

РОЗРАХУНОК ДЕЯКИХ ПРУЖИННИХ ПРОГРАМНИХ РОЗВАНТАЖУВАЧІВ ЦИКЛОВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ГНУЧКОЮ ЛАНКОЮ

Поряд із застосуванням відомих програмних розвантажувачів циклових механізмів (ПРЦМ) [1—4] залишається актуальним їх подальше удосконалення, а також відпрацювання, вибір і розрахунок нових перспективних систем.

У циклових механізмах машин-автоматів з реверсивним хитним рухом робочих ланок і значними надлишковими моментами від сил інерції можна застосувати пружинний ПРЦМ з гнучкими ланками та програмоносієм у вигляді круга. Програмоносій (рис. 1, а) 1 із закріпленими на ньому гнучкими ланками 3, встановлений жорстко на валу веденої маси ланки 2. Кінці гнучких ланок зв'язані з кінцями двох пружин розтягу 4. Протилежні кінці пружин закріплені шарнірно на нерухомому пальці. Кутові переміщення ведена ланка 2 одержує від кулачків 5 через коромисла 6.

Зауважимо, що деформація пружин-розвантажувачів механізму однакова тільки в початковому стані при куті $\frac{\gamma_{\Sigma}}{2}$, що відповідає положенню статичної рівноваги коливного контура веденої маси та ПРЦМ.

Названий ПРЦМ має ряд позитивних якостей, а саме: а) можливість відповідного регулювання розвантажувального пристрою при зміні швидкісного режиму машини шляхом зміщення центра круга відносно осі хитання; б) на відміну від відомого ПРЦМ [1], у якого пружина-розвантажувач має значний хитний рух, що частково погіршує ефект зрівноваження, у запропонованого механізму хитний рух пружин

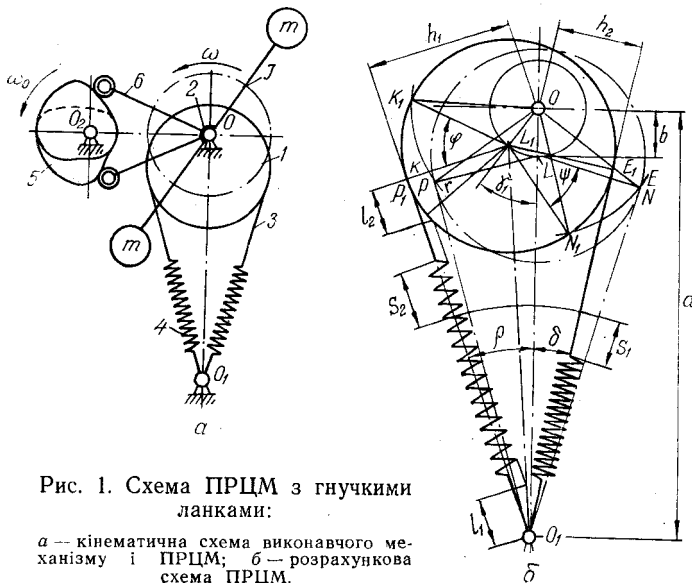


Рис. 1. Схема ПРЦМ з гнучкими ланками:

а — кінематична схема виконавчого механізму і ПРЦМ; б — розрахункова схема ПРЦМ.

дуже обмежений; в) такий ПРЦМ можна встановлювати і на діючі машини без суттєвої зміни в конструкції останніх.

Розглянемо методику розрахунку ПРЦМ, якщо ведена ланка навантажена тільки силами інерції ведених мас. Однозначне відхилення веденої ланки від положення статичної рівноваги визначатимемо кутом γ_1 (рис. 1, б).

