

УДК 621.01

Погребняк Р.П., к.т.н.

Національна металургійна академія України

**СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ
СТРИЖНЬОВОГО КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ ЗАХВАТА****За результатами конференції «Механіка машин - основна
складова прикладної механіки», присвяченій пам'яті
С.М. Кожевнікова**

Анотація. Виконаний структурний аналіз механізму кулісного захвата як механізму змінної структури із зовнішніми зв'язками. Виконаний пошук надлишкових зв'язків та їх усунення у внутрішніх та зовнішніх контурах механізму. Запропоновані раціональна схема та модель захвата без надлишкових зв'язків.

Виконаний у безрозмірній формі кінематичний аналіз і геометричний синтез механізму кулісного захвата. За критерії оптимального синтезу вибрані відношення швидкості затискних губок до швидкості ведучої ланки та кут тиску. Отримані аналітичні залежності і графіки допомагають вибрати основні розміри та розташування ланок кулісного захвата. Доведено існування найоптимальнішого кута розвалу куліси.

Ключові слова: надлишкові зв'язки, зовнішні зв'язки, швидкісна функція, кут тиску.

Аннотация. Выполнен структурный анализ механизма кулисного схвата как механизма переменной структуры с внешними связями. Выполнен поиск избыточных связей и их устранение во внутренних и внешних контурах механизма. Предложены рациональная схема и модель схвата без избыточных связей.

Выполнен в безразмерной форме кинематический анализ и геометрический синтез механизма схвата. Критериями оптимального синтеза выбраны отношение скорости зажимных губок к скорости ведущего звена и угол давления. Полученные аналитические зависимости и графики помогают выбрать основные размеры и расположение звеньев кулисного схвата. Доказано существование оптимального угла развала кулисы

Ключевые слова: избыточные связи, внешние связи, скоростная функция, угол давления.

Abstract. It is performed structural analysis of the mechanism of the gripping device with the connecting link as a mechanism with variable structure and with external connections. It is found and removed the redundant connections in the internal and external contours of mechanism.

It is proposed rational scheme and model of the gripping device without redundant connections.

It is made in the dimensionless form kinematic analysis and geometrical synthesis of mechanism of the gripping device with the connecting link. The ratio of the velocity of the clamping jaws to the velocity driving link and the angle of pressure are chosen as optimal criterions. Analytical functions and graphics help to choose the basic sizes and location of links of the mechanism of the gripping device with the connecting link. It is received the optimal angle of slope of the connecting link.

Keywords: *redundant connections, external connections, function of the velocity, angle of pressure.*

Вступ. Надійність і ефективність маніпулятора часто залежить від того, наскільки вдало обрана схема і конструкція захоплюючого пристрою(захвата). Відомо, що дефекти структури механізмів визначаються закладеними в кінематичних ланцюгах локальними і структурними надлишковими зв'язками (далі НЗ), а експлуатація механізмів з шкідливими надлишковими зв'язками нерідко роблять нездатним механізм до тривалої роботи без поломок. Наявність у механізмах НЗ вносить статичну невизначеність в схему, а під час роботи машини породжує виникнення додаткових навантажень, що не викликані дією зовнішніх сил. Зборка механізмів з дефектами структури без примусу можлива тільки при високій точності виготовлення деталей і рухливих з'єднань, наявності регульовальних пристроїв. Рух механізму з дефектами структури можливий за наявності зазорів або за рахунок деформації ланок. Наявність шкідливих НЗ в схемі механізму і відсутність самовстановлення неприпустимо, тому пошуки і усунення шкідливих НЗ має бути ще на стадії проектування першорядною турботою конструктора.

Суттєво важливо щоб вихідні ланки захвата мали невеликі швидкості та пришвидшення, відношення швидкостей вихідної та вхідної ланки було мінімальним, а механізм працював без заклинювання і з високим ККД у широкому діапазоні розмірів тіл, що затискаються.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі. Структурний аналіз механізму захвата вимагає відмови від традиційної структурної теорії ідеальних механізмів з внутрішніми зв'язками і застосування універсальної структурної теорії О.Озолса [1], побудови наочної структурної схеми (або графів Л.М.Решетова [2]), що полегшує пошуки і усунення НЗ - найважливішого структурного критерію механізму.

