

ВИКОРИСТАННЯ ДИНАМІЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ДЛЯ РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧ ДИНАМІЧНОГО СИНТЕЗУ ФОРГРЕЙФЕРІВ АРКУШЕВИХ РОТАЦІЙНИХ МАШИН

Форгрейфер характеризується просторовою структурою побудови, складною кінематикою, великими динамічними навантаженнями, високими вимогами до точності його роботи. Тому при розробці та поглибленні наукових основ проектування форгрейферів особливого значення набувають питання динамічного аналізу й синтезу.

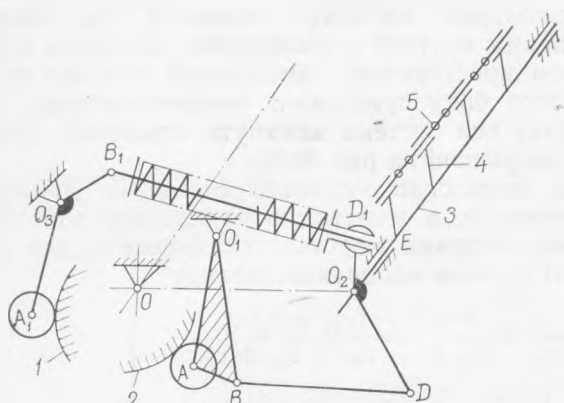


Рис. 1. Принципіальна схема механізму форгрейфера.

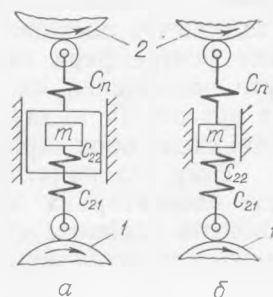


Рис. 2. Розрахункова динамічна модель форгрейфера:

1 — кулачок хитання, 2 — кулачок замикання.
а — при розміщенні замикаючого елемента з боку протилежного чотириланковика;
б — при розміщенні замикаючого елемента з протилежного боку.

Складна структура цих механізмів утруднює складання простих розрахункових рівнянь для опису динамічних процесів. Динамічне моделювання зводиться до розробки спрощеної розрахункової схеми, в якій дійсний механізм з нескінченною кількістю ступенів вільності зводиться до ідеалізованого механізму, що зображається у вигляді однієї зосередженої (зведеної) маси, системи кінцевого числа зосереджених або розподілених на окремих ділянках мас, зв'язаних зведеними пружними безінерційними елементами.

Розробка спрощеної еквівалентної зведеної схеми ведеться на базі відомих методів теорії машин і механізмів [1, 5, 6]. Зведені маси визначаються з умови збереження кінетичної енергії, зведені жорсткості — з умови рівності потенціальної енергії. При заміні схеми еквівалентною потужність, що передається ззовні, повинна також залишатися однаковою за величиною.

На рис. 1 показана принципіальна схема механізму форгрейфера, де 1, 2 — кулачки приводу форгрейфера (замикання і хитання), O — центр вала циліндра друкарського апарата, O_1ABDO_2 — передавальний

чотириланковик $O_3B_1D_1O_2$ —чотириланковик замикання, 3—вал форгрейфера з важелями 4 вала захватів 5.

На рис. 2 показані розрахункові динамічні моделі, до яких зводиться дійсний механізм, де m —зведена маса; c —повна зведена жорсткість; c_{21} —зведена жорсткість передавального чотириланковика, включаючи частину вала форгрейфера до точки E (див. рис. 1); c_{22} —зведена жорсткість вала форгрейфера; c_n —зведена жорсткість пружини. Зведена маса при моделюванні розміщується на віддалі R_ϕ від центра вала форгрейфера, де R_ϕ —радіус форгрейфера.

Тому що максимальні динамічні навантаження, а відповідно і максимальні величини спотворення кінематичних функцій, визначаються найбільш низькою з частот головних (власних) коливань, динамічна модель повинна бути еквівалентною дійсному механізму по низькій частоті.