Різниця моментів відносно точки О від сил пружин створить відновлювальний момент, який з умови зрівноважування надлишкових крутних моментів повинен бути рівний і обернений за знаком моменту від сил інерції маси веденої ланки

$$M_{\text{ин}} = -M_{\text{зр}}. \quad (1)$$

Відновлювальний момент від сил пружних деформацій пружин визначається

$$M_{\text{зр}} = cr[(x_0 + s_{1 \text{ max}} + s_2) - (x_0 + s_{1 \text{ max}} - s_1)] = cr^2(s_2 + s_1) = 2cr^2\gamma_1, \quad (2)$$

де c — жорсткість пружин; r — радіус круга, а надалі — одиниця виміру всіх лінійних величин; x_0 — монтажна деформація пружин; $x_0 + s_{1 \text{ max}} = s_{\text{п}}$ — початковий натяг пружин у положенні статичної рівноваги; $s_{1 \text{ max}}$, s_1 — максимальний і біжучий хід кінця пружини, яка зменшує свою довжину; s_2 — біжучий хід кінця пружини, яка збільшує свою довжину.

Рух веденої ланки з ПРЦМ запишеться диференціальним рівнянням вигляду

$$\ddot{\gamma}_1 + \frac{2cr^2}{I} \gamma_1 = 0,$$

де $\ddot{\gamma}_1$ — кутове прискорення веденої ланки; I — момент інерції веденої ланки.

Це рівняння визначає гармонійний закон руху маси веденої ланки та розв'язком його є:
для переміщень

$$\gamma_1 = \frac{\gamma_{\Sigma}}{2} \cos r \sqrt{\frac{2c}{I}} t,$$

для періоду коливань

$$\tau = \frac{2\pi}{r} \sqrt{\frac{I}{2c}}.$$

Оскільки при визначенні інваріантів переміщень відлік кутових переміщень ведеться від крайнього положення, то можемо аналогічно [2] записати

$$a_k = \frac{\gamma_1}{\gamma_{1 \text{ max}}} = \frac{0,5 \gamma_{\Sigma} - \gamma_1}{\gamma_{1 \text{ max}}} = 0,5 - \frac{\gamma_1}{\gamma_{\Sigma}} = \frac{1 - \cos \pi k}{2}, \quad (3)$$

де $k = \frac{2t}{\tau}$ — відносний час.

У випадку, коли кількість циклів веденої ланки задана, крутний момент від сил інерції ведених мас визначається

$$M_{\text{ин}} = c_k \frac{4I\gamma_{\Sigma}}{\tau^2}, \quad (4)$$

де c_k — інваріант подібності прискорення $c_{k \text{ max}} = C$.

Підставивши значення (2) і (4) у формулу (1), визначаємо жорсткість пружин при максимальних значеннях $M_{\text{ин max}}$ і $M_{\text{зр max}}$

$$c = \left| C \frac{4I}{r^2 \tau^2} \right|.$$

Тепер можемо вибрати геометричні параметри пристрою за відомим кутовим переміщенням веденої ланки γ_{Σ} . Для цього задаємося з конструктивних міркувань радіусом круга і зовнішнім діаметром пружини $D_{\text{пр}}$. Геометричний параметр базової віддалі визначається з умови (рис. 1, б)

$$H_0 + \gamma_{\Sigma} \cdot r + x_0 + l_1 + l_2 \leq \sqrt{\alpha^2 - 1} \cdot r, \quad (5)$$

де $\alpha = \frac{a}{r}$; a — базова віддаль; H_0 — довжина пружин у вільному стані; l_1, l_2 — відстані, які забезпечують відсутність контакту між пружиною та кругом і між пружинами; $\gamma_{\Sigma} r + x_0$ — максимальна деформація пружин.

Відстані l_1, l_2 визначаються графічно або із залежностей

$$l_1 \geq 0,5 d_{\text{пр}} \sqrt{\alpha^2 - 1} \cdot r, \quad (6)$$

$$l_2 \geq \sqrt{d_{\text{пр}} (1 + 0,25 d_{\text{пр}})} \cdot r, \quad (7)$$

де $d_{\text{пр}} = \frac{D_{\text{пр}}}{r}$ — коефіцієнт зовнішнього діаметра пружини.

