

ПАРАМЕТРИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КОРОМИСЛОВО-ПОВЗУННИХ МЕХАНІЗМІВ З ЗАСТОСУВАННЯМ ЕОМ

Перед параметричними дослідженнями ми виконали та систематизували кулачково-важільні механізми, до яких як ведені контури входили коромислово- та кривошипно-повзунні механізми. Це було необхідне для наближення досліджень механізмів до реально застосовуваних у поліграфічних машинах.

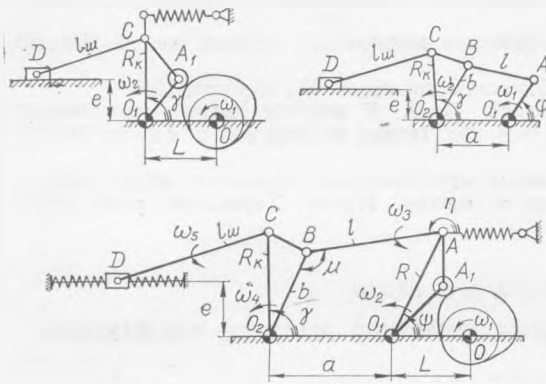


Рис. 1. Структурні схеми досліджених при паспортизації кулачково-важільних механізмів поліграфічних машин, ведений контур яких являє собою коромислово- або кривошипно-повзунний механізм.

Досліджено 105 п'яти-, шести- та семиланкових комбінованих механізмів (рис. 1), куди як ведена входить шарнірно-важільна група II-го класу, II-го виду. Визначено межі існування геометричних параметрів λ , δ , γ_0 , γ_2 . (де γ_0 — початкове положення ведучої ланки; γ_2 — її кутовий розмах), встановлено режими й умови роботи, ступінь відповідальності, характер та величини діючих навантажень, закони періодичного руху, $\lambda = \frac{l}{R_k}$. $\delta = \frac{e}{R_k}$ (R_k — радіус коромисла; l — довжина шатуна; e — величина дезаксіала).

Дослідження показують, що для 40% механізмів у процесі роботи переважають динамічні, для 60% — статичні навантаження; межа розкиду безрозмірних геометричних параметрів перебуває в діапазоні: $0,1 \leq \lambda \leq 10$. $0 = \delta \leq 4,3$; $0^\circ \leq \gamma_0 \leq 184^\circ$; $5^\circ \leq \gamma_2 \leq 120^\circ$.

Цікаво відзначити, що механізми складних автоматів та агрегатів, які входять до складу поточковомеханізованих і автоматичних ліній і поломка яких спричиняє зупинку машини та всієї лінії, становлять 50%. Однак на високих швидкостях при $n=90$ цикл/хв працює 16% механізмів.

Виконана робота дала змогу встановити межі змінних параметрів при дослідженні кінематичних і кінетичних характеристик механізмів на ЕОМ, обґрунтовано задати початкове положення, кутовий розмах ведучої ланки та закони періодичного руху при наступних дослідженнях взаємовпливу контурів у комбінованому механізмі і т. д.

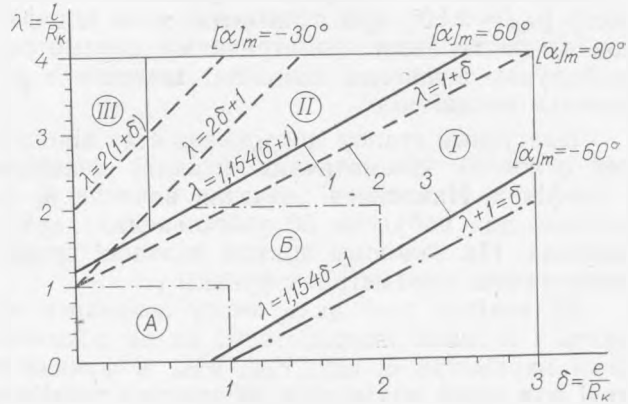
Визначення сфер існування коромислово-повзунних механізмів

Згідно з теоремою Грасгофа $R_k + e = l$ або $1 + \delta = \lambda$, межа існування кривошипно-повзунних механізмів розміщується вище відрізка прямої $\lambda = 1 + \delta$, проведеного в прямокутній системі координат λ, δ (рис. 2).

