



**Міністерство освіти і науки
України**

**ДЕРЖАВНИЙ
БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

**Факультет мехатроніки та інжинірингу
Кафедра надійності та міцності машин і споруд
імені В.Я. Аніловича**

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Механізм однорядного двигуна

Силовий аналіз

Методичні вказівки

до виконання практичних робіт

**для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої
освіти денної та заочної форм навчання зі
спеціальностей 131 Прикладна механіка,
133 Галузеве машинобудування, 208 Агроінженерія,
274 Автомобільний транспорт**

**Харків
2023**

Міністерство освіти і науки України
ДЕРЖАВНИЙ БІОТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Факультет мехатроніки та інжинірингу

Кафедра надійності та міцності машин і споруд
імені В.Я. Аніловича

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Механізм однорядного двигуна

Силовий аналіз

Методичні вказівки

до виконання практичних робіт

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої
освіти денної та заочної форм навчання зі спеціальностей
131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування,
208 Агроінженерія, 274 Автомобільний транспорт

Затверджено рішенням
Методичної ради
ФМІ ДБТУ
Протокол № 5
від 06. 06. 2023 р.

Харків
2023

УДК 621.01

Схвалено на засіданні кафедри надійності та міцності машин і споруд імені В.Я. Аніловича
протокол № 10 від 24 травня 2023 р.

Теорія механізмів і машин. Механізм однорядного двигуна. Силовий аналіз: методичні вказівки до виконання практичних робіт для студентів денної та заочної форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальностей 131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування, 208 Агроінженерія, 274 Автомобільний транспорт; уклад.: М. В. Сліпченко, О. М. Шукаєва, В. В. Бредихін, О. А. Свіргун – Харків: ДБТУ; [б. в.], 2023.–42с.

Методичні вказівки призначені для набуття практичних навичок проектування механізмів та машин.

Розглядається виконання розділу «Силовий аналіз механізмів» курсового проекту з теорії механізмів та машин.

Методичні вказівки розраховані на студентів вищих навчальних закладів технічних спеціальностей.

Рецензенти:

О. І. Завгородній, д-р техн. наук, проф., проф.. фізики та вищої математики Державного біотехнологічного університету.

Антощенко Р.В., д-р техн. наук, проф., завідувач кафедри мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю

Відповідальний за випуск: М. В. Сліпченко, к.т.н., доцент, зав.каф.

© Сліпченко М.В., Шукаєва
О.М., Бредихін В.В., Свіргун
О.А., 2023

© ДБТУ, 2023

Силовий аналіз механізму

1. Завдання силового аналізу

Завданням силового аналізу є визначення реакцій у кінематичних парах при заданому законі руху провідної ланки та при заданих зовнішніх силах.

Для того щоб провідна ланка механізму рухалася за заданим законом до нього, крім зовнішніх сил, необхідно додати так звану врівноважуючу силу (або момент, що врівноважує). Визначення врівноважувальної сили (або врівноважуючого моменту) поряд з визначенням реакцій у кінематичних парах також є завданням силового аналізу механізму.

Визначені в силовому аналізі сили, що діють на ланки, і реакції в кінематичних парах надалі необхідні розрахунку ланок і елементів кінематичних пар на міцність, зносостійкість, довговічність і т.д.

Силовий розрахунок механізму ґрунтується на принципі Даламбера, який полягає в наступному.

Під час роботи механізму його ланки у випадку рухаються з прискоренням. Якщо до ланкам механізму крім зовнішніх сил умовно докласти й сили інерції, викликані їх прискоренням, то система сил, куди входять і сили інерції, прикладена до ланкам, перебуватиме у рівновазі. Це дозволяє до системи, що рухається, застосувати рівняння статички. Тому силовий розрахунок рухомих механізмів, на відміну статичних розрахунків, часто називають кинетостатическим розрахунком чи навіть кинетостатикой механізмів.

2. Визначення сил інерції для різних випадків руху ланок

У випадку плоского руху тіла прискорення його різних точок різні за величиною і напрямом. Тому різні та елементарні сили інерції матеріальних точок (рис.1):

$$d\bar{F}_{ui} = -\bar{a}_i \cdot dm_i.$$

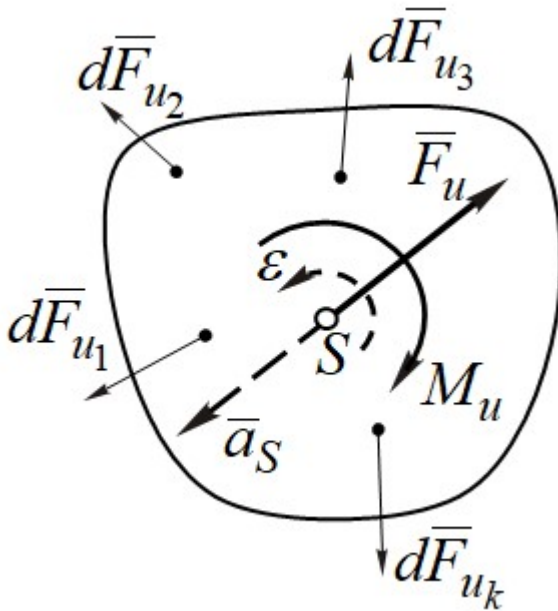


Рис. 1

Цю систему елементарних сил можна замінити однією силою інерції \bar{F}_u та однією парою сил інерції з моментом M_u , які рівні:

$$\bar{F}_u = -m \cdot \bar{a}_S;$$

$$M_u = -I_S \cdot \varepsilon,$$

де m – маса тіла;

a_S – прискорення центру ваги тіла;

ε – кутове прискорення тіла;

I_S – момент інерції ланки щодо осі, що проходить через центр тяжіння.

Сила інерції прикладена у центрі тяжкості тіла і протилежно вектору прискорення центру мас .

Момент пари сил інерції спрямований протилежно до кутового прискорення тіла (на це вказують знаки «мінус»).

Визначення сил інерції за різних випадків руху тіла (ланки)

1. Поступальний рух ланки (рис.2)

При поступальному русі ланки прискорення всіх точок однакові, тому силу інерції можна виразити через прискорення будь-якої точки ланки:

$$\bar{F}_u = -m\bar{a}_S = -m\bar{a}_A = -m\bar{a}_B = \dots$$

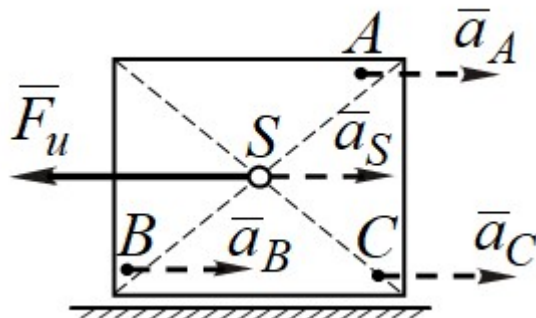


Рис. 2

Прикладено силу інерції у центрі мас ланки. Момент сил інерції ланки дорівнює нулю ($M_u = 0$), оскільки за поступальному русі ланки вона має кутового прискорення ($\varepsilon = 0$).

2. Ланка обертається нерівномірно ($\varepsilon \neq 0$) навколо осі, що проходить через центр тяжіння (рис.3)

Сила інерції у разі дорівнює $F_u = 0$, оскільки прискорення центру тяжкості $a_S = 0$.

Момент сил інерції дорівнює

$$M_u = I_S \cdot \varepsilon,$$

і спрямований протилежно до кутового прискорення ε .

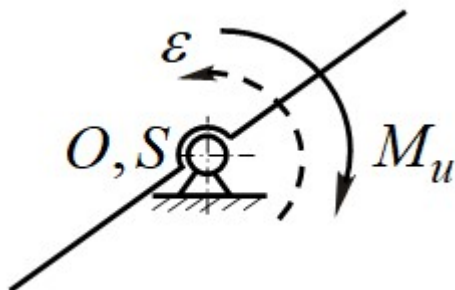


Рис. 3

3. Ланка обертається рівномірно навколо осі, що не проходить через центр тяжіння (рис.4)

В цьому випадку сила інерції дорівнює

$$F_u = m a_S,$$

де $a_S = a_S^n = \omega^2 \ell_{OS}$.

Направлена сила інерції протилежно нормальному прискоренню центру мас S ланки, тобто. вздовж радіусу OS від центру O .

Момент сил інерції $M_u = 0$, оскільки кутове прискорення $\varepsilon = 0$.

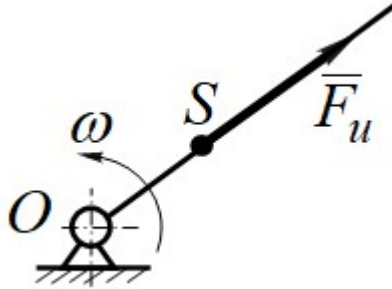


Рис. 4

4. Ланка обертається рівномірно ($\varepsilon = 0$) навколо осі, що проходить через центр тяжіння (рис.5)

У цьому випадку сила інерції $F_u = 0$ (оскільки $a_s = 0$) і момент сил інерції $M_u = 0$ (оскільки $\varepsilon = 0$). Така ланка називається **врівноваженою**.

