

**МІНІСТЕРСТВО ВНУТРІШНІХ СПРАВ УКРАЇНИ  
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ВНУТРІШНІХ СПРАВ  
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ ЛЬОТНИЙ КОЛЕДЖ**

*Циклова комісія аеронавігації*

**ТЕКСТ ЛЕКЦІЇ**

навчальної дисципліни

«Гідравліка та гідропневмопристрої авіаційної техніки»

обов'язкових компонент

освітньо-професійної програми першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

**Технічне обслуговування та ремонт повітряних суден і авіадвигунів**

**за темою № 12 - «Системи розвантаження насосів і регулювання гідродвигунів. Слідкуючі приводи і гідروпідсилювачі»**

**Вінниця 2023**

**ЗАТВЕРДЖЕНО**

Науково-методичною радою  
Харківського національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 30.08.2023 № 7

**СХВАЛЕНО**

Методичною радою  
Кременчуцького льотного коледжу  
Харківського національного  
університету внутрішніх справ  
Протокол від 28.08.2023 № 1

**ПОГОДЖЕНО**

Секцією науково-методичної ради  
ХНУВС з технічних дисциплін  
Протокол від 29.08.2023 № 7

Розглянуто на засіданні циклової комісії аеронавігації, протокол від 28.08.2023 р № 1.

**Розробник:**

викладач циклової комісії аеронавігації, доцент, к.т.н. Павленко О. В.

**Рецензенти:**

1. викладач Кременчуцького льотного коледжу Харківського національного університету внутрішніх справ, к.т.н., старший науковий співробітник, спеціаліст вищої категорії, викладач-методист Тягній В. Г.
2. доцент кафедри автомобілів і тракторів Кременчуцького національного університету ім. Михайла Остроградського, к.т.н., Черненко С. М.

## План лекції

1. Принцип підсилення
2. Поняття коефіцієнту підсилення
3. Поняття слідкуючого гідравлічного приводу

## Рекомендована література:

### Основна література

1. Федорець В.О., Педченко М.Н., Федорець О.О. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропневмопривод. Підручник. Житомир.: ЖІТІ, 1998. – 412 с.
2. Кулінченко, В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід: підручник / В. Р. Кулінченко. — Київ: ІНКІОС, Центр навчальної літератури, 2006. - 616 с.
3. Рогалевич Ю.П. Гідравліка / Ю.П. Рогалевич. – К. : Вища шк., 1993. – 255 с.
4. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки. – Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2005. – 330 с.
4. Навроцький Б. І. Механіка рідин : [підруч. для техн. вузів]/ Б.І. Навроцький, Є. Сухін. — К. : ДІА, 2003. — 416 с.
5. Гідравліка та гідропривод: збірник задач і вправ : навч. посіб./ Л. В. Возняк, Р. Ф. Гімер, П. Р. Гімер [та ін.]. - Івано-Франківськ: Факел, 2018. - 283 с.

