбувається зменшення коефіцієнта витрат для нестационарного режиму роботи $\mu_{\text{га н}}(t)$, у порівнянні з коефіцієнтом витрат, що визначений для квазістаціонарного режиму роботи, на 4 ... 5 %. Там же зазначено, що зменшення коефіцієнта витрат відбувається й при великих значеннях частоти осциляції запірно-регулюючого елемента. Аналогічно зменшується й коефіцієнт витрат, обчислений за формулою (2.16), що непрямо підтверджує правомірність її використання.

2.2. Врахування параметрів робочої рідини при дослідженні робочих процесів у мехатронних гідроагрегатах

Робоча рідина виконує у мехатронних гідроагрегатах важливі та різносторонні функції, головна з яких – передача енергії, а також функції змащування та охолодження, захист деталі від корозії, евакуація продуктів відпрацювання [71]. Комплекс вимог, які ставляться до робочої рідини, значною мірою залежить від функцій, що виконує гідроагрегат, та

докладно описаний у роботах [29, 46, 67, 71, 89, 105] й інших. Причому зі збільшенням тиску та розширенням діапазону температур та інших параметрів гідроагрегату значимість параметрів робочої рідини зростає [86]. Робочих рідин універсального призначення поки не створено, оскільки вони повинні задовольняти широкий ряд найчастіше суперечливих вимог. Основні характеристики робочих рідин, які використовуються в авіаційних та машинобудівних об'ємних гідроагрегатах, та вимоги до них докладно описані в роботах [86, 89]. Зазначимо, що останнім часом все більшого поширення набувають негорючі робочі рідини типу FH-42 та створені на основі води – водна гідравліка. Точність моделювання робочих процесів у гідроагрегатах залежить від правильного визначення параметрів робочої рідини. При дослідженні таких процесів використовують диференціальні рівняння, до складу яких входять густина, в'язкість, модуль об'ємної пружності. Більшість дослідників при розрахунку та моделюванні робочих процесів у гідроагрегатах приймають значення цих параметрів постійними – рівними їх середньому значенню.

Зупинимося далі на властивостях робочої рідини, які суттєво впливають на характеристики об'ємних гідроагрегатів та їх елементів і які необхідно враховувати при їх розрахунках та проектуванні. В процесі функціонування гідроагрегату внаслідок дроселювання робочої рідини змінюється її температура. З підвищенням температури зменшується її в'язкість, що призводить до збільшення витоків та погіршення змащувальних властивостей. При збільшенні в'язкості робочої рідини у гідроагрегаті зростають втрати тиску. Все це призводить до зменшення його ККД, ось чому для отримання гідроагрегатів зі стабільними характеристиками важливим є забезпечення відповідного температурного режиму робочої рідини. Як правило, температура робочої рідини у гідроагрегаті з водяним охолодженням знаходиться у межах від 50 до 60 °С, а з повітряним – від 70 до 80 °С [105]. У більшості робіт, присвячених розрахунку та проектуванню гідроагрегатів, приймають температуру робочої рідини – 55°С і всі розрахунки проводять для цієї температури. Також вважають, що робоча рідина добре очищена, а тверді частки, що присутні в ній, не впливають на роботу гідроагрегату.

Зазвичай, робоча рідина містить розчинене та нерозчинене повітря, причому останнє суттєво впливає на її властивості. Під час експлуатації гідроагрегату відбувається підсмоктування повітря, що приводить до збільшення газовмісту робочої рідини (вмісту розчиненого та нерозчиненого повітря). Найбільш інтенсивно підсмоктування повітря відбувається на лінії всмоктування, внаслідок недостатнього занурення всмоктувального патрубку насоса або значного зниження рівня робочої рідини в баку. А також через зливний трубопровід при малому рівні робочої рідини в баку та ущільнення рухомих та нерухомих елементів гідроагрегату [92]. Середнє значення газовмісту робочої рідини у гідроагрегаті становить (0,1 ... 5,0) % [92], тому при розрахунках параметрів робочої рідини його приймають у межах наведеного діапазону. Однак у процесі функціонування гідроагрегату в ньому відбувається підсмоктування повітря та зміна тиску, що призводить до збільшення газовмісту і зміни співвідношення між розчиненою та нерозчиненою фазами повітря, що суттєво впливає на параметри робочої рідини.

Зміну об'єму розчиненого повітря у робочій рідині на окремих ділянках гідроагрегату, приймаючи постійним значення об'єму рідинної фази, визначають за залежністю з роботи [92]

$$W_{r0}(t) = \alpha W_p p(t) / p_0, \quad (2.17)$$

де α – коефіцієнт розчинності повітря у робочій рідині; W_p – об'єм робочої рідини, см^3 ; $p(t)$ – тиск у гідроагрегаті, $\text{кгс}/\text{см}^2$; p_0 – абсолютне значення атмосферного тиску, $\text{кгс}/\text{см}^2$.

З урахуванням залежності (2.17) об'єм нерозчиненого повітря у робочій рідині визначають за залежністю

$$W_r(t) = W_{r\Sigma} - W_{r0}(t), \quad (2.18)$$

де $W_{r\Sigma}$ – сумарний об'єм розчиненого та нерозчиненого повітря у робочій рідині.

При проектуванні об'ємних гідроагрегатів більшість дослідників модуль об'ємної пружності робочої рідини розраховують за залежністю, яка дозволяє враховувати величину тиску, температуру та газовміст [85]

$$E_{\text{см}} = k(p+1)(Ap+B) \frac{(1-m_0)^A \sqrt{\frac{Ap_0+B}{Ap+B}} + m_0^k \sqrt{\frac{p_0+1}{p+1}}}{k(p+1)(1-m_0)^A \sqrt{\frac{Ap_0+B}{Ap+B}} + m_0^k (Ap+B) \sqrt{\frac{p_0+1}{p+1}}}, \quad (2.19)$$

де k – показник термодинамічного процесу; p_0, p – відповідно початковий і робочий тиски робочої рідини у гідроагрегаті, виражений у атм.; A, B – параметри робочої рідини, визначені з статті [85], залежно від її температури і марки; $m_0 = W_{r0}/W_{c0}$ – відношення фази нерозчиненого повітря W_{r0} , м³, до повного об'єму суміші W_{c0} .

З рівняння (2.19) видно, що наявність повітря призводить до значного зниження об'ємного модуля пружності рідини (суміші) $E_{\text{см}}$, внаслідок чого погіршується її функція як ланки, що передає енергію тиску. Розрахунок модуля об'ємної пружності робочої рідини з використанням залежності (2.19) дозволяє з високою точністю визначити його значення для обмеженої кількості її типів, для яких визначені значення емпіричних коефіцієнтів. Подальший розвиток промисловості зумовив створення та використання у сучасних гідроагрегатах нових типів робочих рідин [86], для яких значення емпіричних коефіцієнтів, що входять до формули (2.19), невизначені. Тому для розрахунку модуля об'ємної пружності робочої рідини з урахуванням газовмісту та рівня тиску в гідроагрегаті, використовуємо наближену залежність з роботи [41], яку подано у вигляді

$$E_{\text{см}}(t) = E_p \frac{p(t)^2 [W_p^* + W_r^*(t) p_0 / p(t)]}{W_p^* p(t)^2 + W_r^*(t) E_p p_0}, \quad (2.20)$$

де E_p – модуль об'ємної пружності робочої рідини; W_p^* – відношення об'єму робочої рідини W_p до сумарного об'єму W_{Σ} , $W_{\Sigma} = W_p + W_r$; $W_r^*(t)$ – об'єм нерозчиненого повітря, приведений до нормальних умов, $W_r^*(t) = W_r(t) / W_{\Sigma}$.

Модуль пружності робочої рідини у гідроагрегаті з урахуванням матеріалу труб і їх конструктивних розмірів розраховують за залежністю [79]

$$E_{\text{пр}}(t) = E_{\text{см}}(t) / \left[1 + \frac{d_{\text{тр}} E_{\text{см}}(t)}{\delta_{\text{тр}} E_{\text{тр}}} \right], \quad (2.21)$$

де $E_{\text{пр}}(t)$ – приведений модуль пружності робочої рідини; $d_{\text{тр}}$ і $\delta_{\text{тр}}$ – відповідно діаметр і товщина стінки труби; $E_{\text{тр}}$ – модуль пружності матеріалу труби.

При дії гармонічного впливу з досить малою амплітудою модуль об'ємної пружності робочої рідини виявляється більшим, ніж при рівноважних процесах [24, 69, 105]. Зазвичай такий модуль об'ємної пружності робочої рідини називають адіабатичним модулем об'ємної пружності. У цьому випадку дійсна зміна тиску при гармонічному рухові робочої рідини менше, ніж миттєва за рахунок релаксації [105]. За рахунок відмінності адіабатичного модуля пружності від ізотермічного у замкнених системах гідроагрегатів виникає демпфірування при відсутності активного навантаження. При цьому зміна модуля об'ємної пружності робочої рідини відбувається за рахунок її деформації. Адіабатичний модуль об'ємної пружності робочої рідини визначений за швидкістю поширення пружних коливань в рідині c_0 [8]:

$$E_a = \rho (c_0)^2, \quad (2.22)$$

є найбільшим для цього типу робочої рідини і не залежить від частоти її пульсації. Таким чином, модуль об'ємної пружності робочої рідини при нестационарних гідродинамічних процесах, границі якого можна визначити за залежностями, наведеними вище, може бути обчислений за формулою (2.22). Однак формула (2.22) не дозволяє враховувати газоміст робочої рідини, пружність стінок трубопроводу, тому для розрахунку модулю об'ємної пружності робочої рідини при нестационарних гідродинамічних процесах необхідно використовувати залежність (2.21).

Швидкість звуку в робочій рідині при нестационарних робочих процесах у гідроагрегаті з урахуванням пружних властивостей трубопроводу чи каналу, який має товсті стінки та некруглий переріз, визначається за формулою з роботи [32], яку записали у вигляді

$$c(t) = c_0 / \sqrt{1 + \eta E_{\text{см}}(t) / E_{\text{тр}}}, \quad (2.23)$$

де c_0 – швидкість звуку у робочій рідині; η – параметр, який залежить від форми перерізу каналу, для каналу з товстими стінками та некруглим перерізом [32]

$$\eta = 2 \left[\mu_{II} + \frac{\delta_{тр} + d_{тр}/2 + \delta_{тр}^2/d_{тр}}{\delta_{тр} + \delta_{тр}^2/d_{тр}} \right],$$

де μ_{II} – коефіцієнт Пуассона.

Зауважимо, що розрахунок швидкості звуку у робочій рідині згідно з формулою (2.23) має менше значення, ніж у випадку абсолютно жорстких стінок трубопроводу. В гідроагрегаті, у якому температура робочої рідини знаходиться в діапазоні від 50 до 80 °С, а робочий тиск – (0 ... 32) МПа, зміна швидкості звуку у робочій рідині мала і нею можна знехтувати, тобто вважати, що $c = \text{const}$.

Розрахунок середньої густини робочої рідини з урахуванням газовмісту та зміни тиску в гідроагрегаті проводять за залежністю [22]

$$\rho(t) = \rho_{pp0} [1 - z(t)] \{1 + [p(t) - p_0]/E_{cm}(t)\} + \rho_{г0} z(t) [p(t)/p_0], \quad (2.24)$$

де ρ_{pp0} і $\rho_{г0}$ – відповідно густина РР і газу при тиску p_0 ; z – частка об'єму рідинно-газової суміші (середовища), зайнятої газом, $z(t) = W_r^*(t)/[W_p + W_r^*(t)]$.

Зауважимо, що у наведені вище формули треба підставляти абсолютне значення тиску. Вони дозволяють більш докладно провести розрахунки параметрів робочої рідини при моделюванні робочих процесів у мехатронних гідроагрегатах.

2.3. Гідродинамічні процеси в трубопроводах та каналах

Трубопроводи та канали мехатронних гідроагрегатів є складними гідрав-лічними лініями, що містять перехідні ділянки, дросельні та запірні пристрої, повороти. При математичному описі робочих процесів, що відбуваються в них, їх поділяють на окремі ділянки, з'єднані між собою через місцеві опори. Зауважимо, що довжина ділянки трубопроводу чи каналу повинна бути такою, щоб місцеві опори, які знаходяться на її кінцях, не впливали один на одного. Проведений аналіз робочих процесів у мехатронних гідроагрегатах дозволив зробити такі припущення при їх

математичному описі.

По-перше, діаметри каналів та трубопроводів розподільчих, регулюючих та виконавчих пристроїв однакові, а їх вибір здійснюють таким чином, щоб за безпечити мінімальні втрати (ламінарний режим течії робочої рідини) згідно з рекомендаціями роботи [89]. Товщина стінок трубопроводів та каналів достатньо велика, а це дозволяє вважати, що їх діаметр не залежить від внутрішнього тиску робочої рідини, а їх пружні властивості враховувати приведеним об'ємним модулем пружності робочої рідини.

По-друге, враховуючи, що довжина трубопроводів та з'єднувальних каналів значно перевищує їх діаметр, початковими ділянками, на яких відбувається формування профілів швидкостей, нехтуємо. Також нехтуємо опором внутрішніх каналів гідроапаратів. Вважаємо, що у мехатронних гідроагрегатах резонанс та гідравлічний удар відсутні.

По-третє, приймаємо, що кавітація в мехатронних гідроагрегатах та їх елементах відсутня, немає розриву робочої рідини, швидкість звуку в робочій рідині, з урахуванням пружних властивостей трубопроводів, є сталою та значно більшою за швидкість руху робочої рідини. Вважаємо робочу рідину ньютонівською, а її течію – ізотермічною.

Наведений у статті [14] аналіз режимів течії на виході з об'ємних насосів показав, що вони змінюються в широких межах. При чому в 81,6 % насосів і гідростанцій режим течії робочої рідини на виході з насоса є ламінарним, а у 10,5 % – близьким до ламінарного. Таким чином, розглядаємо ламінарний режим течії робочої рідини, $Re < Re_{кр}$.

У загальному випадку нестационарна ізотермічна течія в'язкої робочої рідини у каналах (трубопроводах) і камерах елементів мехатронних гідроагрегатів описується рівнянням Нав'є-Стокса. Приймаємо, що швидкість робочої рідини у коловому напрямку мала, рівняння Нав'є-Стокса й нерозривності в циліндричній системі координат мають такий вигляд [45]:

$$\left. \begin{aligned} F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_t \left[\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} \right] &= \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} \\ F_r - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu_t \left[\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} - \frac{u_r}{r^2} \right] &= \frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \end{aligned} \right\}, \quad (2.25)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} (\rho r u_r) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho r u_x) \right] = 0, \quad (2.26)$$

де F_x і F_r – проекції питомої масової сили, що припадають на одиницю маси робочої рідини і мають розмірність прискорення; $u_x = f(x, r, t)$ – швидкість робочої рідини по осі x ; $u_r = f(r, x, t)$ – радіальна швидкість робочої рідини.

При дослідженні рівняння (2.25) і (2.26) розглядаються разом з початковими та граничними умовами, тобто розв'язується класична задача гідродинаміки. Початковими умовами, зазвичай, є розподіл проекцій швидкостей в області течії в початковий момент часу t_0 , а граничними умовами – значення шуканих функцій у точках границі в усі моменти часу. Відзначимо, що розв'язання такого завдання натрапляє на математичні труднощі і рішення є тільки для видів течій, які мають найпростіші граничні умови [45]. При розв'язанні (2.25) і (2.26) приймається ряд припущень, що накладаються на розподіл фізичних величин, безперервність функцій, існування похідних тощо і виключають ті фізичні явища, які не враховані цією математичною моделлю. Приймають також, що значення температури й в'язкості робочої рідини постійні й дорівнюють їх середнім значенням.

Для спрощення рівняння (2.25), перед його використанням для розрахунку хвильових процесів у мехатронних гідроагрегатах, проведена оцінка питомої масової сили у порівнянні з членом $\partial u_x / \partial t$, який виражає локальне прискорення. Для цього використана методика, яка базується на порівнянні порядків членів рівняння Нав'є-Стокса [62]. Питома масова сила визначалася силою ваги робочої рідини (прискоренням вільного падіння) і приєднаною масою (прискоренням рухомих елементів гідроапаратів). Відзначимо, що таке припущення дає трохи завищені значення питомої масової сили, яка припадає на одиницю маси робочої рідини.

Порядок ($\tilde{\Pi}$) питомої масової сили складається із суми прискорень вільного падіння g й рухомих елементів гідроапаратів \ddot{x} . Порядок члена рівняння Нав'є-Стокса, який виражає локальне прискорення

$$\partial u_x / \partial t - \tilde{\Pi} (\partial u_x / \partial t) = u_x c / L,$$

де L – характерна довжина осі каналу або трубопроводу (довжина поширення хвилі збурення).

Порядок відношення цих членів рівняння Нав'є-Стокса

$$\tilde{\Pi}[(g + \ddot{x}) : \partial u_x / \partial t] = (g + \ddot{x}) L / u_x c.$$

Проведені чисельно-аналітичні дослідження показали, що $\tilde{\Pi}[(g + \ddot{x}) : \partial u_x / \partial t]$ не перевищує 0,103. Отже, масовою силою в рівнянні (2.25) можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 0,17 %. Аналогічне припущення без належного обґрунтування приймають більшість дослідників, наприклад у роботах [32, 45, 56, 62, 93].

За методикою з роботи [62] проводилася оцінка члена рівняння (2.25) $u_x \partial u_x / \partial x$, який виражає конвективне прискорення, у порівнянні з локальним прискоренням $\partial u_x / \partial t$. Оцінювали порядок членів $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x) = u_x^2 / L$ і $\tilde{\Pi}(\partial u_x / \partial t) = u_x c / L$. Порядок відношення цих членів рівняння Нав'є-Стокса

$$\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) = u_x^2 / L : u_x c / L = u_x / c.$$

З огляду на конструктивні й робочі параметри елементів мехатронних гідроагрегатів, а також те, що в них завжди виконується умова $u_x \ll c$, встановлено, що $\tilde{\Pi}(u_x \partial u_x / \partial x : \partial u_x / \partial t) \approx 0,01$. Отже, членом рівняння Нав'є-Стокса, який враховує конвективне прискорення, можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 0,25 %.

Оцінка члена, яким ураховується в рівнянні (2.25) в'язкість робочої рідини, проводилася за методикою з роботи [79]. Оцінювався порядок членів $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial x^2) = u_x / L^2$ і $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial r^2) = u_x / r^2$. Розрахунки показали, що величина $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial r^2)$ як мінімум на два порядки більша за величину $\tilde{\Pi}(\partial^2 u_x / \partial x^2)$. Таким чином, членом $\partial^2 u_x / \partial x^2$ у рівнянні (2.25) можна знехтувати, при цьому похибка не перевищить 1,7 %.

Піддавши усередненню швидкість і тиск робочої рідини у довільному перерізі трубопроводу, далі розглядали одновимірну модель. Прийняті припущення дозволили подати рівняння (2.25) і (2.26) у вигляді одновимірної моделі [58]

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{\partial u_{cp}}{\partial t} + \frac{\partial p_{cp}}{\partial x} + F(t) &= 0, \\ \frac{\partial u_{cp}}{\partial x} + \frac{1}{E_{np}} \frac{\partial p_{cp}}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (2.27)$$

де u_{cp} і p_{cp} – відповідно усереднені швидкості робочої рідини і тиски у довільному перерізі трубопроводу, $F(t) = \frac{8\nu_t \rho u_{cp}}{r_0^2} + \frac{4\nu_t \rho}{r_0^2} \times \int_0^t \frac{\partial u_{cp}(t_1)}{\partial t} W^*(t-t_1) dt_1$ – падіння тиску на одиницю довжини трубопроводу [95]; $W^*(t-t_1)$ – безрозмірна вагова функція, що враховує зміну швидкості в попередні моменти часу; r_0 – радіус трубопроводу, E_{np} – приведений модуль пружності робочої рідини, який розраховувався з урахуванням газовмісту й товщини стінки трубопроводу (каналу) за формулою (2.21).

Результати досліджень хвильових процесів, що наведені у статті [58], на прикладі гідроприводу з гідродвигуном прямолінійного руху, були спрямовані на порівняння математичного опису руху робочої рідини в трубопроводі з розподіленими параметрами (метод характеристик) і зосередженими параметрами (методи 4-полюсника, Б.Л. Коробочкіна й У. Карплюса). Результати проведених досліджень показали можливість використання методів на базі зосередження параметрів. Про правомірність такого підходу при розгляді гідромеханічних процесів, що відбуваються в об'ємних гідроагрегатах, йдеться й у роботі [3].

Математична модель трубопроводу у зосереджених параметрах [91]:

– зосередження наприкінці труби за Г-подібною схемою (рис. 2.2, а):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_1(t)}{d t} &= \frac{1}{L_1(t)} [p_1(t) - p_2(t)] - \frac{R_1(t)}{L_1(t)} q_1(t), \\ \frac{d p_2(t)}{d t} &= \frac{1}{C_1(t)} q_{21}(t) = \frac{1}{C_1(t)} [q_1(t) - q_2(t)] \end{aligned} \right\}, \quad (2.28)$$

де $q_1(t)$ і $q_2(t)$ – відповідно, витрати на вході та виході трубопроводу;

$q_{21}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням робочої рідини у трубопроводі;

– зосередження за Т-подібною схемою (рис. 2.2, б):

$$\left. \begin{aligned} \frac{d q_2(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_2(t) - p_3(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_2(t), \\ \frac{d p_3(t)}{d t} &= \frac{1}{C_3(t)} q_{31}(t) = \frac{1}{C_3(t)} [q_2(t) - q_{32}(t)], \\ \frac{d q_{32}(t)}{d t} &= \frac{1}{L_3(t)} [p_3(t) - p_4(t)] - \frac{R_3(t)}{L_3(t)} q_{32}(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2.29)$$

де $q_{31}(t)$ – витрата, обумовлена стисканням робочої рідини у трубопроводі; $q_{32}(t)$ – витрата на виході трубопроводу.

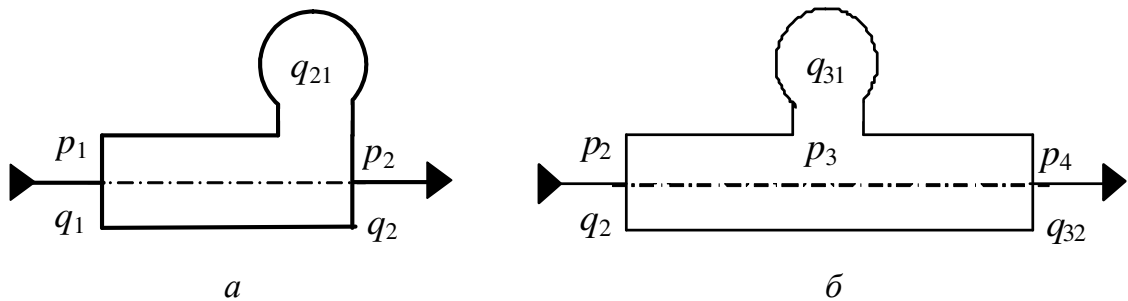


Рис. 2.2. Розрахункова схема трубопроводу: а – Г-подібна; б – Т-подібна

Рівняння (2.28) і (2.29) доповнювали обмеженням $p_i(t) \geq p_{\text{пар}}$, де $p_{\text{пар}}$ – тиск насиченої пари робочої рідини.

При складанні рівнянь моделі трубопроводу використані відомі міркування про аналогію гідродинамічних та електродинамічних процесів, що, зокрема, знайшло своє відображення у використаних позначеннях. У рівняннях (2.28) і (2.29) величини $L_1(t) = \rho(t) l_1 / A_1$ і $L_3(t) = \rho(t) l_3 / 2A_3$ – виконують функцію індуктивного опору трубопроводу; величини $R_1(t) = 8\nu_t \rho(t) l_1 / A_1 r_1^2$ і $R_3(t) = 8\nu_t \rho(t) l_3 / 2A_3 r_3^2$ – функцію активного опору трубопроводу; величини $C_i(t) = A_i l_i / E(t)$ – функцію ємності i -го трубопроводу (каналу). Крім того, позначено: r_i – радіус перерізу i -го трубопроводу (каналу); A_i – площа i -го трубопроводу (каналу).

Зауважимо, площу прохідних перерізів трубопроводів та каналів вибирають залежно від допустимої швидкості робочої рідини в них.

Згідно з рекомендаціями роботи [25] значення допустимих швидкостей робочої рідини в трубопроводах та каналах залежно від тиску наведені в табл. 2.1.

Для трубопроводів всмоктування швидкість робочої рідини становить 0,5 ... 1,5 м/с, а для зливних – 2 ... 2,5 м/с. В окремих випадках для гідроагрегатів високого тиску швидкість приймають 30 м/с.

Таблиця 2.1 – Значення допустимих швидкостей робочої рідини в трубопроводах та каналах

Параметр	Значення параметра			
Тиск, МПа	5,0	10,0	15,0	20,0
Швидкість, м/с	3,0	4,5	5,5	6,0

2.4. Течія робочої рідини у вузьких щілинах

Течія робочої рідини в вузьких щілинах виникає в ущільненнях гідравлічних апаратів та пристроїв мехатронних гідроагрегатів, дія яких базується на фізичних властивостях реальних робочих рідин, що створюють опір деформації потоку. Дослідженнями встановлено, що течія робочих рідин в капілярних щілинах до певного їх розміру описується загальними законами гідравліки. Критичне число Рейнольдса для таких щілин $Re \approx 600 \dots 1000$. На рис. 2.3 наведено схему течії робочої рідини під дією перепаду тиску $\Delta p(t) = p_1(t) - p_2(t)$ між двома паралельними пластинами, які знаходяться одна від одної на такій відстані, що вони утворюють капілярну щілину висотою s .

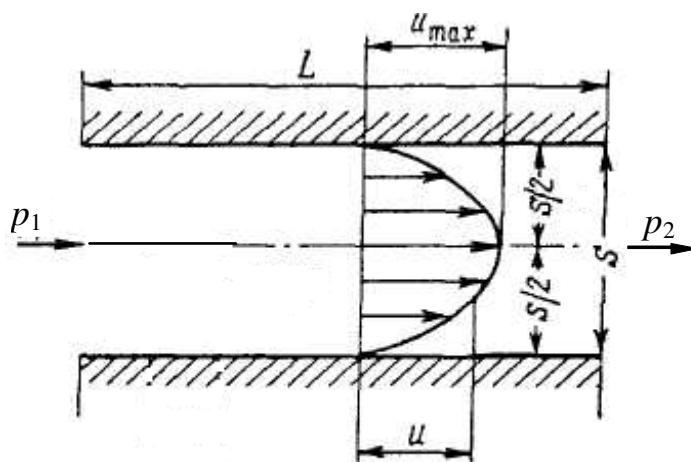


Рис. 2.3. Розрахункова схема течії робочої рідини через плоску щілину

У припущенні, що розмір пластини достатньо великий та розподіл швидкості робочої рідини в перерізі між пластинами має параболічний характер, що відповідає ламінарній течії, і її течія під дією перепаду тиску $\Delta p(t)$ протидіє напрузі зсуву. Для ширини щілини b в площині перпендикулярній потоку, витрата розраховується за залежністю [24]

$$q_{\delta}(t) = s^3 b \Delta p(t) / (12 \mu L), \quad (2.30)$$

де s – товщина щілини; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини; L – довжина щілини в напрямку руху потоку робочої рідини.

Витрата робочої рідини через концентричну кільцеву щілину з нерухомими стінками (рис. 2.4, а) визначається за формулою, аналогічною (2.30)

$$q_{\delta}(t) = \pi d s^3 \Delta p(t) / (12 \mu L), \quad (2.31)$$

де d – середній діаметр щілини.

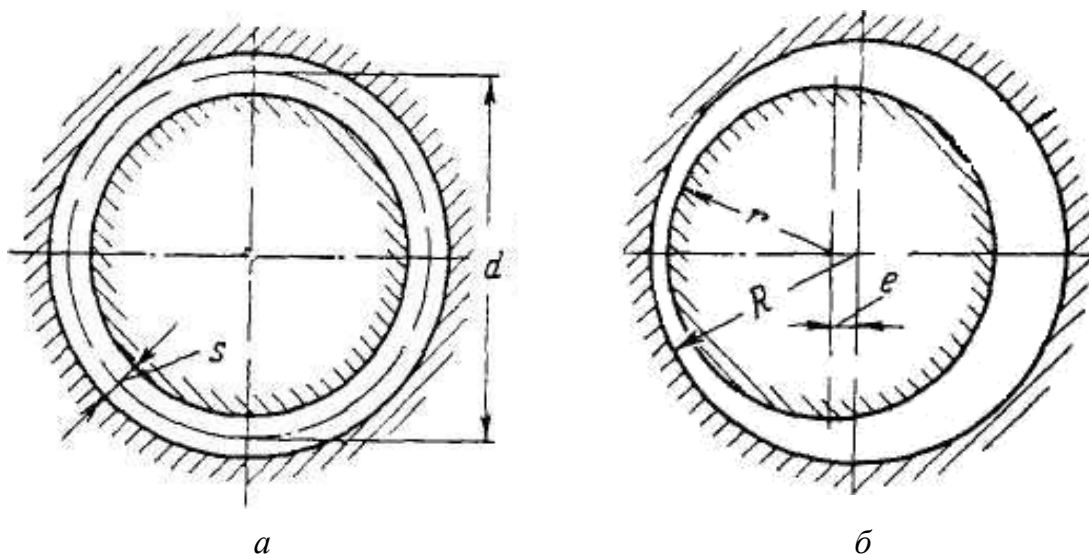


Рис. 2.4. Розрахункові схеми течії робочої рідини через кільцеві щілини: а – концентричну; б – ексцентричну

У випадку ексцентричної щілини (рис. 2.4, б), витрата через неї:

$$q_{\delta}(t) = 2,5 \pi d s^3 \Delta p(t) / (12 \mu L), \quad (2.32)$$

де коефіцієнт 2,5 враховує ексцентриситет щілини.

Зауважимо, що в реальних гідроапаратах наперед невідомо за якою залежністю розраховувати витрату в кільцевій щілині, тому, як правило, використовують формулу (2.32), в якій коефіцієнт, що враховує

ексцентриситет щілини, приймають рівним 1,75.

Витрата робочої рідини у кільцевій щілині, утвореній циліндричною трубою, всередині якої розміщено вал, що обертається з кутовою швидкістю ω , об/с, (рис. 2 5), визначається за формулою [21]

$$q_{\delta}(t) = \pi(a^2 - b^2) \sqrt{\frac{\Delta p(t)^2}{64\mu^2 l^2} \left[a^2 + b^2 - \frac{(a^2 - b^2)}{\ln a/b} \right]^2 + \frac{4a^2 b^2 \omega^2}{(a+b)^2}}, \quad (2.33)$$

де a і b – відповідно радіус труби і вала.

Зауважимо, що витрата у кільцевій щілині, утвореній циліндричною трубою, всередині якої розміщено вал, що обертається, залежить від багатьох факторів, а саме: від геометричних розмірів щілини (радіального проміжку, довжини), перепаду тиску, коефіцієнта кінематичної в'язкості робочої рідини, співвісного розміщення вала в трубі та ін.

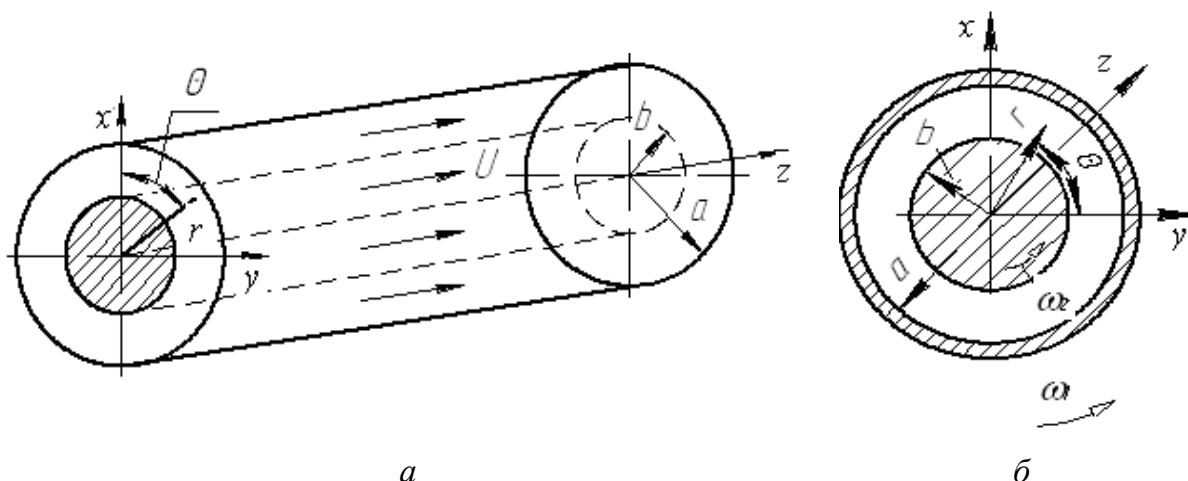


Рис. 2.5. Схема течії робочої рідини: a – між двома циліндричними трубами; b – між двома циліндрами, що обертаються

Розрахункові дослідження витрати через кільцеву щілину, що утворена циліндричною трубою, всередині якої розміщено вал, який обертається, проведені у статті [21], дозволили встановити, що суттєвий вплив на величину витрати мають частота обертання вала та ширина щілини. При подачі на вхід щілини ступінчатого впливу у вигляді перепаду тиску перехідний процес, незалежно від перепаду тиску на щілині та частоти обертання валу, має ступінчатий характер. Тобто вхідний сигнал передається через щілину миттєво.

Запитання для самоконтролю

1. В яких випадках робочий процес у гідроагрегаті розглядають як квазістаціонарний?
2. Які існують критерії квазістаціонарності робочих процесів у гідроагрегатах?
3. Фізичний зміст числа Струхаля.
4. Яким чином враховуються нестационарні гідродинамічні механічні процеси в гідроагрегатах та їх комунікаційних каналах?
5. Що враховує коректив активного опору труби?
6. Що враховує коректив реактивного опору труби?
7. Запишіть формулу для розрахунку коефіцієнта гідравлічного опору тертя при нестационарному ламінарному русі робочої рідини.
8. Коли зміна гідравлічного опору труби описується аналогічно високо-частотним коливанням ламінарного потоку?
9. Яка частота є межею застосування моделі стаціонарного ламінарного руху робочої рідини при несталій турбулентній її течії?
10. За якою формулою обчислюється нестационарний коефіцієнт опору каналу для безвідривної течії робочої рідини при гармонічних коливаннях потоку?
11. Які коефіцієнти використовують для розрахунків робочої рідини в щілинах гідравлічних пристроїв?
12. Запишіть формулу для розрахунку коефіцієнта витрат гідравлічних пристроїв.
13. Які функції робоча рідина виконує у мехатронних гідроагрегатах?
14. Які властивості робочої рідини суттєво впливають на характеристики об'ємних гідроагрегатів та їх елементів?
15. Яким чином в'язкість робочої рідини впливає на витоки та ККД гідроагрегату?
16. Яке середнє значення газовмісту робочої рідини у гідроагрегаті?
17. За якою залежністю розраховують модуль об'ємної пружності робочої рідини?
18. Запишіть формулу для розрахунку адіабатичного модуля об'ємної пружності робочої рідини за швидкістю поширення пружних

коливань в ній.

19. Запишіть формулу для розрахунку середньої густини робочої рідини з урахуванням газовмісту та зміни тиску в гідроагрегаті.

20. Які приймають припущення в математичному описі гідродинамічних процесів у трубопроводах та каналах гідроагрегатів?

21. Яким рівнянням описується нестационарна ізотермічна течія в'язкої робочої рідини у каналах, трубопроводах і камерах гідроагрегатів?

22. Яким чином спрощують рівняння, що описує нестационарну ізотермічну течію в'язкої робочої рідини у каналах, трубопроводах і камерах гідроагрегатів?

23. Які приймають припущення при виводі математичної моделі трубопроводу у зосереджених параметрах?

24. Запишіть математичну модель трубопроводу у зосереджених параметрах.

25. Яку функцію виконують коефіцієнти, що входять в математичну модель трубопроводу у зосереджених параметрах?

26. Накресліть розрахункову схему трубопроводу за Г-подібною схемою.

27. Накресліть розрахункову схему трубопроводу за Т-подібною схемою.

28. Як визначають поперечний переріз трубопроводу чи каналу?

29. За якою залежністю знаходиться витрата робочої рідини через плоску щілину?

30. Яке значення коефіцієнта, що враховує ексцентриситет щілини?

31. Які фактори, суттєво впливають на витрату у кільцевій щілині, утворену циліндричною трубою, всередині якої розміщено вал, що обертається?

3. СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА ЗАПІРНО-РЕГУЛЮЮЧІ ЕЛЕМЕНТИ ГІДРОАПАРАТІВ

На запірно-регулюючі елементи гідроапаратів діють сили тертя, гідроди-намічні сили, сили регулюючих пружин та демпфірування, визначення та врахування яких в існуючих методах розрахунку і проектування гідроапаратів, не завжди належно виконується. Наявність цих сил у гідроапаратах погіршує їх точність та чутливість до керуючих сигналів, суттєво обмежуючи галузь використання. Зменшення та правильне врахування цих сил у методиках розрахунку і проектування гідроапаратів дозволить значно підвищити показники їх технічного рівня та гідроагрегатів, збудованих на їх базі.

3.1. Сили тертя

У процесі проектування гідроапаратів виникає необхідність в докладному визначенні окремих складових їх математичних моделей, в тому числі і сили тертя. Вона є одним з основних параметрів пари плунжер-гільза, що визначає її якість. Величина сили тертя спокою для реальної пари плунжер-гільза залежить від величини тиску в гідроагрегаті, збільшуючись зі збільшенням останнього, а також від правильності геометричних форм плунжера та гільзи, співвісності їх розташування [24]. Крім цього, на величину сили тертя впливає радіальний зазор у парі плунжер-гільза, матеріал, з якого вони виготовлені, якість їх обробки, форма, фізико-хімічні властивості робочої рідини, що використовується в гідроагрегаті, її температура, а також наявність у ній абразивних частинок. Вплив на силу тертя матеріалу і якості його обробки досить докладно розглянуті в роботах [1, 28, 75, 84] та ін. Можливості зменшення за їх рахунок сили тертя на сьогодні практично вичерпані, тому далі їх розглядати не варто.

При визначенні сили тертя, яка діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата, виконаного у вигляді пари плунжер-гільза, більшість дослідників виходили з того, що плунжер в гільзі чи корпусі розташовано ексцентрично, його виконано з невеликою конусністю та прямий контакт плунжера з гільзою відсутній [24, 69]. Таке припущення дозволяє отримати точні математичні залежності для визначення сили тертя. Однак

розрахунок сил тертя згідно з отриманими залежностями не співпадав з даними, одержаними експериментальним шляхом, що доведено в статті [110]. Відповідно до експериментальних даних, наведеними в цій роботі, встановлено, що дійсне положення плунжера в гільзі незалежно від його форми при подачі робочої рідини знаходження безпосередньо біля однієї зі стінок.

Більшість дослідників ([29, 67] та ін.) при розрахунках сили тертя в пристроях гідроагрегатів, в тому числі й гідроапаратах, визначають її з залежності

$$F_{\text{тр}}(t) = F_{\text{тр}0} \text{sign } \dot{x}_{\text{зрє}}, \quad (3.1)$$

де t – час; $F_{\text{тр}0}$ – сила сухого тертя; $x_{\text{зрє}}(t)$ – переміщення запірно-регулюючого елемента; $\text{sign } \dot{x}_{\text{зрє}}$ – функція Кронекера від $\dot{x}_{\text{зрє}}$.

У загальному випадку точне визначення сили $F_{\text{тр}0}$ неможливе. Вона може бути визначена, з достатнім ступенем наближення, якщо відомі умови роботи гідроапарата, точні геометричні виміри і форма запірно-регулюючого елемента, матеріал пари тертя, якість його обробки та ряд інших факторів. Зазвичай, цю силу для конкретного гідроапарата визначають експериментальним шляхом.

У роботі [1] силу тертя в гідроапараті пропонується розраховувати за залежністю

$$F_{\text{тр}} = k_{\text{тр}}^* p_{\text{т}} \pi d_{\text{зрє}} H^*, \quad (3.2)$$

де $k_{\text{тр}}^*$ – коефіцієнт тертя, що в попередніх розрахунках приймають рівним 0,1 ... 0,2 [1]; $p_{\text{т}}$ – радіальний тиск, що визначають у залежності від тиску в гідравлічній системі за таблицями, наведеними у роботі [1]; $d_{\text{зрє}}$ – діаметр запірно-регулюючого елемента; H^* – висота ущільнення (радіального зазору).

Розрахувати силу тертя за формулою (3.2) можна лише приблизно, оскільки заздалегідь невідомо точне значення радіального тиску $p_{\text{т}}$. Отже, використання формули (3.2) для розрахунку сили тертя обмежено.

Розглядаючи сили, що діють на золотники гідророзподільника, у роботі [117] силу тертя пропонується розраховувати за формулою

$$F_{\text{тр}} = k_{\text{тп}} F_{Q\text{п}}, \quad (3.3)$$

де $k_{тp}$ – коефіцієнт тертя, що у роботі [117] визначений на підставі проведених експериментів; $F_{Qп}$ – поперечна сила, що діє на золотник гідророзподільника і виникає внаслідок похибок виготовлення, несиметричності розподілу тиску уздовж щілини та розраховується за залежністю [117]

$$F_{Qп} = \frac{\pi l r K \Delta p}{2 e} \left(1 - \frac{2 \delta + K}{\sqrt{(2 \delta + K)^2 - 4 e^2}} \right), \quad (3.4)$$

де l – довжина поверхонь тертя; r – радіус втулки поршня запірно-регулюючого елемента; K – конусність поршня запірно-регулюючого елемента на довжині перекриття; Δp – перепад тиску, що діє на бічні поверхні запірно-регулюючого елемента, який визначається на підставі експериментальних даних; e – ексцентриситет поршня запірно-регулюючого елемента відносно втулки; δ – радіальний зазор між поршнем і втулкою запірно-регулюючого елемента.

Розрахунок сили тертя за формулою (3.4) також викликає певні труднощі, пов'язані з необхідністю знання значень коефіцієнта тертя і перепаду тиску, що діє на бічні поверхні запірно-регулюючого елемента. Отже, і використання формули (3.4) для розрахунку сили тертя обмежено.

У статті [103] силу тертя розраховують згідно з залежністю

$$\begin{aligned} F_{тp}(t) &= F_{тpп} && \text{при } \dot{x}_{зpe} = 0, \\ F_{тp}(t) &= F_{тpв}(t) \operatorname{sign} \dot{x}_{зpe} && \text{при } \dot{x}_{зpe} \neq 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

де $F_{тpп}$ і $F_{тpв}(t)$ – відповідно сила тертя при знаходженні рухомого елемента в стані спокою та під час його руху; $\operatorname{sign} \dot{x}_{зpe}$ – функція Кронекера від $\dot{x}_{зpe}$.

У статті [111] силу тертя пропонується розраховувати за залежністю

$$F_{тp}(t) = F_{тpп} \delta(\dot{x}_{зpe}) + F_{тpk}(t) \operatorname{sign} \dot{x}_{зpe} + F_{тpv}(t), \quad (3.6)$$

де $F_{тpk}(t)$ – сила контактної тертя; $\delta(\dot{x}_{зpe})$ – дельта функція Кронекера від $\dot{x}_{зpe}$.

У статті [111] сила тертя спокою $F_{тpп}$ визначена експериментально для конкретного гідроапарата, що істотно обмежує сферу застосування формули (3.6).

У роботі [91] силу тертя в гідроапараті пропонується розраховувати за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{тр с}}(t) &= F_{\text{тр}}(t) \operatorname{sign} \dot{x}_{\text{зрз}} \quad \text{при } \dot{x}_{\text{зрз}} \neq 0; \\ |F_{\text{тр с}}(t)| &\leq F_{\text{тр}}(t) \quad \text{при } \dot{x}_{\text{зрз}} = 0; \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

де $F_{\text{тр с}}(t)$ – сила сухого тертя, значення якої для гідроапаратів з запірно-регулюючими елементами плунжер-гільза наведені у роботі [69].

Використання залежності (3.7) на попередніх етапах проектування ускладнено, тому що у загальному випадку не завжди відомі конструктивні параметри гідроапарата необхідні для розрахунку сили $F_{\text{тр с}}$.

Ряд дослідників нехтують силою сухого тертя і розглядають силу тертя як силу рідинного тертя, яку розраховують згідно з залежністю [67]

$$F_{\text{тр}}(t) = k_{\text{тр}} \dot{x}_{\text{зрз}}, \quad (3.8)$$

де – $k_{\text{тр}}$ коефіцієнт тертя.

Це дозволяє значно спростити рівняння руху рухомих елементів пристроїв, яке входить до математичних моделей їх робочих процесів, згідно з якими визначають динамічні характеристики цих пристроїв. Однак залежність (3.8) може бути використане лише як розв’язок першого наближення.

Зазначимо, що залежності (3.1)–(3.8) носять загальний характер. Згідно з ними точність розрахунку сили тертя визначається точністю розрахунку її окремих складових.

У роботі [41] силу тертя в гідроапараті розглядають як суму сил: сили тертя, породжуваної зрушенням шарів рідини у зазорах пари тертя, в умовах її перекосу $F_{\text{тр в}}(t)$, і сили сухого (контактного) тертя $F_{\text{тр к}}(t)$ у зонах контакту запірно-регулюючого елемента і гільзи.

$$F_{\text{тр}}(t) = F_{\text{тр к}}(t) + F_{\text{тр в}}(t). \quad (3.9)$$

При цьому силу сухого тертя, коли швидкість руху запірно-регулюючого елемента не перевищує критичної $\dot{x}_{\text{зрз к}}$, розраховують згідно залежності, яка враховує ексцентричне розміщення запірно-регулюючого елемента в гільзі:

$$F_{\text{тр}}(t) \approx F_{\text{тр к}}(t) = 2 F_{\text{г}}(t) k_{\text{тр к 0}}, \quad (3.10)$$

де $k_{\text{трк}0}$ – коефіцієнт тертя, значення якого мало змінюється і знаходиться для гідроапаратів в межах 0,19 ... 0,21; $F_r(t)$ – радіальна сила, що діє на запірно-регулюючий елемент та розраховується згідно з залежністю

$$F_r(t) = 2 F_{\text{пр}}(t) e_{\text{пр}} / L_{\text{зрє}} , \quad (3.11)$$

де $F_{\text{пр}}(t)$ – сила пружини; $e_{\text{пр}}$ – зсув пружини; $L_{\text{зрє}}$ – загальна довжина запірно-регулюючого елемента.

Значення $\dot{x}_{\text{зрєк}}$ розраховують за формулою [41]

$$\dot{x}_{\text{зрєк}} = \frac{2 F_r(t) k_{\text{трк}0}}{\mu k_{\text{тп}} k_{\text{т}}} , \quad (3.12)$$

де $k_{\text{тп}} = 1,8 / (0,47 + \nu_t) + 1$, ν_t – коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини ($\nu_t - \text{см}^2/\text{с}$) – коефіцієнт, що характеризує положення запірно-регулюючого елемента в гільзі; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини; $k_{\text{т}} = 2 \pi d_{\text{зрє}} L_{\text{зрє}} / \delta$ – коефіцієнт тертя [41]; $d_{\text{зрє}}$ – діаметр запірно-регулюючого елемента; δ – радіальний зазор.

Однак розрахована згідно з залежностями (3.10) і (3.11) сила сухого тертя не враховує дійсне розміщення запірно-регулюючого елемента в гільзі (радіальний зазор, зсув контактних витків пружини), що знижує точність розрахунків, а отже, потребує уточнення. Крім того, формула, наведена в роботі [41], не зовсім коректна, оскільки містить розмірний коефіцієнт.

В останніх публікаціях [47, 111] силу тертя розраховують згідно з залежністю

$$F_{\text{тр}}(t) = F_{\text{тр}0}(t) \text{sign } \dot{x}_{\text{зрє}} + F_{\text{тр}v}(t) , \quad (3.13)$$

яка враховує як силу сухого $F_{\text{тр}0}(t)$, так і силу рідинного тертя $F_{\text{тр}v}(t)$, відображає фізику процесу та правомірно може бути використана в подальших розрахунках. Слід відзначити, що, як і більшість дослідників, при визначенні сили тертя автори робіт [47, 111] використовували коефіцієнти, отримані експериментальним шляхом, що накладає певні обмеження на сферу використання отриманих результатів.

