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 № 13 - «Загальні відомості, класифікація та принцип роботи пневматичних приводів. Типові схеми пневмосистем і пневмо-приводів»

Харків 2022

ЗАТВЕРДЖЕНО
Науково-методичною радою
Харківського національного
університету внутрішніх справ
Протокол від 30.08.2022 № 8

СХВАЛЕНО
Методичною радою Кременчуцького
льотного коледжу Харківського
національного університету
внутрішніх справ
Протокол від 22.08.2022 № 1

ПОГОДЖЕНО
Секцією науково-методичної ради
ХНУВС з технічних дисциплін
Протокол від 29.08.2022 № 8

Розглянуто на засіданні циклової комісії аеронавігації протокол від 15.08.2022 № 1

Розробник: викладач циклової комісії аеронавігації, проф., к.т.н. Павленко О. В.

Рецензенти:

1. Викладач Кременчуцького льотного коледжу Харківського національного університету внутрішніх справ, к. т. н., с. н. с., 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. Пневмодвигуни
2. Направляюча та регулююча апаратура
3. Устаткування для підготовки повітря та глушники шуму
4. Системи керування пневмоприводом
5. Способи та засоби гальмування та фіксування приводу
6. Пневмогідравлічні підсилювачі
7. Розрахунок пневмоприводів поступальної дії

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: ІНКОС, 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. : ДІЯ, 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., Лендій 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.

Артемьева Т.В., Лысенко Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. Учебник. М.: Изд. Центр "Академия", 2006.-336 с.

11. Справочник по гидравлике / В. А. Большаков, Ю. М. Константинов, В. Н. Попов и др. — 2-е изд. — К.: Вища шк. Головное изд-во, 2004.

Мандрус В.І. Гідравлічні та аеродинамічні машини. Підручник. Львів:, "Магнолія -2006", 2007.-340 с.

Сидоренко В.П., Яхно О.М. Гідравліка і гідроприводи. Навчальний посібник. К.: Університет "Україна", 2007.-164 с.

14. Схиртладзе А.Г. Гидравлические и пневматические системы. Учебник. М.: Высш. шк., 2006.-534 с.

15. Свешников, А.Г. Станочные гидроприводы / А.Г. Свешников. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.

16. Металлорежущие станки : учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1990. – 500 с.

17. Д.Ю. Воронов, В.В. Волосков, А.О. Драчев, О.В. Бойченко. Гидроцилиндры: учеб.-метод. пособие / Д.Ю. Воронов [и др.]. – Тольятти : ТГУ, 2011. – 72 с.

18. Левицький Б. Ф. Гідравліка. Загальний курс / Б. Ф. Левицький. Н. П. Лещій. — Львів: Світ, 1994. — 264 с.

19. Гідравліка, гідро- та пневмопривод. Навчально-методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщонова. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 20 - 132 с.

Текст лекції

Пневмопривод складається з джерела подачі стислого повітря - компресорної станції або цехового магістрального трубопроводу стислого повітря і пристроїв для перетворення енергії стислого повітря в механічну роботу, що виконується робочими органами машин. До них відносяться наступні пристрої: пневматичні двигуни; кондиціонери стислого повітря; пневматична спрямовуюча і регулююча апаратура, пневмолінії та пневмоємкості.

1. Пневмодвигуни

Пневматичні двигуни - об'ємні двигуни, в яких стисле повітря приводить в рух вихідну ланку, пов'язану з робочим органом машини.

Пневмодвигуни підрозділяються на двигуни обертального, поворотного і поступального руху.

Пневмодвигуни обертального руху отримали найменування пневмомоторів. Загальне умовне позначення пневмомоторів показане на рис. 1, а [19].

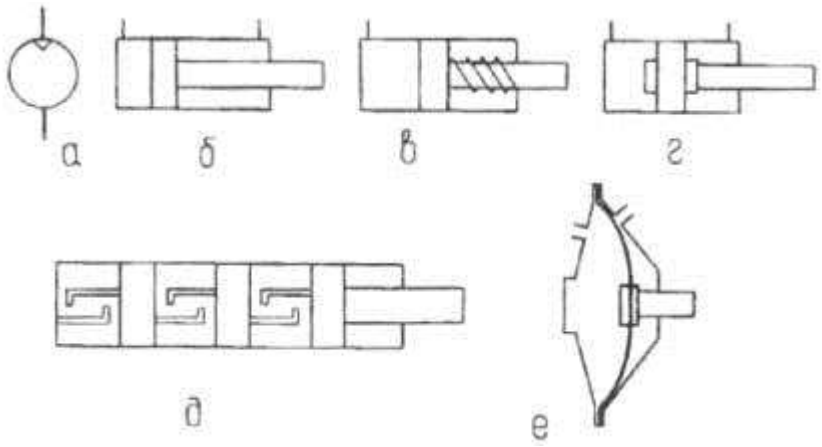


Рисунок 1 - Умовні позначення пневмомотора (а)
і пневмоциліндрів (б - е)

Промисловістю випускаються пластинчасті, аксіально-поршневі, хвильові і струменеві пневмомотори.

Устрій пластинчастих і аксіально-поршневих пневмомоторів подібно до пристрою відповідних найменувань гідромоторів.

Хвилевий пневмомотор являє пневмодвигун, забезпечений хвильовою передачею з пневмомеханічним хвилеутворювачем.

Струменевий пневмомотор забезпечений сопловими отворами. Технічні характеристики окремих пневмомоторів приведені в табл. 1 [19].

Таблиця 1 - Технічні характеристики пневмомоторів

Тип	n, об/хв	N, кВт	$p_{ном}$, МПа	Передавальне число редуктора
Аксіально-поршневі				-
П 6.3-12.1М	750	6.3	0.4	
М9-12.1М	750	9.0	0.4	
Струменеві				
ПСД-5	1000	0.25	0.4	40
ПСД-7	1000	0.25	0.4	40
ПСГК1	1000	8	8	42
ДСВ МАИ	300	0.4	0.4…8	40
ДСВР1	5000…15000	0.15…12.5	0.4…8	2
Хвильові				
ВПД-1	210	0.45	8	Крок 45^0
ВПД-100	0.6	0.3	4	0.075^0
ВПД-8РМ	0.0005…0.03	0.095	3.5	0.075^0

Пневмодвигуни поворотного руху розраховані на поворот вихідної ланки в межах 45-270 ° і підрозділяються на поршневі (з робочими ланками у

вигляді поршнів), шиберні (з робочими ланками у вигляді шиберів) і хвильові.

Випускаються також пневмомодулі, що представляють собою пневмодвигуни, забезпечені елементами системи управління, направляючим механізмом і типовими механічними, пневматичними, електричними роз'ємами.

Групу двигунів поступального руху представляють пневмоциліндри різних конструкцій (рис. 1,б-е).

Розрізняють пневмоциліндри: двосторонньої дії (б); односторонньої дії (в); з гальмуванням (г); з двостороннім штоком; телескопічні; багатопоршневі (д), діафрагмові (е).

Як і для гідроциліндрів, на діаметри і величину руху пневмоциліндрів встановлені стандартизовані ряди (особливо слід дотримуватися ряду діаметрів, що гарантує використання стандартних ущільнень).

2. Направляюча та регулююча апаратура

До направляючої пневмоапаратури відносяться пневмоапарати, які керують пуском, зупинкою і напрямком потоку робочого середовища шляхом повного відкриття або повного закриття робочого прохідного перерізу. Зокрема, такими апаратами є: направляючі пневморозподілювачі, зворотні клапани, пневмоклапани швидкого вихлопу, пневмозамки, пневмоклапани витримки часу, пневмоклапани послідовності, логічні пневмоклапани (пневмоклапан "І" і "АБО").

Направляючі розподільники призначені для управління пуском, зупинкою і напрямом потоку робочого середовища в двох або більш пневмолініях залежно від наявності зовнішньої дії, що управляє. Залежно від числа фіксованих позицій запірно-регулюючого елементу розподільники можуть бути двох -, трьох - і багатопозиційними. Залежно від числа зовнішніх ліній, потік в яких управляється розподільником, пнеморозподілювачі можуть бути двох -, трьох -, чотирьох - і п'ятилінійними.

За конструкцією пневморозподілювачі виконуються золотниковими, крановими і клапанними (рис. 2) [19].