Кінематичний аналіз та синтез механізму захвата зручно виконувати в безрозмірній формі, вибравши за критеріальний параметр

швидкісну функцію - відношення швидкості затискних губок до швидкості ведучої ланки

$$U_{CA} = \frac{V_C}{V_A} = \frac{P_p}{P_c} \quad (1)$$

(P_p – рушійна сила, P_c – сила опору), при цьому енергетичні витрати тим менше, чим менше це відношення відрізняється від одиниці $U_{CA} \rightarrow 1$ [3]. Подібні критерії якості передачі руху використані в роботах [4,5,6].

Задача проектування схеми кулісного захвату без надлишкових зв'язків, енергетично раціонального та без динамічних перевантажень і з високим ККД є доцільною і актуальною.

Основний матеріал та результати досліджень.

Шестиланковий механізм захвата з кулісою що рухається поступально(рис.1,а), використовують для затиску плоских і циліндричних деталей плоскими або профільними губками. Похилі напрямні куліси 2, що рухається поступально, через пару повзунів 3 і 4 впливають на коромисла 5 і 6, що несуть затискні губки.

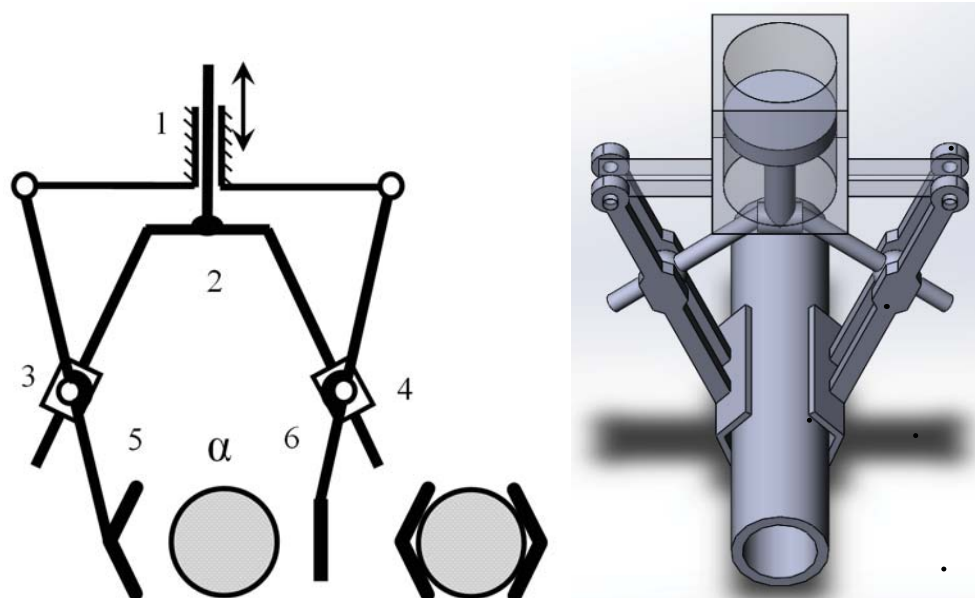
Структурний аналіз. Механізми захватів працюють в режимі періодичної дії й відносяться до механізмів змінної структури, тому структурний аналіз захвата виконують по побудованих структурних схемах плоского зображення механізму за О. Озолсом в два етапи - до затиску, та в момент затиску об'єкта. Механізми захватів містять зовнішні зв'язки та їх рухливість W розглядають двояко: ізольовано від зовнішніх сил, з якими ланки мають зовнішні зв'язки (W_ϕ), і в робочому стані, коли діють зовнішні зв'язки ($W_{роб}$). Перший випадок відповідає стану механізму захвата до початку затиску об'єкта, другий - коли починається процес затиску об'єкта губками; потім структура механізму змінюється, губки з об'єктом утворюють як би одне ціле, відносний рух ланок захвата припиняється і далі рука маніпулятора починає виконувати свої функції.

