

УДК621.01-52. + 621.865.8

Ю.Є. МЄШКОВ, О.А. ВОЙТОВИЧ  
Херсонський національний технічний університет**КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ  
3-ГО КЛАСУ ПРИ ЗАДАНИХ ПОЛОЖЕННЯХ РОБОЧОГО ОРГАНУ  
І ЙОГО НАПРАВЛЯЮЧОЇ В МОМЕНТ ВИСТОЮ**

*У статті розглядаються кривошипно-повзунні механізми 3-го класу, що реалізують необхідну циклограму з наближеним вистоем, вихідна ланка яких переміщується по напрямній, положення якої задано. Розроблено метод графічного синтезу, що дозволяє визначити початкові значення вільних параметрів. Отримано аналітичні вирази для розрахунку параметрів кінематичної схеми механізму.*

*Ключові слова: кривошипно-повзунний механізм, кінематичний синтез, циклограма, напрямна.*

Ю.Є. МЄШКОВ, О.А. ВОЙТОВИЧ  
Херсонский национальный технический университет**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА  
3-ГО КЛАССА ПРИ ЗАДАНИХ ПОЛОЖЕНИЯХ РАБОЧЕГО ОРГАНА  
И ЕГО НАПРАВЛЯЮЩЕЙ В МОМЕНТ ВИСТОЮ**

*В статье рассматриваются кривошипно-ползунные механизмы 3-го класса, которые реализуют необходимую циклограмму с приближенным выстоем, выходящее звено которых перемещается по направляющей, положение которой задано. Разработан метод графического синтеза, позволяющий определить начальные значения свободных параметров. Получены аналитические выражения для расчета параметров кинематической схемы механизма.*

*Ключевые слова: кривошипно-ползунный механизм, кинематический синтез, циклограмма, направляющая.*

Yu. Ye. MIESHKOV, O.A. VOYTOVICH  
Kherson National Technical University**KINEMATIC SYNTHESIS KRIVOSYPNO-SLIDE MECHANISM  
OF THE 3RD CLASS AT A GIVEN POSITION OF THE WORKING BODY  
AND RAIL AT THE TIME VISTA**

*The article deals with the crank-creep mechanisms of the 3rd class, which implement the necessary cyclogram with approximate output, the source zone of which moves along the guide, the position of which is given. The method of graphic synthesis, which allows to determine the initial values of free parameters, is developed. The analytical expressions for calculating the parameters of the kinematic scheme of the mechanism are obtained.*

*Keywords: crank- creep mechanism, kinematic synthesis, cyclogram, guide.*

**Постановка проблеми**

Сучасне виробництво характеризується широким використанням високопродуктивного технологічного обладнання, в якому знайшли застосування циклові виконавчі механізми, що забезпечують зворотно-поступальні рухи робочих органів з їх зупинкою в одному з крайніх положень.

**Формулювання мети дослідження**

Метою дослідження є отримання методу графічного синтезу, що дозволить визначити початкові значення вільних параметрів, отриманих на основі застосування циклових виконавчих механізмів, що забезпечують зворотно-поступальні рухи робочих органів з їх зупинкою в одному з крайніх положень.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій**

Для створення циклових машин-автоматів, що виконують безперервний процес в поточних виробничих лініях, необхідно використовувати механізми, що забезпечують зупинку робочого органу технологічної машини протягом певної частини циклу. Застосовувані для цього кулачкові механізми мають ряд недоліків, тому високий інтерес до проектування важільних механізмів з наближеним вистоем вихідної ланки. Багато задач синтезу плоских важільних механізмів третього класу з вистоем розв'язані. Однак питання використання механізмів, що містять структурну групу третього класу, для отримання вистою вихідної ланки не розглянуті. Причиною тому складність кінематичного аналізу та синтезу механізмів високих класів. Такі механізми мають широкі кінематичними можливостями для

забезпечення різних законів руху ланок, в тому числі і руху з вистоем ланки що виходить. Тому розробка методики синтезу механізмів, що містять кривошипно-повзунні механізми 3-го класу, є актуальним завданням.