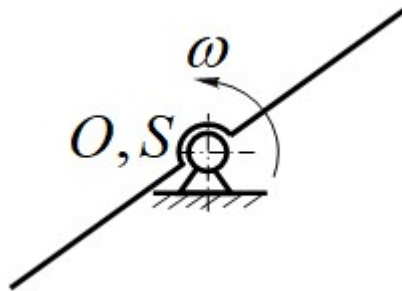


Рис 5

5. Ланка обертається нерівномірно ($\varepsilon \neq 0$) навколо осі, що не проходить через центр тяжіння (рис.6)

У цьому випадку виникає і сила інерції та момент сил інерції::

$$F_u = ma_S,$$

$$M_u = I_S \cdot \varepsilon.$$

Сила інерції \bar{F}_u прикладена у центрі мас S ланки і протилежно прискоренню \bar{a}_S центру мас. Момент пари сил інерції M_u спрямований протилежно до кутового прискорення. ε .

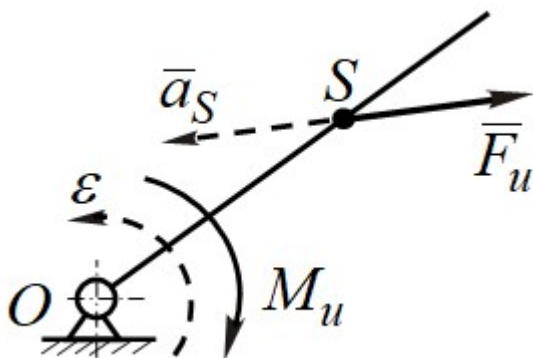


Рис. 6

6. Загальний випадок плоского руху ланки

Цей випадок розглянуто на початку і встановлено, що сили інерції зводяться до сили \bar{F}_u і моменту сил інерції. M_u .

3. Реакції у кінематичних парах

Реакції в кінематичних парах по відношенню до всього механізму в цілому є внутрішніми силами, але по відношенню до окремих ланок, що входять в кінематичні пари, будуть силами зовнішніми.

Для здійснення силового розрахунку якого-небудь кінематичного ланцюга необхідно, щоб він був статично визначним, тобто. щоб число рівнянь рівноваги, які можна скласти для цього ланцюга, дорівнювало числу невідомих.

Як відомо, сила характеризується трьома параметрами:

- величиною (модулем);
- Напрямком;
- точкою програми.

З'ясуємо, які з цих параметрів є відомими, та які – невідомими для реакцій у кінематичних парах V класу: обертальної та поступальної. Силою тертя в парах нехтуємо.

Приймемо для реакцій, що виникають між елементами кінематичних пар, наступне позначення: реакцію з боку ланки „ k ” на ланку „ n ” позначити як \bar{R}_{kn} . Очевидно, що $\bar{R}_{kn} = -\bar{R}_{nk}$.

Обертова кінематична пара V класу

Сила взаємодії \bar{q}_{32} між двома дотичними ланками спрямована по нормалі до дотичних поверхонь. Тому в кінематичній парі, що обертається (рис. 7) кожна елементарна сила взаємодії між ланками, що утворюють пару, проходить через центр шарніра (точку B).

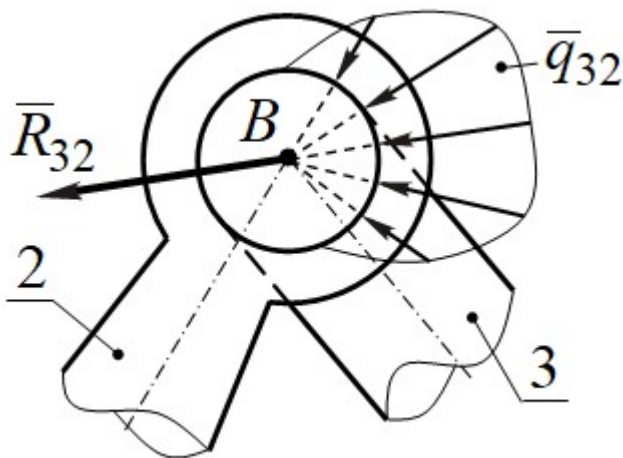


Рис. 7

Отже, і рівнодіюча \bar{R}_{32} (тобто реакція) проходить через цю точку. Величина та напрямок цієї реакції невідомі, вони залежать від зовнішніх сил.

Таким чином, у обертальній кінематичній парі відома лише точка додатка та невідомі величина та напрямок (один параметр відомий і два – невідомі).

При виконанні силового розрахунку реакцію \bar{R}_{32} у обертальній кінематичній парі (наприклад B) (рис. 8) розкладають на дві складові \bar{R}_{32}^n та \bar{R}_{32}^r . Складову \bar{R}_{32}^n , спрямовану по осі ланки, називають нормальною реакцією, а складову \bar{R}_{32}^r , спрямовану перпендикулярно до нормальної, тангенціальною реакцією.

При такому поданні повної реакції \bar{R}_{32} кількість невідомих у обертальній парі не змінюється, невідомими стають величини складових \bar{R}_{32}^n і \bar{R}_{32}^r .

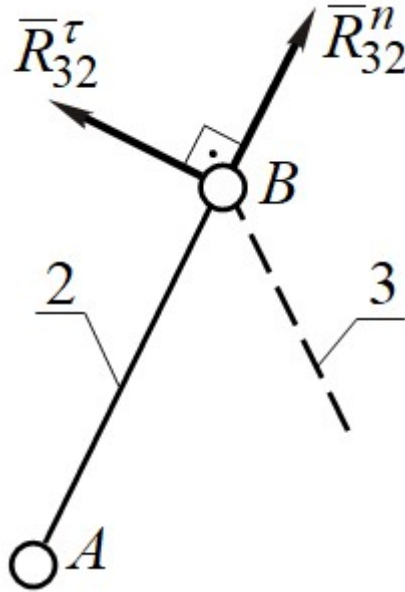


Рис. 8

Поступальна кінематична пара V класу

У поступальній кінематичній парі (рис. 9) реакція відома лише за напрямом (вона спрямована, якщо знехтувати тертям, перпендикулярно осі відносного руху ланок $x - x$).

Ні величина реакції, ні точка її застосування невідомі (тут також один параметр відомий і два – невідомі).

При силовому аналізі, використовуючи відому в теоретичній механіці лему про паралельне перенесення сили, реакцію, наприклад \bar{R}_{05} (рис. 10), зберігаючи напрямок, переносять у відому точку на повзуні (як правило, в центр встановленого на повзуні шарніра), при цьому додають пару сил з невідомим моментом M_{05} .

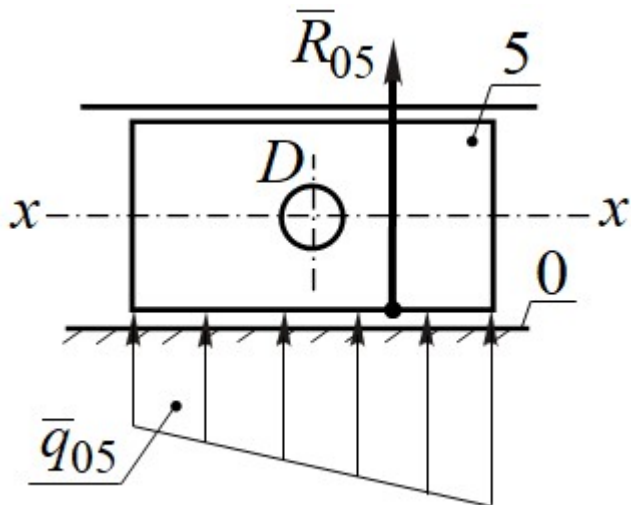


Рис. 9

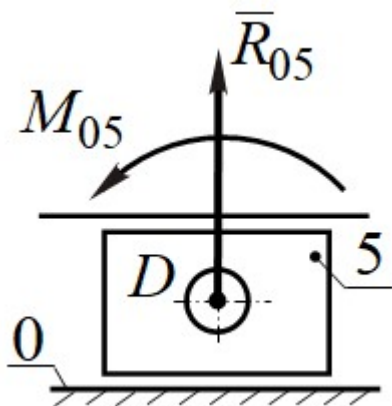


Рис. 10

Величина моменту M_{05} визначає положення реакції \bar{R}_{05} щодо центру шарніра D . Якщо $M_{05} = 0$, то лінія дії реакції проходить через центр шарніра D .

4. Силовий аналіз механізму двигуна

Силовий аналіз механізму здійснимо для 1-го положення, для якого проведено кінематичний аналіз.

4.1. Вихідні дані:

- маси ланок:

$$m_2 = m_4 = 3,3 \text{ кг}; \quad m_3 = m_5 = 2,3 \text{ кг};$$

- моменти інерції ланок:

$$I_{S_2} = I_{S_4} = 0,04 \text{ кгм}^2;$$

- максимальний тиск циліндрів:

$$P_{\max} = 3,7 \text{ МН} / \text{м}^2;$$

- діаметр циліндрів 0,1 м;

- прискорення центрів мас ланок:

$$a_{S_2} = 3277 \text{ м/с}^2, \quad a_{S_3} = 2302 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{S_4} = 3515 \text{ м/с}^2, \quad a_{S_5} = 3311 \text{ м/с}^2;$$

- кутове прискорення ланок::

$$\varepsilon_2 = 7616 \text{ с}^{-2}; \quad \varepsilon_4 = 7616 \text{ с}^{-2}.$$

4.2. Визначення сил, що діють на ланки механізму

1. Силу тяжкості k -ї ланки визначасмо за залежністю

$$G_k = m_k \cdot g, \text{ Н},$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

m_k – маса ланки в кг .

$$G_2 = G_4 = m_2 \cdot g = 3,3 \cdot 9,81 = 32,4 \text{ Н},$$

$$G_3 = G_5 = m_3 \cdot g = 2,3 \cdot 9,81 = 22,8 \text{ Н}.$$

Сила тяжіння прикладена у центрі мас ланки і спрямована вертикально вниз.

