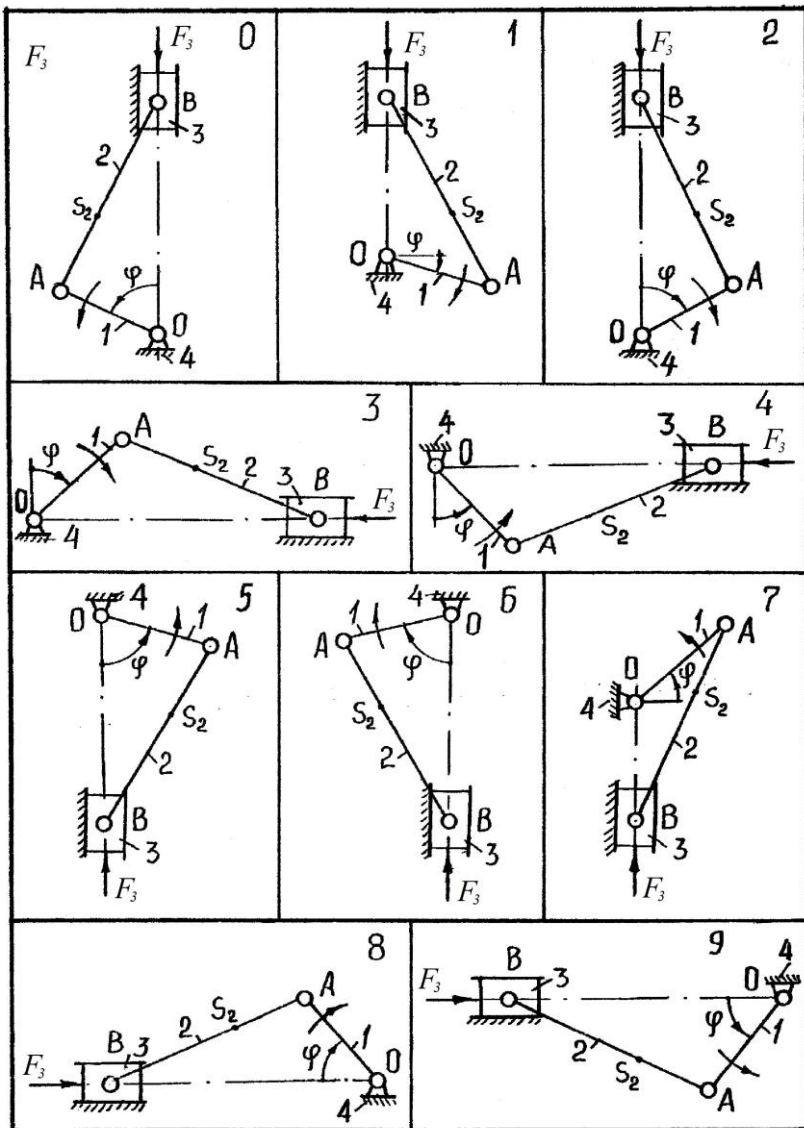


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний авіаційний університет

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

**Кінематичне та силове дослідження плоских
механізмів. Методичні вказівки до виконання
розрахунково-графічної роботи для студентів
спеціальності
6.051101 Авіа- та ракетобудування**

Київ 2016



П а р а м е т р	Номер варіанта									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Положення механізму φ , град	30	45	60	120	150	210	240	300	315	330
Розмір ланок, мм: l_{OA}	25	30	35	40	45	50	28	34	42	46
l_{AB}	125	140	170	190	215	240	136	165	210	220
l_{AS_2}	42	46	55	65	72	80	45	48	70	75
Частота обертання ланки 1 n_1 , об/хв	2000	1800	1600	1400	1200	1000	1750	1700	1350	1150
Маса ланок, кг: m_2	0,8	1,8	2,5	3,0	3,5	4,0	1,5	2,0	3,2	3,4
m_3	0,6	1,5	2,0	2,5	3,0	3,8	1,2	1,7	2,8	2,9
Момент інерції ланок, кг м ² : J_{S_2}	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,00	0,01	0,02	0,028
Сила стисненого повітря в заданому положенні, кН: F_3	2,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	2,8	3,8	4,6	4,8

Вихідні дані: $\angle \varphi = 60^\circ$; $l_{OA} = 50$ мм; $l_{AB} = 130$ мм;

$l_{AS_2} = 60$ мм; $m_2 = 2,5$ кг; $m_3 = 2,0$ кг. Центри ваг ланок 1,2,3

знаходяться відповідно в точках O , S_2 , B . Момент інерції шатуна: $J_{S_2} = 0,015$ кг·м². Сила тиску стисненого повітря: $F_3 = 1,5$ кН. Кривошип (ланка 1) обертається за годинниковою стрілкою з частотою $n_1 = 765$ об/хв.

