

УДК 621.01:681.3

Кузнецов В.О., д.т.н., доцент; Коломієць А.Б., к.т.н., доцент

Українська академія друкарства

СИНТЕЗ КОМБІНОВАНИХ ШАРНІРНИХ ЧОТИРИЛАНКОВИКІВ ЗІ ЗМІННОЮ ДОВЖИНОЮ КРИВОШИПА ЗА ЗАДАНИМ РУХОМ ВИКОНАВЧОЇ ЛАНКИ

У статті розглядаються теоретичні підстави і метод вирішення складної задачі синтезу комбінованих кривошипно-коромислових шарнірних чотириланковиків (ШЧМ) зі змінною довжиною кривошипа. Заданий закон періодичного руху (ЗПР) коромисла і необхідна зміна довжини кривошипа забезпечуються спеціальним кулачковим профілем. При постійній швидкості кривошипа і змінній швидкості коромисла за заданим ЗПР у шарнірному чотириланковикі виникає положення, коли шатун стає перпендикулярно до кривошипа, назване «критичним». В цьому положенні завжди присутні умови для розриву кінематичного зв'язку кривошипа і шатуна. Складність задачі синтезу полягає у необхідності визначення таких геометричних параметрів ШЧМ, які забезпечують непорушність кінематичних зв'язків механізму і рух коромисла за заданим ЗПР протягом всієї робочої частини кінематичного циклу. Поставлена задача визначення необхідних геометричних параметрів вирішується пошуковим ітераційним методом, за умовою узгодження швидкостей кривошипа і коромисла ШЧМ у момент «критичного» положення ланок.

Шарнірний; чотириланковик, кулачок, змінна довжина, кривошип; синтез.

Зростання робочих швидкостей, а також підвищення продуктивності машин-автоматів і автоматизованих ліній вимагають використання високоефективних циклових механізмів з широкими функціональними можливостями. Серед багатьох важливих механізмів завдяки простоті конструкції і наявності нижчих кінематичних пар, найбільше розповсюдження у машинах автоматах знайшли звичайні шарнірні чотириланкові механізми (ШЧМ). Разом з тим їх використання у сучасних машинах обмежується оскільки, як і у всіх важливих механізмах, їх кінематичні і динамічні характеристики повністю визначаються геометричними параметрами. До того ж, завдяки тій же простоті виникає ряд додаткових обмежень – відсутні можливості забезпечення руху з ділянками постійної швидкості або паузами, а також перерозподілу співвідношення між робочою і неробочою частинами кінематичного циклу.

Вказані обмеження вдається усунути використанням багатоланкових важливих механізмів, в яких для перетворення постійної швидкості кривошипа на змінну застосовуються повнообертові шарнірні контури (ШЧМ, кулісні) або ланки, що рухаються за шатунними кривими, кривина ділянок яких наближається до кривини кола ($R_{kr} \approx const$) або прямої ($R_{kr} \rightarrow \infty$). В цьому випадку, окрім перерозподілу частин кінематичного циклу, задачі вирішуються частково, оскільки ділянки пауз або постійної швидкості у синтезованих механізмах виявляються наближеними. Також відсутні можливості для вирішення задачі забезпечення руху робочих ланок за заданим законом, оскільки закон руху робочих органів у важливих механізмах визначається виключно співвідношенням його сталих геометричних параметрів [1], [4].

Практика і досвід проектування циклових механізмів свідчать, що відтворити рух робочої ланки за заданим законом можливо тільки за наявністю у складі комбінованого механізму спеціальної ланки, яка забезпечує цілеспрямовану, програмовану зміну руху за бажаним законом. В якості такої ланки найчастіше використовується кулачок, профіль якого забезпечує необхідні зміни руху ланок механізмів. Використання кулачкових контурів приводить до створення складних комбінованих механізмів, в яких коректується рух як вихідної, робочої, ланки (рис. 1б) так і вхідної – кривошипа (рис. 1а).

