

**УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

МЕХАНІКО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра механіки і проектування машин

В. І Мороз, О. В. Братченко, В. І. Громов

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Конспект лекцій

до змістового модуля
**«ОСНОВИ ДИНАМІЧНОГО УДОСКОНАЛЕННЯ
МАШИН І МЕХАНІЗМІВ»**

Харків – 2021

Мороз В. І., Братченко О. В., Громов В. І. Теорія механізмів і машин: Конспект лекцій.– Харків: УкрДУЗТ, 2021. – 52 с.

Викладено основні теми змістового модуля «Основи динамічного удосконалення машин і механізмів» загальноінженерної дисципліни «Теорія механізмів і машин».

Рекомендовано для студентів усіх освітніх програм спеціальностей «Залізничний транспорт» і «Галузеве машинобудування».

Л. 28, табл.1, бібліогр.: 6 назв.

Конспект лекцій розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 25 лютого 2021 року, протокол № 7.

Рецензент

доц. Н. А. Аксьонова

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Тематичний план змістового модуля «Основи динамічного удосконалення машин і механізмів».....	5
2 Силовий розрахунок механізмів.....	5
3 Задачі та сучасні методи динамічного дослідження механізмів.....	12
4 Особливості дослідження руху механізмів під дією заданих сил.....	17
5 Основні режими руху машин. Регулювання періодичних змін швидкості машин на режимі усталеного руху. Призначення і будова систем регулювання швидкості сучасних технічних засобів.....	21
6 Зрівноваження механізмів.....	28
7 Віброактивність і віброзахист технічних засобів.....	38
8 Тертя та зношування в механізмах і машинах. Визначення механічного коефіцієнта корисної дії технічних засобів	44
Список літератури.....	52

ВСТУП

Однією з головних тенденцій подальшого розвитку вищої школи України є формування у студентів відповідних компетенцій за профілем обраної спеціальності. Для студентів механіко-енергетичного факультету спеціальності 273 «Залізничний транспорт» і будівельного факультету спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» важлива роль відводиться загальноінженерній підготовці, яка передбачає вивчення дисципліни «Теорія механізмів і машин» (ТММ).

Основною метою вивчення цієї дисципліни є набуття теоретичних знань з основ побудови, методів аналізу та синтезу сучасних механізмів і машин, які використовуються на залізничному транспорті. Базою для засвоєння ТММ є знання з вищої математики, фізики, інженерної графіки, теоретичної механіки та обчислювальної техніки, які студенти набули раніше.

Суттєва роль у поглибленому вивченні дисципліни відводиться цілеспрямованій самостійній роботі студентів. Для підвищення її ефективності на кафедрі механіки і проектування машин Українського державного університету залізничного транспорту сформований навчально-методичний пакет, який на цей час містить навчальний посібник під грифом МОН України, опорні конспекти лекцій до певних тематичних модулів ТММ, а також методичне забезпечення для виконання лабораторного практикуму і відповідних індивідуальних завдань студентів. Окрім того, на цей час виникла необхідність видання і використання студентами конспекту лекцій до змістового модуля дисципліни «Основи динамічного удосконалення машин і механізмів», що містить матеріали, важливі для формування певних компетенцій майбутніх фахівців сучасного залізничного транспорту.

1 Тематичний план змістового модуля «Основи динамічного удосконалення машин і механізмів»

У календарних планах занять з дисципліни ТММ на викладення теоретичного матеріалу цього змістового модуля відведено 14 годин. Нижче наведено теми лекційних занять, що відповідають змісту робочих програм навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин» для спеціальностей «Залізничний транспорт» і «Галузеве машинобудування».

1 Силовий розрахунок механізмів (2 години).

2 Задачі та сучасні методи динамічного дослідження механізмів (2 години).

3 Особливості дослідження руху механізмів під дією заданих сил (2 години).

4 Основні режими руху машин. Регулювання періодичних змін швидкості машин на режимі усталеного руху. Призначення і будова систем регулювання швидкості сучасних технічних засобів (2 години).

5 Зрівноваження механізмів (2 години).

6 Віброактивність і віброзахист технічних засобів (2 години).

7 Тертя та зношування в механізмах і машинах. Визначення механічного коефіцієнта корисної дії технічних засобів (2 години).

2 Силовий розрахунок механізмів

План лекції

2.1 Задачі силового розрахунку та класифікація сил, що діють у механізмах.

2.2 Особливості урахування реакцій у кінематичних парах плоских кінематичних ланцюгів.

2.3 Особливості проведення кінетостатичного розрахунку механізму.

2.4 Статично визначені кінематичні ланцюги.

2.5 Використання правила «жорсткого важеля» для визначення зрівноважувального моменту.

Задачами силового розрахунку є:

1) визначення реакцій R_{ij} в усіх кінематичних парах (КП), що утворені ланками механізму (такі параметри є даними для проведення інженерних розрахунків ланок на міцність, жорсткість, стійкість та ін.);

2) установлення зрівноважувальної сили F_{zp} або зрівноважувального моменту M_{zp} на початковій ланці механізму. На основі визначених величин таких параметрів, наприклад, підбирається привод механізму [1]. $F_{zp}(M_{zp})$ є такою силою (моментом), які необхідно прикласти до початкової ланки, щоб вона рухалась відповідно до заданого закону.

При проведенні дослідження задано закон руху початкової ланки, який визначає рух інших ланок. Тому в цій постановці задача силового розрахунку відповідає першій задачі динаміки.

Усе різноманіття сил (моментів), що діють у механізмах, розділяють на зовнішні (активні, як правило, відомі при виконанні дослідження) і внутрішні (залежні від зовнішніх сил реакції в КП, які підлягають визначенню).

Класифікація зовнішніх сил, що урахуються при виконанні силового розрахунку механізму:

- рушійні сили F_p – прикладені до вхідних ланок механізмів, за напрямком збігаються з вектором переміщення точки прикладання (або становлять з ним гострий кут);

- сили корисного опору $F_{ко}$ – прикладені до вихідних ланок механізмів, за напрямком протилежні вектору переміщення точки прикладання (або становлять з ним тупий кут);

- сили тяжіння ланок G – у дослідженні вважаються зосередженими, прикладеними в центрах мас ланок і спрямовані вниз; робота сил тяжіння за цикл механізму дорівнює нулю, але їх урахування важливе при розрахунку механізмів з важкими ланками;

- інерційні навантаження – урахують нерівномірний рух ланок.

Розглянемо особливості урахування таких навантажень для ланок, що здійснюють відповідний рух.

При поступальному русі ланки (повзун) інерційні навантаження ураховуються у вигляді головного вектора сил інерції \bar{F}_i (рисунок 2.1)

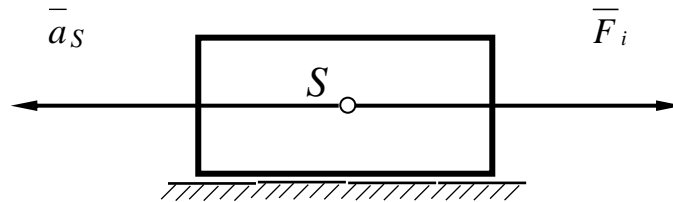


Рисунок 2.1

$$\bar{F}_i = -m \cdot \bar{a}_s, \quad (2.1)$$

де m – маса ланки, кг;

\bar{a}_s – вектор прискорення центра мас S , m/c^2 .

Головний вектор сил інерції ланки \bar{F}_i спрямований протилежно вектору прискорення центра мас \bar{a}_s .

При складному плоскому русі ланки (шатун) інерційні навантаження ураховуються у вигляді головного вектора \bar{F}_i і головного моменту сил інерції \bar{M}_i (рисунок 2.2).

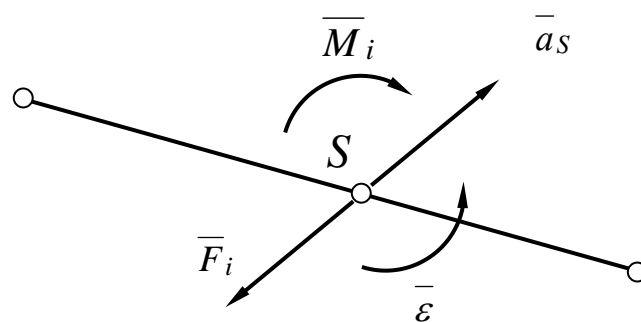


Рисунок 2.2

Головний вектор сил інерції для цього випадку визначається за формулою (2.1). Головний момент сил інерції

$$\bar{M}_i = -I_S \cdot \bar{\varepsilon}, \quad (2.2)$$

де I_S – момент інерції маси ланки відносно осі, що проходить через центр мас S перпендикулярно площині руху ланки, $кг \cdot м^2$;
 $\bar{\varepsilon}$ – кутове прискорення ланки, $рад/с^2$.

Головний вектор сил інерції ланки \bar{F}_i спрямований протилежно вектору прискорення центра мас \bar{a}_S , головний момент сил інерції \bar{M}_i спрямований протилежно кутовому прискоренню $\bar{\varepsilon}$.

Реакції в КП, як і всі інші зосереджені сили, характеризуються трьома параметрами (елементами): числовим значенням (модулем), напрямком і точкою прикладання. Проаналізуємо число невідомих параметрів реакцій у КП, утворених ланками плоских кінематичних ланцюгів (КП п'ятого та четвертого класів).

1 КП п'ятого класу:

- у поступальній КП, утвореній ланками 1 і 2 (рисунок 2.3, а), відомим параметром реакції R_{12} (прикладена до ланки 1 з боку ланки 2) є напрямком – вона спрямована перпендикулярно осі руху повзуна 1 $X-X$. Невідомими є модуль і точка прикладання. При цьому реакція R_{21} (прикладена до ланки 2 з боку ланки 1) зв'язана з реакцією R_{12} третім законом Ньютона – $\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$.

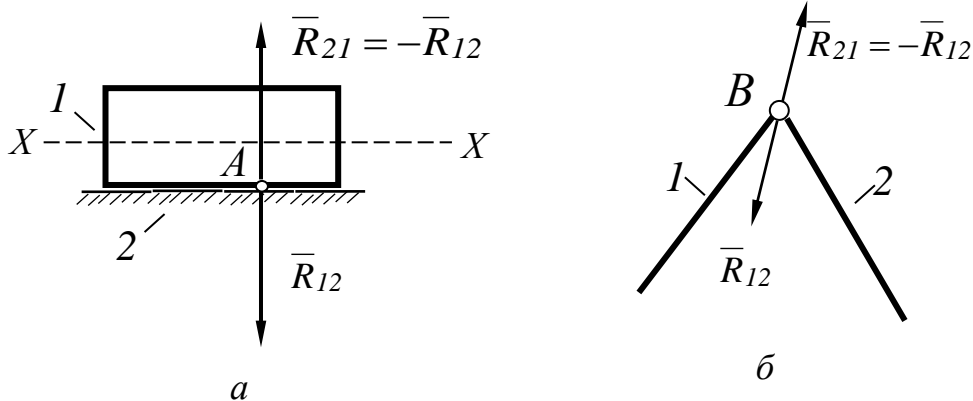


Рисунок 2.3

- в обертальній КП, утвореній ланками 1 і 2 (рисунок 2.3, б), при нехтуванні силами тертя реакції пройдуть через центр плоского шарніра – відомим параметром реакцій R_{12} і R_{21}

$(\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12})$ є точка прикладання. Невідомими є модуль і напрямок.

Таким чином, для кожної кінематичної пари п'ятого класу кінематичного ланцюга, що розглядається, є два невідомих параметри реакції.

2 У КП четвертого класу (на рисунку 2.4 вища кінематична пара C утворена ланками 1 і 2) реакції R_{12} і R_{21} ($\bar{R}_{21} = -\bar{R}_{12}$) прикладені в точці дотику C і спрямовані за загальною нормаллю $n-n$.

Тому в цій КП відомими параметрами реакцій є напрямок і точка прикладання. Невідомим – модуль. Таким чином, для кожної кінематичної пари четвертого класу кінематичного ланцюга, що розглядається, є один невідомий параметр реакції.

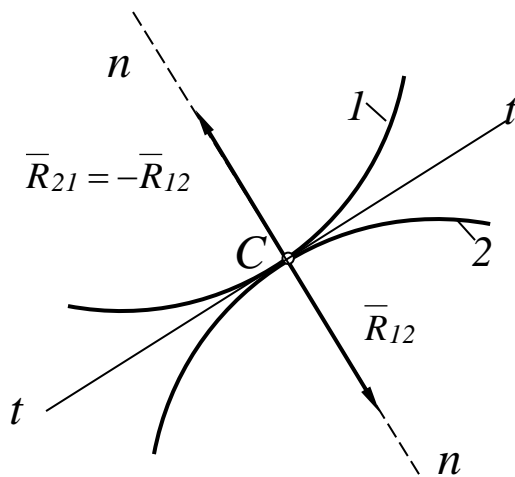


Рисунок 2.4

Методика силового розрахунку передбачає визначення шуканих реакцій у КП з рівнянь кінетостатики – рівнянь рівноваги статички, у яких ураховуються інерційні навантаження. Для кожної ланки плоского кінематичного ланцюга такі рівняння мають вигляд [2]:

$$\sum_j F_{jX} + \sum_l R_{lX} + F_{iX} = 0; \quad (2.3)$$

$$\sum_j F_{jY} + \sum_l R_{lY} + F_{iY} = 0; \quad (2.4)$$

$$\sum_j M_{jK}(F_j) + \sum_k M_k + \sum_l M_{lK}(R_l) + M_K(F_i) + M_i = 0, \quad (2.5)$$

де $\sum_j F_X$, $\sum_j F_Y$ – сума проєкцій заданих зовнішніх сил відповідно

на осі X та Y призначеної системи координат;

$\sum_l R_{lX}$, $\sum_l R_{lY}$ – сума проєкцій шуканих реакцій у КП

відповідно на осі X та Y ;

F_{iX} , F_{iY} – проєкції головного вектора сил інерції відповідно на осі X та Y ;

$\sum_j M_{jK}(F_j)$ – сума моментів заданих зовнішніх сил відносно

обраної точки K ;

$\sum_k M_k$ – сума заданих зовнішніх моментів;

$M_K(F_i)$ – момент головного вектора сил інерції відносно обраної точки K ;

$\sum_l M_{lK}(R_l)$ – сума моментів шуканих реакцій у КП відносно

обраної точки K ;

M_i – головний момент сил інерції ланки.

