

УДК 621.865.8-781.2.001.63

Погребняк Р.П., к.т.н.

Національна металургійна академія України

СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ СПАРЕНОГО СТРИЖНЬОВОГО КУЛІСНОГО МЕХАНІЗМУ ЗАХВАТА РОБОТА

Анотація. Виконаний структурний аналіз механізму кулісного захвата як механізму змінної структури із зовнішніми зв'язками. Здійснений 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 паралелограмного 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.

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. Определены и устранены избыточные связи во внутренних и внешних контурах механизма. Предложены рациональная схема и модель схвата без избыточных связей.

Выполнен в безразмерной форме кинематический анализ и геометрический синтез паралелограмного 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.

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

Abstrakt. 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.

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

Вступ. Захватним пристроєм(захватом) промислового робота називають його робочий орган призначений для захоплення і утримання об'єкту маніпулювання. Сьогодні накоплений значний досвід дослідження і проектування різних схем і конструкцій захватів різного призначення[1,2,3]. Доцільна подальша розробка та використання універсальних захватних пристроїв, які можуть утримувати різні об'єкти за розмірами, масою і конфігурацією. Захват стає більш гнучким та універсальним, якщо має можливість до затиску деталей значного діапазону розмірів та ваги без переналадки та заміни робочих елементів.

Вибір кінематичної схеми захвата залежить від форми і розмірів об'єкту, вимог до точності позиціонування, ін. Часто використовують схеми з кулісою, що рухається поступально зі спареним механізмом, який забезпечує поступальний рух затискних елементів. Відомо, що внесені при проектуванні надлишкові зв'язки (далі НЗ) суттєво зменшують надійність та безвідмовність експлуатації механізмів. Наявність у механізмах НЗ робить схему статично невизначеної з виникненням додаткових реакцій, що не викликані дією зовнішніх сил. Збирання та рух механізму механізмів з дефектами структури без примусу можливий тільки при високій точності виготовлення деталей і рухливих з'єднань, за наявності зазорів або за рахунок деформації ланок.

Найважливішими вимогами до захватних пристроїв роботів є утримання об'єкту під час розгону та гальмування руки маніпулятора та збереження деталі та її поверхні під час її затискання й переміщення. Важливо щоб швидкість затискних елементів в момент контакту з об'єктом маніпулювання була сталою та мінімально можливою для уникнення динамічних перенавантажень. З цієї ж причини кутові швидкості та кутові пришвидшення вихідних ланок механізму також повинні бути мінімальні.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі. Виконання поконтурного структурного аналізу механізму із зовнішніми зв'язками не може бути виконаний засобами традиційної структурної теорії ідеальних механізмів з внутрішніми зв'язками. Далі цей аналіз виконується на базі універсальної структурної теорії

О.Озолса [4] з побудовою наочної структурної схеми (або графів Л.М.Решетова [5]), що полегшує пошуки і усунення НЗ - найважливішого структурного критерію механізму.

Кінематичний аналіз та синтез механізму захвата виконується в безрозмірній формі для розповсюдження результатів на різні розміри об'єкта, а за критеріальний параметр приймемо швидкісну функцію - відношення швидкості затискних губок до швидкості ведучої ланки захвата. З умови сталості потужностей рухомих сил P_p і сил опору P_o та зневажаючи силами інерції рухомих мас механізму, маємо $P_p \cdot V_{ex} + P_o \cdot V_{вих} = 0$, або $P_p = P_o \frac{V_{вих}}{V_{ex}} = P_o U$, тобто при $P_o = const$ зусилля

P_p на вході механізму змінюються за законом зміни U і енергетичні витрати тим менші, чим менше це відношення відрізняється від одиниці $U \rightarrow 1$ [6]. Інші і подібні критерії якості передачі руху використані в роботах [7,8,9].

У роботі [10] приведена загальна методика проектування захоплюючого пристрою, де відмічається урахування «кінематико-конструктивних особливостей». Нажаль у методиці відсутній структурний аналіз та кінематичний синтез механізму. Задача проектування схеми кулісного захвату без надлишкових зв'язків, енергетично раціонального та з мінімальними динамічними навантаженнями і з високим ККД є доцільною і актуальною.