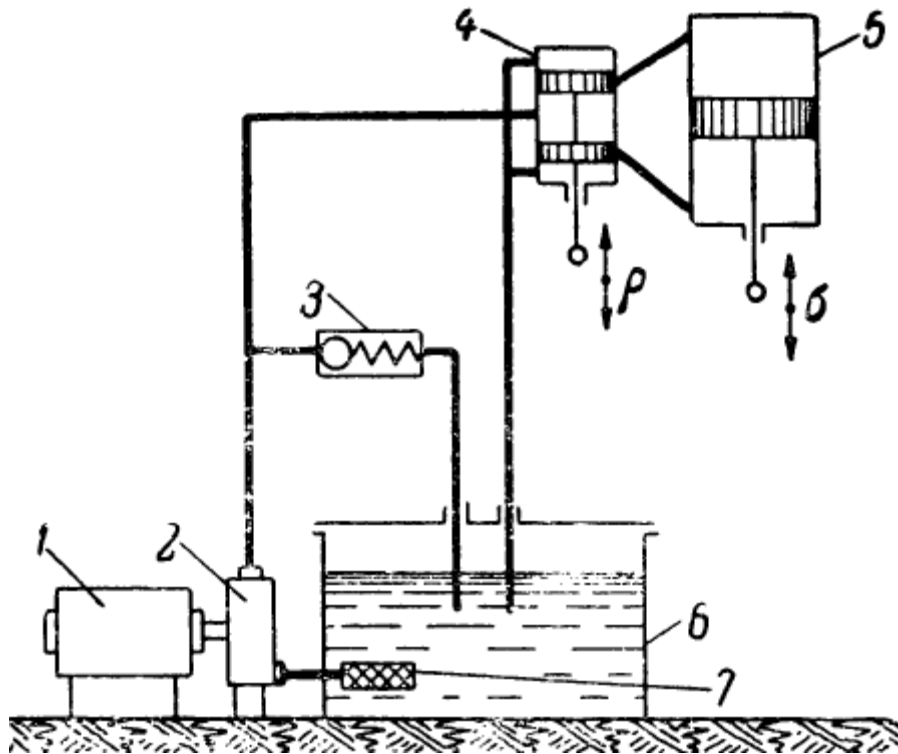
### Допоміжна література

6. Расчет, проектирование и эксплуатация объемного гидропривода : учеб. пособие для студ. вузов / З.Л. Финкельштейн, О.М. Яхно, В.Г. Чебан и [ др.]. — К.: КПИ, 2006. — 216 с.
7. Мандрус В.І., Лендїй Н.П. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади. Навчальний посібник. Львів:, Світ, 1995.-264с.
8. Промисловий гідропривод : Практичний порадник / З.Л. Фінкельштейн, О.М. Яхно, І.С. Корощупов, К.С. Коваленко ; м-во освіти і науки, молоді та спорту України. ДонДТУ.НТУУ "КПІ". — Алчевськ : ДонДТУ ; К. : НТУУ "КПІ", 20 — 176 с.
9. Башта Т.М. Надежность гидравлических систем ВС. Учебник. М.: Транспорт, 1986.-279с.
10. Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Підручник. Львів:, "Магнолія -2006", 2007.-340 с.
11. Сидоренко В.П., Яхно О.М. Гідравліка і гідроприводи. Навчальний посібник. К.: Університет "Україна", 2007.-164 с.
12. Левицький Б. Ф. Гідравліка. Загальний курс / Б. Ф. Левицький. Н. П. Лещій. — Львів: Світ, 1994. — 264 с.
13. Гідравліка, гідро- та пневмопривод. Навчально-методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщонава. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 20 - 132 с.

## Текст лекції

**1. Принцип підсилення**

Найпростішу схему, яка показує ідею використання гідроприводу у якості підсилювача, показано на рис. 1.



1 - двигун; 2 - насос; 3 - редукційний клапан; 4 - золотниковий підсилювач; 5 - виконавчий механізм (гідроциліндр); 6 - бак з робочою рідиною; 7 - фільтр

Рисунок 1 - Схема включення в гідросистему золотникового підсилювача

Відхилення буртиків золотника від нейтралі тягне за собою зміну площі прохідного перетину вікон в гільзі золотника і здійснює дроселювання потоку робочої рідини. Прохідні перетини, утворені робочими крайками буртиків і вікон, утворюють місцеві опори. На їх подолання витрачається частина енергії потоку робочої рідини. Ці втрати особливо великі при малих відкриттях вікон.

При постійному тиску живлення підсилювача і навантаженні на виконавчий механізм, витрата  $Q_{\text{им}}$  робочої рідини через золотник і, отже, швидкість переміщення виконавчого механізму залежать від відкриття вікон в гільзі. Чим більше відкриття, тим більше витрата  $Q_{\text{им}}$  робочої рідини і тиск  $p_2$  у вихідному трубопроводі розподільника. Для звичайних золотників при малих відкриттях вікон витрата прямо пропорційний відкриттю вікон. При великих відкриттях вікон ця залежність порушується.

**Висновок.** Витрачаючи невелику потужність на переміщення золотника з буртиками, можливо управляти розподілом значної вихідної потужності (за рахунок зовнішнього джерела енергії)

$$N = p_2 Q_{\text{н.м.}}$$

Сукупність золотникового гідравлічного підсилювача з керованим ним виконавчим механізмом утворює *фізичну систему*. Така система має певні *статичні* і *динамічні властивості*, що залежать від конструктивних параметрів підсилювача, виконавчого механізму і від режиму їх роботи. Статика системи золотник - виконавчий механізм оцінюється *статичною характеристикою*. Якщо позначити через  $y$  переміщення рухомих частин виконавчого механізму, то *статична характеристика* представлятиме *залежність сталої швидкості*  $\frac{dy}{dt}$  виконавчого механізму *від відкриття*  $x$  золотника *при заданому, фіксованому навантаженні*  $F$  на виконавчий механізм, рис. 2. Кожному значенню навантаження буде відповідати своя статична характеристика (сімейство кривих).