Два рівняння (2.3), (2.4) можуть бути замінені одним векторним рівнянням, яке відповідає принципу Даламбера – рухома система тіл перебуває в кожний момент часу в рівновазі під дією зовнішніх, внутрішніх сил і сил інерції

$$\sum_j \bar{F}_j + \sum_l \bar{R}_l + \sum_s \bar{F}_{is} = 0. \quad (2.6)$$

Відомо, що задача про визначення невідомих реакцій легко розв'язується для **статично визначених систем** – таких систем, у яких кількість невідомих сил дорівнює кількості рівнянь рівноваги, що можливо скласти для їх знаходження. Тоді для кожної ланки можливо записати три рівняння рівноваги, а для кінематичного ланцюга, що складається з n ланок, – $3 \cdot n$ рівнянь рівноваги. Кількість невідомих параметрів реакцій у КП плоских кінематичних ланцюгів з урахуванням вищерозглянутого

матеріалу – $2 \cdot p_5 + p_4$. Звідки умовою статично визначеного кінематичного ланцюга є

$$3 \cdot n = 2 \cdot p_5 + p_4,$$

або

$$3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 0. \quad (2.7)$$

Права частина умови (2.7) відповідає рівнянню Чебишева П. Л. для визначення ступеня рухомості W плоского кінематичного ланцюга [3–5]. Ліва частина умови (2.7) указує на число ступенів рухомості статично визначеного кінематичного ланцюга ($W=0$). Таким чином, **статично визначеними кінематичними ланцюгами є такі, у яких число ступенів рухомості дорівнює 0, тобто структурні групи.** Тому в загальній методиці проведення силового розрахунку передбачається проведення дослідження за окремими структурними групами, **починаючи з найбільш віддаленої від початкової ланки.** За такої умови окреме розглядання структурних груп, нашаруванням яких утворено розглянутий механізм, здійснюється на основі використання принципу вивільнення твердих тіл від зв'язків – невільне тверде тіло можна розглядати як вільне, на яке окрім заданих сил (зовнішніх) діють відповідні реакції.

Заключним етапом у загальній методиці силового розрахунку є визначення за допомогою встановлених реакцій у відповідних КП зрівноважувальної сили F_{zp} або зрівноважувального моменту M_{zp} . Водночас об'єкт цього етапу дослідження встановлюється залежно від конструкції механізму першого класу. Якщо, наприклад, вал кривошипа (початкової ланки) приводиться від двигуна через муфту, то визначається зрівноважувальний момент M_{zp} . Для валів двигуна і кривошипа, що зв'язані зубчастою передачею, визначається зрівноважувальна сила F_{zp} , яка прикладена в полюсі зачеплення і спрямована вздовж лінії зачеплення [4]. Більш докладно особливості визначення таких параметрів під час виконання силового розрахунку шарнірно-важільного механізму будуть розглянуті в наступному розділі.

Для випадку, коли потрібно визначити зрівноважувальну силу $F_{зр}$ або зрівноважувальний момент $M_{зр}$ без трудомісткого проміжного розрахунку реакцій, в усіх КП використовується **правило жорсткого важеля** М. Є. Жуковського, основою якого є принцип можливих переміщень [2, 4, 5]: якщо у відповідні точки повернутого на 90^0 плану швидкостей перенести всі прикладені в цей момент часу до ланок механізму сили (зокрема сили інерції і зрівноважувальну силу), то такий план швидкостей розглядається як деякий жорсткий важіль, що перебуває в стані рівноваги під дією розглянутих сил. Тоді сума моментів усіх сил відносно полюса плану швидкостей дорівнює нулю.

Також цей підхід до виконання розрахунку $F_{зр}$ або $M_{зр}$ може використовуватись з метою контролю точності визначення реакцій у кінематичних парах розглянутого механізму. Особливості визначення зрівноважувального моменту за допомогою положення про жорсткий важіль М. Є. Жуковського при виконанні силового розрахунку шарнірно-важільного механізму докладно розглянуто в роботі [6].

3 Задачі та сучасні методи динамічного аналізу механізмів

План лекції

3.1 Задача динамічного аналізу механізмів.

3.2 Сучасна методика проведення динамічного аналізу механізмів.

3.3 Види динамічних моделей механізмів.

3.4 Особливості визначення основних параметрів динамічних моделей.

Розв'язання ряду важливих інженерних задач щодо динамічного удосконалення машин і механізмів базується на результатах динамічного аналізу механізмів, метою якого є визначення законів руху ланок (рисунок 3.1) під дією заданих навантажень (сил F_i , моментів сил M_i) з урахуванням їх

інерційних параметрів (мас m_i , моментів інерції мас I_{Si} ланок). У такій постановці задача динамічного аналізу механізмів відповідає другій задачі динаміки [2].

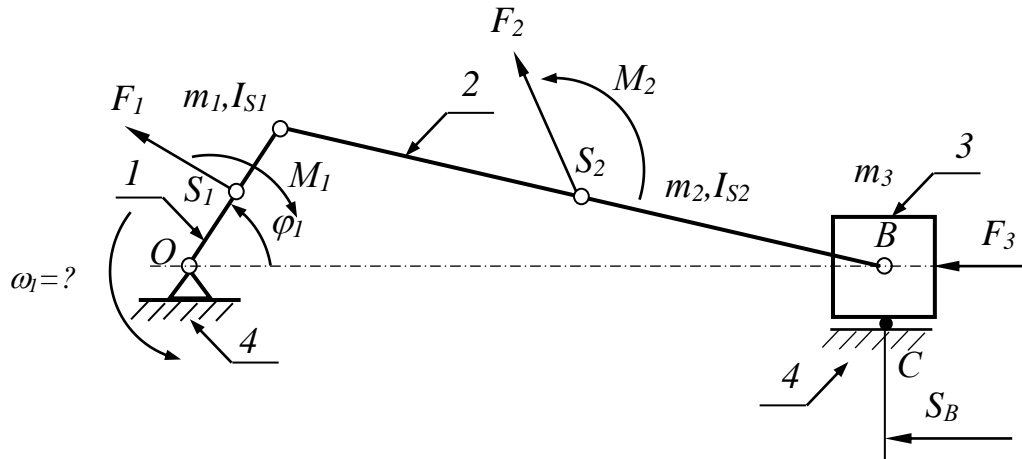


Рисунок 3.1

З урахуванням того, що механізм це кінематичний ланцюг, у якому рухи ланок визначаються рухом початкової ланки, для розрахунку кінематичних параметрів ланок достатньо визначити характеристики руху початкової ланки. Тому сучасні методики проведення динамічного аналізу передбачають заміну досліджуваного механізму еквівалентною умовною початковою ланкою (динамічною моделлю), величини інерційних та силових параметрів якої ураховують відповідні параметри всіх ланок реального механізму.

З урахуванням такого підходу сучасна методика динамічного аналізу механізмів передбачає від дослідника таку послідовність дій:

- реальний механізм замінюється на динамічну модель (ДМ) – умовну початкову ланку. Визначаються основні параметри прийнятої ДМ;

- відповідно до прийнятої ДМ на основі обґрунтованого вибору рівняння руху складається математична модель – формалізований опис силової взаємодії в механізмі, який забезпечує можливість визначення кінематичних характеристик руху початкової ланки і всіх інших ланок механізму;

- виконується дослідження математичної моделі на ЕОМ з метою отримання потрібних результатів динамічного аналізу механізму.

Нижче будуть розглянуті особливості проведення окремих етапів викладеної сучасної методики динамічного аналізу механізмів.

Види динамічних моделей. Під динамічною моделлю (з одним ступенем рухомості слід розуміти умовну початкову ланку, яка характеризується такими ж інерційними параметрами, як і всі ланки механізму, і підлягає силовій дії, яка еквівалентна навантаженням на всі ланки.

Залежно від характеру руху початкової ланки механізму для проведення дослідження може бути обрана поступальна (при лінійній узагальненій координаті S_B – рисунок 3.2, а) або роторна (при кутовій узагальненій координаті φ_1 – рисунок 3.2, б) ДМ.

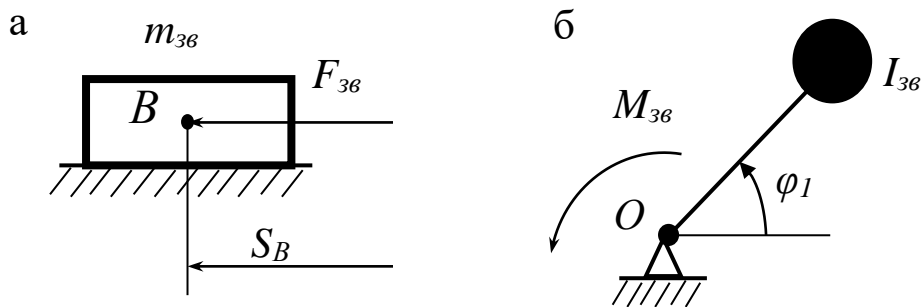


Рисунок 3.2

Основними параметрами поступальної ДМ є зведена маса m_{36} і зведена сила F_{36} . Основними параметрами роторної ДМ є зведений момент інерції маси I_{36} і зведений момент сил M_{36} . Слід відзначити, що точність результатів динамічного аналізу механізму цілком залежить від коректного визначення параметрів обраної ДМ. Тому нижче (у прив'язці до рисунків 3.1, 3.2) розглядаються особливості зведення сил (моментів сил) і мас (моментів інерції мас) у механізмах.

Зведення сил (моментів сил) виконується на основі рівняння потужності N_{36} , яку розвиває зведена сила F_{36} (момент

сили M_{36}), суми потужностей $\sum_i^n N_i$, що розвивають сили і моменти сил, прикладені до всіх ланок механізму:

$$N_{36} = \sum_i^n N_i; \quad (3.1)$$

$$N_{36} = F_{36} \cdot v_B \cdot \cos \alpha; \quad (3.2)$$

або

$$N_{36} = M_{36} \cdot \omega_1, \quad (3.3)$$

де v_B – лінійна швидкість поступальної ДМ;

α – кут між напрямками F_{36} і v_B ;

ω_1 – кутова швидкість роторної ДМ.

$$\sum_{i=1}^n N_i = \sum_{i=1}^n (F_i \cdot v_i \cdot \cos \alpha_i + M_i \cdot \omega_i), \quad (3.4)$$

де F_i , M_i – сила і момент сили, прикладений до i -ї ланки;

v_i – лінійна швидкість i -ї ланки;

ω_i – кутова швидкість i -ї ланки;

α_i – кут між напрямками F_i і v_i .

Прирівнявши формули (3.2) і (3.4), а також (3.3) і (3.4), отримуємо

$$F_{36} = \frac{1}{\cos \alpha} \sum_{i=1}^n \left(F_i \cdot \frac{v_i}{v_B} \cdot \cos \alpha_i + M_i \cdot \frac{\omega_i}{v_B} \right); \quad (3.5)$$

$$M_{36} = \sum_{i=1}^n \left(F_i \cdot \frac{v_i}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_i + M_i \cdot \frac{\omega_i}{\omega_1} \right). \quad (3.6)$$

З формул (3.5) і (3.6) видно, що змінні значення F_{36} і M_{36} можуть бути визначені для певного положення початкової ланки при відповідних співвідношеннях швидкостей v_i/v_B , ω_i/v_B , v_i/ω_1 , ω_i/ω_1 . Такі співвідношення можуть бути отримані з планів швидкостей, що будуються при будь-якій довільно заданій

швидкості початкової ланки (визначаються саме співвідношення швидкостей). Таким чином, величини F_{36} і M_{36} визначаються положенням механізму.

Зведення мас (моментів інерції мас) у механізмах виконується на підставі рівняння сумарної кінетичної енергії всіх ланок механізму кінетичній енергії зведеної маси m_{36} (або зведеного моменту інерції I_{36}).

$$T(m_{36}; I_{36}) = \sum_{i=1}^n T(m_i; I_{si}), \quad (3.7)$$

де m_i , I_{si} – маса і момент інерції маси i -ї ланки.

$$T(m_{36}) = \frac{m_{36} \cdot v_B^2}{2}; \quad (3.8)$$

$$T(I_{36}) = \frac{I_{36} \cdot \omega_1^2}{2}; \quad (3.9)$$

$$\sum_{i=1}^n T(m_i; I_{si}) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{m_i \cdot v_i^2}{2} + \frac{I_{si} \cdot \omega_i^2}{2} \right). \quad (3.10)$$

Прирівнявши формули (3.8) і (3.10), а також (3.9) і (3.10), отримуємо

$$m_{36} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_i}{v_B} \right)^2 + I_{si} \left(\frac{\omega_i}{v_B} \right)^2 \right], \quad (3.11)$$

$$I_{36} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_i}{\omega_1} \right)^2 + I_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right]. \quad (3.12)$$

З формул (3.11) і (3.12) видно, що змінні значення m_{36} і I_{36} можуть бути визначені для певного положення початкової ланки при відповідних співвідношеннях швидкостей v_i/v_B , ω_i/v_B , v_i/ω_1 , ω_i/ω_1 . Такі співвідношення можуть бути отримані з планів швидкостей, що будуються при будь-якій довільно заданій швидкості початкової ланки (визначаються саме співвідношення швидкостей). Таким чином, величини m_{36} і I_{36} визначаються положенням механізму.

