

де $\beta = \frac{b}{l}$ — геометричний параметр структурної схеми;

b_k — позиційний інваріант подібності швидкості;

γ_{Σ} — кут розмаху коромисла;

$\gamma = \gamma_0 + a_k \gamma_{\Sigma}$ — загальний кут (рис. 1), який враховує значення:

γ_0 — початковий кут, який відповідає положенню ролика на мінімальній шайбі кулачка і

a_k — позиційний інваріант подібності переміщення;

Φ_y — фазовий кут (віддалення або наближення).

Значення a_k і b_k вибираються по таблицях [7] і залежать від законів періодичного руху.

Геометричними параметрами структурної схеми коромислового кулачкового механізму є: відносна довжина коромисла $\beta = \frac{b}{l}$; відносний

радіус початкового кола еквідистанти $\rho_0 = \frac{r_0}{l}$ (рис. 1) і початковий кут відхилення коромисла від бази механізму γ_0 . Розглянемо, в яких межах можуть змінюватися взаємозалежні геометричні параметри β і γ_0 при постійному значенні ρ_0 .

Із косокутного трикутника O_1KO_2 (рис. 1) визначається кут γ_0 в початковий момент віддалення коромисла:

$$\gamma_0 = \arccos \frac{1 - \rho_0^2 + \beta^2}{2\beta}. \quad (2)$$

Для кожного значення ρ_0 кут γ_0 приймає максимальну величину в тому випадку, коли напрям руху коромисла в початковий момент спрямовано по дотичній до кола радіуса ρ_0 . В цьому випадку

$$\gamma_{0 \max} = \arccos \beta. \quad (3)$$

Мінімальне значення β (β_{\min}) при відомій величині ρ_0 зв'язане відповідними границями, визваними можливістю заклинювання механізму при наявності кутів тиску, які перебільшують допустиму величину $[\alpha_d]$. Кути тиску в початковий момент ростуть із скороченням відносної довжини коромисла, вираженої геометричним параметром $\beta = \frac{b}{l}$.

Мінімальна величина $\gamma_{0 \min}$, при якій $\alpha_m = [\alpha_d]$ визначається як функція заданих значень β і ρ_0 . Розв'язуючи косокутний трикутник $O_1K_1O_2$ (рис. 1), знайдемо:

$$\rho_0^2 + \beta_{\min}^2 - 2\beta_{\min}\rho_0 \cos\left(\frac{\pi}{2} + [\alpha_d]\right) = 1.$$

Приймаючи для наступних розрахунків гранично допустимий кут тиску $[\alpha_d] = 60^\circ$, після відповідних перетворень останньої формули визначимо величину β_{\min} :

$$\beta_{\min} = \sqrt{1 - 0,25\rho_0^2} - 0,866\rho_0. \quad (4)$$

Рішення косокутного трикутника $O_1K_2O_2$ (рис. 1) дає можливість знайти другу границю геометричного параметра β_{\max} при $[\alpha_d] = 60^\circ$:

$$\rho_0^2 + \beta_{\max}^2 - 2\rho_0\beta_{\max} \cos 30^\circ = 1,$$

звідки

$$\beta_{\max} = \sqrt{1 - 0,25\rho_0^2} + 0,866\rho_0. \quad (5)$$

Значення $\gamma_{0 \min}$ визначається з умов віддалення механізму від заклинювання в початковий момент циклу:

$$\gamma_{0 \min} = \arccos \left(\frac{1 + \beta_{\min} - \rho_0^2}{2 \beta_{\min}} \right). \quad (6)$$

На рис. 2 у вигляді графіків подаються знайдені границі реально можливого варіювання значень геометричних параметрів коромислових кулачкових механізмів у залежності від вибору відносних розмірів кулачка $\rho_0 = \frac{r_0}{l}$ при $[\alpha] = 60^\circ$, що дало

можливість систематизувати і обмежити об'єм досліджень піків кутів тиску на протязі кінематичного циклу.

НОМОГРАМИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПІКІВ КУТІВ ТИСКУ

Складність узагальнення даних, необхідних для аналізу коромислових кулачкових механізмів, з точки зору віддалення від заклинювання полягає у великій кількості перемінних параметрів, які впливають на зміну величин кутів тиску.

