МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

З ДИСЦИПЛІНИ "ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН"

РОЗДІЛ 4. СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

РОЗДІЛ 5. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

для студентів машинобудівних спеціальностей денної форми навчання

Затверджено
на засіданні кафедри як
конспект лекцій
з дисципліни "Теорія
механізмів і машин" для
машинобудівних
спеціальностей
Протокол № 6 від 1.02.1994

СУМИ СДУ 1994

Список літератури

I. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин.-М.: Наука, 1988. - 640 с.
2. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин.-М.: Наука, 1979. - 575с.
3. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и машин.-М.: Высшая школа, 1987. - 496 с.
4. Баранов Г.Г. Курс теории механизмов и машин. -М.: Машиностроение, 1975. - 495 с.
5. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. -М.: Машиностроение, 1973. - 591 с.

Розділ 4. СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

4.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

При силовому дослідженні механізмів вирішуються такі задачі:

а/ визначення сил, діючих на ланки механізму;

б/ визначення реакцій в кінематичних парах;

в/ визначення зрівноважувального моменту або зрівноважувальної сили на ведучій ланці.

Результати силового дослідження потрібні при розрахунку ланок і елементів кінематичних пар на міцність і визначенні раціональних конструктивних форм ланок.

Силовий розрахунок механізму проводитимемо наближено,без врахування сил тертя, а всі сили, що діють на ланки механізму, вважатимемо розміщеними в одній площині.

Під зрівноважувальними силами або моментами розуміють ті невідомі сили або моменти, які прикладені до ведучої ланки і зрівноважують систему усіх зовнішніх сил та пар сил і усіх сил інерції та пар сил інерції.

При силовому розрахунку механізмів користуються принципом Даламбера, який формулюється так: якщо закон руху матеріальної системи відомий, то, приєднуючи до точок цієї системи, крім заданих сил, також фіктивні сили інерції, можна розглядати цю систему такою, що умовно перебуває у рівновазі, і визначити невідомі сили методами статики, тобто за допомогою рівнянь рівноваги. Таким чином, силовий метод розрахунку, який грунтується на принципі Даламбера, полягає в перенесенні методів статики у розв'язання задач динаміки механізмів. Рішення задач динаміки засобами статики має назву кінетостатики. Тому силовий розрахунок механізмів часто називають кінетостатичним. Врахування сил інерції особливо важливе в сучасних швидкохідних машинах, де вони досягають великих значень.

4.2. СИЛИ І ЇХ КЛАСИФІКАЦІЯ

Діючі в механізмах сили поділяються на :

а/ рушійні сили;

б/ сили корисних опорів;

в/ сили шкідливих опорів;

г/ сили тяжіння;

д/ сили інерції;

е/ сили реакцій.

Рушійні сили - це сили, що намагаються прискорити рух механізму му. Рушійні сили створюються двигунами, які здійснюють перетворення якогось виду енергії /теплової, електричної, гідравлічної та ін./ у механічну роботу. З напрямом швидкостей точок прикладання цих сил вони утворюють гострий кут; зокрема, цей кут може дорівнювати нулю. Елементарна робота, що здійснюється рушійною силою на елементарному переміщенні ds, завжди додатна

$$dA_p = F_p\, ds \cos(\widehat{\bar{F}_p, \bar{v}}).$$

Отже, рушійна сила F_p збільшує енергію машини.

Сили корисних опорів. Сили корисних /виробничих/ опорів - це зусилля, для переборювання яких призначена машина /сили опору різанню в металообробних верстатах, опору, що виникає при стисканні газу чи повітря у компресорах та ін./. Сили виробничих опорів з напрямом швидкості точок їх прикладання утворюють тупий кут або, зокрема, кут, що дорівнює 180^0.

Елементарна робота, що здійснюється силою корисних опорів F_{ko} на елементарному переміщенні ds, від'ємна

$$dA_{ko} = F_{ko}\, ds \cos(\widehat{\bar{F}_{ko}, \bar{v}}).$$

Сила F_{ko} зменшує кінетичну енергію машини.

Сила шкідливих опорів. До сил шкідливих /невиробничих/ опорів належать сили тертя в кінематичних парах машин і сили опору повітряного чи рідинного середовища переміщенню ланок.

Елементарна робота шкідливих опорів від'ємна.

Сили рушійні і сили корисних опорів залежно від їх механічних, фізичних і технологічних характеристик можуть бути сталими чи функціями різних кінематичних параметрів - переміщень, швидкостей, прискорень і часу.

Сили тяжіння. Ці сили є наслідком взаємодії кожної частинки ланки з землею. Робота A_G сили тяжіння G, що визначається матеріалом та конструкцією ланки, на деякому переміщенні h його центра ваги, що відлічується по вертикалі

$$A_G = \pm Gh.$$

Ця робота додатна, якщо напрям проекції переміщення центра ваги даної ланки на напрям сили G збігається з напрямом останньої, і від'ємна, якщо ці напрями протилежні.

Сили інерції. Сили інерції виникають, коли швидкості змінюються за величиною чи напрямом. Докладно ці сили будуть розглянуті нижче.

Сили реакцій. Сили взаємодії ланок, що виникають у місцях їх дотику, називають реакціями в кінематичних парах. У парі, де дотик елементів здійснюється по площі кінцевих розмірів, завдання визначення положення рівнодійної реакції є статично невизначним, оскільки не відомий закон розподілу цієї сили на площі. Щоб задачу визначення реакції в кінематичних парах зробити статично визначною, вважаємо, що тиск у парах розподіляється рівномірно по прилеглих поверхнях, які в першому наближенні вважатимемо абсолютно гладкими /тобто будемо вести розрахунок без урахування сил тертя/.

Напрям рівнодійної тиску у парі приймають по спільній нормалі до дотичних поверхонь. Таким чином, результуюча тиску на циліндричній поверхні обертальної пари проходить через центр шарніра. Величина і лінія дії цієї рівнодійної не відомі, бо вони залежать від величини і напряму заданих сил, що діють на ланки пари /рис. 4.1/. У поступальній парі результуюча реакція напрямлена перпендикулярно до напрямних, але величина і точка прикладання її не відомі /рис. 4.2/.

4.3. СИЛИ ІНЕРЦІЇ

З курсу теоретичної механіки відомо, що сили інерції елементарних мас ланки в загальному випадку складного руху зводяться до рівнодійної сили інерції і моменту сил інерції.

Рівнодійна сила інерції визначається за формулою

$$F_{iн} = -m a_s, \qquad /4.1/$$

де m - маса ланки; a_s - вектор повного прискорення центра мас ланки.

Напрям сили інерції $F_{iн}$ протилежний напряму вектора $\bar{a}_s$.

Момент $M_{iн}$ пари сил інерції спрямований протилежно кутовому прискоренню ε ланки і може бути визначений за формулою

$$M_{iн} = -J_s \varepsilon, \qquad /4.2/$$

де J_s - момент інерції маси ланки відносно центра мас S.

Розглянемо деякі окремі випадки руху ланок механізму.

<u>І-й випадок</u>. Нерівномірне обертання ланки навколо осі, що проходить через його центр ваги S. Сила інерції $F_{iн}=0$, а момент сил інерції $M_{iн}=-J_s\varepsilon$ /рис. 4.3/. Такий випадок може мати місце, наприклад, у нерівномірно обертових деталях /шківи, барабан, ротори/, центр мас котрих розташований на осі обертання. При рівномірному обертанні цих деталей маємо $F_{iн}$ і $M_{iн}$.

<u>2-й випадок</u>. Ланка нерівномірно обертається навколо осі, яка не проходить через її центр мас S /рис. 4.4/.

Сила інерції $F_{iH}=-ma_s$, лінія дії якої проходить через центр ваги S ланки, а напрям протилежний напряму вектора a_s. Момент сил інерції $M_{iH}=-J_s\varepsilon$, спрямований протилежно кутовому прискоренню ε.

При рівномірному обертальному русі ланки, вісь обертання O якої не збігається з центром ваги S, сила інерції складається лише із сили інерції ланки, яка напрямлена по лінії OS протилежно напряму вектора нормального прискорення центра ваги S ланки. Відцентрова сила інерції

$$F_{iH}=-ma_s^n=-m\omega^2 l_{os}. \qquad /4.3/$$

При нерівномірному обертанні ланки навколо осі O силу інерції F_{iH} і момент сил інерції M_{iH} можна замінити однією результуючою силою F_{iH}. Для цього момент пари сил інерції M_{iH} замінимо системою двох рівних за модулем антипаралельних сил F_{iH} і $-F_{iH}$ /рис. 4/. Плече h утвореної пари сил визначають із співвідношення

$$h=\frac{M_{iH}}{F_{iH}}=\frac{J_s\varepsilon}{ma_s}. \qquad /4.4/$$

Силу $(-F_{iH})$ цієї пари прикладено у центрі мас S. Тоді лінія дії сили F_{iH} проходитиме через деяку точку K ланки. Оскільки прикладені у центрі мас S дві рівні і протилежно напрямлені сили інерції взаємно зрівноважуються, то в результаті залишається одна сила F_{iH}, прикладена у точці K ланки. Цю точку називають центром кочення.

Визначимо положення точки K. Підставивши у формулу /4.4/ замість кутового прискорення ε його значення, що визначається рівністю

$$\varepsilon=\frac{a_s^t}{l_{os}},$$

матимемо

$$h=\frac{J_s a_s^t}{ma_s l_{os}}=\frac{J_s}{ml_{os}}\sin\alpha,$$

де $\bar{a}_s=\bar{a}_s^n+\bar{a}_s^t$; величина a_s дорівнює $a_s=l_{os}\sqrt{\omega^4+\varepsilon^2}$.

Відстань l_{sk} дорівнює /дивись рис. 4.4/

$$l_{sk}=\frac{h}{\sin\alpha}$$

Тоді остаточно

$$l_{sk}=\frac{J_s}{ml_{os}} \qquad /4.5/$$

або

$$l_{ok}=l_{os}+\frac{J_s}{ml_{os}} \qquad /4.6/$$

З цієї формули випливає, що величина l_{ok} для даної ланки є величина стала і не залежить від її положення. Крім того, центр кочення K розташований завжди далі від осі обертання, ніж центр мас S.

Момент сил інерції $M_{ін}$ можна також замінити системою двох рівних за модулем антипаралельних сил F' і F''. Приймаємо за плече пари цих сил довжину ланки l_{OA}. Тоді

$$F' = F'' = \frac{M_{ін}}{l_{OA}}.$$

На рис. 4.4 зображені сили F' і F''. Таким чином, на ланку будуть діяти три сили: сила $F_{ін}$, яка прикладена у центрі мас S, сили F' і F', прикладені відповідно в точках A і O.