Далі позначено: n - число ланок механізму; p - загальне число з'єднань; k - число замкнутих змінюваних контурів у схемі; S_i, S_a, S - число внутрішніх, зовнішніх і загальне число накладених зв'язків; $\sigma_i, \sigma_a, \sigma$ - число внутрішніх, зовнішніх і загальне число НЗ; f - загальне число рухомостей всіх з'єднань; $W, W_\phi, W_{роб}$ - загальна, фактична і робоча рухливість механізму; W_a - число втрачених рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків. На схемах арабськими цифрами позначені ланки, римськими – клас(число зв'язків) кінематичних пар.

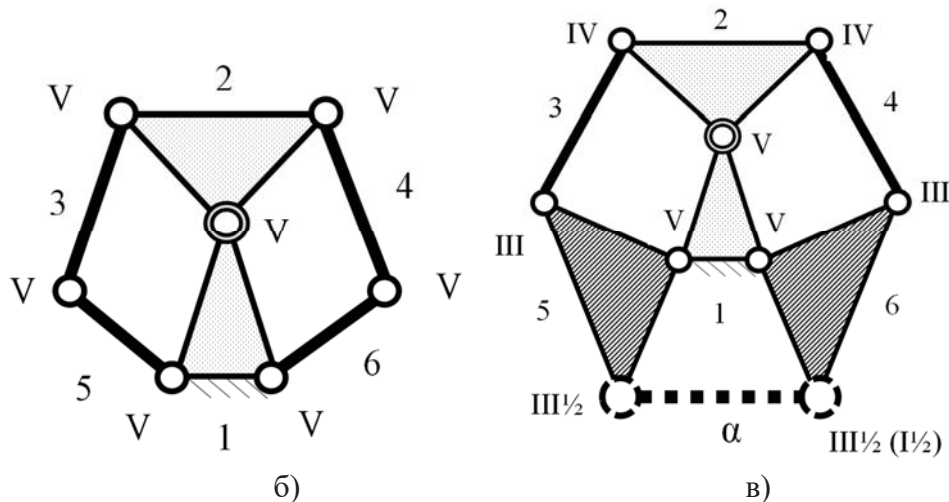
Перший етап - до затиску деталі губками (рис.1,б). Схема має п'ять рухомих ланок, два симетричних контури $k = 2$, сім внутрішніх однорухомих з'єднань $p_1 = 7$, одну ступінь свободи $W = 1$, $n = 6$. За відомою формулою Озолса

$$\sigma = W + 6k - f, \quad (2)$$

де загальне число рухомостей всіх з'єднань складе $f = 7 \cdot 1 = 7$, знайдемо $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 7 = 6$ надлишкових зв'язків, які, як видно зі схеми, при однакових контурах, розподіляються по 3 у кожному. У контурах 1-2-3-5 і 1-2-4-6 через неточності виготовлення при складанні останньої пари 2-3(2-4) «повзун-куліса» буде мати місце натяг трьох видів.



а)



б)

в)

Рисунок 1– Кінематична(а) і структурні(б, в) схеми механізму кулісного захвата на різних етапах роботи

Позбавитися більшості внутрішніх НЗ можливо заміною однорухомих з'єднань 1-2, 3-2, 4-2, 3-6 та 4-6 з кулісою на дворухомі циліндричні з'єднання, при цьому у вузлах сполуки повзунів замість

$(5+5)=10$ зв'язків залишиться $(4+4)=8$, загальна рухомість всіх кінематичних пар складе $f = 2 \cdot 1 + 5 \cdot 2 = 12$, кількість внутрішніх НЗ складе $\sigma = 1 + 6 \cdot 2 - 12 = 1$. Можливі інші рішення[7].