4 Особливості дослідження руху механізмів під дією заданих сил

План лекції

4.1 Основні умови розроблення математичної моделі для проведення динамічного аналізу механізму.

4.2 Особливості складання рівняння руху для динамічної моделі механізму в енергетичній формі.

4.3 Складання рівняння руху для динамічної моделі механізму в диференціальному вигляді.

4.4 Особливості складання рівняння руху для динамічної моделі механізму у формі рівнянь Лагранжа в частинних похідних.

Вузловим моментом розроблення математичної моделі для проведення динамічного аналізу механізму є обґрунтоване складання рівняння руху для вибраної еквівалентної ДМ. Нижче розглядаються сучасні підходи до складання рівнянь руху, що ураховують конструкцію, а також особливості характеристик функціонування механізмів.

1 Для механізмів з одним ступенем рухомості ($W=1$) рівняння руху може бути складене в енергетичному вигляді (або у формі інтеграла енергії).

Відповідно до теореми про зміну кінетичної енергії

$$\Delta T = T_k - T_{поч} = A_{над}, \quad (4.1)$$

де T_k , $T_{поч}$ – кінцева та початкова кінетичні енергії за відповідний проміжок часу;

$A_{над}$ – надлишкова робота за той самий проміжок часу.

$$A_{над} = A_p - A_o, \quad (4.2)$$

де A_p , A_o – роботи рушійних сил та сил опору.

$$T_k - T_{поч} = A_p - A_o. \quad (4.3)$$

Тоді рівняння руху в енергетичній формі поступальної ДМ моделі має вигляд

$$\frac{m_{звк} V_{звк}^2}{2} - \frac{m_{прпоч} V_{прпоч}^2}{2} = \int_{S_{прпоч}}^{S_{звк}} (F_{звк}^p - F_{звк}^o) dS_B. \quad (4.4)$$

Для роторної ДМ

$$\frac{I_{звк} \omega_{звк}^2}{2} - \frac{I_{прпоч} \omega_{прпоч}^2}{2} = \int_{\varphi_{прпоч}}^{\varphi_{звк}} (M_{звк}^p - M_{звк}^o) d\varphi_1. \quad (4.5)$$

При проведенні динамічного аналізу використовуються механічні характеристики – графіки, що показують зміну відповідних навантажень на ланки залежно від певних параметрів (часу t , кутової швидкості початкової ланки ω_1 , узагальненої координати φ_1 або S_B). Рівняння (4.4) та (4.5) використовуються тоді, коли механічні характеристики задані у функції узагальненої координати.

Наприклад, для показаного на рисунку 4.1, а гирьового двигуна (елемента привода годинникових стрілок) механічна характеристика – графік рушійного моменту M_p залежно від положення барабана φ (рисунк 4.1, б).

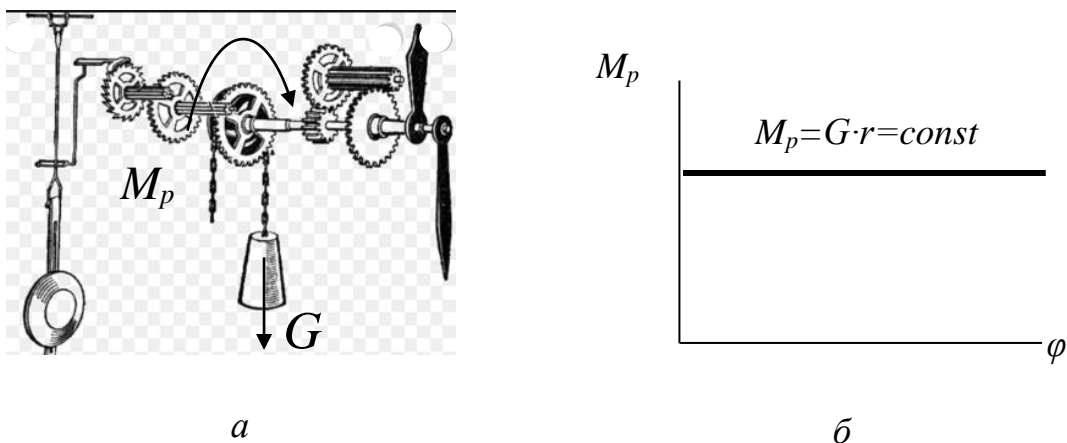


Рисунок 4.1

Індикаторна діаграма двигуна внутрішнього згорання – залежність величини тиску в циліндрі від кутового положення

колінчастого вала $p = f(\varphi)$ (рисунок 4.2, а). На рисунку 4.2, б показано графік залежності крутного моменту тягового електродвигуна електропоїзда від кутової швидкості якоря $M_{кр} = f(\omega)$.

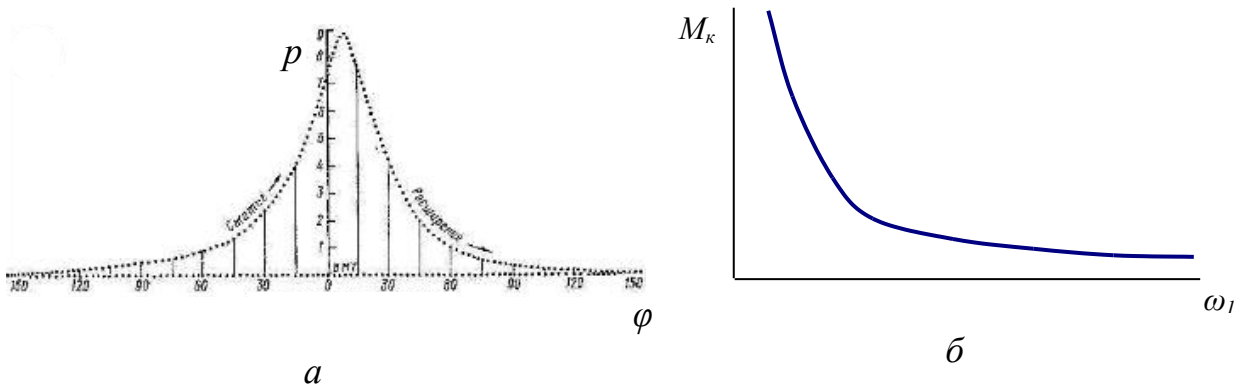


Рисунок 4.2

2 Для механізмів зі ступенем рухомості $W = 1$, коли механічні характеристики задаються функцією різних параметрів, рівняння руху складається у диференціальній формі, яке виводиться із запису такої теореми про зміну кінетичної енергії:

$$dT = dA. \quad (4.6)$$

Наприклад, для роторної ДМ

$$dT = d\left(\frac{I_{36} \cdot \omega_1^2}{2}\right); \quad dA = M_{36} \cdot d\varphi_1; \quad (4.7)$$

$$d\left(\frac{I_{36} \cdot \omega_1^2}{2}\right) = M_{36} \cdot d\varphi_1. \quad (4.8)$$

Нижче наведено перетворення рівняння (4.8).

$$M_{36} = d\left(\frac{I_{36} \cdot \omega_1^2}{2}\right) / d\varphi_1.$$

$$M_{36} = 0,5 \cdot \frac{dI_{36}}{d\varphi_1} \cdot \omega_1^2 + I_{np} \cdot \omega_1 \cdot \frac{d\omega_1}{d\varphi_1} \cdot \frac{dt}{dt}.$$

Остаточно рівняння руху у диференціальному вигляді для роторної ДМ

$$M_{36} = 0,5 \cdot \frac{dI_{36}}{d\varphi_1} \cdot \omega_1^2 + I \cdot \varepsilon_1, \quad (4.9)$$

де $\omega_1 = d\varphi_1/dt$ – кутова швидкість початкової ланки (роторної ДМ);

$\varepsilon_1 = d\omega_1/dt$ – кутове прискорення початкової ланки.

Аналогічно вводиться рівняння руху в диференціальному вигляді для поступальної ДМ

$$F_{36} = 0,5 \cdot \frac{dm_{36}}{dS_B} \cdot v_B^2 + m_{36} \cdot a_B, \quad (4.10)$$

де v_B, a_B – відповідно лінійні швидкість і прискорення початкової ланки (поступальної ДМ).

3 Рівняння руху в диференціальному вигляді також може бути отримано з рівнянь Лагранжа в частинних похідних

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q} = Q_i, \quad (4.11)$$

де Q_i – узагальнена сила; T – кінетична енергія; V – потенціальна енергія (ураховується для дослідження механізмів з ланками великої маси або ланками, що зазнають суттєвих деформацій); q_i – узагальнена координата; \dot{q}_i – узагальнена швидкість.

5 Основні режими руху машин. Регулювання періодичних змін швидкості машин на режимі усталеного руху. Призначення і будова систем регулювання швидкості сучасних технічних засобів

План лекції

5.1 Особливості функціонування машин під час їх основних періодів руху.

5.2 Періодичні коливання швидкості машин на режимі усталеного руху.

5.3 Коефіцієнт нерівномірності руху.

5.4 Призначення маховиків.

5.5 Призначення і будова систем регулювання швидкості сучасних технічних засобів.

Робота машини (механізму) в загальному випадку складається з трьох характерних режимів: 1 – розбігу, 2 – усталеного руху і 3 – вибігу. Для прикладу на рисунку 5.1 подано графік зміни кутової швидкості ω колінчастого вала двигуна внутрішнього згоряння залежно від часу t .

За час розбігу t_p кутова швидкість ω збільшується від деякого початкового значення $\omega = \omega_{поч}$ до робочої середньої кутової швидкості $\omega = \omega_{ср}$. Якщо прийняти сталий зведений момент маси колінчастого вала (роторної ДМ) $I_{зв}$, то рівняння руху має вигляд

$$\frac{I_{зв}}{2} (\omega_{ср}^2 - \omega_{поч}^2) = A_p - A_o. \quad (5.1)$$

Оскільки швидкість на цьому режимі збільшується, то ліва частина формули (5.1) додатна. Видно, що $A_p > A_o$, а надлишкова робота витрачається на збільшення кінетичної енергії, тобто збільшення кутової швидкості колінчастого вала.

За час усталеного руху $t_{уст}$ проявляються періодичні (з періодом T) коливання кутової швидкості початкової ланки навколо робочої середньої величини $\omega_{ср}$. Сили, що прикладені до ланок більшості механізмів, а також зведений момент інерції

маси початкової ланки періодично змінюються. Якщо сума робіт усіх сил за період їх дії дорівнює нулю, то кутова швидкість початкової ланки механізму також буде періодично змінюватись.

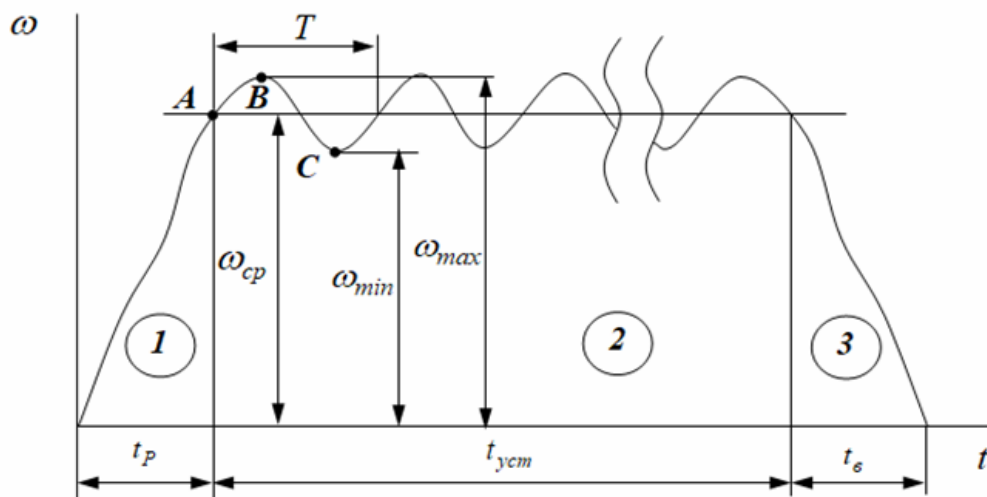


Рисунок 5.1

З графіка на рисунку 5.1 видно, що на початку і в кінці циклу зміни ω вона дорівнює середньому робочому значенню $\omega = \omega_{ср}$. У такому випадку рівняння руху має вигляд

$$A_p = A_o. \quad (5.2)$$

У середині циклу зміни кутової швидкості рівняння (5.2) не зберігається. Наприклад, на ділянці $A-B$ (коли $A_p > A_o$) рух ланки буде прискорений (кутова швидкість збільшується від $\omega_{ср}$ до ω_{max}). На ділянці $B-C$ (коли $A_p < A_o$) рух ланки буде сповільнений (кутова швидкість зменшується від ω_{max} до ω_{min}). За такої умови прийнято

$$\omega_{ср} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \quad (5.3)$$

За час вибігу $t_с$ потрібно кутову швидкість ω зменшити від робочої середньої кутової швидкості $\omega = \omega_{ср}$ до деякого кінцевого значення $\omega = \omega_k$. За такої умови в першу чергу припиняється дія

рушійних сил, тобто $A_p = 0$. Уся ж накопичена машиною кінетична енергія поглинається роботою сил опору. Якщо прийняти сталий зведений момент маси колінчастого вала (роторної ДМ) $I_{зв}$, то рівняння руху має вигляд

$$\frac{I_{зв}}{2} (\omega_{cp}^2 - \omega_k^2) = A_o. \quad (5.4)$$

Періодичні коливання швидкості машин (механізмів) під час усталеного руху є негативним явищем, яке може бути джерелом погіршення показників робочого процесу і виникнення суттєвих додаткових динамічних навантажень. Кількісно такі коливання оцінюються величиною **коефіцієнта нерівномірності руху**

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}}. \quad (5.5)$$

Нижче наведено допустимі значення коефіцієнта δ для деяких типів машин:

- електричні генератори змінного струму $\delta = 1/200 \dots 1/300$;
- електричні генератори постійного струму $\delta = 1/100 \dots 1/200$;
- двигуни внутрішнього згоряння $\delta = 1/80 \dots 1/100$;
- поршневі компресори $\delta = 1/50 \dots 1/100$;
- металообробні верстати $\delta = 1/20 \dots 1/50$.