3-й випадок. Ланка рухається поступально. Тоді її кутове прискорення $\varepsilon = 0$, отже, момент $M_{ін}$ сил інерції дорівнюватиме нулю, і усі сили інерції матеріальних точок зводяться до однієї результуючої $F_{ін}$, лінія дії якої проходить через центр ваги S ланки /рис. 4.5/. При рівномірному і прямолінійному русі ланки сила інерції $F_{ін} = 0$.

4-й випадок. Загальний випадок плоскопаралельного руху ланки. Прикладом може бути рух шатунів у механізмах. Сила інерції і момент сил інерції визначаються з формул /4.1/ та /4.2/. При заміні моменту сил інерції $M_{ін}$ парою сил F' і F'' приймаємо за плече утвореної пари сил довжину ланки l_{AB}. Тоді

$$F' = F'' = \frac{M_{ін}}{l_{AB}}.$$

Сили F' і F'' зображені на рис. 4.6.

4.4. УМОВИ СТАТИЧНОЇ ВИЗНАЧЕНОСТІ КІНЕМАТИЧНОГО ЛАНЦЮГА

Для виконання силового розрахунку будь-якого кінематичного ланцюга необхідно, щоб він був статично визначений, тобто, щоб число рівнянь, які можна скласти для цього кінематичного ланцюга, дорівнювало числу невідомих. Тому, що будь-який механізм з вищими парами можна замінити механізмом з нижчими парами, то при визначенні умов статичної визначеності можна обмежитися розглядом груп, ланки яких входять лише у нижчі пари.

Для кожної ланки плоского кінематичного ланцюга, як відомо з теоретичної механіки, можна написати три рівняння рівноваги, а для n ланок число усіх рівнянь рівноваги дорівнюватиме $3n$. Число невідомих параметрів, що визначають тиск у кінематичних парах, дорівнює за попереднім /рис.4.1 і рис.4.2/ $2p_{Н}$, де $p_{Н}$ - кіль-

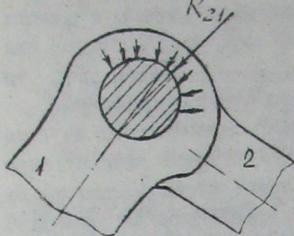

Рис. 4.1

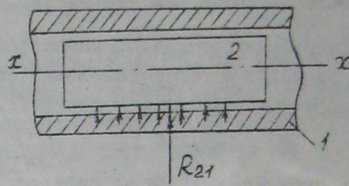

Рис. 4.2

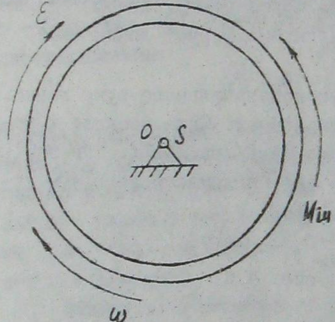

Рис. 4.3

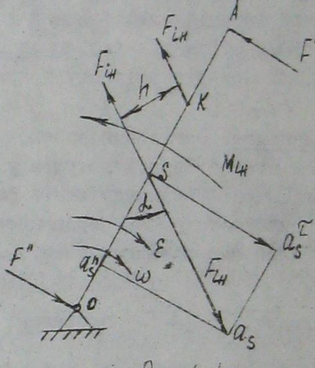

Рис. 4.4

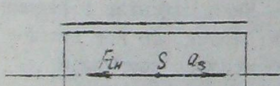

Рис. 4.5

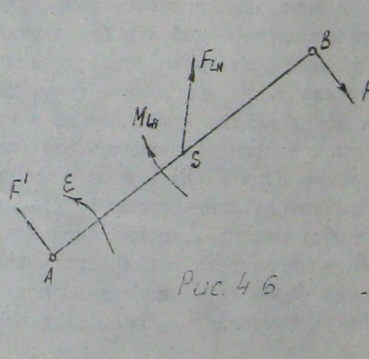

Рис. 4.6

кість нижчих пар. Тому кінематичний ланцюг буде статично визначений, якщо задовольняється умова

$$3n = 2p_V.$$

Ця формула збігається із структурною формулою груп Ассура, що виражають також умову їх кінематичної визначеності.

Таким чином, завдання визначеності реакцій в кінематичних парах груп Ассура є статично визначеним, тобто число рівнянь, які можна складати при розв'язанні цього завдання, дорівнює числу шуканих невідомих. Тобто, силовий розрахунок механізмів зводиться до розрахунку окремих груп Ассура.

4.5. ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ ГРУП АССУРА

При розв'язуванні задач силового дослідження механізмів припускається, що закон руху ведучої ланки задано, а маси і моменти інерції решти ланок механізму відомі; усі зовнішні сили і моменти сил також будемо вважати відомими.

Силовий розрахунок механізмів проводитимемо наближено, без врахування сил тертя, а це значить, що сила взаємодії між двома ланками завжди напрямлена по нормалі до поверхні їх стикання.

Найзручніше проводити силовий розрахунок механізмів за методом планів сил. При силовому розрахунку механізм розчленовується на окремі групи відповідно до прийнятої класифікації; при цьому треба додержуватись загальновідомого порядку силового розрахунку від'єднаних груп, який буде зворотним до порядку кінематичного дослідження. Отже, силовий розрахунок починається з розрахунку групи, що приєднана останньою в процесі утворення механізму, і закінчується розрахунком ведучої ланки початкової групи.

Розглянемо силовий розрахунок груп Ассура П класу другого порядку усіх видів.

<u>Група Ассура П класу другого порядку I-го виду</u> /рис. 4.7,а/.

Нехай до ланок 2 і 3 групи прикладені відповідно сили F_2 та F_3 і моменти сил M_2 та M_3. Лінії дій, величини і точки прикладення обох сил задано. До складу сил та моментів сил входять сили інерції та моменти сил інерції ланок. Виділяючи з механізму групу або окрему ланку, треба дію від'єднаних його частин замінити реакціями, прикладеними до відповідних елементів кінематичних пар. Ці реакції матимуть двозначний підрядковий індекс. Так, силу, що діє на ланку з номером i з боку ланки з номером k, позначимо R_{ik}. Треба

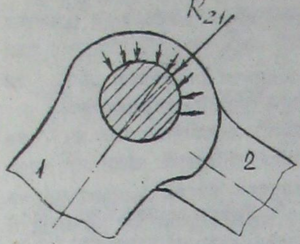

Рис. 4.1

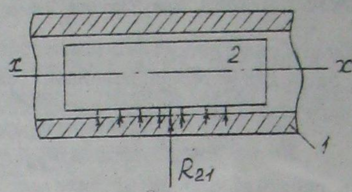

Рис. 4.2

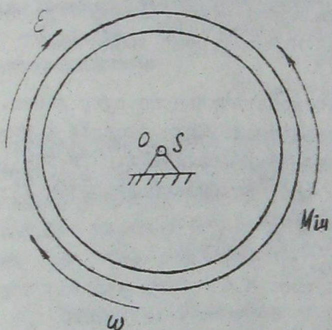

Рис. 4.3

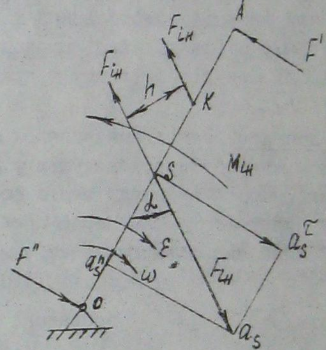

Рис. 4.4

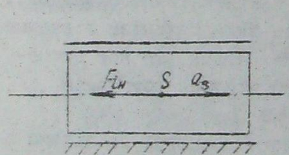

Рис. 4.5

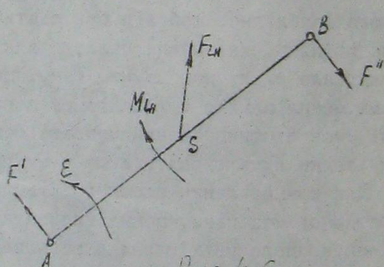

Рис. 4.6

кість нижчих пар. Тому кінематичний ланцюг буде статично визначений, якщо задовольняється умова

$$3n = 2p_V.$$

Ця формула збігається із структурною формулою груп Ассура, що виражають також умову їх кінематичної визначеності.

Таким чином, завдання визначеності реакцій в кінематичних парах груп Ассура є статично визначеним, тобто число рівнянь, які можна складати при розв'язанні цього завдання, дорівнює числу шуканих невідомих. Тобто, силовий розрахунок механізмів зводиться до розрахунку окремих груп Ассура.

4.5. ВИЗНАЧЕННЯ РЕАКЦІЙ В КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАХ ГРУП АССУРА

При розв'язуванні задач силового дослідження механізмів припускається, що закон руху ведучої ланки задано, а маси і моменти інерції решти ланок механізму відомі; усі зовнішні сили і моменти сил також будемо вважати відомими.

Силовий розрахунок механізмів проводитимемо наближено, без врахування сил тертя, а це значить, що сила взаємодії між двома ланками завжди напрямлена по нормалі до поверхні їх стикання.

Найзручніше проводити силовий розрахунок механізмів за методом планів сил. При силовому розрахунку механізм розчленовується на окремі групи відповідно до прийнятої класифікації; при цьому треба додержуватись загальновідомого порядку силового розрахунку від'єднаних груп, який буде зворотним до порядку кінематичного дослідження. Отже, силовий розрахунок починається з розрахунку групи, що приєднана останньою в процесі утворення механізму, і закінчується розрахунком ведучої ланки початкової групи.

Розглянемо силовий розрахунок груп Ассура П класу другого порядку усіх видів.

<u>Група Ассура П класу другого порядку І-го виду</u> /рис. 4.7,а/.

Нехай до ланок 2 і 3 групи прикладені відповідно сили F_2 та F_3 і моменти сил M_2 та M_3. Лінії дій, величини і точки прикладення обох сил задано. До складу сил та моментів сил входять сили інерції та моменти сил інерції ланок. Виділяючи з механізму групу або окрему ланку, треба дію від'єднаних його частин замінити реакціями, прикладеними до відповідних елементів кінематичних пар. Ці реакції матимуть двозначний підрядковий індекс. Так, силу, що діє на ланку з номером i з боку ланки з номером k, позначимо R_{ik}. Треба визначити сили взаємодії ланок між собою, тобто реакцію R_{32} або R_{23} у шарнірі B, і тиску на ланки 2 і 3 з боку від'єднаних ланок I і 4 механізму, тобто реакції R_{21} і R_{34} в шарнірах A і C.

Визначення реакцій в кінематичних парах групи Ассура проводимо в такій послідовності.

