

Розділ 1
ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ШЕСТИЛАНКОВИХ
ЛЯМБДОПОДІБНИХ МЕХАНІЗМІВ ЧЕБИШЕВА
З ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

1.1. Синтез шарнірних механізмів з зупинкою вихідної ланки

Для забезпечення зупинки вихідної ланки можуть бути застосовані два типи шарнірних механізмів [5; 52]. До першого типу відносяться механізми, у яких зупинка досягається завдяки відносного зміщення мертвих положень основного (базисного) механізму й приєднаної структурної групи; до другого типу – механізми, у яких для одержання зупинки використовуються ділянки шатунної кривої, що наближаються до дуги кола або до прямої лінії.

Прикладом механізмів *першого типу* може бути кривошипно-коромисловий шарнірний чотириланковий механізм (рис. 1, а), до коромисла якого приєднується структурна група II класу I або II виду (за класифікацією Ассура – Артоболевського). Приєднання груп здійснюється так, що мертві положення базисного механізму (у нашому випадку шарнірного чотириланкового механізму O_1ABO_2) і приєднаної групи (CDO_3) виявляються зміщеними по фазі. У результаті цього вихідна ланка DO_3 при деякому куті α_B повороту кривошипа O_1A має наближену зупинку (рис. 1,б). Дослідженню й проектуванню таких механізмів присвячені роботи [64; 67; 61; 14; 8...10; 20 46...48; 55; 56].

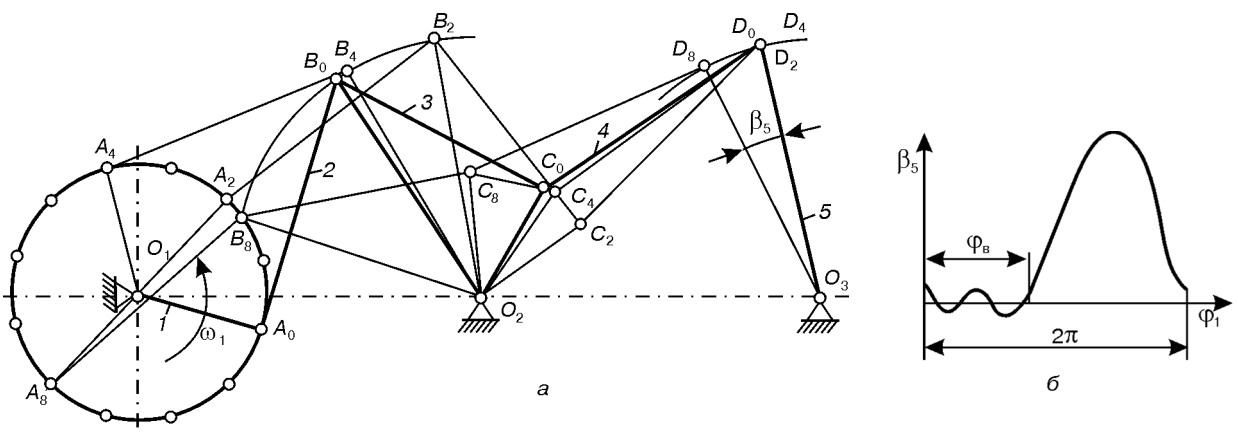


Рис. 1. Шарнірний механізм з зупинкою вихідної ланки I типу

Другий тип шарнірних механізмів з зупинкою вихідної ланки має різновиди залежно від базисного механізму й модифікації приєднаної групи. Такі механізми

досліджувалися в роботах [57 58; 64; 65; 12; 13; 3...5; 36; 38; 66; 59; 60; 68; 69; 15...18; 62; 40; 41; 2; 23...32].

Загальна теорія синтезу шарнірних механізмів з зупинкою вихідної ланки, отриманих на базі шарнірного чотириланкового лямбдоподібного механізму (ЛМЧ), розроблена П.Л. Чебишевим. При відповідному підборі розмірів ланок ЛМЧ (I_{oa} , I_{oc} , Ω) траєкторія точки D на ділянці $D_1D'_1$ (рис. 2, *a*) мало відрізняється від дуги кола радіуса R (рис. 2, *b*) або від прямої лінії (рис. 3).

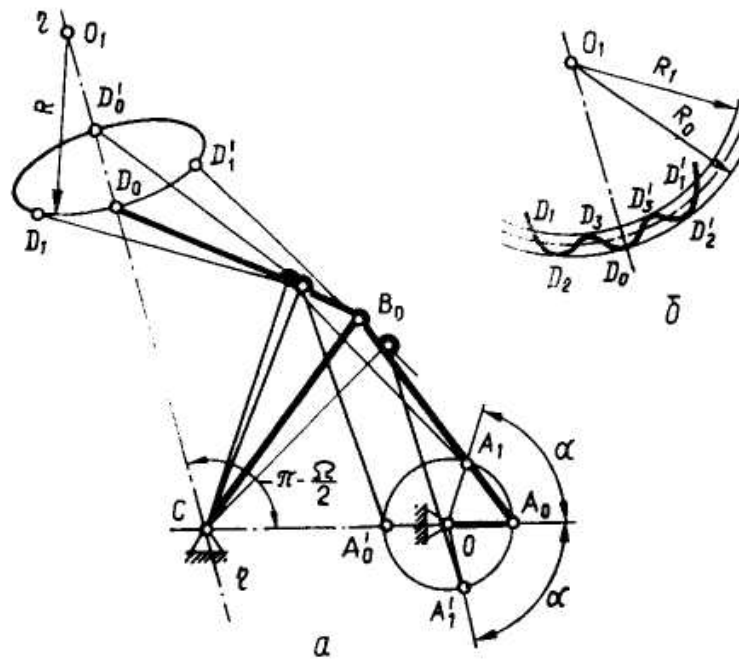


Рис. 2. Симетричний лямбдоподібний механізм Чебишева, який забезпечує наближення шатунної кривої до кола

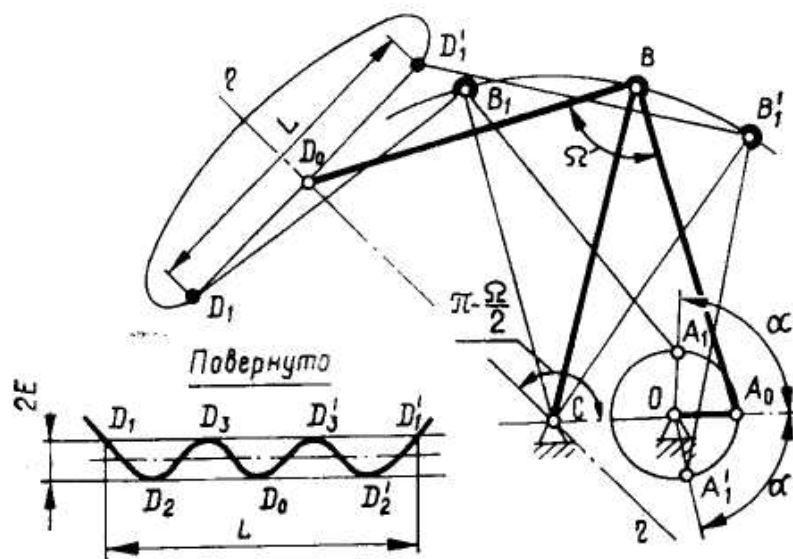


Рис. 3. Симетричний лямбдоподібний механізм Чебишева, який забезпечує наближення шатунної кривої до прямої лінії

Для одержання механізму з зупинкою вихідної ланки в точці D приєднують одну зі структурних груп (рис. 4). Причому, якщо шатунна крива наближається до дуги кола (рис. 4, $a, б$), то треба приєднувати групи II класу I або II видів; якщо шатунна крива наближається до прямої лінії (рис. 4, $в, г$), то треба приєднувати групи II класу III або V видів. Для простоти викладу позначимо розглянуті механізми із приєднаною групою I виду – МЧВ1, II виду – МЧВ2, III види – МЧВ3 й V виду – МЧВ5. Довжина шатуна DE (рис. 4, $a, б$) приймається рівної радіусу кола R , до якої наближається шатунна крива на ділянці $D_1D'_1$, а положення центра нерухомого шарніра F (рис. 4, a) вибирається таким чином, щоб в одному із крайніх положень вихідної ланки EF точка E збігалася із точкою O_1 центром кола радіуса R . У другому випадку (рис. 4, $б$), напрямна $x-x$ повзуна повинна проходити через точку O_1 прямолінійної ділянки шатунної кривої точки D . У механізмі, показаному на рис. 4, $в$, положення шарніра E вибирається так, щоб в одному із крайніх положень вісь паза повзуна ED збігалася із прямолінійною ділянкою шатунної кривої.

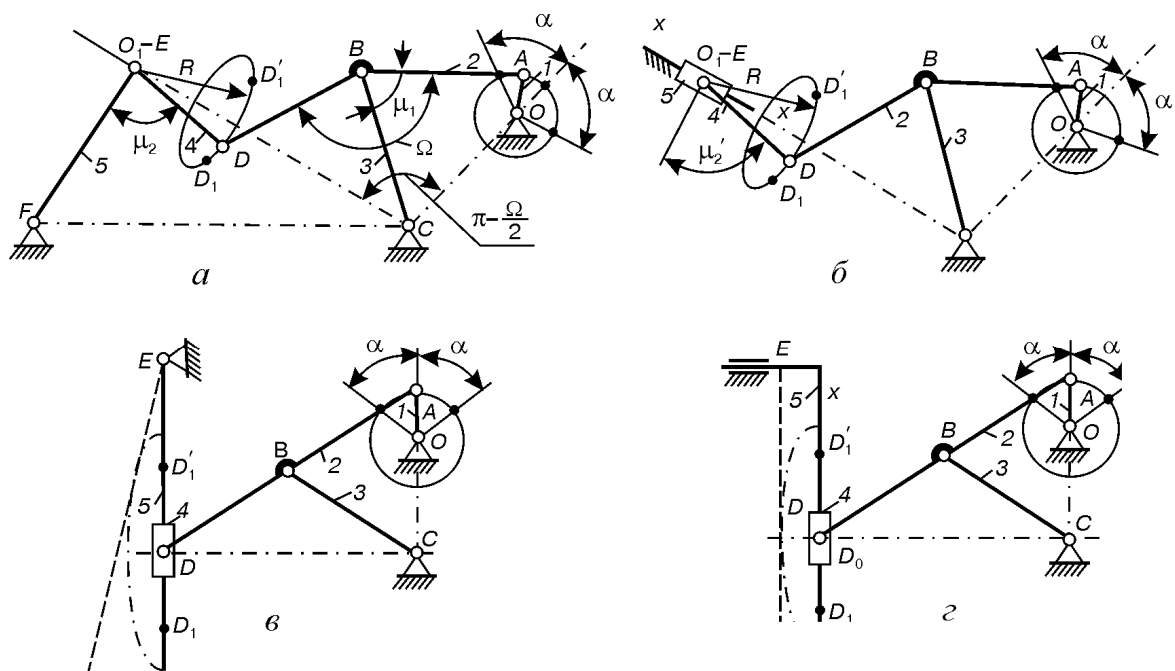


Рис. 4. Шарнірні механізми з зупинкою вихідної ланки, одержані на базі симетричних лямбдоподібних механізмів Чебишева шляхом приєднання структурних груп II класу:

a – I виду (МЧВ1); $б$ – II виду (МЧВ2); $в$ – III виду (МЧВ3); $г$ – V виду (МЧВ5)

При виконанні цих умов вихідна ланка кожного зі згаданих механізмів (рис. 4) в одному із крайніх положень має зупинку, тривалість якої дорівнює часу проходження точкою D ділянки її траєкторії, що наближається до дуги кола або прямої лінії. За час

зупинки вихідної ланки кривошипа OA повертається на кут 2α . Приклад діаграми лінійних S або кутових β переміщень вихідної ланки представлений на рис. 5, де φ_1 —кут повороту кривошипа OA .

Механізми, показані на рис. 4, $a, б$, можуть забезпечувати переміщення вихідної ланки із двома зупинками. Це відбувається у тому випадку, коли шатунна крива (рис. 6) має на двох ділянках, виділених контурними лініями, однакову кривизну [7; 34; 41].

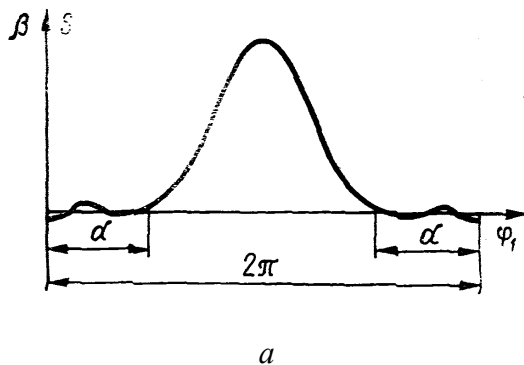


Рис. 5. Приклад діаграми переміщень вихідної ланки МЧВ

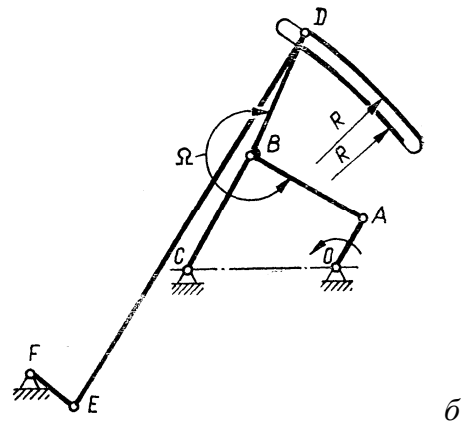


Рис. 6. Приклад ЛМЧ з двома зупинками вихідної ланки

Механізми із приєднаною групою III виду (рис. 4, $в$) мають *три модифікації*, отримані завдяки різного положення центра обертання повзуна ED . Якщо центр шарніра E буде перебувати за межами шатунної кривої, то вихідна ланка буде здійснювати коливальний рух з зупинкою, діаграма його переміщень буде майже такою ж, як на рис. 5. Якщо ж центр шарніра E сумістити із прямолінійною ділянкою шатунної кривої, то одержимо механізм періодичного повороту (рис. 7, a). Причому за один оберт кривошипа OA куліса MN повернеться тільки на 180° , тривалість зупинки залишиться такою ж (2α), тому що куліса MN буде нерухома доти повзун D переміщається уздовж ділянки $D_1D'_1$. При подальшому русі (другому оберті кривошипа OA) куліса MN повернеться знову на 180° , тобто за два оберти кривошипа OA куліса виконає один оберт із двома зупинками. Приклад діаграми переміщень повзуна MN показані на рис. 7, $б$. Зсувом положення центра шарніра E уздовж ділянки траєкторії $D_1D'_1$ можна змінювати закон руху вихідної ланки.

