



Автоматизація виробничих процесів

Методичні вказівки до практичних занять
для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
освітньої програми «Харчові технології»
галузь знань 18 Виробництво і технології
спеціальності 181 Харчові технології
денної та заочної форм навчання

УДК 664
А 58

Рекомендовано до видання вченою радою факультету митної справи, матеріалів та технологій ЛНТУ, протокол № ____ від « » _____ 2025 року.

Голова вченої ради факультету ММТ _____ В.В. Ткачук

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в репозитарій ЛНТУ

Директор бібліотеки _____ Н.П. Поліщук

Розглянуто і схвалено на засіданні кафедри харчових технологій та хімії ЛНТУ, протокол № ____ від « » _____ 2025 року.

Завідувач кафедри харчових технологій та хімії
_____ Дударев І.М.

Укладач: Гулько Ю.Л., кандидат технічних наук, доцент
кафедри харчових технологій та хімії ЛНТУ

Рецензент: Голячук С.Є., кандидат сільськогосподарських наук,
доцент кафедри харчових технологій та хімії ЛНТУ

Відповідальний за випуск: Дударев І.М., доктор технічних наук, професор
завідувач кафедри харчових технологій та хімії ЛНТУ

Автоматизація виробничих процесів : Методичні вказівки до практичних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньої програми «Харчові технології» Галузь знань 18 Виробництво і технології зі спеціальності 181 Харчові технології денної та заочної форм навчання / уклад. Ю.Л. Гулько – Луцьк : ЛНТУ, 2025. – 46 с.

Методичне видання складене відповідно до діючої програми курсу «Автоматизація виробничих процесів» з метою надання методичної допомоги у засвоєнні практичного матеріалу з курсу.

Зміст

Передмова.....	4
1. Визначення параметрів давачів.....	5
2. Розрахунок підсилювачів.....	11
3. Рівняння руху систем автоматичного регулювання.....	14
4. Визначення частотних характеристик систем автоматики.....	21
5. Визначення стійкості автоматичної системи.....	24
6. Розробка структурних схем і визначення передавальних функцій.....	29
систем автоматики	
7. Розрахунок загортальних та фасувальних автоматів.....	33
8. Визначення тривалості безвідмовної роботи фасувально-пакуваль- ного автомата.....	37
9. Розрахунок роторних автоматів.....	42
Список рекомендованих джерел.....	45

Передмова

Автоматизація – це застосування технологічних засобів, математичних методів та систем керування, за допомогою яких людина, або частково, або повністю звільняється від безпосередньої участі в процесах одержання, передачі, а також використання енергії матеріалів та інформації.

На сучасних машинах та апаратах харчової та переробної промисловості використовується дуже багато різноманітних автоматизованих операцій, які виконують різні функції. Серед найбільш поширених - пристрої автоматичного дозування, параметри процесу (тиск, рівень, температура, вологість), автоматичні установки охолодження, нагрівання, автоматичні системи запуску та пуску машин та апаратів. Досвід застосування автоматизації у переробній та харчовій промисловості показав, що комплексна автоматизація на потокових лініях зменшує затрати праці у 4-5 разів, а собівартість продукції може зменшитись на 30-35%. Якщо порівнювати умови впровадження автоматизації у харчовому та переробному виробництві з іншими галузями, наприклад сільськогосподарським виробництвом, то необхідно зазначити, що перевагою харчової та переробної промисловості є те, що машини та апарати, які підлягають автоматизації знаходяться у закритих приміщеннях, вони є стаціонарними, вони не переміщуються і для них практично завжди є постійне джерело живлення. Отже, створюються хороші умови для впровадження засобів автоматизації. Однією з найбільш головних проблем, які можуть виникнути при впровадженні автоматизації може стати складність процесів, які проходять у сучасних машинах та апаратах. Чим складніші лінії виробництва продукції, тим складніше побудувати систему автоматизації всієї лінії, оскільки необхідно враховувати параметри і режими роботи усіх машин та апаратів лінії.

Практичне заняття 1

Визначення параметрів давачів

1.1. Теоретичні відомості

Для неперервного контролю за режимом роботи машини та апаратів протіканням технологічних процесів необхідно мати пристрої, що вимірюють значення величин, які характеризують ці процеси. У автоматичні ці пристрої називають давачами.

Давачі – це пристрої, що вимірюють параметри процесу, режиму роботи машин та агрегатів і перетворюють виміряні фізичні величини у сигнал, зручний для наступної переробки і передачі на відстань або в ланцюжок управляючого пристрою.

Найбільш легко вимірюванню піддаються електричні величини, тому у багатьох випадках при вимірюванні неелектричних величин сумісно з вимірювальним органом передбачається спеціальний пристрій – перетворювач, у якому неелектрична величина на його вході перетворюється в електричну напругу або струм, тому при автоматизації виробничих процесів найбільш широке розповсюдження одержали електричні давачі – вимірювальні пристрої з перетворенням неелектричної величини в електричну.

Самі різноманітні давачі необхідні і при створенні системи автоматичного управління виробництвом.

Властивості давачів повинні відповідати своєму призначенню в автоматичній системі. Тому основні вимоги до давачів наступні:

- конкретному значенню вхідної величини відповідає певне значення вихідної;
- висока чутливість до величини, що вимірюється;
- достатня потужність вихідного сигналу;
- стабільність характеристик у часі;
- мала інертність;
- найменший вплив сторонніх факторів на характеристики давача;

- стійкість до впливу оточуючого середовища;
- надійність та довговічна робота.

Вирішення задач визначення параметрів датчиків

1.2.1. Потенціометричні датчики

Потенціометричні датчики за рахунок зміни свого електричного опору перетворюють кутове або лінійне переміщення вимірювального органа у постійний або змінний струм.

Потенціометричний датчик з лінійним переміщенням контакту має наступний вигляд (рис. 1.1.):

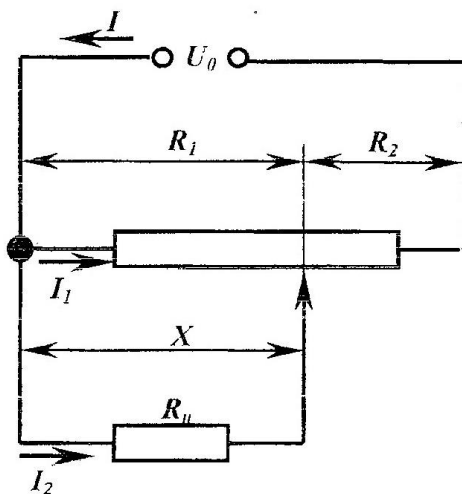


Рисунок 1.1- Потенціометричний датчик

Вхідною величиною є x – положення рухомого контакту, вихідною – напруга U_n при постійному опорі R_n , яке представляє собою опір пристрою, який відтворює зміну положення повзуна.

Вихідна величина U_n визначається за формулою

$$U_H = U_o \frac{R_1}{R_H} \cdot \frac{1}{1 + \frac{R_2 R_1}{R_0 R_H}}, \quad (1)$$

$$R_0 = R_1 + R_2. \quad (2)$$

Наприклад визначити U_n , якщо відомо, що $R_1=5 \text{ Ом}$,
 $R_2=3 \text{ Ом}$, $U_0=200 \text{ В}$, $R_0=6 \text{ Ом}$.

Підставляємо відповідні значення і одержуємо

$$U_H = 200 \frac{5 \cdot 1}{6 \left(1 + \frac{3 \cdot 5}{8 \cdot 6} \right)} = 128 \text{ В}$$

1.2.2. Індуктивні давачі

Принцип дії давачів базується на зміні індуктивного опору котушки при переміщенні в ній феромагнітного сердечника або при зміні зазору в сердечнику з поміщеною в ньому котушкою.

Індуктивність котушки можна визначити за формулою:

$$L = \frac{n^2 F \mu}{\delta}, \quad (3)$$

де n – кількість витків котушки;

F – січення магнітопровода, м^2 ;

μ – магнітна проникність, Гн/м .

Наприклад необхідно визначити L , якщо відомо, що $n=8$, $F=64 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$,
 $\mu = 120 \cdot 10^3 \text{ Гн/м}$, $\delta=1,2 \cdot 10^{-3}$.