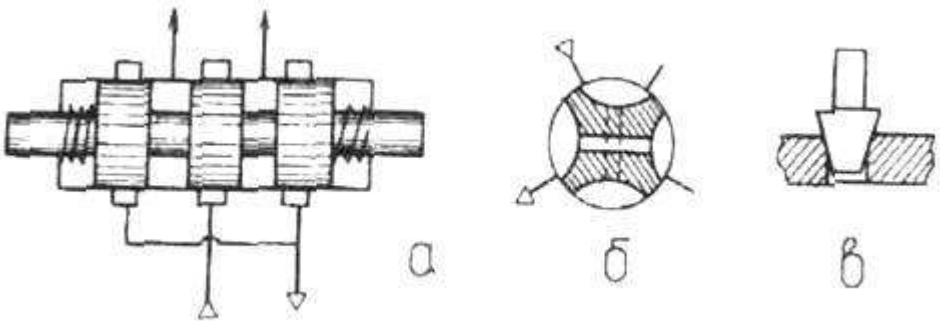


Рисунок 2 - Принципові схеми золотникового (а), кранового (б) і клапанного (в) пневморозподілювачів

У золотниковим розподільнику (а) запірно-регулювальним елементом служить золотник (скалка золотника), в крановому (б) - кран і в клапанному (в) - клапан.

Залежно від виду управління розподільники (рис. 3) виконуються з ручним Р (ножним) управлінням (рис. 3 а) (переміщення запірно-регулюючого елементу в задане положення здійснюється вручну), з механічним (М) управлінням (б) (переміщення запірно-регулюючого елементу здійснюється поршневим або плунжерним пристроєм, до якого підводиться тиск управління), з електроуправлінням (Е) (г) (переміщення запірно-регулюючого елементу здійснюється вбудованим електромагнітом), з електропневматичним управлінням (ЕП) (д) (переміщення запірно-регулюючого елементу здійснюється під впливом потоку робочого середовища, який управляється допоміжним запірно-регулюючим елементом з електроуправлінням).

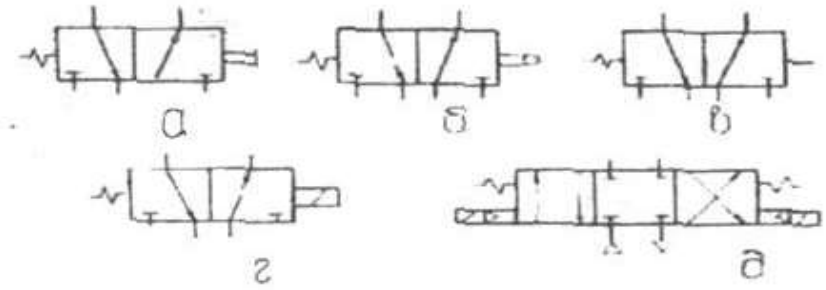


Рисунок 3 - Умовні позначення пневморозподілювачів

Зворотні клапани (рис. 4 а) призначені для пропуску стислого повітря тільки в одному напрямі і надійної фіксації поршня пневмоциліндра в певному положенні. Наприклад, їх використовують в затискних пристроях, де у разі падіння тиску в мережі, такий клапан здатний якийсь час підтримувати тиск, тим самим забезпечуючи роботу затиску. Їх також застосовують в пристроях для гальмування поршня. Діаметри умовних проходів приєднувальних отворів зворотних пневмоклапанів складають 6-25 мм.

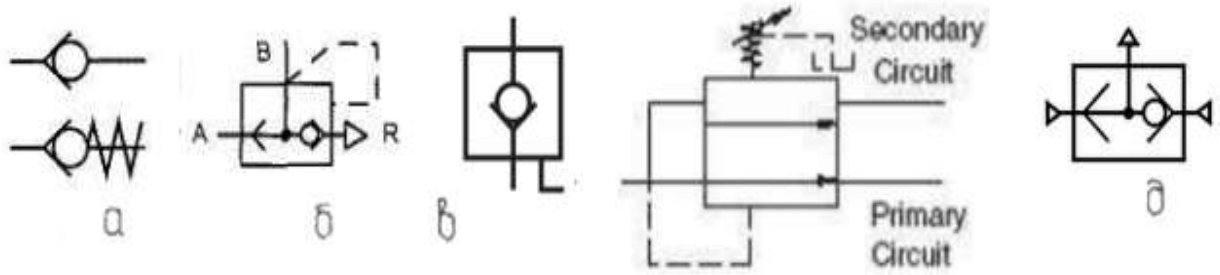


Рисунок 4 - Умовні позначення пневмоклапанів: зворотного (а); швидкого вихлопу (б); пневмозамка (в); послідовного клапана (г); логічного (д)

Пневмоклапани швидкого вихлопу (рис. 4 б) є пневмоапаратом, який сполучає дві пневмолінії за наявності тиску в одній з них, а за відсутності тиску сполучає другу лінію з атмосферою. Діаметр умовних проходів клапанів складає 4-20 мм (табл. 4).

Пневмозамки (рис. 4, в) призначені для пропускання потоку робочого середовища в одному напрямі і замикання її у зворотному напрямі за відсутності дії, що управляє, а за наявності дії, що управляє, - для пропускання в обох напрямах.

Пневмоклапани витримки часу призначені для пуску або зупинки потоку робочого середовища через заданий проміжок часу після подачі сигналу, що управляє. Так, наприклад, клапан РВ 55031 забезпечує діапазон витримки 0.5...25 с (D_y =3мм; $p_{ном}$ =1МПа), а клапан П-КВВ-4/10-0.5... 15 с (D_y =4 мм; $p_{ном}$ =1МПа).

Пневмоклапани послідовності (рис. 4, г) призначені для пуску робочого середовища при досягненні у ньому заданого значення тиску. Серійно випускаються клапани типу П-КМ (D_y = 2.5 мм; $p_{ном}$ = 1МПа).

Логічні пневмоклапани здійснюють логічну функцію управління напрямом потоку шляхом пропускання робочого середовища у відвід залежно від наявності тиску в підведеннях. Клапани діляться на дві групи: "І" і "АБО". Пневмоклапан "І" пропускає потік робочого середовища тільки за наявності тиску у всіх підведеннях, а клапан "АБО" (рис. 4, д) - за наявності тиску в одному з підведень з одночасним замиканням іншого підведення. Серійно випускаються логічні клапани "І" типу П-КИ-2.5/6.3 (P_y=2.5мм; $p_{ном}$ = 0.63МПа), клапани "АБО" - типу 840000-1 (D_y = 6мм; $p_{ном}$ = 0.5МПа.; наявність сигналізації про перемикання), СКИ-4 (D_y = 4мм; $p_{ном}$ = 1.0МПа), П-К4 (D_y =2.5 мм; $p_{ном}$=1МПа).

Регулююча пневмоапаратура управляє тиском, витратою і напрямом потоку робочого середовища шляхом часткового відкриття робочого прохідного перетину. До неї відносяться дроселюючи розподільники, редукційні і запобіжні клапани, дроселі і дроселі із зворотним клапаном (рис. 5).

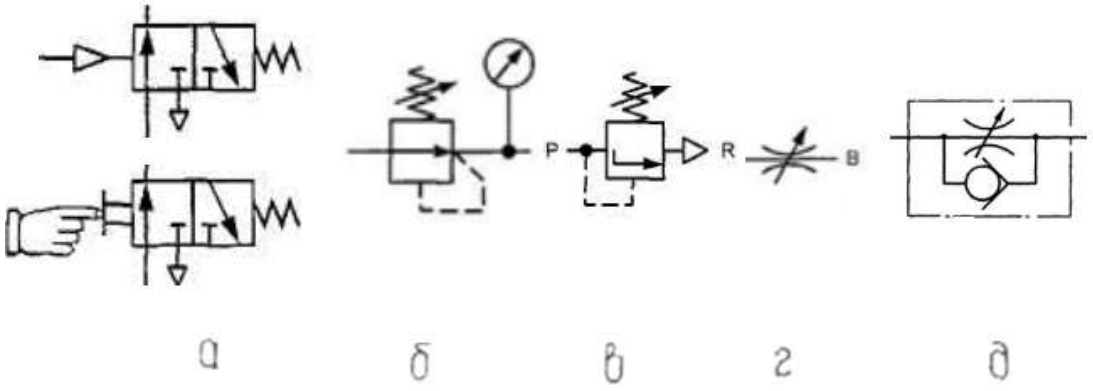


Рисунок 5 - Умовні позначення дроселюючого пневморозподілювача (а), редукційного (б) і запобіжного (в) клапанів, дроселя (г) і дроселя зі зворотним клапаном (д)

Дроселюючи розподілювачі (рис. 5, а) призначені для управління витратою і напрямом потоку робочого середовища в декількох пневмолініях одночасно відповідно до зміни зовнішньої дії, що управляє. Відрізняються від звичайних розподілювачів значним числом позицій, які визначаються величиною і знаком сигналу, а також якіснішим виготовленням скалки і гільзи золотника і високою точністю виконання їх розмірів.

Дроселюючи пневморозподілювачі, як правило, поставляються в комплекті з позиційними приводами, які управляються засобами автоматики.

Редукційні клапани (рис. 5, б) призначені для підтримки в потоці, що відводиться від них, стислого повітря нижчого тиску, ніж тиск в потоці, що підводиться, і його автоматичного забезпечення на заданому рівні.