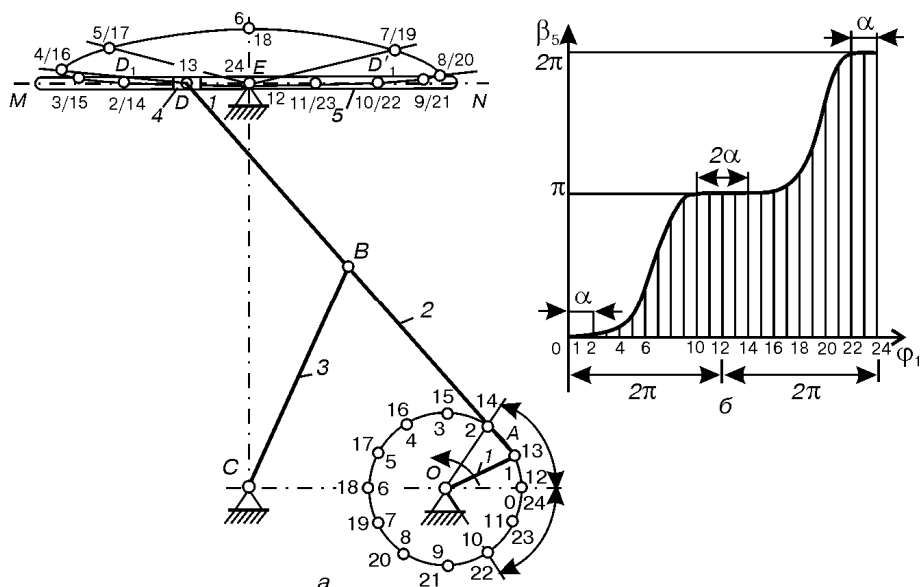


Рис. 7. Шарнірний механізм періодичного повороту зі зупинкою, одержаний на базі ЛМЧ і забезпечує півоберта вихідної ланки за один оберт кривошипа

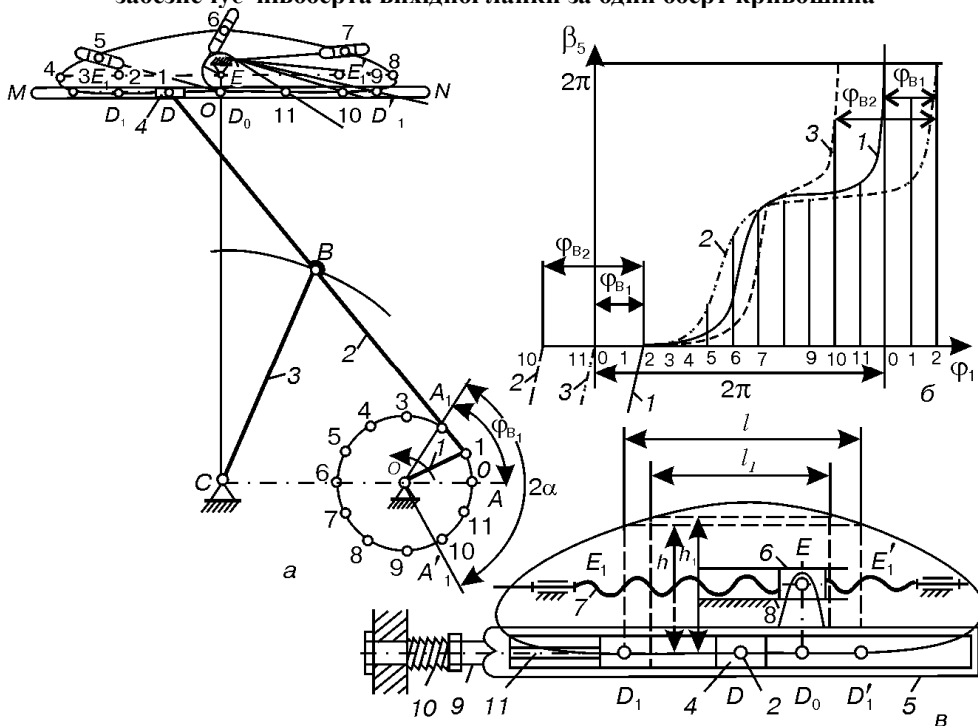


Рис. 8. Шарнірний механізм періодичного повороту зі зупинкою, одержаний на базі ЛМЧ і забезпечує один оберт вихідної ланки за один оберт кривошипа

Якщо центр шарніра E повзуна MN розмістити в середині шатунної кривої (рис. 8, a), то одержимо також механізм періодичного повороту з тією лише різницею, що за один оберт кривошипа куліса здійснює один оберт із зупинкою. Тривалість зупинки буде залежати від положення точки E на лінії $E_1E'_1$ паралельної ділянці наближення $D_1D'_1$. Пояснимо цей випадок більш детально. Нехай у початковому положенні механізму точка D (рис. 8, a) збігається із точкою D_0 ($D_0D_1 = 0,5D_1D'_1$, $ED_0 \perp D_1D'_1$). При русі повзуна D вліво вздовж ділянки траєкторії $D_0D'_1$ куліса MN буде нерухома, потім вона

повертається доти, доки точка D знову не збіжиться із точкою D_0 , незважаючи на те, що центр шарніра D рухається уздовж прямолінійної ділянки D_1D_0 шатунної кривої. Діаграма переміщень куліси показані на рис. 8, б (крива 1). Тривалість зупинки в цьому випадку $\alpha_{в1} < 2\alpha$. Максимальна тривалість зупинки ($\alpha_{в} = 2\alpha$) буде в тому випадку, коли точка E збігається із точкою E'_1 (крива 2 при заданому напрямку обертання кривошипа OA), мінімальна ($\alpha_{в} = 0$) – з точкою E'_0 (крива 3).

Характерно, що при зміні напрямку обертання кривошипа OA тривалість зупинки вихідної ланки буде різною: найбільшій (2α) вона буде тоді, коли центр шарніра E перебуває в точці E_1 , найменшій ($\alpha_{в} = 0$) – у точці E'_1 . Інакше кажучи, якщо центр шарніра E знаходиться в точці E_1 або E'_1 , у роботі механізму спостерігається «парадокс»: при обертанні кривошипа в одному напрямку вихідна ланка має зупинку, в іншому – немає.

1.2. Основні співвідношення між геометричними параметрами симетричного лямбдоподібного механізму Чебишева

Основні співвідношення між геометричними параметрами ЛМЧ отримані П.Л. Чебишевим. У роботах [3...5], [15...18] дається детальне тлумачення цих співвідношень. Нижче розглянемо тільки ті з них, які необхідні для розуміння роботи досліджуваних механізмів або будуть потрібні при синтезі механізмів із зупинкою вихідної ланки.

Загальний випадок ЛМЧ показаний на рис. 2. До складу цього механізму входить двоповідкова структурна група, утворена ланками ABD і BC , розміри яких задовольняють умові $l_{OA} < l$ і $l_{OC} + l_{OA} < 2l$. Таку групу називають *діадою Чебишева* [5]. Для забезпечення визначеності в русі ланок і прокручування кривошипа OA необхідно, щоб $l_{OA} < l$ й $l_{OC} + l_{OA} < 2l$. При таких співвідношеннях розмірів ланок механізму точка D шатуна ABD описує шатунну криву, симетричну щодо осі η - η , що проходить через центр нерухомого шарніра C . Кут нахилу осі η - η до лінії центрів CO дорівнює $\pi - \Omega/2$, де $\Omega = \angle ABD$ – кут злому шатуна ABD (див. рис. 3).

Виразимо всі лінійні розміри ЛМЧ відносними параметрами, прийнявши за одиницю довжини відрізок l . Відносні геометричні розміри ланок називають *геометричними параметрами*. У нашому випадку виразимо відносну довжину кривошипа OA геометричним параметром $r = l_{CD}/l$, міжосьову відстань CO – $a = l_{CD}/l$ і т.д.

При відповідному підборі геометричних параметрів ЛМЧ (r , a , Ω) траєкторія точки D (див. рис. 2, б) на ділянці $D_1D'_1$ знаходиться між двома концентричними

колами радіусів R_1 й R_0 , стикаючись з першим колом в точках D_0, D_2, D'_2 і з другим – у точках D_3 й D'_3 . У точках D_1 й D'_1 траєкторія точки D перетинає коло радіуса R_1 і виходить за його межі, причому кривошип OA за цей час повертається на кут 2α . Очевидно, коли різниця між R_0 й R_1 буде мала, то на ділянці $D_1D'_1$ траєкторія точки D буде мало відрізнятися від дуги кола радіуса

$$R = \frac{(R_0 + R_1)}{2}, \quad (1.1)$$

центр якої перебуває в точці O_1 . У тому випадку, коли на ділянці $D_1D'_1$ $R \rightarrow \infty$, одержимо прямолінійно напрямний механізм Чебишева (див. рис. 3).

У дод. 4, 5 наведені приклади таких траєкторій точки D ЛМЧ, побудованих у масштабі $\mu_l = \frac{S}{[S]}$, де $S = \frac{l_{D_1D'_1}}{l}$ – відносна довжина відрізка $D_0D'_0$ (див. рис. 2), значення якої наведені в дод. 1...3; 3...5; $[S]$ – довжина відрізка $D_0D'_0$ на рисунку (у дод. 4, 5 точки D_0 й D'_0 позначені знаком «+»).

Позначимо змінний кут A_iB_iC (див. рис. 2) через μ_i , де $i = 0, 1, 2, 3$. Тоді в середнім положенні механізму, тобто коли точка D збігається із точкою D_0 траєкторії, кут A_iB_iC , позначимо через μ_{10} (надалі для стислості викладу приймемо $\mu_{10} = \mu_0$); в положеннях, коли точка D приходить у точки D_1 й D'_1 , – через μ_{11} , у точці D_2 й D'_2 – через μ_{12} й у точці D_3 й D'_3 – μ_{13} . Ці кути зв'язані між собою наступними залежностями:

$$\operatorname{ctg} \frac{\mu_{12}}{2} = \frac{1}{\sin \frac{\mu_0 - \mu_{11}}{4}} \left[\sqrt{\frac{\sin \frac{\mu_0}{2}}{\sin \frac{\mu_{11}}{2}} - \cos \frac{\mu_0 - \mu_{11}}{4}} \right], \quad (1.2)$$

де

$$\sin \mu_{13} = \frac{\mu_0 - \mu_{11}}{2} + \mu_{12}, \quad (1.3)$$

$$\sin \frac{\mu_0}{2} = \frac{a+r}{2}, \quad (1.4)$$

$$\sin \frac{\mu_{11}}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \alpha}. \quad (1.5)$$

Значення відносних параметрів r і a , при яких траєкторія точки D має вищевказану властивість, визначаються з наступних співвідношень:

$$r = \sin \frac{\mu_0}{2} - \frac{\sin^2 \mu_{12}}{\sin \left(\Omega - \mu_{12} - \frac{\mu_0}{2} \right)}; \quad (1.6)$$

$$a = \sin \frac{\mu_0}{2} + \frac{\sin^2 \mu_{12}}{\sin \left(\Omega - \mu_{12} - \frac{\mu_0}{2} \right)}. \quad (1.7)$$

Кут α повороту кривошипа OA при проходженні точкою D ділянки D_0D_1 (або $D_0D'_1$) при заданих r , a і μ_{11} визначається з (1.5), а при заданих Ω , μ_0 і μ_{11} за формулою

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{\sin \frac{\mu_0 - \mu_{11}}{2} \sin \frac{\mu_0 + \mu_{11}}{2} \sin^2 \left(\Omega - \mu_{12} - \frac{\mu_0}{2} \right)}{\sin^2 \frac{\mu_0}{2} \sin^2 \left(\Omega - \mu_{12} - \frac{\mu_0}{2} \right) - \sin^4 \frac{\mu_0}{2}}. \quad (1.8)$$

Відносна відстань від нерухомого центра обертання C до центра O_1 кіл радіусами R_0 й R_1 визначається формулою:

$$Z = \frac{l_{CO_1}}{l} = \frac{\alpha \sin \left(\Omega - \mu_{12} - \frac{\mu_0}{2} \right)}{\sin \left(\mu_{12} + \frac{\mu_0}{2} - \frac{\Omega}{2} \right)}. \quad (1.9)$$

Радіуси R_0 й R_1 визначаються залежностями:

$$R_0 = Z - 2 \sin \frac{\Omega - \mu_0}{2};$$

$$R_1^2 = R_0^2 - \frac{Z(a^2 - r^2) \sin \frac{\mu_0 - \mu_{11}}{2} \sin^2 \frac{\mu_{12} - \mu_{11}}{2} \sin \frac{\Omega}{2}}{a \sin \frac{\mu_0}{2} \sin \frac{\mu_{11}}{2} \sin^2 \frac{\mu_{12}}{2}}. \quad (1.10)$$

Максимальне відхилення траєкторії точки D від дуги кола радіуса R

$$E = \frac{(R_0 - R_1)}{2}. \quad (1.11)$$

Аналіз залежностей (1.1)...(1.11) показує, що симетричний ЛМЧ однозначно визначається трьома параметрами: Ω , a , r або Ω , μ_0 і μ_{11} . Однак не всі комбінації значень цих величин дають дійсні розв'язки й, отже, прийняте наближення до дуги кола можливо лише в деяких межах значень вхідних параметрів синтезу [15; 23; 28].

1.3. Теоретичні області існування ЛМЧ

Теоретичні області допустимих значень параметрів синтезу ЛМЧ, побудовані Л.С. Гродзенською [15], отримані з розгляду наступних умов:

1) граничної умови прокручування механізму:

$$r = a; r + a = 2; \quad (1.12)$$

2) граничного випадку кругового напрямного механізму (ЛМЧ), що дає наближення всієї шатунної кривої до кола:

$$a = \pm\pi; \quad (1.13)$$

3) граничного випадку ЛМЧ, що відповідає дотику п'ятого порядку шатунної кривої з колом. У цьому випадку

$$a \approx 0; E = 0. \quad (1.14)$$

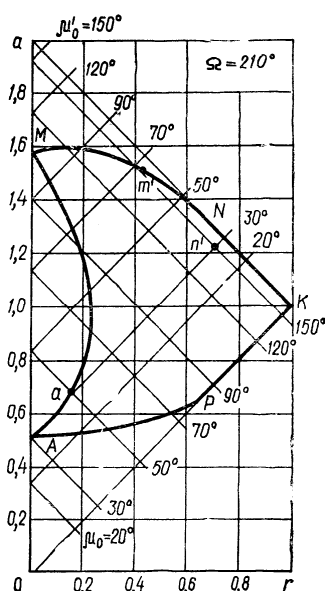


Рис.9. Приклад теоретичної області існування ЛМЧ

Для розв'язання поставленої задачі попередньо були побудовані області існування механізмів в осях $\sin\left(\frac{\mu_0}{2}\right)$, $\sin\left(\frac{\mu_{12}}{2}\right)$, потім сімейство функцій $\Omega = \Omega\left(\sin\left(\frac{\mu_{11}}{2}\right), \sin\left(\frac{\mu_0}{2}\right)\right)$.

На підставі цих даних визначені області зміни параметрів r і a при різних значеннях Ω в системі координат a, r [15]. На рис. 9 показаний найбільш характерний приклад такої області, де лінія AM є граничним випадком ЛМЧ, що відповідає дотику п'ятого порядку шатунної кривої з колом ($\alpha \approx 0, E = 0$); лінії AP, PK, KN, MN – граничний випадок ЛМЧ, що дає наближення всієї шатунної кривої до кола ($\alpha = \pm\pi$); лінії PK і NK проведені через точку K під кутом $\pm 45^\circ$ до осі абсцис, відповідають граничній умові прокручування механізму (1.12). У сукупності ці лінії утворюють *теоретичну область існування ЛМЧ*, за межами якої механізм або не існує, або не забезпечує умов (1.12)...(1.14). Для інших значень Ω такі області наведені в дод. 1, з яких видно, що для $\Omega \leq 180^\circ$ ділянка AP не існує (точка A завжди збігається з точкою 0); ділянка NK з'являється при $\Omega > 120^\circ$, ділянка PK зникає при $\Omega > 240^\circ$.

Теоретичні області існування механізмів можна визначити чисельним способом із застосуванням ЕОМ, використавши залежності (1.4)...(1.7). Такий спосіб і був застосований при побудові граничних значень r і a на діаграмах $a = a(r, \alpha)$ (див. рис. 9, дод. 1).