Використання в цих механізмах кулісного контура [5] забезпечує розділення вхідної (рис. 1а) або вихідної ланки (рис. 1б) на складові, одна з яких рухається з постійною швидкістю (кривошип O_1A , рис. 1а) або зі швидкістю, що задається геометричними параметрами важільного контура (коромисло O_2B , рис. 1б), а друга (O_1B , рис. 1а, O_2D , рис. 1б) зі швидкістю, що коректується профілем кулачкового контура. Наведені механізми хоча і забезпечують рішення задачі руху робочої ланки за заданим законом руху, але відрізняються складністю процесів їх синтезу, під час якого необхідно враховувати передатні функції двох важливих контурів, кулісно-

го і ШЧМ. Окрім цього у механізмі (рис. 1б) виникають конструктивні складності при проектуванні робочої ланки, коромисла і до того ж профілі коректуючих кулачків при прямому і зворотному ходах коромисла різні, що додатково ускладнює конструктивну реалізацію такої схеми.

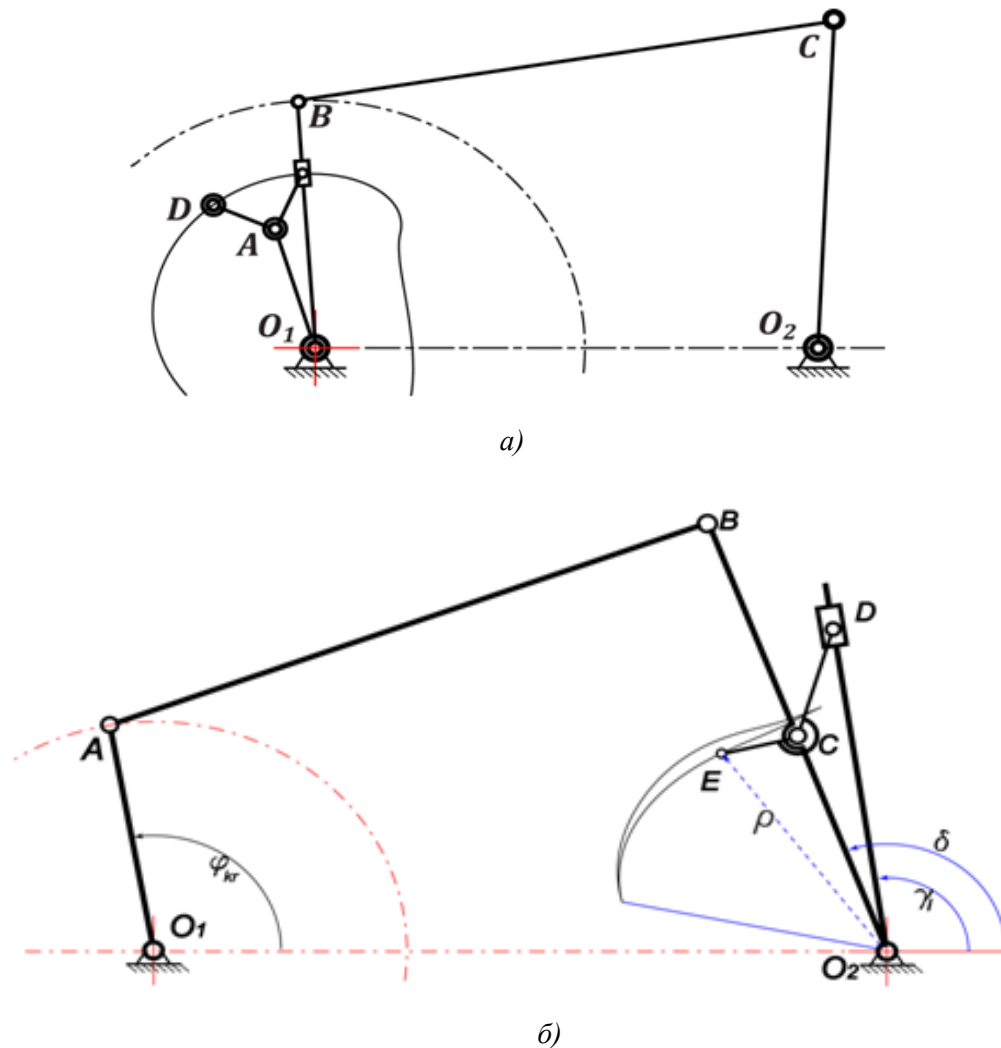


Рис. 1. Комбіновані ШЧМ з корекцією руху ланок кулісно-кулачковим контуром

Виходом з цього становища є використання звичайних, простих ШЧМ, але зі змінною довжиною однієї з ланок. При цьому довжина ланки повинна змінюватися за допомогою кулачкового контура так, щоб забезпечити рух робочої ланки за заданим законом руху (ЗПР). Як відомо [4] ШЧМ є механізмом з чотирма ланками – базовідстань, шатун, кривошип і коромисла, яке найчастіше і є вихідною, робочою ланкою. З відомих чотирьох ланок зміна їх довжини, під час руху, є можливою тільки трьох – кривошипа, шатуна і коромисла.