Клапани випускаються з ручним налаштуванням тиску і пневмонастроюванням. Сімферопольським ПО "Пневматика" випускаються і ті, і інші клапани. Наприклад, клапани типу 122 - ...($P_{ном}$ = 1МПа і $D_у$ = 12; 16; 25 мм) мають ручне налаштування, а клапани типу 211-… пневмонастроювання. Клапани типу П-МК05 ($p_{ном}$ = 1,25МПа і $D_у$ = 6; 10; 16 мм) мають пневмонастроювання і стикове виконання.

За допомогою редукційних клапанів настроюють тиск стислого повітря на виході в межах 0,01..0,9 МПа.

Запобіжні клапани (рис. 5, в) є напірними клапанами і призначені для захисту приводу і магістралей від тиску, що перевищує встановлене.

Тим же ПО "Пневматика" серійно випускаються клапани типу П-КАП ($p_{ном}$ = 0,7МПа і $D_у$ =16; 25 мм) і П-КГ($P_{ном}$ =0,63 МПа і $D_у$=10 мм), в яких передбачено відведення повітря.

Пневмодроселі (рис. 5, г) використовуються для регулювання швидкості руху вихідної ланки і пневмодвигуна (циліндра, мотора) і плавного його гальмування. Вони підтримують задану подачу стислого повітря, незалежно від перепаду тиску. Це досягається шляхом створення місцевого опору потоку стислого повітря.

Розрізняють дроселі нерегульовані, місцевий опір яких не може бути змінено в процесі функціонування приводу, і регульовані, в яких місцевий опір (щілину) можна настроювати.

В окремих випадках дроселі поміщають в один корпус із зворотним клапаном, і вони називаються дроселями із зворотним клапаном (рис. 5, д). Ті та інші випускаються промисловістю серійно. Так, наприклад, ПО "Пневматика" випускає дроселі вихлопні без зворотних клапанів (модифікація з глушником) типу П-ДВ... ($P_{ном}$ =1МПа і $D_у$ =4; 6; 10; 16; 25 мм) і дроселі із зворотним клапаном типів П-ДК, 04-2, 06-2, 10-2, 16-2, 25-2 ($p_{ном}$ = 1МПа і $D_у$=2,5; 4; 6; 10; 16; 25 мм).

3. Устаткування для підготовки повітря та глушники шуму

Перед подачею стислого повітря в пневмосистему приводу його готують відповідним чином. Стисле повітря повинне пройти очищення від твердих частинок і вологи, а також внесення до нього розпорошеного масла.

Для очищення стислого повітря від твердих частинок застосовують повітряні фільтри (рис. 3.6, а), а для одночасного очищення від твердих частинок і вологи фільтри-вологовіддільники (рис. 6, б).

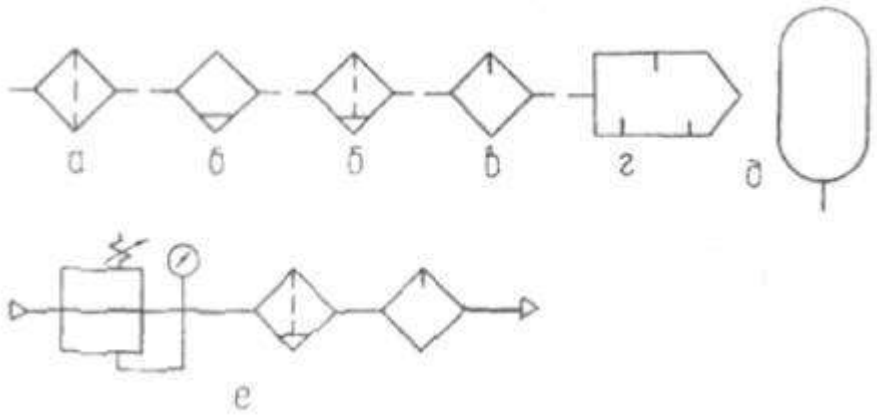


Рисунок 6 - Умовні позначення фільтру (а), фільтра-вологовідділювача (б), маслорозпилювача (в), глушника (г), пневмоємкості (д) і блоку підготовки повітря (е)

Найбільш поширені фільтри-вологовіддільники відцентрового типу (у вигляді відцентрового циклону). У них тверді частинки, краплі вологи і масла, переміщаючись по низхідній спіралі під дією відцентрових сил, відділяються від потоку повітря і збираються в нижній частині корпусу фільтру. Такі фільтри типу 1 (1-32; 1-40; ...) випускаються на тиск 1 МПа і умовні проходи, мм: 32; 40; 50; 63; 80; 100; 160; 200; 250. Відповідно умовним проходам витрата стислого повітря складає 6.3; 10; 16; 25; 40; 63; 160; 250; 400 $м^3$/хв. Відведення конденсату тут - ручне.

Широке застосування також отримали відцентрові фільтри з фільтруючим елементом. Зокрема промисловістю випускаються фільтри типів 22-4х40, 22-6х40, 22-10х80, 22-16х80, 22-55х80 з ручним способом відведення конденсату і фільтри 26-10х80, 26-16х80, 26-25х80 з автоматичним відведенням конденсату. Всі вони розраховані на тиск 1 МПа.

У позначенні фільтрів перші дві цифри означають тип виконання фільтру, другі дві (або одна) - умовний прохід в мм і останні дві цифри - абсолютну тонкість фільтрації в мкм.

У корпусі фільтрів з автоматичним видаленням осаду розміщуються конденсато-відводчики з поплавцем і клапаном. Клапан відкривається спливаючим поплавцем кожного разу, як тільки конденсат досягає відповідного рівня.

Випускаються промисловістю і фільтри-осушувачі (ОГ-1; ОГ-2 і ін.).

Найбільш простими є чисто повітряні фільтри з текстильною або керамічною поверхнею, що фільтрує (ФПЦ, ФО).

Маслорозпилення в струмені стислого повітря, що поступає в пневмосистему приводу, направлене на змазування поверхонь тертя

пневматичних пристроїв. Для цієї мети використовуються спеціальні пристрої – маслорозпилювачі (рис. 6, в).

Серійно випускаються маслорозпилювачі типів 121-… ($p_{ном}$ = 1МПа і D_y = 4; 6; 10; 16; 25 мм) і П-МК06...($P_{ном}$ = 1МПа і D_y =6; 10; 16 мм) з подачею масла пропорційно витратам.

Принцип маслорозпилювачів заснований на краплинній подачі масла за допомогою дроселя в струмінь стислого повітря. Потрапляючи в основний потік повітря, масло повторно розпилюється, тому в пневмосистему приводу поступають лише найдрібніші його частинки.

Викиди відпрацьованого стисненого повітря супроводжуються значним шумом, що часто перевищує допустимі норми. Для зниження рівня шуму застосовуються серійно виготовленні глушники, які знижують рівень звукової потужності не менше 15 дБ.

Принцип дії глушника заснований на гасінні енергії звукових коливань при проходженні повітря через пористу втулку (рис. 6, г). Глушники встановлюють на вихлопних трубопроводах, з'єднуючих порожнини гідродвигуна або пневморозподілювачів з атмосферою.

Промисловістю випускаються глушники типу 2113 -... з умовним проходом 4,0; 6,0; 10; 16; 20; 25 мм і відповідно номінальною витратою 0,35; 0,75; 1,6; 4,0; 6,3; 8,0 $м^3$/год.

Опріч окремих елементів промисловістю також випускаються блоки підготовки повітря (рис. 3.6, е), які включають редукціний клапан, манометр, фільтр-вологовідділювач і маслорозпилювач.

Особливе місце серед виготовлювачів блоків займає ПО "Пневматика", яке випускає близько 30-ти типорозмірів блоків з умовним проходом від 6 до 16 мм, діапазоном регулювання тиску від 0,05 до 0,9 МПа і ступенем очищення від 0,5 до 80 мкм.

4. Системи керування пневмоприводом

Як вже наголошувалося вище, пневмопривод може бути розімкненою або замкнутою системою.

На рис. 7 (а) приведена схема пневматичного приводу, що є розімкненою системою. У цій схемі управління рухом і зупинкою пневмопривода (пневмоциліндра) здійснюється за допомогою звичайного пневморозподілювача. Така схема використовується в рядових випадках, коли не потрібне дотримання певного закону руху вихідної ланки приводу і високої точності фіксації положення.