У роботі [53] силу рідинного тертя розраховують за залежністю

$$F_{\text{тр в}}(t) = 8 \pi \mu \left[\frac{l_{\text{е зре}} (d_{\text{зре}} \delta + \delta^2)}{\left(\frac{d_{\text{зре}}}{2} + \delta\right)^2 + \left(\frac{d_{\text{зре}}}{2}\right)^2 - \frac{d_{\text{зре}} \delta + \delta^2}{\ln(1 + 2\delta/d_{\text{зре}})}} \right] \dot{x}_{\text{зре}}, \quad (3.14)$$

де $l_{\text{е зре}}$ – ефективна довжина контакту між запірно-регулюючим елементом і гільзою.

Однак формула (3.14), хоча і враховує розміри пари тертя, не враховує дійсне розміщення запірно-регулюючого елемента в гільзі, а отже, також потребує уточнення.

Таким чином, для розрахунку сили тертя запірно-регулюючого елемента в гільзі правомірно використовувати залежність (3.13), яка враховує як силу сухого тертя, так і силу рідинного. При цьому для визначення складових рівняння (3.13) можна використати залежності (3.10), (3.11) і (3.14), які повинні враховувати дійсне розміщення запірно-регулюючого елемента в гільзі, його форму і потребують уточнення.

У світовій і вітчизняній практиці створення гідроапаратури визначилася тенденція використання гідроапаратів з осциляцією. Запірно-регулюючі елементи таких гідроапаратів здійснюють осцилюючий рух з великою частотою і малою амплітудою, усуваючи таким чином силу сухого тертя. Вони застосовуються в високодинамічних та високоточних слідкуючих гідроагрегатах, значно покращуючи характеристики останніх.

При визначенні сили тертя на осцилюючому запірно-регулюючому елементі гідроапарата вважаємо, що його розташування відносно втулки завжди асиметричне, а основним фактором, який визначає таке положення запірно-регулюючого елемента, є пружина. При його русі сила тертя з достатньою для практичних розрахунків точністю може бути описана за допомогою кривої Штрибекка [114], ідеальний вигляд половини якої показаний на рис. 3.1.

Залежність $F_{\text{тр}}(t)$ в області $0 < \dot{x}_{\text{зре}} < \dot{x}_{\text{зре к}}$ неоднозначна, тому що сила тертя при $\dot{x}_{\text{зре}} = 0$ (сила тертя спокою) залежить від швидкості, при якій запірно-регулюючий елемент починає рухатися у протилежний бік (рис. 3.1). Найкращим є випадок, коли рух у протилежний бік почнеться в точці б, тому що при цьому сила тертя в точці $\dot{x}_{\text{зре}} = 0$ наближається до

свого мінімального значення. Отже, оптимальна швидкість осциляції запірно-регулюючого елемента гідроапарата повинна дорівнювати $\dot{x}_{зрек}$. Зауважимо, що в цьому випадку сила тертя значною мірою залежить від ексцентриситету пружини, який залежить від її розміщення в гідроапараті.

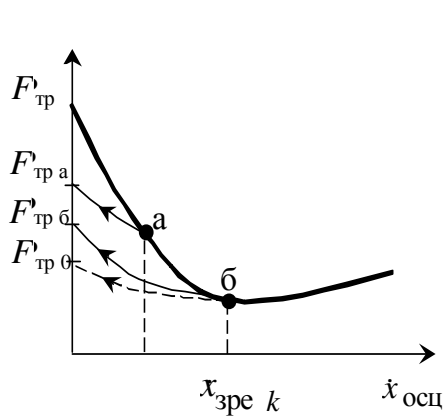


Рис. 3.1. Вигляд половини кривої Штрибекка

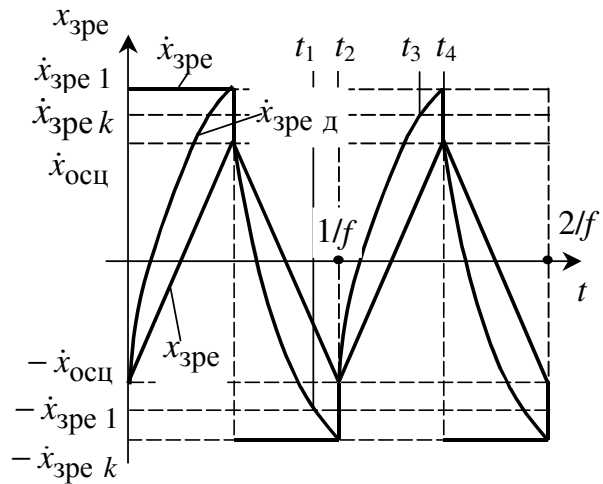


Рис. 3.2. Вигляд траєкторії руху та зміни швидкості осциляції запірно-регулюючого елемента

У статті [60] в припущенні, що запірно-регулюючий елемент займає асиметричне положення і має точки контакту з гільзою, а кут перекошу зневажливо малий отримано залежність для розрахунку сили тертя запірно-регулюючого елемента гідроапарата з осциляцією

$$F_{тр}(t) = \left\{ \frac{2 k_{т ко} c_{пр \Sigma} x_{пр 0} [\delta + 0,56 D_{пр} (0,504/n_{пр} + 0,121/n_{пр}^2 + 2,06/n_{пр}^3)]}{L_{зрек}} \right\} \text{sign } \dot{x}_{зрек} + 8 \pi \mu k_{т р} \left[\frac{l_{е зрек} (d_{зрек} \delta + \delta^2)}{\left(\frac{d_{зрек}}{2} + \delta \right)^2 + \left(\frac{d_{зрек}}{2} \right)^2 - \frac{d_{зрек} \delta + \delta^2}{\ln(1 + 2\delta/d_{зрек})}} \right] \dot{x}_{зрек}, \quad (3.19)$$

де $c_{пр\Sigma}$, $x_{пр0}$ і $D_{пр}$ – відповідно сумарна жорсткість, попередній підтиск і середній діаметр пружини; $n_{пр}$ – кількість робочих витків пружини; $L_{зрек}$ – загальна довжина запірно-регулюючого елемента; $k_{т р}$ – коефіцієнт який враховує положення запірно-регулюючого елемента в гільзі, і розрахо-

вується за залежністю [60]

$$k_{тp} = 1,8 / (0,47 + \bar{v}_t) + 1,$$

де \bar{v}_t – відносний коефіцієнт кінематичної в'язкості робочої рідини,
 $\bar{v}_t = v_{50} / v_{10}$.

Відзначимо, що знаючи значення критичної швидкості руху запірно-регулюючого елемента (залежність (3.12)), можемо визначити характер процесу тертя. Якщо при максимальній швидкості руху запірно-регулюючого елемента змащування рідинне, то його зворотно-поступальний рух починається в умовах змішаного змащування, а всередині напівперіоду відбувається перехід до рідинного змащування. Зміна сили тертя відбувається так, як показано на рис. 3.1 пунктирною лінією.

Обґрунтування правомірності застосування залежності (3.19) для розрахунку сили тертя на запірно-регулюючому елементі гідроапаратів з осциляцією у їх математичних моделях зроблено у статті [60]. Тут порівняння проводили за допомогою графіків перехідних процесів у гідроагрегаті з клапаном прямої дії з осциляцією, отриманих у пакеті прикладних програм, математична модель робочого процесу якого наведена у статті [59]. Наведені залежності для розрахунку сили тертя дозволяють на всіх етапах проектування гідроапаратів залежно від необхідної точності обґрунтовано провести їх вибір.

3.2. Гідродинамічна сила

Аналіз методів розрахунку гідродинамічної сили показав, що труднощі, які виникають при її визначенні, пояснюються складністю течії робочої рідини у проточній камері гідроапарата, які, як правило, мають складну форму, а також неможливістю достатньо точно розрахувати закон розподілу тиску на торцях пояса запірно-регулюючого елемента (плунжера). Тому значна кількість наукових робіт присвячена експериментальному визначенню гідродинамічної сили та отримання емпіричних залежностей для її визначення.

Гідродинамічна сила, яка діє на заслінку (рис. 3.3), отримана у роботі [79], з розгляду зміни кількості руху рідини, що протікає через контрольний об'єм, в припущенні, що тиск та швидкість розподілені рівномірно, а розміри заслінки великі. Крім того, при її визначенні

нехтували вагою робочої рідини, її стисканням та силами тертя на границях об'єму.

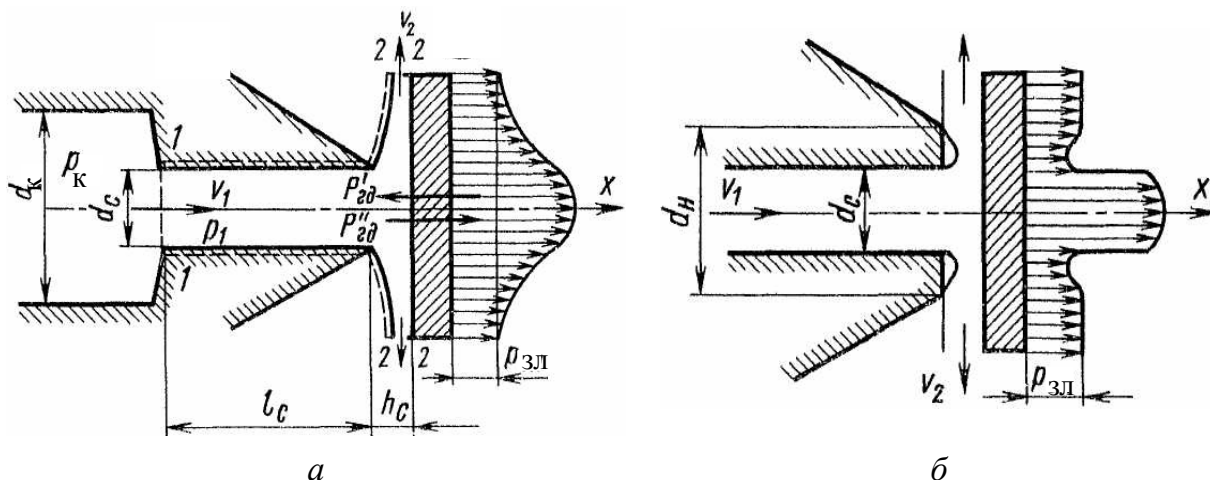


Рис. 3.3. Схема для розрахунку гідродинамічної сили, що діє на заслінку: *a* – сопло з гострою кромкою; *б* – сопло з притупленою кромкою

Оскільки, закон розподілення швидкості по виділеному об'єму та тиску на поверхні заслінки невідомі, то гідродинамічну силу визначають за наближеною формулою

$$F_{\text{гд}}(t) = [p_1(t) - p_{\text{зл}}]A_c + \frac{\rho(t)q_c^2(t)}{A_c} - \rho(t)l_c \frac{dq_c(t)}{dt}, \quad (3.20)$$

де $p_1(t)$ і $p_{\text{зл}}$ – відповідно тиск у соплі і зливні; $A_c = \pi d_c^2/4$ – площа поперечного перерізу сопла; $q_c(t) = \mu_c(\text{Re})\pi d_c h_c(t) \sqrt{2[p_1(t) - p_{\text{зл}}]/\rho(t)}$ – витрата через сопло; $\mu_c(\text{Re})$, d_c , і l_c – відповідно коефіцієнт витрати, діаметр і довжина сопла; $h_c(t)$ – переміщення заслінки.

В усталеному режимі руху робочої рідини $d q_c/d t = 0$ гідродинамічна сила визначається за формулою

$$F_{\text{гд}} = (p_1 - p_{\text{зл}})A_c + \rho q_c^2/A_c. \quad (3.21)$$

Максимальне значення гідродинамічна сила має при великій відстані між соплом та заслінкою

$$F_{\text{гд max}}(t) = 2[p_1(t) - p_{\text{зл}}]A_c, \quad (3.22)$$

а мінімальне – коли заслінка повністю закриває сопло

$$F_{\text{гд ст}}(t) = [p_1(t) - p_{\text{зл}}]A_c. \quad (3.23)$$

Формулу (3.23) можна використовувати для розрахунку динамічних характеристик регулюючих пристроїв в тих випадках, коли довжина

каналу сопла l_c незначна, тоді при максимально можливих прискореннях робочої рідини останній член в рівнянні (3.20) буде зовсім малим порівняно з двома іншими.

Гідродинамічні сили які діють на запірно-регулюючі елементи (затвори) клапанів визначається аналогічно як сили, що діють на заслінку. Причому необхідно враховувати, що при обтіканні запірно-регулюючих елементів клапанів робоча рідина відхиляється від його осі на кут θ , що не дорівнює 90° (рис. 3.4).

При усталеному русі робочої рідини гідродинамічну силу, яка діє на запірно-регулюючий елемент клапана, знаходять за формулою

$$F_{ГД}(t) = (p_{ж} - p_{зл})A_{п} - \rho(t) q_{кл}(t) [v_2(t)\cos\theta - v_1(t)], \quad (3.24)$$

де $A_{п} = \pi d_{п}^2/4$ і $A_{кл}(t) = \pi d_{п} h_{кл}(t) \sin\theta$ – відповідно площі каналу підводу і прохідного перерізу клапана; $q_{кл}(t) = \mu_{кл} [Re, h_{кл}(t)] A_{кл}(t) \sqrt{2(p_{ж} - p_{зл})/\rho(t)}$ – витрата через клапан; $v_1(t) = q_{кл}(t)/A_{п}$ і $v_2(t) = \frac{q_{кл}(t)}{\epsilon_{кл} A_{кл}(t)}$ – відповідно швидкості робочої рідини в каналі підведення і прохідному перерізі клапана; $d_{п}$ – діаметр каналу підведення; $\mu_{кл} [Re, h_{кл}(t)]$ і $\epsilon_{кл}$ – відповідно коефіцієнт витрати і стиску робочої рідини клапана; θ – кут відхилення вектора потоку робочої рідини, яка обтікає клапан (див. рис. 3.4).

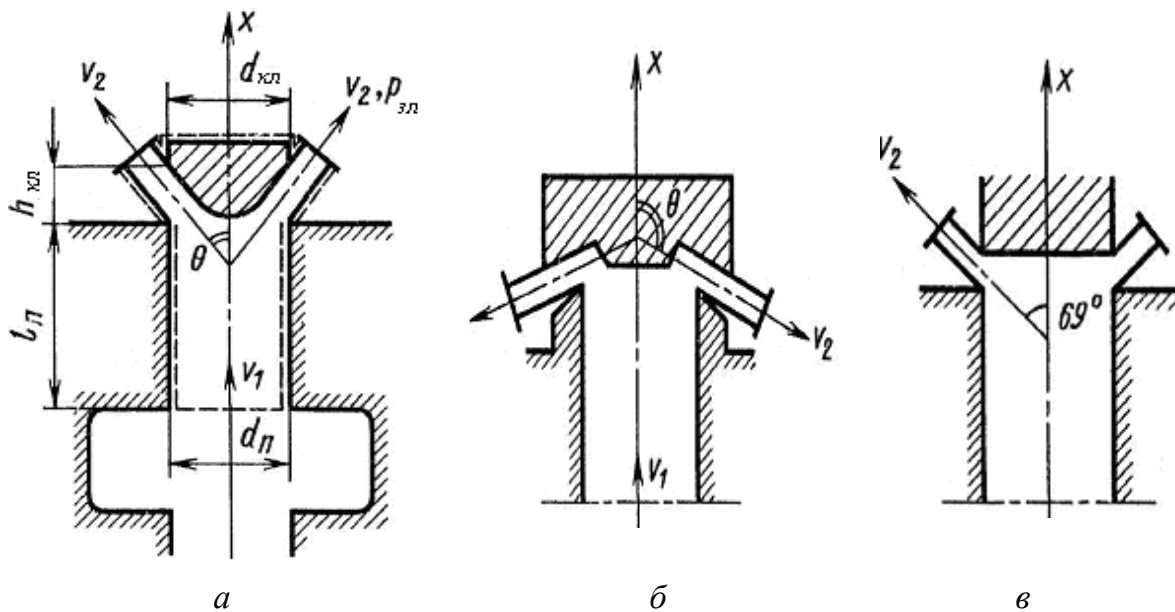


Рис. 3.4. Схеми для розрахунку гідродинамічної сили, що діють на запірно-регулюючий елемент клапана: а, в – клапан без компенсації гідродинамічної сили; б – клапан з компенсацією гідродинамічної сили

Зауважимо, що для кутів θ менших за 90° гідродинамічна сила менше за гідростатичну $-(p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}})A_{\text{п}}$.

Відмітимо, що при деяких формах запірно-регулюючих елементів клапана потік робочої рідини може його не торкатися. Величина кута θ залежить від форми запірно-регулюючого елемента клапана, співвідношення розмірів дроселюючої щілини, а отже, швидкості в ній робочої рідини, має різні значення. Внаслідок того, що потік робочої рідини позмінно, то прилипає до поверхні запірно-регулюючого елемента, то відривається від нього (виникає відривна течія), гідродинамічна сила може бути змінною в часі та викликати автоколивання.

З використанням струминної теорії в статті [48] отримана залежність для визначення осьової гідродинамічної сили для гідророзподільника з гострою дроселюючою кромкою

$$F_{\text{гд}}(t) = -2 \mu_{\text{га}} \delta \Delta p_{\text{щ}}(t) \sqrt{\left[\frac{x_{\text{зпе}}(t)}{\delta}\right]^2 + 1} \left\{ \cos \theta_{\text{н}} - \mu_{\text{га}} \theta_{\text{н}} \sqrt{\left[\frac{x_{\text{зпе}}(t)}{\delta}\right]^2 + 1} \right\} l_{\text{ок}}, \quad (3.25)$$

де $\mu_{\text{га}}$ – коефіцієнт витрат гідроапарата; δ – радіальний зазор; t – час; $\Delta p_{\text{щ}}(t)$ – перепад тиску на дроселюючій щілині; $x_{\text{зпе}}(t)$ – переміщення запірно-регулюючого елемента; $\theta_{\text{н}}$ – кут нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента; $l_{\text{ок}}$ – довжина робочого вікна гідророзподільника.

Наведені там же результати експериментальних досліджень осьової гідродинамічної сили та розрахованої згідно з залежністю (3.25) показали їх розбіжність до 20 %. Теоретично встановлено, що кут $\theta_{\text{н}}$ змінюється залежно від переміщення запірно-регулюючого елемента та залежить від радіального зазору. Однак для розрахунків цей кут приймають постійним та рівним 69° .

У статті [66] встановлено, що експериментально визначені значення осьової гідродинамічної сили більші, ніж розраховані згідно з теоретичною залежністю (3.25). Ця розбіжність пояснюється авторами відмінністю кута $\theta_{\text{н}}$ від 69° . Можна зробити висновок, що ця теоретична формула потребує уточнення, урахування форми дроселюючої щілини гідроапаратів та характеристик робочої рідини.

У більшості випадків розрахункові залежності осьової гідродина-

мічної сили, що діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата, отримані з розгляду зміни кількості руху рідини, що протікає через контрольний об'єм. У роботі [52] таку залежність подано у вигляді:

$$F_{\text{гд}}(t) = -2\varphi\mu_{\text{га}}(p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}})A_{\text{зрє}}(t)\cos\theta_{\text{н}} + \rho(t)l\mu_{\text{га}}\frac{d}{dt}\left[A_{\text{зрє}}(t)\sqrt{\frac{2(p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}})}{\rho(t)}}\right], \quad (3.26)$$

де $\mu_{\text{га}}$ – коефіцієнт витрати гідроапарата; $A_{\text{зрє}}(t)$ – площа прохідного перерізу запірно-регулюючого елемента; φ – коефіцієнт швидкості; $p_{\text{ж}}$ – тиск живлення; $p_{\text{зл}}$ – тиск зливу; $\rho(t)$ – густина робочої рідини; l – відстань між віссю каналу живлення та віссю каналу зливу.

Залежність (3.26), на відміну від формули (3.25), ураховує зміну площі дроселюючої щілини та характеристики робочої рідини. Розглядаючи зміну кількості руху рідини, що протікає через контрольний об'єм, у роботі [79] отримана залежність для розрахунку осьової гідродинамічної сили, яка діє на плунжер чотирищілинного гідророзподільника, для випадку, коли він керує не навантаженим гідравлічним циліндром

$$F_{\text{гд}}(t) = -2c_{\text{гд}}x_{\text{зрє}}(t) - k_{\text{ін}}\frac{dx_{\text{зрє}}}{dt}, \quad (3.27)$$

$$\text{де } c_{\text{гд}} = \mu_{\text{га}}b_{\text{ок}}(p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}})\cos\theta_{\text{н}}; \quad (3.28)$$

$$k_{\text{ін}} = \rho(l_3 - l_2)\mu_{\text{га}}b_{\text{вік}}\sqrt{(p_{\text{ж}} - p_{\text{зл}})/\rho}; \quad (3.29)$$

$b_{\text{вік}}$ – сумарна ширина вікон гідророзподільника; l_3, l_2 – відповідно відстані між віссю каналу живлення та виточкою в гільзі гідророзподільника, віссю каналу зливу та виточкою в гільзі гідророзподільника.

Зауважимо, що при розрахунку гідродинамічної сили, яка діє на запірно-регулюючий елемент, виконаний у вигляді затвора, або має одну дроселюючу кромку, в рівнянні (3.27), перед коефіцієнтом $c_{\text{гд}}$ не ставлять множник 2.

Аналіз рівняння (3.27), проведений у роботі [79], показує, що перший член рівняння (3.27) діє аналогічно пружині, що прагне повернути запірно-регулюючий елемент гідророзподільника у нейтральне положення, а другий член ураховує інерційну дію неусталеного потоку робочої рідини на запірно-регулюючий елемент і є силою рідинного

тертя. Причому при $l_3 - l_2 < 0$ “сила тертя”, що визначається другим членом рівняння (3.27), буде мати знак протилежний знаку сили “гідродинамічної пружини”, внаслідок чого без врахування інших чинників, що демпфірують, коливання запірно-регулюючого елемента буде розбіжним. У цьому полягає ефект “негативного” демпфірування запірно-регулюючого елемента, викликаний неусталеним рухом робочої рідини у каналах гідроапарата. Для усунення цього явища необхідно, щоб $l_3 \geq l_2$. Однак залежність (3.27) не враховує форму дроселюючої щілини запірно-регулюючого елемента, при її використанні величину кута θ_n приймають постійною.

Для підвищення точності визначення характеристик гідроапаратів, в тому числі і гідродинамічної сили, необхідно для розрахунку коефіцієнтів витрат використовувати залежність (2.28), яка дозволяє враховувати нестационарні гідродинамічні процеси в гідроапаратах.

При розрахунку гідродинамічної сили величину кута відхилення потоку робочої рідини, що протікає через дроселюючу щілину θ_n , за результатами проведених численних теоретичних та експериментальних досліджень, приймають постійною і рівною 69° [41, 48, 65, 79, 113]. Відзначимо, що приймати даний кут у розрахунках постійним можна, однак у дійсності він змінюється в певних межах. У роботах [48, 102, 108] наведені дані щодо зміни цього кута, але тільки для дуже малих переміщень запірно-регулюючого елемента гідророзподільника з гострою дроселюючою щілиною, які сумірні і з радіальним зазором. Про зміну цього кута також говориться у статтях [65, 66].

У роботах [1, 29, 48] наведені графічні залежності, які враховують зміну кута θ_n у залежності від $x_{зре}/\delta$, для гідророзподільника з гострою дроселюючою кромкою, яка, у межах зміни $x_{зре}/\delta$ від 0 до 30 може бути апроксимована наступною залежністю

$$\theta_n = 25,191 + 7,297(x_{зре}/\delta) - 0,401(x_{зре}/\delta)^2 + 6,84 \cdot 10^{-3}(x_{зре}/\delta)^3. \quad (3.30)$$

При подальшому збільшенні $x_{зре}/\delta$ у розрахунках приймають $\theta_n \approx 69^\circ$. Для інших типів дроселюючих щілин таких залежностей немає. Зауважимо, що зменшення осьової гідродинамічної сили можна досягнути шляхом профілювання проточної частини гідроапарата [24, 109].

У залежностях для розрахунку гідродинамічної сили форма дроселюючих кромок враховується площею прохідного перерізу при переміщенні запірно-регулюючого елемента та кутом нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента гідроапарата. Якщо залежності для визначення площ прохідного перерізу різних дроселюючих кромок широко представлені в літературних джерелах, наприклад у роботі [1], то відомості, про значення кута нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента гідроапарата відсутні. Для визначення цього кута розглядали наступні форми дроселюючих кромок: гостра; конічна; з трикутними запилами; з запилами у вигляді сегмента кола; одна дроселююча кромка гостра з напівкруглою канавкою, а інша – конічна.

Кут нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента гідроапарата визначали за лініями течії у його проточній частині (рис. 3.5) [18].

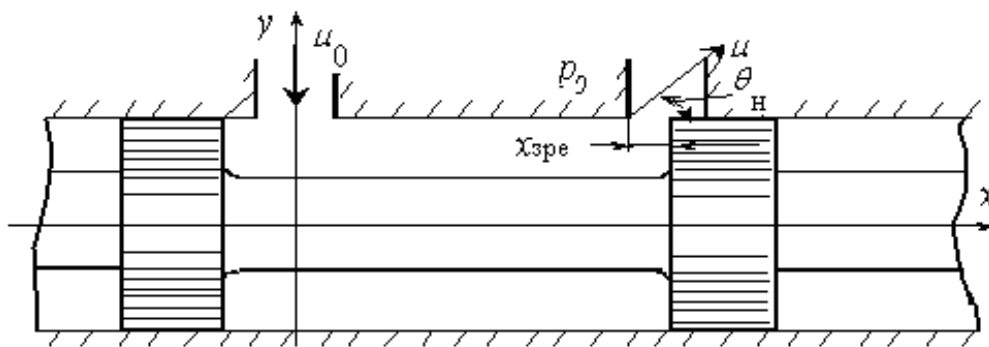


Рис. 3.5. Розрахункова схема течії робочої рідини у проточній частині гідроапарата

Брали одну вісь координат по осі запірно-регулюючого елемента, а іншу – по осі каналу живлення. Вважали, що сили, які діють з обох боків на запірно-регулюючий елемент, зрівноважені, тобто він знаходиться у нерухомому стані, а течія робочої рідини в його прохідних каналах усталена ($\partial u / \partial t = 0$). Розглядали плоску задачу ламінарної течії в'язкої нестисливої робочої рідини, яка описується рівняннями Нав'є-Стокса та нерозривності, при $\rho = \text{const}$.

Приймали, що турбулентні пульсації відсутні. Записували граничні умови: при $x = 0$; $u = u_0$; $p_{\text{зл}} = p_0$; швидкість робочої рідини на нерухомих поверхнях гідроапарата дорівнює нулю. Вважали, що

швидкість робочої рідини, яка втікає у проточну камеру та витікає з неї через кільцеву поверхню, має рівномірний розподіл. Розв'язання гідродинамічної задачі провели у пакеті прикладних програм FEMLab, який призначений для моделювання фізичних процесів і базується на методі кінцевих елементів. Розв'язання цієї задачі проводили при таких сталих параметрах, як $u = 3$ м/с; $\rho = 900$ кг/м³. Змінювали $x_{зрє}$ у діапазоні від 0 до 1,0 мм, при постійних значеннях $\mu = 2 \cdot 10^{-2}$ Па · с; $\mu = 1 \cdot 10^{-2}$ Па · с; $\mu = 0,7 \cdot 10^{-2}$ Па · с. Отримали картини течії робочої рідини, деякі з яких наведені на рис. 3.6. За розподілом ліній течії визначали кути нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента гідроапарата – θ_n . Встановлено, що він значною мірою залежить від типу дроселюючої кромки запірно-регулюючого елемента.

За результатами проведених розрахунків кут θ_n становить для запірно-регулюючого елемента із гострою дроселюючою кромкою – 69°; з конічною – 43°; з трикутними запилами – 53°; з запилами у вигляді сегмента кола – 63° 30'; гостра з напівкруглою канавкою – 75°. Зауважимо, що отримані значення кута θ_n для запірно-регулюючого елемента з дроселюючою кромкою з трикутними запилами, зважаючи на її складну форму, дещо менші від дійсних. Значення кута θ_n у гідроапаратах з гострою дроселюючою кромкою співпадають з даними багатьох дослідників [41, 48, 65]. Таким чином, доведено, що визначені кути нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента для різних дроселюючих кромок є достатньо точними, а розроблена методика визначення кута θ_n може бути використана для гідроапаратів з іншими дроселюючими кромками запірно-регулюючого елемента. Зауважимо, що лінії течії у проточній частині гідроапаратів дозволяють визначити вихрові зони, в яких є можливим виникнення кавітації, що може призвести до нестабільності в роботі гідроапарата та гідроагрегату.

Розрахунковим шляхом встановлено, що зміна коефіцієнта динамічної в'язкості робочої рідини μ викликає зміну картини її течії (розташування вихрових зон у вихідному каналі гідроапарата). При цьому кут θ_n незначно зменшується. Але для мастил, які, зазвичай, використо-

вуються у гідроагрегатах, з достатньою для практичних розрахунків точністю цей кут можна приймати сталим для заданої дроселюючої кромки запірно-регулюючого елемента.

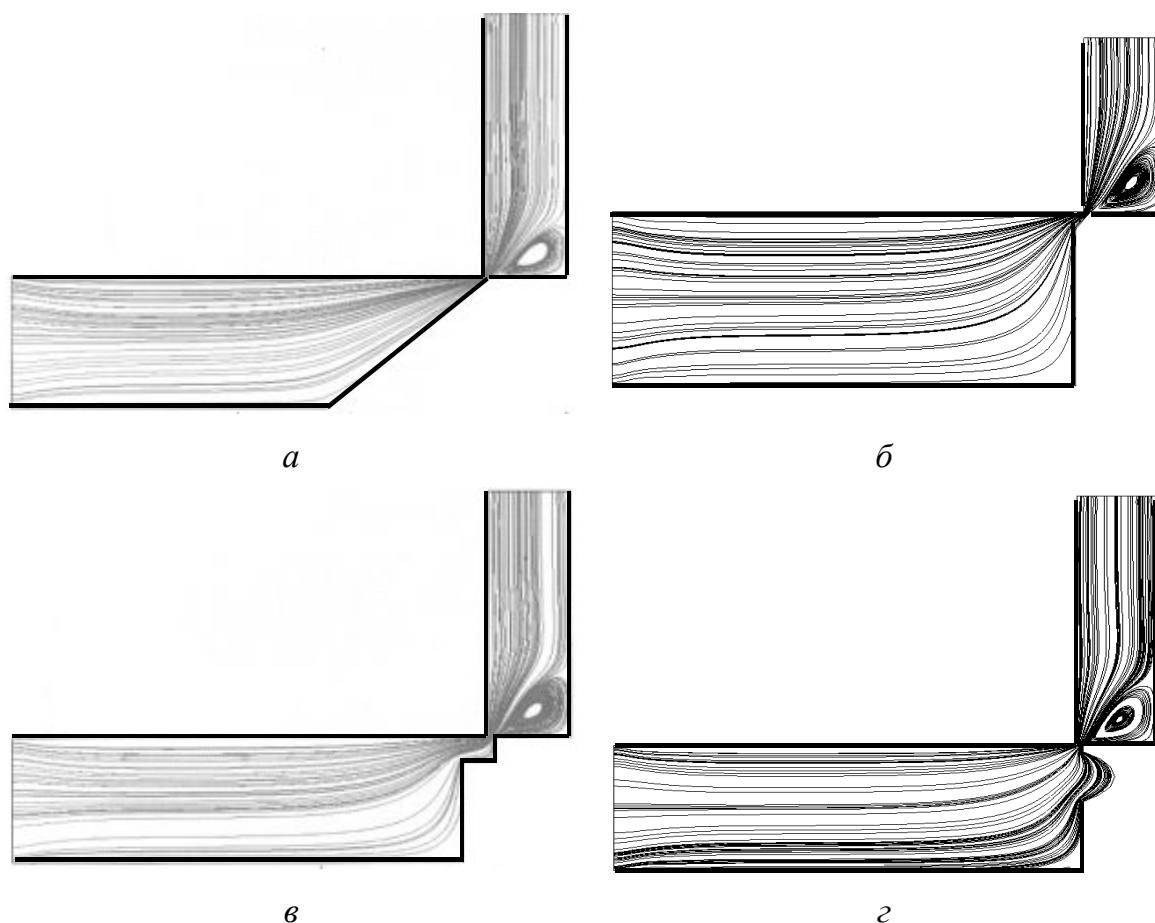


Рис. 3.6. Лінії течії у проточній частині гідроапарата, у залежності від типу дроселюючої кромки запірно-регулюючого елемента при $x_{зре} = 0,4$ мм: *а* – конічною; *б* – з трикутними запилами; *в* – із запилами у вигляді сегмента кола; *г* – гостра з напівкруглою канавкою

Математичну залежність для визначення гідродинамічної сили на осцилюючому запірно-регулюючому елементі, з урахуванням максимальної кількості факторів отримали з формули (3.27), яку записували у вигляді [61]:

$$P_{гд}(t) = -2 c_{гд}(t) x_{зре}(t) - k_{ін}(t) \frac{d}{dt} x_{зре}(t), \quad (3.31)$$

$$\text{де } c_{гд}(t) = \mu_{н га} [\text{Re}, x_{зре}(t)] b_{вік} \Delta p_{щ}(t) \cos \theta_n; \quad (3.32)$$

$$k_{ін}(t) = \rho(t) \Delta l \mu_{н га} [\text{Re}, x_{зре}(t)] b_{вік} \sqrt{|\Delta p_{щ}(t)| / \rho(t)}, \quad (3.33)$$

де $\Delta p_{щ}(t)$ – перепад тиску у дроселюючій щілині гідроапарата.

Розглядали чотирищілинний гідророзподільник для випадку, коли він керує ненавантаженим гідравлічним циліндром і перепад тиску на його дроселюючих кромках становить $(p_{ж} - p_{зл})/2$, а запірно-регулюючий елемент гідроапарата (плунжер гідророзподільника) здійснює осцилюючий гармонічний рух біля середнього положення, що характеризується відкриттям $x_{зрe0}$. Зауважимо, що вимірювання гідродинамічної сили при осциляції запірно-регулюючого елемента ускладнено, а теоретичні роботи в цьому напрямку відсутні [79]. Миттєве переміщення запірно-регулюючого елемента

$$x_{зрe}(t) = x_{зрe0} + x_{осц} \cos \varphi, \quad (3.34)$$

де $\varphi = \omega_{осц} t$; $x_{осц}$ і $\omega_{осц}$ – відповідно амплітуда і частота осциляції запірно-регулюючого елемента.

Підставивши (3.34) у рівняння (3.31) та розкривши дужки, отримали

$$F_{гд0}(t) = -2 c_{гд0} x_{зрe0} - 2 c_{гд0} x_{осц} \cos(\omega_{осц} t) + k_{ін0} x_{осц} \omega_{осц} \sin(\omega_{осц} t). \quad (3.35)$$

Залежність (3.35) дозволила уточнити фізичну модель гідродинамічної сили на осцилюючому запірно-регулюючому елементі гідроапарата. Вона обумовлена дією на запірно-регулюючий елемент трьох складових: сили, дія якої аналогічна дії пружини, обумовленої зміщенням запірно-регулюючого елемента гідроапарата від свого нейтрального положення, що приводить до зниження тиску робочої рідини в околицях входу у щілину при її русі у проточній частині гідроапарата намагається повернути запірно-регулюючий елемент у нейтральне положення; змінною в часі сили, дія якої аналогічна дії пружини та обумовлена осциляцією запірно-регулюючого елемента гідроапарата, що приводить до пульсації тиску робочої рідини в околицях входу у щілину при її русі у проточній частині гідроапарата і намагається перешкоджати осциляції запірно-регулюючого елемента; змінною в часі сили, дія якої еквівалентна силі рідинного тертя і враховує інерційну дію неусталеного потоку робочої рідини, обумовленого осциляцією запірно-регулюючого елемента гідроапарата, що приводить до пульсації тиску робочої рідини біля осі запірно-регулюючого елемента.

Зауважимо, що третя складова осьової гідродинамічної сили, яка враховує інерційну дію неусталеного потоку робочої рідини,

обумовленого осциляцією запірно-регулюючого елемента гідроапарата, залежно від геометричних параметрів гідроапарата та перепаду тиску на його дроселюючій щілині може змінювати свій знак на протилежний. Це може призвести до того, що коливання запірно-регулюючого елемента будуть нестійкими.

Проведені розрахункові дослідження гідродинамічної сили з урахуванням параметрів осциляції та без у пакеті прикладних програм Mathcad дозволили отримати графіки зміни її в часі, деякі з яких наведені на рис 3.7.

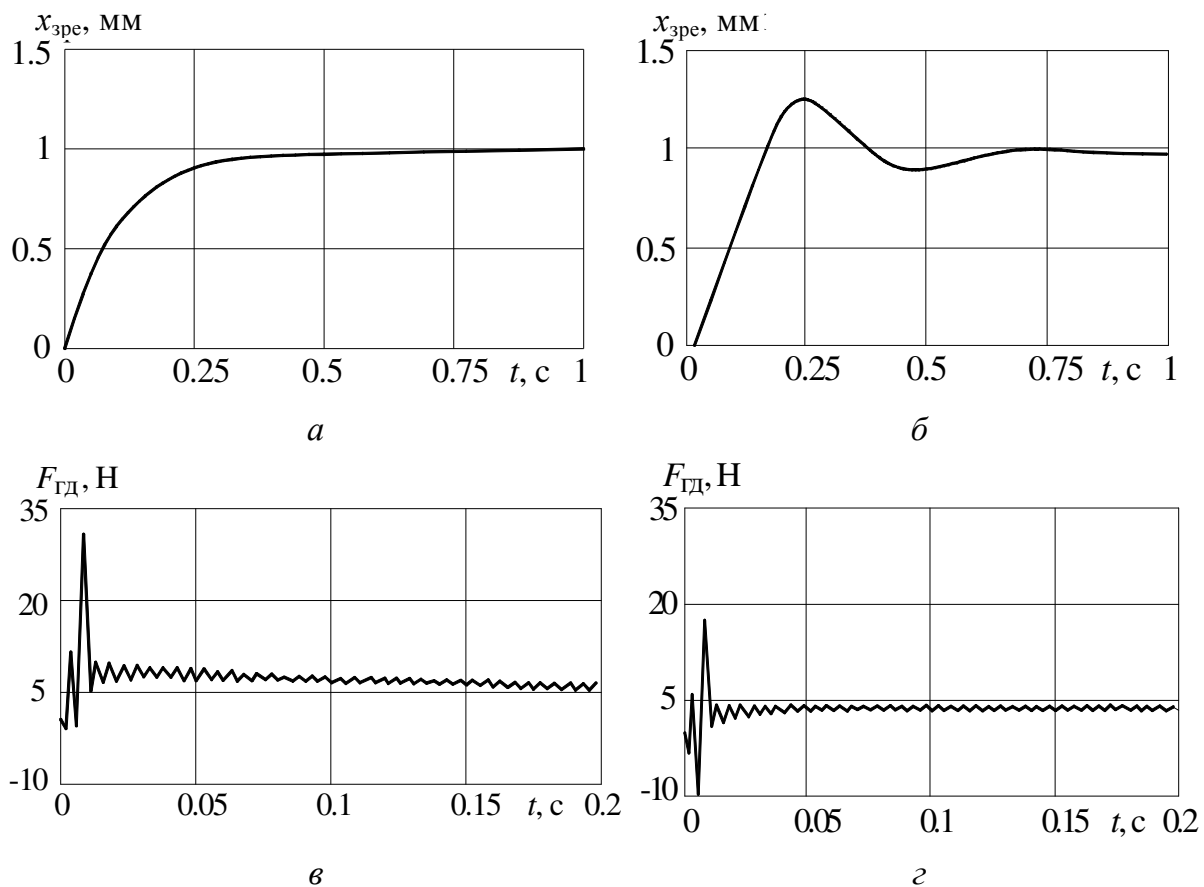


Рис. 3.7. Графіки зміни в часі при $x_{осц} = 0,05$ мм; $\omega_{осц} = 200$ 1/с: а, б – $x_{зре}(t)$; в, г – гідродинамічної сили; а, в – за експонентою; б, г – коливальне

Розглядали гідророзподільник, який мав такі параметри: $b_{вк} = 1,1$ мм; $\Delta l = 13,2$ мм; $x_{зре\max} = 1,0$ мм; $\theta_n = 69^0$; $\mu_{сга} = 0,7$; параметри робочої рідини – $\rho_p = 900$ кг/м³; $E_p = 1,35 \cdot 10^3$ МПа; $\nu_t = 28$ мм²/с; газовміст – 3,0 %; максимальне значення витрати через гідророзподільник – $q_{\max} = 301,6$ см³/с. Перепад тиску $\Delta p_{щ0} = 7,0$ МПа, а його пульсації $\Delta p_{щ}(t)$

формується згідно з напівсинусоїдальним законом з частотою $f = 200$ Гц і амплітудою 0,3 МПа. Задавали початкові умови: $x_{зре}(0) = 0$, $\dot{x}_{зре}(0) = 0$, $x_{осц}(0) = x_{осц}$ і $\omega_{осц}(0) = \omega_{осц}$; траєкторію зміни $x_{зре}(t)$, отримали графіки зміни переміщення запірно-регулюючого елемента та гідродинамічної сили.

Оцінку близькості гідродинамічної сили при перехідному процесі та в усталеному режимі на запірно-регулюючому елементі гідророзподільника з осциляцією та без неї проводили за відносною інтегральною оцінкою (1.1). Результати розрахунку наведені в табл. 3.1. За результатами розрахункових досліджень встановлено:

– вміст до 5 % нерозчиненого повітря в робочій рідині практично не впливає на величину гідродинамічної сили, при цьому похибка розрахунків не перевищує 1 %, а густину робочої рідини можна приймати сталою і рівною її середньому значенню;

– найбільша різниця в значеннях гідродинамічної сили, розрахованої з врахуванням осциляції та без неї, спостерігається при перехідному процесі запірно-регулюючого елемента незалежно від його характеру;

– похибка при нехтуванні параметрами осциляції запірно-регулюючого елемента при визначенні гідродинамічної сили в усталеному режимі не перевищить 2 %;

– час регулювання гідродинамічної сили при перехідному процесі на порядок менше часу регулювання переміщення запірно-регулюючого елемента.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку відносної інтегральної оцінки гідродинамічної сили*

Параметри осциляції		Переміщення запірно-регулюючого елемента			
$x_{осц}$, мм	$\omega_{осц}$, 1/с	за експонентою			коливальне
		$t_p = 0,4$ с	$t_p = 0,65$ с	$t_p = 1,0$ с	$t_p = 1,0$ с
0,01	200	2,511/ 0,321	2,528/ 0,353	2,916/ 0,385	2,611/ 0,363
0,03	200	7,714/ 1,038	7,56/ 1,05	8,774/ 1,119	7,876/ 1,073
0,05	200	12,651/ 1,754	12,752/ 1,75	14,62/ 1,855	13,041/ 1,788
0,05	300	12,393/ 1,832	13,165/ 1,834	15,031/ 1,92	13,492/ 1,872
0,05	400	12,929/ 1,835	13,313/ 1,842	15,151/ 1,935	13,63/ 1,879

* через риску наведені дані при перехідному процесі та в усталеному режимі

Отримані чисельні значення гідродинамічної сили в усталеному режимі співпадають з даними, наведеними в роботі [71], що підтверджує достовірність отриманих результатів. Розроблена методика розрахунку гідродинамічної сили є універсальною, враховує максимальну кількість факторів та дозволяє підвищити точність її розрахунку.

3.3. Сили рідинної пружини та демпфірування

Ці сили значною мірою визначають динамічні характеристики гідроагрегатів та гідроапаратів. Сила рідинної пружини залежить від конструктивних параметрів гідроагрегату та місця розміщення в ньому гідроапарата. Її визначають за залежністю

$$F_{\text{р пр}}(t) = c_{\text{р ср}} x_{\text{зре}}(t), \quad (3.36)$$

де $c_{\text{р ср}}$ – середній коефіцієнт жорсткості рідинної пружини, який визначається за формулою [105]

$$c_{\text{р ср}} = \frac{\pi^2 d_{\text{зре}}^4 E_{\text{см}}}{8 W_0 (1 + \bar{W}_T)}, \quad (3.37)$$

де W_0 – об'єм робочої рідини, що знаходиться в кожній камері керування при середньому положенні запірно-регулюючого елемента, для гідроапарата; \bar{W}_T – відносний об'єм трубопроводів та камер керування: $\bar{W}_T = W_T/W_0$, де W_T – об'єм трубопроводів.

Визначенню сили демпфірування присвячена значна кількість наукових робіт, наприклад [41, 71, 79] й ін., однак більшість з них присвячена її експериментальним дослідженням. Наведені в літературних джерелах залежності комплексно не враховують стисливість робочої рідини, змінність коефіцієнта витрати та осциляцію запірно-регулюючого елемента. У залежності від конструктивної схеми в деяких гідроапаратах, наприклад запобіжних та переливних клапанах, камери під їх запірно-регулюючими елементами можуть бути з'єднані з проточною частиною (рис. 3.8). Причому це з'єднання здійснюється за допомогою спеціально організованого опору, який може бути виконаний у вигляді малого радіального зазору $\delta_{\text{щ}}$ між запірно-регулюючим елементом та гільзою, дросельним отвором в шайбі чи коротким капілярним каналом.

При коливаннях запірно-регулюючого елемента змінюється об'єм демпфіруючої камери і як наслідок тиск у ній. Одночасно крізь цей опір

відбувається течія робочої рідини. Кінетична енергія дроселюючого потоку розсіюється, переходячи в теплоту. Тиск у демпфіруючій камері діє на торцеву поверхню запірно-регулюючого елемента, створюючи змінну силу, яка протидіє його переміщенню, а отже, коливанням.

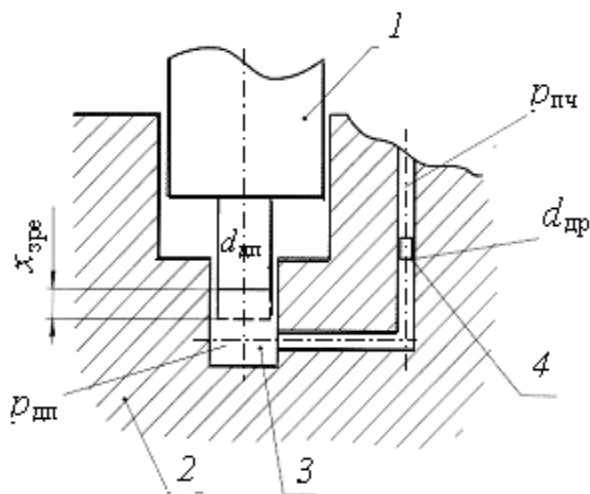


Рис. 3.8. Схема для визначення сили демпфірування: 1 – запірно-регулюючий елемент; 2 – корпус гідроапарата; 3 – демпфіруюча камера; 4 – дросель

Зауважимо, що в гідроапаратах також має місце фрикційне демпфірування, яке здійснюється завдяки переходу в тепло роботи сил тертя в його рухомих елементах. Сила, яка діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата зі сторони демпфіруючої камери (рис. 3.8), визначається із залежності

$$F_{\text{дп}}(t) = \frac{\pi d_{\text{зп}}^2}{4} [p_{\text{дп}}(t) - p_{\text{пч}}(t)], \quad (3.38)$$

де $d_{\text{зп}}$ – діаметр запірно-регулюючого елемента збоку демпфіруючої камери; $p_{\text{дп}}(t)$ та $p_{\text{пч}}(t)$ – відповідно тиск у демпфіруючій камері та проточній частині гідроапарата.