2. Головний вектор сил інерції k -ї ланки дорівнює:

$$F_{u_k} = m_k \cdot a_{S_k}, \text{ Н},$$

де a_{S_k} – прискорення центру мас k -ї ланки в m/c^2 .

$$F_{u_2} = m_2 \cdot a_{S_2} = 3,3 \cdot 3277 = 10814,1 \text{ Н},$$

$$F_{u_3} = m_3 \cdot a_{S_3} = 2,5 \cdot 2302 = 5755 \text{ Н},$$

$$F_{u_4} = m_4 \cdot a_{S_4} = 3,3 \cdot 3515 = 11599,5 \text{ Н},$$

$$F_{u_5} = m_5 \cdot a_{S_5} = 2,5 \cdot 3311 = 8277,5 \text{ Н}.$$

3. Момент сил інерції k -ї ланки дорівнює:

$$M_{u_k} = I_{S_k} \cdot \varepsilon_k, \text{ Нм},$$

де I_{S_k} – момент інерції k -го ланки щодо осі, що проходить через його центр мас, $кгм^2$;

ε_k – кутове прискорення k -ї ланки, p/c^2 .

$$M_{u_2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,04 \cdot 7616 = 184,6 \text{ Нм},$$

$$M_{u_4} = I_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0,04 \cdot 7616 = 184,6 \text{ Нм}.$$

Направлено момент інерції у бік, протилежний напрямку кутового прискорення ланки.

Для визначення сил тиску газів у циліндрах скористаємося індикаторною діаграмою (рис.2 [7]).

Так як при аналізі розглядається рух двох поршнів двигуна, то прийемо порядок роботи циліндрів 1-2-4-3. Тоді під час першого поршня з в.м.т. (верхньої мертвої точки) вниз (положення 1) буде здійснюватися такт розширення, а в другому циліндрі – такт стиснення.

Максимальне переміщення повзуна 3 та 5, побудованого в масштабі $\mu_l = 0,0025 \text{ м/мм}$ рис. 5 [7] складає 30 мм. Переміщення повзуна 3 до першого положення - у тому ж масштабі, становить 5,3 мм, а переміщення повзуна 5 - D_0D_1 дорівнює 3,5 мм. Так як на індикаторній діаграмі як початкове положення взято точку в.м.т., то для визначення сил на тактах впуску 2 і стиснення 4 необхідно з ходу поршня віднімати відстань від н.м.т.:

$$B_0D_1 = S_{\max} - D_0D_1,$$

$$B_0D_1 = 30 - 3,5 = 26,5 \text{ мм}.$$

Таким чином відносні переміщення становитимуть:

$$\frac{S_{B_0B_1}}{S_{\max}} = \frac{B_0B_1}{S_{\max}} = \frac{5,3}{30} = 0,18 \text{ та } \frac{S_{B_0D_1}}{S_{\max}} = \frac{B_0D_1}{S_{\max}} = \frac{26,5}{30} = 0,88.$$

По індикаторній діаграмі визначаємо (рис. 19)

$$\text{- для повзуна 3 на такті розширення: } \frac{P_{1B}}{P_{\max}} = 0,8;$$

$$\text{- для повзуна 5 на такті стиснення: } \frac{P_{1D}}{P_{\max}} = 0,045.$$

Таким чином сили виробничого опору дорівнюватимуть:

$$P_{\text{д.с.}}^B = \frac{P_{1B}}{P_{\max}} \cdot P_{\max} \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 0,8 \cdot 3,7 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 23236 \text{ Н},$$

$$P_{\text{д.с.}}^D = \frac{P_{1D}}{P_{\max}} \cdot P_{\max} \cdot \frac{\pi D^2}{4} = 0,045 \cdot 3,7 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} = 1307 \text{ Н}.$$

Для зручності подальшого розрахунку значення сил тяжкості, сил інерції (в) та моментів сил інерції (в) зведено до таблиці 3.1.

Таблиця .1

$G_2 = G_4$	$G_3 = G_5$	F_{u_2}	F_{u_3}	F_{u_4}	F_{u_5}
32,4	24,5	10814,1	5755	11599,5	8277,5

Продолжение табл. .1

M_{u_2}	M_{u_4}	$P_{n.c.}^B$	$P_{n.c.}^D$
184, 6	184, 6	23236	1307

Викреслюємо кінематичну схему механізму в 1-му положенні (рис.11, а) і показуємо сили та моменти (табл.1), що діють на ланки.

Сили тяжінні $\bar{G}_2 - \bar{G}_5$ прикладаємо в центрах мас $S_2 - S_5$ ланок і направляємо вертикально вниз.

Для визначення напрямків сил інерції ланок на листок силового аналізу з листка кінематичного аналізу переносимо план прискорень (рис. 11,б). Силу інерції \bar{F}_{u_2} прикладаємо в точці S_2 і направляємо протилежно до прискорення \bar{a}_{S_2} , силу інерції \bar{F}_{u_3} прикладаємо в точці S_3 і направляємо протилежно до прискорення \bar{a}_{S_3} , силу інерції \bar{F}_{u_4} прикладаємо в точці S_4 і направляємо протилежно до прискорення \bar{a}_{S_4} , силу інерції \bar{F}_{u_4} прикладаємо в точці S_4 і направляємо протилежно до прискорення \bar{a}_{S_4} .

Момент від сил інерції M_{u_2} ланки 2 направляємо протилежно напрямку кутового прискорення ε_2 , а момент від сил інерції M_{u_4} ланки 2 направляємо протилежно напрямку кутового прискорення ε_4 .

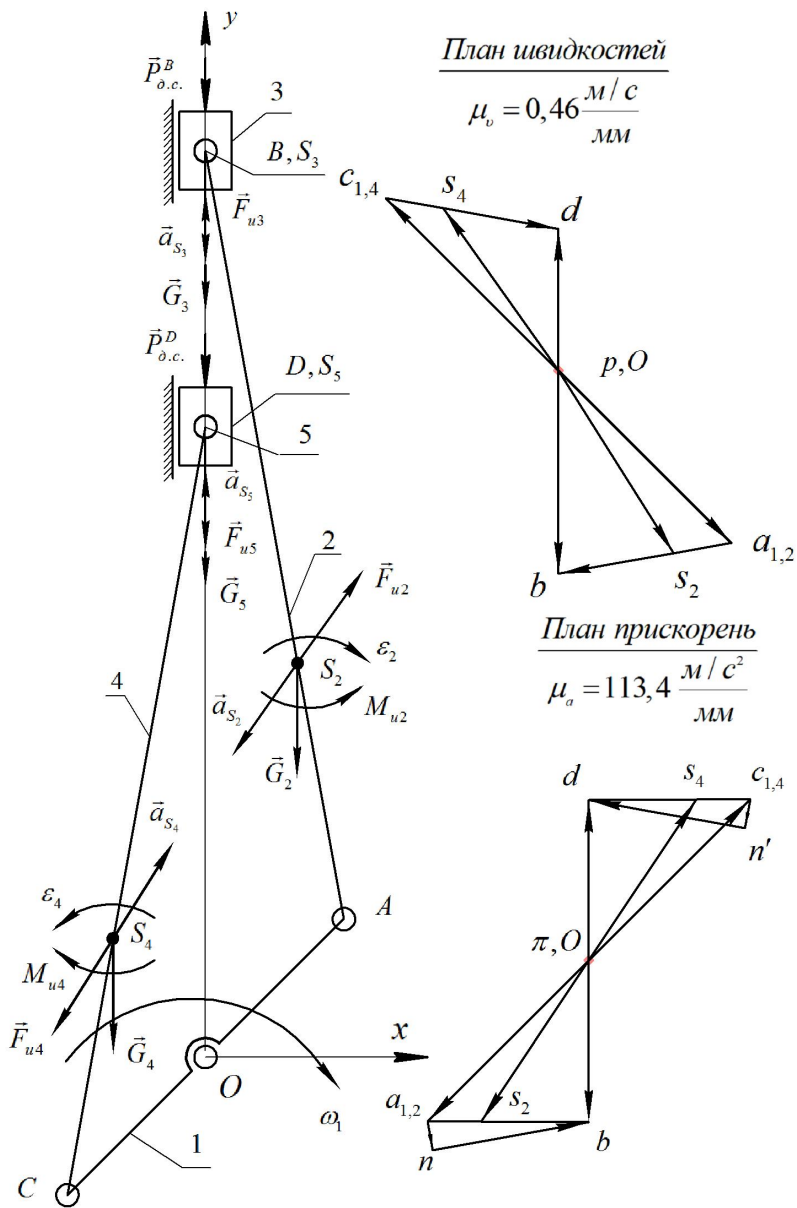


Рис. 11

4.3. Силовий розрахунок групи Ассура 4-5

Силовий аналіз механізму ведеться за групами Ассура гаразд, зворотному кінематичному дослідженню, тобто. спочатку проводиться розрахунок останньої приєднаної групи, потім попередньої тощо. Завершується силовий аналіз розрахунком провідної ланки (кривошипу).