Підставивши значення (6) і (7) в залежність (5), одержуємо

$$\alpha \geq \sqrt{\frac{[H_0 + x_0 + r\gamma_{\Sigma} + \sqrt{d_{\text{пр}} (1 + 0,25 d_{\text{пр}})} \cdot r]^2}{(1 - 0,25 d_{\text{пр}}^2) r^2}}.$$

Зауважимо, що параметри l_1, l_2 слід вибирати з деяким запасом на випадок підналадки на інший швидкісний режим і забезпечення умови (16), про що буде сказано нижче.

Вибраний ПРЦМ даватиме повне зрівноваження тільки на певному швидкісному режимі (розрахунковому), при відхиленні від якого виникне момент ΔM

$$\Delta M = M_{\text{ін max}_1} - M_{\text{ін max}_0},$$

де $M_{\text{ін max}_1}$ — максимальний момент від сил інерції при зміненому швидкісному режимі; $M_{\text{ін max}_0}$ — максимальний момент від сил інерції при розрахунковому режимі.

Визначимо коефіцієнт зрівноваження $K_{\text{зр}}$ при відхиленні швидкісного режиму від розрахункового

$$K_{\text{зр}} = \frac{M_{\text{ін max}_1}}{\Delta M} = \frac{1}{1 - \frac{M_{\text{ін max}_0}}{M_{\text{ін max}_1}}} = \frac{1}{1 - \frac{T_1^2}{T_0^2}} = \frac{1}{1 - \frac{n_0^2}{n_1^2}} = \frac{1}{1 - K_p},$$

де n_0 — розрахункове число обертів; n_1 — число обертів при зміненому швидкісному режимі; K_p — коефіцієнт зміни швидкісного режиму.

З графіка (рис. 2, а) бачимо, що високий коефіцієнт зрівноваження зберігається у вузькому діапазоні швидкісного режиму.

Для досягнення високого коефіцієнта зрівноваження при зміні швидкісного режиму необхідно робити кількісну підналадку зрівноважувального пристрою.

Якщо наявні перешкоди для виконання підналадки при роботі машини-автомата у вузькому діапазоні швидкостей, то слід обрати такий швидкісний режим, при відхиленні якого до $n_{\text{max}}, n_{\text{min}}$ коефіцієнти зрівноваження були б рівні. Таке шукане число обертів розрахункового швидкісного режиму визначиться з прирівняння коефіцієнтів зрівноваження при $n_{\text{max}}, n_{\text{min}}$ і матиме вигляд

$$n_0 = \frac{n_{\text{max}} \cdot n_{\text{min}}}{\sqrt{0,5 (n_{\text{max}}^2 + n_{\text{min}}^2)}}.$$

У запропонованому ПРЦМ можна робити кількісну підналадку при зміні швидкісного режиму шляхом зміщення центра круга від осі хитання по лінії бази в положенні статичної рівноваги.

Розглянемо розрахунок і деякі параметричні дослідження ПРЦМ, у якого програмоносій — зміщений круг.

Відновлювальний момент визначається (рис. 1, б)

$$M_{зр} = c[(S_{II} + s_2)h_1 - (S_{II} - s_1)h_2] = cr^2[\chi_{II} + s_{2B}]h_{1B} - (\chi_{II} - s_{1B})h_{2B}, \quad (8)$$

де $s_{1B} = \frac{s_1}{r}$; $s_{2B} = \frac{s_2}{r}$ — біжучі відносні переміщення кінців пружини; $\chi_{II} = \frac{S_{II}}{r}$ — коефіцієнт початкового натягу пружин; $h_{1B} = \frac{h_1}{r}$; $h_{2B} = \frac{h_2}{r}$ — біжучі відносні розміри пліч.