Для синтезу важільного механізму з вистоем ланки що виходить заданої тривалості використовується спільно прямий (від ланки що входить до вихідної) метод граничних положень, досліджений і викладений в роботах Артоболевського І.І [1], В.Г. Хомченко [2], Дмитрієва Д.О. [3]. Метою синтезу механізму є отримання наближеного вистою ланки що виходить на заданому куті повороту початкової ланки.

#### Викладення основного матеріалу дослідження

Сучасне виробництво характеризується широким використанням високопродуктивного технологічного обладнання, в якому знайшли застосування циклові виконавчі механізми, що забезпечують зворотно-поступальні рухи робочих органів з їх зупинкою в одному з крайніх положень [1.2].

Вихідними даними для побудови схеми проектованого механізму (рис. 1), в основі якого лежить група Ассур 3-го класу третього порядку, є задана циклограма, що містить інтервал наближеної зупинки повзуна що виходить до кінцевої тривалості, положення  $C^*$  робочого органу в момент вистою і його направляючої  $NN$ .

В якості параметрів що задаються в узагальненій циклограмі прийняті кути  $j_1$  і  $j_B$  повороту кривошипа відповідно за перший інтервал руху і за інтервал вистою.

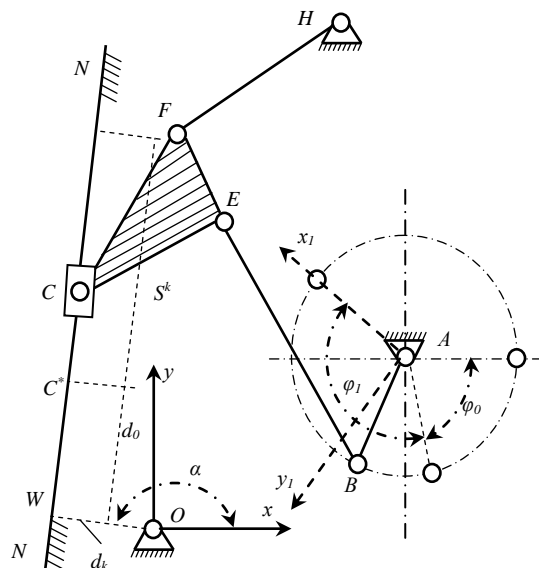


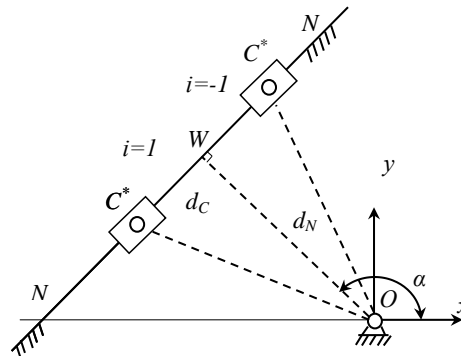
Рис. 1. Схема механізму 3-го класу

По конструктивним вимогам машини-автомата необхідно забезпечити переміщення вихідної ланки механізму по направляючій  $NN$ , положення якої задається за допомогою двох параметрів: абсолютним значенням ексцентриситету  $d_N$  тобто, нормалі до прямої  $NN$ , що проходить через точку  $O$ , і кутом  $\alpha$  нахилу до осі абсцис системи координат машини-автомата  $xOy$ . Для забезпечення заданого позиціонування робочого органу в точці  $C^*$  в момент початку і кінця наближеної зупинки, розташованої на лінії  $NN$ , вводиться параметр  $d_C$ , що дорівнює відстані яка відкладається від точки  $W$  перетину перпендикуляра  $OW$  з направляючою  $NN$ .

Здійснимо графічну побудову кривошипно-повзунного механізму 3-го класу з вистоем вихідної ланки при заданих умовах.

