

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

Д. О. МІЩУК, М. М. БАЛАКА

**МОДЕЛЮВАННЯ РОЗПОДІЛЕННЯ
ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОТОКІВ МАШИН
ТА МЕХАНІЗМІВ**

Конспект лекцій

для студентів спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133
«Галузеве машинобудування» всіх форм навчання

Київ 2023

УДК 69.002.5
М17

Рецензент К. І. Почка, д-р техн. наук, професор

*Затверджено на засіданні навчально-методичної ради
КНУБА, протокол № 8 від 1 червня 2023 року.*

Міщук Д. О.

М17 Моделювання розподілення енергетичних потоків машин та механізмів : конспект лекцій / Д. О. Міщук, М. М. Балака. – Київ : КНУБА, 2023. – 132 с.

Матеріали конспекту лекцій містять короткі теоретичні відомості про моделювання механічних, гідравлічних і пневматичних систем енергозабезпечення машини.

Призначено для студентів, які навчаються за спеціальностями 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування».

УДК 69.002.5

© Міщук Д. О.,
Балака М. М., 2023
© КНУБА, 2023

ЗМІСТ

Вступ	5
Змістовний модуль 1. Моделі та методи інформаційної технології підтримки прийняття рішень в управлінні розвитком потоків багатофункціональних машин та механізмів	6
Тема 1. Технічні основи використання машин.....	6
1.1. Техніко-економічні показники якості машин	6
1.2. Структури систем енергоперетворювачів машин.....	15
1.3. Гібридні силові енергосистеми.....	25
1.4. Інформаційні системи контролю та діагностики параметрів машини	30
Тема 2. Технології прийняття рішень в управлінні енергетичними потоками машин	38
2.1. Циклограма роботи машини	38
2.2. Основи теорії графів	43
2.3. Інформаційні технології підтримки прийняття рішень в управлінні розвитком потоків багатофункціональних машин та механізмів.....	50
2.4. Планування ресурсів розподілу потоків багатофункціональних механізмів	56
Змістовний модуль 2. Моделі та критерії управління розподіленням енергетичних потоків машин та механізмів	66
Тема 3. Задачі та методи моделювання	66
3.1. Загальні поняття	66
3.2. Основні моделі динамічних ланок машин і механізмів та їх структурні схеми.....	67
3.3. Методи складання рівнянь руху. Динамічна модель машини.	73
3.4. Аналітичні моделі гідравлічних систем привода машин	75
3.5. Енергія та потужність привода машини. Динамічні характеристики двигунів.....	85
3.6. Визначення коефіцієнта корисної дії розгалуженого потоку системи привода багатофункціональної машини.	92
Змістовний модуль 3. Моделювання систем.....	96
Тема 4. Керування енергетичними потоками.....	96
4.1. Системи керування машин.....	96

4.2. Технології керування енергопотоками в гідро- і пневмосистемах машин	98
4.3. Керування транспортним потоком. Розв'язок транспортної задачі.....	113
Змістовий модуль 4. Нечітка модель оцінювання управлінських рішень в управлінні розвитком систем приводів машин та механізмів	119
Тема 5. Режими руху машин та механізмів.....	119
5.1. Критеріальна оцінка. Основні критерії динамічного довершення механізмів і машин.....	119
5.2. Визначення режимів руху машин та механізмів	122
5.3. Оптимальні режими руху машин.....	125
Список літератури.....	130

ВСТУП

Розробка енергоефективних систем приводів машин є актуальним завданням і має практичну цінність. Уміння створювати й досліджувати розгалужені системи приводів машин з ефективним енергорозподілом – це актуальний напрям галузі механічної інженерії.

Метою курсу є вивчення методів дослідження та визначення енергетичних параметрів багатофункціональних машин і механізмів.

Завдання дисципліни полягає у викладенні студентам основних принципів моделювання динаміки машини, вивченні методів технології прийняття рішень в управлінні розвитком потоків багатофункціональних машин.

У контексті навчальної дисципліни здобувачі

знатимуть:

– методи та принципи моделювання процесів прийняття рішень в управлінні енергетичними потоками машин;

– принципи використання інформаційних засобів в управлінні розподіленням енергетичних потоків машин і механізмів;

– принципи оцінювання ефективності управлінських рішень в управлінні розподіленням енергетичних потоків машин і механізмів;

умітимуть:

– аналізувати моделі управління розвитком енергетичних потоків багатофункціональних машин і механізмів;

– використовувати інформаційні технології під час проектуванні, експлуатації, керування роботою машин і механізмів;

– ухвалювати рішення з оптимального управління роботою машин;

– розробляти й користуватись інформаційними базами даних для підтримки прийняття стратегічних рішень в управлінні розподіленням енергетичних потоків машин і комплексів.

ЗМІСТОВНИЙ МОДУЛЬ 1. МОДЕЛІ ТА МЕТОДИ ІНФОРМАЦІЙНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ В УПРАВЛІННІ РОЗВИТКОМ ПОТОКІВ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНИХ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ

Тема 1. Технічні основи використання машин

1.1. Техніко-економічні показники якості машини

Забезпечення високої конкурентоспроможності сучасної будівельної машини і технологічного обладнання підприємства залежить від оцінки їхньої економічної ефективності, яка є підставою для прийняття рішення щодо створення та модернізації цих систем. Основним критерієм економічного оцінювання машини або механізму є річний економічний ефект, який оцінює загальну економію виробничих ресурсів за результатами виробництва й використання засобів праці у прогнозований термін їх застосування. Головними чинниками, що визначають економічність машини, є корисна віддача машини, надійність, витрати на оплату праці операторів, споживання енергії та вартість ремонтів.

Важливими показниками в технологічному циклі машини є висока продуктивність, економічність, надійність, раціональна енергоємність і матеріалоємність, високий ступінь автоматизації та технічний ресурс, простота та безпека обслуговування.

Коефіцієнт використання машини – це співвідношення часу фактичної роботи за певний період часу і тривалості цього періоду. Середній за період експлуатації коефіцієнт використання:

$$\eta_{\text{вик}} = t_p / T, \quad (1.1)$$

де t_p – фактичний час роботи машини за період експлуатації T .

Якщо машина працює до повного вичерпання свого механічного ресурсу, тоді t_p – це довговічність D машини (загальне можливе її напрацювання за період експлуатації).

Величина $\eta_{\text{вик}}$ для машин, що працюють за календарним режимом, здебільшого залежить від числа робочих змін, часу простоїв через несправність, недовантаження через порушення виробничого ритму. Якщо роботу організовано в одну, дві та три зміни, середні значення

коефіцієнта використання відповідно становлять $\eta_{вук} = 0,2; 0,4; 0,6$. У разі цілорічної безперервної роботи $\eta_{вук} = 0,95$.

Рентабельність машини q виражається співвідношенням корисної віддачі машини Q_T за певний період і суми витрат P за той самий період:

$$q = \Theta_T / P. \quad (1.2)$$

Сума витрат у загальному випадку складається з вартостей витраченої енергії (E_E), матеріалів і заготовок (E_M), інструменту (E_I), оплати праці (E_{II}), технічного обслуговування (E_{TO}), ремонту (E_P), додаткових заводських витрат (E_D) і амортизаційних витрат (E_A):

$$P = E_E + E_M + E_I + E_{II} + E_{TO} + E_P + E_D + E_A. \quad (1.3)$$

Величина q повинна бути більше за одиницю, інакше машина працюватиме збитковою.

Річний економічний ефект від роботи машини (річний прибуток):

$$\Theta = \Theta_T - P = \Theta_T \left(1 - \frac{1}{q}\right), \quad (1.4)$$

де Θ_T – річна віддача, грн/рік; P – сума експлуатаційних витрат, грн/рік.

Сумарний обсяг продукції, який виробляє машина за весь термін її роботи T , у грошовому відображенні дорівнює добутку річної віддачі Q_T на фактичну тривалість її роботи:

$$P_{\Sigma E} = \Theta_T \cdot T \cdot \eta_{вук}. \quad (1.5)$$

Якщо машина відпрацьовує технічний ресурс ($D = T\eta_{вук}$), то

$$P_{\Sigma E} = \Theta_T D.$$

Кількість годин роботи машини за рік залежить від:

- коефіцієнта змінності;
- часу простою машини, пов'язаного з технічним обслуговуванням і ремонтом;
- метеорологічними умовами;
- продуктивності роботи на одному об'єкті;
- кількості та тривалості перебазувань з об'єкта на об'єкт.

Значення кількості годин роботи машини на рік рекомендується визначати за формулою:

$$T = \frac{T_{\phi}}{1/(t_{зм} K_{зм}) + T_T + T_{пер} / T_{об}}, \quad (1.6)$$

де T_{ϕ} – річний фонд робочого часу, днів (табл. 1.1); $t_{зм}$ – середня тривалість зміни, машино-годин (табл. 1.2); $K_{зм}$ – коефіцієнт змінності роботи техніки (табл. 1.1); T_T – кількість днів, які витрачаються на всі види технічного обслуговування та ремонту машин, днів на машино-годину; $T_{пер}$ – середня тривалість одного перебезування, днів (табл. 1.3); $T_{об}$ – середня тривалість роботи техніки на одному об'єкті, машино-годин (табл. 1.3).

Таблиця 1.1

Річний фонд робочого часу машини

Машина	Холодні райони, днів	Теплі райони, днів	$K_{зм}$
Бульдозери	238	255	1,4
Екскаватори одноківшеві	238	255	1,35
Екскаватори багатоківшеві	150	255	1,15
Навантажувачі	238	255	1,16
Скрепери	120	254	1,25
Автогрейдери	120	254	1,15
Котки	130	256	1,5

Таблиця 1.2

Середня тривалість зміни залежно від коефіцієнта змінності (для п'ятиденної робочої зміни)

$K_{зм}$	$t_{зм}$	$1/(t_{зм} K_{зм})$	$K_{зм}$	$t_{зм}$	$1/(t_{зм} K_{зм})$
1,00	8,00	0,125	1,55	7,65	0,084
1,05	7,95	0,120	1,60	7,63	0,082
1,10	7,91	0,115	1,65	7,61	0,080
1,15	7,87	0,110	1,70	7,59	0,078
1,20	7,83	0,106	1,75	7,57	0,075
1,25	7,80	0,103	1,80	7,56	0,074
1,30	7,77	0,099	1,85	7,54	0,072
1,35	7,74	0,096	1,90	7,53	0,070
1,40	7,71	0,093	1,95	7,51	0,068
1,45	7,69	0,090	2,0	7,50	0,067
1,50	7,67	0,087			

Кількість днів, які витрачають на технічне обслуговування, визначають за формулою:

$$T_T = \frac{1}{T_P} \sum_{i=1}^m (t_{oi} + t_{ni}) a_i K_{\text{ч}}, \quad (1.7)$$

де T_P – середній ресурс до першого капітального ремонту; m – кількість різновидів технічного обслуговування (ТО), поточних і капітальних ремонтів; t_{oi} – час перебування техніки в i -му виді технічного обслуговування та ремонту; t_{ni} – час на доставку та ремонт, який встановлюють у розмірі 10 та 20 днів для поточного й капітального ремонтів відповідно; a_i – кількість i -х видів ТО та ремонту за міжремонтний цикл; $K_{\text{ч}}$ – коефіцієнт переводу мото-годин у машино-години,

$$K_{\text{ч}} = K_{\text{ДВ}} K_{\text{ДМ}}, \quad (1.8)$$

де $K_{\text{ДВ}}$ та $K_{\text{ДМ}}$ – коефіцієнти використання в часі та за потужністю (табл. 1.3).

Таблиця 1.3

**Середня тривалість перебування та роботи
будівельної машини на одному об'єкті**

Машина	$T_{\text{пер}}$, днів	$T_{\text{об}}$, днів	$K_{\text{ДВ}}$	$K_{\text{ДМ}}$
Бульдозери потужністю двигуна, кВт:				
– 45...75	0,3	170	0,86	0,35
– 76...210	4,0	2000	0,86	0,35
Скрепери:				
– причіпні	2,0	500	0,92	0,8
– самохідні	1,5	750	0,92	0,8
Автогрейдери	1,5	750	0,90	0,5
Екскаватори:				
– одноківшеві	1,0	140	0,90	0,6
– багатоківшеві	1,0	150	0,88	0,5
Котки	2,0	500	0,86	0,8
Навантажувачі	4,0	1000	0,86	0,3

Значення t_{oi} встановлюють за рекомендаціями організації технічного обслуговування та ремонту машини. Значення a_i визначають за формулами:

$$a_P = T_p / t_p - 1; a_{TO1} = T_p / t_{p1} - 1 - a_P - a_{TO3} - a_{TO2};$$

$$a_{TO2} = T_p / t_{p2} - 1 - a_P - a_{TO3}; a_{TO3} = T_p / t_{p3} - 1 - a_P,$$

де t_{pi} – періодичність ТО та ремонтів (мото-годин); T_p – тривалість міжремонтного періоду (мото-годин).

Одним з основних показників оцінки якості машини є її продуктивність.

Годинна продуктивність вантажопідйомної циклічної машини виражається такою залежністю (т/год.):

$$P_z = Qz k_{zp} k_g, \quad (1.9)$$

де Q – номінальна вантажопідйомність, т; z – число циклів роботи за годину; k_{zp} – середній коефіцієнт використання машини за вантажопідйомністю; k_g – середній коефіцієнт використання машини в часі.

Значення середнього коефіцієнта використання вантажопідйомної машини за вантажопідйомністю $k_{zp} = 0,5 \dots 1$ (більші значення встановлюють у разі перевантаження сипучих матеріалів). Коефіцієнт використання крана за часом залежить від організації робіт, у разі належної організованості $k_g = 1$.

Число циклів за годину:

$$z = 3600 / T_u, \quad (1.10)$$

де T_u – тривалість одного циклу (с), яка визначається за формулою

$$T_u = T_m + T_{\text{опер}}, \quad (1.11)$$

де $T_{\text{опер}}$ – тривалість операцій, що входять до циклу та виконуються за непрацюючого механізму.

Тривалість циклу машини складається із сумарного часу виконання окремих операцій з урахуванням їх суміщення (с):

$$T_u = \varepsilon \sum_1^n t_i, \quad (1.12)$$

де ε – коефіцієнт суміщення декількох операцій ($\varepsilon = 1$ – для стрілових монтажних кранів; $\varepsilon = 0,8$ – для баштових, козлових і мостових кранів;

$\varepsilon = 0,7$ – для навантажувачів); t_i – тривалість однієї операції, с; n – кількість операцій, виконуваних під час одного циклу.

Тривалість роботи механізму машини T – це час, протягом якого вона перебуває в дії (в год.), що визначається за формулою:

$$T = h365K_p 24K_d K_1 \frac{PB\%}{100}, \quad (1.13)$$

де h – число років роботи (за нормами для вантажопідійомної техніки 15...20 років); K_p – коефіцієнт річного використання ($K_p = Z/365$); K_d – коефіцієнт добового використання ($K_d = Z_0/24$); K_1 – коефіцієнт використання протягом години; Z – число днів роботи за рік; Z_0 – число робочих годин за добу; PB – відносна тривалість роботи механізму, яка визначається такою залежністю:

$$PB = \frac{T_m}{T_{\text{ц}}} 100\%, \quad (1.14)$$

де T_m – тривалість роботи механізму протягом циклу (робочі періоди); $T_{\text{ц}}$ – тривалість циклу.

У разі роботи циклічної вантажопідійомної машини з насипними вантажами

$$P = zV\rho\psi, \quad (1.15)$$

де ρ – насипна щільність вантажу, т/м³; V – місткість робочого органа, м³; ψ – коефіцієнт заповнення ($\psi = 0,6...1$ – для грейферів; $\psi = 1$ – для ковшів); z – число циклів за годину.

Вантажі можуть бути зосереджені, рівномірно розподілені й розподільно-зосереджені на робочому органі машини, тому інколи для кожного з них потрібно знати погонну масу q (кг/м). Зокрема, для зосереджених і розподільно-зосереджених вантажів середня погонна маса дорівнює:

$$q = \frac{m_0 n}{L}, \quad (1.16)$$

де m_0 – маса одиничного вантажу, кг; n – кількість вантажів на робочому органі машини, шт.; L – робоча довжина робочого органа (наприклад, конвеєра), м.

У машин із безперервним циклом роботи продуктивність визначається за погонною масою вантажу, кг/с:

$$P = qv, \quad (1.17)$$

де q – середня погонна маса вантажу, кг/м; v – швидкість вантажонесучого елемента, м/с; qv – щосекундна продуктивність, кг/с.

Об'ємна продуктивність машини, м³/с:

$$P_{об} = Sv, \quad (1.18)$$

де S – площа перерізу суцільного шару насипного матеріалу, що розташований на вантажонесучому органі, м².

Продуктивність за масою (кг/с):

$$P_M = Sv\rho_M, \quad (1.19)$$

де ρ_M – щільність матеріалу, кг/м³.

Якщо відстань між штучними чи тарними вантажами дорівнює a_M , штучна продуктивність становить (шт./с):

$$P_{шт} = \frac{v}{a_M}, \quad (1.20)$$

за масою, (кг/с):

$$P_M = \frac{v}{a_M} m_0, \quad (1.21)$$

за об'ємом, (м³/с):

$$P_{об} = \frac{v}{a_M} V_0, \quad (1.22)$$

де $m_0/a_M = q$ – погонна маса вантажу, кг/м; V_0 – об'єм однієї вантажонесучої місткості, м³; a_M – крок, м.

Якщо вантаж потрапляє на робочий орган машини з інтервалом, що дорівнює t (с), продуктивність визначається так:

– штучна (шт./с)

$$P_{шт} = \frac{1}{t}; \quad (1.23)$$

– об'ємна (м³/с):

$$P_{об} = \frac{1}{t} V_0; \quad (1.24)$$

– масова (кг/с):

$$P_M = \frac{1}{t} V_0 \rho_M, \quad (1.25)$$

де $t = a_1 / v$.

У разі якщо l – довжина, яку займає вантаж на вантажонесучому органі, коефіцієнт завантаження вантажонесучого органа $\psi' = l/a_m$, звідки

$$P_{шт} = \frac{v\psi'}{l}, \quad (1.26)$$

де ψ' – коефіцієнт завантаження, що залежить від типу вантажу та способів його розвантаження.

Показник технічної продуктивності визначає обсяг роботи (продукції), який виконується за одиницю «чистого» часу в конкретних умовах за найбільш досконалих способів керування, організації праці й обслуговування машин. Технічна продуктивність транспортувальних машин дорівнюватиме:

$$P_{технічна} = P_{теоретична} k_k, \quad (1.28)$$

де k_k – коефіцієнт, який враховує умови роботи транспортувальної машини, обчислюється як

$$k_k = k_\alpha k_\pi k_{ш}, \quad (1.29)$$

k_α – коефіцієнт, який враховує втрати матеріалу під час транспортування або в разі недовантаження робочого органа машини; k_π – коефіцієнт зниження потужності двигуна під час безперервної роботи; $k_{ш}$ – коефіцієнт зниження швидкості порівняно з паспортною.

Технічна продуктивність визначає потенційні можливості машини без урахування потрібних виробничих перерв і внутрішньозмінних простоїв машини, які мають місце в експлуатаційних умовах.

Експлуатаційна продуктивність:

$$P_{експлуатаційна} = P_{технічна} k, \quad (1.30)$$

де k – коефіцієнт використання машини в часі.

Для порівняння конструктивної досконалості машин різної продуктивності й одного призначення можна використовувати показник питомої продуктивності, $m^3/(кВт \cdot год)$:

$$P^{пит} = \frac{P^{тех}}{N}, \quad (1.31)$$

де $P^{тех}$ – технічна продуктивність залежно від типу вантажу за 1 годину (за масою, об'ємом чи в одиницях); N – потужність встановлених двигунів, кВт.

Потужність – це величина, що в загальному характеризує швидкість виконання роботи силою, яка прикладена до системи за одиницю часу. Механічна потужність системи, на яку діє сила, дорівнює скалярному добутку вектору сили на вектор швидкості, з якою рухається тіло:

$$N = \mathbf{F} \cdot \mathbf{v} = F \cdot v \cdot \cos \alpha, \quad (1.32)$$

де \mathbf{F} – вектор сили, Н; \mathbf{v} – вектор швидкості, м/с; α – кут між вектором швидкості й сили.

Потужність під час обертального руху:

$$N = M \cdot \omega = \pi \cdot M \cdot n / 30, \quad (1.33)$$

де M – обертальний момент, Нм; ω – кутова швидкість, с⁻¹; n – частота обертання (число обертів за хвилину, об/хв).

Ту саму роботу системи, що проектується, можна вирішити, використовуючи різні за енергетичною основою і конструктивним типом машини, тому важливим є техніко-економічний аналіз декількох варіантів, на основі якого вибирається оптимальний. Аналіз проводять із порівняння зведених витрат для кожного варіанта, при цьому враховується собівартість виконаних робіт (операцій), приведені капітальні вкладення, з урахуванням прийнятих у цій галузі коефіцієнтів ефективності вкладень. Порівняння здійснюють із базовим варіантом, за який беруть кращий наявний зразок машини, що виконує те саме завдання.

Питома металоємність машини – це співвідношення ваги машини G_m та її найбільшої ваги вантажу G , яку здатна перемістити машина, або вантажного моменту M_g для кранів:

$$k_G = \frac{G_m}{G} \text{ або } k_G = \frac{G_m}{M_g}, \quad (1.34)$$

де $M_g = GL_k / 4$ – для мостових і козлових кранів; $M_g = GL$ – для стрілових і баштових кранів; G_m – вага машини, кН; G – вага вантажу, кН; L – виліт вантажу, м; L_k – проліт крана, м.

Коефіцієнт навантаження K враховує відносне навантаження механізму машини за графіком його навантаження й визначається за формулою:

$$K = \sum \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \frac{\tau_i}{\sum \tau_i}, \quad (1.35)$$

де P_i – навантаження (момент, сила), що діє на механізм за період τ_i ; P_{\max} – найбільше (розрахункове) навантаження (момент, сила), яке визначається з урахуванням усіх факторів, що впливають на механізм, включно з процесом несталого руху протягом часу його роботи; $\Sigma \tau_i$ – сумарний час дії навантажень на механізм.

1.2. Структури систем енергоперетворювачів машин

Структурно будь-яку машину можна представити у вигляді набору взаємопов'язаних елементів, як-от силова установка, трансмісія та робочий орган (рис. 1.1).

У будівельних машинах застосовують такі силові агрегати: двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), гідравлічні, пневматичні й електричні двигуни. Трансмісії і приводи на будівельних машинах бувають механічні, гідравлічні, електричні, гідромеханічні, електрогідравлічні та пневмомеханічні. Найбільше поширення в машинах отримали механічні й гідравлічні приводи.

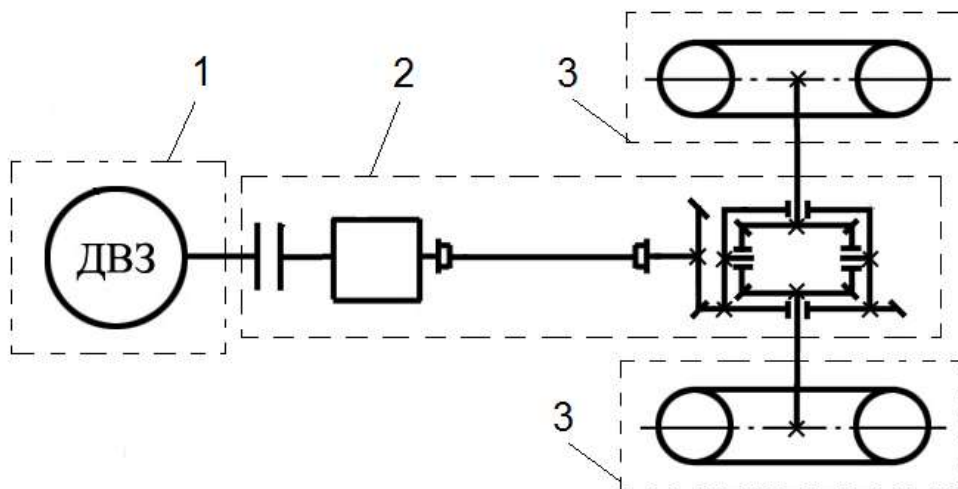


Рис. 1.1. Типова кінематична схема привода колісної машини:

1 – силова установка; 2 – трансмісія або привод; 3 – робочий орган

У механічних передачах для зміни кінематичних параметрів веденого вихідного елемента використовують поняття передаточного числа i – співвідношення швидкостей вхідного й вихідного елементів (ведучого і веденого валів або коліс). У зубчастих передачах $i = n_1/n_2 = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1$, де n , ω , d , z – відповідно частота

обертання, кутова швидкість, діаметр і кількість зубців веденого (з індексом 2) і ведучого колеса (з індексом 1) елементів механічної передачі. Якщо передача є сукупністю декількох m послідовно з'єднаних пар коліс, тоді:

$$i = i_1 i_2 i_3 \dots i_m. \quad (1.36)$$

Для прикладу на рис. 1.2 показано механічну систему привода екскаватора ЕТУ-354А, у якому на привод робочого органа рух передається від двигуна 4 через муфту зчеплення 3, карданний вал 5, циліндричні і конічні шестерні коробки передач 6 і ланцюговими передачами через запобіжну муфту на приводний вал, зірочки якого надають рух ковшовому (в ЕТУ-354) або скребковому (в ЕТУ-354А) робочому органу. Ланцюгові укосоутворювачі приводяться в рух від напрямного колеса, до пальців якого кріпляться кінці ланцюгів із різцями. Інші кінці цих ланцюгів кріпляться до балансира. Піднімається й опускається робочий орган лебідкою, обертання барабану якої передається від коробки передач через кулачкову муфту та черв'ячний редуктор. Привод стрічкового конвеєра та металника здійснюється ланцюговою передачею від коробки передач, яка реалізує дві швидкості конвеєра й металника. Рух приводним зірочкам гусеничних ланцюгів передається від двигуна через муфту зчеплення, карданний вал, коробку передач, бортові фрикціони й ланцюгові передачі.

На рис. 1.3 зображено кінематичну схему пневмоколісного крана К-102.

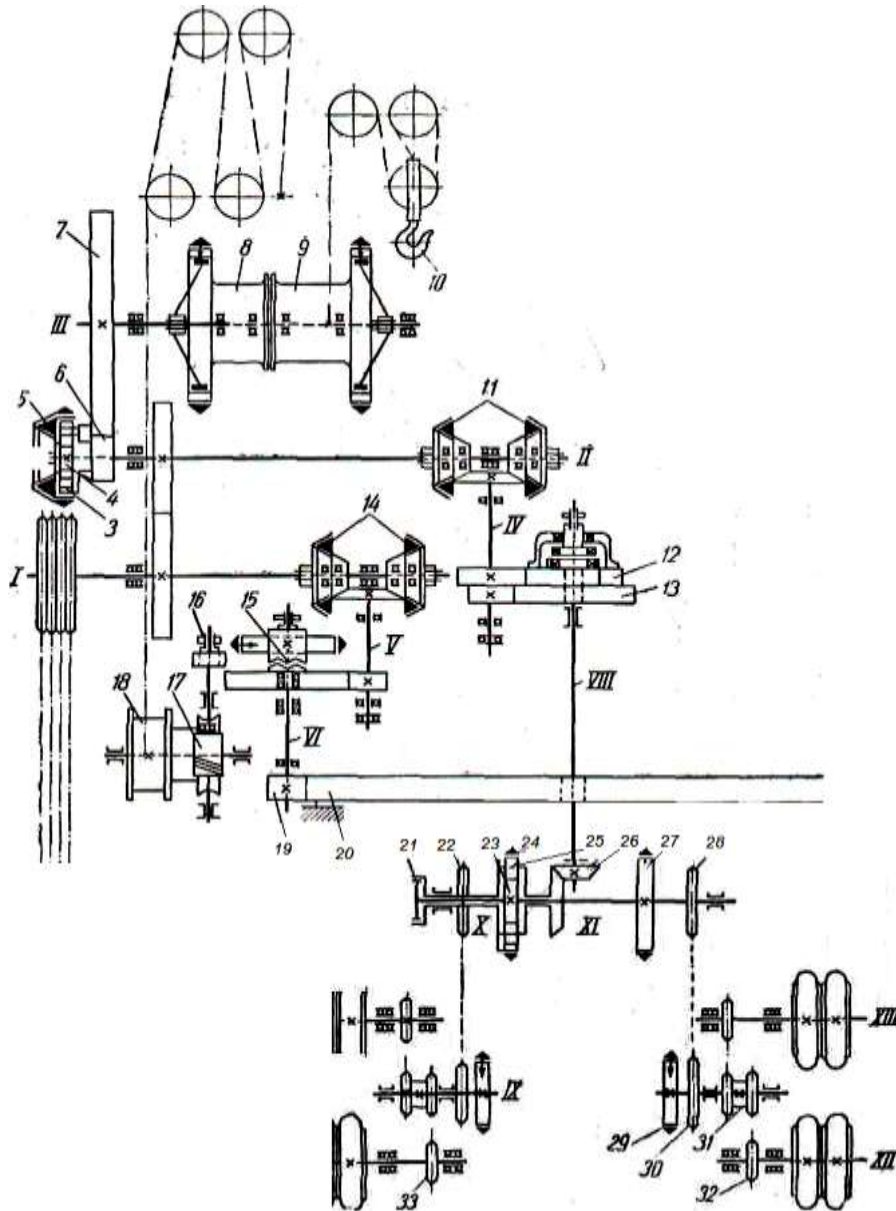


Рис. 1.3. Кінематична схема крана К-102:

I – трансмісійний вал; *II* – горизонтальний проміжний вал; *III* – вал головної лебідки; *IV* – вертикальний вал реверса механізму пересування; *V* – вертикальний вал реверса поворотного механізму та стрілової лебідки; *VI* – вал поворотного механізму; *VII* – вал черв'ячної передачі стрілової лебідки; *VIII* – центральний вертикальний вал; *IX* – центральний вал балансірного візка; *X* – трубчатий вал; *XI* – нижній горизонтальний вал; *XII* і *XIII* – приводні півосі; *1* – двигун; *2* – головна муфта; *3* – стрічкове гальмо; *4* – планетарна передача; *5* – двоконусна фрикційна муфта; *6* – мала шестерня зубчастої передачі; *7* – велика шестерня; *8, 9* – рейферний і вантажний барабани; *10* – вантажний гак; *11, 14* – реверс; *12, 13* – шестерні; *15* – кулачкова муфта; *16* – пересувна шестерня; *17* – черв'ячна передача; *18* – стріловий барабан; *19* – мала шестерня; *20* – зубчастий вінець; *21* – муфта; *22, 28, 30, 31, 32, 33* – зірочки ланцюгової передачі; *23, 24, 25* – циліндричні шестерні диференціала; *26* – кінцева шестерня; *27, 29* – гальмівний пристрій

Кран на рис. 1.3 має двобарабанну фрикційну лебідку для роботи з двоканатним грейфером і окрему стрілову лебідку. Керування барабанами на крані здійснюється стрічковими фрикціонами. Опускання вантажу виконується з увімкненим фрикціоном і механічним гальмуванням стрічковим гальмом.

Недоліками механічних систем привода є велика інерційність і ступінчасте регулювання швидкості, що призводить до розриву потоку передачі енергії в момент перемикання передачі. Крім механічної системи привода, широкого застосування в машинах набули гідравлічні системи привода. На рис. 1.4 показано гідравлічну схему привода робочого обладнання автомобільного крана КС-3575А вантажопідйомністю 5 т. На крані застосовано уніфіковані вузли: кабіна машиніста, механізм обертання, вантажна лебідка, гакова підвіска, приводні гідроциліндри, гальма, гідравлічна апаратура. Виконавчими приводними механізмами в такій системі є гідродвигуни (гідроциліндри та гідромотори), керування якими здійснюється через гідророзподільники.

Трансмисії машин, до складу яких входять гідродинамічний перетворювач моменту (гідротрансформатор) і редуктор, називають гідромеханічними (рис. 1.5). У таких машинах енергія від насоса до турбіни (у гідротрансформаторі) передається гідродинамічною взаємодією потоку рідини та робочих коліс турбіни гідромуфти або гідротрансформатора, тобто використовується кінетична енергія рідини (швидкісний напір). Якщо до складу трансмісії машини входять об'ємні гідромашини й використовується енергія тиску робочої рідини (гідростатичний напір), така передача називається гідростатичною (рис. 1.6). У сучасних системах машин із гідростатичною трансмісією та електронним керуванням двигун обертає гідронасос із передачею гідравлічної потужності на гідромотор, встановлений безпосередньо на робочому органі (приводному мосту), після чого тягове зусилля передається через диференціал на приводні колеса (див. рис. 1.6). Оскільки ця система не обладнана муфтою зчеплення, яка є потрібним елементом машин із приводом від гідротрансформатора, в ній відсутня ймовірність теплових втрат або пробуксовки за використання важеля точного керування під час маневрування, що зводить до мінімуму втрати потужності в коробці передач і зменшує витрату палива.

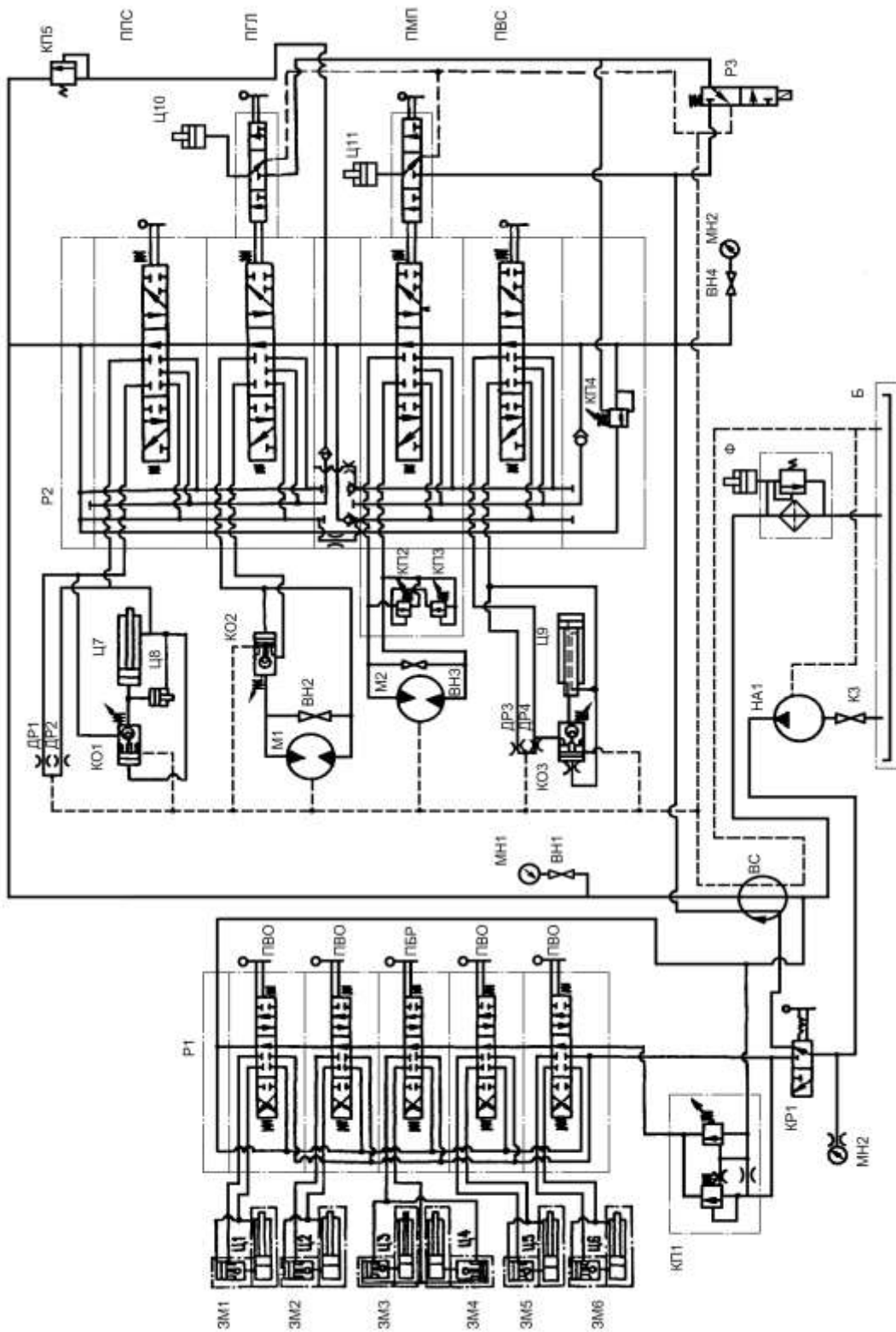


Рис. 1.4. Гідросхема крана КС-3575А: НА1 – гідронасос; Р1...Р3 – розподільники; М1, М2 – гідромотори; Ц1...Ц10 – приводні гідроциліндри; ДР1...ДР4 – дроселі; КП1...КП5 – запобіжні клапани; ЗМ1...ЗМ6 – гідрозамки; Ф – фільтр; Б – гідробак; МН1, МН2 – манометри

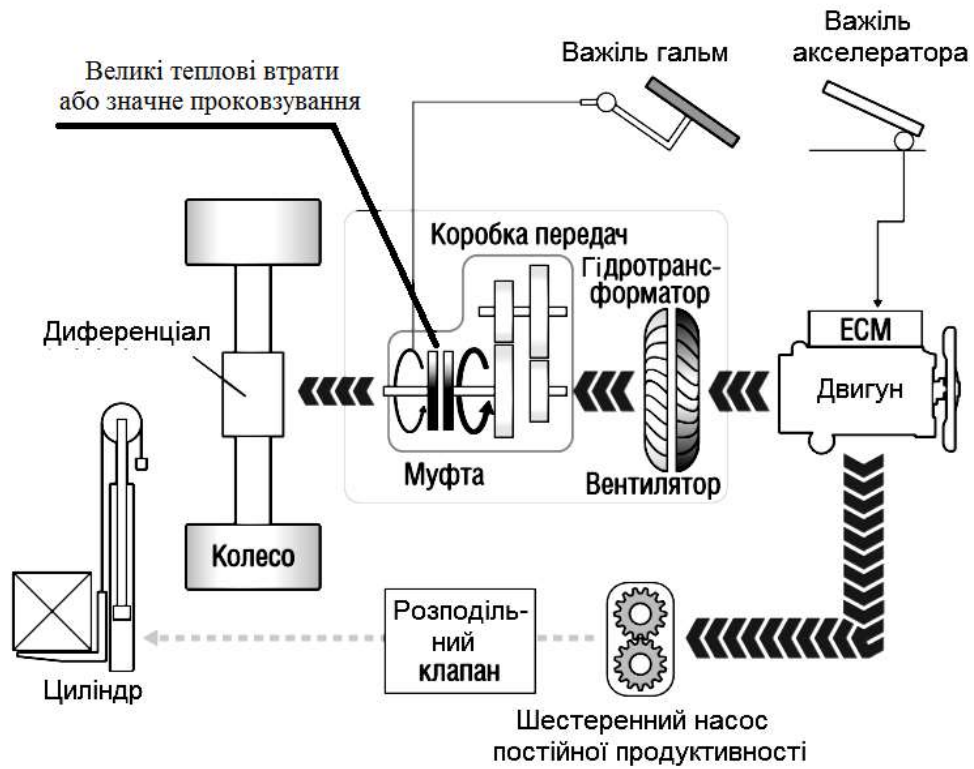


Рис. 1.5. Гідродинамічна передача навантажувача ДВ 1786.33.20

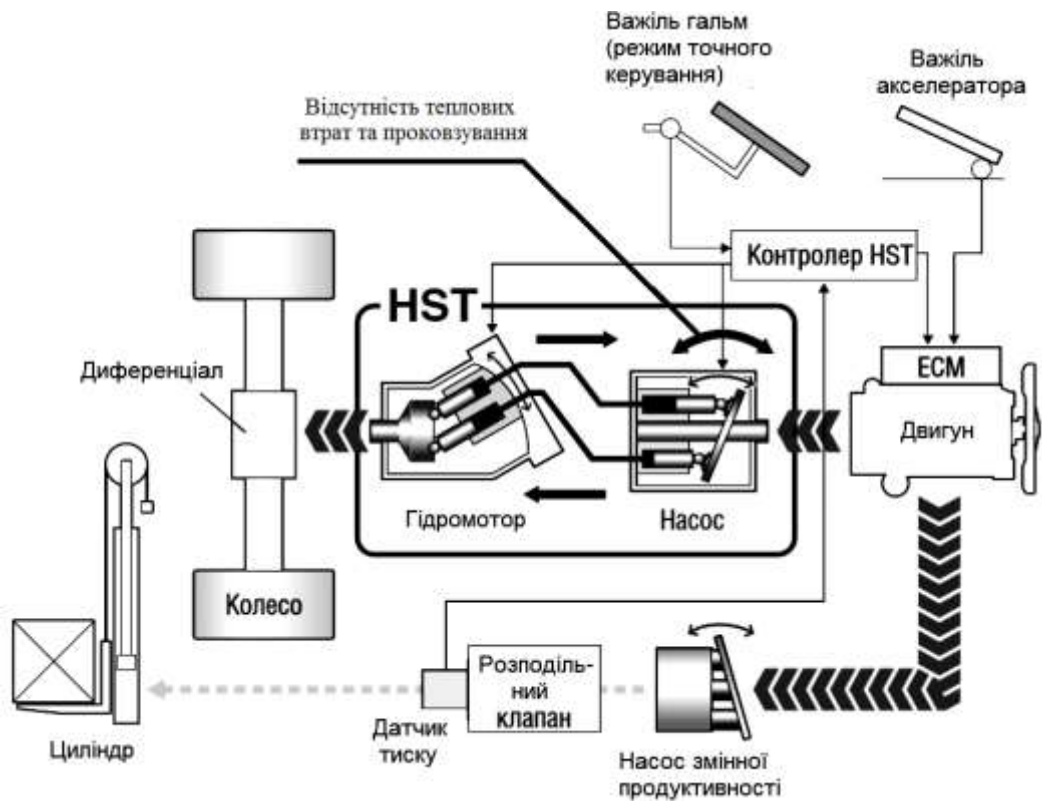


Рис. 1.6. Гідростатична трансмісія навантажувача VP D35H Tailift

У системах привода з гідродинамічною передачею насосне колесо гідротрансформатора, що приводиться в дію двигуном, через масляну різницю в частоті обертання, яка виникає між двома колесами, призводить до втрати потужності в коробці передач. Крім цього, цей тип системи може викликати підвищене виділення тепла і пробуксовку через проковзування муфти в режимі інтенсивної роботи, коли потрібно часте використання педалі точного керування.