Порядок дослідження

1. Побудова плану механізму в заданому положенні.

Планом механізму називають графічне зображення взаємного розташування ланок, яке виконане в масштабі й відповідає обраному моменту часу (рис. 1).

Визначаємо ступінь вільності механізму:

$$W = 3n - 1 - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Запис структури механізму матиме наступний вигляд:

ланки 2 і 3 – діада № 2;

ланки 1 і 0 – початковий механізм.

План механізму починаємо будувати із зображення ланки 1 у вибраному положенні. Умовимося довжину ланки 1 зображати на кресленні відрізком $\overline{OA} = 50$ мм. Тоді масштабний коефіцієнт плану механізму

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{OA}}{OA} = \frac{0,050}{50} = 0,001 \text{ м/мм.}$$

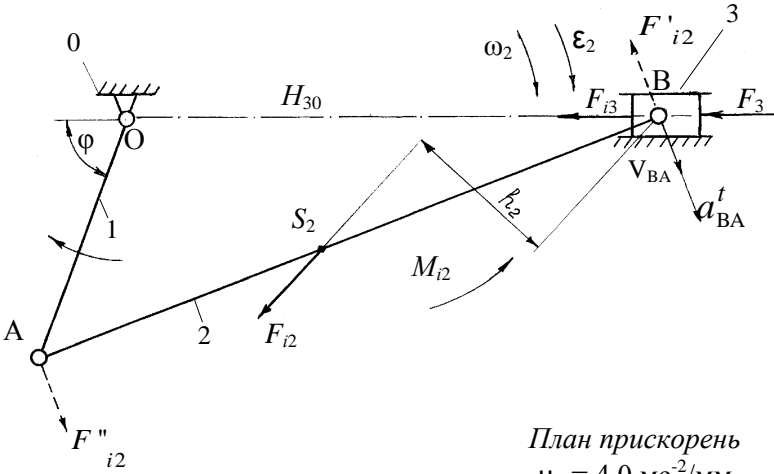
Відрізки, якими зображені ланки 2 і 3 на кресленні, відповідно дорівнюють:

$$\overline{AB} = \frac{\ell_{AB}}{\mu_\ell} = \frac{0,130}{0,001} = 130 \text{ мм.}$$

Визначаємо довжини відрізків $\overline{AS_2}$:

$$\overline{AS_2} = \frac{\ell_{AS_2}}{\mu_\ell} = \frac{0,060}{0,001} = 60 \text{ мм.}$$

План механізму
 $\mu_l = 0,001 \text{ мм}$



План прискорень
 $\mu_a = 4,0 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}$

План швидкостей
 $\mu_v = 0,05 \text{ мс}^{-1}/\text{мм}$

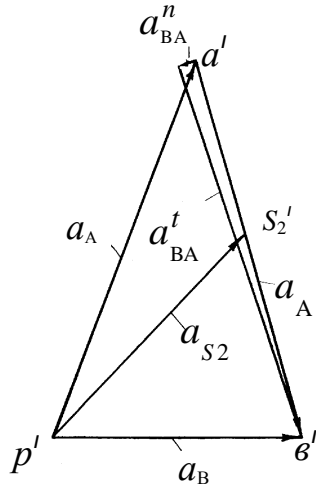
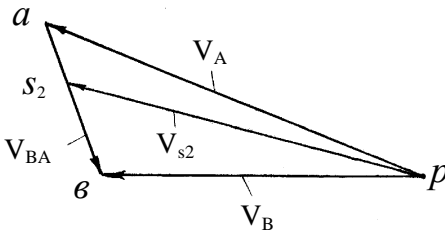


Рис. 1. Побудова планів швидкостей і прискорень механізму

Обираємо на кресленні положення центра обертальної кінематичної пари O , яка утворена початковою ланкою 1 та

нерухомою ланкою 0. Через точку O проводимо напрямну H_{30} та відкладаємо від неї відрізок $\overline{OA} = 50$ мм під кутом $\angle \varphi = 60^\circ$.