Межі сфери існування коромислово-повзунних механізмів визначимо з умови віддалення механізму від заклинювання, що виражається обмеженням кутів тиску: $-60^\circ \leq [\alpha_m] \leq 60^\circ$, або відповідно кутів нахилу шатуна в межах: $120^\circ \leq [\beta_m] \leq 240^\circ$, прийнятих з досвіду проектування і експлуатації механізмів. Тоді граничні умови існування коромислово-повзунних механізмів визначаються рівнянням: при $[\beta] = 120^\circ$ і при $[\beta_m] = 240^\circ$, $\lambda = 1,154 \delta - 1$, $\lambda = 1,154 (\delta + 1)$.

Рис. 2. Схема для визначення сфери існування досліджуваних механізмів.

I, II — сфери існування відповідно коромислово-повзунних і кривошипно-повзунних механізмів; III — досліджена зона кривошипно-повзунних механізмів; 1, 3 — відповідно верхня і нижня границі існування коромислово-повзунних механізмів; 2 — границя існування кривошипно-повзунних механізмів за Грасгофом; А, В — сфери розміщення коромислово-повзунних механізмів, що мають найбільший процент застосування в поліграфічних машинах (відповідно 42 та 34% від загальної кількості досліджених механізмів).



За значень $\lambda < 1,154 (\delta + 1)$ коромислово-повзунні механізми перетворюються в кривошипно-повзунні, в яких $[\alpha_m] < 60^\circ$.

При значеннях $\lambda < 1,154\delta - 1$ коромислово-повзунні механізми не мають практичного застосування внаслідок малого значення величини $\xi = \frac{S_\Sigma}{R_k} \Rightarrow 0$, (S_Σ — хід повзуна), а при $\lambda = \delta - 1$ існування механізмів неможливе, внаслідок «розриву» ланок механізму.

Отже, коромислово-повзунні механізми перебувають в області, обмеженій відрізками прямих: $\lambda = 1,154\delta - 1$ і $\lambda = 1,154 (\delta + 1)$.

Слід відзначити, що вище відрізка прямої $\lambda = 1,154 (\delta + 1)$ знаходяться кривошипно-повзунні механізми, в яких максимальний кут тиску $[\alpha_m] \leq 60^\circ$, а вище відрізка $\lambda = 2(1 + \delta)$ механізми, в яких $[\alpha_m] \leq -30^\circ$.

Дослідження механізмів на ЕОМ

Щоб надати дослідженням більш узагальненого характеру та охопити необмежену кількість варіантів геометричних параметрів коромислово-повзунних механізмів, а також для використання у майбутньому накопиченої інваріантної інформації про характеристики вихідних кулачкових механізмів, проводились дослідження так званих «одиничних» механізмів з оцінкою їх функціональних залежностей (згідно [1]) у безрозмірному вигляді інваріантів подібності, суть яких викладається в роботах проф. Тіра К. В. [3].

Функціональні залежності для визначення основних кінематичних параметрів послужили основою алгоритма розв'язання задачі аналізу «одиничних» механізмів за двома змінними параметрами на ЕОМ. Відповідно з висновками виконаної паспортизації, діапазон зміни безрозмірних геометричних параметрів механізмів прийнято в межах:

$0 = \delta \leq 3$; $0,2 = \lambda \leq 4$. Відхилення значень λ за межі $\lambda > 1,154 (\delta + 1)$ пояснюється відсутністю інформації про кінематичні характеристики кривошипно-повзунних механізмів з такими параметрами і широким застосуванням їх у складі комбінованих механізмів поліграфічних машин. Для механізмів, геометричні параметри яких перебувають в інтервалах $0 = \delta \leq 1,2$; $0,2 \leq \lambda \leq 1,154 (\delta + 1)$, розрахунок безрозмірних інваріантів подібності проводився через $\Delta\gamma = 1^\circ$ повороту ведучої ланки з кроком зміни $\Delta\delta = 0,2$ та $\Delta\lambda = 0,2$; для механізмів, безрозмірні геометричні параметри яких знаходяться в діапазоні $1,2 \leq \delta \leq 3$; $1,154 (\delta + 1) \leq \lambda \leq 4$, розрахунок проводився через $\Delta\gamma = 4^\circ$ повороту ведучої ланки з кроком зміни $\Delta\delta = 0,4$ і $\Delta\lambda = 0,2 - 0,4$, що обґрунтовується застосуванням таких механізмів у машинах.