Дросель 4 збільшує коливання різниці тиску в демпфіруючій камері 3, а отже, і сили $F_{\text{дп}}$. Рівняння витрати через дросель 4, якщо його виконано діафрагмовим, визначається із залежності

$$q_{\text{др}}(t) = \mu_{\text{др}}(\text{Re}) A_{\text{др}} \sqrt{2/\rho(t)} \sqrt{|p_{\text{дп}}(t) - p_{\text{пч}}(t)|}, \quad (3.39)$$

де $\mu_{\text{др}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрат дроселя; $A_{\text{др}}$ – площа перерізу дроселя.

Для щілинного дроселя у разі концентричної поверхні, в якому режим течії робочої рідини ламінарний [25]

$$q_{\text{др}}(t) = \frac{\pi d_{\text{др}} \delta_{\text{щ}}^3}{12 \nu_t \rho(t) l_{\text{др}}} [p_{\text{дп}}(t) - p_{\text{пч}}(t)], \quad (3.40)$$

де $d_{др}$ – діаметр дроселя; $l_{др}$ – довжина щілинного дроселя.

Демпфіруючу камеру з'єднують з тією проточною частиною гідроапарата, де тиск $p_{пч}$ практично постійний. Отже, сила, що діє збоку демпфіруючої камери на запірно-регулюючий елемент, визначається тиском $p_{дп}$, який отримано в результаті інтегрування рівняння балансу витрат для камери 3.

$$\frac{dp_{дп}}{dt} = \frac{E_{см}}{W_{дп}} \left[\frac{\pi d_{дп}^2}{4} \dot{x}_{зре} - q_{др}(t) \right], \quad (3.41)$$

де $W_{дп} = W_{дп0} - (\pi d_{дп}^2 / 4) x_{зре}$; $W_{дп0}$ – початкове максимальне значення об'єму демпфіруючої камери.

Як видно з рівняння (3.41) швидкість зміни $p_{дп}(t)$ залежить від співвідношення швидкості $(\pi d_{дп}^2 / 4) \dot{x}_{зре}$, зміни об'єму камери 3 та витрати $q_{др}(t)$. Останні дві величини можуть змінювати знак відповідно до зміни $\dot{x}_{зре}$ та $[p_{дп}(t) - p_{пч}(t)]$. При різкому збільшенні тиску $p_{дп}(t)$, у випадку швидкої зміни витрати у відповідному каналі гідроапарата, ці витрати у рівнянні (3.41) можуть сумуватися, в результаті чого значно підвищується тиск $p_{дп}$, що викликає відкриття (закриття) дроселюючої щілини гідроапарата. Зауважимо, що при швидкому збільшенні $x_{зре}(t)$ та малому значенні $p_{дп}(t)$ робоча рідина, що проходить через дросель, не встигає заповнювати камеру 3, об'єм якої збільшується і в якій може виникнути кавітація, що знижує ефективність демпфірування. При сильному дроселюванні імовірність кавітації збільшується, крім цього, це призводить до різкого підвищення (закиду) тиску в гідроагрегаті, а також коливань запірно-регулюючого елемента з великою амплітудою. Зазвичай діаметр дроселюючого отвору роблять більше ніж 0,8 мм. Крім запобігання різкому підвищенню тиску, це також зменшує імовірність його засмічення.

Для визначення сили, що діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата збоку демпфіруючої камери, необхідно попередньо знати закон зміни його переміщення у перехідному режимі, який сам є невідомим і залежить від багатьох факторів. Отже, визначення цієї сили треба робити разом з визначенням інших динамічних характеристик

гідроапарата і враховувати при складанні його математичної моделі в балансі сил, які діють на запірно-регулюючий елемент. Тобто розв'язувати рівняння (3.38), (3.30) та (3.41) разом із рівнянням руху запірно-регулюючого елемента.

На стадії попередніх розрахунків для визначення переміщення запірно-регулюючого елемента гідроапарата з осциляцією у перехідному режимі використовували рівняння руху нелінійного демпфіруючого осцилятора, наведеного у роботі [50], яке для системи демпфірування гідроапарата записували у вигляді

$$m_{зре} \ddot{x}_{зре} + 2k_{тр} \dot{x}_{зре} + m_{зре} \omega_0^2 x_{зре}(t) + c_{пр} k_{нпр} x_{зре}(t)^3 = 0, \quad (3.42)$$

де $m_{зре}$ – маса запірно-регулюючого елемента; $k_{тр}$ – коефіцієнт тертя; ω_0 – частота осциляції запірно-регулюючого елемента; $c_{пр}$ і $k_{нпр}$ – відповідно жорсткість і коефіцієнт, який ураховує нелінійність пружини.

Оскільки значення $x_{осц}$ мале у порівнянні з $x_{зре}(t)$, то для спрощення розрахунків на даному етапі його не враховували. Проводили гармонічну лінеаризацію рівняння (3.42) і записували його у вигляді [50]

$$X_{зре} s^2 + \frac{2k_{тр}}{m_{зре}} X_{зре} s + \left(\omega_0 + \frac{3c_{пр} k_{нпр} \tilde{x}_{зре}^2}{8m_{зре} \omega_0} \right)^2 X_{зре} = 0, \quad (3.43)$$

де $\tilde{x}_{зре}$ – початкове максимальне відхилення запірно-регулюючого елемента при перехідному процесі; s – перетворювач Лапласа.

Очевидно, що рівняння (3.43) відповідає коливанням, амплітуда і частота яких змінюється в часі. Амплітуда зменшується зі збільшенням часу та наближається до нуля. Частота коливань також зменшується та наближається до ω_0 . При початкових умовах $x_{зре}(0) = \tilde{x}_{зре}$; $\dot{x}_{зре}(0) = 0$; $t = 0$, точним рішенням рівняння (3.43) є [50]

$$x_{зре}(t) = \tilde{x}_{зре} K \left(K^2 - \frac{k_{тр}^2}{m_{зре}^2} \right)^{-1/2} e^{-\frac{k_{тр}}{m_{зре}} t} \cos \left[\left(K^2 - \frac{k_{тр}^2}{m_{зре}^2} \right)^{1/2} t - \arctg \frac{k_{тр}}{m_{зре} K} \right], \quad (3.44)$$

де $K = \omega_0 + \frac{3c_{пр} k_{нпр} \tilde{x}_{зре}^2}{8m_{зре} \omega_0}$.

При умові, що $k_{тр}/(m_{зре} K) \ll 1$, (що завжди має місце у гідроапа-

ратах з осциляцією), рівняння (3.44) записували у вигляді

$$x_{зре}(t) = \tilde{x}_{зре} e^{-\frac{k_{тр}t}{m_{зре}}} \cos \left[Kt - \frac{k_{тр}}{m_{зре}K} \right]. \quad (3.45)$$

Нехтували стисливістю робочої рідини у демпфіруючій камері та визначали витрату через дросель згідно з рівняннями (3.39), (3.40) та переміщення запірно-регулюючого елемента згідно з (3.45), записували рівняння для визначення зміни перепаду в ній тиску

$$p_{дп}(t) - p_{пч}(t) = \rho(t) \pi^2 d_{дп}^4 / (32 \mu_{др}^2 A_{др}^2) \times \left\{ -\tilde{x}_{зре} e^{-\frac{k_{тр}t}{m_{зре}}} \left[\frac{k_{тр}}{m_{зре}} \cos \left(Kt - \frac{k_{тр}}{m_{зре}K} \right) + K \sin \left(Kt - \frac{k_{тр}}{m_{зре}K} \right) \right] \right\}^2. \quad (3.46)$$

Для ламінарного дроселя, витрата через який визначається рівнянням (3.40), зміну перепаду тиску у демпфіруючій камері має вигляд

$$p_{дп}(t) - p_{пч}(t) = 4\rho(t) v_t l_{др} d_{дп}^2 / (d_{др} \delta_{ш}^3) \times \left\{ -\tilde{x}_{зре} e^{-\frac{k_{тр}t}{m_{зре}}} \left[\frac{k_{тр}}{m_{зре}} \cos \left(Kt - \frac{k_{тр}}{m_{зре}K} \right) + K \sin \left(Kt - \frac{k_{тр}}{m_{зре}K} \right) \right] \right\}. \quad (3.47)$$

Аналіз результатів розрахунку перепаду тиску у демпфіруючій камері гідроапарата з осциляцією, проведений за формулою (3.46) (рис. 3.9, 3.10), показав, що зі зменшенням діаметра дроселюючого отвору та збільшенням амплітуди коливань, збільшується час, за який запірно-регулюючий елемент повертається у початкове положення. Причому цей час значною мірою, залежить від відношення $k_{тр}/m_{зре}$ [16].

Розрахунки також показали, що похибка від нехтування стисливістю робочої рідини не перевищує 3 %. Зауважимо, що при визначенні перепаду тиску у демпфірувальній камері гідроапарата коефіцієнт витрати постійно змінюється і його необхідно розраховувати за залежністю (2.16). Також потрібно стежити, щоб абсолютне максимальне значення перепаду тиску у демпфіруючій камері гідроапарата не перевищувало 0,1 МПа (відсутність кавітації). Необхідно мати на увазі, що характер зміни перепаду тиску характеризує зміну в часі сили, що діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата з боку демпфіруючої камери і яку необхідно враховувати при складанні матема-

тичної моделі його робочого процесу.

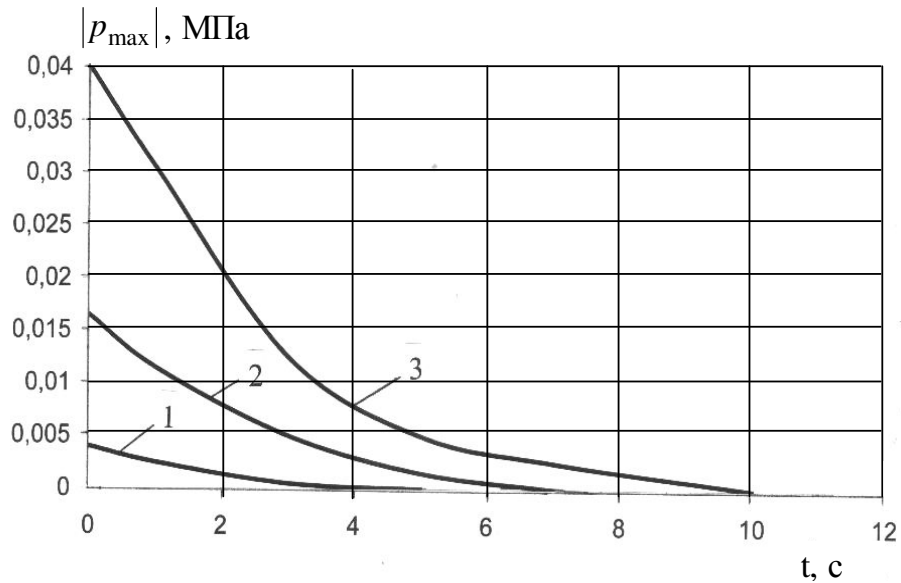


Рис. 3.9. Зміна в часі модуля коливання тиску у демпфіруючій камері гідроапарата: 1 – $d_{др} = 1,0$ мм, $\tilde{x}_{зре} = 1,0$ мм; 2 – $d_{др} = 1,0$ мм, $\tilde{x}_{зре} = 0,5$ мм; 3 – $d_{др} = 0,8$ мм, $\tilde{x}_{зре} = 1,0$ мм

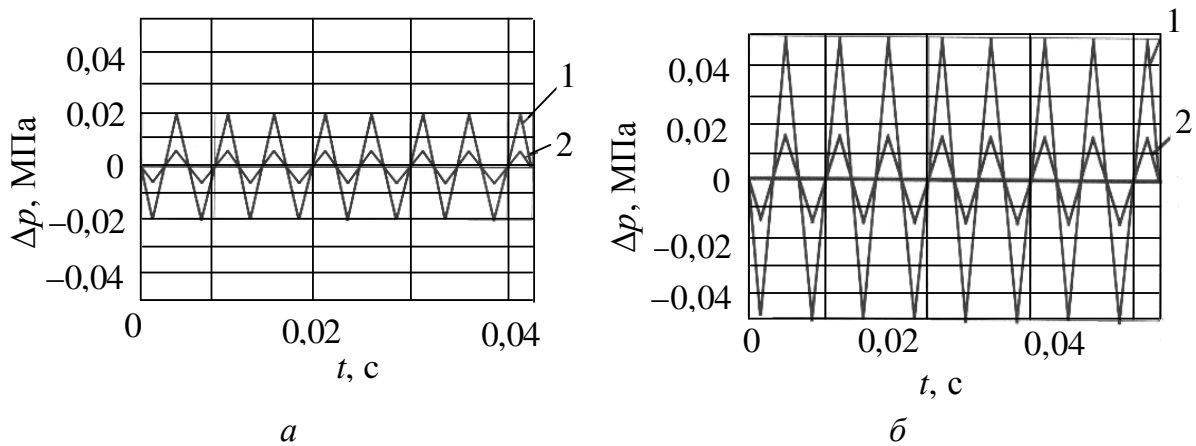


Рис. 3.10. Коливання перепаду тиску у демпфіруючій камері гідроапарата: а – при $d_{др} = 1,0$ мм: 1 – $\tilde{x}_{зре} = 1,0$ мм; 2 – $\tilde{x}_{зре} = 0,5$ мм; б – при $\tilde{x}_{зре} = 1,0$ мм: 1 – $d_{др} = 0,8$ мм; 2 – $d_{др} = 1,0$ мм

Вибір типу та параметрів дроселя, що з'єднує демпфіруючу камеру з проточною частиною, необхідно проводити з урахуванням часу спрацювання гідроапарата та технологічними можливостями підприємства-виробника.

3.4. Сили пружних елементів

Пружини. Сила, що діє з боку пружини на запірно-регулюючий

елемент гідроапарата, може бути визначена за залежністю

$$F_{\text{пр}}(t) = c_{\text{пр}} [x_{\text{зрє}}(t) + x_0], \quad (3.48)$$

де x_0 – попередній підтиск пружини, який визначає початкову силу, що діє на запірно-регулюючий елемент; $c_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини [27]

$$c_{\text{пр}} = G_{\text{ст}} d_{\text{пр}} H / (8 D_{\text{пр}} n_{\text{пр}}), \quad (3.49)$$

де $D_{\text{пр}}$ – середній діаметр пружини; $d_{\text{пр}}$ – діаметр дроту пружини; $G_{\text{ст}}$ – модуль зсуву матеріалу пружини; H – висота стиснутої пружини; $n_{\text{пр}}$ – кількість робочих витків.

При проектуванні пружин, виходячи з вимоги мінімізації габаритів гідроапаратів, кількість їх робочих витків повинна бути невеликою, а діаметр – якомога меншим. Високі динамічні навантаження пружин викликають необхідність врахування різнобічних динамічних факторів, що, в свою чергу, потребує уточнення деяких їх конструктивних параметрів, які суттєво впливають на точність відтворення ними заданих функцій та її утомну міцність. За умовами праці пружини гідроапаратів найбільш близькі до пружин паливної апаратури, проектуванню яких присвячені роботи [35, 37 – 39] та ін. Однак навантаження пружин гідроапаратів відрізняються від навантажень, які властиві пружинам паливної апаратури. Крім того, на такі пружини накладаються певні конструктивні обмеження, зумовлені особливістю конструкції гідроапарата.

Серед усіх параметрів, які характеризують роботу пружин у гідроапараті, найважливішими є власні коливання, які для виключення резонансу та забезпечення сталого контакту з опорами не повинні співпадати з частотою вимушених коливань. У статті [38] встановлено, що для пружин, які занурені в рідину, внутрішнє тертя у зоні частот, менших ніж 10 кГц, суттєво не впливає на частоту їх коливань, а впливом зовнішнього тертя на величину дотичного напруження біля нерухомого кінця пружини можна знехтувати. Розрахунок власної частоти поздовжніх коливань пружин здійснюють за формулою [98]

$$\omega_{\text{пр}} = \omega_{\text{пр}0} \frac{n(1 - n^2/4 n_{\text{пр}}^2)}{\sqrt{1 + \frac{1}{1 + \mu_{\text{II}}} \frac{n^2}{4 n_{\text{пр}}^2}}}, \quad (3.50)$$

де n – номер гармоніки; $n_{\text{пр}}$ – кількість робочих витків пружини; $\mu_{\text{П}}$ – коефіцієнт Пуассона; $\omega_{\text{пр}0}$ – найменша власна частота поздовжніх коливань, яку розраховують за формулою [98]

$$\omega_{\text{пр}0} = \frac{d_{\text{пр}}}{D_{\text{пр}}^2 n_{\text{пр}}} \sqrt{\frac{G_{\text{ст}} g}{2\gamma_{\text{пр}}}}, \quad (3.51)$$

де $D_{\text{пр}}$ – середній діаметр пружини; $d_{\text{пр}}$ – діаметр дроту пружини; $G_{\text{ст}}$ – модуль зсуву матеріалу пружини; $\gamma_{\text{пр}}$ – питома вага матеріалу дроту пружини.

Аналіз залежності (3.50) показує, що із зростанням кількості гармоніки n відношення $\omega_{\text{пр}}/n \omega_{\text{пр}0}$ наближається до нуля, особливо для малої кількості витків, і, як відзначено у роботі [98], для перших трьох частот при кількості витків $i \geq 8$, $\omega_{\text{пр}} \approx \omega_{\text{пр}0}$, при цьому похибка не перевищує 5 %, а для основної частоти таку похибку отримують вже при $i \geq 3$. Однак треба мати на увазі, що похибка в розрахунках власної частоти коливань пружини може виникнути через похибку виготовлення та відхилення механічних характеристик матеріалу дроту від заданих.

Згідно з дослідженнями, наведеними у статті [38], значення найбільшої та найменшої деформації пружини незалежно від типу кріплення її кінців відбувається біля нерухомого кінця. Тому саме в ньому виникає максимальне дотичне напруження, яке визначає його міцність. Умову міцності пружини визначають з нерівності

$$\tau_{\text{пр}}(t) \leq \tau_{\text{пркр}}(t), \quad (3.52)$$

де $\tau_{\text{пр}}(t)$ і $\tau_{\text{пркр}}(t)$ – відповідно максимальне та критичне дотичні напруження у пружині.

Максимальне дотичне напруження пружини визначається із залежності [37]

$$\tau_{\text{пр}}(t) = \frac{8D_{\text{пр}}K_w}{\pi d_{\text{пр}}^3} F(t),$$

де $F(t)$ – сила, під дією якої відбувається деформація пружини; K_w – коефіцієнт пропорційності [98]: $K_w = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0,615}{c}$, а $c = \frac{D_{\text{пр}}}{d_{\text{пр}}}$.

Зауважимо, що для пружин, які працюють при циклічних наванта-

ження значення критичного дотичного напруження $\tau_{\text{пркр}}(t)$ повинно бути зменшено у залежності від коефіцієнта асиметрії циклу [43]

$$r = \tau_{\text{min}} / \tau_{\text{max}} ,$$

де τ_{min} і τ_{max} – відповідно мінімальне та максимальне дотичні напруження у пружині при циклічному навантаженні.

Коефіцієнт зменшення критичного дотичного напруження визначають у залежності від кількості циклів та коефіцієнта асиметрії за графіками, наведеними у довідковій літературі, наприклад довіднику [43]. Оскільки точне визначення коефіцієнта запасу міцності ускладнено, для пружин розтягнення-стиску коефіцієнт запасу міцності беруть в межах від 1,8 до 2,2 [43].

Для виключення співудару витків пружини повинна виконуватися умова [96]

$$v_{\text{пр0}} \leq v_{\text{пркр}} , \quad (3.53)$$

де $v_{\text{пр0}}$ – найбільша швидкість переміщення рухомого кінця пружини (найбільша швидкість руху запірно-регулюючого елемента); $v_{\text{пркр}}$ – критична швидкість переміщення рухомого кінця пружини, яка визначається з залежності [96]

$$v_{\text{пркр}} = \frac{\tau_{\text{зпр}} (1 - F_{\text{пр2}} / F_{\text{пр3}})}{\sqrt{2G_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}}}} , \quad (3.54)$$

де $\tau_{\text{зпр}}$ – максимальне дотичне напруження крутіння; $F_{\text{пр2}}$ та $F_{\text{пр3}}$ – відповідно сили пружини при робочій та максимальній деформації; $\rho_{\text{ст}}$ – густина матеріалу пружини.

Залежність (3.55), якщо відомі сили $F_{\text{пр2}}$ та $F_{\text{пр3}}$, дозволяє у першому наближенні визначити $\tau_{\text{пр}}$, яке характеризує міцність пружини. Таким чином, у науково-технічній літературі наведена математична база для дослідження динамічних характеристик пружин. Однак наведені математичні моделі не враховують навантаження пружних елементів гідроапаратів з осциляцією, і, як наслідок, у ній відсутній аналіз їх динамічних характеристик, на підставі яких визначають їх конструктивні параметри.

Для гідроапаратів з осциляцією необхідно забезпечити відсутність відриву кінців пружини від запірно-регулюючих елементів. Сила, під дією

якої відбувається деформація таких пружин, визначається за залежністю

$$F(t) = F_1(t) + F_{кр}(t), \quad (3.55)$$

де $F_1(t)$ – сила, обумовлена попередньою деформацією та осциляційним переміщенням пружних елементів; $F_{кр}(t)$ – сила, обумовлена дією керуючого гідравлічного сигналу, який у порівнянні зі зміною сили, під дією якої відбувається осциляція, змінюється повільно.

При використанні залежності (3.52), для визначення міцності пружин треба мати на увазі, що для пружин, які знаходяться під дією динамічних та змінних навантажень, їх максимальне дотичне напруження повинно враховувати динамічне навантаження [37]. Силу $P_1(t)$ у загальному випадку визначають згідно із залежністю, наведеною у статті [39].

Важливою характеристикою пружин є їх жорсткість, вибір якої залежить від типу гідроапарата, ходу його запірно-регулюючого елемента та сил, під дією яких відбувається його переміщення.

Проведені в статті [15] дослідження динамічних характеристик пружин гідроапаратів з осциляцією дозволили встановити, що під час коливання пружини дотичне напруження змінюється в часі та його величина значною мірою залежить від місця перерізу. Відзначимо, що дотичне напруження, визначене на кінцях пружини та їх середині, співпадає з її статичним значенням, а максимальне значення спостерігається у перерізах, розташованих ближче до кінців. Перерізаюча сила пружини змінюється у часі і практично не залежить від місця розташування перерізу. Отримані в цій статті графіки зміни дотичного напруження дозволили визначити коефіцієнт асиметрії циклу, коефіцієнт зменшення критичного дотичного напруження та кількості циклів. Встановлено, що максимальні значення перерізаючої сили пружини та її дотичного напруження зростають разом зі зростанням амплітуди осциляції запірно-регулюючого елемента, причому це зростання відбувається практично згідно із лінійною залежністю.

Максимальні значення амплітуди дотичного напруження спостерігаються при збігу власної частоти коливань з вимушеною. Причому величина цієї амплітуди різна для різних перерізів пружини. Максимальна амплітуда коливань дотичного напруження спостерігається біля її нерухомого кінця, а потім біля рухомого. За фазово-частотною

характеристикою пружини встановлено, що фазовий зсув значною мірою залежить від відстані перерізу від її кінців. При цьому коливання кінців пружини відбувається у явно виражених протифазах, а в проміжку носить досить складний характер.

Сильфони. Їх виготовляють згідно з рекомендаціями роботи [4], при цьому значення найбільшого та найменшого напруження, яке визначає міцність сильфона, зазвичай є вершиною чи впадиною гофри (рис. 3.11). Однак точне місце положення точки найбільшого напруження невизначено та залежить від багатьох чинників.

У загальному випадку еквівалентне напруження сильфона визначається за залежністю [90]

$$\sigma_{\text{екв}}(t) = \sqrt{\sigma_1(t)^2 + \sigma_2(t)^2 - \sigma_1(t)\sigma_2(t)}, \quad (3.56)$$

де $\sigma_1(t)$ і $\sigma_2(t)$ – відповідно головні напруження в точках внутрішньої і зовнішньої поверхонь.

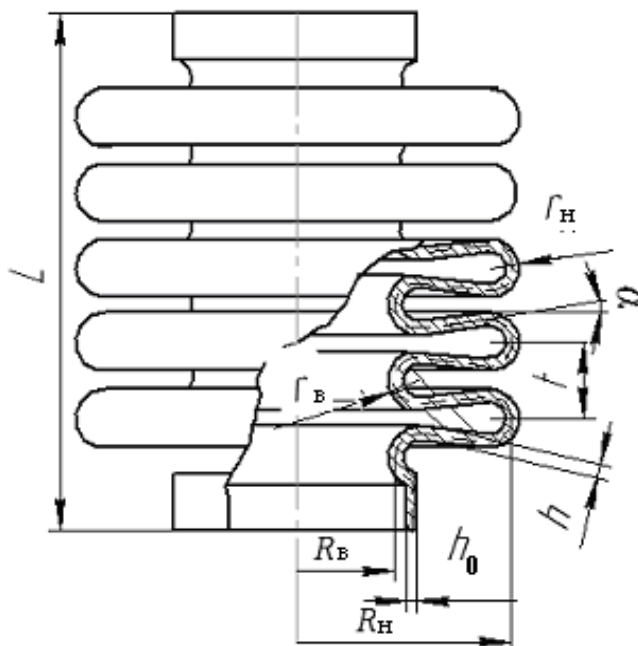


Рис. 3.11. Схема сильфона

Власну частоту повздовжніх коливань сильфона знаходять з системи диференціальних рівнянь, наведених у статті [49]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_1 + c(x_1 - x_2) + \beta(x_1 - x_2) &= F_0[\delta_1 \cos(\omega t + \varphi_{1/2})/2 - \delta_{3/2} \cos(\omega t + \varphi_{3/2})]; \\ m\ddot{x}_i + c(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) + \beta(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) &= \\ &= F_0[\delta_{i-1/2} \cos(\omega t + \varphi_{i-1/2}) - \delta_{i+1/2} \cos(\omega t + \varphi_{i+1/2})]; \\ m\ddot{x}_n + c(x_n - x_{n-1}) + \beta(x_n - x_{n-1}) &= \\ &= F_0[\delta_{n-1/2} \cos(\omega t + \varphi_{n-1/2}) - \delta_{n+1/2} \cos(\omega t + \varphi_{n+1/2})], \end{aligned} \quad (3.57)$$

де m – маса рідини; x_i – переміщення i -ої маси; c – жорсткість гофри; β – коефіцієнт демпфірування; F_0 – амплітуда сили зриву; $\varphi_{i\pm 1/2}$ – зсув фаз сусідніх гофрів при коливаннях; δ_i – коефіцієнти, які розраховуються за залежностями, наведеними в [49]; ω – частота коливання.

Крім частоти коливань та міцності, важливою характеристикою пружного елемента є його жорсткість. Зауважимо, що для отримання лінійної залежності жорсткості пружного елемента від його переміщення в гідравлічних пристроях використовують сумісну роботу декількох пружних елементів. При розміщенні пружини всередині сільфона їх сумарна жорсткість визначається із залежності

$$c_{\Sigma} = c_{\text{пр}} + c_c, \quad (3.58)$$

де $c_{\text{пр}}$ і c_c – відповідно жорсткість пружини і сільфона.

У тому випадку, коли всередині сільфона розміщені пружини чи сільфони, які не контактують з дном сільфона, у якому вони розміщені, сумарна жорсткість на кожній ділянці визначається сумою жорсткостей працюючих елементів.

Жорсткість сільфонів розраховують за формулою [77]

$$c_c = \frac{E_c h_0}{n_c (1 - \mu_{\text{П}}^2)} \left(A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B \frac{h_0^2}{R_B^2} \right), \quad (3.59)$$

де E_c – модуль об'ємної пружності матеріалу сільфона; h_0 – товщина стінки сільфона; n_c – кількість гофрів сільфона; R_B – внутрішній радіус сільфона; $\mu_{\text{П}}$ – коефіцієнт Пуассона; A_0 , A_1 , A_2 , α і B – коефіцієнти, які залежать від геометрії сільфона та визначаються за залежностями, наведеними в [77].

Розрахунок змінного під дією пульсуючого тиску $p(t)$ об'єму камери сільфона проводиться за залежністю

$$W(t)_c = \frac{\pi d_c^2 A_c}{4 c_{c\Sigma}} p(t), \quad (3.60)$$

де d_c – середній діаметр сільфона; A_c – ефективна площа сільфона; $c_{c\Sigma}$ – жорсткість сільфона за тиском.

Зауважимо, що при використанні двох сільфонів, які працюють разом, чи сільфона, в якому розміщено пружину, $c_{c\Sigma}$ визначається як їх сумарна жорсткість.

При проектуванні сільфонів виникає необхідність визначення їх циклічної міцності, яка залежить від багатьох факторів: властивостей матеріалу; геометричних розмірів; умов експлуатації тощо. Вона, як правило, визначається експериментальним шляхом [33]. Проведений аналіз роботи та конструктивних розмірів сільфонів гідравлічних пристроїв дозволили встановити, що вони, зазвичай, виготовляються з Бр. Б2, модуль пружності яких становить $E_{\text{Бр}} = 13500 \text{ кг/мм}^2$, межа міцності – $\sigma_{\text{в}} = 125 \text{ кг/мм}^2$, а межа текучості – $\sigma_{\text{т}} = 110 \text{ кг/мм}^2$ [90]. Їх конструктивні розміри дорівнюють:

$$k = R_{\text{н}}/R_{\text{в}} = 1,4; \quad \delta = h_0/R_{\text{в}} = 0,02; \quad m = r_{\text{в}}/R_{\text{в}} = 0,10, \quad (3.61)$$

де $R_{\text{н}}$ і $R_{\text{в}}$ – відповідно зовнішній і внутрішній радіуси сільфона, мм; h_0 – товщина стінки матеріалу сільфона, мм; $r_{\text{в}} = t_{\text{с}}/4$; $t_{\text{с}}$ – крок сільфона, мм.

Максимальне та мінімальне меридіанне згинальне і окружне напруження визначаються за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1\text{и max(min)}} &= 7,6 \frac{E_{\text{Бр}} h_0 l_{\text{лр max(min)}}}{R_{\text{н}}^2 n_{\text{с}}} \\ \sigma_{2\text{о max(min)}} &= 3,33 \frac{E_{\text{Бр}} h_0 l_{\text{лр max(min)}}}{R_{\text{н}}^2 n_{\text{с}}} \end{aligned} \right\}, \quad (3.62)$$

де $n_{\text{с}}$ – кількість робочих гофрів сільфона; $l_{\text{лр max(min)}}$ – переміщення сільфона в мм, під дією тиску $p_{\text{max(min)}}$ – максимального (мінімального) значення тиску з урахуванням пульсації, кг/мм^2 ;

$$l_{\text{лр max(min)}} = \frac{\pi (R_{\text{н}}^2 + R_{\text{в}}^2) p_{\text{max(min)}}}{2 c_{\text{с}\Sigma}}, \quad (3.63)$$

де $c_{\text{с}\Sigma}$ – жорсткість сільфона за тиском [90], кг/мм

$$c_{\text{с}\Sigma} = (4,3 - 4,8) \pi E_{\text{Бр}} h_0^3 / (R_{\text{н}}^2 n_{\text{с}}).$$

Максимальне та мінімальне меридіанне згинальне та окружне згинальне напруження визначали за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{1\text{о max(min)}} &= \frac{[2(R_{\text{н}} + R_{\text{в}})^2 + (R_{\text{н}}^2 + R_{\text{в}}^2)] p_{\text{max(min)}}}{16 (R_{\text{н}}^2 + R_{\text{в}}^2) h_0} \\ \sigma_{2\text{и max(min)}} &= \mu_{\text{П}} \sigma_{1\text{и max(min)}} \end{aligned} \right\}, \quad (3.64)$$

де $\mu_{\text{П}}$ – коефіцієнт Пуассона.

Головні напруження знаходять із залежностей:

$$\sigma_{i \max(\min)} = \sigma_{io \max(\min)} - \sigma_{in \max(\min)}, \quad (3.65)$$

де i – індекси головних напружень, $i = 1, 2$.

Головні напруження приводять до рівнопульсаційного циклу за формулою

$$\tilde{\sigma}_i = \frac{\sigma_B^2}{\sigma_{ai}} (1 - m_i^2) \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2a_i}{1 - m_i^2} \right)^2} \right], \quad (3.66)$$

де $m_i = \sigma_{mi} / \sigma_B$; $a_i = \sigma_{ai} / \sigma_B$; $\sigma_{mi} = (\sigma_{1 \max} + \sigma_{1 \min}) / 2$; $\sigma_{ai} = (\sigma_{1 \max} - \sigma_{1 \min}) / 2$.

Значення еквівалентного напруження у небезпечній точці сільфона розраховують за залежністю, отриманою з енергетичної теорії міцності, аналогічної (3.56)

$$\sigma_{\text{екв}}^0 = \sqrt{\tilde{\sigma}_1^2 + \tilde{\sigma}_2^2 - \tilde{\sigma}_1 \tilde{\sigma}_2}. \quad (3.68)$$

Середнє значення циклічної міцності сільфона \bar{N}_c знаходять із залежності [90]

$$\lg \bar{N}_c = a - m \lg \sigma_{\text{екв}}^0, \quad (3.69)$$

де a і m – експериментально визначені коефіцієнти (для Бр. Б2: $a = 6$; $m = 0,62$ [90]).

Наведені залежності дозволяють на стадії проектування гідравлічних елементів та пристроїв провести вибір конструктивних параметрів пружних елементів та визначити їх характеристики.

Запитання для самоконтролю

1. Які сили діють на запірно-регулюючі елементи гідроапаратів?
2. Від яких факторів залежить сила тертя, що діє на запірно-регулюючі елементи гідроапаратів?
3. Запишіть аналітичні залежності для розрахунку сили тертя, що діє на запірно-регулюючі елементи гідроапаратів.
4. Який вигляд мають траєкторії руху та зміни швидкості осциляції запірно-регулюючого елемента гідроапарата з осциляцією?
5. За якою залежністю розраховують критичну швидкість осциляції запірно-регулюючого елемента гідроапарата?
6. Нарисуйте криву Штрибекка.
7. Дайте визначення фізичного процесу осциляції запірно-регулюючого елемента гідроапарата.

8. Запишіть аналітичну залежність для розрахунку сили тертя, що діє на запірно-регулюючі елементи гідроапаратів з осциляцією.
9. Запишіть аналітичну залежність для розрахунку гідродинамічної сили, що діє на заслінку.
10. Запишіть аналітичну залежність для розрахунку гідродинамічної сили, що діє на клапан.
11. Як визначити кут нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента гідроапарата?
12. Яке значення кута нахилу вектора швидкості потоку робочої рідини до осі запірно-регулюючого елемента гідроапарата з гострою дроселюючою кромкою?
13. Запишіть аналітичну залежність для розрахунку гідродинамічної сили, що діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата, виконаний у вигляді плунжер-гільза.
14. Дайте визначення фізичної моделі гідродинамічної сили на осилую-ючому запірно-регулюючому елементі гідроапарата.
15. Назвіть відмінності та особливості зміни гідродинамічної сили на запірно-регулюючому елементі гідроапарата з осциляцією та без неї.
16. За якою залежністю розраховують силу демпфірування?
17. За якою залежністю розраховують силу, яка діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата зі сторони демпфірувальної камери?
18. Назвіть особливості зміни сили, яка діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата з осциляцією зі сторони демпфіруючої камери.
19. Запишіть аналітичну залежність для розрахунку сили пружини, що діє на запірно-регулюючий елемент гідроапарата.
20. За якою формулою визначається коефіцієнт жорсткості пружини?
21. Запишіть формулу для розрахунку власної частоти поздовжніх коливань пружин.
22. Запишіть умову міцності пружини.
23. Для чого необхідно знати критичну швидкість переміщення рухомого кінця пружини?
24. Які особливості роботи пружин у гідроапаратах з осциляцією?
25. За якою залежністю визначається еквівалентне напруження сильфона?
26. Як визначити жорсткість сильфонів?
27. Запишіть формулу для розрахунку сумарної жорсткості при розміщенні пружини всередині сильфона.

4. ГІДРОАПАРАТИ МЕХАТРОННИХ ГІДРОАГРЕГАТІВ

4.1. Гідравлічні дроселі

Гідравлічний дросель – апарат, який керує витратою за рахунок створення опору потоку робочій рідині. За принципом дії дроселі підрозділяються на нерегульовані та регульовані. У нерегульованих дроселів (дросельних шайб, пакета дросельних шайб тощо) характеристика дроселюючого елемента в процесі роботи гідроагрегату незмінна, а у регульованих (голчатих, сопло-заслінка тощо) – змінюється. Оскільки основним регульованим параметром дроселів є площа прохідного перерізу, їх ще характеризують як дроселі з постійним та змінним прохідним перерізом. Прохідний переріз регульованих дроселів у процесі функціонування гідроагрегату змінюється автоматично за рахунок переміщення запірно-регулюючого елемента.

Оскільки, при дросельному регулюванні частина гідравлічної енергії перетворюється в тепло, то при його використанні необхідно проводити тепловий розрахунок гідроагрегату. Зауважимо, що опір дроселів суттєво залежить від в'язкості робочої рідини, яка, в свою чергу, залежить від температури. Ось чому для забезпечення стабільної роботи гідроагрегату в ньому слід підтримувати постійний температурний режим.

У дроселі (рис. 4.1, *a*) опір регулюється за рахунок зміни довжини каналу, якою є гвинтова канавка. У дроселі, виконаному у вигляді тонкої шайби (діафрагми) з круглим отвором (рис. 4.2, *a*), втрати тиску обумовлені раптовим стисканням потоку робочої рідини при вході в отвір та раптовим розширенням при виході з нього. Відмінною особливістю цього дроселя є те, що його опір, обумовлений інерційними втратами, мало залежить від в'язкості робочої рідини.

Для отримання стабільних характеристик дроселів при коливаннях в'язкості робочої рідини використовують діафрагмові дроселі (рис. 4.1, *б*). При проектуванні цих дроселів можна рекомендувати такі співвідношення між його розмірами [24]: відстань між шайбами $l = (3 \dots 5) d$; товщина дроселюючої шайби $s = (0,4 \dots 0,5) d$. При цьому діаметр отвору в шайбі d повинен бути не менше 0,3 ... 0,5 мм.

Для регулювання опору дроселів використовується голка (рис. 4.2,

б), за допомогою якої змінюється переріз дросельного отвору. Для тонкого регулювання опору часто використовують голки з профільованими канавками (рис 4.2, в). Це дозволяє отримати будь-який закон зміни опору. Зауважимо, що для одержання великої різниці тиску на дроселі використовують капілярні дроселі – трубки малого діаметра і значної осьової довжини.

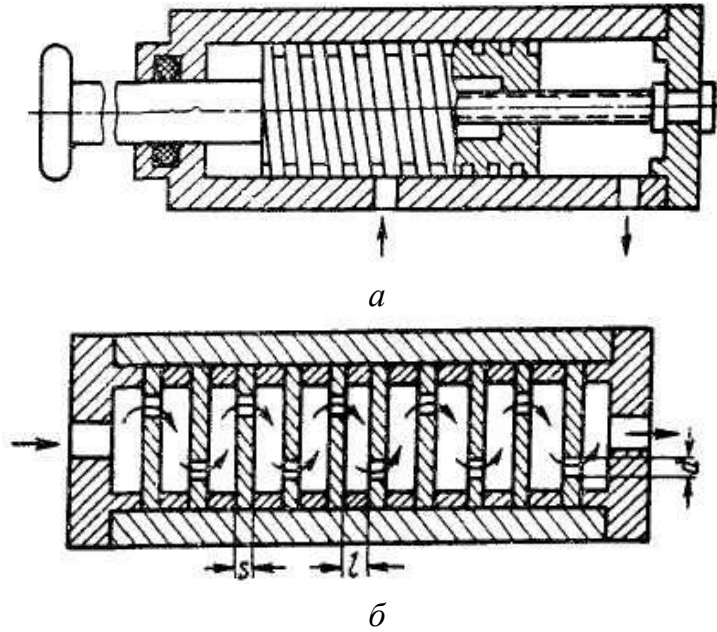


Рис. 4.1. Схеми дроселів: а – гвинтового; б – діафрагмового

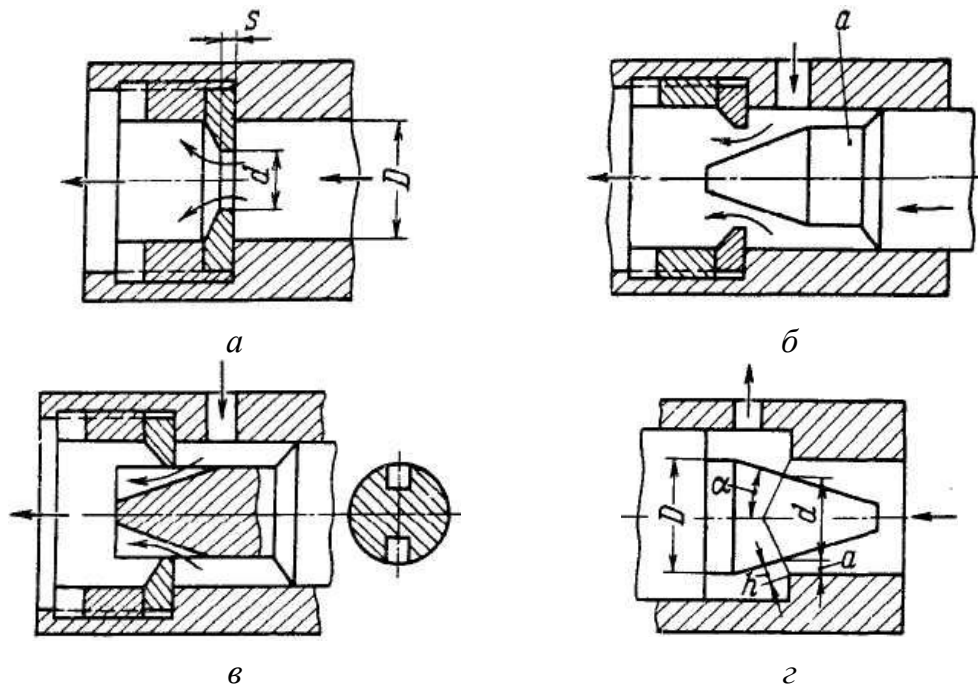


Рис. 4.2. Схеми дроселів: а – шайба з круглим отвором; б – шайба з голкою; в – шайба з голкою, в якій виконані прямокутні канавки; з – розрахункова схема

Провідність дроселя розраховують за залежністю

$$G_{\text{др}}(t) = \mu_{\text{др}}(\text{Re}_{\text{др}}) A_{\text{др}} [x_{\text{зрє др}}(t)] \sqrt{2/\rho(t)}, \quad (4.1)$$

де $\mu_{\text{др}}(\text{Re}_{\text{др}})$ – коефіцієнт витрати дроселя у залежності від числа $\text{Re}_{\text{др}}$; $x_{\text{зрє др}}(t)$ – переміщення запірно-регулюючого елемента дроселя; $A_{\text{др}} [x_{\text{зрє др}}(t)]$ – площа прохідного перерізу дроселя в залежності від переміщення його запірно-регулюючого елемента.

Площа прохідного перерізу дроселя для схеми з рис 4.2, з розраховується за формулою

$$A_{\text{др}} [x_{\text{зрє др}}(t)] = \pi h [x_{\text{зрє др}}(t)] \frac{D+d}{2}. \quad (4.2)$$

Витрата через дросель розраховується за залежністю

$$q_{\text{др}}(t) = G_{\text{др}}(t) \sqrt{p_1(t) - p_2(t)}, \quad (4.3)$$

де $p_1(t)$ і $p_2(t)$ – відповідно зміна тиску на вході і виході дроселя.

Залежності (4.1) і (4.3) носять універсальний характер. Зауважимо, що для різних форм дроселюючої щілини та конструкції дроселя використовують різні залежності для визначення площі його прохідного перерізу.

4.2. Клапани

Гідравлічний клапан – гідроапарат, в якому розміри робочого прохідного перерізу змінюються під дією потоку робочого середовища. Клапан регулює тиск робочої рідини (запобіжні, тиску, різниці тиску, співвідношення тиску та редукційні) або напрямок її руху (зворотні, послідовності, витримки часу та логічні). Клапани підрозділяються у залежності від конструктивного виконання дроселюючих щілин запірно-регулюючого елемента: кульковий затвор із кромковим сідлом, кромковий затвор конічне сідло, кромковий затвор із кромковим сідлом, шліцьовий затвор із гільзою тощо. У залежності від виду керуючого впливу на запірно-регулюючий елемент клапани бувають прямої та непрямої дії. Зауважимо, що останні застосовують при великих значеннях тиску та витрати. У клапанах прямої дії робочий прохідний переріз змінюється в результаті безпосередньої дії потоку робочого середовища на запірно-регулюючий елемент. Клапани непрямої дії являють собою сукупність двох клапанів – основного та допоміжного. У цих клапанах

робочий прохідний переріз основного клапана змінюється в результаті дії потоку робочої рідини на запірно-регулюючий елемент допоміжного клапана.

Клапани призначені:

- запобіжний – захисту гідроагрегату від надмірно високого тиску;
- переливний – підтримки заданого рівня тиску шляхом безперервного зливу робочої рідини під час роботи;
- різниці тиску – підтримки заданої різниці тиску, яка задається настроюванням пружини, у вхідному та вихідному каналах чи в одному з цих каналів та будь-якому іншому;
- послідовності – пропуску робочої рідини при досягненні заданого рівня тиску, який встановлюється настроюванням пружини, у цьому потоці чи у керуючому (дистанційне керування);
- зворотні – вільного руху робочої рідин в одному напрямку і виключення її руху в зворотному.

Принцип дії клапанів базується на зрівноваженні сили тиску рідини, що діє на їх запірно-регулюючий елемент силою пружини, протитиском та іншими силами.

Запобіжний клапан. При зміні тиску в гідроагрегаті порушується баланс сил, що діють на запірно-регулюючий елемент запобіжного клапана. Останній переміщується, утворюючи дроселюючу щілину, зливаючи надлишок робочої рідини в бак та запобігаючи таким чином перевищенню тиску в гідроагрегаті заданому, який настроюється попереднім підтиском пружини.

Залежно від рівня тиску та витрати розраховують конструктивні параметри запобіжного клапана, визначають статичні та динамічні характеристики. Статичними характеристиками запобіжного клапана є залежність тиску $p_{\text{кл}}$ та переміщення запірно-регулюючого елемента $h_{\text{кл}}$ в функції витрати $q_{\text{кл}}$ ($p_{\text{кл}} = f(q_{\text{кл}})$ і $h_{\text{кл}} = f(q_{\text{кл}})$).

Найперше, визначають площу прохідного перетину дроселюючої щілини клапана для заданих витрати через нього $q_{\text{кл}}$ та перепаду тиску $\Delta p_{\text{кл}}$. Для клапана з конусним затвором (рис. 4.3) користуються формулою

$$q_{\text{кл}}(t) = G_{\text{кл}}(t) h_{\text{кл}}(t) \sqrt{|\Delta p_{\text{кл}}(t)|}, \quad (4.4)$$

де $G_{\text{кл}}(t) = \mu_{\text{кл}}(\text{Re}_{\text{кл}}) \pi d \sin(\alpha/2) \sqrt{2/\rho(t)}$ – провідність клапана; d – діаметр

прохідного отвору в сідлі клапана; α – кут конуса клапана; $h_{\text{кл}}(t)$ – висота підйому клапана; $\Delta p_{\text{кл}}(t) = p_1(t) - p_2(t)$ – перепад тиску у клапані.

Для клапанів з кутом конуса α , який знаходиться в межах $60 \dots 90^\circ$, висоту підйому $h_{\text{кл}}$ вибирають $(0,2 \dots 0,3) d$. Для запобігання заклинювання клапана кут його конуса повинен бути $\alpha \geq 60^\circ$. В гідроагрегатах з високим рівнем тиску та малою витратою зазвичай $h_{\text{кл}} = (0,1 \dots 0,5) d$. У випадку великої витрати та невеликого тиску $h_{\text{кл}} = (0,25 \dots 0,35) d$.

Швидкість робочої рідини в підвідному каналі запобіжного клапана (прохідному отворі в сідлі клапана) при розрахунках зазвичай вибирають до 15 м/с , а в окремих випадках у клапанах високого тиску – до 30 м/с і більше.