Отже,

$$L = \frac{8^2 \cdot 64 \cdot 10^{-6} \cdot 120 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 10^{-3}} = 0,04 \text{ Гн}$$

Індуктивний давач з рухомим якорем має такий вигляд (рис. 1.2.):

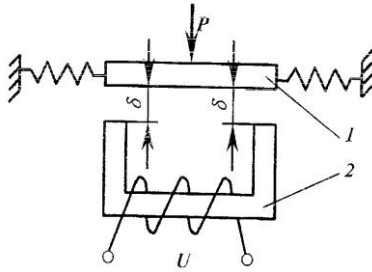


Рисунок 1.2- Індуктивний давач: 1 – рухомий якорі; 2 – нерухомий магнітний провід

1.2.3. Давачі кутової швидкості

Для вимірювання кутових швидкостей широке застосування знаходять тахометричні давачі.

При обертанні осі з деякою кутовою швидкістю ω вантажі **1** під дією відцентрової сили симетрично розходяться, пружина стискується і нижній повзунок піднімається до тієї межі, доки сила пружини не врівноважить інерційні сили двох мас.

Схема тахометричного давача наступна (рис.1. 3):

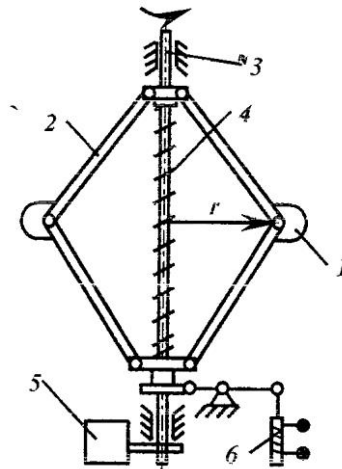


Рисунок 1.3 - Тахометричний давач: 1 – вантаж; 2 – важіль; 3 – вісь; 4 – пружина; 5 – механізм відліку; 6 – пристрій, який фіксує переміщення повзуна.

Відцентрова сила F_n пропорційна квадрату кутової швидкості:

$$F_g = k_t \cdot \omega^2 \cdot r, \quad (4)$$

де k_t – постійний коефіцієнт, що залежить від конструкції тахометра і маси вантажів; r – відстань від осі обертання до центрів вантажів.

Наприклад, необхідно визначити відцентрову силу F_v , якщо відомо, що $k_t=1,2$, $\omega=0,8 \text{ c}^{-1}$, $r=0,2$

Підставимо відповідні значення:

$$F = 1,2 \cdot 0,8^2 \cdot 0,2 = 0,15H$$

Практичне заняття 2

Розрахунок підсилювачів

2.1. Теоретичні відомості

Вихідні сигнали давачів та інших елементів, як правило дуже слабкі, і не можуть використовуватись безпосередньо для приведення в дію елементів систем автоматики. Вихідна потужність давачів у більшості випадків складає соті, тисячні долі Ватта, тоді як потужність, необхідна для управляючого органа, може досягати десятків і навіть сотень кілоВатт. Тому у сучасних автоматичних системах застосовують підсилюючі елементи (підсилювачі), які поряд із основним призначенням підсилювати потужність сигналу, виконують і функцію цього перетворення у вигляді, більш зручний для роботи системи.

Підсилювачем називають пристрій, призначений для збільшення потужності сигналу за рахунок енергії додаткового джерела живлення, при цьому вихідна (підсилена) величина є функцією вхідного сигналу і має однакову з ним фізичну природу.

2.2. Рішення задач з розрахунку підсилювачів

2.2.1. Розрахунок гідравлічних підсилювачів

Гідравлічні підсилювачі використовують у гідравлічному обладнанні машин.

Дросельний підсилювач має наступний вигляд (рис. 2.1.):

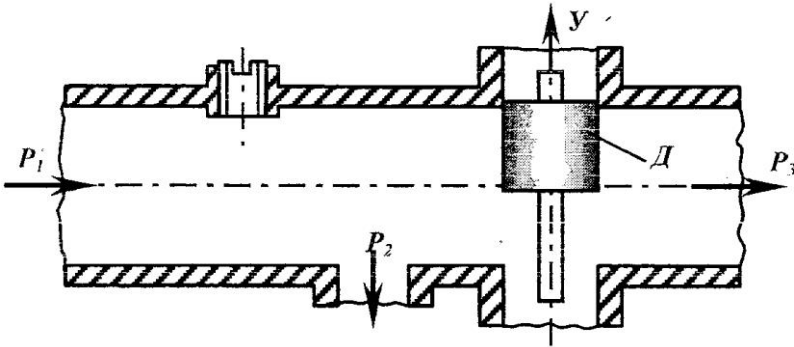


Рисунок 2.1- Гідралічний підсилювач із дроселем.

Тиск P_2 робочої рідини змінюється в залежності від переміщення дроселя Д.

Кількість робочої рідини, що проходить через дросель:

$$Q = \alpha \cdot F \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_2 - P_3)}, \quad (5)$$

де α – коефіцієнт витрати; F – прохідне сечення дроселя, m^2 ; γ – густина рідини, kg/m^3 ; P_2 – тиск в порожнині між дроселями, $kg/m \cdot c^2$; P_3 – тиск за дроселем, $kg/m \cdot c^2$.

Таким чином, чим більше сечення F , тим більше Q , сечення залежить від переміщення регулюючого органу дроселя.

Наприклад, необхідно визначити сечення F , якщо відомо, що витрата $Q=0,02 m^3/c$, коефіцієнт витрати $\alpha=0,6$, густина $\gamma=1000 kg/m^3$, тиск $P_2=280 kg/m \cdot c^2$, тиск $P_3=250 kg/m \cdot c^2$.

Сечення F визначаємо:

$$F = \frac{Q}{\alpha \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (P_2 - P_3)}} \quad (6)$$

Підставляємо вихідні дані:

$$F = \frac{0,02}{0,6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8}{1000} (280 - 250)}} = \frac{0,02}{0,46} = 0,043 \text{ м}^2.$$

Отже, $F=0,043 \text{ м}^2$

2.2.2. Розрахунок магнітного підсилювача

Схема найпростішого однотактного магнітного підсилювача наступна (рис. 2.2.).

Магнітопровід виконано з двох окремих сердечників. На них накладено робочу обмотку з кількох витків w_y , що охоплює обидва сердечника. Вхідною величиною підсилювача є постійний струм I_n обмотки управління, а вихідною – перемінний струм I в робочій обмотці і навантажувальному резисторі R_a .

Струм в робочій обмотці:

$$I = \frac{U}{Z} = \frac{U}{\sqrt{R^2 + (\omega \cdot L)^2}} \quad (7)$$

де U – напруга перемінного струму, В; R – активний опір навантаження і робочих обмоток, Ом; L – індуктивність котушки, Гн; w – кількість витків робочої обмотки однієї або другої половини.

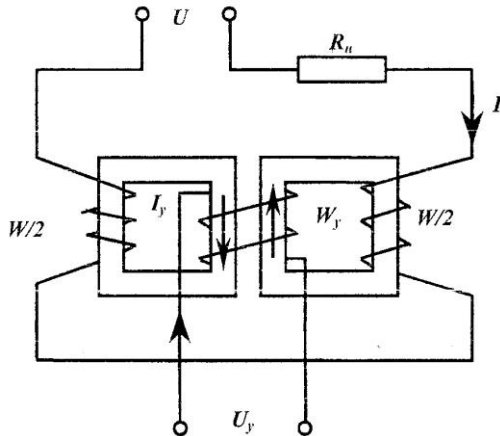


Рисунок 2.2- Магнітний підсилювач

Наприклад, необхідно визначити вихідні величину струму у робочій обмотці I , якщо $U=220$ В, $R=15$ Ом, $w=5$, $L=2,0$ Гн.

Вихідна величина струму визначається з (6):

$$I = \frac{220}{\sqrt{15^2 + (5 \cdot 2,0)^2}} = \frac{220}{\sqrt{225 + 100}} = \frac{220}{\sqrt{325}} = \frac{220}{18} = 12,22 \text{ А}.$$

Практичне заняття 3

Рівняння руху систем автоматичного регулювання

3.1. Теоретичні відомості

В теорії автоматичного регулювання для опису поведінки автоматичних систем використовуються диференційні рівняння, які встановлюють зв'язок управляючих, збуджуючих та вихідних дій системи та їх залежність від часу. При дослідженні систем автоматики ці системи розбиваються на окремі частини, математична залежність між вхідними та вихідними величинами яких і часом описується диференційним рівнянням не вище другого порядку. Такі штучно виділені частини автоматичної системи називаються *елементарними динамічними ланками*. На відміну від елемента динамічна ланка необов'язково

є конструктивно- або схемно-закінченою частиною системи. Одному елементу (наприклад, виконавчому двигуну) може відповідати декілька динамічних ланок.