На рис. 10 – 12 показані програми для ЕОМ, що дозволяють визначити теоретичні області існування ЛМЧ при будь-яких дійсних значеннях Ω (у програмі NOSM $\Omega > 180^\circ$). Програми забезпечують точність розрахунків ε , що не перевищує 10^{-5} . Умовні позначення фактичних параметрів наведені в табл. 1, де $\Delta\Omega$, Δa , Δr – крок зміни відповідно параметрів Ω , a , r .

При визначенні лівої області існування ЛМЧ (лінії AM) була використана залежність (1.6), яка при $\alpha \approx 0$ приймає вигляд

$$r = \sin \frac{\mu_0}{2} - \frac{\sin \frac{\mu_0}{2}}{\sin \left(\Omega - \frac{3\mu_0}{2} \right)}$$

тому що $\mu_{11} = \mu_{12} = \mu_0$.

```

C      ПРОГРАММА MRK
C      ОПРЕДЕЛЕНИЕ МИНИМАЛЬНОГО РАДИУСА КРИВОШИПА
      IMPLICIT REAL(M)
      NAMELIST/ LIST/OM,DOM,DA,EPS
      READ(1,LIST)
      WRITE(3,LIST)
      PI=3.14159265
      DOMR=DOM*PI/180.
      OMR=OM*PI/180.
5      AMIN=2.*SIN((OMR-PI)/2.)
      AMAX=2.*SIN(OMR/4.)
      RA=AMAX-AMIN
      IF(RA.LE.DA) GOTO 12
      IF(OMR.LE.PI) AMIN=0.
      A=AMIN+DA
      MJ0=OMR/2.
6      R0=2.*SIN(MJ0/2.)-A
      R=SIN(MJ0/2.)-(SIN(MJ0/2.))**2/SIN(OMR-
1-3.*MJ0/2.)
      DR=ABS(R-R0)
      IF(DR.LE.EPS) GOTO 9
      R=(R+R0)/2.
8      MJ0=2.*ARSIN((A+R)/2.)
      GOTO 6
9      PRINT 10,A,R
10     FORMAT(5X,'A=',F6.3,3X,'R=',F8.5)
      A=A+DA
      IF(A.LT.AMAX) GOTO 8
      OMR=OMR+DOMR
      OM=OMR*180./PI
      PRINT 11,OM
11     FORMAT(15X,'OM=',F6.2)
      IF(OMR.LT.2.*PI) GOTO 5
12     STOP
      END

```

Рис. 10. Програма для визначення лівої області існування ЛМЧ

Найбільші й найменші значення міжосьової відстані a , що задовольняють умові (1.14), можна визначити, використавши діаграми $a = a(\Omega)$, показані на рис. 13, верхня крива яких відповідає значенням a в точці M діаграм $a = a(r, \alpha)$, нижня крива ONM – у точці A (дод. 1). В аналітичному вигляді залежності граничних значень $a = a(\Omega)$ при $\alpha \approx 0$ [28]:

$$a_{\max} = 2 \sin \frac{\Omega}{4}; \quad a_{\min} = 2 \sin \frac{\Omega - \pi}{2}. \quad (1.16)$$

1.4. Синтез ЛМЧ за заданими кутами передачі

Для нормальної роботи шарнірних механізмів (усунення заклинювання ланок) необхідно, щоб кути передачі μ_1 (див. рис. 4, а) у будь-якому положенні кривошипа OA задовольняли умові

$$|\mu_{\min}| \leq \mu_1 \leq |\mu_{\max}|, \quad (1.17)$$

де $|\mu_{\min}|$ й $|\mu_{\max}|$ – найменший й найбільший допустимі кути передачі μ_1 . Звичайно в шарнірних механізмах приймають $|\mu_{\min}|=30^\circ$, $|\mu_{\max}|=180^\circ-|\mu_{\min}|$ [15]. З урахуванням прийнятих значень допустимих кутів передачі умова (1.17) приймає вигляд

$$30^\circ \leq \mu_1 \leq 150^\circ. \quad (1.18)$$

```

C      ПРОГРАММА NOSM
C      НИЖНЯЯ ОБЛАСТЬ СУЩЕСТВОВАНИЯ ЛМЧ
      IMPLICIT REAL(M)
      NAMELIST/LIST/OM,DOM,DR,EPS
      READ(1,LIST)
      WRITE(3,LIST)
      PI=3.14159265
      OMR=OM*PI/180.
6      R=DR
      AMIN=2.*SIN((OMR-PI)/2.)
      A0=AMIN
7      SAR=A0+R
      IF(SAR.LT.2) GOTO 8
      A0=A0-EPS
      GOTO 7
8      MJ0=2.*ARSIN((A0+R)/2.)
      IF(A0.LE.R) GOTO 13
      MJ11=2.*ARSIN((A0-R)/2.)
      MJ12=2.*ATAN(SIN((MJ0-MJ11)/4.)/(SQRT(SIN
1      (MJ0/2.)/SIN(MJ11/2.))-COS((MJ0-MJ11)/4.)))
      A=SIN(MJ0/2.)+SIN(MJ12/2.)*2/SIN(OMR-MJ12
1      -MJ0/2.)
      DA=A-A0
      IF(ABS(DA).LE.EPS) GOTO 11
      IF(A.LT.A0) GOTO 10
      A0=A0+EPS
      GOTO 7
10     A0=A0-EPS
      GOTO 8
11     PRINT 12,R,A,DA
12     FORMAT(5X,'R=',F6.2,5X,'A=',F8.5,5X,
1     'DA=',E12.5)
      R=R+DR
      RM=R+A0+EPS
      IF(RM.GE.2.) GOTO 13
      IF(R.LT.1.) GOTO 7
13     OMR=OMR+DOM*PI/180.
      OM=OMR*180./PI
      PRINT 14,OM
14     FORMAT(10X,'OM=',F7.3)
      IF(OMR.LT.2.*PI) GOTO 6
      STOP
      END

```

Рис. 11. Програма для визначення нижньої області існування ЛМЧ

Найбільш несприятливі значення кутів передачі μ_1 будуть у середніх положеннях механізму (рис. 2), тобто коли центр шарніра A збігається із точкою A_0 (зовнішнє середнє

положення) або з точкою A'_0 (внутрішнє середнє положення) [15]. Кут передачі μ_0 у зовнішнім середнім положенні визначається залежністю (1.4), у внутрішнім середнім положенні

$$\sin \frac{\mu'_0}{2} = \frac{a-r}{2}. \quad (1.19)$$

```

C      ПРОГРАММА VOSM
C      ВЕРХНЯЯ ОБЛАСТЬ СУЩЕСТВОВАНИЯ ЛМЧ
      IMPLICIT REAL(M)
      NAMELIST/LIST/OM,DOM,DR,EPS
      READ(1,LIST)
      WRITE(3,LIST)
      PI=3.14159265
      OMR=OM*PI/180.
5     R=DR
      I=0
      AMAX=2.*SIN(OMR/4.)
      IF(AMAX.GT.1.99) GOTO 15
      A0=AMAX
      IF(OM.LE.120.) A0=AMAX-0.0005
      R2=1.-DR
      GOTO 7
6     SAR=A0+R
      IF(SAR.LT.2.) GOTO 7
      A0=A0-EPS
      GOTO 6
7     MJ0=2.*ARSIN((A0+R)/2.)
      MJ11=2.*ARSIN((A0-R)/2.)
      PS=SIN(MJ0/2.)/SIN(MJ11/2.)
      IF(PS.LT.0) GOTO 15
      MJ12=2.*ATAN(SIN((MJ0-MJ11)/4.)/SQRT(SIN
1.(MJ0/2.)/SIN(MJ11/2.))-COS((MJ0-MJ11)/4.)))
      A=SIN(MJ0/2.)+SIN(MJ12/2.)*2/SIN(OMR-MJ12-
1MJ0/2.)
      DA=ABS(A-A0)
      IF(DA.LE.EPS) GOTO 8
      IF(OM.GE.120.) GOTO 12
      A0=A0+EPS/2.
      IF(OM.GE.120.) GOTO 6
      IF(A0.GE.1.) GOTO 15
      GOTO 6
8     PRINT 9,R,A,DA
9     FORMAT(5X,'R=',F6.3,3X,'A=',F8.5,3X,
1'DA=',E12.5)
      I=0
      R=R+DR
      IF(OM-120.) 10,15,11
10    IF(R.GE.R2) GOTO 15
      IF(I.EQ.0) GOTO 13
      A0=A0+EPS/3.
      GOTO 7
11   R2=2.-A
      IF(R.GE.R2) GOTO 15
12   IF(I.EQ.0) GOTO 14
      A0=A0-EPS/3.
      IF(A0.LE.1.) A0=AMAX
      GOTO 6
13   A0=A-0.0005
      I=I+1
      GOTO 6
14   A0=A0+0.0005
      I=I+1
      GOTO 6
15   OMR=OMR+DOM*PI/180.
      OM=OMR*180./PI
      PRINT 16,OM
16   FORMAT(15X,'OM=',F6.2)
      IF(OM.LT.360.) GOTO 5
      STOP
      END

```

Рис. 12. Програма для визначення верхньої області існування ЛМЧ

Для зручності проектування ЛМЧ на діаграмах $a=a(r)$ (див. рис. 9, дод. 1) побудовані геометричні місця однакових кутів передачі μ_0 і μ'_0 [15]. Кожна пряма, проведена під кутом 135° до осі абсцис, є геометричним місцем механізмів з однаковими кутами передачі μ_0 , під кутом 45° – з однаковими кутами передачі μ'_0 .

1. Відповідність між формальними та фактичними параметрами
в програмах MRK, NOSM, VOSM, SKNM, SPNM

| | | | | |
|-----------------------------|-------------------|---------------------|---------------------------|------------------|
| OM — Ω , ° | R — r | RT1 — R_1 | MJ12 — μ_{12} | XDN — x_{D_1} |
| OMR — Ω , рад | DR — Δr | EPS — ε | R2 — r_{\max} | YDN — y_{D_1} |
| DOM — $\Delta\Omega$, ° | RØ — r_0 | E — E | RM — R_{\min} | XDK — $x_{D'_1}$ |
| DOMR — $\Delta\Omega$, рад | AØ — a_0 | S — S | CAN — CA_1 | YDK — $y_{D'_1}$ |
| AL — α , ° | AMIN — a_{\min} | Z — Z | FN — $\angle OCA_1$ | L — L |
| ALR — α , рад | AMAX — a_{\max} | MJØ — μ_0 | FK — $\angle OCA'_1$ | |
| A — a | RT — R | MJØ1 — μ'_0 | MJIN — $\angle A_1B_1C_1$ | |
| DA — Δa | RTØ — R_0 | MJ11 — μ_{11} | CDN — CD_1 | |

Таким чином, для забезпечення нормальних умов роботи ЛМЧ необхідно теоретичну область існування механізмів *APKNMA* скоротити до *an'm'Ma* (див. рис. 9). Надалі покажемо, що через несприятливі кути передачі μ_2 у приєднаній групі й ця область буде скорочена.

1.5. Синтез ЛМЧ за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки

Круговий напрямний механізм. Маючи у своєму розпорядженні теоретичні області існування механізмів (див. рис. 9), побудовані для різних значень Ω у координатах r, a , можна, задавшись значенням Ω , вибрати конструктивно прийнятні значення r і a . Тоді кут α , що визначає тривалість зупинки вихідної ланки, знаходимо з формули (1.8), попередньо розрахувавши значення кутів μ_0, μ_{11} і μ_{12} . Кут μ_0 знаходимо із залежності (1.4). Потім, використавши залежність (1.6), записану у вигляді

$$[(a-r)^2 + 2(a+r) \sin A + 1] \cos^2 \mu_{12} - 2[(a-r) \sin A + 1] \cos \mu_{12} + 1 - (a-r)^2 \cos^2 A = 0, \quad (1.20)$$

визначаємо μ_{12} , де $A = \Omega - \mu_0/2$. Знаючи кути μ_0 і μ_{12} , з формули (1.2) чисельним способом знаходимо μ_{11} .

Як правило, отримане значення α буде відрізнятись від необхідного, котре звичайно задається технологічним процесом (циклограмою роботи механізму). Для одержання необхідних параметрів r і a , що забезпечують задане значення α , потрібно

проводити досить трудомісткий пошук, що без застосування сучасної обчислювальної техніки практично неможливий.

Для полегшення синтезу ЛМЧ Л.С. Гродзенською [15] були побудовані сімейства кривих для механізмів з однаковими значеннями α (50° , 100° , 150°) для десяти значень Ω (50° , 90° , 120° , 150° , 180° , 200° , 240° , 250° , 270° , 330°). При побудові таких кривих був використаний графоаналітичний спосіб, відповідно до якого необхідно спочатку для обраного значення Ω побудувати сімейство функцій $\alpha(\sin(\mu_{11}/2), \sin(\mu_0/2))$, потім на підставі отриманих даних, використовуючи залежності (1.2) – (1.7), побудувати діаграми $a = a(r)$.

Однак графічні методи не завжди забезпечують необхідну точність отриманих даних, тому необхідно проводити уточнення тривалості вистою вихідної ланки, що також досить складно [17]. Крім того, значення α практично рідко збігаються з тими, для яких попередньо побудовані діаграми $a = a(r)$. Такі діаграми застосовуються на початковому етапі синтезу ЛМЧ, оскільки вказують напрямки пошуку розмірів ланок і разом з іншими характеристиками (геометричними, кінематичними, динамічними) дозволяють синтезувати МЧВ, що найбільше відповідає необхідним умовам роботи.

Цю задачу зручніше розв'язувати аналітичним способом, застосовуючи сучасні цифрові ЕОМ [23]. Як ми вже відзначали вище (п. 1.2), кінематична схема ЛМЧ (див. рис. 2) визначається трьома незалежними геометричними параметрами Ω , α і r . З діаграми $a = a(r)$ (дод. 1) видно, що заданим значенням Ω , α , a відповідає певне значення r . Тому симетричний ЛМЧ можна задавати параметрами Ω , α , a , тобто проектувати механізм за заданою тривалістю зупинки (2α). Винятком є лише деякі значення параметрів Ω , α , a , при яких одному a відповідають два значення r , але про це буде сказано трохи нижче.

Для визначення відносної довжини кривошипа r (при заданих Ω , α , a) використаємо залежність (1.6).

Виразивши r через кути μ_0 , μ_{11} і μ_{12} , які визначаються залежностями (1.2), (1.4), (1.5), одержимо трансцендентне рівняння вигляду

$$r = r(\Omega, \alpha, a, r). \quad (1.21)$$

Таке рівняння в явному вигляді відносно r не розв'язується, однак його можна розв'язати з достатньою для практики точністю наближення чисельним способом, використавши метод ітерації (послідовного наближення), попередньо наклавши на значення a й r умови, при яких рівняння (1.21) має дійсний корінь, у нашому випадку – задовольняє умовам існування ЛМЧ (1.12) – (1.14).

Методика розв'язання рівняння (1.21) звичайна. Вибираємо якесь попереднє значення параметру r , позначивши його r_0 , і підставляємо останнє замість r у залежності (1.2), (1.4), (1.5), з яких знаходимо значення кутів μ_0 , μ_{11} і μ_{12} . Використовуючи (1.6), знаходимо деяке значення $r = r_1$. У випадку, якщо

$$|r_1 - r_0| \leq \varepsilon, \quad (1.22)$$

задача вважається розв'язаною, де ε – задана величина похибки розрахунків відносної довжини кривошипа r .