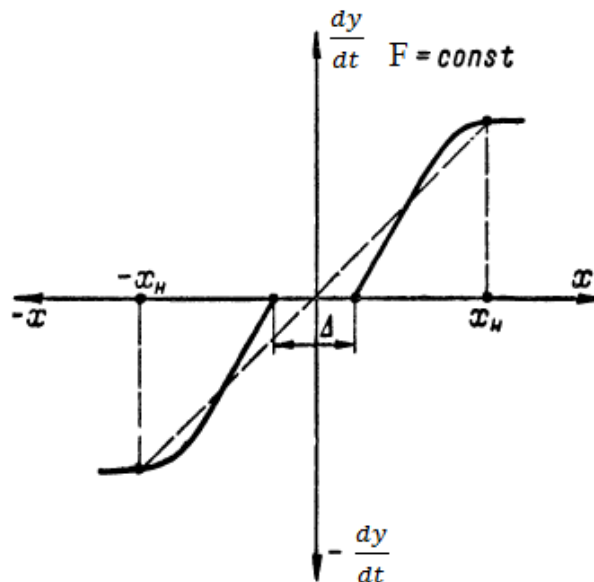
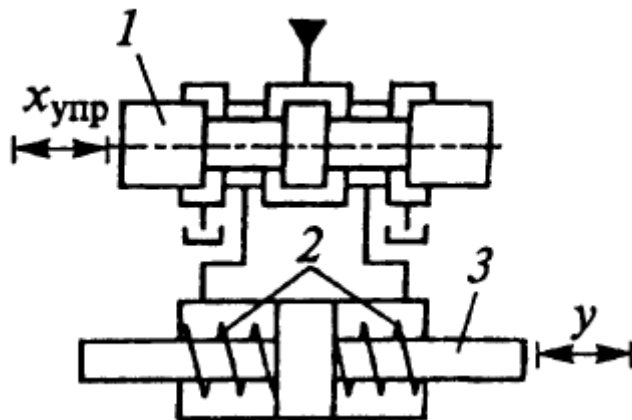


Рисунок 2 – Типовий вигляд статичної характеристики системи золотник-виконавчий механізм

На рис. 2 показано статичну характеристику, яка є типовою для поршневого виконавчого механізму з золотниковим підсилювачем. З рис. 2 видно, що характеристика складається з двох гілок, які відповідають переміщенню золотника в одну і в іншу сторону від нейтрального положення. Наведена характеристика має дві *нелінійності*: *зону нечутливості* і *зону насичення*, в межах якої швидкість переміщення виконавчого механізму залишається постійною. Координата  $x_n$ , називається *номінальним відкриттям золотника*, яке визначає максимальне значення сталої швидкості переміщення виконавчого механізму і тим самим початок зони насичення. В межах зони нечутливості переміщення штока золотника не викликає руху виконавчого механізму. Пунктирною лінією показана ідеалізована статична характеристика.

Варіант підсилювача, який практично можливо реалізувати показано на рис. 3.



1 – золотник; 2 - зворотні пружини; 3 – гідроциліндр

Рисунок 3 – Варіант виконання підсилювача без зворотного зв'язку

Обов'язковою є наявність гідророзподільника, який забезпечує пропорційний зв'язок між переміщенням його керуючого елемента ( $x_{упр}$ ) і перепадом тиску у міждрісельних камерах. При переміщенні керуючого елемента гідророзподільника 1 (золотник) з нейтрального положення змінюється перепад тиску в робочих порожнинах гідроциліндра 3. Його шток пересувається з нейтрального положення до тих пір, поки сила стиснення пружин 2 не врівноважить силу, викликану перепадом тиску.

*Висновок.* Зупинку штока гідроциліндра забезпечують зворотні пружини.