Відома робота [2], в якій досліджено можливості зміни довжини шатуна для коректування ЗПР коромисла ШЧМ. Як виявилось, в таких механізмах маса коректуючого кулачка конструктивно розташовується на рухомій ланці – шатуні. Внаслідок цього при роботі механізму імовірно виникнення дисбалансів і відповідних механічних коливань. Отже найбільш доцільно змінювати довжину кривошипа або коромисла ШЧМ, оскільки в цьому випадку коректуючий кулачок розташовується на осі обертання відповідних ланок і є нерухомим. При цьому така зміна довжини реалізується переміщенням вздовж кривошипа або коромисла повзуна, що шарнірно зв'язаний з роликком кулачкового механізму.

Дослідження можливостей забезпечення руху виконавчої ланки ШЧМ за заданим ЗПР на основі програмованої зміни довжини кривошипа виконані у роботі [3]. Однак запропонована автором методика і відповідне програмне забезпечення не завжди вирішують поставлену задачу. Так, згідно з висновками [3] (стор. 89) при заданих геометричних параметрах (відносні величини: кривошипа $r_{kr}=1,0$, базовідстані $\lambda_1=4,0$, шатуна $\lambda_2=6,0$, коромисла $\lambda_3=5,0$) синтез механізму з заданим законом руху коромисла вважається неможливим. Пошук необхідних геомет-

ричних параметрів, за запропонованою методикою, дає нові значення (кривошипа $r_{kr}=1,03203$, базовідстані $\lambda_1=4,0$, шатуна $\lambda_2=5,96797$, коромисла $\lambda_3=5,0$) при яких синтез механізму вважається вже можливим. Однак моделювання механізмів за вказаними геометричними параметрами свідчить, що незначні зміни у геометричних параметрах не приводять до вирішення задачі.