Тому задача регулювання періодичних коливань швидкості машин (механізмів) може розглядатися як підбір таких параметрів ланок, при яких буде забезпечуватись величина коефіцієнта δ , яка не перевищує наперед заданого значення.

Для обґрунтування конкретного напрямку здійснення підбирання параметрів ланок механізмів за наведеною умовою розглядається рівняння руху для роторної ДМ в енергетичній формі (4.5)

$$\frac{I_{звк} \omega_k^2}{2} - \frac{I_{звпоч} \omega_{поч}^2}{2} = A_{над}. \quad (5.6)$$

Перед проведенням подальшого дослідження приймаються певні припущення: $I_{зепоч} = I_{зек} = I_{зв}$; $\omega_k = \omega_{max}$; $\omega_{поч} = \omega_{min}$. Тоді рівняння (5.6) можна подати в такому вигляді:

$$I_{зв} \left(\frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2} \right) = A_{над}; \quad (5.7)$$

$$I_{зв} \left(\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \right) \cdot \frac{(\omega_{max} - \omega_{min}) \cdot \omega_{ср}}{\omega_{ср}} = A_{над}; \quad (5.8)$$

$$I_{зв} \cdot \omega_{ср}^2 \cdot \delta = A_{над}. \quad (5.9)$$

З рівняння (5.9) отримаємо залежність коефіцієнта δ від основних параметрів механізму

$$\delta = \frac{A_{над}}{I_{зв} \cdot \omega_{ср}^2}. \quad (5.10)$$

З формули (5.10) видно, що найбільш ефективним заходом зниження величини коефіцієнта δ до допустимого значення є збільшення моменту інерції мас $I_{зв}$, що обертаються. На практиці це забезпечується встановленням, як правило, на головному валу машини додаткової маси – **маховика**.

На цей час є декілька методів проектування маховиків – методи професорів К. Е. Реріха, М. І. Мерцалова, Ф. Віттенбауера. Докладно ці методи викладено в роботах [1, 4, 5].

Як відзначалось вище, умовою усталеного руху машинного агрегата є рівність робіт рухомих сил і сил опору $A_p = A_o$ за кожен цикл зміни швидкості початкової ланки. Водночас маховик забезпечує допустимий коефіцієнт нерівномірності руху δ . Якщо внаслідок зменшення або збільшення роботи сил опору A_o ця вимога порушується, то швидкість початкової ланки відповідно збільшується або зменшується. У цьому випадку виникає задача підтримки величини швидкості на заданому рівні. У сучасних технічних засобах така задача розв'язується за

рахунок безпосереднього впливу на величину роботи сил опору A_o або роботу рушійних сил A_p , який забезпечується системами регулювання швидкості (СРШ).

В **електромеханічних приладах** регулювання швидкості осей обертання здійснюється завдяки впливу на роботу сил опору A_o . На рисунку 5.2 подано приклад такої СРШ, призначеної для регулювання кутової швидкості осі обертання.

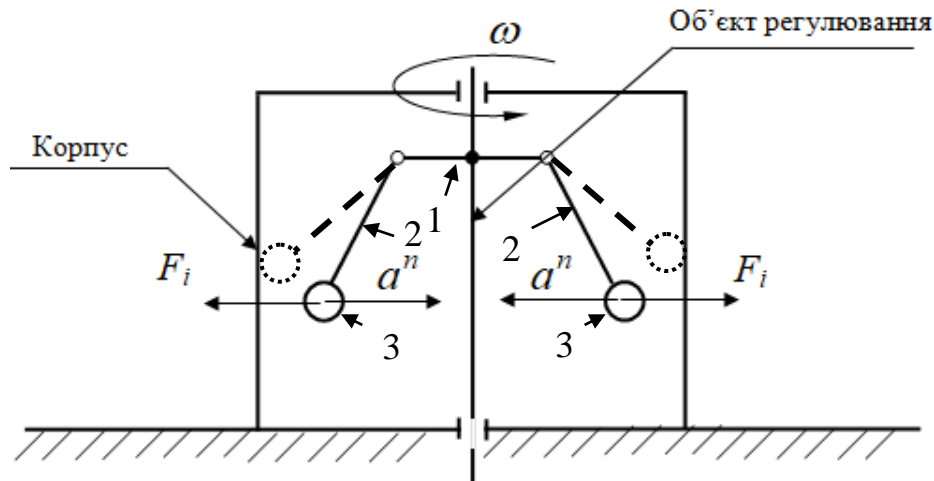


Рисунок 5.2

До осі обертання (об'єкта регулювання) жорстко приєднана перекладина 1, яка утворює дві обертальні кінематичні пари з ланками 2. На ланках 2 встановлені два вантажі 3. При підвищенні кутової швидкості осі ω збільшуються доцентрові прискорення вантажів a^n , що приводить до відповідного збільшення величини сил інерції F_i . Під їх дією вантажі віддаляються від осі обертання і за певних умов починають взаємодіяти зі стінками корпусу. Таким чином, збільшується робота сил опору, що сприяє стабілізації величини кутової швидкості осі ω .

В **енергетичних машинах** регулювання швидкості здійснюється завдяки впливу на роботу рушійних сил A_p шляхом зміни інтенсивності подачі енергоносія (бензину, дизельного палива, стисненого повітря тощо).

На рисунку 5.3 подана схема структури СРШ машинного агрегата, який складається з машини-двигуна 1 (об'єкт регулювання – кутова швидкість ω головного вала машини 1)

робочої машини 2 (джерела порушення умови усталеного руху машини 1).

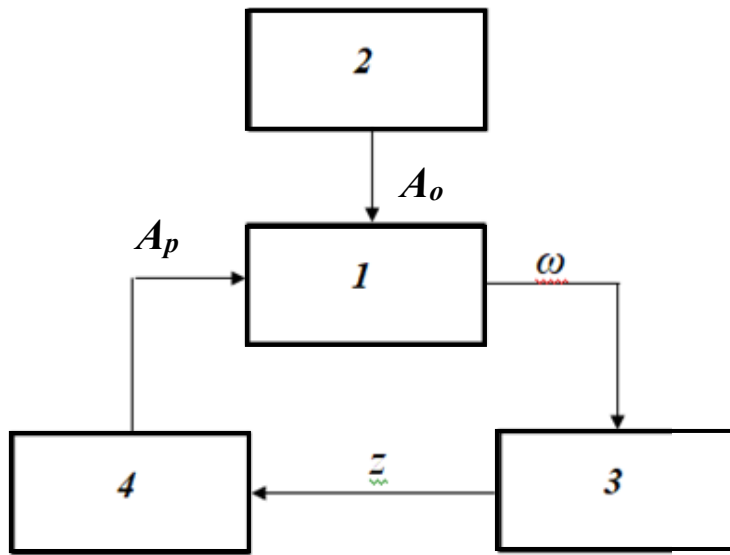


Рисунок 5.3

Узагальнено до СРШ входить чутливий елемент 3 і механізм регулювання 4. У разі зміни роботи сил опору A_o (умов експлуатації робочої машини 2) порушується вимога усталеного руху головного вала машини-двигуна 2 і відбувається відповідна зміна його кутової швидкості ω . Зміна ω

сприймається чутливим елементом 3, який перетворює її у відповідну лінійну координату z . Величина координати z визначає положення механізму регулювання 4 – інтенсивність подачі енергоносія, за якої встановлюється умова усталеного руху головного вала машини-двигуна 1 $A_p = A_o$.

Як приклад практичної реалізації такого підходу до регулювання кутової швидкості на рисунку 5.4 наведено будову такої СРШ (номери позицій елементів відповідають рисунку 5.3), основу якої становить відцентровий регулятор 3 (чутливий елемент).

Вісь регулятора зв'язана з головним валом двигуна 2 кінчною зубчастою передачею. На приєднаний кінематичний ланцюг, який складається із системи важелів, що утворюють обертальні кінематичні пари п'ятого класу. На відповідних ланках встановлюються два важелі, що обертаються сумісно з віссю регулятора. Також на осі встановлена підпружинена муфта (з'єднана шарніром з вхідною ланкою механізму регулювання), яка може здійснювати зворотно-поступальний рух уздовж осі.

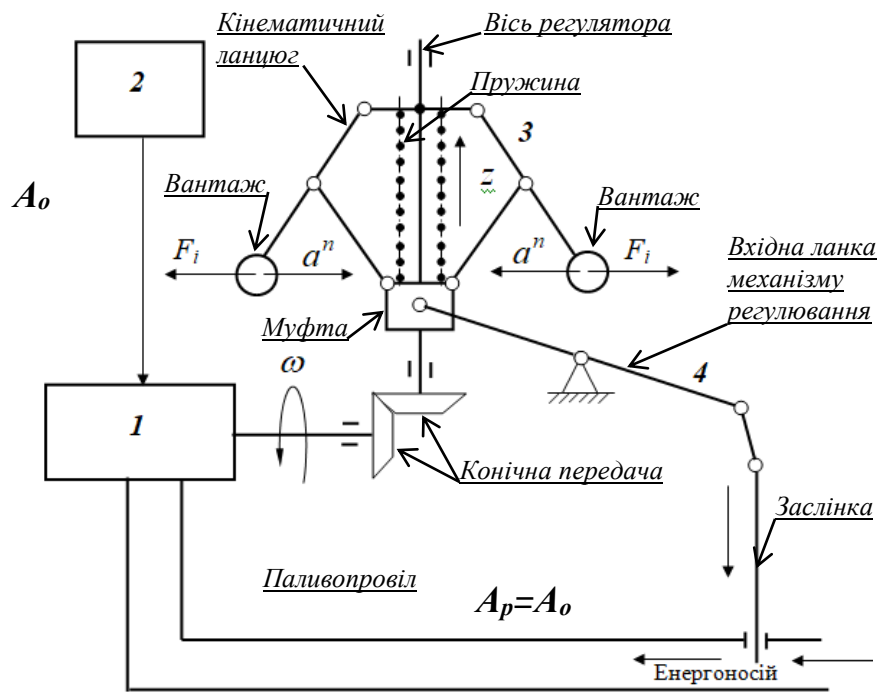


Рисунок 5.4

Наприклад, зменшення роботи сил опору робочої машини 2 A_o призводить до збільшення кутової швидкості головного вала машини 1 ω . Ця зміна призводить до підвищення швидкості обертання осі регулятора. Водночас збільшуються доцентрові прискорення вантажів a^n , що призводить до відповідного збільшення величини сил інерції F_i вантажів, під дією яких вони почнуть переміщуватись від осі обертання. Такий рух вантажів кінематичним ланцюгом перетворюється в поступальний рух муфти (в цьому випадку вгору). Вхідна ланка механізму регулювання 4 обертається за стрілкою годинника, заслінка рухається вниз, зменшуючи площу перерізу паливопровода (знижується інтенсивність подачі палива до двигуна 1). Водночас автоматично встановлюється умова усталеного руху головного вала машини-двигуна 1 $A_p = A_o$.

У цьому випадку як чутливий елемент розглянуто відцентровий регулятор прямої дії (реалізується безпосередній зв'язок регулятора і механізму регулювання). Якщо потрібно підсилити сигнали чутливого елемента 3 (при його недостатності для привода механізму регулювання) використовуються регулятори непрямого регулювання (рисунок 5.5).

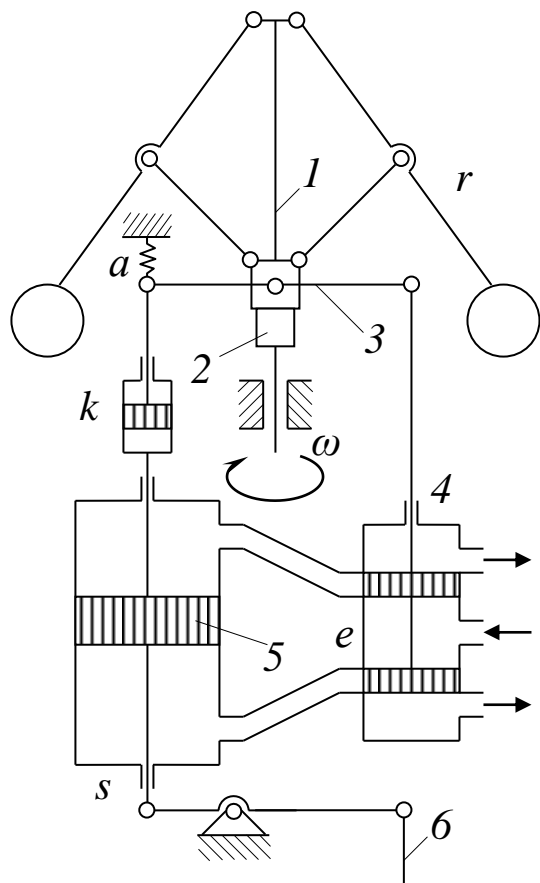


Рисунок 5.5

У таких випадках між чутливим елементом і механізмом регулювання встановлюється підсилювач імпульсів, який називають **сервомотором**. До складу регулятора з гідравлічним сервомотором і пружним оберненим зв'язком входять: r – регулятор, a – пружина, k – катаракт, s – циліндр сервомотора, e – золотник сервомотора.

Така система непрямого регулювання реалізує **ізодромне регулювання** і працює таким чином. Якщо, наприклад, робота сил опору зменшується і

кутова швидкість вала 1 регулятора збільшується, а муфта 2 рухається вгору, важіль 3 переміщує вгору поршень золотника 4 і поршень 5 сервомотора починає рухатись униз, розтягуючи пружину (мастило не встигає перетікати через отвір катаракта) і зменшуючи подачу енергоносія до двигуна.

