



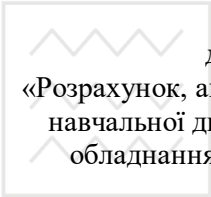
Національний університет
водного господарства
та природокористування

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування

Кафедра будівельних, дорожніх, меліоративних
сільськогосподарських машин і обладнання

02-01-391

Методичні вказівки



до виконання практичних робіт:
«Розрахунок, аналіз і дослідження пневматичних приводів» з
навчальної дисципліни: «Приводи будівельних машин та
обладнання» студентами спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

Рекомендовано науково-
методичною комісією за
спеціальністю
«Галузеве машинобудування»
Протокол № 1 від 06.09.2017 р.

Рівне – 2017



Національний університет

водного господарства
та природокористування

Методичні вказівки до виконання практичних робіт: «Розрахунок, аналіз і дослідження пневматичних приводів» з навчальної дисципліни: «Приводи будівельних машин та обладнання» студентами спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / В.П.Нестеренко – Рівне : НУВГП, 2017. – 31 с.

Укладач: В. П. Нестеренко, канд. техн. наук, доцент,

Відповідальний за випуск – С. В. Кравець, д.т.н., професор,
завідувач кафедри будівельних,
дорожніх, меліоративних,
сільськогосподарських машин і
обладнання.



Національний університет
водного господарства
та природокористування

© Нестеренко В. П., 2017

© НУВГП, 2017



ЗМІСТ

1. Загальні положення	4
2. ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ ТИПОВОГО ДВОСТОРОН- НЬОГО ПНЕВМОПРИВОДА	7
2.1. Умови отримання сталого руху поршня	7
2.2. Вибір параметрів приводу по заданій швидкості поршня	10
2.3. Вибір параметрів елементів пневмоліній	13
3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПНЕВМОПРИВОДА НАВАНТА- ЖЕНОГО ПОСТІЙНИМИ СИЛАМИ	16
3.1. Аналіз циклограми типового пневмопривода	16
3.2. Підготовчий період роботи пневмопривода	17
3.3. Період руху поршня	23
4. ЛІТЕРАТУРА	31





1. Загальні відомості

Комплекси пристроїв, призначених для створення потрібних сил (моментів) або переміщення виконавчих механізмів з подоланням сил їх навантажень і які використовують для цього енергію стисненого повітря, називають пневматичними приводами (*пневмоприводами*).

У технічній літературі також застосовується поняття – *пневматичні системи*, які по суті також виконують функції механізації і автоматизації різних виробничих процесів та входять до складу багатьох машин. Відповідно до державного стандарту пневматична система – це технічна система, що складається з пристроїв, які знаходяться в безпосередньому контакті з робочим газом (повітрям).

Пневматичні системи і приводи, насамперед включають автоматичні системи контролю, стабілізації і регулювання робочих параметрів виконавчих пристроїв, керування технологічними процесами, функціонування яких пов'язане з використанням стисненого повітря. В системі сучасної технічної термінології вони отримали назву *пневматичних систем керування* або *систем пневмоавтоматики*.

Класифікація пневмоприводів

Пневматичні приводи класифікують за різними ознаками.

1. За призначенням: *приводи переміщення і силові приводи (затискання)*.
2. За джерелом робочого середовища: *компресорні; акумуляторні; магістральні*.
3. За характером руху вихідної ланки: *поступального; поворотного та обертового руху*.
4. За можливістю регулювання: *регульовані і нерегульовані*.
5. За циркуляцією робочого середовища: *із розімкненою, із замкненою циркуляцією*.

Галузі застосування

Пневматичні приводи є ефективним засобом механізації і автоматизації різноманітних виробничих процесів та є складовими частинами значного числа машин. Вони ефективно застосовуються в різних галузях народного господарства – енергетиці, машинобуду-



ванні, медицині, нафтохімії, авіації, ракетній техніці, нафтогазовій галузі, гірничорудній, деревообробній, легкій і харчовій промисловості, а також на транспорті.

Особливо ефективно застосування пневматики при механізації і автоматизації найбільш масових операцій по затисканню деталей, їх фіксації, переміщенню, зборці, упаковці, контролю лінійних розмірів та інших. При цьому зводиться до мінімуму участь людини в тяжких і монотонних роботах, а продуктивність на цих операціях збільшується в 1,5...4 рази.

Структура пневматичних приводів.

Пневматичні системи і приводи мають в своєму складі такі основні частини:

- енергозабезпечуючі: компресори;
- блоки підготовки повітря: фільтри-вологівіддільники, холодильники, ресивери із запобіжними клапанами, масловіддільники, редукційні клапани, масло розпилювачі, вхідні розподільні пристрої, пневмоємності;

- виконавчі: пневмодвигуни поступального руху, пневмомотори, поворотні пневмодвигуни;

- керуючі (управляючі):

направляюча пневмоапаратура: пневморозподільники, зворотні клапани, клапани швидкого вихлопу, клапани послідовності, логічні пневмоклапани, пневмоклапани витримки часу;

регулююча пневмоапаратура: дроселі, регулятори витрати, запобіжні клапани, редукційні клапани;

- комунікаційні: пневмолінії, з'єднання.

В технічній літературі є інше визначення пневмоприводів – пневмопривод є системою взаємопов'язаних пневмопристроїв, призначених для приведення в рух робочих органів машин або робочих ланок механізмів. Пневматичним пристроєм називають пристрій, де в якості робочого тіла використовується стислий газ. Фізичні властивості газу проявляються у вигляді тиску на поверхню твердих ланок пристроїв або у вигляді аеродинамічних ефектів. У першому випадку пневмопристроєм є циліндр з рухомою твердою ланкою (поршнем, мембраною і т. п.), що взаємодіє із стисненим повітрям. У другому випадку рухоме тверде тіло відсутнє. Пневмопристрої в приводах можуть бути пов'язані між собою пневматичними лініями (трубопроводами) і механізмами (шарнірно-важільними, зубчасти-



ми, кулачковими і т. п.). Пневмоприсрої як складові елементи приводу по функціональному призначенню діляться на такі групи: виконавчі, розподільні і управляючі.

Виконавчі присрої призначені для перетворення енергії стисненого повітря в енергію руху робочих органів машин.

Розподільні присрої призначені для зміни напрямку потоків повітря в лініях, з'єднують присрої приводів.

Управляючі присрої призначені для забезпечення заданої послідовності переміщення виконавчих присроїв відповідно до необхідного закону їх руху.

За типом виконавчих присроїв пневмоприводи можуть бути зворотно-поступального або обертового руху [1]. Аналогічним чином, залежно від структури виконавчих присроїв розрізняють приводи поршневі, з пружними елементами і ротаційними.

Пневмоприсрої поступальної дії бувають двосторонньої дії, в яких тверда ланка переміщається поперемінно в обидві сторони, взаємодіючи із стисненим повітрям, і односторонньої дії, в яких під дією стисненого повітря тверда ланка переміщається в одну сторону, а повертається в початкове положення під дією пружини або сили тяжіння.

Під типовим пневмоприводом розуміють привод, в виконавчому присрої якого є не більше двох порожнин. Цей привод може бути односторонньої або двосторонньої дії.

Відповідно до ГОСТ 1846-91 на рис. 1.1, *а* приведена схема типового пневмопривода двосторонньої зворотно-поступальної дії, що включає фільтр-воловідділювач 1, маслорозпилювач 2, регулятор тиску 3, манометр 4, розподільник 5, пневмоциліндр 6 і шток 7.

Опис роботи пневмопривода може бути даний за допомогою діаграми стану розподільника 5 і тактограми виконавчого присрою, що складається з пневмоциліндра 6 і штока 7 (рис. 1.1, *б*). Тактограма виконавчого присрою представляє собою графічний опис його станів по тактах.

Такт – це цикл роботи пневмопривода, що характеризується визначеним станом рухомого елемента виконавчого присрою – поршня 6. Поршень може знаходитися в чотирьох позиціях: прямий і зворотний ходи, нерухомий стан в кінцевих положеннях.

На рис. 1.1, *б* показана тактограма, що складається з чотирьох тактів. На діаграмі станів розподільника 5 стан I показано у вигляді



відрізку прямої, що співпадає з віссю абсцис, а стан II - у вигляді відрізку прямої, паралельної цієї осі. У першому такті поршень 6 переміщується вправо, а золотник розподільника 5 знаходиться у позиції I, в другому такті поршень нерухомий і займає крайнє праве положення, а золотник розподільника 5 як і раніше знаходиться у позиції I. У третьому такті поршень переміщується вліво, а золотник знаходиться у позиції II. Нарешті, в четвертому такті поршень нерухомий і займає крайнє ліве положення, а золотник залишається у позиції II. Тривалість тактів позначено відповідно t_1, t_2, t_3, t_4 . Час (T_u) технологічного циклу пневматичного пристрою - це сума тривалості тактів, що визначає його продуктивність [2].