Як видно з формули (1), кут тиску для кожної конкретної позиції коромисла залежить від таких параметрів:

- закону періодичного руху (позиційні кінематичні інваріанти подібності a_k і b_k);
- кутового розмаху коромисла γ_2 ;
- початкового кута в нижньому положенні коромисла γ_0 ;
- геометричного параметру довжини коромисла β ;
- циклового кута віддалення (наближення) φ_y .

З метою виявлення зміни кутів тиску як функції геометричних параметрів автором були проведені широкі аналітичні дослідження зміни α_k на протязі повного кінематичного циклу [10] з розрахунком кутів тиску через $\Delta k = \frac{\Delta \varphi}{\Delta \varphi_y} = 0,1$, де $k = \frac{\varphi}{\varphi_y}$, при використанні таких чотирьох законів періодичного руху¹:

1) діаграма прискорень синусоїда «С₀»: закон зміни прискорень —

$$\omega = 2 \pi \sin 2 \pi k \left[\frac{S}{T^2} \right];$$

2) діаграма прискорень косинусоїда «К»: закон зміни прискорень —

$$\omega = \frac{\pi^2}{2} \cos \pi k \left[\frac{S}{T^2} \right],$$

3) закон «0307(1,5)»: закон зміни прискорень —

на I ділянці ($0 < k < 0,03$): $\omega_1 = 200 k$;

на II ділянці ($0,03 < k < 0,10$): $\omega_2 = 6 = \text{const}$;

на III ділянці ($0,10 < k < 0,5$): $\omega_3 = 15(0,5 - k)^{1,5} \left[\frac{S}{T^2} \right]$;

4) закон «Ш», синтезований М. С. Шуном, у якого діаграма прискорень змінюється за законом:

$$\omega = 60(k - 3k^2 + 2k^3) \left[\frac{S}{T^2} \right].$$

Закони періодичного руху були підібрані (з метою порівняння

¹ Позначення законів руху — за К. В. Тіром [7].

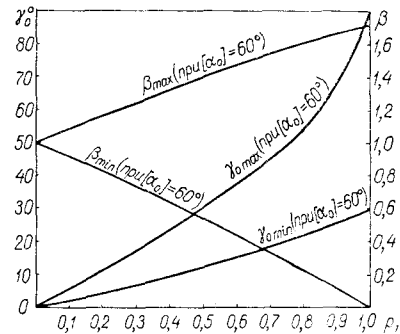


Рис. 2. Номограма для визначення екстремальних величин $\beta_{\max}(Q_0)$; $\beta_{\min}(Q_0)$; $\gamma_{0 \max}(Q_0)$ і $\gamma_{0 \min}(Q_0)$.

впливу останніх на величини кутів тиску) за зростаючою величиною константи піку швидкості B . Всього досліджено 960 варіантів схем коромислових кулачкових механізмів, що дало необхідний для узагальнення конкретний матеріал. В деякій фазі кінематичного циклу віддалення коромисла для кожного конкретного дослідження кут тиску α_k досягає екстремальної величини α_m , яка лімітує вибір розміру ρ_0 .

Для зручності використання значень максимальних кутів тиску для кожного з різних законів руху при конкретних значеннях ρ_0 і φ_y нанесені у вигляді графіків залежності α_m (γ_Σ і β). На рис. 3 а і б приводяться зведені діаграми для випадку: рис. 3а $\rho_0=0,4$; $\varphi_y=30^\circ$; на рис. 3б $\rho_0=0,6$; $\varphi_y=60^\circ$ із числа досліджуваних законів руху.

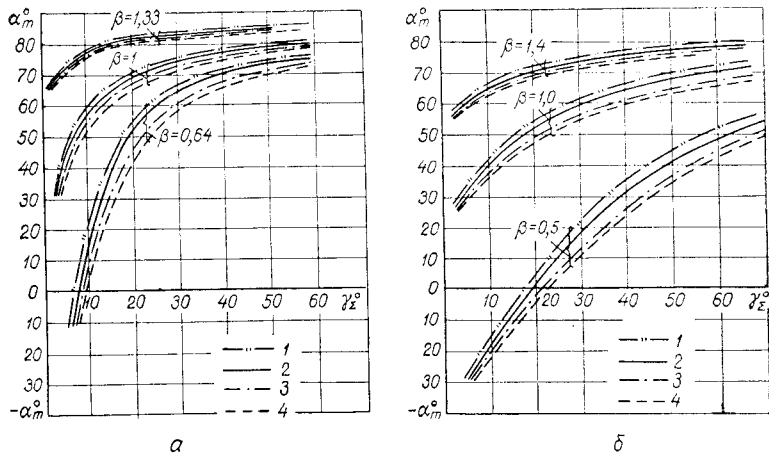


Рис. 3. Графіки α_m (γ_Σ ; β).
 а — при $\rho_0 = 0,4$; $\varphi_y = 30^\circ$; б — при $\rho_0 = 0,6$; $\varphi_y = 60^\circ$.
 Позначення: 1 — «С₀»; 2 — «Ш»; 3 — «К»; 4 — 0307(1,5).