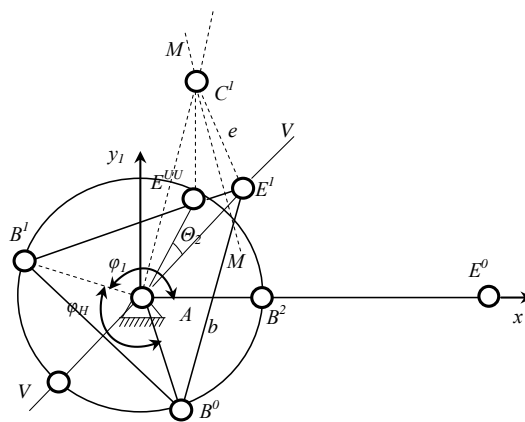
Введемо праву систему координат  $xOy$  машини-автомата, початком  $O$  якої є центр розподільного валу. Проводимо під кутом  $\alpha$  до осі абсцис  $Ox$  пряму, що проходить через початок координат, і відкладаємо відрізок  $OW$  рівний  $d_N$  в абсолютних одиницях. Побудуємо нормаль  $NN$  до лінії  $OW$ , і таким чином, задамо положення направляючої повзуна що виходить. Для ідентифікації положень точки  $C^*$  відносно прямої  $OW$  введемо цілочисловий параметр  $i$ , який приймає значення, рівне 1, якщо поворот на гострий кут відрізка  $OW$  навколо точки  $O$  до відрізка  $OC$ , буде спостерігатися проти годинникової стрілки, і рівним -1 в іншому випадку.

Від точки  $W$  робимо дугу радіусом  $r$  відмітку в заданому напрямку довжиною  $d_C$  і знаходимо необхідне положення  $C^*$  робочого органу циклової машини-автомата в момент наближеного вистою (рис. 2).



**Рис. 2. Послідовність побудови положень направляючої повзуна і ланки, що виходить в момент вистою в абсолютних одиницях в системі координат машини-автомата**

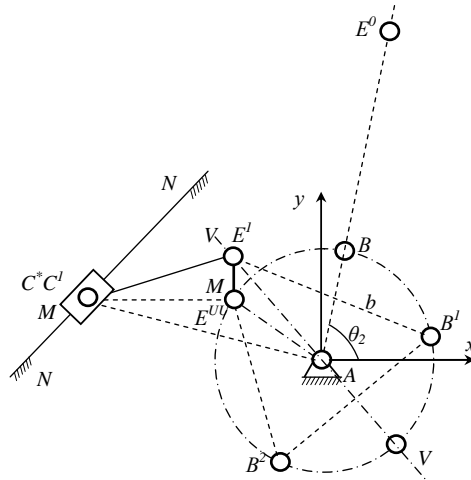
Побудова схеми повзунного механізму 3-го класу спочатку ведеться в деякій додатковій правій системі координат  $x_1Ay_1$ , початок якої збігається з центром  $A$  обертання кривошипа, а вісь абсцис - з положеннями кривошипа  $AB^0$  шатуна  $B^0E^0$  в момент миттєвої зупинки ланки механізму що виходить (рис. 3). Таке розташування системи координат дозволяє спростити вираження для проєкцій шарнірів на осі системи координат.



**Рис. 3. Послідовність побудови повзунного механізму 3-го класу в відносних величинах і додатковій системі координат  $x_1Ay_1$**

Графічний синтез механізму на цьому етапі ведеться в відносних одиницях, що дозволить потім масштабувати креслення, з тим, щоб забезпечити порівнянність відносних розмірів проєктованого механізму з конструктивними розмірами циклової машини-автомата.

Прийmemo довжину кривошипа  $AB$  за одиницю і відкладемо її прийнятним для графічних побудов відрізком (рис. 4).