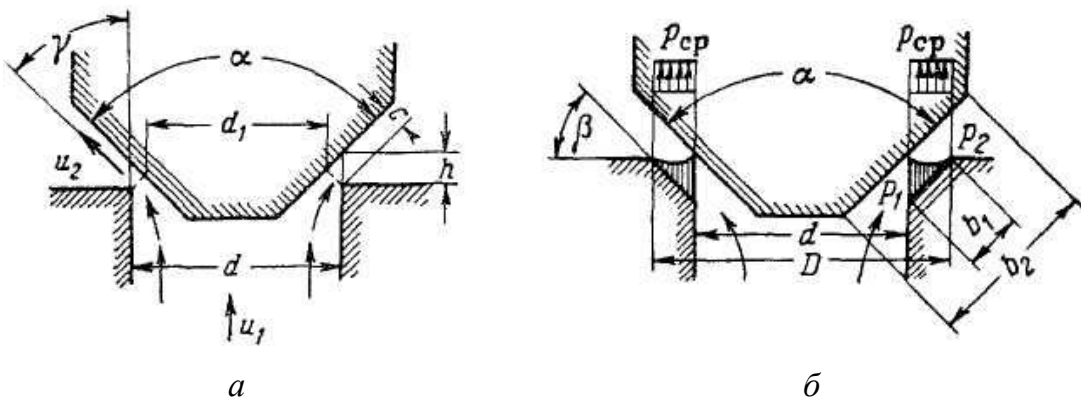


Рис. 4.3. Розрахункові схеми запобіжних клапанів з конусним затвором

На попередніх етапах розрахунку клапана перепад тиску, при якому його запірно-регулюючий елемент почне рухатися, для клапана з гострими дроселю-ючими кромками (рис. 4.3, а), знаходять з рівняння

$$p_{\text{н}} = F_{\text{пр}} / A_{\text{кл}}, \quad (4.5)$$

де $F_{\text{пр}}$ – сила пружини; $A_{\text{кл}} = \pi d^2 / 4$ – проекція поверхні клапана, яка омивається робочою рідиною під тиском на площину, перпендикулярну осі запірно-регулюючого елемента.

Величину $p_{\text{к}}$ питомого (контактного) тиску на опорну поверхню сідла клапана можна приблизно визначити (для будь-якого кута α) з рівняння

$$p_{\text{к}} = \frac{4 F_{\text{пр}}}{\pi (D^2 - d^2)}, \quad (4.6)$$

де D і d – відповідно великий і малий діаметр конусного сідла.

Розміри опорної поверхні сідла клапана повинні вибиратися такими, щоб питомий тиск не перевищував: для сталі – не більше 800 кг/см^2 ; для бронзи – 300 кг/см^2 . У деяких випадках для сталевих загартованих деталей допускається величина питомого тиску до 1500 кг/см^2 . Зауважимо, що збільшення посадочної поверхні внаслідок потрапляння на неї механічних частинок підвищує небезпеку розгерметизації клапана.

Важливою характеристикою запобіжного клапана є його статична точність. Типова характеристика для визначення статичної точності запобіжного клапана зображена на рис. 4.4 [24].

Причинами статичної неточності запобіжного клапана є тертя запірно-регулюючого елемента, нелінійність характеристики пружини, гідродинамічні сили. Чутливість δ_k клапана до зміни тиску оцінюють відношенням

$$\delta_k = (p_n - p_0) / p_n, \quad (4.7)$$

де p_n і p_0 – відповідно тиск, при якому запірно-регулюючий елемент почне рухатися і найменший тиск, при якому запірно-регулюючий елемент запирає клапан.

Чутливість запобіжного клапана $\delta_k = 0,03 \dots 0,1$ та залежить від його конструкції, форм проточної камери і запірно-регулюючого елемента. Зазвичай, запірно-регулюючі елементи запобіжних та переливних клапанів виконують у вигляді прецизійної пари плунжер-гільза (рис. 4.5). Тому саме для таких клапанів отримаємо математичну модель робочого процесу.



Рис. 4.4. До визначення статичної точності запобіжного клапана

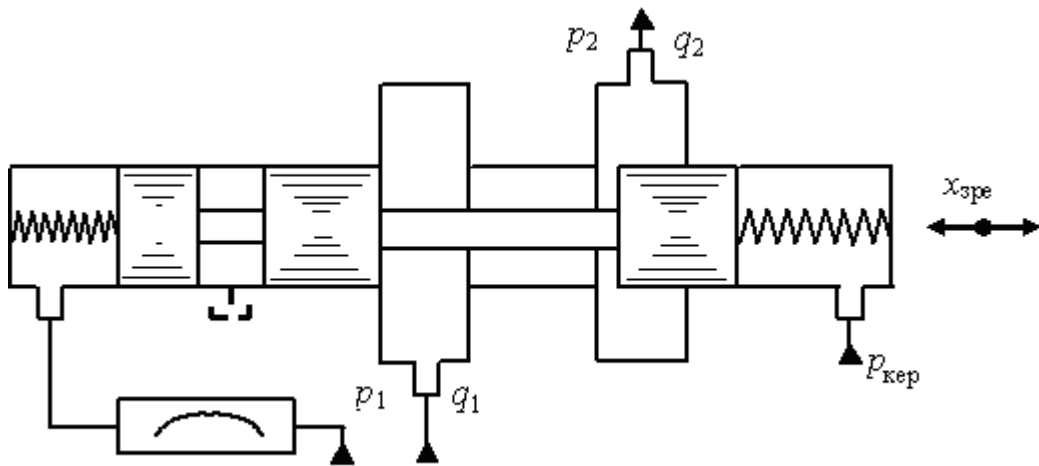


Рис. 4.5. Розрахункова схема клапана прямої дії із запірно-регулюючим елементом плунжер-гільза

Математична модель робочого процесу клапана прямої дії складається з рівнянь [20]:

- руху запірно-регулюючого елемента

$$m\ddot{x}_{зре} = F_{кер}(t) - F_{пр\Sigma}(t) - F_{гд}(t) - F_{тр}(t) - F_{дем}(t); \quad (4.8)$$

- витрати

$$q_{кл}(t) = q_{ш}(t) - q_{вит}(t) - q_{пер}(t) - q_{ст}(t); \quad (4.9)$$

- обмеження переміщення запірно-регулюючого елемента

$$0 < x_{зре}(t) \leq x_{зре\max}, \quad (4.10)$$

де $x_{зре\max}$ – максимальне переміщення запірно-регулюючого елемента;

- зміну стану робочої рідини

$$T_a = \text{const}, \rho(t). \quad (4.11)$$

При цьому, температуру T_a приймають рівною її середньому значенню, а густину робочої рідини $\rho(t)$ визначають за формулою (2.24).

Зауважимо, що при осциляції запірно-регулюючого елемента клапана рівняння (4.8) і (4.9) повинні бути доповнені силою, під дією якої відбувається осциляція запірно-регулюючого елемента $F_{осц}(t)$, та витратою осциляції $q_{осц}(t)$ відповідно. Причому $F_{осц}(t)$ визначають за різними формулами залежно від того яким чином утворена осциляція: електричним, механічним чи гідравлічним вібраційним контуром. Витрату осциляції $q_{осц}(t)$ розраховують за формулою

$$q_{осц}(t) = A(x_{зре}) \dot{x}_{осц}, \quad (4.12)$$

де $A(x_{зре})$ – зміна площі прохідного перерізу клапана при переміщенні запірно-регулюючого елемента; $\dot{x}_{осц}$ – швидкість осциляції запірно-регулюючого елемента, яка визначається параметрами вібраційного контуру.

У рівнянні (4.8) і далі приведену масу запірно-регулюючого елемента розраховують згідно з залежністю

$$m = m_{зре} + m_{пр}/3 + m_{п}, \quad (4.13)$$

де $m_{зре}$ – маса запірно-регулюючого елемента; $m_{пр}$ – маса пружини; $m_{п}$ – приведена до запірно-регулюючого елемента маса робочої рідини обумовлена його осциляцією, яку розраховують з умови рівності кінетичної енергії за залежністю, наведеною у роботі [69]

$$m_{п} = \frac{\rho(t) l q_{осц}^2}{A(x_{зре}) \dot{x}_{осц}^2}, \text{ а } l \text{ – довжина трубопроводів. Причому приведену масу}$$

$m_{п}$ враховували тільки для гідроапаратів з осциляцією.

Сили, що входять до рівняння (4.8), а саме: $F_{пр\Sigma}(t)$ – сумарна пружин; $F_{гд}(t)$ – гідродинамічна; $F_{тр}(t)$ – тертя; $F_{дем}(t)$ – демпфірування визначають згідно із залежностями, наведеними у третьому розділі. При розрахунку сили керування $F_{кер}(t)$ необхідно враховувати її вид, місце прикладення та конструктивні особливості клапана. Якщо до торця запірно-регулюючого елемента клапана прикладена гідравлічна сила керування, то для клапана прямої дії із запірно-регулюючим елементом плунжер-гільза (рис. 4.5) вона розраховується за формулою

$$F_{кер}(t) = \frac{\pi d_{т}^2}{4} [p_1(t) - p_{кер}(t)], \quad (4.14)$$

де $d_{т}$ – діаметр торця запірно-регулюючого елемента клапана, до якого прикладена гідравлічна сила керування; $p_{кер}(t)$ – тиск керування.

Витрату робочої рідини через дроселюючу щілину клапана визначають із залежності [29]

$$q_{щ}(t) = \frac{G_{щ}(t)}{\sqrt{(G_{щ}(t)/G_{к}})^2 + 1}} \sqrt{|\Delta p_{щ}(t)|}, \quad (4.15)$$

де провідність щілини – $G_{щ}(t) = \mu_{кл}(Re, x_{зре}) A_{щ}(x_{зре}) \sqrt{2/\rho(t)}$; (4.16)

$$\text{провідність каналу} - G_k = \frac{G_{\text{вх}} G_{\Gamma} G_{\text{вих}}}{\sqrt{G_{\Gamma}^2 G_{\text{вих}}^2 + G_{\text{вх}}^2 G_{\text{вих}}^2 + G_{\text{вх}}^2 G_{\Gamma}^2}}; \quad (4.17)$$

$G_{\text{вих}}$, $G_{\text{вх}}$ і G_{Γ} – відповідно провідності вихідного, вхідного каналів і гільзи, які розраховуються за однотипними залежностями $G_i = \mu_i A_i \sqrt{2/\rho}$, μ_i і A_i – відповідно коефіцієнт витрати і площа вихідного, вхідного каналів та гільзи.

Витрата витоків визначається за формулою (2.32), в якій коефіцієнт, що враховує ексцентриситет щілини, приймають рівним 1,75. У випадку осциляції запірно-регулюючого елемента клапана до витрати витоків, розрахованої за формулою (2.32), додають витрату, обумовлену осциляцією запірно-регулюючого елемента [19]:

$$\tilde{q}_{\text{вит}} = 2d_{\text{щ}} \delta x_{\text{осц}} \omega_{\text{осц}} \left(1 - e^{(-\delta \sqrt{\omega_{\text{осц}}/2v_i})} \right), \quad (4.18)$$

де $d_{\text{щ}}$ – діаметр запірно-регулюючого елемента, по якому відбуваються витокі; δ – радіальний зазор; $x_{\text{осц}}$ і $\omega_{\text{осц}}$ – відповідно амплітуда і частота осциляції запірно-регулюючого елемента.

Витрату перетікань через дроселюючу щілину при її перекритті розраховують за формулою [29]

$$q_{\text{пер}}(t) = \mu_{\delta}(\text{Re}) \delta b_{\text{вік}} \sqrt{2|\Delta p_{\text{щ}}(t)|/\rho(t)}, \quad (4.19)$$

де $\mu_{\delta}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати при течії робочої рідини через зазор δ , утворений у результаті перекриття робочого вікна на величину $x_{\text{е}}$, який визначається з графіка (рис. 4.6) у залежності від числа Рейнольдса.

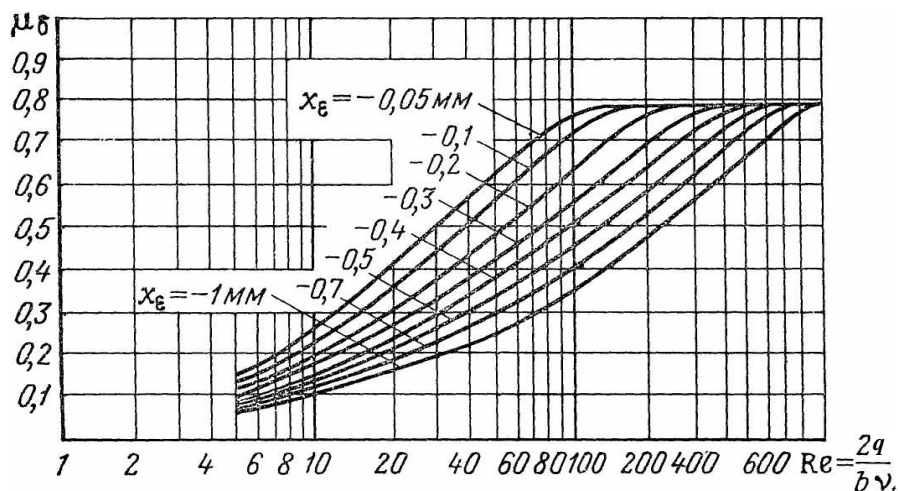


Рис. 4.6. Залежність коефіцієнта витрати від числа Рейнольдса для перекритої щілини

Витрату стиску визначають із залежності

$$q_{ст}(t) = \frac{W}{E_{пр}(t)} \frac{d \Delta p_{кл}(t)}{dt}, \quad (4.20)$$

де W – об'єм робочої рідини в камерах клапана при середньому положенні запірно-регулюючого елемента.

Для отримання динамічних характеристик запобіжного клапана рівняння (4.8)–(4.20) розглядають разом з початковими умовами. Для запобіжного клапана, який працює у переливному режимі, коли вся витрата з виходу з насоса зливається в бак, за початкові умови приймають: $x_{зре}(0) = x_{зре 0}$, $\dot{x}_{зре}(0) = 0$, тиск зливу в гідроагрегаті дорівнює атмосферному. Задають робочі параметри запобіжного клапана та початкові параметри робочої рідин: модуль об'ємної пружності та густину при атмосферному тиску, газовміст і робочу температуру, у випадку наявності осциляції запірно-регулюючого елемента – її амплітуду та частоту. Величина тиску в гідроагрегаті в усталеному режимі відповідає навантаженню на гідродвигуні, що трансформується витратою навантаження. Задають характер зміни витрати навантаження, при заданих початкових умовах, на персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у клапані та гідроагрегаті.

Запобіжний клапан непрямої дії. Він працює таким чином (рис. 4.7). При наявності в гідроагрегаті заданого тиску клапан 1 притиснутий пружиною 2 до сідла 7, або пропускає рідину на злив. Відповідно основний клапан 3 буде притиснутий пружиною 4 до сідла чи буде пропускати рідину на злив. У першому випадку тиск керування $p_{кер}$ у керуючій камері дорівнює тиску, підведеному до основного клапана. В іншому випадку тиск у гідроагрегаті $p_{н}$ буде більше тиску $p_{кер}$. Різниця в тисках виникає внаслідок того, що при відкритому керуючому клапані рідина з лінії підведення протікає через дросель 5. Для додаткового демпфірування в основному каналі вікна 6 можуть бути виконані малого діаметра і служити дроселями. Тиск, при якому починає підніматися основний клапан, залежить від попереднього підтиску пружини 4 і регулюється зміною підтиску пружини 2 керуючого клапана. Завдяки малим переміщенням керуючого клапана тиск підтримується близьким до значення тиску, при якому він відкривається.

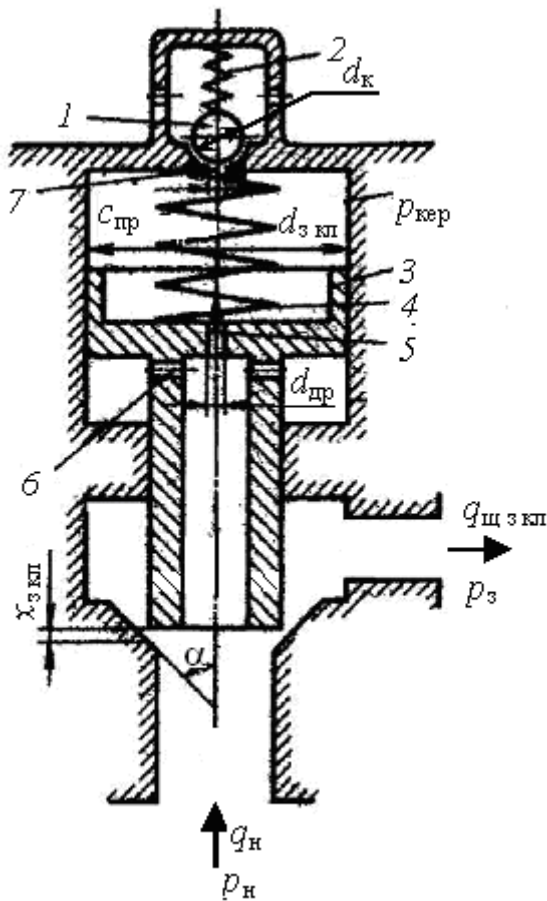


Рис. 4.7. Розрахункова схема запобіжного клапана непрямої дії: 1 – кулька; 2 – пружина; 3 – основний клапан; 4 – пружина; 5 – дросель; 6 – демпфіруючий отвір; 7 – сідло керуючого клапана

Математична модель робочого процесу запобіжного клапана непрямої дії (рис. 4.7) складається з рівнянь:

- руху затвора основного клапана

$$m_{п\text{ з кл}} \ddot{x}_{з\text{ кл}} = A_{з\text{ кл}} (p_н - p_{кер}(t)) - F_{з\text{ кл гд}}(t) - F_{з\text{ кл пр}}(t) - F_{з\text{ кл тр}}(t); \quad (4.21)$$

- витрати робочої рідини через основний клапан

$$q_{з\text{ кл}}(t) = q_{щ\text{ з кл}}(t) - q_{кер\text{ з кл}}(t) + q_{ст\text{ з кл}}(t); \quad (4.22)$$

- руху кульки керуючого клапана (нехтуючи силою тертя)

$$m_k \ddot{x}_k = A_k (p_{кер}(t) - p_{зл}) - F_{к гд}(t) - F_{к пр}(t); \quad (4.23)$$

- витрати робочої рідини через керуючий клапан

$$q_{кер\text{ з кл}}(t) = A_k \dot{x}_k + q_{др}(t); \quad (2.24)$$

- обмеження переміщення затвора основного клапана

$$0 < x_{з\text{ кл}}(t) \leq x_{з\text{ кл макс}}, \quad (4.25)$$

де $x_{з\text{ кл макс}}$ – максимальне переміщення затвора основного клапана;

- обмеження переміщення кульки керуючого клапана

$$0 < x_k(t) \leq x_{к макс}, \quad (4.26)$$

де $x_{к\max}$ – максимальне переміщення кульки керуючого клапана.

Рівняння (4.21)–(4.26) доповнюються рівняннями зміни стану робочої рідини (4.11).

У рівнянні (4.21) $m_{пзкл}$ – приведена до затвора основного клапана маса всіх рухомих частин, яка визначається за залежністю, аналогічною (4.13); $x_{зкл}$ – переміщення затвора клапана; $A_{зкл} = \pi d_{зкл}^2 / 4$ – площа основного клапана; $d_{зкл}$ – діаметр основного клапана; $F_{зклтр}(t)$, $F_{зклпр}(t)$, $F_{зклгд}(t)$ – відповідно, сили: тертя, пружини, гідродинамічна, які визначаються за залежностями, наведеними в третьому розділі; $p_{н}$ – тиск у гідроагрегаті; $p_{кер}(t)$ – тиск керування основним клапаном.

У рівняння витрати робочої рідини через основний клапан (4.22) входять:

- витрата через щілину основного клапана

$$q_{щзкл}(t) = \mu_{зкл}(Re, x_{зкл}) \pi d_{зкл} x_{зкл}(t) \sin \alpha \sqrt{\frac{2}{\rho(t)} [p_{н}(t) - p_{зл}]}, \quad (4.27)$$

де $\mu_{зкл}(Re, x_{зкл})$ – коефіцієнт витрати основного клапана; $d_{зкл}$ – діаметр клапана; α – кут сідла основного клапана;

- витрата через дросель 5

$$q_{др}(t) = \mu_{др}(Re) A_{др} \sqrt{2[p_{н}(t) - p_{кер}(t)] / \rho(t)}, \quad (4.28)$$

де $\mu_{др}(Re)$ – коефіцієнт витрати дроселя; $A_{др}$ – площа дроселя 5;

- витрата стискання визначається за залежністю

$$q_{стзкл}(t) = \frac{W}{E_{пр}(t)} \frac{d p_{н}(t)}{dt}, \quad (4.29)$$

де W – об'єм робочої рідини в камерах клапана при середньому положенні затвора; $p_{н}(t)$ – тиск у гідроагрегаті.

У рівнянні (4.23) $m_{к}$ – маса кульки керуючого клапана; $x_{к}$ – переміщення кульки клапана; $A_{к} = \pi d_{к}^2 / 4$ – площа перерізу кульки; $d_{к}$ – діаметр кульки; $F_{кпр}(t)$, $F_{кгд}(t)$ і $F_{крпр}(t)$ – відповідно, сили керуючого клапана: пружини, гідродинамічна і рідинної пружини, які визначаються за залежностями, наведеними у третьому розділі.

Зауважимо, що наведені вище математичні моделі робочого процесу

запобіжних клапанів можуть бути використані з урахуванням конструктивних особливостей при складанні математичних моделей клапанів тиску, різниці тиску, співвідношення тиску та редукційних. Вони розраховуються за залежностями, наведеними вище та в третьому розділі. Для отримання динамічних характеристик клапана, який працює у складі гідроагрегату, рівняння (4.21)–(4.29) розглядають разом з початковими умовами, аналогічними як і для запобіжного клапана прямої дії, які доповнюють початковими умовами керуючого клапана, а саме: $x_k(0) = x_{k0}$, $\dot{x}_k(0) = 0$. Задають характер зміни витрати навантаження при заданих початкових умовах на персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у клапані та гідроагрегаті.

Зворотні клапани (рис. 4.8). Вони забезпечують вільний рух робочої рідини по трубопроводу тільки в одному вибраному напрямку. При зміні напрямку потоку робочої рідини клапан закривається і перепуск рідини у відповідну магістраль припиняється.

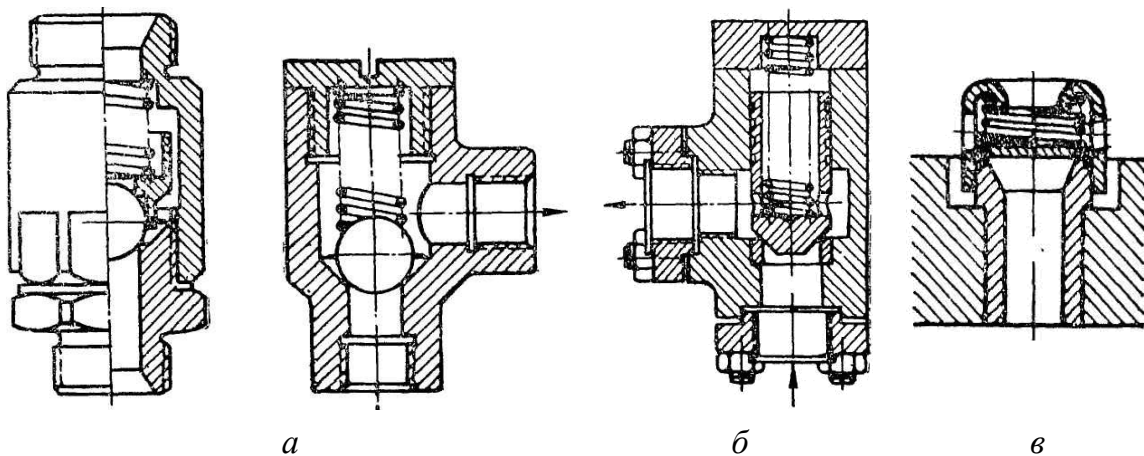


Рис. 4.8. Схеми зворотних клапанів: *a* – кулькового типу; *б* – конусного типу; *в* – пластинчатого типу

Зворотні клапани повинні забезпечити цілковиту герметичність у закритому положенні та мати мінімальний гідравлічний опір у відкритому. Пружина зворотного клапана забезпечує надійну посадку його в сідло з незначним зусиллям. Для забезпечення надійного ущільнення при посадці клапана в сідло при зміні напрямку руху робочої рідини у ньому є отвір, який з'єднує внутрішню камеру клапана з трубопроводом, який запирається (рис. 4.8, *б*). У цьому випадку сила, що

притискає конус до сідла, визначається величиною тиску робочої рідини і площею круга, діаметр якого рівний найбільшому діаметру притертої поверхні. Підйом затвора клапана, зазвичай, вибирають в межах $(0,1 \dots 0,5) d$, де d – діаметр з'єднувального отвору в корпусі клапана.

Математична модель робочого процесу зворотного клапана описується такими рівняннями:

- витрати на його виході залежно від напрямку руху робочої рідини

$$q_{звк} = \begin{cases} 0, & \text{при зворотному русі;} \\ q_{звк}, & \text{при прямому русі,} \end{cases} \quad (4.30)$$

де $q_{звк}$ – витрата через зворотний клапан, яка розраховується за залежністю (4.28), в яку підставляють значення перепаду тиску на зворотному клапані та його конструктивні параметри;

- переміщення запірно-регулюючого елемента зворотного клапана

$$x_{звк} = \begin{cases} 0, & \text{при зворотному русі;} \\ x_{звк \max}, & \text{при прямому русі,} \end{cases} \quad (4.31)$$

де $x_{звк}$ – переміщення запірно-регулюючого елемента зворотного клапана; $x_{звк \max}$ – максимальне переміщення запірно-регулюючого елемента зворотного клапана.

Рівняння (4.30)–(4.31) також доповнюють рівняннями зміни стану робочої рідини (4.11). Зауважимо, що тип та форма запірно-регулюючого елемента зворотного клапана враховуються формулою, за якою розраховують площу прохідного перерізу. Для отримання динамічних характеристик зворотного клапана рівняння (4.30), (4.31) і (4.11) розглядають разом з початковими умовами: $x_{звк}(0) = 0$. Задають напрямок руху робочої рідини та циклограму зміни тиску в гідроагрегаті або розглядають рівняння (4.30), (4.31) і (4.11) разом з іншими рівняннями, які описують робочий процес у гідроагрегаті. При заданих початкових умовах на персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у зворотному клапані та гідроагрегаті.

Гідрозамки. Вони бувають односторонні (рис. 4.9) та двосторонні (рис. 4.10) і використовуються для фіксації виконавчого механізму гідроагрегату в заданому положенні. Односторонні гідрозамки використовуються у тих випадках, коли потрібно пропускати робочу

рідину при наявності гідравлічного керуючого сигналу в обох напрямках, а при його відсутності в одному. Зазвичай, такий гідрозамок містить елементи зворотного клапана (сідло і запірно-регулюючий елемент з пружиною), а також поршень зі штовхачем.

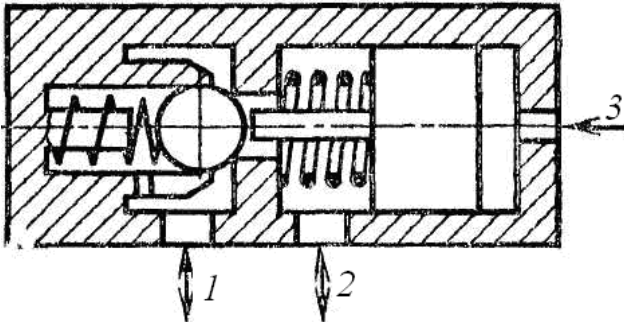


Рис. 4.9. Односторонній гідрозамок

При відсутності тиску керування в каналі 3 під час прямого руху робочої рідини від каналу 2 до каналу 1 запірно-регулюючий елемент відтискається від сідла, а поршень зі штовхачем переміщується вправо. При зміні напрямку потоку в каналах 1 і 2 запірно-регулюючий елемент притискається до сідла і рух робочої рідини через гідрозамок припиняється.

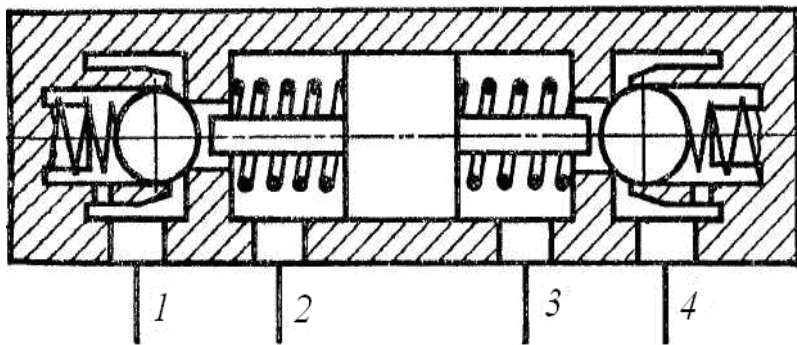


Рис. 4.10. Двосторонній гідрозамок

Якщо подати тиск у канал керування 3, то поршень зі штовхачем переміститься вліво. При цьому штовхач відтисне запірно-регулюючий елемент від сідла і робоча рідина буде проходити через відкрите робоче вікно гідрозамка незалежно від напрямку потоку.

Двосторонній гідрозамок використовують для зупинки і запирання гідродвигунів, які керуються гідророзподільниками, у яких запірно-регулюючий елемент виконано у вигляді прецизійної пари плунжер-гільза, для запобігання перетікань робочої рідини між робочими камерами гідродвигуна. Такий гідрозамок містить два зворотних клапани з

гідравлічним керуванням. Це дозволяє при відсутності сигналу керування запирати робочі камери гідродвигунів та виключити мимовільний рух їх ведених механізмів.

Канали 2 і 3 (рис. 4.10) підключаються до гідророзподільника, а канали 1 і 4 – до робочих камер гідродвигуна. При відсутності сигналу керування та прикладення однобічного зовнішнього навантаження до вихідної ланки гідро-двигуна, в результаті підвищення тиску в його робочих камерах, залежно від напрямку навантаження один зі зворотних клапанів під дією цього тиску закривається та запирає відповідну робочу камеру гідродвигуна. При переміщенні гідророзподільника в результаті підвищення тиску в одному з каналів, з'єднаному з гідродвигуном, поршень гідрозамка зміститься вбік, його штовхач відсуне від сідла один із запірно-регулюючих елементів, інший запірно-регулюючий елемент клапана відкриється за рахунок потоку робочої рідини.

Конструктивні параметри гідрозамків вибирають за аналогією зі зворотними клапанами. Математична модель робочого процесу двостороннього гідрозамка описується такими рівняннями:

- нерозривності

$$q_{ГЗ} = q_1 = q_2 = q_3 = q_4, \quad (4.32)$$

де $q_{ГЗ}$ і q_i – відповідно витрата через гідрозамок і його i канал;

- витрати

$$q_{ГЗ} = \begin{cases} 0, & \text{при } p_2 < p_{ГЗ \min} \ (p_3 < p_{ГЗ \min}); \\ q_{ГЗ}, & \text{при } p_2 \geq p_{ГЗ \min} \ (p_3 \geq p_{ГЗ \min}), \end{cases} \quad (4.33)$$

де $q_{ГЗ}$ – витрата через двосторонній гідрозамок, що розраховується за залежністю (4.28), в яку підставляють значення перепаду тиску на гідрозамку; $p_{ГЗ \min}$ – мінімальне значення тиску, при якому відкриваються запірно-регулюючі елементи гідрозамка і який залежить від жорсткості пружини, її попереднього натягу, поперечного перерізу запірно-регулюючого елемента, його конструктивних параметрів;

- обмеження переміщення поршня зі штовхачем

$$0 < x_{ГЗ}(t) \leq x_{ГЗ \max}, \quad (4.34)$$

де $x_{ГЗ \max}$ – максимальне переміщення поршня зі штовхачем;

- обмеження переміщення запірно-регулюючого елемента гідро-

замка

$$0 < x_{зре}(t) \leq x_{зре \max}, \quad (4.35)$$

де $x_{зре \max}$ – максимальне переміщення запірно-регулюючого елемента гідрозамка;

- зміну стану робочої рідини, рівняння (4.11).

Для отримання динамічних характеристик рівняння (4.32)–(4.35) і (4.11) розглядають разом з іншими рівняннями, які описують робочий процес у гідроагрегаті, та початковими умовами. Для гідрозамка: $x_{зре}(0) = x_{зре 0}$, $\dot{x}_{зре}(0) = 0$, $x_{гз}(0) = x_{гз 0}$, $\dot{x}_{гз}(0) = 0$ і $q_{гз} = 0$. Задають початкові параметри робочої рідини: модуль об'ємної пружності і густину при атмосферному тиску, газовміст і робочу температуру. Відповідно до циклограми роботи гідроагрегату на персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів у гідрозамку та гідроагрегаті. Зауважимо, що математична модель робочого процесу двостороннього гідрозамка може бути використана при складанні математичних моделей клапанів послідовності, витримки часу та логічних. Однак при цьому треба враховувати їх конструктивні особливості.

4.3. Регулятор витрати

Регулятор витрати – регулюючий гідроапарат, який призначено для підтримування заданої витрати незалежно від перепаду тиску в потоках робочої рідини, яка підводиться та відводиться від нього. Він використовується для забезпечення постійної швидкості руху виконавчого механізму об'ємного гідроагрегату.

Конструктивно регулятори витрати являють собою модулі, що містять дросель, який регулюється, та регулятор, розміщені в одному корпусі. За допомогою дроселя регулюється (задається) витрата робочої рідини, а регулятор автоматично підтримує постійний перепад тиску на дроселі. Це забезпечує при фіксованій площі прохідного перерізу дроселя постійну витрату робочої рідини через нього і відповідно на виході регулятора витрати. Зауважимо, що дросель в регуляторі витрати є регульовальним гідравлічним опором. Розглянемо регулятор витрати Г55-2 (рис. 4.11).

Він містить крановий дросель, в якому дроселююча щілина утворена отвором *F* корпусу *1* та вузькою щілиною, виконаною у крані *2*, яка з'єднана з його вихідною камерою, що заглушена з торця пробкою *13*. Внутрішня камера крана *2* радіальними свердловинами з'єднана з вихідним отвором *O* регулятора витрати. Зміна гідравлічного опору дроселя здійснюється шляхом повороту крана *2* навколо його осі на кут 180° . При цьому змінюється площа частини щілини крана *2* збоку отвору *F*. За допомогою рукоятки лімба *7*, який закріплено на хвостовику крана за допомогою шпонки *6*, контргайки *8*, що містить обмежувач переміщень, здійснюється поворот крана. Кут повороту лімба (ступінь відкриття прохідного перерізу отвору дроселя) контролюється за шкалою *10*, яка закріплена на кришці *4* гвинтами *5* на корпусі *1*. Стик між корпусом *1* та кришкою *4* ущільнено прокладками з фібри. Кран *2* ущільнено гумовим кільцем *3*.

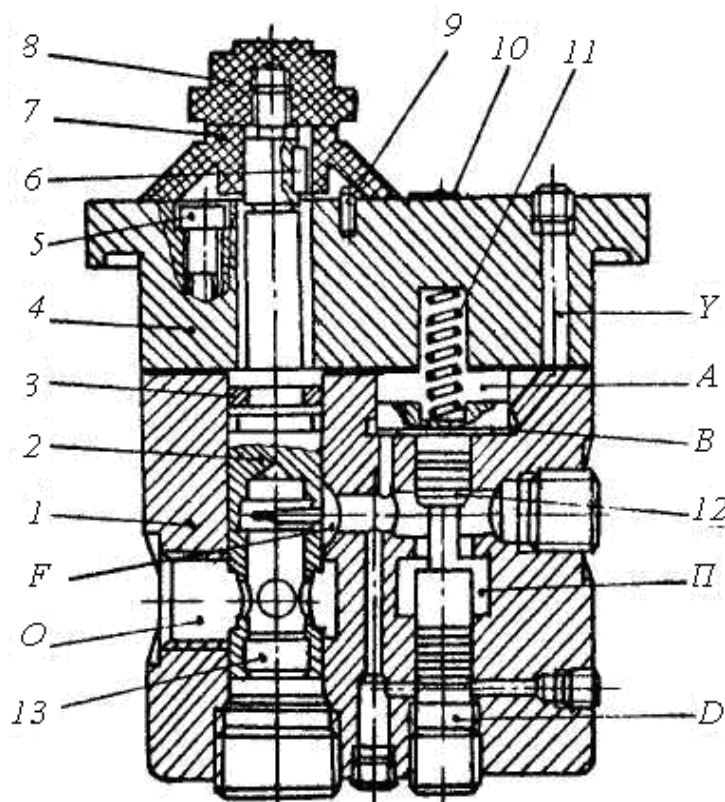


Рис. 4.11. Регулятор витрати типу Г55-2: *1* – корпус; *2* – кран; *3* – гумове кільце; *4* – кришка; *5* – гвинти; *6* – шпонка; *7* – рукоятка лімба; *8* – контргайка; *9* – шпонка; *10* – шкала; *11* – пружина; *12* – плунжер клапана тиску регулятора; *13* – пробка

Витоки рідини з – під торцевої поверхні крана *2* та з кільцевої проточки, яка виконана на його поверхні перед канавкою під ущільнююче кільце, відводяться на злив через дренажні отвори, що виконані у корпусі *1*. Функцію регулятора виконує ступінчатий запірно-регулюючий елемент

12 (плунжер клапана тиску регулятора витрат), розміщений у розточці корпусу 1. На плунжер клапана тиску регулятора витрат 12 діє сила пружини 11, яка фіксує його в початковому положенні.

Робоча рідина подається до отвору II, а далі протікає через щілину між корпусом та робочою кромкою плунжера клапана тиску регулятора витрат, яка змінюється у процесі роботи апарата протилежно до зміни різниці тиску на вході і виході регулятора витрати, і далі через прохідний переріз дроселя. Плунжер клапана тиску регулятора витрат 12 у цьому випадку виконує функції редукційного клапана. Камери В і Д перед торцями плунжера клапана тиску регулятора витрат 12, сила тиску рідини, на якому урівноважена зусиллям пружини 11, з'єднані каналами корпусу 1 з отвором F, тому тиск у цих камерах дорівнює тиску перед дроселем. Камера А каналами корпусу з'єднана з вихідним отвором О, тому тиск рідини в цій камері дорівнює тиску на виході з дроселя. У процесі роботи регулятора витрати плунжер клапана тиску 12 намагається зайняти таке положення відносно корпусу 1, при якому перепад тиску на дроселі залишається практично незмінним. У результаті забезпечується постійна витрата робочої рідини на виході регулятора витрати.

Розрахункову схему регулятора витрат наведено на рис. 4.12.

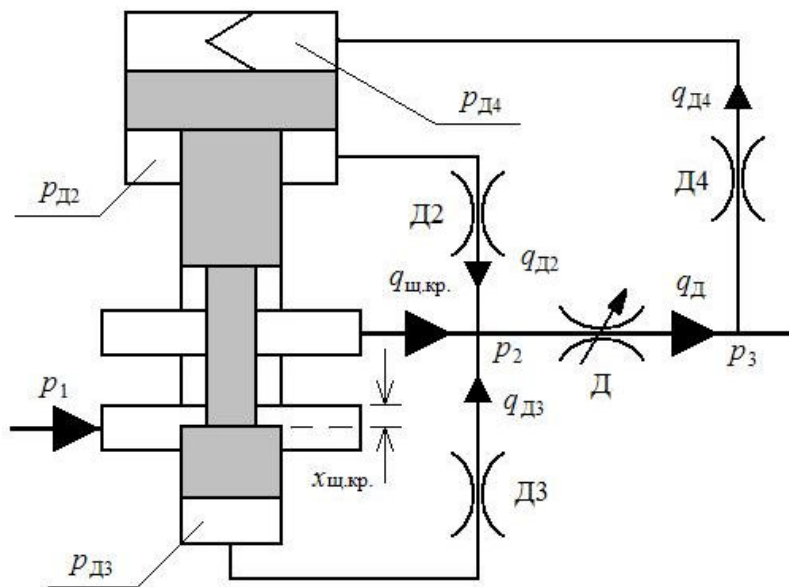


Рис. 4.12. Розрахункова схема регулятора витрат

При збільшенні різниці тиску між вхідним отвором II та вихідним О одразу збільшується витрата рідини через регулятор витрати і, відповідно, збільшиться втрата тиску на дроселі. В результаті баланс сил, що діють на плунжер клапана тиску 12, порушується і він зміщується відносно

корпусу I в нове положення рівноваги, стискаючи пружину II та перекриваючи робочу щілину між отворами Π і F . Внаслідок збільшення гідравлічного опору цієї щілини та втрат тиску на ній відновлюється попередній перепад тиску на дроселі, а відповідно і витрата рідини через нього та регулятор витрати.

При зменшенні різниці тиску в отворах Π і O все відбувається навпаки. Канал Y служить для дистанційного керування регулятором витрати.

Математична модель робочого процесу регулятора витрат описується такими рівняннями [100]:

- руху плунжера клапана тиску регулятора витрат

$$m_{кр} \ddot{x}_{кр} = c_{пр кр} [x_{кр 0} + x_{кр max} - x_{кр}(t)] + A_{пл рв1} p_{д 4}(t) - A_{пл рв2} p_{д 3}(t) - (A_{пл рв1} - A_{пл рв2}) p_{д 2}(t) - F_{гд кл}(t) - F_{тр кл}(t); \quad (4.36)$$

- витрати робочої рідини, що проходить через щілину клапана тиску регулятора витрат

$$q_{щ к}(t) = \mu_{щ к} [\text{Re}, x_{кр}(t)] A_{щ к} \text{sign}[p_1(t) - p_2(t)] \sqrt{2|p_1(t) - p_2(t)|/\rho(t)}; \quad (4.37)$$

- витрати робочої рідини, що проходить через дросель D

$$q_D(t) = \mu_D [\text{Re}, x_D(t)] A_D \text{sign}[p_2(t) - p_3(t)] \sqrt{2|p_2(t) - p_3(t)|/\rho(t)}; \quad (4.38)$$

- витрати робочої рідини на виході з регулятора витрат – витрата на зливі

$$q_{зл}(t) = q_{щ к}(t) + q_{д 2}(t) + q_{д 3}(t) - q_{д 4}(t); \quad (4.39)$$

- витрати робочої рідини через три ламінарних дроселі регулятора витрат:

$$q_{д 2}(t) = \frac{\pi [p_{д 2}(t) - p_2(t)] d_{д 2}^4}{128 \mu l_{д 2}} = K_{д 2} [p_{д 2}(t) - p_2(t)]; \quad (4.40)$$

$$q_{д 3}(t) = \frac{\pi [p_{д 3}(t) - p_2(t)] d_{д 3}^4}{128 \mu l_{д 3}} = K_{д 3} [p_{д 3}(t) - p_2(t)]; \quad (4.41)$$

$$q_{д 4}(t) = \frac{\pi [p_{зл}(t) - p_{д 4}(t)] d_{д 4}^4}{128 \mu l_{д 4}} = K_{д 4} [p_{зл}(t) - p_{д 4}(t)]. \quad (4.42)$$

Витрати $q_{д 2}(t)$, $q_{д 3}(t)$, $q_{д 4}(t)$ записували у вигляді:

$$q_{д 2}(t) = (A_{пл рв1} - A_{пл рв2}) \frac{d x_{кр}(t)}{d t}; \quad (4.43)$$

$$q_{д3}(t) = A_{пл\ pв2} \frac{d x_{кр}(t)}{d t}; \quad (4.44)$$

$$q_{д4}(t) = A_{пл\ pв1} \frac{d x_{кр}(t)}{d t}. \quad (4.45)$$

Прирівнявши рівняння (4.40)–(4.42) і (4.43)–(4.45), відповідно отримали:

$$p_{д2}(t) = p_2(t) + \frac{(A_{пл\ pв1} - A_{пл\ pв2}) d x_{кр}(t)}{K_{д2} d t}; \quad (4.46)$$

$$p_{д3}(t) = p_2(t) + \frac{A_{пл\ pв2} d x_{кр}(t)}{K_{д3} d t}; \quad (4.47)$$

$$p_{д4}(t) = p_{зл}(t) + \frac{A_{пл\ pв1} d x_{кр}(t)}{K_{д4} d t}. \quad (4.48)$$

В рівняннях (4.36)–(4.48): $\mu_{шк} [Re, x_{кр}(t)]$ і $\mu_{д} [Re, x_{д}(t)]$ – відповідно коефіцієнти витрат у щілині клапана тиску регулятора витрат і дроселі D ; $A_{пл\ pв1}$ – площа плунжера збоку пружинної камери регулятора витрат; $A_{пл\ pв2}$ – площа плунжера регулятора витрат; $p_1(t)$ і $p_2(t)$ – відповідно тиск на вході і виході камери регулятора витрат; $p_3(t)$ і $p_{зл}(t)$ – відповідно тиск на виході і зливі регулятора витрат; $p_{д2}(t)$, $p_{д3}(t)$, $p_{д4}(t)$ – відповідно тиск у верхній підклапанній, нижній під клапанній і пружинній камерах регулятора витрат; $d_{д2}$, $d_{д3}$, $d_{д4}$ – відповідно діаметри ламінарних дроселів; $l_{д2}$, $l_{д3}$, $l_{д4}$ – відповідно довжини ламінарних дроселів; $x_{кр}(t)$ і $x_{д}$ – відповідно переміщення плунжера клапана тиску регулятора витрат і дроселя D ; $m_{кр}$ – маса плунжера з приєднаними до нього частинами регулятора витрат, яка розраховується за залежністю (4.13); $c_{пр\ кр}$ – жорсткість пружини клапана тиску регулятора витрат; $x_{кр0}$ – попередній підтиск пружини клапана тиску регулятора витрат; $x_{кр\ max}$ – максимальне переміщення клапана регулятора витрат.

У рівнянні (4.36) гідродинамічна сила $F_{гд\ кл}(t)$ і сила тертя $F_{тр\ кл}(t)$ розраховувалися за залежностями, наведеними у третьому розділі, у які

підставляли параметри клапана регулятора витрат.

Переміщення плунжера клапана регулятора витрат і запірно-регулюючого елемента дроселя D знаходились в межах такого інтервалу: $0 \leq x_{кр}(t) \leq x_{кр\max}$; $0 \leq x_D \leq x_{D\max}$.

Вводили обмеження на швидкість руху плунжера клапана регулятора витрат

$$\dot{x}_{кр} = \begin{cases} 0, & \text{при } \dot{x}_{кр} > 0, x_{кр}(t) = x_{кр\max}; \\ 0, & \text{при } \dot{x}_{кр} < 0, x_{кр}(t) = 0; \\ \dot{x}_{кр}, & \text{при } 0 < x_{кр}(t) < x_{кр\max}. \end{cases} \quad (4.49)$$

Рівняння (4.36)–(4.49) доповнювали рівняннями зміни стану робочої рідини (4.11).

Наведена вище математична модель робочого процесу регулятора витрат дозволяє визначити його статичні і динамічні характеристики та проаналізувати вплив на них конструктивних параметрів регулятора витрати і робочих параметрів гідроагрегата.

4.4. Гідророзподільники

Гідророзподільники – направляючі гідроапарати, які керують пуском, зупинкою та напрямком потоку робочої рідини шляхом повного відкриття чи закриття робочого прохідного отвору. Залежно від кількості фіксованих позицій запірно-регулюючого елемента гідророзподільники можуть бути двопозиційними, трипозиційними і т.д. Залежно від кількості отворів, по яких робоча рідина підводиться до гідророзподільника та відводиться від нього до виконавчих механізмів, вони можуть бути двопровідними, трипроводними і т.д. (рис. 4.13). При керуванні потоками рідини більше ніж 30 л/хв, гідророзподільник виконують з двох ступенів – основної та допоміжної – призначеної для керування основним гідророзподільником (гідропілотом). Гідророзподільники бувають з механічним, електричним, гідравлічним та пневматичним керуванням. Зауважимо, що тип керування на рис. 4.13 не показано.

Однощілинні гідророзподільники (рис. 4.13, а) використовуються як запобіжні, редуційні та інші клапани, що регулюють зміну перепаду тиску чи витрати.