## 2. Поняття коефіцієнту підсилення

У робочих режимах гідравлічні підсилювачі характеризуються декількома коефіцієнтами (параметрами). У статичі їх робота характеризується *статичним коефіцієнтом посилення* – відношення вихідної величини  $y$  підсилювача до вхідної величини  $x$  в сталому режимі роботи

$$K = \frac{y}{x}.$$

Чим більша величина статичного коефіцієнта посилення, тим більше чутливість підсилювача, ширше його смуга пропускання, більша точність відтворення керуючого сигналу.

Потужність потоку робочої рідини, наявного на виході гідравлічного підсилювача, завжди можна перетворити так, щоб отримати па виконавчому механізмі необхідне зусилля (при достатній, звичайно, швидкості переміщення) або, навпаки, необхідну швидкість переміщення при зусиллі, що задовольняє поставленим вимогам. З цієї точки зору *енергетичні можливості* гідравлічних підсилювачів найбільш повно оцінює *коефіцієнт посилення потужності*

$$k_m = \frac{N}{N_y},$$

де  $N$  - потужність потоку робочої рідини на виході підсилювача;

$N_y$  - потужність управління, що витрачається на приведення в дію підсилювача.

Оскільки залежність потужності  $N$  на виході підсилювача від потужності управління  $N_y$  зазвичай має нелінійний характер, то коефіцієнт посилення потужності може бути представлений у вигляді

$$k_m = \frac{dN}{dN_y}.$$

Коефіцієнт посилення потужності багатокаскадних гідравлічних підсилювачів дорівнює добутку коефіцієнтів посилення потужності окремих каскадів (ступенів) посилення

$$k_m = k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m3} \dots k_{mn},$$

де  $k_{m1}, k_{m2} \dots k_{mn}$  - коефіцієнти посилення потужності першого, другого і наступних каскадів посилення.

Коефіцієнт  $k_m$  двокаскадних підсилювачів може досягати великих величин. Так, при хорошому конструктивному і технологічному виконанні він може досягати 15000-20000.

Оцінка гідравлічних підсилювачів тільки за коефіцієнтом посилення швидкості або сили недостатня і має сенс лише в тих випадках, коли ці величини (швидкість або зусилля) *відіграють домінуючу роль*.

Коефіцієнт посилення потужності в значній мірі визначає коефіцієнт корисної дії всієї гідросистеми – чим вище коефіцієнт  $k_m$ , тим вище ККД системи.

Крім названих коефіцієнтів, існують ще коефіцієнт посилення по витраті і коефіцієнт посилення по тиску, що характеризують гідравлічну досконалість підсилювача.

*Коефіцієнт посилення по витраті* дорівнює відношенню похідних від об'ємної витрати  $Q_{им}$  робочої рідини на виході підсилювача і переміщення  $x$  керуючого елемента підсилювача

$$k_Q = \frac{dQ_{им}}{dx}.$$

Коефіцієнт посилення по тиску - це відношення похідних від тиску  $p$  робочої рідини на виході підсилювача і переміщення  $x$  керуючого елемента підсилювача

$$k_p = \frac{dp}{dx}.$$

Коефіцієнт  $k_Q$  пов'язаний з швидкодією виконавчих механізмів, підключеного до підсилювача, і зазвичай визначається для початкового положення системи, коли значення  $x$  близьке до нуля.

Коефіцієнт  $k_p$  оцінює можливість підсилювача повідомити достатнє початкове прискорення виконавчому механізму і визначається при витраті  $Q_{um}=0$  - при нерухомому виконавчому механізмі.

Коефіцієнти посилення по витраті і по тиску входять в структуру статичного коефіцієнта посилення і коефіцієнта посилення потужності, обумовлюючи конкретні значення цих коефіцієнтів.