I. Розкладаємо реакції $\overline{R}_{21}$ і $\overline{R}_{34}$ на дві складові: нормальну складову, яка напрямлена вздовж осі ланки, і тангенціальну складову, яка перпендикулярна до осі ланки /рис. 4.7,а/

$$\overline{R}_{21} = \overline{R}^n_{21} + \overline{R}^t_{21};$$

$$\overline{R}_{34} = \overline{R}^n_{34} + \overline{R}^t_{34}.$$

2. Визначаємо величини тангенціальних складових реакцій, для чого складаємо для кожної ланки рівняння моментів відносно точки B

Для ланки 2 $$R^t_{21}\, l_{AB} + F_2\, l_{h_2} - M_2 = 0,$$

звідки $$R^t_{21} = \frac{M_2 - F_2\, l_{h_2}}{l_{AB}}.$$

Для ланки 3 $$R^t_{34}\, l_{BC} + F_3\, l_{h_3} - M_3 = 0,$$

звідки $$R^t_{34} = \frac{M_3 - F_3\, l_{h_3}}{l_{BC}}.$$

Дійсні величини плечей l_{h_2} і l_{h_3} визначаються за формулами:

$$l_{h_2} = [h_2]\mu_l; \qquad l_{h_3} = [h_3]\mu_l,$$

це $[h_2]$ і $[h_3]$ - величини плечей, вимірювані з креслення;

μ_l - масштабний коефіцієнт довжин.

При визначенні тангенціальна складова може бути від'ємна. Це значить, що в дійсності вона напрямлена в протилежний бік /ми реакції на розрахунковій схемі напрямляли довільно/.

3. Визначаємо величини нормальних складових реакцій, тобто R^n_{21} і R^n_{34}. Для цього складаємо рівняння рівноваги групи Ассура. Векторна сума усіх сил, діючих на групу, дорівнює нулю

$$\overline{R}_{21} + \overline{F}_2 + \overline{F}_3 + \overline{R}_{34} = 0$$

або $$\underline{\overline{R}^n_{21}} + \underline{\underline{\overline{R}^t_{21}}} + \underline{\underline{\overline{F}_2}} + \underline{\underline{\overline{F}_3}} + \underline{\underline{\overline{R}^t_{34}}} + \underline{\overline{R}^n_{34}} = 0$$

В цьому рівнянні два вектора $\overline{R}^n_{21}$ і $\overline{R}^n_{34}$ відомі тільки за напрямленістю /вони підкреслені однією рискою/, останні вектори відомі повністю /вони підкреслені двома рисками/.

У відповідності до останнього рівняння будуємо план сил

/рис. 4.7,б/. Для цього у вибраному масштабі μ_F з довільної точки відкладаємо послідовно усі відомі вектори: $\bar{R}_{21}^t$, $\bar{F}_2$, $\bar{F}_3$, $\bar{R}_{34}^t$ /рис. 4.7,б/. Через початок вектора $\bar{R}_{21}^t$ проводимо напрям вектора $\bar{R}_{21}^n$ /паралельно ланці 2/, а через кінець вектора $\bar{R}_{34}^t$ – напрям вектора $\bar{R}_{34}^n$ /паралельно ланці 3/. Перетин цих напрямів визначає величину відрізків, які зображують у вибраному масштабі вектори $\bar{R}_{21}^n$ і $\bar{R}_{34}^n$. Напрям цих векторів повинен бути таким, щоб при обході контура плану сил усі сили були напрямлені в напрямі обходу. Далі складаємо на плані сил вектори $\bar{R}_{21}^n$ і $\bar{R}_{21}^t$, а також $\bar{R}_{34}^n$ і $\bar{R}_{34}^t$ і дістаємо повні реакції $\bar{R}_{21}$ і $\bar{R}_{34}$.

4. Визначаємо реакцію R_{23}. Для цього напишемо рівняння рівноваги сил, що діють на ланку 2. Матимемо

$$\underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{F}_2}} + \bar{R}_{23} = 0.$$

Єдиною в цьому рівнянні силою, якої ми не знаємо, є R_{23}. Її можна знайти безпосередньо з рівняння, побудувавши силовий трикутник. Для цього в плані сил /рис. 4.7,б/ досить сполучити кінець вектора $\bar{F}_2$ з початком вектора $\bar{R}_{21}$. Цей відрізок у масштабі буде зображати реакцію R_{23}.

<u>Група Ассура П класу другого порядку 2-го виду</u> /рис. 4.8,а/. Нехай на ланки 2 і 3 групи Ассура діють сили F_2, F_3 і момент сили M_2.

Визначення реакцій в кінематичних парах проводимо в наступному порядку.

I. Реакцію $\bar{R}_{21}$, прикладену в центрі шарніра A, розкладаємо на дві складові: $\bar{R}_{21}^n$ і $\bar{R}_{21}^t$, напрямлені відповідно вздовж осі ланки 2 і перпендикулярно до неї.

До ланки 3 перпендикулярно напряму x-x відносно руху ланок 3 і 4 прикладаємо реакцію R_{34} з боку ланки 4. Реакція R_{34} діє в точці B, так як сила F_3, яка діє на повзун 3, проходить через цю точку.

2. Визначаємо величину складової R_{21}^t, для цього складаємо рівняння рівноваги у вигляді рівняння моментів усіх сил, що діють на ланку 2, відносно точки B.

$$R_{21}^t l_{AB} - M_2 + F_2 l_h = 0,$$

звідки

$$\bar{R}_{21}^t = \frac{M_2 - F_2 l_h}{l_{AB}}.$$

3. Визначаємо реакції R_{21}^n і R_{34}. Для цього складаємо рівняння рівноваги групи 2,3, тобто прирівнюємо до нуля векторну суму усіх сил, що діють на групу. Маємо

$$\underline{\bar{R}_{21}^n} + \underline{\underline{\bar{R}_{21}^t}} + \underline{\underline{\bar{F}_2}} + \underline{\underline{\bar{F}_3}} + \underline{\bar{R}_{34}} = 0.$$

Далі будуємо вибраному масштабі μ_F план сил /рис. 4.8,б/. Для цього з довільної точки послідовно відкладаємо усі відомі вектори: $\overline{R}_{21}^{t}$, $\overline{F}_2$ і $\overline{F}_3$. Потім / згідно з рівнянням/ через початок вектора $\overline{R}_{21}^{t}$ проводимо напрям вектора $\overline{R}_{21}^{n}$, а через кінець вектора $\overline{F}_3$ - напрям вектора $\overline{R}_{43}$. Перетин цих напрямів визначає величину відрізків, які зображують у вибраному масштабі μ_F вектори $\overline{R}_{21}^{n}$ і $\overline{R}_{34}$. Напрям цих векторів повинен бути таким, щоб при обході контуру плану сил усі сили були напрямлені в напрямі обходу. Далі складаємо на плані сил вектори $\overline{R}_{21}^{n}$ і $\overline{R}_{21}^{t}$ і дістаємо повну реакцію $\overline{R}_{21}$.

4. Визначаємо реакцію в проміжній кінематичній парі 2,3 /точка B/. Для цього у думці відкидаємо ланку 3 і в точці B до ланки 2 прикладаємо реакцію, діючу з боку ланки 3, - $\overline{R}_{23}$. Сума сил, діючих на ланку 2, дорівнює нулю.

$$\overline{R}_{21} + \overline{F}_2 + \overline{R}_{23} = 0.$$

У відповідності до цього векторного рівняння сполучаємо на плані сил кінець вектора $\overline{F}_2$ з початком вектора $\overline{R}_{21}$. Цей відрізок буде у масштабі μ_F зображати шукану реакцію R_{23}. Напрям вектора легко визначається з векторного рівняння.

<u>Група Ассура II класу другого порядку 2-го виду</u> /рис. 4.9/.

Докладне розв'язання задач про визначення реакцій в групах Ассура II класу другого порядку 3,4 і 5-го видів робити не будемо. Покажемо лише порядок і послідовність розв'язання.

1. Розкладаємо реакцію $\overline{R}_{21}$ на дві складові: $\overline{R}_{21}^{n}$ і $\overline{R}_{21}^{t}$, напрямлені відповідно вздовж осі ланки 2 і перпендикулярно до неї

$$\overline{R}_{21} = \overline{R}_{21}^{n} + \overline{R}_{21}^{t}.$$

2. Складаємо рівняння моментів для ланок 2 і 3 відносно точки C

$$\sum (M_C)_{2,3} = 0,$$

звідки визначаємо величину складової $\overline{R}_{21}^{t}$.

3. Складаємо векторне рівняння сил для ланки 2:

$$\sum (F_i)_2 = 0.$$

Будуючи за цим рівнянням план сил, визначаємо реакції: R_{21}^{n}, R_{21} і R_{23}.

4. Складаємо рівняння моментів відносно точки A для ланки 2

$$\sum (M_A)_2 = 0,$$

звідки знаходимо величину h_2, яка визначає точку прикладання реакції R_{23}.

5. Складаємо векторне рівняння для сил, діючих на групу Ассура 2,3

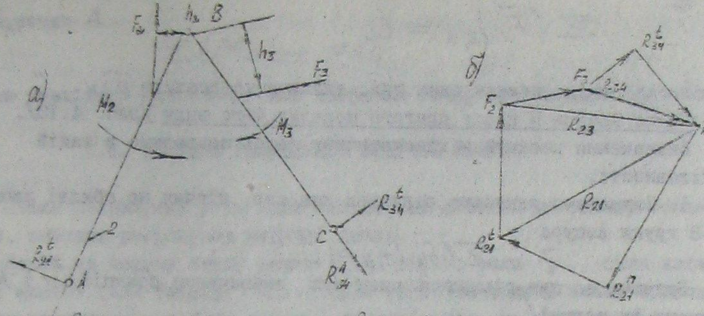

Рис. 4.7

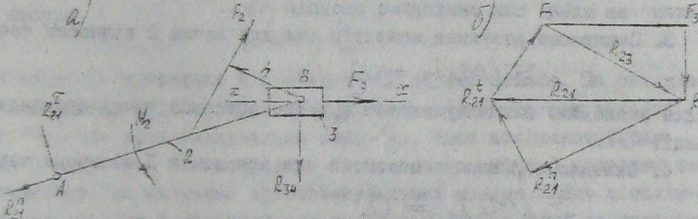

Рис. 4.8

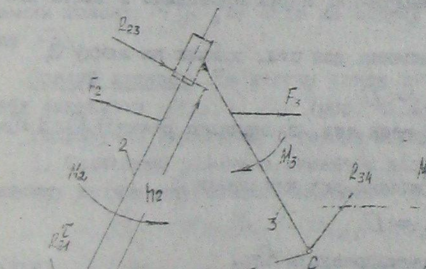

Рис. 4.9

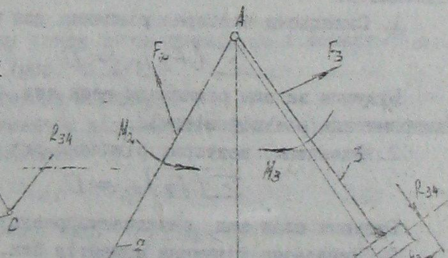

Рис. 4.10

$$\sum(\bar{F}_i)_{2,3} = 0.$$

Будуючи за цим рівнянням план сил, визначаємо реакцію R_{34}.