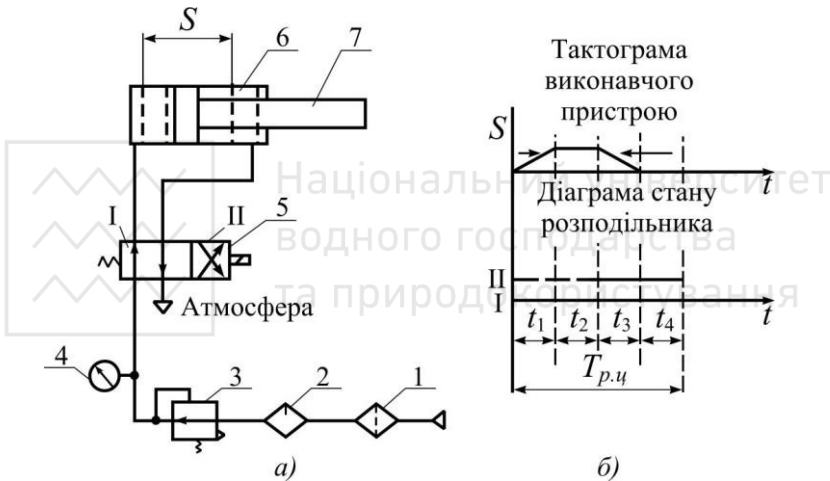


Рис. 1.1. Схема типового пневмопривода двостороннього руху, тактограма і діаграма станів розподільника

2. ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ ТИПОВОГО ДВОСТОРОННЬОГО ПНЕВМОПРИВОДА

2.1. Умови отримання усталеного руху поршня.

Розрахункова схема типового двостороннього пневмопривода зворотно-поступального руху наведена на рис. 2.1.

Основним завданням проектного розрахунку пневмопривода є вибір ефективної площі поршня і ефективних прохідних перерізів каналів підвідної f_n^e – і вихлопної f_6^e магістралей по заданій швидкості поршня, що приймається постійною і при постійній силі

опору. При цьому треба враховувати особливості пневмопривода, які полягають у тому, що рух близький до усталеного, може бути отримано тільки при певному поєднанні вихідних параметрів, а саме: середньої швидкості поршня $U_{сер}$, його ходу S , маси m_p рухомих частин і також прийнятих початкових умов [1]. Такими початковими умовами є: 1) тиск в порожнині наповнення дорівнює атмосферному, а в порожнині вихлопу – магістральному; 2) тиск у загальних порожнинах атмосферний.

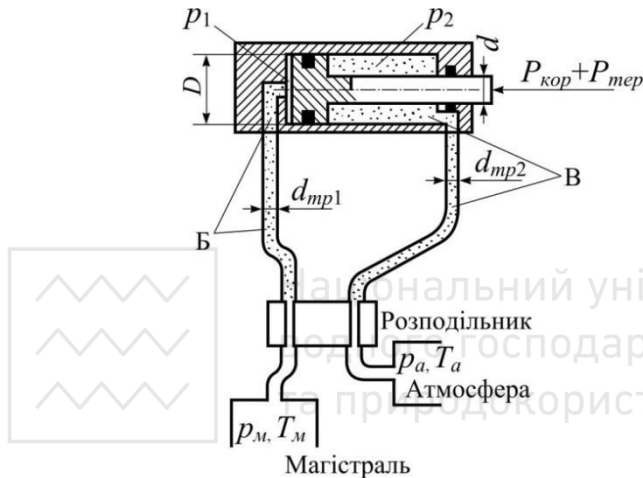


Рис. 2.1. Розрахункова схема типового двостороннього пневмопривода зворотньо-поступального руху

Умови першого виду забезпечують рух поршня, наближений до усталеного (рівномірного). Тому спочатку необхідно оцінити можливість отримання такого рівномірного (усталеного) руху при заданих вихідних параметрах. Зміна швидкості визначається значеннями безрозмірних параметрів N , Ω , χ [1].

Безрозмірний конструктивний параметр N дорівнює:

$$N = 275,4 \cdot \mu_1 \cdot d_1 / D_1^3 \cdot \sqrt{P / (p_m \cdot S)}, \quad (2.1)$$

де μ_1 – коефіцієнт витрати вихлопної магістралі; d_1 – діаметр вихлопної магістралі, м; D – діаметр поршня, м; P – повна сила опору на штоку, Н; p_m – магістральний тиск, МПа; S – хід поршня, м.

Безрозмірний параметр, що характеризує пропускні здатності підвідної і вихлопної магістралей Ω , дорівнює:



$$\Omega = \mu_n \cdot f_\varepsilon / (\mu_\varepsilon \cdot f_n) = f_\varepsilon^e / f_n^e, \quad (2.2)$$

де μ_n , μ_ε – коефіцієнти витрат підвідної і вихлопної магістралей відповідно; f_n^e та f_ε^e – ефективні площі їх перетинів.

Безрозмірний параметр χ , що характеризує навантаження на штоку дорівнює:

$$\chi = P / (p_m \cdot F), \quad (2.3)$$

де $F = \pi D^2 / 4$ – площа поршня зі сторони дії більшого тиску повітря.

З достатньою для розрахунків точністю умову забезпечення режиму руху поршня, близького до усталеного, можна записати у вигляді

$$\delta \leq \delta_y, \quad (2.4)$$

де δ – критерій інерційності пневмопривода, чисельно рівний:

$$\delta = g_{сер} \sqrt{m_p / (P \cdot S)}, \quad (2.5)$$

де m_p – маса всіх рухомих частин пневмопривода (поршня, штока); $g_{сер}$ – середня швидкість поршня.

На підставі дослідних даних [1] встановлено граничне значення δ_y , при перевищенні якого неможливо отримати рух поршня, близький до рівномірного. Для початкових умов по тиску в порожнинах:

1-го виду $\delta \leq 0,25$ і тоді умова отримання усталеного руху запишеться у вигляді $\delta_y = 0,25$;

2-го виду $\delta \leq 0,5$ і умова отримання усталеного руху має вигляд $\delta_y = 0,5$;

3-го виду $\delta \leq 0,75$ і умова отримання усталеного руху має вигляд $\delta_y = 0,75$.

При використанні рівняння (2.5) слід мати на увазі, що величини m і P до вибору діаметра конструктору не відомі. Рекомендується [1] попередньо прийняти значення маси $m_p \approx 100 \dots 200$ кг $\delta_y < 0,25$;

У загальному випадку повна сила опору P дорівнює:

$$P = P_1 + P_{кор} + P_m \pm p_a \cdot F_{ш},$$

де P_1 – сила тертя в ущільненнях поршня і штока; $P_{кор}$ – сила корисного опору; P_m – сила тяжіння поршня зі штоком (враховується лише для вертикально розташованих пневмоциліндрів); $p_a F_{ш}$ – сила протидії тиску у вихлопній порожнині. За проектним розрахунком



можна прийняти $p_a F_{ш} \approx 0$.

Коли сила корисного опору $P_{кор}$ є домінуючою, для розрахунку P_1 можна користуватися наступною емпіричною залежністю:

$$P_1 = 3,5\sqrt{P_{кор}}. \quad (2.6)$$

З урахуванням виразу (2.6) для пневмоциліндра, розташованого горизонтально, отримаємо:

$$P = 3,5\sqrt{P_{кор}} + P_{кор}. \quad (2.7)$$

Приклад розрахунку

Оцінити можливість використання пневмопривода для переміщення маси $m_p = 125$ кг зі швидкістю $\mathcal{G}_{сер} = 0,3$ м/с на відстань $S = 0,3$ м. Сила корисного опору $P_{кор} = 480$ Н. Визначити максимальне значення $\mathcal{G}_{сер}$ з умови збереження режиму рівномірного руху.

За формулою (2.7) визначимо повну силу опору P :

$$P = 3,5\sqrt{480} + 480 = 556,7 \text{ Н.}$$

За формулою (2.5) визначимо критерій інерційності пневмоприводу δ :

$$\delta = \mathcal{G}_{сер} \sqrt{m_p / (P \cdot S)} = 0,3 \sqrt{125 / (556,7 \cdot 0,3)} = 0,2595.$$

Для визначення максимального значення $\mathcal{G}_{сер.max}$, при якому умова $\mathcal{G}_{сер} \approx \mathcal{G}_y$ (\mathcal{G}_y – рівномірна (усталена) швидкість поршня) ще буде зберігатися, необхідно ліву частину виразу (2.5) прирівняти $\delta_y = 0,5$ і знайти $\mathcal{G}_{сер}$. В результаті отримаємо максимальне значення швидкості поршня, при якому його рівномірний рух ще буде зберігатися:

$$\mathcal{G}_{сер.max} = \delta_y / \sqrt{m_p / (P \cdot S)} = 0,5 / \sqrt{125 / (556,7 \cdot 0,3)} = 0,578 \text{ м/с.}$$

2.2. Вибір параметрів приводу по заданій швидкості поршня

Задача вибору параметрів пневмопривода по заданій швидкості $\mathcal{G}_{сер}$ і силі опору P в загальному випадку не вирішується однозначно. Приймавши, наприклад, довільно значення площі поршня F яке повинно бути більше мінімального значення, що визначається з умови отримання достатньої рушійної сили для подолання сил опору, можна налаштувати привод на задану швидкість поршня шляхом підбору ефективних прохідних перерізів пневмомагістра-