Для визначення положення точки B з точки A робимо циркулем засічки на напрямній H_{30} радіусом $\overline{AB} = 130$ мм. Пряма лінія, яка поєднує точку A з точкою B , зображає ланку 2 механізму. Накресливши ланку 3 у вигляді прямокутника довільних розмірів та зазначивши підштриховкою нерухома ланку, одержуємо план механізму в заданому положенні. Такий спосіб побудови планів механізму називають способом засічок.

2. Побудова планів швидкостей.

Побудова планів швидкостей та прискорень виконується в порядку, який зворотний запису структури механізму, тобто в першу чергу будують плани для початкової ланки, а потім – для груп Ассура в порядку їхнього приєднання до початкової ланки.

Визначаємо швидкість точки A , яка належить початковій ланці:

$$V_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot \ell_{OA} = \frac{3,14 \cdot 765}{30} \cdot 0,05 = 4,0 \text{ м/с.}$$

Домовимося зображати на плані швидкість точки A відрізком $\overline{pa} = 80$ мм. Тоді масштабний коефіцієнт швидкостей:

$$\mu_V = \frac{V_A}{pa} = \frac{4,0}{80} = 0,05 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм.}$$

Довільно обираємо на кресленні точку p (поліус плана швидкостей) і відкладаємо від неї перпендикулярно до OA в напрямку обертання ланки 1 відрізок $\overline{pa} = 80$ мм, який являє собою швидкість точки A (рис.2).

Для визначення швидкості точки B складаємо векторне рівняння:

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}},$$

де $\overline{V_A} \perp OA$; $\overline{V_{BA}} \perp BA$; $\overline{V_B} \parallel H_{36}$.

Домовимося відомий за величиною та напрямком вектор підкреслювати двома лініями, а відомий лише за напрямком – однією лінією.

Розв'язуємо наведене векторне рівняння графічно. Для цього через точку a проводимо пряму, яка перпендикулярна до AB , а через точку p – пряму, яка паралельна до напрямної H_{30} . На перетинанні цих прямих ставимо точку v . Відрізок \overline{pv} зображає швидкість точки B (V_B) в обраному масштабі, а відрізок \overline{av} – швидкість точки B відносно точки A (V_{BA}). Вектор $\overline{V_B}$ спрямований від точки p до точки v , вектор $\overline{V_{BA}}$ – від точки a до точки v .

Значення цих швидкостей:

$$V_B = \mu_V \cdot \overline{p\vec{a}} = 0,05 \cdot 58 = 2,9 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = \mu_V \cdot \overline{a\vec{a}} = 0,05 \cdot 27 = 1,35 \text{ м/с}.$$

Швидкість точки S_2 (V_{S_2}), яка належить до ланки 2 визначаємо на підставі теореми про відносні швидкості точок однієї ланки (теореми подібності): прямі лінії, які з'єднують точки на плані ланок і прямі лінії, які з'єднують кінці векторів швидкостей (прискорень) цих точок на плані швидкостей (прискорень), утворюють подібні фігури.

Точка S_2 на плані швидкостей буде лежати на відрізку \overline{av} і розташовуватися також, що й точка S_2 на ланці AB плану механізму. Положення точки S_2 на плані швидкостей знаходимо, виходячи з пропорції:

$$\frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{as_2}}{\overline{av}};$$

звідки: $as_2 = av \cdot \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = 27 \cdot \frac{60}{130} = 12,5 \text{ мм};$

Відкладемо на відрізку \overline{av} плану швидкостей від точки a відрізок $\overline{as_2}$ і знаходимо точку S_2 , порядок розташування якої має бути таким самим, як і на плані механізму (AS_2B та as_2v).

З'єднуючи S_2 з полюсом p , одержимо відрізок $\overline{ps_2}$, який зображає у масштабі швидкість точки S_2 . Значення цієї швидкості дорівнюватиме:

$$V_{S_2} = \mu_V \cdot \overline{ps_2} = 0,05 \cdot 68 = 3,4 \text{ м/с};$$

3. Побудова плану прискорень.