Основний матеріал та результати досліджень. Нескладна схема однорухомого стрижньового кулісного механізму захвата (рис.1) використовується доволі часто в механізмах роботів. Такі ЗП застосовують в маніпуляторах з підвищеною вантажопідйомністю. Куліса 1, що рухається поступально і прямолінійно симетрично впливає на поковзні 3, що шарнірно з'єднуються з коромислами 4, які виконані у вигляді ломаних важелів до яких шарнірно встановлені шатуни 6 (затискні елементи). Такі захватні пристрої відносять до центруючих, рух затискних елементів – плоскопаралельне за рахунок використання паралелограмного механізму. Без спеціального профілювання губок об'єктом маніпулювання є призматичні деталі або деталі коробчастої форми.

Структурний аналіз. Механізми захватів є механізми змінної структури і працюють в режимі періодичної дії, 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 рухомість 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 - відносний рух ланок захвата припиняється.

Перший етап - до затиску деталі (рис.1,б). Механізм складається з десяти ланок ($n = 10$) зі станиною, чотирьох змінювальних контурів ($k = 4$). Схема має 13 внутрішніх однорухомих з'єднань п'ятого класу ($p_1 = 13$) при одній ступені свободи ($W = 1$). Загальне число рухомостей всіх з'єднань $f = p_1 = 13$. За відомою формулою Озолса[4]

$$\sigma = W + 6k - f, \quad (1)$$

кількість надлишкових зв'язків складе $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 13 = 12$, які, як видно зі схеми, при однакових контурах, розподіляються по 3 в кожному з них. У контурах 1-2-3-4 і 1-2-7-8 через неточності виготовлення при складанні останньої пари 2-3 «поковзень-напрямна» буде мати місце натяг трьох видів: поковзень не потрапить в напрямні через її перекося, перекося повзунного пальця, непаралельності осі шарнірів коромисла. У контурах паралелограмів 1-4-6-5 і 1-8-10-9 можлива непаралельність осей шарнірів викличе вигин коромисел і скручування шатуна, причому ці деформації не викликані дією технологічної сили. Поліпшити схему і позбавити механізм всіх внутрішніх НЗ можливо кількома конструктивно виправданими варіантами: замінивши 6 однорухомих пар 1-4, 3-4, 4-6, 1-8, 7-8, і 8-10 трирухомими сферичним ($f = 7 \cdot 1 + 6 \cdot 3 = 25$, $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 25 = 0$); зменшити число сферичних шарнірів (як менш технологічних і дорожчих), виконавши пари 1-2, 2-3 і 2-7 дворухомими циліндричними поковзнями, а пари 3-4 і 7-8 залишити однорухомими шарнірами. Тоді при незмінній рухомості механізму, загальне число рухомостей всіх з'єднань складе $f = 6 \cdot 1 + 3 \cdot 2 + 4 \cdot 3 = 24$, а кількість НЗ в схемі буде мінімально: $\sigma = 1 + 6 \cdot 4 - 24 = 1$.

Другий етап - затиск заготовки (рис.1, а,в). Після затиску об'єкту a в схемі утворюється ще один незалежний контур 6-5-1-9-10, а механізм втрачає робочу рухомість $W_{роб} = 0$. Якщо губки схвата пласкі, то кожна з них при затиску накладає по $5\frac{1}{2}$ зв'язків: $2\frac{1}{2}$ геометричних, що дозволяють передати 2 моменти навколо осей z і y і одну однобічну силу вздовж вісі x . Тут обмеження переміщення здійснюються тільки в одному напрямку (неутримуючий зв'язок), а рівняння зв'язку описуються нерівністю [11]. Крім цього, за наявності досить великого тертя між губками і об'єктом, зовнішні з'єднання накладають ще по 3 голономних фрикційних зв'язка, здатні передати 2 сили вздовж осей z і y і момент навколо вісі x . Важливо відзначити, що зовнішні з'єднання голономні зв'язки тільки, якщо обидві губки затискають об'єкт.