Як видно з діаграм, піки кутів тиску у всіх випадках наростають із збільшенням кутового розмаху γ_Σ , а також із зростанням відносної довжини коромисла β . При рівності всіх інших геометричних параметрів максимальні кути тиску зростають для законів періодичного руху, які мають більш високу константу піка швидкості B .

Згадані матеріали по дослідженню кутів тиску за кінематичний цикл α_k , а також зведені діаграми максимальних кутів тиску α_m в залежності від геометричних і кінематичних параметрів підготовлені до друку [10].

Для проектування коромислових кулачкових механізмів бажано мати більш узагальнені номограми. Вони можуть бути складені тільки при відповідних припущеннях. З цією метою формулу (1) приводимо до вигляду:

$$\alpha_m = \arctg \frac{b_{ke} \beta - \frac{\cos(\gamma_0 + a_{ke} \gamma_\Sigma)}{\gamma_\Sigma} + \frac{\beta}{\gamma_\Sigma}}{\frac{\sin(\gamma_0 + a_{ke} \gamma_\Sigma)}{\gamma_\Sigma}}, \quad (7)$$

де a_{ke} і b_{ke} — позиційні інваріанти подібності переміщень і швидкостей у фазі, яка відповідає α_m . Кожний член (7) є функція двох змінних і тому в прямокутній системі координат може бути виражений відповідним сімейством кривих.

Використання накопиченої інформації про значення кутів тиску α_m і фази їх виникнення при відповідних геометричних параметрах

механізму дало можливість скласти ступінчасті номограми для кожного конкретного закону періодичного руху.

Складаючи послідовно відрізки, які виражають в одному масштабі окремі доданки чисельника (7):

$$\frac{b_{ke}}{r_y} \beta = f_1(\varphi_y; \beta); \quad \frac{\cos \gamma_0}{\gamma_\Sigma} = f_2(\gamma_0; \gamma_\Sigma); \quad \frac{\beta}{\gamma_\Sigma} = f_3(\beta; \gamma_\Sigma),$$

і, відповідно, виражаючи в цьому ж масштабі знаменник $\frac{\sin \gamma_0}{\gamma_\Sigma} = f_4(\gamma_0; \gamma_\Sigma)$, знаходимо катети прямокутного трикутника, відношення яких визна-