Група Ассура II класу другого порядку 4-го виду /рис. 4.10/.

Визначення реакцій в кінематичних парах проводимо в такій послідовності.

1. Складаємо векторне рівняння для сил, діючих на обидві ланки 2 і 3 групи Ассура

$$\sum(\bar{F}_i)_{2,3} = 0.$$

Будуючи за цим рівнянням план сил, визначаємо реакції R_{21} і R_{34} /напрями їх відомі/.

2. Складаємо векторне рівняння сил для ланки 2

$$\sum(\bar{F}_i)_2 = 0,$$

за яким на плані сил знаходимо реакцію R_{23}.

3. Складаємо рівняння моментів сил для ланки 2 відносно точки A

$$\sum(M_A)_2 = 0,$$

звідки знаходимо величину плеча l_{h_2}, яке визначає точку прикладання реакції R_{21}.

4. Складаємо рівняння моментів сил для ланки 3 відносно точки A

$$\sum(M_A)_3 = 0,$$

звідки визначаємо величину плеча l_{h_3}, яке характеризує положення лінії дії сили R_{34}.

Група Ассура II класу другого порядку 5-го виду /рис. 4.11/.

Визначення реакцій в кінематичних парах проводимо в такій послідовності.

1. Складаємо векторне рівняння для сил, діючих на ланку 3,

$$\sum(\bar{F}_i)_3 = 0.$$

Будуючи за цим рівнянням план сил, визначаємо реакції R_{32} і R_{34} /напрями цих реакцій відомі/.

2. Складаємо векторне рівняння сил для ланки 2

$$\sum(\bar{F}_i)_2 = 0.$$

Будуючи план сил, визначаємо реакцію R_{21}.

3. Складаємо рівняння моментів сил, діючих на ланку 2, відносно точки A

$$\sum(M_A)_2 = 0,$$

звідки визначаємо плече $l_{h_{23}}$, яке характеризує положення лінії дії сили R_{23}.

4. Складаємо рівняння моментів сил, діючих на ланки 2 і 3, від-

носно точки A

$$\Sigma (M_A)_{2,3} = 0,$$

звідки знаходимо плече l_{h34}, яке визначає точку прикладання сили R_{34}.

5.6. СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ВЕДУЧОЇ ЛАНКИ

Після розрахунку усіх груп Ассура, що входять до складу механізму, роблять розрахунок ведучої ланки.

Нехай на ведучу ланку /рис. 4.12/ діють: сила F_1, сила ваги G_1 і момент сили інерції $M_{ін1}$. Крім того, на ведучу ланку в точці A діє реакція R_{12} з боку ланки 2 групи Ассура, що приєднується до ведучої ланки. Ця реакція вже відома. Вона дорівнює по величині R_{21} і спрямована у протилежний бік реакції R_{21}, визначеної при розрахунку групи Ассура

$$\overline{R}_{12} = -\overline{R}_{21}.$$

В точці O кривошипа діє реакція R_{10} з боку стояка. Цю реакцію треба визначити. Крім того, на ведучу ланку діє зрівноважувальний момент $M_{зр}$ або зрівноважувальна сила $F_{зр}$. Якщо колінчастий вал двигуна з'єднується безпосередньо за допомогою муфти з головним валом механізму, то ми маємо зрівноважувальний момент. Якщо ж колінчастий вал двигуна і головний вал механізму з'єднуються за допомогою зубчастої передачі, то ми маємо зрівноважувальну силу, яка діє по лінії зачеплення.

Розглянемо два випадки: а/ коли на ведучу ланку діє зрівноважувальний момент $M_{зр}$; б/ коли на ведучу ланку діє зрівноважувальна сила $F_{зр}$.

<u>Перший випадок</u>. На ведучу ланку діють сили: F_1, G_1 і момент $M_{ін1}$. Треба визначити $M_{зр}$ і R_{10} /рис. 4.12/.

Розрахунки виконуємо у такому порядку.

1. Складаємо рівняння моментів відносно точки O і визначаємо величину зрівноважувального моменту $M_{зр}$

$$F_1 l_{h1} - R_{12} l_{h12} - M_{ін1} + M_{зр} = 0,$$

звідки

$$M_{зр} = M_{ін1} + R_{12} l_{h12} - F_1 l_{h1}.$$

2. Складаємо векторне рівняння для сил, діючих на ведучу ланку,

$$\underline{\overline{R}_{12}} + \underline{\overline{G}_1} + \underline{\overline{F}_1} + \overline{R}_{10}.$$

У відповідності до цього рівняння у масштабі відкладаємо послідовно відомі вектори: R_{12}, G_1 і F_1 /рис. 4.12,б/. Сполучаємо на плані сил кінець вектора $\overline{F}_1$ з початком вектора R_{12} і одержуємо вектор $\bar{R}_{10}$.

Другий випадок. Якщо на кривошип діє зрівноважувальна сила $F_{зр}$ /наприклад, у вертикальному напрямі на відомій відстані $l_{h_{зр}}$ від осі оберту ведучої ланки/, то розрахунки виконуємо в такій послідовності /рис. 4.13,а/.

1. Складаємо рівняння моментів відносно точки O і визначаємо величину зрівноважувальної сили

$$F_{зр}\, l_{h_{зр}} - R_{12}\, l_{h_{12}} - M_{ін1} + F_1\, l_{h_1} = 0,$$

звідки

$$F_{зр} = \frac{R_{12}\, l_{h_{12}} + M_{ін1} - F_1 l_{h_1}}{l_{h_{зр}}}.$$

2. Складаємо векторне рівняння для сил, діючих на ведучу ланку,

$$\bar{R}_{12} + \bar{G}_1 + \bar{F}_1 + \bar{F}_{зр} + \bar{R}_{10} = 0.$$

У відповідності до цього рівняння у масштабі відкладаємо послідовно відомі вектори: $\bar{R}_{12}$, $\bar{G}_1$, $\bar{F}_1$, $\bar{F}_{зр}$ /рис. 4.13,б/. Сполучаємо на плані сил кінець вектора $\bar{F}_{зр}$ з початком вектора $\bar{R}_{12}$ і одержуємо вектор $\bar{R}_{10}$.

5.7. ТЕОРЕМА М.Е. ЖУКОВСЬКОГО

Теорема М.Е. Жуковського дозволяє визначити зрівноважувальну силу $F_{зр}$ або зрівноважувальний момент $M_{зр}$, не визначаючи реакції у кінематичних парах механізму.

Нехай на ланки механізму діють сили: F_1, $F_2 \ldots F_n$, і до складу цих сил входять сили інерції. Якщо механізм під дією системи прикладених сил перебуває в рівновазі, то на основі принципу можливих переміщень сума елементарних робіт цих сил дорівнює нулю. Для системи, що має стаціонарні зв'язки /тобто зв'язки, які не залежать від часу/, можливі переміщення будуть справжніми елементарними переміщеннями. Математичний вираз принципу можливих переміщень тоді набере вигляду

$$F_1 ds_1 \cos\alpha_1 + F_2 ds_2 \cos\alpha_2 + \ldots F_n ds_n \cos\alpha_n = 0, \quad /4.7/$$

де $\alpha_1, \alpha_2 \ldots \alpha_n$ - кути, утворені напрямами ліній дій відповідних сил і напрямами переміщень їх точок.

Після поділу цього рівняння на dt дістанемо

$$F_1 v_1 \cos\alpha_1 + F_2 v_2 \cos\alpha_2 + \ldots F_n v_n \cos\alpha_n = 0, \quad /4.8/$$

де v_1, $v_2 \ldots v_n$ - швидкості точок прикладання відповідних сил.

Рівняння /4.8/ зображає собою суму миттєвих потужностей усіх зовнішніх сил, прикладених до ланок механізму. Ця сума дорівнює нулю.

Припустимо, що в точці i ланки AB прикладена сила F_i /рис. 4.І5,а/, яку перенесено паралельно їй самій в одноймену точку і повернутого на кут 90^0 плану швидкостей ланки /рис. 4.І5,б/. З розгляду повернутого плану швидкостей потужність N_i сили F_i можна подати так

$$N_i = F_i V_i \cos\alpha_i = F_i (pi) \mu_v \cos\alpha_i = F_i h_i \mu_v ,$$

де h_i - перпендикуляр, опущений із полюса p плану швидкостей на лінію дії сили F_i ; кут між $\overline{pi}$ і h_i дорівнює α_i.

Оскільки вищенаведене рівняння, що визначає величину N_i , застосоване для усіх сил F_i , матимемо

$$\sum_i^n N_i = \mu_v \sum_i^n F_i h_i = 0$$

або оскільки $\mu_v \neq 0$, то

$$\sum_i^n F_i h_i = 0. \qquad /4.9/$$

Рівняння /4.9/ можна записати ще так

$$F_1 h_1 + F_2 h_2 + \dots F_n h_n = 0. \qquad /4.10/$$

Рівняння /4.9/ або /4.І0/ зображує собою математичний вираз теореми М.Е. Жуковського, яка формулюється так: якщо який-небудь механізм під дією системи прикладених до нього сил /включаючи і сили інерції/ перебуває в рівновазі, то повернутий на 90^0 план швидкостей механізму, який ми розглядаємо як деякий важіль з опорою в полюсі плану швидкостей, навантажений тими самими, прикладеними в одноймених точках плану, силами, також перебуватиме в рівновазі.

Розглянемо приклад. Нехай на ланки 2 і 3 зображеного на рис. 4.І5,а механізму діють сила ваги ланки 2 G_1 і сила інерції $F_{ін2}$, прикладені в точці S_2 , момент сил інерції $M_{ін2}$, сила F_3 , прикладена в точці K . Очевидно, що в загальному випадку під дією цих сил механізм не перебуває в рівновазі. Для зведення механізму до зрівноваженого стану необхідно до ведучої ланки І прикласти зрівноважувальний момент $M_{зр}$ пари сил. Треба визначити цей зрівноважувальний момент.

Розрахунки проводимо в наступному порядку:

І. Будуємо в довільному масштабі повернутий план швидкостей механізму /рис. 4.І5,б/.

2. За теоремою подібності визначаємо на плані швидкостей точки S_2 і K - точки одноймені точкам S_2 і K механізму, в яких прикладені сили: G_2, $F_{ін2}$ і F_3.

