

## ЗРІВНОВАЖУЮЧИЙ КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ (ЗКМ) З ПОРШНЬОВИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ І АВТОМАТИЧНОЮ СИСТЕМОЮ РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ

Відомо [3], що ефективність роботи ЗКМ з поршньовим навантажувачем залежить від швидкості головного валу машини і може бути підвищена за рахунок регулювання тиску підпору в пневмоциліндрі. Ручна зміна тиску має певні недоліки і не дає змоги підтримувати його з потрібною точністю і змінювати в необхідних границях.

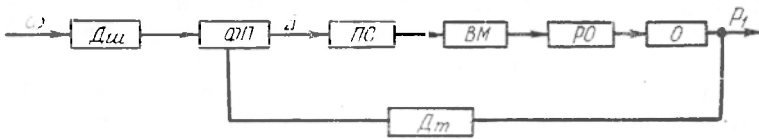


Рис. 1. Функціональна схема системи.

Підтримувати потрібний тиск підпору доцільно за допомогою автоматичної системи регулювання. Відомі різні системи автоматичного регулювання тиску, побудова яких не становить складності. Властивістю розробленої системи є нелінійна залежність тиску підпору від швидкості роботи механізму, що вимагає введення в систему функціонального перетворювача. Він здійснюватиме цю нелінійну залежність, яку назвемо програмою зміни тиску, відповідно до швидкості роботи механізму.

**Загальна функціональна схема автоматичного регулювання тиску.** Незважаючи на те, що можливі різні варіанти побудови таких систем, їх можна зобразити загальною функціональною схемою (рис. 1).

Потрібний тиск у циліндрі  $P_0$ , який надалі називатимемо об'єктом регулювання  $O$ , підтримується за допомогою системи, що має датчики тиску  $D_T$  і швидкості  $D_{ш}$ .

При зміні швидкості роботи механізму  $\omega$  тиск у циліндрі ЗКМ перестає відповідати потрібному і на виході функціонального перетворювача  $ФП$  виникає сигнал розбалансу. Він підсилюється підсилювачем  $ПС$  і надходить на виконавчий механізм системи  $ВМ$ , який здійснює керівництво регулюючим органом  $РО$ . В свою чергу  $РО$  безпосередньо діє на об'єкт, змінює тиск у циліндрі доти, поки той не відповідатиме зміненій швидкості головного валу.

Залежно від конкретного виконання системи автоматичного регулювання ті чи інші функціонально необхідні елементи можуть бути різні. Подібні системи можна будувати у вигляді систем прямого регулювання, коли для керівництва регулюючим органом застосовується енергія самих датчиків, або у вигляді системи непрямого регулювання, коли для здійснення управління застосо-

ується окреме джерело енергії, наприклад, підсилювач, а датчики тільки керують величиною цієї енергії [1].

Можливі різні варіанти як щодо складності побудови системи регулювання, так і процесу регулювання. У наше завдання входить побудова системи, яка б задовільняла всі вимоги, була найбільш простою і надійною, вміщала максимум стандартних елементів. При розрахунку таких систем основні показники якості процесу регулювання такі:

1. Статична похибка регулювання  $\Delta P$ , яка є різницею між потрібним оптимальним тиском і його дійсним значенням у сталому процесі регулювання на розрахункових режимах роботи механізму (залежно від конкретних умов — приймаємо  $\Delta P = 0,01 \div 0,02 \text{ МПа}$ ).

2. Швидкодійність системи, яка визначається часом процесу регулювання і обирається виходячи з різниці потрібного і дійсного тиску в пневмоциліндрі.

Головним показником якості процесу регулювання є статична точність, яка безпосередньо впливає на коефіцієнт зрівноваження  $K_{зр}$ .

На рис. 2 показана розроблена, відлагоджена і випробувана у лабораторних умовах електрична система автоматичного регулювання тиску.

Для вимірювання швидкості роботи машини застосовується тахогенератор  $TГ$ . Об'єктом регулювання є камера циліндра 1, яка може з'єднуватися через повітропровід редуктор тиску 7 і клапанну пару з магістраллю або атмосферою. У середньому положенні клапанна пара перекриває одночасно два повітропроводи. Тиск повітря у циліндрі вимірюють сильфоном 2, який зв'язаний з рейкою та рейковим колесом 4, що сидить на валу кулачка 6. Коромисло 5 одним кінцем жорстко закріплене на валу сельсіна  $C$ , а на другому кінці його розташований ролик, який перебуває в постійному контакті з кулачком 6. Сельсін  $C$  застосовується для перетворення кута повороту кулачка у напругу. При сталому режимі роботи тиск підпору у пневмоциліндрі відповідає швидкості головного вала машини.