При невиконанні умови (1.22) знаходимо середнє арифметичнє значення r'_0 від прийнятого r_0 й отриманого r_1 (метод половинного ділення):

$$r'_0 = (r_1 + r_0)/2, \quad (1.23)$$

яке знову підставляємо в (1.2), (1.4), (1.5) замість r , і процес розрахунку повторюється доти, доки не буде задовольнятися умова (1.22).

Проте такий алгоритм реалізується тільки при дотриманні наступних умов: 1) рівняння (1.21) має тільки один корінь; 2) попередні значення параметрів r_0 і r'_0 (1.23) перебувають у межах теоретичної області існування механізмів, тобто задовольняються умови (1.12) – (1.14); 3) точність розрахунків ε не перевищує можливостей ЕОМ.

Перша умова виконується для всіх значень a , які знаходяться між точками A и M (рис. 9, дод. 1), тобто $a_{\min} < a < a_{\max}$ (1.16). Виконання другої умови залежить від величини попередньо вибраного значення параметра r_0 . У нашому випадку можна рекомендувати:

$$\begin{aligned} \text{при } 0 < a < 1 \quad r_0 &= ca; \\ \text{при } 1 < a < 2 \quad r_0 &= c(2 - a), \end{aligned} \quad (1.24)$$

де $c = 0,25$ – коефіцієнт пропорційності, у загальному випадку $0 < c < 1$.

Виняток становлять механізми зі значеннями a , α , r , близькими до меж існування механізмів, і насамперед, коли $\alpha \rightarrow \pi$, а точніше $\Omega > 260^\circ$, $\alpha > 150^\circ$. Для таких механізмів, а також механізмів зі значеннями $a < a_{\min}$ або $a > a_{\max}$ необхідно, як правило, по-іншому організувати ітераційний цикл (мінати значення коефіцієнта c , використати залежність (1.7), відмовитися від половинного ділення і т.д.). Тут це питання не розглядається, тому що при проектуванні механізмів з вистомом, що буде неодноразово показано нижче, такі кінематичні схеми ЛМЧ не представляють практичного інтересу, і насамперед тому, що відхилення E шатунної кривої на ділянці наближення від дуги кола радіуса R стають більшим, а кути передачі, як правило, не задовольняють умові (1.18).

Визначивши довжину кривошипа r при заданих Ω , α , a , легко знайти значення

інших параметрів ЛМЧ – R, Z, E , використавши залежності (1.1), (1.8) – (1.11).

Важливою характеристикою шатунної кривої точки D є відрізок $S = l_{D_0D'_0} / l$ (довжина відрізка $D_0D'_0$ осі симетрії шатунної кривої), що при коефіцієнті зміни середньої швидкості $K = 1$ (див. п. 1.7) визначає максимальне переміщення (кут розмаху) вихідної ланки. З рис. 2 можна записати, що

$$S = 2 \left(\sin \frac{\Omega - \mu_0}{2} - \sin \frac{\Omega - \mu'_0}{2} \right), \quad (1.25)$$

або

$$S = 2 \sin \frac{\Omega - \mu_0}{2} - Z + R_0,$$

де μ_0, μ'_0 – кути передачі μ_1 у середніх положеннях механізму (1.4), (1.9).

На рис. 14 наведена програма для ЕОМ, що дозволяє при заданих параметрах Ω, α, a і ε в межах робочої області існування механізмів (п. 1.8) визначити із заданою точністю [54] основні геометричні параметри ЛМЧ (r, Z, R, E, S). Умовні позначення, прийняті в програмі, наведені в табл. 1.

У дод. 1 наведені приклади довідкових карт, побудованих на основі виконаних за допомогою ЕОМ розрахунків, а в дод. 2 – приклади геометричних параметрів ($\Omega, \alpha, a, r, Z, R, E, S$) у випадку, якщо кути передачі μ_1 і μ_2 у МЧВ2 задовольняють умові (1.18). Розрахунки виконані з точністю $\varepsilon = 10^{-8}$. Довідкові карти (дод. 1) містять діаграми зміни параметрів R, r, E і S залежно від міжосьової відстані a та кута α .

Як видно з даних, наведених у дод. 1, 2, радіус R шатунної кривої на ділянці наближення, що визначає довжину шатуна DE , для усіх значень $\Omega < 270^\circ$ змінюється від 0 до $\pm\infty$, для $\Omega > 270^\circ R > 0$. Відхилення E значно збільшується зі збільшенням тривалості зупинки, а при значеннях $\alpha > 150^\circ$ величина E стає порівнянної з відрізком S . Такі механізми можна називати механізмами з зупинкою чисто символічно. Ці обставини ($R \rightarrow \infty, E \rightarrow S$) накладають на області існування розглянутих механізмів додаткові обмеження.

Якщо ж у дод. 2 відсутні необхідні значення Ω, α, a , то необхідно виконати додаткові розрахунки геометричних параметрів за допомогою ЕОМ, використавши програму SKNM (рис. 14), або виконати розрахунки за допомогою іншої обчислювальної техніки, використавши вищевикладену методику розрахунку (1.2) – (1.23), попередньо вибравши з діаграм $a = a(r)$ (дод. 1) значення параметра r_0 , що дозволить скоротити час пошуку значення r (при заданих Ω, α, a). Точність розрахунків визначається можливостями обчислювальної техніки.

Прямолінійно напрямний механізм. Зважаючи на те, що зі зміною міжосьової відстані a в межах від a_{\min} до a_{\max} (дод. 1) радіус R при всіх значеннях $\Omega < 270^\circ$ змінюється від 0 до $-\infty$ та від $+\infty$ до 0, можна знайти такі значення a , при яких змінюється знак кривизни шатунної кривої на ділянці наближення, а отже $R \rightarrow \infty$. Це свідчить про те, що при відповідному виборі міжосьової відстані a круговий напрямний механізм стає прямолінійно-напрямним. Задача про знаходження значень параметра a , при якому буде виконуватися ця умова, може бути розв'язана в чисельному виді (методом ітерації) [32].

```

C   ПРОГРАММА SKNM
C   СИНТЕЗ КРУГОВОГО МЕХАНИЗМА ЧЕБЫШЕВА
C   ОСНОВНАЯ ПРОГРАММА
IMPLICIT REAL*8(A-E,O-S,Z)
READ 5, EPS
5  FORMAT(D8.2)
READ 6, OM, AL, A
6  FORMAT(3D10.3)
PRINT 7, OM, AL, A
7  FORMAT(40X, 'OM=', F6.2, 5X, 'AL=', F6.2, 5X,
1  'A=', F6.3)
PI=3.14159265358
PGR=PI/180.
OMR=OM*PGR
ALR=AL*PGR
EPS1=EPS
8  AMIN=2.*DSIN((OMR-PI)/2.)
IF(OMR.LE.PI) AMIN=0.
AMAX=2.*DSIN(OMR/4.)
CALL SKM(OMR, ALR, A, R, Z, RT, E, S, EPS)
PRINT 9, A, R, Z, RT, E, S, EPS
9  FORMAT(2X, 'A=', D12.5, 1X, 'R=', D14.7, 1X,
1  'Z=', D15.8, 1X, 'RT=', D15.8, 1X, 'E=', D12.5,
2  1X, 'S=', D12.5, 1X, 'EPS=', D12.5)
EPS=EPS1
STOP
END

C   ПОДПРОГРАММА SKM
C   СИНТЕЗ ЛМЧ
SUBROUTINE SKM(OMR, ALR, A, R, Z, RT, E, S, EPS)
IMPLICIT REAL*8(A-F, M, O-S, X-Z), INTEGER(I, N)
PI=3.14159265358
C=0.25
DRM=1.
21 IF(A.GT.1.) GOTO 22
IE=0
N=0
R0=A*C
R0P=R0
GOTO 23
22 R0=(2.-A)*C
IE=0
N=0
23 SAR=A+R0
24 IF(SAR.GT.2.) GOTO 25
MJ0=2.*DARSIN((A+R0)/2.)
GOTO 26
25 C=C+0.01
R0=R0P*C
IF(N.GT.99.OR.C.LE.0.) GOTO 33
N=N+1
GOTO 23
26 PR0=0.5*DSQRT(A**2+R0**2+2.*A*R0*DCOS(ALR))
IF(PR0.GT.1.) GOTO 33
MJ11=2.*DARSIN(PR0)
MJ12=2.*DATAN(DSIN((MJ0-MJ11)/4.)/(DSQRT
1(DSIN(MJ0/2.)/DSIN(MJ11/2.))-DCOS((MJ0-
2MJ11)/4.)))
R=DSIN(MJ0/2.)-DSIN(MJ12/2.))*2/DSIN(OMR-
1MJ12-MJ0/2.)
IF(A.LT.R.OR.R.GT.(2.-A)) GOTO 33
27 DR=DABS(R-R0)
28 R0=(R0+R)/2.
IE=IE+1
N=N+1
IF(IE.GT.1000) GOTO 29
IF(DR.GE.DRM) GOTO 28
DRM=DR
RP=R
IF(DR-EPS) 30, 30, 23
29 EPS=DRM
RP=R
30 PRK=(A-R)/2.
IF(PRK.GT.1.) GOTO 33
SAR=A+R
IF(SAR.LT.2.) GOTO 31
R=2.-A-DABS(EPS)
DR=R-R0
31 MJ01=2.*DARSIN((A-R)/2.)
MJ0=2.*DARSIN((A+R)/2.)
MJ11=2.*DARSIN(0.5*DSQRT(A**2+R**2+2.
1*A*R*DCOS(ALR)))
MJ12=2.*DATAN(DSIN((MJ0-MJ11)/4.)/
1(DSQRT(DSIN(MJ0/2.)/DSIN(MJ11/2.))
2-DCOS((MJ0-MJ11)/4.)))
Z=A*DSIN(OMR-MJ12-MJ0/2.)/DSIN(MJ12+
1(MJ0-OMR)/2.)
RT0=Z-2.*DSIN((OMR-MJ0)/2.)
RT1=DSQRT(RT0**2-(Z*(A**2-R**2)*DSIN((MJ0-
1MJ11)/2.)*(DSIN((MJ12-MJ11)/2.))*2*DSIN
2(OMR/2.))/(A*DSIN(MJ0/2.)*DSIN(MJ11/2.))*
3(DSIN(MJ12/2.))*2.)
RT1=DSIGN(RT1, RT0)
RT=(RT0+RT1)/2.
E=(RT0-RT1)/2.
S=2.*DSIN((OMR-MJ01)/2.)-Z+RT0
EPS=DR
33 RETURN
END

```

Рис. 14. Програма розрахунку параметрів ЛМЧ при заданих значеннях Ω , α і a

Порядок розрахунку приблизно такий же, як і вище. Приймаємо попередньо значення міжосьової відстані (Ω і α вважаємо заданими):

$$a_0 = (a_{\min} + a_{\max}) / 2. \quad (1.26)$$

Для отриманого a_0 , використовуючи підпрограму SKNM (рис. 14), знаходимо значення параметрів r і R . Якщо

$$R \geq R_{\min}, \quad (1.27)$$

то розрахунок закінчений. Тут R_{\min} – мінімально припустиме значення радіуса R шатунної кривої на ділянці наближення (нами при розрахунках приймалося значення $R_{\min} = -10^6$).

```

C      ПРОГРАММА SPNM
C      СИНТЕЗ ПРЯМОЛИНЕЙНО НАПРАВЛЯЮЩЕГО МЕХАНИЗМА
C      ОСНОВНАЯ ПРОГРАММА
      IMPLICIT REAL*8(A-F,I,M,O-S,X-Z)
      READ 5, EPS, RM
5     FORMAT(2D9.3)
      READ 6, OM, AL
6     FORMAT(2D9.3)
      PRINT 7, OM, AL
7     FORMAT(40X, 'OM=', F8.3, 5X, 'AL=', F8.3)
      PI=3.14159265358
      PGR=PI/180.
      OMR=OM*PGR
      ALR=AL*PGR
8     AMIN=2.*DSIN((OMR-PI)/2.)
      IF(OMR.LE.PI) AMIN=0.
      AMAX=2.*DSIN(OMR/4.)
9     A=(AMIN+AMAX)/2.
10    CALL SKM(OMR,ALR,A,R,Z,RT,E,S,EPS)
      RTA=DABS(RT)
      IF(RT.LT.0.) GOTO 11
      IF(RM.LE.RTA) GOTO 12
      AMAX=A
      GOTO 9
11   IF(RM.LE.RTA) GOTO 12
      AMIN=A
      GOTO 9
12   CAN=DSQRT(A**2+R**2+2.*A*R*DCOS(ALR))
      FN=DARSIN(R*DSIN(ALR)/CAN)
      FK=-FN
      MJ1N=2.*DARSIN(CAN/2.)
      CDN=2.*DSIN((OMR-MJ1N)/2.)
      XDN=CDN*DSIN(PI-OMR/2.+FN)
      YDN=CDN*DCOS(PI-OMR/2.+FN)
      XDK=CDN*DSIN(PI-OMR/2.+FK)
      YDK=CDN*DCOS(PI-OMR/2.+FK)
      L=DSQRT((XDN-XDK)**2+(YDK)**2)
      MJ01=2.*DARSIN((A-R)/2.)
      MJ0=2.*DARSIN((A+R)/2.)
      M01G=MJ01/PGR
      M0G=MJ0/PGR
      PRINT 13, M01G, M0G
13   FORMAT(35X, 'M01=', F7.3, 2X, 'M0=', F7.3)
      PRINT 14, A, R, Z, RT, E, S, L
14   FORMAT(2X, D16.9, 6(1X, D15.7))
      STOP
      END

```

Рис. 15. Програма розрахунку геометричних параметрів прямолінійно напрямного ЛМЧ

У протилежному випадку, прийнявши $a_{\max} = a_0 (R > 0)$ або $a_{\min} = a_0 (R < 0)$, знаходимо нове значення a_0 (1.26) і розрахунки повторюємо доти, доки не виконається умова (1.27).

Для визначення відносної довжини L прямолінійної ділянки $D_1D'_1$ шатунній кривій точки D (див. рис. 3) використаємо координати точок $D_1(x_{D_1}, y_{D_1})$ і $D'_1(x_{D'_1}, y_{D'_1})$. Тоді

$$L = \sqrt{(x_{D_1} - x_{D'_1})^2 + (y_{D_1} - y_{D'_1})^2}, \quad (1.28)$$

де

$$\left. \begin{aligned} x_{D_1} &= \Delta \sin\left(\frac{\pi - \Omega}{2} + \psi_1\right); & y_{D_1} &= \Delta \cos\left(\frac{\pi - \Omega}{2} + \psi_1\right); \\ x_{D_2} &= \Delta \sin\left(\frac{\pi - \Omega}{2} + \psi_2\right); & y_{D_2} &= \Delta \cos\left(\frac{\pi - \Omega}{2} + \psi_2\right). \end{aligned} \right\} \quad (1.29)$$

У залежностях (1.29)

$$\left. \begin{aligned} \Delta &= CA_1 = CA'_1 = \sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cdot \cos \alpha}; \\ \psi_1 &= \angle OCA_1 = \arcsin(r \sin \alpha / \Delta); & \psi_2 &= \angle OCA'_1 = -\psi_1. \end{aligned} \right\} \quad (1.30)$$

На рис. 15 наведена програма SPNM, що дозволяє для заданих $\Omega < 270^\circ$ й $\alpha < 180^\circ$ визначити основні геометричні параметри прямолінійно напрямного механізму Чебишева (a, r, Z, R, E, S, L).