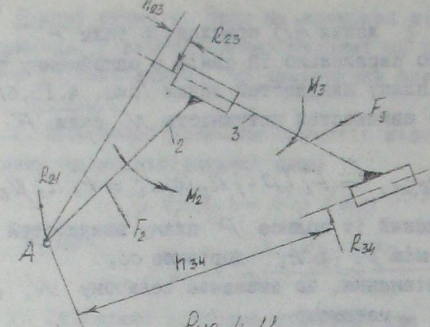

Рис. 4.11

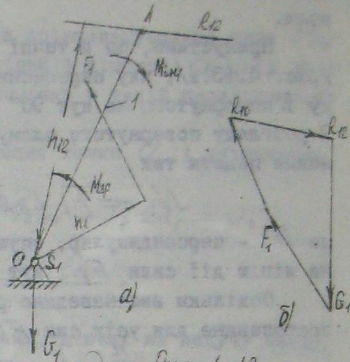

Рис. 4.12

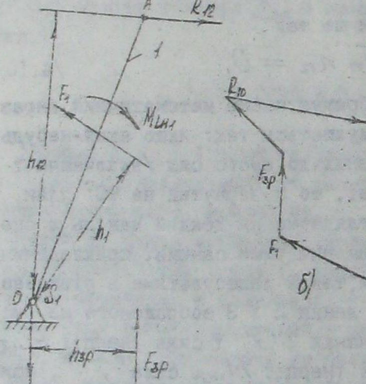

Рис. 4.13

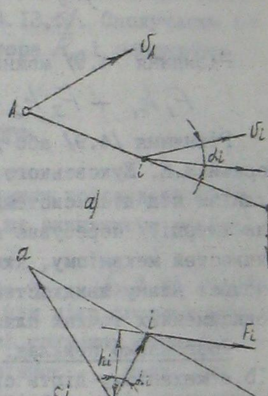

Рис 4.14

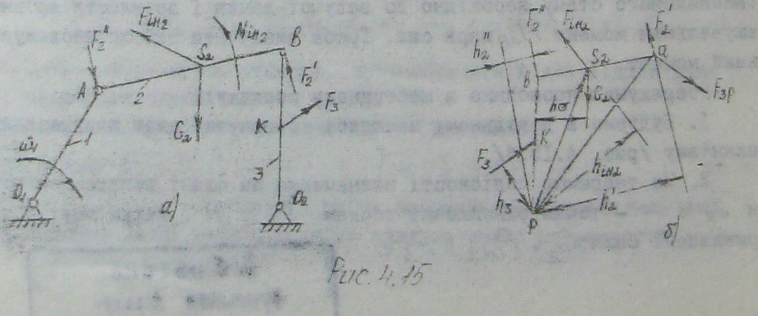

Рис. 4.15

3. Переносимо паралельно самим собі в точки S_2 і K плану швидкостей відповідно сили G_2, $F_{ін2}$ і F_3. В точку a плану швидкостей перпендикулярно до кривошипа O_1A або перпендикулярно відрізку pa прикладаємо зрівноважувальну силу $F_{зр}$. Момент інерції $M_{ін2}$ зображаємо як пару сил F_2' і F_2'', прикладених в точках A і B ланки 2 /рис. 4.15,а/. Величини цих сил визначаємо за формулою

$$F_2' = F_2'' = \frac{M_{ін2}}{l_{AB}}.$$

Сили F_2' і F_2'' переносимо в точки a і b плану швидкостей /рис. 4.15,б/.

4. Приймаючи план швидкостей за важіль, навантажений силами: $G_2, F_{ін2}, F_3, F_2'$ і F_2'', складаємо рівняння моментів цих сил відносно полюса плану швидкостей, причому знаки у моментів вибираємо залежно від напряму їх обертання навколо полюса p. Матимемо

$$F_{зр}\,pa - F_2'h_2' - F_{ін2}h_{ін2} + G_2h_G + F_2''h_2'' + F_3h_3 = 0.$$

З цього рівняння визначаємо шукану величину зрівноважувальної сили $F_{зр}$. Знаходимо

$$F_{зр} = \frac{F_2'h_2' + F_{ін2}h_{ін2} - G_2h_G - F_2''h_2'' - F_3h_3}{pa}.$$

Якщо права частина рівняння після числового підрахунку буде додатна, то значить напрям сили $F_{зр}$ вибрали правильно. При від'ємному значенні правої частини напрям сили $F_{зр}$ треба змінити на протилежний.

Зрівноважувальний момент визначається за формулою

$$M_{зр} = F_{зр}\,l_{O_1A}.$$

РОЗДІЛ 5. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

5.1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

До цього часу ми вивчали рух механізму без врахування діючих на його ланки сил і припускали, що ведуча ланка обертається із сталою кутовою швидкістю $(\omega = const)$. Однак, як відомо з курсу теоретичної механіки, закон руху тіла або системи залежить від діючих на них сил та моментів сил та мас та моментів інерції тіл. Відповідно і закон руху механізму також залежить від сил та моментів сил, діючих на його ланки, і від мас та моментів інерції ланок.

Для визначення закону руху механізму достатньо встановити закон руху ведучої ланки, так як, знаючи закон її руху, завжди можна засобом кінематики визначити закон руху інших ланок і точок механізму.

Таким чином, задачею динамічного аналізу є визначення істинного закону руху ведучої ланки механізму під дією заданих сил і моментів сил.

Для розв'язання цієї задачі можна використовувати відомий із теоретичної механіки закон зміни кінетичної енергії, згідно з яким змінювання кінетичної енергії системи ΔT за деякий проміжок часу дорівнює сумі робіт $\sum A$, прикладених до системи сил за той же проміжок часу

$$\Delta T = \sum A. \qquad /5.1/$$

Користуватися рівнянням /5.1/ в загальному випадку дуже складно, так як механізм має багато ланок з різними масами та моментами інерції, різними швидкостями точок; на ланки діють різні сили і моменти сил. Тому для визначення закону руху ведучої ланки необхідно зробити зведення усіх сил та моментів сил і усіх мас та моментів інерції ланок до цієї ланки. Необхідно задачу звести до розгляду руху тільки ведучої ланки, замінюючи усі сили та моменти сил, які діють на різні ланки механізму, однією зведеною силою $F_{зв}$ /або одним зведеним моментом $M_{зв}$ /, яка прикладена в точці зведення ланки зведення, а маси та моменти інерції всіх ланок – однією зведеною масою $m_{зв}$ /або одним зведеним моментом інерції $I_{зв}$ /, зосередженою в точці зведення A ланки зведення /рис. 5.1 і рис.5.2/.

При цьому, щоб рівняння /5.1/ не змінилось, необхідно заміну робити таким чином, щоб робота зведеної сили $F_{зв}$ /або зведеного моменту $M_{зв}$ / дорівнювала сумі робіт усіх сил та моментів сил, які діють на різні ланки, а кінетична енергія зведеної маси $m_{зв}$ /або зведеного моменту інерції $I_{зв}$ / дорівнювала кінетичній енергії усіх ланок механізму.

Отже, у цьому випадку задача полягає у визначенні закону руху ланки зведення /ведучої ланки/, що перебуває під дією тільки однієї сили $F_{зв}$ /або одного моменту $M_{зв}$ / і має масу $m_{зв}$ /або момент інерції $I_{зв}$ /.

5.2. РОБОТА СИЛ І МОМЕНТІВ СИЛ. ЗВЕДЕНА СИЛА. ЗВЕДЕНИЙ МОМЕНТ СИЛИ

Нехай на ланки механізму діють у загальному випадку різні сиди F_i і моменти сил M_i. Елементарна робота, що прикладена до механізму, до складу якого входять n рухомих ланок, дорівнює

$$dA = \sum_{i=1}^{n} dA_i = \sum_{i=1}^{n} (F_i ds_i \cos\alpha_i \pm M_i d\varphi_i), \qquad /5.2/$$

де ds_i – елементарне лінійне переміщення точки прикладання сили F_i ;

α_i – кут, утворений напрямом лінії дії F_i і напрямом переміщення /швидкості/ точки прикладання сили F_i ;

$d\varphi_i$ – елементарне кутове переміщення ланки, на яку діє момент M_i.

З другого боку, елементарна робота механізму дорівнює елементарній роботі зведеної сили $F_{зв}$, яка прикладена перпендикулярно до ведучої ланки /ланки зведення/ в точці A /рис. 5.I/

$$dA = F_{зв}\, ds_A, \qquad /5.3/$$

де ds_A – елементарне лінійне переміщення точки A .

Тоді

$$F_{зв} ds_A = \sum_{i=1}^{n} (F_i ds_i \cos\alpha_i + M_i d\varphi_i).$$

Після поділення цього рівняння на dt дістанемо замість рівності робіт рівність потужностей

$$F_{зв} \frac{ds_A}{dt} = \sum_{i=1}^{n} \left(F_i \frac{ds_i}{dt} \cos\alpha_i + M_i \frac{d\varphi_i}{dt}\right)$$

або

$$F_{зв} v_A = \sum_{i=1}^{n} (F_i v_i \cos\alpha_i + M_i \omega_i).$$

Із цього рівняння можна визначити величину зведеної сили

$$F_{зв} = \sum_{i=1}^{n} \left(F_i \frac{v_i}{v_A} \cos\alpha_i + M_i \frac{\omega_i}{v_A}\right). \qquad /5.4/$$

Таким чином, зведеною силою називається деяка умовна сила, прикладена в точці зведення ланки зведення, елементарна робота /потужність/ якої дорівнює сумі елементарних робіт /потужностей/ усіх сил та моментів сил, діючих на ланки механізму.

Елементарну роботу усіх сил та моментів сил, які діють на різні ланки механізму, можна також замінити рівною їй елементарною роботою зведеного моменту $M_{зв}$, прикладеною до ведучої ланки /ланки зведення/

$$dA = M_{зв}\, d\varphi_1,$$

де $d\varphi_1$ – елементарне кутове переміщення ведучої ланки.

Тоді

$$M_{зв} d\varphi_1 = \sum_{i=1}^{n} (F_i ds_i \cos\alpha_i + M_i d\varphi_i).$$

Після поділення цього рівняння на dt дістанемо замість рівності робіт рівність потужностей

$$M_{зв}\frac{d\varphi_1}{dt}=\sum_{i=1}^{n}\left(F_i\frac{dS_i}{dt}\cos\alpha_i+M_i\frac{d\varphi_i}{dt}\right)$$

або

$$M_{зв}\omega_1=\sum_{i=1}^{n}\left(F_i v_i\cos\alpha_i+M_i\omega_i\right),$$

звідси величина зведеного моменту сили $M_{зв}$ дорівнює

$$M_{зв}=\sum_{i=1}^{n}\left(F_i\frac{v_i}{\omega_1}\cos\alpha_i+M_i\frac{\omega_i}{\omega_1}\right). \qquad /5.5/$$

Таким чином, зведеним моментом сил називається деякий умовний момент, прикладений до ланки зведення, елементарна робота /потужність/ якої дорівнює сумі елементарних робіт /потужностей/ усіх сил та моментів сил, діючих на ланки механізму.