Напруга  $U_c$ , яка знімається з двох вторинних обмоток, випрямляється мостом  $D_1 \dots D_4$ , потім фільтрується за допомогою конденсатора  $C_1$  і порівнюється з напругою від тахогенератора  $U_{тг}$ . Конденсатор  $C_2$  вирівнює можливі пульсації напруги на тахогенераторі, які можуть бути викликані нерівномірністю ходу машини при циклічному режимі роботи.

При зміні швидкості машини змінюється напруга  $U_{тг}$  на тахогенераторі, внаслідок чого з'являється напруга розбалансу. Це викликає спрацювання поляризованого реле  $РП$  і вмикання проміжного реле  $P_1$  і  $P_2$ . При виключенні реле двигун  $M$  залежно від знаку сигналу розбалансу повертає вал редуктора 5 і клапанну пару, з'єднує камеру циліндра з магістральним повітропроводом, або проходить випуск повітря в атмосферу аж поки тиск у циліндрі не дорівнює потрібному.

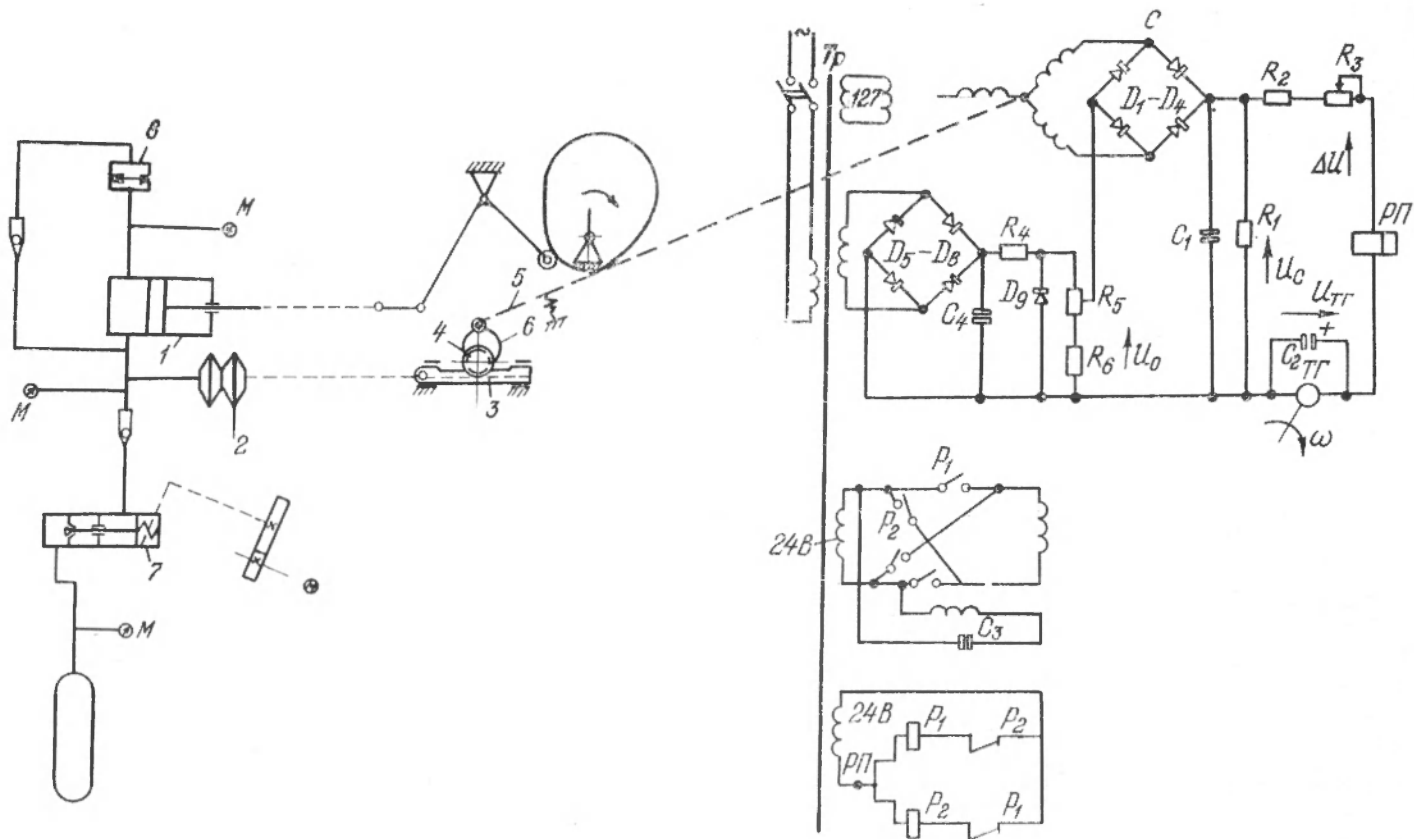


Рис. 2. Система автоматического регулирования тиску.