Другий етап - затиск заготовки (рис.1, в). Наявність у схемі крім внутрішніх зв'язків ще і зовнішніх потребує для аналізу застосування узагальненої структурної формули, що дозволяє встановити кількість у схемі зовнішніх НЗ. Як показано в роботі [1] необхідні розрахунки ведемо за залежностями:

$$W_{роб} = c + b + d, \quad (3)$$

$$\sigma_a = S_a - [(W_\phi - W_{роб}) + W_a - S_{ai}]. \quad (4)$$

Тут: S_{ai} - число зовнішніх зв'язків які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму[3]; c, b, d - число основних, додаткових місцевих рухомостей та число динамічних зв'язків.

Затиск деталі α утворює ще один незалежний контур 1-6- α -5, а механізм стає нерухомим $W_{роб} = 0$. Якщо губки захвата виконані у вигляді двох призм(рис.1, а, вузол праворуч), то кожна з них при затиску накладає по $3\frac{1}{2}$ зв'язка: геометричні двосторонні – вздовж вертикальної вісі, навколо поперечної та поздовжній осей і один одnobічний неутримуючий[8], рівняння якого описуються нерівністю. Тертям між губками і заготовкою зовнішні з'єднання накладають ще два голономних фрикційних зв'язка, які здатні передати силу і момент вздовж та навколо поздовжньої вісі. Фактична рухомість механізму, який позбавлений дії зовнішніх зв'язків до затискання, $W_\phi=1$. $W_a=6$, тому що деталь рухливість втратила повністю, $S_{ai}=1$ – зв'язок, який одночасно позбавив єдиної рухомості механізм та наклав обмеження на зовнішнє тіло. Тоді за залежністю (3) зовнішній контур має $\sigma_a=(3,5 \cdot 2+2)-[(1-0)+6-1]=3$ НЗ. Якщо базування виконане по одній з призм, то інша утворить натяг по вертикальній вісі та два реактивних натяги навколо вертикальній та поперечної вісі.

Зменшити кількість зовнішніх НЗ можливо зміною форми контактуючих поверхонь губок. Якщо одну з губок виконати плоскою(рис.1, а), то пара 6- α замість $3\frac{1}{2}$ накладає тільки $1\frac{1}{2}$ зв'язка, загальне число зовнішніх зв'язків зменшиться до $S_a=(3,5+1,5)+2=7$, а число зовнішніх НЗ - до однієї ($\sigma_a=7-[(1-0)+6-1]=1$, залишиться можлива непаралельність вісі зовнішнього тіла та пласкої губки). Цей НЗ може бути ліквідований введенням в схему розвантажувального з'єднання[2], здатного компенсувати цю непаралельність.

Кінематичний синтез. Виберемо спочатку габарити ланок так, щоб «теоретична» куліса (зображена на схемі пунктиром) була дотичною до кола радіуса $r=\text{const}$ і становила з вертикальною віссю куліси кут α , рівний половині кута 2α розвалу куліси. Введемо в

розрахунок безрозмірні величини віднесені до параметра e «теоретичної» куліси:

$$\lambda = \frac{r}{e}, k = \frac{l}{e}, \sigma = \frac{S_A}{e} \quad (1)$$

і побудуємо в довільному масштабі плани швидкостей і пришвидшень для обраного положення механізму (рис.2).