З геометричних співвідношень (рис. 1, б) визначаємо біжучі відносні переміщення кінців пружин, враховуючи, що довжини всіх ланок виражені через радіус круга ексцентрика r

$$\left. \begin{aligned} s_{1B} &= \lambda_o - \lambda_T + \psi; \\ s_{2B} &= \lambda_T - \lambda_o + \varphi; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де $\lambda_o = \frac{\overline{PO}_1}{r}$, $\lambda_T = \frac{\overline{P_1O_1}}{r}$, причому $\overline{PO}_1 = \overline{EO}_1$; $\overline{P_1O_1} = \overline{E_1O_1}$.

Для визначення всіх параметрів і кутів проводимо допоміжну пряму L_1O_1 . Знаходимо її положення і довжину

$$\xi_T = \frac{\overline{L_1O_1}}{r} = \sqrt{\alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta \cos \gamma_1},$$

де $\beta = \frac{b}{r}$ — геометричний параметр ексцентриситету.

Тоді з $\triangle O_1L_1O$ і $\triangle O_1L_1P_1$ визначаються кути, які прилягають до прямої L_1O_1

$$\angle O_1L_1O = \arcsin \frac{\alpha \cdot \sin \gamma_1}{\xi_T} \quad \angle O_1L_1P_1 = \arcsin \frac{1}{\xi_T}.$$

Кут O_1LP визначається з $\triangle O_1LP$.

$$\angle O_1LP = \arcsin \frac{1}{\alpha - \beta}$$

Зауважимо, що $\triangle K_1L_1O = \triangle PLO = \triangle N_1L_1O$.

$$\left. \begin{aligned} \text{Біжучі кути } \psi &= \angle O_1L_1O + \angle O_1L_1P_1 - \angle O_1LP, \\ \varphi &= \angle O_1L_1O - \angle O_1L_1P_1 + \angle O_1LP. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Відносні розміри дотичних визначаються

$$\left. \begin{aligned} \lambda_o &= \sqrt{(\alpha - \beta)^2 - 1}, \\ \lambda_T &= \sqrt{\alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta \cos \gamma_1 - 1}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Підставляючи (10) і (11) у формули (9), одержуємо значення s_{1B} , s_{2B} .

Щоб дістати сумарний момент від пружних деформацій обох пружин, необхідно визначити біжучі відносні розміри плеч

$$\text{де} \quad h_{1B} = \alpha \cdot \sin \varrho; \quad h_{2B} = \alpha \cdot \sin \delta, \quad (12)$$

$$\varrho = \arcsin \frac{\beta \cdot \sin \gamma_1}{\xi_T} + \arcsin \frac{1}{\xi_T}, \quad \delta = \arcsin \frac{\beta \cdot \sin \gamma_1}{\xi_T} - \arcsin \frac{1}{\xi_T}.$$

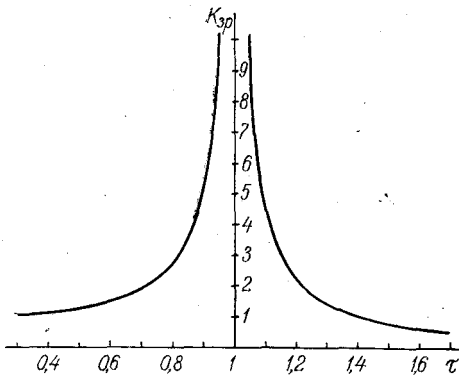


Рис. 2. Графік зміни коефіцієнтів зрівноваження $K_{зр}$ залежно від швидкісного режиму.

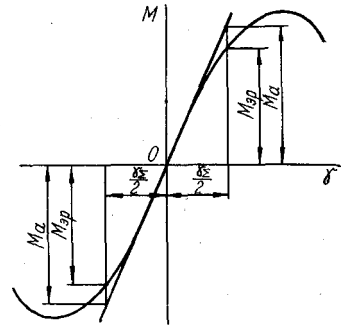


Рис. 3. Графік залежності $M = f(\gamma)$.