Система працює аналогічно і при зміні тиску в циліндрі внаслідок інших збуджень, наприклад, просочування повітря. При цьому деформується сильфон, він переміщає рейку і через рейкове колесо повертає кулачок, що через ролик і коромисло приводить до повороту вала сельсіна і змінї напруги  $U_c$  на його обмотках. З'являється напруга розбалансу, внаслідок чого спрацьовує реле, вимикається електродвигун і повертає клапанну пару, з'єднуючи порожнину циліндра з повітропроводом до того часу, поки тиск у циліндрі не дорівнюватиме потрібному. Для одержання постійного тиску в циліндрі за період повного обертання кулачка ЗКМ застосовується пневмокамера 8.

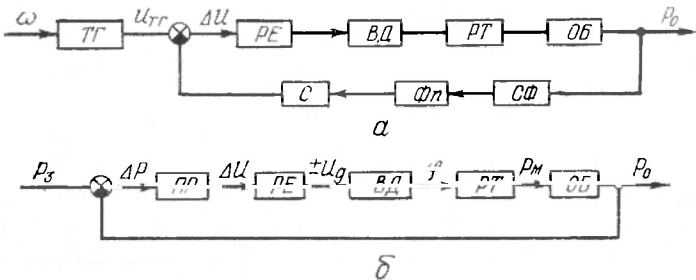


Рис. 3. Функціональна схема системи САР (а) та еквівалентна схема системи (б).

**Розрахунок системи автоматичного регулювання тиску в циліндрі.** Наше завдання — досягти оптимальної швидкості обертання виконавчого двигуна, яка б задовольняла найкращому перехідному процесу в системі регулювання тиску.

На першому етапі розрахунку необхідно провести вибір всіх функціональних елементів системи та розрахувати статичну точність системи і потрібну для неї електричну схему. На другому — скласти рівняння динаміки ланок системи, а потім усієї системи і визначити її стійкість.

На третьому — визначити оптимальну швидкість обертання виконавчого двигуна. Методика цього розрахунку повністю побудована на відомих положеннях статички і динаміки системи регулювання [1, 5].

На рис. 3, а показана повна функціональна схема системи, яка складається із таких ланок: тахогенератора ТГ, реле РЕ, виконавчого двигуна ВД, редуктора тиску РТ, об'єкта ОБ, сильфона СЛ, функціонального перетворювача ФП і сельсіна С.

Для проведення розрахунків доцільно перетворити схему в еквівалентну їй (рис. 3, б). У цій схемі весь ланцюг зворотного зв'язку (сильфон, функціональний перетворювач, сельсін і тахогенератор) замінено одним ланцюгом — перетворювачем Пр. На схемі вказані відповідні вхідні і вихідні координати всіх ланок.

Об'єкт регулювання. Вихідною координатою об'єкту є тиск  $P_0$  у циліндрі, вхідною — тиск на виході магістралі  $P_M$ . При миттєвому відкриванні редуктора внаслідок виникнення пе-

репаду тиску в циліндр з магістралі надходить повітря. Кількість повітря, яке надходить за час  $dt$ ,

$$dG = K_p \varphi (P_M - P_0) dt, \quad (1)$$

де  $\varphi$  — кут повороту редуктора;  $K_p$  — коефіцієнт, який залежить від форми і розмірів перетину прохідного отвору редуктора тиску. Внаслідок надходження повітря з магістралі в циліндр тиск в останньому збільшується на  $dP_0$

$$dP_0 = \frac{RT_0}{V_0} dG, \quad (2)$$

де  $R$  — постійна;  $T_0$  — температура повітря в циліндрі;  $V_0$  — об'єм циліндра.

Підставляючи вираз (1) у (2), одержуємо

$$dP_0 = \frac{RT_0}{V_0} K_p \varphi (P_M - P_0) dt, \quad (3)$$

звідки

$$\frac{1}{RT_0} K_p \varphi \frac{dP_0}{dt} + P_0 = P_M. \quad (4)$$

Введемо позначення

$$T_0 = \frac{V_0}{RT_0} K_p \varphi, \quad (5)$$

де  $T_0$  — постійна часу об'єкту. Тоді вираз (4) набере вигляду

$$T_0 \frac{dP_0}{dt} + P_0 = P_M. \quad (6)$$

Таким чином, об'єкт описується диференціальним рівнянням першого порядку. Постійна часу об'єкту  $T_0$  залежить від кута повороту редуктора, що не бажано, оскільки таку систему важко зробити стійкою. Доцільно після редуктора встановити дросель набагато меншого перетину, ніж прохідний отвір редуктора, тоді можна вважати, що постійна часу об'єкту є постійною.