Одномасова еквівалентна модель може бути використана для розв'язання цілого ряду задач динамічного аналізу і синтезу. Нижче розглянуто два приклади.

Приклад 1. Вплив жорсткості пружини замикання і її розміщення на зведену жорсткість механізму.

В форгрейферах аркушевих друкарських машин пружина замикання призначена для подолання від'ємних моментів сил інерції і забезпечує постійний силовий контакт у з'єднаннях. Оскільки механізм форгрейфера являється просторовим, замикаючий елемент може бути розміщений як з одного боку привідного чотириланковика, так і з другого (в цьому випадку вся система замкнута повністю). Динамічні схеми обох варіантів зображені на рис. 2а,б.

Тому що податливість послідовно з'єднаних елементів дорівнює сумі елементарних податливостей, а жорсткість паралельно з'єднаних моментів дорівнює сумі елементарних жорсткостей, формули для розрахунку зведеної жорсткості системи набирають вигляду

$$\left. \begin{aligned} c_a &= \left(\frac{1}{c_{21} + c_n} + \frac{1}{c_{22}} \right)^{-1} = \frac{(c_{21} + c_n) c_{22}}{c_{21} + c_{22} + c_n}, \\ c_b &= c_n \left(\frac{1}{c_{21}} + \frac{1}{c_{22}} \right)^{-1} = \frac{c_{21} \cdot c_{22} + (c_{22} + c_{21}) c_n}{c_{21} + c_{22}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Для зручності проведення аналізу виразимо зведені жорсткості складових елементів через жорсткість одного з елементів, наприклад, вала форгрейфера c_{22}

$$\begin{aligned} c_{21} &= \frac{c_{21}}{c_{22}} \cdot c_{22} = \lambda c_{22}, & \text{де } \lambda &= \frac{c_{21}}{c_{22}}; \\ c_n &= \frac{c_n}{c_{22}} \cdot c_{22} = \mu \cdot c_{22}, & \text{де } \mu &= \frac{c_n}{c_{22}}. \end{aligned}$$

З врахуванням цього формули (1) запишемо таким чином:

$$\left. \begin{aligned} c_a &= \frac{\lambda + \mu}{1 + \mu + \lambda} \cdot c_{22} = z_a \cdot c_{22}, \\ c_b &= \frac{\lambda + (1 + \lambda) \cdot \mu}{1 + \lambda} \cdot c_{22} = z_b \cdot c_{22}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де

$$z_a = \frac{c_a}{c_{22}}; \quad z_b = \frac{c_b}{c_{22}}.$$

Для визначення впливу розміщення пружини (варіант *a* або *б*) на загальну жорсткість c введемо коефіцієнт $z = \frac{z_a}{z_b}$, який показує збільшення зведеної жорсткості у випадку повного замикання системи.

На рис. 3 побудовані графіки z_a , z_b , z як функції від коефіцієнта μ для різних λ . При цьому на графіку $z=f(\mu)$ показані тільки криві 1 і 4, що відповідають $\lambda=0,4$ і $\lambda=1,0$. Решта кривих $z=f(\mu)$ розміщена у вузькому діапазоні між ними.

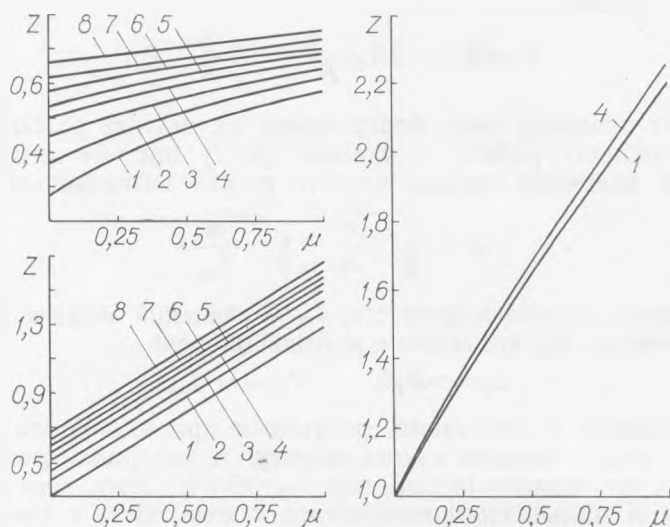


Рис. 3. Графіки зміни z_a , z_b , z .