Тому силовий аналіз починаємо з групи 4-5 (ланки 4 та 5).

Від'єднуємо групу 4-5 від механізму та викреслюємо (рис.12, а) схему групи в масштабі $\mu_\ell = 0,005 \text{ м/мм}$. Показуємо діючі на ланки групи зовнішні сили: $\bar{P}_{d.c.}^D$, \bar{G}_4 , \bar{F}_{u_4} , \bar{G}_5 , \bar{F}_{u_5} і від сил інерції.

Дія виключених ланок 0 та 5 замінюємо реакціями.

До ланки 5 з боку стійки 0 прикладаємо перпендикулярно до напрямку $O-u$ реакцію \bar{R}_{05} , що проходить через центр шарніру D , і приєднаний момент M_{05} . Напрямами реакції \bar{R}_{05} та моменту M_{05} задаємося. Справжнє напрям цих величин буде визначено з подальших розрахунків.

У обертальній кінематичній парі C ланки 4 реакцію \bar{R}_{14} з боку ланки 1 розкладаємо на дві складові: на нормальну \bar{R}_{14}^n спрямовану по ланці 4 і тангенціальну \bar{R}_{14}^τ спрямовану перпендикулярно ланці 4 (перпендикулярно \bar{R}_{14}^n). Передбачуваний напрямок \bar{R}_{05} , M_{05} , \bar{R}_{14}^τ і \bar{R}_{14}^n показуємо пунктирними лініями.

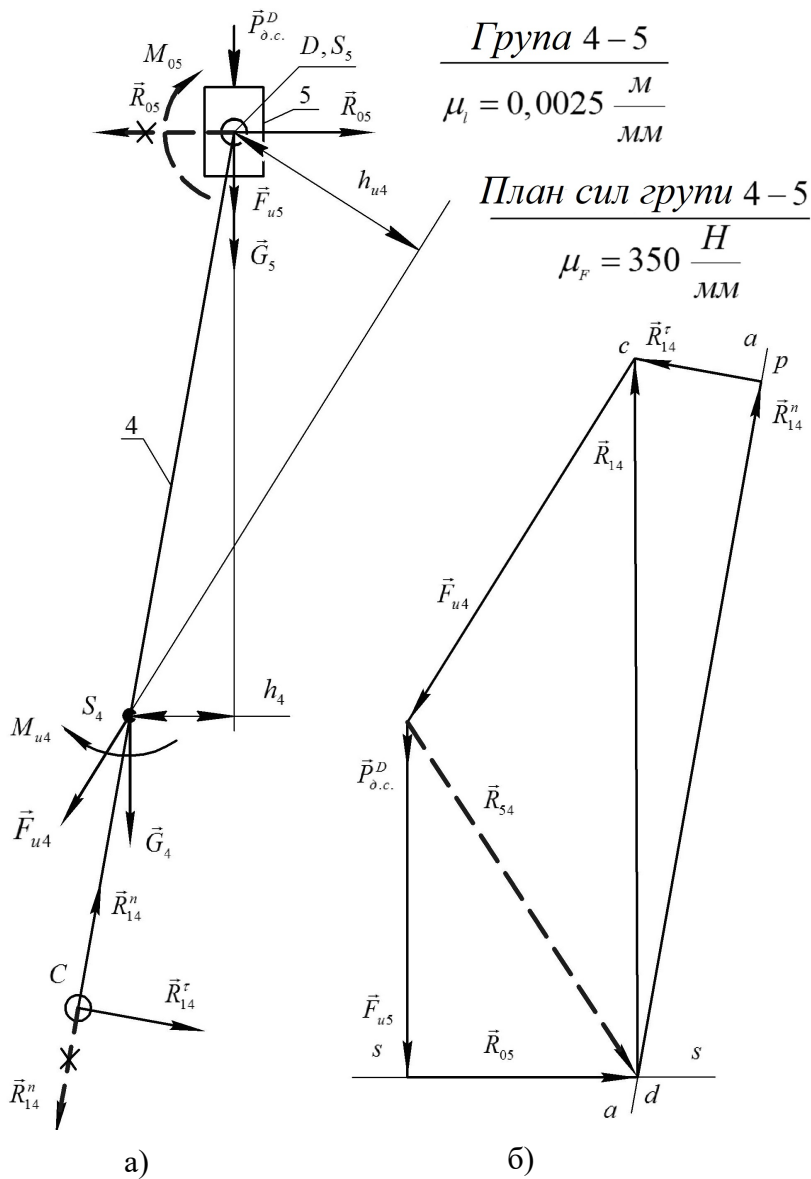


Рис. 12

1. Визначення моменту M_{03}

Момент M_{05} визначаємо з рівняння рівноваги моментів усіх сил, прикладених до ланки 5, щодо центру шарніра D (рис.12,а):

$$\sum_5 m_D(\bar{F}_k) = -M_{03} = 0,$$

де $\sum m_D(\bar{F}_k)$ – сума моментів щодо точки D сил $\bar{P}_{\partial.c.}^D$, \bar{G}_5 , \bar{F}_{u5} , \bar{R}_{05} и \bar{R}_{45} ,

де \bar{R}_{45} – реакція з боку ланки 4, яка проходить через точку D .

Оскільки лінії дії всіх перерахованих сил проходять через точку D , їх моменти дорівнюють нулю. Звідки укладаємо, що $M_{05} = 0$.

2. Визначення тангенціальної реакції \bar{R}_{14}^r

Для визначення \bar{R}_{14}^r складемо рівняння рівноваги моментів усіх сил, прикладених до ланки 4, щодо центру шарніра D (рис.12,а):

$$\begin{aligned} \sum_4 m_D(\bar{F}_k) = R_{14}^r \cdot CD \cdot \mu_\ell - M_{u4} + \\ - F_{u4} \cdot h_{u4} \cdot \mu_\ell + G_4 \cdot h_4 \cdot \mu_\ell = 0, \end{aligned}$$

де CD , h_{u2} , h_2 – плечі сил \bar{R}_{12}^r , \bar{F}_{u2} и \bar{G}_2 побудованих з точки D , виміряні на схемі ланки 4: $DC = 120$ мм, $h_{u4} = 29,8$ мм; $h_4 = 14,2$ мм.

Після скорочення на μ_ℓ отримаємо:

$$R_{14}^r \cdot CD - F_{u4} \cdot h_{u4} + G_4 \cdot h_4 - \frac{M_{u4}}{\mu_\ell} = 0,$$

звідки

$$R_{14}^r = -\frac{G_4 \cdot h_4 - F_{u_4} \cdot h_{u_4} - M_{u_4} / \mu_\ell}{CD}.$$

Після підстановки в останнє рівняння чисельних значень величин, отримаємо:

$$R_{14}^r = -\frac{32,4 \cdot 14,2 - 11599,5 \cdot 29,8 - 184,6 / 0,0025}{120} = +3492H.$$

Знак „плюс” свідчить про те, що передбачуваний напрямок тангенціальної реакції був вірним. Якщо результат обчислень виходить зі знаком „-”, то справжній напрямок реакції буде протилежним передбачуваному і слід показати на малюнку дійсний напрямок реакції.

При записі рівняння моментів за позитивний напрямок моменту прийнято напрямок обертання ланки під дією сили проти ходу годинникової стрілки.

3. Визначення величин та напрямків реакцій

\bar{R}_{05} та \bar{R}_{14}^n

Для визначення \bar{R}_{05} та \bar{R}_{05} складаємо рівняння рівноваги всіх сил, що діють на групу 4-5, у векторній формі:

$$\bar{R}_{14}^n + \bar{R}_{14}^r + \bar{F}_{u_4} + \bar{G}_4 + \bar{G}_5 + \bar{P}_{d.c.}^D + \bar{F}_{u_5} + \bar{R}_{05} = 0. \quad (1)$$

При складанні рівняння векторної суми сил бажано дотримуватись наступного порядку:

- починати та закінчувати рівняння силами, величини яких невідомі;

- Спершу підсумовувати сили, що діють на одну ланку, а потім на другу.

У рівнянні рівноваги сил два вектори \bar{R}_{05} і \bar{R}_{14}^n відомі лише за напрямом (вони підкреслені однією рисою), інші відомі повністю (вони підкреслені двома рисами). Оскільки у векторному рівнянні дві невідомі, то рівняння можна вирішити.

Попередньо задається масштаб сил $\mu_F = 200 \text{ Н/мм}$ і обчислюємо величини відрізків, які повинні зображати ці вектори на плані сил:

$$[P_{\partial.c.}^D] = \frac{P_{\partial.c.}^D}{\mu_F} = \frac{1307}{200} = 6,5 \text{ мм};$$

$$[F_{u4}] = \frac{F_{u4}}{\mu_F} = \frac{11599,5}{200} = 58 \text{ мм};$$

$$[G_4] = \frac{G_2}{\mu_F} = \frac{32,4}{200} = 0,2 \text{ мм};$$

$$[G_5] = \frac{G_3}{\mu_F} = \frac{24,5}{200} = 0,1 \text{ мм};$$

$$[F_{u5}] = \frac{F_{u5}}{\mu_F} = \frac{8277,5}{200} = 41,4 \text{ мм};$$

$$[R_{14}^r] = \frac{R_{14}^r}{\mu_F} = \frac{3492}{200} = 17,5 \text{ мм}.$$

Відповідно до рівняння (1) від довільної точки p (рис. 12 б) відкладаємо всі відомі сили рівняння (1) за їх напрямками в порядку, зазначеному в рівнянні: \bar{R}_{14}^r довжиною 17,5 мм, \bar{F}_{u4} – 58 мм і т.д. Сили, що зображаються відрізками менше 2 мм, не відкладаємо. Після побудови останньої сили F_{u5} отримуємо точку d ,

через яку проводимо лінію $s-s$ перпендикулярно до осі $O-y$, вздовж якої буде спрямований вектор реакції \bar{R}_{05} .