6 Зрівноваження механізмів

План лекції

6.1 Задачі зрівноваження механізмів.

6.2 Умови зрівноваження мас, що обертаються.

6.3 Зрівноваження механізмів на фундаменті (рамі).

6.4 Особливості зрівноваження механізмів з ланками, що здійснюють поступальний рух.

6.5 Задачі балансування елементів конструкції технічних засобів.

При перетворенні руху в механізмах ланки здійснюють нерівномірний рух, що визначає прояв інерційних навантажень, які спричиняють інтенсивне зношення елементів кінематичних пар, додаткові механічні напруження в окремих модулях конструкції машин, зменшення витривалості матеріалів деталей. Під **зрівноваженням механізмів** розуміють процес повного або часткового усунення негативного впливу інерційних навантажень.

Розрізняють такі задачі зрівноваження механізмів:

- 1) зрівноваження мас, що обертаються, – виконується за допомогою використання противаг;
- 2) зрівноваження механізмів на фундаменті – виконується з використанням додаткових елементів, що вводяться до механічної системи об'єкта зрівноваження.

Зрівноваження мас, що обертаються. Розглянемо ланку 1, яка обертається з постійною кутовою швидкістю ω_1 (рисунок 6.1). На ланці розташовані неврівноважені маси $m_1, m_2 \dots m_n$ на відстанях $l_1, l_2 \dots l_n$ від площини I і $r_1, r_2 \dots r_n$ від осі обертання.

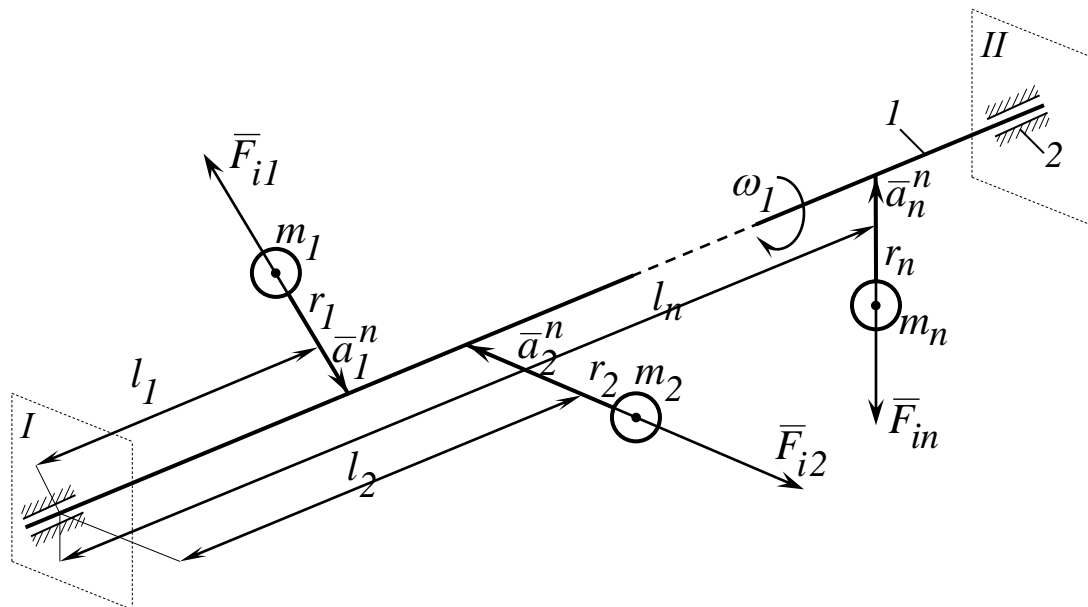


Рисунок 6.1

У цій системі ураховуються такі інерційні навантаження:
- вектори сил інерції

$$\begin{aligned}
F_{i1} &= m_1 \cdot a_1^n = m_1 \cdot \omega_1^2 \cdot r_1; \\
F_{i2} &= m_2 \cdot a_2^n = m_2 \cdot \omega_1^2 \cdot r_2; \\
&\dots \\
F_{in} &= m_n \cdot a_n^n = m_n \cdot \omega_1^2 \cdot r_n.
\end{aligned}
\tag{6.1}$$

- моменти сил інерції

$$\begin{aligned}
M_{i1} &= F_{i1} \cdot l_1 = m_1 \cdot \omega_1^2 \cdot r_1 \cdot l_1; \\
M_{i2} &= F_{i2} \cdot l_2 = m_2 \cdot \omega_1^2 \cdot r_2 \cdot l_2; \\
&\dots \\
M_{in} &= F_{in} \cdot l_n = m_n \cdot \omega_1^2 \cdot r_n \cdot l_n.
\end{aligned}
\tag{6.2}$$

Умовою зрівноваження ланки I є рівність нулю головного вектора сил інерції і головного моменту сил інерції:

$$\bar{F}_i = \sum_{k=1}^n \bar{F}_{ik} = 0,
\tag{6.3}$$

$$\bar{M}_i = \sum_{k=1}^n \bar{M}_{ik} = 0.
\tag{6.4}$$

Виконання умови (6.3) відповідає статичному зрівноваженню, виконання умови (6.4) – динамічному зрівноваженню, а виконання умов (6.3) і (6.4) – повному зрівноваженню ланки. Ураховуючи залежності (6.1) і (6.2), можна записати умови зрівноваження у такому вигляді:

$$\bar{F}_i = \sum_{k=1}^n \bar{F}_{ik} = \sum_{k=1}^n \overline{m_k \cdot \omega_1^2 \cdot r_k} = 0,
\tag{6.5}$$

$$\bar{M}_i = \sum_{k=1}^n \bar{M}_{ik} = \sum_{k=1}^n \overline{m_k \cdot \omega_1^2 \cdot r_k \cdot l_k} = 0.
\tag{6.6}$$

Ураховуючи, що кутова швидкість ланки I ω_1 є величиною постійною, можна сказати, що сума векторів $\sum_{k=1}^n \overline{m_k \cdot r_k}$

еквівалентна умові (6.3), а сума $\sum_{k=1}^n \overline{m_k \cdot r_k \cdot l_k}$ – умові (6.4). За такої умови величина $\overline{m_k \cdot r_k}$ називається **статичним моментом** k -ї маси, а $\overline{m_k \cdot r_k \cdot l_k}$ – **відцентровим моментом**.

На практиці зрівноваження ланки I виконується за допомогою противаг, які встановлюються у площинах I і II . Маса противаг і місця встановлення теоретично визначаються з планів статичних і відцентрових моментів, що будуються з рівнянь (6.5), (6.6).

Зрівноваження механізмів на фундаменті має за мету зменшення негативного впливу інерційних навантажень, що передаються на фундамент (раму) машини. За таких умов спочатку виконують статичне, а потім динамічне зрівноваження.

Розглянемо механізм, що складається з трьох рухомих ланок масами відповідно m_1 , m_2 і m_3 , установлений на фундамент O (стояк), початкова ланка 1 якого обертається з постійною кутовою швидкістю ω_1 (рисунок 6.2). При чому відомі довжини ланок l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , а також положення центрів мас ланок l_{AS_1} , l_{CS_2} і l_{DS_3} .

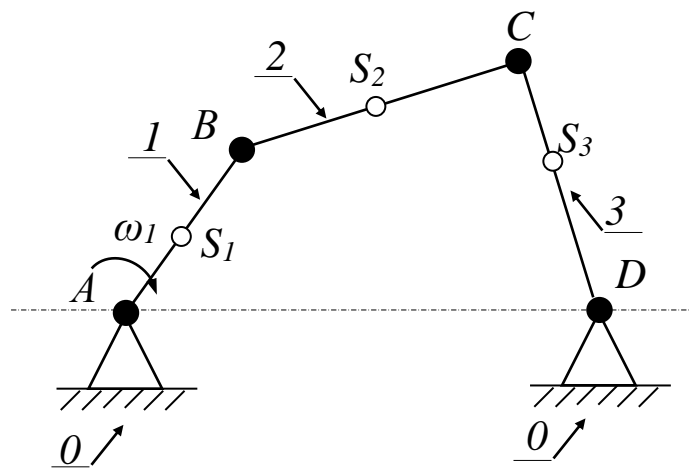


Рисунок 6.2

Умова статичного зрівноваження такого механізму

$$\bar{F}_i = \sum_{k=1}^3 \bar{F}_{ik} = \sum_{k=1}^3 \overline{m_k \cdot a_{S_k}} = 0. \quad (6.7)$$

Аналізуючи наведену умову, можна зробити висновок, що розв'язання задачі статичного зрівноваження такого механізму на фундаменті зводиться до зміщення центрів мас усіх ланок на стояк 0 (забезпечення умови $a_{S_k} = 0$). Для цього на ланки механізму встановлюють додаткові маси. Зміщення центрів мас виконується з виконанням відповідних умов:

- при переміщенні точки S_1 у точку A повинна виконуватись умова

$$m_1 \cdot l_{AS_1} = m_{П1} \cdot l_1; \quad (6.8)$$

- при переміщенні точки S_2 у точку C – умова

$$m_2 \cdot l_{CS_2} = m_{П2} \cdot l_2; \quad (6.9)$$

- при переміщенні центра мас S_2 з точки C , а також центра мас S_3 у точку D – умова

$$m_2 \cdot l_{CD} + m_3 \cdot l_{DS_3} = m_{П3} \cdot l_3. \quad (6.10)$$

З використанням наведених вимог можливо визначити маси противаг $m_{П1}$, $m_{П2}$, $m_{П3}$, які необхідно встановити на ланки при заданих відстанях від точок A , C і D до центра мас противаг l_1 , l_2 , l_3 відповідно (рисунок 6.3). Аналогічно при заданих масах $m_{П1}$, $m_{П2}$, $m_{П3}$ можна визначити відстані l_1 , l_2 , l_3 .

Видно, що при застосуванні такого методу до складу конструкції машини вводиться велика кількість противаг, а також збільшуються загальні габарити механізму.

Це визначає доцільність використання при статичному зрівноваженні методу заміни ланок еквівалентними масами (**метод рознесення мас**), який дає змогу зменшити кількість противаг ланок.

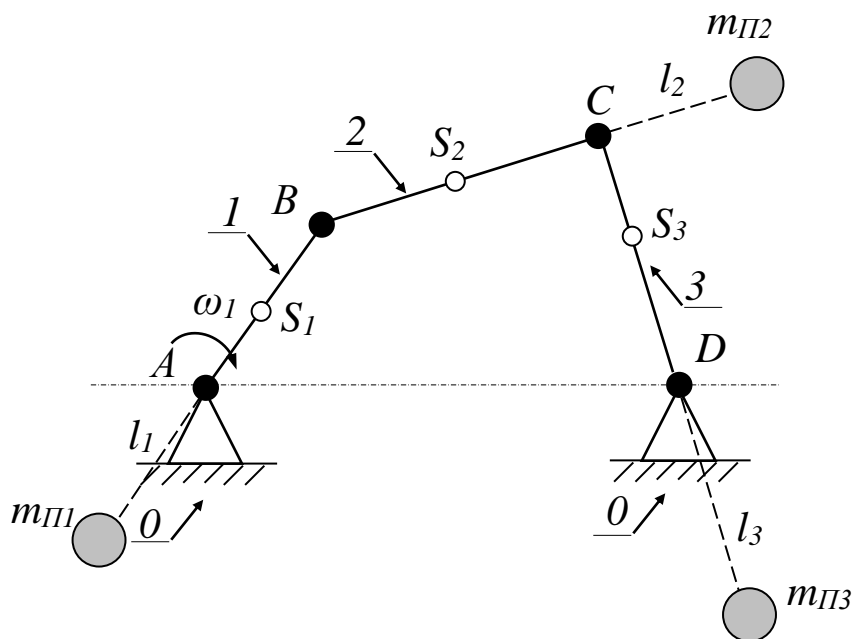


Рисунок 6.3

Водночас повинні виконуватись умови:

- сума рознесених мас кожної ланки повинна дорівнювати масі ланки

$$\sum_{k=1}^n m_k = m_{\text{ланки}}; \quad (6.11)$$

- сума статичних моментів $\overline{m_k \cdot r_k}$ кожної k -ї рознесеної маси відносно центра мас ланки, що замінюється, повинна дорівнювати нулю

$$\sum_{k=1}^n \overline{m_k \cdot r_k} = 0; \quad (6.12)$$

- сума моментів інерції рознесених мас відносно центра мас $m_i \cdot r_i^2$ ланки, що замінюється, повинна дорівнювати моменту інерції маси цієї ланки I_S

$$\sum_{k=1}^n m_k \cdot r_k^2 = I_S. \quad (6.13)$$

Умови (6.11) і (6.12) відповідають статичному рознесенню мас, а виконання всіх трьох умов – динамічному.