Елементи самої різної фізичної природи можуть бути представлені у вигляді однакових диференціальних рівнянь (наприклад, електронний підсилювач та гідродвигун). Тому при вирішенні розробки систем автоматики вся різноманітність елементів автоматики зводиться до декількох типових елементарних ланок.

У загальному вигляді диференціальне рівняння елементарної динамічної ланки можна записати наступним чином:

$$a_0 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + a_1 \frac{dy}{dt} + a_2 y(t) = b_0 \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + b_1 \frac{dx(t)}{dt} + b_2 x(t), \quad (8)$$

де $x(t)$ - вхідна дія ланки;

$y(t)$ – вихідна дія;

a_i , b_i - постійні коефіцієнти.

Для спрощення запису диференціальних рівнянь в теорії регулювання використовують операторну форму. Рівняння в операторній формі одержують шляхом умовної, формальної заміни знака диференціювання $\frac{d}{dt}$ оператором диференціювання p .

Така заміна дозволяє записати операції диференціювання та інтегрування у вигляді операцій відповідно множення і ділення на оператор p :

$$\frac{dx(t)}{dt} = px(t); \quad \frac{d^2 x(t)}{dt^2} = p^2 x(t); \quad \int x(t)dt = \frac{x(t)}{p}. \quad (9)$$

Тоді загальне диференціальне рівняння динамічної ланки запишеться у вигляді алгебраїчного рівняння:

$$a_0 p^2 y(t) + a_1 p y(t) + a_2 y(t) = b_0 p^2 x(t) + b_1 p x(t) + b_2 x(t) . \quad (10)$$

Винесемо за дужки $y(t)$ в лівій та $x(t)$ у правій частинах:

$$y(t)(a_0 p^2 + a_1 p + a_2) = x(t)(b_0 p^2 + b_1 p + b_2) . \quad (11)$$

Звідси

$$y(t) = \frac{b_0 p^2 + b_1 p + b_2}{a_0 p^2 + a_1 p + a_2} x(t) \quad . \quad (12)$$

Відношення $\frac{b_0 p^2 + b_1 p + b_2}{a_0 p^2 + a_1 p + a_2}$ називається *передавальною функцією*

елементарної ланки в *операторній формі* $W(p)$:

$$y(t) = W(p)x(t) \quad . \quad (13)$$

3.2. Складання рівнянь руху і визначення передавальних функцій

1. **Задача.** Скласти лінеаризоване рівняння руху центробіжного елемента (рис.3.1.) і знайти його передавальну функцію, якщо нахилені стержні складають з вертикаллю кут $\alpha \approx \arctg \frac{r}{a}$. Вхідною величиною є кутова швидкість Ω , а вихідною – переміщення муфти X .

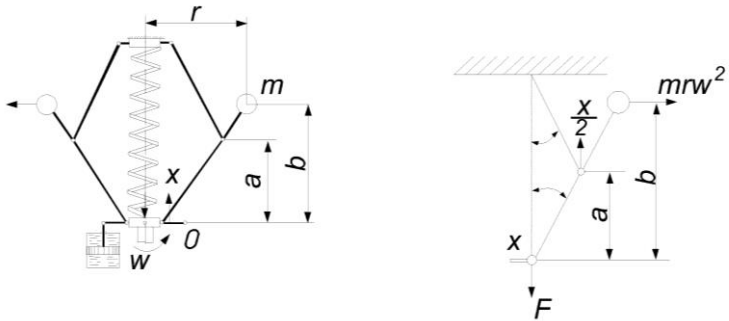


Рисунок.3.1-Центробіжний чутливий елемент

Рішення. Центробіжній силі, яка прикладена до вантажів, протидіє сила пружності пружини, сили демпфіювання та сили інерції. Виразимо ці сили через вхідні та вихідні величини. Приведемо всі сили до центру мас муфти:

$$1) \quad F = 2 \frac{\rho_1 + \rho_2}{2\rho_1 \cdot \text{tg}\alpha} \cdot r m \Omega^2 = 2 \frac{\rho_1 + \rho_2}{2\rho_1} a m \Omega^2 = 2\beta a m \Omega^2 - \text{приведена до}$$

центру мас центробіжна сила вантажів;

$$2) \quad F_n = cX - \text{сила пружини};$$

$$3) \quad F_i = m_n \frac{d^2 X}{dt^2} - \text{інерційна сила мас, які рухаються поступально};$$

$$4) \quad F_l = S(P_1 - P_2) - \text{сила, яка розвивається гідравлічним демпфером.}$$

На основі закону рівноваги всіх сил маємо:

$$m_n \frac{d^2 X}{dt^2} + S(P_1 - P_2) + cX = 2\beta a m \Omega^2 \quad (14)$$

Величини, які входять у це рівняння, означають:

m_n - приведена до центру муфти маса частин, які рухаються поступально;

m - маса вантажу;

S - ефективна площа поршня;

P_1, P_2 - тиск рідини над поршнем і під ним;

$$\beta = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2\rho_1} = \frac{a}{2b} - \text{конструктивний коефіцієнт.}$$

У даному випадку відносна швидкість переміщення рідини через отвір пропорційна швидкості муфти. Тому силу демпфіювання можна записати у вигляді:

$$F_l = S(P_1 - P_2) = \frac{SR\mu}{d} \cdot \frac{dX}{dt}, \quad (15)$$

де R – число Рейнольдса;

μ - динамічний коефіцієнт в'язкості;

d - діаметр отвору.

Центробіжна сила F , яка входить у рівняння (1) є нелінійною функцією від X і Ω .

Проведемо лінеаризацію, прийнявши $\Omega = \Omega_0 + \Delta\Omega$, $F = F_0 + \Delta F$, $a = a_0 + \Delta a$, та $X = X_0 + x$,

де Ω - вихідна швидкість, а X_0 вибрано так, що при вихідній швидкості

$\Omega = \Omega_0$ виконується умова $x=0$. З формули для F маємо:

$$\Delta F = 2\beta m \Omega_0^2 \Delta a + 4\beta m a_0 \Omega_0 \Delta \Omega . \quad (16)$$

Враховуючи кінематичний зв'язок між a та X (рис.2), одержимо

$$\Delta a = -\left(1 + \frac{\rho_2}{\rho_1}\right) \frac{x}{2} = -\beta x . \quad (17)$$

Таким чином,

$$\Delta F = -2\beta^2 m \Omega_0^2 x + 4\beta m a_0 \Omega_0 \Delta \Omega . \quad (18)$$

Переходячи у вихідному рівнянні до відхилень і виконуючи підстановку знайдених приростів сил, одержимо рівняння центробіжного чутливого елемента у відхиленнях:

$$m_\epsilon \frac{d^2 X}{dt^2} + \frac{SR\mu}{d} \frac{dx}{dt} + (C + 2\beta^2 m \Omega_0^2)x = 4\beta m a_0 \Omega_0 \Delta \Omega . \quad (19)$$

Вводимо позначення:

$$\begin{aligned} T^2 &= \frac{m_n}{c + 2\beta^2 m \Omega_0^2}, \\ \xi &= \frac{SR\mu}{2dT(c + 2\beta^2 m \Omega_0^2)}, \\ k &= \frac{4\beta m a_0 \Omega_0}{c + 2\beta^2 m \Omega_0^2}. \end{aligned} \quad (20)$$

Переходимо до зображень, кінцево одержуємо:

$$(T^2 p^2 + 2\xi T p + 1) = k\Delta\Omega. \quad (21)$$

Передавальна функція

$$w(p) = \frac{x}{\Delta\Omega} = \frac{k}{1 + 2\xi T p + T^2 p^2}. \quad (22)$$

2. Скласти операторне рівняння руху гідравлічного пристрою (рис.3.3.) і знайти його передавальну функція за наступних вихідних даних: жорсткість пружини $c=5\text{кг/см}$, довжини важелів $n=8\text{см}$ та $m=16\text{см}$, діаметр отвору $d=0,06\text{см}$, діаметр поршня $D=6\text{см}$, динамічний коефіцієнт в'язкості рідини $\mu=0,09\text{кг}\cdot\text{с/м}^2$, число Рейнольдса $R=2000$.