### 3. Поняття слідкуючого гідравлічного приводу

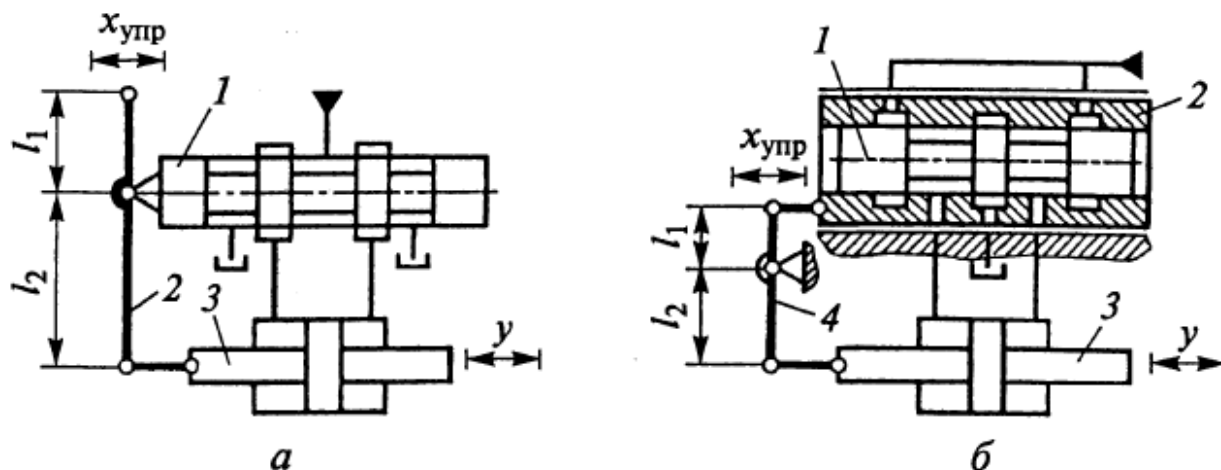
Використання слідкуючих приводів у загальному випадку ставить собі на меті досягнення декількох, першочергових цілей:

1. Забезпечення високої точності переміщення виконавчого органу системи гідроприводу;
2. Забезпечення достатньої потужності для досягнення параметрів, значення яких подають у технічному завданні (наприклад показник швидкодії).

Для досягнення цих цілей будують гідропривід на основі принципів автоматичного керування, які докладно вивчаються у теорії автоматичного керування (ТАК).

Основним принципом, який забезпечує досягнення поставлених цілей є *принцип керування зі зворотним зв'язком* (керування за похибкою).

Ідею виконання підсилювача зі зворотним зв'язком показано на рис. 4. При цьому гідропідсилювач з кінематичним зворотним зв'язком по положенню можна отримати у двох варіантах, рис. 4 а і б.



1 – золотник; 2 – важіль; 3- гідроциліндр

Рисунок 4 - Схеми гідропідсилювачів з кінематичним зворотним зв'язком по положенню

Підсилювач у виконанні, як показано на рис. 4 а працює наступним чином. Якщо верхній кінець важеля 2 змістити щодо нейтрального положення, то переміститься і золотник 1, що призведе в рух шток гідроциліндра 3. Останній, захоплюючи за собою нижній кінець важеля 2, повертає керуючий елемент розподільника 1 в нейтральне положення, що



призводить до зупинки штока в новому положенні, що залежить від величини переміщення верхнього кінця важеля. *Ідея* полягає у тому, що рух штока гідроциліндру спричиняє рух золотника у протилежному напрямку, що призводить до його закриття за умови, що верхній кінець зафіксовано ( $x_{упр} = \text{const}$ ). Увага, корпус золотника є не рухомим.

Підсилювач у виконанні, як показано на рис. 4 б має наступні характерні риси виконання.

1. Корпус золотника має можливість рухатись відносно золотника.
2. Положення золотника задається вхідним сигналом  $x_{упр}$ , який змінює положення золотника відносно корпусу.
3. Корпус золотника поєднано механічним зв'язком (важіль 4) із штоком гідроциліндру, який є виконавчим органом, що безпосередньо діє на об'єкт регулювання (наприклад лопать руля висоти, керовані колеса автомобіля або корабельна чи танкова гармата тощо).

Сигнал управління (переміщення золотника відносно корпусу  $x_{упр}$ ) приводить в рух у шток гідроциліндра, що переміщає через важіль зворотного зв'язку корпус золотника 2 у зворотному напрямку до  $x_{упр}$ , зменшуючи тим самим неузгодженість між корпусом 2 і золотником 1. Отже сигнал  $x_{упр}$  відкриває прохідний переріз до гідроциліндру, а зворотний зв'язок його закриває. Оскільки золотник і корпус рухаються у різні сторони під дією зворотного зв'язку, то такий *зворотний зв'язок* називається *від'ємним*. При цьому величина відкриття прохідного перерізу вікна золотника  $h$  є алгебраїчною сумою