Визначаємо прискорення точки A , яка належить до початкової ланки. Прискорення точки A , яка здійснює обертальний рух по колу радіусом ℓ_{OA} , знаходимо наступним чином:

$$\overline{a_A} = \overline{a_{A_0}^n} + \overline{a_{A_0}^t},$$

де $a_{A_0}^n$ – нормальне прискорення, яке спрямоване до центра обертання; $a_{A_0}^t$ – тангенціальне прискорення, що спрямоване по дотичній до кола радіуса ℓ_{OA} в напрямку кутового прискорення ε_1 ланки 1.

Через те, що кривошип (ланка 1) обертається зі сталою кутовою швидкістю, тобто $\omega_1 = \text{const}$, кутове прискорення $\varepsilon_1 = 0$, отже й $a_{A_0}^t = \varepsilon_1 \cdot \ell_{OA} = 0$. Тоді прискорення точки A :

$$a_A = a_{A_0}^n = \omega_1^2 \cdot \ell_{OA} = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \cdot \ell_{OA} = \left(\frac{3,14 \cdot 765}{30}\right)^2 \cdot 0,05 = 320,56 \text{ м/с}^2.$$

Домовимося зобразити на плані прискорення точки A відрізок $\overline{p'a'} = 80,0$ мм. Тоді масштабний коефіцієнт плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_A}{p'a'} = \frac{320,56}{80} = 4 \text{ мс}^{-2}/\text{мм}.$$

Довільно обираємо на кресленні точку p' (полюс плану прискорень) і відкладаємо від неї паралельно OA в напрямку від точки A до точки O вектор $\overline{p'a'}$ у вигляді відрізка $\overline{p'a'} = 80,0$ мм.

Для визначення прискорення точки B складаємо векторне рівняння:

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t},$$

де $\overline{a_B} \parallel H_{30}$; a_{BA}^n – нормальне прискорення точки B відносно точки A ; $a_{BA}^n \parallel BA$; a_{BA}^t – тангенціальне прискорення точки B відносно точки A ; $a_{BA}^t \perp AB$.

Значення a_{BA}^n визначаємо за формулою

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{\ell_{AB}} = \frac{1,35^2}{0,130} = 14,0 \text{ м/с}^2.$$

Розв'язуємо графічно записане векторне рівняння. З цією метою через точку a' проводимо пряму, яка паралельна до AB , і відкладаємо на ній у напрямку від точки B до точки A відрізок $\overline{a'v''}$, який зображує в прийнятому масштабі прискорення a_{BA}^n .

Довжина відрізка:

$$\overline{a'v''} = \frac{a^n}{\mu_a} = \frac{14}{4} = 3,5 \text{ мм.}$$

Через одержану точку v'' проводимо пряму, яка перпендикулярна до AB , а через полюс плана прискорень p' – паралельну пряму до напрямної H_{36} . В місці перетину цих прямих одержимо точку v' . Відрізок $\overline{p'v'}$ зображує в обраному масштабі прискорення точки B (a_B), а відрізок $\overline{v''v'}$ – прискорення a_{BA}^t .

Значення цих прискорень дорівнюють:

$$a_B = \mu_a \cdot \overline{p'a'} = 4 \cdot 49 = 196 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BA}^t = \mu_a \cdot \overline{v''v'} = 4 \cdot 67 = 268 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення точки S_2 (a_{S_2}) визначаємо на підставі теореми про відносні прискорення точок однієї ланки.

Положення точки S'_2 на плані прискорень знаходимо з пропорції:

$$\frac{\overline{AS'_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{a's'_2}}{\overline{a'c'}};$$

звідки
$$\overline{a's'_2} = \overline{a'c'} \cdot \frac{\overline{AS'_2}}{\overline{AB}} = 78 \cdot \frac{60}{130} = 36 \text{ мм},$$

Відкладаємо на відрізку $\overline{a'c'}$ плану прискорень від точки a' відрізок $\overline{a's'_2}$ знаходимо точку S'_2 . З'єднуючи точку S'_2 з полюсом p' , одержимо відрізок $\overline{p's'_2}$, який зображає у масштабі прискорення точки S'_2 . Значення цього прискорення дорівнюватиме:

$$a_{S'_2} = \mu_a \cdot \overline{p's'_2} = 4 \cdot 50 = 200 \text{ м/с}^2;$$

4. Визначення кутових швидкостей та кутових прискорень ланки механізму.