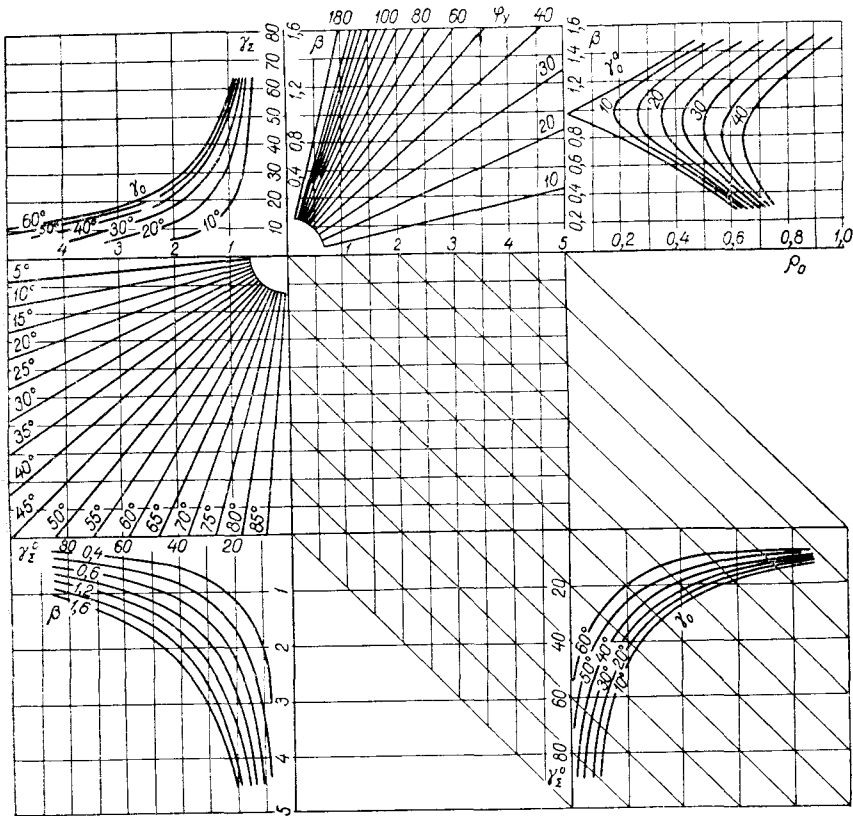


Рис. 4. Номограми для визначення максимальних кутів тиску $\alpha_m(\rho_0; \beta; \gamma_\Sigma; \varphi_y)$ для закону періодичного руху — «С₀».

чає тангенс кута нахилу гіпотенузи, тобто піка кута тиску α_m . Значення цих кутів вказані на відповідних прямих. Побудовані таким чином узагальнені номограми відображають кути тиску для середньої фази циклу. З огляду обмеженого об'єму статті на рис. 4 наведена одна з побудованих номограм, що відповідає закону періодичного руху — «С₀», ключ якої дається нижче.

КЛЮЧ НОМОГРАМИ ПРИ АНАЛІЗІ

При аналізі кулачкового механізму всі геометричні параметри і кути φ_y і γ_Σ задані. Необхідно перевірити віддалення механізму від заклинювання, забезпечивши вимогу нерівності:

$$\alpha_m \leq [\alpha_0].$$

Визначення α_m за номограмою відбувається в такому порядку (див. ключ на рис. 5а):

а) за відомим ρ_0 і β в правому верхньому квадраті визначаємо γ_0 ;

б) за заданою величиною γ_Σ і знайденою величиною γ_0 в лівому верхньому квадраті визначаємо відрізок \overline{Ob} , який відповідає знаменнику:

$$\overline{Ob} = \frac{\sin(\gamma_0 + a_{ke} \gamma_\Sigma)}{\gamma_\Sigma};$$

в) за заданою величиною β , а також φ_y визначаємо в середньому верхньому квадраті відрізок \overline{Od} :