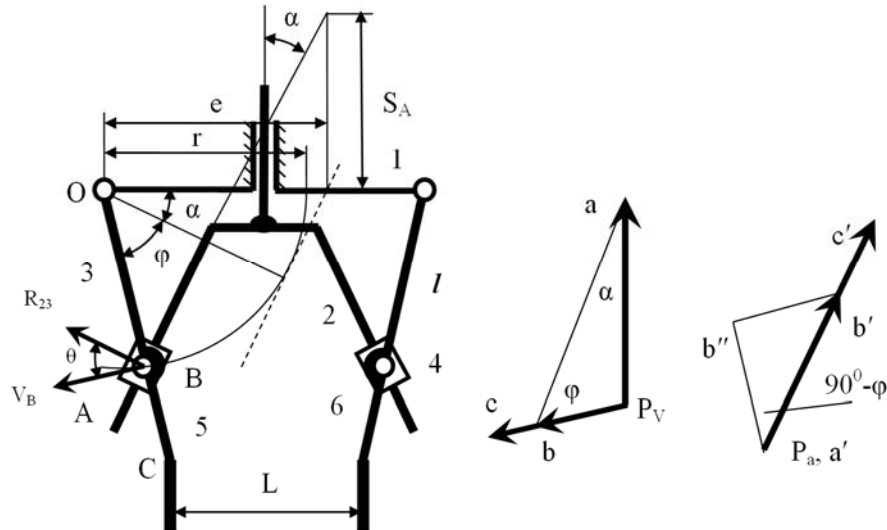


Рисунок 2 – Кінематична розрахункова схема і плани швидкостей та пришвидшень стрижньового кулісного механізму захвата

З кінематичної схеми і геометричних співвідношень маємо:

$$\cos \alpha = \frac{r}{e} = \lambda ; \sin \alpha = \sqrt{1 - \lambda^2} ;$$

$$\cos \varphi = \frac{r - S_A \sin \alpha}{r} = 1 - \sigma \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1 - \frac{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}}{\lambda} ;$$

$$\sin \varphi = \frac{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}}{\lambda} \sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}} - 1} ; \operatorname{ctg} \varphi = \frac{\frac{\lambda}{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}} - 1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}} - 1}} .$$

З плану швидкостей і теореми синусів слідує:

$$U_{BA} = \frac{V_B}{V_A} = \frac{\sin \alpha}{\sin \varphi} = \frac{\lambda}{\sigma} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma \sqrt{1 - \lambda^2}} - 1}} \quad (2)$$

$$U_{CA} = \frac{V_C}{V_A} = \frac{k}{\sigma} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}}. \quad (3)$$

Прийmemo $V_A = \text{const}$ і з планів швидкостей і пришвидшень знайдемо кутову швидкість і кутове пришвидшення:

$$\omega_5 = \frac{V_B}{r} = \frac{V_A}{S_A} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}},$$

$$\varepsilon_5 = \frac{V_B^2}{r^2} \text{ctg} \varphi = \frac{V_A^2}{S_A^2} \cdot \frac{\frac{\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1}{\left(\frac{2\lambda}{\sigma\sqrt{1-\lambda^2}} - 1\right)^{3/2}}.$$

З отриманих формул видно, що функція U_{CA} існує, якщо $\sigma < \frac{2\lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}}$

і $\lambda < 1$ та залежна від трьох відносних змінних. На рис. 2 для конструктивно виправданого $k=1,6$ представлена графічна залежність у вигляді 3D графіка у діапазоні існування дійсних та реальних прийнятих відносних параметрів. Щоб полегшити вибір λ і σ та їх співвідношення поверхня $U_{CA}(\lambda, \sigma)$ перетнута площиною $U_{CA}=1$. Лінія перетну вказує на існування можливих співвідношень відносних параметрів синтезу механізму за цим критерієм і може бути представлена у вигляді рішення неявного рівняння

$$U_{CA}^2 \left(\frac{2\lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}} - \sigma \right) \sigma = k^2, \quad (4)$$

яке має вигляд

$$\lambda(\sigma) = \frac{U_{CA}^2 \sigma^2 + k^2}{\sqrt{U_{CA}^4 \sigma^4 + 4U_{CA}^4 \sigma^2 + 2U_{CA}^2 \sigma^2 k^2 + k^4}} \quad (5)$$

Введемо додаткові обмеження за максимально допустимим кутом тиску, щоб уникнути заклинювання механізму чи роботи з низьким ККД. Кут між вектором реакції R_{23} та вектором швидкості точки В V_B визначимо з рівнянням