**Рис. 4. Поєднання систем координат  $xOy$  машини-автомата і  $x_1Ay_1$  проектованого механізму**

Викреслимо положення  $AB^0$ ,  $AB^1$  і  $AB^2$  кривошипа  $AB$ . Проведемо лінію  $VV$ , що збігається з бісектрисою кута  $\angle B$ . Призначивши відносну довжину  $b$  шатуну  $BE$ , знайдемо положення  $E^1$  і  $E^0$  точки  $E$  на початку і в кінці вистою кінцевої тривалості і при миттєвій зупинці ланки що виходить в іншому крайньому положенні. Відкладемо кут  $\theta_2$ , що визначає положення точки  $E^{UU}$  - граничне положення шарніра  $E$  на інтервалі вистою щодо  $VV$ . При цьому хорда  $g$  буде з'єднувати точки  $E^1$  і  $E^{UU}$ . Проведемо серединний перпендикуляр  $MM$  до відрізка  $E^{UU}E^1$ , потім з точки  $E^1$  заданою відносною довжиною  $e$  ланки  $CE$  робимо дугу радіусом  $r$  на прямій  $MM$ , таким чином викреслюється положення точки  $C^1$  шарніру  $C$  в системі координат  $x_1Ay_1$ , який повинен для досягнення найкращого рівномірного наближення розташовуватися в одному і тому ж положенні, в початку і в кінці інтервалу вистою і в момент, коли кривошип  $AB$  і шатун  $BE$  розташовуються в інтервалі вистою на одній лінії.

Поєднуючи початки координат  $O$  і  $A$  систем  $xOy$  і  $x_1Ay_1$  повертаємо осі останньої так, щоб спочатку збіглися пряма  $AC^1$  з лінією  $OC$ , а потім, масштабуючи проектовану схему механізму (рис.3), забезпечуємо збіг точок  $C^1$  і  $C^*$  (рис. 4). Для переходу від відносних одиниць, в яких побудовано механізм, до абсолютних розмірів машини-автомата розраховуємо коефіцієнт масштабування:

$$\mu = \frac{\ell_c}{\ell_{C_1}} \tag{1}$$

де  $\ell_c$  - відстань від початку координат  $O$  в системі координат  $xOy$  до точки  $C^*$ , що відповідає заданому положенню робочого органу машини-автомата;  $\ell_{C_1}$  - відстань від опорного шарніра  $A$  в системі координат  $x_1Ay_1$  до точки  $C^1$  повзуна що виходить в момент наближеного вистою, знаходяться за формулами:

$$\ell_{C^*} = \sqrt{d_N^2 + d_N^2}; \ell_{C_1} = \sqrt{(X_{C_1}^{відн})^2 + (Y_{C_1}^{відн})^2}$$

Подальші побудови ведуться в абсолютних координатах з урахуванням скоригованих положень центрів шарнірів  $B$ ,  $E$  і  $C$ , а також абсолютних значень кінематичних параметрів  $a$ ,  $b$  і  $e$ .

$$\begin{bmatrix} X_{E^1}^{abc} & Y_{E^1}^{abc} \\ X_{E^{UU}}^{abc} & Y_{E^{UU}}^{abc} \\ X_{E^0}^{abc} & Y_{E^0}^{abc} \\ X_{C^1}^{abc} & Y_{C^1}^{abc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_{E^1}^{відн} & Y_{E^1}^{відн} \\ X_{E^{UU}}^{відн} & Y_{E^{UU}}^{відн} \\ X_{E^0}^{відн} & Y_{E^0}^{відн} \\ X_{C^1}^{відн} & Y_{C^1}^{відн} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mu \cdot \cos(\varphi_0) - \mu \cdot \sin(\varphi_0) \\ \mu \cdot \sin(\varphi_0) - \mu \cdot \cos(\varphi_0) \end{bmatrix} \tag{2}$$