Швидкість точки зведення A /рис.5І/ дорівнює

$$v_A=\omega_1 l_{OA} \qquad /5.6/$$

Підставляючи це значення v_A в рівняння /5.4/ і порівнюючи його з рівнянням /5.5/, визначимо зв'язок між зведеним моментом і зведеною силою

$$M_{зв}=F_{зв}l_{OA}. \qquad /5.7/$$

Після визначення зведеної сили $F_{зв}$ або зведеного моменту для ряду положень механізму можна побудувати діаграму $F_{зв}=f(S_A)$ або діаграму $M_{зв}=f(\varphi)$, після чого методом графічного інтегрування легко побудувати діаграму робіт, так як

$$A=\int_{s_0}^{s_i}F_{зв}\,dS_A; \qquad /5.8/$$

$$A=\int_{\varphi_0}^{\varphi_1}M_{зв}\,d\varphi. \qquad /5.9/$$

Зведену силу $F_{зв}$ можна визначити також за способом М.Е.Жуковського, який ми наводили раніше.

5.3. КІНЕТИЧНА ЕНЕРГІЯ ЛАНКИ І МЕХАНІЗМУ. ЗВЕДЕНА МАСА. ЗВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ

Кінетична енергія будь-якої ланки механізму у загальному вигляді визначається за формулою

$$T_i=\frac{m_i v_{S_i}^2}{2}+\frac{J_{S_i}\omega_i^2}{2}, \qquad /5.10/$$

де m_i - маса рухомої ланки механізму;

v_{S_i} - швидкість центра мас ланки;

J_{S_i} - момент інерції маси ланки відносно його центра мас S_i ;

ω_i - кутова швидкість ланки.

Якщо ланка здійснює лише поступальний рух і, отже, $\omega_i = 0$, то кінетична енергія

$$T_i = \frac{m_i V_{S_i}^2}{2} . \qquad /5.11/$$

Якщо ланка обертається навколо осі, яка проходить через центр мас, то $V_{S_i} = 0$ і кінетична енергія

$$T_i = \frac{J_{S_i} \omega_i^2}{2} \qquad /5.12/$$

Якщо ланка обертається навколо нерухомої осі, яка знаходиться на відстані l_{oS_i} від центра мас S_i, то швидкість центра мас V_{S_i} дорівнює

$$V_{S_i} = \omega_i \, l_{oS_i} . \qquad /5.13/$$

Із рівняння /5.10/ і /5.13/ знаходимо

$$T_i = \frac{m_i \omega_i^2 l_{oS_i}^2}{2} + \frac{J_{S_i} \omega_i^2}{2} = \frac{\omega_i^2}{2} \left(J_{S_i} + m_i l_{oS_i}^2 \right) . \qquad /5.14/$$

Вираз $J_{S_i} + m_i l_{oS_i}^2$ - момент інерції маси ланки відносно нерухомої осі-позначимо через J_o, тоді формула /5.14/ буде мати такий вигляд

$$T_i = J_o \frac{\omega_i^2}{2} . \qquad /5.15/$$

Кінетична енергія механізму відповідно /5.10/

$$T = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{m_i V_{S_i}^2}{2} + \frac{J_{S_i} \omega_i^2}{2} \right) . \qquad /5.16/$$

Кінетична енергія зведеної маси $m_{зв}$, зосередженої в точці A ланки зведення /рис. 5.1/, що дорівнює $\frac{m_{зв} V_A^2}{2}$, або кінетична енергія зведеного моменту інерції $J_{зв}$, що дорівнює $\frac{J_{зв} \omega_1^2}{2}$, повинна дорівнювати сумі T кінетичних енергій усіх ланок механізму /5.16/, тобто

$$T = \frac{m_{зв} V_A^2}{2} = \frac{J_{зв} \omega_1^2}{2} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{m_i V_{S_i}^2}{2} + \frac{J_{S_i} \omega_i^2}{2} \right) ,$$

звідки дістаємо:

$$m_{зв} = \sum_{i=1}^{n} \left[m_i \left(\frac{V_{Si}}{V_A} \right)^2 + J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_A} \right)^2 \right] ; \qquad /5.17/$$

$$J_{зв} = \sum_{i=1}^{n} \left[m_i \left(\frac{V_{S_i}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right] \qquad /5.18/$$

З порівняння формул /5.17/ і 5.18/ матимемо

$$J_{зв} = m_{зв} \, l_{oA}^2 . \qquad /5.19/$$

Таким чином, зведеною масою називається деяка умовна маса, зосереджена в точці зведення ланки зведення, кінетична енергія якої дорівнює сумі кінетичних енергій ланок механізму.

Зведеним моментом інерції називається деякий умовний момент інерції ланки зведення, кінетична енергія якого дорівнює сумі кінетичних енергій ланок механізму.

Зведена маса і зведений момент інерції залежатимуть тільки від співвідношення швидкостей, які, в свою чергу, залежать від положення ланки зведення механізму і будуть завжди величинами додатніми.

Слід відзначити, що коли ланка зведення робить поступальний рух, то для дослідження її руху необхідно визначити зведену силу і зведену масу, а коли вона робить обертальний рух /таких ведучих ланок більшість/, то для дослідження її руху зручно визначати зведений момент сили і зведений момент інерції.

Розглянемо приклад. У шарнірному чотириланковому механізмі /рис. 5.3/, побудованому в масштабі μ_ℓ, відомо таке: довжина ланок ℓ_{O_1A}, ℓ_{AB}, ℓ_{O_2B}, маси яких m_1, m_2, m_3, моменти інерції мас J_{S_1}, J_{S_2}, J_{S_3} відносно осей, які проходять через центр ланок, кутова швидкість ω_1 ведучої ланки. Визначити величину зведеного моменту інерції $J_{зв}$ маси механізму.

Будуємо в довільному масштабі μ_v план швидкостей /рис.5.4/, після чого визначаємо кінетичну енергію ланки I за формулою /5.15/

$$T_1 = J_{O1}\frac{\omega_1^2}{2},$$

де J_{O1} - момент інерції маси ланки I відносно осі O_1.

В свою чергу, $$J_{O1} = J_{S_1} + m_1 \ell_{O_1S_1}^2,$$

де ℓ_{OS_1} - відстань від осі O_1 до центра мас S_1 ланки.

Коромисло 3 здійснює рух такого ж характеру, що і ланка 1. Тому для ланки 3 кінетична енергія

$$T_3 = \frac{\omega_3^2}{2}\left(J_{S_3} + m_3 \ell_{O_2S_3}^2\right).$$

Складний плоский рух шатуна 2 складається із поступального разом з центром мас S_2 і обертального навколо цього центра. Тому кінетична енергія даної ланки визначається за формулою /5.10/

$$T_2 = m_2\frac{v_{S_2}^2}{2} + J_{S_2}\frac{\omega_2^2}{2}.$$

Кінетична енергія механізму дорівнює сумі кінетичних енергій усіх ланок

$$T = T_1 + T_2 + T_3. \qquad /5.20/$$

З іншого боку, кінетична енергія зведеного моменту інерції механізму дорівнює

$$T = J_{зв}\frac{\omega_1^2}{2}. \qquad /5.21/$$

З рівнянь /5.20/ і /5.21/ знаходимо

$$J_{зв} = 2\,\frac{T_1 + T_2 + T_3}{\omega_1^2}$$

або

$$J_{зв} = \frac{(J_{s_1} + m_1 l_{OS_1}^2)\omega_1^2 + m_2 v_{S_2}^2 + J_{S_2}\omega_2^2 + (J_{S_3} + m_3 l_{O_3S_3}^2)\omega_3^2}{\omega_1^2}.$$

Значення параметрів механізму: ω_2, ω_3, v_{S_2} визначаємо за допомогою плану швидкостей /рис. 5.4/.

5.4. РІВНЯННЯ РУХУ МАШИНИ

Як вже відзначалось раніше, у більшості механізмів ведучі ланки мають обертальний рух. Тому будемо складати рівняння руху для цього випадку.

Перепишемо рівняння /5.1/, яке виражає закон зміни кінетичної енергії, з урахуванням зведених параметрів механізму

$$\frac{J_{зв_1}\omega_1^2}{2} - \frac{J_{зв_0}\omega_0^2}{2} = A_р - A_{ко} - A_{шо} \pm A_G, \qquad /5.22/$$

де $J_{зв_1}$ - зведений момент інерції механізму в кінці розглядуваного повороту кривошипа, визначеного кутом φ_1 ;

$J_{зв_0}$ - зведений момент інерції механізму на початку розглядуваного повороту кривошипа, визначеного кутом $\varphi = 0$;

ω_1 - кутова швидкість ведучої ланки в кінці повороту;

ω_0 - кутова швидкість ведучої ланки на початку повороту;

$A_р$ - робота зведеного моменту рушійної сили при повороті кривошипа з початкового положення в положення, визначене кутом φ ;

$A_{ко}$ - робота зведеного моменту сил корисних опорів за той же поворот;

$A_{шо}$ - робота зведеного моменту сил шкідливих опорів за той же поворот;

A_G - робота зведеного моменту сил тяжіння ланок за той же поворот.

У деяких випадках для спрощення розрахунків можна нехтувати роботою зведених моментів сил шкідливих опорів і тяжіння ланок.

Тоді зміна кінетичної енергії ланки зведення за поворот від $\varphi = 0$ до φ_1 буде дорівнювати

$$\Delta T = A_р - A_{ко}. \qquad /5.23/$$

З урахуванням /5.9/ рівняння /5.23/ набере вигляду

$$\Delta T = \int_0^{\varphi} M_р\,d\varphi - \int_0^{\varphi} M_{ко}\,d\varphi, \qquad /5.24/$$

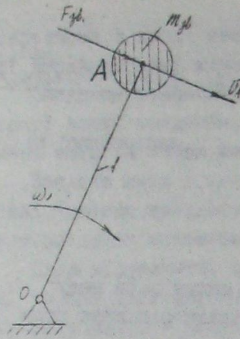

Рис. 5.1

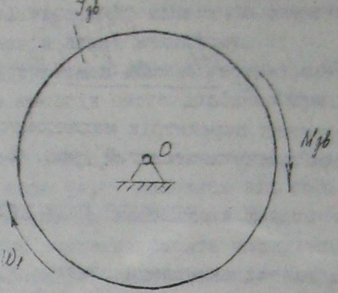

Рис. 5.2

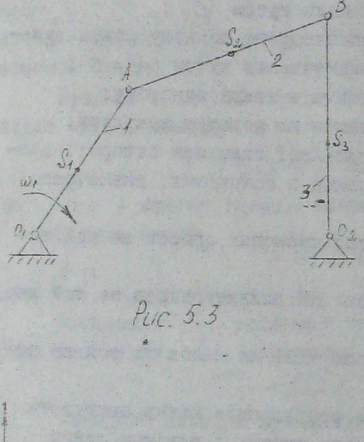

Рис. 5.3

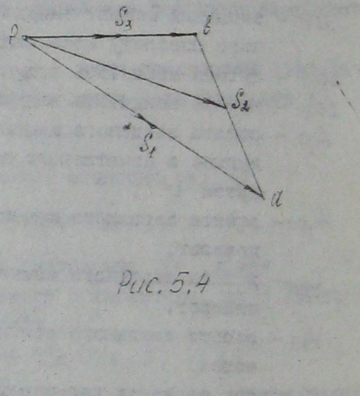

Рис. 5.4

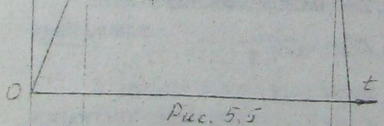

Рис. 5.5

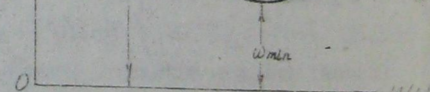

Рис. 5.6

де M_p - зведений момент рушійної сили;

M_{ko} - зведений момент сил корисних опорів.