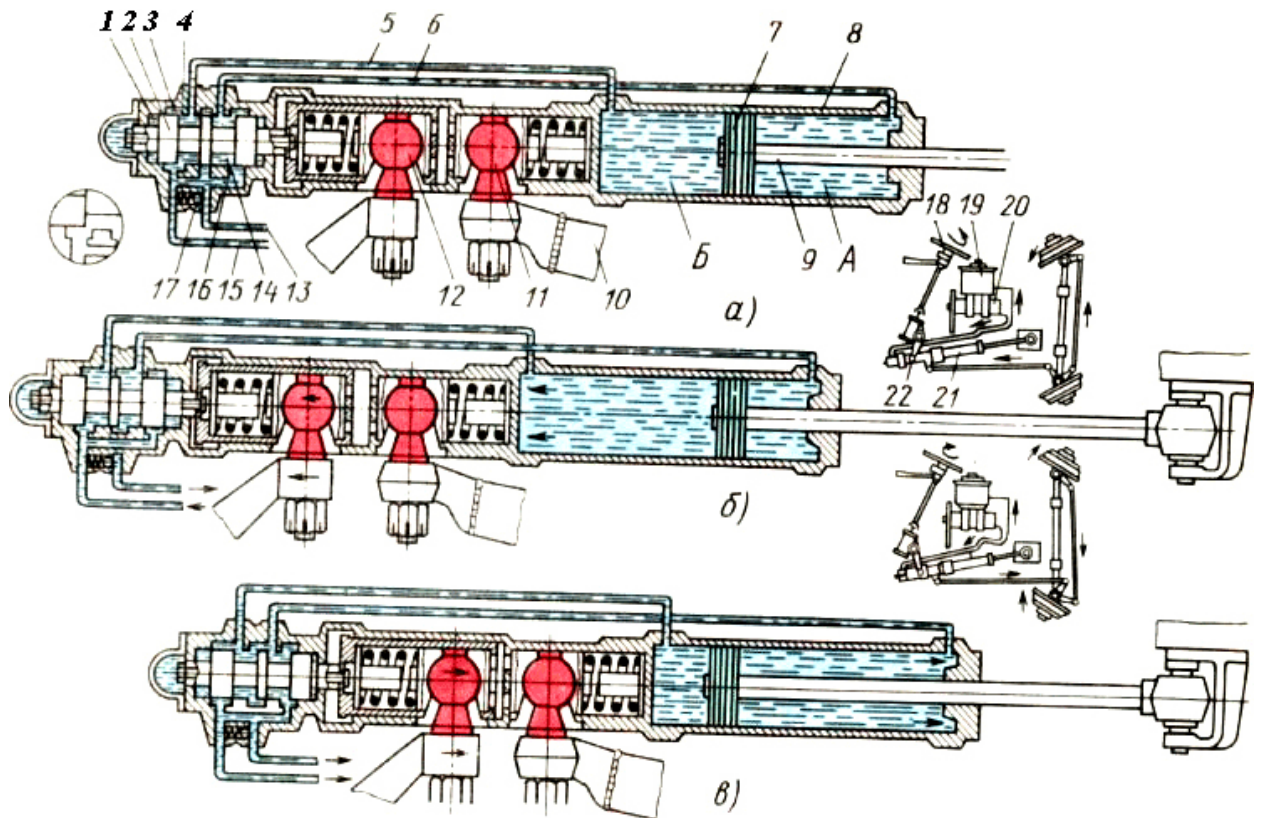
$$h = x_{упр} - y \frac{l_1}{l_2}.$$

де  $\frac{l_1}{l_2} = k_{зв}$  – передавальне число ланцюга зворотного зв'язку;

$k_{зв}$  – коефіцієнт передачі зворотного зв'язку.

Окремим випадком цього виконання є випадок, коли  $k_{зв} = 1$  - одиничний зворотний зв'язком ( $l_1 = l_2$ ).