де  $(X_{E^1}^{abc}, Y_{E^1}^{abc})$ ,  $(X_{E^1}^{відн}, Y_{E^1}^{відн})$  - координати центрів шарнірів повзунного механізму 3-го класу з наближеним вистоєм ланки що виходить в абсолютних і відносних одиницях відповідно;  $\varphi_0$  - кут між осями абсцис  $Ax_1$  і  $Ox$ , при якому прямі  $AC_1$ , і  $OC$  співпадуть (рис. 3). Задаємо кут  $h$  і довжину  $\ell$  сторони  $CE$  базової ланки  $ECF$  і викреслюємо положення  $E^1$  і  $E^{UU}$  шарніра  $E$ . Для побудови ланки  $CE$  в положенні  $C^0E^0$  відповідному початку циклограми, робимо дугу радіусом  $r$  на лінії  $NN$  з точки  $E^0$  довжиною  $e_{abc}$ , що дорівнює твору прийнятого раніше відносного значення на коефіцієнт масштабування (1). Відкладаючи

кут  $h$  від відрізка  $C^0E^0$ , викреслюємо положення  $E^0C^0F^0$  базової ланки  $ECF$ . Шарнір  $F$  є шатунним шарніром проміжного коромисла  $FH$ . По трьох положеннях  $F^0, F^I$  і  $F^{UU}$  шарніра  $F$  ланки  $FH$ , які знаходяться з умов побудови граничних положень механізму [1, 3]. графічно знаходимо центр  $H$  його обертання як точку перетину двох серединних перпендикулярів відновлених до відрізків  $F^IF^{UU}$  і  $F^0F^I$ .

Даний алгоритм графічної побудови кривошипно-повзунних механізмів 3-го класу з вистоем вихідної ланки дозволяє синтезувати механізм при заданих циклограмі, положеннях робочого органу в момент наближеного вистою і його направляючої, а також призначити початкові значення вільних кінематичних параметрів.

Розробка аналітичного методу синтезу важільних кривошипно-повзунних механізмів 3-го класу ґрунтується на загальних положеннях синтезу механізмів з вистоем представлених в роботах [1.2]. На основі побудованої кінематичної схеми кривошипно-повзунного механізму 3-го класу з наближеним вистоем ланки що виходить отримаємо методом проєкцій аналітичні залежності для розрахунку кінематичних параметрів, що розраховуються.

При кінематичному синтезі проєктованого механізму в якості призначаємих виступають параметри циклограми:  $\varphi_1, \varphi_B$ , параметри направляючої:  $d_N$  і  $\alpha$ , а також положення  $C^*$  робочого органу машини-автомата в системі координат  $xOy$ , яке задається відстанню  $d_{C^*}$ . Вільними параметрами синтезу в даній роботі прийняті:  $b, e$  і  $f$  - відповідно відносні довжини ланки  $BE$  і сторін  $CE$  і  $CF$  трикутної ланки  $ECF$ ,  $h$  - кут між сторонами  $EC$  і  $CF$  ланки  $ECF$ ,  $q_2$  - кут, що задає крайнє положення  $C_1E^{UU}F^{UU}$  ланки  $C_1E_1F_1$  цієї ланки в началі вистою кінцевої тривалості.

Запропонований метод кінематичного синтезу механізму 3-го класу з вистоем дозволяє, з використанням відомих тригонометричних методів, отримати аналітичні залежності для розраховуються параметрів механізму:  $m$  і  $c$  - коефіцієнт масштабування і довжини коромисла  $CH$  відповідно, а також кінематичних характеристик схеми:  $S^R$  - абсолютне переміщення ланки що виходить механізму за інтервал руху;  $S^I$  - кінематичну точність позиціонування повзуна на інтервалі наближеного вистою.