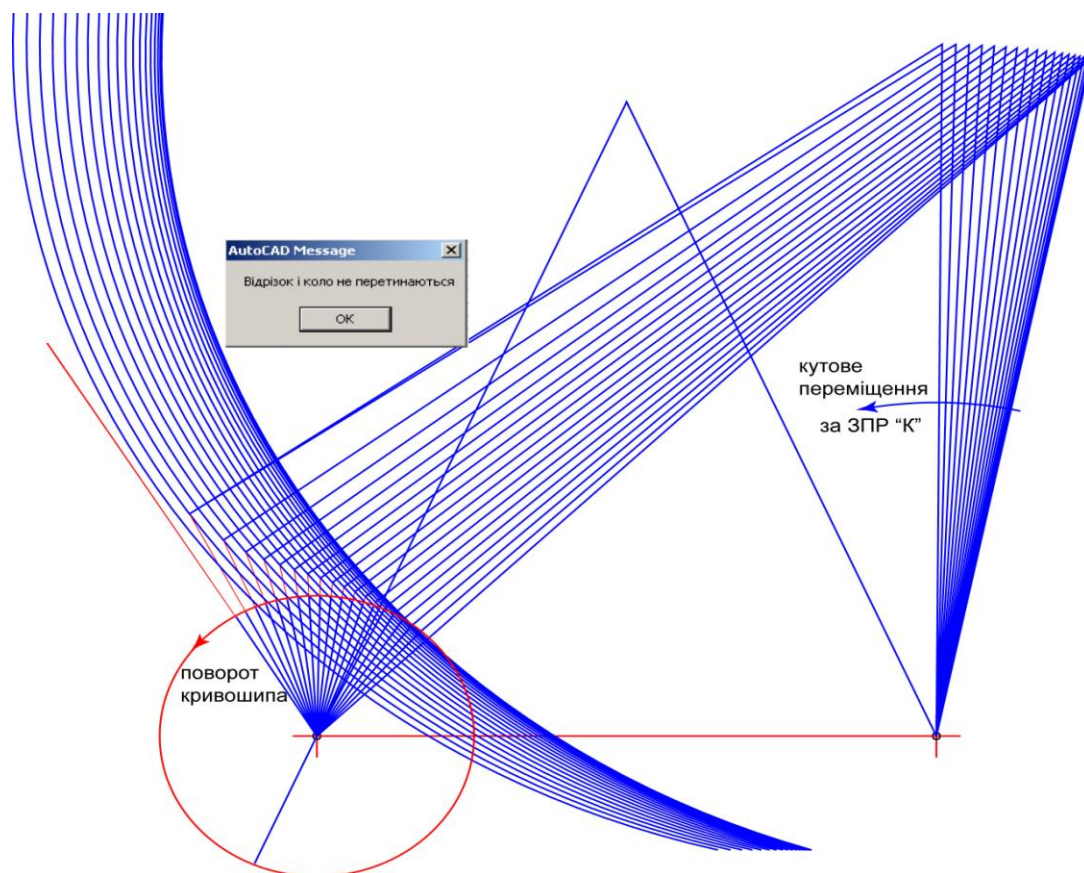


Рис. 2. Моделювання руху кривошипа ШЧМ і коромисла за заданим ЗПР

Моделювання механізму (рис. 2) з геометричними параметрами, отриманими в результаті пошуку, здійснюється наступним чином. Коромисло ШЧМ переміщується згідно ЗПР («К» – косинусоїда, $\Delta ki = 0.02$); кривошип ШЧМ обертається з постійною кутовою швидкістю. В кожній позиції коромисла з його крайньої точки радіусом довжини коромисла будується коло. Шукається точка перетину побудованого кола і лінії, що задає поточне положення радіуса кривошипа. Точки перетину знаходяться (існують) до $ki=0.36$. При $ki=0.38$ точка перетину не існує, що означає розрив кінематичного зв'язку, ШЧМ припиняє своє існування. Отже механізм з визначеними геометричними параметрами не здатний забезпечити рух виконавчої ланки, коромисла за заданим ЗПР.

Як свідчать дослідження [4] у кривошипно-повзунних механізмах (КПМ), у випадку руху виконавчої ланки за заданим ЗПР виникає положення, коли шатун стає перпендикулярним до кривошипа, назване у [4] «критичним». Невідповідність геометричних параметрів при подальшому переміщенні ланок приводить до розриву кінематичного зв'язку кривошипа і шатуна, а отже і припинення існування механізму. В ШЧМ корекція руху виконавчої ланки може відбуватися за рахунок програмованої зміни довжини як кривошипа, так і коромисла. Отже, «критичний» стан механізму може виникнути вже у двох випадках – у положеннях, коли шатун стає перпендикулярним до кривошипа (коректується довжина кривошипа) або коромисла (коректується довжина коромисла). При цьому можливий випадок, коли шатун перпендикулярний обом ланкам – кривошипу і коромислу одночасно (незважаючи на ланку корекції).