Для визначення напрямку кутової швидкості ланки 2 (ω_2) слід розглянути рух точки B відносно точки A . З цією метою вектор відносної швидкості $\overline{V_{BA}}$ треба перенести, зберігаючи його напрям, з плану швидкостей у точку B на плані механізму.

Кутова швидкість ланки 2 (ω_2) буде спрямована в той бік, в який рухається точка B відносно точки A (див. рис. 1).

Значення кутової швидкості ω_2 знаходимо за формулою:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{AB}} = \frac{1,35}{0,130} = 10,4 \text{ с}^{-1};$$

Для визначення напрямку кутового прискорення ланки 2 (ε_2) треба перенести з плану прискорень, зберігаючи напрям, прискорення a'_{BA} до точки B . Розглядаючи умовно рух точок B відносно точки A в напрямку тангенціальної складової відносних

прискорень (a_{BA}^t), знаходимо, що кутове прискорення ε_2 спрямовано за годинниковою стрілкою (див. рис. 1).

Значення кутового прискорення обчислюємо за формулою:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{\ell_{AB}} = \frac{268}{0,130} = 2062 \text{ с}^{-2};$$

Зіставлення напрямів ω та ε в ланці 2 показують, що ланка 2 рухається прискорено.

5. Силowe дослідження механізму.

Визначимо сили та моменти сил інерції.

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

$$\bar{M}_i = -J \cdot \varepsilon,$$

де m – маса ланки; a – прискорення центра мас ланки; J – момент інерції ланки; ε – кутове прискорення ланки.

Для того, щоб позбавитися знака “мінус”, потрібно сили та моменти інерції ланок спрямувати у бік протилежний лінійному або кутовому прискоренню відповідно. Визначимо сили інерції для даного випадку:

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S2} = 2,5 \cdot 200 = 500 \text{ Н};$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B = 2,0 \cdot 196 = 392 \text{ Н};$$

Сили інерції спрямовані протилежно до прискорень центрів ваги ланок (див. рис. 1).

Величину моменту сил інерції ланок обчислюємо за формулою:

$$M_{i2} = J_{S2} \cdot \varepsilon_2 = 0,015 \cdot 2062 = 30,93 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Момент сил інерції ланки спрямований протилежно кутовому прискоренню цієї ланки.

Визначимо зусилля в кінематичних парах групи Ассура, яка утворена ланками 2 і 3. Для цього накреслимо в масштабі довжин $\mu_\ell = 0,001$ м/мм окремо групу Ассура (ланки 2 і 3) в заданому положенні й прикладаємо до ланок усі діючі на них сили (рис. 2).