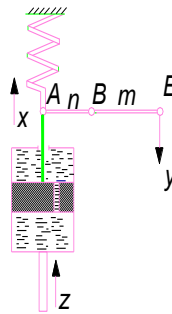


Рисунок3.3- Гідравлічний пристрій

Рішення. На поршень діють наступні сили:

1. Демпфуюча сила $F_D = S(P_2 - P_1)$,

де $S = \frac{\pi D^2}{4} (1 - \frac{\delta^2}{D^2})$ - ефективна площа поршня, а $(P_2 - P_1)$ - різниця

тисків над поршнем і під ним.

2. Сила пружини $F_n = cx$.

3. Інерційна сила, впливом якої нехтуємо.

За рівнянням Бернуллі записуємо:

$$F_D = \frac{R\mu S}{d}(v_2 - v_1), \quad (23)$$

де v_1 - швидкість переміщення точки D :

$$v_1 = \frac{dz}{dt}, \quad (24)$$

а v_2 - швидкість переміщення точки A .

Запишемо закон рівноваги діючих на поршень сил:

$$F_D + F_{II} = 0 \quad (25)$$

Після підстановки значень сил і ділення на жорсткість пружини одержуємо:

$$\frac{R\mu S}{cd} \frac{dx}{dt} + x = \frac{R\mu S}{cd} \frac{dz}{dt} \quad (26)$$

Якщо у якості вихідної величини прийняти переміщення точки E :

$$y = \frac{m}{n} x = kx, \quad (27)$$

то рівняння руху одержимо у вигляді:

$$(Tp+1)y = kTpz, \quad (28)$$

де постійна часу пристрою

$$T = \frac{\pi D^2}{4} \frac{R\mu \left(1 - \frac{\delta^2}{D^2}\right)}{cd} \quad (29)$$

Після підстановки числових даних одержимо $T=1,7 \text{ сек.}, k=2$.

Передавальна функція

$$w(p) = \frac{y}{z} = \frac{kTp}{1+Tp} = \frac{3,4p}{1+1,7p}.$$

Практичне заняття 4

Визначення частотних характеристик систем автоматики

4.1. Теоретичні відомості

Оцінку динамічних властивостей автоматичних систем, тобто їх поведінку в перехідних режимах виконують різними методами. Для цієї мети застосовують диференційні рівняння, передавальні функції, часові та частотні характеристики.

Метод оцінки динаміки системи за часовими характеристиками досить поширений. Частотні характеристики відображують залежність амплітуди і фази від частоти синусоїдальних коливань при проходженні їх через ланку або систему.

Для одержання частотних характеристик на вхід системи або ланки надають типову дію у вигляді вхідного сигналу, що періодично змінюється. На виході з'явиться сигнал тієї ж частоти, але з іншою амплітудою і фазою, які залежать від частоти вхідного сигналу. Подаючи на вхід системи або ланки гармонійні дії $x = A_1 \cdot \sin wt$ постійної амплітуди і різної частоти, на виході встановлюються синусоїдальні коливання з іншою амплітудою і зсунуті за фазою на кут φ $y = A_2 \cdot \sin(wt - \varphi)$

За одержаними значеннями x та y для різних частот ω одержують частотні характеристики: амплітудну, фазову та амплітудно-фазову.

Амплітудна частотна характеристика (АЧХ) – це залежність відношення амплітуди $A_2(\omega_i)$ коливань гармонійної дії на виході до амплітуди $A_1(\omega_i)$ коливань на його вході від частоти коливань ω_i

$$K(\omega_i) = \frac{A_2(\omega_i)}{A_1(\omega_i)} \quad (30)$$

Фазова частотна характеристика (ФЧХ) відтворює залежність різниці фаз між вхідними і вихідними коливаннями від частоти коливань

$$\varphi(w_i) = \varphi_{ex}(w_i) - \varphi_{вх}(w_i) \quad (31)$$

Задаючи різні частоти вхідній гармонійній дії, одержують серію точок, за якими будують частотні характеристики $K(w) = f(w)$ і $\varphi(w) = f(w)$.

Амплітудно-фазову частотну характеристику (АФЧХ) будують за амплітудною і фазовою характеристиками.

Якщо у виразі передавальної ланки або розімкнутої системи підставити $p = jw$, то одержимо вираз **АФЧХ**, або частотної функції, зображеної на комплексній площині як геометрична сума дійсної $P(w)$ і уявної $jQ(w)$ частот

$$W(jw) = P(w) + jQ(w) \quad (32)$$

Амплітудна частотна характеристика визначається як

$$K(w) = \sqrt{P^2(w) + Q^2(w)} \quad (33)$$

а фазова

$$\varphi(w) = \arctg \frac{Q(w)}{P(w)} \quad (34)$$

4.2. Побудова частотних характеристик

Наприклад, необхідно побудувати амплітудну, фазову і амплітудно-фазову характеристики аперіодичної ланки першого порядку. Передавальний коефіцієнт $k = 1$, а постійна часу $T = 0.5c$.

Замінюючи p на jw у виразі передавальної функції аперіодичної ланки, знайдемо дійсну і уявну частини передавальної функції.

$$W(jw) = \frac{k}{1 + T \cdot j \cdot w} = \frac{k(1 - T \cdot j \cdot w)}{(1 + T \cdot j \cdot w)(1 - T \cdot j \cdot w)} = \frac{k}{1 + w^2 T^2} - j \frac{k \cdot T \cdot w}{1 + w^2 T^2} \quad (35)$$

$$P(w) = \frac{1}{1 + w^2 T^2} \quad (36)$$

$$Q(w) = -\frac{k \cdot T \cdot w}{1 + w^2 T^2} \quad (37)$$

Підставляючи значення $P(w)$ і $Q(w)$ у вирази (10), (11), одержимо формули для розрахунку характеристик ланок

$$K(w) = \frac{k}{\sqrt{1 + w^2 T^2}} \quad (38)$$

$$\varphi(w) = -\arctg w T \quad (39)$$

Результати обчислень записуємо в табличному вигляді

w	0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0	10,0
P(w)	0,94	0,8	0,64	0,5	0,31	0,14	0,04
Q(w)	-0,23	-0,4	-0,48	-0,5	-0,46	-0,34	-0,19
K(w)	0,98	0,89	0,8	0,7	0,56	0,37	0,21
$\varphi(w)$	-14°	-27°	-37°	-45°	-56°	-68°	-79°

На основі табличних значень будемо частотні характеристики аперіодичної ланки першого порядку (**рис. 4.1.**)

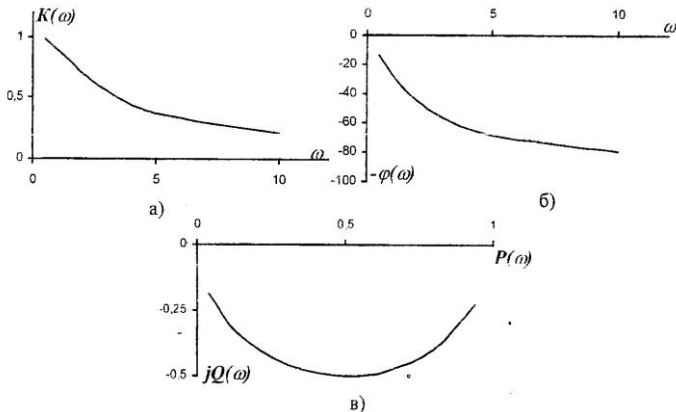


Рисунок 4.1- Частотна характеристика аперіодичної ланки першого порядку:

а) амплітудна; б) фазова; в) амплітудно-фазова.

Практичне заняття 5

Визначення стійкості автоматичної системи

5.1. Теоретичні відомості

Стійкість системи – одна з найважливіших характеристик, які відтворюють поведінку системи в перехідному процесі. Під стійкістю розуміють властивість системи повертатись до стану рівноваги після усунення причини, яка порушила рівновагу.

Про стійкість систем судять за певними ознаками. Ці ознаки одержали назву критеріїв стійкості. Вони дозволяють, не використовуючи диференційні рівняння системи, встановити стійкість системи, а також виявити характер впливу того чи іншого параметра і структури системи на його стійкість.

До основних критеріїв відносять:

- критерій Вишнеградського
- критерій Рауса
- критерій Гурвіца
- критерій Михайлова
- критерій Найквіста

Перші три критерії відносять до алгебраїчних, четвертий і п'ятий – до частотних.