лей на вході f_n^e і виході f_6^e . При цьому для кожного F будемо мати не один, а кілька варіантів, які характеризуються різними співвідношеннями f_n^e і f_6^e . Кількісні співвідношення між F , f_n^e , f_6^e визначаються безрозмірними залежностями [1]:

U_y – безрозмірна ефективна площа прохідного перерізу підвідної лінії:

$$U_y = f_n^e a_1, \quad (2.8)$$

$$a_1 = K' \cdot p_m / (P \cdot \vartheta_{cep}) - \text{коефіцієнт пропорційності} \quad (2.9)$$

$$K' = \sqrt{2 \cdot g \cdot k \cdot R' \cdot T_m / (k - 1)}. \quad (2.10)$$

Якщо прийняти $T_m = 290\text{K}$, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, $k = 1,4$ і $R' = 29,3 \text{ м/К}$, то отримаємо: $K' = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,4 \cdot 29,3 \cdot 290 / (1,4 - 1,0)} = 763,5 \text{ м/с}$

$$1/\chi = F a_2 - \text{безрозмірна площа поршня}; \quad (2.11)$$

$$a_2 = p_m / P - \text{коефіцієнт пропорційності}. \quad (2.12)$$

При підрахунку a_1 і a_2 тиск слід підставити в Н/м^2 (Па), силу P в кгм/с^2 (Н), швидкість – м/с .

Безрозмірна ефективна площа прохідного перерізу вихлопної лінії, Ω

$$\Omega = f_6^e / f_n^e, \quad (2.13)$$

Цією величиною необхідно попередньо задатися, керуючись наступними міркуваннями.

Із збільшенням Ω при збереженні вихідних даних незмінними, величина f_n^e зменшується, а зі зменшенням Ω , f_n^e навпаки, збільшується. Це пояснюється зменшенням протитиску в вихлопній порожнині, що перешкоджає руху поршня, по мірі збільшення прохідного перерізу вихлопного каналу порівняно з підвідним.

В [1] у вигляді номограм наведені залежності безрозмірної ефективної площі U_y прохідного перерізу лінії, що підводить повітря як функції безрозмірної площі поршня $1/\chi$ для різних значень Ω .

Криві $U_y = f(1/\chi)$ охоплюють область значень Ω від 0,01 до нескінченності, причому $\Omega = \infty$ характеризує граничний випадок руху поршня з нескінченно великим вихлопним каналом, тобто коли тиск в порожнині вихлопу дорівнює атмосферному протягом



усього ходу. Для всіх кривих характерна наявність мінімуму в області значень параметра $1/\chi = 1,35 \dots 2,2$. Кожне значення $U_y = U_{y.min}$ визначає мінімальний переріз каналу підвідної лінії при даному Ω . При $\Omega = \infty$, $U_{y.min} = 5,5$, $1/\chi = 2,2$. При відносно малих коливаннях значень сили опору P як допустиму межу при проектному розрахунку можна прийняти [1] $\chi_{don} = 0,7$ або $1/\chi_{don} = 1,43$. У інших випадках рекомендується приймати $\chi_{don} = 0,4 \dots 0,5$ або $1/\chi_{don} = 2 \dots 2,5$.

Приклад розрахунку

Потрібно вибрати параметри пневмопривода по наступним вихідним даним.

Маса рухомих частин $m_p = 125$ кг.

Середня швидкість поршня $\mathcal{G}_{сер} = 0,3$ м/с.

Хід поршня $S = 0,3$ м.

Повна сила опору $P = 556,7$ Н.

Тиск стисненого повітря $p_m = 0,3$ МПа.

Можливість отримання при заданих умовах усталеного руху поршня, показана раніше.

Визначаємо параметри привода з умови отримання мінімального прохідного перерізу підвідної лінії $f_{n.min}^e$. Відповідно з рекомендаціями [1] при

$$\Omega = \infty; \quad U_y = U_{y.min} = 5,5 \quad \text{і} \quad 1/\chi = 2,2.$$

За формулами (2.9) і (2.12) знаходимо коефіцієнти пропорційності:

$$a_1 = K' \cdot p_m / (P \cdot \mathcal{G}_{сер}) = 763,5 \cdot 0,3 \cdot 10^6 / (556,7 \cdot 0,3) = 1,37 \cdot 10^6 \text{ м}^2;$$

$$a_2 = p_m / P = 0,3 \cdot 10^6 / 556,7 = 538,89 \text{ м}^2.$$

За формулами (2.8) і (2.11) знаходимо площу ефективного мінімального перерізу $f_{n.min}^e$ магістралі, що підводить стиснене повітря до циліндра і оптимальну площу поршня F_{onm} :

$$f_{n.min}^e = U_{y.min} / a_1 = 5,5 / (1,37 \cdot 10^6) = 4,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$F_{onm} = (1/\chi_{onm}) / a_2 = 2,2 / 538,89 = 4,083 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

що відповідає діаметру циліндра:



$$D = \sqrt{4 \cdot F_{\text{онт}} / \pi} = \sqrt{4 \cdot 4,083 \cdot 10^{-3} / 3,14} = 0,0721 \text{ м.}$$

Заокруглюємо значення D до найближчого більшого з ряду стандартних розмірів за СТ СЕВ 3936-82, де наведені наступні значення D (мм): 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500.

Приймаємо $D = 80$ мм.

Діаметр штока $d_{\text{шт}}$ вибирається відповідно до рекомендацій [1]:

$$d_{\text{шт}} = (0,2 \dots 0,3)D.$$

Діаметр $d_{\text{шт}}$, отриманий з цього співвідношення, округлюють до найближчого значення стандартного ряду за СТ СЕВ 3936-82. У нашому випадку $d_{\text{шт}} = 0,25 \cdot 80 = 20$ мм.

Приймаємо $d_{\text{шт}} = 20$ мм.

2.3. Вибір параметрів елементів пневмолінії

Розміри елементів пневмолінії, тобто площі їх прохідних перерізів f , вибирають за прийнятою схемою з'єднання елементів один з одним та з урахуванням співвідношення $f_n^e \geq f_{n.\text{розр}}$, де $f_{n.\text{розр}}^e = f_{n.\text{розр}}$ – ефективна площа прохідного перерізу підвідної (нагнітальної) лінії, визначена в динамічному розрахунку пневмопривода. Розглянемо найпростіший випадок, коли в цю лінію входять лише елементи однакового прохідного перерізу, з'єднані послідовно: $f_1 = f_2 = f_3 = \dots = f_n$. Рішення даної задачі має бути однозначним. Приведена довжина трубопроводів, еквівалентна всій лінії, завжди більше фізичної довжини труб реальної системи. Обчисливши за формулою $f_{n.\text{мин}}^e = U_{y.\text{мин}} / a_1$, із табл. 2.1 вибираємо типи пневмоапаратів і визначаємо приведену (еквівалентну) довжину трубопроводу $L_{\text{екв}}$. Далі за графіком (рис. 2.2) для $f_{n.\text{мин}}^e$ (вісь ординат) і $L_{\text{екв}}$ визначаємо коефіцієнт витрати μ_n і площу прохідного перерізу пневмолінії f за формулою:

$$f = f_{n.\text{мин}}^e / \mu_n, \quad (2.14)$$

а також діаметр пневмолінії d_y за формулою:

$$d_y = \sqrt{4 \cdot f / \pi}. \quad (2.15)$$



Основні характеристики пневмоелементів

Найменування апарата	Умовний прохід d_y , мм	Ефективна площа f^e , мм ²	Довжина еквівалентного трубопровода $L_{екв}$, м
Трилінійний канал В76-2	3	1,8	1,9
Повітрярозподільник В74-1	4	3,5	1,8
Повітрярозподільники В74-2, В76-6, В74-7, В79-11, В63-1	4	4,0	1,4
Повітрярозподільники В74-2, В76-6, В74-7, В79-11, В63-1	8	14	3,7
Повітрярозподільники В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	10	23	4,1
Повітрярозподільники В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	15	51	4,3
Повітрярозподільники В63-1, В63-2, В54-1, В64-2	20	87	7,5
Зворотні клапани В51-1 і дросе-лі зі зворотнім клапаном В71-1	10	14	14,9
Зворотні клапани В51-1 і дросе-лі зі зворотнім клапаном В71-1	15	39	13,2
Зворотні клапани В51-1 і дросе-лі зі зворотнім клапаном В71-1	20	69	17,5
Зворотні клапани В51-1 і дросе-лі зі зворотнім клапаном В71-1	25	118	17,5
Гальмівний золотник В77-3	10	23	5,8
Гальмівний золотник В77-3	15	51	603
Гальмівний золотник В77-3	20	87	14,0
Гальмівний золотник В77-3	25	135	12,7
Фільтри В41-1	10	25	3,4
Фільтри В41-1	15	52	6,4
Фільтри В41-1	20	82	14,1
Мастилорозподільники В44-2	10	19	7,1
Мастилорозподільники В44-2	15	42	10,6
Мастилорозподільники В44-2	20	118	17,6

Знайдене значення діаметра d_y округляють до найближчого більшого за ГОСТ 11383-75. У відповідності з цим ГОСТ діаметри мають наступні розміри: 6, 8, 10, 13, 15, 20, 25, 32 мм.