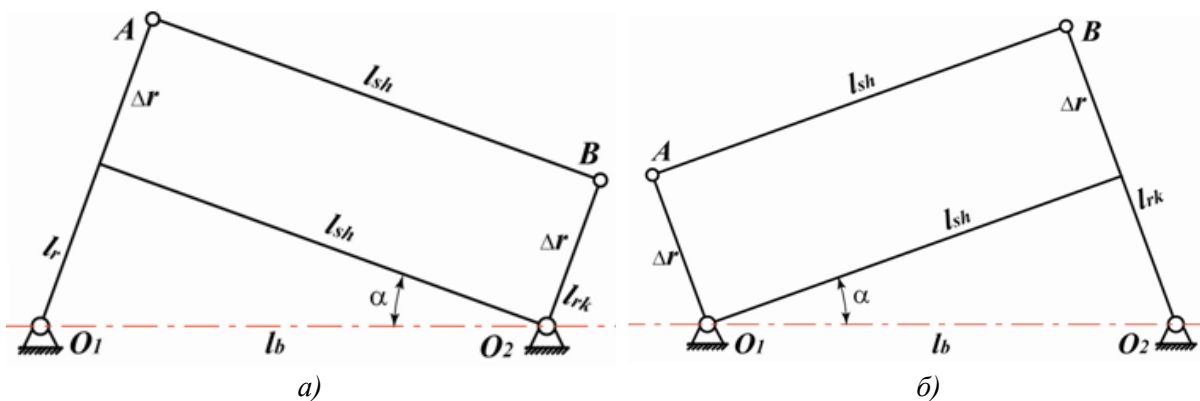


Рис. 3. «Критичні» положення ланок ШЧМ

У свою чергу, цей випадок включає два варіанти рис. 3. У першому варіанті кінематична схема визначається перпендикулярним положенням шатуна AB до кривошипа O_1A , (рис. 3а). В цьому варіанті довжина шатуна визначається $l_{sh} = l_b \cdot \cos(\alpha)$, довжина кривошипа – $l_r = l_b \cdot \sin(\alpha)$, довжина коромисла – $l_{rk} = 0$. При цьому в утвореному прямокутному трикутнику $l_r + l_b > l_{sh}$ – сума катета і гіпотенузи завжди більша від одного катета. Зі збільшенням l_{rk} ($0 \rightarrow \infty$), результат нерівності не змінюється, оскільки до обох сторін нерівності додається однакова довжина збільшення Δr :

$$l_r + \Delta r + l_b > l_{sh} + \Delta r \quad \text{або} \quad (l_r + \Delta r) + l_b > l_{sh} + l_{rk}.$$

Наведена нерівність характерна для ШЧМ двокоромислового типу, що забезпечують зворотньо-обертове переміщення коромисла механізму у певних межах, визначених аварійними значеннями кутів тиску.

У другому варіанті кінематична схема визначається перпендикулярним положенням шатуна AB до коромисла O_2B (рис. 3б). В цьому варіанті довжина шатуна визначається $l_{sh} = l_b \cdot \cos(\alpha)$, довжина коромисла – $l_{rk} = l_b \cdot \sin(\alpha)$, довжина кривошипу – $l_r = 0$. При цьому в утвореному прямокутному трикутнику $l_{rk} + l_{sh} > l_b$ – сума двох катетів завжди більша від гіпотенузи. Зі збільшенням l_r ($0 \rightarrow \infty$), результат нерівності не змінюється, оскільки до обох сторін нерівності додається однакова довжина збільшення Δr :

$$(l_{rk} + \Delta r) + l_{sh} > l_b + \Delta r \quad \text{або} \quad (l_{rk} + \Delta r) + l_{sh} > l_b + l_r.$$

Наведена нерівність характерна для ШЧМ кривошипно-коромислового типу, які забезпечують зворотньо-обертове переміщення коромисла механізму при повному оберті кривошипа. Саме ці механізми представлені у подальшому розгляді.