Якщо в гідростатичній передачі робочий об'єм насоса і приводного гідродвигуна незмінні, трансмісія працює як редуктор для передачі потужності від двигуна до робочого органа і в такому випадку використання додаткового гідрообладнання стає недоцільним. Однак в більшості гідростатичних трансмісій використовують регульовані насоси або гідромотори зі змінним об'ємом або обидва типи відразу, отже, швидкість, крутний момент або потужність можна регулювати. Залежно від конфігурації гідростатична трансмісія може управляти навантаженням у двох напрямках (прямий і реверс) з безступінчастою зміною швидкості за постійних оптимальних оборотів основного двигуна.

Перевагами гідропривода є:

- безступінчасте регулювання швидкості та крутного моменту;
- легкість реверсування передачі;
- передача високої потужності в компактному розмірі;
- забезпечення високої швидкодії порівняно з механічними або електромеханічними передачами подібного типу;
- низька інерційність;
- точне забезпечення заданих швидкостей незалежно від навантаження;
- незалежне розташування агрегатів трансмісії, що дає змогу найбільш доцільно скомпонувати їх на машині.

Схему пневматичного привода на прикладі гальмівної системи автомобіля МАЗ-500А показано на рис. 1.7 – стисле повітря компресором подається в повітряні ресивери, а після того як в ресиверах встановлюється тиск, подача повітря компресором автоматично припиняється. З натисканням на гальмівний важіль гальмівний кран з'єднує ресивери з трубопроводами, по яких стиснене повітря подається в передні й задні гальмівні камери. Діафрагми, що розташовані в гальмівних камерах, передають тиск стисненого повітря на колісні

гальмівні механізми. Регулятор тиску обмежує тиск повітря в системі в заданих межах. За манометром, встановленим в кабіні, водій стежить за тиском у повітряних ресиверах.

Унаслідок можливості стискання використовуваних газів пневмосистеми мають гіршу керованість і можуть відтворювати незначні порівняно з гідравлічними системами навантаження, проте ця особливість газів дає змогу створювати пневматичні амортизатори й накопичувати повітря в ресиверах для використання його як автономне джерело живлення.

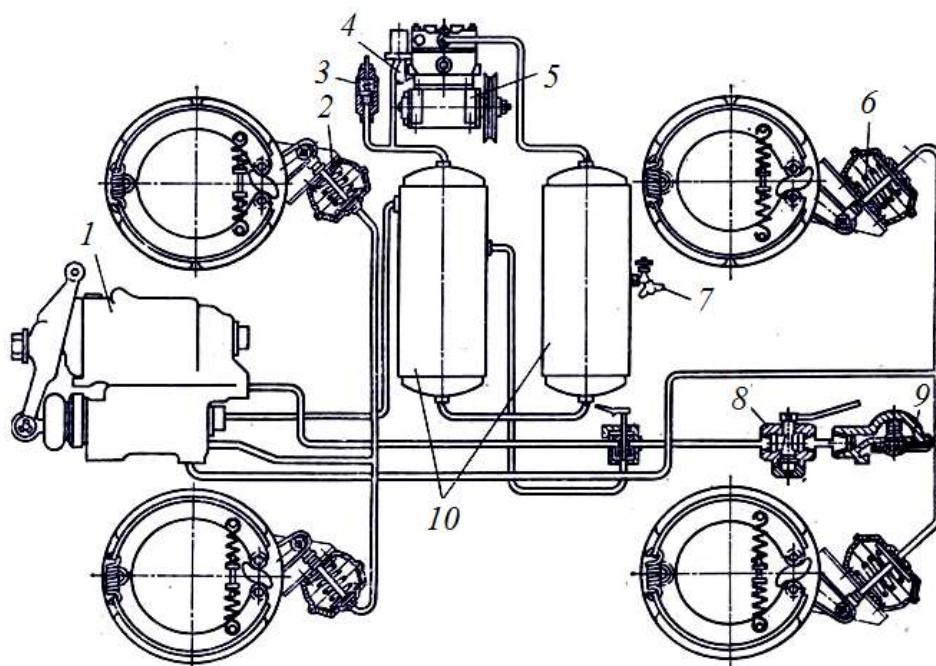


Рис. 1.7. Схема пневматичного привода гальмівної системи автомобіля МАЗ-500А: 1 – гальмівний кран; 2 – передня гальмівна камера; 3 – запобіжний клапан; 4 – регулятор тиску; 5 – компресор; 6 – задня гальмівна камера; 7 – кран відбору повітря; 8 – роз'єднувальний кран; 9 – сполучна головка; 10 – повітряні ресивери

Гідравлічні та пневматичні системи привода можуть застосовуватися для автоматизації управління технологічним обладнанням. Перевагу віддають пневматичним схемам, оскільки в них відсутня зливна магістраль, а це значно спрощує будову подібної системи. На рис. 1.8 показано пневматичну систему з автоматизованим керуванням формувальної машини преса. Як видно на рис. 1.8, у цій пневматичній схемі для управління роботою машини застосовують типові двопозиційні розподільники та клапани логіки з функціями «І» та «АБО».

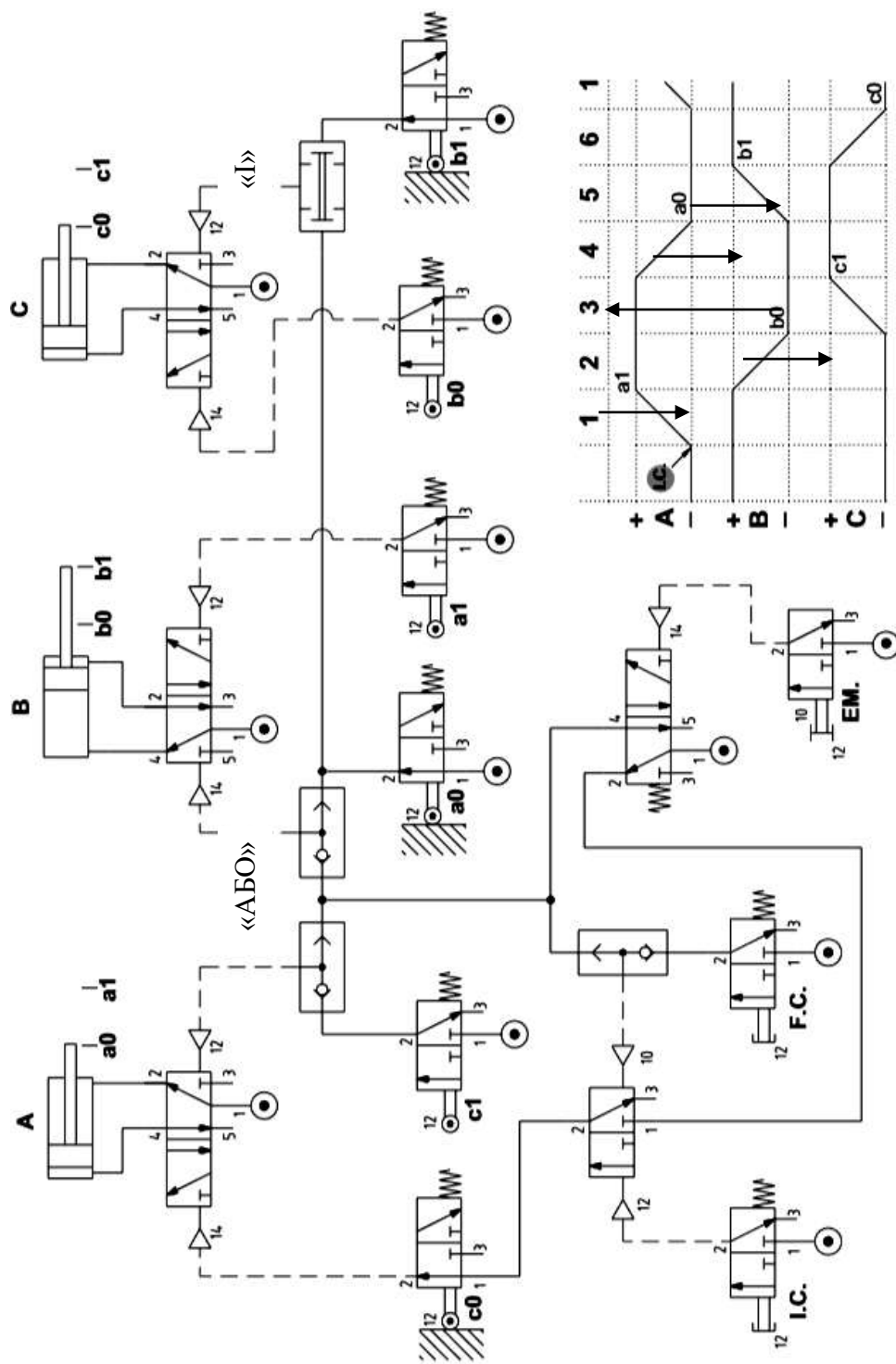


Рис. 1.8. Пневматична схема технологічного обладнання формувальної машини та функціональна діаграма її роботи: **A, B, C** – приводні пневмодвигуна; **I.C.** – пневматична кнопка пуску; **F.C.** – пневматична кнопка зупинки; **E.M.** – кнопка перезавантаження; **a0, a1, b0, b1, c0, c1** – пневматичні кінцеві перемикачі; **1** – напірна магістраль; **2, 4** – робочі магістралі для підключення приводного обладнання; **3, 5** – лінії вихлопу; **10, 12, 14** – сигнали керування

1.3. Гібридні силові енергосистеми

Поширене застосування в цивільному автотранспорті набули гібридні енергосистеми, де комбінуються поєднання двох енергетичних технологій: електричної та теплодинамічної з традиційними паливами. Кожну з технологій можна застосовувати як окремо, так і спільно в незалежних циклах.

Одним з основних недоліків традиційних двигунів внутрішнього згоряння є їх низький крутний момент за малих частот обертання колінчастого вала (менше за частоту обертання холостого ходу). Електродвигун, навпаки, за малих частот обертання може передавати максимальний крутний момент, а зі збільшенням частоти обертання величина його крутного моменту зменшується (рис. 1.9). Завдяки роботі електродвигуна-генератора в гібридних силових установках можна виключити найбільш складний режим роботи двигуна внутрішнього згоряння (у діапазоні нижче за оберти холостого ходу), що підвищує ККД силового агрегату загалом.

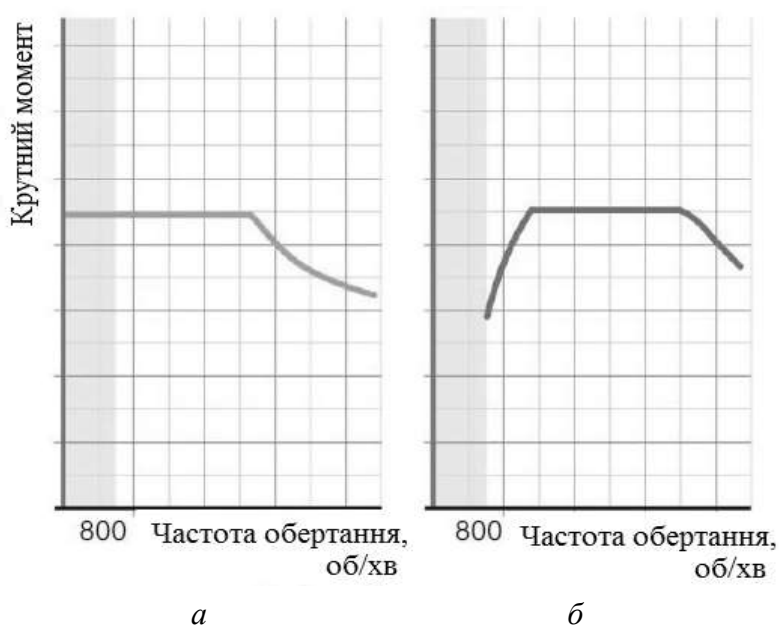


Рис. 1.9. Порівняння частот обертання обертових моментів для електродвигуна (а) та ДВЗ (б)

Гібридні системи із поєднанням електропривода та ДВЗ поділяють на три різновиди: «мікрогібрид», «середній» і «повний» гібрид. У таких системах електропривод складається з електродвигуна-генератора, акумулятора (накопичувача електричної енергії, має високовольтну й низьковольтну частини), інвертора (електричного перетворювача

постійного струму високовольтної батареї у змінний трифазний для електродвигуна і навпаки), трансмісії.

Концептуальна особливість «мікрогібридного» типу привода полягає в його електричній частині, яка використовується тільки для виконання функції «старт-стоп». Притім частина виробленої кінетичної енергії повторно використовується як електроенергія (процес рекуперації), а привод тільки на електротязі не передбачено (рис. 1.10.).



Рис. 1.10. «Мікрогібрид»

Електричний привод «середньої» гібридної установки допомагає роботі ДВЗ, притім робота гібрида лише через електротягу не здійснюється (рис. 1.11). У такому гібридному двигуні електрична енергія регенерується під час гальмування, а потім накопичується у високовольтній акумуляторній батареї.

«Повний» гібридний тип силової енергоустановки дає змогу машині рухатися на велику відстань як через електричну тягу, так і від ДВЗ (рис. 1.11). За певних умов силовий агрегат функціонує як «середній» гібрид.

Системи «повних» гібридних силових енергосистем поділяють на такі підгрупи:

- з незалежними паралельними потоками потужності;
- з розділеними потоками потужності;
- з послідовними потоками потужності;
- комбіновані системи.

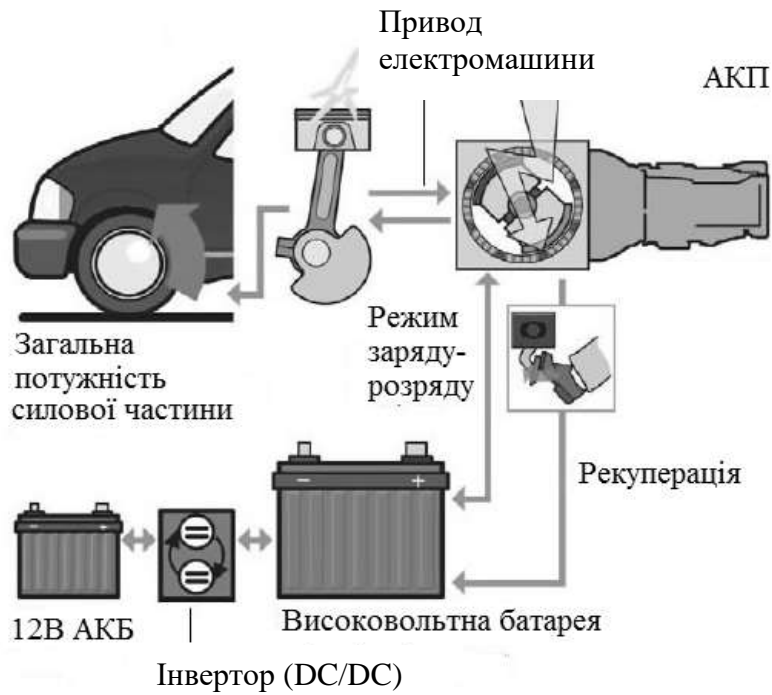


Рис. 1.11. «Середній» і «повний» гібрид

Гібридні енергосистеми з паралельними потоками передачі енергії складаються з послідовно з'єднаних електродвигуна-генератора та ДВЗ таким чином, що сума одиничної потужності ДВЗ і потужності електродвигуна дорівнює повній потужності машини (рис. 1.12).

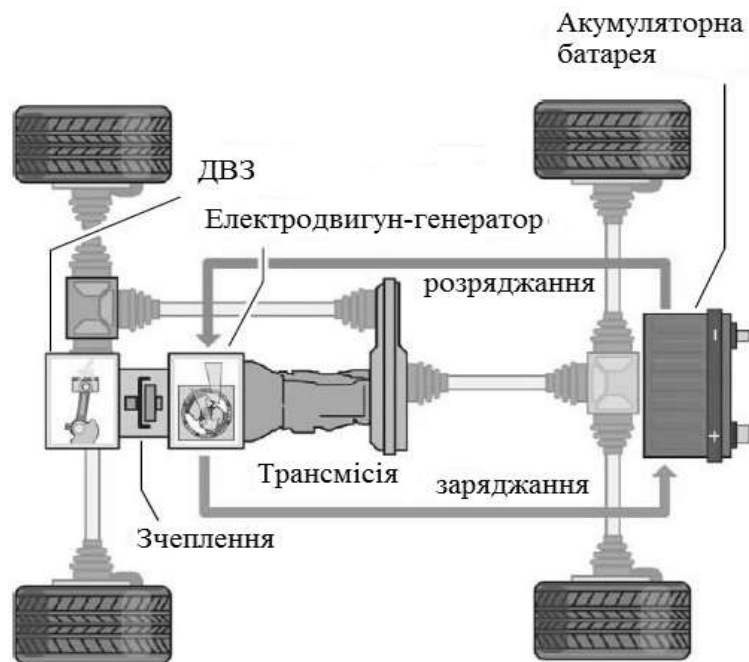


Рис. 1.12. Паралельна гібридна силова система

У системі роздільного гібридного привода ДВЗ з електродвигуном-генератором з'єднуються паралельно через проміжний механізм і за допомогою планетарної передачі і трансмісії передають енергію на робоче обладнання машини (рис. 1.13). На відміну від паралельного гібридного привода передавати таким чином потужність на робоче обладнання окремими системами неможливо, оскільки енергія, що виробляється, частково витрачатиметься на корисну роботу машини, а частково у вигляді електричної енергії накопичуватиметься у високовольтній батареї.

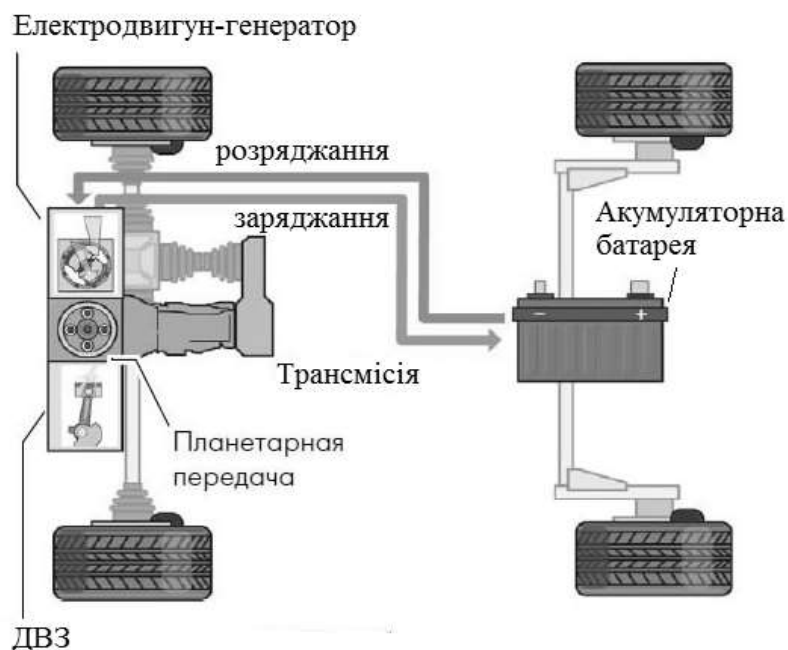


Рис. 1.13. Роздільна гібридна силова система

Силві енергосистеми з послідовним гібридним агрегатом складаються з ДВЗ, генератора і електродвигуна-генератора (рис. 1.14). На відміну від описаних раніше концепцій ДВЗ не може безпосередньо передавати потужність на робоче обладнання машини. Основний привод машини здійснює через електродвигун-генератор від високовольтного акумулятора. Якщо ємність високовольтної батареї занадто низька, запускається ДВЗ, який через генератор заряджає високовольтну батарею.

Комбінований гібридний силовий агрегат являє собою змішану форму роздільного та послідовного гібридного приводів, до складу якої можуть входити один ДВЗ і два електродвигуни-генератори. ДВЗ і перший електродвигун-генератор працюють як роздільний привод, а

другий електродвигун-генератор, який встановлюють окремо на робоче обладнання машини, працює в режимі послідовного привода. Така концепція використовується в системах, де виконання корисної роботи дублюється різними робочими органами машини, наприклад у повноприводних автомобілях (рис. 1.15).

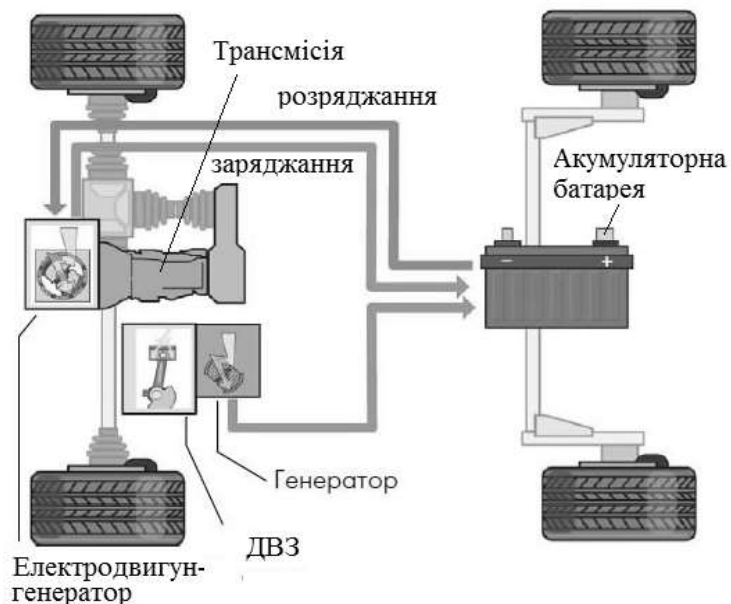


Рис. 1.14. Послідовна гібридна силова система

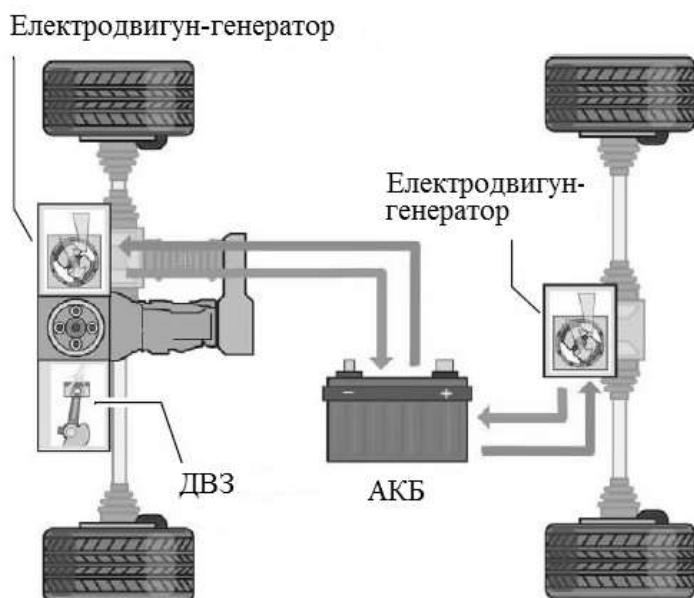


Рис. 1.15. Комбінована гібридна силова система

У гібридних системах часто застосовують термін «рекуперація», який у загальному випадку в техніці означає спосіб повернення енергії. У процесі рекуперації наявна енергія одного виду перетворюється в енергію іншого виду, наприклад потенційна хімічна енергія палива перетворюється через ДВЗ і трансмісію в кінетичну енергію переміщення машини, а під час гальмування рухомої механічної системи можна з її надлишкової кінетичної енергії за допомогою перетворювачів (гальм) отримати теплову енергію. Якщо в разі застосування технології гібридного привода додатково до класичних гальм приєднати генератор, який використовуватиметься як моторне гальмо, то частина кінетичної енергії перетворюватиметься в електричну енергію і, отже, стане доступною для подальшого використання. Такий вид регенеративного гальмування називається рекуперативним гальмом.

1.4. Інформаційні системи контролю та діагностики параметрів машини

Технічний стан машини встановлюють шляхом проведення ряду перевірок, фіксують наявність або відсутність можливих поломок машини за зміною окремих параметрів (симптомів технічного стану) або їх сукупностей, тобто діагностичних ознак (параметрів). Як діагностичні ознаки використовують величини або характер змін у часі вихідних і функціональних параметрів, параметрів робочих об'ємів і герметичності сполучень, робочих або супутніх процесів. Під час проведення технічного діагностування будівельних машин визначають:

- технічний стан машини загалом та її складальних одиниць;
- номенклатуру складальних одиниць, які потребують ремонту, і обсяги робіт для його виконання;
- ресурс роботи складальних одиниць машини.

Виконання технічного діагностування дає змогу:

- підвищити продуктивність і економічність машини завдяки своєчасному виконанню регульовальних, ремонтних та інших профілактичних робіт;
- знизити трудомісткість технічного обслуговування та ремонту завдяки скороченню об'ємів регульовальних і ремонтних робіт;
- зменшити число відмов і простоїв машин завдяки своєчасному виявленню та запобіганню виникненню таких відмов;

- збільшити термін служби машин;
- повніше використовувати міжремонтний ресурс складальних одиниць і окремих деталей машини.

Технічна діагностика є складовою частиною технічного обслуговування та ремонту і проводиться в терміни, встановлені заводами-виробниками для технічних обслуговувань, а також у разі виникнення поломок або відмови машини. Розрізняють три основні види діагностики технічного стану машини.

До першого виду належить імітація навантажувальних і швидкісних режимів, за якими визначають параметри, які порівнюють надалі зі стандартними показниками. Діагностику проводять або під час роботи машини, або на спеціалізованому стенді. Подібний вид діагностики застосовується як для загального оцінювання машини, так і для оцінки її окремих вузлів.

До другого виду належить діагностика за параметрами супутніх процесів:

- тепловий метод – визначає кількість тепла, яке було отримано в процесі згоряння, і застосовується для перевірки несправності трансмісії, двигуна та підшипникових вузлів;
- оцінка герметичності використовуваних об'єктів – ґрунтується на тому, що створюється надлишкова розрідженість або тиск і оцінюється інтенсивність їх падіння. Такий метод застосовується для діагностики трансмісійних вузлів, циліндро-поршневої групи двигуна, насосів систем живлення та гідропривода і пневмоагрегатів;
- оцінка відпрацьованих матеріалів, які застосовують для оцінювання зносу підшипників, деталей механічних передач, спрацювання елементів гідропривода тощо.

До третього виду діагностики належить найпоширеніший метод, основою якого є оцінка геометричних параметрів, як-от люфт, вільний хід тощо. Процес діагностування складається з таких етапів:

- вимірювання діагностичного параметра, який характеризує технічний стан машини, механізму чи агрегату;
- порівняння нормативної величини із заміряним значенням діагностичного параметра;
- складання висновку про технічний стан машини;
- визначення терміну працездатності до граничного стану або ж залишкового ресурсу роботи.

Поширеним засобом діагностування є комп'ютерна діагностика, за якої відбувається зчитування кодів відмов на основних вузлах машини та подальша їх корекція. Для цього застосовуються мультифункціональні стенди, портативні рідери. Сучасне діагностичне обладнання та програмне забезпечення дають змогу зчитувати й фіксувати найменші зміни в роботі систем управління двигуном, трансмісії, пневмо- і гідропривода. Для комп'ютерного діагностування на елементи машини встановлюють датчики, якщо такі не передбачені її конструкцією.

Комп'ютерну діагностику можна розділити на ряд операцій:

- діагностика підвіски. Застосовують у разі виявлення нерівномірного зносу ходового обладнання машини, гуми, стуку/гулу під час різких поворотів або руху за постійної швидкості по нерівній дорозі;

- комп'ютерна діагностика двигуна. Проводиться, якщо двигун довго прогрівається, зросла витрата палива, двигун працює нестійко або погано заводиться, втратив потужність, присутні сторонні шуми, холості оберти знижені / підвищені. Під час діагностики перевіряються система живлення двигуна, електросистема й вимірюється компресія;

- комп'ютерна діагностика трансмісії. Проводиться, якщо не вмикається одна з передач, є помітні ривки, шуми або пробуксовка під час перемикання передач, збільшена витрата палива, наявний витік масла. Під час діагностики зчитуються коди помилок блоку управління трансмісії, проводиться оцінка показників датчиків температури робочої рідини й положення дросельної заслінки.

Одним із найпоширеніших діагностичних стандартів в автомобільній техніці є OBD2 (*On-Board Diagnostics*) – це загальна назва вмонтованих (передбачених виробником) систем діагностування транспортних засобів, які забезпечують такі функції:

- самодіагностування систем, вузлів і агрегатів транспортного засобу шляхом постійного контролювання значень діагностичних і «аварійних» параметрів і реєстрації та індикації відхилень чи появ несправностей, а також виконання інших передбачених виробником функцій самодіагностування;

- зчитування ідентифікаційної та діагностичної інформації засобами зовнішніх систем діагностування (зчитування й аналізування зареєстрованих у запам'ятовувальних пристроях ідентифікаційних даних

автомобіля, його агрегатів, систем, програмного забезпечення та зареєстрованих кодів несправностей);

– виконання діагностичних робіт (керований пошук несправностей, контролювання й аналізування характеристик і сигналів конкретних датчиків у режимі реального часу тощо).

Для загального ознайомлення та розуміння тенденцій діагностування й виміру параметрів машини на рис. 1.8 показано діагностичний роз'єм OBD2 для автомобілів.

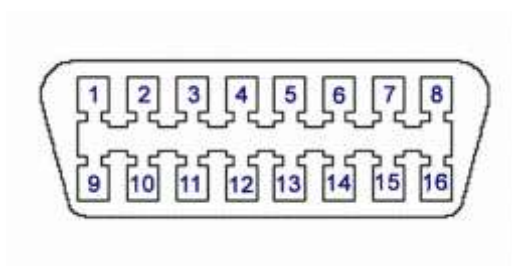


Рис. 1.8. Розташування контактів у роз'ємі DLC (*Diagnostic Link Connector*) протоколу OBD2:

1 – OEM (протокол виробника) і контактна шина 12В ввімкнення запалення; 2 – шина SAE-J1850 PWM, SAE-1850 VPW; 3, 8, 11, 12, 13 – резервні контакти; 4 – заземлення кузова; 5 – сигнальне заземлення; 6 – лінія CAN-High високошвидкісної шини (ISO 15765-4, SAE-J2284); 7 – K-Line (ISO 9141-2 та ISO 14230); 10 – шина (Bus negative Line) SAE-J1850 PWM, SAE-1850 VPW; 14 – високошвидкісна шина CAN Highspeed (ISO 15765-4, SAE-J2284); 15 – L-Line (ISO 9141-2 и ISO 14230); 16 – живлення 12В

OBD2 підтримує такі діагностичні протоколи:

– SAE J1850 PWM (Pulse Width Modulation — модуляція ширини імпульсу) – це високошвидкісний протокол, який забезпечує продуктивність у 41,6 Кбайт/с. Відповідно до протоколу PWM сигнали передаються по двох проводах, приєднаних до контактів 2 і 10 діагностичного роз'єму;

– SAE J1850 VPW (Variable Pulse Width — змінна ширини імпульсу). Протокол VPW підтримує передачу даних зі швидкістю 10,4 Кбайт/с. Протокол VPW передбачає передачу даних по одному дроту, приєднаному до контакту 2 діагностичного роз'єму;

– ISO 9141-2 розроблений ISO і застосовується в більшості європейських і азіатських автомобілів. Використовує контакт 7 (K-Line) і опціонально контакт 15 (L-Line);

– ISO 14230 KWP2000 (Keyword Protocol 2000) на фізичному рівні ідентичний ISO 9141. Також використовує контакт 7 (K-Line) і опціонально 15 (L-Line);

– ISO 15765 CAN. У рамках OBDII використовує 2 контакти: 6 і 14. Є найбільш швидкісним і сучасним.

Вищеописані протоколи для OBD2 обов'язково застосовують у сучасних автомобілях цивільного призначення, проте вони не є обов'язковими для будівельних машин, а тому кожен із виробників будівельної техніки застосовує власні системи та протоколи для діагностики. Також потрібно знати, що основна кількість діагностичних протоколів призначена для фіксації внутрішнього стану машини (наприклад, перепади тиску моторного мастила у двигуні внутрішнього згоряння або робочої рідини в гідросистемі, фіксацію надлишкового температурного режиму в системі охолодження, перепаду напруги на електродвигуні, крайнього положення виконавчого органа) і виміру лише граничних або диференційних значень.

Під час реєстрації досліджуваних параметрів системи будь-який її елемент описується залежністю множини вихідних змінних від множини вхідних. У загальному випадку таку залежність може бути представлено функціональною залежністю. Відновлення функціональної залежності змінних моделі за результатами спостережень називають *апроксимацією*. Якщо об'єкт, що має одну вихідну змінну y та декілька вхідних змінних, представлених вектором $x = (x_1, x_2, \dots, x_m)$, дані спостережень значень вхідної та вихідної змінної можуть бути представлені таблицею (табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Результати спостережень

Змінні	Спостереження			
	1	2	...	n
Вхідна змінна x_1	x_{11}	x_{21}		x_{n1}
Вхідна змінна x_2	x_{12}	x_{22}		x_{n2}
Вхідна змінна x_m	x_{1m}	x_{2m}		x_{nm}
Вихідна змінна y	y_1	y_2		y_n

Задача апроксимації полягає у знаходженні аналітичної функціональної залежності, яка найкраще відповідатиме даним

спостережень з погляду найменшої похибки. Критерій найменших квадратів дає змогу відтворити апроксимаційну залежність (функцію регресії) з мінімумом похибки через визначення розбіжності сум різниць розрахунковими значеннями вихідної величини та спостережуваними значеннями, тобто:

$$F = \sum_i (f(x_i) - y_i)^2 \rightarrow \min, \quad (1.36)$$

де $f(x_i)$ – розрахункові значення; y_i – дані спостереження.

Апроксимацію функціональної залежності виконують у такий спосіб:

1. Формують масив спостережуваних значень.
2. Формують припущення про вид математичної функції $f(x, b)$, де b – параметри функціональної залежності.
3. Відшуковують значення параметрів b функціональної залежності за критерієм найменших квадратів.
4. Оцінюють якість знайденої функціональної залежності методами багатофакторного кореляційно-регресійного аналізу.