Дослідження механізмів проводили в інтервалах допускних кутів тиску $[\alpha_m] = \pm 60^\circ$, при досягненні яких подавали команду на розрахунок за наступними геометричними параметрами λ і δ . У результаті розрахунку визначені позиційні інваріанти подібності для 200 «одичних» механізмів.

Наступним етапом досліджень став відбір і систематизація знайдених основних кінематичних функцій механізмів та узагальнення їх у графіках. Накопичені значення величин α , S_{Du} , V_{Du} , W_{Du} послужили основою для побудови 50 узагальнених карт, заблокованих на восьми аркушах. На кожному аркуші наведені графіки одного з визначених кінематичних параметрів у функції γ .

Ці вихідні дані дали змогу зобразити добуті результати досліджень і в іншій інтерпретації, як це показано на рис. 3, де кінематичні параметри α , ω_{2u} , V_{Du} , W_{Du} в функції кута повороту γ зображені для сімей механізмів, об'єднаних постійним параметром δ і змінним λ .

При побудові графіків початковий кут відхилення коромисла γ_0 відповідає положенню повзуна в крайній позиції, коли осі коромисла і шатуна збігаються. Для кривошипно-повзунних механізмів графіки кінематичних параметрів показані для початкових значень λ і δ , при яких можливе існування механізму при прийнятих значеннях кутів тиску $[\alpha_m] = \pm 60^\circ$, і для граничних значень $\lambda = 4$, $\delta = 3$. В інтервалах значень $1,154 (\delta + 1) \leq \lambda \leq 4$ при $\delta = \text{const}$ графіки безрозмірних кінематичних функцій наводили вибірково для забезпечення більшої наочності та зручності користування діаграмами.

Аналіз карт дає можливість прослідкувати зміну кутів тиску α , позиційних інваріантів кутової швидкості шатуна ω_{2u} , лінійної швидкості V_{Du} і прискорення W_{Du} повзуна під час варіювання безрозмірних геометричних параметрів λ і δ . Наприклад, при зміні відносної довжини шатуна λ при $\delta = \text{const}$ збільшуються ділянки кутів γ зі зміщенням $\gamma_0 \rightarrow 0^\circ$ і $\gamma_k \rightarrow 360^\circ$, за яких можливе існування механізмів при прийнятих допущеннях.

Початкова, близька до прямопропорціональної, залежність $\alpha = f(\gamma)$ поступово набуває гармонійного характеру зі скороченням максимумів додатних і від'ємних значень кутів тиску, в міру збільшення λ додатні та від'ємні екстремуми $[\alpha]_{\text{max}}$ відповідають кутам $\gamma = 90^\circ$ та $\gamma = 270^\circ$ для кривошипно-повзунних механізмів. При $\lambda = \text{const}$ і $\delta = \text{varia}$ зміна $\alpha = f(\gamma, \lambda, \delta)$ має більш складний характер. При збільшенні δ зменшуються додатні екстремуми α і зростають від'ємні з поступовим зміщенням α в IV квадрант; початкова залежність $\alpha = f(\gamma)$ вже має параболічний характер, зі збільшенням λ вітки параболи деформуються і поступово вона вироджується в гармонійну криву. При дальшому зростанні δ вершина параболи поступово переміщується в напрямі збільшення від'ємних кутів тиску, зменшуються ділянки кутів γ , при яких можливе існування механізмів.

При $\delta = \text{const}$ і $\gamma = \text{varia}$ інваріанти лінійної швидкості повзуна $\Delta D_{Du} = \dot{f}(\gamma)$ при $\lambda = 0,2 \dots 0,8$ мають близьку до прямопропорційної залежність, зі збільшенням λ змінюється залежність $V_{Du} = \dot{f}(\gamma)$, поступово набуваючи гармонійного характеру, що свідчить про перетворення коромислово-повзунного механізму в кривошипно-повзунний. Наприклад, при $\delta = 0$ це настає, коли $\lambda = 1,154$; при дальшому зростанні $\lambda > 1,154 \rightarrow 4$ екстремуми V_{Du} монотонно зменшуються і $[V_{Du}]_{\text{max}} \rightarrow 1$, причому $+ [V_{Du}]_{\text{max}} = - [V_{Du}]_{\text{max}}$.