Тепер після підстановки (9) і (12) у формулу (8) маємо

$$M_{зр} = \frac{2cr^2\alpha}{\alpha^2 + \beta^2 - 2\sigma\beta \cos \gamma_1} \left[(\chi_n + \sqrt{\alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta \cos \gamma_1 - 1} - \right. \\ \left. - \arccos \frac{1}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta \cos \gamma_1}} + \arccos \frac{1}{\alpha - \beta} - \right. \\ \left. - \sqrt{(\alpha + \beta)^2 - 1} \right] \beta \cdot \sin \gamma_1 \cdot \sqrt{\alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta \cos \gamma_1 - 1} + \\ + \arcsin \frac{\alpha \cdot \sin \gamma_1}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta \cos \gamma_1}} \cdot \sqrt{\alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta \cos \gamma_1 - \beta^2 \sin^2 \gamma_1} \quad (13)$$

З (13) випливає, що відновлювальний момент є складною функцією положення, яке забезпечує коливний рух веденої ланки по нелінійному, а при певних геометричних співвідношеннях — лінійному законам.

Оцінимо геометричні параметри ПРЦМ, за яких, відновлюючий момент буде лінійною функцією, або відхилиться від неї на величину, якою можна знехтувати. Для цього обмежимо максимальне кутове переміщення веденої ланки, а відповідно і програмоносія ПРЦМ до 60° (рис. 3). Проведемо до неї дотичну в точці O , аналітичний вираз якої буде похідною функції (13) за кутовим переміщенням γ_1

$$M_a = \frac{2cr^2\alpha}{(\alpha \mp \beta)^2} (\alpha \pm \beta \chi_n \sqrt{(\alpha \mp \beta)^2 - 1}) \gamma_1. \quad (14)$$

Різниця між (13) і (14) виражатиме незрівноважений момент за умови, що сили інерції веденої ланки як функції кута переміщення змінюються за лінійним законом.

Аналіз формул (13) і (14) свідчить про залежність величини незрівноваженого моменту ($M_{зр} - M_a$) від геометричних параметрів ПРЦМ і кутового переміщення веденої ланки. Величину відхилення дійсного моменту $M_{зр}$ від моменту, апроксимованого залежністю (14), оцінимо в процентах як співвідношення

$$\frac{M_{зр} - M_a}{M_a} \cdot 100\%. \quad (15)$$

Дослідження виразу (15) при $\gamma_2 = 60^\circ$, виконане на ЕЦВМ «Промінь М», показало, що велика сім'я ПРЦМ з програмоносієм у вигляді ексцентрика при параметрах $\alpha = 3 \div 10$; $\beta = -0,3 \div 0,5$; $\chi_{об} = 0,1 \div 0,8$ має нехтовно малі незрівноважені моменти в межах до 5%. Враховуючи це, відібрану сім'ю ПРЦМ можна синтезувати як коливний контур із лінійною відновлюючою силою та косинусоїдальним законом руху веденої ланки.

Зауважимо, що знаком «плюс» позначена величина зміщення центра круга в сторону зменшення базової віддалі, а знаком «мінус» — навпаки.

Якщо для розрахункового режиму вибирається програмоносієм ексцентрик (з метою відповідної підналадки при зміні швидкісного режиму), то період однозначних переміщень і жорсткість пружин наберуть вигляду

$$\tau = \frac{2\pi(\alpha \mp \beta)}{r} \sqrt{\frac{IC}{2ca(\alpha \mp \beta)_{\text{н}} \sqrt{(\alpha \pm \beta)^2 - 1}}},$$

$$c = C \frac{(\alpha \mp \beta)^2 l}{a(\alpha \pm \beta)_{\text{н}} \sqrt{(\alpha \mp \beta)^2 - 1} r^2 \tau^2}.$$

Деяко зміниться і умова для вибору геометричних параметрів:

$$H_0 + s_{1\text{max}} + s_{2\text{max}} + x_0 + l_1 + l_2 \leq \sqrt{(\alpha \mp \beta)^2 - 1} \cdot r, \quad (16)$$