Рівняння /5.24/ уявляє собою рівняння руху машини у загальному вигляді.

Розглянемо рівняння руху у диференціальній формі. Для цього скористуємось рівнянням /5.I/ у диференціальній формі

$$dT = dA. \qquad /5.25/$$

Позначимо різницю зведених моментів рушійної сили M_p і моменту сил корисних опорів M_{ko} через M

$$M = M_p - M_{ko}.$$

Тоді рівняння зміни кінетичної енергії /5.25/ набере вигляду

$$dA = M d\varphi = dT, \qquad /5.26/$$

де $d\varphi$ - елементарний поворот ланки зведення.

Із /5.26/ одержуємо

$$M = \frac{dA}{d\varphi} = \frac{dT}{d\varphi}. \qquad /5.27/$$

Підставимо в рівняння /5.27/ значення кінетичної енергії

$$M = \frac{dT}{d\varphi} = \frac{d\left(\frac{J_{зв}\omega^2}{2}\right)}{d\varphi}, \qquad /5.28/$$

де $J_{зв}$ - зведений момент інерції ланок механізму;

ω - кутова швидкість ланки зведення

або $$M = J_{зв}\frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dJ_{зв}}{d\varphi}. \qquad /5.29/$$

Рівняння /5.29/ є рівнянням руху у диференціальній формі.

Якщо прийняти, що зведений момент інерції ланок механізму сталий і не залежить від кута повороту ланки зведення φ, то $\frac{dJ_{зв}}{d\varphi} = 0$, і рівняння /5.29/ перепишеться так

$$M_p - M_{ko} = J_{зв}\frac{d\omega}{dt} = J_{зв}\frac{d^2\varphi}{dt^2}. \qquad /5.30/$$

5.5. ПЕРІОДИ РУХУ МАШИНИ. ТАХОГРАМА РУХУ. КОЕФІЦІЄНТ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ МЕХАНІЗМУ

Повним часом руху механізму є проміжок часу від моменту початку руху ведучої ланки до моменту кінця її руху. Повний час руху механізму складається з трьох періодів: періоду розбігу t_p, періоду усталеного руху t_y, періоду вибігу /гальмування/ $t_в$ /рис. 5.5/.

Час розбігу характеризується зростанням швидкості ведучої ланки від нульового значення до значення, відповідного усталеному руху.

Усталений рух механізму супроводитиметься періодичними змінами швидкості обертання ведучої ланки навколо середнього значення її кутової швидкості.

Час вибігу характеризується зменшенням кутової швидкості ведучої ланки від середнього значення до нульового значення.

Всі періоди руху зображені на тахограмі механізму кривою $\omega = f(t)$ залежності кутової швидкості ω ведучої ланки від часу t /рис. 5.5/. Повний час t руху механізму дорівнює

$$t = t_p + t_y + t_в.$$

Періодичний усталений рух поділяється на цикли. Циклом руху ведучої ланки механізму називається проміжок часу, після завершення якого положення, швидкість, прискорення та інші параметри ведучої ланки приймають початкові значення.

Розглянемо коефіцієнт нерівномірності руху механізму. Кутова швидкість ω ведучої ланки змінюється в середині циклу усталеного руху навколо її середнього значення $\omega_{ср}$ і в кінці циклу повертається до початкового значення /рис. 5.6/.

Коефіцієнт нерівномірності руху механізму являє собою відношення різниці між найбільшою і найменшою величиною кутових швидкостей в циклі усталеного руху до середньої кутової швидкості ведучої ланки, тобто

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{ср}}. \qquad /5.31/$$

При визначенні середньої кутової швидкості на практиці часто користуються наближеною формулою

$$\omega_{ср} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \qquad /5.32/$$

Допустимі значення коефіцієнта нерівномірності δ для механізмів подаються в технічних довідниках.

Розв'язуючи сумісно рівняння /5.31/ і /5.32/ відносно ω_{max} і ω_{min}, дістанемо:

$$\omega_{max} = \omega_{ср}\left(1 + \frac{\delta}{2}\right); \qquad /5.33/$$

$$\omega_{min} = \omega_{ср}\left(1 - \frac{\delta}{2}\right); \qquad /5.34/$$

$$\omega^2_{max} - \omega^2_{min} = 2\delta\omega^2_{ср}. \qquad /5.35/$$

5.6. МАХОВИК І ЙОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Великі періодичні коливання кутової швидкості ведучої ланки недопустимі, бо вони спричиняють у кінематичних парах додаткові

/динамічні/ тиски, які знижують загальний коефіцієнт корисної дії механізму та надійність його роботи. Крім того, великі коливання швидкостей зможуть спричинити небажані явища в технологічному процесі /псування різця у верстатах, розрив матеріалу в текстильних машинах, вібрації, коливання сили світла в електричних лампочках, що шкідливо впливає на очі людини тощо/. Через те задача про сталість швидкості обертання в даному разі полягає в тому, щоб неминучі періодичні коливання швидкості усталеного руху довести до такого мінімуму, при якому зазначені явища були б мало відчутні. А для цього необхідно з'ясувати способи зменшення коефіцієнта нерівномірності руху механізму при заданому законі зміни зовнішніх сил.

Запишемо рівняння руху машини /5.22/, /5.23/

$$\frac{J_{зв1}\omega_1^2}{2} - \frac{J_{зв0}\omega_0^2}{2} = A_р - A_{ко} = A_н, \qquad /5.36/$$

де $A_н = A_р - A_{ко}$ - надмірна робота.

Якщо знехтувати зміною зведеного моменту інерції ланок механізму, то можна вважати, що найбільше і найменше значення кінетичної енергії відповідає ω_{max} і ω_{min}. В такому разі рівняння /5.36/ набере вигляду

$$J_{зв\,ср}\frac{\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2}{2} = A_{н\,max}. \qquad /5.37/$$

Підставивши значення $(\omega_{max}^2 - \omega_{min}^2)$ за формулою /5.35/ в рівняння /5.37/, дістанемо

$$\delta J_{зв\,ср}\omega_{ср}^2 = A_{н\,max}. \qquad /5.38/$$

Це рівняння дозволяє встановити ті можливості, котрі можна використати для здобуття коефіцієнта нерівномірності механізму потрібної величини. Дійсно, так як середня кутова швидкість кривошипа $\omega_{ср}$ і надмірна робота $A_{н\,max}$ відомі, то єдиним вільним параметром буде зведений момент інерції ланок механізму $J_{зв\,ср}$, який можна змінювати у відповідності з дібраним коефіцієнтом нерівномірності δ механізму.

Однак здебільш величина $J_{зв\,ср}$ виявляється недостатньою для забезпечення потрібного значення δ. В цьому випадку допомагає додаткова маса маховика /колеса з великим моментом інерції/, який встановлюють на валу кривошипа.

Дія маховика полягає в тому, що при перевищуванні роботи рушійних сил над роботою сил опорів маховик сприймає на себе надлишок кінетичної енергії механізму і, завдяки своєму великому моменту інерції, не дає швидкості надмірно зростати; коли ж робота сил опорів перевищує роботу рушійних сил, маховик віддає нагромаджену кінетичну енергію, протидіючу зменшенню швидкості. Таким чином, призначення маховика - регулювати в заданих межах періодичні коливання швидкості ведучої ланки механізму при усталеному його русі.

5.7. ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА

Як вже відзначалось вище, додатковий момент інерції маховика дозволяє забезпечити межі коливань кутової швидкості головного вала /вала ведучої ланки/, заданих коефіцієнтом нерівномірності руху машини.

Для визначення моменту інерції маховика треба, щоб були задані: кінематична схема механізму; усі сили, прикладені до механізму, причому сили інерції не повинні входити у діаграми рушійних сил і сил опору; моменти інерції ланок механізму відносно їх центрів мас; середня кутова швидкість ланки зведення; запроектований коефіцієнт нерівномірності руху механізму.

Існує декілька способів визначення моменту інерції маховика, а саме: спосіб середніх потужностей, спосіб проф. Н.І. Мерцалова, спосіб проф. Е.М. Гутьяра, спосіб проф. Ф. Віттенбауера.

Розглянемо спосіб проф. Ф. Віттенбауера, який здебільшого застосовується на практиці.

Нехай задані сили корисних опор. Зведений момент рушійних сил - стала величина.

Нижче викладемо послідовність виконання роботи.

1. Побудуємо плани аналогів швидкостей для 12 планів механізму. Плани аналогів швидкостей відрізняються від планів швидкостей тим, що вони будуються за умови, що ведуча ланка обертається зі сталою кутовою швидкістю. При цьому кутове прискорення дорівнює нулю.
2. Користуючись формулами /5.4/ і /5.7/ або теоремою М.Е. Жуковського, обчислюємо зведений момент сил корисного опору для 12 положень механізму. Далі задаємося масштабними коефіцієнтами $\mu_M\left[\frac{Нм}{мм}\right]$ і $\mu_\varphi\left[\frac{рад}{мм}\right]$ і будуємо діаграму $M_{ко}-\varphi$ /рис. 5.7,а/.
3. Маючи на увазі, що $A_{ко}=\int_0^\varphi M_{ко}\,d\varphi$, графічним інтегруванням /при полюсній відстані H / переходимо від діаграми $M_{ко}-\varphi$ до діаграми $A_{ко}-\varphi$ з масштабом $\mu_A=\mu_\varphi\mu_M H$ по осі ординат /рис. 5.7,б/.
4. Так як зведений момент рушійних сил - стала величина, то його робота пропорційна куту оберту кривошипа φ. Тому, щоб одержати діаграму $A_р-\varphi$, необхідно початок координат і кінець діаграми $A_{ко}-\varphi$ з'єднати прямою лінією /рис. 5.7,б/.