$$\theta = \left| \frac{\pi}{2} - \arccos(\varphi) \right| \quad (6)$$

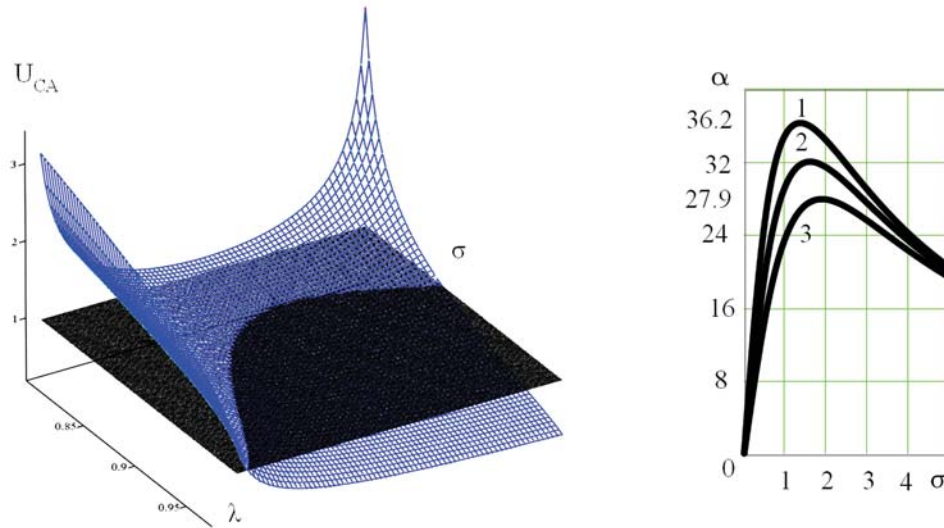


Рисунок 3 – Перетин поверхні $U_{CA}(\lambda, \sigma)$ площиною $U_{CA}=1$ в області існування дійсних та позитивних рішень

Для синтезу напрямних важільних механізмів приймемо $[\theta] \leq 45^\circ$ [9], тоді для цього механізму параметр σ повинен знаходитися в діапазоні $3,87 \geq \sigma \geq 0,665$, що відповідає куту $\alpha \geq 23,8^\circ$ ($\lambda=0,915$).

З ростом σ φ постійно зростає, а найкращий кут тиску $\theta=0^\circ$ знаходиться в положенні, що відповідає $\sigma=1,61$. Як видно функція має локальний максимум кута α , який для $U_{CA}=1$, має значення $\alpha=32^\circ$, що відповідає значенням $\lambda=0,848$ і $\sigma=1,61$. Таким чином кут розвалу куліси повинен знаходитися в діапазоні $23,8^\circ \leq \alpha \leq 32^\circ$ ($0,915 \geq \lambda \geq 0,848$).

Для якісної оцінки змінення швидкості та пришвидження точки С вихідної ланки введемо для аналізу відносних величин кутової швидкості

$$\frac{\omega_5}{V_A} = U_\omega = \frac{\lambda}{r \cdot \sigma} \cdot \frac{1}{\sqrt{\sigma \sqrt{1-\lambda^2}} - 1}$$

і кутового пришвидження $U_\varepsilon = \frac{dU_\omega}{d\sigma}$ коромисла 5. Як видно на побудованих по цим залежностям графіках(рис.4,а) для $\sigma=1,61$ значення цих параметрів мінімальні чи рівні нулю. Очевидно, що конструювання механізму з параметром приблизно $\sigma > 1,4$ за цими показниками, де їх значення не екстремальні і суттєво не зростають, більш раціонально.

Таким чином найоптимальнішою схемою захвата за критеріями швидкісної функції, кута тиску та кінематичними показниками руху коромисла слід вважати механізм з параметрами $\sigma=1,61$, $\lambda=0,848$ ($\alpha=32^\circ$)(рис.4,б).