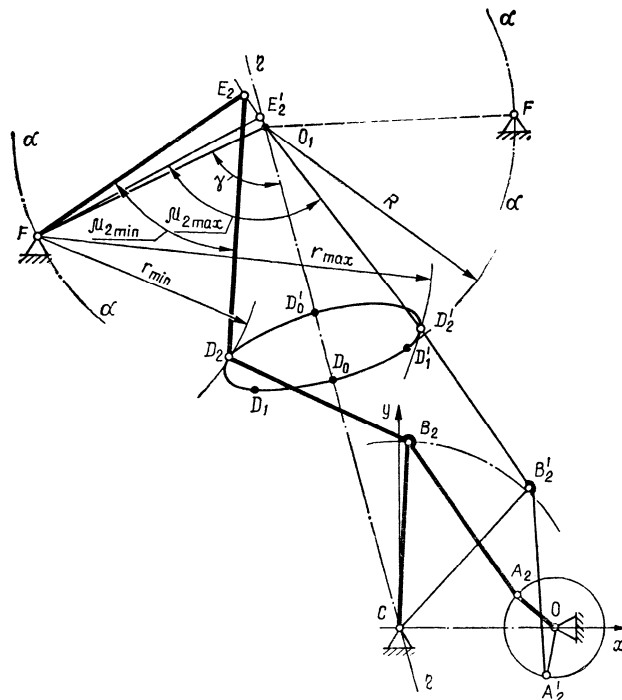


Рис. 16. До синтезу прядної групи I виду

Умовні позначки програми наведені в табл. 1. У дод. 3 даються приклади числових значень параметрів a, r, E, S і L для механізмів, у яких $R \geq 10^6$, $E = 0,1 \cdot 10^{-2}$, а кути передачі задовольняють умові (1.18). Виняток становлять лише механізми, у яких $\Omega = 180^\circ$ (з огляду на простоту конструкції шатуна ABD) і $\mu_1 = 23 - 30^\circ$.

Величина відхилення шатунної кривої від прямої лінії на ділянці наближення може, як й у кругових напрямних механізмах, оцінюватися величиною E , що визначається залежністю (1.11), тому що при великих значеннях радіуса R вплив кривизни траєкторії на відхилення шатунної кривої від прямої лінії незначний.

1.6. Синтез приєднаної групи з умови прокручування механізму

Синтез приєднаної групи виконується на підставі вибраних розмірів базисного механізму (у нашому випадку ЛМЧ), заданих кута розмаху (ходу), коефіцієнта K зміни середньої швидкості вихідної ланки й виду зборки механізму.

Питання синтезу приєднаних груп II класу I й II видів (рис. 4, а, б) розглядалися в роботах [15 – 18; 23; 27 – 31]. Методика синтезу груп III й V видів (рис. 4, в, г) викладена вище (п. 1.1) і не складає труднощів, якщо відомі розміри базисного механізму та побудована траєкторія точки приєднання групи (дод. 5).

При синтезі приєднаної групи I виду (рис. 16) основним є вибір положення центра нерухомого шарніра F , який повинен перебувати на дузі кола $\alpha - \alpha$ (у загальному випадку на поверхні сфери) радіуса $b = l_{EF} / l$ із центром у точці O_1 . Положення точки F визначається або її координатами x_F, y_F , або довжиною b коромисла EF і кутом $\gamma = \angle CO_1F$.

Для нормальної роботи механізму необхідно вибрати розміри приєднаної групи так, щоб, по-перше, дотримувалася умова прокручування і, по-друге, кути передачі μ_2 перебували в допустимих межах (1.18). Друга умова є більше жорсткою і містить у собі умову прокручування як окремий випадок.

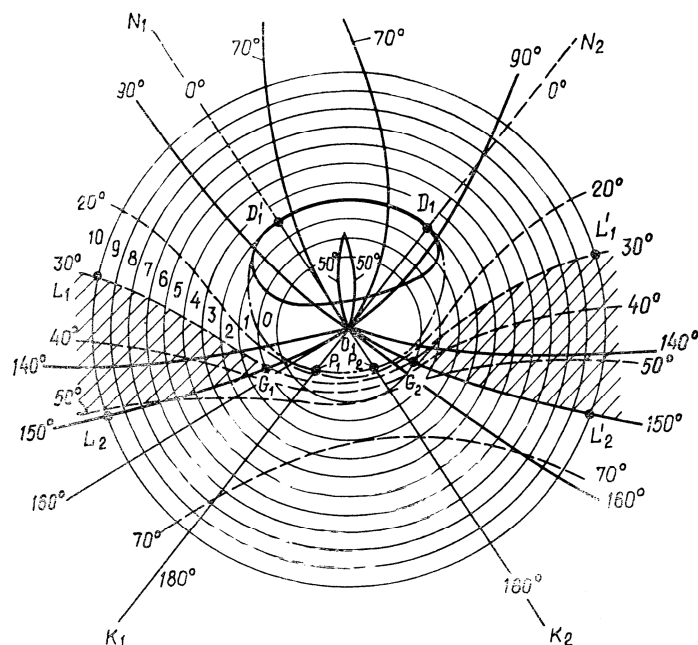


Рис. 17. Области розташування нерухомого шарніра F при заданих кутах передачі

Кут передачі μ_2 приймає своє найменше значення $\mu_{2\min}$ і найбільше значення $\mu_{2\max}$ відповідно в положеннях найменшого r_{\min} і найбільшого r_{\max} віддалення траєкторії точки D від нерухомого шарніра F (рис. 16).

Завдання синтезу механізмів з урахуванням кутів передачі μ_2 може бути вирішене, якщо побудувати положення центрів шарніра F сімейств механізмів з однаковими значеннями кутів передачі в зовнішньому ($\mu_{2\max}$) і внутрішньому ($\mu_{2\min}$) положеннях. На рис. 17 наведений приклад таких областей положення нерухомого шарніра F . Штриховими лініями показані геометричні місця центрів шарніра F сімейств механізмів з однаковими

кутами передачі у внутрішнім положенні, а контурними – у зовнішнім положенні. Центри шарніра F повинні розташовуватися зліва від лінії $N_2D_1P_1K_1$ або справа лінії $N_2D_1P_2K_2$. Для симетричної траєкторії точки D криві однакових кутів передачі будуть симетричні щодо осі симетрії CO_1 (див. рис. 2). Детальне пояснення побудови цих номограм наведено в роботах [15; 16].

Щоб спроектувати приєднану групу, немає необхідності будувати всі криві, які показані на рис. 17. Досить побудувати дві криві – геометричні місця центрів нерухомого шарніра F механізмів із заданими значеннями кутів передачі в зовнішньому та внутрішніх положеннях. Площа між цими кривими, є допустимою областю положення центрів шарніра F . Заштрихована площа на рис. 17 є такою областю для випадку, коли $30^\circ < \mu_2 < 150^\circ$.

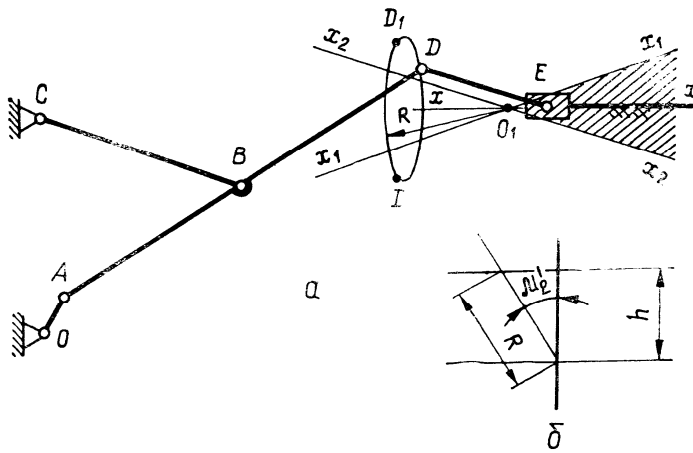


Рис. 18. До синтезу приєднаної групи II виду

Проектування приєднаної групи II виду (рис. 18) зводиться до знаходження можливих положень напрямної $x-x$, що проходить через точку O_1 . Область положень напрямних $x-x$ при заданому куті передачі μ_2 можна визначити за допомогою шаблона [15], на який наносяться дві паралельні лінії (рис. 18, б), відстань між якими $h =$

$R \cos \mu_2'$. Шаблон накладається на креслення (рис. 18, а) так, щоб одна із прямих проходила через точку O_1 , а друга зовні дотикалась шатунної кривої з обох боків. Положення напрямних, що проходять через точку O_1 , переноситься на рис. 18, а та позначається x_1-x_1 і x_2-x_2 , а область, що перебуває між ними (заштрихована), є допустимою областю положень напрямних повзуна E . При виборі положення напрямної у середині заштрихованої області одержимо механізми зі значеннями кута передачі в критичних положеннях краці заданого.

Для побудови областей положень нерухомого шарніра F (див. рис. 17) або напрямної повзуна E (див. рис. 18) можна використати шатунні криві, які наведені в дод. 4.

1.7. Синтез приєднаної групи за заданим коефіцієнтом зміни середньої швидкості та кутом розмаху вихідної ланки

Важливими характеристиками механізмів періодичного руху є коефіцієнт K зміни

середньої швидкості та кут розмаху β_m вихідної ланки. Значення цих параметрів, як правило, визначаються технологічними умовами, рідше – конструктивними міркуваннями.

Під коефіцієнтом K розуміють відношення середньої швидкості зворотного (холостого) ходу до середньої швидкості прямого (робочого) ходу вихідної ланки [6; 33; 37; 50; 63]. Іноді цей коефіцієнт ще називають коефіцієнтом продуктивності [35].

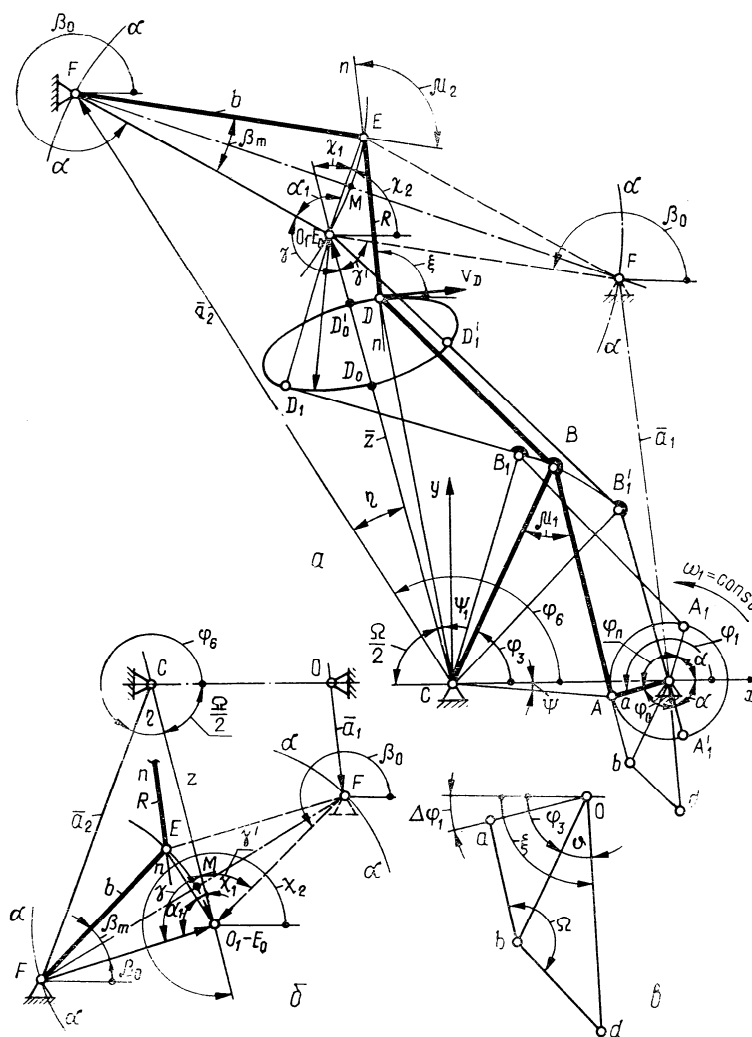
Як відомо, коефіцієнт K можна виразити відношенням

$$K = t_{\Pi} / t_3, \quad (1.31)$$

де t_{Π} й t_3 – відповідно час (періоди) прямого й зворотного руху (ходу) вихідної ланки.

При сталій швидкості руху вхідної ланки ($\omega_1 = \text{const}$) залежність (1.31) можна записати як відношення кутів повороту кривошипа OA (рис. 19, а) за час прямого φ_{Π} і зворотного φ_3 ходів:

$$K = \varphi_{\Pi} / \varphi_3, \quad (1.32)$$



У розглянутих механізмах (див. рис. 16) коефіцієнт K залежить від положення центра нерухомого шарніра F на дузі $\alpha - \alpha$. Тому, міняючи положення точки F на дузі $\alpha - \alpha$, можна варіювати величину коефіцієнта K , причому це можна робити навіть під час роботи механізму, якщо в його конструкції передбачити пристрій переміщення й фіксації шарніра F щодо дуги $\alpha - \alpha$. Можливість варіювати значення коефіцієнта K є важливою перевагою МЧВ.

Кут розмаху β_m коромисла EF може бути змінений його довжиною b . Однак варто мати на увазі, що в МЧВ коефіцієнт K також впливає на значення кута β_m .

Задача синтезу розглянутих механізмів за заданими кутом розмаху β_m і коефіцієнтом K (рис. 19) зводяться до визначення положень центра шарніра E в крайніх положеннях коромисла EF (вихідної ланки). Крайнє нижнє положення центра шарніра E (період зупинки) збігається із точкою O_1 (відхиленням E шатунної кривої на ділянці $D_1D'_1$ від дуги кола радіуса R нехтуємо). На початку періоду підйому коромисла EF центр шарніра D збігається із точкою O_1 , а кривошип OA утворює із напрямком осьової лінії CO кут $\varphi_1 = \alpha$.

Оскільки в ЛМЧ (дод. 4) верхня вітка шатунній кривій завжди випукла, то коромисло EF буде максимально відхилено від лінії FO_1 тоді коли шатун DE збігається з нормаллю $n-n$, проведеною до шатунної кривої в точці D . Цьому положенню точки D відповідає положення кривошипа, що визначається кутом

$$\varphi_1 = \alpha + \varphi_n \text{ або } \varphi_1 = \alpha + \varphi_3, \quad (1.33)$$

де

$$\varphi_n = 2K(\pi - \alpha)/(1 + K), \quad \varphi_3 = 2(\pi - \alpha) - \varphi_n. \quad (1.34)$$

При обертанні кривошипа OA проти руху годинникової стрілки використаємо першу залежність (1.33), за годинниковою стрілкою – другу (1.33).

Для визначення положення нормалі $n-n$, проведеної до шатунної кривої у верхнім крайнім положенні ЛМЧ, зручно використати повернений план швидкостей базисного механізму. Це впливає з наступних міркувань: оскільки швидкість точки D у будь-який момент руху спрямована по дотичній до шатунної кривої, то нормаль до неї буде завжди перпендикулярна до вектора швидкості точки D або паралельна відрітку Od , що зображує цей вектор на поверненому плані швидкостей (рис. 19, в).

На підставі вищевикладеного, пропонується наступний порядок синтезу механізмів за заданим коефіцієнтом K [23; 30]:

1. Визначаємо кут φ_n повороту кривошипа за час прямого ходу вихідної ланки

(1.34).