Задача визначення узгоджених геометричних параметрів, при яких забезпечується рух виконавчої ланки механізму за заданим ЗПР без втрати працездатності, вирішена для КПМ [4, стор. 256-258] на основі узгодження лінійних швидкостей кінцевої точки кривошипа і повзуна КПМ у момент «критичного» положення взаємодіючих ланок.

Аналогічно КПМ із умови узгодження лінійних швидкостей кінцевих точок кривошипа і коромисла ШЧМ, у момент «критичного» положення ланок (рис. 2б), на плані швидкостей для цього положення, де $\rho = \Delta r$

$$V_A = V_B \quad \text{або} \quad \omega_1 \cdot \rho = \omega_3 \cdot (r_{rk} + \rho)$$

Оскільки кутова швидкість коромисла повинна визначатися заданим ЗПР, то

$$\omega_3 = b_{km} \frac{\gamma_\Sigma}{T} = b_{km} \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_y} \omega_1.$$

$$\text{З підстановкою у вихідну рівність} \quad \omega_1 \rho = b_{km} \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_y} \omega_1 \cdot (r_{rk} + \rho) \quad \text{або} \quad \rho = b_{km} \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_y} (r_{rk} + \rho).$$

З наведеного виразу очевидно, що на відміну від КПМ, довжина шатуна ШЧМ не є критичною величиною. При синтезі вона вважається постійною і визначається $l_{sh} = l_b \cdot \cos \alpha$ – значеннями базовідстані l_b і кута α нахилу шатуна відносно базовідстані, які задаються на початку синтезу.

Критичними є радіус кривошипа ρ і довжина коромисла $l_{rk} = l_b \cdot \sin\alpha + \rho$, співвідношення між якими у «критичному» положенні заданим ЗПР ($b_{km}=f(k_m)$) і взаємозалежними геометричними параметрами $\varphi_y = f(\rho, l_b, l_{sh}, l_{rk}, \gamma_m, \gamma_0)$.

При цьому $\gamma_m = \gamma_0 + a_{km} \cdot \gamma_\Sigma$ а $k_m = \varphi_m / \varphi_{nx}$, де φ_m – кутове положення кривошипа у «критичному» положенні механізму.

Визначити φ_m і φ_{nx} , можливо послідовними розрахунками з використанням значень як відомих геометричних параметрів, так і тих, що визначаються при поточному розрахунку. Взаємозалежність параметрів в даному випадку має ланцюговий, циклічний характер і забезпечує отримання в кінці розрахунків нових, уточнених значень параметрів, що були задані на початку розрахунку.

На цій основі будується ітераційний процес визначення величин ρ і k_m , що забезпечують необхідне співвідношення ρ і l_{rk} , для критичного положення ланок механізму. При заданих величинах: l_b – базовідстані, α – кута нахилу шатуна, l_{sh} – визначеної довжини шатуна і γ_Σ – кутового розмаху коромисла – значення ρ – радіуса кривошипа і k_m – відносного часу, задані попередньо, забезпечують визначення наступних, уточнених, значень ρ і k_m . Якщо вони відрізняються від попередньо заданих, то розрахунок повторюється з новими значеннями ρ і k_m . Ітераційний процес завершується, якщо значення ρ і k_m , розраховані на наступному етапі дорівнюють значенням ρ і k_m , отриманим на попередньому етапі із заданою точністю. На рис. 4, як приклад, наведена кінематична схема ШЧМ з геометричними параметрами – початкові: $\gamma_\Sigma = 40^\circ$, $\alpha = 20^\circ$, початковий радіус кривошипа $\rho_{поч} = 50$ мм, база ШЧМ $l_b = 300$ мм, ($\lambda_1 = 3,0$), $k_i = 0,5$, ЗПР «С»–синусоїда.