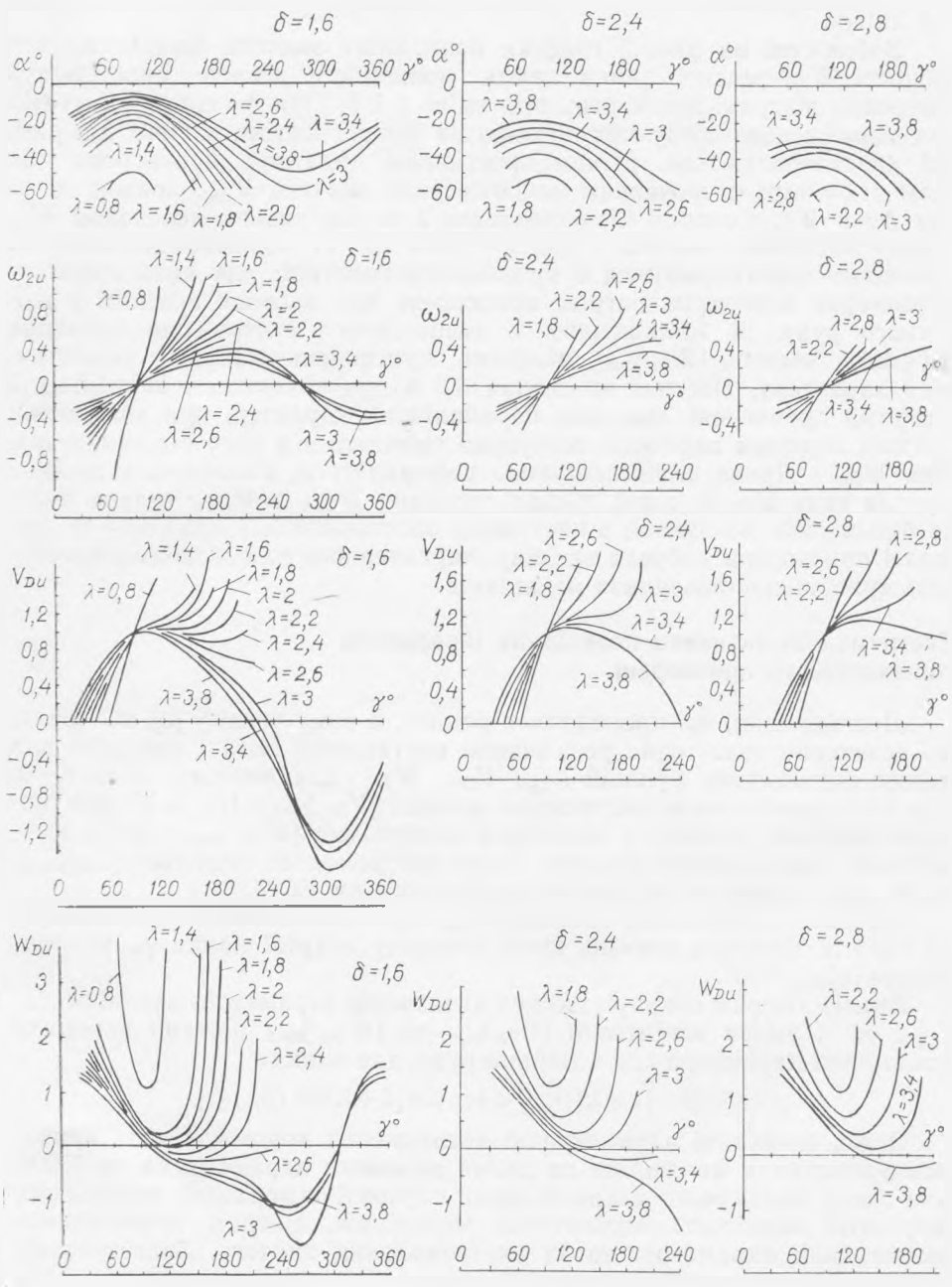


Рис. 3. Графіки кінематичних параметрів деяких з досліджених сімей механізмів при $\lambda = \text{varia}$ і $\delta = \text{varia}$.