На відміну від функції однієї змінної, задача апроксимації функції багатьох змінних має розв’язок тільки за умови, якщо змінні x_1, x_2, \dots, x_m не залежать одна від одної.

Застосування методу найменших квадратів вимагає, щоб функціональна залежність, яка знаходиться, мала лінійний стосовно параметрів b вигляд:

$$f(x, b) = b_0 + b_1 f_1(x) + b_2 f_2(x) + \dots + b_k f_k(x), \quad (1.37)$$

де $x = (x_1, x_2, \dots, x_m)$ – вектор змінних.

Припущення про вид функцій $f_i(x)$ дослідник має зробити, ґрунтуючись на своїх знаннях і досвіді, а параметри b_i функціональної залежності $f(x, b)$ вибираються так, що забезпечити мінімум критерію (1.36).

Значення критерію найменших квадратів визначається за формулою:

$$F(b) = \sum_{i=0}^n (b_0 + b_1 f_1(x_i) + \dots + b_k f_k(x_i) - y_i)^2 \rightarrow \min. \quad (1.38)$$

Потрібною умовою екстремуму функції багатьох змінних є рівність нулю частинних похідних:

$$\begin{cases} \partial F / \partial b_0 = 0, \\ \partial F / \partial b_1 = 0, \\ \dots\dots\dots \\ \partial F / \partial b_k = 0. \end{cases} \quad (1.39)$$

Враховуючи вираз (1.38), отримаємо:

$$\begin{cases} \sum_{i=0}^n 2(b_0 + b_1 f_1(x_i) + \dots + b_k f_k(x_i) - y_i) = 0, \\ \sum_{i=0}^n 2(b_0 + b_1 f_1(x_i) + \dots + b_k f_k(x_i) - y_i) f_1(x_i) = 0, \\ \dots\dots\dots \\ \sum_{i=0}^n 2(b_0 + b_1 f_1(x_i) + \dots + b_k f_k(x_i) - y_i) f_k(x_i) = 0. \end{cases} \quad (1.40)$$

Зробивши елементарні перетворення, отримаємо систему лінійних рівнянь для визначення коефіцієнтів b_i :

$$\begin{cases} b_0 n + b_1 \sum_{i=0}^n f_1(x_i) + \dots + b_k \sum_{i=0}^n f_k(x_i) = \sum_{i=0}^n y_i, \\ b_0 \sum_{i=0}^n f_1(x_i) + b_1 \sum_{i=0}^n (f_1(x_i))^2 + \dots + b_k \sum_{i=0}^n f_k(x_i) f_1(x_i) = \sum_{i=0}^n y_i f_1(x_i), \\ \dots\dots\dots \\ b_0 \sum_{i=0}^n f_k(x_i) + b_1 \sum_{i=0}^n f_1(x_i) f_k(x_i) + \dots + b_k \sum_{i=0}^n (f_k(x_i))^2 = \sum_{i=0}^n y_i f_k(x_i). \end{cases} \quad (1.41)$$

Система (1.41) називається системою нормальних рівнянь, розв'язок якої знаходять методом Гауса.

У разі малого обсягу даних виникає потреба в перевірці отриманої функціональної залежності. Для цього використовують методи багатофакторного кореляційно-регресійного аналізу, коли оцінку практичної значущості отриманої функціональної залежності проводять за допомогою індексу кореляції, який характеризує щільність зв'язку:

$$R = \sqrt{\frac{S_{\text{факт}}^2}{\sigma_{\text{заг}}^2}}, \quad (1.42)$$

де $S_{\text{факт}}^2 = \frac{\sum (f(x_i, b) - \bar{y})^2}{n-1}$ – факторна дисперсія результативної ознаки y ,

$$\sigma_{заг}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2$$
 – загальна дисперсія випадкової величини;

\bar{y} – середнє значення вихідної змінної, оцінку якої виконують за формулою $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$.

Індекс детермінації R^2 характеризує, яка частина загальної варіації результативної ознаки y пояснюється фактором x . Якщо понад половини загальної варіації результативної ознаки y пояснюється впливом фактора x , то застосування методів функціонального аналізу для вивчення кореляційного зв'язку вважають виправданими, а синтезовані при цьому аналітичні моделі визнаються придатними для їх практичного застосування. Функціональна залежність практично значима, якщо $R^2 > 0,5$ або $R > 0,7$.

Оцінку значимості індексу кореляції проводять за критерієм Фішера:

$$\Phi = \frac{R^2}{1-R^2} \frac{n-k-1}{k}, \quad (1.43)$$

де n – загальна кількість спостережень; k – кількість параметрів для фактора x .

Знайдене значення критерію Фішера порівнюється з його критичним значенням, яке знаходиться із статистичних таблиць за рівня значимості 0,05, кількості ступенів вільності чисельника k та кількості ступенів вільності знаменника $n - k - 1$.

Оцінку статистичної значимості визначених коефіцієнтів регресії b проводять за критерієм Стюдента:

$$t_i \geq \frac{|b_i|}{S_b}, \quad (1.44)$$

де S_b – стандартне відхилення випадкової величини b_i .

Критичне значення критерію Стюдента знаходять із таблиць за рівня значимості 0,05 і кількості ступенів вільності $n - k - 1$. Якщо реальне значення критерію більше за критичне знайдене з таблиць, то коефіцієнт b_i визнається значимим.

Тема 2. Технології прийняття рішень в управлінні енергетичними потоками машин

2.1. Циклограма роботи машини

Кожний пристрій у процесі роботи машини чи механізму виконує свою корисну функцію. Ця функція складається з функціями інших пристроїв, і всі вони в сукупності утворюють процес використання машини чи системи. Обладнання, яке забезпечує виконання функції, утворює функціональний модуль. За кожного використання системи буде отримано очікуваний результат – виріб, деталь, ефект. Подальше використання машини або системи призведе до нового примірника виробу чи деталі або поновлення ефекту. Ця властивість «повторного отримання» вказує на циклічність дії кожного пристрою системи. Кожний наступний примірник, який виробляє машина чи система, потребує наступного виконання пристроєм своєї корисної функції.

Виконання виробничого завдання технологічним обладнанням, будівельною машиною або машиною логістичної сфери також часто відбувається циклічно, тобто повторенням дій обслуговувального персоналу та самої машини. Розрізняють такі цикли в роботі машин:

- виробничий цикл – це сукупність дій та операцій машини і обслуговувального персоналу, спрямованих на виготовлення потрібного об'єму продукції, який складається з часу безпосередньої обробки та часу циклових втрат, пов'язаних з обслуговуванням машини;

- технологічний цикл – це сукупність операцій машини та дій обслуговувального персоналу, які періодично повторюються в процесі виготовлення кожної одиниці продукції, який складається з часу установки виробу або часу готовності машини, часу основних операцій, міжопераційного часу та часу зупинки машини;

- робочий цикл характеризує темп виходу готових виробів.

Кінематичний цикл являє собою сукупність всіх переміщень і простоїв виконавчих органів, що беруть участь в обробці об'єкта, після завершення яких всі виконавчі органи повертаються в початкове положення. Узгодження переміщень виконавчих ланок механізму проводять залежно або від часу (системи керування часом), або від положення ланок (системи керування рухом з переміщення). Проміжок часу, після закінчення якого повторюється послідовність переміщення всіх виконавчих ланок механізму, називають часом циклу.

Технологічний цикл може дорівнювати декільком кінематичним. Технологічний, кінематичний і робочі цикли можуть співпадати.

Синхронність усіх рухів і простоїв механізму показують на цикловій діаграмі машини.

Циклограма (циклова діаграма) – це графічне зображення циклічного процесу (термодинамічної, технологічного та ін.). Циклограма будується на основі дослідних або розрахункових даних і використовується для визначення або уточнення елементів циклу. Широко застосовується в конструюванні виконавчих органів машин-автоматів. Найпоширенішими є лінійні або кругові циклові діаграми, що являють собою графічне зображення тимчасової картини функціонування машини або лінії.

Циклограми дають змогу побачити порядок проходження типових станів виконавчих механізмів, фазу робочого ходу, фазу холостого ходу, простій у тому чи іншому положенні, стан у спокої, стан у русі та тривалість функціонування робочих органів виконавчих механізмів протягом аналізованого інтервалу часу, а також характер їх взаємодії в часі (одночасність, перекриття, зсув по фазі, черговість спрацьовування тощо). Однак циклограма не дає уявлення про величини і характер переміщень робочих органів.

На рис. 2.1 зображено циклограму роботи вантажопідіймної машини. Циклограма на рис. 2.1 побудована в координатах «швидкість – час» і відображає цикл роботи машини від початку роботи з одним вантажем до початку роботи з іншим вантажем. З метою підвищення продуктивності будівельної машини її робочі операції можуть бути суміщеними на одному циклі роботи. Таке суміщення операцій відображається на циклограмі роботи машини, що зручно для візуального сприйняття та подальших розрахунків технологічних циклів супутніх машин.

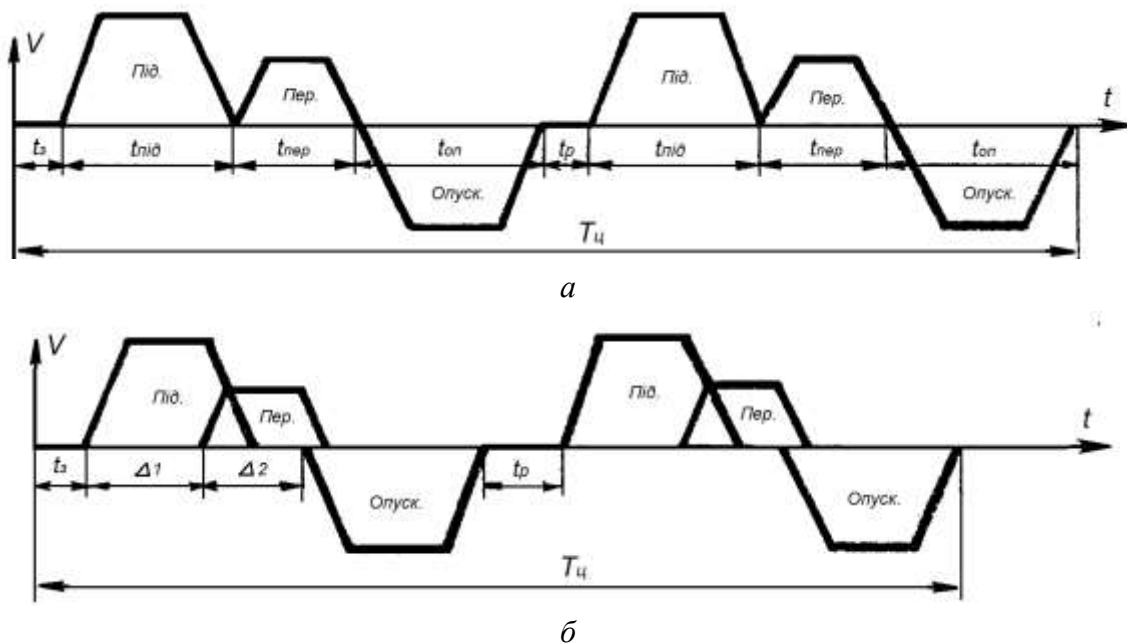


Рис. 2.1. Циклограма роботи вантажопідійомної машини:
a – без суміщення робочих циклів; *б* – із суміщенням робочих циклів; $T_{ц}$ – час одного циклу роботи машини; t_3 – час завантаження вантажу; $t_{під}$ – час підйому вантажу; $T_{пер}$ – час пересування вантажу; $t_{оп}$ – час опускання вантажу; t_p – час на розчалування вантажу; $\Delta 1$ і $\Delta 2$ – час суміщення операцій циклу

Кількість включень механізму на годину:

$$z = n_{ц} \cdot m = \frac{3600}{T_{ц}} \cdot m, \quad (2.1)$$

де m – кількість включень механізму за один цикл.

Відносною тривалістю включення називається сума часу роботи механізму стосовно годинного періоду роботи машини, яка дорівнює:

$$ПВ\% = \frac{\sum t_{р.м.}}{60} \cdot 100\%. \quad (2.2)$$

Циклограма має практичне застосування, так, наприклад, на рис. 2.2 зображено циклограму споживання потужності установки для лиття пластмас під тиском, на якій видно, що за великої швидкості вприскування робочої рідини в робочий інструмент максимальна потужність потрібна тільки на дуже короткий проміжок часу, проте для таких піків потрібна відповідна потужність насоса. Через застосування гідропневматичних акумуляторів потужність насоса може бути істотно знижена. Для цього потрібно, щоб подача насоса за час циклу лише незначно перевищувала сумарне споживання робочої рідини.

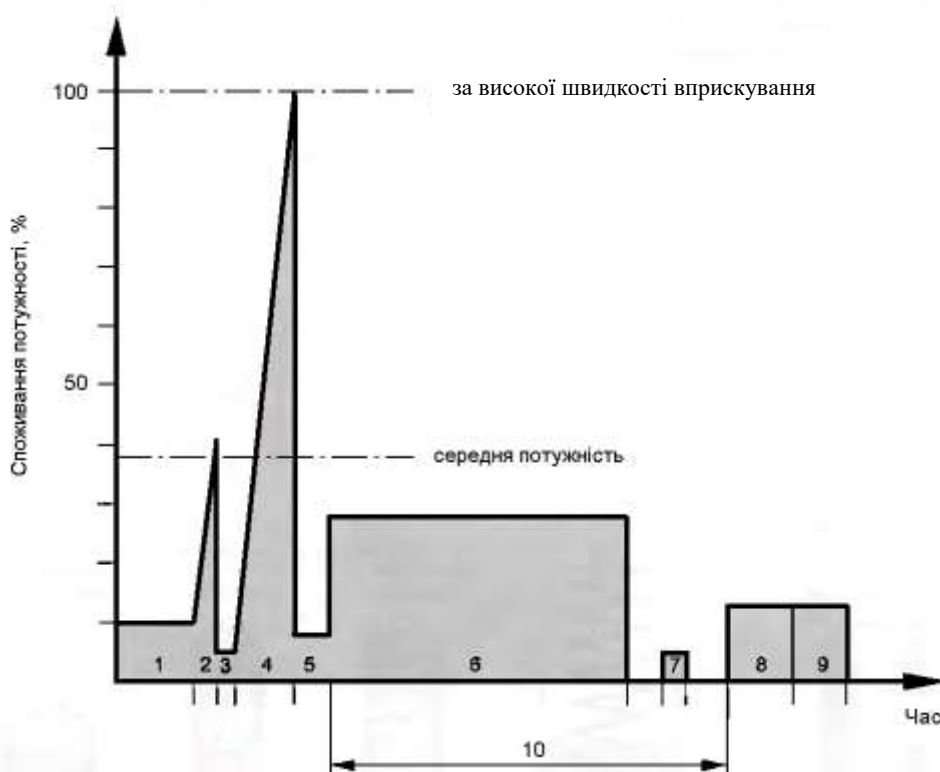


Рис. 2.2. Діаграма зміни потужності установки для лиття під тиском:
 1 – закриття прес-форми; 2 – пік тиску закриття; 3 – підведення пристрою вприскування; 4 – вприскування; 5 – підпір; 6 – пластифікація; 7 – відведення пристрою вприскування; 8 – відкривання прес-форми; 9 – хід гідравлічного виштовхувача; 10 – час охолодження

Для розроблення циклограми враховують потрібні блокування, коли цикл може початися після ввімкнення інших систем машини (додаткові технологічні або запобіжні пристрої). Іноді використовують видозмінені циклограми роботи системи механізмів, у яких не враховується масштаб часу. Така циклограма відображає тільки послідовність увімкнень тих чи інших механізмів і керуючих пристроїв. Її прийнято називати тактограмою (або таблицею ввімкнення). Отже, тактом роботи системи механізмів і пристроїв називається проміжок часу між двома сусідніми змінами його повного стану.

Для побудови циклограми роботи машини потрібно зняти покази на початку роботи, після закінчення роботи, на холостому ходу кожного виконавчого механізму окремо. Побудову циклограми починають з вибору основного робочого органу, від роботи якого найбільшою мірою залежить час дії інших робочих органів, положення яких у процесі налагодження регулюють залежно від положення основного робочого органу.

Робота механізму або машини має три характерні періоди руху: період розбігу, період усталеного руху, період вибігу. За період розбігу (пуску машини) швидкість руху початкової ланки зростає від нуля ($v_0 = 0$) до деякої середньої (робочої) швидкості ($v = v_p$). Рівняння руху механізму в енергетичній формі має такий вигляд:

$$\frac{m_{зв} v_p^2}{2} = A_p - A_{к.о.} - A_{ш.о.}, \quad (2.3)$$

де $m_{зв}$ – зведена рухома маса; A_p , $A_{к.о.}$, $A_{ш.о.}$ – робота рушійних сил, сил корисного і шкідливого опору відповідно.

Оскільки $m_{зв} v_p > 0$, для періоду пуску механізму справедлива така нерівність:

$$A_p > A_{к.о.} + A_{ш.о.} \quad (2.4)$$

У період пуску механізму робота рушійних сил має бути більшою за суму робіт сил корисного і шкідливого опору. Надлишок роботи A_p витрачається на збільшення кінетичної енергії механізму, тобто збільшення швидкості рухомих мас.

Для зменшення часу пуску машини часто з машини знімають корисне навантаження ($A_{к.о.} = 0$). Рух машини без корисного навантаження називають холостим ходом машини.

За усталеного руху машини швидкість початкової ланки головного вала механізму чи машини коливається навколо середнього значення, яке відповідає робочій швидкості цієї ланки. Проміжок часу, після закінчення якого положення, швидкість і прискорення початкової ланки механізму набувають початкового значення, називають періодом зміни кінетичної енергії механізму або циклом $t_{ц}$ усталеного руху.

Швидкості приводної ланки на початку і наприкінці циклу усталеного руху вирівнюються між собою ($v_0 = v_p$), і рівняння руху матиме вигляд

$$A_p = A_{к.о.} + A_{ш.о.} \quad (2.5)$$

За усталеного руху механізму (машини) робота рушійних сил за один цикл дорівнює сумі робіт корисного і шкідливого опору. У середині циклу ця рівність може не зберігатися, тому мають місце коливання швидкості рушійних ланок механізму. Якщо $A_p > A_{к.о.} + A_{ш.о.}$, рух механізму буде прискорений, і навпаки, якщо $A_p < A_{к.о.} + A_{ш.о.}$ – сповільнений, тому в обох випадках умова $v_p = \text{const}$ буде порушена.

У разі вибігу (зупинки) машини насамперед треба зупинити подачу рушійної енергії машини (відключити двигун), тобто $A_p = 0$. Кінцевим станом машини буде її зупинка, за якої швидкість рушійної ланки $v = 0$, а початкова швидкість $v_o = v_p$. Для цього випадку рівняння руху машини набуває вигляду

$$\frac{m_{зв} v_p^2}{2} = A_{к.о.} + A_{ш.о.} \quad (2.6)$$

Отже, зупинка машини досягається тільки тоді, коли вся нагромаджена машиною кінетична енергія рухомих мас поглинається роботою сил корисного і шкідливого опору. На практиці для зменшення часу зупинки машини дуже часто штучно збільшують роботу сил шкідливого опору встановленням гальм.

Час усталеного руху залежить від часу одного циклу t_u і кількості циклів k ($t_{y.p.} = k t_u$). Кількість циклів визначається технологічним процесом, який виконує машина.

Багато машин і механізмів (вантажопідіймальні машини, екскаватори та ін.) не працюють у режимі усталеного руху, їх рух здебільшого складається з розбігу й вибігу.

2.2. Основи теорії графів

Багато практичних задач під час моделювання й керування енергетичними потоками в системах машин і транспортних системах вирішуються за допомогою графів, де графічним представленням описують дискретні процеси і системи.

Простим графом називається система, що складається з множини точок (вершин графів), які можуть бути з'єднані лініями (ребрами графів) (рис. 2.1).

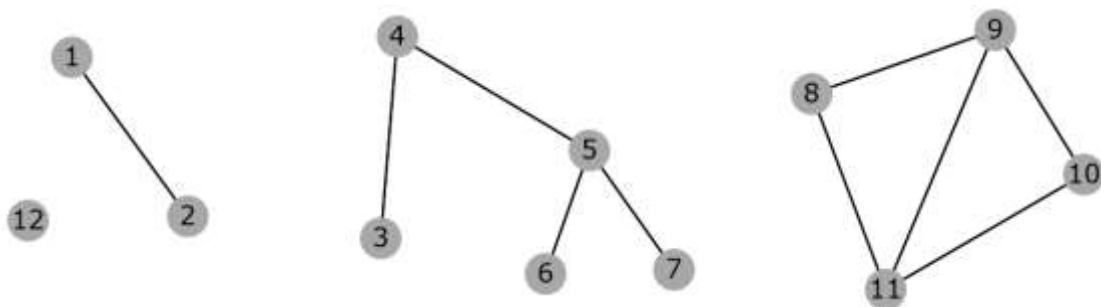


Рис. 2.1. Графічне представлення графа

Ребра графа можуть мати напрямок, який позначають стрілкою, а можуть бути без напрямку (без стрілок). Граф, у якому напрямок ліній не виділяється, називається *неорієнтованим*, а граф, у якому напрямок ліній виділяють (лінії є дугами), називається *орієнтованим* або *ортографом*.

Степінь вершини – це кількість ребер, що з неї виходить. Вершина називається парною, якщо її степінь – парне число. Якщо степінь вершини є числом непарним, то вершина називається непарною. Ізольована вершина – це вершина, з якої не виходить жодне ребро.

Граф називається *повним*, якщо кожні дві різні вершини з'єднані тільки одним ребром. Ребро графа називається *орієнтованим*, якщо одну вершину вважають початком ребра, а другу – кінцем. Кожне ребро є маршрутом. Маршрути зручніше позначати як послідовність вершин, з'єднаних ребрами. *Довжиною* маршруту називається число ребер у ньому, однакові ребра враховують стільки разів, скільки вони входять у маршрут. *Ланцюгом* називається маршрут, у якому всі ребра різні, а ланцюг, у якого кінцеві вершини збігаються, називається *циклом*. Ланцюг, у якому всі вершини різні, називається *простим* або *елементарним*. Граф G називається *зв'язним*, якщо будь-які дві його вершини V можна сполучити хоча б одним ланцюгом.

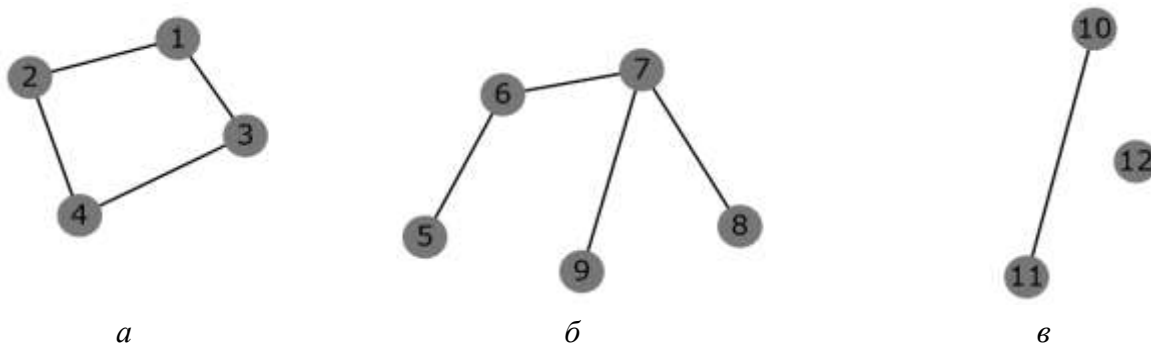


Рис. 2.2. Графи зв'язку:

a – цикл; b – зв'язний граф; v – незв'язний граф

Навантажений граф – це граф, у якого кожне ребро має свою вагу, тобто кожному ребру поставлено у відповідність певне число. Довжиною шляху в навантаженому графі називається сума ваг ребер цього шляху.

Зв'язний граф без циклів називається деревом. У дереві до всіх вершин, крім однієї (корінь дерева), веде лише одне ребро (рис. 2.3, a).

Бінарним (двійковим) деревом називається дерево, у якому з кожної вершини виходить не більше ніж 2 ребра (рис. 2.3, б).

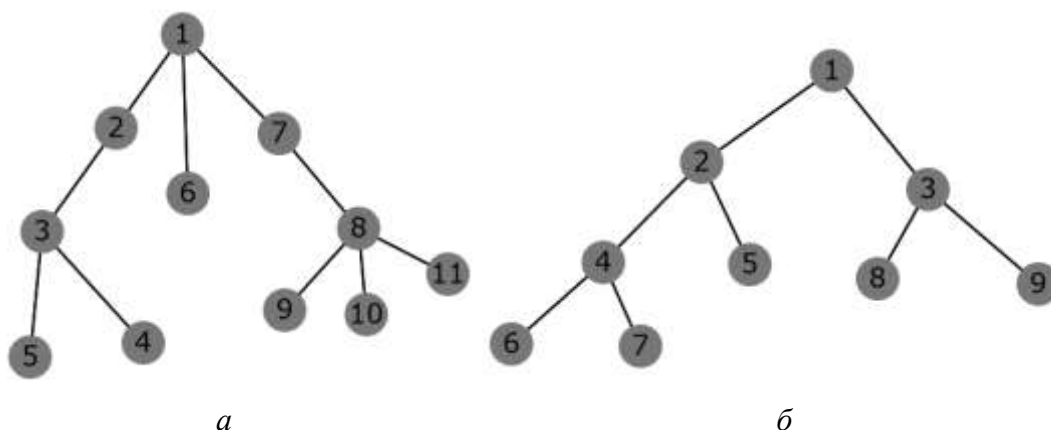


Рис. 2.3. Граф-дерево (а) та бінарне дерево (б)

Ейлеровим шляхом у неорієнтованому графі називають довільний шлях, що проходить кожне ребро графа один раз. Якщо такий шлях замкнений, то його називають *Ейлеровим циклом*. Ейлеровий шлях існує, якщо у графі рівно дві непарні вершини, причому шлях починається в одній із них, а закінчується в іншій. Якщо у графі всі вершини парні, то маємо Ейлерові цикли, які починаються і закінчуються в будь-якій із вершин графа. Для того щоб зв'язний граф був Ейлеревим, потрібно і достатньо, щоб степені всіх вершин були парними.

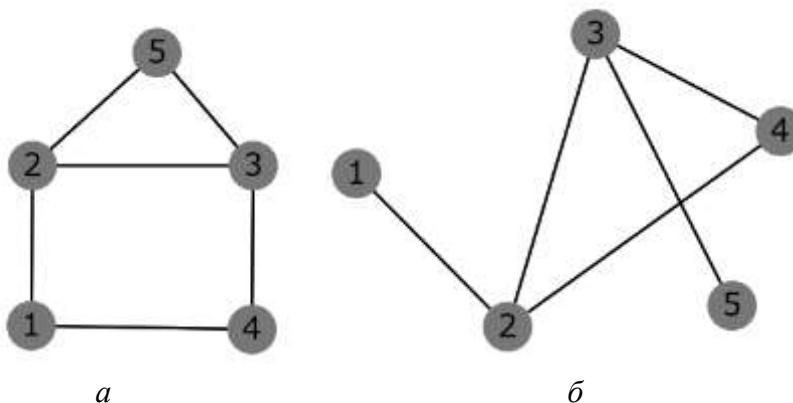


Рис. 2.4. Граф з Ейлеровим шляхом (а) та без Ейлерового шляху (б)

Орієнтованим маршрутом називається скінченна послідовність таких суміжних ребер, коли в кожну вершину, починаючи з другої, заходить дуга з попередньої вершини, а орієнтованим ланцюгом буде граф, у якого всі ребра різні.

Для розрізнення вершин графа використовуються мітки (дескриптори). У розміченому графі для кожної вершини задається один

або декілька дескрипторів, які дають змогу відрізнити одну вершину графа від іншої. На графі простору станів ці дескриптори ідентифікують стани в процесі виконання завдання. Якщо дескриптори двох вершин не розрізняються, то ці вершини вважаються однаковими.

У логістиці будівництва, де доводиться виконувати велику кількість робіт, виконання яких пов'язане в часі, застосовують сіткові графи. Сітковий граф є різновидом ортографа, на якому ребрами зображують процеси виконання робіт, а вершинами – відповідні події. Подія є результатом виконання однієї або декількох робіт.

Для побудови сіткового графа потрібно:

1. Скласти список робіт, які потрібно виконати для реалізації проекту.
2. Відповідно до списку робіт скласти список подій.
3. Якщо подія, яка є завершенням робіт D_1, D_2, \dots, D_n призводить до початку робіт Q_1, Q_2, \dots, Q_m , то на сітковому графі виконують точку розгалуження, як на рис. 2.5.

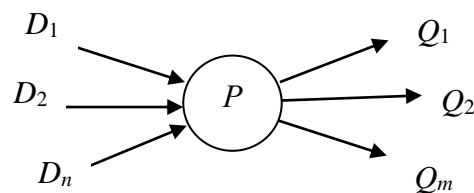


Рис. 2.5. Вузол розгалуження

4. Якщо робота D_3 виконується після робіт D_1 і D_2 , а D_4 йде лише після D_2 , причому завершення D_1 і D_2 дає подію P , то вводиться додаткова подія P' і фіктивна робота D . Роботу називають фіктивною, якщо її виконання не вимагає затрати часу. На рис. 2.6 показано, що D_4 не залежить від D_1 , а D_3 залежить від D_1 і D_2 .

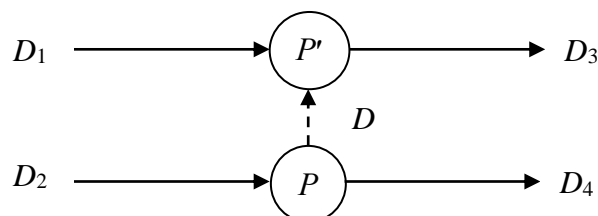


Рис. 2.6. Вузол з фіктивною роботою D

5. Якщо між подіями P_1 і P_2 виконуються дві паралельні роботи D_1 і D_2 , то використовують одну допоміжну подію і фіктивну роботу (рис. 2.7).

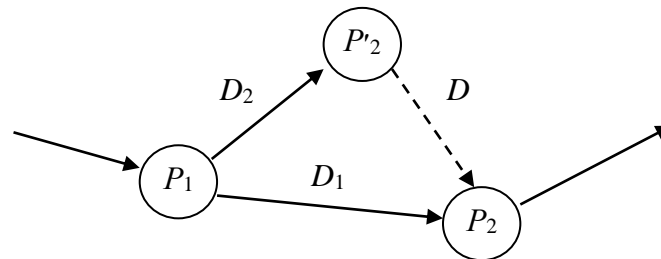


Рис. 2.7. Вузол з паралельними роботами D_1 і D_2

6. Якщо виконується декілька паралельних робіт, то вводять відповідну кількість допоміжних подій і фіктивних робіт.

У сітковому графі не повинно бути так званих *тупикових* подій, тобто таких проміжних подій, які не дають початку будь-якої роботи, і так званих *хвостових* подій, тобто таких проміжних подій, яким не передують жодна робота.

Потокова мережа – це орієнтований граф, де кожне ребро має ємність, пропускну спроможність і отримує потік. Загальний потік на ребрі не може перевищувати ємність ребра. Потік має враховувати обмеження, що загальний вхідний потік вершини дорівнює загальному вихідному, за винятком джерела, що має більший вихідний потік, або стоку, що має більший вхідний потік. Транспортна сітка є різновидом зв'язної потокової мережі. Транспортна сітка може мати лише одну вершину (вхід), у яку не входить жодна стрілка з інших вершин графа, і одну вершину (вихід), з якої не виходить жодна стрілка в інші вершини графа.

Для опису графа як структури даних для опрацювання на комп'ютері зазвичай використовуються способи представлення у вигляді матриць суміжності, матриць інцидентності та списків суміжності. Кількість вершин графа зазвичай позначається літерою n , а кількість ребер графа – літерою m . Ці числа характеризують основні числові характеристики графа: n – його порядок, а m – розмір.

Матриця суміжності простого графа зі скінченною кількістю вершин n – це квадратна матриця $\delta = \|\delta_{ij}\|$ розміру n , стовпцям і рядкам якої відповідають вершини графа:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1, (v_i, v_j) \in E \\ 0, (v_i, v_j) \notin E, \end{cases} \quad (2.7)$$

де $E = V \times V$ – множина ребер графа; $V = (v_1, v_2, \dots, v_n)$ – множина вершин графа; v_i та v_j – конкретні вершини графа.

Для неорієнтованого графа значення δ_{ij} дорівнює кількості ребер, інцидентних i - та j -й вершинам, для орієнтованого цей елемент матриці відповідає кількості ребер із початком в i -й вершині та кінцем у j -й вершині. Таким чином, матриця суміжності неорієнтованого графа є симетричною ($\delta_{ij} = \delta_{ji}$), а орієнтованого – не обов'язково. Якщо вона все ж симетрична, то для кожного ребра орієнтованого графа існує ребро, яке з'єднує ті самі вершини, але йде у зворотному напрямку. Орієнтований граф із симетричною матрицею суміжності відповідає неорієнтованому графу, який має ту саму матрицю суміжності.

Спосіб представлення графа через матрицю суміжності передбачає використання двовимірного масиву чисел, який для простих графів заповнюється тільки значеннями 0 (немає зв'язку) і 1 (є зв'язок) чи значеннями ваг – для зважених (рис. 2.8).

Для звичайного графа матриця суміжності завжди симетрична щодо головної діагоналі, а для орієнтованого графа найчастіше ця матриця не є симетричною, що відображає односторонню спрямованість зв'язків. Отже, матриця суміжності скрадатиметься з нулів, які розташовуватимуться на головній діагоналі (якщо в графі немає петель, а якщо петлі є у вершині k та число цих петель дорівнюватиме p , то на головній діагоналі в рядку з номером k потрібно число p). Якщо вершина i пов'язана з вершиною j одним ребром, то елемент матриці суміжності δ_{ij} дорівнює одиниці, якщо ж ці вершини пов'язані s ребрами, то $\delta_{ij} = s$.

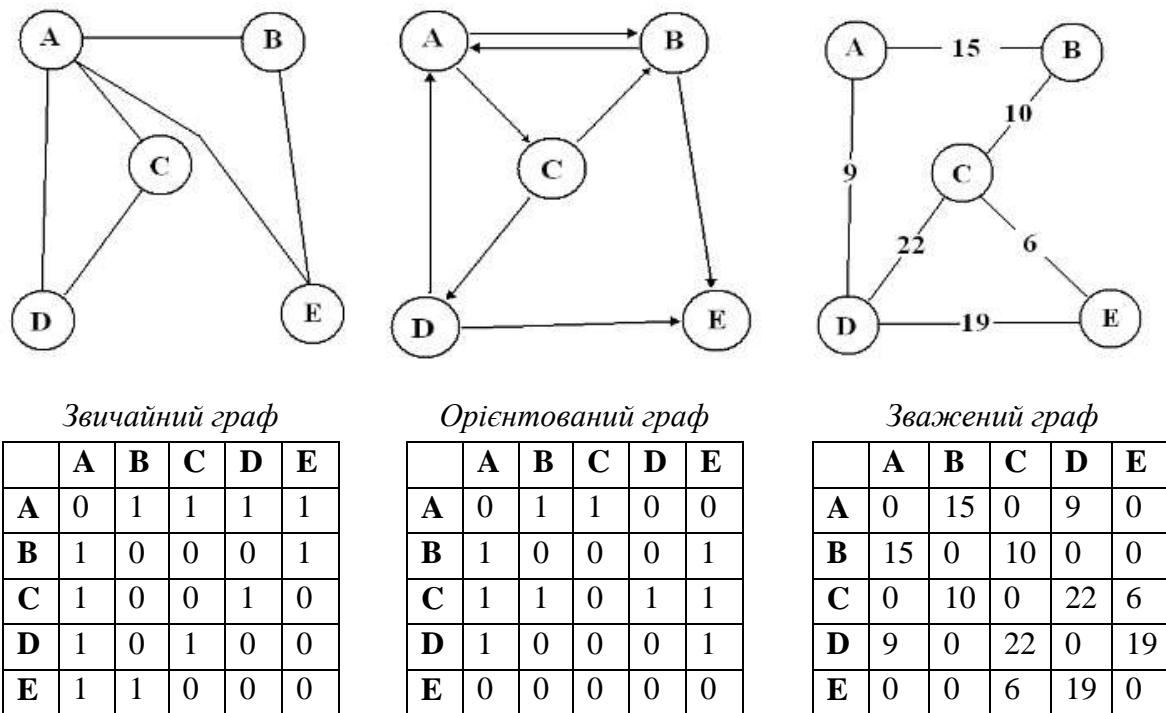
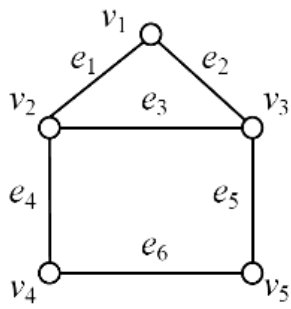


Рис. 2.8. Матриці суміжності графів

Матриця інцидентності – це матриця $V(G)$ розміру $n \times m$, де n – число вершин, а m – число ребер графа, притім її елементи k_{ij} дорівнюватимуть 1, якщо вершина з номером i є для ребра з номером j початковою або кінцевою (якщо ребро неорієнтоване) і початковою для орієнтованих ребер.

Співвідношення показників інцидентності також задають списком ребер графа, у якому кожний рядок цього списку відповідає ребру, де записано номери вершин, інцидентних цьому ребру. Для неорієнтованого графа порядок цих вершин у рядку довільний, для орієнтованого – першим записується номер або інше найменування початку ребра, а другим – його кінця. Вигляд матриці інцидентності та список ребер для звичайного графа показано на рис. 2.9.