Двощілинні гідророзподільники (рис. 4.13, б) застосовуються в

гідроагрегатах для регулювання потужністю і керування потоком робочої рідини у одному ланцюгу навантаження.

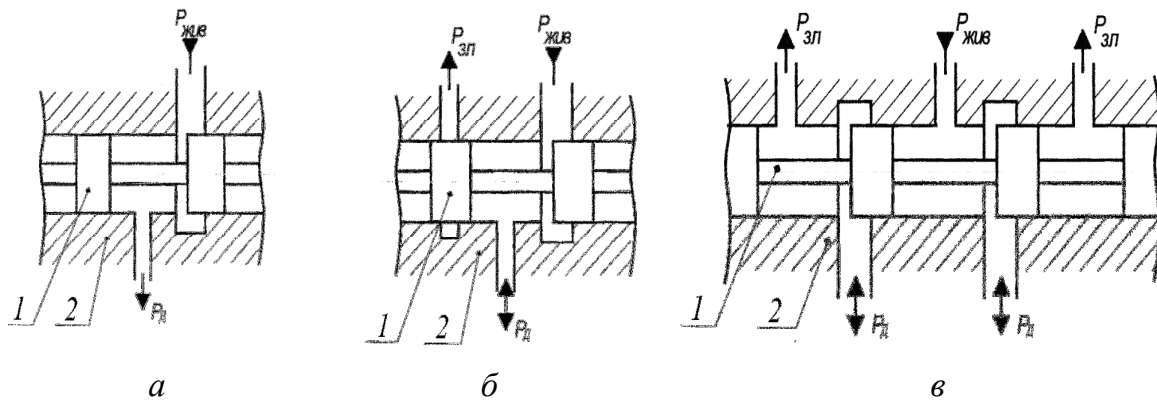


Рис. 4.13. Схеми гідророзподільників: 1 – запірно-регулюючий елемент; 2 – корпус: а – однощільний; б – двощільний; в – чотирищільний

Чотирищільні гідророзподільники (рис. 4.13, в) використовуються для регулювання потужністю і зміною напрямку потоку робочої рідини у двох каналах. Вони можуть бути виконані з трьома та чотирма поясками.

Залежно від величини перекриття запірно-регулюючого елемента такі гідророзподільники поділяють на ідеальні – з нульовим перекриттям, проточні – з негативним перекриттям, відсічні – з позитивним перекриттям. Величина перекриття запірно-регулюючого елемента визначає зону нечутливості гідророзподільника та витoki при його нейтральному положенні.

При розрахунку гідророзподільника важливо визначити силу керування, яка переміщує його запірно-регулюючий елемент з нейтрального положення в робоче. У загальному випадку ця сила визначається з нерівності

$$F_{\text{кер}}(t) \geq m\ddot{x}_{\text{зрe}} + F_{\text{пр}\Sigma}(t) + F_{\text{гд}}(t) + F_{\text{тр}}(t), \quad (4.50)$$

де $m\ddot{x}_{\text{зрe}}$ – сила інерції; $F_{\text{пр}\Sigma}(t)$, $F_{\text{гд}}(t)$ і $F_{\text{тр}}(t)$ – відповідно сили пружин, гідродинамічна і тертя, які визначаються згідно з залежностями, наведеними у третьому розділі.

Зауважимо, що в рівнянні (4.47) невраховано силу облітерації, викликану заростанням щілин, утворених зазором між запірно-регулюючим елементом і корпусом (втулкою) гідророзподільника, частинками забруднень робочої рідини та молекулярним зчепленням її частинок з поверхнями запірно-регулюючого елемента і корпусу. При

визначенні сили інерції треба мати на увазі, що час спрацювання сучасних гідророзподільників з електричним керуванням знаходиться у діапазоні від 0,01 до 0,2 с.

Розрахунок витрати через гідророзподільник проводиться за залежністю

$$q_{\text{гр}}(t) = \mu_{\text{гр}}(\text{Re}) A_{\text{гр}} \sqrt{2|\Delta p_{\text{вік}}(t)|/\rho(t)}, \quad (4.51)$$

де $\mu_{\text{гр}}(\text{Re})$ – коефіцієнт витрати; $A_{\text{гр}}$ – площа перерізу робочого вікна; $\Delta p_{\text{вік}}(t)$ – перепад тиску на робочому вікні.

При виборі конструктивних параметрів гідророзподільників необхідно користуватися такими рекомендаціями:

- найбільшу площу перерізу робочого вікна $A_{\text{гр}}$ визначають із залежності (4.51), в яку підставляють максимальне значення витрати $q_{\text{гр}} = q_{\text{гр max}}$;

- діаметр запірно-регулюючого елемента, в мм, вибирають з ряду [1]: 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40;

- співвідношення між діаметром шийки і зовнішнім діаметром запірно-регулюючого елемента $d_{\text{ш}} = (0,67 \dots 0,8) D_{\text{зрє}}$;

- сумарні втрати тиску, втрати на робочих вікнах і каналах корпусу гідророзподільника не повинні перевищувати 5 % від номінального значення тиску. Допустимі значення швидкостей робочої рідини в каналах гідророзподільника наведені в табл. 4.1 [1].

Таблиця 4.1 – Рекомендовані значення швидкостей робочої рідини в каналах гідророзподільника

Параметр	Значення параметра							
	0,3	0,5	1,0	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0
p , МПа	0,3	0,5	1,0	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0
$v_{\text{доп}}$, м/с	1,0	1,25	1,6	2,5	3,75	5,5	6,75	7,5

- радіальний зазор між запірно-регулюючим елементом та корпусом (втулкою) повинен бути досить великим, щоб забезпечити легке переміщення запірно-регулюючого елемента всередині корпусу без великого тертя та “заїдання”, в той же час зазор повинен бути малим, щоб забезпечити малі витоки та високий ККД. Його вибирають з табл. 4.2 за рекомендаціями з роботи [2].

Таблиця 4.2 – Рекомендовані значення радіального зазору δ гідророзподільника

Параметр	Значення параметра				
$D_{зре}$, мм	< 6	6 ... 18	18 ... 30	30 ... 50	50 ... 80
2δ , мкм	7 ... 14	9 ... 18	10 ... 23	11 ... 26	12 ... 29

Ці рекомендації використовують і при виборі конструктивних параметрів інших направляючих гідроапаратів.

Дроселюючий гідророзподільник – регулюючий гідроапарат, призначений для керування витратою та напрямком потоку робочої рідини в декількох гідравлічних лініях одночасно відповідно до зміни зовнішньої сили керування. Залежно від кількості отворів, по яких робоча рідина підводиться до гідророзподільника та відводиться від нього до виконавчих механізмів, вони можуть бути двопровідними, трипровідними і т.д. Розрізняють дроселюючі гідророзподільники з циліндричними та плоскими запірно-регулюючими елементами.

Залежно від величини перекриття запірно-регулюючого елемента такі гідророзподільники поділяють на ідеальні – з нульовим перекриттям, проточні – з негативним перекриттям, відсічні – з позитивним перекриттям. Величина перекриття запірно-регулюючого елемента визначає зону нечутливості гідророзподільника та витоки при його нейтральному положенні.

Враховуючи, що серед таких гідророзподільників найбільше поширення отримали чотирищільні, далі розглядаємо саме такий гідророзподільник (рис. 4.14), при цьому його відмінність від одно- і двощільного будемо зазначати окремо. Його можна подати у вигляді системи керованих дроселів $G_1(t)$, $G_2(t)$, $G_3(t)$, і $G_4(t)$, об'єднаних в одній конструкції і ввімкнених за схемою гідравлічного містка (рис. 4.15). Гідравлічні провідності $G_1(t)$ і $G_3(t)$ вмикаються послідовно з гідродвигуном при додатному зміщенні запірно-регулюючого елемента, а $G_2(t)$ і $G_4(t)$ – при від'ємному зміщенні. Таким чином, чотирищільний дроселюючий гідророзподільник здійснює дроселювання робочої рідини на двох ступенях: на вході в гідродвигун та на його виході. Крім того, забезпечується зміна напрямку потоку робочої рідини при зміні знака сигналу керування.

Для зменшення перетікань та витоків робочої рідини при $x_{зр\epsilon} = 0$, підвищення ККД, усунення автоколиваний, обумовлених дією осевих гідродинамічних сил, дроселюючий гідророзподільник повинен мати невелике перекриття $\Delta_3 = (2 \dots 3) \delta$.

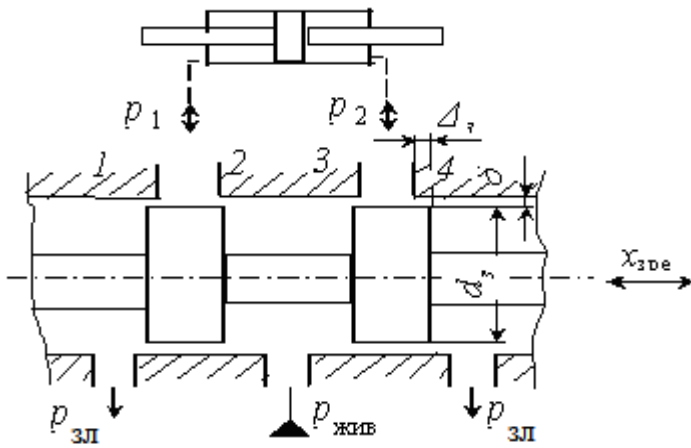


Рис. 4.14. Схема гідроагрегату з чотирищілинним дроселюючим гідророзподільником, який знаходиться у нейтральному положенні

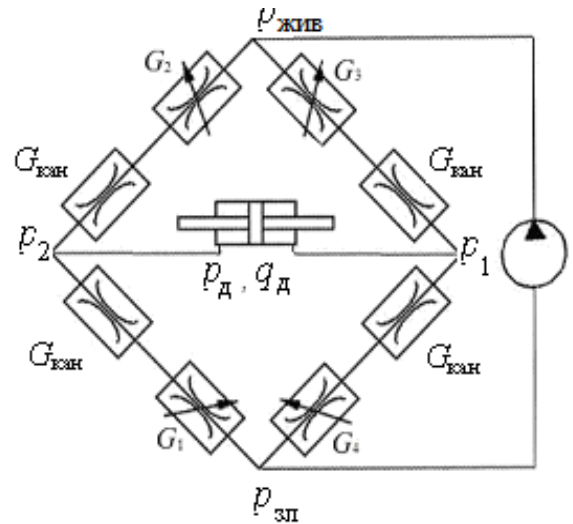


Рис. 4.15. Схема гідравлічного містка чотирищілинного дроселюючого гідророзподільника

При розробці математичної моделі чотирищілинного дроселюючого гідророзподільника з осциляцією вважали, що переміщення його запірно-регулюючого елемента відбувається вздовж горизонтальної осі (рис. 4.14). Приймали такі припущення:

- геометричні розміри симетричні відносно осей;
- гідравлічні провідності $G_1(t)$ і $G_3(t)$ та $G_2(t)$ і $G_4(t)$ при рівних значеннях $x_{зр\epsilon}$ однакові;
- корпус гідророзподільника і запірно-регулюючий елемент абсолютно жорсткі;
- пружини мають невелику довжину і кількість робочих витків, не відбувається відриву їх кінців від поверхні контакту та вони працюють у лінійному діапазоні своїх характеристик;
- сила керування, яка приводить до переміщення запірно-регулюючого елемента, мало змінна за період $T = 2\pi/\omega_{осц}$, тобто, вважаємо, що можливі частоти сигналу керування значно менше частоти

$\omega_{\text{осц}}$, тобто її зміна відбувається повільніше у порівнянні з силою, під дією якої відбувається осциляція запірно-регулюючого елемента. Зауважимо, що об'ємний гідроагрегат має властивості фільтра, що властиво всім гідравлічним системам [82], тобто, при виникненні періодичних коливань всі вищі гармоніки придушуються лінійною частиною гідравлічної системи.

При прийнятих припущеннях, математична модель чотирищілинного дроселюючого гідророзподільника з осциляцією подана рівняннями [20]:

- руху запірно-регулюючого елемента відносно осі його переміщення

$$m\ddot{x}_{\text{зрє}} = F_{\text{кер}}(t) - F_{\text{пр}\Sigma}(t) - F_{\text{гд}}(t) - F_{\text{тр}}(t) + F_{\text{осц}}(t) - F_{\text{дем}}(t); \quad (4.52)$$

- витрати через гідророзподільник

$$q_{\text{га}}(t) = q_{\text{щ}_4}(t) - q_{\text{вит}}(t) - q_{\text{пер}}(t) - q_{\text{ст}}(t) + q_{\text{осц}}(t); \quad (4.53)$$

- обмеження переміщення запірно-регулюючого елемента

$$0 < x_{\text{зрє}}(t) \leq x_{\text{зрє max}}; \quad (4.54)$$

- зміну стану робочої рідини, рівняння (4.11).

У рівнянні (4.52) приведену масу запірно-регулюючого елемента розраховують згідно залежності (4.13). Сили, що входять до рівняння (4.52), а саме: $F_{\text{пр}\Sigma}(t)$ – сумарна пружин; $F_{\text{гд}}(t)$ – гідродинамічна; $F_{\text{тр}}(t)$ – тертя; $F_{\text{дем}}(t)$ – демпфірування, визначають згідно з залежностями, наведеними в розділі три. При розрахунку сили керування $F_{\text{кер}}(t)$ необхідно враховувати її вид, місце прикладення та конструктивні особливості гідророзподільника. Зазначимо, що залежність для розрахунку сили осциляції $F_{\text{осц}}(t)$ залежить від типу вібраційного контуру та його конструктивних особливостей.

Зауважимо, що відмінність перекриття запірно-регулюючого елемента від нульового враховується зміною $x_{\text{зрє}}$ і відповідним зсувом його характеристик, тому для спрощення викладок приймаємо, що запірно-регулюючий елемент має нульове перекриття. У цьому випадку витрата робочої рідини, якщо припустити, що навантаження на його виході становить p_d , визначається за формулою [29]

$$q_{ш4}(t) = \frac{G_{ш}(t) \operatorname{sign} x_{зре}(t)}{\sqrt{(G_{ш}(t)/G_{к})^2 + 1}} \sqrt{\frac{1}{2} [p_{жив}(t) - p_{д}(t)]}, \quad (4.55)$$

де $G_{ш}(t)$ і $G_{к}$ – відповідно провідність щілини і каналу, які розраховуються за формулами (4.16) і (4.17).

Підставляли (4.16) і (4.17) в (4.55) та отримали:

$$q_{ш4}(t) = \frac{\mu_{га}(\operatorname{Re}, x_{зре}) A_{ш}(x_{зре}) \operatorname{sign} x_{зре}(t) \sqrt{\frac{2}{\rho(t)}} \sqrt{\frac{1}{2} [p_{жив}(t) - p_{д}(t)]}}{\sqrt{\left(\frac{\sqrt{2} \mu_{га}(\operatorname{Re}, x_{зре}) A_{ш}(x_{зре}) \sqrt{G_{г}^2 G_{вих}^2 + G_{вх}^2 G_{вих}^2 + G_{вх}^2 G_{г}^2}}{\sqrt{\rho(t)} G_{вх} G_{г} G_{вих}} \right)^2 + 1}}. \quad (4.56)$$

Зауважимо, що витрата робочої рідини через дроселюючу щілину для одно- і двощілинного гідророзподільників визначається із залежності [29]

$$q_{ш1(2)}(t) = \frac{G_{ш}(t) \operatorname{sign} x_{зре}(t)}{\sqrt{(G_{ш}(t)/G_{к})^2 + 1}} \sqrt{|\Delta p_{ш}(t)|}, \quad (4.57)$$

або

$$q_{ш1(2)}(t) = \frac{\mu_{га}(\operatorname{Re}, x_{зре}) A_{ш}(x_{зре}) \operatorname{sign} x_{зре}(t) \sqrt{2|\Delta p_{ш}(t)|/\rho(t)}}{\sqrt{\left(\frac{\sqrt{2} \mu_{га}(\operatorname{Re}, x_{зре}) A_{ш}(x_{зре}) \sqrt{G_{г}^2 G_{вих}^2 + G_{вх}^2 G_{вих}^2 + G_{вх}^2 G_{г}^2}}{\sqrt{\rho(t)} G_{вх} G_{г} G_{вих}} \right)^2 + 1}}, \quad (4.58)$$

де $\Delta p_{ш}(t)$ – перепад тиску на дроселюючій щілині.

У рівнянні (4.54) витрата витоків визначається за формулою (2.32), в якій коефіцієнт, що враховує ексцентриситет щілини, приймають рівним 1,75 та додають витрату, обумовлену осциляцією, формула (4.18). Витрата перетікань – за формулою (4.19), а витрата стиску за – (4.20). Витрата, обумовлена осциляцією запірно-регулюючого елемента, розраховувалася за залежністю

$$q_{осц}(t) = A(x_{зре}) \dot{x}_{осц}. \quad (4.59)$$

Для отримання динамічних характеристик дроселюючого гідророзподільника з осциляцією рівняння (4.52)–(4.56), (4.59) і (4.11) розглядають разом з початковими умовами. Для гідророзподільника з осциляцією: $x_{зре}(0) = x_{зре0}$, $\dot{x}_{зре}(0) = 0$, $q_{гр} = 0$, $p_{жив0}$, $p_{зл}$, $A_{ш}(x_{зре})$, $x_{осц}$, $\omega_{осц}$. Задають початкові параметри робочої рідини: модуль об'ємної

пружності та густину при атмосферному тиску, газоміст і робочу температуру. На персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів, визначають показники якості. Для отримання математичної моделі робочого процесу дроселюючого гідророзподільника без осциляції з рівнянь (4.52)–(4.56) виключають силу, під дією якої відбувається осциляція запірно-регулюючого елемента $F_{осц}(t)$, і витрату, обумовлену осциляцією $q_{осц}(t)$, та враховують це при розрахунку сил: тертя, гідродинамічної, демпфювання.

Статичні характеристики такого гідророзподільника розглянемо на прикладі гідроагрегату з чотирищілинним дроселюючим гідророзподільником (рис. 4.14). До цих характеристик належать: силова характеристика тиску – $p_d = f(x_{зре})$ при $q_d = 0$; витратна характеристика – $q_d = f(x_{зре})$ при $p_d = 0$; узагальнена гідравлічна характеристика – $q_d = f(p_d, x_{зре})$. Їх отримали з рівняння (4.56) (нехтували витратами: витоків, перетікань, обумовлених осциляцією запірно-регулюючого елемента). Переходили до безрозмірних параметрів тиску $\bar{p}_d = p_d / p_{жив}$; витрати $\bar{q}_d = q_d / G_{щ} \sqrt{p_{жив}}$; переміщення $\bar{x}_{зре} = x_{зре} / x_{зре\max}$, отримали узагальнені гідравлічні характеристики для чотирищілинного дроселюючого гідророзподільника з різними запірно-регулюючими елементами (рис. 4.16).

Аналіз показав, що їх вигляд не залежить від типу запірно-регулюючого елемента, і вказує на те, що зі збільшенням тиску навантаження, витрата через гідророзподільник, при $\bar{x}_{зре} = \text{const}$, зменшується. Це явище, що отримало назву дросельного ефекту, знижує жорсткість механічної характеристики гідроагрегату й спричиняє ковзання гідравлічного двигуна під дією навантаження.

Для аналізу динаміки гідроагрегату з дросельним керуванням важливе значення мають коефіцієнт підсилення за витратою, визначений як $\frac{\partial q_d}{\partial A(x_{зре})} \frac{\partial A(x_{зре})}{\partial x_{зре}}$, коефіцієнт підсилення за тиском – $\frac{\partial p_d}{\partial A(x_{зре})} \frac{\partial A(x_{зре})}{\partial x_{зре}}$ і коефіцієнт ковзання навантажувальної характеристики – $\frac{\partial q_d}{\partial p_d}$. Зробивши

нескладні перетворення та нехтуючи опором каналів, отримали коефіцієнт підсилення дроселюючого гідророзподільника за витратою

$$k_{q_{x_{зре}}} = \frac{\partial q_{д}}{\partial A(x_{зре})} \frac{\partial A(x_{зре})}{\partial x_{зре}} = \frac{\partial A(x_{зре})}{\partial x_{зре}} \left[\frac{G_{щ \max} \sqrt{p_{жив}}}{A_{\max}(x_{зре})} \sqrt{\frac{1}{2} \left(1 - \frac{p_{д0}}{p_{жив}} \right)} \right]. \quad (4.60)$$

При $p_{д0} = 0$ з рівняння (4.60) отримали значення коефіцієнта крутості статичної характеристики регулювання витрати

$$k_{к} = \frac{\partial A(x_{зре})}{\partial x_{зре}} \frac{G_{щ \max}}{A_{\max}(x_{зре})} \sqrt{\frac{1}{2} p_{жив}}. \quad (4.61)$$

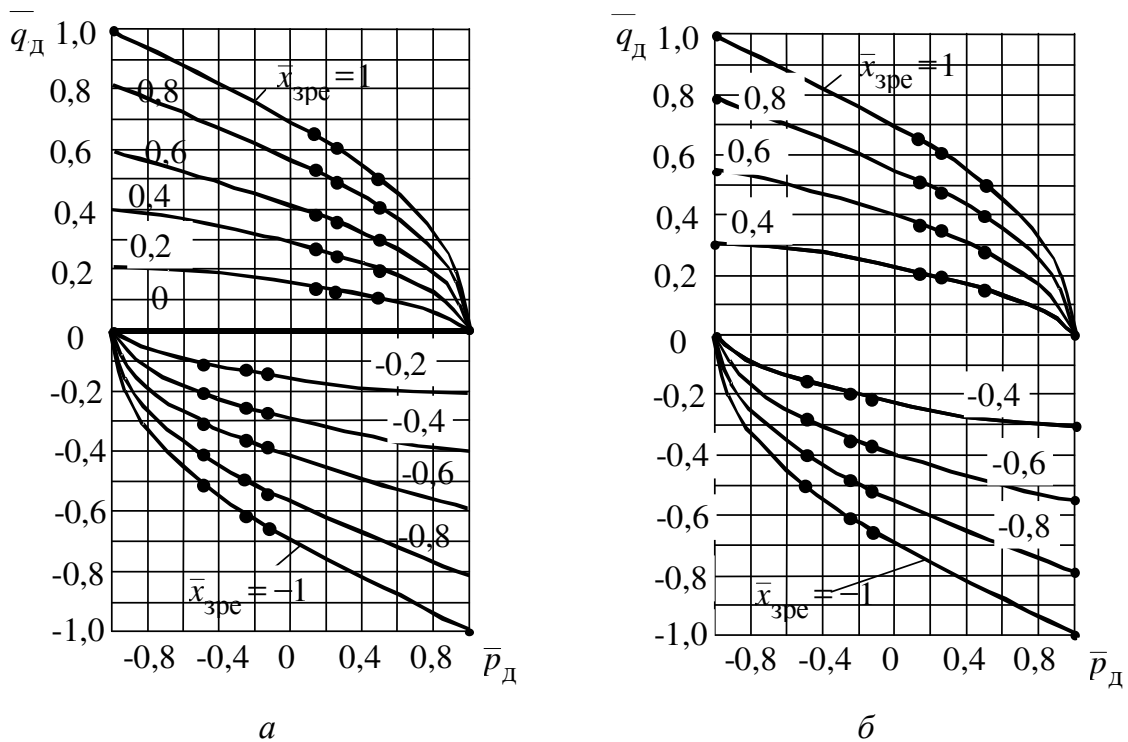


Рис. 4.16. Узагальнені гідравлічні характеристики чотирищільного дроселюючого гідророзподільника з різними запірно-регулюючими елементами: *a* – гостра дроселююча кромка; *б* – конічна дроселююча кромка

Як видно з формул (4.60) і (4.61), коефіцієнт підсилення дроселюючого гідророзподільника за витратою і крутістю статичної характеристики для різних запірно-регулюючих елементів залежить від крутості зміни площі дроселюючої щілини.

Коефіцієнт ковзання узагальненої гідравлічної характеристики дроселюючого гідророзподільника

$$k_{\text{ков}} = \frac{\partial q_d}{\partial p_d} = -\frac{G_{\text{щ max}}}{4\sqrt{p_{\text{ж}}}} \frac{A(x_{\text{зре}})}{A_{\text{max}}(x_{\text{зре}})} \frac{1}{\sqrt{(1-p_{d0}/p_{\text{жив}})/2}}. \quad (4.62)$$

Для різних запірно-регулюючих елементів при однакових значеннях $p_{\text{жив}}$ і p_d цей коефіцієнт залежить від $G_{\text{щ max}} A(x_{\text{зре}})/A_{\text{max}}(x_{\text{зре}})$.

Коефіцієнт підсилення за тиском за своїм фізичним змістом є додатною величиною і визначається згідно із залежністю

$$k_{p_{x_{\text{зре}}}} = \left| \frac{\partial p_d}{\partial x_{\text{зре}}} \right| = \left| -\frac{\partial A(x_{\text{зре}}) p_{\text{жив}}}{\partial x_{\text{зре}} A(x_{\text{зре}})} \left(1 - \frac{p_{d0}}{p_{\text{жив}}} \right) \right|. \quad (4.63)$$

Як відомо, для ідеального дроселюючого гідророзподільника у нульовому положенні $x_{\text{зре}} = 0$ і $p_d = 0$, $k_{p_{x_{\text{зре}}}} = \infty$. Зміна знака $x_{\text{зре}}$ супроводжується релейним перемиканням гідравлічного двигуна.

Найбільший вплив на динамічні характеристики гідроагрегату має коефіцієнт ковзання дроселюючого гідророзподільника, який визначає ступінь демпфірування коливань дросельного гідроагрегату. Чим більший коефіцієнт ковзання дроселюючого гідророзподільника, тим більший коефіцієнт відносного демпфірування дросельного гідроагрегату. Причому в ідеального дроселюючого гідророзподільника в положенні $\bar{x}_{\text{зре}} = 0$, при $\bar{p}_d = 0$ коефіцієнт ковзання дорівнює нулю. В цьому положенні відсутнє демпфірування коливань гідроагрегату, яке обумовлене гідравлічною характеристикою дроселюючого гідророзподільника, що при певних умовах може привести до втрати ним стійкості [29].

Запитання для самоконтролю

1. Які функції в гідроагрегаті виконує гідравлічний дросель?
2. Яка різниця між нерегульованими та регульованими дроселями?
3. За якою залежністю розраховують провідність дроселя?
4. За якою залежністю розраховують витрату через дросель?
5. Яка різниця між клапанами прямої та непрямої дії?
6. Які функції виконують клапани в об'ємних гідроагрегатах?
7. Які статичні характеристики має запобіжний клапан?
8. Від яких параметрів залежить статична точність запобіжного клапана?
9. З яких рівнянь складається математична модель робочого процесу

- запобіжного клапана прямої дії?
10. За якою формулою розраховується витрата перетікань через дроселюючу щілину при її перекритті?
 11. Як визначають приведену масу запірно-регулюючого елемента запобіжного клапана прямої дії з осциляцією?
 12. Як працює запобіжний клапан непрямої дії?
 13. З яких рівнянь складається математична модель робочого процесу запобіжного клапана непрямої дії?
 14. Які функції в гідроагрегаті виконують зворотні клапани?
 15. Нарисуйте схеми зворотних клапанів та опишіть їх роботу.
 16. Які функції в гідроагрегаті виконують гідрозамки?
 17. Нарисуйте схему гідрозамка та опишіть його роботу.
 18. опишіть принцип роботи регулятора витрати.
 19. Яку функцію в регуляторі витрат виконує регульований дросель?
 20. З яких рівнянь складається математична модель робочого процесу регулятора витрати?
 21. Які функції виконує розподільчий гідророзподільник?
 22. За якими ознаками класифікують гідророзподільники?
 23. Якою приймають температуру робочої рідини при розрахунку характеристик гідроапаратів об'ємних гідроагрегатів?
 24. Нарисуйте схему гідравлічного містка чотирищілинного дроселюючого гідророзподільника. опишіть її роботу.
 25. З яких рівнянь складається математична модель робочого процесу чотирищілинного дроселюючого гідророзподільника?
 26. Які припущення приймають при розробці математичної моделі робочого процесу чотирищілинного дроселюючого гідророзподільника?
 27. Яким чином враховується відмінність перекриття запірно-регулюючого елемента від нульового?
 28. Яким чином враховується осциляція запірно-регулюючого елемента в математичних моделях робочого процесу гідроапаратів з осциляцією?
 29. Які статичні характеристики має гідроагрегат з чотирищілинним дроселюючим гідророзподільником?
 30. Яку характеристику чотирищілинного дроселюючого гідророзподільника називають узагальненою?
 31. Від чого залежить коефіцієнт підсилення дроселюючого гідророзподільника за витратою і крутістю статичної характеристики?

5. ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ ПІДСИЛЮВАЧІ

Одним із основних елементів гідравлічних пристроїв керування виконавчими механізмами є електрогідравлічні підсилювачі (згідно з ГОСТ 17752-81 дроселюючі гідророзподільники), у функцію яких входить перетворення малопотужного електричного сигналу в потік робочої рідини високого тиску і передачі його на гідравлічні виконавчі механізми. Класифікаційна схема яких наведена на рис. 5.1.

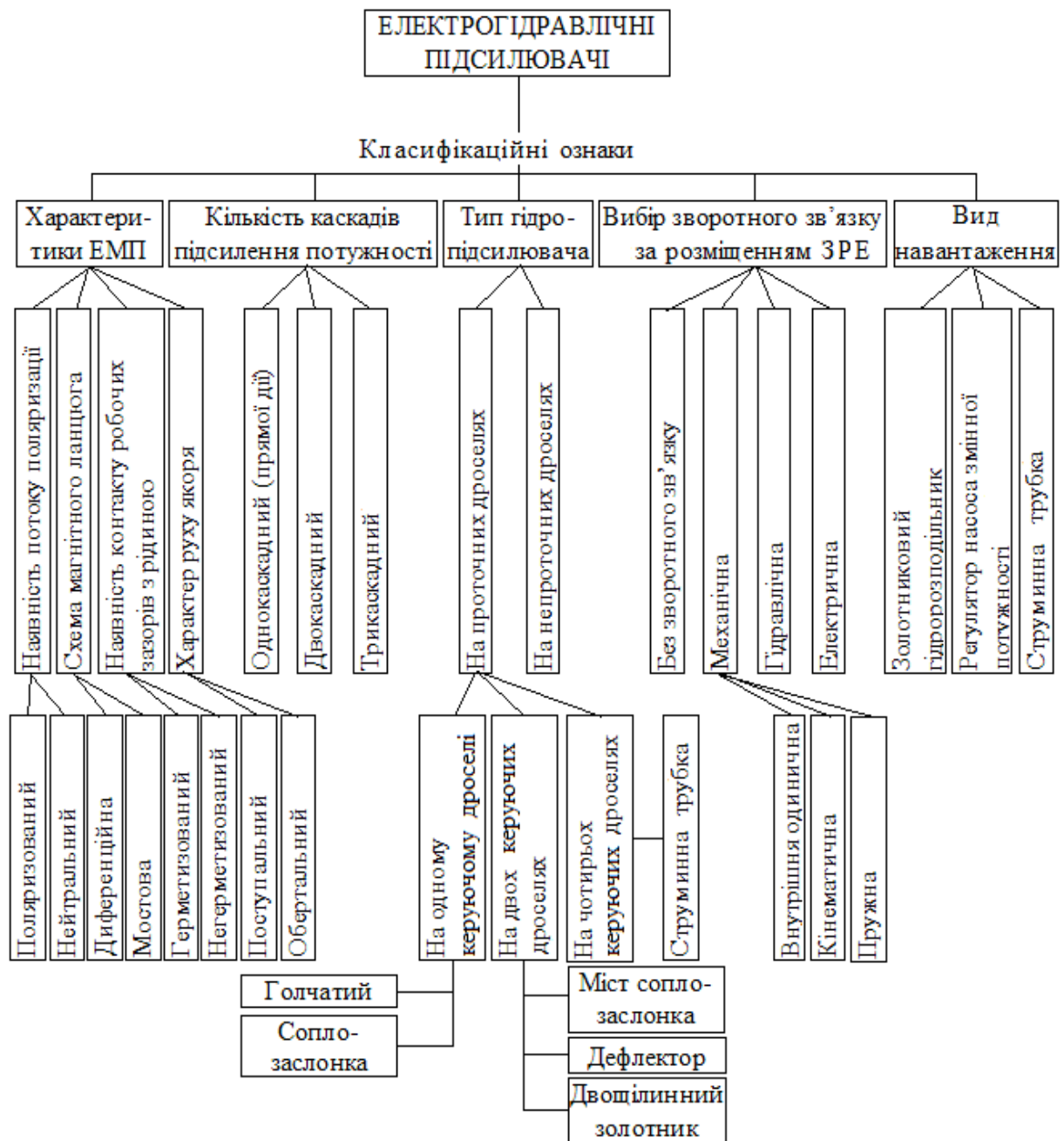


Рис. 5.1 – Схема класифікації електрогідравлічних підсилювачів

Залежно від робочих параметрів гідравлічного виконавчого механізму (витрати, тиску) такі підсилювачі можуть бути одно-, двох- та багато каскадними. Зараз розроблено та випускається велика кількість електрогідравлічних підсилювачів такими відомими фірмами, як Moog, Dowty, ORSTA, Rexroth, АТ “Теплоавтомат”, ВАТ ПМЗ “Восход”, ЗАТ “ПРОМГІДРОПРИВОД” та ін. Різноманітність схемотехнічних і конструктивних рішень електрогідравлічних підсилювачів показано у класифікаційній схемі (рис. 5.1).

Найбільше поширення отримали однокаскадні підсилювачі. Вимоги, що ставляться до таких підсилювачів, залежать від функцій і структури системи керування, до якої входить підсилювач та виконавчий механізм.

Структура електрогідравлічних підсилювачів. Розглянемо гідравлічну систему, у якій функції виконавчого механізму виконує двоштоковий гідроциліндр, завданням якого є підтримання відповідності між вхідним сигналом та положенням штока виконавчого механізму (рис. 5.2) [104].

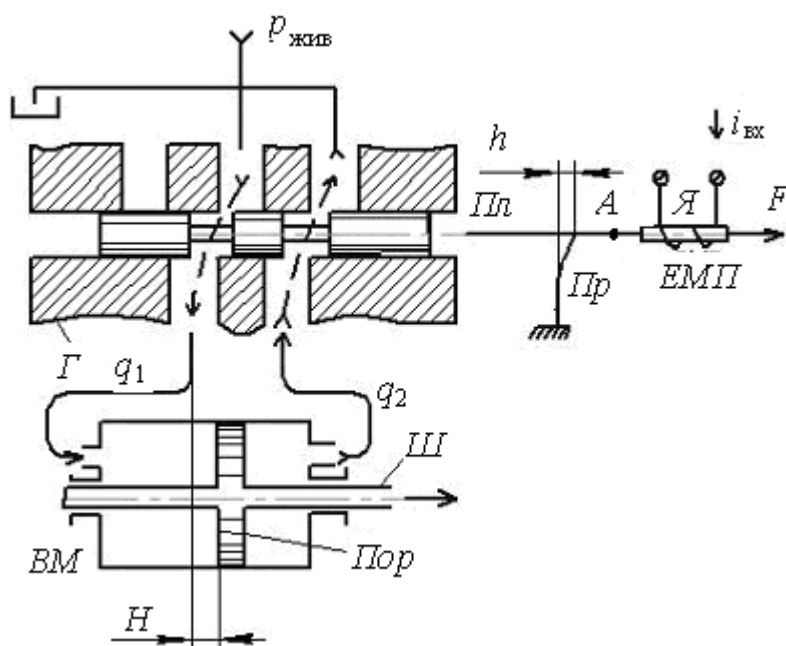


Рис. 5.2. Схема гідравлічної системи з електрогідравлічним підсилювачем та виконавчим механізмом без зворотного зв'язку

Вхідний сигнал подається на електромеханічний перетворювач ЕМП, сила $F(t)$ на вихідній ланці якого (якорі Я) пропорційна струму $i_{вх}(t)$:

$$F(t) = k_1 i_{вх}(t),$$

де k_1 – коефіцієнт пропорційності.

Для отримання відповідності між зусиллям, що виникає на якорі, та його переміщенням $x_{\text{я}}(t)$ використовують пружину Pr з жорсткістю $c_{\text{пр}}$:

$$x_{\text{я}}(t) = \frac{F(t)}{c_{\text{пр}}} = \frac{k_1}{c_{\text{пр}}} i_{\text{вх}}(t).$$

Керування потоками рідини здійснюється гідророзподільником, плунжер Pl якого жорстко зв'язаний з якорем електромеханічного перетворювача. Зауважимо, що основним вихідним параметром електрогідравлічного підсилювача є витрата рідини. Залежно від положення плунжера в гільзі змінюється витрата рідини $q_1(t)$ через відвідні канали. При цьому потік рідини надходить до лівої камери гідроциліндра, а з правої камери витрата рідини $q_2(t)$ надходить на злив. Нехтуючи стисливістю робочої рідини та витоками, можемо записати

$$q_1(t) = q_2(t) = q(t).$$

Приймали, що витрата пропорційна переміщенню плунжера відносно його нейтрального положення (при якому витрата дорівнює нулю), знаходили її значення

$$q(t) = k_2 x_{\text{я}}(t) = \frac{k_1 k_2}{c_{\text{пр}}} i_{\text{вх}}(t),$$

де k_2 – коефіцієнт пропорційності.

Під дією цієї витрати поршень $П$ разом зі штоком $Ш$ гідроциліндра буде рухатися вправо. Приймали, що в початковий момент положення поршня визначається координатою $y_{\text{п}}(0) = 0$, та записували:

$$y_{\text{п}}(t) = \frac{k_1 k_2}{c_{\text{пр}} A_{\text{п}}} \int i_{\text{вх}}(t) dt, \quad (5.1)$$

де $y_{\text{п}}(t)$ – положення поршня (відхилення від $y_{\text{п}}(0)$); $A_{\text{п}}$ – площа поршня.

З аналізу залежності (5.1) видно, що в гідравлічній системі з електрогідравлічним підсилювачем та виконавчим механізмом без зворотного зв'язку (рис. 5.2) не досягається відповідності між положенням штока гідроциліндра і вхідним сигналом. Для досягнення такої відповідності необхідно ввести від'ємний зворотний зв'язок. У загальному випадку такий зворотний зв'язок може бути електричним, механічним та гідравлічним.

Розглянемо електричний зворотний зв'язок (рис. 5.3). Електричний

зворотний зв'язок може бути реалізовано шляхом з'єднання штока гідроциліндра з повзуном D потенціометра Πm , до якого підведена напруга $u_{ж}$. Напруга $u_{33}(t)$, знімається з повзуна потенціометра і його середньої точки та надходить до підсилювача-перетворювача Π , який виконує перетворення

$$i_{33}(t) = k_3 u_{33}(t) = k_4 y_{\Pi}(t),$$

де k_3 і k_4 – коефіцієнти перетворення.

Для алгебричного сумування струму $i_{33}(t)$ зі струмом $i_{вх}(t)$ в котушці електромеханічного перетворювача додатково розміщена обмотка з кількістю витків ω_2 . У цьому випадку зі збільшенням переміщення штока гідроциліндра $y_{\Pi}(t)$ зростає величина $i_{33}(t)$, то при відповідному виборі усіх коефіцієнтів можна отримати необхідну відповідність

$$y_{\Pi}(t) - k i_{вх}(t) = \varepsilon, \quad (5.2)$$

де k – коефіцієнт перетворення, ε – похибка.

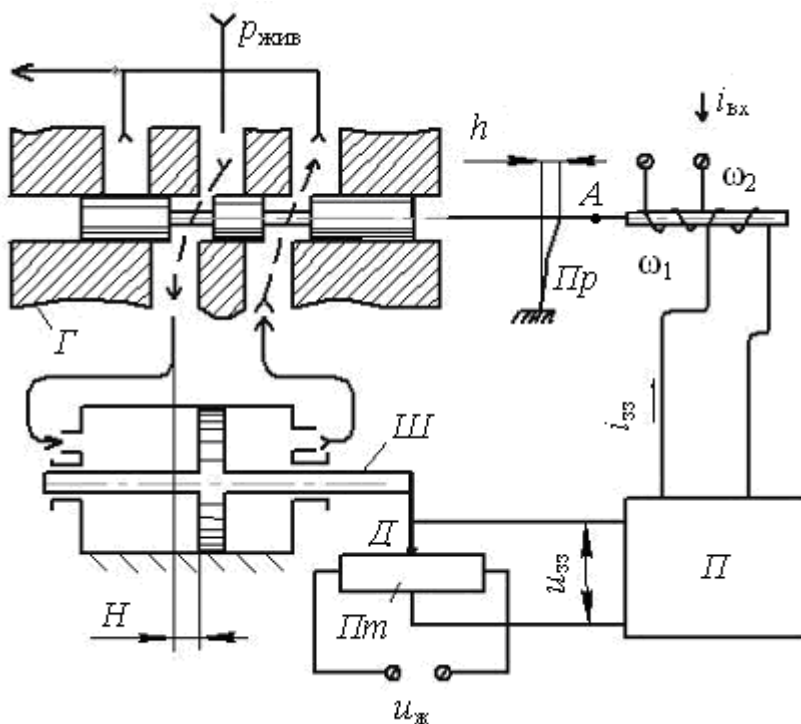


Рис. 5.3. Схема гідравлічної системи з електрогідравлічним підсилювачем та виконавчим механізмом з електричним зворотним зв'язком

Зауважимо, що при відповідному виборі усіх коефіцієнтів $k \rightarrow \infty$ і величина $\varepsilon \rightarrow 0$. Система, що розглядається, є астатичною слідкуючою.

Відповідність між вхідним сигналом $i_{вх}(t)$ і положенням поршня гідроциліндра $y_{\Pi}(t)$ можна також досягти веденням механічного (рис. 5.4)

чи гідравлічного зворотного зв'язку (рис. 5.5).

При використанні механічного зворотного зв'язку шток гідроциліндра через важіль P стискає пружину Πp_{33} , зусилля якої компенсує електромагнітну силу $F(t)$, завдяки чому досягається виконання умови (5.2). Гідравлічний зворотний зв'язок утворено за рахунок спільного узгодженого переміщення гільзи Γ і штока гідроциліндра. Виконання вимоги (5.2) досягається в момент, коли за допомогою важеля P та тяги T гільза Γ переміститься відповідно плунжера $\Pi л$ таким чином, що він буде знаходитися у нейтральному положенні.

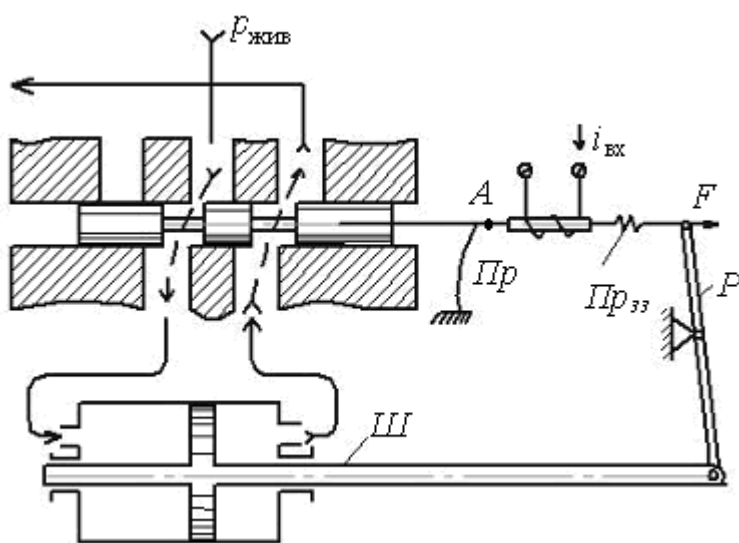


Рис. 5.4. Схема гідравлічної системи з електрогідравлічним підсилювачем та виконавчим механізмом з механічним зворотним зв'язком

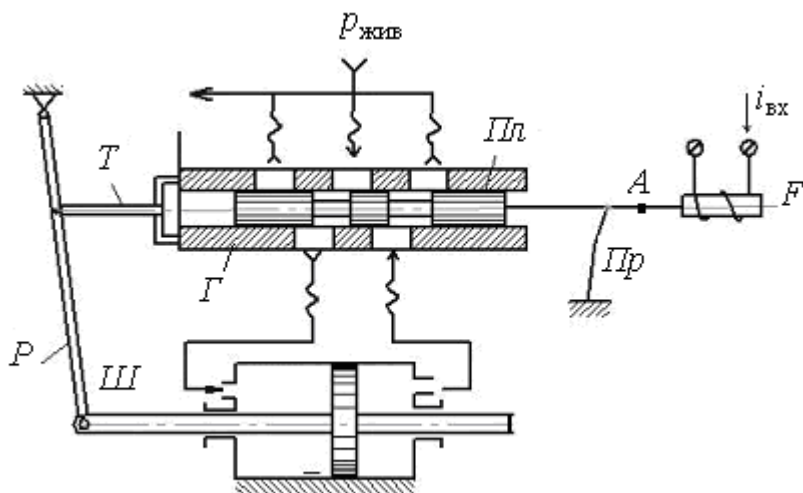


Рис. 5.5. Схема гідравлічної системи з електрогідравлічним підсилювачем та виконавчим механізмом з гідравлічним зворотним зв'язком

Зауважимо, що при розгляді системи з електрогідравлічним підсилювачем та виконавчим механізмом ми нехтували силами інерції та пружною деформацією елементів, силами тертя, гідродинамічними

силами та люфтами, усі елементи розглядалися в межах лінійних ділянок їх характеристик. Зауважимо, що при розрахунку та проектуванні реальних електрогідравлічних підсилювачів для забезпечення необхідних динамічних та статичних характеристик може знадобитися введення місцевих зворотних зв'язків.

У загальному випадку електрогідравлічні підсилювачі складаються з таких елементів:

- пристроїв введення (магнітоелектричні, електромагнітні, електродинамічні та моторні приводи);
- пристроїв виведення (пристрої дроселюючого типу: золотникові пари типу плунжер-гільза, пари типу “сопло-заслінка” та струминні трубки).

5.1. Електрогідравлічні підсилювачі з широтно-імпульсною модуляцією

Вони широко використовуються у сучасних швидкодіючих та високоточних мехатронних гідроагрегатах та для підвищення надійності роботи і стабільності гідроагрегатів, що працюють у важких умовах. Суть широтно-імпульсної модуляції полягає у заміні безперервного сигналу $i(t)$ різнополярними імпульсами з постійною амплітудою A та тривалостями T_1 і T_2 (рис. 5.6), відношення різниці яких до їх постійної суми T визначається значенням сигналу в дискретний момент часу kT (де k – номер періоду).

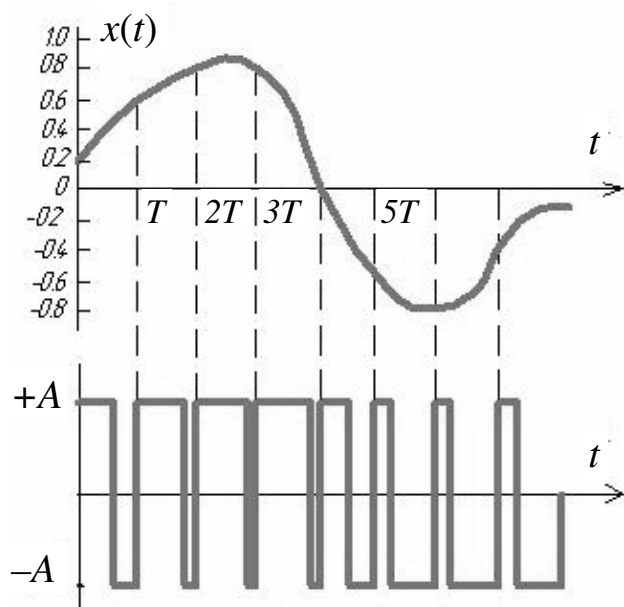


Рис. 5.6. Процес широтно-імпульсної модуляції знакоперемінного безперервного сигналу

У найбільш поширеному випадку величина шпаруватості $\gamma_{(kT)}$ лінійно залежить від перетворюваного сигналу (шпаруватість – відношення періодів проходження імпульсів до їх тривалості [76]):

$$\gamma_{(kT)} = \alpha i_{(kT)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2} = \frac{T_1 - T_2}{T},$$

де α – коефіцієнт пропорційності.