5.2. Розрахунок стійкості системи

5.2.1. Визначення стійкості за критерієм Гурвіца

Наприклад, необхідно визначити за критерієм Гурвіца стійкість автоматичної системи управління, характеристичне рівняння якої

$$p^3 + 1,5p^2 + 4,5p + 4 = 0$$

Для стійкості системи третього порядку необхідно і достатньо, щоб були додатними всі коефіцієнти і визначник другого порядку

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} = a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0$$

Отже, в нашому випадку: $a_0 = 1; a_1 = 1,5; a_2 = 4,5; a_3 = 4$.
Всі коефіцієнти більші від 0.

Визначник другого порядку

$$\begin{vmatrix} 1,5 & 4 \\ 1 & 4,5 \end{vmatrix} = 1,5 \cdot 4,5 - 1 \cdot 4 = 2,75 > 0$$

Отже, система стійка.

Нехай, дано характеристичне рівняння автоматичної системи четвертого порядку:

$$a_0 p^4 + a_1 p^3 + a_2 p^2 + a_3 p + a_4 = 0$$

Коефіцієнти рівнянь мають значення:

$$a_0 = 2 \cdot 10^{-9}; a_1 = 2 \cdot 10^{-5}; a_2 = 3 \cdot 10^{-3};$$

$$a_3 = 1,3 \cdot 10^{-1}; a_4 = 100$$

Необхідно визначити стійкість системи

Рішення. Застосовуючи критерій Гурвіца, перевіримо, чи будуть додатними визначники матриці з коефіцієнтів характеристичного рівняння:

$$\begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 & 0 \\ 0 & a_1 & a_3 & 0 \\ 0 & a_0 & a_2 & a_4 \end{vmatrix}$$

Обчислюємо визначники:

$$\Delta_1 = a_1 = 2 \cdot 10^{-5} > 0,$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} = a_1 a_2 - a_0 a_3 = 2 \cdot 10^{-5} \cdot 3 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-9} \cdot 1,3 \cdot 10^{-1} =$$

$$= 5,974 \cdot 10^{-8} > 0,$$

$$\Delta_3 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix} = a_1 a_2 a_3 - a_0 a_3^2 - a_1^2 a_4 = a_3 (a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1^2 a_4 =$$

$$= 1,3 \cdot 10^{-1} (2 \cdot 10^{-5} \cdot 3 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-9} \cdot 1,3 \cdot 10^{-1}) - 4 \cdot 10^{-10} \cdot 10^2 =$$

$$= -32,33 \cdot 10^{-9} < 0.$$

Отже, система нестійка.

Визначник Δ_2 входить множником в додатню частину визначника Δ_3 і останній може бути додатнім при $a_3 > 0$ тільки, коли $\Delta_2 > 0$. Тому для системи четвертого порядку перевірка для Δ_2 є необов'язковою. Тому при додатніх коефіцієнтах характеристичного рівняння для системи четвертого порядку достатньо переіверити виконання нерівності:

$$\Delta_3 = a_3 (a_1 a_2 - a_0 a_3) - a_1^2 a_4 > 0.$$

Для системи п'ятого порядку при додатніх коефіцієнтах необхідне виконання двох нерівностей:

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0,$$

$$(a_1 a_2 - a_0 a_3)(a_3 a_4 - a_2 a_5) - (a_1 a_4 - a_0 a_5)^2 > 0.$$

5.2.2. Визначення стійкості за критерієм Михайлова

Критерій Михайлова ґрунтується на використанні характеристичного рівняння системи. Для цього в характеристичне рівняння системи підставляють $p = jw$ і одержують вираз годографа Михайлова

$$D(jw) = a_0(jw)^n + a_1(jw)^{n-1} + \dots + a_{n-1} \cdot jw + a_n \quad (40)$$

Змінюючи значення w від 0 до ∞ , вираховують значення вектора $D(jw)$ і будують його годограф в комплексній площині.

Годограф Михайлова будують за точками, задаючись різними значеннями w .

При зміні w від 0 до ∞ крива годографа стійкої системи повертається проти годинникової стрілки на кут $\frac{n\pi}{2}$, почергово обходячи n квадрантів комплексної площини, де n – степінь характеристичного рівняння системи.

Якщо годограф обходить менше, ніж n квадрантів або при обході порушується послідовність переходу його із квадранта у квадрант, то система нестійка. Якщо годограф проходить через початок координат, то система буде на грані стійкості.

Приклад. Побудувати годограф Михайлова і визначити стійкість автоматичної системи за характеристичним рівнянням

$$0,05p^3 + 0,8p^2 + 2p + 10 = 0$$

Підставимо у рівняння $p = jw$ і розділяємо на дійсну та уявну частини

$$P(w) = a_3 - a_1 w^2 = 10 - 0,8w^2$$

$$Q(w) = a_2 w - a_0 w^3 = 2w - 0,05w^3$$

Задаючись значенням w від 0 до ∞ , одержуємо значення $P(w)$ і $Q(w)$ і за ними будуємо годограф. Так, для $w_0 = 0$, $P(w) = 10$ і $Q(w) = 0$ знаходимо першу точку (рис. 5.1.)

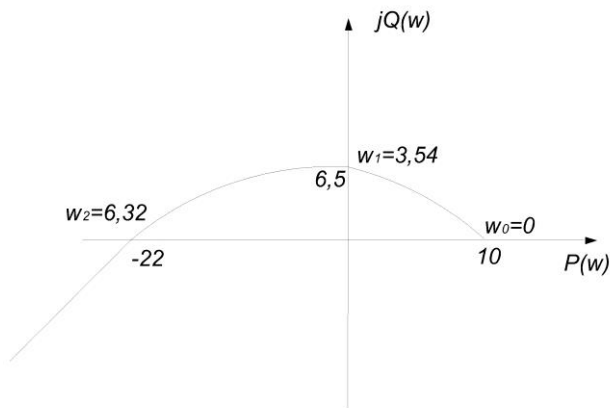


Рисунок 5.1- Годограф Михайлова

Прирівнюємо дійсну частину до нуля, знаходимо значення w_1 , при якому характеристика перетинає уявну вісь:

$$P(w_1) = 0;$$

$$10 - 0.8w_1^2 = 0;$$

$$w_1^2 = 10 / 0.8 = 12.5;$$

$$w_1 = 3.55$$

Значення уявної частини при $w_1 = 3.55$

$$Q(w_1) = a_2 w_1 - a_0 w_1^3 = 2 \cdot 3.55 - 0.05 \cdot 3.55^3 = 6.5$$

Годограф перетинає дійсну вісь між другим і третім квадрантами при W_2 що визначена з рівняння

$$Q(w_2) = 2w_2 - 0.05w_2^3$$

$$w_2^2 = 40$$

Значення дійсної частини при $w_2^2 = 40$;

$$P(w_2) = 10 - 0.8 \cdot 40 = -22$$

При $w = \infty$, $Q(w_\infty) = -\infty$; $P(w_\infty) = -\infty$

Таким чином, результуючий кут повороту годографа при зміні W від 0 до ∞ рівний $3\pi/2$ - система стійка, оскільки годограф почав рух на додатній дійсній півосі і пройшов три квадранта (рівняння третьої степені) і ніде не перетворюючись в 0.

Отже, система стійка.

Практичне заняття 6

Розробка структурних схем та визначення передавальних функцій систем автоматики

6.1. Теоретичні відомості

Представлення множини самих різних елементів автоматики у вигляді невеликої кількості типових динамічних ланок дозволяє оцінити поведінку системи автоматичного управління на основі аналізу їх структурних схем. Структурна схема системи автоматичного управління показує, з яких елементарних динамічних ланок вона складається і як ці ланки з'єднані між собою. В результаті на основі передавальних функцій ланок стає можливим визначити передавальну функцію всієї системи в цілому. На структурній схемі

кожну ланку зображують у вигляді прямокутника, всередині якого вказується його передавальна функція. Напрямок передачі сигналів позначається стрілкою.

На практиці використовуються системи автоматичного управління самої різної складності, тому структурні схеми цих систем можуть містити від декількох десятків і більше елементарних динамічних ланок. Але з'єднуватись між собою вони можуть лише трьома різними способами: послідовним, паралельним або зустрічно-паралельним.

6.1. Структурна схема системи

Задача. Скласти структурну схему системи автоматичної стабілізації швидкості теплового двигуна (рис.6.1.) і знайти передавальну функцію системи.