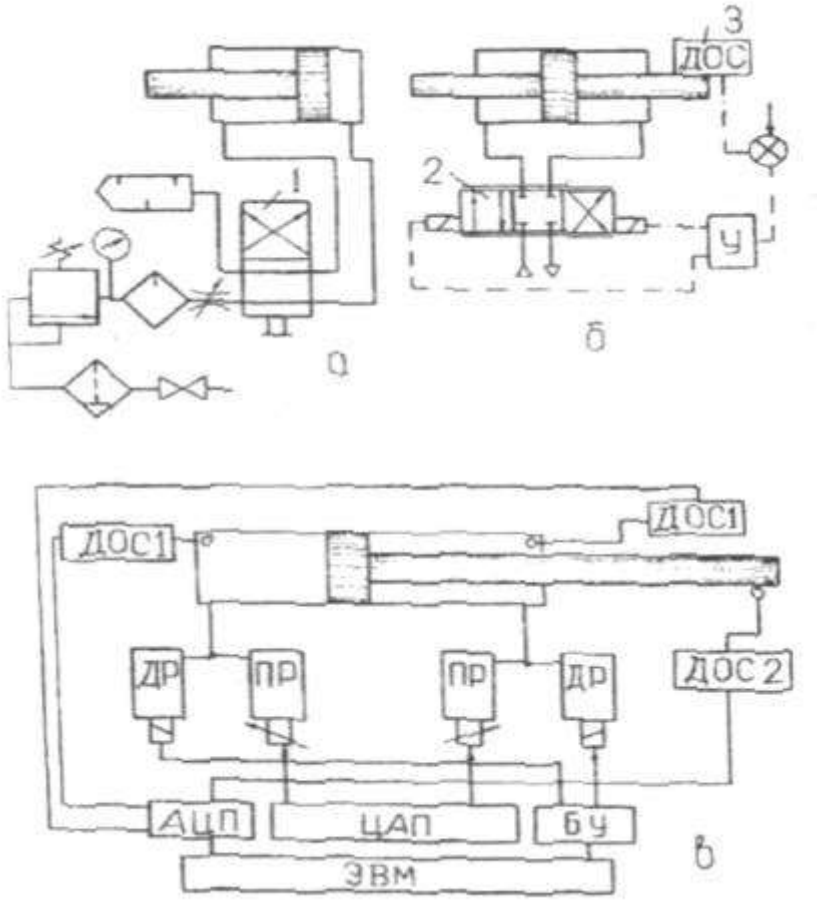


Рисунок 7 - Схеми простого (а) і позиційного (б) приводів і управління позиційним приводом за допомогою ЕОМ (в)

Там же, де потрібна висока точність позиціонування, застосовуються системи управління, в яких використовуються позиційні приводи. Вони являють собою пневмопривод (рис. 7, б) з автоматичним управлінням, в якому регульоване положення вихідної ланки відпрацьовується залежно від зовнішньої дії. Для цього, наприклад, як в нашому випадку, привод оснащується датчиком зворотного зв'язку (ДЗЗ) по переміщенню.

Розрізняють позиційні пневмоприводи з гальмівним пристроєм, який забезпечує фіксацію вихідної ланки при досягнені заданої точки позиціонування, і приводи з механічними упорами. Останній привод оснащується цикловою системою управління (ступеневе управління) з дискретною формою реєстрації переміщення, що вимагає попереднього налаштування упорів (датчиків положення).

Форма реєстрації переміщень позиційних приводів може бути аналоговою, цифровою і релейною (найбільш надійною і точною є цифрова форма).

Промисловістю серійно випускаються пневматичні і електронні системи управління. До складу перших входять власне пневматична система циклового управління, функціональні модулі, струменево-механічні або

статичні (мембранні) елементи і ін. До складу других входять програмовані електронні контролери, ЕОМ, термінали, дисплеї і ін.

На рис. 7, (в) показана схема управління позиційним приводом за допомогою МікроЕОМ.

Контроль параметрів руху пневмодвигуна (в даному випадку пневмоциліндра) тут здійснюється за допомогою датчиків зворотного зв'язку ДЗЗ. На схемі: ДЗЗ 1 - датчик зворотного зв'язку по тиску; ДЗЗ 2 - датчик зворотного зв'язку по положенню; ДР – пневморозподілювач з дискретним управлінням; ПР – пневморозподілювач з пропорційним управлінням; АЦП - аналого-цифровий перетворювач; ЦАП - цифроаналоговий перетворювач; БП - блок підсилювачів.

Сигнали від датчиків через АЦП поступають в ЕОМ, де вони обробляються, і виробляється управляюча дія, яка через ЦАП або БП подається на регулюючий розподілювач з дискретним (ДР) або пропорційним (ПР) управлінням.

ЦАП забезпечує стиковку ЕОМ з розподільниками, що мають пропорційне управління, а блок підсилювачів БП - з розподілювачем дискретного управління.

5. Способи та засоби гальмування та фіксування приводу

У багатьох випадках пневмопривод у вигляді пневмоциліндра працює на великих швидкостях переміщення робочого органу, у зв'язку з чим при кінцевих положеннях приводу можливе зіткнення його частин із значною енергією удару. В цьому випадку неминучий передчасний вихід з ладу пневмоциліндра.

Для запобігання зіткненню частин використовуються різні способи і засоби. Наприклад, в приводі, показаному на рис. 8 (а), з двох сторін встановлені підпружинені диски 2, а обидва торці циліндра забезпечено камерами А меншого діаметру, чим діаметр циліндра. При крайніх положеннях диски перекривають камери, а поршень 1 продовжує переміщатися в ту або іншу сторону, витісняючи повітря з порожнини Б через дросель. Шляхом регулювання величини прохідної щілини дроселя можливо налагодити привод практично на будь-який режим гальмування. Широко використовуються для цієї мети і пневматичні демпфери (для загальмовування гідроциліндрів).

Для гальмування поршня використовують також і гідравлічні пристрої (рис. 8, б). Тут поршень 3 гальмується за допомогою дросельного отвору в поршні 4 гальмівного гідроциліндру. Змінюючи ступінь заповнення циліндра рідиною, можна регулювати гальмівний шлях. При заповненні всього об'єму гальмівного циліндра рідиною виникає вже новий ефект, який не стільки сприятиме гальмуванню, скільки підвищує ступінь стабілізації швидкості руху пневмоциліндра, що також украй важливе [19].

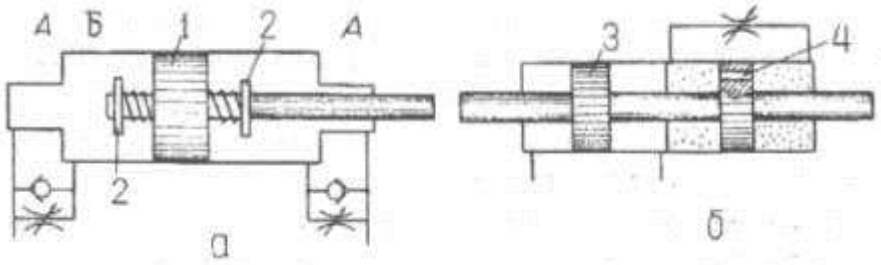


Рисунок 8 - Схеми гальмівних пристроїв

Замість дросельного отвору в поршні використовують також дроселі, встановлені зовні циліндра. Застосування двох дроселів у поєднанні із зворотними клапанами дозволяє окремо вести налаштування гальмівних режимів правого і лівого рухів.

Не менш важливою є і фіксація пневмоциліндра в заданому положенні. Як було відмічено вище, це можна здійснити за допомогою датчиків положення. Проте в цьому випадку необхідно мати достатньо складну електричну систему управління, що не завжди можливо здійснити на практиці. В цьому випадку доцільне застосування пристрою, принципова схема якого показана на рис. 9 [19].

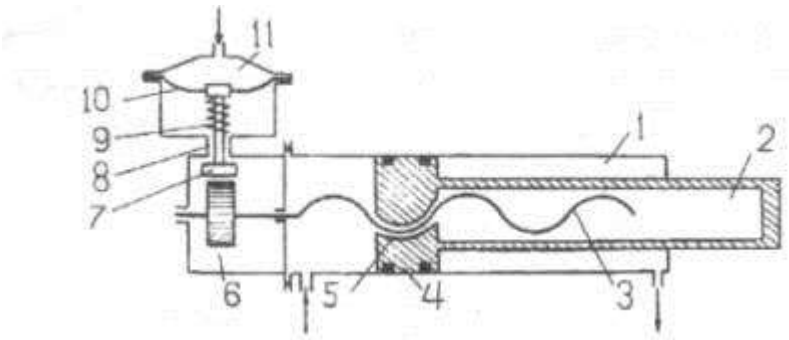


Рисунок 9 - Схема пристрою для стабілізації руху і фіксації приводу

Привод в даному випадку складається з силового циліндра, демпфуючої гвинтової пари і пневматичного діафрагмового гальма. Корпус 1 пневмоциліндра - звичайний, шток 2 - порожнистий, а гайка 5 встановлена в поршні 4. На кінці гвинта 3 закріплений гальмівний шків 6. Гальмо складається з пневматичної камери 11, в якій розміщується пружна діафрагма 10. Вона з'єднується за допомогою штока 8 з гальмівною колодкою 7. Шток 8 має пружину 9. На відміну від звичайних гвинтових пар ця пара виконується несамогальмуючою (це передача, в якій кут підйому гвинтової лінії більше кута тертя), завдяки чому поршень з гайкою вільно переміщається (тільки поступально) уздовж гвинта і викликає його обертання.