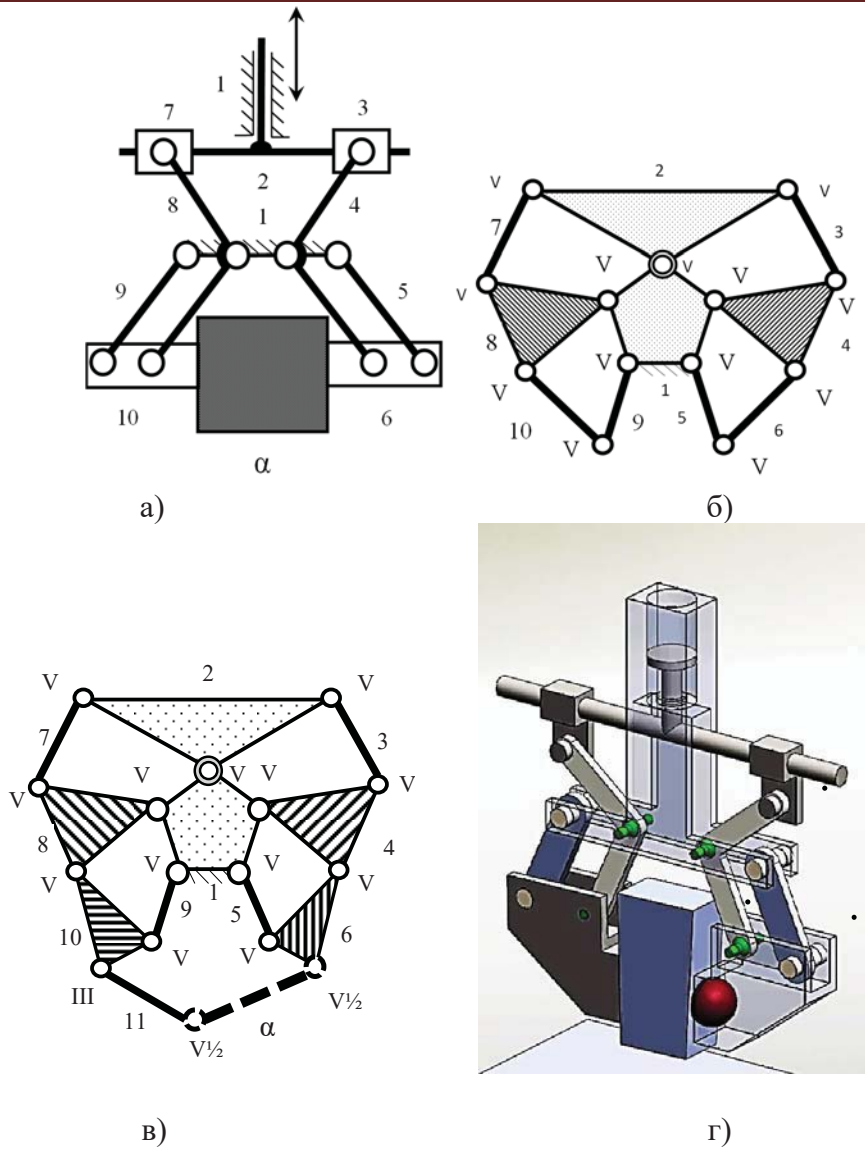


Рисунок 1– Кінематична(а), структурні(б, в) схеми і модель(г) без надлишкових зв’язків механізму кулісного захвата

Для визначення кількості зовнішніх НЗ в схемі з внутрішніми і зовнішніми зв’язками потрібно застосування узагальненої структурної формули[4].

$$W_{\text{роб}} = c + b + d, \tag{2}$$

$$\sigma_a = S_a - [(W_{\text{ф}} - W_{\text{роб}}) + W_a - S_{\text{ai}}]. \tag{3}$$

Тут: c , b , d – число основних, додаткових місцевих рухомостей та число динамічних зв'язків; σ_a - число зовнішніх НЗ; S_a - число зовнішніх зв'язків; W , W_ϕ , $W_{роб}$ - загальна, фактична і робоча рухомість механізму; W_a - число втрачених рухомостей зовнішніх тіл від дії зовнішніх зв'язків; S_{ai} - число зовнішніх зв'язків які одночасно позбавляють рухливості зовнішнє тіло і усувають основну рухомість механізму[12].