При $\lambda = \text{const}$ і $\delta \rightarrow 3$ початкова залежність $V_{Du} = f(\gamma)$ також має характер близький до прямолінійного, поступово з'являються гармонійні криві, які мають два додатних максимуми і один мінімум. При збільшенні $\delta \rightarrow 3$ додатні максимуми монотонно зменшуються, а мінімум функції $V_{Du} = f(\gamma)$ зростає. Для кривошипно-повзунних механізмів при збільшенні δ зростає асиметрія діаграм на ділянках прямого і зворотного руху, експериментальні значення $[V_{Du}]_{\text{max}}$ монотонно зменшуються при прямому переміщенні веденої ланки і зростають при зворотному русі, з'являються невеликі ділянки переміщень, для яких $V_{Du} \rightarrow \text{const}$, при деяких комбінаціях λ і δ можливі випадки «хибних» зупинок веденої ланки.

Зображені на рис. 3 графіки позиційних значень інваріантів подібності W_{Du} веденої ланки дають можливість наочно спостерігати еволюцію діаграм прискорень при зміні λ і δ . При $\delta = \text{const}$ і $\lambda = \text{varia}$ для коромислово-повзунних механізмів можна виділити типи діаграм, які характеризуються: різким зростанням додатних прискорень для схем з $\lambda = \text{min}$; скороченням максимальних значень W_{Du} , появою ділянок $\Delta\gamma$ з $W_{Du} \rightarrow \text{const}$ в міру зростання λ та поступовим переходом W_{uD} в зону від'ємних значень і при $\lambda = 1,154 (\delta + 1)$ коромислово-повзунні механізми перетворюються в кривошипно-повзунні; для яких спочатку характерна асиметрія діаграм прискорень для ділянок прямого і зворотного руху. Зі збільшенням λ зменшуються екстремуми додатних від'ємних значень $[W_{Du}]_{\text{max}}$, діаграма прискорень набуває симетричного характеру. Під час зростання $\delta \rightarrow 3$ при початкових значеннях λ діаграма прискорень має вже параболічний характер, при збільшенні $\lambda \rightarrow \text{max}$ вершина параболи поступово зміщається в зону від'ємних значень W_{Du} . Права вітка поступово деформується, з'являються ділянки $\Delta\gamma$, для яких $W_{Du} \rightarrow \text{const}$, кінцеві значення $W_{Duk} > W_{Dun}$ стають значно більші, ніж початкові; з наступним зростанням $\lambda \rightarrow 1,154 (\delta + 1)$ діаграма прискорень набуває вигляду, характерного для діаграми прискорень кривошипно-повзунних механізмів.

Екстремальні значення позиційних інваріантів швидкостей та прискорень

Дослідження, які проводилися раніше, в тому числі у [2], показали, що позитивне аналітичне розв'язання поставленої задачі можливе для оцінки екстремумів функцій ω_{2u} , V_{Du} , W_{Du} для випадку, коли $\delta = 0$. При $\delta \neq 0$ перетворення екстремума функції $[V_{Du}]_{\text{max}} = f(\gamma, \lambda, \delta)$ дає рівняння шостого степеня, а чисельник екстремума $[W_{Du}]_{\text{max}} = f(\gamma, \lambda, \delta)$ — рівняння дванадцятого степеня. Тому екстремальні значення $[V_{Du}]_{\text{max}}$ та $[W_{Du}]_{\text{max}}$ визначені за даними розрахунків на ЕОМ.

На рис. 4 зображені графіки W_{Du} для початкових $\gamma_0 = \arcsin[\delta : (1 + \lambda)]$ та кінцевих значень кутів повороту ведучої ланки γ_k , що відповідає $[\alpha]_{\text{max}} \pm 60^\circ$.

Аналіз діаграм показує, що при визначенні параметрів механізмів λ , δ , γ_0 , γ_k з умови мінімізації $[V_{Du}]_{\text{max}}$ та $[W_{Du}]_{\text{max}}$ бажано вибрати геометричні параметри λ , δ і ділянки руху, для яких

$$\arcsin[\delta : (1 + \lambda)] < \gamma < \arcsin[\delta + \lambda \sin(\beta_{\text{max}})].$$

Отже, проведені параметричні дослідження коромислово- і кривошипно-повзунних механізмів за двома змінними параметрами на ЕОМ дали змогу накопичити великий обсяг наукової інформації: позиційних інваріантів подібності «одиничних» механізмів, діаграм безрозмірних кінематичних параметрів та їх екстремальних значень. Застосування одержаної інваріантної інформації дозволить в короткий строк і з великою точністю проводити аналіз і об'єктивний синтез механізмів даного класу з врахуванням цілого ряду вимог, що до них ставляться.