При фіксації робочого органу в заданому положенні в камеру 11 автоматично подається стисле повітря. Діафрагма 10 за допомогою штока 8 притискує гальмівну колодку 7 до шківа 6, що перешкоджає обертанню гвинта і, отже, поступальному переміщенню гайки з поршнем.

Не менш важливим тут є і те, що наявність гвинтової пари сприяє рівномірному руху поршня. Це досягається за рахунок сил тертя в різьбовому з'єднанні і інерційності частин гвинта і гальмівного шківа, що обертаються, які згладжують пікові стрибки швидкості, тиск газу, що викликається зміною в порожнинах гідроциліндра у відповідь на зміну навантаження на робочому органі.

6. Пневмогідравлічні підсилювачі

Пневмогідравлічний перетворювач тиску

У пневмогідравлічних системах застосовують пневмогідравлічні перетворювачі (мультиплікатори-підсилювачі тиску), що нагнітають масло в гідросистему при надходженні стисненого повітря в пневматичну порожнину підсилювача, і пневмо-гідравлічні насоси, безперервно нагнітають масло в гідросистему як при прямому, пневматичного поршня. Пневмогідравлічні перетворювачі бувають прямої одинарної та послідовної (подвійної) дії. Пневмогідравлічні перетворювачі прямої дії, як найпростіші за конструкцією, набули широкого поширення. Такі перетворювачі складаються з пневматичного та гідравлічного циліндрів.

Шток поршня пневматичного циліндра є одночасно плунжером гідравлічного циліндра. Управління підсилювачем здійснюється пневматичним розподільчим краном.

Пневмогідравлічний перетворювач тиску прямої дії (рис. 10) складається з пневмоциліндра 1, в якому переміщається поршень 2, і гідравлічного циліндра 4 зі шток-плунжером 3, пов'язаним з поршнем 2. Під дією тиску стисненого повітря поршень разом з шток-плунжером рухається праворуч, створюючи при цьому високий тиск олії у всій гідравлічній системі.

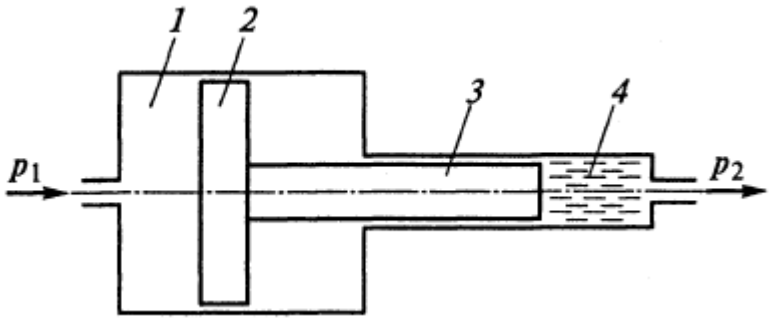


Рисунок 10 - Схема пневмогідравлічного перетворювача тиску прямої дії

Так як система поршень-шток в робочому стані перебуває в рівновазі, зусилля, з яким стиснене повітря діє на поршень, дорівнює зусиллю, з яким масло впливає на шток-плунжер, тобто $F_1 = F_2$, де F_1 - зусилля , прикладене до поршень; F_2 - зусилля, прикладене до шток-плунжер; або $p_1S_1 = p_2S_2$, де p_1 - тиск повітря у пневмоциліндрі; p_2 - тиск олії в гідроциліндрі; S_1 - площа поршня пневмоциліндра; S_2 - площа шток-плунжера; звідки $p_2 = P_1(S_1/S_2)$, тому тиск масла, створюване в гідравлічному циліндрі перетворювача тиску,

у стільки разів більше тиску стисненого повітря в пневмоциліндрі, у скільки разів площа повітряного поршня більше площі шток-плунжера. Оскільки $S_1 = (\pi\ d_1^2)/4$ і $S_2 = (\pi\ d_2^2)/4$, де d_1 — діаметр поршня пневмоциліндра, d_2 – діаметр шток-плунжера, то $p2 = p1(d_1^2/d_2^2)$.

Висновок. Тиск масла в перетворювачі збільшується в порівнянні з тиском повітря в пневмосистемі обернено пропорційно відношенню квадратів їх діаметрів.

Беручи до уваги втрати на тертя в ущільненнях поршня і штока, що становлять приблизно 10...15%, тобто враховуючи коефіцієнт корисної дії передачі η, рівний приблизно 0,9...0,85, $p2 = p1(d_1^2/d_2^2)\eta$.

З наведених співвідношення видно, що пневмогідравлічні перетворювачі при відповідному виборі діаметрів поршня і штока дозволять отримати дуже велике збільшення тиску. Тому часто такі перетворювачі називають пневмогідравлічними підсилювачами.

Практично тиск олії, створюваний пневмогідравлічними перетворювачами, коливається в межах 6...15 МПа.

Подальше збільшення тиску у приводі пов'язане зі значним збільшенням габаритів перетворювача, підвищеною вимогою до якості обробки рухомих з'єднань, надійності ущільнень, а також герметичність з'єднань.

Істотним недоліком приводу (див. рис. 10) є зрівняно невеликий хід поршня пневмоциліндра 1, необхідний для отримання відносно невеликих переміщень штока гідроциліндра 4.

Будова найпростішого пневматичного приводу

Об’ємний пневматичний привод — це сукупність елементів і пристроїв, за допомогою яких потенційна енергія стиснутого повітря перетворюється в механічну роботу, виконувану пневмодвигуном.

У пневмоприводі з циліндролоршневим двигуном зворотно-поступальної дії (рис. 11) стиснуте повітря від джерела живлення 1 (це може бути пневмомережа чи індивідуальний компресор) підводиться на вхід пневморозподільника 6. Потік повітря, проходячи через фільтр-вологовідділювач 2, очищується від механічних частинок (пил, бруд, продукти корозії) і водяної пари. За допомогою редукційного клапана 3 регулюється і підтримується на встановленому рівні тиск повітря, який контролюється манометром 4, а маслорозпилювач 5 насичує повітряний потік дрібними крапельками масла і забезпечує змащення робочих поверхонь рухомих елементів пневмо- привода. Пневмоапарати 2, 3 і 5 у сукупності називають системою приладів підготовки повітря.

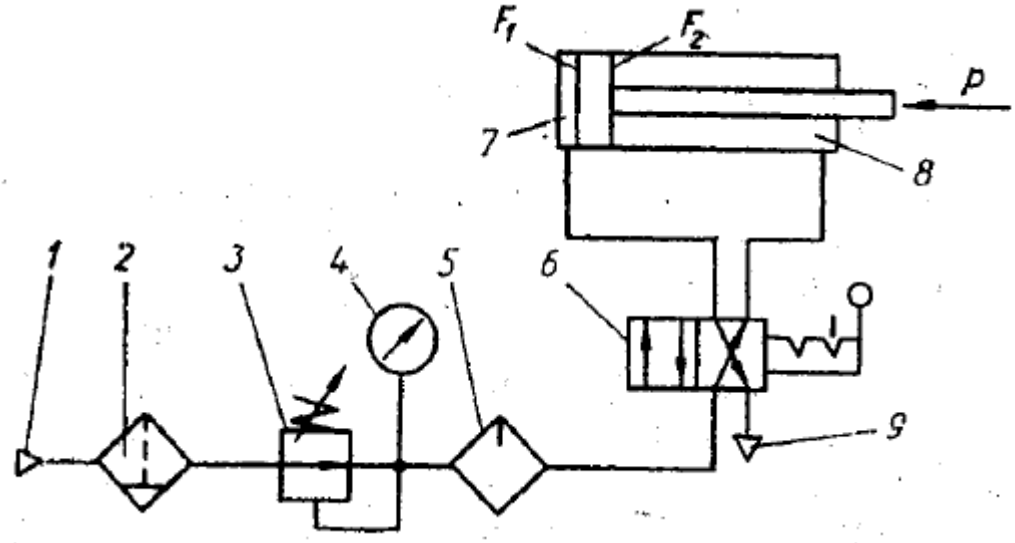


Рисунок 11 - Схема пневматичного привода зворотно-поступальної дії

Двопозиційний пневморозподільник 6 з ручним керуванням у кожній із позицій встановлює напрямок руху поршня пневмоциліндра. У положенні на схемі вхід розподільника з'єднується з штоковою камерою 8 пневмоциліндра, а вихід в атмосферу 9 — з поршневою камерою 7, що відповідає напрямку руху поршня вліво. Через те що поршень вже займає крайнє ліве положення, ніякого руху не буде. При переключенні розподільника камери поміняються ролями: стиснуте повітря буде підводитись в камеру 7, тиск в якій по мірі її наповнення зростатиме, а камера 8 з'єднається через канал розподільника з виходом в атмосферу і тиск у ній поступово знижуватиметься. Коли сила тиску, діюча на поверхню поршня /-"і, стане достатньою, щоб подолати навантаження Р (сила протидії руху) і силу тиску, діючу на поверхню в камері 8, поршень почне рухатись праворуч. Швидкість руху залежить від маси рухомих частин конструкції, величини та стабільності навантаження Р, габаритів пневмоциліндра та інтенсивності підводу повітря в робочу камеру та випуску його з камери вихлопу. Інтенсивність підводу і випуску залежить від пропускної здатності відповідних пневмоліній.