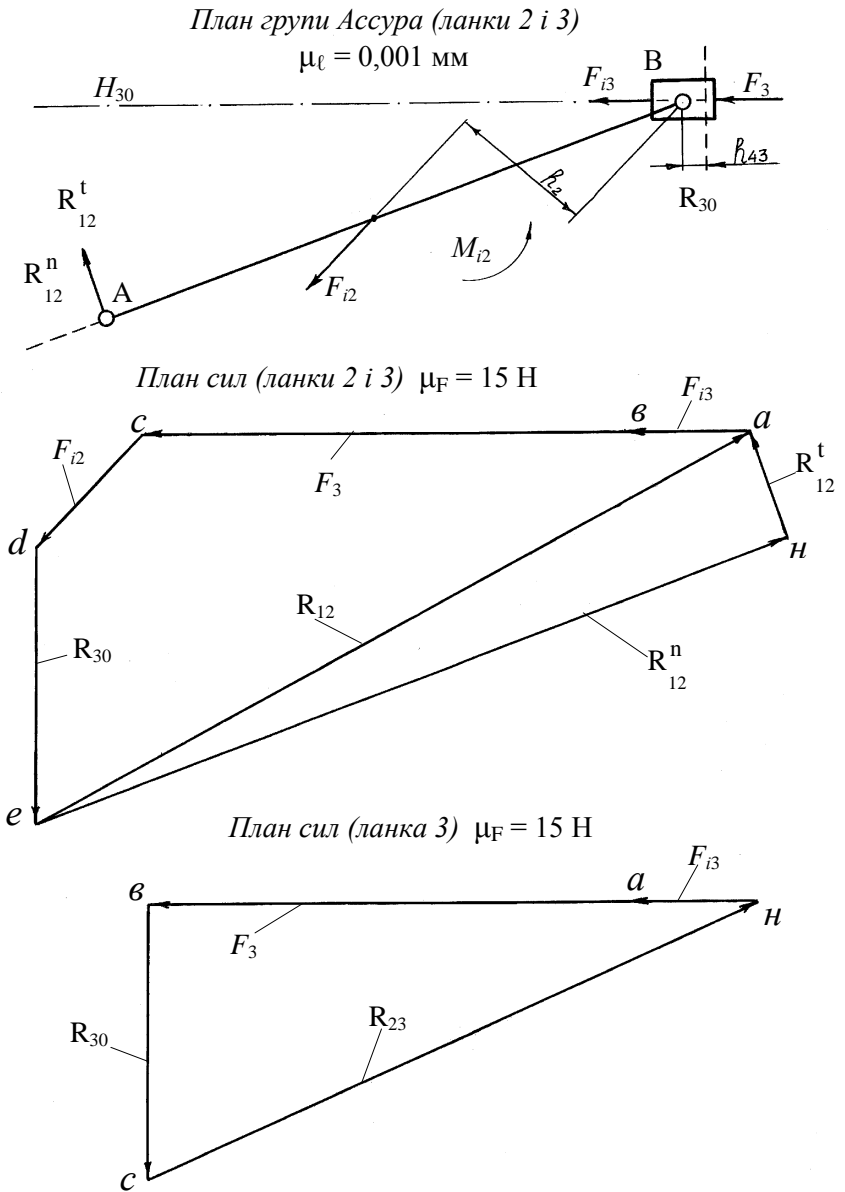


Рис. 2 Визначення зусиль в кін.парах Групи Ассура (ланки 2 і 3)

На ланку 3 діють чотири сили: R_{03} – з боку нерухомої ланки 0, R_{23} – з боку ланки 2, F_3 – сила тиску стисненого повітря, F_{i3} – сила інерції. На ланку 2 діє один момент – M_{i2} і три сили: R_{32} – з боку ланки 3, R_{12} – з боку ланки 1, F_{i2} – сила інерції. Невідомими є R_{12} – зусилля в обертальній кінематичній парі A , R_{32} (або R_{23}) – зусилля в обертальній парі B , R_{03} – зусилля в поступальній кінематичній парі.

Невідому силу R_{12} розкладаємо на дві складові: нормальну R_{12}^n , яка спрямована вздовж ланки AB і тангенціальну R_{12}^t , яка спрямована перпендикулярно до ланки AB (рис. 3). Напрямом R_{12}^t задаємося довільно. Розглянемо рівновагу ланки 2 і складемо рівняння моментів усіх сил, які діють на ланку 2 відносно точки B :

$$-R_{12}^t \cdot \ell_{AB} + F_{i2} \cdot h_2 + M_{i2} = 0.$$

Сили R_{12}^n і R_{32} не утворюють моментів, оскільки їхні плечі відносно точки B дорівнюють нулю. Плече h_2 легко визначити з креслення, помноживши довжину відрізка h_2 (в міліметрах) на масштабний коефіцієнт μ_ℓ . Розв'язавши рівняння, знаходимо:

$$R_{12}^t = (F_{i2} \cdot h_2 + M_{i2}) / \ell_{AB} = (500 \cdot 30 \cdot 0,001 + 30,94) / 0,130 = 353,3 \text{ Н.}$$

Знак “плюс” свідчить про те, що напрям R_{12}^t було обрано вірно.

Розглянемо рівновагу групи Ассура. Складемо векторне рівняння сил, які діють на ланки 2 і 3:

$$\underline{\underline{R_{12}^t}} + \underline{\underline{F_{i3}}} + \underline{\underline{F_3}} + \underline{\underline{F_{i2}}} + \underline{\underline{R_{43}}} + \underline{\underline{R_{12}^n}} = 0.$$

Векторне рівняння має дві невідомі й легко розв'язується графічно шляхом побудови плану сил.