Для замикання векторного багатокутника сил через точку p (полюс плану) проводимо лінію $a-a$ паралельно лінії дії реакції \bar{R}_{14}^n .

Оскільки векторна сума дорівнює нулю тоді, коли векторний багатокутник замкнутий, то точка перетинів ліній $a-a$ і $s-s$ (точка d) визначить величини відрізків (\overline{dp}) і (\overline{bd}) зображують у вибраному масштабі μ_F вектори \bar{R}_{14}^n і \bar{R}_{05} .

Напрямки векторів \bar{R}_{14}^n і \bar{R}_{05} повинні бути такими, щоб при обході контуру плану сил всі сили були направлені в напрямку обходу контуру (геометрична сума всіх сил дорівнює нулю).

4. Визначення реакції \bar{R}_{14} та реакції \bar{R}_{54} у обертальних кінематичних парах C и D

Повна реакція \bar{R}_{14} при розрахунках була у вигляді двох складових \bar{R}_{14}^n і \bar{R}_{14}^r , тобто \bar{R}_{14} дорівнює геометричній сумі цих складових:

$$\bar{R}_{14} = \bar{R}_{14}^n + \bar{R}_{14}^r. \quad (2)$$

На плані сил (рис.12,б) ці складові зображуються відрізками (\overline{dp}) і (\overline{pc}) .

З'єднавши точку d з точкою c отримаємо вектор (\overline{dc}) , що зображує в масштабі μ_F реакцію \bar{R}_{14} .

Для визначення реакції ланки 5 на ланку 4 – \bar{R}_{54} складемо векторне рівняння рівноваги сил, що діють на ланку 4:

$$\underline{\underline{\bar{R}_{14}}} + \underline{\underline{\bar{F}_{u4}}} + \underline{\underline{\bar{G}_4}} + \underline{\underline{\bar{R}_{54}}} = 0 \quad . (3)$$

У цьому рівнянні невідомі величина та напрямок реакції \bar{R}_{54} . Для визначення цієї реакції скористаємося збудованим планом сил групи 4-5 (рис. 3.12,б).

З'єднавши кінець вектора \bar{F}_{u4} з початком вектора \bar{R}_{14} (точка d), отримаємо вектор, що зображує реакцію \bar{R}_{54} (пунктирна лінія).

Вимірявши на плані сил відрізки, що зображують відповідні вектори сил:

$$\begin{aligned} [R_{05}] &= 31,3 \text{ мм}; [R_{14}^n] = 95,4 \text{ мм}; \\ [\bar{R}_{54}] &= 57,2 \text{ мм}; [\bar{R}_{14}] = 97 \text{ мм} \end{aligned}$$

знаходимо величини цих сил:

$$\begin{aligned} R_{05} &= [\bar{R}_{05}] \cdot \mu_F = 31,3 \cdot 200 = 6260 \text{ Н}; \\ R_{14}^n &= [\bar{R}_{14}^n] \cdot \mu_F = 95,4 \cdot 200 = 19080 \text{ Н}; \\ R_{54} &= [\bar{R}_{54}] \cdot \mu_F = 57,2 \cdot 200 = 11440 \text{ Н}; \\ R_{14} &= [\bar{R}_{14}] \cdot \mu_F = 97 \cdot 200 = 19400 \text{ Н}. \end{aligned}$$

4.4. Силовий розрахунок групи Ассур 2-3

Від'єднуємо групу 2-3 від механізму та викреслюємо (рис.13,а) схему групи в масштабі $\mu_\ell = 0,0025 \text{ м/мм}$. Показуємо діючі на ланки групи зовнішні сили: $\bar{P}_{d.c.}^B$, \bar{G}_2 , \bar{F}_{u_2} , \bar{G}_3 , \bar{F}_{u_3} і від сил інерції M_{u_2} .

Дія виключених ланок 0 та 3 замінюємо реакціями, передбачувані напрямки яких показуємо пунктирними лініями.

Група 2-3

$$\mu_1 = 0,0025 \frac{M}{\text{мм}}$$

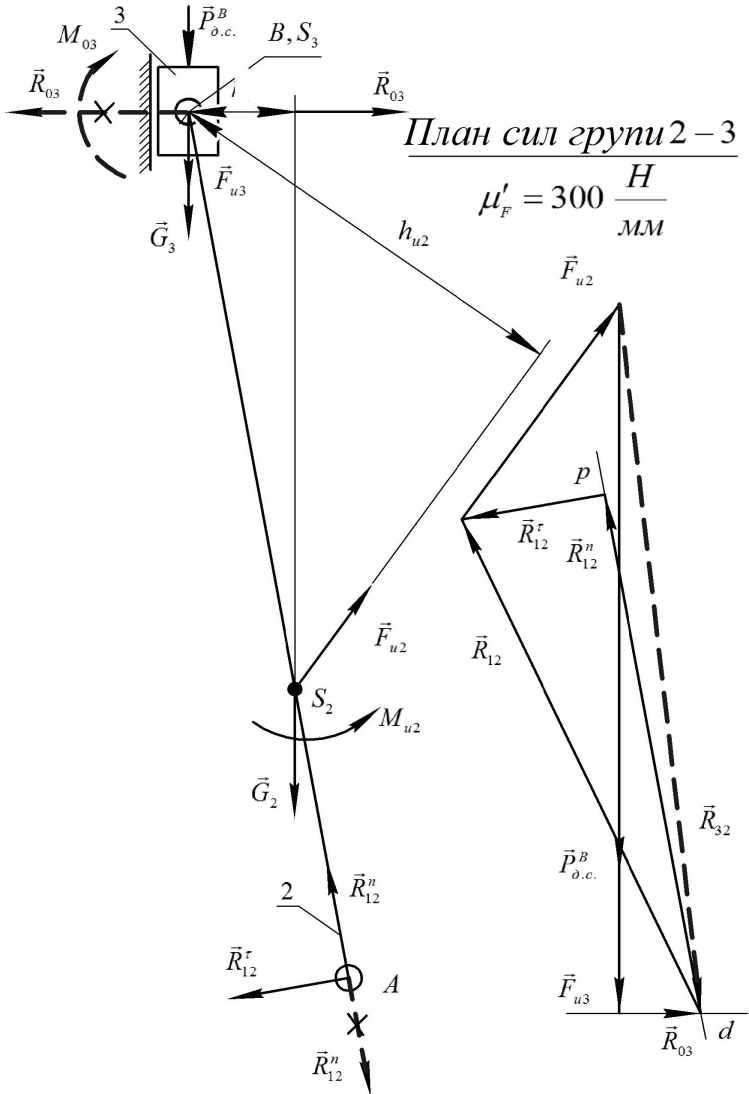


Рис. .13

1. Визначення моменту M_{03}

Момент M_{03} визначаємо з рівняння рівноваги моментів усіх сил, прикладених до ланки 3, щодо центру шарніра B (рис.13,а):

$$\sum m_B(\bar{F}_k) = -M_{03} = 0,$$

де $\sum m_B(\bar{F}_k)$ – сума моментів щодо точки B сил $\bar{F}_{o.c.}^B$, \bar{G}_3 , \bar{F}_{u_3} , \bar{R}_{03} і \bar{R}_{23} ,

де \bar{R}_{23} – реакція з боку ланки 2, яка проходить через точку B .

Оскільки лінії дії всіх перерахованих сил проходять через точку B , їх моменти дорівнюють нулю. Звідки укладаємо, що $M_{03} = 0$.

2. Визначення тангенціальної реакції \bar{R}_{12}^r

Для визначення \bar{R}_{12}^r складемо рівняння рівноваги моментів усіх сил, прикладених до ланки 2 щодо центру шарніра B (рис.13,а):

$$\begin{aligned} \sum_4 m_B(\bar{F}_k) = & -R_{12}^r \cdot (BA) \cdot \mu_\ell + M_{u_2} + \\ & + F_{u_2} \cdot h_{u_2} \cdot \mu_\ell - G_2 \cdot h_2 \cdot \mu_\ell = 0, \end{aligned}$$

де BA , h_{u_2} , h_2 – плечі сил \bar{R}_{12}^r , \bar{F}_{u_2} і \bar{G}_2 відносно точки B , виміряні на схемі ланки 2: $BA = 120$ мм, $h_{u_2} = 30$ мм; $h_2 = 14,1$ мм.

Звідки:

$$R_{12}^r = \frac{-G_2 \cdot h_2 + F_{u_2} \cdot h_{u_2} + M_{u_2} / \mu_\ell}{BA},$$

$$R_{12}^r = \frac{-32,4 \cdot 14,1 + 10814,1 \cdot 57,1 + 184,6 / 0,0025}{120} = 5757 \text{ Н}.$$

3. Визначення величин та напрямків реакцій

$$\bar{R}_{03} \text{ і } \bar{R}_{12}^n$$

Для визначення \bar{R}_{03} та \bar{R}_{12}^n складемо рівняння рівноваги всіх сил, що діють на групу 2-3, у векторній формі:

$$\bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{F}_{u2} + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{P}_{\text{д.с.}}^B + \bar{F}_{u3} + \bar{R}_{03} = 0. \quad (4)$$

У рівнянні рівноваги сил два вектори \bar{R}_{03} і \bar{R}_{12}^n відомі лише за напрямом (вони підкреслені однією рисою), інші відомі повністю (вони підкреслені двома рисами).