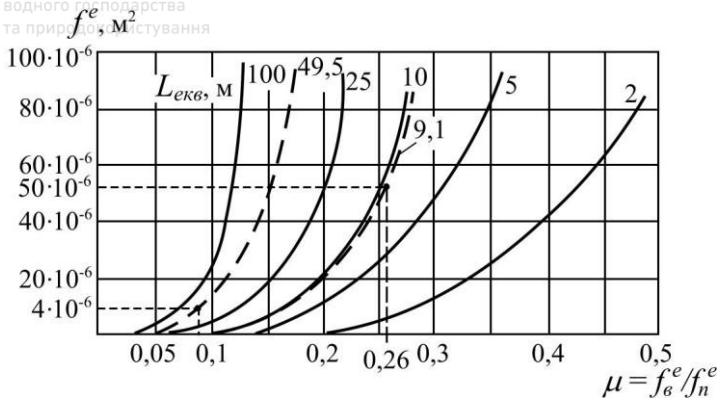


Рис. 2.2. Графік для наближеної оцінки діапазону змін f_g^e/f_n^e при проектному розрахунку пневматичних ліній

Приклад. При динамічному розрахунку пневмопривода визначена ефективна площа підвідної магістралі $f_{n.min}^e = 4,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Довжина пневмолінії $L = 20 \text{ м}$. Спроектований пневмопривод складається з фільтра типу В41-1 ($d_y = 10 \text{ мм}$), маслорозпилювача типу В44-2 ($d_y = 10 \text{ мм}$), повітророзподільника типу В63-1 ($d_y = 10 \text{ мм}$) і дроселя з зворотним клапаном типу В71-1 ($d_y = 10 \text{ мм}$). Визначити площу прохідного перерізу підвідної пневмолінії і її діаметр d_y .

Визначаємо приведену довжину підвідної пневмолінії:

$$L_{екв} = L + L_{ек.ф} + L_{ек.м-р} + L_{ек.розн} + L_{ек.др};$$

$$L_{екв} = 20 + 3,4 + 7,1 + 4,1 + 14,9 = 49,5 \text{ м.}$$

За графіком (рис. 2.2) для $f_{n.min}^e = 4,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ і $L_{екв} = 49,5 \text{ м}$, визначаємо $\mu_n = 0,06 \dots 0,1$.

За формулою (2.14) визначаємо f :

$$f = 4,01 \cdot 10^{-6} / (0,06 \dots 0,1) = (40,6 \dots 66,8) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2,$$

що відповідає $d_y = 7,19 \dots 9,22 \text{ мм}$. Приймаємо у відповідності з ГОСТ 11383-75 $d_{yn} = 8 \text{ мм}$, що відповідає $f_n = 50,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Визначаємо коефіцієнт витрати $\mu_{в}$ вихлопної пневмолінії за викладеною вище методикою.

Діаметр вихлопної пневмолінії приймемо рівним діаметру підвідної магістралі: $d_{yв} = 8 \text{ мм}$.



Довжину вихлопної пневмолінії до пневморозподільника прий-
memo $L_e = 5,0$ м. Повітря (рис. 2.1) з штокової порожнини надходить
в повітророзподільник, тому за табл. 2.1 визначаємо $L_{ек.розп} = 4,1$ м.

Тоді $L_{екв} = 5 + 4,1 = 9,1$ м. Площа вихлопної пневмолінії
 $f_e = 50,24 \cdot 10^{-6}$ м². За графіком (рис. 2.2) для $f_e = 50 \cdot 10^{-6}$ м² і
 $L_{екв} = 9,1$ м, знаходимо $\mu_e \approx 0,26$.

3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПНЕВМОПРИВОДА НАВАНТАЖЕНОГО ПОСТІЙНИМИ СИЛАМИ

3.1. Аналіз циклограми типового пневмопривода

Типовий пневмопривод двосторонньої дії і його циклограми
показані на рис. 1.1. Після спрацьовування пневморозподільника 5
повітря з магістралі подається по трубопроводу в порожнину
робочого циліндра 6. Рух стисненого повітря починається відразу
після моменту початку відкривання отвору в розподільнику. Деякий
час обидва процеси (відкривання отвору розподільника і поширення
хвилі тиску стисненого повітря до робочого циліндра) відбуваються
одночасно але закінчуються в різні моменти часу. Для спрощення
задачі приймається умова, що хвиля тиску виникає після повного
відкриття отвору розподільника. При цьому не вноситься велика
похибка, так як час відкриття отворів розподільника у більшості
пневмоприводів невеликий порівняно з часом усього робочого
циклу. Разом з тим вказане допущення дозволяє окремо визначати
інтервали часу цих процесів: $t_{сnp}$ – час спрацьовування (відкриття)
розподільника; $t_{хв.тиску}$ – час поширення хвилі тиску від розподіль-
ника до циліндра [1].

Після відкриття пневморозподільника тиск у робочій порожнині
пневмоциліндра збільшується до моменту початку руху поршня.
Цей час прийнято називати часом заповнення робочої порожнини,
його можна позначити $t_{зан}$. Суму перерахованих часових інтервалів,
називають часом підготовчого періоду $t_{нід}$. За визначенням

$$t_{нід} = t_{сnp} + t_{хв.тиску} + t_{зан} \quad (3.1)$$

У період руху поршня (інтервал часу за циклограмою t_j) тиск
може монотонно збільшуватися або коливатися в залежності від
співвідношення конструктивних параметрів пристрою. Після того,
як поршень закінчить робочий хід S , тиск в порожнині, з'єднаної з



магістраллю, збільшується до значення, необхідного згідно умов технологічного процесу. У другій (вихлопній) порожнині циліндра тиск зменшується до атмосферного. Час закінчення цих процесів у загальному випадку не співпадає. Після виконання заданої технологічної операції керуючий пристрій (пневморозподільник) знову перемикається. Тоді в тій же послідовності починається зворотний хід поршня t_3 . Функції порожнин пневмоциліндра змінюються. Робочою стає порожнина, з'єднана в даний момент з магістраллю, причому в цій порожнині тиск стисненого повітря створює рушійну силу. Вихлопною стає порожнина пневмоциліндра, з'єднана з атмосферою, причому тиск повітря в ній протидіє переміщенню поршня. Таким чином одна і та ж порожнина приводу в різні моменти часу може бути то робочою, то вихлопною.

Робочим циклом приводу називають такий період його роботи, після якого всі елементи приводу повертаються у вихідне положення. Час робочого циклу T_{pc} привода складається з суми інтервалів часу прямого t_1 і зворотного t_3 ходів поршня.

Кожен з цих інтервалів поділяється на наступні два інтервали: час підготовчого періоду t_{nid} – від початку переключення розподільника до початку руху поршня; t_1 – час руху поршня, протягом якого поршень пройде весь заданий робочий (або зворотний) хід S .

Часом спрацьовування приводу називають час переміщення поршня тільки в одному напрямку.

У тих випадках, коли привод складається з декількох виконавчих пристроїв, його циклограму будують в заданій послідовності їх дій, а час роботи привода знаходять після визначення часу робочого циклу кожного виконавчого пристрою окремо.

3.2. Підготовчий період роботи пневмопривода

Динамічний розрахунок приводу полягає у визначенні часу його робочого циклу, тобто в послідовному знаходженні окремих інтервалів часу циклограми. Час спрацьовування (віткриття) пневморозподільника t_{cnp} визначають за його технічними характеристиками.

У більшості випадків часом спрацьовування розподільника в звичайних умовах можна знехтувати як величиною незначною порівняно з часом робочого циклу. Тоді формула (3.1) прийме вигляд:



$$t_{nid} = t_{xv.muc} + t_{zan} \cdot \quad (3.1)$$

Час поширення хвилі тиску від розподільника до робочого пневмоциліндра визначається за відомою формулою [1]:

$$t_{xv.muc} = L_m / a, \quad (3.2)$$

де L_m – довжина трубопроводу від розподільника до циліндра; a – швидкість розповсюдження звуку у повітрі, яка при $T=290^\circ$ К дорівнює 341 м/с.

При наповненні стисненим повітрям початкового об'єму робочої порожнини приймемо тиск на вході в ній постійним і рівним магістральному, а втрати тиску на тертя при течії повітря в підвідній пневмолінії врахуємо за допомогою коефіцієнта витрати μ . Таке допущення дозволяє замінити процес течії повітря в трубопроводі процесом заповнення стисненим повітрям постійного об'єму, еквівалентного об'єму трубопроводу, а похибки розрахунку, що виникають при цьому, врахувати коефіцієнтом витрати [1]. Підготовчий період включає період зростання тиску у робочій порожнині і період зменшення тиску у вихлопній порожнині, що проходять одночасно. При цьому вказані процеси протікають до тих пір, поки в обох порожнинах встановиться перепад тисків, при якому рушійна сила подолає сили опору і поршень зрушиться з місця. Отже, потрібно визначити час заповнення робочої порожнини і час закінчення витікання стисненого повітря з вихлопної порожнини до встановлення необхідного перепаду тиску. При цьому за розрахункове значення t приймається найбільше з двох отриманих.