В результаті ітераційних розрахунків знайдені значення $\rho_m = 72,21394$ і $k_m = 0,42764$ ($\varphi_m / \varphi_{nx} = 78,3957^\circ / 183,322^\circ$), при яких: $l_{rk} = 174,82$, $a_{ki} = 0.35825$, $\gamma_i = 14.33^\circ$, $b_{ki} = 1.89314$, співвідношення ρ і l_{rk} , дорівнює 0,413076, $\gamma_0 = 95,67^\circ$, $\rho_{min} = 50,0543$, $\rho_{end} = 68,5303$. Довжина шатуна залишається такою, що визначена на початку.

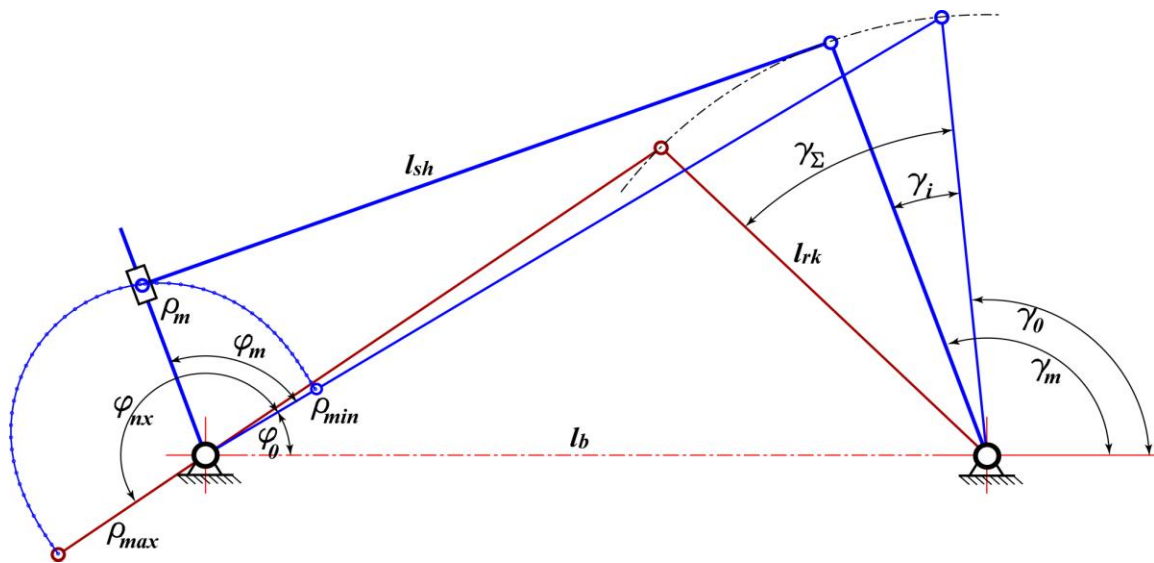


Рис. 4. Схема синтезу ШЧМ зі змінною довжиною ланок

Визначені геометричні параметри забезпечують наступний розрахунок профіля кулачка, який коректує довжину кривошипа. Як свідчить геометрична побудова (рис. 4) «критичне» положення пройдено без розривів кінематичного зв'язку, профіль кулачка змінюється плавно, без загострень. Зміна кутів тиску і радіусів кривини на профілі кулачка протягом однозначного переміщення коромисла за заданим ЗПР «С» - синусоїда ілюстрована графічними залежностями на рис. 5. З наведених залежностей очевидно, що кути тиску ν_d не перевищують $+19^\circ(-9^\circ)$, а мінімальний радіус кривини ≈ 50 мм. Радіуси кривини більші від 100 мм., як не лімітуючі, на графічну залежність не виведені.