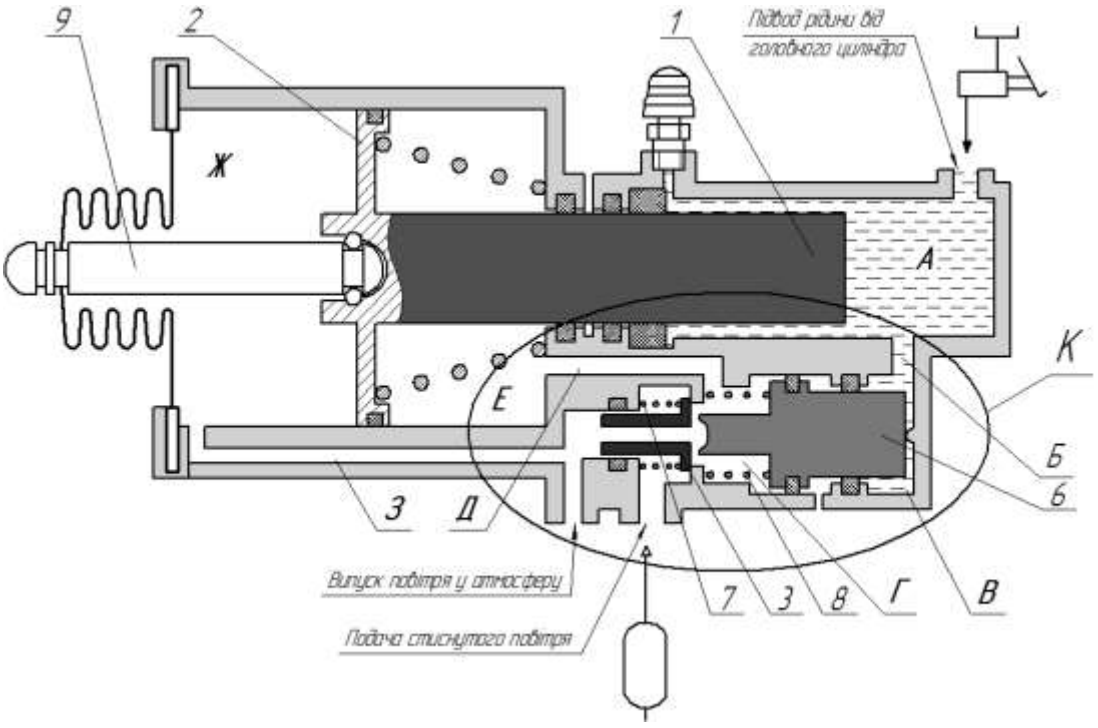
Якщо положення розподільника не змінювати, то поршень зробить повний хід і зупиниться в крайній правій позиції. При зворотному переключенні розподільника поршень повернеться у вихідну позицію.

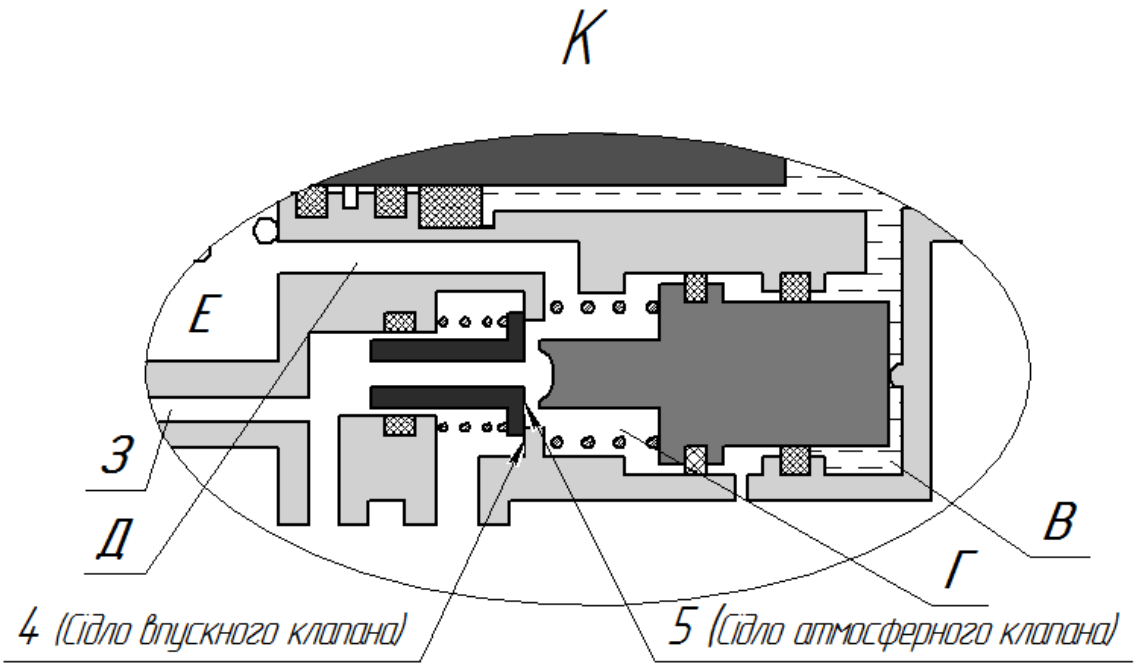
Пневмо-гідравлічний підсилювач

Зовнійшній вид пневмогідравлічного підсилювача Knorr-Bremse показано на рис12 а конструкцію на рис. 13.



Рисунок 12 – Зовнішній вид пневмогідравлічного підсилювача Knorr-Bremse (VG 3268)





1 – гідравлічний поршень; 2 – пневматичний поршень; 3 – клапан; 4 – сідло впускного клапана; 5 – сідло атмосферного клапана; 6 – слідкуючий поршень; 7 – пружина впускного клапана; 8 – пружина атмосферного клапана; 9 - шток

Рисунок 13 – Спрощене представлення конструкції пневмогідравлічного підсилювача Knorr- Bremse (VG 3268)

Коли водій натискає на педаль зчеплення у порожнині ***А*** підвищується тиск гальмівної рідини. Оскільки порожнина ***В*** зв'язана з порожниною ***А*** каналом ***Б*** то у порожнині ***В*** теж збільшується тиск. Як наслідок слідкуючий поршень 6 почне рухатись у ліво. Коли торець цього поршня буде торкнеться до клапана 3 атмосферний клапан буде закрито – порожнину ***Е*** ізольовано від атмосфери.

При збільшенні сили на педалі зчеплення зростаючий тиск у порожнині ***В*** змусить слідкуючий поршень 6 рухатись далі у ліво. Це призведе до відкриття впускного клапана. Через відкритий впускний клапан по каналу ***Д*** стиснуте повітря надходить до порожнини ***Е*** пневматичного циліндра. Зростаючий тиск у порожнині ***Е*** створює додаткову силу на пневматичному поршні 2, яка допомагає виключити зчеплення.

Можна вважати, що тиск у порожнинах ***Г*** і ***Е*** майже однаковий. Тоді очевидно, що слідкуючий поршень знаходиться під дією сил від тиску у порожнинах ***В*** (гідравлічна частина) і ***Г*** (пневматична частина) і сил від двох пружин 7 і 8.

Коли водій зафіксує педаль зчеплення тиск гальмівної рідини у порожнині ***А*** набуде постійного значення. От же сила, що діє на слідкуючий поршень 6 від тиску у порожнині ***В*** теж стане сталою. Завдяки іще відкритому впускному клапану тиск у порожнині ***Г*** буде продовжувати збільшуватись. Відповідно і сила, яка діє на слідкуючий поршень 6 від тиску в порожнині ***Г*** теж буде збільшуватись. Коли сума діючих сил на слідкуючий

поршень 6 з лівої сторони переважить силу від тиску гальмівної рідини у порожнині ***B*** слідкуючий поршень 6 зрушить у право. Це призведе до закриття впускного клапана. У наслідок чого тиск стиснутого повітря у порожнині ***E*** пневматичного циліндра набуде сталого значення і шток 9 зупиниться. Таким чином реалізовано слідкуючу дію за положенням педалі.