Час заповнення робочої порожнини стиснутим повітрям визначається за рівнянням [1]:

$$t_{zan} = 3,62 \cdot 10^{-3} \cdot V_{01} / (\mu \cdot f) [\Psi_1(\sigma_2) - \Psi_1(\sigma_1)], \quad (3.3)$$

де V_{01} – початковий об'єм робочої порожнини і трубопроводу, що з'єднує її з розподільником, m^3 ; μ_n – коефіцієнт витрати пневмолінії; f_n – площа поперечного перерізу підвідної пневмолінії, m^2 ; $\sigma_1 = p_1 / p_m$; $\sigma_2 = p_2 / p_m$ – відносні початковий і кінцевий тиски в робочій порожнині циліндра.

На початку процесу тиск в робочій порожнині атмосферний, тобто $\sigma_1 = p_1 / p_m = \sigma_a$.

Час витікання стиснутого повітря з вихлопної порожнини



(спороження) t_{cn} визначається за рівнянням:

$$t_{cn} = 2,53 \cdot 10^{-2} \cdot V_6 / (\mu_6 \cdot f_6 \cdot \sigma_6^{k-1/2k}) [\Psi_2(\sigma_{62}) - \Psi_2(\sigma_{61})], \quad (3.4)$$

де V_6 – об'єм вихлопної порожнини в момент початку руху поршня; $\sigma_{61} = p_a / p_{61}$; $\sigma_{62} = p_a / p_{62}$ – відносні початковий і кінцевий тиски у вихлопній порожнині.

В рівнянні (3.4) всі параметри мають індекс «6» - вихлопна порожнина.

Значення функцій $\Psi_1(\sigma)$ і $\Psi_2(\sigma)$ знаходять за графіком, приведеним на рис. 3.1.

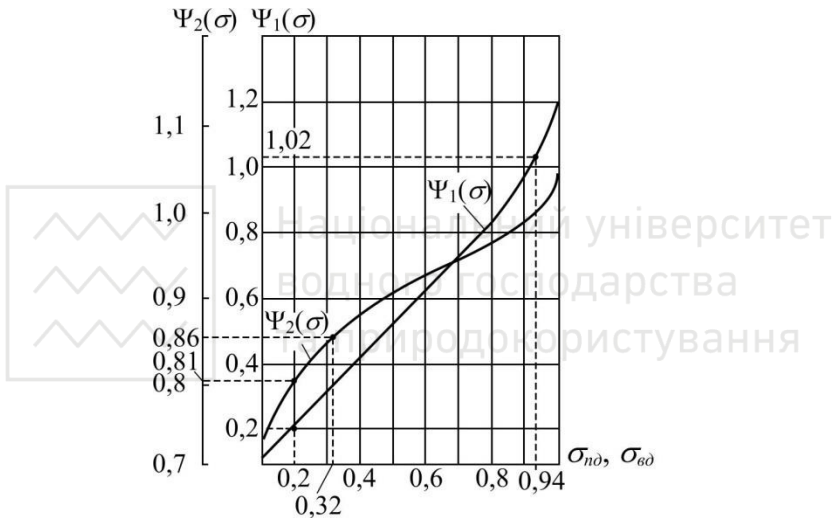


Рис. 3.1. Графік до визначення функцій $\Psi_1(\sigma)$ і $\Psi_2(\sigma)$

Тиск на початку процесу витікання в вихлопній порожнині звичай дорівнює магістральному, тобто: $\sigma_{61} = p_a / p_m = \sigma_a$.

Щоб виконати розрахунок за формулами (3.3) та (3.4) необхідно попередньо знайти відносні тиски в обох порожнинах пневмоциліндра. З цією метою слід скористатися номограмою (рис. 3.2) [1]. За допомогою цієї номограми можна легко знайти тиски в обох порожнинах пневмоциліндра в момент початку руху поршня. Номограма побудована в безрозмірній формі, тому попередньо треба визначити навантаження χ , яке являє собою відношення результуючої сили P , що діє на поршень до максимально можливої сили $p_m F$, тобто: $\chi = P / (p_m F)$, де F – площа поршня.



Визначасмо величину v :

$$v = V_0/V_g \cdot \Omega, \quad (3.6)$$

де

$$\Omega = \mu_g \cdot f_g / (\mu \cdot f) = f_g / f. \quad (3.7)$$

Номограма (рис. 3.2) побудована для значень $\sigma_a = 0,2$ ($p_m = 0,3$ МПа) та безрозмірної площі пневмоциліндра $\Pi_{2,1}$:

$$\Pi_{2,1} = F_2/F_1 = 1,0,$$

де F_1 і F_2 – площі поршня з обох його торців.

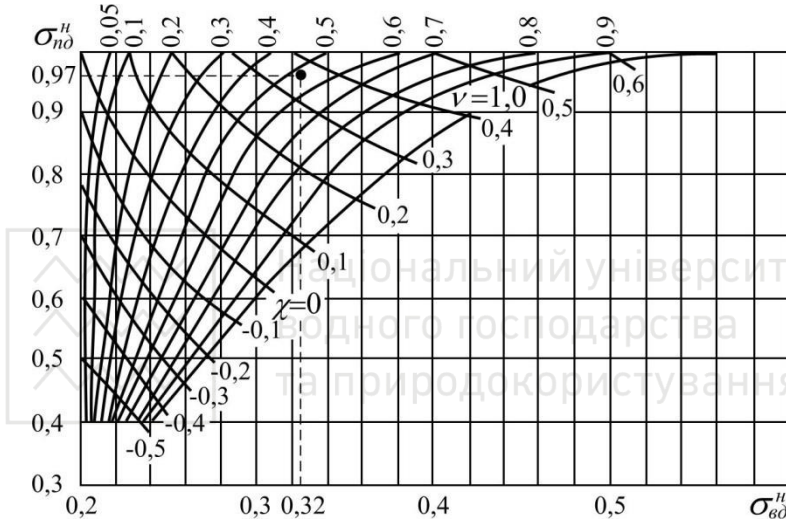


Рис. 3.2. Номограма розподілу безрозмірних тисків в залежності від безрозмірного навантаження

При інших значеннях цих величин, наприклад, наявності штока, в розрахунки слід внести поправочні коефіцієнти.

Величини σ_{nd} практично мало залежать від p_m і при тисках 0,3...1,0 МПа можуть визначатися за вказаною номограмою (рис. 3.2). Величини σ_{6d} знаходять на основі перерахунку значень, отриманих з графіка, на нові значення p_m за наближеною формулою:

$$\sigma_{6d} = \sigma_{6d}^H \cdot 0,5/p_m, \quad (3.8)$$

де p_m – потрібно підставляти в МПа.

При відхиленні $\Pi_{2,1}$ від одиниці в значення безрозмірних тисків вносяться наступні поправочні коефіцієнти:



$$\sigma_{пд} = \sigma_{пд}^H \pm 0,5\beta; \quad \sigma_{вд} = \sigma_{вд}^H \pm 0,1\beta,$$

де $\sigma_{пд}^H$ і $\sigma_{вд}^H$ – відносні тиски при $\Pi_{2,1} = 1,0$; β – відхилення $\Pi_{2,1}$ від одиниці. Знак поправочного коефіцієнта β співпадає зі знаком відхилення.

Приклад розрахунку

Визначити час підготовчого періоду двостороннього типового пневмопривода, використовуючи в якості вихідних даних результати динамічного синтезу. У відповідності з цим маємо:

- діаметр поршня $D = 0,08$ м;
- діаметр штока $d_{шт}$ = 0,02 м;
- робочий хід поршня $S = 0,3$ м;
- довжина трубопроводу від циліндра до розподільника $L_m = 5$ м, а його діаметр $d_m = 0,008$ м;
- коефіцієнт витрати лінії подачі $\mu_n = 0,08$;
- коефіцієнт витрати вихлопної лінії $\mu_e = 0,26$;
- навантаження на поршень з урахуванням сил тертя $P = 556,7$ Н;
- тиск в магістралі $p_m = 0,5$ МПа.

Час спрацьовування розподільника не враховувати.

Визначаємо час поширення хвилі тиску $t_{хв.м}$:

$$t_{хв.м} = L_m / a = 5 / 341 = 0,015 \text{ с.}$$

Знаходимо початкові об'єми робочої та вихлопної порожнин з врахуванням об'ємів трубопроводів на ділянках від циліндра до розподільника.