Наприклад, статичне рознесення маси шатуна 2 m_2 розглянутого механізму (рисунок 6.4) в точки B і C полягає у визначенні рознесених мас m_B і m_C та виконується на основі умов

$$\begin{cases} m_C + m_B = m_2; \\ m_C \cdot l_{CS_2} - m_B \cdot l_{BS_2} = 0. \end{cases} \quad (6.14)$$

Звідки

$$m_B = m_2 \cdot \frac{l_{CS_2}}{l_{BC}}; \quad (6.15)$$

$$m_C = m_2 \cdot \frac{l_{BS_2}}{l_{BC}}. \quad (6.16)$$

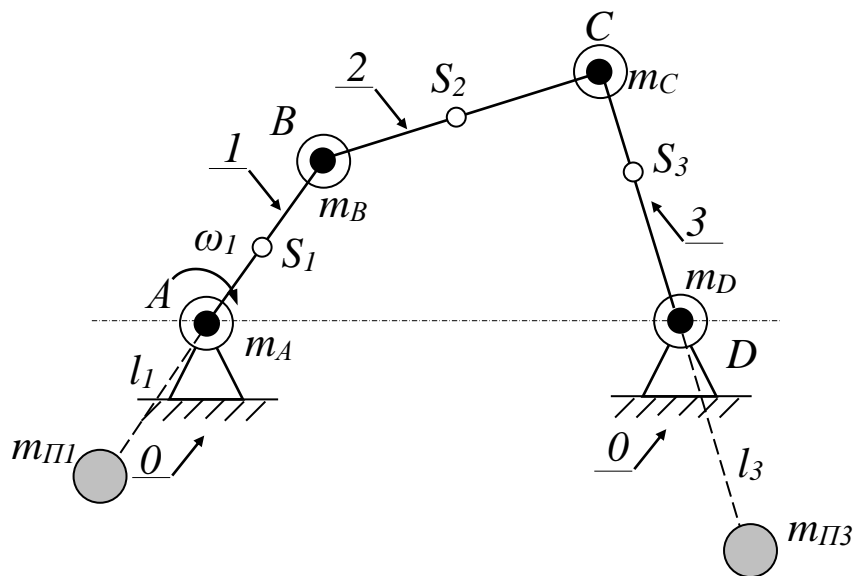


Рисунок 6.4

Окрім цього, в точки B і C розносяться маси першої і третьої ланок:

- рознесення маси m_1 в точки A і B

$$m_1 = m_{A1} + m_{B1}; \quad (6.17)$$

- рознесення маси m_3 в точки C і D

$$m_3 = m_{C3} + m_{D3}. \quad (6.18)$$

Таким чином, рознесені дискретні маси в точках A , B , C і D будуть дорівнювати

$$m_A = m_{A1}; m_B = m_{B1} + m_{B2}; m_C = m_{C2} + m_{C3}; m_D = m_{D3}. \quad (6.19)$$

Маси m_A і m_D зрівноваження не потребують, оскільки вони зведені до опори. Маса противаг для зрівноваження m_C і m_B (рисунок 6.4)

$$m_{П1} = \frac{m_B \cdot l_{AB}}{l_1}; \quad (6.20)$$

$$m_{П3} = \frac{m_C \cdot l_{CD}}{l_3}. \quad (6.21)$$

Приклад зрівноваження механізмів, деякі ланки яких рухаються поступально. Розглянемо зрівноваження мас кривошипно-повзунного механізму (рисунок 6.5) з використанням **системи Ланчестера** – багатоланкового зубчастого механізму з противагами.

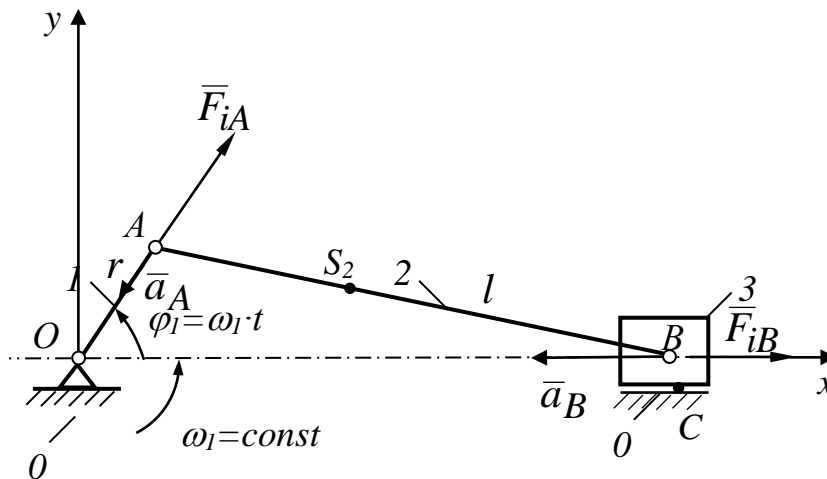


Рисунок 6.5

Умовою урівноваження такого механізму є рівність головного вектора сил інерції нулю

$$\bar{F}_i = \sum_{k=1}^n \bar{F}_{ik_i} = 0. \quad (6.22)$$

Зрівноваження з використанням системи Ланчестера передбачає нижченаведену послідовність дій.

1 На початковому етапі виконується статичне рознесення мас ланок у точки A і B (визначаються маси m_A і m_B).

2 Визначається головний вектор сил інерції та його проекції на осі координат ox і oy :

$$\bar{F}_i = \bar{F}_{iA} + \bar{F}_{iB} = -m_A \cdot \bar{a}_A - m_B \cdot \bar{a}_B; \quad (6.23)$$

$$F_{ix} = -m_A \cdot a_{Ax} - m_B \cdot a_{Bx}; \quad (6.24)$$

$$F_{iy} = -m_A \cdot a_{Ay}. \quad (6.25)$$

3 Визначаються проекції векторів прискорень a_A і a_B на осі координат ox і oy :

$$a_{Ax} = -r \cdot \omega_1^2 \cos \varphi_1; \quad (6.26)$$

$$a_{Ay} = -r \cdot \omega_1^2 \sin \varphi_1. \quad (6.27)$$

$$a_{Bx} = -r \cdot \omega_1^2 [\cos \varphi_1 + 4\lambda(A_2 \cos 2\varphi_1 + 4A_4 \cos 4\varphi_1 + \dots)]. \quad (6.28)$$

де λ – постійна механізму, що визначає відношення довжини шатуна до радіуса кривошипа ($\lambda = l/r$);

$A_k = f(\lambda)$ – амплітуда.

Подамо вирази (6.24) і (6.25) з урахуванням (6.26) – (6.28)

$$F_{ix} = m_A r \omega_1^2 \cos \varphi_1 + m_B r \cdot \omega_1^2 [\cos \varphi_1 + 4\lambda(A_2 \cos 2\varphi_1 + 4A_4 \cos 4\varphi_1 + \dots)]; \quad (6.29)$$

$$F_{iy} = m_A r \omega_1^2 \sin \varphi_1. \quad (6.30)$$

4 Силу інерції маси m_A зрівноважує протидія $m_{ПО}$ (рисунок 6.6). Тоді проекція сили інерції на вісь oy дорівнює нулю ($F_{iy} = 0$), а на ox

$$F_{ix} = m_B r \cdot \omega_1^2 [\cos \varphi_1 + 4\lambda(A_2 \cos 2\varphi_1 + 4A_4 \cos 4\varphi_1 + \dots)], \quad (6.31)$$

де $m_B r \cdot \omega_1^2 \cos \varphi_1$ – сили інерції першого порядку;
 $m_B r \cdot \omega_1^2 4\lambda A_2 \cos 2\varphi_1$ – сили інерції другого порядку.

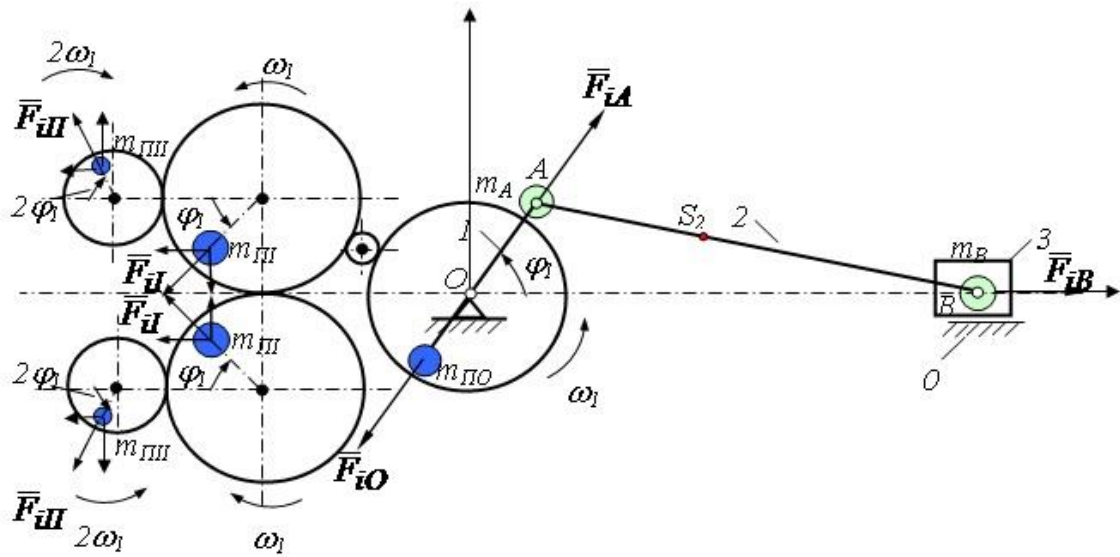


Рисунок 6.6

Кривошипно-повзунний механізм двигуна внутрішнього згорання вважається зрівноваженим, якщо для маси, що рухається поступально, зрівноважені сили інерції першого та другого порядку.

5 Для зрівноваження кожної із сил інерції k -го порядку маси, що рухається поступально, необхідно по два ротори з противагами, які обертаються з кутовими швидкостями $k \cdot \omega_1$.

Проекції сил інерції противаг на вісь oy F_{iIy} і F_{iIIy} взаємно компенсуються, а проекції на вісь ox компенсують сили інерції першого і другого порядку мас, що рухаються поступально:

$$\begin{cases} \bar{F}_{iI} = \bar{F}_{iIx} + \bar{F}_{iIx} \\ \bar{F}_{iII} = \bar{F}_{iIIx} + \bar{F}_{iIIx} \end{cases} \quad (6.32)$$

Маса противаг

$$m_{III} = \frac{m_B \cdot r}{2 \cdot l_I}; \quad m_{III} = \frac{\lambda \cdot A_2 \cdot m_B \cdot r}{2 \cdot l_{II}} \quad (6.33)$$

Незначна неврівноваженість, яка проявляється, як правило, внаслідок технологічних факторів, називається **дисбалансом**, а процес його усунення – **балансуванням**.

Види балансування:

1) статичне балансування (таке балансування виконується для тихохідних валів, шківів, маховиків);

2) динамічне балансування (для швидкохідних валів та відповідальних деталей).

7 Віброактивність і віброзахист технічних засобів

План лекції

7.1 Поняття про вібрації, віброактивність і віброзахист технічних засобів (ТЗ).

7.2 Коефіцієнт віброзахисту.

7.3 Особливості розрахункових досліджень з оцінювання віброактивності машин.

7.4 Основні напрямки віброзахисту.

Вібрація – це прояв механічних коливань у рухомих системах. Під **віброактивністю** розуміють властивість машини відтворювати вібрацію, а сукупність заходів, спрямованих на зниження віброактивності технічного засобу, називають **віброзахистом**.

При вирішенні проектно-конструкторських задач зі створення сучасних транспортних технічних засобів значна увага приділяється дослідженню (математичному моделюванню) їх вібраційних характеристик і, за необхідності, забезпеченню потрібного рівня віброзахисності завдяки впровадженню відповідної системи віброзахисту.

Актуальність таких досліджень визначається тим, що, за винятком спеціальної вібраційної техніки (вібротранспортери, вібромлини, віброзмішувачі, віброінструмент та ін.), вібрації шкідливо впливають як на роботу технічних засобів (порушення необхідних характеристик функціонування, їх систем керування,

поява додаткових інерційних навантажень, проблема відбудування від резонансу), так і на персонал, що їх обслуговує, оточуючих людей (порушення зору, слуху, анемія кінцівок, порушення біохімічного складу крові).

Тому при проектуванні транспортних технічних засобів має оцінюватись їх віброзахисність, яка може бути зведена до контролю умови отримання коефіцієнта віброзахисності $\gamma < 1$.

У найбільш простих випадках, коли досліджуються коливання джерела вібрацій вздовж тільки однієї осі, наприклад вертикальної осі Z , коефіцієнт γ визначається за формулою

$$\gamma = \frac{|Z_{mз}|}{|Z_{осн}|}, \quad (7.1)$$

де $|Z_{mз}|$ – модуль найбільшої амплітуди коливань технічного засобу (джерела вібрацій) на робочому режимі;

$|Z_{осн}|$ – модуль відповідної найбільшої амплітуди коливань основи (об'єкта віброзахисту), на якій встановлено технічний засіб.

Видно, що для проведення такої оцінки необхідно ще при проектуванні технічного засобу моделювати динамічні характеристики, які описують його вертикальні коливання (вібрації, з яких слід вибрати $|Z_{mз}|$), для чого потрібна відповідна математична модель.

Розглянемо основні етапи побудови математичної моделі для дослідження вимушених вертикальних коливань, наприклад тепловозного дизеля D , схема встановлення якого на рамі P тепловоза через опори O показана на рисунку 7.1.

Слід відзначити, що це дослідження буде виконуватись відповідно до сучасної методики проведення динамічного аналізу механізмів, викладеної у розділі 3. Тому

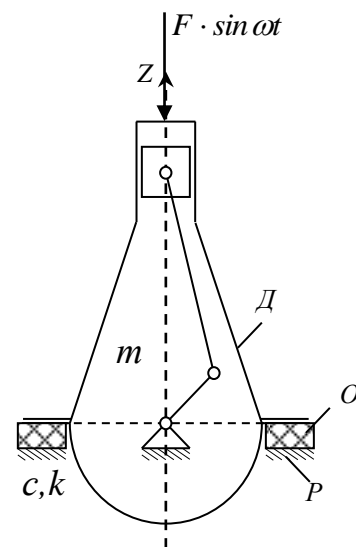


Рисунок 7.1

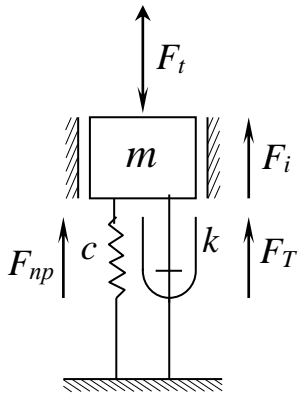


Рисунок 7.2

першим етапом роботи є розроблення динамічної моделі, під час побудови якої (рисунок 7.2) прийнято: інерційні властивості дизеля будуть подані величиною приведеної маси m ; пружні – приведеним коефіцієнтом жорсткості c (ураховує жорсткість пружних елементів конструкції); дисипативні – приведеним коефіцієнтом демпфірування k (ураховує в'язкі опори в коливальній системі).