Попередньо задається масштаб сил $\mu'_F = 300 \text{ Н/мм}$ і обчислюємо величини відрізків, які повинні зображати ці вектори на плані сил:

$$[P_{\text{д.с.}}^B] = \frac{P_{\text{д.с.}}^B}{\mu'_F} = \frac{23236}{300} = 77,5 \text{ мм};$$

$$[F_{u2}] = \frac{F_{u2}}{\mu'_F} = \frac{10814,1}{300} = 36 \text{ мм};$$

$$[G_2] = \frac{G_2}{\mu'_F} = \frac{32,4}{300} = 0,1 \text{ мм};$$

$$[G_3] = \frac{G_3}{\mu'_F} = \frac{24,5}{300} = 0,1 \text{ мм};$$

$$[F_{u3}] = \frac{F_{u3}}{\mu'_F} = \frac{5755}{300} = 19,2 \text{ мм};$$

$$[R_{12}^r] = \frac{R_{12}^r}{\mu'_F} = \frac{5757}{300} = 19,2 \text{ мм}.$$

Вирішуючи векторне рівняння 3.2 визначаємо вектори \bar{R}_{12}^n і \bar{R}_{03} .

4. Визначення реакції \bar{R}_{12} та реакції \bar{R}_{32} у обертельних кінематичних парах A і B

Повна реакція \bar{R}_{12} при розрахунках була у вигляді двох складових \bar{R}_{12}^n і \bar{R}_{12}^r , тобто \bar{R}_{12} дорівнює геометричній сумі цих складових:

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r. \quad (5)$$

Розв'язавши векторне рівняння 3.5 методом планів отримуємо значення \bar{R}_{12} .

Для визначення реакції ланки 3 на ланку 2 – \bar{R}_{32} складаємо векторне рівняння рівноваги сил, що діють на ланку 2:

$$\underline{\bar{R}_{12}} + \underline{\bar{F}_{u2}} + \underline{\bar{G}_2} + \underline{\bar{R}_{32}} = 0. \quad (6)$$

Геометрично вирішивши рівняння 6 одержуємо \bar{R}_{32} .

Вимірявши на плані сил відрізки, що зображують відповідні вектори сил:

$$\begin{aligned} [R_{03}] &= 10,8 \text{ мм}; [R_{12}^n] = 71,9 \text{ мм}; [\bar{R}_{32}] = 97,3 \text{ мм}; \\ [\bar{R}_{12}] &= 74,4 \text{ мм}, \end{aligned}$$

знаходимо величини цих сил:

$$R_{03} = [\bar{R}_{03}] \cdot \mu'_F = 10,8 \cdot 300 = 3240 \text{ Н};$$

$$R_{12}^n = [\bar{R}_{12}^n] \cdot \mu'_F = 71,9 \cdot 300 = 21570 \text{ Н};$$

$$R_{32} = [\bar{R}_{32}] \cdot \mu'_F = 97,3 \cdot 300 = 29190 \text{ Н};$$

$$R_{12} = [\bar{R}_{12}] \cdot \mu_F = 74,4 \cdot 300 = 22320 \text{ Н} .$$

4.5. Силовий розрахунок групи 0-1

В результаті силового аналізу груп 2-3 і 4-5 визначені реакції \bar{R}_{12} і \bar{R}_{14} в кінематичній парі A , і C , якими ці групи приєднуються до початкової ланки 1 (кривошипу).

Таким чином, на початкову ланку 1 діє (рис.14):

- \bar{R}_{21} реакція в точці A з боку ланки 2 на ланку 1, що дорівнює за величиною, але протилежна за напрямом \bar{R}_{12} ;

- реакція \bar{R}_{41} в точці C боку ланки 4 на ланку 1, що дорівнює за величиною, але протилежна за напрямом \bar{R}_{14} ;

- реакція \bar{R}_{01} в кінематичній парі O від дії стійки на ланку 1, величина та напрямок цієї реакції невідомі.

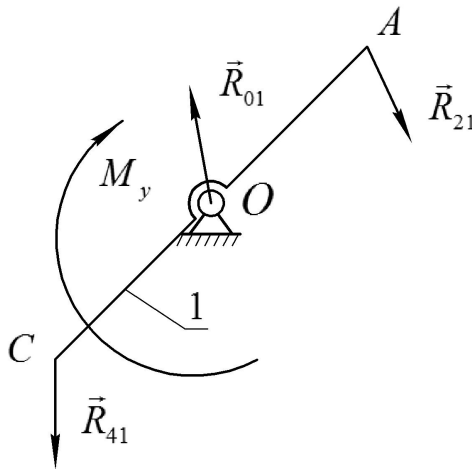


Рис. 3.14

Під дією цих сил початкова ланка 1, у загальному випадку не буде перебувати у рівновазі і кутова швидкість ω не буде сталою.

Для рівноваги ланки 1 необхідно додатково до цих сил прикласти або силу \bar{F}_{yp} , яка врівноважуватиме дію \bar{R}_{21} , \bar{R}_{41} і \bar{R}_{01} або момент M_{yp} . Сила \bar{F}_{yp} називається врівноважуючою силою, M_{yp} – врівноважуючий момент.

У разі, якщо вал кривошипа робочої машини (двигуна) з'єднаний з головним валом двигуна (робочої машини) за допомогою муфти (як у нашому випадку), то до кривошипа буде додано невідомі врівноважуючий момент і розрахункова схема матиме вигляд, представлений на рис. 14 [1].

Для визначення врівноважуючого моменту складемо умови рівноваги моментів сил, що діють на ланку 1 щодо точки O (рис. 15, а):

$$\sum_1 m_o(\bar{F}_k) = R_{41} \cdot h_{41} \cdot \mu_l - R_{21} \cdot h_{21} \cdot \mu_l - M_{yp} = 0, \quad (7)$$

де h_{41} і h_{21} – плечі реакцій R_{41} та R_{21} відповідно.

Звідки:

$$\begin{aligned} M_{yp} &= (R_{41} \cdot h_{41} - R_{21} \cdot h_{21}) \mu_l = \\ &= (19400 \cdot 21,2 - 22320 \cdot 28,2) \cdot 0,0025 = -545,6 \text{ Нм}. \end{aligned}$$

Знак "мінус" вказує, що напрямок обертання вибрано неправильно. Закреслюємо обраний напрямок та зображуємо правильний.

Величину та напрямок реакції можна визначити з геометричної умови рівноваги сил, що діють на ланку 1:

$$\sum \bar{F}_k = \underline{\underline{\bar{R}_{21}}} + \underline{\underline{\bar{R}_{41}}} + \bar{R}_{01} = 0. \quad (8)$$

Задаємося масштабом $\mu_F'' = 300 \text{ Н/мм}$ плану сил, що діють на кривошип, та обчислюємо довжини відрізків, що зображають сили на плані:

$$[R_{21}] = \frac{R_{21}}{\mu_F''} = \frac{22320}{500} = 44,6 \text{ мм};$$

$$[R_{41}] = \frac{R_{41}}{\mu_F''} = \frac{19400}{500} = 38,8 \text{ мм}.$$

У рівнянні (8) дві невідомі величини: модуль та напрямок реакції \bar{R}_{01} . Отже, векторне рівняння (8) можна розв'язати.

Вирішуємо векторне рівняння (8) шляхом побудови плану сил. Для цього з точки „ p ” (рис.3.15,б) відкладаємо у вибраному масштабі μ_F'' силу μ_F'' . Потім до кінця вектора \bar{R}_{21} додаємо вектор \bar{R}_{41} . З'єднуємо відрізком кінець вектора \bar{R}_{41} та точку „ p ”. Даний відрізок у масштабі і зображуватиме реакцію \bar{R}_{01} . Вектор \bar{R}_{01} спрямований таким чином, щоб силовий багатокутник (план сил групи 0-1) був замкнутий. Перекреслюємо передбачуваний напрямок реакції \bar{R}_{01} (спочатку напрямок вибирався довільно) і вказуємо дійсний напрямок реакції.

Вимірюємо відрізок, що зображує на плані сили реакцію \bar{R}_{01} : $[R_{01}] = 87,5 \text{ мм}$ і обчислюємо модуль: $R_{01} = [R_{01}] \cdot \mu_F'' = 81,4 \cdot 500 = 40700 \text{ Н}$.