Пошук на графі базується на послідовній побудові (переборі) вершин графа – доти, доки не буде виявлено цільовий стан, тобто потрібно поступово розкривати вершини графа, починаючи від початкової і перевіряючи властивості породжуваних (дочірніх) вершин. Під час цього процесу будуються й запам'ятовуються показники всіх вершин, що виникають: від дочірніх до батьківських. Саме ці покажчики дають змогу відновити шлях назад до початкової вершини, після того як буде виявлено цільову вершину.



	e_1	e_2	e_3	e_4	e_5	e_6
v_1	1	1	0	0	0	0
v_2	1	0	1	1	0	0
v_3	0	1	1	0	1	0
v_4	0	0	0	1	0	1
v_5	0	0	0	0	1	1

Ребро	Вершини
e_1	v_1, v_2
e_2	v_1, v_3
e_3	v_1, v_3
e_4	v_2, v_4
e_5	v_3, v_5
e_6	v_4, v_5

Рис. 2.9. Граф (а), матриця його інцидентності (б) та список ребер (в)

2.3. Інформаційні технології підтримки прийняття рішень в управлінні розвитком потоків багатofункціональних машин та механізмів

Для підвищення якості керування логістичними процесами і розвитком потоків і збільшення продуктивності машини бажано застосовувати інформаційні технології на всіх ієрархічних рівнях управління виробництвом, процесом або машиною. У процесі управління потоками даних вирішують задачі транспортування даних, накопичення інформації, об'єднання, розділення та перетворення даних.

Розрізняють такі основні типи інформаційних систем: інформаційно-управлінські системи; системи підтримки прийняття рішень; виконавчі інформаційні системи.

Комп'ютерні системи підтримки прийняття рішень – головна категорія систем підтримки управління, які є автоматизованими інформаційними системами, що забезпечують інтерактивну інформаційну підтримку процесу вироблення рішення і мають три головні компоненти: інтерфейс користувача; систему управління базою даних і підсистему управління базою моделей.

У процесі прийняття рішень інформаційними системами розв'язується задача пошуку, розпізнавання, класифікації, упорядкування й вибору. Для вирішення цих задач використовують методи аналізу і синтезу, індукції і дедукції.

Процес прийняття рішень починається з фіксації потоку вхідних даних і завершується вибором рішення, тобто вибором дії, спрямованої

на усунення проблемної ситуації. Проблемою в теорії прийняття рішень є різниця між фактичним і бажаним станом об'єкта прийняття рішення. Найкращий варіант дій називають оптимальним. Таке рішення забезпечує *екстремум* – тобто граничне значення бажаного критерію. Рішення називають раціональним, якщо воно забезпечує кращі показники функціонування, проте не досягає екстремальних значень.

Інформаційні системи прийняття рішення бувають локальної та глобальної сфери дії. Наприклад, у системі управління будівельного робота рішення щодо переміщення його робочого органа ухвалюється на підставі даних, отриманих із датчиків, які встановлені на самому роботі та в його робочій зоні. Така інформаційна система робота має характер локальної, тоді як в управлінні логістичними процесами підприємства, на якому є подібна роботизована система, застосовується глобальна інформаційна система управління щодо самого робота. Тобто за допомогою інформаційної системи підприємства збиратимуться дані про наявність замовлень, кількість матеріалів на складі підприємства, наявність готових виробів тощо, і на основі таких даних формуватиметься рішення щодо застосування роботизованої системи. Проте інформаційній системі підприємства не потрібно знати, наприклад, про навантаження, що діють у ланках роботизованої системи, оскільки це не належить до сфери її відповідальності. Такий принцип обмеженої відповідальності є загальним і дає змогу в майбутньому масштабувати виробництво, процеси, технології.

Науковою основою для правильного дослідження й управління різними системами є системний підхід. Це сукупність методологічних принципів і теоретичних засад, які дають змогу розглядати кожний елемент системи в його зв'язку і взаємодії з іншими елементами; простежити зміни, які відбуваються в системі внаслідок зміни окремих її ланок; вивчати специфічні системні властивості; робити обґрунтовані висновки про закономірності її розвитку; визначати оптимальний режим функціонування.

Системний підхід (системний принцип) – це передусім розуміння того, що машина є системою, яка складається із частин, кожна з яких має свої власні характеристики. Під системою розуміють сукупність елементів, які зв'язані між собою і взаємодіють у часі, утворюючи нероздільне ціле для виконання поставленого завдання. Якщо із системи

забрати або додати деяку кількість елементів, вона змінить свої властивості. Основною властивістю системи є її цілісність.

Системний аналіз – це комплекс спеціальних процедур і заходів, які забезпечують реалізацію системного підходу під час вивчення конкретних ситуацій, а саме це:

- методи і процедури дослідження операцій, які дають змогу розробляти рекомендації щодо кількісного аналізу, потрібного для планування й організації цілеспрямованих дій;

- методи аналізу систем, які використовуються для визначення завдань і вибору напряму дій, для оцінювання поведінки систем за умов невизначеності;

- методи системотехніки, які використовуються для проектування та синтезу складних систем на базі вивчення особливостей функціонування їх елементів.

Процес прийняття рішень починається з визначення цілей. Таке завдання виникає через незадоволеність наявним станом подій або їх розвитком. На цій стадії намагаються з'ясувати, чи є проблема, чи можна ідентифікувати її ознаки, визначити її значущість і остаточно сформулювати завдання.

Дії щодо класифікації завдання є концептуалізацією задачі шляхом її класифікації і віднесення до певної категорії. Важливою ознакою класифікації є ступінь очевидної структурованості задачі. Розрізняють дві крайні ситуації щодо структурованості задачі прийняття рішення. На одному кінці спектра наявні добре структуровані завдання, тобто повторювані й рутинні. Для їх вирішення будуються стандартні моделі. На іншому – слабкоструктуровані або непрограмовані завдання, які є новими, тобто такими, що не повторюються і не є стандартними. Крім того, існують частково структуровані завдання між цими двома протилежними позиціями.

Багато складних завдань можуть бути поділені на підзадачі у процесі декомпозиції. Рішення простіших підзадач може допомогти в рішенні складної задачі. До того ж деякі слабкоструктуровані завдання можуть мати певну кількість добре структурованих підзадач.

Системи підтримки прийняття рішень – це системи, які надають людині підтримку під час прийняття управлінських рішень і не призначені для повної автоматизації процесу розробки рішення (рис. 2.10). Процедура обробки даних в таких системах не задана

заздалегідь, а формується інженером-дослідником у процесі взаємодії із системою.



Рис. 2.10. Схема обробки даних для прийняття рішення

Система підтримки прийняття рішень є інтерактивною системою, яка забезпечує користувачеві легкий доступ до моделей і даних для того, щоб підтримати процес прийняття рішень стосовно слабоструктурованих і неструктурованих завдань (рис. 2.11).

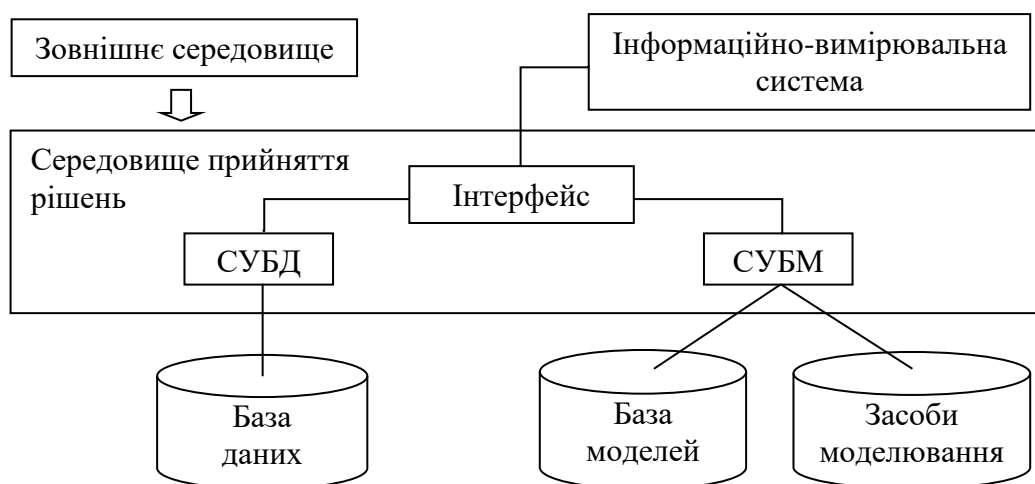


Рис. 2.11. Структура системи підтримки прийняття рішень:

СКБД – система управління базою даних; СУБМ – система управління базою моделей

Підсистема даних складається з бази даних і системи управління базою даних (СУБД).

Підсистема роботи з моделями об'єднує базу моделей і систему управління (СУБМ). База моделей – це спеціально організований набір формалізованих математичних моделей, кожна з яких є системою математичних виразів, що відображає основні властивості та закономірності функціонування відповідного об'єкта. Сукупність

програмних засобів, які забезпечують користувачам можливості вибору, застосування та зміни моделей, утворює систему управління базою моделей.

Для аналізу даних у системі прийняття рішень застосовують технології *Data Mining*, за допомогою якої можна провести найбільш глибокий і всебічний аналіз даних і отримати найбільш зважені й обґрунтовані рішення. Проведення аналізу з використанням алгоритмів *Data Mining* є багатоетапним процесом, який має у своєму складі ланцюг, що починається постановкою задачі і закінчується аналізом адекватності та безпосереднім використанням моделі. Аналіз даних у технологіях *Data Mining* здійснюють аналітичними методами або за допомогою нейронних мереж. Перевага останньої технології полягає в тому, що нейромережі не мають потреби в заздалегідь відомій моделі, а будують її самі тільки на підставі запропонованої інформації.

Нейронні мережі вирішують три основні класи задач: опис даних, класифікації, регресія.

Карти, що самоорганізуються, є різновидом нейромереж і являють собою набір аналітичних процедур, які дають змогу подавати традиційний опис множини об'єктів, заданих у багатовимірному просторі, у вигляді двовимірної карти. Основною особливістю карти є те, що об'єктам, які близько розташовані в багатовимірному просторі, відповідають умовні позначення (образи об'єктів), що близько розташовані на двовимірній карті. Отже, складні для аналізу багатовимірні об'єкти одержують інформативне відображення на двовимірній карті, що зберігає топологію і розподіл об'єктів. Такий метод аналізу даних використовують для моделювання, прогнозування, пошуку закономірностей у великих масивах даних.

В інформаційних системах для прийняття рішення застосовують декілька основних підходів, які залежать від критерію вибору. Це оптимізаційні методи, простий підбір і евристичний пошук. Для аналітичних моделей можуть використовуватися як оптимізаційні методи, так і методи повного перебору (порівняння всіх альтернатив). Для описових моделей можуть використовуватися методи порівняння обмеженої кількості альтернатив, сліпого пошуку або евристики.

До оптимізаційних моделей належать моделі лінійного, динамічного, нелінійного програмування, мережеві моделі та ін. До описових моделей належать аналіз інформаційних потоків, сценарний

аналіз, фінансове планування, марківський аналіз, різні типи імітаційних моделей, технологічне прогнозування, моделі управління чергами, евристичні моделі тощо.

Циклічно-модульний підхід ефективно застосовується для розробки розподілених автоматизованих систем, особливо систем циклічної дії або систем із детермінованою послідовністю виконання дій.

За циклічно-модульним підходом спочатку система розпадається на окремі модулі, а далі розробнику потрібно сформулювати та впровадити «правила поведінки» цих модулів у спільному технічному об'єкті. Водночас підсвідоме уявлення про технічний об'єкт у вигляді відносно самостійних модулів циклічної дії, функціонування яких відбувається у спільному експлуатаційному просторі, надає розробнику переваги в реформуванні таких систем. Шляхом реформування є додавання нових модулів і їх «правил поведінки» або вилучення вже наявних модулів з уточненням «правил поведінки» для інших модулів системи. Додатковою особливістю циклічно-модульного підходу є локальне сполучення фізично-різномірних модулів в одному експлуатаційному просторі. Конкретний модуль відслідковує тільки сигнали стану модулів, з якими перетинаються його дії. Засоби обробки цих сигналів є суто внутрішньою справою цього модуля, що надає переваги в разі використання фізично-різномірної техніки для створення автоматизованих систем.

Використання циклічно-модульного підходу не тільки призводить до побудови систем певної архітектури, але й передбачає певний кут розгляду майже всіх пристроїв системи. Перша особливість полягає в розподіленні всіх пристроїв на такі, що періодично вмикаються і вимикаються синхронно до робочого циклу, і такі, що не змінюють свого стану від вмикання до вимикання системи або до зміни режиму роботи системи. Друга особливість – це зіставлення до кожної функції, що циклічно повторює система, дії деякого пристрою, що отримує статус виконавчого пристрою. Третя особливість – об'єднання з виконавчим пристроєм устаткування, яке забезпечує керування виконавчим пристроєм і контроль за виконанням його дії, а також устаткування, яке забезпечує потрібні параметри налаштування під час виконання дії. Четверта особливість є наслідком циклічної повторюваності дії виконавчого пристрою – для повторного виконання

функції потрібно повернення пристрою в початковий чи вихідний стан, і це повернення, так само, як і функція, повинно бути керованим і контрольованим.

Сукупність пристроїв, які дають змогу керовано та контрольовано виконувати певну функцію, що є частиною робочого циклу, і керовано та контрольовано повертати цю сукупність до початкового стану, утворює «циклічний функціональний модуль». Тобто циклічний функціональний модуль – це така частина системи, що дає змогу періодично виконувати декотру дію, результат виконання якої є потрібним для випуску продукції, і повертатися у вихідний стан.

Упорядкованість дій усіх функціональних модулів, що належать до системи, складає зміст системи керування. Для кожного функціонального модуля мають бути задані логічні умови його використання відповідно до стану всіх інших функціональних модулів. Такі умови мають окремий вигляд як для виконання корисної функції модулем, так і для повернення модуля в початковий стан. Ці умови можуть бути представлені у вигляді логічних функцій від сигналів стану інших модулів, а логічні функції будуть трансформовані у технічні засоби, що відтворюють їх. Такі засоби уособлюють власну систему керування функціонального модуля у складі всієї системи.

Функціональний модуль, доповнений власною системою керування відпрацюванням корисної функції та поверненням у початковий стан, утворює циклічний системний модуль технічного об'єкта. Системний модуль є автоматизованою системою циклічної дії, що функціонує в середовищі автоматизованої системи чи технічного об'єкта.

2.4. Планування ресурсів розподілу потоків багатofункціональних механізмів

Для моделювання складних реальних процесів управління потрібно враховувати чималу кількість факторів. Розглянемо випадок, коли математичну модель управлінського процесу можна побудувати, використовуючи лише лінійні залежності між факторами, вибраними для моделювання. У цьому випадку для вибору найкращого управлінського рішення щодо використання обмежених однорідних ресурсів застосовують методи лінійного програмування. На алгоритмах

лінійного програмування також базуються оптимізаційні алгоритми для інших, більш складних типів моделей (цілочислових, нелінійних тощо).

Загальну задачу лінійного програмування визначимо так: потрібно знайти значення змінних x_1, x_2, \dots, x_n , за яких досягається максимум (мінімум) функції:

$$f = c_1x_1 + c_2x_2 + \dots + c_nx_n = \sum_{i=1}^n c_i x_i \quad (2.8)$$

за умов функціональних обмежень:

$$\begin{cases} a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \dots + a_{1n}x_n \leq b_1, \\ a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{2n}x_n \leq b_2, \\ \dots\dots\dots \\ a_{m1}x_1 + a_{m2}x_2 + \dots + a_{mn}x_n \leq b_m, \\ x_i \geq 0, \end{cases} \quad (2.9)$$

де c_1, c_2, \dots, c_n – деякі критерії, якими оцінено якість окремого процесу, що виражено змінними x_1, x_2, \dots, x_n (наприклад, критерій c_1 може відображати загальні витрати на виконання роботи або технологічного процесу x_1 , аналогічно c_2 – для x_2); a_{ij} – величина витрат, які отримані конкретним технологічним процесом або обладнанням; b_i – задане обмеження на загальні витрати під час виконання різних процесів c_i конкретним технологічним обладнання або машиною x_i .

Цільову функцію можливо оптимізувати на \max або на \min , оскільки в точці x_i функція $f(x_i)$ досягає мінімуму, а функція $f(x_i)$ – максимуму. Отже, завжди можна мінімізувати цільову функцію, не втрачаючи загального підходу.

Стандартну задачу лінійного програмування з пошуку максимального або мінімального значення функції завжди можна привести до канонічної форми запису, у якій умови обмежень (2.9) перетворені на рівності за допомогою введення додаткових змінних:

$$\begin{cases} a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \dots + a_{1n}x_n + x_{n+1} = b_1, \\ a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{2n}x_n + x_{n+2} = b_2, \\ \dots\dots\dots \\ a_{m1}x_1 + a_{m2}x_2 + \dots + a_{mn}x_n + x_{n+b} = b_m, \end{cases} \quad (2.10)$$

де b_1, b_2, \dots, b_m – параметри, які повинні бути приєднані до додатних значень.

Розглянемо задачу лінійного програмування у формі стандартної задачі з обмеженнями у вигляді нерівностей з двома невідомими змінними:

$$f(x) = 10x_1 + 20x_2 \rightarrow \max \quad (2.11)$$

$$\begin{cases} x_1 + 3,5x_2 \leq 350; \\ 2x_1 + 0,5x_2 \leq 240; \\ x_1 + x_2 \leq 150; \\ x_1 + x_2 \geq 110; \\ 10x_1 + 20x_2 \geq 1400; \\ x_1 \geq 0; \\ x_2 \geq 0. \end{cases} \quad (2.12)$$

Нерівності (2.12) графічно можна відобразити півплощинами, де межами будуть прямі, рівняння яких утворюється перетворенням нерівностей на таке рівняння (рис. 2.12):

$$\begin{aligned} l_1 &\rightarrow x_1 + 3,5x_2 = 350; \quad l_2 \rightarrow 2x_1 + 0,5x_2 = 240; \quad l_3 \rightarrow x_1 + x_2 = 150; \\ l_4 &\rightarrow x_1 + x_2 = 110; \quad l_5 \rightarrow 10x_1 + 20x_2 = 1400; \quad l_6 \rightarrow x_1 = 0; \quad l_7 \rightarrow x_2 = 0; \end{aligned}$$

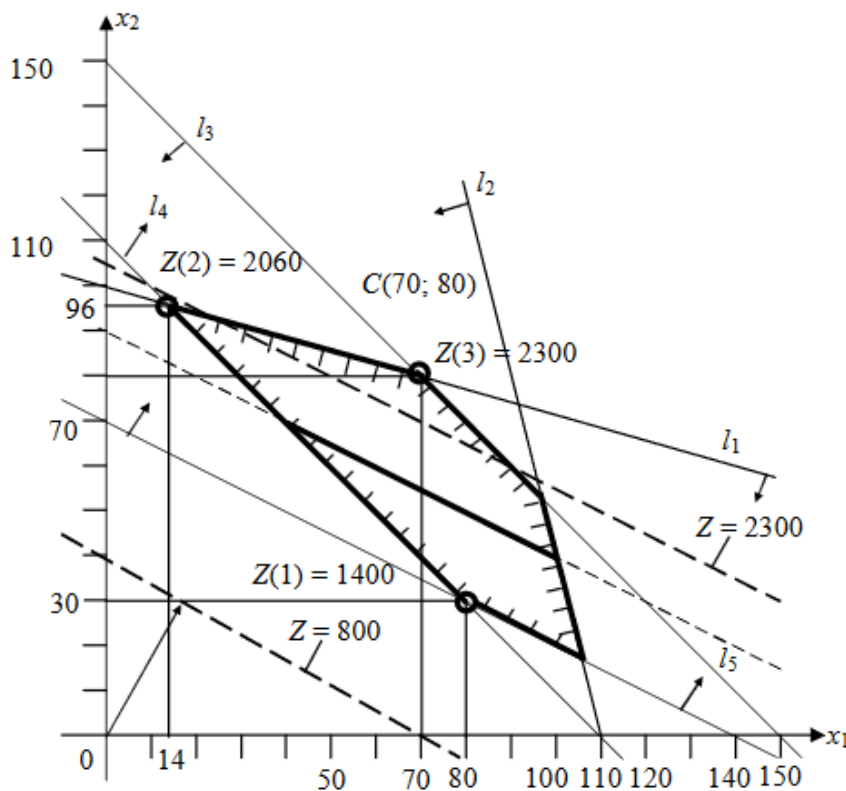


Рис. 2.12. Графічний розв'язок задачі

Припустима множина рішень задачі лінійного програмування утворює багатокутник, на межу якого є оптимум цільової функції. На цій множині можна розташувати безліч рівнів цільової функції, тобто ліній, у кожній точці яких цільова функція набуває однакових значень. Для лінійної цільової функції рівні утворюють множину паралельних прямих. З геометричного погляду під час розв'язання задач лінійного програмування шукають таку кутову точку області Ω , у якій лінія рівня з найменшим (у разі мінімізації) або з найбільшим (у разі максимізації) значенням цільової функції торкається цієї області Ω .

Для знаходження екстремального значення цільової функції використовують вектор-градієнт $\bar{\xi}^T = \left[\frac{\partial f}{\partial x_1}, \frac{\partial f}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial f}{\partial x_n} \right]$, який показує напрямок найшвидшого зростання цільової функції.

Алгоритм розв'язання задачі лінійного програмування графічним способом у загальному випадку складається з таких етапів:

1. Приведення математичної моделі задачі до загального вигляду.
2. Побудова прямих, визначених рівняннями $a_{i1}x_1 + a_{i2}x_2 = b_i$, $i = 1, m$; $x_1 = 0$, $x_2 = 0$. Для побудови i -ї прямої знаходять пару точок $(0, b_i/a_{i2})$ $(b_i/a_{i1}, 0)$.
3. Знаходження напівплощин, які обмежені функціями (2.9). Для кожної напівплощини будь-яка точка $\mathbf{X}^T = [x_1, x_2, \dots, x_n]$ повинна задовольняти нерівність $a_{i1}x_1 + a_{i2}x_2 + \dots + a_{in}x_n = b_i$. Знайдені напівплощини виділяють у будь-який зручний спосіб.
4. Виділяється багатокутник рішень, який утворюється перетином виділених напівплощин.
5. Побудова прямої $f_0 = c_1x_1 + c_2x_2$, що проходить через багатокутник рішень. Тут f_0 – константа, яка вибирається довільно.
6. Побудова вектора $\bar{\xi}^T = [c_1, c_2]$.
7. Переміщення прямої $f_0 = c_1x_1 + c_2x_2$ в напрямку вектора $\bar{\xi}^T$ до межі області Ω (задача максимізації) або у зворотному напрямку вектора $\bar{\xi}^T$ (задача мінімізації).
8. Визначення координат граничної точки шляхом розв'язання системи двох рівнянь. Рівняння системи визначають прямі, що перетинаються в точці \mathbf{X}^* .
9. Обчислення значення цільової функції f в точці \mathbf{X}^* .

У разі розв'язання задач лінійного програмування можливі чотири випадки щодо кількості й існування шуканих рішень: єдине рішення (рис. 2.13, *a*); незліченна множина рішень (відрізок АВ на рис. 2.13, *б*); необмежена область припустимих рішень (рис. 2.13, *в*) і відсутність рішення через несумісність системи обмежень (рис. 2.13, *г*).

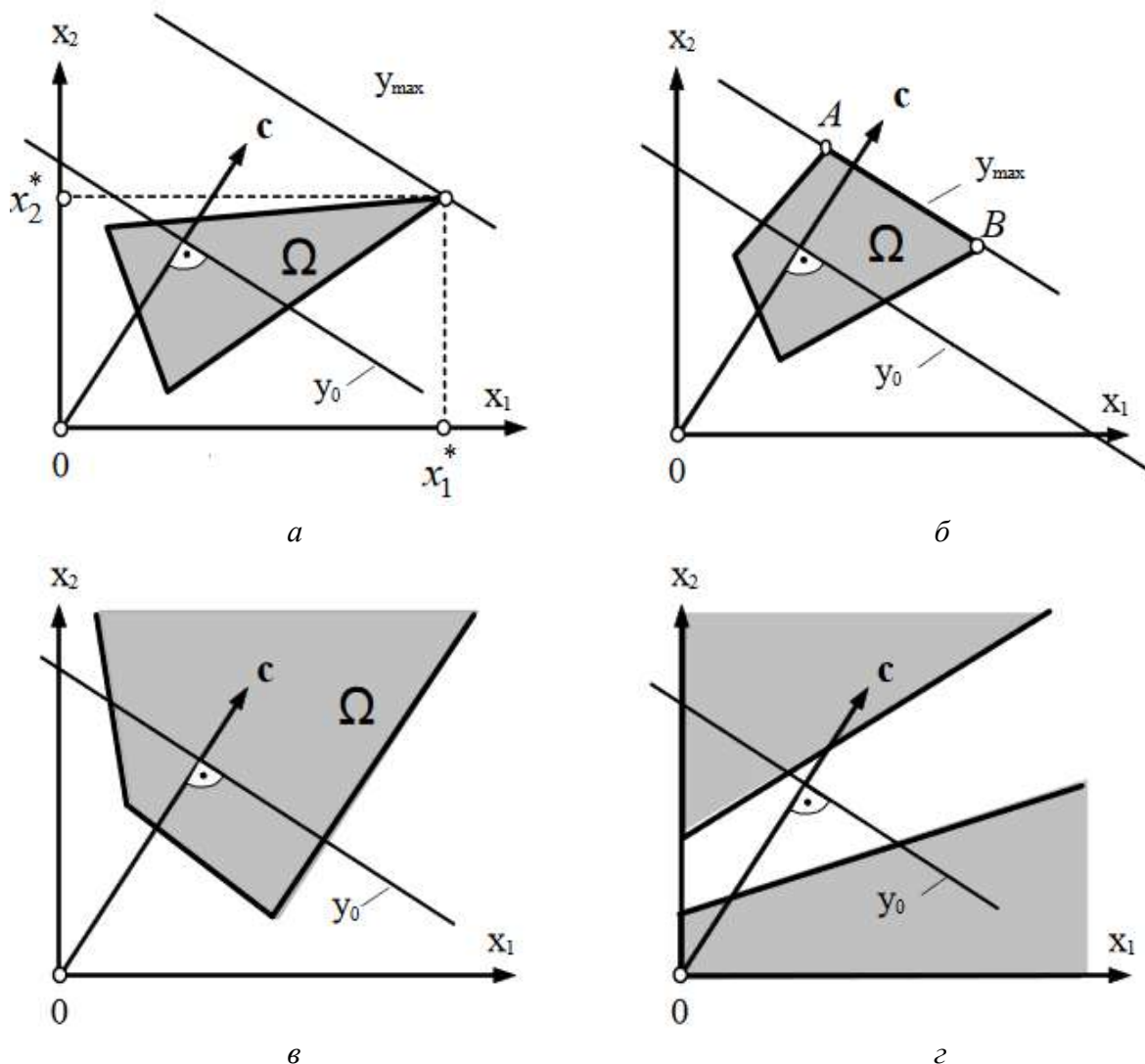


Рис. 2.13. Варіанти графічного розв'язку задач лінійного програмування

Симплекс-метод вважається найбільш поширеним методом розв'язку задач лінійного програмування і дає змогу знайти оптимальне рішення (якщо воно існує) за кінцеве число кроків. Для аналітичного способу розв'язку задачі лінійного програмування потрібно вихідну задачу привести до канонічної форми (2.10). Далі треба скласти матрицю коефіцієнтів за невідомих і вільних членів із рівнянь обмежень і цільової функції:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} & 1 & 0 & \dots & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2n} & 0 & 1 & \dots & b_2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{m1} & a_{m2} & \dots & a_{mn} & 0 & 0 & 1 & b_m \\ c_1 & c_2 & c_3 & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Далі визначають базис, який зазвичай складається зі стовпців коефіцієнтів додаткових змінних $x_{n+1}, x_{n+2}, \dots, x_{n+m}$ вихідної задачі, оскільки в цих стовпцях лише один елемент дорівнюватиме 1, а всі інші будуть 0. Базисні рядки записаної матриці проходять через ненульові коефіцієнти. Отриманий базис перевіряють на оптимальність. Якщо в останньому (індексному) рядку матриці присутні від'ємні коефіцієнти, то план неоптимальний. Тобто оптимальним буде таке рішення, у якому коефіцієнти за вільних змінних в останньому рядку будуть більші за нуль або дорівнюватимуть нулю.

Якщо оптимум не досягнуто, переходять до нового базису. Для цього потрібно знайти найбільше за модулем значення з останнього рядка, яке буде визначати опорний базисний стовбець матриці. Далі треба розділити вільні члени матриці на опорний базисний стовпчик і визначити найменше значення, яке перебуватиме в новому базисному рядку. Новий базисний рядок залишають без змін, а інші рядки формують таким чином, щоб в опорному стовпчику матриці сформувати нулі, крім одного елемента, який перебуватиме на перетині опорного та базисного рядків.

Після одержання нового опорного базису його також перевіряють на оптимальність. Якщо критерій оптимуму досягнуто, то оптимальним рішенням задачі є останнє опорне рішення.

Алгоритм симплекс-методу.

Вважатимемо, що початкову таблицю (матрицю) симплекс-методу сформовано, тоді послідовність розв'язання задачі симплекс-методом така:

1. Перевіряють, чи виконується умова оптимуму (критерій оптимальності). Якщо виконується, то отримане опорне рішення є оптимальним. Якщо не виконується, переходять до наступного пункту.

2. Знаходять напрямний стовпець (r -й стовпець). Серед «неправильних» оцінок ($t_{m+1,j} > 0$ – для задачі мінімізації, $t_{m+1,j} < 0$ – для

задачі максимізації) вибирають максимальну за модулем, тобто оцінку $t_{m+1,j} = \max |t_{m+1,j}|$.

3. Знаходять напрямний рядок (k -й рядок). Для всіх $a_{ir} > 0$ визначають симплексні відношення $\frac{b_i}{a_{ir}}$. Напрямним буде той рядок k ,

для якого $\frac{b_i}{a_{ir}}$ буде мінімальним. На перетині r -го стовпця та k -го рядка є розв'язний елемент t_{kr} . Якщо всі компоненти напрямного стовпця t_{kr} від'ємні, лінійна форма задачі не обмежена на многокутнику рішень і розрахунки на цьому закінчуються. Задача немає рішення.

4. Виконують транспозицію змінних x_r і z_{m+r} , тобто міняють їх місцями, отримуючи нову пару змінних x_{n+k} і z_k . Формують нове опорне рішення з урахуванням транспозиції змінних. Потім елементи матриці t_{ij} перераховують в елементи t_{ij}^H нової матриці за такими правилами:

- розв'язний елемент $t_{ij}^H = \frac{1}{t_{ij}}$;
- елементи напрямного рядка $t_{kj}^H = \frac{t_{kj}}{t_{kr}}, j \neq r$;
- елементи напрямного стовпця $t_{ir}^H = -\frac{t_{ir}}{t_{kr}}, i \neq k$;
- інші елементи матриці $t_{ij}^H = t_{ij} - \frac{t_{ir}t_{kj}}{t_{kr}}, j \neq r, i \neq k$.

5. Циклічно переходять до початкового пункту 1.

У будівельних, дорожніх, підйомно-транспортних і металургійних машинах, в автоматизованих лініях хімічної та текстильної промисловості широкого розповсюдження набули багатодвигунні приводи. Це пояснюється рядом важливих властивостей багатодвигунного привода, завдяки яким можна вирішувати завдання різного призначення: можливість наближувати джерело енергії до споживача; збільшувати кількість потоків потужності; можливість рівномірно розподіляти потужність на всіх елементах трансмісії; збільшувати регульовальні властивості та динамічні характеристики

привода. Найбільшого розповсюдження набули диференціальні багатодвигунні системи.

Для кожного конкретного привода можуть бути побудовані різні схеми багатопотокових передач, які відрізнятимуться одна від одної кількістю потоків, числом степенів вільності, конструктивними ознаками, завантаженістю елементів, коефіцієнтом корисної дії, вартістю. Вибір із цих схем найкращих шляхом їх порівняння є достатньо складним і неоднозначним завданням.

На рис. 2.14 зображено один з варіантів кінематичної схеми багатодвигунного диференціального привода, який складається з S двигунів $D_1 \dots D_S$, S диференціальних редукторів $ДР_1 \dots ДР_S$ і синхронізуючого кінематичного ланцюга, який зв'язує робочі органи машини $P_1 \dots P_N$ і виконаний у вигляді рядової передачі. Приводні двигуни розташовані послідовно вздовж лінії та забезпечують потужністю групу машин. Така система має кількість степенів вільності, яка дорівнює кількості двигунів.

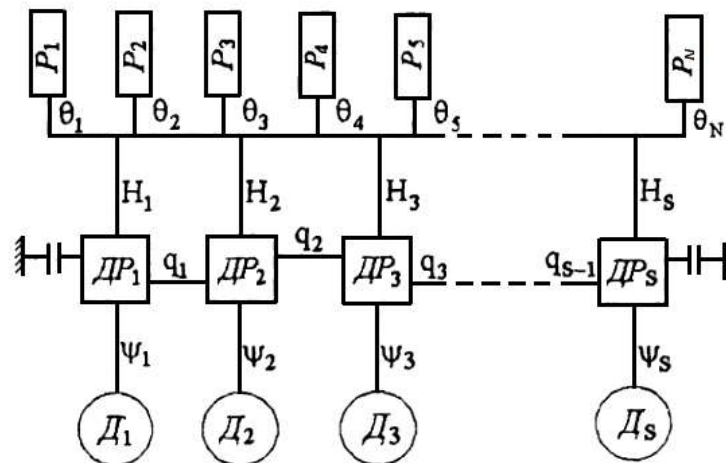


Рис. 2.14. Структурна схема багатодвигунного диференційного привода з кількістю двигунів, яка дорівнює кількості редукторів

Розглянута схема має ряд переваг:

- забезпечується кінематична синхронність усіх виконавчих механізмів і висока степінь центрування;
- синхронізуюча рядова передача розвантажена;
- можливість передачі великих потужностей від двигунів до робочих органів машини короткими кінематичними ланцюгами. Домінуючою величиною ККД привода в загальній величині буде ККД редуктора;

– забезпечується задане розподілення моментів між двигунами на номінальних режимах;

– з таким приводом можна компоувати лінії безмежної протяжності з типових уніфікованих секцій «двигун – редуктор – робочий орган»;

– наявність декількох швидкісних режимів, які визначаються кількістю ввімкнених двигунів і використовуються для ступінчастого пуску за понижених пускових моментів.

До недоліків привода належать: складність і вища вартість диференційних редукторів, а також можливість складання кінетичної енергії робочого органа й потужності двигунів в аварійних ситуаціях. Крім того, у багатодвигунних диференційних приводах із замкненими контурами може виникнути циркуляція потужності, яка теоретично може бути будь-якої величини. Відомо, що циркулююча потужність здійснює значний вплив на всі показники трансмісії, тому її не можна не враховувати під час вибору параметрів привода, інакше можна отримати надмірно навантажену схему, що призведе до збільшення габаритів передачі, що проектується. За великих величин циркуляційної потужності знижується ККД привода, підвищується навантаження на деталі та збільшується їх знос.

Відомі результати розрахунків ККД дводвигунних приводів з одним та двома замкнутими контурами показали, що передача з однаковими редукторами й частотами обертання виходів є найбільш оптимальною, оскільки потужність передається короткими ланцюгами, а привод має максимальний ККД, який дорівнює ККД редуктора. Передача з різними редукторами, але з однаковими напрямками обертання виходів також має високий ККД – не нижче ніж 0,9. Загалом для таких передач зі змінними передавальними відношеннями редукторів ККД змінюється мало, тому такі передачі рекомендовані до застосування. У передачах з різними напрямками обертання виходів виникає циркуляція потужності та зниження ККД. Причини виникнення значних втрат ККД полягають у тому, що потужність, яка витрачається на тертя, прямо пропорційна потужності в зачепленні.

Запитання для самоперевірки

1. За якими основними показниками оцінюють машину?
2. Дайте визначення потужності.
3. Що таке продуктивність машини?
4. Як виміряти параметри стану машини?
5. Як оцінити похибку вимірювання?
6. Які види гібридних силових установок існують?
7. Що таке гідростатична передача?
8. Що таке гідродинамічна передача?
9. У чому суть симплекс-методу розв'язку задач лінійного програмування?

ЗМІСТОВНИЙ МОДУЛЬ 2. МОДЕЛІ ТА КРИТЕРІЇ УПРАВЛІННЯ РОЗПОДІЛЕННЯМ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОТОКІВ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ

Тема 3. Задачі та методи моделювання

3.1. Загальні поняття

Моделлю називається представлення об'єкта, системи чи поняття в деякій абстрактній формі, що є зручною для наукового дослідження. У загальній абстракції модель представляють, як зображено на рис. 3.1.

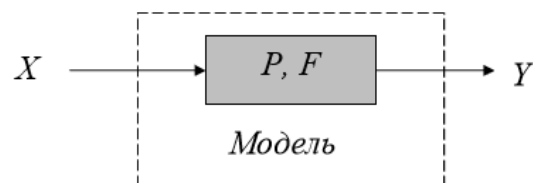


Рис. 3.1. Загальна структура моделі:

X – множина вхідних змінних системи; Y – множина вихідних змінних системи; P – множина параметрів системи;

F – функція, функціонал, алгоритм або формальне представлення залежності змінних Y від змінних X

Є два способи побудови моделей. Із застосуванням першого способу за результатами ретельного вивчення системи встановлюються закони функціонування системи, які потім відтворюються за допомогою моделі, за якої досліджують поведінку такої системи. Параметри моделі P в цьому випадку пов'язані з реальними процесами, що протікають у системі, і мають фізичну інтерпретацію. Такі моделі називають *фізичними моделями*.

Якщо застосовується другий спосіб, то без жодного фізичного обґрунтування припускається вид залежності F , невідомі параметри якої P потім відшукуються за даними спостережень за змінними системи X , Y . Параметри P в цьому випадку не зв'язані з фізикою реальних процесів, що протікають у системі, тому моделі такого типу називають *нефізичними моделями*.

Моделі поділяють на *статичні* (якщо вихідна змінна Y не змінюється з часом) і *динамічні* (якщо змінна Y змінюється з часом). Динамічні моделі можуть бути *неперервними* (якщо змінювання змінної Y є неперервним) і *дискретними* (якщо змінювання змінної Y

відбувається лише в деякі особливі моменти часу). Дискретні системи поділяють на *детерміновані* (якщо змінювання змінної Y в особливі моменти часу є цілком передбачуваними) і *стохастичні* (якщо змінювання змінної Y відомо з деякою імовірністю).

Задача моделювання полягає у відшуканні значень вихідних змінних Y за відомих значень вхідних змінних X , відомої моделі F і визначених параметрів P (див. рис. 2.1).