де $s_{1\text{max}}$ і $s_{2\text{max}}$ — обчислюємо за допомогою формул (9) або визначаємо з номограми (рис. 4), причому

$$l_1 \geq 0,5 d_{\text{цр}} \sqrt{\alpha^2 + \beta^2 - 2\alpha\beta \cos \gamma_1 - 1} \cdot r.$$

На номограмі рис. 5 подаються відносні величини максимального моменту від сил інерції мас веденої ланки $M_{\text{ин max}}$ в для реально можливого варіювання значень геометричного параметра ексцентриситету β залежно від вибору геометричного параметра базової віддалі α при різних значеннях кутового переміщення γ_1 . Щоб скористатись діаграмою,

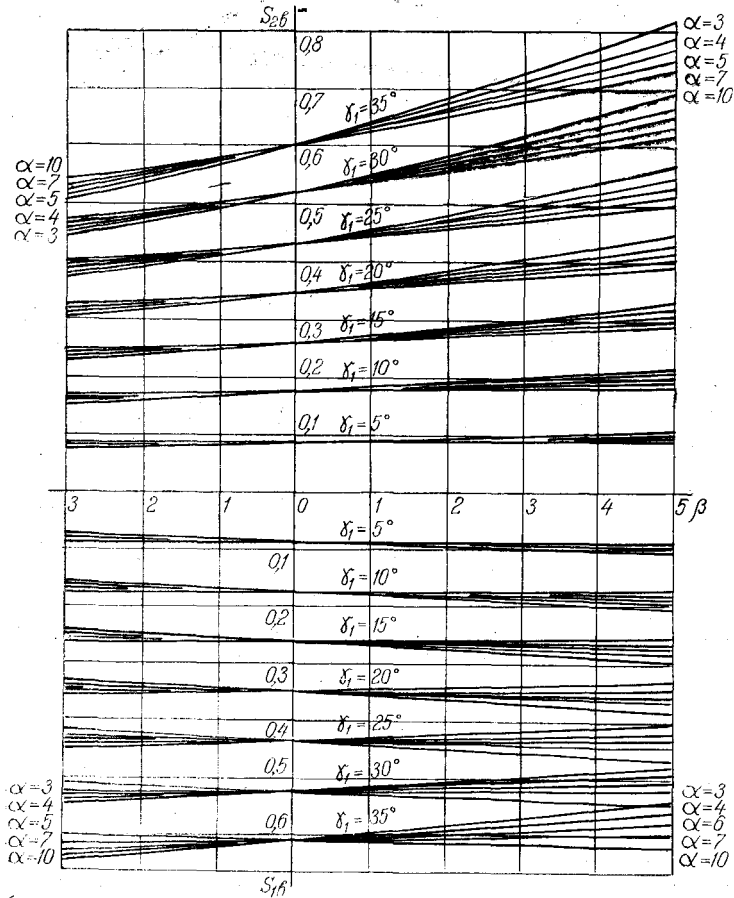


Рис. 4. Номограма для визначення відносних переміщень кінців пружин s_{1b} , s_{2b} залежно від параметрів α , γ_{Σ} .