1 — при $\lambda=0,4$; 2 — $\lambda=0,6$; 3 — $\lambda=0,8$; 4 — $\lambda=1,0$; 5 — $\lambda=1,2$; 6 — $\lambda=1,4$; 7 — $\lambda=1,6$; 8 — $\lambda=2,0$.

Побудовані графіки дозволяють уявити картину зміни z_a і z_b на всьому діапазоні зміни μ при різних λ і зміну зведеної жорсткості системи залежно від розміщення пружини. Аналіз графіків дозволяє зробити такі висновки:

1. В існуючих конструкціях форгрейферів ($\mu < 5 \cdot 10^{-3}$) варіант розміщення пружини замикання на зведену жорсткість механізму практично не впливає. При визначенні останньої жорсткості c_H можна не враховувати. Розміщення механізму замикання може визначатися лише конструктивно, виходячи з умов зручності компоновки.

2. При кінематичному замиканні (вже при $\mu > 0,1$) повне замикання системи значно підвищує її зведену жорсткість.

Приклад 2. Вплив вибору коефіцієнта $\kappa = \frac{R_{\phi}}{R_H}$ на величину діаметра вала форгрейфера.

Основним технологічним призначенням форгрейфера є точна передача аркушів у захвати циліндрів друкарського апарата радіусом R_H .

Відомо, що спотворення кінематичних характеристик механізму, величина амплітуд вібрацій, що визначають розкидання положення листів при їх передачі, залежать при одному й тому ж законі переміщення веденої маси від величини критерію частотної подібності ν [7]

$$\nu = p \cdot T,$$

де p — колова частота власних коливань веденої маси; T — період руху (в нашому випадку подвоєний час розбігу форгрейфера з листом).

Із умов, зв'язуючих кінематику роботи форгрейфера і аркуше-вирівнювальних пристроїв [2, 9], випливає, що для будь-якої окремо взятої машини при вибраному законі руху та різних κ величина максимально можливого часу T залишається практично постійною

$$T \sim 2\varphi = \frac{2A}{1 - \frac{1}{B}},$$

де A — величина, розрахована по вихідних даних; B — пік інваріанта швидкості на участку розбігу; φ — узагальнена координата часу T в кутах повороту кулачкового вала.

Лінійне переміщення S зведеної маси m також залишається постійним, тому що

$$S = 2R_{\Phi}\beta = 2R_{\Phi} \cdot \frac{\varphi}{B \cdot k} = 2 \frac{\varphi}{B} \cdot R_{\Phi},$$

де β — кут повороту вала форгрейфера на ділянці розбігу. Для збереження точності роботи механізму [4, 7] при $v = \text{const}$ необхідне збереження величини колової частоти p , яка визначається формулою

$$p = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{c_y}{I_{\text{пр}}}},$$

де c_y — зведена кутова жорсткість; $I_{\text{пр}}$ — зведений момент інерції мас.

Величини c_y і $I_{\text{пр}}$ визначаємо зі співвідношень

$$c_y = c \cdot R_{\Phi}^2; \quad I_{\text{пр}} = m \cdot R_{\Phi}^2.$$

Далі індекси у опускаємо, розуміючи при цьому, що c — кутова жорсткість, а c_{21} — зведена кутова жорсткість чотириланковика.

Відомо, що момент інерції мас $I_{\text{пр}} \sim \kappa^2$ [3]. Отже, для збереження величини p зі збільшенням коефіцієнта κ жорсткість c також повинна зростати в κ^2 разів.