Редуктор тиску. Вихідною координатою редуктора є тиск  $P_M$  на виході магістралі після редуктора, вхідною — кут повороту редуктора. У першому наближенні можна прийняти, що при постійному тиску в магістралі елементарне вагове витрачення повітря через отвір редуктора пропорційне куту повороту

$$dG = K_p \varphi dt, \quad (7)$$

враховуючи

$$dP_M = \frac{RT_M^0}{V_M} dG, \quad (8)$$

де  $T_M^0$  — температура повітря магістралі;  $V_M$  — об'єм повітря в магістралі.

Підставляючи (7) в (8), записуємо

$$dP_M = \frac{RT_M^0}{V_M} K_p \varphi dt. \quad (9)$$

звідки після інтегрування

$$P_m = \frac{RT_m^0}{V_m} K_p \int \varphi dt. \quad (10)$$

Таким чином, редуктор є інтегруючою ланкою, тобто при повороті редуктора на невеликий кут тиск на виході редуктора з часом прямує до нескінченності, що справедливо з умови, що тиск на виході редуктора також дорівнює нескінченності. Оскільки тиск реальної магістралі кінцевий, то реальне рівняння (9) запишемо у вигляді

$$\frac{V_m}{RT_m^0} K_p \frac{dP_m}{dt} + P_m = K_p \varphi, \quad (11)$$

або

$$T_1 \cdot \frac{dP_m}{dt} + P_m = K_p \varphi, \quad (12)$$

де  $T_1 = \frac{V_m}{RT_m^0} K_p$  — стала часу редуктора.

Виконавчий двигун. Нехтуючи інерційністю виконавчого двигуна і враховуючи, що вихідною координатою двигуна є кут повороту  $\varphi$  редуктора, запишемо рівняння двигуна [1]

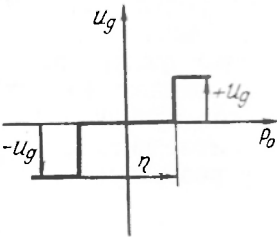
$$\varphi = K_d \int U_d dt, \quad (13)$$

де  $K_d$  — кутова швидкість обертання двигуна.

Функціональний перетворювач вважаємо безінерційною ланкою з коефіцієнтом передачі  $K_{пр}$  [1].

**Розрахунок стійкості системи регулювання тиску.** Як уже відзначалося, система містить релейний елемент, тому необхідно проводити розрахунок стійкості системи з урахуванням нелінійності. Використаємо найбільш простий і зручний для нашої системи метод визначення стійкості — гармонічну лінеарізацію. Суть цього методу в тому, що релейний елемент замінюють фіктивним лінійним елементом з коефіцієнтом передачі, що виражається через параметри нелінійності. Далі система розраховується як лінійна [2].

Рис. 4. Статична характеристика об'єданого релейного елемента.



Для спрощення розрахунків функціональний перетворювач об'єднуємо з реле.

На рис. 4 показана статична характеристика об'єданого релейного елемента. Коли тиск  $P_0$  відхиляється на величину, яка дорівнює зоні чутливості  $\eta$ , то залежно від знаку цього відхилення спрацьовує реле і на виконавчий двигун подається напруга  $U_d$ . Замінімо елемент лінійним з коефіцієнтом передачі [2].

$$K_{\phi} = \frac{U_{\lambda}}{P_0} = \frac{4U_{\lambda}}{\pi A} \sqrt{1 - \left(\frac{\eta_1}{A}\right)^2}, \quad (14)$$

де  $A$  — амплітуда автоколивань такої системи. Запишемо одержані раніше рівняння всіх ланок системи (6), (12), (13)

$$T_0 \frac{dP_0}{dt} + P_0 = P_M, \quad T_1 \frac{dP_M}{dt} + P_M = K_p \varphi, \quad \varphi = K_{\pi} \int U_{\lambda} dt.$$

Перейшовши до операторної форми запису диференціальних рівнянь, маємо

$$P_0(T_0 S + 1) = P_M, \quad T_1(T_1 S + 1)P_M = K_p \cdot \varphi, \quad \varphi = \frac{K}{S} U_{\lambda}.$$