Аналітичне моделювання полягає у визначенні залежності F вихідних змінних Y від вхідних її змінних X та її представлення в аналітичному вигляді, тобто у вигляді відомих аналітичних функцій (таких, які розкладаються у ряд Тейлора). Якщо відшукання залежності $Y = f(X)$ досить складне, застосовують наближені чисельні методи розв'язку. Також може бути відомим алгоритм відшукання точного розв'язку задачі, але сам розв'язок не може бути записаний в аналітичній формі – такий метод моделювання називають *математичним моделюванням*.

Є системи, опис яких не піддається опису аналітичними функціями, але процес їх функціонування може бути описаний алгоритмом імітації за допомогою комп'ютерної програми процесу функціонування складної системи в часі. Такий метод моделювання називають *імітаційним моделюванням*.

Фізичні моделі дають змогу наочно представляти натурні процеси й визначати вплив окремих параметрів на їх проходження. Завдяки математичним моделям можна кількісно досліджувати явища, що важко піддаються вивченню на фізичних моделях. Натурні моделі являють собою змінені в масштабі об'єкти, тому є нагода найбільш повно досліджувати процеси, що відбуваються в натурних умовах.

3.2. Основні моделі динамічних ланок машин і механізмів та їх структурні схеми

Теоретичні й експериментальні дослідження базуються на методах моделювання процесів. Для моделювання роботи машин застосовують різні моделі елементарних ланок, з яких складається власне сама машина. Під час побудови моделей машини враховують також найбільші значення мас і моментів інерції, пов'язані з ведучими та веденими ланками. До цих елементів схеми бажано приводити інерційні

характеристики проміжних ланок, значення яких за раціонального проектування зазвичай відносно малі.

Жорсткість елемента характеризується коефіцієнтом, який являє собою співвідношення силового фактора і деформації. Коефіцієнт жорсткості дорівнює сили або моменту віднесених на одиницю деформації (Н/м):

$$c = \frac{F}{\Delta l}, \quad (3.1)$$

де F – сила, Н; Δl – подовження елемента, м.

Величина зворотна до коефіцієнта жорсткості називається коефіцієнтом піддатливості (м/Н):

$$e = \frac{1}{c} = \frac{\Delta l}{F}, \quad (3.2)$$

Повздожня жорсткість стержня (Н/м):

$$c = \frac{EA}{l}, \quad (3.3)$$

де $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па – модуль повздожньої пружності сталі; A – площа поперечного перерізу, м².

Жорсткість пружини стискання (розтягу) (Н/м):

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3 z_B}, \quad (3.4)$$

де $G = 8,4 \cdot 10^{10}$ Па – модуль зсуву для сталі; d – діаметр дроту пружини, м; D – середній діаметр пружини, м; z_B – кількість витків пружини.

Поперечна жорсткість балки залежить від способу її закріплення, наприклад, жорсткість консольної балки (Н/м):

$$c = \frac{3EI_E}{l^3}, \quad (3.5)$$

де I_E – екваторіальний момент інерції перерізу, м⁴; l – довжина балки, м.

Крутильна жорсткість характеризується коефіцієнтом жорсткості під час крученні, який дорівнює відношенню обертального моменту до кута закручення $\varphi = 1$ рад (Н·м/рад):

$$c = \frac{M_{кр}}{\varphi}. \quad (3.6)$$

Жорсткість круглого вала (Н/м):

$$c = \frac{GI_p}{l} \cdot 10^4, \quad (3.7)$$

де $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ – полярний момент інерції перерізу вала діаметром d , мм;

l – довжина ділянки вала, яка закручується, м.

В'язкість середовища характеризується коефіцієнтом опору. Коефіцієнт опору дорівнює силі, віднесеній до одиниці швидкості її зміни або швидкості зміни деформації, спричиненої силою, що розглядається (Н·с/м):

$$b = \frac{F}{\Delta v}, \quad (3.8)$$

де F – сила, Н; Δv – зміна швидкості, м/с.

Дисипативні характеристики ланок переважно визначають експериментальним шляхом, проте в деяких випадках вони можуть розраховані аналітично. У розрахунках пружних систем коефіцієнт в'язкого демпфування під час поступального переміщення визначають за формулою:

$$K = \frac{\lambda}{\pi} \sqrt{mc}, \quad (3.9)$$

де $\lambda = \ln(X_1/X_2)$ – логарифмічний декремент коливань; X_1 і X_2 – два послідовні значення амплітуди, розділених одним періодом; m – маса того тіла з двох контактуючих, яке через більшу кількість деталей зв'язано з основою машини (рамою); c – коефіцієнт пружності.

Кінетична енергія ланки, що рухається поступально:

$$T = m \frac{v_s^2}{2} = \frac{m}{2} \left(\frac{\partial x_s}{\partial t} \right)^2, \quad (3.10)$$

де m – маса ланки; v_s , x_s – швидкість і переміщення центра мас ланки.

Кінетична енергія ланки, що здійснює обертальний рух, коли центр мас збігається з віссю обертання:

$$T = J_s \frac{\omega_s^2}{2} = \frac{J_s}{2} \left(\frac{\partial \varphi_s}{\partial t} \right)^2, \quad (3.11)$$

де J_s – момент інерції ланки відносно осі, що проходить через центр мас перпендикулярно до площини руху; ω_s , φ_s – кутова швидкість центра мас і кут повороту ланки.

Якщо ланка механізму здійснює обертальний рух і центр мас не збігається з віссю обертання, кінетична енергія становитиме:

$$T = J_A \frac{\omega^2}{2}, \quad (3.12)$$

де $J_A = J_s + ml_{sa}^2$; l_{sa} – відстань від осі обертання до центра мас.

У випадку плоскопаралельного руху ланки кінетичну енергію можна показати у вигляді суми енергій у поступальному русі разом із центром мас і обертальному русі навколо центра мас:

$$T = J_s \frac{\omega_s^2}{2} + m \frac{v_s^2}{2}. \quad (3.13)$$

Кінетична енергія всіх ланок машини (без маховика):

$$T_c = \sum_{s=1}^k T_s = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (J_{si} \omega_i^2 + m_i v_{si}^2). \quad (3.14)$$

Зведеною до рухомої точки масою називають таку умовну зосереджену масу, кінетична енергія якої дорівнює в будь-якому розглянутому положенні механізму сумі кінетичних енергій усіх його ланок. Зведений до рухомої ланки момент інерції механізму – це момент інерції, який повинна мати ланка зведення відносно осі її обертання, щоб кінетична енергія цієї ланки в будь-якому положенні механізму дорівнювала сумі кінетичних енергій усіх його ланок:

$$m_{зв} = \sum_{i=1}^n J_{si} \left(\frac{\omega_i}{v} \right)^2 + \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{v_{si}}{v} \right)^2; \quad (3.15)$$

$$J_{зв} = \sum_{i=1}^n J_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 + \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{v_{si}}{\omega} \right)^2, \quad (3.16)$$

де v , ω – лінійна та кутова швидкості зведеної маси та ланки.

Частіше використовують динамічні моделі машин, у яких маси або моменти інерції елементів системи умовно вважаються зосередженими у визначених точках, які з'єднані між собою безінерційними пружними дисипативними та пружними зв'язками і до яких прикладені зосереджені сили й моменти. Складну механічну систему з великою кількістю мас і пружними ланками зводять до простішої системи з меншою кількістю мас, нехтуючи малими значеннями відносних переміщень, розглядаючи їх як жорстков'язкі.

У деяких випадках застосовують складніші динамічні моделі з розподіленими параметрами, у яких реальні системи мають вигляд пружно-інерційного суцільного середовища, властивості якого

визначають методами теорії пружності та пластичності. Під час розробки динамічної моделі системи виходять з умови, що її елементи (маси, моменти інерції, жорсткості) повинні мати такі самі енергетичні показники, як і задана реальна система. Зведення мас або моментів інерції засновано на рівності кінетичної енергії заданої та зведеної систем; зведення жорсткості – на рівності потенційних енергій; сил і моментів – на рівності потужності. Зведення дисипативних елементів, які призводять до розсіяння енергії, засновано на рівності енергій реальної та зведеної систем. У разі зведення мас і жорсткості обов'язково враховують коефіцієнт корисної дії передач відповідно до напрямку потоку потужності.

За структурними ознаками та степені ідеалізації реальних динамічних процесів розглядувані моделі розділяють на три класи (табл. 3.1).

До класу I належать динамічні моделі механізмів, утворені послідовним з'єднанням елементів, серед яких виділяють чотири модифікації. Перша модифікація I класу – це найпростіша модель, у якій всі ланки є абсолютно жорсткими (табл. 3.1). Опис динамічних явищ такою моделлю не виходить за межі кінетостатичного представлення, властивого класичній теорії механізмів і машин. Кінетостатична модель надає інформацію про рівень динамічної навантаженості механізму й досить часто застосовується для синтезу механізмів на попередньому етапі.

До другої модифікації належать динамічні моделі, для яких ведуча частина вважається абсолютно жорсткою, а ведена відображається у вигляді коливальної системи. Перехід від першої модифікації до другої дає змогу виконувати динамічний розрахунок швидкісних механізмів, у яких динамічні навантаження є домінуючими. Застосування такого підходу ефективно в разі динамічного аналізу та синтезу законів руху ведених ланок, що приводяться в рух від кулачкових механізмів.

Третя модифікація I класу дає змогу будувати моделі з урахуванням змінності зведеного моменту інерції та пружності привода. У цьому випадку отримана система диференціальних рівнянь руху динамічної моделі буде нелінійною, а за деяких спрощень може бути зведена до системи лінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами.

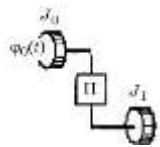
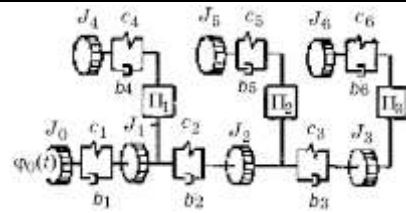
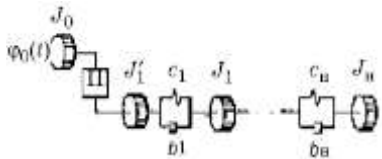
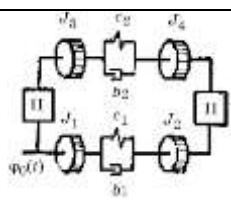
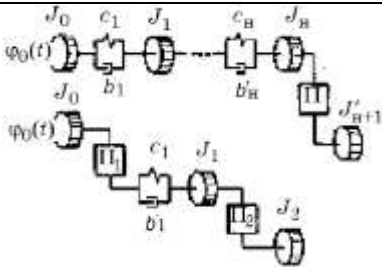
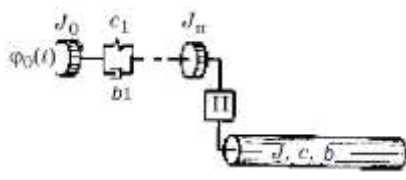
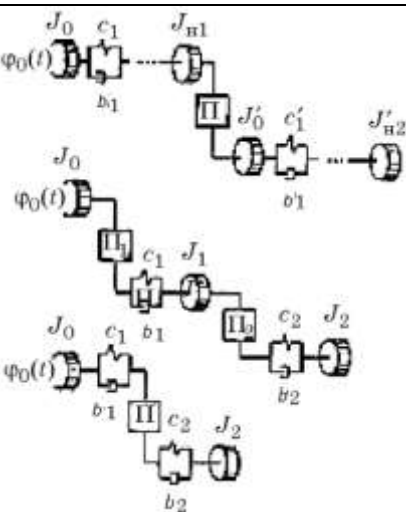
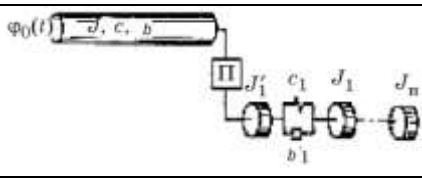
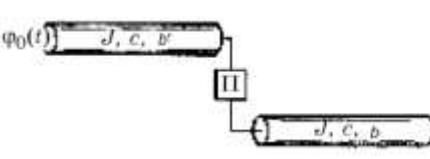
Четверта модифікація є узагальненою та враховує всі попередні. До того ж ця модифікація додатково враховує моделі передавальних

механізмів, які мають значну піддатливість. Такі моделі дають змогу враховувати складні коливальні процеси, що виникають у разі взаємного впливу контурів, пов'язаних нелінійними функціями.

До класу II належать динамічні моделі механізмів, утворені паралельно-послідовним з'єднанням елементів (перша модифікація) і моделі із замкнутими контурами (друга модифікація).

Таблиця 3.1

Класифікація типових динамічних моделей машин

Клас	Модифікація	Динамічна модель	Клас	Модифікація	Динамічна модель
I	1		II	1	
	2			2	
	3		1		
	4		III	2	
				3	

До III класу належать динамічні моделі, у яких ведуча або ведена частини механізму або обидві його частини відображаються у вигляді підсистем із розподіленими параметрами.

3.3. Методи складання рівнянь руху. Динамічна модель машини

Математичне рівняння, яке визначає переміщення, швидкість і прискорення точок і ланок машини або механізму називають рівнянням руху машини. За результатами розв'язку таких рівнянь визначаються функції зміни узагальнених координат та їх похідні за часом.

Розглянемо три основні методи складання рівнянь руху.

Метод рівноваги з використанням принципу Д'аламбера. Рівняння руху будь-якої динамічної системи – це вираз другого закону Ньютона, який встановлює, що швидкість зміни імпульсу будь-якої маси дорівнює діючій на неї силі. Оскільки для більшості задач динаміку машин і механізмів масу розглядають як незмінною в часі, рівняння рівноваги всіх сил, що діють на систему машини, становитиме:

$$\vec{F}_a + \vec{F}_R + \vec{F}_{in} = 0. \quad (3.17)$$

Рівність (3.17) виражає принцип Д'аламбера й показує, що векторна сума трьох доданків: рівнодійної активних сил \vec{F}_a , рівнодійної реакції в'язей \vec{F}_R і доданку сил інерції \vec{F}_{in} – для всіх точок системи дорівнює нулю.

Рівняння (3.17) формально є умовою «рівноваги» сил, якщо вважати, що сила інерції також прикладена до рухомої точки, але насправді рівноваги нема, точки системи рухаються.

Якщо зрівноваженій системі надати невелике переміщення δr_i , то, перемножуючи рівність (3.10) на δr_i , отримаємо:

$$(\vec{F}_a + \vec{F}_R + \vec{F}_{in})\delta r_i = 0. \quad (3.18)$$

Оскільки робота, виконана ідеальними в'язями, дорівнює нулю, рівняння (3.18) матиме вигляд:

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_a + \vec{F}_{in})\delta r_i = 0, \quad (3.19)$$

або

$$\sum_{i=1}^n (\vec{F}_a - m_i \ddot{x}_i)\delta r_i = 0, \quad (3.20)$$

де \ddot{x}_i – прискорення точки тіла; m_i – маса точки тіла.

Рівність (3.19) є математичним записом принципу Даламбера – Лагранжа, який показує, що під час руху системи матеріальних точок, які підпорядковуються утримувальним ідеальним в'язям, сума елементарних робіт активних сил і сил інерції на будь-якому можливому переміщенні системи дорівнює нулю. Цей *принцип можливих переміщень* реалізовує другий метод складання рівняння руху механічної системи.

Третій метод складання рівнянь руху базується на *принципі Гамільтона – Остроградського*. Найбільш поширений варіаційний метод – принцип Гамільтона – Остроградського, який виражається таким рівнянням:

$$\int_{t_0}^{t_1} \delta(T - \Pi)dt + \int_{t_0}^{t_1} \delta A dt = 0, \quad (3.21)$$

де t_0, t_1 – проміжки часу руху системи; δ – варіація для довільного інтервалу часу; T – загальна кінетична енергія системи; Π – потенціальна енергія системи, яка враховує енергію деформації та потенціал будь-яких консервативних зовнішніх сил; A – робота, виконана неконсервативними силами, діючими на систему, з урахуванням затухання й інших зовнішніх навантажень.

Для більшості механічних систем кінетична енергія може бути виражена через узагальнені координати та їх перші похідні за часом, а потенціальна – тільки через узагальнені координати. Крім того, робота, виконана неконсервативними силами на можливих переміщеннях, викликаних довільним набором варіацій узагальнених координат, може бути виражена як лінійна функція цих варіацій. Отже, кінетична й потенціальні енергії та робота є функціями за деякої скінченної кількості S аргументів:

$$T = T(q_1, q_2, \dots, q_S, \dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_S), \quad (3.22)$$

$$\Pi = \Pi(q_1, q_2, \dots, q_S), \quad (3.23)$$

$$\delta A = Q_1 \delta q_1 + Q_2 \delta q_2 + \dots + Q_S \delta q_S, \quad (3.24)$$

де Q_1, Q_2, \dots, Q_S – узагальнені силові функції, які відповідають узагальненими координатам q_1, q_2, \dots, q_S ; S – кількість узагальнених координат.

Після підстановки виразів (3.22)...(3.24) у рівняння (3.21) та виконання інтегрування частинами отриманого виразу після спрощень отримаємо:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_k} = Q_k, \quad (3.25)$$

де $k = 1, 2, 3, \dots, S$; Q_k – k -та узагальнена сила.

Рівняння (3.25) відоме як рівняння руху Лагранжа другого роду, яке застосовується для дослідження динаміки механічних систем машин.

Якщо в загальному випадку плоска механічна система має ланки, які виконують поступальний і обертальний рухи, для такої системи вирази кінетичної та потенціальної енергії матимуть вигляд:

$$\partial T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{l+u} J_i \left(\dot{q}_i \frac{\partial \varphi_i}{\partial q_k} \right)^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{u+n} m_j \left(\dot{q}_j \frac{\partial x_j}{\partial q_k} \right)^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^{u+n} m_j \left(\dot{q}_j \frac{\partial y_j}{\partial q_k} \right)^2, \quad (3.26)$$

$$\partial \Pi = \sum_{i=1}^{l+u} M_i \partial \varphi_i + \sum_{j=1}^{u+n} (F_{xj} \partial x_j + F_{yj} \partial y_j), \quad (3.27)$$

де φ_i , J_i – кутова координата i -ї ланки системи та її момент інерції відносно осі обертання для ланок, що виконують обертальний рух, і відносно центра мас для ланок, що виконують плоский рух; n , k , l – кількість ланок, що виконують рух відповідно поступальний, плоский і обертальний; m_j , x_i , y_i – маса j -ї ланки та координати її центра мас; q_k – k -та узагальнена ($k = 1, 2, 3, \dots, S$); $\frac{\partial \varphi_i}{\partial q_k}$, $\frac{\partial x_i}{\partial q_k}$, $\frac{\partial y_j}{\partial q_k}$ – оператори передачі руху першого порядку, що пов'язують швидкості координат i -ї ($i = 1, \dots, l + u$) та j -ї ($j = 1, \dots, u + n$) ланок з узагальнювальними координатами q_k .

3.4. Аналітичні моделі гідравлічних систем привода машин

Аналіз різних гідросистем, що застосовуються в різних мобільних машинах (автомобілях, дорожніх, будівельних, землерийно-транспортних машинах), показує, що є кінцевий набір базових гідроелементів, за допомогою яких можна синтезувати практично будь-яку схему гідропривода. До цих елементів належать: насос, гідромотор, гідроциліндр, клапани прямої і непрямої дії, дросель, трубопровід, трійник (дільник або суматор потоків), регулятор потужності, гідроакумулятор, гідрозамок, двигун внутрішнього згорання з відцентровим регулятором, колісний рушій.

Статичний розрахунок будь-якої гідросхеми зводиться до визначення невідомих тисків, витрат (подач), швидкостей і положень

рухомих частин у точках з'єднання гідроелементів – вузлах схеми. Притім той самий вузол може бути одночасно виходом одного елемента і входом іншого.

Будь-яку гідросхему можна розглядати як сукупність складових її елементів і вузлів – точок з'єднання цих елементів. Кожен елемент гідросхеми можна представити у вигляді 3-вузлового елемента з вузлами i (вхід), j (вихід) і k (управління або перетворення енергії), що зв'язує його з іншими елементами схеми (рис. 3.2).

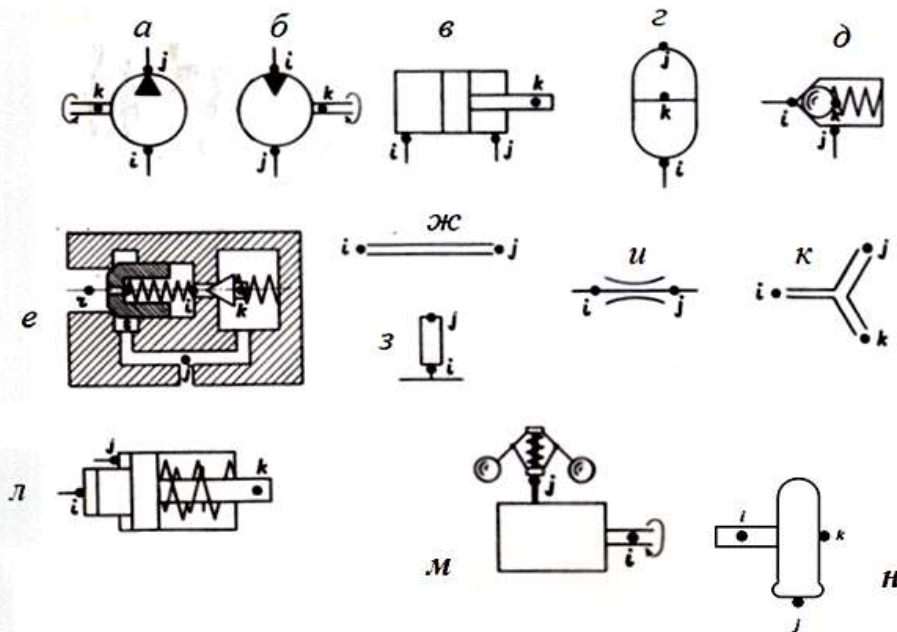


Рис. 3.2. Базові гідроелементи та їх вузли:

a – насос, $б$ – гідромотор, $в$ – гідроциліндр, $г$ – гідроаккумулятор, $д$ – клапан прямої дії, $е$ – клапан непрямої дії, $жс$ – трубопровід, $з$ – закінчений трубопровід (порожнина), $и$ – дросель (місцевий опір), $к$ – трійник, $л$ – регулятор потужності, $м$ – ДВЗ з відцентровим регулятором, $н$ – колісний рушій

За стаціонарного режиму роботи гідросистеми золотники гідророзподільників займають фіксовані положення, що відповідає їхнім заданим робочим позиціям, тому золотник розглядається як сукупність місцевих опорів (дроселів) відповідно до займаної ним позиції. Аналогічне зауваження є справедливим і щодо лінійних динамічних ланок систем автоматичного регулювання. Вхід і вихід елемента визначаються визначеним напрямком потоку робочої рідини. Зі зміною напрямку потоку змінюється знак відповідних параметрів, які характеризують роботу елемента (перепад тиску, витрата рідини). Відповідно до цього розроблено класифікацію вузлів базових гідроелементів (табл. 3.2).

Згідно із цією класифікацією кожен тип *елемента* отримав спеціальне ім'я – *ідентифікатор*, і для формування загальної моделі гідросистеми можна вибрати в бібліотеці математичних моделей гідроелементів потрібну групу рівнянь, а саме математичну модель елемента цього типу. Базовими гідроелементами є: насос, мотор, гідроциліндр, трубопровід, клапан та ін.

Таблиця 3.2

Класифікація вузлів базових гідроелементів

Елемент	Вузол i	Вузол j	Вузол k
Насос	Вхід (лінія розрідження)	Вихід (напірна лінія)	Відбір потужності від двигуна
Гідромотор	Вхід (напірна лінія)	Вихід (зливна лінія)	Передача потужності механізмам
Гідроциліндр	Вхід (напірна порожнина)	Вихід (зливна порожнина)	Передача потужності механізму
Клапан прямої дії	Вхід (напірна лінія)	Вихід (зливна лінія)	Переміщення запірного елемента
Гідроаккумулятор	Вхід (лінія підведення рідини)	Вихід (газова порожнина)	Переміщення мембрани
Трубопровід	Вхід	Вихід	-
Закінчений трубопровід	Вхід	Вихід (заглушений кінець)	-
Дросель	Вхід	Вихід	-
Трійник: – дільник потоків – суматор потоків	Вхід Вхід	Вихід Вхід	Вихід Вихід
Клапан непрямої дії: – перший каскад – другий каскад	Вхід (напірна лінія) Вхід (напірна лінія, вузол r)	Вихід (зливна лінія) Вихід (зливна лінія, вузол s може бути: $s = j$)	Переміщення запірного елемента допоміжн. клапана Переміщення запірного елемента основного клапана, вузол t
Регулятор потужності	Вхід (по першій магістралі)	Вхід (по другій магістралі)	Переміщення поршня регулятора

Відповідно до введеної ідентифікацією кожен елемент e гідросхеми належить до певного типу з відповідними йому вузлами i, j, k . Структура будь-якої гідросхеми після нумерації всіх її вузлів описується такою матрицею S :

$$S = \begin{pmatrix} e_1 & i_1 & j_1 & k_1 \\ e_2 & i_2 & j_2 & k_2 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ e_N & i_N & j_N & k_N \end{pmatrix}, \quad (3.28)$$

де e_1, e_2, \dots, e_N – елементи гідросхеми, N – їх кількість.

Ідентифікатор e_i визначає відповідну для цього елемента математичну модель, а номери вузлів i_i, j_i, k_i слугують для індексації змінних і, як наслідок, встановлення умов зв'язку елементів один з одним. Наприклад, якщо вихід елемента e_i є водночас входом елемента e_{i+1} , то очевидно, що $j_{i+1} = i_i$, а отже, змінні на виході e_i і на вході e_{i+1} збігаються, тобто має місце відповідна умова зв'язку. Унаслідок такого опису структури схеми із загальної бібліотеки математичних моделей елементів будуть вибрані саме ті рівняння, якими описуються елементи, що входять до схеми, а індексація змінних, що входять до рівняння (умови зв'язку), буде встановлена на підставі нумерації вузлів елементів, указаних у матриці S .

Єдиним елементом, що випадає із загальної концепції тривузлового елемента, є золотниковий розподільник, оскільки кількість приєднаних до нього вузлів може бути більш ніж три. Тому в межах статичного розрахунку золотниковий розподільник розглядається як група місцевих опорів – можливих з'єднань вузлів золотника.

Опис структури будь-якої довільної гідросхеми для проведення статистичних розрахунків формалізується таким шляхом:

- нанесення на робочу схему вузлів – точок з'єднання елементів і нумерації вузлів;
- формування структурної матриці S на основі ідентифікації базових елементів і нумерації їх вузлів на схемі.

Математичні моделі базових елементів гідросхеми описуються таким чином.

Насос. Для опису насоса досить записати рівняння моментів на валу (вузол k) і рівняння потоків на вході (вузол i) і виході (вузол j) з

урахуванням об'ємних втрат. Нерівномірність подачі насоса внаслідок кінематичних особливостей і стисливості рідини в порожнинах всмоктування і нагнітання не враховується. З урахуванням відповідних припущень математична модель насоса має вигляд:

$$\begin{aligned} M_k &= q_n f(q)(p_i - p_j) + a_\omega \omega_B / u_d + a_p |p_i - p_j| + a; \\ Q_{i,j} &= q_n f(q) \omega_B / u_d \pm k_{ym} p_{i,j}, \end{aligned} \quad (3.29)$$

де q_n – максимальний робочий об'єм насоса; $f(q)$ – параметр регулювання ($-1 \leq f(q) \leq 1$); ω_B – кутова швидкість вала двигуна; a_ω , a_p , a – коефіцієнти гідромеханічних втрат насоса, що залежать від кутової швидкості, тиску, і постійна гідромеханічних втрат; u_d – передавальне число редуктора між двигуном і насосом; k_{ym} – коефіцієнт об'ємних втрат насоса (для Q_i , p_i беремо знак «+», для Q_j , p_j – «-»).

Значення a_ω , a_p , a , k_{ym} вибирають за каталогом або з паспортних характеристик насоса певного типорозміру.

Гідромеханічні втрати, що залежать від тиску, обчислюються за модулем для можливості розгляду гальмівних режимів і реверсування потоку (коли $f(q) < 0$).

Гідромотор. Математична модель гідромотора містить рівняння моментів у вузлі k , а також рівняння потоків на вході (вузол i) і виході (вузол j) з урахуванням об'ємних втрат. Без урахування нерівномірності витрати (аналогічно насосу) рівняння гідромотора мають вигляд [1, 2]:

$$\begin{aligned} M_H / u_{mex} &= q_m f(q)(p_i - p_j) - b_\omega \omega_k - (b_p |p_i - p_j| + b) \cdot \text{sign} \omega_k; \\ Q_{i,j} &= q_m f(q) \omega_k \pm k_{ym} p_{i,j}, \end{aligned} \quad (3.30)$$

де ω_k – кутова швидкість вала гідромотора; q_m – максимальний робочий об'єм насоса; $f(q)$ – параметр регулювання ($-1 \leq f(q) \leq 1$); M_H – навантажувальний момент; b_ω , b_p , b – коефіцієнти гідромеханічних втрат гідромотора, що залежать від кутової швидкості, тиску, і постійна гідромеханічних втрат; u_{mex} – передавальне число редуктора робочого механізму; k_{ym} – коефіцієнт об'ємних втрат насоса; для Q_i , p_i беремо знак «плюс», для Q_j , p_j – «мінус». Як і для насоса, значення b_ω , b_p , b , k_{ym} вибирають за каталогом або з паспортних характеристик гідромотора певного типорозміру.

Гідромеханічні втрати в рівнянні моментів записані з урахуванням напрямку обертання вала ($\text{sign} \omega_k$) і можливості розгляду гальмівного режиму ($|p_i - p_j|$).

Гідроциліндр. Гідроциліндр описується рівнянням балансу сил (сил тиску, зовнішнього навантаження, сил тертя) у разі поступального руху поршня (вузол k) і рівняннями витрат на вході (вузол i) і виході (вузол j). На підставі загальноприйнятого припущення про відсутність витоків у гідроциліндрі з гумовими й іншими м'якими ущільнювачами рівняння статички гідроциліндра мають вигляд:

$$\begin{aligned} R_u &= p_i F_i - p_j F_j - h v_k - (R_{mp}^0 + k_i p_i + k_j p_j) \cdot \text{sign} v_k; \\ Q_i &= F_i v_k; \\ Q_j &= F_j v_k, \end{aligned} \quad (3.31)$$

де v_k – швидкість переміщення поршня; $F_i = \pi(D_u^2 - D_i^2)/4$ – робоча площа поршня в порожнині I , що примикає до вузла i (D_u – діаметр циліндра; D_i – діаметр штока в порожнині I); $F_j = \pi(D_u^2 - D_j^2)/4$ – робоча площа поршня в порожнині II , що примикає до вузла j (D_j – діаметр штока в порожнині II); h – коефіцієнт в'язкого тертя; R_{mp}^0 – сила тертя в манжетних ущільненнях за відсутності тиску; R_u – зусилля на штоку.

Коефіцієнти пропорційності між тисками в порожнинах I (вузол i) і II (вузол j) і силою тертя в манжетних ущільненнях:

$$k_i = \pi f (D_u + D_i) H/2, \quad (3.32)$$

$$k_j = \pi f (D_u + D_j) H/2. \quad (3.33)$$

Трубопровід. Математична модель трубопроводу з рідиною складається з рівності витрат на вході (вузол i) і виході (вузол j) і рівняння втрат тиску по довжині та має вигляд:

$$\begin{aligned} Q_i &= Q_j; \\ p_j &= p_i - \lambda \frac{8\rho L_{mp}}{\pi^2 d_{mp}^5} Q_i^2. \end{aligned} \quad (3.34)$$

де λ – коефіцієнт втрат тиску по довжині трубопроводу

$$\lambda = \begin{cases} 75 / \text{Re}, & \text{якщо } \text{Re} \leq 2300; \\ 0,3164 \cdot \text{Re}^{-0,25}, & \text{якщо } \text{Re} > 2300. \end{cases} \quad (3.35)$$

де $\text{Re} = \frac{4|Q_i|}{\pi d_{mp} v}$ – число Рейнольдса, v – кінематична в'язкість рідини;

ρ – щільність робочої рідини; d_{mp} і L_{mp} – діаметр і довжина трубопроводу.

Тупикова ділянка трубопроводу (порожнина). Для тупикової ділянки трубопроводу втратами тиску по довжині можна знехтувати, і тоді рівняння статички тупикової ділянки трубопроводу матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} Q_i &= 0; \\ P_i &= P_j. \end{aligned} \quad (3.36)$$

Місцевий опір (дросель). Витрата рідини через дросель пов'язана з перепадом тиску на вході (вузол i) і виході (вузол j) відомою залежністю:

$$\begin{aligned} Q_i &= \mu f_{dp} \cdot \text{sign}(p_i - p_j) \sqrt{\frac{2|p_i - p_j|}{\rho}}; \\ Q_j &= Q_i. \end{aligned} \quad (3.37)$$

де μ – коефіцієнт витрати ($\mu = \zeta^{-0.5}$, ζ – коефіцієнт гідравлічного опору); f_{dp} – площа прохідного перерізу дроселя.

Трійник (дільник або акумулятор потоків). Рівняння витрат у вузлах i, j, k трійника з розподілом потоку мають вигляд:

$$\begin{aligned} Q_i &= Q_j + Q_k; \\ Q_j &= \mu_j f_j \cdot \text{sign}(p_i - p_j) \sqrt{\frac{2|p_i - p_j|}{\rho}}; \\ Q_k &= \mu_k f_k \cdot \text{sign}(p_i - p_k) \sqrt{\frac{2|p_i - p_k|}{\rho}}, \end{aligned} \quad (3.38)$$

де $\mu_{j,k}$ – коефіцієнти витрати в гілках трійника $i - j, i - k$; ($\mu_{j,k} = \zeta_{j,k}^{-0.5}$, де $\zeta_{j,k}^{-0.5}$ – коефіцієнти гідравлічних опорів гілок трійника $i - j, i - k$); $f_{j,k}$ – площі прохідних перетинів трійника в вузлах j і k .

Рівняння витрат після підсумовування потоків будуть аналогічні, але матимуть інші значення коефіцієнтів витрати. Є припущення, що коефіцієнти гідравлічних опорів зі зміною напрямку потоку не змінюються.

Клапани. Клапан прямої дії описується рівняннями статички запірно-регулювального елемента (вузол k) і витрат у вузлах i і j :

$$\begin{aligned} p_i F_i - p_j F_j &= c(z_k + z_0), 0 \leq z_k \leq L_{кл}; \\ Q_{i,j} &= \mu(f_{dp} + \pi d_{щ} z_k \sin \frac{\Theta}{2}) \cdot \text{sign}(p_i - p_j) \sqrt{\frac{2|p_i - p_j|}{\rho}}, \end{aligned} \quad (3.39)$$

де F_i і F_j – робочі площі запірно-регулювального елемента клапана з боку напірної і зливної ліній; c – жорсткість пружини; z_0 – величина попереднього стиснення пружини; $L_{кл}$ – хід запірно-регулювального елемента; $f_{др}$ – площа прохідного перетину дроселя, паралельного клапану; $d_{щ}$ – середній діаметр дросельної щілини клапана; Θ – кут конуса клапана.

Наведені рівняння стосуються запобіжного і зворотного клапана. Відповідні рівняння для редукційного клапана мають незначні відмінності. У рівняннях (3.32) не враховано гідродинамічну силу.

Клапан непрямої дії складається з двох елементів: основного клапана з вузлами r, s, T і допоміжного клапана з вузлами i, j, k . Якщо вузол зливу j є загальним для обох клапанів, то $s = j$. Математична модель статички клапана непрямої дії має вигляд:

$$\begin{aligned}
 f_i p_i - f_j p_j &= c(z_k + z_e), \quad 0 \leq z_k \leq L_{вк}; \\
 F_r p_r - F_i p_i &= C(z_t + z_o), \quad 0 \leq z_t \leq L_{ок}; \\
 p_r - p_i &= \frac{Q|Q_i|}{G^2}; \\
 Q_i &= \pi \mu d_{щ} z_k \sin \frac{\Theta}{2} A_{ij}; \\
 Q_r &= Q_i + \pi \mu D_{щ} z_t \sin \frac{\Theta}{2} A_{rs}; \\
 Q_j &= \begin{cases} Q_i & \text{при } s \neq j; \\ Q_r & \text{при } s = j; \end{cases} \\
 Q_s &= \begin{cases} Q_r - Q_i & \text{при } s \neq j; \\ Q_r & \text{при } s = j; \end{cases}
 \end{aligned} \tag{3.40}$$

де f_i та f_j – робочі площі запірно-регулювального елемента допоміжного клапана з боку напірної і зливної ліній; F_r та F_i – робочі площі запірно-регулювального елемента основного клапана з боку напірної лінії і міжклапанної порожнини; c і C – жорсткості пружин допоміжного й основного клапанів; z_e і z_o – попереднє стиснення пружин допоміжного й основного клапанів; $L_{вк}$ і $L_{ок}$ – хід рухомих частин допоміжного й основного клапанів; G – провідність жиклерного отвору основного клапана; $d_{щ}$ і $D_{щ}$ – середні діаметри дросельних щілин допоміжного й

основного клапанів; ϑ і Θ – кути конусності допоміжного й основного клапанів; $A_{ij} = \sqrt{\frac{2|p_i - p_j|}{\rho}} \cdot \text{sign}(p_i - p_j)$.

Гідроаккумулятор. Для опису стаціонарного режиму гідропневматичного або пружинного аккумулятора потрібно записати рівняння рівноваги поршня (мембрани) у вузлі k , рівняння витрати на вході (вузол i) і рівняння політропної процесу в газовій порожнині (вузол j):

$$\begin{aligned} F(p_i - p_j) &= c(z_k + z_0), \quad 0 \leq z_k \leq L_a = V / F; \\ Q_i &= 0; \end{aligned} \tag{3.41}$$

$$p_j = p_0 \left(\frac{L_a}{L_a - z_k} \right)^n - p_a$$

де $F = \pi D^2/4$ – робоча площа поршня; D – діаметр поршня; c – жорсткість пружини; z_0 – попереднє стиснення пружини; V – загальний об’єм гідроаккумулятора; p_0 – тиск заряду газу; n – показник політропи для газу заряду аккумулятора; p_a – атмосферний тиск.