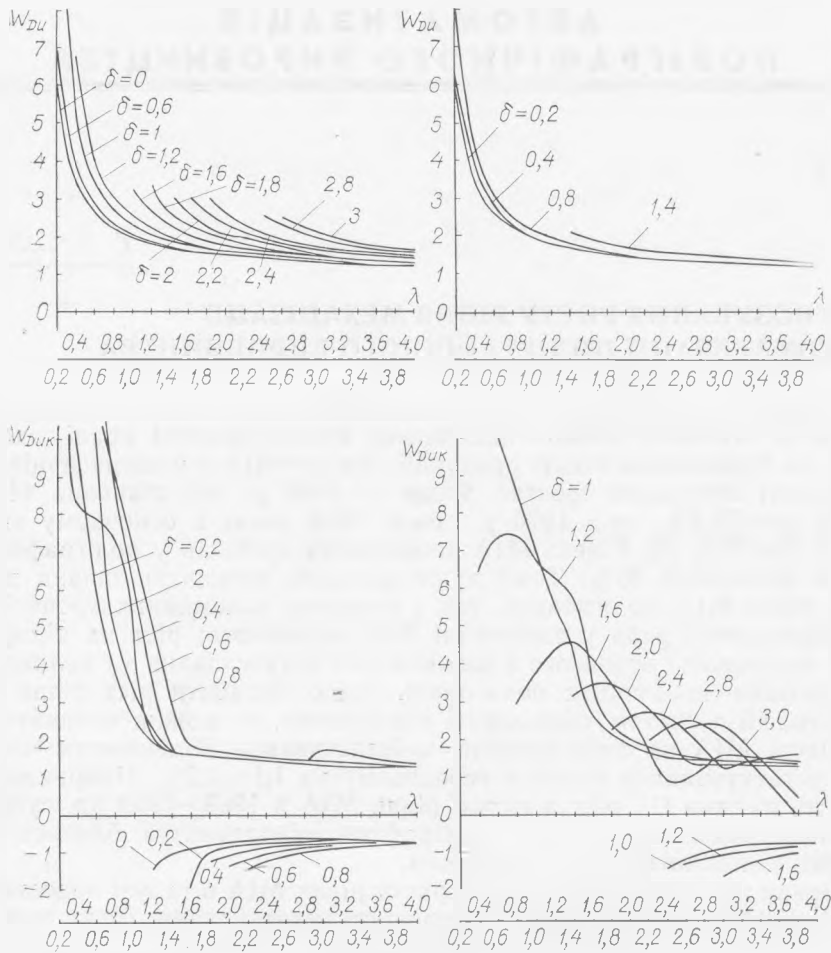


Рис. 4. Графіки екстремальних значень інваріантів подібності лриско-рень $(W_{Du})_{\max}$ для дослідженого сімейства механізмів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бойко А. В., Главацкий А. С. Функциональные зависимости пятиланковых кулачково-важильных механизмов.— «Поліграфія і видавнича справа», 1972, № 8.
2. Бордюг А. И. Методы теории подобия и теории размерностей при расчете кривошипно-ползунных механизмов. Автореф. канд. дис., Львов, 1957.
3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

А. В. БОЙКО

THE PARAMETRIC INVESTIGATION OF THE ROCKET-SLIDE MECHANISMS BY MEANS OF A COMPUTER

Summary

The results of the certification of rocket-slide mechanisms used in the printing machines and of the parametric research of rocket- and crank-slide mechanisms by means of a computer, are stated.

The algorithm used for the calculation of main kinematic parameters of 200 'unit' mechanisms, is cited. The results of the calculation of position kinematic invariants are summarized in the tables. The diagrams of the kinematic functions and their maximum values are plotted. The influence of geometrical parameters upon the kinematic functions of mechanisms is shown.