Рівняння направляючої  $NN$  в системі координат  $xOy$  з кутовим коефіцієнтом записуємо як:

$$y = \frac{-ctg(\alpha)x + \sin(d_N) \cdot d_N}{\sin \alpha} \quad (3)$$

Визначаємо координати  $(X_{E^1}^{відн}, Y_{E^1}^{відн}), (X_{E^{UU}}^{відн}, Y_{E^{UU}}^{відн})$  і  $(X_{E^0}^{відн}, Y_{E^0}^{відн})$  положень  $F^I, F^{UU}$  і  $E^0$  точки  $E$  в системі  $x_1Ay_1$ :

$$\begin{aligned} X_{E^1}^{відн} &= h \cos(\theta_1); X_{E^{UU}}^{відн} = (b-a) \cos(\theta_1 + \theta_2); \\ Y_{E^1}^{відн} &= hc \sin(\theta_1); X_{E^{UU}}^{відн} = (b-a) \sin(\theta_1 + \theta_2); \\ X_{E^0}^{відн} &= a + b; Y_{E^0}^{відн} = 0 \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned} h &= [b^2 - a^2 \cdot \sin^2(0,5\varphi_B)]^{0,5} - a \cdot \cos(0,5\varphi_B); \\ \theta_1 &= \varphi_1 + 0,5\varphi_B - \pi. \end{aligned}$$

Розрахуємо координати  $(X_{C^1}^{відн}, Y_{C^1}^{відн})$  шарніру  $C$  в момент початку вистою як точку на серединному перпендикулярі  $MM$  до відрізка  $g$ , що з'єднує точки  $E^I$  і  $E^{UU}$ .

$$\begin{aligned} X_{C^1}^{відн} &= X_{E^1}^{відн} - e \cos(\varepsilon); Y_{C^1}^{відн} = Y_{E^1}^{відн} + e \sin(\varepsilon). \\ \varepsilon &= \arcsin((b-a) \cdot \sin \frac{\theta}{g} - \theta_1 + \arccos \frac{0,5g}{e}); \end{aligned}$$

$$g = [(b-a)^2 + h^2 - 2(b-a)h \cos \theta_2]^{0,5}$$

Співставив системи координат  $xOy$  і  $x_1Ay_1$ , визначимо кут  $j_0$ , на який необхідно повернути площину, пов'язану з механізмом, так щоб пряма  $AC^I$  збіглася з лінією  $OC^*$  в системі машини-автомата. Запишемо рівняння вище згаданих прямих з урахуванням виразу (3) наступним чином:

$$Y_{AC^1} = \frac{Y_{C^1}^{відн}}{X_{C^1}^{відн}} \cdot X_{AC^1}; Y_{OC^*} = tg(\alpha - \beta) \cdot X_{OC}$$

де

$$\beta = arctg \frac{d_C}{d_N}.$$

Розрахуємо кут  $j_0$  між осями абсцис  $Ax_1$ , і  $Ox$ .

$$\varphi_0 = \operatorname{arctg} \left( \frac{\sin \left( \frac{y_{C^1}^{abc}}{X_{C^1}^{abc}} - \operatorname{tg}(\alpha - \beta) \right) \cdot \left( \frac{y_{C^1}^{abc}}{X_{C^1}^{abc}} - \operatorname{tg}(\alpha - \beta) \right)}{1 + \left( \frac{y_{C^1}^{abc}}{X_{C^1}^{abc}} \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \beta) \right)} \right)$$

Обчисливши коефіцієнт масштабування  $\mu$  за формулою (1), визначаємо абсолютні значення довжин кривошипа  $AB$ , шатуна  $BE$  і сторони  $EC$  трикутної ланки  $CEF$ :

$$a_{abc} = \mu; b_{abc} = \mu \cdot b; e_{abc} = \mu \cdot e.$$

Положення  $C^0$  повзуна що виходить  $C$  в системі координат  $x_1Ay_1$ , в момент миттєвого вистояу знайдемо з системи рівнянь, складеної виходячи з того, що точка  $C^0$  лежить на прямій  $NN$  (3) і відстань між центрами шарнірів  $E$  і  $C$  дорівнює  $e_{abc}$ :

$$\begin{cases} y_{C^0} = -\operatorname{ctg}(\alpha - \varphi_0) \cdot x_{C^0} + \frac{d_N}{\sin(\alpha - \varphi_0)} \\ e_{abc} = \left[ (x_{C^0} - x_{E^0}^{abc})^2 + (y_{C^0} - y_{E^0}^{abc})^2 \right]^{0.5} \end{cases}$$

де  $x_{E^0}^{abc}$  і  $y_{E^0}^{abc}$  розрахуємо по формулі (2).