Розв'язавши систему з урахуванням нелінійного елемента, одержимо рівняння системи регулювання

$$T_0 T_1 S^3 P_0 + (T_1 + T_0) S^2 P_0 + P_0 S + P_0 K_p K_{\lambda} K_{\phi} + P_0 = K_p K_{\lambda} K_{\phi} U_{\lambda}. \quad (15)$$

Характеристичне рівняння системи

$$T_0 T_1 S^3 + (T_1 + T_0) S^2 + S + K_p K_{\lambda} K_{\phi} = 0. \quad (16)$$

Підставивши у характеристичне рівняння (16) замість оператора  $P$  оператор  $\omega$ , що відповідає автоколиванням з частотою  $\omega_0$ , та поділивши дійсну і уявну частоти, одержимо два рівняння

$$-T_0 T_1 \omega_0^2 + 1 = 0, \quad (17)$$

$$-(T_1 + T_0) \omega_0^2 + K_p K_{\lambda} K_{\phi} = 0. \quad (18)$$

З першого рівняння (17) знайдемо частоту автоколивань

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{T_0 T_1}}. \quad (19)$$

Підставивши її в (18), матимемо

$$(T_1 + T_0) - T_1 T_0 K_p K_{\lambda} K_{\phi} = 0, \quad (20)$$

звідки

$$K_{\phi} = \frac{T_1 + T_0}{T_1 T_0 K_p K_{\lambda}}. \quad (21)$$

Враховуючи (14), одержуємо

$$\frac{4U_{\lambda}}{\pi A} \sqrt{1 - \left(\frac{\eta_1}{A}\right)^2} = \frac{T_1 + T_0}{T_1 T_0 K_p K_{\lambda}}. \quad (22)$$

Визначимо амплітуду автоколивань

$$A^2 = \frac{M}{2} \pm \sqrt{\frac{M^2}{4} - M\eta_1^2}, \quad (23)$$

де

$$M = \left[ \frac{4U_a T_1 T_0 K_p K_d}{\pi (T_1 + T_0)} \right]^2. \quad (24)$$

Умовою стійкості системи є умова комплексності амплітуди автоколивань [2]. Вона у нашому випадку виражається нерівністю

$$M < 4\eta^2. \quad (25)$$

Підставляючи у нерівність (25) значення  $M$  одержимо остаточну умову стійкості системи у вигляді

$$\frac{\eta}{U_d} > \frac{2K_p K_d T_1 T_0}{\pi (T_1 + T_0)}. \quad (26)$$

Зона нечутливості  $\eta$  здебільшого обирається рівною потрібній статичній точності системи. Інші параметри системи  $T_1 T_0 K_p$  одержуємо, виходячи із силових і конструктивних розрахунків зрівноважувального механізму. У зв'язку з цим єдиною можливим (варіаційним) параметром для одержання стійкості є швидкість вихідного вала двигуна, що можна здійснити зміною величини редукції. Тоді потрібна величина коефіцієнта передачі двигуна

$$K_d < \frac{\eta \pi (T_1 + T_0)}{U_d 2K_p T_1 T_0}. \quad (27)$$

Звідси знаходимо редукцію.

На основі запропонованих розрахунків за схемою (рис. 2) зібрана та випробувана на універсальному стенді на кафедрі поліграфічних машин Українського поліграфічного інституту імені Івана Федорова лабораторна установка САР. Відхилення тиску підпору в циліндрі від розрахункового становить  $\Delta P = 0,01 \div \div 0,02$  МПа.

Список літератури: 1. *Иващенко Н. Н.* Автоматическое регулирование. М., «Машиностроение», 1973. 2. *Кринецкий Н. Н.* Расчет нелинейных автоматических систем. К., «Техника», 1968. 3. *Лаптев В. О.* Прогнозування ефекту зрівноваження ведучою системою виконавчих механізмів. — «Полиграфия и издательское дело», 1975, № 11. 4. *Смогов В. Б.* Вычислительные машины непрерывного действия. М., «Высшая школа», 1964. 5. Теория автоматического регулирования. Под ред. В. В. Солодовникова. М., «Машиностроение», 1967. 6. *Турчин А. М.* Электрические измерения неэлектрических величин. М., «Энергия», 1966.

V. A. LAPTYEV

## BALANCING FAM MECHANISMS WITH A PISTON LOADER AND AUTOMATIC SYSTEM OF PRESSURE ADJUSTMENT

### Summary

A system of automatic pressure adjustment of support in the operation cylinder of the loader of the BFM is proposed.

Calculation of the main functional elements as well as that of its stability is given.