Регулятор потужності призначений для підтримки в заданому робочому діапазоні насоса сталої потужності, що відбирається від двигуна $pQ = \text{const}$. Оскільки $Q = q_n \omega_n$, де q_n і ω_n – робочий об’єм насоса та кутова частота обертання вала, які практично постійні, можна вважати, що регулятор потужності забезпечує постійний відбір потужності від двигуна.

Статична характеристика регулятора потужності (рис. 3.3) має вигляд кусочно-лінійної функції, що апроксимується гіперболічною залежністю робочого об’єму насоса від тиску: $pf(q) = \text{const}$. На практиці це здійснюється за допомогою підбору пружин 1-ї та 2-ї гілок характеристики регулятора потужності – AO і OD відповідно (рис. 3.3).

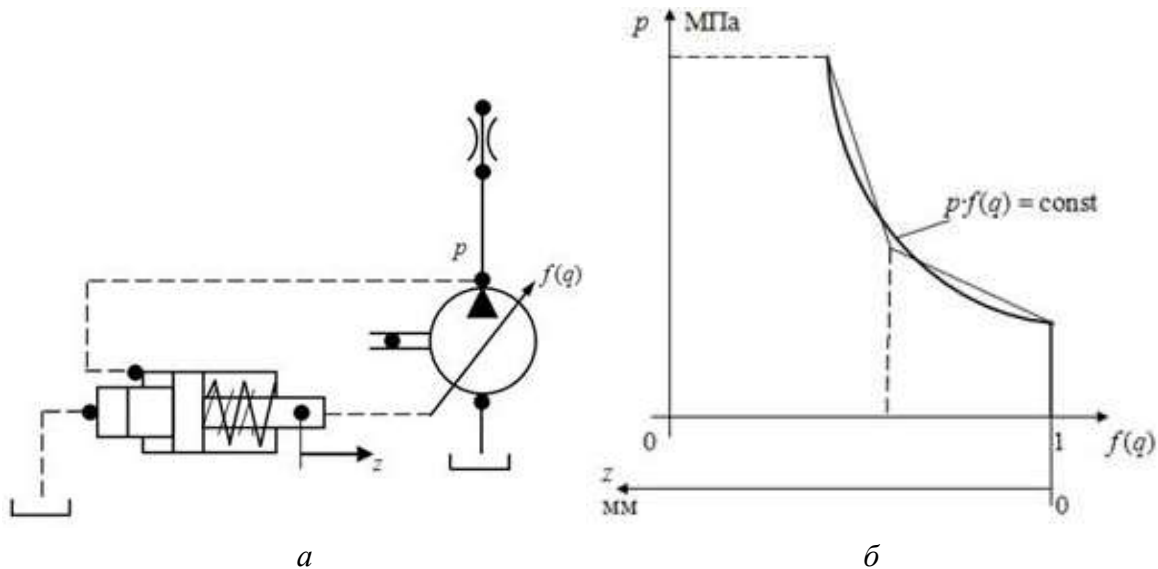


Рис. 3.3. Статична характеристика регулятора потужності

У статиці регулятор потужності описується таким рівнянням:

$$(1 + A)F(p_i + p_j) - c_1 z_k - c_2 / 2(1 + \text{sign}(z_k - z_o))(z_k - z_o) - R_o - R_{mp}, \quad (3.42)$$

де $0 \leq z_k \leq L_p$, A – коефіцієнт, що враховує для аксіально-поршневих насосів додатковий момент, який діє на вузол регулювання; F – робоча площа плунжера під тиском кожної з двох магістралей; R_o – сила попереднього стиску пружини; R_{mp} – сила тертя; c_1, c_2 – жорсткості пружин; z_o – хід плунжера на 1-й ділянці характеристики регулятора; L_p – максимальний хід плунжера регулятора.

Дизель із відцентровим регулятором. Дизель із відцентровим регулятором у статиці можна описати рівнянням моментів на валу двигуна (вузол j) і рівнянням рівноваги муфти регулятора (вузол k):

$$\begin{aligned} M_\delta(\omega_j) + M_z - k_\delta z_k &= M_l; \\ (b + k z_k) \omega_j^2 i_{рег}^2 - c z_k - F &= 0, \quad 0 \leq z_k \leq z_{max} \end{aligned} \quad (3.43)$$

де $M_\delta(\omega_j)$ – характеристика дизеля за мінімальної подачі палива, що апроксимується кінцевим набором точок $(\omega_n, M_n), n = 1, \dots, 10$; M_z – приріст крутного моменту при максимальній подачі палива; k_δ, b, k – постійні коефіцієнти налаштування регулятора дизеля; M_l – навантажувальний момент на валу дизеля; $i_{рег}$ – передавальне відношення привода регулятора; c, F – жорсткість і сила попереднього стиску пружини; z_{max} – максимальний хід муфти регулятора.

3.5. Енергія та потужність привода машини. Динамічні характеристики двигунів

Потужність привода визначають залежно від режиму роботи транспортної машини: тривалий із постійним навантаженням або тривалий зі змінним навантаженням. У разі роботи привода в тривалому руховому режимі з постійним навантаженням, характерним для транспортних машин безперервної дії, встановлена потужність двигуна дорівнюватиме (кВт):

$$N_{\text{дв}} = k_{\text{зан}} \frac{Fv}{\eta_{\text{заг}}}, \quad (3.44)$$

а потужність привода в разі роботи в гальмівному режимі становитиме:

$$N_{\text{дв}} = k_{\text{зан}} Fv\eta_{\text{заг}}, \quad (3.45)$$

де $k_{\text{зан}} = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт запасу потужності; $\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД (коефіцієнт корисної дії) привода, v – швидкість (м/с); F – середня сила опору або тягове зусилля (Н).

Для транспортних машин періодичної дії, робота яких характеризується змінним навантаженням протягом циклу, потужність привода визначають за нагріванням, відповідним еквівалентному тяговому зусиллю F_e (Н) (середньоквадратичному значенню за цикл):

$$F_e = \sqrt{\frac{F_1^2 t_1 + F_2^2 t_2 + \dots + F_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n + c_1 \Theta}}, \quad (3.46)$$

де F_1, F_2, F_n – тягові зусилля двигуна в різні періоди роботи машини, Н; t_1, t_2, \dots, t_n – час дії відповідних зусиль F_1, F_2, F_n за цикл навантаження, хв; $c_1 = 0,25 \dots 0,35$ – коефіцієнт, що враховує умови охолодження під час зупинки двигуна (для двигунів із примусовою вентиляцією з $c_1 = 1$); Θ – сумарна тривалість зупинок двигуна за цикл, хв.

Потужність двигуна (кВт) транспортних машин зі змінним навантаженням:

$$N_{\text{дв}} = k_{\text{зан}} \frac{F_e v}{\eta_{\text{заг}}}. \quad (3.47)$$

Для порівняння й обґрунтованого вибору того чи іншого типу привода потрібно керуватися певними критеріями, які підтверджують перевагу вибраного типу. Залежно від того, які аспекти застосування привода цікавлять, порівняння їх здійснюється за кількома напрямками.

До них належать: технічні характеристики, експлуатаційні характеристики, вартісні показники, екологічність тощо.

У процесі руху енергосилова система машини може розвивати різну потужність, максимальне значення якої припадає на завершальну стадію пуску, коли двигун виходить на теоретичну статичну характеристику. Цьому моменту відповідає і максимальне значення споживаної енергії живлення. Притім такі важливі з позицій експлуатаційних показників технічні параметри, що визначають динаміку рухомого складу, як сила тяги на ободі колеса і прискорення, на стадії пуску з моменту торкання до статичної характеристики досягають максимальних значень раніше. Як приклад на рис. 3.4 показані залежності споживаної двигуном енергії $A(t)$, що створюється тяговим зусиллям $F(t)$ у реалізованого в процесі руху прискорення $a(t)$ і швидкості його наростання для класичного варіанта руху за схемою «пуск – вибіг – гальмування». Водночас у режимі гальмування може відбуватися повернення енергії в джерело живлення (рекуперація).

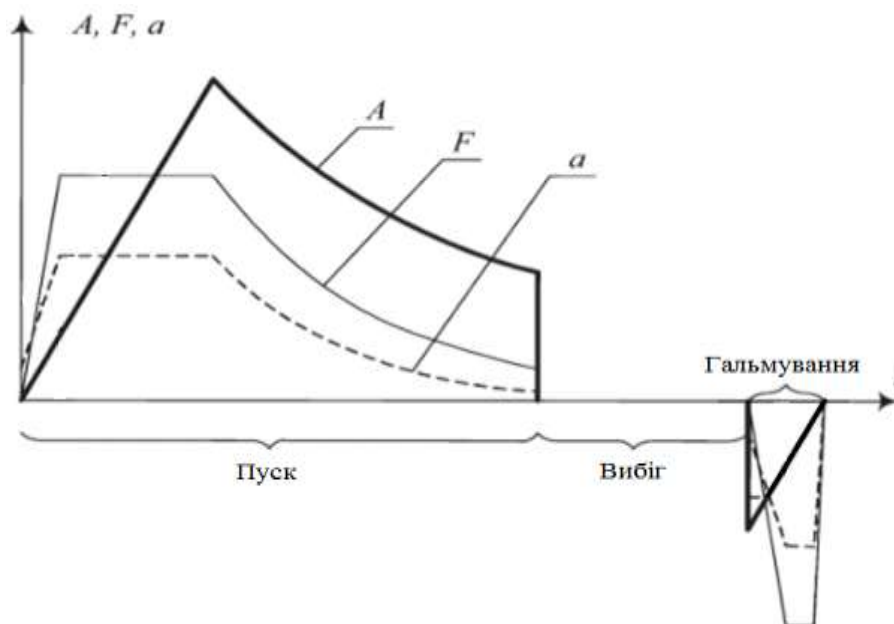


Рис. 3.4. Криві параметрів машини для класичної схеми руху:
 A – споживана енергія; F – зусилля; a – прискорення

З рис. 3.4 видно, що величина споживаної енергії в процесі пуску істотно змінюється, досягаючи максимального значення на статичній характеристиці. Потужність тягового двигуна з урахуванням його перевантажувальної здатності зазвичай збільшується вдвічі й більше. Нерівномірне споживання енергії призводить до потреби у врахуванні не тільки загального та середнього значення, а й пікових навантажень,

що особливо важливо в разі використання автономних джерел енергії. Якщо в машинах з електрохімічними джерелами енергії це призводить до зменшення величини вихідної напруги, то в машинах із теплоелектричними двигунами надмірне пікове навантаження може спричинити зупинку теплового двигуна, що неприпустимо. Крім того, характер споживання енергії в разі централізованого енергоживлення істотно впливає на значення параметрів споживачів енергії.

З рівняння руху механізму для періоду усталеного руху встановлено, що вся енергія рушійних сил, яка витрачається в машині, поділяється на дві частини: одна частина витрачається на виконання сил корисного опору, інша – на виконання шкідливих опорів (сил тертя, опору середовища). Механізм або машина вважається більш довершеною, якщо більша частина енергії (за однакових інших умов), що підводиться, витрачається на виконання корисних опорів. Ефективність використання енергії в машині характеризується коефіцієнтом корисної дії (ККД).

Механічним ККД називають співвідношення роботи сил корисного опору і роботи рушійних сил за цикл усталеного руху, тобто

$$\eta_m = \frac{A_{к.о.}}{A_p} < 1, \quad (3.48)$$

де $A_{к.о.}$ – робота сил корисного опору; A_p – робота рушійних сил.

У реальних машинах механічний ККД завжди менший за одиницю. Це пояснюється тим, що робота сил корисного опору завжди менша за роботу рушійних сил, тобто $A_{к.о.} = A_p - A_{ш.о.}$, а оскільки робота сил шкідливого опору не дорівнює нулю ($A_{ш.о.} \neq 0$), то $A_{к.о.} < A_p$ і $\eta < 1$.

Відношення роботи сил шкідливого опору до роботи рушійних сил називають коефіцієнтом втрат ψ :

$$\eta_m = 1 - \psi. \quad (3.49)$$

Отже, механічний ККД може дорівнювати нулю, якщо робота рушійних сил дорівнює роботі всіх невиробничих опорів, які є в механізмі. За такої умови рух механізмів можливий, але без виконання будь-якої корисної роботи. Такий рух механізму називають холостим рухом.

ККД не може бути меншим за нуль, оскільки для цього потрібно, щоб відношення робіт $A_{ш.о.}$ і A_p було більше за одиницю, тобто $A_{ш.о.} > A_p$. У таких випадках настає самогальмування машини або механізму.

Слід зауважити, що механічний коефіцієнт корисної дії і коефіцієнт втрат не дають повної характеристики машини, а також інформації про її продуктивність, безпеку праці, вартість, якість продукції, яку вона випускає. Вони характеризують тільки ефективність використання енергії. ККД і коефіцієнт втрат придатні тільки для порівняння машин і пристроїв однакового призначення. У деяких машинах корисне навантаження дуже мале (наприклад, у поліграфічних і текстильних машинах, машинах швейної промисловості тощо), тому й ККД невеликий.

Під час руху машини ККД і коефіцієнт втрат не залишаються сталими, тому що під час руху машини змінюються зусилля, які діють на ланки машин, а отже, змінюються сили тертя і робота сил шкідливого опору (робота сил корисного опору також може змінюватися). На практиці зазвичай обмежуються визначенням середнього значення ККД для якого-небудь проміжку часу, найчастіше для одного циклу періоду усталеного руху. Такий ККД називають цикловим. Для обчислення ККД для цього положення механізму дістаємо миттєвий коефіцієнт корисної дії.

Для кожної машини існує деяка найвигідніша швидкість, за якої її ККД досягає максимального значення. Вищий ККД мають механізми та машини з чисто обертовим рухом ланок – ротаційні машини. Машини зі зворотно-поступальним рухом ланок – поршневі машини, механізми періодичної дії – мають здебільшого низький ККД через несприятливу дію динамічних сил (сил інерції).

Спільна робота двигуна внутрішнього згорання й електричного мотор-генератора дає змогу забезпечити високі динамічні властивості гібридної машини в разі використання двигунів меншої потужності. Характеристику крутного моменту у спільній роботі двигуна внутрішнього згорання й електричного мотор-генератора наведено на рис. 3.5.

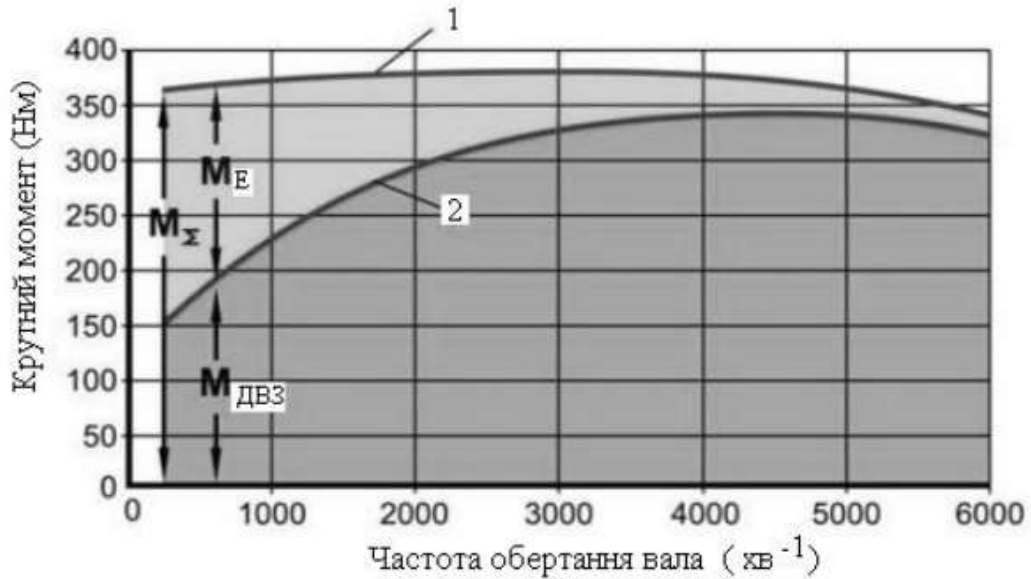


Рис. 3.5. Крутий момент гібридної силової установки:

1 – сумарний крутий момент від двигуна внутрішнього згорання й електродвигуна; 2 – крутий момент від двигуна внутрішнього згорання

Центральним елементом гібридної системи управління є комбінована мікропроцесорна система керування, яка забезпечує роботу двигунів внутрішнього згорання в постійному режимі мінімальної питомої витрати палива за всіх швидкісних і навантажувальних режимів машини шляхом регулювання роботи електроагрегатів і механічних вузлів силової установки.

Еталонне (теоретичне) значення потужності в ланцюзі батареї живлення електричного гібридного транспортного засобу обчислюється на підставі даних тягово-швидкісного балансу автомобіля й енергетичного балансу транспортного засобу.

Вихідними даними для тягово-швидкісного балансу транспортного засобу є:

- часова залежність швидкості руху транспортного засобу та подовжнього профілю дороги $\alpha(t)$;
- маса транспортного засобу;
- коефіцієнт опору коченню;
- площа поперечного перерізу транспортного засобу;
- коефіцієнт обтічності k_v ;
- коефіцієнт урахування обертових мас елементів привода.

За тягово-швидкісного балансу встановлюється тимчасова залежність зміни сумарної потужності сил опору на випробувальній ділянці $N_c(t)$, яка дорівнює потужності гібридній системи машини:

$$N_c(t) = N_{ГCV}(t). \quad (3.43)$$

Потужність гібридних систем машин на випробувальній ділянці визначається таким чином:

$$N_{ГCV} = N_1 + N_2 + N_3 - N_4, \quad (3.44)$$

де N_1 – потужність від двигуна внутрішнього згорання в електроприводі, кВт; N_2 – потужність у ланцюзі накопичувальної батареї, кВт; N_3 – потужність від двигуна внутрішнього згорання в механічній передачі, кВт; N_4 – потужність, що повертається від рекуперації під час гальмування, кВт.

Для більшості машин максимальну потужність двигуна зазвичай вибирають з огляду на забезпечення максимальної продуктивності або ефективності.

Як накопичувач енергії в механічних системах можуть застосовувати маховики. Інерційні маховикові накопичувачі енергії призначені для виконання таких функцій:

- накопичення механічної енергії в маховику (системі маховиків);
- консервація енергії з обертанням маховика;
- видачі енергії споживачу за необхідних режимних параметрів.

Маховик, що виконує функції акумулятора енергії і джерела потужності, має такі потенційно позитивні якості:

- високу питому потужність зарядно-розрядних режимів;
- автоматичний перехід з режиму акумуляції (заряду) на режим генерування (розряду) енергії, що забезпечує можливість ефективної рекуперації енергії;
 - високий ККД (~95 %) і стабільність характеристик у широкому діапазоні зміни умов експлуатації (тиск, температура та ін.);
 - відсутність під час роботи побічних виділень, що забруднюють довкілля.

Маховик – єдиний накопичувач, який акумулює одночасно з енергією і кінетичний момент, що створює ряд додаткових можливостей із застосуванням маховикових накопичувачів енергії в різних технічних пристроях.

Конструктивно силові схеми маховиків можна розділити на три великі групи:

- 1-ша: монолітні маховики з ізотропних матеріалів;
- 2-га: маховики з високоміцних анізотропних матеріалів;
- 3-тя: маховики з вискоеластичних матеріалів.

Для цілей акумулювання енергії перспективні два типи маховиків першої групи: маховики-диски й маховики-стрижні (обертаються навколо поперечної осі). Маховики-диски значно перевершують маховики-стрижні за об'ємною ефективністю. Притім їх енергоємнісні можливості визначаються характеристиками міцності матеріалів.

Єдиним способом керування маховиковим акумулятором є зміна передавального відношення його привода, однак теорія способу управління зміною передавального відношення для рекуперації енергії гальмування транспортних машин розроблена недостатньо повно.

Якщо як критерій оптимізації вибрати кінетичні втрати енергії під час гальмування, то закон зміни передавального відношення варіатора буде оптимальним, забезпечуючи постійне значення кінетичної енергії машини:

$$T_{\Sigma} = T_{max} + T_{mp} = const, \quad (3.45)$$

де $T_{max} = \frac{J_{max} \omega_{max}^2}{2}$ – кінетична енергія маховика; $T_{mp} = \frac{J_{mp} \omega_{mp}^2}{2}$ – кінетична енергія трансмісії машини; ω_{mp} , ω_{max} – кутові швидкості вихідного вала трансмісії і маховика; J_{max} , J_{mp} – моменти інерції маховика і машини.

За умови, що початковий запас кінетичної енергії машини перед гальмуванням і запас її в маховику після гальмування повинні бути рівні, момент інерції маховика визначається таким чином:

$$T_{max} = \frac{J_{mp} \omega_{mp_max}^2}{\omega_{max_max}^2} = \frac{J_{mp}}{U_{var_max}^2}, \quad (3.46)$$

де U_{var} – передавальне число варіатора.

Варіатори швидкостей мають обмежені за максимумом і мінімумом передавальні відношення.

3.6. Визначення коефіцієнта корисної дії розгалуженого потоку системи привода багатофункціональної машини

Для виконання потрібної роботи в машинах здебільшого застосовують кілька різних механізмів, що з'єднані між собою певним чином і здійснюють взаємний вплив один на одного (рис. 3.6).

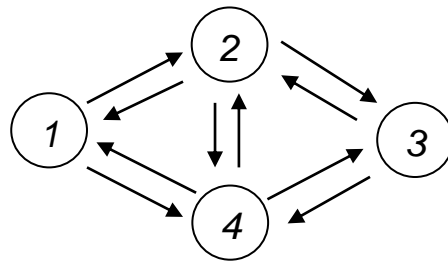


Рис. 3.6. Система взаємозв'язків:
1, 2, 3, 4 – елементи системи

Структура з'єднання елементів системи механізмів машини може бути: послідовною, паралельною, змішаною, зі зворотним зв'язком, ієрархічною (рис. 3.7).

У багатьох випадках під час дослідження складних розгалужених технічних систем доцільно поділяти системи на підсистеми, тобто здійснювати їх декомпозицію.

З передаванням енергії від силової установки до робочого органа відбувається втрата енергії внаслідок недосконалості конструкції привода. Ефективність передачі енергії в системах приводів машин характеризується коефіцієнтом корисної дії, який у загальному випадку визначається як відношення корисної потужності (N_k) до повної потужності (N_n), витраченої на виконання технологічного процесу:

$$\eta = \frac{N_k}{N_n} = \frac{N_n - N_g}{N_n} = 1 - \frac{N_g}{N_n} = 1 - \psi, \quad (3.47)$$

де N_g – потужність втрат; ψ – коефіцієнт механічних втрат.

Якщо $\psi > 1$, відбуватиметься самогальмування механізму.

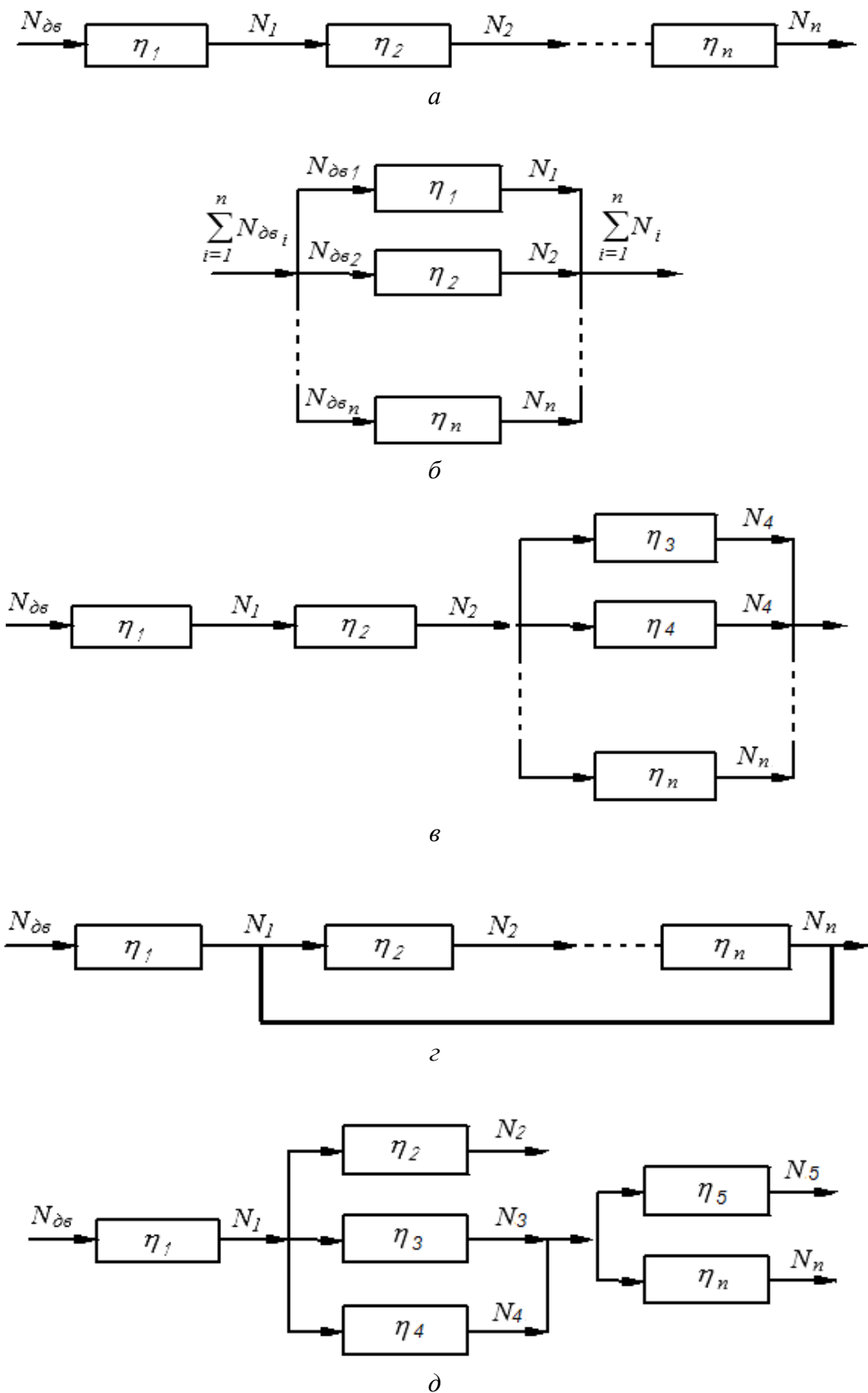


Рис. 3.7. Структури з'єднання механізмів машини:
 а – послідовне; б – паралельне; в – змішане; г – зі зворотним зв'язком;
 д – ієрархічне

Розглянемо порядок розрахунку коефіцієнта корисної дії (ККД) з послідовним і паралельним з'єднанням механізмів механічної передачі.

У разі послідовного з'єднання механізмів привода робота передається послідовно від одного механізму до іншого. Корисна робота на виході попереднього механізму є одночасно рушійною для наступного (рис. 3.7, а). Корисною роботою всієї системи є робота на виході з останнього механізму системи:

$$\eta_1 = \frac{N_1}{N_{\text{дв}}}; \eta_2 = \frac{N_2}{N_1}; \eta_n = \frac{N_n}{N_{n-1}}, \quad (3.48)$$

де η_1, η_2, η_n – складові ККД механізмів і передач привода; $N_{\text{дв}}, N_1, N_2, N_n$ – потужність двигуна та потужності на виході з кожного механізму; n – кількість послідовно з'єднаних механізмів і передач.

Загальний коефіцієнт корисної дії системи послідовно з'єднаних механізмів дорівнює добутку коефіцієнтів корисної дії цих механізмів:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n = \frac{N_1}{N_{\text{дв}}} \cdot \frac{N_2}{N_1} \cdot \dots \cdot \frac{N_n}{N_{n-1}}. \quad (3.49)$$

Оскільки ККД будь-якого механізму менше за одиницю, ККД системи послідовно з'єднаних механізмів виявляється завжди нижче гіршого з механізмів цієї системи. Тому, якщо застосовується система послідовно з'єднаних механізмів (або окремих елементів), не бажано застосовувати в такій системі механізми з низькими ККД.

Для механізмів, що працюють паралельно і приводяться в рух одним двигуном, корисна робота складається з корисних робіт на виході з кожного механізму:

$$N_p = N_{\text{дв}1} + N_{\text{дв}2} + N_{\text{дв}3} + \dots + N_{\text{дв}n} = \sum_{i=1}^n N_{\text{дв}i}. \quad (3.50)$$

Кожний механізм передає корисну потужність:

$$N_1 = N_{\text{дв}1}\eta_1, N_2 = N_{\text{дв}2}\eta_2, N_n = N_{\text{дв}n}\eta_n, \quad (3.51)$$

де η_i – ККД i -го механізму.

На приведення в рух кожного з механізмів двигун витрачає частину своєї енергії, і коефіцієнт корисної дії такої системи визначатиметься таким чином (рис. 3.7, б):

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n N_i}{\sum_{i=1}^n N_{\text{дв}i}} = \frac{N_1 + N_2 + \dots + N_n}{N_{\text{дв}1} + N_{\text{дв}2} + \dots + N_{\text{дв}n}} = \frac{N_{\text{дв}1}\eta_1 + N_{\text{дв}2}\eta_2 + \dots + N_{\text{дв}n}\eta_n}{N_{\text{дв}1} + N_{\text{дв}2} + \dots + N_{\text{дв}n}}. \quad (3.52)$$

У разі паралельного з'єднання механізмів механічної системи величина загального ККД залежить від частки енергії, яка віддається двигуном механізмам з вищими або нижчими ККД, але у всіх випадках загальний ККД матиме деяке проміжне значення щодо локальних ККД механізмів, з'єднаних у паралельну систему. Отже, для паралельного з'єднання механічних передач загальний ККД системи буде тим вищим, чим більша частина енергії двигуна віддаватиметься механізмам із високими ККД. Якщо роботу рушійних сил розподілити рівномірно між механізмами ($N_1 = N_2 = N_3 = \dots = N_n$), ККД машини матиме вигляд:

$$\eta = \frac{\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \dots + \eta_n}{n}, \quad (3.53)$$

де n — кількість паралельно з'єднаних механізмів у системі.

Якщо у випадку, який розглянуто, взяти ККД усіх механізмів однаковими ($\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \dots = \eta_n$), то загальний ККД машини дорівнюватиме ККД окремого механізму ($\eta = \eta_n$).

Запитання для самоперевірки

1. Що таке коефіцієнт корисної дії?
2. Як змінюється ККД системи, яка складається з послідовно з'єднаних механізмів?
3. Як змінюється ККД системи, яка складається з паралельно з'єднаних механізмів?
4. Як виміряти потужність машини?
5. Що таке жорсткість?
6. Запишіть вираз кінетичної енергії в загальному виді.
7. Як описати модель маховикового накопичувача?

ЗМІСТОВНИЙ МОДУЛЬ 3. МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМ

Тема 4. Керування енергетичними потоками

4.1. Системи керування машин

Системи керування призначені для ввімкнення, вимкнення й регулювання режимів роботи виконавчих механізмів машин. Системи керування сучасних машин повинні забезпечити надійну роботу, швидкодію, безпеку роботи, легкість і зручність керування. Залежно від конструктивного виконання системи керування поділяють на механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні, комбіновані.

Механічні системи керування бувають важільними, канатно-блочними. Важільні системи складаються із системи важелів, тяг, які вмикають і вимикають муфти, гальма тощо. Канатно-блочні системи застосовують силу тяги каната, який намотується на барабан.

Гідравлічні системи керування бувають насосними й безнасосними. Безнасосні системи приводяться в дію через м'язову силу.

Пневматична система керування використовується для вмикання гальм і муфт.

Електричні системи керування застосовується в механізмах, які мають привод від індивідуальних електродвигунів, для вмикання електродвигунів, електромуфт і електрозолотників.

Структурна схема завдання керування складається з двох ланок (рис. 4.1): органа керування й об'єкта керування. Об'єктом керування може бути машина, система машин, технологічний процес тощо. Керівна ланка може бути як найпростішим регулятором Ползунова – Уатта, так і сучасною обчислювальною машиною із системою передач.

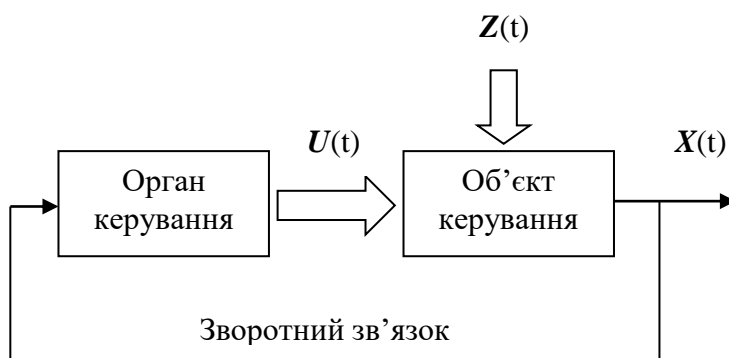


Рис. 4.1. Загальна структура системи керування

У процесі керування змінюється стан об'єкта, який можна виразити вектором часу $X[x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)]$, де $x_n(t)$ – характеристики об'єкта в задані проміжки часу.

До об'єкта керування додають зовнішні збурення, що характеризуються вектором $Z[z_1(t), z_2(t), \dots, z_n(t)]$.

Від керівного органа до об'єкта керування надходить сигнал керування $U[u_1(t), u_2(t), \dots, u_n(t)]$, який намагається змінити стан об'єкта керування.

Для коригування похибки системи керування застосовують зворотний зв'язок, за допомогою якого визначають відхилення між станом об'єкта керування та сигналом керування, на основі чого формують коригувальний вектор $Y[y_1(t), y_2(t), \dots, y_n(t)]$.

Вектори X, Z, U у реальних умовах мають обмеження, тобто

$$|X| \leq a, |Z| \leq b, |U| \leq c. \quad (4.1)$$

Керування, яке здійснюється без участі людини, називається автоматичним. Системи керування, у яких обов'язковою є присутність людини, називають автоматизованими.

Вектори X, Z, U пов'язані між собою функціями, які можна виразити системами звичайних диференціальних рівнянь:

$$\frac{dx_i}{dt} = f_i(x_1, \dots, x_n; u_1, \dots, u_n; z_1, \dots, z_n). \quad (4.2)$$

Якщо відомі функції співвідношень між параметрами системи керування та об'єкта керування, то мету керування можна виразити шляхом пошуку екстремуму функціонала

$$I = I[\bar{X}, \bar{U}, \bar{Z}], \quad (4.3)$$

для якого потрібно встановити функцію $U[u_1(t), u_2(t), \dots, u_n(t)]$ на деякій множині допустимих умов (4.1) і (4.2).

Якщо функціонал (4.3) і умови (4.2) лінійні, таке керування називають лінійним.

Найчастіше функціонал (4.3) виражають інтегральною функцією

$$I = \int_{t_0}^{t_1} F(\bar{X}, \bar{U}, \bar{Z}) dt, \quad (4.4)$$

де F – задана або відома функція.

Залежно від виду функціонала (4.4) задача керування розбивається на декілька підзадач:

– задача максимальної швидкодії, у якій потрібно перевести систему зі стану $X_1(x_n(t))$ у стан $X_2(x_n(t))$ за визначений проміжок часу T_{\min}

$$I_1 = \int_{t_0}^{t_1} 1 dt \rightarrow T_{\min}, \quad (4.5)$$

де $F(\bar{X}, \bar{U}, \bar{Z}) = 1$;

– задача керування з мінімізацією коливань у системах, яка дає змогу оцінити якість перехідних процесів:

$$F(\bar{X}, \bar{U}, \bar{Z}) = \varepsilon^2 + \dot{\varepsilon}^2 \tau_1^2 + \ddot{\varepsilon}^2 \tau_2^2 + \dots + (\varepsilon^{(n-1)})^2 \tau_{n-1}^2;$$

$$I_2 = \int_{t_0}^{t_1} \left[\varepsilon^2 + \dot{\varepsilon}^2 \tau_1^2 + \ddot{\varepsilon}^2 \tau_2^2 + \dots + (\varepsilon^{(n-1)})^2 \tau_{n-1}^2 \right] dt \rightarrow \min, \quad (4.6)$$

де $\tau_i, i = \overline{1, (n-1)}$ – відомі параметри;

– задача регулятора:

$$I_3 = \int_{t_0}^{t_1} \left[x^2 + \dot{x}^2 \tau_1^2 + a_1^2 u^2 + a_2^2 \dot{u}^2 \right] dt; \quad (4.7)$$

– задача про обмеження енергоресурсів:

$$I_4 = \int_0^T x dt \rightarrow \min, \quad (4.8)$$

за умови

$$I_4 = \int_0^T R y^2 dt = A,$$

де A визначає наявність енергоресурсів.

4.2. Технології керування енергопотоками в гідро- і пневмосистемах машин

Існують два конструктивні виконання гідростатичних трансмісій: інтегровані та роздільні. Роздільний тип застосовують частіше, оскільки він дає змогу передавати потужність на великі відстані та у важкодоступні місця. У такому конструктивному виконанні насос з'єднаний із приводним гідродвигуном, що реалізує корисне навантаження, через трубопроводи. В інтегрованих системах насос і приводний гідродвигун встановлені у спільному корпусі та складають єдиний механізм. Перевагою такого рішення є відсутність протяжних

трубопроводів, проте ці системи мають складну будову, а їх ефективне функціонування обмежене заданим діапазоном робіт, тобто якщо застосовувати подібні рішення в режимах, які виходять за розрахункові, це різко знижуватиме їхню ефективність.

Гідростатична система машини повинна бути розрахована з огляду на баланс між ефективністю і продуктивністю. Машини з максимальною ефективністю (високим ККД) зазвичай мають гіршу реакцію відгуку, що знижує їх продуктивність. З іншого боку, машини з високою швидкістю мають нижчий ККД, оскільки запас потужності доступний у будь-який момент часу, навіть тоді, коли немає безпосередньої потреби у виконанні роботи. Отже, гідростатичні трансмісії повинні бути розраховані на оптимальне співвідношення потужності між двигуном і навантаженням.

Функціональні типи гідростатичних трансмісій розрізняють поєднаннями регульованого й нерегульованого насоса та мотора, що і визначає їх експлуатаційні характеристики. Найбільшого поширення набули гідростатичні трансмісії з насосом і мотором фіксованих об'ємів (рис. 4.2, *а*). Такі системи дешевші і мають низький ККД, оскільки об'єм насоса фіксований, тож він повинен бути розрахований для привода мотора з максимальною усталеною швидкістю за повного навантаження, що не у всіх машинах можна забезпечити. У режимах холостого ходу, коли максимальна швидкість не потрібна, частина робочої рідини з насоса зливається через запобіжний клапан, перетворюючи тим самим енергію стисненої робочої рідини в тепло.