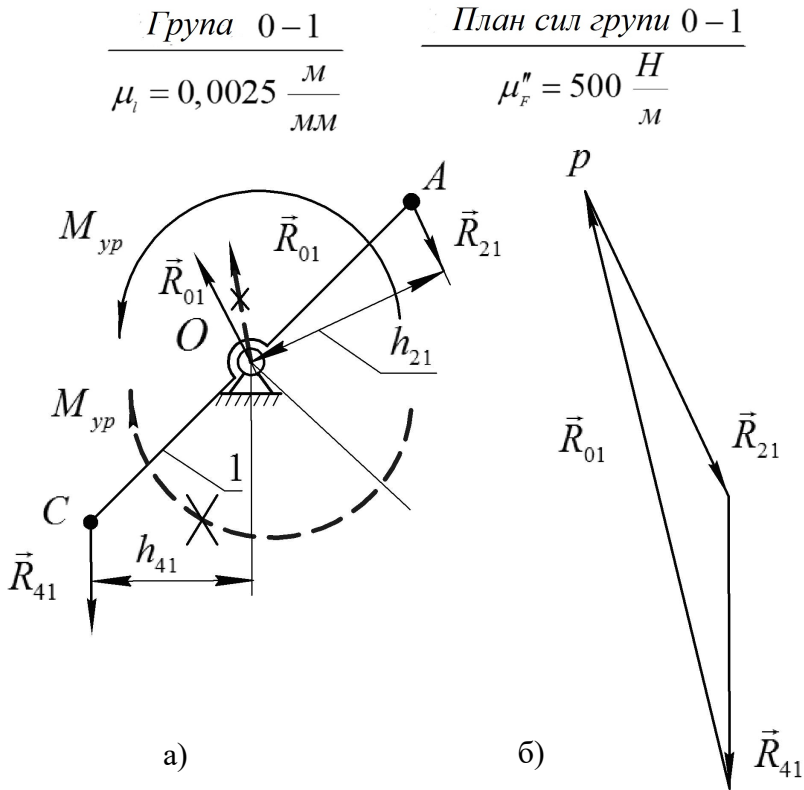


Рис. 15

5. Визначення врівноважуючого моменту шляхом Н.Є. Жуковського

Силовий (кінетостатичний) розрахунок механізму із застосуванням принципу Даламбера необхідний, якщо потрібно визначити реакції у всіх кінематичних парах, витрати потужності на сили тертя і к.к.д. механізму. Такий порядок силового розрахунку механізму досить складний та тривалий, т.к. вимагає розчленування всього механізму на структурні групи Ассур та ведучі ланки, силового

розрахунку кожної групи окремо та визначення реакцій у кінематичних парах.

Іноді практично потрібно за заданою силою $\bar{P}_{д.с.}$ визначити врівноважуючу (рушійну) силу $\bar{F}_{ур}$ (або момент) не визначаючи реакцій у кінематичних парах.

І тут зручно використовувати теорему Н.Є. Жуковського, що може бути сформульована в такий спосіб.

Якщо механізм під дією системи сил (включаючи і сили інерції) прикладених до цього механізму, знаходиться в рівновазі, то повернутий на будь-який бік план швидкостей механізму, що розглядається як тверде тіло (незмінна система), що обертається навколо полюса плану і навантажене тими ж силами, прикладеними у відповідних точках плану, також у рівновазі.

Так як врівноважуючий момент можна замінити парою сил, то застосуємо цей метод.

Знаючи врівноважуючу силу, визначену за теоремою Н.Є. Жуковського можна перевірити величину врівноважуючої сили (моменту), визначеної за результатами силового аналізу кінетостатичним методом.

Визначення сили, що врівноважує, за допомогою важеля Жуковського виконується в наступній послідовності:

- зобразити механізм у заданому положенні та визначити всі зовнішні сили та моменти, включаючи сили інерції та моменти від сил інерції, що діють на його ланки;

- побудувати в довільному масштабі план швидкостей механізму та повернути його навколо полюса (точки p) на 90° будь-якому напрямку;

- за правилом подібності на поверненому плані швидкостей знайти точки прикладання визначених зовнішніх сил;

- у однойменних точках поверненого плану швидкостей докласти сили, які діють на ланки механізму, зберігаючи їх напрями;

- якщо до ланки механізму прикладено момент, то його необхідно подати у вигляді пари сил, які треба перенести у відповідні точки поверненого плану швидкостей;

- вибрати точку прикладання та додати до поверненого плану швидкостей врівноважуючу силу $\bar{F}_{yp}^{жс}$ (як правило, вибирають точку, в якій початкова ланка приєднується до подальшої схеми механізму);

- розглядаючи повернутий план швидкостей як жорсткий важіль з точкою опори в полюсі (точці " p "), скласти рівняння рівноваги цього важеля і знайти величину сили, що врівноважує $\bar{F}_{yp}^{жс}$.

Переходимо до визначення врівноважуючого моменту $M_{yp}^{жс}$ методом важеля Н.Є.Жуковського. Для цього будемо повернути на 90° за ходом годинникової стрілки план швидкостей в 1-му положенні (рис.17). У відповідних точках повернутого плану прикладаємо, зберігаючи їх напрями, сили, що діють на ланки механізму:

- в точці S_2 – сили \bar{G}_2 і \bar{F}_{u_2} ;

- в точці $b (S_3)$ – сили \bar{G}_3 , \bar{F}_{u_3} и $\bar{P}_{o.c.}^B$;
- в точці S_4 – сили \bar{G}_4 и \bar{F}_{u_4} ;
- в точці $d (S_5)$ – сили \bar{G}_5 , \bar{F}_{u_5} и $\bar{P}_{o.c.}^D$.

Момент сил інерції M_{u_2} замінюємо парою $(\bar{F}_{M_{u_2}}, \bar{F}'_{M_{u_2}})$, сили якої прикладаємо в кінематичній парі A і точці k , розташованій на відстані $\frac{1}{3}AB$ від точки S_2 перпендикулярно лінії AB (рис. 16,а)(зазначимо, що такий спосіб визначення точок не є виключним, наприклад сили можна було прикласти і в точках A і B). Величину складових пари $(\bar{F}_{M_2}, \bar{F}'_{M_2})$, визначаємо з рівняння

$$F_{M_2} = \bar{F}'_{M_2} = \frac{M_{u_2}}{\ell_{Ak}} = \frac{M_{u_2}}{\frac{2}{3}\ell_{AB}} = \frac{184,6}{\frac{2}{3} \cdot 0,3} = 923 \text{ Н} .$$

Кожну складову пари переносимо в однойменні точки повернутого плану швидкостей без зміни їх напрямків (рис.18).

Необхідно відзначити, що напрямок моменту пари сил на важелі Жуковського може не співпадати з напрямком того самого моменту на плані механізму.

Аналогічно момент сил інерції M_{u_4} замінюємо парою $(\bar{F}_{M_{u_4}}, \bar{F}'_{M_{u_4}})$, сили якої прикладаємо в кінематичній парі C і точці k' на відстані $\frac{1}{3}CD$ від точки S_4 , перпендикулярно лінії CD (рис. 16,б). Величину складових пари $(\bar{F}_{M_{u_4}}, \bar{F}'_{M_{u_4}})$ визначаємо з рівняння:

$$\bar{F}_{M_{u4}} = \bar{F}'_{M_{u4}} = \frac{M_{u4}}{\ell_{Ck'}} = \frac{M_{u4}}{\frac{2}{3}\ell_{CD}} = \frac{184,6}{\frac{1}{3} \cdot 0,3} = 923 \text{ H}.$$

Кожну складову пари $(\bar{F}_{M_{u4}}, \bar{F}'_{M_{u4}})$ переносимо в однойменні точки повернутого плану швидкостей без зміни їх напрямків (рис.18).

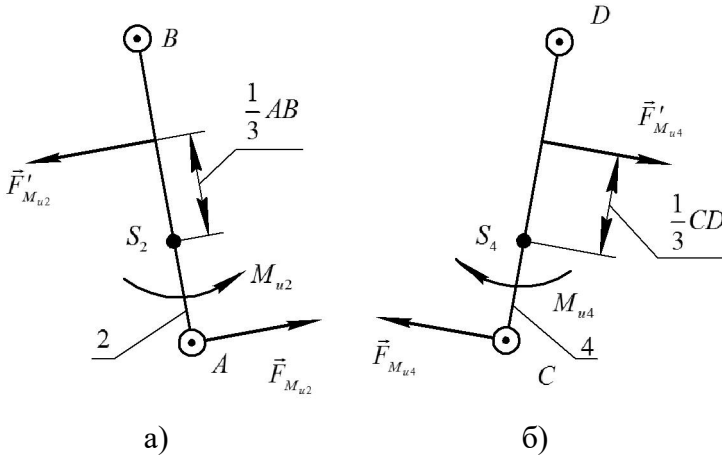


Рис. 16

Врівноважуючий момент $M_{yp}^{жс}$ замінюємо парою сил $(\bar{F}_{yp}^{жс}, \bar{F}'_{yp}^{жс})$, прикладеними в точках A і C перпендикулярно кривошипу AC (рис. 17).

Кожну складову пари $(\bar{F}_{yp}^{жс}, \bar{F}'_{yp}^{жс})$ переносимо в однойменні точки повернутого плану швидкостей без зміни їх напрямків (рис.18). Передбачуваний напрямок $\bar{F}_{yp}^{жс}$ показано пунктирною лінією.