Зі сказаного випливає, що жорсткість еквівалентної динамічної моделі (без врахування жорсткості пружини замикання) визначається залежністю

$$c = \frac{c_{21} \cdot c_{22}}{c_{21} + c_{22}} = \frac{\lambda}{1 + \lambda} \cdot c_{22}. \quad (3)$$

Приймаємо $\kappa = 1 = \kappa_0$. При κ_0 і конкретному λ_j запишемо вираз жорсткості динамічної моделі у вигляді

$$c_{j0} = \frac{\lambda_j}{1 + \lambda_j} \cdot c_{22j0}.$$

Величина колової частоти буде сталою при

$$\kappa_i \cdot c_{j0} = c_{ji}. \quad (4)$$

Взявши до уваги, що $c_{21} = \text{const}$, одержуємо

$$c_{ji} = \frac{c_{21} \cdot c_{22ji}}{c_{21} + c_{22ji}},$$

звідки

$$c_{ji} = \frac{\lambda_j \cdot \kappa_{ji}}{\lambda_j + \kappa_{ji}} \cdot c_{22j0}, \quad (5)$$

де $\kappa_{ji} = \frac{c_{22ji}}{c_{22j0}}$ — безрозмірний коефіцієнт, що показує, у скільки разів повинна змінитись жорсткість вала форгрейфера при зміні радіуса хитних захватів R_{Φ} в κ_i разів при певному співвідношенні λ_j .

Із виразів (3) — (5) випливає:

$$\kappa_{ji} = \frac{\lambda_j \cdot k_i^2}{1 + \lambda_j - k_i^2}. \quad (6)$$

У випадку круглого вала довжиною l і діаметром d жорсткість його визначається за формулою:

$$c_{22} = \frac{\pi d^4 \cdot G}{32 l}, \quad (7)$$

де G — модуль зсуву.

Із залежності (6) з врахуванням формули (7) одержуємо

$$y_{ji} = \frac{d_{ji}}{d_{j0}} = \sqrt[4]{\frac{\lambda_j \cdot \kappa_i^2}{1 + \lambda_j - \kappa_i^2}}, \quad (8)$$

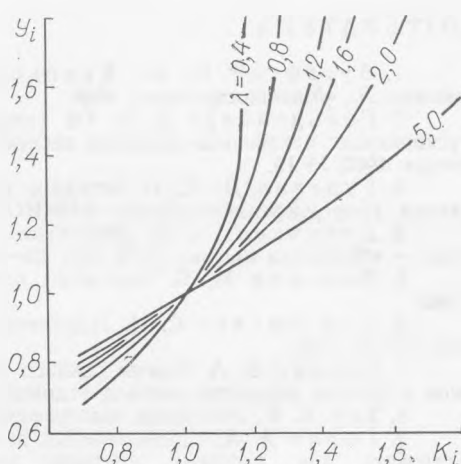
де y_{ji} — коефіцієнт відносної зміни діаметра вала форгрейфера залежно від зміни κ_i .

Із формули (8) випливає, що при $\lambda_j \rightarrow \infty$

$$\lim_{\lambda_j \rightarrow \infty} y_{ji} = \sqrt{\kappa_i}.$$

Залежність (8) існує при $1 + \lambda_j - \kappa_i^2 < 0$, або при $[\kappa_i]_{\max} < \sqrt{1 + \lambda_j}$. Це означає, що зі збільшенням $\kappa = \frac{R_{\Phi}}{R_{\Pi}}$ для заданого λ_j при постійній

Рис. 4. Графіки відносної зміни діаметра вала форгрейфера залежно від $\kappa = \frac{R_{\Phi}}{R_{\Pi}}$.



жорсткості $c_{21} = \text{const}$ лише за $k_i < [k_i]_{\max}$ можливе збереження точності роботи механізму, яку можна досягнути збільшенням діаметра вала форгрейфера. В інших випадках слід чекати зниження точності роботи механізму.