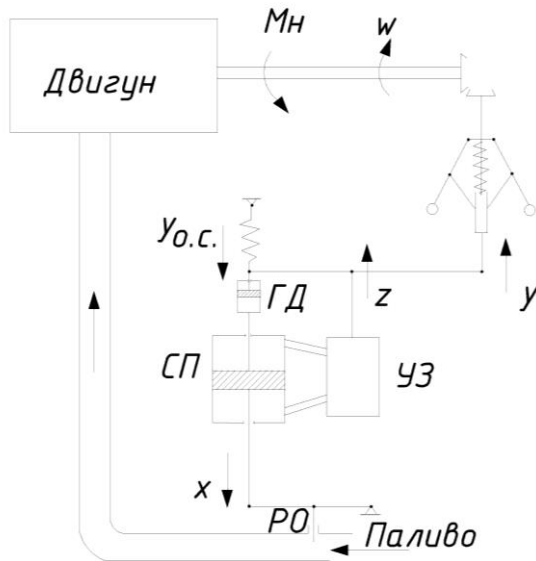


Рис.6.1. Система регулювання швидкості

Рішення. Розглядаємо систему автоматики і визначаємо функціональне призначення кожного елемента. Чутливим елементом служить центробіжний механізм. При зміні швидкості обертання під дією центробіжних сил вантажі розходяться і переміщують муфту. З іншої сторони на муфту виявляє дію сила пружини, яка використовується у якості елементу задання. Вихідна величина чутливого елемента передається управляючому золотнику УЗ виконавчого механізму. Силовий поршень СП виконавчого елемента зв'язаний з регулюючим органом РО та через гідравлічний демпфер ГД – з управляючим золотником. Гідравлічний демпфер відіграє функцію зворотнього гнучкого зв'язку.

Лінеаризовані рівняння елементів системи:

1). *двигун*

$$(T_0 p + 1) \cdot w = -k_1 x - k_2 M_H, \quad (41)$$

де w – кутова швидкість двигуна;

x - переміщення засувки;

M_H – момент навантаження;

k_1, k_2 - коефіцієнти;

T_0 – постійна часу.

2). *чутливий елемент*

$$(T_1 p + 1) \cdot y = k_3 w, \quad (42)$$

де y – переміщення муфти центробіжного пристрою;

k_3 - коефіцієнт;

T_1 – постійна часу

3). *золотник*

$$z = y - y_{o.c.}, \quad (43)$$

де z – переміщення золотника;

$y_{o.c.}$ - переміщення ланки зворотнього зв'язку.

4). *виконавчий елемент*

$$px = k_4 z, \quad (44)$$

де k_4 - коефіцієнт

5). *зворотній зв'язок*

$$(T_2 p + 1) \cdot y_{o.c.} = k_5 px, \quad (45)$$

Складаємо структурну схему системи (рис.6.2.)

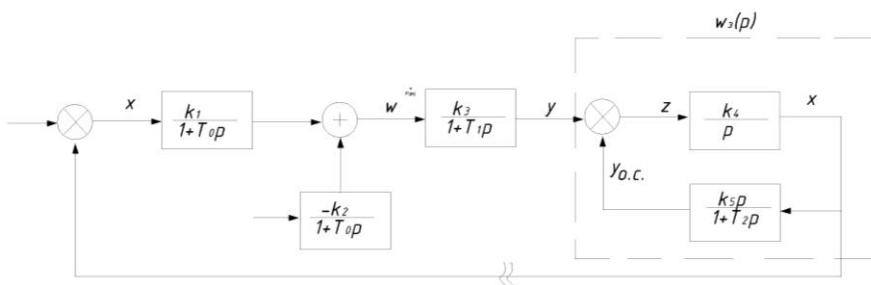


Рис.6.2. Структурна схема системи регулювання швидкості

Знаходимо попередньо передавальну функцію ланки, охопленої зворотнім зв'язком:

$$w_3(p) = \frac{k_4}{p \left(1 + \frac{k_4}{p} \cdot \frac{k_5 p}{1 + T_2 p} \right)} = \frac{k_4 (1 + T_2 p)}{p(1 + k_4 k_5 + T_2 p)} = \frac{k_6 (1 + T_2 p)}{p(1 + T_3 p)}, \quad (46)$$

де $k_6 = \frac{k_4}{1 + k_4 k_5}$, $T_3 = \frac{T_2}{1 + k_4 k_5}$.

Далі, маємо передавальну функцію розімкнутої системи як добуток передавальних функцій включених послідовно ланок:

$$W(p) = \frac{k_1}{1+T_0p} \cdot \frac{k_3}{1+T_1p} \cdot \frac{k_6(1+T_2p)}{p \cdot (1+T_3p)} = \frac{K(1+T_2p)}{p(1+T_0p) \cdot (1+T_1p) \cdot (1+T_3p)}, \quad (47)$$

де загальний коефіцієнт підсилення

$$K = k_1 k_3 k_6 = \frac{k_1 k_3 k_4}{1+k_4 k_5} \left(\frac{1}{c} \right).$$

Передавальна функція за похибкою збурюючої дії у розімкнутій системі

$$W_M(p) = \frac{-w(p)}{M(p)} = \frac{k_2}{1+T_0p} \quad (48)$$

А в замкнутій системі

$$\Phi_M(p) = \frac{W_M(p)}{1+W(p)} = \frac{k_2(1+T_1p)(1+T_3p)p}{p(1+T_0p) \cdot (1+T_1p) \cdot (1+T_3p) + K(1+T_2p)} \quad (49)$$

Практичне заняття 7

Розрахунок загортальних та фасувальних автоматів.

1. Теоретичні положення

Готову продукцію на підприємствах харчової промисловості пакують у мішки, пакети, коробки, фасують у банки, і пляшки, загортають у обгорткові матеріали. Для виконання цих операцій використовують укладальні автомати, фасувально-пакувальні автомати, загортальні автомати.

В укладальних і загортальних автоматах виконують наступні процеси:

- підготовка продукту до загортання (формування пластичного продукту або групування штучних виробів);
- загортання продукту в обгортальний матеріал.

Залежно від способу виконання процесу загортання автомати поділяються на три групи:

- автомати із загортальною камерою;
- автомати з робочою каруселлю;
- автомати з неперервним утворенням трубки з обгортального матеріалу.

У фасувально – пакувальних автоматах виконуються наступні процеси:

- виготовлення пакета;
- наповнення пакета продуктом;
- запечатування пакета.

Залежно від способу постачання пакетами ці автомати можна розділити на три групи:

- автомати для виготовлення , заповнення і запечатування пакета;
- автомати для наповнення і запечатування готових пакетів;
- автомати для неповного виготовлення , заповнення і запечатування частково виготовлених пакетів.

На консервних заводах для подачі у консервну тару певної кількості піготовленого для консервування продукту застосовують машини, які одержали назву наповнювачів. Вони бувають карусельними багатопозиційними, лінійні одно- і багатопозиційними.

2.1. Розрахунок загортального та розливного автоматів

Продуктивність загортального автомата визначається за кількістю загорнутих виробів за одиницю часу.

Теоретична продуктивність (у шт./с):

$$P_T = \frac{1}{T_p} = \frac{w}{2\pi},$$

де T_p – час робочого цикла, с;

w - кутова швидкість кулачкового вала.

Фактична продуктивність загортального автомата (у кг/с):

$$P = \frac{nC_1C_2}{k},$$

де n – кількість загортань, які виконуються автоматом за секунду;

C_1 – коефіцієнт, який враховує повенені відходи при загортанні ($C_1=0,99$);

C_2 – коефіцієнт використання продуктивності автомата ($C_2=0,9$);

k – кількість виробів, які загортаються у 1 кг.

Змінна продуктивність автомата:

$$P_{зм.} = (\tau_{зм.} - \tau_0) \cdot P,$$

де $\tau_{зм.}$ - тривалість зміни, год;

τ_0 - тривалість нормованих зупинок та перерв у роботі автоматів протягом зміни ($\tau_0=0,5$ год).

Необхідна кількість загортальних автоматів для встановлення в лінії:

$$z = \frac{P_{зм.лін.}}{P_{зм.}}$$

де $P_{зм.лін.}$ – змінна продуктивність лінії.

Продуктивність карусельного багатопозиційного розливного автомата (в шт./с):

$$P = z \cdot w,$$

де z - кількість розливних пристроїв автомата;

w - кутова швидкість обертання каруселі, c^{-1} .

2.2. Розрахунок карусельного фасувального автомата

Спочатку при розрахунку автомата визначаємо розміри мірної ємкості:

- d – діаметр ,м;
- h – висота, м, ($h=1,5d$).

Діаметр ємкості:

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{4V}{1,5\pi}},$$

де V – об'єм мірної ємкості, м³.