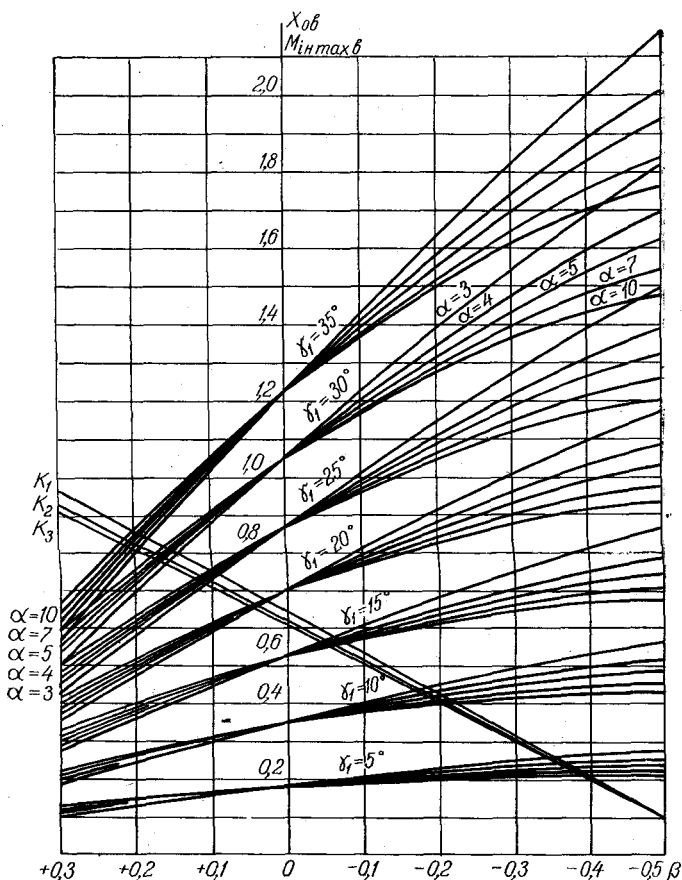


Рис. 5. Номограма для визначення геометричного параметру ексцентриситету β при підналадці ПРЦМ на змінений швидкісний режим.

слід визначити за формулою (4) момент від сил інерції мас веденої ланки $M_{\text{in max}} = M_a$, звести його до відносного вигляду, розділивши на вираз cr^2 .

Тоді, користуючись номограмою для заданих γ_1 , α , по $M_{\text{in max}}$ в відшукати β , при якому відносні величини моменту від сил інерції ведених мас і відновлювального моменту пружин рівні, забезпечуючи максимальне зрівноваження. Номограма складена з урахуванням зміни коефіцієнта монтажно-ї деформації пружин x_{0b} при зміні β . Точка перетину ординати β з лінією K покаже, як зміниться x_{0b} при підналадці.

До номограми слід зробити такі зауваження: 1) кожна верхня крива пучка $M_{\text{in max}}$ в правій частині діаграми відповідає меншому α ; а в лівій — навпаки; 2) прямі K_1 , K_2 відповідають $\alpha=3$ і $\alpha=4$, а пряма K_3 для $\alpha \geq 5$. Отже, ПРЦМ з гнучкими ланками і програмоносієм у вигляді круга мають абсолютно лінійний відновлювальний момент і косинусоїдальний закон руху веденої ланки; велика сім'я ПРЦМ з гнучкими ланками і програмоносієм у вигляді ексцентрика має відновлювальний момент, близький до лінійного, що дає можливість виконувати кількісну підналадку при зміні швидкісного режиму шляхом відповідної зміни ексцентриситету програмоносія; аналітичні залежності та номограми дають можливість вибрати геометричні та силові параметри ПРЦМ з гнучкими ланками і програмоносієм у вигляді круга та величину ексцентриситету при зміні швидкісного режиму.

ЛІТЕРАТУРА

1. Авторское свидетельство № 274588.— «Бюллетень изобретений», 1970, № 21.
2. Полюдов А. Н. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат канд. дис. Львов, 1964.
3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.
4. Hain Kurt. Spring Mechanisms-continuous balancing Product engineering. January 16, 1961.

M. V. KLYUCHKOVSKY

ON THE QUESTION OF SOME SPRING PROGRAMME UNLOADER OF CYCLIC MECHANISMS WITH FLEXIBLE LINKS

Summary

The article deals with the method of calculation of spring programme unloaders of cyclic mechanisms with flexible links and a programme-carrier in the form of a circle. The author suggests the methods of determination of the range of displacement of the programmecarrier centre by changing velocity regime of the automatic machine with the aim of complete balancing of redundant moments of inertia forces.