Криві (рис. 4) наочно підтверджують висновки, зроблені при аналізі формули (8). Для деяких λ зі збільшенням κ умова збереження

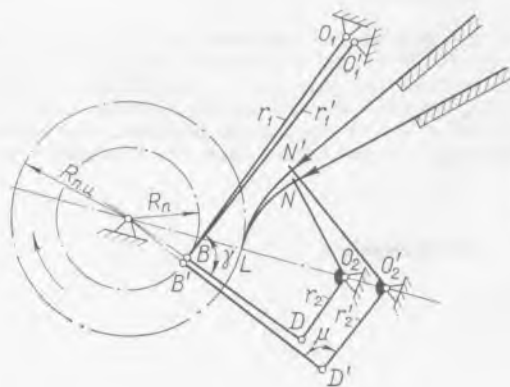


Рис. 5. Визначення вихідних даних для виконання умови $c_{21} = \text{const}$.

точності роботи механізму обмежена вузьким діапазоном (при $\lambda=0.4$ можливе $\kappa_i < 1,2$). Отже, для підвищення точності роботи механізму не слід збільшувати радіус форгрейфера.

Розглянемо умову $c_{21} = \text{const}$. У фазі передачі аркуша напрямом осі коромисла-штовхача перпендикулярний до радіуса-вектора центрального профілю кулачка, а кути γ і μ дорівнюють 90° (рис. 5). Враховуючи, що переміщення веденої маси при різних κ рівні, можна записати, що дуги $LN = LN'$ рівні і маса $m \cong \text{const}$.

Найбільш доцільним для порівняння є вибір чотириланкових із умови рівності зусиль при передаванні і збереженні жорсткості механізму.

Тому що в цьому випадку $\Delta R_{\max} \cong \text{const}$ (де $\Delta R_{\max}$ — повний приріст радіуса-вектора кулачка) і жорсткості відповідних шарнірів рівні $c_B = c_B$; $c_A = c_A'$ і $c_D = c_D'$, то одержуємо співвідношення

$$\frac{R_\Phi}{r_2} = \frac{R'_\Phi}{r'_2}.$$

На основі цього можемо зробити висновок, що $c_{21} = \text{const}$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Вульфсон И. И., Коловский М. З. Нелинейные задачи динамики машин. Л., «Машиностроение», 1968.
2. Гольденберг Е. Б. Об оптимальных кинематических параметрах листоускоряющих механизмов листовых печатных машин.— «Сборник трудов НИИполиграфмаш», 1963, № 19.
3. Гуревич Д. Я. О методике расчета циклограммы листоподающего механизма (форгрейфера).— «Труды ВНИИОПИТ. Печатные машины», 1972, вып. 43.
4. Докучаева Е. Н. Динамические характеристики законов движения толкателя.— «Механика машин». 1970, вып. 25—26.
5. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин. М., «Машиностроение», 1969.
6. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями. Киев, Изд-во АН УССР, 1966.
7. Саввин Э. А. Синтез законов движения инерционных кулачковых механизмов с учетом упругости звеньев ведомой системы. Автореф. канд. дис., Львов, 1967.
8. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.
9. Тюрин А. А. Сравнительный анализ, расчет и выбор типа бумагопитающих устройств для листовых печатных машин.— «Сборник научных трудов МПИ», 1960, № 12.

I. O. KRUGLOV

THE APPLICATION OF DYNAMIC SIMULATION AT THE SOLUTIONS OF PROBLEMS OF THE DYNAMIC SYNTHESIS OF SHEET-FED ROTARY PRESSES' GRIPPERS

Summary

On the base of reduction of the grippers to one-mass model with the natural oscillation frequency equivalent to the lower natural oscillation frequency of the mechanism, two problems of the dynamic synthesis are considered. The influence of the force and of the location place of the spring on full reduced rigidity of mechanism is analyzed. From the point of view of the retention of mechanism precision, the influence of the choice of the magnitude of swinging clamps' radius upon the diameter size of the gripper shaft is analyzed.