Використання в гідростатичній трансмісії насоса з регульованою подачею і гідромотора з постійним об'ємом може забезпечити передачу постійного крутного моменту (рис. 4.2, *б*). Вихідний крутний момент постійний за будь-якої швидкості, тому що залежить тільки від тиску рідини й об'єму гідромотора. Збільшення або зменшення подачі насоса збільшує або зменшує швидкість обертання гідромотора, а отже, і потужність привода, тоді як крутний момент залишається постійним.

Гідростатичні трансмісії з насосом постійного об'єму і регульованим гідромотором забезпечують передачу постійної потужності (рис. 4.2, *в*). Оскільки величина потоку, що надходить до гідромотора, постійна, а об'єм гідромотора змінюється для підтримання швидкості та крутного моменту, передана потужність є постійною.

Зменшення об'єму гідромотора збільшує швидкість обертання, але зменшує крутний момент (і навпаки).

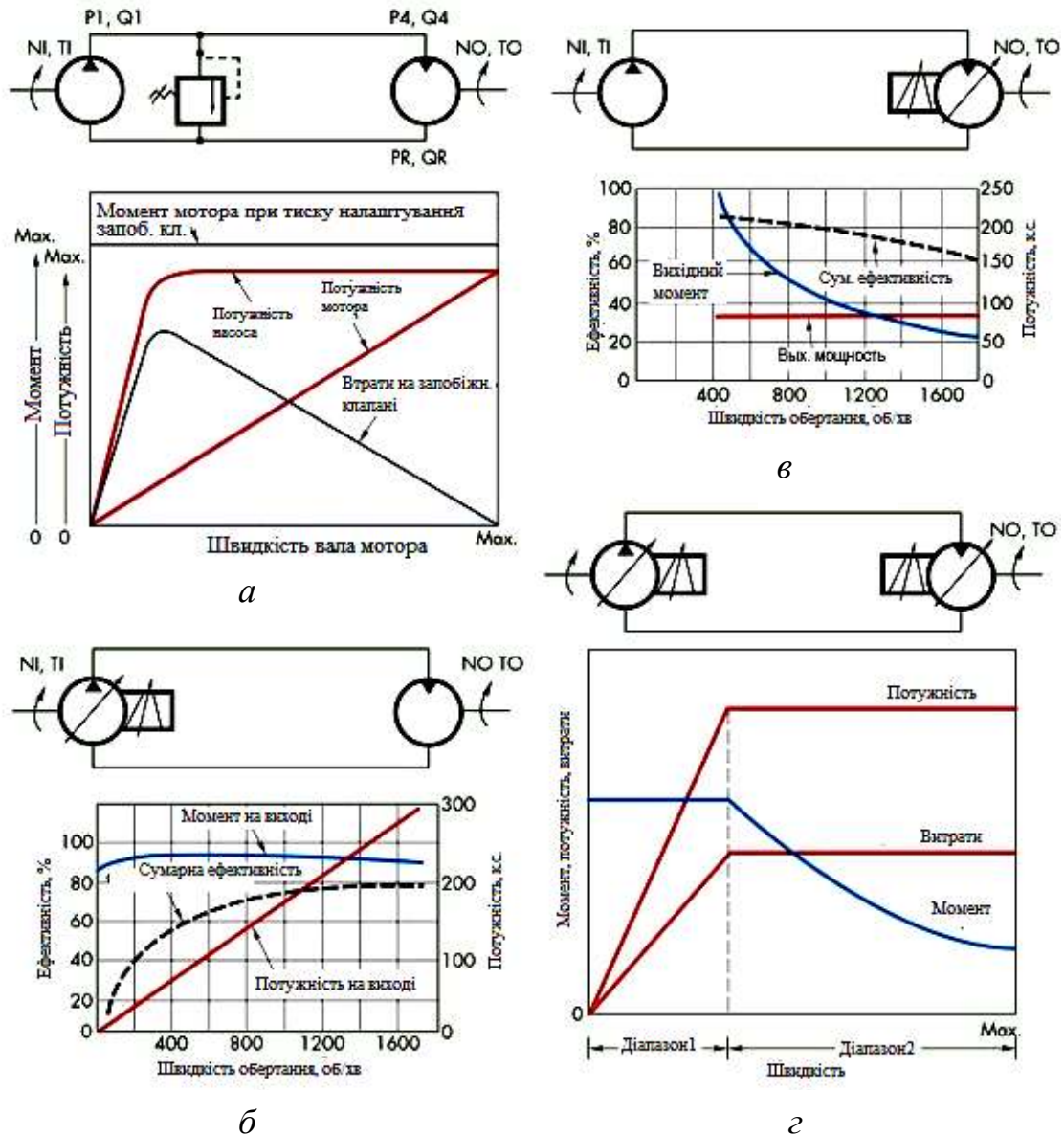


Рис. 4.2. Розподілення енергії в гідростатичній трансмісії машини

Найбільш універсальною гідростатичною трансмісією є комбінація регульованого насоса та гідромотора зі змінними об'ємами (рис. 4.2, c). Теоретично така схема забезпечує нескінченне співвідношення крутного моменту і швидкості до потужності. З гідромотором максимального об'єму, змінюючи потужність насоса, безпосередньо регулюємо швидкість і потужність, тоді як крутний момент залишається постійним. Зі зменшенням об'єму гідромотора за повної подачі насоса збільшується швидкість мотора до максимуму, крутний момент змінюється обернено

пропорційно швидкості, а потужність залишається сталою. На рис. 4.2, D показано регульовальну характеристику гідростатичної передачі, де в діапазоні 1 об'єм гідравлічного мотора встановлено на максимальну подачу, а об'єм насоса змінюється від мінімуму до максимуму. Проте крутний момент зберігається постійним зі збільшенням об'єму насоса, а швидкість і потужність збільшуються. Діапазон 2 починається, коли гідронасос досягає максимального об'єму, а об'єм гідромотора починає зменшуватися. У цей момент обертовий момент зменшується в міру збільшення швидкості, але потужність залишається постійною.

Гідростатичні трансмісії з фіксованими об'ємами не рекомендуються в приводах із частими пусками і зупинками або у випадках, якщо немає потреби в повному обертальному моменті.

Теоретично максимальна потужність, що передається гідростатичної трансмісії, визначається добутком витрат і тиску. Найбільша передана потужність визначається за мінімальної вихідної швидкості, за якої ця потужність має бути передана.

Жорсткість у гідростатичній трансмісії залежить від стискання рідини й компонентів системи, а саме трубопроводів. Вплив жорсткості на систему схожий з ефектом пружинного гідроакумулятора. У разі невеликого навантаження пружина акумулятора стискається незначно, а за великих навантажень акумулятор піддається істотному стисненню з більшою кількістю рідини, яка додатково подається за допомогою насоса підкачування. Якщо тиск в системі почне підійматися занадто швидко, темп зростання об'єму з боку високого тиску (стисливості потоку) може перевищити продуктивність насоса підкачки, а в основному насосі виникне кавітація. Якщо в системі відбувається кавітація, тиск різко зменшиться, що є недопустимим.

Збільшення продуктивності насоса підкачки призведе до зменшення ймовірності виникнення кавітації. Як альтернатива, якщо різкі навантаження не часті, можна додати в лінію підкачки гідроакумулятор. Якщо жорсткість гідростатичної трансмісії мала і в ній використовується автоматичне керування управлінням, то запуск трансмісії завжди потрібно здійснювати з нульовою подачею насоса.

Для більш зручного розуміння складу та роботи гідравлічних і пневматичних систем приводів їх схеми можуть бути розподілені на певні групи за різними ознаками. За одним із варіантів розподілення

здійснено за функціональними рівнями, кожний з яких забезпечує виконання певної функції стосовно всієї системи (рис. 4.3).

У загальному випадку пристрої пневматичної чи електропневматичної системи можуть бути розподілені на такі рівні: енергетичний, логіко-обчислювальний, виконавчий, інформаційний.

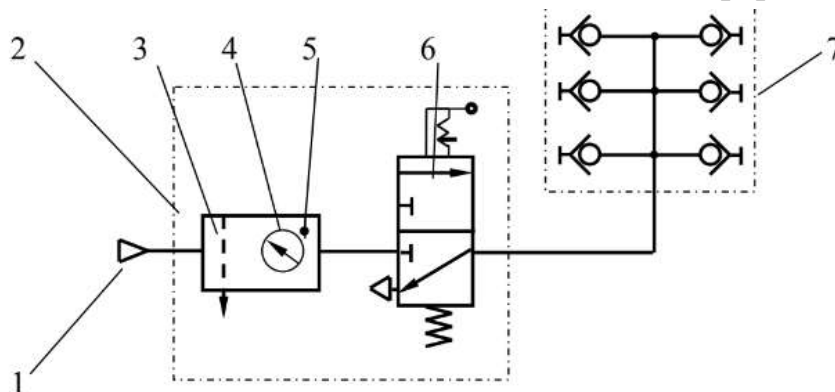


Рис. 4.3. Умовне позначення системи забезпечення стисненим повітрям:

1 – підведення повітря (магістраль або компресор); 2 – блок підготовки стислого повітря; 3 – фільтр; 4 – редукційний клапан; 5 – маслорозпилювач; 6 – запірний клапан; 7 – колектор

Енергетичний рівень являє собою систему забезпечення живленням усіх пристроїв для інших рівнів системи. Наприклад, у пневматичній системі стиснене повітря з компресора, перш ніж потрапити до системи, проходить через «блок підготовки повітря», у якому відбувається регулювання тиску, кондиціонування повітря (видалення вологи, розпилення масла, фільтрація, охолодження), накопичення стислого повітря в ресивері тощо. Через цей рівень підводиться потік енергії, який потім забезпечить виконання корисної роботи пристроями виконавчого рівня, роботу інформаційного рівня й управління системою, сигнали керування для чого формує логіко-обчислювальний рівень.

Логіко-обчислювальний рівень забезпечує узгодженість дій усіх виконавчих пристроїв системи. На цьому рівні за допомогою елементів логіки аналізуються сигнали стану різних пристроїв системи і на підставі цього аналізу формуються сигнали керівних команд для виконавчих пристроїв. В електропневматичних схемах систем цей рівень будується на базі електричних реле, які керують замиканням або розмиканням відповідних контактів у лініях живлення магнітів, що керують клапанами (рис. 4.4).

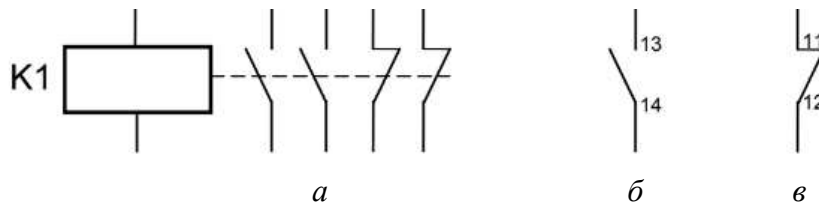


Рис. 4.4. Умовне позначення:

a – електричного реле з під'єднаними контактами, якими воно керує;
б – нормально розімкненого контакту; *в* – нормально замкненого контакту

Контакти можуть бути нормально розімкненими – у разі неактивного реле струм крізь них не проходить, або нормально замкненими – з вимкненим реле струм проходить (рис. 4.4).

Розглянемо пневматичну й електрорелейну реалізацію засобів виконання основних логічних функцій.

Клапан логічного «І» виконує функцію логічного множення двох сигналів. Для виконання цієї функції є спеціальний клапан у засобах пневмоавтоматики. Робота клапана здійснюється за допомогою золотника. Якщо на вхід клапана подається тільки один сигнал – X_1 або X_2 (рис. 4.5), золотник зміщується в один бік. Тобто сигнал сам собі перекриває канал до виходу з клапана. Якщо будуть подані обидва сигнали, то золотник також займе крайнє положення, але другий сигнал пройде на вихід і з'явиться керівний сигнал, побудований за логічною функцією добутку.

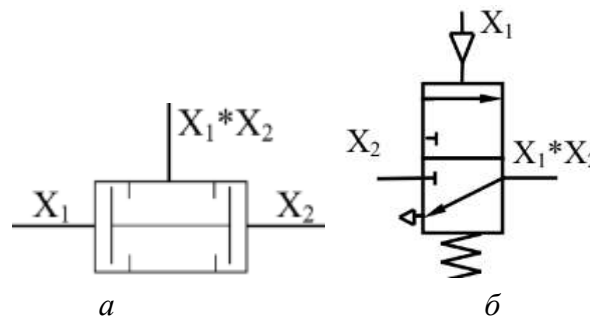


Рис. 4.5. Умовне позначення клапану логічного «І» (*a*) і виконання функції множення за допомогою нормально закритого моностабільного клапана (*б*)

Функцію логічного множення можна реалізувати також за допомогою моностабільного трьохлінійного двопозиційного розподільного клапана (рис. 4.5). Сигнал на виході з'явиться тільки за одночасної наявності сигналів X_1 і X_2 , що відповідає логічній функції «І».

Клапан логічного «АБО» виконує функцію логічного додавання двох сигналів. Для виконання цієї функції є спеціальний клапан у засобах пневмоавтоматики. Сигнал на виході такого клапана з'явиться з подачею або сигналу X_1 , або сигналу X_2 (рис. 4.6). Як і у випадку з функцією множення, функцію логічного додавання можна виконати за допомогою моностабільного розподільника (рис. 4.6). Різниця полягає лише у виконанні цього клапана. Для реалізації функції складання потрібний нормально відкритий розподільний клапан.

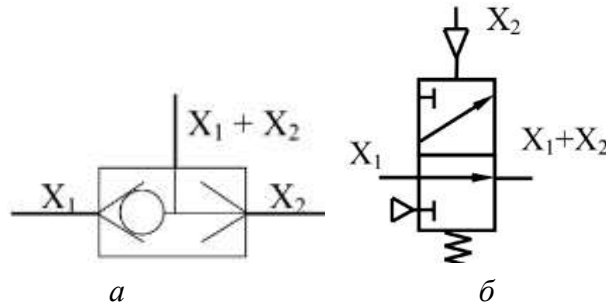


Рис. 4.6. Умовне позначення клапана логічного «АБО» (а) і виконання функції логічного додавання за допомогою нормально відкритого моностабільного розподільника (б)

Елементи пам'яті використовують у системі для запам'ятовування сигналів, які втрачають отримане значення («1» або «0»), але це їх значення впливає на подальший перебіг дій системи. Функцію запам'ятовування – роль елементів пам'яті у пневматичних схемах – зазвичай виконують бістабільні двопозиційні розподільники (рис. 4.7). Їх станом керують сигнали відповідних команд (Y_n), а результатом дії є змінений стан клапана та сигнал елемента пам'яті (X_n).

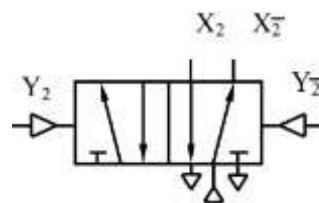


Рис. 4.7. Умовне позначення елемента пам'яті на базі пневматичного розподільника

Під час складання різних типів пневматичних і електропневматичних схем виникає задача, коли потрібне отримання інверсії (логічного заперечення) того чи іншого сигналу. Це означає, що з подачею сигналу «1» на вхід елемента на виході сигнал дорівнює нулю, і навпаки, за відсутності сигналу на вході ми отримаємо сигнал

«1» на виході. Як елемент, що реалізує функцію «НІ», у системах пневмоавтоматики використовують нормально відкритий моностабільний розподільний клапан. Спеціального клапана «НІ» немає.

Відмінною особливістю бістабільних розподільних клапанів є збереження останнього положення за відсутності керівного сигналу. У зв'язку із цим відсутність або повторення попереднього сигналу не змінить стан клапана доти, доки не буде подано сигнал зворотної команди (рис. 4.8).

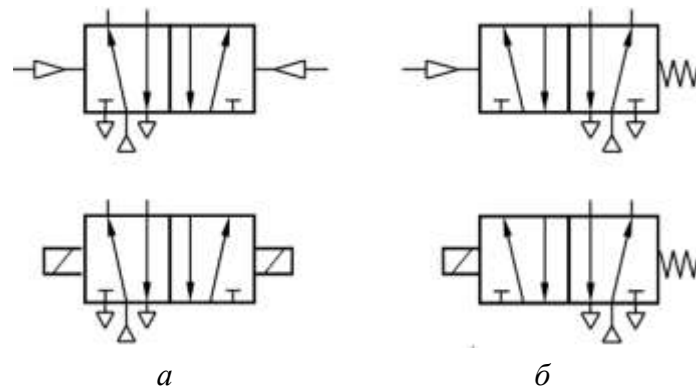


Рис. 4.8. Приклади умовних позначень розподільних клапанів 5/2:
а – бістабільний варіант; *б* – моностабільний варіант

Керування моностабільним двопозиційним клапаном здійснюється за допомогою тільки одного керівного сигналу як для прямої команди, так і для зворотної. Зі зникненням поданого сигналу клапан під дією пружини займе своє стабільне положення. Тому діючий сигнал потрібно зберігати доти, доки не буде подана зворотна команда.

Керування трипозиційними моностабільними клапанами потребує двох сигналів. Стабільне положення клапан займає за умов відсутності обох сигналів керування. Керування трипозиційних моностабільних клапанів залежить від їх застосування. Якщо в роботі системи використано тільки дві крайні позиції клапану, тобто рух в обох напрямках до кінця (без проміжних зупинок), то робота клапана майже така, як і бістабільного двопозиційного клапана. Інколи в такому випадку можна користуватися бістабільними командами, але є певна відмінність.

Використання модулів циклічної дії як будівельного матеріалу для створення автоматизованих систем потребує використання відповідних методик і технологій. З кожним додаванням нового модуля потрібно

враховувати, що циклічність його дії не повинна бути несумісною з роботою всієї системи. Додатково сама система, побудована з таких модулів, неминує є циклічною. Тобто експлуатаційний процес для системи в певному сенсі має бути розкладено на дві складові – циклічну й нециклічну.

Багатотактними (цикловими) називаються системи, що багатократно виконують певну послідовність дій. Притім основною відмінністю від одноктактних систем є виконання ланцюжка логічних команд залежно від внутрішніх умов (стану системи), а не від зовнішнього впливу. Головною перевагою багатотактних систем є висока продуктивність і відносно мала кількість робочого персоналу, залученого до роботи системи.

Розглянемо приклад синтезу послідовної циклової системи ділянки автоматизованої лінії конвеєра з нанесення маркування.

Виходячи з умови задачі, відмітимо, що в системі присутні дві основні дії – нанесення маркувань і вивантаження деталей. Тому попередньо розбиваємо систему на два функціональні модулі.

Підбір складу функціональних модулів системи:

Функціональний модуль № 1.

Основна дія виконавчого пристрою – нанесення маркування на корпус деталі за допомогою штампа. Дія зворотна – повернення штампа у вихідне (підняте) положення. Оскільки привод виконує роботу як під час основної дії (штамбування), так і під час зворотної (підйом штампа), можемо вибрати як виконавчий пристрій гідро- або пневмоциліндр двосторонньої дії. Початкове положення пневмоциліндра – шток втягнуто (штамп піднятий). Для керування пневмоциліндра двосторонньої дії вибираємо 5/2 розподільний клапан із пневматичним керуванням. Оскільки для штампа потрібно дотримуватися вимог підвищеної безпеки (утримання штампа у верхньому положенні навіть у разі раптового зникнення сигналу керування), застосовуємо моностабільне керування (пневматичне, електромагнітне). Під час штампування потрібно контролювати зусилля, що розвивається приводом у нижньому положенні. Застосовуємо для контролю зусилля реле тиску, а нижнє положення штампа контролюємо за допомогою 3/2 моностабільного клапана (або електричного кінцевого вимикача) з механічним керуванням (ролик). Підйом штампа у вихідне положення також потрібно контролювати у верхньому положенні штампа. Для

цього застосуємо датчик контролю положення (3/2 моностабільний розподільний клапан або кінцевий вимикач із механічним керуванням).

Функціональний модуль № 2.

Основна дія виконавчого пристрою – вивантаження деталі в лоток. Дія зворотна – підготовка до вивантаження наступної деталі. Оскільки привод виконує роботу тільки під час основної дії, вибираємо пневматичний циліндр односторонньої дії з пружиною з початковим положенням витягнутого штока. Для керування циліндром односторонньої дії вибираємо 3/2 розподільний клапан із пневматичним або електромагнітним керуванням. Оскільки для роботи модуля немає додаткових умов (наприклад, утримання за відсутності сигналу керування), застосовуємо бістабільне керування. Під час вивантаження деталі в лоток потрібно контролювати, зокрема, положення штока циліндра, тому застосовуємо 3/2 моностабільний розподільний клапан із механічним керуванням або електричний кінцевий вимикач. Під час зворотної дії пристрою – вивантаження деталі – також потрібно контролювати втягнуте положення штока. Застосовуємо для контролю положення 3/2 моностабільний клапан із механічним керуванням або кінцевий вимикач. Якщо неможливо встановити клапан або кінцевий вимикач для контролю втягнутого положення, застосовуємо контроль за часом. Визначаємо час, потрібний приводу для повернення. За допомогою реле часу отримуємо сигнал про завершення втягування штока через вказаний проміжок часу.

Початок роботи всієї системи починається за сигналом від стартової кнопки. Притім важливою умовою є багатократність роботи системи. Тому вибираємо як кнопку «Пуск» 3/2 розподільний клапан із ручним керуванням і фіксацією положення або електроконтактну кнопку з фіксатором.

Додатковий функціональний модуль № 3 (елемент пам'яті).

Основна дія виконавчого пристрою – запам'ятовування сигналу. Дія зворотна – підготовка до виконання основної дії. Оскільки цей функціональний модуль не виконує ніякої роботи, обираємо як виконавчий пристрій 5/2 розподільний клапан із бістабільним пневматичним керуванням. Для елемента пам'яті пристрій керування збігається з виконавчим пристроєм або електрорелейною схемою. Виходи розподільного клапана елемента пам'яті є одночасно сигналами

про перехід елемента пам'яті у відповідний стан, тому додаткові засоби контролю не застосовуємо.

Побудова структури процесу.

Позначимо роботу першого виконавчого пристрою як $1 - 1$ (1 – виштовхування штока, 1 – повернення у вихідне положення), і другого виконавчого пристрою — як $2 - 2$. Тепер, відповідно до заданої послідовності дій пристроїв, складемо логічний ланцюжок роботи системи:

$$1 \rightarrow \bar{1} \rightarrow 2 \rightarrow \bar{2} . \quad (4.9)$$

Згідно із циклом роботи пристроїв будуємо функціональний граф процесу з підграфом зв'язку (рис. 4.9, *а*). Проаналізувавши граф, доповнюємо систему елементами пам'яті відповідно до ліній невизначеності (рис. 4.9, *б, в*). Бажано мінімізувати кількість елементів пам'яті, що входять до складу системи. У нашому випадку достатньо додати тільки один елемент пам'яті. Отже, послідовність дій з урахуванням елемента пам'яті буде такою:

$$1 \rightarrow 3 \rightarrow \bar{1} \rightarrow 2 \rightarrow \bar{3} \rightarrow \bar{2} . \quad (4.10)$$

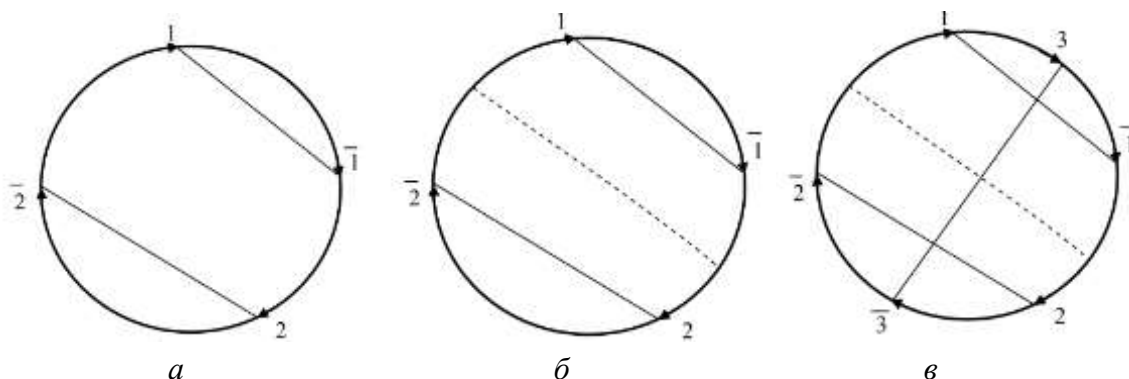


Рис. 4.9. Побудова функціонального графа:

а – функціональний граф з підграфом зв'язку відповідно до вихідного завдання (система з 2 модулів); *б* – функціональний граф з підграфом зв'язку та підграфом невизначеності; *в* – функціональний граф з підграфом зв'язку та підграфом невизначеності, який доповнено одним елементом пам'яті (модуль № 3)

Складаємо вирази команд для керівних пристроїв усіх функціональних модулів системи. Водночас слід враховувати варіант керування розподільним клапаном (бістабільний або моностабільний).

Бістабільний варіант керування:

$$Y_1 \Leftarrow X_2 \cdot Y_3 \quad Y_1 \Leftarrow X_3, \quad (4.11)$$

$$Y_2 \Leftarrow X_1 \cdot Y_3 \quad Y_2 \Leftarrow X_3, \quad (4.12)$$

$$Y_3 \Leftarrow X_1 \quad Y_3 \Leftarrow X_2. \quad (4.13)$$

Моностабільний варіант:

$$Y_1 \Leftarrow X_2 \cdot \bar{X}_3, \quad (4.14)$$

$$Y_2 \Leftarrow X_1 \cdot \bar{Y}_3. \quad (4.15)$$

Після складання логічних виразів команд керування доповнюємо комплект обладнання в разі потреби пристроями логіки (клапани логічного «І» і логічного «АБО») та додатковими блоками електроконтактних реле.

Практичні системи дискретної автоматики налічують зазвичай 20–30 виконавчих пристроїв, що виконують до 100 процедур і дій. Застосування в схемах тільки однорежимних пристроїв призвело би до того, що кількість виконавчих пристроїв дорівнювала би числу виконуваних процедур. Це може обумовити подорожчання системи в кілька разів. Тому під час створення систем розробники прагнуть мінімізувати кількість пристроїв, що входять до складу системи. Одним із способів такої мінімізації є використання деяких функціональних модулів по кілька разів протягом одного циклу. Наприклад, у деталі потрібно просвердлити два отвори. Для цього деталей слід зафіксувати спочатку в одному положенні, потім повернути й зафіксувати в протилежному положенні. Процедуру фіксації може виконувати той самий привод. Такий привод буде багаторежимним.

Розглянемо приклад побудови системи з багаторежимними пристроями на прикладі ділянки автоматизованої лінії нанесення однакового маркування у двох місцях на деталі (з одного боку корпусу і з іншого), яка переміщується по конвеєру. Процес повинен бути циклічним. Потрібно підібрати апаратуру і скласти систему роботи ділянки.

Виходячи з умови задачі, бачимо, що в системі присутні три основні дії – дворазове нанесення маркування та поворот деталей. Спочатку можна розбити схему на три функціональні модулі. Однак для зменшення кількості пристроїв, що входять до складу схеми, маркування можна наносити за допомогою одного багаторежимного пристрою.

Тому, незважаючи на те, що основних дій у системі три, розбиваємо систему на два функціональні модулі.

Підберемо функціональні модулі системи.

Функціональний модуль № 1.

Основна дія виконавчого пристрою – нанесення маркування на корпус деталі за допомогою штампа. Дія зворотна – повернення штампа у вихідне (підняте) положення. Оскільки привод виконує роботу як під час основної дії (штамбування), так і під час зворотної (підйом штампа), вибираємо як виконавчий пристрій пневматичний циліндр двосторонньої дії. Початкове положення пневмоциліндра – шток втягнуто (штамп піднятий). Для керування циліндром двосторонньої дії вибираємо 5/2 розподільний клапан із пневматичним або електромагнітним керуванням. Оскільки для штампа потрібно дотримуватися вимог підвищеної безпеки (утримання штампа у верхньому положенні навіть у разі раптового зникнення сигналу керування), застосовуємо моностабільне керування (пневматичне, електромагнітне). Для контролю зусилля, що розвивається приводом у нижньому положенні, застосовуємо зусилля реле тиску, а верхнє положення фіксуємо за допомогою 3/2 моностабільного клапана з механічним керуванням або електричного кінцевого вимикача. Зворотну дію – підйом штампа у вихідне положення – також потрібно контролювати, а саме верхнє положення штампа. Для цього застосуємо датчик контролю положення (3/2 моностабільний розподільний клапан або кінцевий вимикач із механічним керуванням).

Функціональний модуль № 2.

Основна дія виконавчого пристрою – переміщення деталі на другу робочу позицію. Зворотна дія – повернення пристрою у вихідний стан. Оскільки виконавчий пристрій виконує роботу під навантаженням тільки під час основної дії, вибираємо пневматичний циліндр односторонньої дії з пружиною. Початкове положення: шток пневмоциліндра втягнуто. Для керування циліндром односторонньої дії вибираємо 3/2 розподільний клапан із пневматичним або електромагнітним керуванням. Оскільки додаткові вимоги до роботи модуля відсутні (наприклад, як до привода преса щодо утримання за умов зникнення сигналу керування), вибираємо бістабільне керування. Однак за умов зниження вартості системи можемо перейти до моностабільного варіанта керування. Пересування деталі – основна

процедура, тому потрібно контролювати висунуте положення штока. Застосовуємо для контролю положення 3/2 моностабільний клапан із механічним керуванням, або електричний кінцевий вимикач, або емнісний сенсор. Зворотну дію – повернення штока у вихідне положення – також необхідно контролювати, а саме втягнуте положення штока. Застосовуємо для контролю положення 3/2 моностабільний клапан із механічним керуванням, або електричний кінцевий вимикач, або геркон. Якщо неможливо розмістити клапан або кінцевий вимикач для контролю втягнутого положення, застосуємо геркон або, як в попередньому прикладі, використаємо контроль за часом. Визначаємо час, потрібний приводу для повернення. За допомогою реле часу отримуємо сигнал про завершення втягування штока через вказаний проміжок часу.

Додатковий функціональний модуль № 3 (елемент пам'яті).

Основна дія виконавчого пристрою – запам'ятовування сигналу. Дія зворотна – підготовка до виконання основної дії. Оскільки цей функціональний модуль не виконує ніякої роботи, вибираємо як виконавчий пристрій 5/2 розподільний клапан із бістабільним пневматичним керуванням або електрорелейну схему тригера з основним і інвертованим виходами та пріоритетом за вимиканням.

Пристрої починають свою роботу за командою від кнопки «Старт». Як пускову кнопку застосовуємо 3/2 розподільний клапан або електроконтактну кнопку з ручним керуванням і фіксацією положення для виконання умови циклічності дій системи.

Побудова структури процесу.

У системі присутні 2 функціональні модулі (2 виконавчі пристрої). Роботу першого виконавчого пристрою позначимо як $1 - \bar{1}$ (1 – висунання штока, $\bar{1}$ – повернення у вихідне положення), другого виконавчого пристрою – як $2 - \bar{2}$. Виходячи з потрібної послідовності дій пристроїв, складемо логічний ланцюг роботи системи:

$$1 \rightarrow \bar{1} \rightarrow 2 \rightarrow \bar{2} \rightarrow 1 \rightarrow \bar{1} \rightarrow \bar{2} . \quad (4.16)$$

Згідно із циклом роботи пристроїв будуюмо функціональний граф процесу (рис. 4.10, а). Наносимо на граф підграф невизначеності (у разі потреби) і доповнюємо систему елементами пам'яті відповідно до ліній

невизначеності (рис. 4.10, б, в). Для нормальної роботи системи досить додати один елемент пам'яті.

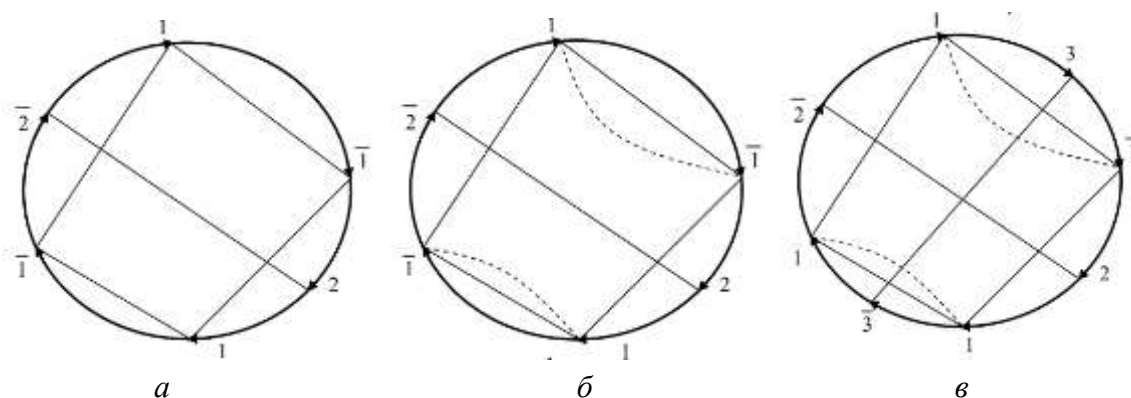


Рис. 4.10. Побудова функціонального графа, підграфа зв'язку та підграфа невизначеності для системи з багаторежимним пристроєм:

a – функціональний граф з підграфом зв'язку відповідно до вихідного завдання (система з 2 модулів); *б* – функціональний граф з підграфом зв'язку та підграфом невизначеності; *в* – функціональний граф з підграфом зв'язку, підграфом невизначеності, який доповнено одним елементом пам'яті (модуль № 3)

Для елемента пам'яті пристрій керування збігається з виконавчим пристроєм або електрорелейною схемою. Для елемента пам'яті виходи розподільного клапана або тригера є одночасно сигналами про перехід елемента пам'яті у відповідний стан, тому додаткові засоби контролю не застосовуємо. Після додавання в систему додаткового функціонального модуля послідовність роботи пристроїв матиме такий вигляд:

$$1 \rightarrow 3 \rightarrow \bar{1} \rightarrow 2 \rightarrow 1 \rightarrow \bar{3} \rightarrow \bar{1} \rightarrow \bar{2} . \quad (4.17)$$

Складаємо вирази команд для керівних пристроїв усіх функціональних модулів системи. Водночас слід враховувати варіант керування розподільним клапаном (бістабільний або моностабільний).

Бістабільний варіант керування:

$$Y_1 \Leftarrow X_2 \cdot Y_3 + X_2 \cdot Y_3 \quad Y_{\bar{1}} \Leftarrow X_3 \cdot X_2 + X_2 \cdot X_3, \quad (4.18)$$

$$Y_2 \Leftarrow X_{\bar{1}} \cdot Y_3 \quad Y_{\bar{2}} \Leftarrow X_{\bar{1}} \cdot X_3, \quad (4.19)$$

$$Y_3 \Leftarrow X_1 \cdot X_2 \quad Y_{\bar{3}} \Leftarrow X_1 \cdot X_2. \quad (4.20)$$

Моностабільний варіант:

$$Y_1 \Leftarrow X_2 \cdot \bar{X}_3 + X_2 \cdot \bar{X}_3, \quad (4.21)$$

$$Y_2 \Leftarrow X_{\bar{1}} \cdot X_3 + X_2 \cdot X_3 + \bar{X}_{\bar{1}} \cdot X_2 \Leftarrow X_{\bar{1}} \cdot X_3 + X_2 \cdot (X_3 + \bar{X}_{\bar{1}}). \quad (4.22)$$

4.3. Керування транспортним потоком. Розв'язок транспортної задачі

Для оптимізації маршрутів перевезень вантажів, розподілення автомобілів і дорожніх машин використовують математичні методи визначення оптимальних планів. Залежно від виду задачі, що вирішується, критеріями оптимізації можуть бути:

- мінімум пробігу (км) – для вирішення задачі закріплення дорожньо-будівельних управлінь за автопідприємствами;
- мінімум транспортної роботи (ткм) – для вирішення задачі оптимальної маршрутизації;
- зведені питомі витрати (грн/м³) – для більш складних задач.

Застосування цільової функції накладає на умови задачі певні обмеження. Так, наприклад, критерій «мінімум транспортної роботи в ткм» вимагає забезпечення одномарочного складу транспортних засобів і вантажів.

Формулювання транспортної задачі має такий вигляд. Деяку однорідну продукцію, яка є в m постачальників A_1, A_2, \dots, A_m кількістю a_1, a_2, \dots, a_m одиниць відповідно, потрібно перевезти n споживачам B_1, B_2, \dots, B_n у кількостях b_1, b_2, \dots, b_n одиниць. Відома матриця вартостей перевезення одиниці продукції від i -го постачальника до j -го споживача:

$$\begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ c_{m1} & c_{m2} & \dots & c_{mn} \end{pmatrix}.$$

Потрібно скласти такий план перевезення, щоб вивезти всю продукцію від постачальників, задовольнити потреби всіх споживачів, і за цих умов сумарна вартість перевезення має бути мінімальною. Окреслена постановка задачі вимагає виконання рівності загальної суми запасу вантажу загальній сумі потреб у ньому, тобто

$$\sum_{i=1}^m a_i = \sum_{j=1}^n b_j. \quad (4.23)$$

Якщо у транспортній задачі умова (4.9) виконується, таку задачу називають закритою (з правильним балансом). Якщо ж рівність (4.23) не виконується, то транспортну задачу називають відкритою (з неправильним балансом). Оскільки наперед не відомо, скільки

вантажу потрібно перевезти з пункту A_i в пункт B_j , щоб план перевезень був оптимальним, позначимо його через x_{ij} . Вартість перевезення всього вантажу від постачальників до споживачів позначимо Z .

Для розв'язку подібної транспортної задачі складають матрицю (табл. 4.1), у якій відображають основні умови задачі в загальному вигляді.

Загальні об'єми постачання та споживання візьмемо однаковими, тобто $\sum_{i=1}^n V_i = \sum_{j=1}^m W_j$, що задовольняє виконання рівності (4.23).