Величина приведеної висоти початкового напора приймається з урахуванням висоти рідини у трубі до крана:

$$H_{np.} = 1,1h.$$

Мінімальне значення кута повороту каруселі (рад.), яке відповідає витіканню рідини, визначається за формулою:

$$\frac{\alpha_{\min}}{360^0} = \frac{2V\Pi}{\eta f \sqrt{2gH_{np.}z}},$$

де η – коефіцієнт витрати;

f – площа зливної насадки, м².

Коефіцієнт витрати:

$$\eta = 0,592 + \frac{5,5}{Re},$$

де Re – число Рейнольдса.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{v_{cp.} \cdot d \cdot \rho}{\mu},$$

де d – діаметр зливної циліндричної насадки, м;

ρ – густина рідини, кг/м³;

μ – в'язкість рідини, Па·с;

$v_{cp.}$ – середня швидкість витікання рідини, м/с.

Робочий кут розливу:

$$\alpha_p = 1,05\alpha_{\min}.$$

Практичне заняття 8

Визначення тривалості безвідмовної роботи фасувально-пакувального автомата.

1. Будова і принцип роботи фасувального автомата для молока пастеризованого

На підприємствах харчової промисловості широко використовують автоматизовані лінії пакування, створені із серійних пакувальних автоматів. Для визначення способів забезпечення ефективності використання таких автоматів у лініях необхідно забезпечити підвищення їх надійності, яка визначається коефіцієнтом готовності. Результати дослідження обладнання засвідчили, що на вузли, які забезпечують роботу машини в складі автоматичної лінії пакування, припадає велика частина відмов. Для підвищення надійності автоматів і їхніх основних вузлів, а також для модернізації автоматів здійснюють експлуатаційні дослідження.

Фасувальний автомат АО-111 є однопотоковою машиною дискретної дії, лінійного типу, з вертикальним компонованням (рис. 8.1).

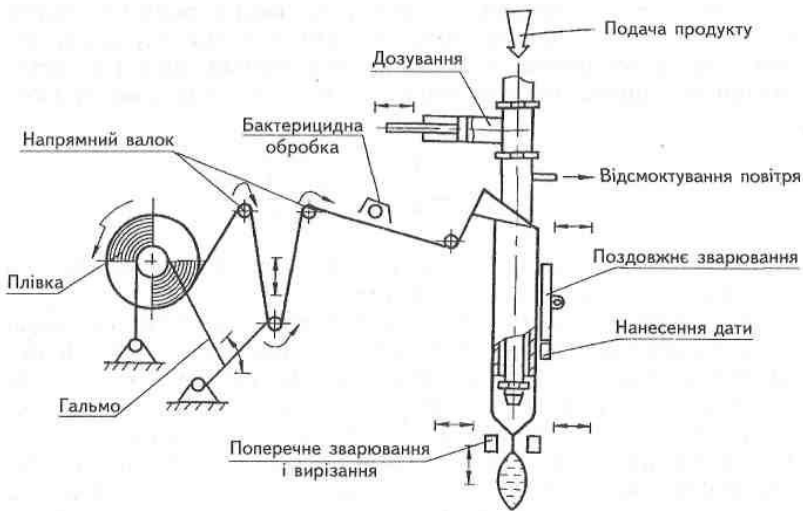


Рисунок 8.1- Технологічна схема автомата АО-111

Він складається із поршневого дозатора, пристрою для введення молока в пакет, рукавоутворювача, механізму поздовжнього зварювання, механізму поперечного зварювання із відрізанням пакета і протягуванням рукава на крок, транспортера для відведення заповнених пакетів і транспортера для відведення ящиків.

Автомат працює наступним чином. Полімерна плівка періодично розмотується з рулона, протягується через систему валків і подається на рукавоутворювач, де згортається в рукав. Краї плівки в рукаві накладаються один на одний і зварюються, утворюючи поздовжній шов. Рукав і плівка протягуються періодично на крок за допомогою кліщевих затискачів, котрі одночасно зварюють краї плівки в рукаві в поперечному напрямку і відрізають від нього заповнений пакет.

1.

Приклад визначення тривалості безвідмовної роботи фасувального автомата

Результати хронометражу роботи та простоювань автомата засвідчили наявність типових відмов, а саме:

- удари механізму поперечного зварювання у верхню опору;
- сильний стук механізмів;
- надлишкове розсіяння дози продукту;
- неякісний поздовжній шов;
- неякісний поперечний шов;
- наявність поперечних складок плівки, погане протягування плівки на рукавоутворювачі (табл. 1).

Тривалість періодів безвідмовної роботи, тривалість усунення відмов точно фіксували (табл. 1). Потім визначали періоди безвідмовної роботи автомата, але при цьому фіксували, який з основних вузлів чи механізмів відмовив. Послідовність 35 періодів безвідмовної роботи автомата така:

18 - 127 - 62 - 62 - 147 - 175 - 173 - 109 - 125 - 97 - 90 -
- 126 - 137 - 184 - 123 - 47 - 65 - 96 - 107 - 99 - 197 -
- 232 - 87 - 156 - 249 - 148 - 303 - 29 - 95 - 153 -

На наступному етапі результати групували за інтервалами і будували діаграму розподілу тривалостей безвідмовної роботи. Для цього вибирали базу, яка дещо перевищує найбільше фіксоване значення тривалості безвідмовної роботи, що розподілялась на 10 інтервалів. У нашому випадку

Таблиця 1

Періоди безвідмовної роботи автомата АО-111 і його механізмів

№ відмови	Напряцювання на відмову	Сумарна привалість роботи	Тривалість відновлення	Механізм автомата, який відмовив				
				Механізм повздовжнього	Дозатор	Механізм протягування рукава	Механізм формування	Пневмосистема
i	t_i	$\sum t_i$	t_{Bi}	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5
1	18	18	15			•		
2	127	145	30					•
3	62	207	26	•				
4	62	269	30		•			
5	147	416	32			•		
6	175	591	10				•	
7	173	764	16					•
8	109	873	12				•	
9	125	998	31			•		
10	97	1095	18					
11	90	1185	9				•	
12	126	1311	8					
13	137	1448	38			•		
14	184	1632	8					
15	123	1755	11					
16	47	1802	20		•			
17	65	1867	20					
18	96	1963	55		•			
19	107	2070	12					
20	99	2169	6					•
21	197	2366	37				•	
22	232	2598	15			•		
23	87	2685	14					•
24	156	2841	21			•		
25	249	3090	17	•				
26	148	3238	23	•				
27	303	3541	13	•				

28	29	3570	14					
29	95	3665	32		•			
30	153	3818	35			•		
31	11	3829	14					•
32	310	4139	19	•				
33	23	4162	18		•			
34	37	4199	18			•	•	
35	67	4266	16	•				

база $t_{\max} = 320$ хв при кількості інтервалів $n = 10$. Тоді величина інтервалу

$$\Delta t = \frac{t_{\max}}{n} = \frac{320 \text{ хв}}{10} = 32 \text{ хв}$$

Усі конкретні реалізації випадкової величини — тривалості безвідмовної роботи — поділимо за відповідними інтервалами (табл. 2). За даними перших трьох рядків таблиці побудована діаграма розподілу тривалостей безвідмовної роботи автомата (рис. 2).

Середня тривалість безвідмовної роботи автомата:

$$m_1 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^n \Delta N_i t_i,$$

де N — загальна кількість періодів безвідмовної роботи,

n — кількість інтервалів діаграми;

ΔN — кількість випадків потрапляння в i -й інтервал;

t_i — середина i -го інтервалу.