Початковий об'єм робочої порожнини:

$$\begin{aligned} V_{01} &= \pi \cdot d_m^2 / 4 L_m + \pi \cdot D^2 / 4 \delta = \\ &= 3,14 \cdot 0,008^2 / 4 \cdot 5,0 + 3,14 \cdot 0,08^2 / 4 \cdot 0,01 = 3,014 \cdot 10^{-4}, \text{ м}^3, \end{aligned}$$

де δ – приймаємо рівним 0,01 м, відстань від торця поршня до кришки пневмоциліндра. Ця відстань приймається конструктивно, з міркування, що $\delta = d_m + (3 \dots 5)$ мм.

Початковий об'єм вихлопної порожнини:

$$\begin{aligned} V_e &= \pi \cdot d_m^2 / 4 L_m + \pi \cdot (D^2 - d_{шт}^2) / 4 (S + \delta) = \\ &= 3,14 \cdot 0,008^2 / 4 \cdot 5,0 + 3,14 (0,08^2 - 0,02^2) / 4 (0,3 + 0,01) = 1711 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3. \end{aligned}$$

Визначаємо безрозмірне (відносне) навантаження на поршень за



формулою:

$$\chi = P / (p_m \cdot F_1) = 556,7 / (0,3 \cdot 10^6 \cdot 5,02 \cdot 10^{-3}) = 0,37,$$

де $F_1 = \pi \cdot D^2 / 4 = 3,14 \cdot 0,08^2 / 4 = 5,02 \cdot 10^{-3}$, м² – площа поршня.

Знаходимо значення відносних тисків σ_d і σ_{nd} в момент початку руху поршня, для чого попередньо обчислюємо:

параметр

$$\begin{aligned} v &= V_1 / V_e \cdot \Omega = V_{01} \cdot \mu_e \cdot f_e / (V_e \cdot \mu_n \cdot f) = \\ &= 301,4 \cdot 10^{-6} \cdot 0,26 \cdot 50,24 \cdot 10^{-6} / (1711 \cdot 10^{-6} \cdot 0,08 \cdot 50,24 \cdot 10^{-6}) = 0,57. \end{aligned}$$

Параметр безрозмірної площі

$$\begin{aligned} \Pi_{2,1} &= F_2 / F_1 = (D^2 - d_{um}^2) / D^2 = \\ &= (0,08^2 - 0,02^2) / 0,08^2 = 0,938. \end{aligned}$$

За номограмою на рис. 3.2 для $\chi = 0,37$ і $v = 0,57$ знаходимо

$$\sigma_{nd}^H = 0,97 \text{ і } \sigma_{ed}^H = 0,32.$$

Враховуючи, що $\Pi_{2,1} = 0,938$, вносимо відповідні поправки:

$$\sigma_{nd} = \sigma_{nd}^H - 0,5(1,0 - \Pi_{2,1}) = 0,97 - 0,5(1,0 - 0,938) = 0,94,$$

$$\sigma_{ed} = \sigma_{ed}^H - 0,1(1,0 - \Pi_{2,1}) = 0,320 - 0,1(1,0 - 0,938) = 0,32.$$

Визначаємо час заповнення робочої порожнини до початку руху поршня $t_{зан}$ за формулою (3.3):

$$t_{зан} = 3,62 \cdot 10^{-3} \cdot V_{01} / (\mu \cdot f) [\Psi_1(\sigma_{nd}) - \Psi_1(\sigma_a)],$$

де $\sigma_a = p_a / p_m = 0,1 / 0,5 = 0,2$.

Значення функцій $\Psi_1(0,939)$ і $\Psi_1(0,2)$ знаходимо за графіком (рис. 3.1). Вони відповідно дорівнюють $\Psi_1(0,939) = 1,02$ і $\Psi_1(0,2) = 0,2$.

Тоді

$$t_{зан} = 3,62 \cdot 10^{-3} \cdot 301,4 \cdot 10^{-6} / (0,08 \cdot 50,24 \cdot 10^{-6}) (1,02 - 0,2) = 0,22 \text{ с.}$$

Час спорожнення вихлопної порожнини t_{cn} визначимо за формулою (3.4):

$$t_{cn} = 2,53 \cdot 10^{-2} \cdot V_e / (\mu_e \cdot f_e \cdot \sigma_e^{k-1/2k}) [\Psi_2(\sigma_{ed}) - \Psi_2(\sigma_a)].$$

Значення функцій $\Psi_2(0,3188)$ і $\Psi_2(0,2)$ знаходимо за номограмою (рис. 3.1). Вони відповідно дорівнюють $\Psi_2(0,3188) = 0,86$ і $\Psi_2(0,2) = 0,81$.

Тоді



$$t_{cn} = 2,53 \cdot 10^{-2} \cdot 1711 \cdot 10^{-6} / (0,26 \cdot 50,24 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2^{0,143}) (0,86 - 0,81) = 0,21 \text{ с.}$$

Порівнюючи час заповнення і спорожнення порожнин робочого циліндра, вибираємо більше значення, тобто $t_{зан} = 0,22 \text{ с.}$ У даному випадку велика різниця у часі пояснюється головним чином малим значенням навантаження $\chi = 0,369$ завдяки чому тиск у вихлопній порожнині змінився значно менше, ніж у робочій порожнині.

Час підготовчого періоду $t_{нід}$ дорівнює:

$$t_{нід} = t_{хв.м} + t_{зан} = 0,015 + 0,22 = 0,235, \text{ с.}$$

3.3. Період руху поршня

Так як в загальному випадку у пневматичному двигуні (пневмоциліндрі) є дві порожнини, то при проектних розрахунках прийнято ці порожнини нумерувати, індекси параметрів будуть відповідати нумерації порожнин. На рис. 3.3 перша порожнина є робочою, а друга – вихлопною.

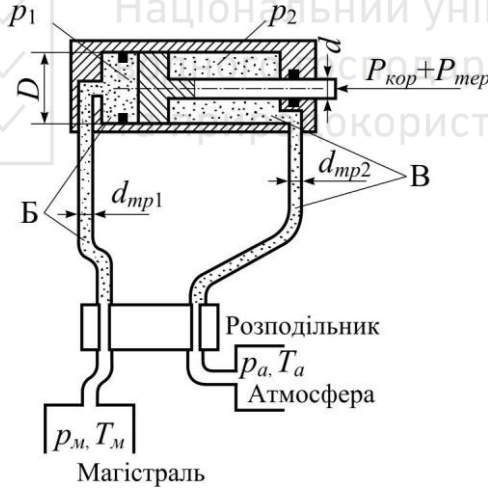


Рис. 3.3. Схема поршневого типового пневмопривода двосторонньої дії

Рівняння руху поршня двостороннього типового пневмопривода має наступний вигляд:

$$m \cdot d^2 x / dt^2 = p_1 \cdot F_1 + p_2 \cdot F_2 + P, \quad (3.9)$$

де m – маса приводу (поршня зі штоком) і приєднаних до нього частин, що рухаються поступально; x – координата переміщення



поршня; p_1, p_2 – тиски повітря в першій і другій порожнинах (Б і В); P – сила опору на штоку поршня (навантаження); F_1, F_2 – площі торців поршня (безштокової і штокової).

Диференціальне рівняння (3.9) повинно рішатись сумісно з рівняннями, що характеризують зміну тисків в обох порожнинах робочого циліндра. Ці рівняння, наведені нижче, отримані без врахування теплообміну з оточуючим середовищем і при постійних параметрах стиснутого повітря в магістралі [1].

Рівняння для визначення тиску p_1 в робочій порожнині має наступний вигляд [1]:

$$dp_1/dt = \left\{ \left(K \cdot f_6^e \cdot p_m \cdot \sqrt{RT} \right) / \left[F_1 (x_{01} + x) \right] \right\} \cdot [\varphi(\sigma_1)] - [k \cdot p_1 / (x_{01} + x)] \cdot (dx/dt), \quad (3.10)$$

де $\sigma_1 = p_1/p_m$; $K = \sqrt[2]{2g \cdot k / (k-1)}$; $x_{01} = V_{01}/F_1$;

$f_6^e = \mu_6 f_1$ – ефективна площа вхідного отвору;

μ_6 – коефіцієнт витрати підвідної лінії;

f_1 – площа вхідного отвору;

x_{01} – приведена початкова координата положення поршня;

V_{01} – початковий об'єм робочої порожнини.