2. Будуємо положення базисного механізму, що визначається кутом φ_1 (1.33), і знаходимо координати центра шарніра D :

$$x_D = \rho \cos\left(\pi - \frac{\Omega}{2} + \psi\right); \quad y_D = \rho \sin\left(\pi - \frac{\Omega}{2} + \psi\right), \quad (1.35)$$

де

$$\rho = \frac{l_{CD}}{l} = 2 \sin \frac{\Omega - \mu_1}{2}; \quad \psi_1 = \psi = \arcsin \frac{r \sin \psi_1}{\Delta}. \quad (1.36)$$

Рівність кутів $\psi_1 = \psi$ доведена П.Л. Чебышевым [58].

3. Визначаємо положення нормалі $n-n$, для чого будуємо повернений на 90° план швидкостей базисного механізму. Такий план зручно будувати безпосередньо на кінематичній схемі механізму, вибравши довжину відрізка Od , що зображує повернений вектор швидкості точки A , рівним довжині кривошипа OA . Відрізок Od цього плану визначає напрямок нормалі $n - n$, а отже, і положення шатуна DE . З побудованого плану швидкостей маємо:

$$\left. \begin{aligned} \xi = \varphi_3 + \nu; \quad \nu = \arcsin \frac{bd \cdot \sin(\Omega - \mu_1)}{Od}; \quad Od = \sqrt{Ob^2 + bd^2 - 2 \cdot Ob \cdot bd \cdot \cos(\Omega - \mu_1)}; \\ bd = ab = \frac{Oa \cdot \sin(\varphi_3 - \Delta\varphi_1)}{\sin\mu_1}; \quad Ob = \frac{Oa \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3 - \mu_1)}{\sin\mu_1}, \end{aligned} \right\} \quad (1.37)$$

де $\Delta\varphi_1 = \varphi_1 - \pi$, $Oa = 1$.

4. Знаходимо положення точки E . Для цього із точки D , знаючи радіус R , відкладаємо довжину шатуна DE . Якщо $R > 0$, то відрізок DE відкладаємо вгору від точки D , якщо $R < 0$ (шатунна крива на ділянці наближення ввігнута), – вниз від точки D (рис. 19, б).

У прямокутній системі координат xCy координати точки E

$$x_E = x_D + R \cos \xi; \quad y_E = y_D + R \sin \xi. \quad (1.38)$$

Тут необхідно враховувати знак радіуса R .

5. Визначаємо довжину відрізка S_1 за формулою

$$S_1 = l_{O_1E} / l = \sqrt{(x_E - x_1)^2 + (y_E - y_1)^2}, \quad (1.39)$$

де x_1, y_1 – координати точки O_1 :

$$x_1 = Z \cos(\pi - \Omega / 2), \quad y_1 = Z \sin(\pi - \Omega / 2). \quad (1.40)$$

Якщо $K=1$, то відрізок $S_1 = S - E$.

6. Знаючи координати точки E в крайнім положенні вихідної ланки, знаходимо

кути χ_1 , які визначають положення лінії O_1E :

відносно осі абсцис x

$$\chi_2 = \arctg \frac{y_E - y_1}{x_E - x_1}; \quad (1.41)$$

відносно лінії CO_1

$$\chi_1 = \pi - \Omega \pm \chi_2. \quad (1.42)$$

Тут верхній знак приймають при $R > 0$, нижній – при $R < 0$.

7. Розділивши відрізок O_1E навпіл і провівши через його середину (точку M) перпендикуляр MF , одержимо геометричне місце положень шарніра F , які задовольняють заданому коефіцієнту K . Будь-яка точка на лінії MF може бути обрана центром шарніра F .

8. Довжина коромисла EF при заданому його куті розмаху β_m визначається за формулою

$$b = \frac{S_1}{2 \sin \frac{\beta_m}{2}}. \quad (1.43)$$

Як видно із залежності (1.43), довжина коромисла EF залежить від величини відрізка S_1 і кута розмаху β_m . Відрізок S_1 визначається, з одного боку, траєкторією точки D , тобто розмірами базисного механізму, а з іншого боку – заданим коефіцієнтом K .

На рис. 20 показані діаграми максимальних (допустимих) значень кута розмаху β_m коромисла EF залежно від параметрів синтезу Ω , α , a , при яких кути передачі μ_1 і μ_2 перебувають у допустимих межах (1.18), а коефіцієнт $K = 1$. Для інших значень K можна використати дані, наведені в дод. 6.

9. Визначаємо кут γ . При цьому потрібно враховувати вид складання механізму й положення центра кривизни O_1 шатунної кривої на ділянці наближення, тобто знак радіуса R . Механізми із приєднаною групою I виду мають два види складання (рис. 19, а, б). Будемо вважати механізми 1-ї виду складання, якщо шарнір F перебуває ліворуч від лінії CO_1 , а 2-ї виду складання (штрихові лінії) – якщо праворуч від лінії CO_1 . На рис. 19, а, б кут γ у випадку 2-ї виду складання позначений через γ' .

Тоді

$$\text{при } R > 0 \quad \gamma = \pi \pm \chi_1 - \alpha; \quad (1.44)$$

$$\text{при } R < 0 \quad \gamma = \alpha \pm \chi_1, \quad (1.45)$$

де $\alpha_1 = \arccos \frac{S_1}{2b}$. Тут знак «+» приймають для 1-ї виду складання механізму, знак «-» – для 2-ї виду складання.

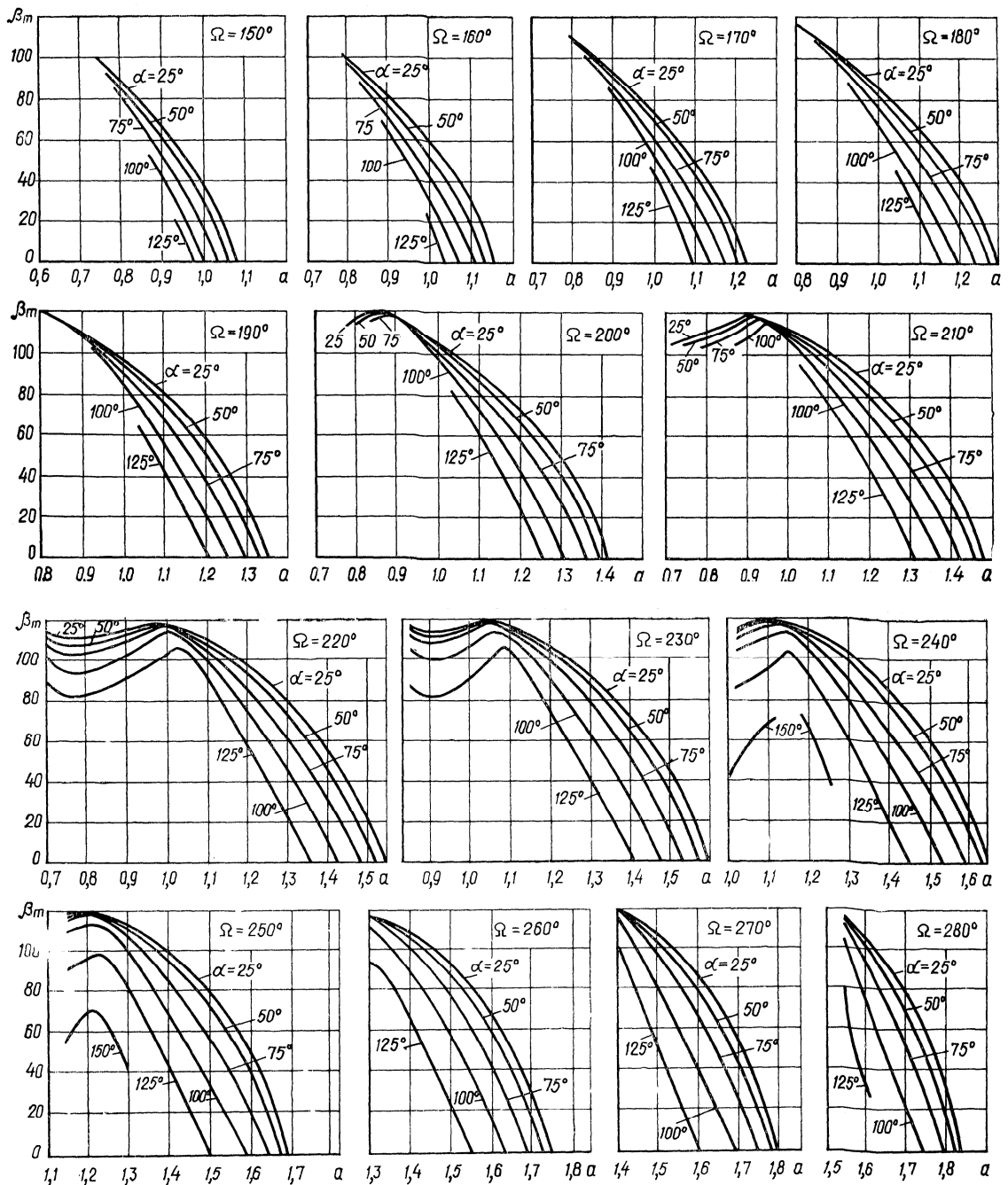


Рис. 20. Діаграми допустимих значень кутів розмаху вихідної ланки МЧВ1 ($K = 1$, $30^\circ \leq \mu \leq 150^\circ$)

10. Міжосьові відстані $a_1 = l_{OF}/l$, $a_2 = l_{CF}/l$ визначаються наступними залежностями:

$$a_2 = \sqrt{Z^2 + b^2 - 2|Z|b \cos \gamma}; \quad (1.46)$$

$$a_1 = \sqrt{a^2 + a_2^2 + 2aa_2 \cos \gamma_6}, \quad (1.47)$$

де кут γ_6 приймає значення:

для першого виду складання

при $R > 0$ $\gamma_6 = 2\pi - \gamma - \eta - \Omega/2$; при $R < 0$ $\gamma_6 = \pi + \gamma + \eta - \Omega/2$;

для другого виду складання

при $R > 0$ $\gamma_6 = 3\pi - \gamma - \eta - \Omega/2$; при $R < 0$ $\gamma_6 = \gamma + \eta - \Omega/2$.

(1.48)

Кут η визначаємо з ΔCO_1F :

$$\cos \eta = \frac{b^2 + a_2^2 - Z^2}{2ba_2}. \quad (1.49)$$

12. Знаходимо координати точки F :

$$x_F = a_2 \cos \varphi_6; \quad y_F = a_2 \sin \varphi_6. \quad (1.50)$$

У випадку приєднання до базисного механізму групи II виду (рис. 21) кут χ_1 (1.42) визначає положення напрямної x - x , уздовж якого переміщається повзун E відносно осі CO_1 [30]. Максимальний хід повзуна визначається відрізком S_1 (1.39).

Як видно з вищевикладеного, задача синтезу МЧВ1 і МЧВ2 за заданим коефіцієнтом вирішується як аналітичним, так і графічним способами. Ця методика може застосовуватися для синтезу інших механізмів [29], що не мають зупинки вихідної ланки, за умови, що траєкторія точки приєднання групи є опуклою у фазах приходу вихідної ланки в крайні положення.

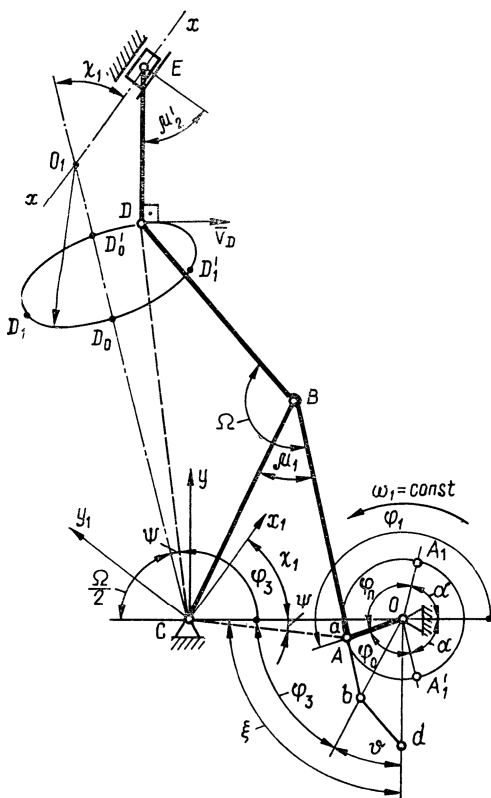


Рис. 21. Синтез МЧВ2 за заданим коефіцієнтом K

3. Відповідність між формальними та фактичними параметрами в підпрограмах SK1 і S

| | | | |
|---------------------------|----------------------|-----------------------|----------------------|
| K — K | PSIK — ψ | TETA — ϑ | A2 — a_2 |
| FP — $\varphi_{\text{п}}$ | F3K — φ_3 | KSI — ξ | F6 — φ_6 |
| FO — φ_0 | BD — \overline{bd} | XE — x_E | XF — x_F |
| S1 — S_1 | OB — \overline{Ob} | YE — y_E | YF — y_F |
| XI1 — χ_1 , рад | OD — \overline{Od} | BM — β_m , ° | ET — η |
| XIG — χ_1 , ° | XD — x_D | BMR — β_m , рад | B6 — β_6 , рад |
| XI2 — χ_2 , рад | YD — y_D | GA — γ , рад | B6G — β_6 , ° |
| XI2G — χ_2 , ° | X1 — x_1 | GAG — γ , ° | B6 — β_6 , рад |
| ACK — \overline{AC} | Y1 — y_1 | B — b | B6G — β_6 , ° |
| MIK — μ_1 | CD — \overline{CD} | A1 — a_1 | SB — вид сбор |

Методика синтезу МЧВ, при яких μ_1 і μ_2 будуть задовольняти цій умові, розглянута вище (пп. 1.4, 1.6). Якщо ж у першому випадку (μ_1) вибір розмірів механізму не викликає ускладнення, то в другому випадку (μ_2) необхідно будувати область положень центра шарніра F (див. рис. 17). Однак побудова таких областей навіть для однієї шатунної кривої є досить трудомістким процесом. А тому, що кожне сполучення геометричних параметрів механізму (Ω , α , a) має свої допустимі області положень шарніра F , то необхідно або створювати спеціальний атлас таких областей, або щораз у спроектованому механізмі перевіряти кути передачі μ_2 .

```

C   ПОДПРОГРАММА SK2
C   СИНТЕЗ МЧВ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ K
C   ПРИСОЕДИНЕННАЯ ГРУППА 2 ВИДА
SUBROUTINE SK2(OMR,ALR,A,R,Z,RT,K,FP,FO,S1,
1 XI1,XI2)
IMPLICIT REAL(M,K)
PI=3.14159265
FP=2.*K*(PI-ALR)/(1.+K)
FK=ALR+FP
ACK=SQRT(A**2+R**2+2.*A*R*COS(FK))
MJK=2.*ARSIN(ACK/2.)
CD=2.*SIN((OMR-MJK)/2.)
PSIK=ARSIN(R*SIN(FK)/ACK)
FJK=(PI-MJK)/2.+PSIK
BD=SIN(FJK+PI-FK)/SIN(MJK)
OB=SIN(FK-FJK-MJK)/SIN(MJK)
OD=SQRT(OB**2+BD**2-2.*OB*BD*COS(OMR-MJK))
XD=CD*COS(PI-OMR/2.+PSIK)
YD=CD*SIN(PI-OMR/2.+PSIK)
X1=Z*COS(PI-OMR/2.)
Y1=Z*SIN(PI-OMR/2)
TETA=ARSIN((BD*SIN(OMR-MJK))/OD)
KSI=FJK+TETA
XE=XD+RT*COS(KSI)
YE=YD+RT*SIN(KSI)
S1=SQRT((XE-X1)**2+(YE-Y1)**2)
IF(RT.LT.0.) GOTO 12
XI2=ATAN2((YE-Y1),(XE-X1))
XI1=PI-OMR/2.-XI2
10 X1G=XI1*180./PI
X2G=XI2*180./PI
PRINT 11,K,S1,X1G,X2G
11 FORMAT(15X,'K=',F6.2,3X,'S1=',F8.5,3X,
1 'X1G=',F8.3,3X,'X2G=',F8.3)
GOTO 13
12 XI2=(-ATAN2((YE-Y1),(XE-X1)))
XI1=XI2+PI-OMR/2.
GOTO 10
13 RETURN
END

```

Рис. 22. Підпрограма синтезу МЧВ2 за заданими розмірами ЛМЧ та коефіцієнтом K

Якщо ж виходити з того, що на початковому етапі синтезу механізмів звичайно відома тільки циклограма руху виконавчого органу, тобто тривалість зупинки й коефіцієнт K , то конструкторові потрібні не стільки області положень нерухомого шарніра F , скільки допустимі (граничні) значення коефіцієнта K , при яких механізм не буде заклинювати. Крім того, такі відомості потрібні для загальної оцінки можливостей МЧВ за цим критерієм.