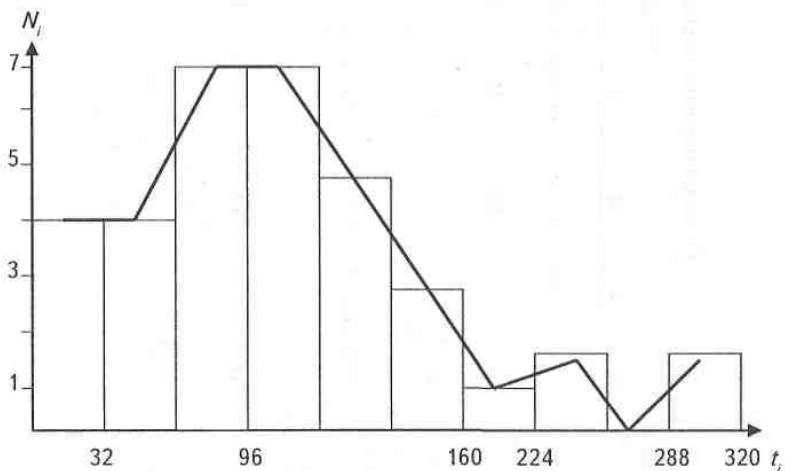


Рис.2. Діаграма розподілу тривалостей безвідмовної роботи

Таблиця 2

Розподіл періодів безвідмовної роботи автомата АО-111

Параметри розподілу	Номер інтервалу									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Межі інтервалу	0-32	32-64	64-96	96-128	128-160	160-192	192-224	224-256	256-288	288-320
Середина інтервалу	16	48	80	112	144	176	208	240	272	304
Кількість випадків	4	4	7	7	5	3	1	2	0	2
Статистична а	0,886	0,771	0,571	0,371	0,229	0,143	0,114	0,057	0,057	0
Аргумент імовірнісної функції	0,271	0,542	0,814	1,085	1,356	1,627	1,898	2,169	2,441	2,712
Імовірнісна функція надійності	0,763	0,582	0,443	0,338	0,258	0,196	0,150	0,114	0,087	0,066

Середня тривалість безвідмовної роботи автомата, за даними табл. 2:

$$m_i = \frac{1}{35} (4 \cdot 16 + 4 \cdot 48 + 7 \cdot 80 + 7 \cdot 112 + 5 \cdot 144 + 3 \cdot 176 + 1 \cdot 208 + 2 \cdot 240 + 0 \cdot 272 + 2 \cdot 304) = 118,4 \text{ год.}$$

Практичне заняття № 9

Тема: Розрахунок роторних автоматів.

1. Будова і принцип роботи роторного автомата

У роторних автоматах завантаження та розвантаження виробів відбувається в одній зоні, що дає змогу встановлювати такі машини в автоматичні лінії.

Роторні машини широко застосовують для обробки дрібних деталей, які мають просту форму, короткий цикл обробки і простий робочий рух. У харчовому виробництві роторні автомати використовують для розливу рідких напоїв, закупорювання пляшок, нанесення етикеток на вироби, виготовлення допоміжних пакувальних засобів (корків, ковпачків тощо). Характерною рисою роторних автоматів є обробка виробу при його транспортуванні від позиції завантаження до позиції розвантаження по круговій траєкторії роторної машини.

Розглянемо роторний автомат для штампування ковпачків (рис. 9.1). По колу робочого ротора розташована кількість p однакових інструментальних блоків (пуансон і матриця для штампування ковпачків), які неперервно рухаються навколо осі ротора (транспортний рух). Система нерухомих торцевих копіїрів, розташованих зверху і знизу, та рухомі елементи інструментальних блоків (пуансони, виштовхувачі) під час обертання ротора здійснюють штампування і виштовхування ковпачка (робочі рухи) (рис. 9.1 б).

При постійному обертанні ротора можна виділити його чотири зони (рис.9. 1 а):

- робоча, або технологічна, зона α ;
- зона підведення інструмента β_1 ;

- зона відведення інструмента β_2 ;
- зона з розкритим інструментальним блоком β_3 .

У зоні β_1 здійснюється швидке підведення інструмента до заготовки, у зоні β_2 — швидке його відведення, а в зоні β_3 інструментальний блок перебуває в розкритому вигляді, що дає змогу видалити готовий виріб і завантажити в блок заготовку за допомогою допоміжного ротора, живильника або вручну.

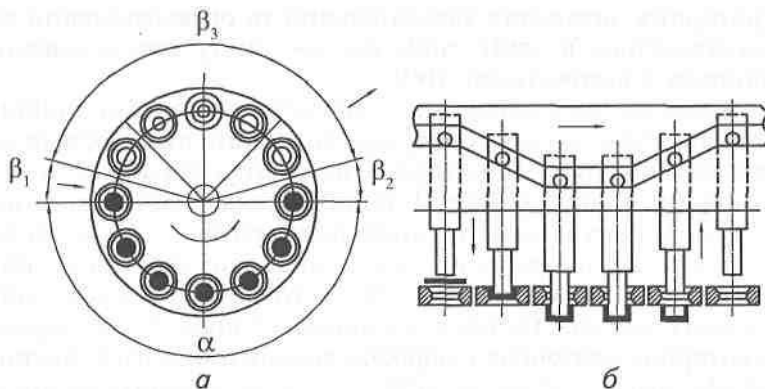


Рисунок 9.1 - Роторний автомат для виготовлення ковпачків: а — робоча і допоміжна зони; б — розгортка робочої зони ротора

В однопозиційному автоматі за один робочий цикл виготовляється один виріб.

Багатопозиційний автомат паралельної дії за один робочий цикл видає p виробів, тому при збільшенні кількості позицій роторної машини час обробки і порівняно з однопозиційною машиною не змінюється, однак кількість інструментів і механізмів зростає пропорційно до кількості паралельних позицій, тобто в p разів.

2. Розрахунок кількості позицій роторного автомата

Розглянемо послідовність розрахунку кількості позицій роторного автомата для виготовлення ковпачків із продуктивністю $Q_u=260$ шт./хв. Тривалість штампування одного ковпачка становить $T_T=1,3$ с.

1. Визначаємо тривалість робочого циклу автомата:

$$T = \frac{1}{Q_{\alpha}} = \frac{60}{260} = 0,23 \text{ с.}$$

2. Розраховуємо кількість робочих позицій автомата в зоні α (робочій зоні):

$$p(\alpha) = \frac{T_T}{T} = \frac{1,3}{0,23} = 6$$

3. Загальну кількість позицій робочого ротора p визначаємо, виходячи з того, що в роторних автоматах, які виконують складні операції, використовується співвідношення (див. рис. 1):

$$\alpha = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 = \pi.$$

Тоді загальна кількість позицій автомата:

$$p = 2p(\alpha) = 12 \text{ позицій.}$$

4. Визначаємо швидкість обертання ротора :

$$n_{об.} = \frac{Q_{\alpha}}{p} = \frac{260}{12} = 22 \text{ об./хв.}$$

5. Обчислюємо радіус ділильного кола ротора, який залежить від кількості позицій p і кроку між ними h (вибирається конструктивно, нехай $h = 200$ мм):

$$R = \frac{ph}{2\pi} = \frac{12 \cdot 200}{2 \cdot 3,14} = 380 \text{ мм.}$$

Список рекомендованих джерел

1. Гунько Ю.Л. Автоматизація технологічних процесів харчових виробництв : навчальний посібник для здобувачів вищої освіти спеціальності 181 «Харчові технології» / Ю.Л. Гунько, Ю.В. Федорусь– Луцьк. Луцький НТУ, 2022. – 162 с.

2. Автоматизація виробничих процесів. Технічні засоби автоматизації. Навчально-методичний посібник до практичних робіт для здобувачів освітнього ступенів «бакалавр» галузі знань 15 «Автоматизація та приладобудування» та 18 «Виробництво та технології» усіх форм навчання [Електронний ресурс] / [Упоряд. В.В. Тичков, В.Я. Гальченко, Р.В. Трембовецька, К.В. Базіло]; Мво освіти и науки України, Черкас. держ. технол. ун-т. - Черкаси: ЧДТУ, 2020. - 321 с.

3. Василівський І.С. Виконавчі пристрої систем автоматики/ І.С. Василівський та інші - Львівська політехніка, 2020 - 220 с.

4. Ельперін І.В. Автоматизація виробничих процесів/ І.В.Ельперін та інші - К.: -2021. -378 с.

5. Єремєєв І.С. Автоматизовані системи управління технологічними процесами/ І.С. Єремєєв, В.Б. Кисельов - Олді+,2022. -324 с.

6. Хорольський, В. П. Автоматизація виробничих процесів: підручник / В. П. Хорольський, Ю. М. Коренець. – Кривий Ріг: [ДонНУЕТ], 2022. – 400 с

Автоматизація виробничих процесів Методичні вказівки до практичних занять для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти освітньої програми «Харчові технології» Галузь знань 18 Виробництво і технології зі спеціальності 181 харчові технології денної та заочної форм навчання / уклад. Ю.Л. Гунько – Луцьк : ЛНТУ, 2025. – 46 с.

Комп'ютерний набір та верстка: Ю. Гунько

Редактор: Ю. Гунько

Підписано до друку _____. Формат 60x84/16. Папір офс.
Гарн. Таймс. Ум. друк. арк.2,5

Відділ іміджу та промоції
Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75