В рівнянні (3.10) значення функції витрати $\varphi(\sigma_1)$ дорівнюють:

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k}} \quad \text{при } 0,528 < \sigma < 1,0; \quad (3.11)$$

$$\varphi(\sigma) = 0,2588 \quad \text{при } 0 < \sigma < 0,528.$$

При визначенні початкової координати положення поршня необхідно враховувати не тільки початковий об'єм порожнини (шкідливий простір), але і об'єм трубопроводу від розподільника до робочого циліндра. Рівняння для визначення тиску p_2 в вихлопній порожнині має наступний вигляд [1]:

$$dp_2/dt = \left\{ \left(k f_2^e K p_2^{(3k-1)/2k} \sqrt{RT} \right) / \left[F_2 (S + x_{02} - x) p_m^{(k-1)/2k} \right] \right\} \cdot [\varphi(\sigma_a/\sigma_2)] + [k \cdot p_2 / (S + x_{02} - x)] \cdot (dx/dt), \quad (3.12)$$

Значення функцій витрати $\varphi(\sigma_a/\sigma_2)$ визначаються за формулою (3.11)

$$\varphi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k}}.$$

Сумісне рішення систем рівнянь (3.10, 3.11, 3.12) можливо з



допомогою чисельних методів інтегрування. При цьому крок інтегрування вибирається в залежності від потрібної точності розрахунків. Інтегрування продовжується до тих пір, поки значення переміщення x не стане рівним робочому ходу S . Час, що відповідає цьому моменту, дорівнює часу переміщення поршня. В проектній практиці системи диференціальних рівнянь (3.10, 3.11, 3.12) представляють в безрозмірній формі, що дає можливість використовувати одне рішення для цілої групи однотипних пневмоприводів. Згідно [1] вводяться наступні безрозмірні змінні параметри:

$$\zeta = x/l; \quad \sigma = p/p_M; \quad \tau = t/t_m,$$

де
$$t_m = FS / (f^e K \sqrt{RT}), \quad (3.13)$$

і безрозмірні параметри:

$$\begin{aligned} \chi &= P / (p_M \cdot F_1); \quad \Omega = \mu_2 \cdot f_2 / (\mu_1 \cdot f_1); \\ N &= (f^e \cdot K / F_1) \cdot \left[\sqrt{m \cdot R \cdot T_m / (p_M \cdot F \cdot S)} \right]; \\ \zeta_0 &= x_0 / S; \quad \Pi_{2,1} = F_2 / F_1, \end{aligned} \quad (3.14)$$

де N – постійна величина, що характеризує співвідношення розмірів і параметрів даного привода; ζ_0 – координата, що характеризує початковий об'єм робочої порожнини; $\Pi_{2,1}$ – відношення площ торців поршня.

Виразивши дійсні переміщення через безрозмірні і підставивши отримані значення в рівняння (3.10), (3.11), (3.12), отримують наступну систему безрозмірних рівнянь:

рівняння руху:

$$d^2 \zeta / dt^2 = (1,0/N) \cdot (\sigma_1 + \Pi_{2,1} \cdot \sigma_2 - \chi); \quad (3.15)$$

рівняння тиску в робочій порожнині:

$$d\sigma_1 / d\tau = [K / (\zeta_{01} + \zeta)] \cdot [\varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \cdot (d\zeta / d\tau)]; \quad (3.16)$$

рівняння тиску в вихлопній порожнині:

$$\begin{aligned} d\sigma_2 / d\tau &= [K / (\zeta_{02} + 1,0 - \zeta)] \times \\ &\times \left[(\Omega / \Pi_{2,1}) \cdot \sigma_2^{(k-1)/2k} \cdot \varphi(\sigma_a / \sigma_2) - \sigma_2 \cdot (d\zeta / d\tau) \right]. \end{aligned} \quad (3.17)$$

Систему нелінійних диференціальних рівнянь зазвичай вирішують одним з чисельних методів (Рунге-Кутта, Адамса, Ейлера та ін.).

Перехід від безрозмірних параметрів до дійсних здійснюється за



формулою переходу:

$$t = 1,03 \cdot 10^{-3} \cdot SD^2 \tau / (\mu \cdot f). \quad (3.18)$$

В результаті для різних N , Ω і χ отримані значення σ , σ_1 , ξ , ξ_{01} і відповідні їм інтервали часу. На підставі цих розрахунків побудовані зведені графіки (рис. 3.4...3.10), з допомогою яких можна розрахувати час руху поршня пневмопривода [1]. У наведених нище зведених графіках інтервал часу τ включає не тільки час переміщення поршня, але і час t_n підготовчого періоду. Розроблений наступний порядок розрахунку з допомогою наведених графіків [1]. Спочатку вихідні фізичні параметри виражають в безрозмірній формі. Потім за отриманими безрозмірними параметрами Ω , N , χ знаходять відповідний графік, за яким і визначають безрозмірний час спрацьовування τ і потім – фактичний час t .

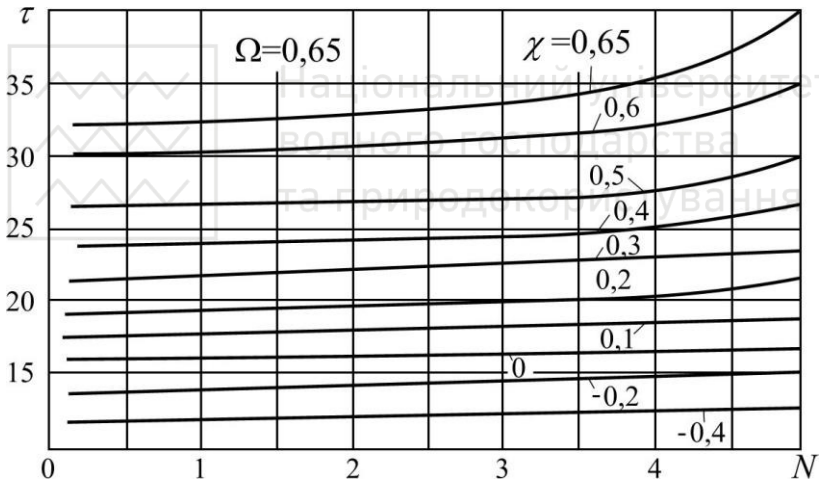


Рис. 3.4. Залежність часу спрацьовування τ від конструктивного параметра N пневмопривода $\sigma_a = 0,15 \dots 0,3$; $\chi_0 = 0,1 \dots 1,0$; $II_{2,1} = 1$. Пропускна здатність – $\Omega = 0,65$

Послідовність розрахунків.

Визначають безрозмірне навантаження χ за формулою:

$$\chi = P / (p_m \cdot F_1) = P / (0,785 p_m \cdot D^2). \quad (3.19)$$

Визначають безрозмірний конструктивний параметр N за формулою [1]:



$$N = f_e \cdot K / F_1 \cdot \left[\sqrt{mRT_m / (p_m F_1 S)} \right] = \quad (3.20)$$
$$= 275,7 \cdot \mu_1 \cdot d_1 / D^3 \cdot \sqrt{P_m / (p_m \cdot S)}.$$

P_m – сила тяжіння вантажу і всіх частин приводу, що рухаються поступально.

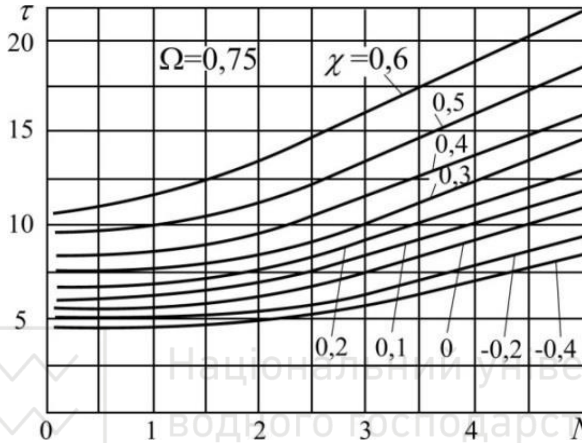


Рис. 3.5. Залежність часу спрацювання τ від конструктивного параметра N пневмопривода $\sigma_a = 0,15 \dots 0,3$. Пропускна здатність – $\Omega = 0,75$

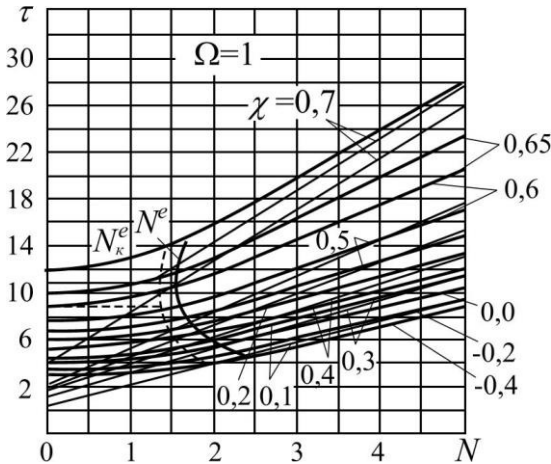


Рис. 3.6. Залежність часу спрацювання τ від конструктивного параметра N пневмопривода $\sigma_a = 0,15 \dots 0,3$. Пропускна здатність – $\Omega = 1,0$

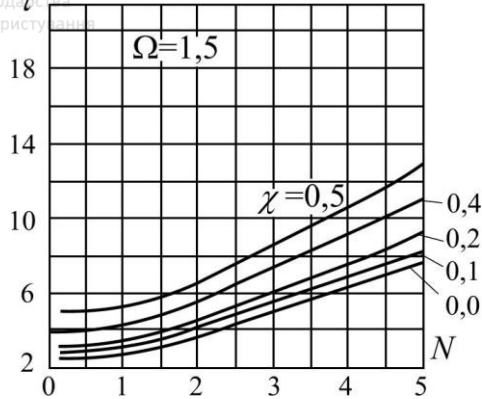


Рис. 3.7. Залежність часу спрацювання τ від конструктивного параметра N пневмопривода $\sigma_a = 0,15 \dots 0,3$. Пропускна здатність – $\Omega = 1,5$