Обравши масштабний коефіцієнт сил $\mu_F = 15 \text{ Н/мм}$, відкладаємо з довільної точки H (полюса плану сил) послідовно

сили R_{12}^t , F_{i3} , F_3 , F_{i2} , позначивши кінці векторів відповідно літерами a , b , c , d (рис. 3). Проведемо через точку d паралельну лінію до R_{03} , а через полюс H – лінію, яка паралельна R_{12}^n . В місці перетинання цих ліній знаходимо точку e . Відрізки \overline{de} , \overline{eH} , \overline{ea} зображують у масштабі μ_F , відповідно сили R_{03} , R_{12}^n і R_{12}^t .

Величини сил визначаємо за формулами:

$$R_{03} = \mu_F \cdot \overline{de} = 15 \cdot 58 = 870 \text{ Н};$$

$$R_{12}^n = \mu_F \cdot \overline{eH} = 15 \cdot 168 = 2520 \text{ Н};$$

$$R_{12}^t = \mu_F \cdot \overline{ea} = 15 \cdot 172 = 2580 \text{ Н}.$$

Розглянемо рівновагу ланки 2.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на цю ланку:

$$\underline{\underline{R_{12}}} + \underline{\underline{F_{i2}}} + \underline{\underline{R_{32}}} = 0.$$

Розв'язуємо це рівняння графічно шляхом побудови плану сил. Обравши масштабний коефіцієнт сил $\mu_F = 15$ Н/мм, відкладаємо з довільної точки H (полюса плану сил) послідовно сили R_{12} і F_{i2} , позначаючи кінці векторів відповідно літерами a та b (рис. 2). Одержану точку b з'єднуємо з полюсом H . Відрізок \overline{bH} зображує в масштабі μ_F зусилля R_{32} . Знаходимо її величину:

$$R_{32} = \mu_F \cdot \overline{bH} = 15 \cdot 142 = 2130 \text{ Н}.$$

Розглянемо рівновагу ланки 3.

Складемо рівняння моментів усіх сил, які діють на цю ланку відносно точки B (див. рис. 2):

$$- R_{03} \cdot h_{03} = 0.$$

Сили F_3 , F_{i3} , R_{23} не створюють моментів, оскільки їхні плечі відносно точки B дорівнюють нулю, що означає $h_{03} = 0$.

Силовий розрахунок початкового механізму

Накреслимо в масштабі $\mu_\ell = 0,001$ м/мм початковий механізм (ланки 1 і 0) у загальному положенні і прикладемо до ланок усі сили, які діють на них (рис. 3).

На ланку 1 діє момент M_{3p} і две сили: R_{21} – з боку ланки 2 і R_{01} – з боку нерухомої ланки 0.

Розглянемо рівновагу ланки 1.

Складемо векторне рівняння сил, які діють на цю ланку:

$$\begin{aligned} \overline{R_{21}} + \overline{R_{01}} &= 0. \\ \overline{R_{21}} &= -\overline{R_{01}} \end{aligned}$$

Розв'язуємо це рівняння графічно шляхом побудови плану сил. Обираємо масштабний коефіцієнт сил $\mu_F = 25$ Н/мм та відкладаємо з довільного полюса H силу R_{21} , позначаючи кінець вектору літерою a (рис. 3). Знаходимо її величину:

$$R_{01} = \mu_F \cdot \overline{aH} = 25 \cdot 103 = 2575 \text{ Н.}$$

Складаємо рівняння моментів усіх сил, які діють на ланку 1, відносно точки O . Напряв зрівноважуючого моменту M_{3p} обираємо довільно (див. рис. 3):

$$R_{21} \cdot h_{21} - M_{3p} = 0.$$

Сила R_{01} не створює моменту, оскільки її плече відносно точки O дорівнює нулю. Плече h_{21} знаходимо із креслення, помноживши її довжину у міліметрах на масштабний коефіцієнт μ_ℓ . Розв'язуючи яке, знаходимо:

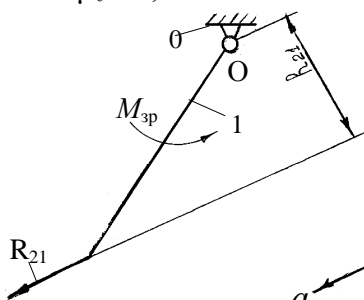
$$M_{3p} = R_{21} \cdot h_{21} = (2580 \cdot 28 \cdot 0,001) = 72,24 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Визначення зрівноважуючої сили способом жорсткого важеля Жуковського

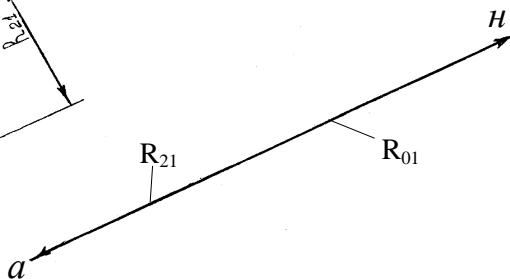
Будуємо в довільному масштабі повернутий на 90^0 план швидкостей механізму (рис. 3).

План групи початкових ланок

$$\mu_l = 0,001 \text{ мм}$$



План сил (ланка 1) $\mu_F = 25 \text{ Н}$



Важіль М.С.Жуковського
(повернутий на 90^0 план швидкостей)

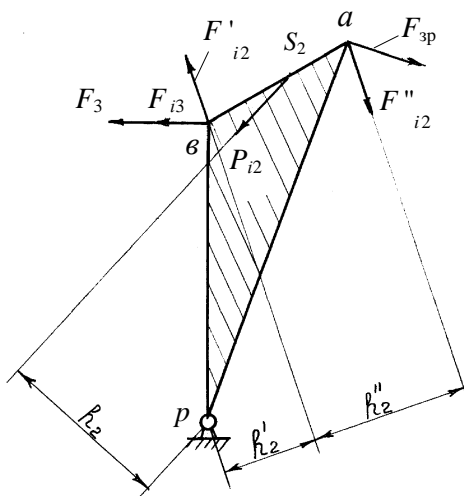


Рис. 3 Жорсткий важіль М.С Жуковського

Відомий за величиною й напрямом момент M_{i2} показуємо у вигляді пари сил F'_{i2} і F''_{i2} , які прикладені в точках B і A перпендикулярно до AB (див. рис. 1), Знаходимо величини цих сил:
 $F'_{i2} = F''_{i2} = M_{i2} / \ell_{AB} = 30,93 / 0,130 = 237,9 \text{ Н};$

Невідомий момент M_{3P} показуємо у вигляді пари сил F'_{CP} і F''_{CP} , які прикладені в точках A і O перпендикулярно до OA .

Напрямок моменту обираємо довільно (див. рис. 3).

Переносимо, зберігаючи напрям, усі сили з плану механізму у відповідні однойменні точки плану швидкостей (див. рис. 3).

Складаємо рівняння моментів усіх сил відносно полюса плану швидкостей:

$$-F'_{CP} \cdot \overline{pa} - F''_{i2} \cdot h''_2 + F_{i2} \cdot h_2 + F_{i3} \cdot \overline{p\bar{v}} + F_3 \cdot \overline{p\bar{v}} + F'_{i2} \cdot h'_2 = 0.$$

Плечі усіх сил підставляємо в рівняння в міліметрах, визначаючи їх безпосередньо із креслення. Розв'язуючи рівняння, знаходимо:

$$F'_{CP} = \frac{1}{pa} (F_{i2} \cdot h_2 + F_{i3} \cdot \overline{p\bar{v}} + F_3 \cdot \overline{p\bar{v}} + F'_{i2} \cdot h'_2 - F''_{i2} \cdot h''_2) =$$

$$\frac{1}{80} (500 \cdot 23 + 392 \cdot 58 + 1500 \cdot 58 + 237,9 \cdot 19 - 237,9 \cdot 34) = 1471 \text{ Н.}$$

Визначимо величину зрівноважуючого моменту

$$M_{3P} = F'_{CP} \cdot \ell_{OA} = 1471 \cdot 0,05 = 73,54 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Визначимо розбіжність у відсотках M_{3P} , які знайдені різними способами:

$$\Delta M_{3P} = \frac{73,54 - 72,24}{73,54} \cdot 100\% = 1,78 \%$$