Якщо внутрішніх НЗ в схемі немає, то всі виявлені НЗ - зовнішні, тобто утворюються при затиску об'єкту. Вираз в круглих дужках у формулі (3) показує скільки зовнішніх зв'язків витрачається на зменшення рухливості ланок механізму і зовнішніх тел. Після підстановки чисел отримаємо $\sigma_a = 11 - [(1 - 0) + 6-1] = 5$. Три НЗ утворюються при накладанні фрикційних голономних зв'язків, двічі обмежують передачу моменту навколо вісі x і передачу сил уздовж осей y і z . Кінематично було б достатньо, щоб зазначені фрикційні зв'язку накладала одна губка схвата. Решта дві з виявлених зовнішніх НЗ вимагають суворого дотримання паралельності губок схвата і бічних поверхонь заготовки в двох взаємно перпендикулярних площинах. Для їх усунення без зміни форми контактуючих поверхонь необхідне введення в схему розвантажувального з'єднання, здатного компенсувати перекося при затиску об'єкта. Таким з'єднанням може бути сферична пара 10-11. Після її введення непаралельність сторін заготовки буде компенсована самоустановкою. Усунення цих НЗ тим більше важливо, що їх дія, що має імпульсний характер, багаторазово повторюється при затисканнях і породжує два реактивних моменти, які не викликані дією сил опору.

На рис. 1,в показана структурна схема механізму розглянутого схвата, позбавленого шкідливих НЗ. Після введення трирухомого розвантажувального з'єднання перед накладенням зовнішніх зв'язків $W_{роб} = 1 + 3 = 4$. Тут $b = 3$, так як ланка 11 механізму до накладення зовнішніх зв'язків мала 3 рухомості. Тепер отримаємо $\sigma_a = 10 - [(4-0) + 6-1] = 1$, тобто залишився один голономний зовнішній НЗ, дія якого не шкідлива. Її наявність підвищує вантажопідйомність механізму схвата. Покращена схема буде відрізнятися безсумнівними перевагами, її модель представлена на рис.1,г.

Кінематичний синтез. Для цього механізму захвату розглянемо задачу аналітичної кінематики і оптимізаційного геометричного синтезу. У відповідності з позначеннями на кінематичній схемі (рис.2) прийемо у розрахунок два безрозмірних параметра $\sigma = \frac{S_A}{R}$ и $\rho = \frac{r}{R}$, а за критеріальний параметр – швидкісну

функцію U_{CA} - відношення швидкості V_C затиску губок до швидкості куліси V_A , що приводиться від гідроциліндру.

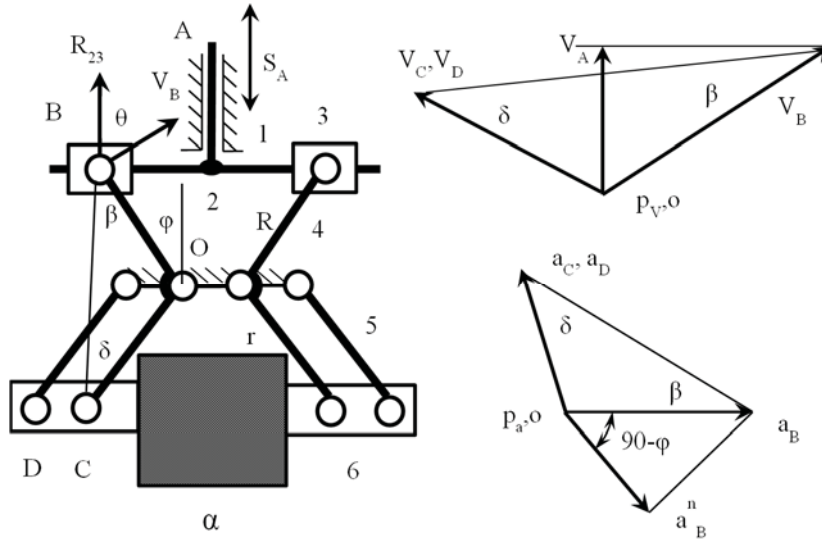


Рисунок 2 – Кінематична розрахункова схема і плани швидкостей та пришвидшень стрижньового кулісного механізму захвата