При $i_{(kT)} = 0$ отримуємо: $T_1 = T_2$ і $\gamma_{(kT)} = \frac{T_1 - T_2}{T} = 0$.

Відомі й інші способи широтно-імпульсної модуляції, а саме, подання сигналу $i(t)$ у вигляді послідовності імпульсів з постійною амплітудою, яка чергується з паузами. У цьому випадку нульовому сигналу відповідає відсутність імпульсів, а саме зміні знака сигналу – зміна полярності імпульсів. Шпаруватість при цьому визначається із залежності $\gamma = T_i/T$, де T_i – тривалість імпульсу.

Для пояснення сутності використання принципів широтно-імпульсної модуляції в електрогідравлічних перетворювачах розглянемо гідроагрегат, зображений на рис. 5.7 [104].

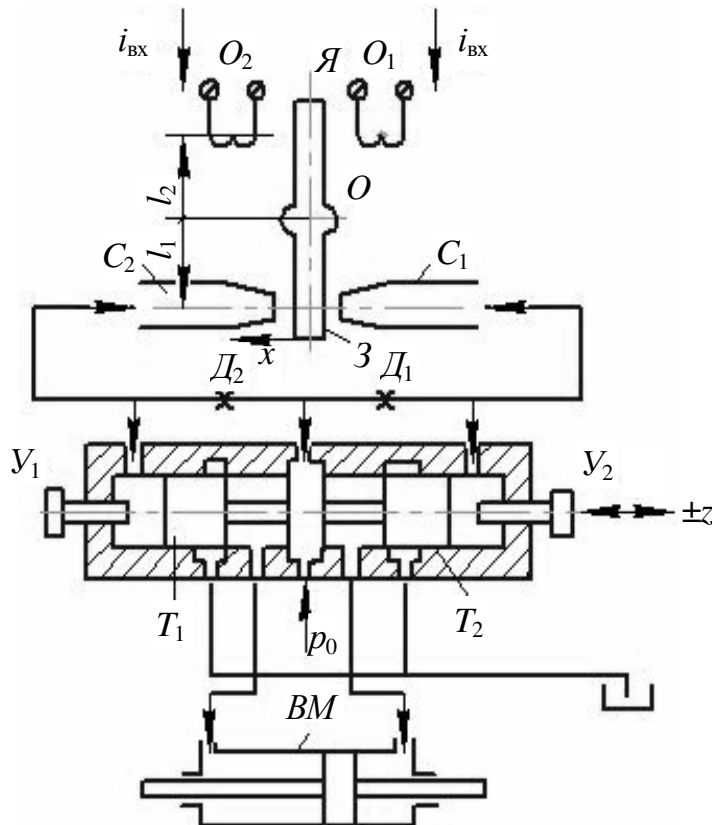


Рис. 5.7. Схема гідроагрегату з електрогідравлічним перетворювачем з широтно-імпульсною модуляцією

Гідроагрегат містить електромагнітний привод з диференційними

обмотками O_1 та O_2 , які взаємодіють з якорем $Я$, що обертається навколо осі O . На якорі з протилежного боку, який знаходиться під дією магнітних полів, закріплено заслінку для сопел C_1 і C_2 . До сопел через дроселі D_1 – D_2 підводиться робоча рідина під тиском p_0 . Тиск z – під дросельної камери, яка утворена соплами і відповідними дроселями, підводиться до торців T_1 та T_2 запірно-регулюючого елемента чотирищільного дроселюючого гідророзподільника.

Переміщення запірно-регулюючого елемента обмежено упорами $У_1$ і $У_2$. До дроселюючого гідророзподільника підключено виконавчий механізм двосторонньої дії $ВМ$. Схему керування перетворювача виконано таким чином, що імпульси однієї полярності (наприклад, додатні) проходять тільки через одну обмотку (наприклад, O_1), а іншої – через протилежну. Вхідний сигнал перетворювача піддається широтно-імпульсній модуляції, тобто різниця в тривалості імпульсів обох полярностей визначається величиною вхідного сигналу, як це зображено на рис. 5.8.

Припустимо, що вхідний сигнал дорівнює нулю. Тоді на обидві обмотки надходять імпульси однакової амплітуди і тривалості (графік I на рис. 5.8, a , ділянка $i_{вх} = 0$). Внаслідок наявності інерції рухомих елементів запірно-регулюючий елемент дроселюючого гідророзподільника буде рухатися по кривій, яку наближено можна описати трапецією (графік II).

Горизонтальним відтінкам трапеції відповідає знаходження запірно-регулюючого елемента біля одного з упорів. Під дією коливання тиску в трубопроводах, які з'єднують дроселюючий гідророзподільник з виконавчим механізмом, поршень останнього буде здійснювати зворотно-поступальний рух з частотою модуляції та малою амплітудою, яка визначається демпфіруючими властивостями навантаження та іншими параметрами гідроагрегата. При цьому завдяки симетричності імпульсів середнє положення поршня не змінюється.

Починаючи з моменту, коли сигнал стає відмінним від нуля (ділянка $i_{вх} > 0$ на рис. 5.8, a), імпульси додатної полярності тривають довше імпульсів від'ємної. Запірно-регулюючий елемент дроселюючого гідророзподільника так само буде відпрацьовувати зміну струму в обмотках. Однак час його знаходження біля одного з упорів стає більшим за час знаходження біля протилежного.

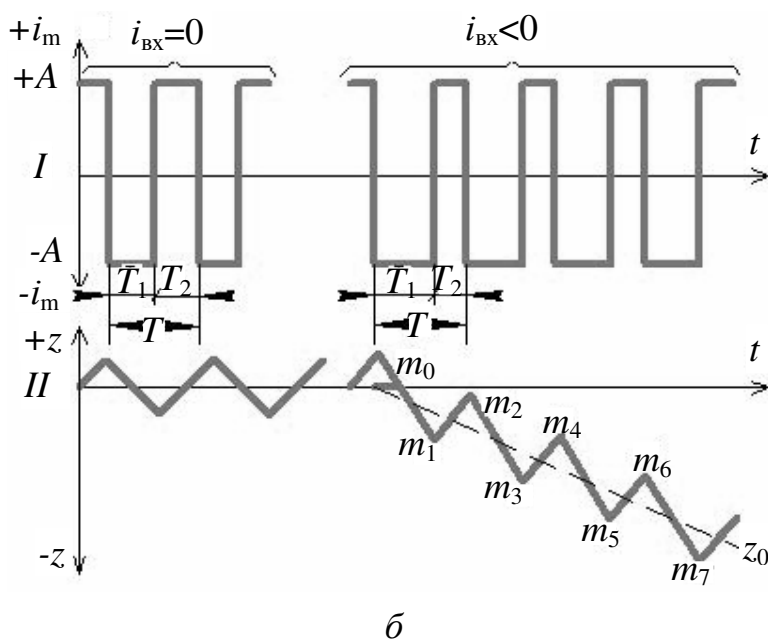
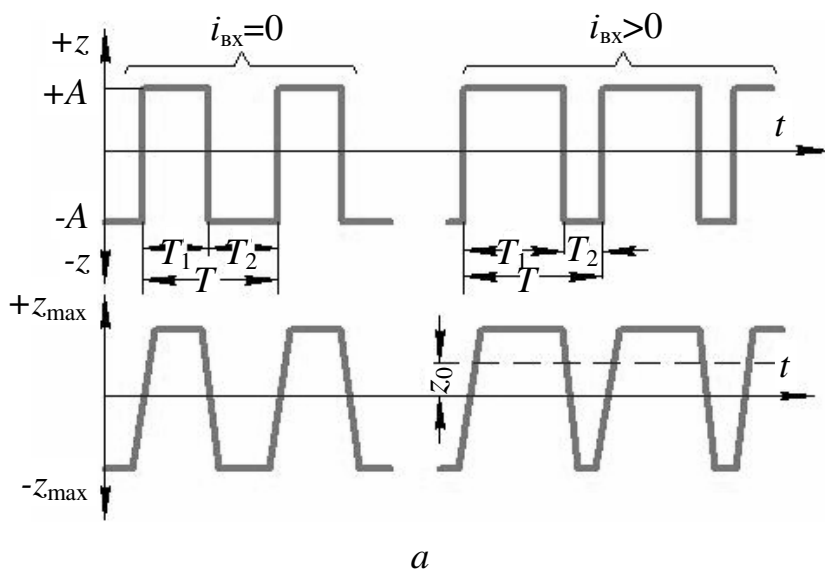


Рис. 5.8. Пояснення принципу дії перетворювача з широтно-імпульсною модуляцією

Поява асиметрії руху запірно-регулюючого елемента тотожна виникненню деякої постійної складової z_0 (показано пунктиром), яка визначає середнє зміщення запірно-регулюючого елемента відносно нейтрального положення. Відповідно несиметричні гідравлічні сигнали будуть надходити до обох камер виконавчого механізму, внаслідок чого поршень буде більше часу рухатися в одну сторону, ніж в іншу. Оскільки майже весь час рух поршня відбувається при крайньому положен-

ні запірно-регулюючого елемента, середня швидкість руху поршня залишається незмінною, доки не зміниться сигнал i_{BX} . Таким чином здійснюється керування швидкістю руху поршня виконавчого механізму.

Розглянемо інший варіант. Підвищимо частоту модуляції до значення, при якому запірно-регулюючий елемент, що рухається під дією імпульсів струму, не буде встигати досягати упора за час існування імпульсу однієї полярності (як межа час T). У цьому випадку рух запірно-регулюючого елемента (графік I на рис. 5.8, б, ділянка $i_{BX} = 0$) може бути

наближено зображений у вигляді пили, симетричної відносно осі абсцис. Поршень виконавчого механізму при цьому здійснює симетричні коливання з ще меншою амплітудою. При подачі вхідного сигналу ($i_{\text{вх}} < 0$) запірно-регулюючий елемент за час існування імпульсу однієї полярності (наприклад, від'ємної) тривалістю T_1 зміститься з початкового положення m_0 в положення, позначене як m_1 . Після зміни полярності імпульсу запірно-регулюючий елемент з такою ж швидкістю почне рухатися в протилежну сторону. За час T_2 (приймаючи, що $T_1 > T_2$) запірно-регулюючий елемент переміститься в положення m_2 ; при наступній зміні полярності – в m_3 і так далі. Для такої форми руху запірно-регулюючого елемента також можна виділити середню складову його положення. На відміну від попереднього випадку, зображеного на рис. 5.8, *a*, середнє положення запірно-регулюючого елемента буде безперервно віддалятися від нейтрального. При $i_{\text{вх}} = \text{const} \neq 0$ його середнє положення опишеться прямою лінією (зображено пунктиром), кут нахилу якої визначається вхідним сигналом.

У цьому випадку поршень виконавчого механізму внаслідок віддалення запірно-регулюючого елемента дроселюючого гідророзподільника від нейтрального положення та відповідно безперервного збільшення дроселюючої щілини гідророзподільника буде переміщуватися з швидкістю, яка безперервно збільшується. При цьому інтенсивність збільшення швидкості залежить від $i_{\text{вх}}$, внаслідок чого перетворювачі цього типу інколи називають пристроями з керуванням за прискоренням. Об'єднання процесу керування з примусовою осциляцією суттєво зменшує вплив сил тертя та облітерації. Крім того, завдяки тому, що перетворювач працює в режимі великих струмів, величина яких не залежить від вхідного сигналу, перетворювачі з широтно-імпульсною модуляцією відрізняються високою надійністю та дозволяють отримати високу точність перетворення навіть при використанні елементів, виготовлених з більш широкими допусками, ніж потрібні для аналогових перетворювачів. Однак перетворювачі з широтно-імпульсною модуляцією мають деякі недоліки.

По-перше, постійний вібраційний рух запірно-регулюючого елемента та поршня виконавчого механізму потребує безперервної витрати робочої рідини, внаслідок чого знижується загальний ККД

електрогідравлічного агрегату.

По-друге, агрегати з широтно-імпульсною модуляцією сигналу керування більш чутливі до зміни навантаження на вихідній ланці виконавчого механізму.

При проектуванні таких перетворювачів особливу увагу слід приділити визначенню часу переміщення якоря із заслінкою. Рівняння руху заслінки після переключення струму в обмотках перетворювача має такий вигляд [104]:

$$\frac{I_j}{l_1 l_2} \frac{d^2 i(t)}{dt^2} = \frac{k_m i_{\text{вх}}^2 n^2}{[\delta_m - l_2 i(t)/l_1]^2}, \quad (5.3)$$

де I_j – момент інерції якоря із заслінкою; l_1 і l_2 – відповідно плечі якоря (див. рис. 5.7); n – загальна кількість витків обмотки; δ_m – зазор між магнітопроводом електромеханічного перетворювача і якорем у нейтральному положенні; $i_{\text{вх}}$ – струм в обмотці; k_m – коефіцієнт електромагнітного перетворення.

Рівняння (5.3) після інтегрування при початкових умовах $i = i_m$ і $di(t)/dt = 0$ має вигляд:

$$t = \sqrt{\frac{I_j l_2}{2 k_m i_{\text{вх}}^2 l_1^3 n^2} \left(\frac{l_1}{l_2} \delta_m + x_m \right)} \left[\frac{\sqrt{(i + i_m)(l_1 i_m / l_2 + i)} + (l_1 \delta_m / l_2 + i_m) \frac{1}{\sin \sqrt{\frac{i + i_m}{l_1 \delta_m / l_2 + i_m}}}}{\sin \sqrt{\frac{i + i_m}{l_1 \delta_m / l_2 + i_m}}} \right]. \quad (5.4)$$

Зауважимо, що інші елементи перетворювача з широтно-імпульсною модуляцією розраховуються згідно з залежностями для розрахунку електрогідравлічних елементів.

5.2. Електромеханічні перетворювачі

Відома велика кількість конструктивних та схемних виконань електромеханічних перетворювачів з поворотом та поступовим переміщенням якоря, без підмагнічування та поляризованого типу з підмагнічуванням від електромагніту чи постійного магніту. У залежності від схеми магнітного ланцюга електромеханічні перетворювачі поділяються на диференційні, подвійні диференційні та мостові. На сьогодні найбільше поширення отримали електромеханічні перетворювачі з якорем, який переміщується поперек ліній індуктивності магнітного

поля у робочому повітряному проміжку та з якорем, який переміщується вздовж ліній індуктивності магнітного поля у робочому повітряному проміжку.

Принцип дії типового перетворювача з кутовим переміщенням якоря базується на взаємодії декількох магнітних потоків, в результаті чого відбувається переміщення якоря і жорстко зв'язаного з ним вала (рис. 5.9).

При роботі перетворювача в його магнітному ланцюгу взаємодіють потоки, збуджені обмотками підмагнічування $\Phi_{\text{п}}$ та керування $\Phi_{\text{к}}$. При відсутності вхідного сигналу на якір діють електромагнітні сили, обумовлені тільки потоком $\Phi_{\text{п}}$. Ці сили рівні за величиною та протилежні за напрямком оскільки і центруючі сили механічних пружин **б**, за допомогою яких якір утримується у нейтральному положенні. Вхідний сигнал збуджує потік $\Phi_{\text{к}}$, який сумується в одному з повітряних проміжків з потоком $\Phi_{\text{п}}$, а в іншому – віднімається. Порушується рівновага на якорі, він повертається на кут α та займає нове нейтральне положення, в якому електромагнітні сили і сили пружин знов урівноважені. В результаті цього між кутом обертання якоря і вхідним сигналом перетворювача встановлюється залежність, яка називається характеристикою керування.

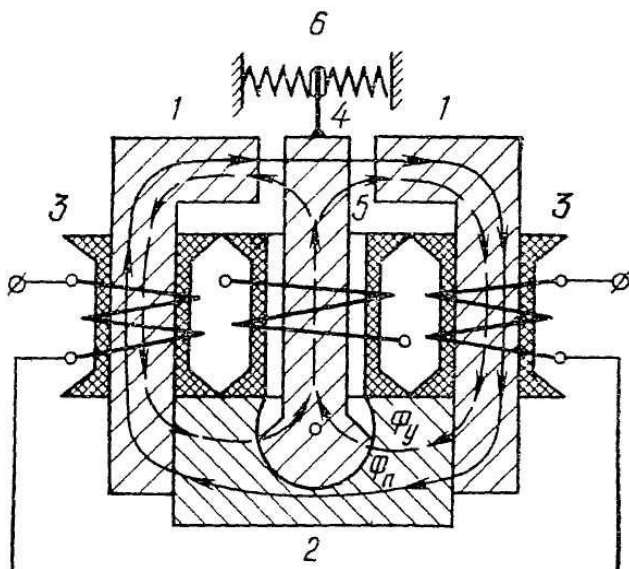


Рис. 5.9. Схема типового електромеханічного перетворювача з механічними пружинами: 1 – Г-подібні осердя; 2 – основа; 3 – обмотки підмагнічування; 4 – осердя; 5 – обмотка керування; 6 – механічні пружини

Математична модель робочого процесу електромеханічного перетворювача будь-якого типу складається з узагальнених диференціальних рівнянь [106]:

- електричного ланцюга керування

$$U_y(t) = R_\Sigma i(t) + d\psi/dt, \quad (5.5)$$

де $U_y(t)$ і $i(t)$ – відповідно напруга і струм керування; ψ – потокозчеплення; $R_\Sigma = R + R_i$ – сумарний опір обмотки керування; R і R_i – відповідно опори обмотки керування і внутрішнього підсилюючого пристрою; t – час;

- моментів на якорі електромеханічного перетворювача

$$K_{Mi}i(t) = J_\Sigma \frac{d^2\alpha}{dt^2} + f_{\Sigma M} \frac{d\alpha}{dt} + K_{M\alpha\Sigma} \alpha, \quad (5.6)$$

де K_{Mi} – крутість характеристики моментів; $K_{M\alpha\Sigma}$ – сумарна крутизна (жорст-кість) механічної характеристики; J_Σ – сумарний момент інерції рухомої системи перетворювача; $f_{\Sigma M}$ – сумарний коефіцієнт моменту сил в'язкого демпфірування; α – кут переміщення якоря.

У реальних електромеханічних перетворювачах на їх рухомі елементи діють додаткові навантаження: момент інерції (заслінки, струминної трубки, приєднаної маси робочої рідини тощо), сили в'язкого демпфірування робочої рідини, жорсткості додаткової механічної пружини, реакції струменя, гідродинамічні сили тощо. Зазвичай, вони враховуються сумарними коефіцієнтами: J_Σ , $f_{\Sigma M}$, $K_{M\alpha\Sigma}$. Момент інерції J_Σ розраховують за відомими формулами у залежності від геометричних розмірів рухомої частини перетворювача з приєднаними до нього частинами.

Позиційні навантаження, що діють на електромеханічний перетворювач з боку гідропідсилювача враховуються сумарною жорсткістю механічної характеристики $K_{M\alpha\Sigma} = c_M + c_\alpha$, яку для надійної роботи електромеханічних перетворювачів вибирають на 30 ... 40 % більше максимальної сили, яка діє на рухомий елемент перетворювача. З урахуванням цього приймають, що основним зовнішнім позиційним навантаженням є механічна пружина з жорсткістю c_α .

В'язке швидкісне демпфірування обумовлено дією гідродинамічних сил на рухому частину перетворювача при її руху у в'язкому середовищі (в робочій рідині). При цьому основною складовою гідродинамічної сили є сила лобового опору F_d .

$$F_d(t) = C_f \rho(t) A_d \frac{v^2(t)}{2}, \quad (5.7)$$

де C_f – безрозмірний коефіцієнт лобового опору, значення якого для різних типів електромеханічних перетворювачів наведено в роботі [106]; $\rho(t)$ – густина робочої рідини; A_d – лобова поверхня; v – швидкість руху якоря.

Зауважимо, що вигляд конкретних параметрів магнітного ланцюга електромеханічного перетворювача залежить від її схеми включення (місткова чи диференційна).

5.2.1. Місткова схема магнітного ланцюга

У цьому випадку загальне диференціальне рівняння електричного ланцюга має вигляд

$$U_y(t) = R_\Sigma i(t) + [K_1(\alpha) + K_2(\alpha, i)] \frac{d\alpha}{dt} + L(\alpha) \frac{di}{dt}, \quad (5.8)$$

$$\text{де } K_1(\alpha) = 2n_k F_\Pi \lambda_\Pi \frac{\dot{\lambda}_y \lambda_x - \dot{\lambda}_x \lambda_y}{(\lambda_x + \lambda_y)^2}, \quad (5.9)$$

- коефіцієнт протиелектрорушійної сили, за рахунок магніторушійної сили, яка підмагнічує;

$$K_2(\alpha, i) = 2n_k^2 i \frac{2\lambda_\Pi (\dot{\lambda}_x \lambda_y + \dot{\lambda}_y \lambda_x) + (\dot{\lambda}_x \lambda_y^2 + \dot{\lambda}_y \lambda_x^2)}{(\lambda_x + \lambda_y)^2}, \quad (5.10)$$

- коефіцієнт, який враховує протидію електрорушійної сили, за рахунок магніторушійної сили керування;

$$L(\alpha) = 2n_k^2 \frac{\lambda_x \lambda_y}{\lambda_x + \lambda_y}, \quad (5.11)$$

- коефіцієнт електрорушійної сили самоіндукції (індуктивність); n_k – кількість витків в обмотці керування; F_Π – магніторушійна сила постійного магніту; λ_x, λ_y та $\dot{\lambda}_x, \dot{\lambda}_y$ – відповідно провідності робочих повітряних зазорів x і y та їх похідні; λ_Π – внутрішня провідність постійного магніту; A – площа робочої поверхні якоря; δ – лінійне переміщення якоря;

У перетворювачах, в яких переміщення якоря відбувається поперек

ліній магнітної індукції (рис. 5.10), похідні $\dot{\lambda}_x$ та $\dot{\lambda}_y$ від'ємні, отже, коефіцієнт протиелектрорушійної сили за рахунок магніторушійної сили керування (5.10) $K_2(\alpha, i) < 0$. При зміщенні якоря в бік зазору y , $K_1(\alpha) > 0$, оскільки $|\dot{\lambda}_x| > |\dot{\lambda}_y|$.

Коефіцієнти рівняння (5.8) розраховують залежно від конфігурації робочого повітряного зазору за залежностями, наведеними в роботі [106]. Постійна часу електромеханічного перетворювача також залежить від конфігурації робочого повітряного зазору і для концентричного зазору визначається з залежності

$$T_{к.з} = \frac{L}{R} = \frac{M_{\max} \alpha_{\text{пред}}}{N_{\kappa}} K_F, \quad (5.12)$$

де $M_{\max} = K_M i_{\max}$ – максимальний момент на якорі електромеханічного перетворювача при $\alpha = 0$; $N_{\kappa} = R i_{\max}$ – потужність керування; $K_F = F_{\kappa.в} / F_{п.в}$ – коефіцієнт магніторушійної сили, $F_{\kappa.в}$ і $F_{п.в}$ – відповідно магніторушійні сили керування і підмагнічування в робочому зазорі.

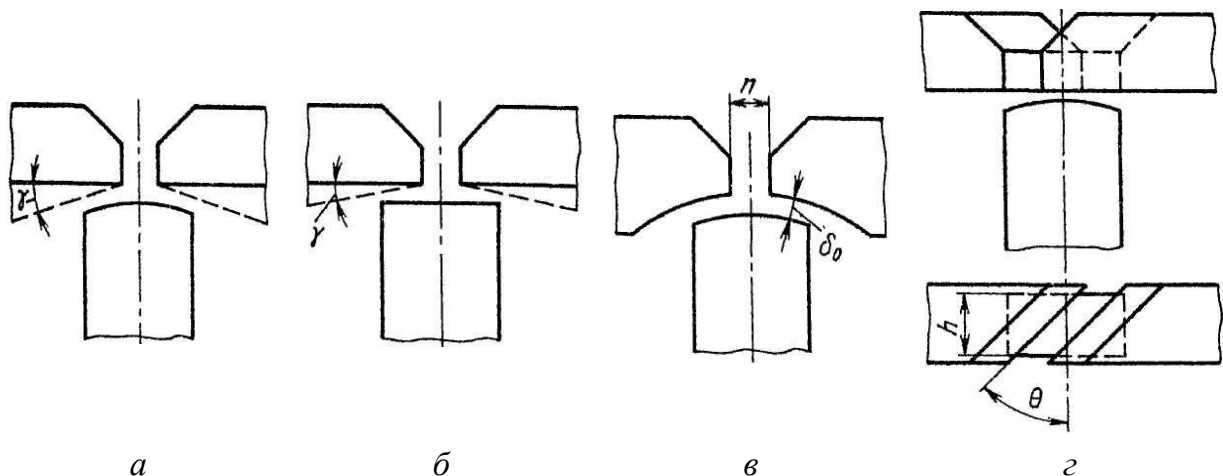


Рис. 5.10. Конфігурації робочого повітряного проміжку в електромеханічних перетворювачах, в яких переміщення якоря відбувається поперек ліній магнітної індукції: *a* – циліндричний якор і плоскі полюси з довільним кутом скосу γ ; *b* – плоский якор та плоскі полюси; *v* – концентричний проміжок; *z* – косий міжполюсний проміжок

Для забезпечення лінійності статичної характеристики електромеханічного перетворювача K_F вибирають в межах 0,3 ... 0,6.

У перетворювачах, в яких переміщення якоря відбувається вздовж ліній магнітної індукції (рис. 5.11), постійна часу електромеханічного

перетворювача

$$T_L = \frac{F_{\max} \delta_0}{N_k} K_F, \quad (5.13)$$

де $F_{\max} = K_{Fi} i_{\max}$ – максимальне зусилля, яке розвиває електромеханічний перетворювач при переміщенні якоря $\delta = 0$, $K_{Fi} = K_1$.

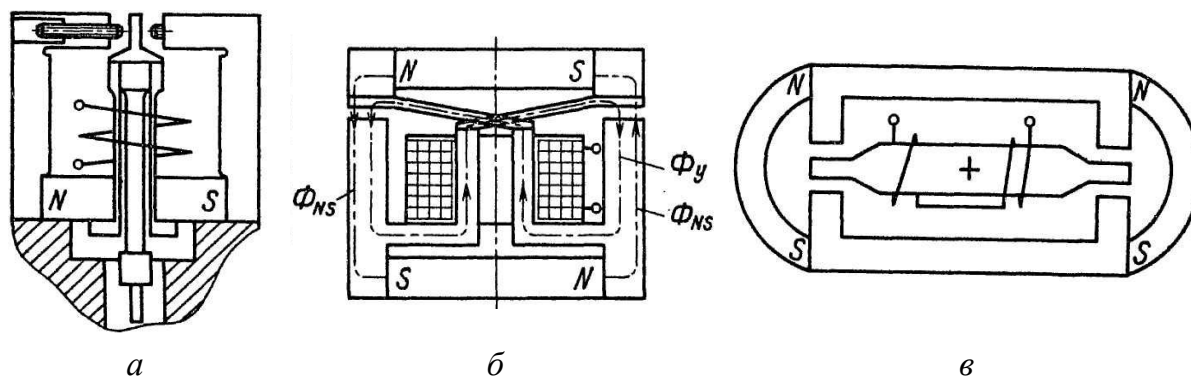


Рис. 5.11. Схеми магнітних систем електромеханічних перетворювачів з повздовжнім переміщенням якоря: *a* – диференціального типу; *б* – диференціального типу з рухомим магнітопровідом; *в* – мостового типу

5.2.2. Диференціальна схема магнітного ланцюга

У цьому випадку загальне диференціальне рівняння електричного ланцюга

$$\frac{d\psi}{dt} = n_k \frac{F_{\Pi}}{K_{B,\Pi}} (\dot{\lambda}_y - \dot{\lambda}_x) \frac{d\alpha}{dt} + n_k^2 \frac{1}{K_{B,K}} (\dot{\lambda}_y + \dot{\lambda}_x) \frac{d\alpha}{dt} + \frac{n_k^2}{K_{B,K}} (\lambda_y + \lambda_x) \frac{di}{dt}, \quad (5.14)$$

де $K_{B,\Pi}$ і $K_{B,K}$ – відповідно коефіцієнти втрат у ланцюгу підмагнічування та керування, які визначаються залежно від схемного рішення електромеханічного перетворювача за формулами, наведеними в роботі [106].

У перетворювачах, в яких переміщення якоря відбувається поперек ліній магнітної індукції, у випадку ідеального концентричного зазору похідна $\dot{\lambda}_0$ не залежить від відхилення якоря та $\dot{\lambda}_y - \dot{\lambda}_x = 0$, отже, коефіцієнт протиелектрорушійної сили $K_{1_{к.3}}(\alpha) = 0$. Однак у реальних електромеханічних перетворювачах з концентричними зазорами внаслідок дії крайових потоків та відхилення форми зазору від ідеального, $\dot{\lambda}_y - \dot{\lambda}_x \neq 0$ і $K_{1_{к.3}}(\alpha) \neq 0$.

Зв'язок коефіцієнтів протиелектрорушійної сили $K_2(\alpha, i)$ та сили самоіндукції $L(\alpha)$ з параметрами електромеханічного перетворювача видно з рівняння (5.14). Оскільки втрати електрорушійної сили в ланцюгу підмагнічування та керування в диференціальній схемі більші ніж у мостовій (за рахунок наявності паразитного повітряного зазору між якорем і магнітопроводом) то значення коефіцієнтів $K_1(\alpha)$, $K_2(\alpha, i)$ і $L(\alpha)$ в диференціальній схемі магнітного ланцюга менші.

Для перетворювачів, в яких переміщення якоря відбувається вздовж ліній магнітної індукції, диференціальне рівняння електричного ланцюга керування подібне рівнянню (5.14), а коефіцієнти протиелектрорушійної сили та електрорушійної сили самоіндукції визначаються за залежностями:

$$K_1 = 2n_k \frac{F_{п.в}}{K_{п.в}} \frac{\mu_0 A}{\delta_0^2} = K_{Fi}, \quad (5.15)$$

де $\frac{F_{п.в}}{K_{п.в} \delta_0} = H_{п.в}$;

$$K_2(\delta, i) = 4n_k^2 \mu_0 \frac{A}{K_{п.к}} \frac{\delta}{\delta_0^3} L, \quad (5.16)$$

де $\mu_0 = \lambda_{п} \delta / A$ – магнітна проникність повітря;

$$L = 2\lambda_{п} n_k^2 / K_{п.к}^2. \quad (5.17)$$

У цьому випадку, як і в мостовій схемі, можна знехтувати впливом $K_2(\delta, i)$ на динамічні властивості перетворювача в порівнянні з K_1 , оскільки $K_1 \gg K_2(\delta, i)$. Застосування у електромеханічному перетворювачі електромагнітного підмагнічування приводить до збільшення $K_{п.к}$, отже, і до деякого збільшення коефіцієнтів $K_2(\delta, i)$ і L .

Зауважимо, що в електромагнітних перетворювачів, у яких переміщення якоря відбувається поперек ліній магнітної індукції, момент електромагнітних сил функціонально зв'язаний зі зміною похідної провідності в робочому проміжку, характер зміни якого суттєво залежить від його конфігурації та параметрів. Це необхідно враховувати відповідними залежностями при розрахунку провідностей та їх похідних, наприклад, такими, як наведені у роботі [106]. Враховуючи це зауваження, динамічні характеристики електромеханічного перетво-

рювача, залежно від його схемного рішення та конструктивного виконання, отримують з рівнянь (5.6)–(5.17), які розглядають разом з початковими та граничними умовами. Вони дозволяють визначити резонансні частоти рухомої частини електромеханічного перетворювача, коефіцієнт відносного демпфірування, постійні часу та час спрацювання, індуктивність обмотки керування тощо.

Статичні характеристики електромеханічного перетворювача залежать від його схемного рішення та конструктивного виконання. До них належать: узагальнена статична характеристика; характеристика моменту; механічна характеристика; характеристика керування.

Узагальнена статична характеристика – це залежність електромагнітного моменту (чи зусилля) від струму керування і кута повороту (чи переміщення) якоря. Її будують при фіксованих значеннях струму керування чи кута повороту якоря. З узагальненої статичної характеристики можна отримати характеристики моменту, механічну та керування.

Характеристика моменту – залежність електромагнітного моменту від струму керування при нейтральному положенні якоря.

Механічна характеристика – залежність моменту на валу чи зусилля від кутового чи лінійного переміщення якоря при відсутності струму в обмотці керування. Механічна характеристика визначає магнітну жорсткість перетворювача.

Характеристика керування – залежність кутового (лінійного) переміщення від струму в обмотці керування при відсутності зовнішнього навантаження (рис. 5.12). Вона характеризується: крутизною початкової ділянки $K\alpha$; лінійністю на робочій ділянці переміщень або відношенням переміщень при кратних значеннях струму керування $\alpha_{2cp}/\alpha_{1cp}$; гістерезисом за кутом чи струмом керування при будь-якому значенні кута (найчастіше у нейтральному положенні) і зміні струму керування за замкнутим циклом у діапазоні максимуму струму керування обох полярностей $\Delta\alpha_r$; зоною нечутливості за струмом керування, в межах якого струм залишається постійним Δi_r .

У перетворювачах, в яких переміщення якоря відбувається поперек ліній магнітної індукції (рис. 5.10), проміжок між якорем та полюсом залишається постійним, в усьому діапазоні робочих кутів відхилення

якоря. Це обумовлює незмінність падіння магніторушійної сили F_{Π} у робочому повітряному проміжку, тобто $H\delta = F_{\Pi} = \text{const}$, де H – напруга магнітного поля. Електромагнітний момент M в цьому випадку розраховується за формулою

$$M = \frac{d}{d\alpha} \left(\frac{1}{2} F_{\Pi}^2 \lambda_{\Pi} \right) = \frac{1}{2} F_{\Pi}^2 \frac{d\lambda_{\Pi}}{d\alpha}. \quad (5.18)$$

У перетворювачах, в яких переміщення якоря відбувається вздовж ліній магнітної індукції (рис. 5.11), електромагнітна сила та момент у робочому проміжку розраховуються згідно з рівняннями

$$F = \frac{1}{2} \frac{\Phi_{\Pi}^2}{\mu_0 A}; \quad M = \frac{1}{2} \frac{\Phi_{\Pi}^2}{\mu_0 A} R_0, \quad (5.19)$$

де Φ_{Π} – магнітний потік у робочому проміжку.

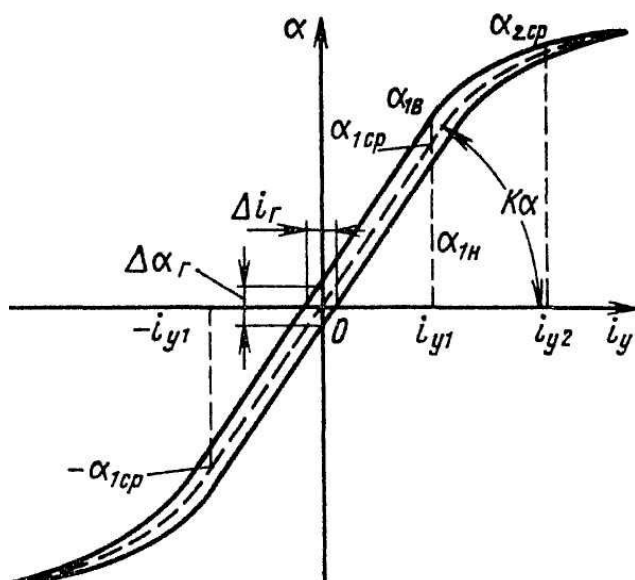


Рис. 5.12. Характеристика керування електромеханічного перетворювача

У перетворювачах з поступальним переміщенням якоря зусилля на ньому за аналогією з (5.18) розраховується за формулою

$$F = \frac{1}{2} \frac{d F_{\Pi}^2 \lambda_{\Pi}}{d \delta} = \frac{1}{2} F_{\Pi}^2 \frac{d \lambda_{\Pi}}{d \delta}. \quad (5.20)$$

Зауважимо, що найбільш перспективною схемою магнітного ланцюга електромагнітних перетворювачів є місткова. При такому схемному розв'язанні, якір можна виконувати динамічно зрівноваженим, це виключає необхідність використання додаткового пристрою для його балансування. Крім того, відсутність паразитних повітряних проміжків покращує статичні характеристики таких перетворювачів. Розрахунок

статичних характеристик електромагнітних перетворювачів проводять за еквівалентними схемами заміщення магнітних ланцюгів. При цьому для спрощення розрахунків у цю схему включають опори тих ділянок магнітного ланцюга, які найбільш змінюються в процесі роботи електромагнітних перетворювачів. Такими ділянками є повітряні проміжки між якорем і полюсом. Втрати магніторушійної сили і потоку в місцях стикування окремих елементів магнітного ланцюга, в паразитних проміжках, на ділянках насичення тощо можна враховувати відповідними коефіцієнтами.

Для електромагнітних перетворювачів з мостовою схемою магнітного ланцюга (рис. 5.13) та якорем, розміщеним під полюсами рівняння узагальненої статичної характеристики, має вигляд:

$$M = \left[(F_{п.в}^2 + F_{к.в}^2) \left(\frac{d\lambda_y}{d\alpha} - \frac{d\lambda_x}{d\alpha} \right) + 2F_{п.в}F_{к.в} \left(\frac{d\lambda_y}{d\alpha} + \frac{d\lambda_x}{d\alpha} \right) \right] - c_\alpha \alpha. \quad (5.21)$$

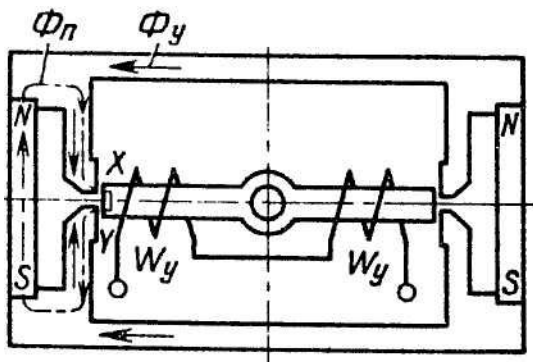


Рис. 5.13. Конструктивна схема електромагнітного перетворювача мостового типу, у якого переміщення якоря відбувається поперек ліній магнітної індукції зі збудженням від постійних магнітів та обмотками керування навколо нерухомого якоря

Розрахунок статичних характеристик електромагнітних перетворювачів з подвійною диференціальною схемою проводять за формулою (5.21), а особливості режиму ланцюга підмагнічування враховують в розрахунках магнітного ланцюга. Причому як і при розрахунку динамічних характеристик, для електромагнітних перетворювачів, у яких переміщення якоря відбувається поперек ліній індукції, провідності в робочому проміжку перетворювача враховують відповідними залежностями з роботи [106].

Зауважимо, що перетворювачі, у яких переміщення якоря відбувається поперек ліній магнітної індукції, мають початкову від'ємну жорсткість "магнітної пружини", тому стійкість якоря у нейтральному положенні при відсутності струму керування забезпечується без

додаткової механічної пружини за рахунок вибору відповідної геометрії, що утворює робочий проміжок. При використанні механічних пружин з'являється додаткова складова сумарної жорсткості перетворювача, яка регулюється при встановленні нуля електрогідравлічного підсилювача. Такі перетворювачі використовуються при підвищених вимогах до лінійності кутової характеристики та до величини максимального кутового переміщення.

У перетворювачах, в яких переміщення якоря відбувається вздовж ліній магнітної індукції, узагальнена статична характеристика має додатний нахил до вісі кутів чи додатну жорсткість. Це свідчить про нестійкість якоря у нейтральному положенні. Тому такі перетворювачі містять механічні пружини, що утримують якорь у нейтральному положенні. При цьому кутові положення якоря, при яких моменти механічної та магнітної пружин рівні, повинні співпадати. Для забезпечення стійкої роботи перетворювачів такого типу жорсткість механічної пружини повинна бути більшою за “додатну” жорсткість магнітної пружини.

Наведені у цьому розділі аналітичні залежності дозволяють залежно від конструктивних та схемних виконань електромеханічних перетворювачів отримати достатньо точні математичні моделі їх робочого процесу.

5.3. Схеми електрогідравлічних підсилювачів

Як уже зазначено, до складу електрогідравлічних підсилювачів входить електромеханічний перетворювач і гідروпідсилювач, при цьому експлуатаційні та інші характеристики електрогідравлічних підсилювачів багато в чому визначаються характеристиками та конструкцією гідропідсилювача.

Розглянемо схеми однокаскадних електрогідравлічних підсилювачів, наведених у статті [10]. На рис. 5.14 показана схема електрогідравлічного підсилювача, в якій як гідропідсилювач використовують чотирищільний гідророзподільник.

Електромагнітний перетворювач переміщує запірно-регулюючий елемент чотирищільного гідророзподільника на величину, пропорційну струму керування. При переміщенні запірно-регулюючий елемент

відкриває та перекриває відповідні робочі вікна, у результаті чого в магістралях виконавчого механізму змінюється тиск.

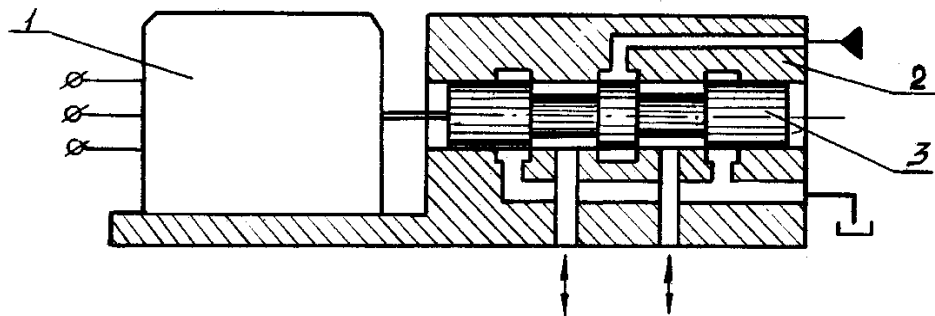


Рис. 5.14. Схема однокаскадного електрогідравлічного підсилювача з чотирищільним гідророзподільником: 1 – електромеханічний перетворювач; 2 – гільза; 3 – запірно-регулюючий елемент

Аналіз конструкції та роботи такого електрогідравлічного підсилювача показав, що основною причиною, що заважає широкому його розповсюдженню, є обмежений за потужністю керуючий електричний сигнал, який накладає обмеження на величину сил, що діють на запірно-регулюючий елемент, і, перш за все, сил контактної тертя та гідродинамічної осьової сили. Зауважимо також, що витрата через виконавчі гідравлічні лінії гідравлічного підсилювача визначається не тільки переміщенням його запірно-регулюючого елемента, а також параметрами робочої рідини та навантаженням гідроагрегату.

На рис. 5.15 показана схема електрогідравлічного підсилювача, у якому за гідропідсилювач використовується струминна трубка. Електромеханічний перетворювач переміщує вал, на якому закріплена струминна трубка, пропорційно струму керування. Переміщення кінця струминної трубки приводить до перерозподілу кінетичної енергії рідини між приймальними вікнами, з'єднаними з магістралями виконавчого механізму гідроагрегату. Основними недоліками таких електрогідравлічних підсилювачів є складність підведення робочої рідини до струминної трубки без додаткових затрат потужності на керування, складність регулювання струминної трубки (одночасно в трьох площинах), а також можливість виникнення автоколивань її кінця.

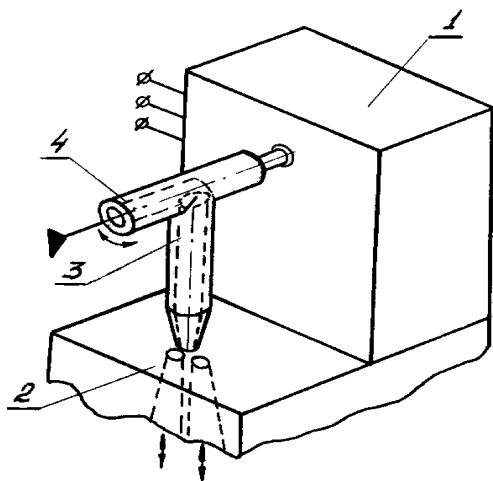


Рис. 5.15. Схема однокаскадного електрогідравлічного підсилювача зі струминною трубкою: 1 – електромеханічний перетворювач; 2 – плата з приймальними вікнами; 3 – струминна трубка; 4 – пристрій для підведення рідини до струминної трубки

Найбільшого поширення набув електрогідравлічний підсилювач, схему якого показано на рис. 5.16. При подачі керуючого сигналу на електромеханічний перетворювач він переміщує заслінку, жорстко закріплену на його валу, змінюючи одночасно тиск у міждросельних камерах, які утворені соплом і постійним опором, що з'єднані з магістралями виконавчого механізму гідроагрегату.

Однак у таких електрогідравлічних підсилювачів є недоліки, серед яких необхідно відзначити наявність силової дії потоку робочої рідини на заслінку, який обмежує потужність сигналу керування електромеханічного перетворювача і максимальний перепад тиску, непродуктивні витрати через сопла, які можуть складати до 200 % від максимальної витрати в гідравлічних лініях, дрейф нуля гідропідсилювача “сопло-заслінка” за рахунок неадекватності характеристик дроселів при великому діапазоні змін температури робочої рідини.

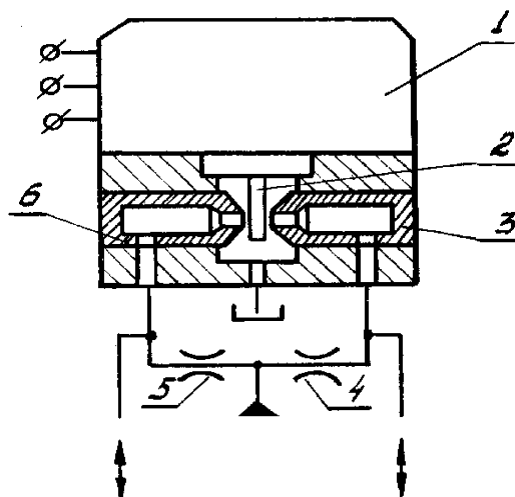


Рис. 5.16. Схема електрогідравлічного підсилювача та симетричного двоцілінного гідропідсилювача “сопло-заслінка”: 1 – електромеханічний перетворювач; 2 – заслінка; 3, 6 – сопла; 4, 5 – постійні дроселі

З викладеного можна зробити висновок, що всі однокаскадні електрогідравлічні підсилювачі мають ті або інші недоліки, тому їх застосування в кожному окремому випадку потребує додаткового аналізу системи гідроагрегату. При цьому при виборі гідропідсилювача електрогідравлічних підсилювачів необхідно враховувати основні вимоги до гідроапаратів, наведені в першому розділі.

Найбільш повно цим вимогам задовольняє електрогідравлічний підсилювач прямої дії, без зворотного зв'язку за положенням, у якому як гідропідсилювач використовується гідророзподільник. Це зумовлено, перш за все, забезпеченням відносно малих витоків, а також можливістю достатньо простого приєднання датчика зворотного зв'язку безпосередньо до запірно-регулюючого елемента (організація зворотного зв'язку за положенням). Аналіз відмов об'ємних гідроагрегатів і їх елементів, наведений у роботі [70], показав, що 44 % відмов зумовлено виходом із ладу ущільнень; 30 % – електромеханічними та гідромеханічними розподільними пристроями, виконаними у вигляді прецизійної пари плунжер-гільза; 10 % – механічними елементами; 8 % – електричними елементами; 5 % – клапанами; 3 % – фільтрами. Таким чином, найбільш слабкими елементами об'ємних гідро-агрегатів є ущільнення, електрогідравлічні та гідромеханічні розподільчі та регулюючі пристрої, а також механічні елементи, на які припадає 85 % всіх відмов. При цьому основним видом відмов гідромеханічних розподільних пристроїв об'ємних гідроагрегатів, виконаних у вигляді прецизійної пари плунжер-гільза, є підвищене зусилля зрушення вхідної ланки, на яку припадає більше, ніж 60 % відмов цих пристроїв (в тому числі, приблизно 6 % відмов – на заклинювання плунжера) [70].