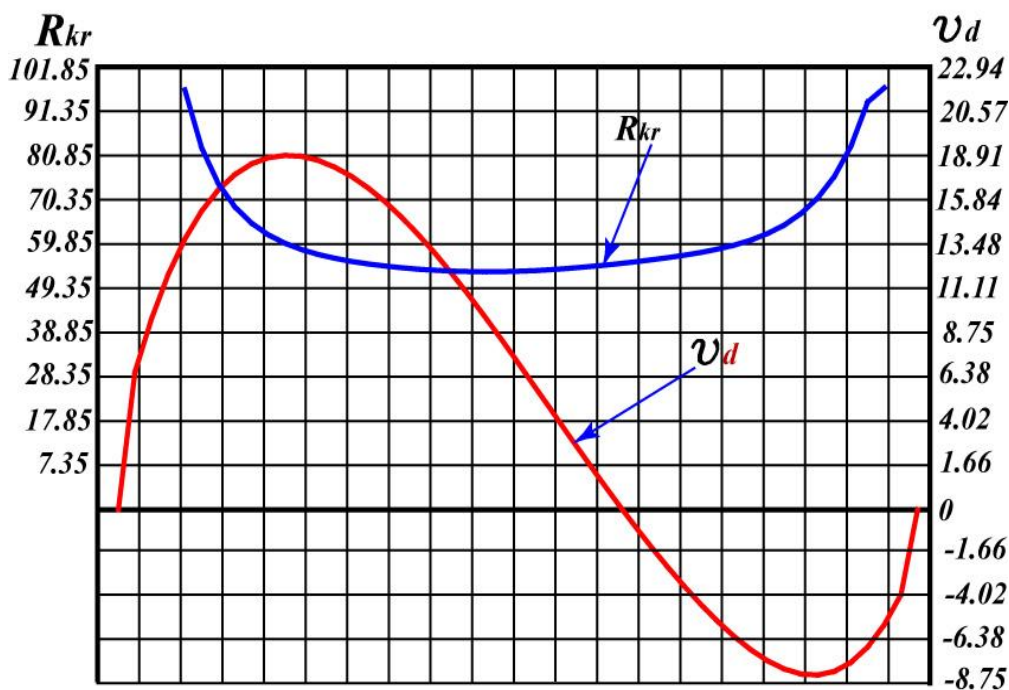


Рис. 5. Зміна кутів тиску і радіусів кривини профіля кулачка на кривошипі

Висновки.

Задача синтезу кривошипно-коромислового ШЧМ зі змінною довжиною кривошипа і коромислом, що рухається за заданим ЗПР, вирішена на основі використання спеціальної умови – узгодження швидкостей кривошипа змінної довжини і коромисла у момент «критичного» положення взаємодіючих ланок механізму. Необхідні значення геометричних параметрів визначаються ітераційним методом з використанням спеціального програмного забезпечення.

1. Артоболевский И.И. Синтез плоских механизмов / И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов // М.: Физматгиз, Государственное издательство физмат литературы. 1959. – 1084 с.
2. Маца Р.С. Синтез циклових механізмів брошуровально-палітурних машин з програмованою зміною довжини шатуна. Дисс. на здоб. наук. ст. к.т.н., Львів, 2009.
3. Пасіка В.Р. Теоретичні основи синтезу комбінованих механізмів зі змінною довжиною вхідної ланки на базі вихідних важільних і мальтійських механізмів. Дисс. на здоб. наук. ст. д.т.н., Львів, 2011, стор. 320.
4. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов. / К.В. Тир – М: Книга, 1965.
5. Кузнецов В.О. Кінематичні властивості комбінованого важільного кулачково-кулісного механізму / В.О. Кузнецов, О.М. Полюдов, А.Б. Коломієць. – Упаковка, №2. – К.: ІАЦ “Упаковка”, 2012. – С. 52-54.