Приймаючи $V_A = const$ і за початок відліку крайнє верхнє положення куліси, з кінематичної схеми та плану швидкостей (рис.2) знайдемо:

$$\cos \varphi = \frac{R - S_A}{R} = 1 - \sigma \tag{1}$$

$$U_{BA} = \frac{V_B}{V_A} = \frac{l}{\sin \varphi} = \frac{l}{\sqrt{1 - \cos^2 \varphi}} = \frac{l}{\sqrt{2\sigma - \sigma^2}} \tag{2}$$

$$U_{CA} = \frac{V_B \cdot V_C}{V_A \cdot V_B} = U_{BA} \frac{\sin \beta}{\sin \delta} = U_{BA} \frac{r}{R} = \frac{\rho}{\sqrt{2\sigma - \sigma^2}} \tag{3}$$

$$\frac{d\varphi}{dS_A} = \frac{d\varphi/dt}{dS_A/dt} = \frac{\omega_3}{V_A} = \frac{l}{R} \cdot \frac{l}{\sqrt{2\sigma - \sigma^2}} \tag{4}$$

$$\omega_3 = \frac{V_A}{R} \cdot \frac{l}{\sqrt{2\sigma - \sigma^2}} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_3 &= \frac{\overline{a_B^t}}{R} = \frac{\overline{a_B}}{R} \cdot \operatorname{ctg} \varphi = \frac{V_B^2}{R^2} \cdot \operatorname{ctg} \varphi = \\ &= \omega_3^2 \cdot \operatorname{ctg} \varphi = \frac{V_A^2}{R^2} \cdot \frac{1 - \sigma}{2\sigma - \sigma^2} \end{aligned} \tag{6}$$

З отриманих формул видно, що функція U_{CA} існує, якщо $0 < \sigma < 2$ і $R > S_A/2$, а U_{CA} тем менше, чим менше ρ . U_{CA} залежить від двох відносних параметрів схеми, раціональне геометричне існування яких суттєво обмежене. На рис.3,а побудований графік цієї залежності(3) у діапазоні додатних значень. Просторова фігура перетнута площиною $U_{CA} = 1$, що відповідає критерію оптимізації. Як видно, параметр U_{CA} під час зміни параметру σ (при переміщенні S_A) не залишається постійним і має відхилення від бажаної одиниці. На рис. 3,б представлені криві перетону для 10% відхилення від $U_{CA} = 1$. Очевидно, що проектування механізму з величиною $\rho > 1$ не раціонально, бо U_{CA} в цьому випадку буде завжди більша за одиницю. Оптимальне значення слід шукати у напрямку де $\rho < 1$.

Додаткові обмеження за допустимим кутом тиску у стрижневих механізмах суттєво обмежать діапазон пошуку оптимального результату. Для синтезу напрямних важільних механізмів приймемо $[\theta] \leq 45^\circ$ [13], корективи можуть бути внесені на величину кута тертя в напрямних. Кут тиску (між вектором реакції R_{23}

та вектором швидкості точки В V_B) визначимо з рівнянням $\theta = \left| \frac{\pi}{2} - \varphi \right|$,

тоді для цього механізму робочий діапазон зміни кута φ складе $135^\circ > \varphi > 45^\circ$. Для цих умов хід ведучої ланки визначиться як $S_A = R(1 - \cos\varphi)$, а параметр σ змінюється у діапазоні $1,707 > \sigma > 0,293$.