Координати  $(x_{F^1}, y_{F^1}), (x_{F^0}, y_{F^0})$  відповідно точок  $F^1$  і  $F^0$  шарніра  $F$  трикутної ланки  $CEF$ , розрахуємо формулами:

$$X_{F^1} = X_{C^1}^{abc} + f \cdot \cos(\varepsilon + \pi + \eta); Y_{F^1} = Y_{C^1}^{abc} + f \cdot \sin(\varepsilon + \pi + \eta);$$

$$X_{F^0} = X_{C^0} + f \cdot \cos(\varepsilon_0 - \eta); Y_{F^0} = Y_{C^0} - f \cdot \sin(\varepsilon_0 - \eta)$$

де

$$\varepsilon_0 = \arccos \left( \frac{e_{abc}^2 + (a_{abc} + b_{abc})^2 - \ell_{C^0}^2}{2e_{abc}(a_{abc} + b_{abc})} \right)$$

$$\ell_{C^0} = \sqrt{X_{C^0}^2 + Y_{C^0}^2}$$

Маючи на увазі, що центр обертання  $H$  проміжного коромисла  $HF$  лежить на перетині перпендикулярів, відновлених з середини хорд  $F^0F^1$  і  $F^1F^{UU}$  знайдемо координати  $(x_H, y_H)$  центру  $H$  в системі координат  $x_1Ay_1$ . Запишемо рівняння прямих  $F^0F^1$  і  $F^1F^{UU}$  відповідно як:

$$y = k_{F^0F^1} \cdot x + b_{F^0F^1}; y = k_{F^1F^{UU}} \cdot x + b_{F^1F^{UU}},$$

де

$$k_{F^0F^1} = \frac{y_{F^1} - y_{F^0}}{x_{F^1} - x_{F^0}}; b_{F^0F^1} = y_{F^0} - x_{F^0} \cdot k_{F^0F^1};$$

$$k_{F^1F^{UU}} = \frac{y_{F^1} - y_{F^{UU}}}{x_{F^1} - x_{F^{UU}}}; b_{F^1F^{UU}} = y_{F^{UU}} - x_{F^{UU}} \cdot k_{F^1F^{UU}};$$

$$x_{F^{UU}} = x_{C^1} - ((x_{C^1} - x_{E^{UU}}) \cos \eta - (y_{C^1} - y_{E^{UU}}) \sin \eta) \frac{f}{e}$$

$$y_{F^{UU}} = y_{C^1} - ((x_{C^1} - x_{E^{UU}}) \sin \eta + (y_{C^1} - y_{E^{UU}}) \cos \eta) \frac{f}{e}$$

Тоді координати  $(x_H, y_H)$  центру  $H$  визначимо як розв'язання системи рівнянь;

$$\begin{cases} y_H = -k_{F^0F^1}^{-1} \cdot x_H + 0,5(k_{F^0F^1}^{-1} \cdot (x_{F^0} + x_{F^1}) + y_{F^0} + y_{F^1}) \\ y_H = -k_{F^1F^{UU}}^{-1} \cdot x_H + 0,5(k_{F^1F^{UU}}^{-1} \cdot (x_{F^1} + x_{F^{UU}}) + y_{F^{UU}} + y_{F^1}) \end{cases}$$