5. Графічним диференціюванням /при тій полюсній відстані H / переходимо від діаграми $A_p - \varphi$ до діаграми $M_p - \varphi$ /рис. 5.7,а/.
6. Користуючись формулою $\Delta T = A_p - A_{кс}$, будуємо діаграму $\Delta T - \varphi$, для чого алгебраїчно складаємо ординати діаграм $A_p - \varphi$ і $A_{кс} - \varphi$. Тут слід пам'ятати, що величини $M_{кс}$ і $A_{кс}$ мають від'ємний знак, а для зручності побудови їх від'ємні значення відкладають-ся угору. Діаграма $\Delta T - \varphi$ зображена на рис. 5.7,в, при цьому $\mu_T = \mu_A$.
7. За допомогою формули /5.18/ в масштабах μ_y і μ_φ будуємо діаграму $J_{зв} - \varphi$ /рис. 5.8/. Для зручного користування цією формулою зробимо заміну дійсних значень параметрів на відрізки з плану аналогів швидкостей.
8. Будуємо діаграму енергомас або криву Ф. Віттенбауера, тобто діаграму $\Delta T - J_{зв}$. Це робиться шляхом виключення параметра із діаграм $\Delta T - \varphi$ і $J_{зв} - \varphi$. Хід побудови кривої Віттенбауера показаний на рис. 5.8. Діаграму $J_{зв} - \varphi$ доцільно розташувати так, щоб вісь $J_{зв}$ була горизонтальна, а вісь φ – вертикальна. Положення осей діаграми енергомас ув'язують з діаграмами $\Delta T - \varphi$ і $J_{зв} - \varphi$. Знаходження однієї з точок діаграми енергомас /для 8-го положення механізму/ показано на рис. 5.8. Після знаходження усіх точок діаграми енергомас їх з'єднують плавною кривою і в результаті одержуємо криву Віттенбауера.
9. Проводимо дотичні до кривої Віттенбауера відповідно під кутами ψ_{max} і ψ_{min} до осі $J_{зв}$ і відсікаємо на осі ординат відрізок ab. Цей відрізок зображає в масштабі μ_T найбільшу зміну кінетичної енергії маховика протягом періоду сталого руху машини.

Кути ψ_{max} і ψ_{min} визначаємо за формулами:

$$tg\,\psi_{max} = \frac{\mu_J}{2\mu_T}\,\omega_{ср}^2(1+\delta); \qquad /5.39/$$

$$tg\,\psi_{min} = \frac{\mu_J}{2\mu_T}\,\omega_{ср}^2(1-\delta). \qquad /5.40/$$

10. Визначаємо момент інерції маховика за формулою

$$J_m = \frac{ab\,\mu_T}{\delta \cdot \omega_{ср}^2}. \qquad /5.41/$$

На рис. 5.7 і рис. 5.8 зображені діаграми, які мають приблизний вигляд для поперечно-стругального верстата.

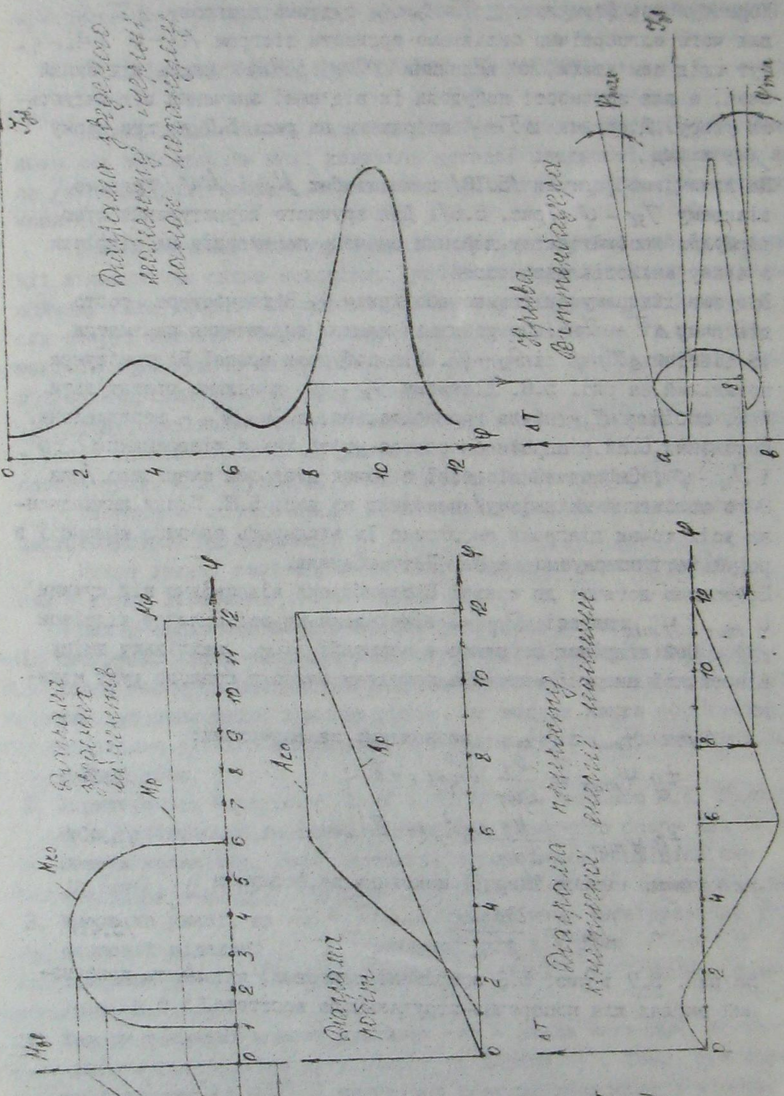
Діаграма зведених моментів
Діаграма робіт
Діаграма приросту кінетичної енергії машини
Діаграма зведеного моменту інерції ланок механізму
Крива Віттенбауера

Рис. 5.7

5.8. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ МАХОВИКА

Маховик конструкційно виконують у вигляді колеса із спицями або замість спиць-із тонким диском. Маховики відливають із чавуну або виготовляють із сталі. Сталеві маховики застосовують при обертах $n > 300$ об/хв. Вважаємо, що маса маховика рівномірно розподілена по колу діаметра D, а також нехтуємо моментами інерції маточини і спиць, оскільки вони невеликі порівняно з моментом інерції маси обода маховика. Тоді момент інерції J_M маховика можна подати так

$$J_M = mR^2 = \frac{GD^2}{4g}, \qquad /5.42/$$

де G – вага обода маховика; $g = 9{,}81$ м/с, $D = 2R$ – діаметр кола центрів ваги поперечних перерізів обода.

З останнього рівняння одержуємо

$$GD^2 = 4gJ_M. \qquad /5.43/$$

Вираз GD^2 називається маховим моментом, або характеристикою маховика.

Таким чином, знаючи маховий момент маховика, можна задатися діаметром D маховика, величина якого визначається здебільшого з конструктивних міркувань за формулою /5.43/ легко визначити потрібну вагу маховика. Розміри ободу маховика визначаємо за формулою

$$G = \pi D c h \gamma, \qquad /5.44/$$

де c – ширина обода; h – висота обода; співвідношення між і приймаємо таке: $h = 1{,}2c$; γ – питома вага; для сталі $\gamma = 7{,}8\,10^4$ Н/м³, для чавуну $\gamma = 7{,}1\,10^4$ Н/м³. Інші розміри маховика приймаються конструктивно.

5.9. ВИЗНАЧЕННЯ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ І КУТОВОГО ПРИСКОРЕННЯ ГОЛОВНОГО ВАЛА МАШИН

При кінематичному дослідженні механізму припускали, що головний вал обертається рівномірно. В дійсності кутова швидкість головного вала є змінною величиною.

Знаючи момент інерції маховика, а також те положення машини, в котрому $\omega = \omega_{max}$, можна визначити значення кутової швидкості головного вала для будь-яких положень машини у середині періоду сталого руху. Напишемо рівняння зміни кінетичної енергії машини для двох її положень: для положення, в котрому кутова швидкість головного вала має значення ω_{max} і для довільного положення:

$$\Delta T_1 = T_1 - T_0; \qquad /5.45/$$

$$\Delta T = T - T_0, \qquad /5.46/$$

де T_1 і T – кінетична енергія машини для положення, в котрому кутова швидкість головного вала дорівнює ω_{max} і, для довільного положення;

ΔT_1 і ΔT – відповідні зміни кінетичної енергії машини;

T_0 – кінетична енергія механізму у початковому положенні.

Віднімаючи рівняння /5.46/ від рівняння /5.45/, маємо

$$\Delta T_1 - \Delta T = T_1 - T. \qquad /5.47/$$

Запишемо рівняння для кінетичної енергії машини в такому вигляді:

$$T_1 = \frac{1}{2} J_1 \omega_{max}^2 = \frac{1}{2}(J_M + J_{зв1})\omega_{max}^2; \qquad /5.48/$$

$$T = \frac{1}{2} J \omega^2 = \frac{1}{2}(J_M + J_{зв})\omega^2, \qquad /5.49/$$

де J_1 – зведені моменти інерції машини з маховиком і ланок механізму для положення, в котрому $\omega = \omega_{max}$;

J – зведені моменти інерції машини з маховиком і ланок механізму для довільного положення.

На основі рівнянь /5.47/, /5.48/, /5.49/ дістаємо

$$\omega = \sqrt{\frac{(J_M + J_{зв1})\omega_{max}^2 - 2(\Delta T_1 - \Delta T)}{J_M + J_{зв}}}. \qquad /5.50/$$

Користуючись цією формулою, будуємо діаграму $\omega - \varphi$ для всіх положень ведучої ланки.

Визначимо кутове прискорення головного вала механізму. Кутове прискорення ведучої ланки механізму для і-го положення визначають за формулою

$$\varepsilon_i = \left(\frac{d\omega}{dt}\right)_i = \left(\frac{d\omega}{dt}\frac{d\varphi}{d\varphi}\right)_i = \omega_i\left(\frac{d\omega}{d\varphi}\right)_i = \omega_i\left(\frac{\Delta\omega}{\Delta\varphi}\right)_i =$$

$$= \omega_i \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{\Delta\varphi}, \qquad /5.51/$$

де $\Delta\varphi$ – крок диференціювання; якщо розрахунок робиться для 12 положень ведучої ланки, то $\Delta\varphi = \frac{2\pi}{12}$ рад.

Формула /5.51/ дозволяє побудувати діаграму $\varepsilon - \varphi$ для всіх положень ведучої ланки.

Навчальне видання

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ
З ДИСЦИПЛІНИ "ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ
І МАШИН"
РОЗДІЛ 4. СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ
ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ
РОЗДІЛ 5. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ І
СИНТЕЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ
для студентів машинобудівних
спеціальностей денної форми
навчання

Укладач Макарчук Віктор Миколайович
Відповідальний за випуск Учаєв Петро Миколайович

План 1994 р., поз 56 Формат 60х84/16 Обл.-вид.арк. 1,5
Підп. до друку 16.03.94 Замовлення 199 Безкоштовно
Тираж 500 прим

СДУ, 244007, Суми, вул. Римського-Корсакова, 2

Друкарня ВО "Електрон", 244007, вул. Римського-Корсакова, 2