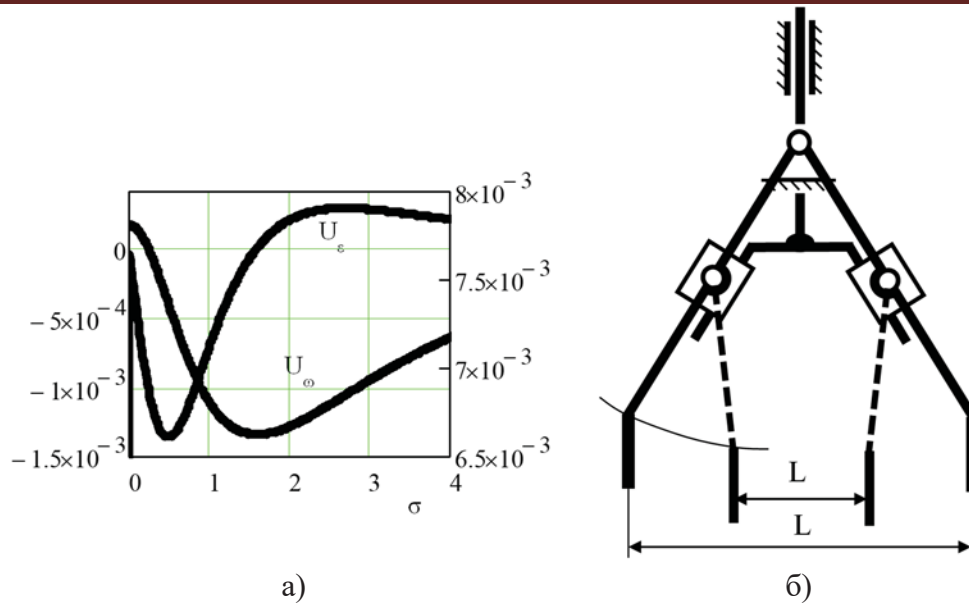


Рисунок 4 – Відносні кутові кінематичні параметри руху коромисел (а),
схема механізму з найоптимальнішими параметрами ($\sigma = 1,61$,
 $\lambda = 0,848 (\alpha = 32^\circ)$) (б)

Висновки. Надійність механізмів захватів істотно залежить від правильності будови механізму, пошуку та усунення шкідливих надлишкових зв'язків.

Специфіка найбільш поширених механізмів захватів: змінна структура, мало вивчені зовнішні зв'язки, механізми зазвичай спарені з великим числом надлишкових зв'язків.

Після усунення внутрішніх надлишкових зв'язків необхідний аналіз схеми зі зміненою структурою коли накладаються зовнішні, в тому числі і дробові зв'язки, і утворюється ще один незалежний контур. Для їх виявлення та усунення зручно застосувати узагальнену структурну формулу О.Озолса.

Виконаний кінематичний синтез геометричних параметрів стрижньового механізму захвата з V-подібною кулісою за критеріями швидкісної функції, кута тиску та мінімальними швидкостями і пришвидженнями ведених ланок.

Доведено існування найоптимальнішого кута розвалу куліси, який за критеріями швидкісної функції і нульового кута тиску, складає 32° .

ЛІТЕРАТУРА

1. Озол О.Г. Основы конструирования и расчета механизмов/ О.Г.Озол - Рига,: Звайгзне, 1979, 360 с.

2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы/ Л.Н.Решетов - М.: Машиностроение, 1979, 334 с.
3. Кожевников С.Н. Аппаратура гидро, -пнеumo и электроавтоматики металлургических машин./ С.Н.Кожевников.- М-К.: Машгиз, 1961, 550 с.
4. Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е.Пейсах, В.А.Нестеров / Под ред. К.В.Фролова.- М. Машиностроение, 1988.- 232с.
5. Sutherland G. A Transmission Index for Spatial Mechanisms / G. Sutherland, B. Roth // ASME Journal of Engineering for Industry Transactions of ASME, Ser. B., Vol.95, 1973. &2. P.589-597.
6. Gosselin, C. Optimization of Planar and Spherical Function Generators as Minimum-Defect Linkages./ C. Gosselin, , C. Angeles. - Mech. and Mach. Theory.Vol.24, No.4, 1986, pp.293-307.
7. Погребняк Р.П. Пошук та усунення надлишкових зв'язків у захоплюючих пристроях (захоплювачах) механізмів маніпуляторів/ Р.П.Погребняк // Металлургическая и горнорудная промышленность. Дніпропетровськ, 2015. -№ 7(296).- С.91-95.
8. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики Т.II. Динамика. М., Наука, 1983, 640 с.
9. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т. Кіницький. – К: Наукова думка, 2002. – 659 с.