Для зменшення сили контактної тертя як гідропідсилювач у статті [42] пропонується використовувати плоский запірно-регулюючий елемент з гарантованими зазорами між його робочими поверхнями або на пружних підвісах. Однак у таких гідропідсилювачів також є недоліки, серед яких основний – конструктивна складність. Якщо на запірно-регулюючий елемент дроселюючого гідророзподільника однокаскадного електрогідравлічного підсилювача витрата робочої рідини через виконавчі гідравлічні лінії та тиск навантаження суттєво не впливає, то його динаміка цілком визначається динамікою електромеханічного

перетворювача [101]. Крім цього, такі електрогідравлічні підсилювачі потребують застосування достатньо потужних електромеханічних перетворювачів, постійна часу яких впливає більше або суттєво більше, ніж домінуюча постійна часу виконавчого механізму та відповідно обмежує швидкодію всього мехатронного електрогідравлічного агрегату [67].

У роботі [102] зазначено, що найбільш простим, а відповідно і надійним є однокаскадний електрогідравлічний підсилювач без зворотного зв'язку за положенням, який складається з електромеханічного перетворювача і дроселюючого гідророзподільника. Для зниження впливу сил тертя в гідропідсилювачі і електрогідравлічному підсилювачі та відповідно збільшення його чутливості до керуючих сигналів, зменшенні часу регулювання та гістерезису в роботі [81] запропоновано використовувати вібраційну лінеаризацію (осциляцію). Суть її полягає в тому, що запірно-регулюючому елементу (плунжеру) або гільзі гідропідсилювача надаються вимушені коливальні, з великою частотою та малою амплітудою, або обертальні рухи. Крім цього, осциляція дозволяє запобігти появі магнітного гістерезису електромеханічного перетворювача, виконаного з відносно доступного і недорогого матеріалу [87]. Зауважимо, що осциляція може бути реалізована електричним, механічним та гідравлічним вібраційним контуром. Докладний аналіз гідроапаратів з осциляцією наведений у статті [9], а з гідравлічною осциляцією – у статті [7]. Зауважимо, що реалізація електричного вібраційного контуру в електрогідравлічних підсилювачах потребує включення до нього додаткової обмотки та наявності спеціальних модулів осциляції у системі керування. Це дещо ускладнює конструкцію електрогідравлічного підсилювача та підвищує його ціну, а у випадку гідравлічного керування потребує додаткового використання іншого виду енергії, що знижує надійність.

Розглянемо технічну реалізацію електрогідравлічних підсилювачів з осциляцією запірно-регулюючих елементів. У електрогідравлічних підсилювачах потужності УГ-45 (рис. 5.17). Такий контур реалізовано введенням в електромеханічний перетворювач додаткової обмотки, на яку подається осцилюючий сигнал, частота якого становить 300 Гц [87].

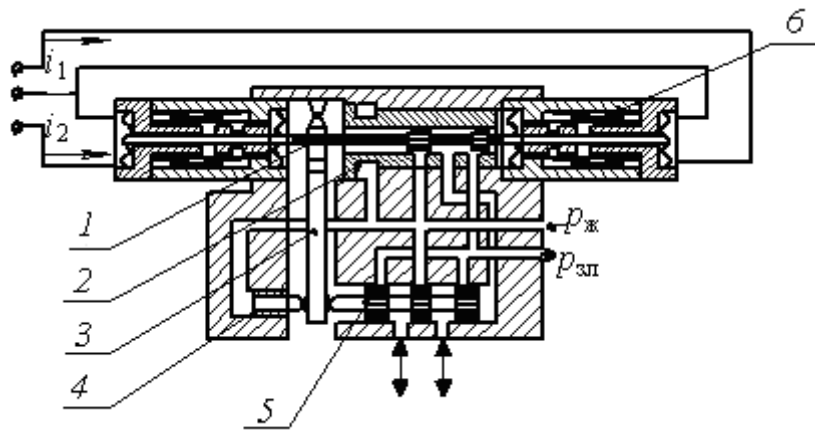


Рис. 5.17. Функціональна схема електрогидравлічного підсилювача УГ-45: 1 – двокромковий керуючий гідророзподільник; 2 – рухома гільза; 3 – важіль; 4 – запірно-регулюючий елемент (плунжер); 5 – основний гідророзподільник; 6 – електромагніти

Зараз промисловими підприємствами Росії випускаються електрогидравлічні підсилювачі прямого принципу дії типоряду АРМ 200-100 (рис. 5.18) із такими робочими параметрами: тиск живлення – 6,5 МПа, номінальна витрата – 0,5 ... 1,5 л/хв, струм керування – 60 мА, зона нечутливості не більше – 5 % від струму керування [87]. При цьому застосування в електромагнітних перетворювачах АРМ 200-500 і АРМ 200-600 циліндричних вставок із високоерцитивного сплаву ЮНДК дозволило забезпечити потрібні тягові характеристики (до 10 Н), збільшити надійність за рахунок виключення обмотки підмагнічування. Осциляція АРМ здійснюється струмом в обмотці підмагнічування, величина якого складає 20 мА, а частота – 220 Гц.

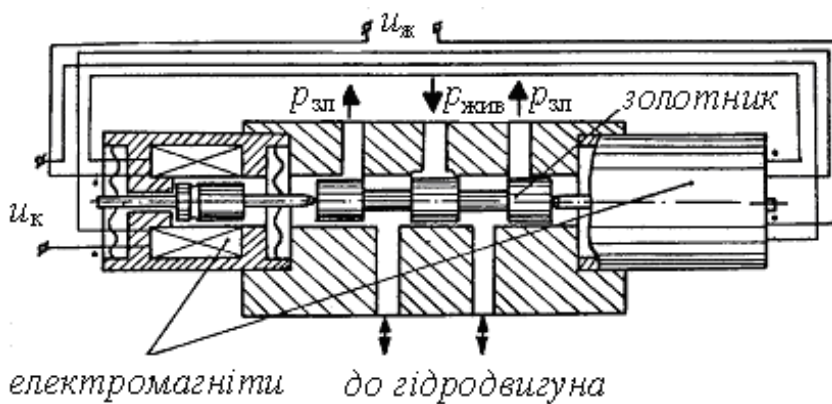


Рис. 5.18. Функціональна схема електрогидравлічного підсилювача типоряду АРМ 200-100: u_k і $u_ж$ – відповідно напруга, що подається в обмотки керування та підмагнічування

У таких промислово розвинутих країнах, як США, Англія, Франція сьогодні проводяться інтенсивні роботи зі створення електрогідравлічних підсилювачів прямої дії на основі лінійних електродвигунів (ЛЕД) (рис. 5.19). Аналогічні роботи проводяться також у Росії [87]. Завдяки наявності індуктивного датчика зворотного зв'язку за положенням запірно-регулюючого елемента, такий електрогідравлічний підсилювач забезпечує високу точність позиціонування, стабільність характеристик і високі динамічні властивості. Використання лінійного електродвигуна, який розвиває достатні тягові зусилля дозволяє працювати на забруднених робочих рідинах.

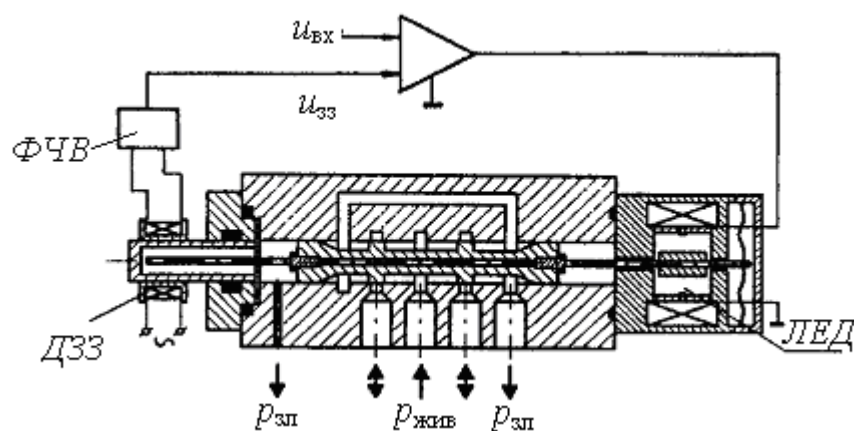


Рис. 5.19. Функціональна схема електрогідравлічного підсилювача прямої дії з лінійним електродвигуном: ДЗЗ – індукційний датчик зворотного зв'язку; ФЧВ – фазочутливий випрямляч; ЛЕД – лінійний електродвигун

У дроселюючому гідророзподільнику Г68-1 (рис. 5.20) реалізовано одночасно гідравлічний та електричний вібраційні контури. Зливна магістраль запобіжного клапана гідроагрегату з'єднана з отвором 17, тому вся робоча рідина, яка надходить з насоса, проходить через реактивну турбіну типу “сегнерівське колесо” 18, змушуючи запірно-регулюючий елемент обертатися з частотою близькою до 5 об/с, що виключає тертя та облітерацію кромки – реалізується гідравлічний вібраційний контур.

Електричний вібраційний контур для виключення тертя в направляючих голки реалізовано шляхом подачі в одне з пліч обмотки котушки керування змінного (чи пульсуючого) струму частотою 50 ... 500 Гц і напругою 0,1 ... 2 В. При заданому тиску керування нейтральне положення плунжера забезпечується при його виготовленні, шляхом зміни товщини прокладок 20, а бажане положення котушки у

магнітопроводі – налаштуванням компенсатора 9. При роботі дроселюючого гідророзподільника голка 10 знаходиться у рівновазі під дією тиску керування, який діє на її нижній торець, зусилля пружини 8 та сили, яка виникає в результаті взаємодії струму керування з магнітним полем. Таким чином струм керування змінює тиск керування і положення запірно-регулюючого елемента 13 [89].

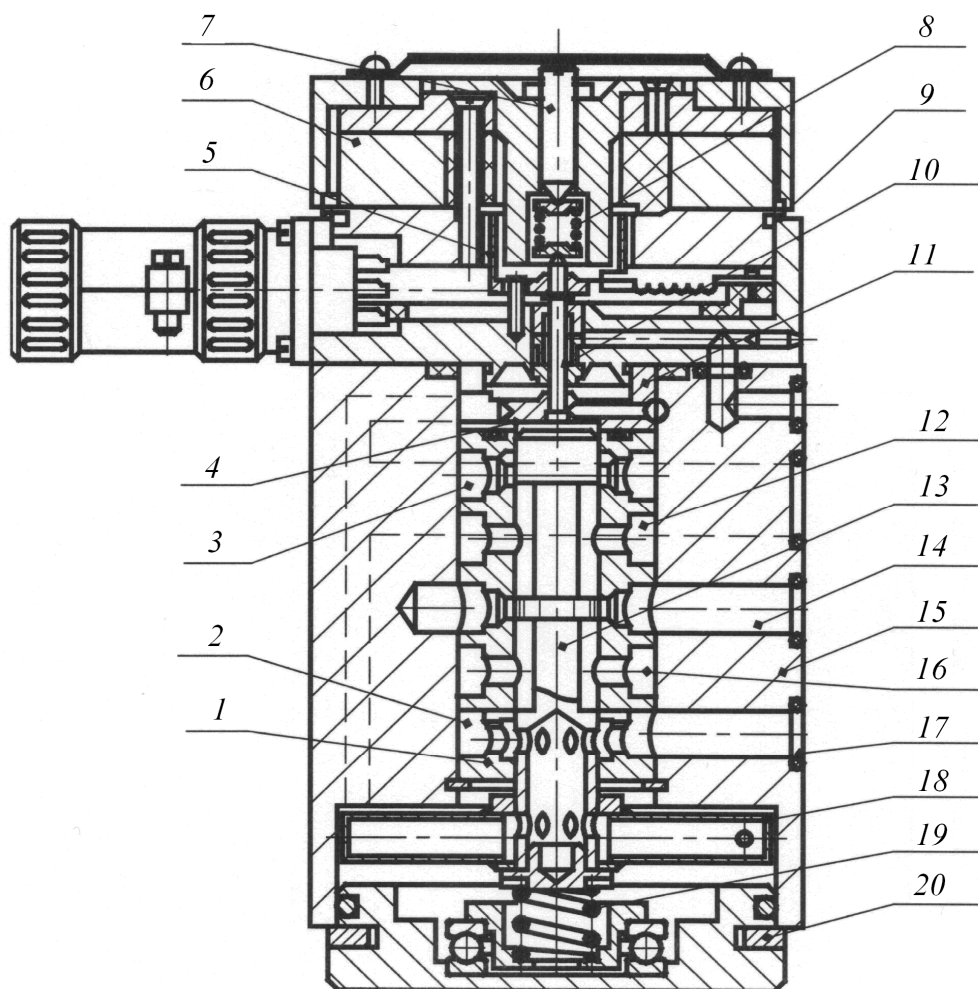


Рис. 5.20. Конструкція дроселюючого гідророзподільника Г68-1: 1 – гільза; 2, 3, 12, 16 – проточки; 4 – керуюча камера; 5 – котушка електромагнітного перетворювача; 6 – постійний магніт; 7 – гвинт; 8, 19 – пружини; 9 – компенсатор; 10 – голка; 11 – діафрагма; 13 – запірно-регулюючий елемент; 14, 17 – отвори; 15 – корпус; 18 – реактивна турбіна типу “сегнерівське колесо”; 20 – прокладка

Недоліками такого конструктивного рішення вібраційних контурів є досить складне конструктивне виконання, використання у вібраційному контурі двох видів енергії, що знижує надійність дроселюючого гідророзподільника, відсутність гідравлічного зворотного зв'язку. Крім

того, гідравлічний вібраційний контур споживає додатково гідравлічну енергію, що знижує ККД як дроселюючого гідророзподільника, так і гідроагрегату.

Реалізацію механічного вібраційного контуру у гідроапаратах гідроагрегатів копіювальних верстатів розглянуто у роботі [71]. Відзначено, що амплітуда осьових коливань втулки гідроапарата вибирається з діапазону від 0,01 ... 0,03 до 0,1 ... 0,2 мм та повинна бути більше перекриття запірно-регулюючого елемента, приблизно на 0,05 мм в кожену сторону для усунення зони нечутливості, викликані перекриттям щілин. Частота коливань у таких гідроапаратах змінюється від 25 ... 50 до 100 Гц. Механічний вібраційний контур може бути також реалізовано за допомогою обертальних коливань запірно-регулюючого елемента гідроапарата з амплітудою приблизно 4° і частотою перемикання 50 об/с.

Слід відзначити, що реалізація механічних вібраційних контурів у гідроапаратах у порівнянні з іншими значно складніша. Їх реалізація потребує значних витрат енергії, яка витрачається на здійснення осциляції та подолання сил тертя в рухомих елементах контуру. Крім того, в такому контурі присутні люфти, які погіршують віброакустичні характеристики цих гідроапаратів. Тому механічні вібраційні контури не знайшли широкого застосування у гідроапаратах.

Підводячи підсумок викладеному можна зробити наступні висновки. Най-більш надійною та економічною, а відповідно і перспективною, є схема одно каскадного електрогідравлічного підсилювача з гідророзподільником, у якого запірно-регулюючий елемент виконано у вигляді прецензійної пари плунжер-гільза. При цьому як електромеханічний перетворювач для електрогідравлічних підсилювачів малої потужності (до 10 Н) використовуються поляризовані електромагніти, в інших – лінійні електродвигуни.

Для покращення статичних, динамічних та інших експлуатаційних характеристик такий електрогідравлічний підсилювач повинен бути обладнаний датчиком зворотного зв'язку та в ньому повинен бути реалізований електричний вібраційний контур.

Відзначимо, що схемні рішення та конструкції електрогідравлічних підсилювачів з широтно-імпульсною модуляцією більш докладно розгля-

нуто в роботах [104, 105].

5.4. Математичні моделі робочого процесу електрогідравлічних підсилювачів

Розглянемо електрогідравлічний підсилювач, схему якого зображено на рис. 5.21. У гідропідсилювачі перепад тиску в камерах *A* і *Б*, необхідний для керування запірно-регулюючим елементом *1*, утворюється внаслідок відхилення заслінки *4* від нейтрального положення через зміни витрат через дроселі *3*, які встановлено в плечах гідравлічного моста опорів. Пружини *2*, встановлені в камерах керування електрогідравлічного підсилювача з торців запірно-регулюючого елемента *1*, забезпечують пропорційність залежності переміщення запірно-регулюючого елемента *1* від переміщення заслінки *4*.

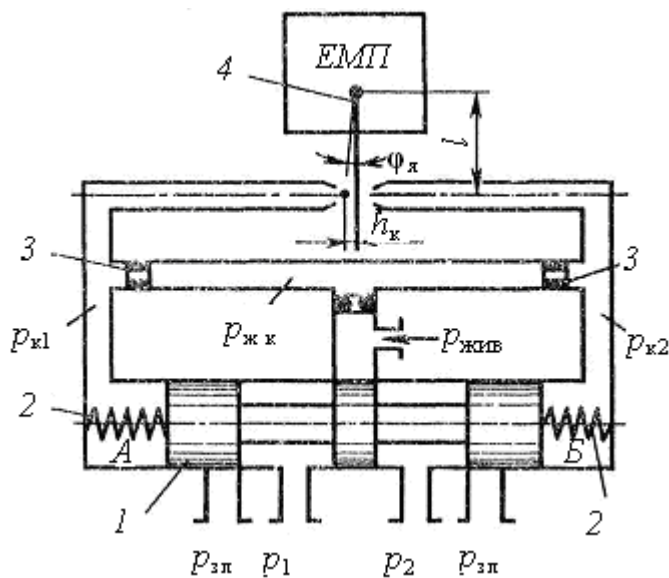


Рис. 5.21. Схема електрогідравлічного підсилювача: *1* – запірно-регулюючий елемент; *2* – пружини; *3* – дроселі; *4* – заслінка

При розробці математичної моделі робочого процесу електрогідравлічного підсилювача приймали такі припущення: його геометричні розміри симетричні відносно осей; переміщення запірно-регулюючого елемента *1* відбувається вздовж горизонтальної осі (рис. 5.21); корпус, запірно-регулюючий елемент та інші деталі абсолютно жорсткі, а в його рухомих елементах відсутні люфти; пружини мають невелику довжину і кількість робочих витків, не відбувається відриву їх кінців від поверхні контакту та вони працюють у лінійному діапазоні своїх характеристик;

Математична модель робочого процесу електрогідравлічного підсилювача складається з рівнянь:

- витрати керування, яка надходять до лівої (правої) камери керування

$$q_{к1(2)}(t) = q_{др1(2)}(t) - q_{с1(2)}(t), \quad (5.22)$$

де $q_{др1(2)}(t)$ – витрата робочої рідини через лівий (правий) дросель, яка визначається із залежності

$$q_{др1(2)}(t) = G_{др}(t) \sqrt{p_{жив.кер} - p_{кер1(2)}(t)}, \quad (5.23)$$

в якій $G_{др}(t) = \mu_{др} [Re, h_{с1(2)}(t)] A_{др} \sqrt{2/\rho(t)}$ – провідність дроселя; $\mu_{др}(Re, h_{с1(2)}(t))$ – коефіцієнт витрати дроселя; $h_{с1(2)}(t)$ – зазор між заслінкою та відповідним соплом, який визначається з рівняння $h_{с1(2)}(t) = l\alpha(t)$; де l і $\alpha(t)$ – відповідно довжина якоря електромеханічного перетворювача від осі обертання до осі сопел і його кут повороту, який визначається з формул (5.5)–(5.21), залежно від конструктивного виконання електромеханічного перетворювача; $A_{др}$ – площа дроселя; $\rho(t)$ – змінна в часі густина робочої рідини; $p_{жив.кер}$ і $p_{кер1(2)}(t)$ – відповідно тиск живлення в ступені керування і в лівій (правій) камері керування;

- $q_{с1(2)}(t)$ – витрата робочої рідини через ліве (праве) сопло визначається із залежності

$$q_{с1(2)}(t) = \tilde{G}_{с1(2)}(t) h_{с1(2)}(t) \sqrt{p_{кер1(2)}(t) - p_{зл}}, \quad (5.24)$$

в якій $\tilde{G}_{с1(2)}(t) = \mu_{с1(2)} [Re, h_{с1(2)}(t)] d_c \sqrt{2/\rho(t)}$ – питома провідність сопла-заслінки; $\mu_{с1(2)} [Re, h_{с1(2)}(t)]$ – коефіцієнт витрати сопла; d_c – діаметр сопла; $p_{зл}$ – тиск зливу;

- нерозривності витрат у ступені керування при $h_c(t) = h_{с1}(t) = h_{с2}(t)$

$$q_{кер}(t) = q_{кер1}(t) = q_{кер2}(t), \quad (5.25)$$

причому при керуванні рухом запірно-регулюючого елемента електрогідравлічного підсилювача витрата $q_{кер}(t)$ повинна задовольняти рівняння

$$q_{кер}(t) = \frac{\pi d_{зпе}^2}{4} \frac{d x_{зпе}(t)}{d t} + q(t)_{ст кер}, \quad (5.26)$$

де $d_{зпе}$ – діаметр запірно-регулюючого елемента електрогідравлічного підсилювача; $q(t)_{ст кер}$ – витрата стиску в камері керування з приєднаними

до неї каналами, яка розраховується за залежністю, аналогічною (4.20);

- руху запірно-регулюючого елемента відносно осі його переміщення

$$m\ddot{x}_{зре} = F_{кер}(t) - F_{пр\Sigma}(t) - F_{гд}(t) - F_{тр}(t) ; \quad (5.27)$$

- витрати через електрогідравлічний підсилювач

$$q_{егп}(t) = q_{щ}(t) - q_{вит}(t) - q_{пер}(t) - q_{ст}(t) ; \quad (5.28)$$

- обмеження переміщення запірно-регулюючого елемента

$$0 < x_{зре}(t) \leq x_{зре\max} ; \quad (5.29)$$

- зміни стану робочої рідини, рівняння (4.11).

У рівнянні (5.27) приведено масу запірно-регулюючого елемента розраховували згідно залежності (4.13). Сили, що входять до рівняння (5.27), а саме: $F_{пр\Sigma}(t)$ – сумарна пружин; $F_{гд}(t)$ – гідродинамічна; $F_{тр}(t)$ – тертя; $F_{дем}(t)$ – демпфірування, визначалися згідно із залежностями, наведеними в третьому розділі. Силу керування $F_{кер}(t)$ визначають за залежністю

$$F_{кер}(t) = \frac{\pi d_{зре}^2}{4} [p_{кер1}(t) - p_{кер2}(t)] , \quad (5.30)$$

де тиски в камерах керування $p_{кер1}(t)$ і $p_{кер2}(t)$ визначають з рівнянь (5.22)–(5.25).

Зауважимо, що відмінність перекриття запірно-регулюючого елемента електрогідравлічного підсилювача від нульового враховується зміною $x_{зре}(t)$ і відповідним зсувом його характеристик. При нульовому перекритті запірно-регулюючого елемента витрата робочої рідини через дроселюючу щілину електрогідравлічного підсилювача визначається аналогічно рівнянню (4.57)

$$q_{щ}(t) = \frac{G_{щ}(t) \operatorname{sign} x_{зре}(t)}{\sqrt{(G_{щ}(t)/G_{к})^2 + 1}} \sqrt{|\Delta p_{щ}(t)|} , \quad (5.31)$$

або

$$q_{\text{щ}}(t) = \frac{\mu_{\text{га}}(\text{Re}, x_{\text{зпе}}) A_{\text{щ}}(x_{\text{зпе}}) \text{sign} x_{\text{зпе}}(t) \sqrt{2|\Delta p_{\text{щ}}(t)|/\rho(t)}}{\sqrt{\left(\frac{\sqrt{2} \mu_{\text{га}}(\text{Re}, x_{\text{зпе}}) A_{\text{щ}}(x_{\text{зпе}}) \sqrt{G_{\Gamma}^2 G_{\text{вих}}^2 + G_{\text{вх}}^2 G_{\text{вих}}^2 + G_{\text{вх}}^2 G_{\Gamma}^2}}{\sqrt{\rho(t)} G_{\text{вх}} G_{\Gamma} G_{\text{вих}}} \right)^2 + 1}}, \quad (5.32)$$

де $\Delta p_{\text{щ}}(t)$ – перепад тиску на дроселюючій щілині; $\text{sign} x_{\text{зпе}}(t)$ – функція Кронекера від $x_{\text{зпе}}(t)$; $G_{\text{щ}}(t)$ і $G_{\text{к}}$ – провідності щілини і каналу, які розраховуються відповідно за формулами (4.16) і (4.17).

У рівнянні (5.28) витрата витоків визначається за формулою (2.32), в якій коефіцієнт, що враховує ексцентриситет щілини, приймають рівним 1,75, витрату перетікань – за формулою (4.19), а витрату стиску за – (4.20).

Для отримання динамічних характеристик електрогідравлічного підсилювача рівняння (5.22)–(5.32) та рівняння, які визначають $h_{\text{с1(2)}}(t)$, розглядають разом з початковими умовами. Для електрогідравлічного підсилювача початкові умови: $x_{\text{зпе}}(0) = x_{\text{зпе}0}$, $\dot{x}_{\text{зпе}}(0) = 0$, $q_{\text{егп}} = 0$, $p_{\text{жив}0}$, $p_{\text{зл}}$, $A_{\text{щ}}(x_{\text{зпе}})$, $d_{\text{зпе}}$, $A_{\text{др}}$, $d_{\text{с}}$, l , $h_{\text{с1}}(t) = h_{\text{с2}}(t)$, $i(0) = 0$, жорсткість пружин та їх початковий стиск. Задають початкові параметри робочої рідини: модуль об'ємної пружності та густину при атмосферному тиску, газовміст і робочу температуру. На персональному комп'ютері за допомогою пакета прикладних програм отримують графіки перехідних процесів і визначають показники якості.

Статичні характеристики електрогідравлічного підсилювача отримують з рівнянь його математичної моделі робочого процесу при $t = 0$. До таких характеристик належить залежність витрати на виході з електрогідравлічного підсилювача від струму керування – $q_{\text{егп}} = f(i_{\text{кер}})$. Зазначимо, що ця характеристика у більшості електрогідравлічних підсилювачів практично лінійна, а їх нечутливість до зміни струму керування, зазвичай, не перевищує 1 ... 2 %. Інші статичні характеристики електрогідравлічних підсилювачів аналогічні характеристикам дроселюючих гідророзподільників.

Математичні моделі робочого процесу електрогідравлічних підсилювачів, у яких якір електромеханічного перетворювача переміщується вздовж ліній магнітної індукції, наприклад такого, який

показаний на рис. 5.18, описуються рівняннями, аналогічними до (4.52)–(4.59), які доповнюють рівняннями, що описують динаміку електромеханічного перетворювача, наведеними в розд. 5.2.

Математична модель робочого процесу дроселюючого гідророзподільника Г68-1, розрахункова схема якого наведена на рис. 5.22, складається з математичних моделей реактивної турбіни типу “сегнерівське колесо”, електромеханічного перетворювача та механогідравлічного перетворювача. При цьому математична модель робочого процесу механогідравлічного перетворювача описується рівняннями, аналогічними (4.52)–(4.59).

Математична модель робочого процесу електромеханічного перетворювача складається з рівнянь:

- руху голки відносно вертикальної вісі

$$m_{\Gamma} \ddot{x}_{\Gamma} = F_{\text{ем}}(t) - F_{\text{пр}}(t) - F_{\text{гд}}(t) - F_{\text{тр в}}(t) - F_p(t) + F_{\text{осц Г}}(t); \quad (5.33)$$

- витрати через робоче вікно голчатого клапана

$$\Delta q_{\Gamma}(t) = q_{\text{жив Г}_0}(t) - q_{\Gamma \text{ х}}(t) - q_{\Gamma \text{ ст}}(t); \quad (5.34)$$

- обмеження переміщення голки

$$0 < x_{\Gamma}(t) \leq x_{\Gamma \text{ max}}; \quad (5.35)$$

- зміну стану робочої рідини, рівняння (4.11).

У рівнянні (5.33) приведену масу голки розраховували згідно із залежністю (4.13). Сили, що входять до рівняння (5.33), а саме: $F_{\text{пр}}(t)$ – пружини; $F_{\text{гд}}(t)$ – гідродинамічна; $F_{\text{тр в}}(t)$ – тертя при русі голки; визначалися згідно із залежностями, наведеними в третьому розділі. Сила тиску, що діє на голку $F_p(t)$, розраховується згідно із залежністю

$$F_p(t) = A_{\Gamma}(x_{\Gamma}) \Delta p_{\text{кер}}(t), \quad (5.36)$$

де $A_{\Gamma}(x_{\Gamma})$ – ефективна площа поперечного перерізу конічної ділянки голки, на яку діє тиск у міждросельній камері, в розрахунках можна прийняти $A_{\Gamma}(x_{\Gamma}) \approx A_{\Gamma_0}$, A_{Γ_0} – ця ж площа в нейтральному положенні x_{Γ} ; $\Delta p_{\text{кер}}(t)$ – приріст тиску в міждросельній камері, утворений внаслідок переміщення голки під дією струму керування.

Сила, під дією якої відбувається осциляція голки, розраховується за формулою

$$F_{\text{осц Г}}(t) = k_{\text{осц Г}}(i_{\text{осц Г}}) x_{\text{осц Г}} \cos \omega_{\text{осц Г}} t, \quad (5.37)$$

де $i_{\text{осц Г}}(t)$ – струм осциляції голки; $x_{\text{осц Г}}(i_{\text{осц Г}})$ та $\omega_{\text{осц Г}}(i_{\text{осц Г}})$ – відповідно амплітуда та частота осциляції голки; $k_{\text{осц Г}}(i_{\text{осц Г}})$ – коефіцієнт пропорційності, який залежить від струму осциляції голки та в розрахунках може бути прийнятий постійним.

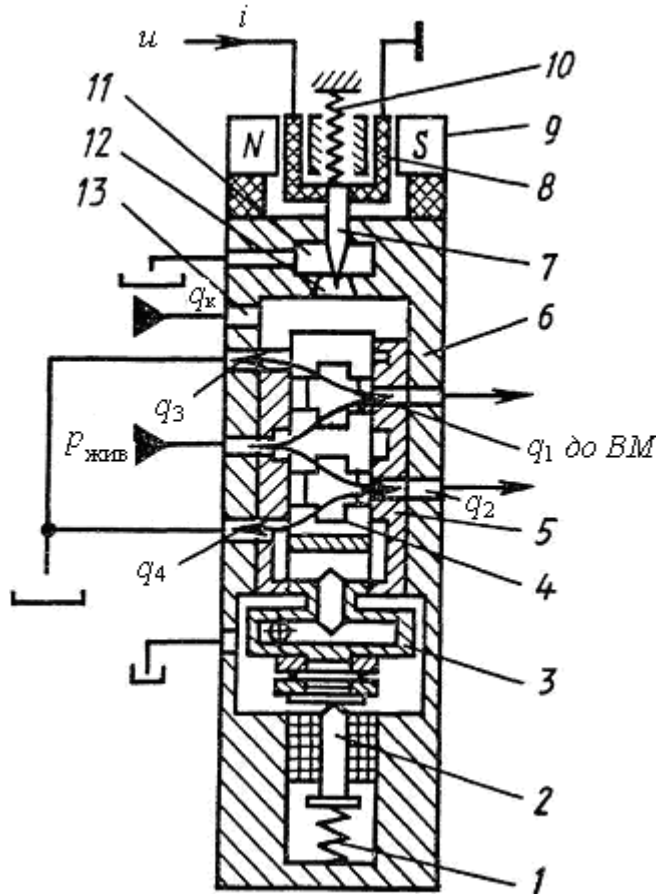


Рис. 5.22. Розрахункова схема дроселюючого гідророзподільника Г68-1: 1, 10 – пружини; 2 – осердя; 3 – реактивна турбіна типу “сегнерівське колесо”; 4 – запірно-регулюючий елемент; 5 – гільза; 6 – корпус; 7 – голка; 8 – котушка електромеханічного перетворювача; 9 – постійний магніт; 11 – діафрагма з отвором; 12 – міждросельна камера; 13 – постійний дросель

У загальному випадку значення $x_{\text{осц Г}}(i_{\text{осц Г}})$ і $\omega_{\text{осц Г}}(i_{\text{осц Г}})$ визначаються параметрами струму осциляції голки $i_{\text{осц Г}}(t)$ та в процесі функціонування дроселюючого гідророзподільника є незмінними.

Сила електромеханічного перетворювача, яка діє на голку $F_{\text{ем}}(t)$, залежить від струму керування $i_{\text{кер}}(t)$ та розраховується за рівняннями, що описують динаміку електромеханічного перетворювача, наведеними в розділі 5.2.

У рівнянні (5.34) $q_{\text{Г ст}}(t)$ – витрату стиску робочої рідини в камері голчатого клапана розраховується за формулою (4.19); $\Delta q_{\text{Г}}(t)$ – зміну витрати через робоче вікно голчатого клапана, яку розраховують за фор-

мулою

$$\Delta q_{\Gamma}(t) = \mu_{\Gamma}(\text{Re}, x_{\Gamma}) [A_{\Gamma_0} - \Delta A_{\Gamma}(x_{\Gamma})] \sqrt{2[p_{\text{кер } \Gamma_0} + \Delta p_{\text{кер } \Gamma}(t)] / \rho(t)}, \quad (5.38)$$

де $\mu_{\Gamma}(\text{Re}, x_{\Gamma})$ – коефіцієнт витрати через робоче вікно голчатого клапана; A_{Γ_0} – площа робочого вікна голчатого клапана при нейтральному положенні голки ($x_{\Gamma_0} = 0$); $p_{\text{кер } \Gamma_0}$ – тиск у міжросельній камері 12 голчатого клапана при нейтральному положенні голки та усталеному режимі; $\Delta p_{\text{кер } \Gamma}(t)$ – приріст тиску в міжросельній камері 12 голчатого клапана, який знаходять за формулою (4.3); $\Delta A_{\Gamma}(x_{\Gamma})$ – приріст площі робочого вікна голчатого клапана, яку розраховують за формулою

$$\Delta A_{\Gamma}(x_{\Gamma}) = \frac{2\sqrt{\pi} A_{\Gamma_0}}{\sin(\alpha/2)[1 + \text{ctg}^2(\alpha/2)]} x_{\Gamma}(t), \quad (5.39)$$

де α – кут конуса голки;

- витрата робочої рідини в ланцюгу живлення голчатого клапана $q_{\text{ж } \Gamma_0}(t)$, яка підтримується постійною та рівною витраті через робоче вікно голчатого клапана при нейтральному положенні голки та розраховується за формулою

$$q_{\text{жив } \Gamma_0}(t) = \mu_{\Gamma}(\text{Re}, x_{\Gamma}) A_{\Gamma_0} \sqrt{2p_{\text{кер } \Gamma_0} / \rho(t)} \approx \text{const}; \quad (5.40)$$

- витрата, викликана рухом запірно-регулюючого елемента, розраховується за залежністю

$$q_{\Gamma x}(t) = \frac{\pi d_{\text{зпе}}^2}{4} \frac{d x_{\text{зпе}}(t)}{d t}. \quad (5.41)$$

Зауважимо, що у цьому електромеханічному перетворювачі $\Delta p_{\text{кер } \Gamma}(t) / p_{\text{кер } \Gamma_0} < 0,25$.

Розглянемо гідравлічний вібраційний контур з круговим обертальним рухом. Визначимо потужність, необхідну для її здійснення. Для обертального руху запірно-регулюючого елемента гідроапарату потужність, необхідна для його здійснення, визначається за залежністю [54]

$$N_{\text{ср}} = F_{\text{тр об}} \omega, \quad (5.42)$$

де $F_{\text{тр об}}$ – сила тертя при обертальному русі; ω – кутова швидкість поверхні запірно-регулюючого елемента.

Силу тертя при обертальному русі запірно-регулюючого елемента гідроапарату визначають за залежністю, що отримана на основі теорії гідродинамічного змащування підшипників ковзання у наближенні Зомерфельда, побудованого на рівняннях Рейнольдса [45]

$$F_{\text{тр}0} = \int_0^{2\pi} \tau_0 r_{\text{зрє}} d\alpha, \quad (5.43)$$

де $\tau_0 = \mu \partial \omega / \partial t$ – дотичне напруження; α – кут обертання запірно-регулюючого елемента.

Після підстановки в рівняння (5.43) параметрів прецизійної пари плунжер-гільза отримали:

$$F_{\text{тр}0} = \mu \frac{f_{\text{к}} \omega}{\delta} \frac{2(\delta/e)[(\delta/e)^2 + 2]}{[2(\delta/e)^2 + 1]\sqrt{(\delta/e)^2 - 1}}, \quad (5.44)$$

де μ – динамічна в'язкість масла; $f_{\text{к}} = 2\pi r_{\text{зрє}}$ – поверхня контакту запірно-регулюючого елемента одиничної довжини; e – ексцентриситет запірно-регулюючого елемента; δ – радіальний зазор.

При розрахунку кутової швидкості обертання запірно-регулюючого елемента дроселюючого гідророзподільника Г68-1 нехтували: втратами у зливній та напірній магістралях гідроагрегату, втратами на тертя в камері сегнерівського колеса; початковими ділянками трубопроводів; впливом місцевих опорів один на одного. Проведені попередні розрахунки потужності, яка витрачається на тертя, показали, що в порівнянні з потужністю, яка необхідна для обертання запірно-регулюючого елемента, нею можна знехтувати, причому похибка не перевищить 2,5 %. При прийнятих припущеннях момент на валу сегнерівського колеса розраховується за залежністю

$$M = \dot{m} r_{\text{ск}}^2 \omega_{\text{ск}}, \quad (5.45)$$

де $r_{\text{ск}}$ і $\omega_{\text{ск}}$ – відповідно радіус і кутова швидкість обертання запірно-регулюючого елемента в камері сегнерівського колеса; \dot{m} – масова витрата робочої рідини через сегнерівське колесо, яка розраховується за залежністю

$$\dot{m} = G_{\Sigma} \sqrt{|\Delta p(t)|}, \quad (5.46)$$

де $\Delta p(t) = p_{\text{жив}}(t) - p_{\text{зл}}$ – перед тиску на сегнерівському колесі, причому $p_{\text{зл}} = p_{\text{ат}}$; G_{Σ} – сумарна провідність елементів проточної камери сегне-

рівського колеса, яку розраховують за залежністю

$$G_{\Sigma} = \sqrt{\frac{1}{(1/G_1)^2 + (1/G_2)^2 + \dots + (1/G_i)^2 + \dots + (1/G_n)^2}}. \quad (5.47)$$

У формулі (5.47) n – кількість окремих опорів проточної камери сегнерівського колеса, а G_i їх провідності, які розраховуються за однотипними залежностями:

$$G_i = \mu_i A_i \sqrt{2/\rho}, \quad (5.48)$$

де A_i – площа прохідного перерізу опору проточної камери сегнерівського колеса, а μ_i – їх коефіцієнт витрати, який розраховують за залежністю

$$\mu_i = \sqrt{1/\zeta_i}. \quad (5.49)$$

Провідність у кільцевій щілині, яка утворена корпусом та сегнерівським колесом, по аналогії з формулою (2.33) розраховується за такою залежністю

$$G_{щ}(t) = \pi(a^2 - b^2) \sqrt{\frac{\Delta p(t)}{64\mu^2 l^2} \left[a^2 + b^2 - \frac{(a^2 - b^2)}{\ln a/b} \right]^2 + \frac{4a^2 b^2 \omega_{ск}^2}{(a+b)^2 \Delta p(t)}}, \quad (5.50)$$

де a і b – відповідно радіуси виточки в корпусі і сегнерівському колесі.

Коефіцієнти місцевих опорів ζ_i у формулі (5.49) розраховують залежно від їх виду за відомими залежностями так $\zeta_{вх} \approx 0,5$; $\zeta_{пов} = 1,0$; $\zeta_{кан} = \lambda_{кан} l_{кан} / d_{кан}$, причому за даними [121] $\lambda_{кан} = 0,03$; $\zeta_{рр} = (1 - d^2/D^2)$.

Оскільки кутова швидкість поверхні запірно-регулюючого елемента $\omega_{ск}$ невідома, то спочатку приймаємо її рівною нулю. За формулами (5.45)–(5.50) проводимо розрахунок $\omega_{ск}$ і отримане значення підставляємо в формулу (5.50) та повторюємо розрахунок.

Зазначимо, що математична модель робочого процесу будь-якого електрогідравлічного підсилювача, залежно від його конструктивного виконання, може бути отримана шляхом його декомпозиції на окремі складові елементи та використання математичних моделей, наведених у розділах 4 та 5.

Запитання для самоконтролю

1. Які функції у мехатронному гідроагрегаті виконують електро-

гідрравлічні підсилювачі?

2. Назвіть класифікаційні ознаки електрогідрравлічних підсилювачів.

3. Нарисуйте структуру електрогідрравлічного підсилювача.

4. З яких основних вузлів складаються електрогідрравлічні підсилювачі?

5. Які зворотні зв'язки використовуються в електрогідрравлічних підсилювачах та які функції вони виконують?

6. Яка сутність широтно-імпульсної модуляції?

7. Який принцип роботи електрогідрравлічних перетворювачів з широтно-імпульсною модуляцією?

8. Для чого вводять осциляцію в електрогідрравлічні перетворювачі з широтно-імпульсною модуляцією?

9. Який принцип дії типового перетворювача з поворотом якоря?

10. Запишіть математичну модель робочого процесу електромеханічного перетворювача.

11. Які сили зумовлюють в'язке швидкісне демпфірування в електро- механічному перетворювачі?

12. Нарисуйте схеми магнітних систем електромеханічних перетворювачів з повздовжнім переміщенням якоря.

13. Запишіть залежність для розрахунку електромагнітного моменту електромеханічного перетворювача.

14. Запишіть залежність для розрахунку зусилля на якорі електромеханічного перетворювача.

15. Нарисуйте схему та опишіть роботу однокаскадного електрогідрравлічного підсилювача з чотирищільним гідророзподільником.

16. Нарисуйте схему та опишіть роботу однокаскадного електрогідрравлічного підсилювача зі струминною трубкою.

17. З яких основних частин складається електрогідрравлічний підсилювач УГ-45?

18. Які особливості роботи електрогідрравлічного підсилювача прямої дії з лінійним електродвигуном?

19. Назвіть вібраційні контури дроселюючого гідророзподільника Г68-1.

20. Опишіть роботу дроселюючого гідророзподільника Г68-1.

21. Які припущення приймають при розробці математичної моделі

робочого процесу електрогідравлічного підсилювача?

22. Які рівняння входять до математичної моделі робочого процесу електрогідравлічного підсилювача?

23. Як знаходять статичні характеристики електрогідравлічного підсилювача?

24. Які рівняння входять до математичної моделі робочого процесу дроселюючого гідророзподільника Г68-1?

6. ГІДРАВЛІЧНА АПАРАТУРА НА БАЗІ ЕЛЕКТРОМАГНІТІВ З ПРОПОРЦІЙНИМ ЕЛЕКТРИЧНИМ КЕРУВАННЯМ

Гідроапаратура з пропорційним електричним керуванням на базі лінійних пропорційних електромагнітів забезпечує: дистанційне та безступеневе регулювання напрямку, витрати і тиску робочої рідини; простий та ефективний зв'язок із системами програмного керування, в тому числі і мікропроцесорами; просте застосування систем вбудованого контролю та діагностування; зменшення енергетичних втрат. Такі гідроапарати працюють на тих самих робочих рідинах, з тим самим ступенем чистоти, що й у випадку звичайних гідроапаратів.

Основними гідравлічними апаратами з пропорційним електричним керуванням є гідророзподільники, гідродроселі, запобіжні та редуційні клапани тиску, регулятори витрати. Діаметр умовного проходу таких апаратів знаходиться в межах від 2 до 50 мм, витрата – від 2 л/хв до 1000 л/хв, а максимальний тиск становить 35 МПа [31].

Для керування гідроапаратами з пропорційним електричним керуванням, зазвичай використовують електронні блоки керування, які забезпечують: ручне та дистанційне керування роботою гідроапарата; незалежність вихідного параметра гідроапарата від коливання напруги в мережі та нагріву обмотки електромагніта; живлення датчиків положення гідроапаратів, формування контурів позиціонування вихідної ланки апарата, що дає змогу одержувати високі статичні і динамічні характеристики гідроапаратів; лінійну зміну в часі вихідного параметра гідроапарата в разі ступінчатої дії керуючого сигналу. Для підвищення динамічних характеристик гідроапаратів з пропорційним електричним керуванням їх запірно-регулюючим елементам надають осцилюючий рух. Реалізація електричного вібраційного контуру здійснюється за рахунок накладання осцилюючого сигналу, частота якого становить 150 ... 200 Гц, амплітуда – 50 ... 100 мА, на вхідний електричний сигнал, що подається від електронного блока керування [89].

6.1. Пропорційний електромагніт

У гідроапаратах з пропорційним електричним керуванням використовують лінійні пропорційні електромагніти (рис. 6.1) з датчиком зворотного зв'язку та без нього. Їх живлення здійснюється від

спеціального блока керування. Електричний струм, який протікає по обмотці, створює електромагнітне поле, яке розвиває зусилля, направлене по осі рухомого якоря, і керує переміщенням запірно-регулюючого елемента або заслінкою. Пропорційний електромагніт відрізняється від звичайного наявністю керуючого конуса, виготовленого з немагнітного матеріалу, який змінює форму магнітного поля. Він забезпечує практично постійне зусилля на якорі, пропорційне струму керування, незалежно від його положення. Зазначимо, що робоча зона такого електромагніта зазвичай становить близько 2 мм.

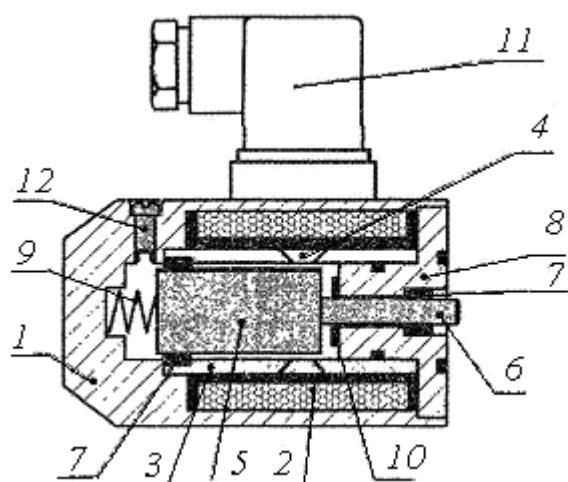


Рис. 6.1. Конструкція пропорційного електромагніту: 1 – корпус; 2 – обмотка; 3 – циліндровий магніт; 4 – керуючий конус; 5 – якор; 6 – направляючий стрижень; 7 – підшипники ковзання; 8 – внутрішній магніт; 9 – пружина; 10 – стопорний диск; 11 – електричне рознімання; 12 – гвинт

У загальному випадку зусилля, що розвиває пропорційний електромагніт, залежить від магнітного матеріалу, типу котушки, інших факторів (див. розд. 5.2). Його розраховують на підставі розгляду поля в феромагнітних тілах і просторі, що їх оточує, використовуючи наближену формулу, одержану з формули Максвелла [63]

$$F_{\text{ем}}(t) = \Phi(t)^2 / (2\mu_{\text{ем}}A_{\text{ем}}), \quad (6.1)$$

де $F_{\text{ем}}(t)$ – сила, яку розвиває пропорційний електромагніт, Н; $\Phi(t)$ – магнітний потік, Вб; $\mu_{\text{ем}}$ – магнітна провідність середовища, Гн/м, ($\mu_{\text{ем}}$ повітря – $1,26 \cdot 10^{-6}$ Гн/м); $A_{\text{ем}}$ – площа торцевої поверхні якоря, м².