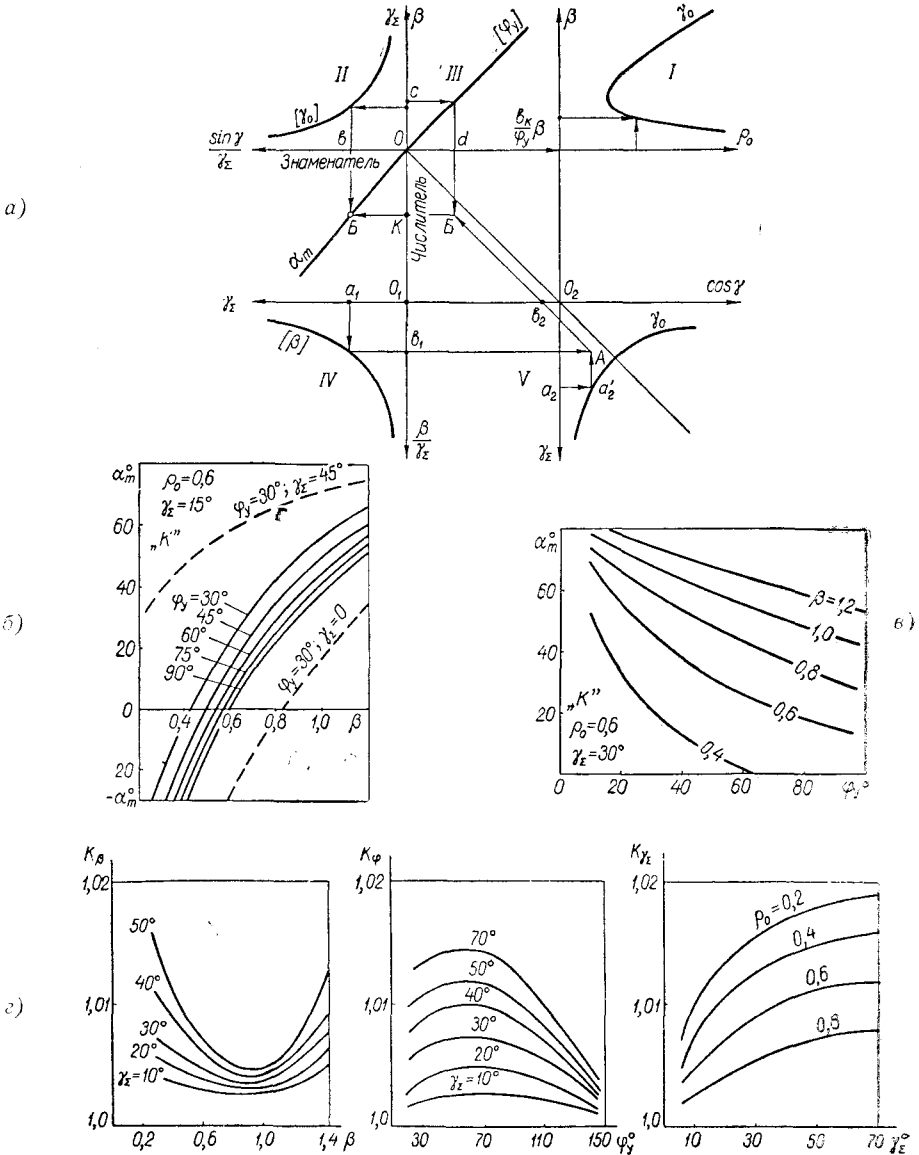


Рис. 5. Ключ для номограм і графіки поправочних коефіцієнтів:

а — ключ до номограм; б — залежність $\alpha_m(\beta; \varphi_y)$ при $\rho_0 = 0,6$; $\gamma_\Sigma = 15^\circ$ для закону руху «К»; в — залежність $\alpha_m(\beta; \varphi_y)$ при $\rho_0 = 0,6$; $\gamma_\Sigma = 30^\circ$ для закону руху «К»; г — графіки поправочних коефіцієнтів.

$$\overline{Oa} = \frac{b_{k_e} \beta}{\varphi_y};$$

г) за відомими величинами γ_Σ і β визначаємо в лівому нижньому квадраті відрізок $\overline{O_1b_1}$:

$$\overline{D_1b_1} = \frac{\beta}{\gamma_\Sigma};$$

д) в правому нижньому квадраті відбувається алгебраїчне додавання другого і третього членів чисельника (7): за відомою величиною γ_Σ і γ_0 визначаємо $\cos \gamma = a_2 a_2^1$, провівши з точки a_2^1 вертикаль до перетину з горизонтальною прямою, проведеною з точки b_1 в точку A . Потім, по лініях сітки, проведених під кутом 45° , направляємо промінь з точки A до перетину в точці B з горизонтальною лінією, проведеною через точку K , при цьому знаходимо відрізок \overline{OK} :

$$\overline{OK} = \frac{b_{kl}}{\varphi_y} \beta - \frac{\cos(\gamma_0 + a_{kl} \gamma_\Sigma)}{\gamma_\Sigma} + \frac{\beta}{\gamma_\Sigma};$$

е) максимальний кут тиску визначається тангенсом кута α_m — відношенням відрізків:

$$\operatorname{tg} \alpha_m = \frac{\overline{OK}}{\overline{Ob}}.$$

ПОПРАВСЧНІ КОЕФІЦІЄНТИ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ДІЙСНОЇ ВЕЛИЧИНИ МАКСИМАЛЬНОГО КУТА ТИСКУ

Як було згадано вище, зведені номограми для визначення максимального кута тиску створені з припущенням, що максимальний кут тиску відповідає середньому положенню коромисла, тобто у фазі циклу при $k=0,5$, причому $k = \frac{t}{T} = \frac{\varphi}{\varphi_y}$ — відносний час або «позиція механізму»; T — тривалість циклу однозначних переміщень; t — час, що відповідає даній позиції циклу; $\varphi = \omega t$ і $\varphi_y = \omega T$ — кути повороту вала (біжучий і за весь цикл віддалення).

Проведені дослідження показали, що величина дійсного максимального кута тиску дещо відрізняється від прийнятої величини при побудові номограм.

Якщо проаналізувати зміни кутів тиску на протязі циклу, виражені у вигляді графіків [10], то стане ясно, що кожна змінна величина, відображена у формулі (7) по-різному впливає на виникнення екстремума (рис 5 б, в).