Для оперативного вибору кінематичної схеми базисного механізму, що задовольняє заданим коефіцієнту K , тривалості зупинки й допустимим кутам передачі (1.18), на рис. 24 показані діаграми граничних (найбільших) значень коефіцієнта K залежно від міжосьової відстані a при різних значеннях a й Ω для механізмів із приєднаною групою II виду. Найменше значення K_{\min} коефіцієнта K досягається при відхиленні напрямної $x-x$ вліво від осі CO_1 (рис. 21), причому $K_{\min} = 1/K_{\max}$. Надалі під граничним значенням K будемо розуміти його максимальне значення K_{\max} .

```

C   ПОДПРОГРАММА SK1
C   СИНТЕЗ МЧВ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ K
C   ПРИСОЕДИНЕННАЯ ГРУППА 1 ВИДА
SUBROUTINE SK1(OMR,ALR,A,R,Z,RT,K,BM,SB,
1FP,FO,S1,XI1,XI2,GA,B,A1,A2,F6,XF,YF,B0)
IMPLICIT REAL(K)
INTEGER SB
PI=3.14159265
BMR=BM*PI/180.
CALL SK2(OMR,ALR,A,R,Z,RT,K,FP,FO,S1,XI1,
1XI2)
B=S1/(2.*SIN(BMR/2.))
AL1=(PI-BMR)/2.
IF(RT.GT.0) GOTO 30
IF(SB.EQ.1) GOTO 31
GA=AL1-XI1
B0=2.*PI-GA-OMR/2.
27 A2=SQRT(B**2+Z**2-2.*B*ABS(Z)*COS(GA))
ET=ARCOS((B**2+A2**2-Z**2)/(2.*B*A2))
ETR=ET*180./PI
IF(RT.GT.0) GOTO 32
IF(SB.EQ.1) GOTO 34
F6=3.*PI-OMR/2.-GA-ET
28 A1=SQRT(A2**2+A**2-2.*A2*A*COS(F6))
XF=A2*COS(F6)
YF=A2*SIN(F6)
GOTO 35
29 GA=PI-AL1+XI1
GOTO 27
30 IF(SB.EQ.1) GOTO 29
GA=PI-AL1-XI1
GOTO 27
31 GA=AL1+XI1
B0=PI-GA-OMR/2.
GOTO 27
32 IF(SB.EQ.1) GOTO 33
F6=GA+ET-OMR/2.
B0=PI+GA-OMR/2.
GOTO 28
33 F6=2.*PI-OMR/2.-GA-ET
B0=GA-OMR/2.
GOTO 28
34 F6=PI-OMR/2.+GA+ET
GOTO 28
35 GAG=GA*180./PI
F6G=F6*180./PI
B0G=B0*180./PI
PRINT 36,B,GAG,A1,A2,F6G,XF,YF,B0G
36 FORMAT(5X,'B=',F9.6,2X,'GAG=',F8.3,2X,
1'A1=',E12.5,'A2=',E12.5,2X,'F6=',F10.5,2X,
2'XF=',F9.6,2X,'YF=',F9.6,2X,'B0=',F8.3)
RETURN
END

```

Рис. 23. Підпрограма синтезу МЧВ1 за заданими розмірами ЛМЧ, коефіцієнтом K та кутом розмаху вихідної ланки

З цих діаграм видно, що граничні значення $K \rightarrow 1$ у тому випадку, коли, з одного боку, кути передачі μ_2 наближаються до свого допустимого значення (наприклад, для механізмів, у яких $\Omega = 240^\circ$, це настає при значеннях $a = 1,0$ і $a = 1,47 - 1,65$; з іншого боку, якщо $R \rightarrow \infty$ ($a = 1,12 - 1,17$). Наближення кутів передачі μ_2 до допустимих значень порушує плавність зміни залежності $K=K(a)$ і відтинає частину області a , у якій $K=1$. Ця картина спостерігається при всіх значеннях Ω .

Узагальнену картину можливих коефіцієнтів K видно з діаграм, зображених на рис. 25, що побудовані на базі діаграм рис. 24. Із цих діаграм (рис. 25), крім того, видні області змін кута Ω і тривалість зупинки вихідної ланки, причому чим більше α , тим менша

область значень Ω . Для практичного застосування, з огляду на інші умови, які пред'являються до цих механізмів (точність зупинки E , хід S та ін.), можна рекомендувати значення Ω у межах $150^\circ - 270^\circ$, $\alpha \leq 125^\circ$. У цих діапазонах значень Ω і α максимальний коефіцієнт K монотонно зростає з їхнім збільшенням. Збільшення коефіцієнта K пояснюється формою шатунної кривої (зі збільшенням Ω і α вона стає більше витягнутої в боки від осі CO_1).

Використовуючи наведені діаграми (див. рис. 24, 25), конструктор має можливість вибирати такі параметри розглянутих механізмів (Ω , a , α і K), при яких значення кутів передачі μ_1 і μ_2 перебувають у допустимих межах і цим самим усувається заклинювання механізмів, відпадає необхідність будувати шатунні криві та область положень напрямної повзуна F .

Дещо складніше це завдання вирішується для механізмів із приєднаною групою I виду. Тут кути передачі μ_2 залежать не тільки від кута γ , але й від кута розмаху коромисла EF або його довжини b (див. рис. 19). Чим менше кут розмаху β_m , тим більше залежності $K = K(a)$ і $K = K(\Omega)$ будуть мати вигляд, представлений на рис. 24, 25. Це зрозуміло, тому що група II виду є окремим (граничним) випадком групи I виду, коли $\beta_m \rightarrow 0$ або $b \rightarrow \infty$. Для того, щоб одержати уявлення про характер впливу кута розмаху на граничні значення коефіцієнта K , у дод. 6 наведені їхні значення. Із цих таблиць видно, що зі збільшенням кута розмаху коромисла EF коефіцієнт K спочатку трохи збільшується й стає найбільшим при значеннях $\beta_m < 40^\circ$, а потім поступово зменшується до $K = 1$.

Представити більше повні дані про коефіцієнти K для інших значень Ω поки немає можливості. Тому при синтезі МЧВ із приєднаною групою I виду можна керуватися діаграмами, наведеними для груп II виду, роблячи виправлення з урахуванням кута розмаху коромисла. Зрозуміло, що в цьому випадку механізм, спроектований за коефіцієнтом K і кутом розмаху β_m , потрібно перевірити на заклинювання, однак імовірність вдалого вибору розмірів механізму в цьому випадку більша.

1.8. Синтез базисного механізму з урахуванням кутів передачі руху в приєднаній групі. Робочі області існування ЛМЧ

Вищевикладені методи синтезу приєднаної групи (пп. 1.6, 1.7) можна застосовувати лише тоді, коли відомі розміри базисного механізму. Однак на початковій стадії проектування механізмів цих розмірів немає. Дані, які наведені вище, уже частково дозволяють вибирати параметри базисного механізму (Ω, α, a) з врахуванням значень

коєфіцієнта K , радіуса R , відхилення E , ходу S повзуна E (при $K = 1$), кута розмаху β_m . Однак обраний за цими критеріями базисний механізм не завжди задовольняє допустимі значення кутів передачі μ_2 у приєднаній групі. Конструкторові, як це відзначалося в п. 1.7, доводиться затратити значний час на пошук потрібного рішення.

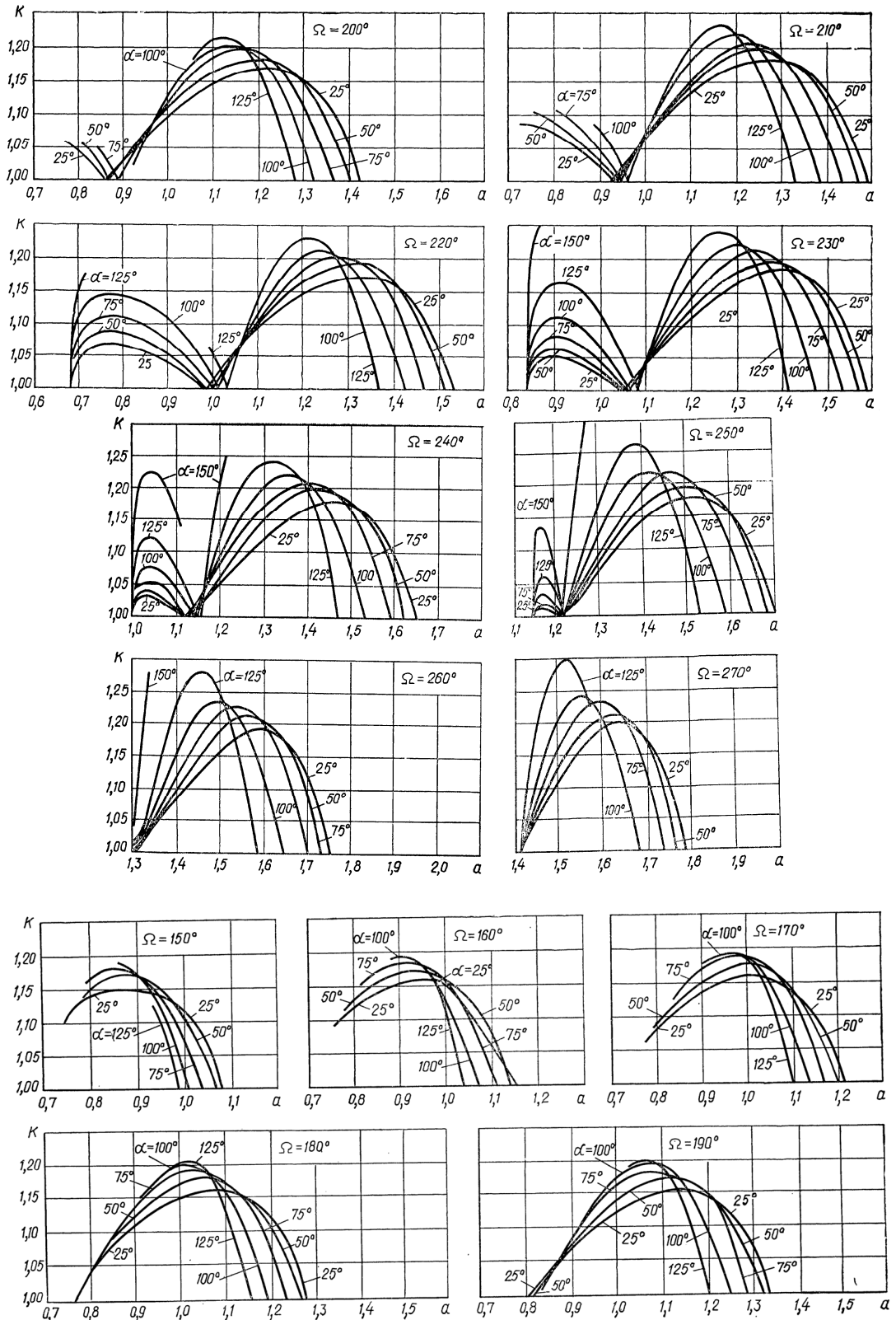


Рис.24. Діаграми граничних значень коєфіцієнта K МЧВ2 залежно від міжосьової відстані та тривалості зупинки вихідної ланки

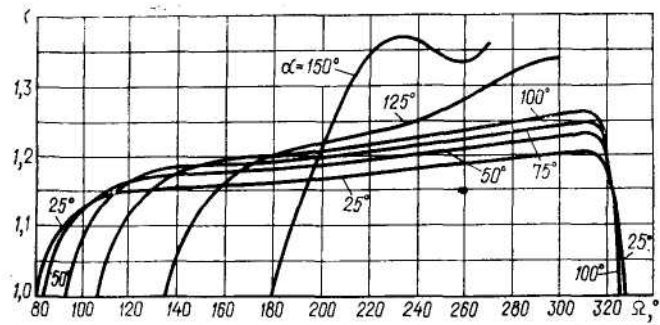


Рис.25 Вплив кута злomu шатуна ABD і тривалості зупинки вихідної ланки на величину граничних значень коефіцієнта K

Для того, щоб забезпечити процес синтезу базисного механізму з урахуванням кутів передачі μ_2 (або μ'_2), проведені аналітичні дослідження впливу його геометричних параметрів на кути μ_2 [29]. При цих дослідженнях усувався вплив параметрів приєднаної групи. Із цією метою розміри приєднаної групи (b і γ) вибиралися так, щоб кут розмаху вихідної ланки (коромисла EF) був завжди сталим (відхиленням шатунної кривої на ділянці $D_1D'_1$ від дуги кола нехтували), а коефіцієнт $K = 1$.

На основі залежностей, які наведені в п. 2.2 були проведені за допомогою ЕОМ розрахунки кутів передачі μ_2 і μ'_2 для механізмів з різними значеннями параметрів Ω , α , a при $K=1$ і $b=3(S-E)$, що відповідає куту розмаху вихідної ланки $\beta_m \approx 20^\circ$ (точніше $\beta_m = 19^\circ 11' 18''$). На рис. 26 показаний вплив міжосьової відстані a на характер зміни кутів передачі μ_2 . На рис. 27 представлені приклади діаграм зміни екстремальних значень кутів передачі μ_2 і μ'_2 для механізмів із приєднаними групами відповідно I й II виду. Із цих діаграм і дод. 1 видно, що для всіх значень Ω і α наближення a до граничних значень (a_{\min} або a_{\max}) призводить до погіршення кута передачі μ_1 або μ_2 .