Зауважимо, що формула (6.1) отримана для випадку, коли електромагнітна сила діє між двома паралельними площинами, розташованими на невеликій відстані одна від одної. Для того щоб скористатися формулою (6.1), потрібно знати розподіл поля в електромагніті, яке у лінійних пропорційних електромагнітів є більш

складним, ніж у звичайних. Тому на практиці часто використовують спрощені методи розрахунку, накладаючи деякі обмеження і вводячи, як у роботі [64], цілу низку поправочних коефіцієнтів або ґрунтуючись на експериментальних даних. Беручи за основу формулу (6.1), силу, що її розвиває лінійний пропорційний електромагніт, обчислюємо за залежністю [5]

$$F_{\text{ем}}(t) = K_1 K_2 K_3 \frac{\mu_{\text{ем}} A_{\text{ем}} n_{\text{ем}}^2 i_{\text{ем}}(t)^2}{2 x_{\text{ем}}(t)^2}, \quad (6.2)$$

де K_1 – постійний коефіцієнт, який враховує розмірність величин, що входять до формули (6.2); $n_{\text{ем}}$ – кількість витків у котушці; $i_{\text{ем}}(t)$ – струм в обмотці електромагніту, А; $x_{\text{ем}}(t)$ – переміщення якоря, мм; K_2 – коефіцієнт, який враховує залежність сили пропорційного електромагніту від переміщення якоря і його геометричних розмірів,

$$K_2 = (\text{th } x_{\text{ем}})^2 e^{b_1 \left(1 - \left| \frac{x_{\text{ем max}} - x_{\text{ем}}}{x_{\text{ем max}}} \right| \right)}; \quad (6.3)$$

K_3 – коефіцієнт, який враховує залежність сили пропорційного електромагніту від струму в котушці

$$K_3 = e^{-\left[1 - b_2 \left(\frac{i_{\text{ем max}} - i_{\text{ем}}}{i_{\text{ем max}}} \right) \right]}; \quad (6.4)$$

b_1 та b_2 – сталі коефіцієнти, характерні для даної конструкції лінійного пропорційного електромагніту; $x_{\text{ем max}}$ та $i_{\text{ем max}}$ – максимальні значення відповідно переміщення якоря та струму в котушці.

Для пропорційних електромагнітів ПЕМ-6, які застосовуються у вітчизняних гідроапаратах з пропорційним електричним керуванням: $n_{\text{ем}} = 1600$; $x_{\text{ем max}} = 2$ мм; $i_{\text{ем max}} = 0,85$ А; $K_1 = 0,56$; $b_1 = b_2 = 1,5$; $d_{\text{я}} = 15$ мм. Відзначимо, що розрахунок сили, яку розвиває лінійний пропорційний електромагніт за залежностями (6.2)–(6.4), дає гарний збіг з експериментальними даними, наведеними у роботі [83], однак вони не враховують гістерезис. Насправді через залишковий магнетизм та сили тертя гістерезис у електромагнітах наявний.

6.2. Гідроапарати з пропорційним електричним керуванням

До таких гідроапаратів належать гідророзподільники прямої дії

(одно каскадні) типу РП-6 (рис. 6.2), переміщення запірно-регулюючого елемента якого здійснюється за допомогою двох пропорційних електромагнітів типу ПЕМ-6-1.

Зусилля, яке розвиває пропорційний електромагніт, урівноважується центруючими пружинами 5. Фактичне положення запірно-регулюючого елемента 3 у вигляді відповідного сигналу від датчика зворотного зв'язку надходить до блока керування, де порівнюється із заданим. З цих двох сигналів формується сигнал керування, який надходить до пропорційного електромагніту, в результаті цього запірно-регулюючий елемент займає точно задану позицію. Гідророзподільник має дросельні пази, через які робоча рідина, що підведена до нього, надходить до каналів, а далі – до споживача та на злив.

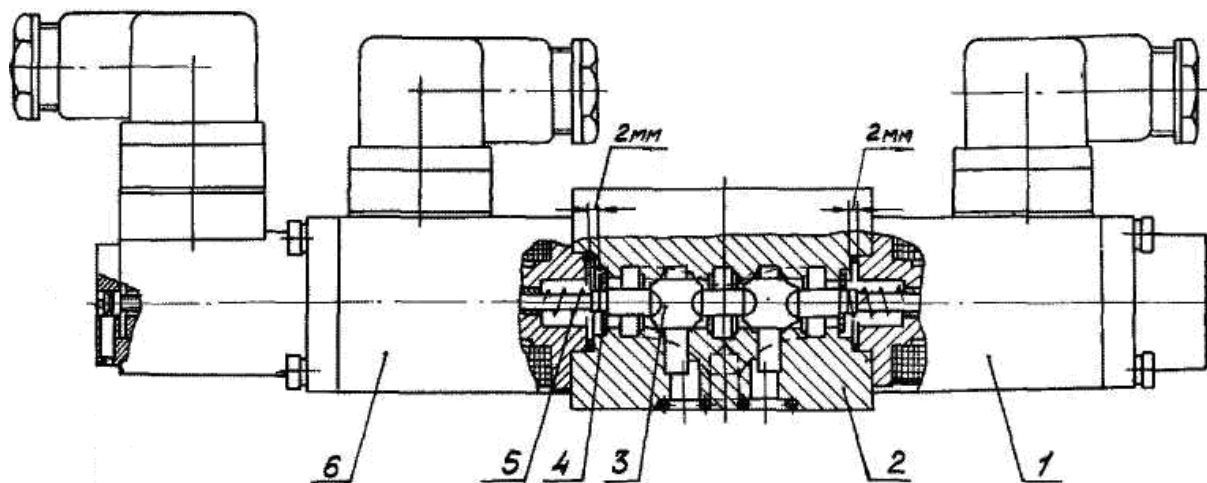


Рис. 6.2. Конструкція гідророзподільника типу РП-6: 1 – пропорційний електромагніт; 2 – корпус; 3 – запірно-регулюючий елемент; 4 – шайба; 5 – пружина; 6 – датчик зворотного зв'язку

Гідророзподільники типу РП-10, РП-16, РП-20 і РП-32 (рис. 6.3) містять два ступеня: керуючий та основний. Основний потік робочої рідини надходить до центральної канавки корпусу 1 і далі до сопел керуючого ступеня та торцеві камери запірно-регулюючого елемента 2. При відсутності струму керування ці камери через сопла і канали в керуючий ступені, з'єднані зі зливом. Запірно-регулюючий елемент 2 пружиною 3 встановлюється в середнє (нейтральне) положення. У цьому положенні знаходиться і магнітний елемент датчика зворотного зв'язку.

При подачі на електромагніт сигналу керування зміщується заслінка відносно сопла на певну відстань. При цьому в камері між соплом і

постійним дросельним отвором виникає тиск, величина якого пропорційна електричному сигналу керування. Цей тиск надходить до камери керування під торець запірно-регулюючого елемента, змушуючи його пересуватися, стискаючи пружину до тих пір, доки сила пружини та сила тиску не зрівноважаться. Таким чином, запірно-регулюючий елемент 2 зміститься на величину, відповідну струму керування.

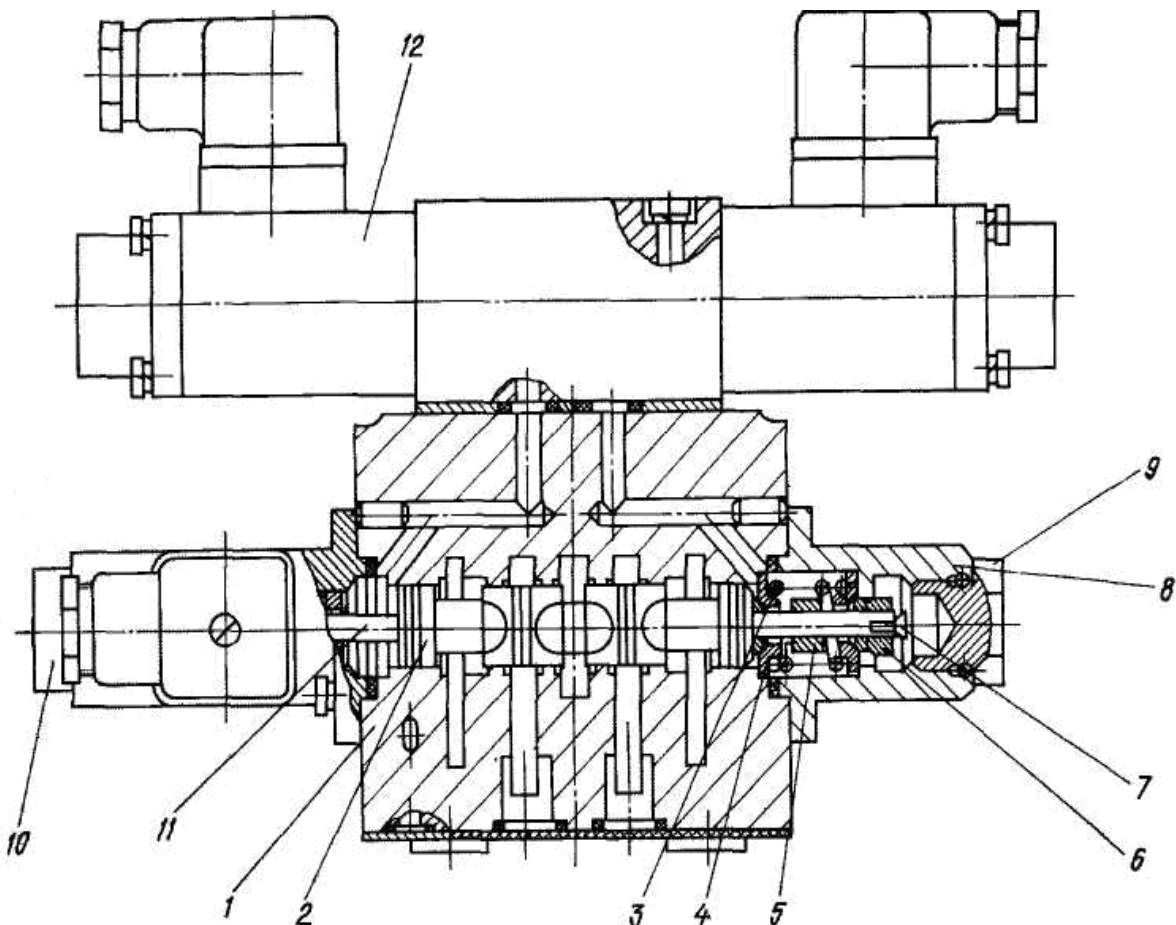


Рис. 6.3. Конструкція гідророзподільника типу РР-10: 1 – корпус; 2 – запірно-регулюючий елемент; 3 – пружина; 4 – шайба; 6 – гайка; 7 – гвинт; 8 – кришка; 9 – пробка; 10 – датчик зворотного зв'язку; 11 – ось; 12 – керуюча ступінь

Разом з переміщенням запірно-регулюючого елемента 2 відбувається переміщення осі 11 з магнітним елементом, який входить до датчика зворотного зв'язку. При цьому відбувається зміна електричного сигналу в ланцюгу цього датчика, який надходить до блока керування, де відбувається його порівняння із заданим сигналом. За різницею цих сигналів формується команда для зміни зусилля пропорційного електромагніту з метою приведення запірно-регулюючого елемента 2 в

положення, що відповідає керуючому сигналу.

Реверс гідророзподільника забезпечується подачею електричного сигналу керування на інший пропорційний електромагніт. При цьому його запірно-регулюючий елемент 2 відпрацьовує сигнал керування в тому ж порядку. Деякі статичні характеристики гідророзподільників з пропорційним електричним керуванням наведено на рис. 6.4 та 6.5 [31].

При розробці математичних моделей робочого процесу таких гідророзподільників використовують математичні моделі робочого процесу дроселюючих гідророзподільників з осциляцією (дивись 4.4) та пропорційних електромагнітів.

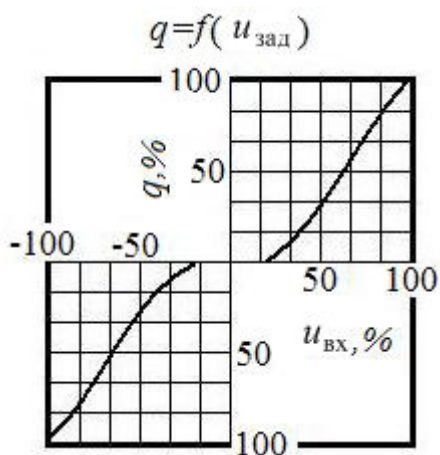


Рис. 6.4. Залежність витрати гідророзподільника від сигналу керування

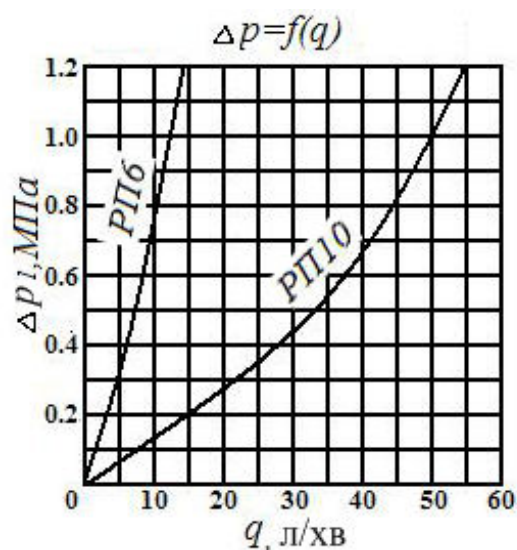


Рис. 6.5. Залежність перепаду тиску в гідророзподільнику від витрати

Запобіжний клапан з пропорційним електричним керуванням зазвичай немає зворотного зв'язку, тому для зменшення похибки регулювання необхідно, щоб робочі параметри процесу залишалися постійними, а неточність, яка вноситься кожним з елементів, що бере участь у процесі регулювання, була мінімальною. Такий клапан (рис. 6.6) містить основний (нижній) та керуючий (згори) клапани. При відсутності сигналу керування запірно-регулюючий елемент 3 притискається до сідла втулки 2 пружиною 4. По каналах запірно-регулюючого елемента 3 робоча рідина надходить під його торці, завдяки чому запірно-регулюючий елемент 3 зрівноважений. Одночасно робоча рідина надходить до керуючого елемента сопло-заслінка клапана керування. При

подачі струму керування на пропорційний електромагніт 12 втулка 13 прикриває сопло 9 і тиск у надклапанній камері зростає, відповідно збільшуючи тиск в гідроагрегаті, в якому встановлено клапан.

При зростанні тиску в клапані до рівня, при якому він перевищує протидію пропорційного електромагніту 12, величина якої залежить від струму керування, втулка 13, яка виконує функцію заслінки якорем відтикається від сопла та пропускає потік керування на злив.

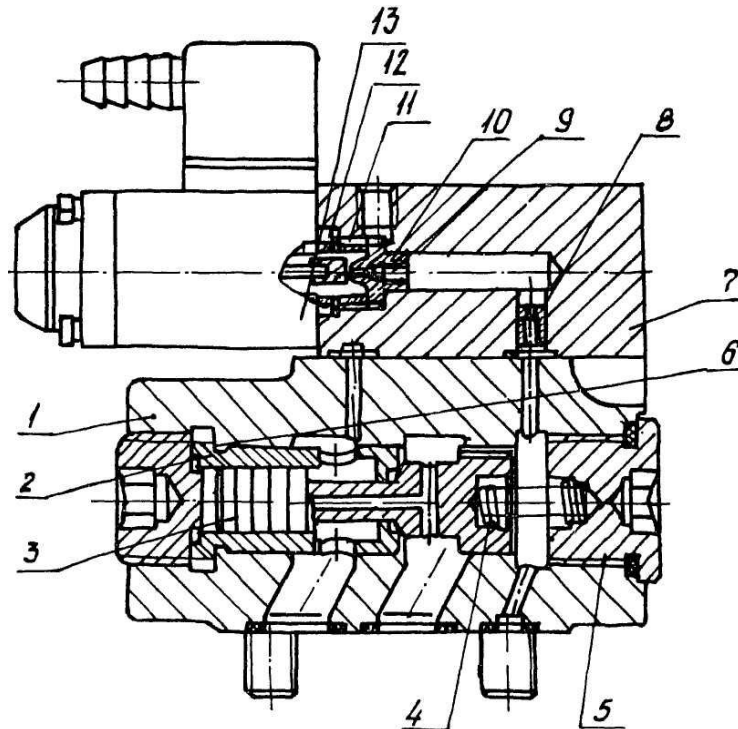


Рис. 6.6. Конструкція запобіжного клапана типу МПКПД: 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – запірно-регулюючий елемент; 4 – пружина; 5, 6 і 11 – пробки; 7 – корпус керуючого клапана; 8, 10 – демпфери; 9 – сопло; 12 – пропорційний електромагніт; 13 – втулка, яка виконує функцію заслінки

Проходячи через дросельний отвір в запірно-регулюючому елементі 3, потік керування втрачає частину тиску, що створює різницю зусиль на запірно-регулюючому елементі. Внаслідок цього запірно-регулюючий елемент стискає пружину 4 та відходить від сідла, пропускаючи основний потік робочої рідини на злив і запобігаючи подальшому підвищенню тиску в гідроагрегаті. При зниженні тиску в гідроагрегаті зусиллям пропорційного електромагніта 12 сопло 9 прикривається втулкою 13, яка виконує функцію заслінки, тиск у надклапанній камері зростає і клапан прикриває прохід основного потоку робочої рідини на злив чи перекриває

його цілком.

При розробці математичних моделей робочого процесу запобіжних клапанів з пропорційним електричним керуванням використовують математичні моделі робочого процесу звичайних запобіжних клапанів (дивись 4.2), пропорційних електромагнітів, у яких враховують осциляцію запірно-регулюючого елемента.

Регулятори потоку з пропорційним електричним керуванням виконують прямої дії та з електрогідравлічним керуванням (двоступеневі). Розглянемо регулятор потоку з пропорційним електричним керуванням прямої дії типу ДД-6 (рис. 6.7).

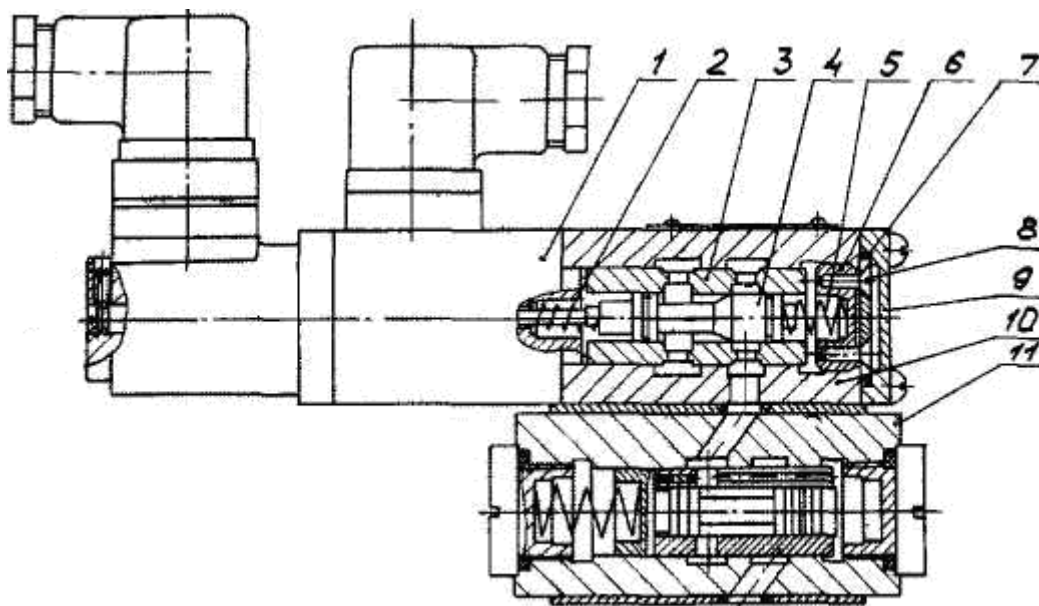


Рис. 6.7. Конструкція регулятора потоку типу ДД-6: 1 – пропорційний електромагніт; 2, 5 – пружини; 3, 6 – втулки; 4 – запірно-регулюючий елемент; 7 – кільце; 8 – гвинт; 9 – фланець; 10 – корпус; 11 – редуційний клапан

При подачі сигналу керування якір пропорційного електромагніту 1 переміщує запірно-регулюючий елемент 4 в положення, яке відповідає струму керування. Сила пропорційного електромагніту 1 урівноважується різницею сил пружин 2 і 5. Фактичне положення запірно-регулюючого елемента 1 у вигляді електричного сигналу датчика зворотного зв'язку надходить до блока керування, де порівнюється із заданим сигналом. У блоці керування з цих двох сигналів формується керуючий сигнал, який надходить до пропорційного електромагніту 1 і запірно-регулюючий елемент 4 займає положення, яке точно відповідає цьому сигналу

керування. Статична характеристика регулятора потоку наведена на рис. 6.8 [31].

При розробці математичних моделей робочого процесу регулятора потоку з пропорційним електричним керуванням використовують математичні моделі регуляторів витрат (дивись п. 4.3) та пропорційних електромагнітів.

Редукційний клапан 11 забезпечує постійний перепад тиску, який відповідає вхідному сигналу керування, на дроселюючій кромці запірно-регулюючого елемента 4. Завдяки цьому переміщення запірно-регулюючого елемента 4 та витрата на виході регулятора потоку точно відповідає вхідному електричному сигналу керування.

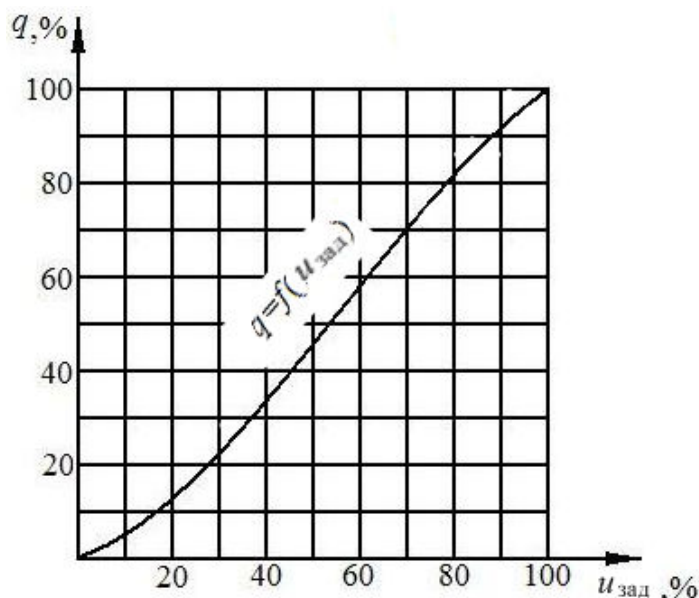


Рис. 6.8. Залежність витрати від сигналу керування для регулятора потоку типу ДД-6

Запитання для самоконтролю

1. Які функції в гідроагрегатах виконує гідроапаратура з пропорційним електричним керуванням?
2. Назвіть основні характеристики гідроапаратів з пропорційним електричним керуванням на базі лінійних пропорційних електромагнітів.
3. Які конструктивні особливості мають лінійні пропорційні електромагніти?
4. Напишіть залежність для визначення зусилля, що розвиває пропорційний електромагніт.
5. Назвіть гідроапарати з пропорційним електричним керуванням.
6. Як працює гідророзподільник прямої дії з пропорційним електри-

чним керуванням?

7. Як працює двоступневий гідророзподільник з пропорційним електричним керуванням?

8. Як працює запобіжний клапан з пропорційним електричним керуванням?

9. Як працює регулятор потоку з пропорційним електричним керуванням?

10. Які особливості необхідно враховувати при розробці математичних моделей робочого процесу гідроапаратів з пропорційним електричним керуванням?

ДОДАТОК 1

Значення коефіцієнтів витрати, критичного числа Рейнольдса та коефіцієнта корекції для деяких гідравлічних опорів

Таблиця Д. 1 – Значення $\mu_{щ}$, Re і $\sqrt{Re_k}$ за експериментальними даними

№ з/п	Тип щілини і параметри	$\mu_{щ}$	Re	$\sqrt{Re_k}$	Прим
1	Короткі отвори	–	200	–	[55]
2	Кільцеві щілини малої довжини *	–	$(3-5) \cdot 10^2$	–	[55]
3	Циліндричний кільцевий дросель $l/\delta \approx 10$; $\delta/d \approx 0,02$	0,9	–	16	[41]
4	Частково відкриті круглі отвори з гострими кромками	–	30	–	[55]
5	Конічний затвор – конічне сідло β				
	15°	0,86			
	30°	0,83	–	–	[41]
	45°	0,80			
	60°	0,77			
6	Конічний затвор – кромкове сідло β				
	15°	0,73			
	30°	0,77	–	–	[41]
	45°	0,80			
	60°	0,83			
7	Двокромкова щілина золотника	0,70	–	–	[41]
8	Вікна циліндричних золотників	0,77– 0,85	260	–	[41]
9	Кругла гладка труба	–	2100 – 2300	–	[41]
10	Вікна циліндричних золотників	0,77–0,85	260	–	[41]
11	Кругла гладка труба	–	2100 – 2300	–	[55]
12	Рукав: – гумовий – металевий	–	1600 1800– 2000	–	[55]
13	Шліцеві дроселі: – трикутні радіальні – прямокутні радіальні – вікна сегментної форми	0,62 0,75 0,71		24,8 30 16,4	[41]
14	Плоскі клапани *	–	29–72	–	[55]
15	Кульовий кран	–	275	–	[55]

* Залежить від відносної довжини щілини.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода : справочник / Е.И. Абрамов, К.А. Колисниченко, В.Т. Маслов. – К.: Техника, 1977. – 320 с.
2. Аврунін Г.А. Основи об'ємного гідропривода і гідропневмоавтоматики : навч. посіб. / Г.А. Аврунін, І.Г. Кириченко, І.І. Мороз ; під ред. Г.А. Авруніна. – Х. : ХНАДУ, 2009. – 424 с.
3. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / Бажин И.И., Беренгард Ю.Г. Гайцгори М.М. и др. ; под ред. С.А. Ермакова. – М. : Машиностроение, 1988. – 312 с.
4. Андреева Л.Е. Упругие элементы приборов / Л.Е. Андреева; под ред. В.И. Феодосьева. – М.: МАШГИЗ, 1962. – 455 с.
5. Андренко П.М. Проектування і розрахунок елементів та пристроїв гідропневмоавтоматики : навч. посіб. / П.М. Андренко. – К. : УМК ВО, 1990. – 100 с.
6. Андренко П.Н. Расчет гидродинамической силы на осциллирующем золотнике гидроаппарата / П.Н. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2002. – № 7, Т. 2. – С. 109 – 116.
7. Андренко П.Н. Гидравлические аппараты нового класса / П.Н. Андренко // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2002. – №8 (54). – С. 82 – 87.
8. Андренко П.М. Розробка гідроапаратів зі стабільними динамічними характеристиками / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я : Х. міжнар. наук.-прак. конф., 16 – 17 трав. 2002 р.: тези доп. – Х., 2002. – С. 8.
9. Андренко П.Н. Вибрационная линеаризация – эффективный путь улучшения динамических характеристик гидроаппаратов / П.Н. Андренко // Вибрация в технике и технологиях. – 2003. – № 2 (28). – С. 39 – 45.
10. Андренко П.М. Вибір схемного рішення однокаскадного електрогідравлічного підсилювача / П.М. Андренко, Г.В. Крикун // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2003. – № 16. – С. 35 – 42.
11. Андренко П.М. Побудова математичних моделей гідроапаратів із гідравлічним вібраційним контуром / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2004. – № 2 (8). –

С. 15 – 20.

12. Андренко П.М. Енергетичні характеристики процесу вібраційної лінеаризації гідроапаратів / П.М. Андренко // Вестник ХНАДУ. – 2004. – Вып. 24. – С. 39 – 42.

13. Андренко П.Н. Влияние параметров осцилляции запорно-регулирующего элемента гидроаппарата на устойчивость исполнительного поршневого механизма / П.Н. Андренко // Вісник СХУ ім. В. Даля. – 2004. – № 7 (77), Ч. 2. – С. 201 – 205.

14. Андренко П.М. Визначення параметрів гідроприводів, у яких доцільно використовувати пасивні гасники пульсацій і гідроапарати з вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко, О.В. Дмирієнко, М.С. Свинаренко // Механіка та машинобудування. – 2004. – № 2. – С. 13 – 21.

15. Андренко П.М. Динамічні характеристики циліндричних пружин гідравлічного вібраційного контуру / П.М. Андренко, О.Л. Григор'єв, І.П. Гречка // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 23. – С. 3 – 12.

16. Андренко П.М. Визначення сили демпфування при дроселюванні потоку робочої рідини у гідроапараті із вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 39. – С. 77 – 83.

17. Андренко П.М. Динаміка гідросистеми, збудованої з використанням гідроапаратів із гідравлічним вібраційним контуром / П.М. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 43. – С. 55 – 63.

18. Андренко П.М. Визначення кута нахилу вектора швидкості потоку для розрахунку гідродинамічної сили запорно-регулюючого елемента гідроапарата / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2005. – № 4/2 (16). – С. 60 – 63.

19. Андренко П.М. Визначення витоків в гідроапаратах із вібраційною лінеаризацією / П.М. Андренко // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 57. – С. 100 – 104.

20. Андренко П.М. Дослідження динамічних характеристик гідроапаратів із гідравлічним вібраційним контуром / П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2006. – № 1/2 (19). – С. 67 – 74.

21. Андренко П.М. Дослідження впливу частоти обертання валу на витрату рідини в кільцевій щілині / П.М. Андренко, В.В. Клітної,

В.М. Макухін // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2008. – № 23. – С – 92 – 97.

22. Андренко П. М. Особливості врахування газомісту робочої рідини при дослідженнях гідросистем / П.М. Андренко, І.П. Гречка // Промислова гідравліка і пневматика. – 2009. – № 2 (24). – С. 71 – 73.

23. Бабаков Н.А. Теория автоматического управления : учеб. пособие для вузов: Ч. 1. / Н.А. Бабаков, А.А. Воронов, А.А. Воронова и др. под ред. А.А. Воронова. – М. : Высшая школа, 1977. – 303 с.

24. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1967. – 495 с.

25. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта. – М. : Машиностроение, 1972. – 320 с.

26. Введение в мехатронику: учеб. пособ. / О.М. Яхно, А.В. Узунов, А.Ф. Луговской и др. – К. : НТУУ “КПИ”, 2008. – 528 с.

27. Вибрация в технике : справочник. в 6 т.; / ред. В.Н. Челомей (пред.). Т. 3. Колебание машин, конструкций и их элементов; под ред. Ф.М. Дименберга и К.С. Колесникова. – М. : Машиностроение, 1980. – 544 с.

28. Войтов В.А. Масштабный фактор пары трения и его учет на этапе проектирования гидромашин / В.А. Войтов, З.Я. Лурье, А.И. Жерняк // Вестник машиностроения. – 1995. – № 6. – С. 15 – 18.

29. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1972. – 376 с.

30. Гидравлика. Мультимедийный каталог [Электронный ресурс]. опт. диск (CD-ROM) : кольор. 12 см. – Систем. вимоги: Windows 95/98/ME//NT/ 2000/XP. Acrobat Reader. – назва з титул. екрана.

31. Гидравлическое оборудование : каталог. – М. : ВНИИТЭМР, 1988. – 308с.

32. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б.Ф. Гликман. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-техн. лит., 1986. – 368 с.

33. ГОСТ 21482-76. Сильфоны однослойные измерительные металлические. – М.: Изд-во гостандартов, 1987. – 74 с. Введен в действие 1977-01-01.

34. ГОСТ 4.37-90. Система показателей качества продукции. Гидроприводы объемные, пневмоприводы, и смазочные системы. Номенклатура показателей: – М. : Изд-во стандартов, 1990. – 39 с. Введен

в действие 1990-06-09.

35. Григорьев А.Л. Динамический анализ цилиндрической пружины при симметричных условиях закрепления ее крайних витков / А.Л. Григорьев, И.А. Вештак // Вісник ХДПУ. – 1999. – № 42. – С. 125 – 134.

36. Герман-Галкин С.В. Matlab & Simulink. Проектирование мехатронных систем на ПК. / С.В. Герман-Галкин – СПб. : КОРОНА. Век, 2008. – 368 с.

37. Григорьев А.Л. Проектирование пружин, испытывающих динамические нагрузки / А.Л. Григорьев, И.А. Вештак // Вісник ХДПУ. – 1999. – № 65. – С. 122 – 128.

38. Григорьев А.Л. Влияние трения на колебания цилиндрических пружин топливной системы дизеля / А.Л. Григорьев, И.А. Вештак, А.И. Дерябенко // Вісник НТУ “ХП”. – 2003. – № 1, Т. 8. – С. 134 – 145.

39. Грунауэр А.А. О связи силы пружины с законом ее деформирования / А.А. Грунауэр, И.И. Тартаковский, А.Л. Григорьев // Теория механизмов и машин. – 1985. – Вып. 39 – С. 7 – 22.

40. Гудсон Р.Е. Обзор методов моделирования переходных процессов в гидравлических линиях / Р.Е. Гудсон, Р.Г. Леонард // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1972. – № 2. – С. 236 – 244.

41. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.

42. Дебиро А.В. Характеристики электрогидравлического усилителя с плоским золотником / А.В. Дебиро, Н.И. Иванов // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – 1978. – Вып. 14. – С. 79 – 82.

43. Детали машин. Расчет и конструирование : справочник, Т. 2.; под ред. Н.С. Ачеркана. – М. : Машиностроение, 1968. – 408 с.

44. ДСТУ 3455.3-96. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Ч.3. Гідроапарати та пневмоапарати. Терміни та визначення.

45. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика : учеб. для вузов / Б.Т. Емцев. – М. : Машиностроение, 1987. – 440 с.

46. Зайончковський Г.Й. Вплив пружності робочої рідини і обмеженої жорсткості опори кріплення гідравлічного слідкуючого

рульового приводу на його стійкість і динамічні властивості / Г.Й. Зайончковський, С.І. Пархомчук // Промислова гідравліка і пневматика. – 2004. – № 1(3). – С. 59 – 63.

47. Зайончковський Г.Й. Оцінка стійкості і протифлатерних властивостей гідромеханічних рульових слідкуючих приводів / Г.Й. Зайончковський // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 1 (11). – С. 53 – 58.

48. Захаров Ю.Е. Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы на золотниках гидравлических сервомеханизмов / Ю.Е. Захаров, В.Н. Баранов, И.Я. Шамло // Станки и инструменты. – 1962. – № 3. – С. 16 – 21.

49. Итбаев В.К. Исследование предельных состояний сильфонных компенсаторов в условиях криогенных температур / В.К. Итбаев, Б.И. Скуратов, В.А. Федоров, Н.А. Янситова // Вестник УГАТУ. – 2008. – № 1 (26), Т. 10. – С. 36- 43.

50. Каннингхем В. Введение в теорию нелинейных систем / В. Каннингхем; пер. с англ. – М. – Л. : Гос. энергетическое изд-во, 1962. – 456 с.

51. Коваленко А.А. Об учете сопротивления в гидравлических линиях гидропривода. / А.А. Коваленко, В.Н. Соколов, Е.Н. Кондауров // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2002. – № 8(54). – С. 99 – 102.

52. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков / Б.Л. Коробочкин. – М. : Машиностроение, 1976. – 240 с.

53. Красов Н.М. Гидравлические элементы в системах управления / Н.М. Красов. – М. : Машиностроение, 1967. – 255 с.

54. Кузмичев В. Е. Законы и формулы физики : справочник / В.Е. Кузмичев; отв. ред. В.К. Тартаковский. – К. : Наукова думка, 1989. – 864 с.

55. Левитский Н.Н. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов / Н.Н. Левитский, Е.А. Цуханова. – М. : Машиностроение, 1970. – 232 с.

56. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М. : Наука, 1973.– 847 с.

57. Лурье З.Я. Динамика дросельного гидроагрегата с регулятором расхода, нагрузочным дросселем и гидродвигателем

прямолинейного движения / З.Я. Лурье, И.А. Чекмасова // Вісник НТУ “ХП”. – 2002. – № 9, Т. 12, – С. 129 – 135.

58. Лурье З.Я. Волновые процессы в объемных гидроагрегатах и анализ методов их математического описания / З.Я. Лурье, А.Н. Скляревский, В.В. Татьков // Вісник НТУ “ХП”. – 2005. – № 28. – С. 105 – 116.

59. Лур’є З.Я. Обґрунтування правомірності дослідження характеристик гідроапаратів з гідравлічним вібраційним контуром по їх лінеаризованим математичним моделям / З.Я. Лур’є, П.М. Андренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2006. – № 6/3 (24). – С. 15 – 19.

60. Лур’є З.Я. Розрахунок сили тертя на запорно-регулюючому елементі гідроапарата з вібраційною лінеаризацією / З.Я. Лур’є, П.М. Андренко // Вісник НТУ “ХП”. – 2008. – № 4. – С. 129 – 137.

61. Лурье З.Я. Влияние параметров осцилляции запорно-регулирующего племента гидрораспределителя на величину гидродинамической силы / З.Я. Лурье, П.Н. Андренко // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАУ. – 2010. – Вип. 10, Т. 9. – С. 50 – 59.

62. Лямаев Б.Ф. Стационарные и переходные процессы в сложных гидросистемах. Методы расчета на ЭВМ / Б.Ф. Лямаев, Г.П. Небольский, В.А. Нелюбов; под ред. Б.Ф. Лямаева. – Л. : Машиностроение, 1978. – 192 с.

63. Любчик М.А. Силовые электромагниты аппаратов и устройств постоянного тока / М.А. Любчик. – М. : Энергия, 1968. – 152 с.

64. Любчик М.А. Анализ тяговых характеристик электромагнитов с ферромагнитными шунтами / М.А. Любчик, Б.В. Клименко. – М. : Энергия, 1967. – 192 с.

65. Максупова Е.В. Теоретическое и экспериментальное исследование гидродинамической силы в золотниковых устройствах / Е.В. Максупова // 15 Всесоюзное совещание по гидравлической автоматике, 26-28 мая 1980 г. : материалы конф. – М., 1980. – С. 88 – 91.

66. Максупова Е.В. Некоторые вопросы исследования осевой составляющей гидродинамической силы действующей на плунжер золотниковой пары / Е.В. Максупова, Н.С. Смольникова, Г.П. Карпова //

Прочностные и гидравлические характеристики машин и конструкций. – 1974. – № 153. – С. 136 – 141.

67. Машиностроительный гидропривод / Л.А. Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. ; под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1978. – 495с.

68. Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни “Програмовані контролери в системах керування гідропневмоавтоматики” (частина 2), студентам, що навчаються за фахом “Гідравлічні і пневматичні машини”, “Прикладна механіка” / О.П. Губарев, В.З. Каверін, О.В. Левченко. – К. : НУТУ “КПІ”, 2006. – 52 с.

69. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учебник для вузов / К.Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. –384 с.

70. Надежность объемных гидроприводов и их элементов / Беленков Ю.А., Нейман В.Г., Селиванов М.П., Точилин Ю.В. – М. : Машиностроение. 1977, – 167 с.

71. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М., Зайченко И.З., Ермаков В.В. и др. ; под ред. Т.М. Башты. – М. : Машиностроение, 1968. – 628с.

72. Патент на корисну модель 47037 Україна, МПК F15B 9/00/. Гідроагрегат жив-лення гідросистем / Андренко П.М., Клітної В.В., Панамарева О.Б.; заявник і патентновласник Андренко П.М., Клітної В.В., Панамарева О.Б. – № 200908569; заявл. 14.08.09; опубл. 11.01.10. Бюл. № 1.

73. Пашков Е.В. Промышленные электронные системы на основе пневмопривода : учеб. пособие / Е.В. Пашков, Ю.А. Осинский – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2007. – 401 с.

74. Подураев Ю.В. Принципы построения и современные тенденции развития мехатронных систем / Ю.В. Подураев, В.С. Кулешов // Мехатроника. – М. : Машиностроение, 2000. – № 1. С. 5 – 10.

75. Подшипники скольжения / Н. Типей, В.Н. Константинеску, А.Л. Ника, О. Бицэ. – Бухарест: Академия РСН, 1964. – 457 с.

76. Политехнический словарь / Редкол: А.Ю. Ишлинский (гл.ред.) и др. –3-е изд. М. : Советская энциклопедия, 1989. – 656 с.

77. Пономарев С. Д. Расчет упругих элементов машин и приборов

/ С.Д. Пономарев, Л.Е. Андреева. - М. : Машиностроение, 1980. – 326с.

78. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д.Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1982. – 240 с.

79. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учебник для вузов / Д.Н. Попов. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.

80. Попов Д.Н. О расчете трубопроводов при периодическом движении вязкой жидкости. / Д.Н. Попов // В кн. Вопросы надежности гидравлических систем. – К. : КИИГА, 1970. – Т. VI, – С. 39 – 48.

81. Попов Е.П. Динамика систем автоматического регулирования / Е.П. Попов. – М. : Гос. изд. техн.-теорет. лит., 1954. – 798 с.

82. Попов Е.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем / Е.П. Попов, Н.П. Пальтов. – М. : Гос. изд. физ.-мат. лит., 1960. – 792 с.

83. Применение встраиваемой гидроаппаратуры с пропорциональным управлением типов МКПВП и МКРВП: Методические рекомендации. М. : – ВНИИТЭМР, 1986. – 36 с.

84. Проектирование гидростатических подшипников ; под ред. Г. Риппела; пер. с англ. – М. : Машиностроение, 1967. – 136 с.

85. Прокофьев В.Н. Экспериментальное исследование упругих свойств двухфазных рабочих жидкостей гидроприводов объемного типа / В.Н. Прокофьев, И.А. Лузанова, Ж.Б. Емченко, А.В. Осецкая // Транспортное и энергетическое машиностроение. – М. : Машиностроение. – 1968. – № 2. – С. 87 – 93.

86. Рабочие жидкости систем гидропривода: учеб. пособие / Трофимов В.А., Яхно О.М., Губарев А.П., Соломин Р.И. – К. : НТУУ “КПИ”, 2009. – 184 с.

87. Редько П. Г. Электрогидравлические усилители мощности завода “Восход” / П. Г. Редько // Привод и управление. – 2001. – № 2. – С. 23 – 32.

88. Ремарчук М.П. Клапанний гідророзподільник для гідросистем управління робочим обладнанням мобільних машин / М.П. Ремарчук, М.М. Федоренко, І.М. Федоренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2006. – № 2/1 (20). – С. 39 – 47.

89. Свешников В.К. Станочные гидроприводы : справочник /

В.К. Свешников. – М. : Машиностроение, 1995. – 448 с.

90. Сильфоны. Расчет и проектирование / Андреева Л.Е., Беседа А.И., Богданова Ю.А. и др. под ред Андреевой Л.Е. – М. : Машиностроение, 1975. – 156 с.

91. Скляревский О.М. Об'ємний гідропривід : навч. посіб. / О.М. Скляревский. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2001. – 212 с.

92. Снижение содержания воздуха и воды в рабочих жидкостях гидравлических систем : Обзор / Рокшевский В.А., Татьков В.В., Левада Г.Ф. и др. – М. : НИИмаш, 1981. – 58 с.

93. Темнов В.К. Волновые процессы в гидросистемах : учеб. пособие / В.К. Темнов. – Челябинск: ЧПИ, 1981. – 81с.

94. Тихенко В.Н. Разработка гидропривода с регулируемым приводным двигателем насосной установки / В.Н. Тихенко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2006. – № 1 (11). – С. 84 – 86.

95. Трихка Л.М. Эффективный метод моделирования зависящих от частоты силы трения в неустановившемся потоке жидкости / Л.М. Трихка // Теоретические основы инженерных расчетов. – 1975. – № 1. – С. 207 – 214.

96. Унифицированные пружины сжатия : справочник / И.Ф. Прохоренко, Н.Г. Гавриленко и др. – М. : Металлургия, 1982. – 646 с.

97. Фирма “M. REXROTH”. Пропорциональная техника и техника сервоклапанов. Учебный курс гидравлики. Том 2. RSU 00303/10.86.

98. Хвингия М.В. Вибрация пружин / М.В. Хвингия. – М. : Машиностроение, 1969. – 287 с.

99. Хохлов В.А. Электрогидравлический следящий привод / В.А. Хохлов. – М. : Наука, 1964. – 231 с.

100. Чекмасова І.А. Динаміка гідроагрегата з дросельним керуванням на базі регулятора витрат: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Чекмасова Ірина Анатоліївна. – Х. :, 2003. – 258 с.

101. Чупраков Ю.И. Электрогидравлические усилители. / Ю.И. Чупраков – М. : МАДИ. 1975 – 124 с.

102. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидропневмоавтоматики : учеб. пособие / Ю.И. Чупраков. – М. : Машиностроение, 1979. – 232 с.

103. Шамберов В.Н. Фрикционные колебания в гидравлических

системах / В.Н. Шамберов // гидравлика и пневматика: информ.-техн. журнал. – 2005. – № 21. – С. 15 – 17.

104. Эйгенброт В.М. Преобразователи рода энергии сигналов в системах автоматического управления / В.М. Эйгенброт. – М. : Энергия, 1970.– 272 с.

105. Электрогидравлические следящие системы / Хохлов В.А., Прокофьев В.Н., Борисова Н.А. и др. ; под ред. В.А. Хохлова. – М. : Машиностроение, 1971. – 431 с.

106. Электрогидравлические преобразователи гидравлических и газовых приводов; под ред. Е.Н. Решетникова, Ю.А. Саблина, В.Е. Григорьева. – М. : Машиностроение, 1982. – 144 с.

107. Andrenko P. Determining the limits of applicability of process quasisteadiness when designing hydraulic valves with dither linearisation / P. Andrenko // HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : international scientific-technical conference, 17-19 maja 2005. – Wroclaw, 2005. – P. 713 – 720.

108. Backe W. Untersuchung des Einfusses von Storkroften anf den Schaltvorgang bei Wegeventilen der Hydraulik / W. Backe, H. Tatar. – Forschungsberichte des Landes Nordrhein – Westfalen, 1975. – 138 p.

109. Guillon M. Teoria I obliczanie ukladow hydraulicznych / M. Guillon. – Warszawa: WNT, 1967. – 509 p.

110. Gwiazda I.B. Przyczyny zakleszczania cylindrycznych rozdzielaczy hydraulicznych / I.B. Gwiazda, A.S. Gwiazda // Maszyny gornicze. – 1998. – № 3\74 – P. 25–34.

111. Korzeneniowski R. Identyfikacja sil tarcia w serwonapedzie elektropneumatycznym / R. Korzeneniowski, J. Pluta // HYDRAULIC AND PNEUMATICS '2005 : international scientific-technical conference, 17-19 maja 2005. – Wroclaw, 2005. – P. 283 – 292.

112. Kudzma Z. Zjawiska falowe w ukladach hydrostatycznych sterowanych proporcjonalnie / Z. Kudzma, S. Kudzma // Hydraulika I Pneumatyka. – 2002. – № 6. – P. 15 – 17.

113. Lugowski J. Pohogzenie sily hydrodynamicznej w hydraulicznym zaworze suwakowym / J. Lugowski // Napendy i sterowanie hydrauliczne'93 : konferencia naukowo-techniczna. 1993 p. – Wroclaw, 1993. – P. 49 – 53.

114. Mednis W. Využitie brumového signálu v prevádzkových

jednotkach proporcionálnej techniki. / W. Mednis // Hydraulika a pneumatyka. – 2000. – № 2. – P. 25 – 27.

115. Proportional Throttle Cartridge Valve PCME/PCLME NG16, 25, 32, 40, 50. MOOG Industrial Controls Division : [Электронний ресурс] // – Режим доступу: [http:// www.moog.com](http://www.moog.com).

116. VIKERS. Proportional Directional Valves [Электронний ресурс] // – Режим доступу: [http:// www.adobe.com](http://www.adobe.com).

117. Wanner K. Messung und Unterssuehung der axiellen Krufte an olhydraulischen Stenershibern Tecnische / K. Wanner. – Hochschule, 1960. – 123 p.

Навчальне видання

АНДРЕНКО Павло Миколайович

ГІДРАВЛІЧНІ ПРИСТРОЇ МЕХАТРОННИХ СИСТЕМ

Навчальний посібник
для студентів вищих навчальних закладів,
які навчаються за напрямком підготовки
“Інженерна механіка”

Роботу до видання рекомендував проф. *Е.Г. Братута*
Редактор *Л.А. Пустовойтова*
Комп’ютерна верстка *І.П. Гречка*

План 2011 р., поз. 77.

Підп. до друку 23.09.2013 р. Формат 60x84 1/16. Папір офісний. Riso-друк.
Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 10,9. Наклад 300 пр. 1-й з-д 1- 100.
Зам. № 174. Ціна договірна.

Видавець і виготовлювач
видавничий центр НТУ “ХП”,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків-2, 61002,

Свідоцтво суб’єкта видавничої справи ДК № 3657 від 24.12.2009 р.