7. Розрахунок пневмоприводів поступальної дії

Перш, ніж перейти до розгляду методики розрахунку пневмопривода, слід ознайомитися з особливостями його роботи. Типовий пневматичний привод поступальної двосторонньої дії (на базі поршневого циліндра) зображений на рис. 14.

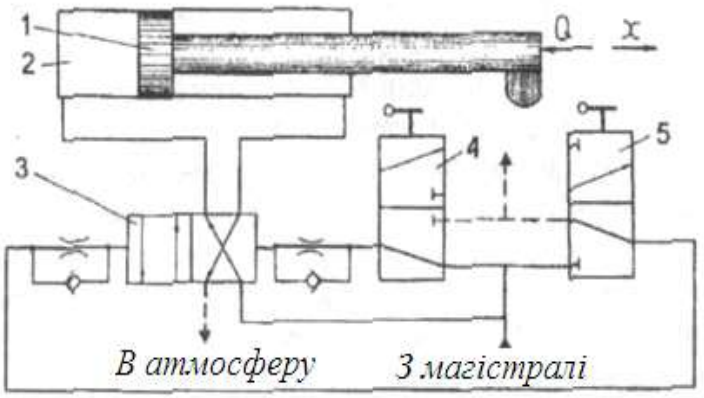


Рисунок 14 - Пневматичний привод поступальної двосторонньої дії [19]

Поршень 1, долаючи силове осьове навантаження на штоку Q, переміщається в робочому циліндрі 2 під дією стислого повітря, що поступає поперемінно в обидві порожнини циліндра з магістралі через розподільник 3. В кінці ходу кулачки, укріплені на штоку, натискають на важелі кінцевих пневматичних вимикачів 4 і 5 (при установці золотника 3 з електромагнітним управлінням застосовуються звичайні електричні кінцеві вимикачі).

У положенні, зображеному на рис. 14, поршень переміщається управо, і коли він займе праве положення, відбудеться перемикання вимикачів 4 і 5 і золотник розподільника 3 поміняє своє положення. Тоді стисле повітря з магістралі поступатиме в праву порожнину циліндра, і переміщатиме поршень 1 вліво. При досягненні поршнем 1 крайнього лівого положення відбудеться перемикання вимикачів 4 і 5 і розподільника 3 і починається новий цикл роботи приводу.

Циклограма роботи типового пневмопривода приведена на рис. 15 [19].

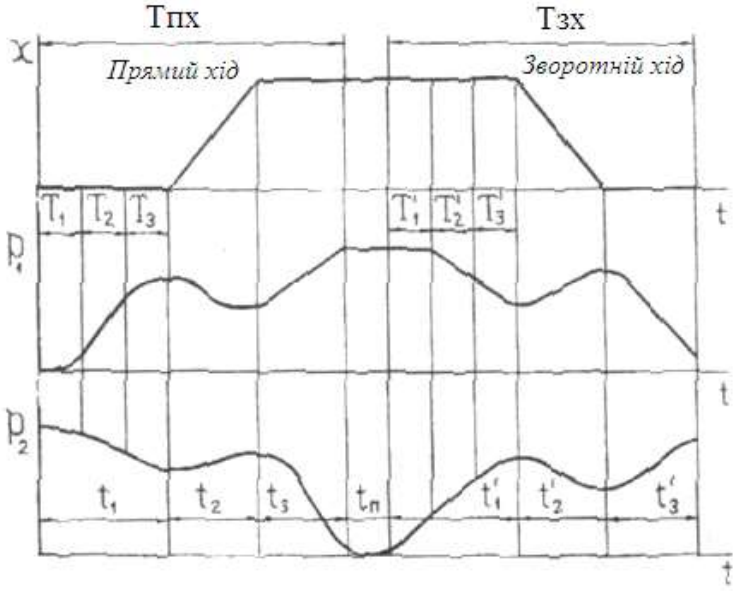


Рисунок 15 - Циклограма пневматичного приводу поступальної двосторонньої дії

Для наочності в неї, окрім інтервалів часу переміщення і зупинки поршня, включені інтервали часу зміни тиску в обох порожнинах робочого циліндра. Вони зображені у вигляді діаграми і поміщені нижче за звичайну циклограму «переміщення *x* - час *t*».

Аналіз циклограми пневмопривода починають з моменту виключення пристрою (в даному випадку кінцевого вимикача), що управляє, з якого вихідний сигнал у вигляді тиску стислого повітря поступає на вхід розподільника.

Після спрацьовування розподільника повітря з магістралі подається по трубопроводу в порожнину робочого циліндра. Рух стислого повітря починається негайно ж після моменту початку відкриття отвору в розподільнику. Деякий період часу обидва процеси (відкриття отвору розподільника і розповсюдження хвилі тиску стислого повітря до робочого циліндра) відбуваються одночасно і закінчуються в різні моменти часу. Для спрощення завдання припускають, що хвиля тиску виникає після повного відкриття отвору. При такому допущенні не вноситься велика погрішність, оскільки час відкриття розподільника 4 більшості пневмоприводів невеликий в порівнянні з часом всього робочого циклу. Разом з тим вказане допущення дозволяє окремо визначати інтервали часу: *T-t* - час відкриття розподільника до циліндра, T_2 - час розповсюдження хвилі тиску від розподільника до циліндра.

При підвищених вимогах до точності розрахунку визначають обидва інтервали часу. Крива тиску на циклограмі відображає дійсні процеси, так, наприклад, тиск в робочій порожнині починає збільшуватися в період відкриття розподільника і так далі.

Горизонтальні лінії на верхній діаграмі (рис. 12) показують інтервали часу простоїв поршня, а похилі - інтервали часу його руху. Криві на нижніх

діаграмах відображають процеси зміни тиску p_1 і p_2 повітря відповідно в порожнинах наповнення і спорожнення. Як вже наголошувалося вище, тиск в робочій порожнині починає збільшуватися незабаром після відкриття розподільника і цей процес триває до початку руху поршня (інтервал часу T_3). У цей же період часу тиск в порожнині, що спорожнюється, зменшується. Сума перерахованих інтервалів складає час вистою поршня t_1 до початку його переміщення.

В період руху поршня (інтервал t_2) тиск може монотонно збільшуватися (зменшуватися) або коливатися залежно від співвідношення конструктивних параметрів пристрою і характеру протидії навантаження на поршні. Після того, як поршень закінчить робочий хід, тиск в порожнині, сполученій з магістраллю, збільшується до значення, потрібного технологічним процесом (інтервал t_3). У другій порожнині тиск зменшується майже до атмосферного. Моменти закінчення цих процесів в загальному випадку не збігаються. Після закінчення заданої технологічної операції пристрій, що управляє, знову перемикається (час технологічної операції t_n не розглядається). Тоді в тій же послідовності починається зворотний хід поршня, причому функції порожнин пневмоциліндра міняються.

Час робочого циклу $T_ц$ приводу складається з суми інтервалів часу прямого $T_{пх}$ і зворотного $T_{зх}$ ходів. Кожен з них розділяється на наступні три інтервали: t_1 - час підготовчого періоду - від початку перемикання пристрою, що управляє, до початку руху поршня; t_2- час руху поршня, протягом якого поршень пройде весь заданий робочий хід; t_3- час завершального періоду, протягом якого тиск в робочій порожнині збільшується до необхідної величини.

При розрахунку дискретного приводу необхідно мати на увазі, що навантаження при робочому ході може значно відрізнятися від навантаження при холостому ході. У приводі односторонньої дії міняється не тільки величина, але і характер навантаження: робочий хід відбувається під дією стислого повітря, а холостий під дією сили тяжіння рухомих частин або пружини. Тому інтервали часу спрацьовування приводу при робочому ході і холостому ході будуть визначатися для різних значень навантаження.

Час підготовчого і завершального періодів складається відповідно з наступних інтервалів: T_1-T_1'- час спрацьовування розподільника; T_2-T_2' - час розподілу хвилі тиску від розподільника до циліндра; T_3-T_3' - час зміни тиску в порожнинах циліндра до початку руху поршня.

Представленою нижче методикою розрахунку пневмопривода не враховується час на перемикання розподільника. При необхідності його можна врахувати при підготовці початкових даних. Для робочого і холостого ходів розрахунок необхідно виконувати окремо.

Розглянемо методику розрахунку пневмопривода з використанням персональних електронно-обчислювальних машин, хоча формули, що приводяться нижче, можуть бути використані і для ручного розрахунку.