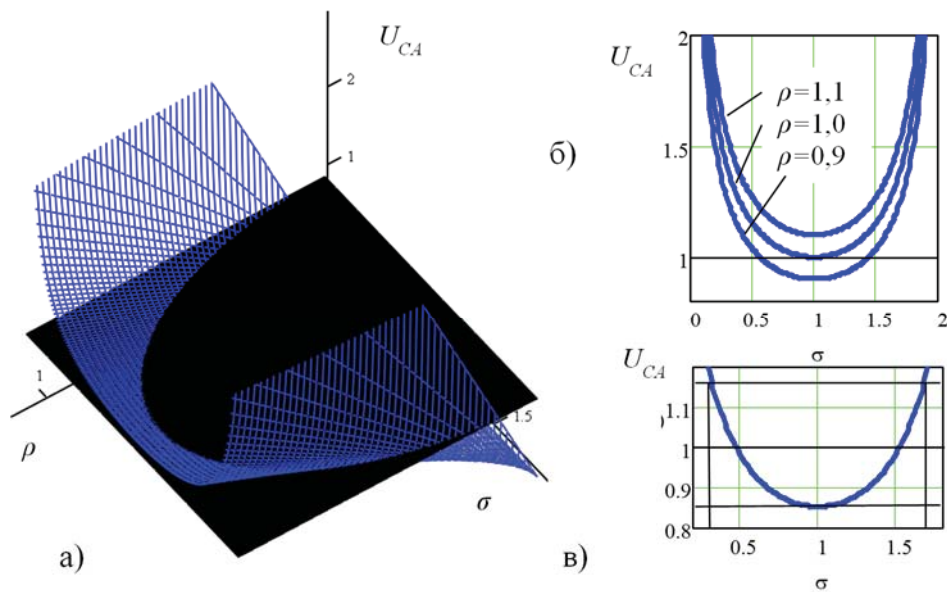


Рисунок 3 – Перетин поверхні $U_{CA}(\rho, \sigma)$ площиною $U_{CA}=1$ в області існування дійсних та позитивних рішень

Як видно за попереднім аналізом механізм з параметр $\rho=1$ має значення $U_{CA}=1$ тільки в одному положенні, де φ приймає значення 90° ($\sigma=1$). У всіх інших положеннях раціонального діапазону механізму $U_{CA} > 1$, тому оптимальне значення ρ де U_{CA} буде мати симетричне відхилення від $U_{CA}=1$ для прийнятого кута тиску складе $\rho=0,853$. При цьому параметр $U_{CA} > 1$ буде змінюватися у діапазоні $1,17 > U_{CA} > 0,83$ (рис. 3,в).

Висновки. Виконаний структурний аналіз стрижньового механізму захвата як механізму змінної структури із зовнішніми, в тому числі неутримуючими і голономними зв'язками. Запропонована раціональна схема кулісного з паралелограмом механізму захвата з усунутими шкідливими надлишковими зв'язками.

Виконаний у відносних величинах кінематичний синтез геометричних параметрів кулісного стрижньового механізму захвата за критеріями швидкісної функції і кута тиску. Знайдені оптимальні значення геометричних параметрів механізму.

ЛІТЕРАТУРА

1. Боренштейн Ю. П. Исполнительные механизмы захватывающих устройств. Л.: Машиностроение, 1982. 302 с.
2. Челпанов И. Б., Колпашников С. Н. Схваты промышленных роботов.— Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989.— 287 с.
3. Belfiore, N. P. and Pennestri, E., An atlas of linkage-type robotic grippers. Mech. Mach. Theory, 1997, Vol. 32, No. 7, pp. 811-833.
4. Озол О.Г. Основы конструирования и расчета механизмов/ О.Г.Озол - Рига,: Звайгзне, 1979, 360 с.
5. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы/ Л.Н.Решетов - М.: Машиностроение, 1979, 334 с.
6. Кожевников С.Н. Аппаратура гидро, -пнеumo и электроавтоматики металлургических машин./С.Н.Кожевников.-М-К.: Mashgiz, 1961, 550с.
7. Пейсах Э.Е. Система проектирования плоских рычажных механизмов / Э.Е.Пейсах, В.А.Нестеров / Под ред. К.В.Фролова.- М. Машиностроение, 1988.- 232с.
8. J.E. Holte, T.R. Chase, A force transmission index for planar linkage mechanisms, in: Proceedings of the ASME Mechanisms Conference, 1994, pp. 377–386.
9. Lin, C. C. and Chang, W. T. The force transmissivity index of planar linkage mechanisms. Mech. Mach. Theory, 2002, 37(12), 1465–1485.
10. Павленко І. І. Загальна методика розрахунку та проектування конструкцій захватних пристроїв промислових роботів/ Павленко І. І., Годунко М. О., Кіріченко І. Д. – Кіровоград: КНТУ,

2013. – С.67-70.- (Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація; вип.26).

11. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики Т.П. Динамика. М., Наука, 1983, 640 с.

12. 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.

13. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т. Кіницький. – К: Наукова думка, 2002. – 659 с.