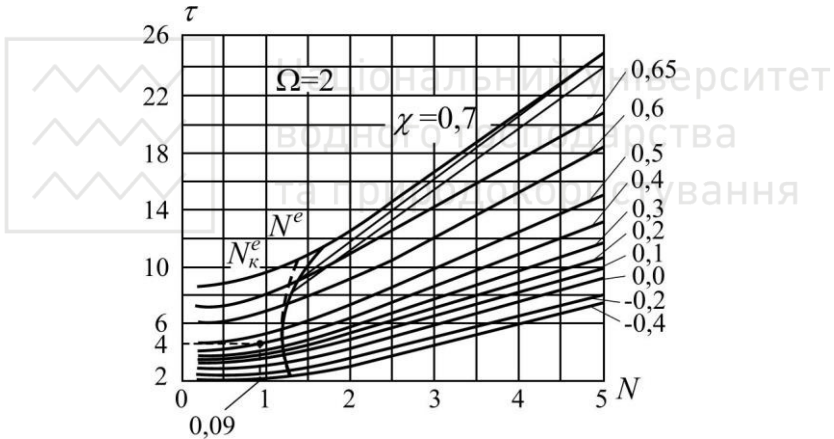


Рис. 3.8. Залежність часу спрацювання τ від конструктивного параметра N пневмопривода $\sigma_a = 0,15 \dots 0,3$. Пропускна здатність – $\Omega = 2,0$

Визначають безрозмірний коефіцієнт Ω , що характеризує пропускні здатності підвідної і вихлопної лінії привода, за формулою:

$$\Omega = \mu_2 \cdot f_2 / (\mu_1 \cdot f_1); \quad (3.21)$$

По отриманому параметру Ω вибирають розрахунковий графік. Якщо такого немає, то по двом найближчим до отриманого значення Ω графікам виконують інтерполяцію.

Визначають приведену початкову координату положення поршня. Спочатку розраховують початкові об'єми робочої і вихлопної



порожнин з врахуванням об'ємів трубопроводів на ділянках від циліндра до розподільника:

$$\begin{aligned} V_{01} &= \pi D^2 / 4 \delta + 0,785 d_1^2 l_1; \\ V_g &= \pi (D^2 - d_{um}) / 4 (S + \delta) + 0,785 d_2^2 l_2. \end{aligned} \quad (3.22)$$

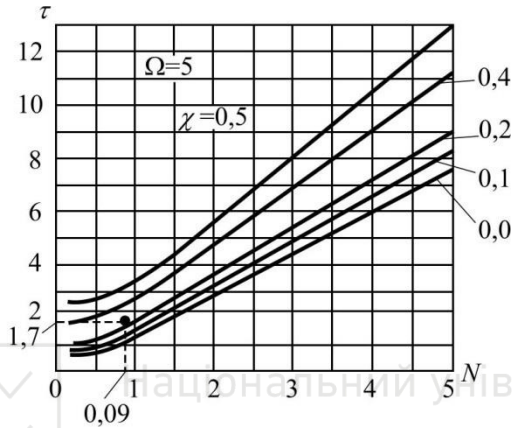


Рис. 3.9. Залежність часу спрацювання τ від конструктивного параметра N пневмопривода $\sigma_a = 0,1 \dots 0,3$. Пропускна здатність – $\Omega = 5$

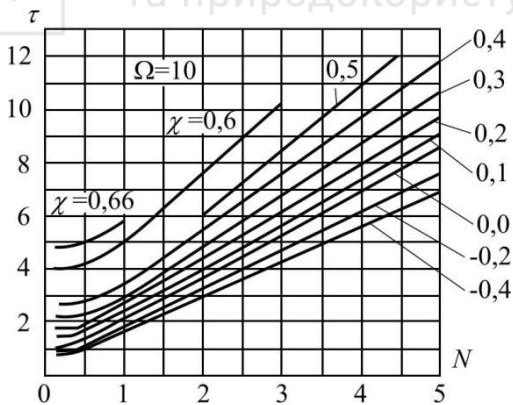


Рис. 3.10. Залежність часу спрацювання τ від конструктивного параметра N пневмопривода $\sigma_a = 0,1 \dots 0,3$. Пропускна здатність – $\Omega = 10$

Затим визначають початкові координати поршня:

$$\xi_{01} = 1,27 V_{01} / (D^2 \cdot S); \quad \xi_{02} = 1,27 V_g / (D^2 \cdot S). \quad (3.23)$$



Вибирають графік по значеннях Ω , ξ_{01} і ξ_{02} , σ_a . По вибраному графіку, згідно отриманих значень N і χ визначають параметр часу τ і фактичний час спрацювання пневмоприводу за формулою переходу:

$$t = 1,03 \cdot 10^{-3} \cdot SD^2 / (\mu \cdot d_1^2) \cdot \tau. \quad (3.24)$$

Приклад розрахунку

Визначити час прямого ходу поршня двостороннього пневмопривода, використовуючи в якості вихідних даних результати динамічного синтезу, розглянутого раніше: $D = 0,08$ м; $S = 0,3$ м; $l_1 = l_2 = 5$ м; $d_1 = d_2 = 0,008$ м; $\mu_1 = 0,08$; $\mu_2 = 0,26$; $P = 556,73$ Н; $p_m = 0,3$ МПа; $P_m = 1000$ Н.

Визначаємо безрозмірне (відносне) навантаження χ за формулою (3.19):

$$\begin{aligned} \chi &= P / (p_m \cdot F_1) = P / (0,785 p_m \cdot D^2) = \\ &= 556,7 / (0,785 \cdot 0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,08^2) = 0,37. \end{aligned}$$

Визначаємо безрозмірний (відносний) конструктивний параметр N за формулою (3.20):

$$\begin{aligned} N &= 275,7 \cdot \mu_1 \cdot d_1 / D^3 \cdot \sqrt{P_m / (p_m S)} = \\ &= 275,4 \cdot 0,08 \cdot 0,008 / 0,08^3 \cdot \sqrt{1000 / (0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,3)} = 0,092. \end{aligned}$$

Визначаємо безрозмірний (відносний) коефіцієнт Ω за формулою (3.21):

$$\Omega = \mu_2 \cdot f_2 / (\mu_1 \cdot f_1) = 0,26 / 0,08 = 3,25.$$

Визначаємо початкові об'єми робочої і вихлопної порожнин за формулою (3.22). Раніше ці значення були визначені при розрахунку часу підготовчого періоду:

$$V_{01} = 301,4 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3; \quad V_g = 1711 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^3.$$

Визначаємо початкові координати поршня за формулою (3.23):

$$\xi_{01} = 1,27 V_{01} / (D^2 \cdot S) = 1,27 \cdot 301,4 \cdot 10^{-6} / (0,08^2 \cdot 0,3) = 0,199;$$

$$\xi_{02} = 1,27 V_{02} / (D^2 \cdot S) = 1,27 \cdot 1711 \cdot 10^{-6} / (0,08^2 \cdot 0,3) = 1,132.$$

За графіком для $\Omega = 2$; $\sigma_a = 0,15 \dots 0,3$ по значеннях $N = 0,092$ і $\chi = 0,37$ знаходимо $\tau = 4,0$ с (рис. 3.8).

За графіком для $\Omega = 5$; $\sigma_a = 0,15 \dots 0,3$ по значеннях $N = 0,092$ і



$\chi = 0,37$ знаходимо $\tau = 1,7$ с (рис. 3.9).

Інтерполуючи, отримаємо для $\Omega = 3,25$, $\tau = 3,04$ с.

Визначаємо фактичний час спрацювання пневмоприводу за формулою (3.24):

$$t = 1,03 \cdot 10^{-3} \cdot SD^2 / (\mu_1 \cdot d_1^2) \cdot \tau = \\ = 1,03 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3 \cdot 0,08^2 / (0,08 \cdot 0,008^2) \cdot 3,04 = 1,52, \text{ с.}$$

Фактичний час спрацювання пневмоприводу t включає в себе підготовчий час $t_{ни0}$, тому фактичний час руху поршня t' дорівнює:

$$t' = t - t_{ни0} = 1,52 - 0,235 = 1,285 \text{ с.}$$

Література

1. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
2. Гидравлика, гидромашини и гидравлические приводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов, О.В. Байбаков, Ю.Л. Кириловский. – М.: Машиностроение, 1970. – 504 с.
3. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под. Ред. Б.Б.Некрасова. Минск, «Вышэйш. школа», 1976, 416 с.: ил.
4. Нестеренко В.П. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навч. посібник. – Рівне: НУВГП, 2013. – 328 с
5. Сунукуев Б.С. Расчет пневмо- и гидропривода машин легкой промышленности: учебное пособие / Б.С. Сунукуев. – Минск: БТИ им. С.М. Кирова, 1988.