Кінцевим завданням методики, що приводиться тут, є визначення часу робочого циклу T і таких параметрів циліндра і трубопроводу, як:

D - діаметру поршня циліндра, см;

$D_ш$ - діаметру штока циліндра, см;

d - внутрішнього діаметру трубопроводу, см;

$Δ$ - товщина стінки циліндра, см;

$δ$ - товщина стінки труби, см.

Для визначення вище перелічених геометричних параметрів заздалегідь обчислюють площу поршня F, $см^2$, площу трубопроводу f, $см^2$ і коефіцієнт підвідного штока $K_ш$ за формулами [19]

$$F = 10^{-4} \cdot \frac{Q}{pq}, \tag{2}$$

$$f = 2{,}54 \cdot 10^{-4} \frac{Fs}{T}, \tag{3}$$

$$K_ш = \frac{pq}{[\sigma]} = \frac{F_ш}{F}, \tag{4}$$

де Q – повне навантаження на шток циліндра, МН; p - тиск повітря в пневмоциліндрі, МН/м^2; q - параметр завантаження циліндра; s - хід поршня, см; T - час робочого циклу, с; [σ]- напруження, що допускається, для матеріалу циліндра, МН/м^2 ; $F_ш$ - площа перетину штока, см^2.

Остаточний розрахунок геометричних параметрів пневмопривода ведуть за формулами [19]

$$D = \sqrt{\frac{F}{0{,}785(1 - K_ш \cdot K_ш \cdot K_1)}}; \tag{5}$$

$$d = \sqrt{\frac{f}{0.785}}; \tag{6}$$

$$D_ш = \sqrt{\frac{Q}{0.785[\sigma]}}; \tag{7}$$

$$\Delta = \frac{Dp}{2[\sigma]}; \tag{8}$$

$$\delta = \frac{dp}{2[\sigma]}; \tag{9}$$

K_1 - коефіцієнт, що враховує вид робочої порожнини циліндра.

При прямому ході штока циліндра (коли стисле повітря подається в поршневу порожнину) $К_1 = 1$, а при зворотному ході – $К_1 = 0$.

Час робочого циклу складе, с

$$T = t_1 + t_2 + t_3, \tag{10}$$

де t_1 - час наростання тиску в циліндрі до початку руху поршня (час вистою), с; t_2 - час руху поршня, с; t_3 - час наростання тиску в циліндрі до магістрального після зупинки поршня (час наслідку), с.

Час вистою визначається по формулі [19]

$$t_1 = 3{,}2 \cdot 10^{-4} \frac{V_{on} T_{1on}}{\mu f}, \tag{11}$$

де $V_{оп}$ - об'єм, що спорожнюється при простої поршня порожнини циліндра, см^3; $T_{1оп}$ - параметр часу вистою; μ - витратний коефіцієнт трубопроводу.

Величини μ і $T_{1оп}$ можуть бути представлені у наступному вигляді

$$\mu = 0{,}64\text{-}0{,}314\lg\varepsilon \quad \text{при } \varepsilon \le 35 \tag{12}$$

$$\mu = 0{,}323\text{-}0{,}097\lg\varepsilon \quad \text{при } \varepsilon > 35 \tag{13}$$

$$T_{1оп} = 0{,}175q - 0{,}0075 \quad \text{при } q \le 0.5 \tag{14}$$

$$T_{1оп} = 0{,}3q\text{-}0{,}07 \quad \text{при } q > 0.5 \tag{15}$$

де ε – коефіцієнт опору системи.

Величина $V_{оп}$ визначається по формулі [19]

$$V_{оп} = F_s\,(1 - K_ш\,K_1\,) + 100fl\,, \tag{16}$$

де l- довжина трубопроводу, м.

На підставі залежностей (11, 14-16) отримаємо [19]

при $q > 0.5$

$$t_1 = 3{,}2\cdot 10^{-4}(0{,}3q - 0{,}07)\frac{[Fs(1-K_ш K_1)+100\,fl]}{\mu f}; \tag{17}$$

при $q \le 0.5$

$$t_1 = 3{,}2\cdot 10^{-4}(0{,}175q - 0{,}0075)\frac{[Fs(1-K_ш K_1)+100\,fl]}{\mu f}. \tag{18}$$

Час руху поршня t_2 визначають залежно від конструктивного параметра N [19]

$$N = 2440\mu\frac{f}{F}\sqrt{\frac{m}{10Fsp}}, \tag{19}$$

де m - маса рухомих частин, кг.

Розглядають два випадки: при $N < 1$ і $N \ge 1$ [19].

При $N < 1$

$$t_2 = 1{,}52\cdot 10^{-5}\,\frac{F\cdot s(\gamma+3{,}05)}{\mu\cdot f\cdot\gamma\cdot(1-0{,}9\cdot q)}; \tag{20}$$

при $N \ge 1$

$$t_2 = 4{,}6\cdot 10^{-6}\,\frac{F\cdot s(\gamma+3{,}05)[(1{,}6\cdot\gamma+\sqrt{\gamma}-0{,}85)\cdot N+5]}{\mu\cdot f\cdot\gamma\cdot(1+\sqrt{\gamma})\cdot(1-0{,}9\cdot q)}, \tag{21}$$

де γ - співвідношення площ перетину напірної і вихідної магістралі (розрахункові залежності справедливі при γ = 0.25...10).

Час після дії t_3 визначають як найбільше з двох величин часу наростання тиску до магістрального в порожнині наповнення $t_{3н}$ і часу падіння тиску до атмосферного в порожнині спорожнювання $t_{3оп}$. Для визначення цих величин можна скористатися формулами [19]

$$t_{3н} = 6{,}6\cdot 10^{-5}\,\frac{V_н\cdot T_{3н}}{\mu\cdot f}; \tag{22}$$

$$t_{3оп} = 3{,}2\cdot 10^{-4}\,\frac{V_{оп}\cdot T_{3оп}}{\mu\cdot f}, \tag{23}$$

де $V_н$ - об'єм порожнини наповнення, см^3; $V_{оп}$ - об'єм порожнини спорожнення, см^3; $T_{зн}$ - параметр часу вистою; $T_{зоп}$ - параметр часу падіння тиску.

Об'єми порожнин циліндра складають [19]

$$V_н = F \cdot s \cdot (1 + K_ш \cdot K_1 - K_ш) + 100\, f \cdot l; \quad (24)$$

$$V_{оп} = 100 \cdot f \cdot l. \quad (25)$$

Параметри часу розглядаються для 2-х випадків залежно від величини параметра завантаження q [19]:

при $q \le 0.5$

$$T_{зн} = 0{,}251 - 0{,}0625 \cdot q; \quad (26)$$

$$T_{зоп} = 0{,}15 \cdot q + 0{,}005; \quad (27)$$

при $q>0.5$

$$T_{зн} = 0{,}345 - 0{,}25 \cdot q; \quad (28)$$

$$T_{зоп} = 0{,}35 \cdot q - 0{,}095; \quad (29)$$

При підстановці залежностей (24-29) у вирази (22, 23) отримаємо:

при $q > 0.5$

$$t_{зоп} = 3{,}2 \cdot 10^{-2} \frac{1}{\mu} \cdot (0{,}35 \cdot q - 0{,}095); \quad (30)$$

$$t_{зн} = 6{,}6 \cdot 10^{-5} \cdot (0{,}345 - 0.25 \cdot q) \cdot \frac{[F \cdot s \cdot (K_ш \cdot K_1 - K_ш) + 100 \cdot f \cdot l]}{\mu \cdot f} \quad (31)$$

при $q \le 0.5$

$$t_{зоп} = 3{,}2 \cdot 10^{-2} \frac{1}{\mu} \cdot (0{,}15 \cdot q + 0{,}005); \quad (32)$$

$$t_{зн} = 6{,}6 \cdot 10^{-5} \cdot (0{,}251 - 0{,}0625 \cdot q) \cdot \frac{[F \cdot s \cdot (1 + K \cdot K - K) + 100 \cdot f \cdot l]}{\mu \cdot f}. \quad (33)$$

В процесі обчислення виконують порівняння дійсного робочого циклу T із заданим t і при необхідності його коригують.

Порівняння ведеться по формулах [19]

при $T > t$

$$C = \frac{(T - t)}{t}, \quad (34)$$

при $T < t$

$$C = \frac{\sqrt{(T - t)^2}}{t}. \quad (35)$$

Коригування T здійснюється у випадку, якщо величина C перевищує допустиме значення. При $T > t$ приймають $C = 0{,}05$ і коректують T спочатку шляхом зменшення величини q, а потім збільшенням величини f.

При $T<t$ приймають $C = 0{,}1$ і коригують T спочатку шляхом збільшення q, а потім зменшенням f.

При розрахунку на ЕОМ крок зміни q для коректування T в обох випадках приймають $\Delta q = 0{,}01$. Зміну величини q обмежують межами $0{,}4 \le q \le 0{,}7$, а її первинне значення набувають рівним 0,5.