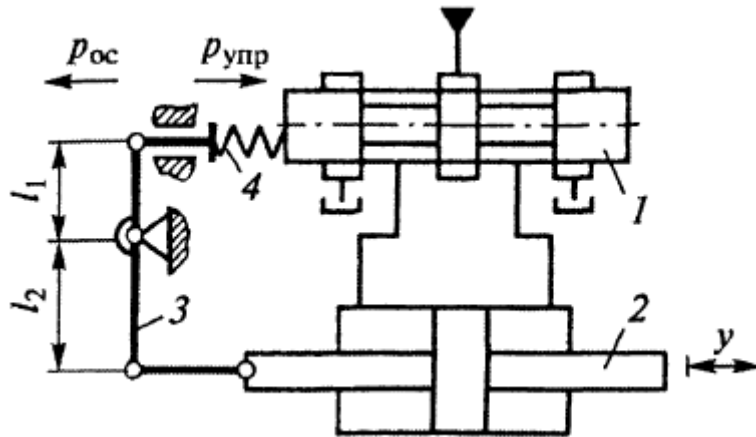
У реальних конструкціях, виконаних за схемою рис. 4 б важіль не використовують. Це був приклад, призначений для демонстрації принципу дії. У цих конструкціях корпус золотника і корпус гідроциліндру є однією деталлю. Відповідно шток має бути зафіксованим. Прикладом є гідравлічний підсилювач кермового управління вантажних автомобілів з окремим розміщенням рульового механізму, рис. 5.



а - нейтральне положення: 6 - поворот коліс в ліву сторону, в - поворот коліс в праву сторону, 1 - реактивна камера; 2 - золотник; 3 - з'єднувальний канал; 4 - корпус розподільника; 5 - маслопровід до поршневої порожнини гідроциліндра; 6 - маслопровід до штокової порожнини гідроциліндра; 7 - поршень; 8 - гідроциліндр; 9 - шток поршня; 10 - поздовжня рульова тяга; 11 - кульовий палець поздовжньої тяги; 12 - кульовий палець сошки; 13 - лінія для зливу масла; 14 - центральна кільцева порожнина; 15 - нагнітальна лінія; 16 - нагнітальна порожнину; 17 - зворотний клапан; 18 - рульове колесо; 19 - бак; 20 - насос; 21 - гідропідсилювач; 22 - сошка; А і Б – порожнини гідроциліндру

Рисунок 5 – Гідропідсилювач кермового управління автомобіля

У гідропідсилювачах з силовим зворотним зв'язком по положенню вхідним сигналом є зусилля, яке прикладають до золотника щоб відкрити прохідний перетин. Гідропідсилювач з силовим зворотним зв'язком по положенню показано на рис. 6. Важіль і пружина зворотного зв'язку конструктивно можуть бути об'єднані і виконані у вигляді плоскої, консольно закріпленої на керуючому елементі розподільника пружини.



1 – золотник; 2 – гідроциліндр; 3 – важіль; 4 - пружина зворотного зв'язку

Рисунок 6 – Гідропідсилювач з силовим зворотним зв'язком по положенню

Під дією на золотник керуючого (вхідного) сигналу  $P_{упр}$  золотник з нейтрального положення з урахуванням на жорсткості пружини 4 зворотного зв'язку зміститься на деяку величину  $x$ . Що призведе до переміщення штока гідроциліндра. Шток через важіль зворотного зв'язку і пружину зворотного зв'язку створює на керуючому елементі зусилля зворотного зв'язку  $P_{ос}$ , яке діє у зворотному напрямку відносно керуючого сигналу  $P_{упр}$ . У разі рівного розподілу цих зусиль шток гідроциліндра зупиниться в положенні, пропорційному величині керуючого зусилля  $P_{упр}$ . Очевидно, що тут також використано від'ємний зворотний зв'язок за силою, яка є пропорційною до переміщення штока  $y$ .

### Контрольні питання

1. Які параметри нанесено на статичну характеристику гідросистему золотникового підсилювача?
2. Чому на статичній характеристиці золотникового підсилювача мають місце нелінійності?
3. Поясніть термін «статичний коефіцієнт посилення».
4. Яким чином оцінюють енергетичні можливості гідравлічних підсилювачів?
5. Поясніть термін «коефіцієнт посилення по витраті».
6. З якою метою використовують слідкуючі приводи?
7. Який принцип автоматичного керування використовують для досягнення цілей, що стоять перед слідкуючим приводом?
8. Поясніть за допомогою схеми гідропідсилювачів з кінематичним зворотним зв'язком по положенню поняття від'ємного зворотного зв'язку.
9. Яким чином реалізується силовий зворотний зв'язок по положенню у гідропідсилювачах?