Зменшення фазових кутів φ_y при постійних величинах q_0 ; β ; γ_Σ викликає ріст кутів тиску. Таке ж явище відбувається і зі збільшенням кута розмаху γ_Σ і відносної довжини коромисла β . Порівняно мало впливає зміна відносного розміру кулачка q_0 . Ясно, що із збільшенням q_0 , величини кутів тиску падають, а при відносно малих кутах розмаху коромисла збільшення розміру кулачка за межі $q_0=0,4$, суттєвого впливу на зміну α_k не чинить.

З погіршенням геометричних параметрів кулачкового механізму (зменшення q_0 і φ_y , збільшення β і γ_Σ), крім росту величин циклових кутів тиску, спостерігається зміщення дійсного максимального кута тиску $\alpha_{m\theta}$ по фазі в сторону від середини циклу (при $k=0,5$).

При відносній довжині коромисла $\beta < 1,0$ наявні від'ємні кути тиску ($-\alpha_k$), що накладає свої обмеження на вибір геометричного параметру β . В таких випадках лімітуючим може стати кут тиску α_0 на початку циклу, що необхідно врахувати при аналізі.

Як показали дослідження, при виборі відносної довжини коромисла β , потрібно врахувати те, що як зайве збільшення β (відносно величини $\beta=1$), так і його зменшення несприятливо відбиваються на розподілі кутів тиску за цикл. З цієї точки зору переважає зона значень $\beta=0,8 \div 0,9$, де зміна кутів тиску за цикл проходить у невеликих межах, поліпшуючи передачу сил в кулачковому механізмі. Такі ж величини β є близькими до оптимальних, що показав також аналіз миттєвих і циклових к.к.д. [9].

З метою уточнення дійсної величини максимального кута тиску $\alpha_{m\partial}$, порівняно із знайденими приблизно по номограмі (α_{mn}), вводиться поправочний коефіцієнт k_x , що враховує вплив ряду факторів:

$$\alpha_{m\partial} = k_x \cdot \alpha_{mn}$$

де $k_x = k_\beta \cdot k_\varphi \cdot k_\gamma$, причому

k_β^A — коефіцієнт, що враховує вплив величини геометричного параметру β ;

k_φ — те ж — величини фазових кутів φ ;

k_γ — те ж — величини кутового розмаху φ_2 .

На рис. 5 з наведені графіки для вибору згаданих коефіцієнтів, незалежно від законів періодичного руху коромисла.

ЛІТЕРАТУРА

1. И. И. Артоболовский. Теория механизмов и машин, Машгиз, М., 1953.
2. Н. И. Артоболовский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. Синтез плоских механизмов, Физматгиз, М., 1959.
3. В. Т. Костицын. О наименьших габаритах кулачкового механизма с качающейся штангой. Труды семинара по ТММ, т. IX, вып. 35, М., 1950.
4. Н. И. Левитский. Кулачковые механизмы, изд. Машиностроение, М., 1964.
5. Г. А. Ротбарт. Кулачковые механизмы, изд. Судпромгиз, М., 1960.
6. М. П. Тарновская. Определение минимальных габаритов кулачкового механизма с вращающимся кулачком и качающимся шупом, МВТУ им. Баумана, сб. «Механика», № 9, М., 1959.
7. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов, изд. «Книга», М., 2, 1965.
8. К. В. Тир. Метод инвариантов подобия в механике машин, сб. Научные записки УПИ им. И. Федорова, т. XIV, Львов, 1961.
9. Д. Н. Сенник. Влияние структуры коромысловых кулачковых механизмов на цикловые к.к.д. Сб. «Полиграфия и издательское дело», вып. 1, изд. Львовского ун-та, Львов, 1964.
10. Инженерный синтез плоских коромысловых кулачковых механизмов. Рукопись отчета по научно-исследов. темам УПИ им. И. Федорова, Львов, 1966.
11. Schubert F. Charts Facilitate Cam Design. "Machine Design", N 2, February, 1937.
12. M. Kloomok and R. V. Maffley. Plate Cam Design Pressure Angle Analysis. "Product Engineering", vol. 26, May, 1955.

D. N. SENYK

NOMOGRAMS FOR THE DETERMINATION OF THE MAXIMUM PRESSURE ANGLES OF THE ROCKING CAM MECHANISMS

Summary

On the basis of the analysis of a large quantity of the pressure angles for the kinematic cycle received analytically it is shown the influence of all geometrical and kinematical parameters of the rocking cam mechanisms on the pikes of pressure angles. We have made the generalized nomograms of maximum angles of pressure when changed the initial radius of the cam, the length of the rocker, the angle of the rocker range, the phase angle for the movement four laws.