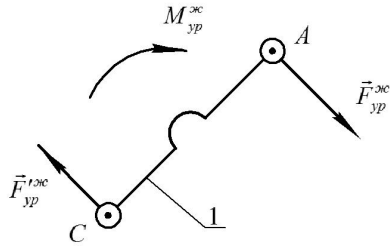


Рис.17

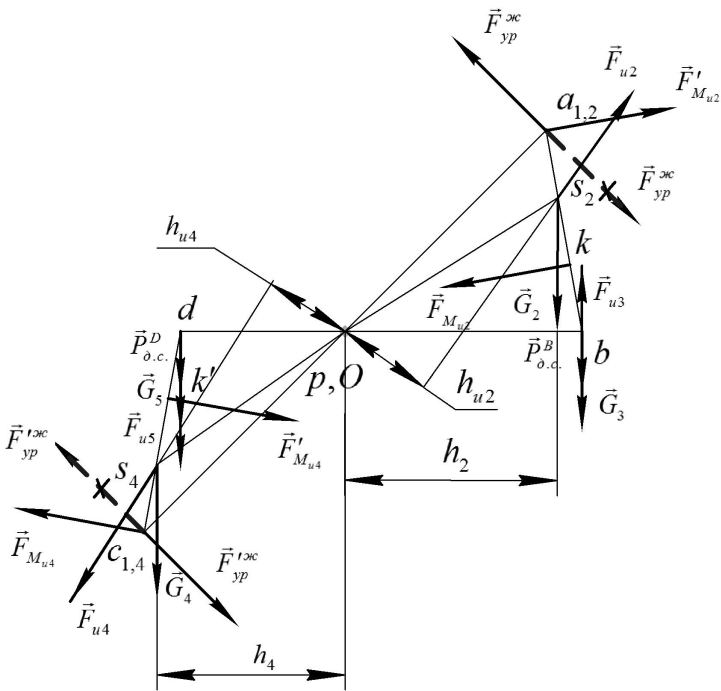


Рис. 18

Для визначення $F_{yp}^{эс}$ запишемо рівняння рівноваги моментів усіх сил щодо полюса p :

$$\begin{aligned} \sum m_p(\bar{F}_k) = & -F_{yp}^{жс} \cdot (a_{1,2}c_{1,4}) - F_{Mu_2} \cdot (a_{1,2}k) + F_{u_2} \cdot h_{u_2} - \\ & -G_2 \cdot h_2 + (F_{u_3} - P_{\partial.c.}^B - G_3) \cdot (pb) + (F_{u_5} + P_{\partial.c.}^D + G_5) \cdot (pd) - \\ & -F_{Mu_4} \cdot (c_{1,4}k') + G_4 \cdot h_4 + F_{u_4} \cdot h_{u_4} = 0, \end{aligned}$$

звідки:

$$F_{yp}^{жс} = \frac{1}{(a_{1,2}c_{1,4})} \cdot \left[\begin{array}{c} F_{Mu_2} \cdot (a_{1,2}s_2) + F_{u_2} \cdot h_{u_2} - \\ -G_2 \cdot h_2 + (F_{u_3} - P_{\partial.c.}^B - G_3) \cdot (pb) + \\ + (F_{u_5} + P_{\partial.c.}^D + G_5) \cdot (pd) - \\ -F_{Mu_4} \cdot (c_{1,4}s_4) + G_4 \cdot h_4 + F_{u_4} \cdot h_{u_4} \end{array} \right],$$

де:

- $(a_{1,2}k)$ - плече пари сил $(\bar{F}_{Mu_2}, \bar{F}'_{Mu_2})$;
- h_{u_2} - плече сили інерції \bar{F}_{u_2}
- h_2 - плече сили тяжіння \bar{G}_2 ;
- (pb) - плече сили інерції \bar{F}_{u_3} , рушійної сили $P_{\partial.c.}^B$ і сили тяжіння \bar{G}_3 ;
- (pd) - плече сили інерції \bar{F}_{u_5} , рушійної сили $P_{\partial.c.}^D$ і сили тяжіння \bar{G}_5 ;
- $(c_{1,4}k')$ - плече пари сил $(\bar{F}_{Mu_4}, \bar{F}'_{Mu_4})$;
- h_4 - плече сили тяжіння \bar{G}_4 ;
- h_{u_4} - плече сили інерції \bar{F}_{u_4}
- $(a_{1,2}c_{1,4})$ - плече пари сил $(\bar{F}_{yp}^{жс}, \bar{F}'_{yp}^{жс})$.

Значення плечей заміряємо безпосередньо з малюнка (креслення) та підставляємо в рівняння:

Після підстановки чисельних значень величин, що входять до рівняння, отримаємо

$$F_{yp}^{жс} = \frac{1}{75} \cdot \left[\begin{array}{c} -923 \cdot 18 + 10814,1 \cdot 12,7 - \\ -32,4 \cdot 28 + (5755 - 23236 - 24,5) \cdot 31,3 + \\ +(8277,5 + 1307 + 24,5) \cdot 21,8 - \\ -923 \cdot 18 + 32,4 \cdot 24,9 + 11599,5 \cdot 11,6 \end{array} \right] =$$

$$= \frac{1}{75} \cdot \left[-16614 + 137339 - 907 - 547922 + \right. \\ \left. + 209476 + 806 + 134554 - 16614 \right] = -3162,9 H$$

Значення рівноважуючого моменту отримаємо за формулою:

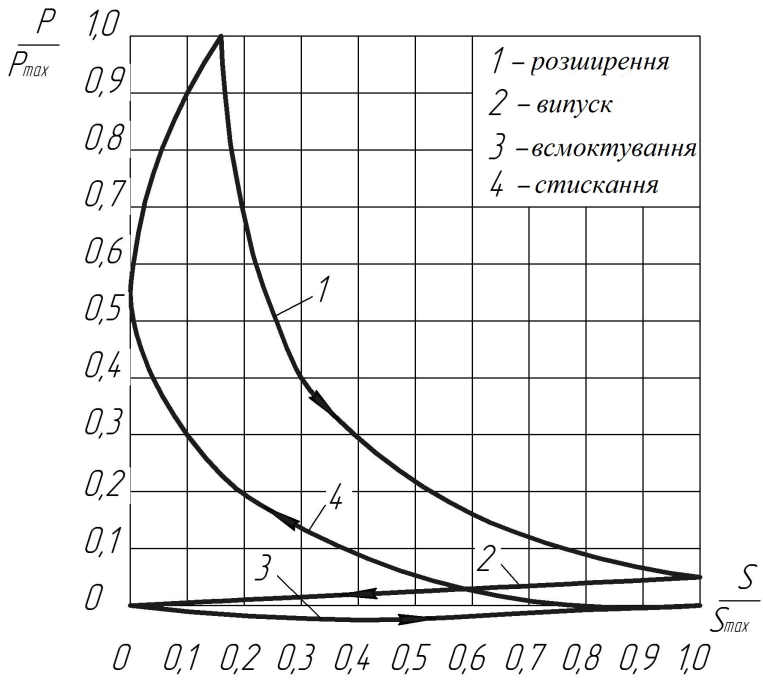
$$M_{yp}^{жс} = F_{yp}^{жс} \cdot l_{AC} = F_{yp}^{жс} \cdot (l_{AO} + l_{OC}),$$

$$M_{yp}^{жс} = 177,8 \cdot 0,15 = 474,4 \text{ Нм}$$

Відносна розбіжність у визначення рівноважувальної сили при силовому аналізі механізму кінетостатичним методом та за важелем Жуковського становить:

$$\overline{\Delta F}_{yp} = \left| \frac{F_{yp}^{жс} - F_{yp}}{F_{yp}} \right| \cdot 100\% = \frac{474,4 - 545,6}{545,6} \cdot 100\% = 13\%.$$

Додаток



Індикаторна діаграма

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бурлака В.В., Кучеренко С.И. и др. Основы теории механизмов и машин. Харьков, 2008.
2. Кініцький Я.Т. Теорія механізмів і машин. К.: Наукова думка, 2001.
3. Кореняко О.С. Теорія механізмів і машин. К.: Вища шк., 1987.
4. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. М.: Высшая шк., 1985.
5. Машков А.А. Теория механизмов и машин. Минск.: Высшая шк., 1971.
6. Теория механизмов и машин. Под редакцией К.В. Фролова. М.: Высшая школа, 1987.
7. Теорія механізмів і машин. Механізм однорядного двигуна. Структурний аналіз та побудова положень механізму: методичні вказівки до виконання практичних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної та заочної форм навчання зі спеціальностей 131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування, 208 Агроінженерія, 274 Автомобільний транспорт. Харків. ДБТУ; уклад.: М.В. Сліпченко, О.М. Шукаєва., В.В. Бредихін, Свіргун О.А. – Харків: [б. в.], 2023.–33 с.
8. Теорія механізмів і машин. Механізм однорядного двигуна. Кінематичний аналіз: методичні вказівки до виконання практичних робіт для студентів денної та заочної форм навчання першого (бакалаврського) рівня вищої освіти, спеціальностей 131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування, 208 Агроінженерія, 274 Автомобільний транспорт; Харків. ДБТУ; уклад.: М. В. Сліпченко, О. М. Шукаєва, В. В. Бредихін, О. А. Свіргун – Харків : [б. в.], 2023.–46 с.

Навчальне видання

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

МЕХАНІЗМ ОДНОРЯДНОГО ДВИГУНА.
СИЛОВИЙ АНАЛІЗ

Методичні вказівки

до виконання практичних робіт

Укладачі

СЛІПЧЕНКО Максим Володимирович
ШУКАЄВА Ольга Миколаївна
БРЕДИХІН Вадим Вікторович
СВІРГУН Ольга Анатоліївна

Формат 60x84\16. Гарнітура Times New Roman
Папір для цифрового друку. Друк ризографічний.

Ум. друк. арк. 2,6

Наклад 30 пр.

Державний біотехнологічний університет
61002, м. Харків, вул. Алчевських, 44