Вимушені коливання (вібрації) маси m будуть характеризуватися переміщеннями (вібропереміщеннями) z , швидкостями (віброшвидкостями) \dot{z} і прискореннями (віброприскореннями) \ddot{z} . Силкові параметри – збурюючою коливання силою F_t , яка змінюється (для спрощення задачі) за гармонічним законом $F_t = F \cdot \sin \omega t$ (де – F – амплітуда сили; ω – частота збурюючої сили); силами інерції $F_i = m \cdot \ddot{z}$; сил в'язкого опору в системі $F_T = k \cdot \dot{z}$; пружних відновлювальних сил $F_{np} = c \cdot z$.

Для розглянутої ДМ рівняння руху можна подати у вигляді

$$F_i + F_T + F_{np} = F_t. \quad (7.2)$$

З урахуванням наведеного вище перетворюється рівняння (7.2)

$$m \cdot \ddot{z} + k \cdot \dot{z} + c \cdot z = F \cdot \sin \omega t. \quad (7.3)$$

Розділимо обидві частини рівняння (7.3) на зведену масу m

$$\ddot{z} + 2 \cdot n \cdot \dot{z} + \omega_0^2 \cdot z = \frac{F}{m} \cdot \sin \omega t, \quad (7.4)$$

де $n = k/2m$ – коефіцієнт, що характеризує загасання вільних (власних) коливань системи;

$\omega_0 = \sqrt{c/m}$ – колова частота власних коливань.

Рівняння (7.4) є математичною моделлю дослідження віброактивності розглянутої системи. Його розв'язок відомий і може бути подано в такому вигляді:

$$z(t) = z_0 \cdot e^{-nt} \cdot \sin(\omega_0 t + \varepsilon) + \frac{F \cdot \sin \omega t}{m \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}. \quad (7.5)$$

Аналіз формули (7.5) для розрахунків значень вібропереміщень у часі показує, що в початковий період коливальна система перебуває в складному полігармонічному русі – виконує вільні коливання (з частотою ω_0 , амплітудою z_0 , початковою фазою ε) і вимушені коливання з частотою ω . Однак з часом (підтверджується експериментальними дослідженнями) через наявність в'язкого опору вільні коливання загасають (перший доданок формули зникає) і система буде виконувати коливання з частотою збудовуючої сили ω . З наведеної формули видно, що максимальна амплітуда таких коливань може бути визначена за формулою

$$z_{max} = \frac{F / m}{m \cdot \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}. \quad (7.6)$$

Отримані значення $|z_{max}|$ дають змогу оцінити коефіцієнт віброзахисності технічного засобу, що проектується.

Істотний вплив на величину $|z_{max}|$ має конструктивне введення тертя (збільшення в'язких опорів) у коливальну систему. Для ілюстрації відзначеного з попередньої формули для розрахунку z_{max} одержано залежність для обчислення максимальних амплітуд коливань у системі без тертя ($n_0 = 0$)

$$z_{max} = \frac{z_{cm}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}, \quad (7.7)$$

де $z_{cm} = \frac{P}{m\omega_0^2}$ – максимальне переміщення системи, викликане статичною дією навантаження F . Використовуючи отримані

формули, можна виконати обчислення z_{max} при різних значеннях відношень частот ω/ω_0 і коефіцієнтів n .

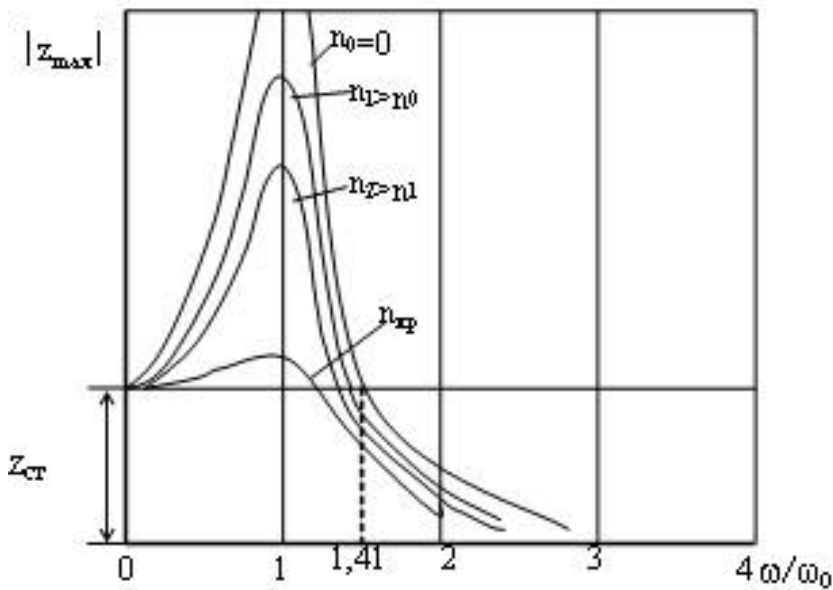


Рисунок 7.3

Узагальнено результати таких обчислень подано графічно на рисунку 7.3.

Видно, що в системі без тертя (ідеальній системі) при відношенні $\omega/\omega_0 = 1$

спостерігається явище резонансу (теоретично

амплітуда z_{max} зростає до ∞) і

тільки при значеннях $\omega/\omega_0 > 1,41$ амплітуда коливань не перевищує величину z_{cr} . Це визначає доцільність призначення експлуатаційних режимів роботи машин при значеннях $\omega/\omega_0 = 2 \dots 5$.

Введення навіть невеликого тертя в систему ($n_1 > n_0$) призводить до зменшення амплітуд z_{max} до відповідних кінцевих значень. Тому забезпечення необхідної умови $\gamma < 1$ може досягатися за допомогою додаткового введення тертя ($n_2 > n_1$) у конструкцію коливальної системи – використання відповідної системи віброзахисту. При значному збільшенні тертя ($n = n_{kp}$) може настати критичне демпфірування (періодичні коливання перетворюються в аперіодичні).

У загальному плані під **віброзахистом** слід розуміти комплекс робіт (проектно-конструкторських, експлуатаційно-захисних) зі зниження вібрацій ТЗ до небезпечного рівня з погляду його нормальної роботи, а також впливу на навколишнє середовище та людей.

При конструюванні транспортних технічних засобів у напрямку віброзахисту використовують системи, які

передбачають **віброізоляцію** віброактивних об'єктів або **віброгашення** відповідних вібрацій.

Системи віброізоляції передбачають ізолювання віброактивного модуля конструкції або технічного засобу у цілому від сусідніх модулів, рами транспортного засобу, елементів будівельних споруд. Прикладами таких рішень є: встановлення транспортних двигунів на гумово-металевих салінг-блоках (зменшення передачі вібрацій на раму, кузов транспортного засобу); конструювання фундаментів стаціонарних віброактивних засобів на гумових подушках із зазорами між фундаментом і основним ґрунтом (зменшення передачі вібрацій на будівельну споруду); конструювання вібропоглинальних крісел для водіїв і пасажирів транспортних засобів.

Системи віброгашення поділяються на **статичні і динамічні**. **Статичні системи віброгашення передбачають:**

1) введення у конструкцію технічного засобу елементів, що збільшують в'язкий опір у коливальних процесах, які відбуваються. Це різноманітні гідравлічні і пневматичні демпфери (амортизатори), демпфери сухого тертя (ресори), електромагнітні демпфери та ін.;

2) конструювання і використання у віброактивних механізмах спеціальних багат шарових деталей, у яких тертя між сусідніми шарами збільшує в'язкий опір коливальним процесам (наприклад багат шарові телескопічні конструкції валів, що забезпечують зменшення їх крутильних коливань).

3) проектування і конструювання ТЗ за умов отримання низького початкового рівня віброактивності. Прикладами практичної реалізації цього напрямку є використання самоврівноважувальних кінематичних схем механізмів (двигуни з опозитним розташуванням циліндрів), конструктивне зрівноваження ланок і механізмів за допомогою противаг, балансування роторів та ін.

Динамічні (активні) системи віброгашення передбачають використання спеціальних пристроїв (з жорстким або адаптивним керуванням) – віброгасників, що створюють зустрічні динамічні впливи до діючих вібрацій і зменшують їх прояв.

8 Тертя та зношування в механізмах і машинах. Визначення механічного коефіцієнта корисної дії технічних засобів

План лекції

- 8.1 Тертя та його класифікація за певними ознаками.
- 8.2 Основні закономірності тертя спокою та ковзання.
- 8.3 Основні закономірності тертя кочення та заходи, що знижують прояв буксування транспортних технічних засобів.
- 8.4 Види зношування.
- 8.5 Методи оцінювання зносів деталей.
- 8.6 Механічний коефіцієнт корисної дії технічних засобів.

Під *тертям* розуміють процес механічної взаємодії тіл, що дотикаються, при їх відносному переміщенні (перебуванні в стані спокою) в площині дотикання або при відносному зміщенні шарів деформованого твердого тіла (або рідин, газів). Це явище супроводжується дисипацією (розсіюванням) енергії.

Підраховано, що майже третина світових енергетичних ресурсів даремно витрачається на роботу, пов'язану з тертям. Тому важливим моментом при проектуванні механізмів і машин є урахування тертя та прийняття заходів, спрямованих на зниження його негативного впливу на показники роботи технічних засобів.

Результати експериментальних досліджень показали, що тертя пов'язане зі складною сукупністю механічних, фізичних і хімічних процесів. Тому нижче розглянуто класифікацію тертя за певними ознаками.

1 За об'єктом взаємодії:

- *зовнішнє тертя* – опір відносному переміщенню, що виникає між двома тілами в зонах поверхонь дотикання і спрямований по дотичній до них.

Сила опору F_T при відносному переміщенні тіла 1 по поверхні тіла 2 (дотикаються *тертьові поверхні* ланок) з відносною швидкістю v_{12} під дією зовнішньої рухомої сили F_p ,

тангенціально спрямована по загальній межі між цими тілами, називається *силою тертя* (рисунок 8.1);

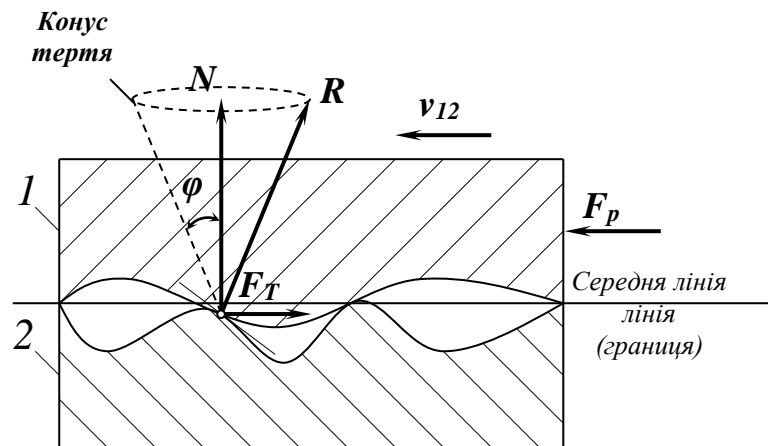


Рисунок 8.1

- *внутрішнє тертя* – процеси, що відбуваються у твердих, рідинних, газоподібних тілах при їх деформації.

2 *За наявністю відносного руху:*

- *тертя спокою* при $v_{12} = 0$;
- *кінематичне тертя* при $v_{12} \neq 0$.

3 *За видом відносного руху:*

- *тертя ковзання* – одні й ті самі поверхні одного тіла контактують з різними поверхнями іншого тіла;
- *тертя кочення* – різні поверхні одного тіла послідовно контактують з різними поверхнями іншого тіла.

4 *За фізичним станом контактуючих поверхонь.* Для зменшення сил тертя на контактуючі поверхні наносяться мастильні матеріали. Залежно від фізичного стану мастила відрізняють:

- *сухе тертя* – при відсутності мастильного матеріалу;
- *граничне тертя* – наявний дуже тонкий шар мастила, для якого фізичні властивості мастильного матеріалу відмінні від звичайних;
- *напіврідинне тертя* – наявний тонкий шар мастила зі звичайними фізичними властивостями;
- *рідинне тертя* – шар мастила розділяє тертьові поверхні.

Основні закономірності тертя

1 Тертя спокою ($v_{12} = 0$). Максимального значення сила тертя спокою набуває в момент початку відносного руху. Її величина визначається за формулою

$$F_{TСП\max} = f_0 \cdot N, \quad (8.1)$$

де N – нормальна реакція (нормальна складова реакції R на рисунку 8.1);

f_0 – коефіцієнт тертя спокою – залежить від матеріалу тертьових поверхонь і їх фізичного стану, під час проведення досліджень величина f_0 приймається за відповідними довідниками.

2 Тертя ковзання ($v_{12} \neq 0$). Сила тертя визначається за формулою Кулона-Амонтона

$$F_T = f \cdot N, \quad (8.2)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

Слід відзначити, що за величиною коефіцієнт тертя ковзання f менший (для тих самих тертьових поверхонь), ніж коефіцієнт тертя спокою f_0 . Залежить від матеріалу тертьових поверхонь, їх фізичного стану, а також величини відносної швидкості v_{12} . Під час проведення розрахунків величина f приймається за відповідними довідниками.

Під час виконання досліджень, пов'язаних з тертям, урахується конус тертя (рисунк 8.1), твірною якого є реакція R . Тангенс кута при вершині конуса тертя чисельно дорівнює величині коефіцієнта тертя ковзання

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{F_T}{N} = \frac{f \cdot N}{N} = f. \quad (8.3)$$

Для прикладу в таблиці 8.1 наведено наближені величини коефіцієнтів тертя спокою і тертя ковзання для різних матеріалів тертьових поверхонь.