Таблиця 4.1

План-матриця задачі

Споживачі	Постачальники				Потреби
	A_1	A_2	...	A_n	
B_1	c_{11} x_{11}	c_{21} x_{21}	...	c_{m1} x_{m1}	W_1
B_2	c_{12} x_{12}	c_{22} x_{22}	...	c_{m2} x_{m2}	W_2
...
B_m	c_{1n} x_{1n}	c_{2n} x_{2n}	...	c_{mn} x_{mn}	W_n
Запаси	V_1	V_2	...	V_m	

Цільова функція оптимізації для вказаної задачі записується таким чином:

$$\begin{aligned}
 Z_{\min} = & c_{11}x_{11} + c_{21}x_{21} + \dots + c_{ij}x_{ij} + \dots + c_{n1}x_{n1} + c_{12}x_{12} + c_{22}x_{22} + \\
 & + \dots + c_{i2}x_{i2} + \dots + c_{n2}x_{n2} + \dots + c_{1j}x_{1j} + c_{2j}x_{2j} + \dots + c_{ij}x_{ij} + \\
 & + \dots + c_{nj}x_{nj} + \dots + c_{1m}x_{1m} + c_{2m}x_{2m} + \dots + c_{im}x_{im} + \dots + c_{nm}x_{nm} \rightarrow \min
 \end{aligned} \tag{4.24}$$

або

$$Z = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n c_{ij}x_{ij}. \tag{4.25}$$

Для складання обмежень транспортної задачі скористаємося такими міркуваннями:

1) кількість вантажу, який потрібно перевезти до пункту B_j з усіх пунктів постачання, довірнює $x_{1j} + x_{2j} + \dots + x_{mj}$, а споживачеві B_j потрібно b_j одиниць вантажу, тому, враховуючи те, що всі потреби повинні бути задоволеними, можемо записати обмеження стосовно потреб:

$$W_{n+1} = \sum_{i=1}^n V_i - \sum_{j=1}^m W_j$$

і відповідно тарифами на перевезення, що дорівнюють нулю $c_{in+1} = 0$, $i = [1, m]$. У випадку якщо потреби споживачів перевищують запаси постачальників, тобто $\sum_{i=1}^n V_i < \sum_{j=1}^m W_j$, вводять фіктивного $(m+1)$ постачальника із запасом в обсязі

$$V_{m+1} = \sum_{j=1}^m W_j - \sum_{i=1}^n V_i$$

і відповідно тарифами на перевезення, що дорівнюють нулю $c_{m+1j} = 0$, $j = [1, n]$. Таким чином зводять відкриту транспортну задачу до закритої.

Для розв'язку транспортних задач застосовують різні методи, за яких спочатку будується базисне (початкове) рішення, яке далі покращується.

Одним із поширених методів побудови початкового базисного розв'язку є метод *північно-західного кута*. Назва методу для зручності сприйняття його суті запозичена з картографії. Не враховуючи витрат на перевезення продукції, задовольняємо попит першого споживача (крайнього зліва в таблиці серед усіх споживачів) продукцією першого виробника (що зазначений найвище в тій самій таблиці). У клітинку на перетині відповідного стовпця та рядка записуємо величину, яка дорівнює потребі цього споживача, якщо відповідний постачальник здатний цю потребу задовольнити повністю, то викреслюємо стовпчик, що відповідає цьому споживачу. Якщо ж потреби споживача перевищують можливості постачальника, то в цю клітинку записуємо величину, що дорівнює можливостям постачальника, і викреслюємо з таблиці відповідний рядок. Тепер клітинка називається зайнятою. Процес заповнення кліток продовжується з врахуванням викреслених стовпчиків (рядків) і коректуванням попиту споживачів і пропозиції постачальників. На кожному кроці можна викреслювати тільки один стовпчик або рядок. Якщо у транспортній задачі виконується умова балансу загальних потреб споживачів і можливостей виробників, такий процес повинен привести до побудови базисного розв'язку задачі.

За *методом мінімального елемента* для побудови базисного плану в таблиці вартостей перевезень вибирають найменші витрати c_{ij} та в клітинку, яка їм відповідає, записують меншу з величин пропозиції

виробників чи попиту споживачів . Після цього з таблиці викреслюють стовпчик, що відповідає споживачу, потреби якого повністю задоволені, або рядок відповідного виробника, можливості якого вичерпалися. Повторюємо процес знову, доки вся продукція не буде розподілена.

Алгоритм розв'язку транспортної задачі методом потенціалів складається з таких послідовних пунктів:

1. Перевірити, чи модель транспортної задачі є закритою. Якщо вона є відкритою, транспортну задачу звести до закритого типу (ввести фіктивного виробника чи фіктивного споживача).

2. Записати дані в табличній формі.

3. Знайти початковий базисний розв'язок X , використовуючи метод північно-західного кута або метод мінімального елемента.

4. Для кожного рядка (стовпця) знайти потенціали U_i (V_j), керуючись правилом:

$$U_i + V_j = c_{ij}, (i, j) \in M(X),$$

де X – знайдений розв'язок транспортної задачі; $M(X)$ – сукупність базисних елементів (зайнятих комірок) таблиці транспортної задачі для розв'язку X . Це правило застосовується лише для базисних змінних (зайнятих клітинок таблиці транспортної задачі). Оскільки умов є рівно $(n + m - 1)$, а потенціалів усього $(n + m)$, одному з них можна надати довільне значення (наприклад, нульове);

5. Перевірити отриманий розв'язок на оптимальність. Якщо для всіх небазисних кліток таблиці виконується умова $U_i + V_j > c_{ij}$, то знайдений розв'язок є оптимальним. Якщо ця умова оптимальності розв'язку транспортної задачі не виконується, то цей розв'язок не оптимальний і може бути покращений таким чином.

6. Будується рішення задачі, яке покращує базисний розв'язок. Для цього серед клітинок, для яких ця умова порушується, вибираємо ту, для якої це порушення є найбільшим. Для неї будуюмо замкнутий ланцюг (цикл) із вершинами в базисних клітинках. Циклом або ланцюгом у таблиці умов транспортної задачі називають ламану лінію, вершини якої розміщені в зайнятих клітинках таблиці, а ланки – уздовж рядків і стовпців, до того ж у кожній вершині циклу зустрічається саме дві ланки, одна з яких є в рядку, а інша – у стовпці. Для побудови замкнутого ланцюга від вибраної небазисної клітинки переходимо по стрічці до однієї з базисних кліток. Після цього по стовпчику переходимо знову до базисної клітки. Такі переходи здійснюємо доти,

доки не повернемо у початкову вибрану клітку. Поворот у базисній клітинці можливий лише на 90° . Для кожної такої вибраної клітинки завжди існує такий ланцюг, до того ж тільки один. Якщо ламані лінії, що утворюють ланцюг, перетинаються, то точка їх перетину не вважається вершиною. Приклади того, який вигляд можуть мати найпростіші ланцюги, наведено на рис. 4.11. Вершини побудованого ланцюга позначаємо по чергово, починаючи від вибраної клітки позначками «+» і «-». Серед кліток ланцюга, зазначених міткою «-», вибираємо таке, що містить найменший обсяг перевезення, і позначимо цей обсяг величиною g .

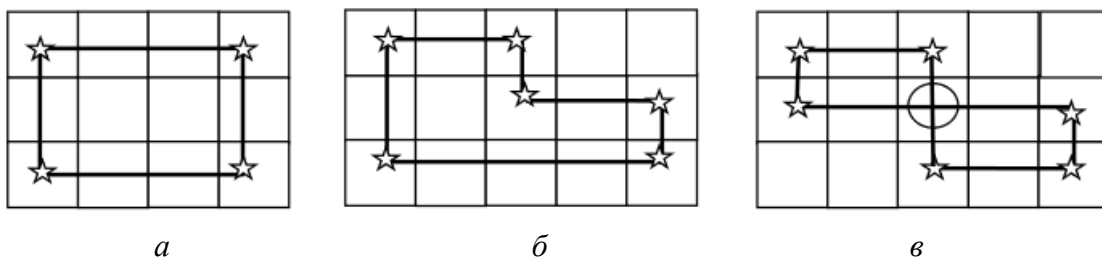


Рис. 4.11. Випадки найпростіших ланцюгів

7. Здійснюємо зсув по циклу. Для цього від значень обсягів перевезень, позначених міткою «-», слід відняти величину g , а до перевезень, позначених міткою «+», додати цю ж величину g . Клітинка ланцюга, вибрана в пункті 6, стає вже зайнятою, ненульовою, тобто базисною, а інша клітинка, вибрана в пункті 9, стає незайнятою, тобто небазисною. Отриманий новий розв'язок задовольняє всім обмеженням задачі, в чому легко пересвідчитись. Після зсуву по циклу кількість зайнятих клітинок (базисних змінних) залишається сталою та дорівнює $(n + m - 1)$. Зауважимо: якщо мінусових клітинок із найменшим обсягом перевезень декілька (дві та більше), то звільняємо лише одну з них, а інші залишаємо зайнятими, заповнюючи обсягом перевезення в них, що дорівнює нулю.

8. Новий крок ітераційного процесу починається з переходу до пункту 4, тобто будемо нову систему потенціалів і перевіряємо новий план перевезень на оптимальність. Ітераційний процес продовжується доти, доки не отримаємо оптимальний розв'язок транспортної задачі. Обсяги перевезень, що відповідають усім кліткам, є розв'язком задачі.

Під час розв'язування транспортної задачі може бути отриманий вироджений план. Щоб уникнути зациклення, у такому випадку доцільно замінити відповідні нульові елементи базисного плану як завгодно малими додатними числами й розв'язувати задачу як невироджену, а в оптимальному плані відповідні змінні вважаємо рівними нулю.

Запитання для самоперевірки

1. Яку задачу називають транспортною? Сформулюйте її.
2. Які принципи побудови математичної моделі розв'язку транспортної задачі?
3. Чи можна розв'язати транспортну задачу симплекс-методом?
4. Якими методами можна розв'язати транспортну задачу?
5. Запишіть математичну модель транспортної задачі.
6. Які елементи логіки застосовують для проектування гідро- і пневмосистем?
7. Які принципи синтезу розгалужених пневмо- і гідросистем машин?
8. Які пристрої пам'яті застосовують у гідро- і пневмосистемах?
9. Яке призначення дроселя в гідро- і пневмосистемах?
10. Які існують системи управління?

ЗМІСТОВНИЙ МОДУЛЬ 4. НЕЧІТКА МОДЕЛЬ ОЦІНЮВАННЯ УПРАВЛІНСЬКИХ РІШЕНЬ В УПРАВЛІННІ РОЗВИТКОМ СИСТЕМ ПРИВОДІВ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ

Тема 5. Режими руху машин та механізмів

5.1. Критеріальна оцінка. Основні критерії динамічного довершення механізмів і машин

Для конструювання систем керування машин потрібно знати режими руху їх виконавчих механізмів. Такі режими повинні реалізовувати переміщення елементів машини з мінімальними енергетичними витратами, динамічними навантаженнями та найкращою швидкістю. Оскільки режими руху машин є функціональними

залежностями переміщень, швидкостей, прискорень ланок механізмів від просторового та часового аргументів протягом усього циклу руху, для оцінки якості режиму руху застосовують критеріальні оцінки у вигляді інтегральних функціоналів, які відображають небажані властивості системи. Крім того, процедура порівняння допустимих режимів руху можлива лише тоді, коли критерій має вигляд скалярної величини та для кожного режиму набуває конкретного значення.

Для оцінки динамічної довершеності машини пропонується використати інтегральні критерії у вигляді функціоналів з підінтегральними функціями у кінетичної енергії системи, «енергії» ривків, «енергії» прискорень, середньоквадратичного відхилення переміщень і їх похідних. Використання цих методів дає змогу забезпечити неперервність зміни похідних від координат переміщення приводної ланки машини будь-якого порядку.

За допомогою варіаційних методів виконується дослідження зазначених критеріїв, завдяки чому можна отримати гладкі функції керування машиною.

Під час вибору критеріїв руху використовують такі, що оцінюють динаміку системи, включно зі статичними та динамічними характеристиками.

У загальному випадку критеріальні дії являють собою інтегральні функціонали з підінтегральними виразами у вигляді дії

$$I_n[q_i(t)] = \int_{t_0}^{t_1} F_n(t, q_i, \dot{q}_i, \dots, q_i^{(n)}) dt, \quad (5.1)$$

де t – час, t_0, t_1 – початковий і кінцеві моменти часу закінченого циклу руху; F_n – міра руху або впливу механічної системи; $q_i, \dot{q}_i, \dots, q_i^{(n)}$ ($i = 1, \dots, S$) – узагальнюючі координати та їх похідні включно до n -го порядку; S – кількість узагальнюючих координат; n – порядок диференціювання.

Кожному із значень n функціонала (5.1) відповідає свій критерій. Якщо $n = 0$, функціонал (5.1) перетвориться на критерій з підінтегральною функцією у вигляді потенціальної енергії системи. Якщо $n = 1$, функція $F_n = F_1$ є кінетичною енергією системи, а критерій (5.1) оцінюватиме енергетичні витрати на створення руху, використовуватиметься в синтезі режиму руху машини з максимальною

швидкодією та застосовуватиметься на ділянках усталеного руху. Такий критерій відповідає дії за Лагранжем і має вигляд:

$$I_1 = \int_{t_0}^{t_1} F_1(t, q_i, \dot{q}_i) dt. \quad (5.2)$$

Якщо $n = 2$, функція $F_n = F_2$ відповідає «енергії» прискорень системи, яку називають функцією Гіббса, а критерій (5.2) оцінюватиме ефективне значення динамічної складової потужності системи, відповідатиме дії за Апелем і матиме вигляд:

$$I_2 = \int_{t_0}^{t_1} F_2(t, q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i) dt. \quad (5.3)$$

Цей критерій використовують у синтезі режимів руху з максимальним пришвидшенням, також він може бути застосований для перехідних ділянок руху (пуску й гальмування).

Якщо $n = 3$, функція $F_n = F_3$ є «енергією» ривків або «енергією» прискорень другого порядку, а критерій (5.4) оцінюватиме ефективне значення швидкості зміни динамічних навантажень у системі зважених за ривками окремих її ланок:

$$I_3 = \int_{t_0}^{t_1} F_3(t, q_i, \dot{q}_i, \ddot{q}_i, \dddot{q}_i) dt. \quad (5.4)$$

Для оцінювання режимів руху механізмів машин можна також використовувати критеріальну дію з підінтегральною функцією у вигляді «енергії» прискорень вищих порядків. Такі критерії руху визначаються в разі вибору режимів руху механізмів із пружними елементами для досягнення неперервності швидкостей і прискорень окремих ланок.

Як критерії оцінки руху системи машини також можна застосовувати кінематичні характеристики системи: середньоквадратичне відхилення переміщень, швидкостей, прискорень протягом часу перехідного режиму та функцій їх похідних за часом:

$$I^k = \left[\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} [(s_1^{(k)} - s_2^{(k)})^{(n)}]^2 dt \right]^{1/2}, \quad n = 0, 1, \dots, m, \quad (5.5)$$

де k – порядок диференціювання виразів функцій переміщення; n – порядок диференціювання підінтегрального виразу оптимізаційного критерію; m – максимальний порядок диференціювання

підінтегрального виразу; s_1 та s_2 – вирази переміщення вантажу та точки його підвісу.

Якщо $k = 0$, критерій I_4^0 оцінюватиме відхилення переміщень:

$$I_4^0 = \left[\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} [(s_1 - s_2)^{(n)}]^2 dt \right]^{1/2}, n = 0, 1, \dots, m. \quad (5.6)$$

Якщо $k = 1$, критерій I_5^1 оцінюватиме відхилення швидкості:

$$I_5^1 = \left[\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \left[\frac{d}{dt} s_1 - \frac{d}{dt} s_2 \right]^{(n)} \right]^2 dt \right]^{1/2}, n = 0, 1, \dots, m. \quad (5.7)$$

Якщо $k = 2$, критерій I_6^2 оцінюватиме відхилення прискорення вантажу:

$$I_6^2 = \left[\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} \left[\frac{d^2}{dt^2} s_1 - \frac{d^2}{dt^2} s_2 \right]^{(n)} \right]^2 dt \right]^{1/2}, n = 0, 1, \dots, m. \quad (5.8)$$

Кожний окремих критерій руху системи машини оцінює окремі властивості її руху. Для оцінки режимів руху за кількома критеріями одночасно використовується комплексний критерій, який містить окремі критерії у вигляді лінійної згортки:

$$K = \sum_{j=1}^n \delta_j K_j = \sum_{j=1}^n \delta_j \frac{I_j}{\tilde{I}_j}; \quad j = 1, \dots, n, \quad (5.9)$$

де δ_j – j -й безрозмірний ваговий коефіцієнт, який ураховує частку j -го критерію; K_j – безрозмірний критерій; \tilde{I}_j – бажане значення j -го критерію I_j , яке визначається шляхом розв’язання оптимізаційної задачі.

Сума коефіцієнтів у формулі (5.9) $\sum_{i=0}^n \delta_i = 1$, а кожний з них беруть у межах від нуля до одиниці та встановлюють залежно від вимог до руху маніпулятора шляхом порівняння абсолютних максимальних значень кінематичних характеристик з їх допустимими значеннями або шляхом експертних оцінок. Крім того, підбором значень вагових коефіцієнтів δ_i можна досягти покращення якості перехідних режимів.

5.2. Визначення режимів руху машин та механізмів

Оскільки математичне формулювання завдання ухвалення рішення досить часто еквівалентне завданню пошуку екстремуму функції однієї або багатьох змінних, для вирішення подібних завдань можуть бути

використані різні методи й моделі класичного аналізу функцій, зокрема методи пошуку екстремуму. Ці завдання мають загальну назву задач математичного програмування. Серед задач математичного програмування найпростішими і найкраще вивченими є так звані задачі лінійного програмування (лінійної оптимізації). Такі задачі часто зустрічаються на практиці – наприклад, під час вирішення проблем, пов'язаних із розподілом ресурсів, плануванням виробництва, організацією роботи транспорту тощо. Більш складними для аналізу й чисельного розв'язання є задачі нелінійного програмування (нелінійної оптимізації).

Динамічне програмування слугує для вибору якнайкращого плану виконання багатоетапних дій. Завдання динамічного програмування – визначити оптимальне управління на кожному кроці розрахунків і таким чином забезпечити оптимальне управління загалом.

Особливість задачі стохастичного програмування полягає в тому, що шукається оптимальне рішення в умовах неповної визначеності, коли ряд параметрів, що належать до цільової функції, і обмеження є випадковими величинами.

На відміну від задач лінійного програмування, не існує одного або декількох алгоритмів, ефективних для розв'язання будь-яких нелінійних завдань. У зв'язку із цим розроблені алгоритми для певного класу (типу) завдань, однак і в цьому випадку навіть програми, орієнтовані на вирішення певного класу завдань, не гарантують правильність вирішення будь-яких завдань із цього класу, а оптимальність рішення слід перевіряти в кожному конкретному випадку.

Для визначення режиму руху машини потрібно знайти залежності переміщень, швидкості та прискорення ланок машини від часу. Залежно від величин навантаження, що діють на машину, згідно з динамічними рівняннями руху змінюватиметься і режим руху. Режими руху окремих ланок машини можна визначити експериментально за допомогою контрольно-вимірювальної апаратури або аналітично за результатами розв'язання диференціальних рівнянь руху. Аналітично визначити режими руху машини можна лише тоді, коли відомі параметри машини, її структура, будова, розміри.

Правильний вибір режиму руху машини впливатиме на її ефективність, тому потрібно застосовувати раціональне програмне керування для кожної конкретної машини.

У загальному виді диференційні рівняння руху машини з кінцевим числом ступенів рухомості можна записати в матричній формі:

$$[A][\ddot{q}] = [B], \quad (5.10)$$

де $[A]$ – квадратна матриця коефіцієнтів для узагальнених прискорень; $[B]$ – матриця-стовпець правих частин диференціальних рівнянь; $[\ddot{q}]$ – вектор стовпчик узагальнених прискорень.

У рівнянні (5.10) елементи матриць $[A]$ і $[B]$ визначаються з рівнянь руху (3.25) і в загальному виді визначаються такими виразами:

$$a_{kr} = \sum_{i=1}^{l+m} m_i \left(\frac{\partial x_i}{\partial q_k} \frac{\partial x_i}{\partial q_r} + \frac{\partial y_i}{\partial q_k} \frac{\partial y_i}{\partial q_r} \right) + \sum_{j=1}^{n+m} J_j \left(\frac{\partial \varphi_j}{\partial q_k} \frac{\partial \varphi_j}{\partial q_r} \right); \quad (5.11)$$

$$(k, r = 1, 2, \dots, S);$$

$$b_k = \sum_{i=1}^{l+m} \left(F_{xi} \frac{\partial x_i}{\partial q_k} + F_{yi} \frac{\partial y_i}{\partial q_k} \right) + \sum_{j=1}^{n+m} M_j \left(\frac{\partial \varphi_j}{\partial q_k} \right) - \sum_{p=1}^S \sum_{v=1}^S \dot{q}_p \dot{q}_v \left[\sum_{i=1}^{l+m} m_i \left(\frac{\partial x_i}{\partial q_k} \frac{\partial^2 x_i}{\partial q_p \partial q_v} + \frac{\partial y_i}{\partial q_k} \frac{\partial^2 y_i}{\partial q_p \partial q_v} \right) + \sum_{j=1}^{m+n} J_j \frac{\partial \varphi_j}{\partial q_k} \frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial q_p \partial q_v} \right]; \quad (5.12)$$

$(k, p, v = 1, 2, \dots, S),$

де $\frac{\partial x_i}{\partial q_k}, \frac{\partial y_i}{\partial q_r}, \frac{\partial^2 x_i}{\partial q_p \partial q_v}, \frac{\partial^2 y_i}{\partial q_p \partial q_v}, \frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial q_p \partial q_v}, \dots, \frac{\partial \varphi_j}{\partial q_k}$ – оператори передачі

руху ланок механічної системи; q_k, \dots, q_v – узагальнені координати системи; F_{xi} та F_{yi} – проекції рушійних сил на координатні осі; M_j – приводний момент; m_i та J_j – маси центрів мас і моменти інерції відносно точок повороту рухомих ланок машини; x_i, y_i – координати центрів мас рухомих ланок; φ_i – кут повороту рухомих ланки.

У загальному випадку рівняння (5.10) являють собою систему нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами, які не завжди можна розв'язати аналітично. Тому часто застосовують чисельні методи розв'язку з використанням комп'ютерних програм. Для цього системи диференціальних рівнянь другого порядку приводять до системи диференціальних рівнянь першого порядку й записують їх у такій формі:

$$\dot{q}_k = p_k; \quad \dot{p}_k = \frac{|A_k|}{|A|}, \quad (5.13)$$

де $|A_k|$ – визначник матриці $[A]$, у якій k -й стовпчик замінено матрицею-стовпцем $[B]$; $|A|$ – визначник матриці $[A]$.

У разі використання числових методів розв'язку диференціальних рівнянь похідні невідомих функцій замінюють апроксимальними виразами:

$$\dot{q} = \frac{dq}{dt} = \frac{\Delta q(t)}{\Delta t} = \frac{q_{i+1} - q_{i-1}}{t_{i+1} - t_{i-1}} = \frac{q_{i+1} - q_{i-1}}{2\tau}, \quad (5.14)$$

де $\Delta q(t)$ – приріст невідомої функції, який відповідає відповідному приросту аргументу Δt ; q_i, t_i – значення функції q та аргументу t на деякому розглядуваному інтервалі τ .

Розглянемо диференціальне рівняння

$$\dot{q} = \frac{dq}{dt} = f(q, t), \quad (5.15)$$

з початковими умовами $q(t_0) = q_0$ та $q(t_1) = q_1$. Застосовуючи метод Ейлера першого порядку, у якому розв'язок рівняння (5.15) визначають у кожній точці i , яку отримують шляхом поділу розглядуваного інтервалу аргументу t від t_0 до t_1 на визначену кількість частин n . Тобто $\tau = (t_1 - t_0)/n$, а розв'язок рівняння визначають залежністю

$$q_{i+1} = q_i + f(q_i)\tau. \quad (5.16)$$

Для підвищення точності розв'язку застосовують двокроковий метод Ейлера

$$q_{i+1} = q_i + f(q_{i+1/2})\tau, \quad (5.17)$$

$$q_{i+1/2} = q_i + f(q_i)\frac{\tau}{2} \quad (5.18)$$

або метод Рунге – Кутта:

$$q_{i+1} = q_i + (K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4)\frac{1}{6}, \quad (5.19)$$

де $K_1 = f(q_i, t_i)\tau$; $K_2 = f(q_i + K_1/2, t_i + \tau/2)\tau$; $K_3 = f(q_i + K_2/2, t_i + \tau/2)\tau$; $K_4 = f(q_i + K_3, t_i + \tau)\tau$.

5.3. Оптимальні режими руху машин

Розглянемо просту матеріальну точку, яка рухається прямолінійно під дією сили $Q(t)$. Стан такої системи в кожний момент часу може бути описаний двома параметрами: пройденим шляхом S і швидкістю руху v .

Ці дві величини змінюються з плином часу за законом, який залежить від зміни сили $Q(t)$. Змінюючи силу Q , можна керувати рухом точки, зокрема, перемістити її на відстань S протягом заданого періоду часу t , забезпечивши в цьому положенні потрібну швидкість v .

Величини S і v називають фазовими координатами, а величину Q – керуванням. Мета керування полягає в досягненні за визначений час потрібного положення. Вибір якісного керування, тобто такого, яке забезпечить із всіх можливих варіантів керування найкращий випадок досягнення цілі за певним критерієм (швидкодія, плавність, енергоефективність та ін.), є основною задачею теорії оптимального керування рухом.

Під час руху об'єкта змінюються його фазові координати, тобто фазова точка $S(t) = x_1(t), \dots, x_n(t)$ описує у просторі деяку траєкторію, яка для механічних систем має бути неперервною функцією часу.

Якщо у фазовому просторі задано деяку множину сукупності всіх фазових станів, у які об'єкту керування дозволяється потрапляти, то в процесі руху об'єкта його стан у кожний момент часу має задовольняти умову, яку називають обмеженням на фазові координати. Найбільший інтерес становить випадок, коли фазова траєкторія проходить по межі множини станів об'єкта.

У будь-якому об'єкті керівна дія не може бути довільною через конструктивні особливості об'єкта, обмеженість ресурсів керування, умови експлуатації об'єкта та безпеку роботи. Це означає, що в просторі параметрів керування існує деяка множина таких параметрів, яку називають областю керування, і в кожний момент часу будь-яка точка з множини параметрів керування повинна входити в таку допустиму область керування. Множиною допустимих керувань системи може бути сукупність кусково-неперервних функцій часу. Щоб знати, як змінюється фазова координата об'єкта за вибраним законом керування, слід знати закон руху об'єкта, який описує його динамічні властивості, і період руху, на якому розглядатиметься фазова координата.

Якщо вважати, що зміна стану об'єкта в часі описується системою звичайних диференціальних рівнянь, які у векторній формі можна записати у вигляді

$$\dot{x} = f(x, u, t), \quad (5.20)$$

то ціль керування буде полягати в тому, що перевести об'єкт зі стану x_1 у стан x_2 за час $t_2 - t_1$.

Задача керування об'єктом буде полягати в тому, щоб знайти якийсь припустиме керування, яке реалізуватиме задану мету. Для розв'язку задачі керування потрібно розв'язати крайову задачу (5.20).

Крім об'єкта керування, тобто математичної моделі об'єкта, що рухається, і мети керування, тобто крайових умов, для яких потрібно виконати керування, для розв'язку задачі керування слід оцінювати критерій якості руху. Такі критерії представляють у вигляді функцій (5.1) ... (5.8).

Отже, оптимальний режим руху машини – це такий режим, за якого відбудуватиметься зміна фазових координат об'єкта керування і водночас буде досягнуто найкращого показника критерія якості руху.

У реальних керованих механічних системах на функцію керування накладаються обмеження, які пов'язані з технічною недосконалістю цих систем (двигуна, важелів керування та ін.):

$$\varphi(u(t)) \leq 0, t_1 \leq t \leq t_2, \quad (5.21)$$

де $u(t)$ – функція керування; φ – вектор-функція розмірністю k .

Також на систему можуть бути накладені обмеження фазових координат на заданому відрізку часу керування:

$$\psi(x(t), t) \leq 0, t_1 \leq t \leq t_2, \quad (5.22)$$

де ψ – деяка в загальному випадку нелінійна вектор-функція розмірністю p .

У теорії оптимального керування вивчають дві основні проблеми.

Перша проблема – задача побудови оптимального програмного керування, яке забезпечить переміщення динамічного об'єкта з одного стану в інший найкращим способом, забезпечивши потрібну якість процесу. Вважається, що до початку процесу керування оптимальне керування відоме й може бути задане у вигляді програми.

Друга проблема – задача синтезу системи зі зворотним зв'язком. Найкращий закон керування шукають у формі рівнянь, що зв'язують керівну дію u з деякими величинами $y_1(t)$, $y_2(t)$, ..., $y_c(t)$, які містять інформацію про поточний стан $x(t)$ об'єкта. Дослідження задач синтезу систем зі зворотним зв'язком містять проблеми визначення поточних координат $x_i(t)$ об'єкта керування за доступними величинами $y_j(t)$, які спостерігаються.

Задача оптимального керування як у разі програмного керування, так і за умови синтезу керування зі зворотним зв'язком може не мати розв'язку в класі допустимих керувань.

Під час постановки задач керування критерій якості може мати різний вигляд, тому ці задачі поділяють на різні групи.

1. За виглядом обмежень задачі бувають:

– класичного типу, коли обмеження задають у вигляді рівнянь

$$\varphi_k(t, x, u) = 0, k = 1, \dots, m; \quad (5.23)$$

– неklasичного типу, коли обмеження задаються у вигляді нерівності

$$\varphi_k(t, x, u) < 0, k = 1, \dots, m. \quad (5.24)$$

Формально задачі неklasичного типу введенням допоміжних змінних можна перетворити на задачі класичного типу. Так, наприклад, рівняння (5.24) можна замінити обмеженнями типу:

$$\varphi_k(t, x, u) + u_{r+k}^2 = 0, k = 1, \dots, m. \quad (5.25)$$

Задачі оптимального керування неklasичного типу можуть мати такі обмеження:

$$\int_{t_0}^{t_1} f_{n+s}(t, x, u) \leq C_s, s = 1, \dots, p. \quad (5.26)$$

Введенням допоміжних змінних ці обмеження можна замінити на співвідношення

$$\dot{x}_{n+s} = f(t, x, u), x_{n+s}(t_0) = 0, x_{n+s}(t_1) \leq C_s, s = 1, \dots, p. \quad (5.27)$$

2. За виглядом крайових умов розрізняють задачі:

– із фіксованими кінцями, коли кожна з множин x_0 і x_1 складається з однієї точки $x(t_0) = x_0, x(t_1) = x_1$;

– із рухомим правим кінцем (x_1 складається з більш ніж однієї точки) або з рухомим лівим кінцем (x_0 складається з більш ніж однієї точки) і з рухомими кінцями (обидва кінці рухомі);

– із вільним правим кінцем (x_1 збігається з усім фазовим простором, тобто на правий кінець жодних обмежень не накладено).

3. За часом початку і завершення процесу розрізняють задачі:

– із фіксованим часом, коли моменти початковий t_0 і кінцевий t_1 фіксовані;

– із нефіксованим часом, коли один із моментів t_0 або t_1 не фіксований.

4. За критерієм оптимальності розрізняють:

– задачу Майєра

$$I = G(x(t_0), x(t_1), t_0, t_1); \quad (5.28)$$

– задачу Лагранжа

$$I = \int_{t_0}^{t_1} F(t, x, u) dt; \quad (5.29)$$

– задачу Больца

$$I = G(x(t_0), x(t_1), t_0, t_1) + \int_{t_0}^{t_1} F(t, x, u) dt. \quad (5.30)$$

Для розв'язку задач оптимізації застосовують варіаційне числення, зокрема для пошуку екстремумів функцій критеріїв оптимальності.

Якщо критерій якості процесу керування записано у вигляді інтегрального функціонала

$$I(y) = \int_{t_0}^{t_1} f_0(t, y, \frac{dy}{dt}, \dots, \frac{d^n y}{dt^n}) dt, \quad (5.31)$$

де f_0 – функція $n + 2$ рази диференційована за всіма аргументами $y(t)$ на проміжку часу t_0 t_1 , то екстремальне значення такого функціоналу можна знайти з рівнянь Ейлера – Пуассона:

$$\frac{\partial f_0}{\partial y_i} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f_0}{\partial \dot{y}_i} + \dots + (-1)^n \frac{d^n}{dt^n} \frac{\partial f_0}{\partial y_i^{(n)}} = 0, \quad i = 1, \dots, p. \quad (5.32)$$

Розв'язок рівнянь Ейлера – Пуассона виконують за відомих крайових умов:

$$y(t_0) = y_0, \quad \dot{y}(t_0) = \dot{y}_0, \dots, \quad y^{(n-1)}(t_0) = y_0^{(n-1)}$$
$$y(t_1) = y_1, \quad \dot{y}(t_1) = \dot{y}_1, \dots, \quad y^{(n-1)}(t_1) = y_1^{(n-1)}$$

Потрібно зазначити, що крайові умови можуть бути симетричними й несиметричними.

Запитання для самоперевірки

1. Що таке критерій якості руху машини?
2. Як визначити критерій якості руху в загальному виді, який мінімізує коливання в механічній системі?
3. Що означає термін «оптимальне керування»?
4. Як визначити оптимальний режим руху машини?

Список літератури

1. Баладинский В. Л. Основы механизации и автоматизации строительства : учеб. пособ. / В. Л. Баладинский, Моисеенко В. Г., Ю. П. Пристайло и др. – Київ : Вища шк., 1991. – 126 с.
2. Баладинский В. Л. Оптимизация основных параметров экскаваторов и транспортирующих машин : учеб. пособ. / В. Л. Баладинский, А. В. Фомин, В. Г. Моисеенко и др. – Київ : УМК ВО, 1988. – 75 с.
3. Ващук Ф. Г. Математичне програмування та елементи варіаційного числення : навч. посібн. / Ф. Г. Ващук, О. Г. Лавер, Н. Я. Шумило. – Київ : Знання, 2008. – 368 с.
4. Гаврись А. П. Небезпекі електромобілів і гібридних транспортних засобів / А. П. Гаврись, М. З. Лаврівський / Науковий вісник НЛТУ України, 2018, т. 28, № 10.
5. Гарнець В. М. Методологія створення машин / В. М. Гарнець, А. В. Безух. – Київ : Хай-Тек Пресс, 2010. – 376 с.
6. Григоров О. В. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідійомних машин / О. В. Григоров, В. С. Ловейкін. – Київ : ІЗМН, 1997. – 264 с.
7. Грушко И. М. Основы научных исследований / И. М. Грушко, В. М. Сиденко. – Київ : Вища шк., 1983. – 199 с.
8. Діктерук М. Г. Основы автоматизації будівельних машин : навч. посіб. / М. Г. Діктерук, О. В. Човнюк. – Київ : КНУБА, 2006. – 232 с.
9. Кубіч В. І. Гібридні силові установки легкових автомобілів : навчальний посібник. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 193 с.
10. Кузьменко І. М. Теорія графів : навч. посіб. [Електронний ресурс] / І. М. Кузьменко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 71 с.
11. Kennedy J. and Eberhart R. C. Particle swarm optimization / J. Kennedy, R. C. Eberhart // In Proceedings of the International Conference on Neural Networks. – Institute of Electrical and Electronics Engineers. – Vol. 4. – 1995. – pp. 1942–1948. Режим доступу: <https://doi.org/10.1109/ICNN.1995.488968>.
12. Ловейкін В. С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – Київ : УМК ВО, 1990. – 166 с.

13. *Ловейкін, В. С.* Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом: монографія / В. С. Ловейкін, Д. О. Міщук. – Київ: Компринт, 2013. – 205 с.

14. *Міщук Д., Бойченко А.* Розробка концепції системи керування роботом для штукатурних робіт на основі нейронної мережі / Д. Міщук, А. Бойченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2019. – № 93. – С. 46–60. Режим доступу: <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.93.0501>.

15. *Міщук Д. О.* Оцінка можливостей накопичення енергії приводом автонавантажувача / Д. О. Міщук, Є. О. Міщук, М. М. Балака. – Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, 2021. – № 95. – С. 171–177.

16. *Нечаев Г. К.* Автоматизация производственных процессов на предприятиях строительной индустрии / Г. К. Нечаев, А. П. Пух, В. А. Ружечка. – Київ: Вища шк., 1985. – 279 с.

17. *Пастушенко С. І.* Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин: монографія / С. І. Пастушенко, В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, М. Г. Діктерук. – Київ – Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.

18. *Пелевін Л. Є.* Гідравліка та приводи механотронних систем: підручник / Л. Є. Пелевін, Д. О. Міщук. – Київ: КНУБА, 2016. – Ч. 1. – 192 с.

19. *Пелевін Л. Є.* Гідравліка та приводи механотронних систем: підручник / Л. Є. Пелевін, Д. О. Міщук. – Київ: КНУБА, 2016. – Ч. 2. – 136 с.

20. *Сукач М. К.* Техніка будівництва: розрахунковий практикум / М. К. Сукач. – Київ: КНУБА, 2003. – 140 с.

21. *Оленич Г. С.* Зниження витрат пального автомобільним транспортом за рахунок застосування генератора водню / Г. С. Оленич, Д. О. Міщук, М. М. Балака // Сучасні інноваційні технології підготовки інженерних кадрів для гірничої промисловості і транспорту 2022, м. Дніпро, 29–30 квітня: зб. наук. пр. міжнар. конф. – 2022. – С. 61–65.

22. *Чудаков Е. А.* Качение автомобильного колеса. М. – Л.: Изд-во АН СССР, 1948. – 200 с.

Навчальне видання

МІЩУК Дмитро Олександрович,
БАЛАКА Максим Миколайович

МОДЕЛЮВАННЯ РОЗПОДІЛЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОТОКІВ МАШИН ТА МЕХАНІЗМІВ

Конспект лекцій для студентів

Редагування та коректура *Т. В. Івченко*
Комп'ютерне верстання *Л. В. Лабунець*

Підписано до друку 13.10.2023 Формат 60×84_{1/16}

Ум. друк. арк. 7,67. Обл.-вид. арк. 8,25.

Електронний документ. Вид. № 31/І-23

Видавець і виготовлювач

Київський національний університет будівництва і архітектури

Повітрофлотський проспект, 31, Київ, 03037

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002