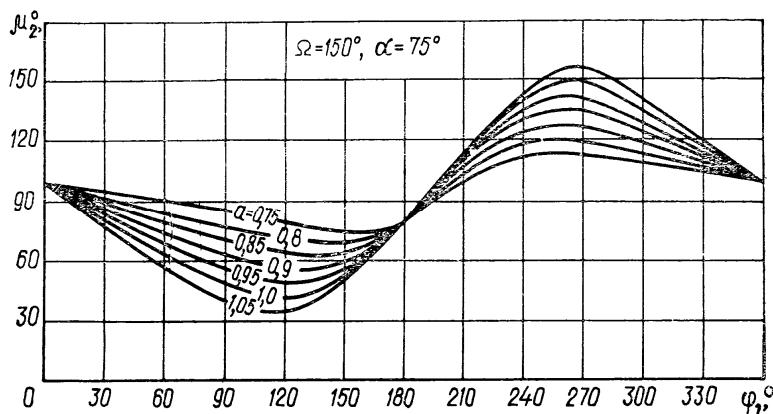
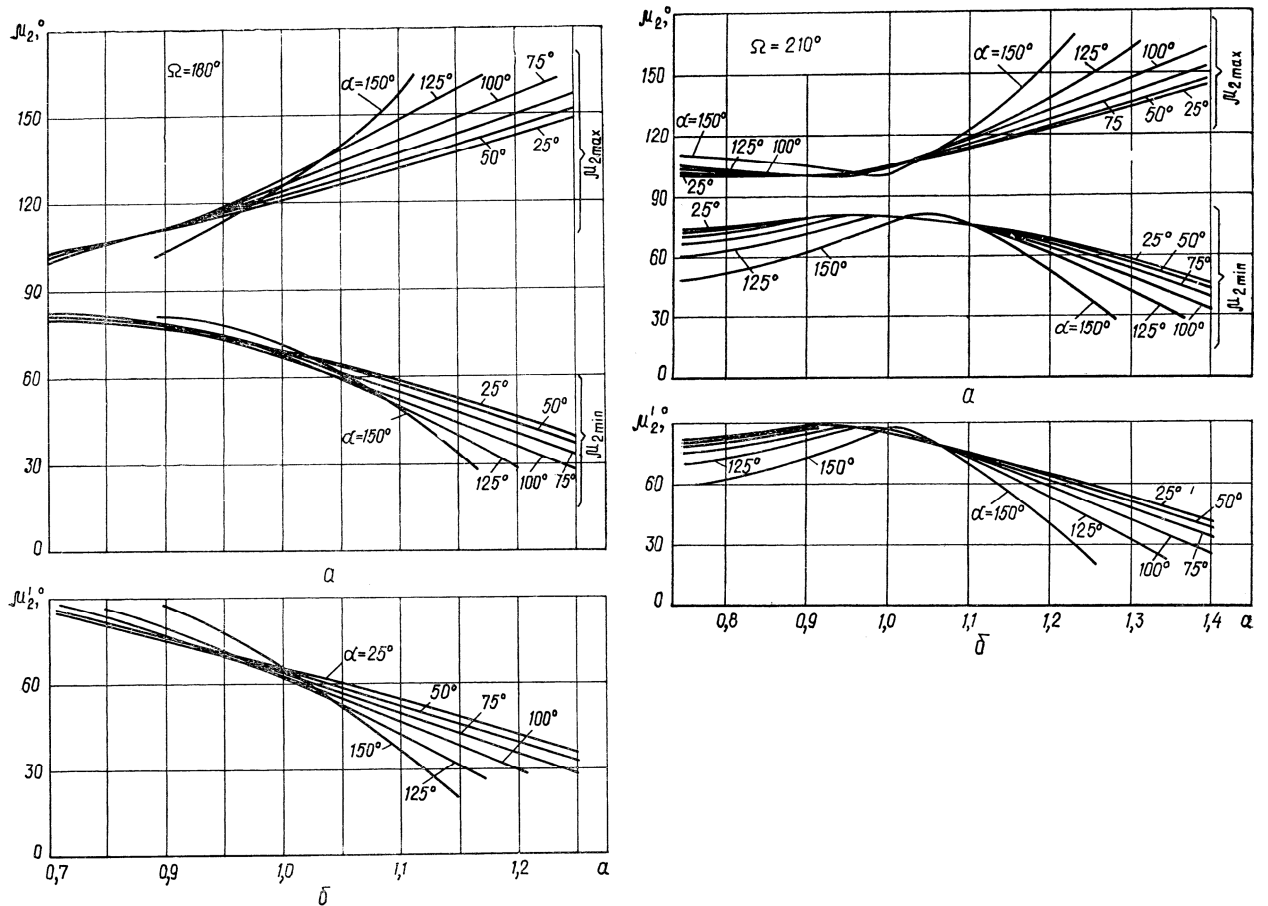


Рис.26. Вплив міжосьової відстані a на характер зміни кутів передачі μ_2

Використавши діаграми екстремальних значень кутів передачі, можна на діаграмах $a = a(r)$ нанести геометричні місця механізмів з однаковими екстремальними значеннями кутів передачі μ_2 . Приклади таких діаграм ($\Omega = 180^\circ, 210^\circ$) показані на рис. 28, де a – геометричне місце механізмів з

однаковими значеннями кутів передачі $\mu_{2\min}$ (лінії mn , m_1n_1 і т.д.); \bar{b} – з кутами передачі $\mu_{2\max}$ (лінії $m'n'$, $m'_1n'_1$ і т.д.). Механізми, у яких кути передачі μ_2 не задовольняють умові (1.18), не розглянуті. Нанесення на діаграми $a = a(r)$ ізолінії μ_1 і μ_2 дозволяє визначити робочі області існування механізмів, що задовольняють умові (1.17). Наприклад, якщо прийняти допустимі значення кутів передачі $[\mu_{1\min}] = 30^\circ$, $[\mu_{2\max}] = 150^\circ$, то одержимо області існування механізмів: $amna$ ($\Omega = 180^\circ$) або $amnka$ ($\Omega = 210^\circ$) – з урахуванням кутів передачі ($\mu_{2\min}$, $a'm'n'a'$ – $\mu_{2\max}$). Зрозуміло, що зі збільшенням вимог до значень кутів передачі робочі області ЛМЧ скорочуються. При обраних умовах ($K = 1$, 1-й вид складання механізму) більш жорсткою є умова обмеження верхньої межі кутів передачі μ_2 , тобто зона $a'm'n'a'$. За межами цієї зони не існує механізмів, що задовольняють умову (1.18).



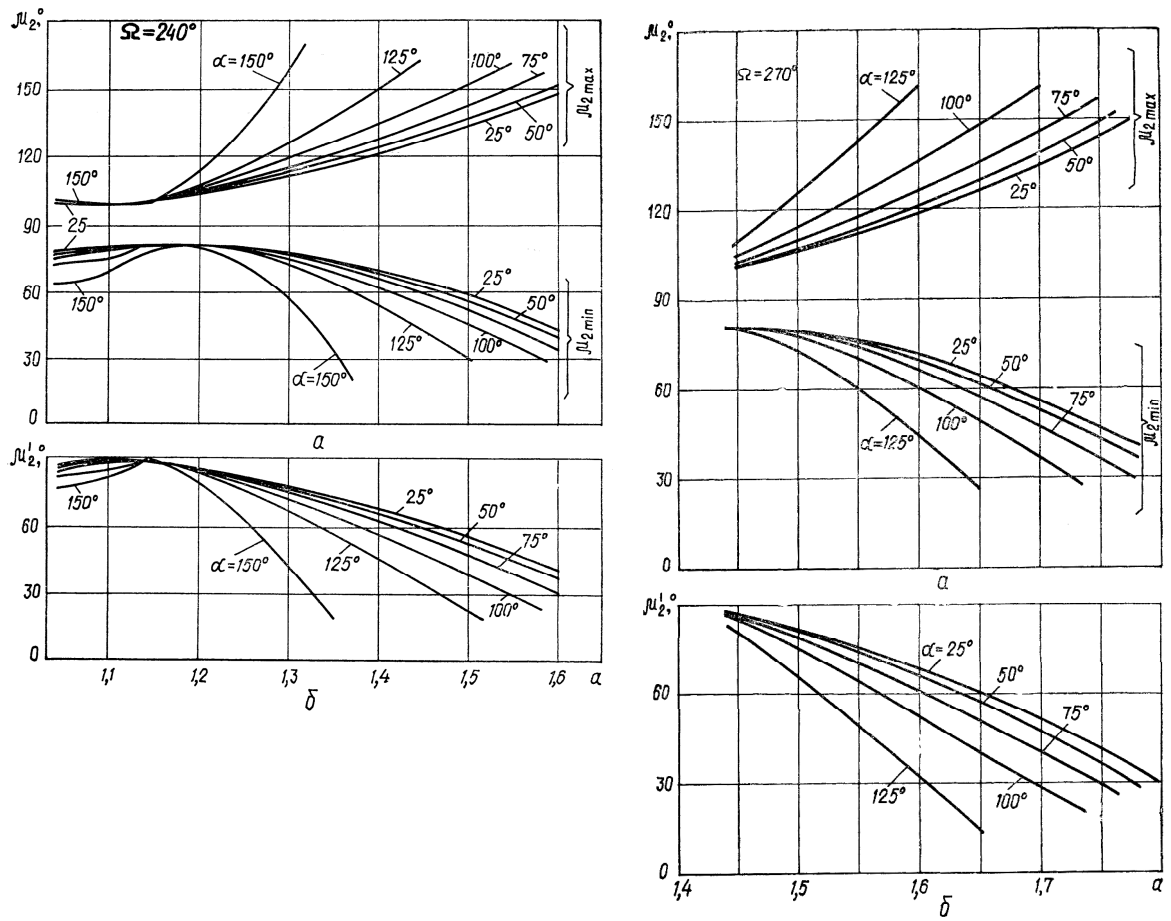
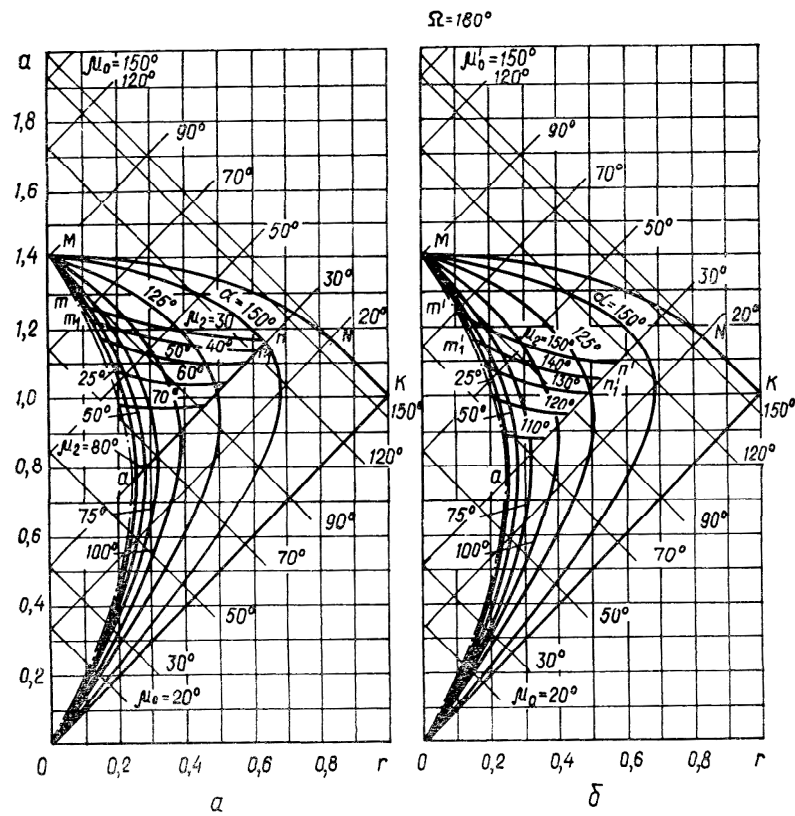


Рис. 27. Діаграми екстремальних значень кутів тиску μ_2



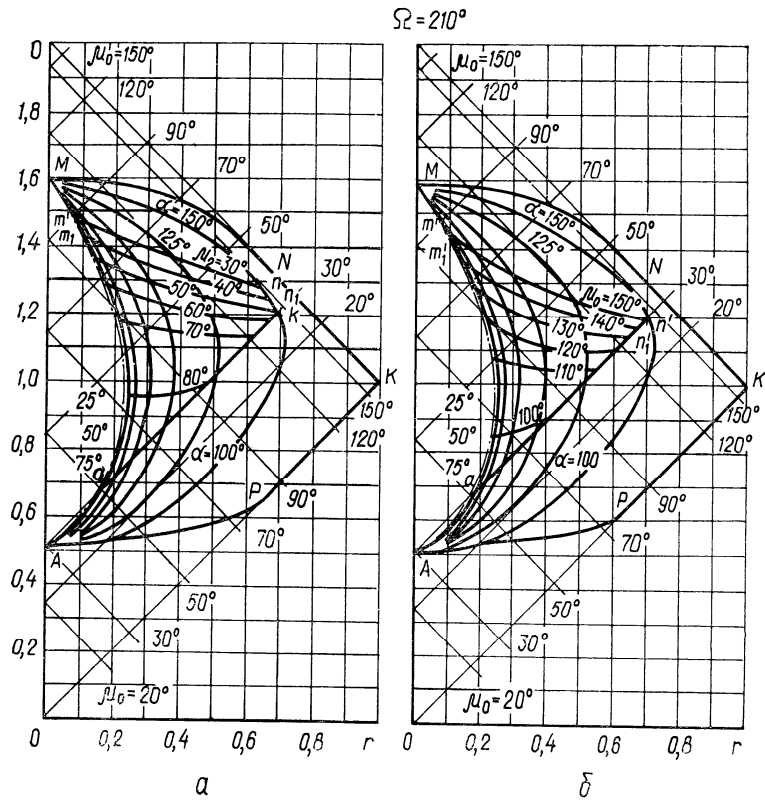


Рис. 28. Побудова робочих областей існування механізмів з врахуванням кутів передачі μ_2

Зміна коефіцієнта K , кута розмаху β_m вихідної ланки призводить до скорочення робочої області існування ЛМЧ. Привести такі області для різних значень Ω , K , β_m не представляється можливим. Тому для орієнтовної оцінки кутів передачі в МЧВ1 можна використати робочі області існування ЛМЧ, побудовані для МЧВ2 з урахуванням кутів передачі μ'_2 (дод. 1). У цих механізмах при $K = 1$ екстремальні значення кута передачі μ'_2 у періоди прямого й зворотного ходів повзуна E рівні між собою. Отже, лінії mn і $m'n'$, m_1n_1 і $m'_1n'_1$ і т.д. на діаграмах $a = a(r)$ збігаються, а тому при $K = 1$ ($\Omega = 210^\circ$) одержимо єдину робочу область $atna$. При $K \neq 1$, як і вище, положення ізолінії μ'_2 міняється й робоча область існування ЛМЧ скорочується.

Маючи побудовані робочі області існування МЧВ2 (дод. 1) і діаграмами граничних значень коефіцієнта K (рис. 24, 25), можна вибирати значення параметрів Ω , α , a і K , при яких кути передачі μ_1 і μ'_2 перебувають у допустимих межах. При $K \neq 1$ кути передачі μ'_2 можна наближено оцінювати, використавши діаграми $\mu'_2 = \mu'_2(a)$ (див. рис. 27) або $a = (r)$ (дод. 1) і прийнявши

$$\mu'_2 \approx \mu'_2 - \chi_1. \quad (1.51)$$

Ці дані можна використати також для оцінки кутів передачі μ_2 МЧВ1,

використавши такі емпіричні залежності:

$$\mu_{2\min}^* \approx \mu_2' - \chi_1 + 0,2\beta_m; \quad \mu_{2\max}^* \approx (\pi - \mu_2') - \chi_1 + \beta_m / 2; \quad (1.52)$$

Точність значень кутів передачі μ_2^* отриманих з (1.52), зменшується з віддаленням значень K і β_m від розрахункових ($K=1$, $\beta_m = 20^\circ$). Тому, вибравши розміри механізму, необхідно уточнити значення екстремальних кутів передачі й при необхідності внести відповідні корективи в розміри базисного механізму (війти в середину робочої області існування механізмів або вибрати інші значення Ω).