3 Тертя кочення. Основними складовими природи тертя кочення є тертя ковзання, пружність взаємодіючих поверхонь, наявність пружних мікропереміщень в області контакту.

Таблиця 8.1 – Наближені величини коефіцієнтів тертя спокою і тертя ковзання

Матеріали тертьових поверхонь	Коефіцієнт тертя			
	f_0		f	
	Сухе тертя	Напіврідинне тертя	Сухе тертя	Напіврідинне тертя
Сталь-сталь	0,17	0,1...0,12	0,15	0,05...0,1
Сталь-чавун	0,3	-	0,18	0,07...0,15
Чавун-чавун	-	0,18	0,15	0,07...0,12
Сталь-бронза	0,16	0,1...0,15	0,15	0,1...0,15
Чавун-бронза	-	-	0,2	0,07...0,15
Бронза-бронза	-	0,1	0,15...0,2	0,05...0,1

Розглянемо встановлений на плоскій поверхні циліндр (колесо) з радіусом основи r , навантажений вертикальною силою Q , лінія дії якої проходить через вісь його обертання (рисунок 8.2, а). Сила Q може розглядатись як частина ваги транспортного технічного засобу, що діє на його колесо. У випадку тертя спокою нормальна реакція N є центральною та епюра тисків симетрична відносно неї. У випадку тертя кочення (рисунок 8.2, б) епюра тисків стає несиметричною, нормальна реакція зміщується у напрямку швидкості V_C на відстань k , що має назву *коефіцієнта тертя кочення*.

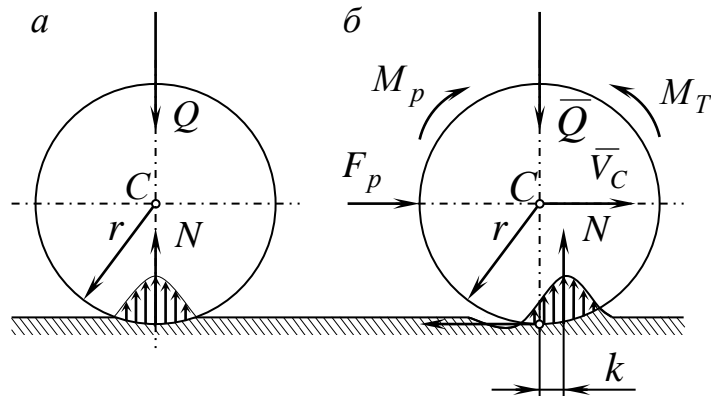


Рисунок 8.2

Для підтримки кочення до циліндра необхідно прикласти рушійний момент $M_p = r \cdot F_p$, який зрівноважує момент опору коченню M_T (момент тертя кочення), що виникає внаслідок дії пари сил Q і N , момент тертя кочення дорівнює

$$M_T = k \cdot N. \quad (8.4)$$

Чисте кочення циліндра (тобто відсутність буксування приводного колеса транспортного засобу) буде спостерігатись за умови, якщо рушійна сила буде більшою, ніж сила тертя ($F_p > F_T$). З урахуванням умови рівноваги ($M_p = M_T$) виникає можливість записати умову чистого кочення циліндра

$$f > \frac{k}{r}. \quad (8.5)$$

Відповідно до умови (8.5) для зменшення проявів буксування приводних коліс транспортних засобів (зокрема і залізничного рухомого складу) доцільно збільшувати коефіцієнт тертя ковзання f між колесом і поверхнею кочення, а також збільшувати радіус приводного колеса r .

Під час експлуатації механізмів технічних засобів відбувається неминуче зношення елементів кінематичних пар, що призводить до зменшення міцності деталей, зниження точності перетворення руху, підвищення їх віброактивності. **Зношування** – процес руйнування та відокремлення матеріалу

від третювних поверхонь, що проявляється у зміні розмірів і форм тіл, що контактують.

Види зношення:

1) схоплення першого роду – розвивається при малих швидкостях і високому тиску в умовах незначного фрикційного нагріву поверхонь (аварійний вид зношування);

2) схоплення другого роду – виникає при великих швидкостях ковзання і тиску, коли інтенсивно нагріваються поверхневі шари (аварійний вид зношування);

3) контактне зношення – виникає у випадках тертя кочення, при якому процес руйнування поверхонь деталей є наслідком мікроскопічних деформацій стискання, зміцнення поверхневих шарів, виникнення залишкових напружень у них і явища втомленості металу при змінних навантаженнях. За такої умови з'являються мікроскопічні тріщини, розташовані під кутом до поверхні тертя, з подальшим їх розвитком;

4) абразивне зношення – виникає при терті ковзання і характеризується мікропластичними деформаціями та зрізанням металу тонких поверхневих шарів твердими абразивними частинками.

Кількісною оцінкою процесів зношування є величина відповідного **зносу**. Залежно від методів визначення відрізняють знос лінійний, об'ємний або ваговий.

1 Лінійний знос δ – оцінюється зменшенням розміру контактуючої поверхні в напрямку нормалі до неї (рисунки 8.3).

2 Об'ємний та ваговий зноси оцінюються зміною відповідно об'ємів і ваги деталей.

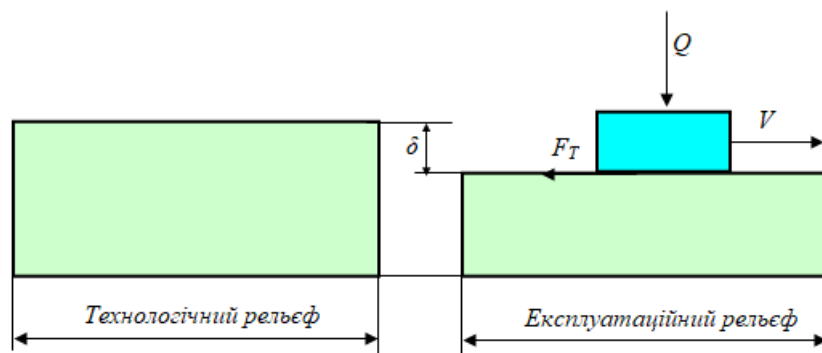


Рисунок 8.3

За нормальних умов експлуатації технічних засобів відрізняють дві стадії зношування (рисунок 8.4):

1) припрацювання тертьових поверхонь – стадія, під час якої замість вихідної шорсткості поверхонь (сформованої при виготовленні) отримується деяка нова рівноважна шорсткість;

2) нормальне (експлуатаційне) зношування – стадія, під час якої відбувається несуттєве збільшення зносу (наприклад лінійного δ) за часом.

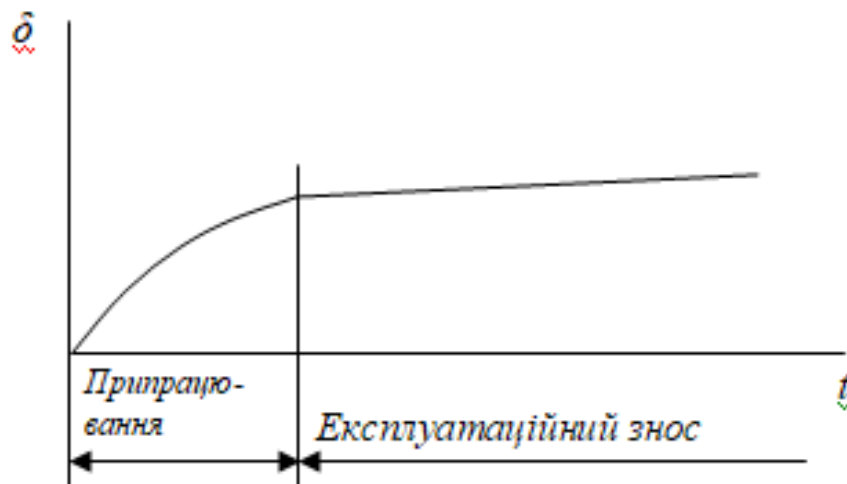


Рисунок 8.4

Найчастіше конструктивну досконалість і енергетичну цінність технічного засобу оцінюють за величиною механічного коефіцієнта корисної дії (ККД) η_m . Якщо для функціонування технічного засобу прикладається робота рушійних сил A_p , а він забезпечує роботу сил корисного опору $A_{ко}$, то величина η_m кількісно показує, яка частка витраченої роботи A_p витрачена на здійснення корисної роботи $A_{ко}$

$$\eta_m = \frac{A_{ко}}{A_p}. \quad (8.6)$$

З балансу робіт, відповідно до якого робота рушійних сил A_p дорівнює сумі робіт сил корисного $A_{ко}$ та шкідливого $A_{шо}$ опору, рівняння (8.6) приводиться до вигляду

$$\eta_m = \frac{A_p - A_{шо}}{A_p} = 1 - \frac{A_{шо}}{A_p} = 1 - \psi, \quad (8.7)$$

де ψ – коефіцієнт втрат.

Кожна машина характеризується наявністю роботи сил шкідливого опору $A_{шo}$. Відповідно діапазони механічного ККД та коефіцієнта втрат лежать у межах $0 < \eta < 1$; $1 > \psi > 0$.

При визначенні загального механічного ККД складних технічних засобів $\eta_{\Sigma M}$, які складаються з декількох окремих модулів конструкції, враховуються механічні ККД модулів, а також характер з'єднання цих модулів, який може бути послідовним, паралельним або змішаним.

При послідовному з'єднанні модулів (рисунок 8.5)

$$\eta_{\Sigma M} = \eta_{M1} \cdot \eta_{M2} \cdot \dots \cdot \eta_{Mn} \quad (8.8)$$

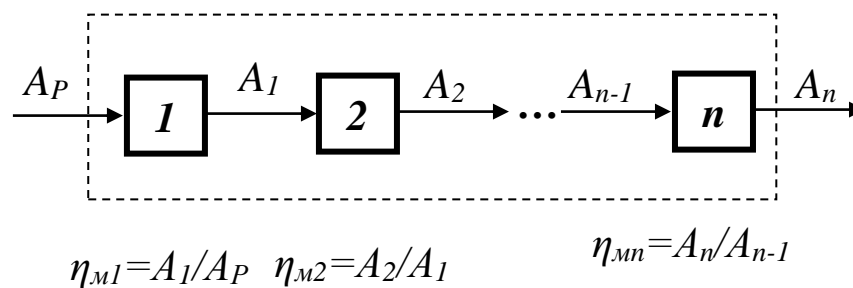


Рисунок 8.5

З формули (8.8) можна зробити висновок:

1) загальний механічний ККД технічного засобу нижчий, ніж у гіршого модуля;

2) для забезпечення високого $\eta_{\Sigma M}$ складного технічного засобу потрібно прагнути до досягнення високих механічних ККД кожного окремого модуля конструкції.

При паралельному з'єднанні модулів (рисунок 8.7)

$$\eta_{\Sigma M} = \eta_{M1} \cdot \nu_1 + \eta_{M2} \cdot \nu_2 + \dots + \eta_{Mn} \cdot \nu_n, \quad (8.9)$$

де $\nu_1, \nu_2, \dots, \nu_n$ – коефіцієнти розподілу.

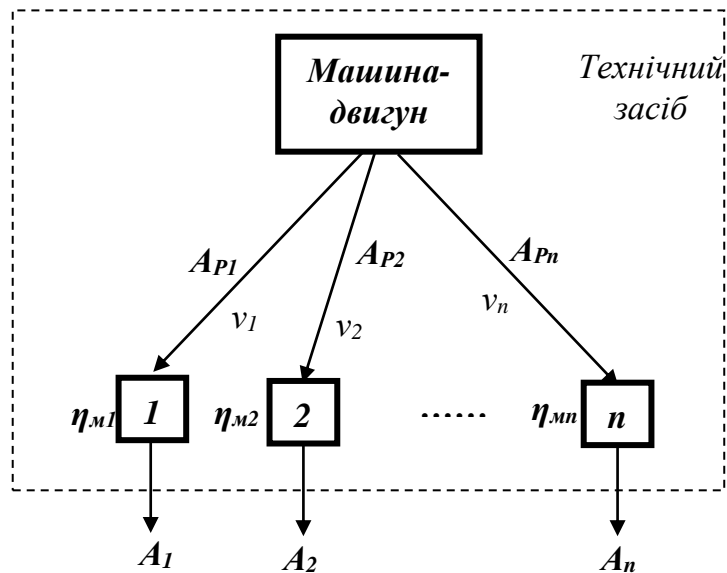


Рисунок 8.6

При змішаному з'єднанні модулів розрахунки проводяться з урахуванням формул (8.8), (8.9).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Киницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ : Наук. думка, 2002. 660 с.

2 Павловський М. А. Теоретична механіка. Київ : Техніка, 2002. 511 с.

3 Мороз В. І., Братченко О. В., Павшенко А. В. Теорія механізмів і машин: Дослідження та проектування механізмів типових технічних засобів залізничного транспорту : навч. посіб. під грифом МОН України. Харків : УкрДАЗТ, 2013. 156 с.

4 Кореняко А. С. Теория механизмов и машин. Киев : Вища шк., 1976. 444 с.

5 Заблонский К. И., Белоконев И. М., Щекин Б. М. Теория механизмов и машин. Киев : Вища шк., 1989. 376 с.

6 Мороз В. І., Братченко О. В., Логвіненко О. А. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студ. мех.-енергет. фак-ту спец. «Залізничний транспорт». Харків : УкрДУЗТ, 2020. 49 с.

В. І. Мороз, О. В. Братченко, В. І. Громов

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Конспект лекцій

до змістового модуля
«ОСНОВИ ДИНАМІЧНОГО УДОСКОНАЛЕННЯ
МАШИН І МЕХАНІЗМІВ»

Відповідальний за випуск Братченко О. В.

Редактор Еткало О. О.

Підписано до друку 23.03.21 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 3,25. Тираж 5. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Український державний університет
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейєрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6100 від 21.03.2018 р.