В результаті

$$x_H = \frac{b_H \cdot k_{F^0F^1} \cdot k_{F^1F^{UU}}}{k_{F^1F^{UU}} - k_{F^0F^1}};$$

$$y_H = -k_{F^0F^1}^{-1} \cdot x_H + 0,5(k_{F^0F^1}^{-1} \cdot (x_{F^0} + x_{F^1}) + y_{F^0} + y_{F^1})$$

де

$$b_H = 0,5(k_{F^0F^1}^{-1} \cdot (x_{F^0} + x_{F^1}) - k_{F^1F^{UU}}^{-1} \cdot (x_{F^1} + x_{F^{UU}}) + y_{F^0} - y_{F^{UU}})$$

Запишемо залежності для розрахунку абсолютної довжини  $c$  проміжного коромисла  $HF$ , міжосьової відстані  $d_H$  (відстань між точками  $H$  і  $A$ ) і малого переміщення  $S^I$  ланки що виходить за інтервал вистою:

$$c = \left[ (x_H - x_{F^0})^2 + (y_H - y_{F^0})^2 \right]^{0,5}; \quad d_H = \left[ x_H^2 + y_H^2 \right]^{0,5};$$

$$S^I = \left[ (c + f)^2 - d_{HC}^2 \right]^{0,5} - \left[ (x_H - x_{C^1}^{a\delta c})^2 + (y_H - y_{C^1}^{a\delta c})^2 - d_{HC}^2 \right]^{0,5}$$

де  $d_{HC} = |\cos \alpha \cdot x_H + \sin \alpha \cdot y_H - d_H|$

Абсолютна величина робочого ходу  $S^R$  ланки що виходить механізму визначається наступною залежністю:

$$S^R = \left[ (x_{C^0} - x_{C^1}^{a\delta c})^2 + (y_{C^0} - y_{C^1}^{a\delta c})^2 \right]^{0,5} + 0,5S^I$$

Знайдемо кути  $r_1$  і  $r_2$  що встановлюють відповідно положення ексцентриситету  $\ell_C$ , і відрізка  $d_H$  щодо осі  $Ax_1$ .

$$r_1 = \sin(y_C) \cdot \arccos\left(\frac{x_C}{\ell_C}\right);$$

$$r_2 = \sin\left(\varphi_0 - \arccos\left(\frac{x_H}{d_H}\right)\right) \cdot \left(\varphi_0 - \arccos\left(\frac{x_H}{d_H}\right)\right),$$

де  $\ell_C = (d_N^2 + d_C^2)^{0,5}$

Визначимо кут  $\delta$  який фіксує коромисло  $HF$  щодо допоміжної системи координат  $x_1Ay_1$ :

$$\delta = 180 - \sin(x_{F^0}) \cdot \arccos\left(\frac{x_{F^0}}{c}\right)$$

### Висновки

У цій статті розроблено метод кінематичного синтезу механізмів 3-го класу з зворотно-поступальним рухом ланки що виходить і його вистоем в одному з крайніх положень, що дозволяє співнаправлено з графічним методом проектувати механізми по заданих циклограмі, положеннях робочого органу в момент вистою і його направляючій. Аналітичний апарат синтезу механізмів 3-го класу зумовлений алгоритмом їх графічної побудови що значно спрощує процес отримання математичних моделей і перевірку їх адекватності.

### Список використаної літератури

1. Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов. // И.И. Артоболевский, Н.И. Левицкий, С.А. Черкудинов. – М.: Физматиздат, 1959. -108с
2. Хомченко І.Г. Проектирование плоских рычажных механизмов цикловых машин-автоматов и манипуляторов. Омск: ОмГТУ. 1995. 152 с.
3. Дмитрієв Д.О. Застосування графоаналітичного методу для аналізу кінематики механізмів паралельної структури // Д.О. Дмитрієв, С.А. Русанов, О.О. Сафьяник // Збірка доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу». Херсон: ХНТУ, 2017.- С 67-71.