

Користуючись розробленою методикою, можна синтезувати кривошипно-повзунний механізм із змінною довжиною кривошипа для отримання переміщень повзуна з постійною швидкістю.

УДК 686.1

А.І. Петрук, З.М. Приставський, О.Я. Моргун

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ РЕАКЦІЙ ОПОР ХИТНОГО СТОЛА НИТКОЗШИВНИХ МАШИН

Запропоновано методику визначення реакцій опор і кулачків хитного стола ниткозшивної машини.

Предложена методика определения реакций опор и кулачков качающегося стола ниткошвейной машины.

Значні динамічні сили, що виникають через нерівномірний рух хитного стола при робочих режимах ниткозшивних машин, призводять до появи додаткових навантажень на його підшипникові опори і приводні кулачки. У результаті швидше спрацьовуються робочі поверхні кулачків і підшипників, змінюються розмірні ланцюги механізму хитного стола, частіше ламаються робочі інструменти, знижується точність зупинки стола в крайніх, технологічно важливих, позиціях тощо. Тому питанню мінімізації і локалізації негативного впливу динамічних навантажень присвячена значна кількість наукових праць. Дослідження з цієї проблематики проводилися переважно в двох напрямках:

визначення динамічних навантажень на приводні кулачки з врахуванням кінематичних і динамічних властивостей конструкції механізму;

розроблення способів і конструкцій пристроїв програмного зрівноваження сил інерції стола.

Дана спрямованість досліджень обґрунтовується насамперед високою трудомісткістю процесів виготовлення кулачків. Однак такий односторонній підхід має певні недоліки. Інтенсивне спрацьовування підшипників опор також впливає на динаміку та довговічність механізму стола, на якість виконання технологічних операцій механізмом. Тому оптимальність усієї конструкції механізму стола може бути виявлена лише шляхом глибокого техніко-економічного аналізу.

Для проведення комплексу проектних розрахунків (як одного з необхідних етапів) пропонується методика визначення динамічних складових реакцій опор хитного стола, що дозволить обґрунтовано встановити оптимальні конструктивні розміри елементів опор. Розглянемо її на прикладі поширеної конструкції механізму хитного стола з двобічним кулачковим приводом (рис. 1). Динамічну задачу розв'яжемо за допомогою кінетостатичної моделі механізму, прийнявши такі припущення: усі складові частини хитного стола є твердими тілами; хитання стола навколо горизонтальної осі здійснюється за ідеальними законами; зазорами в кінематичних парах знехтуємо.

Отже, визначаючи опорні реакції, на розрахунковій схемі прийемо, що до осі стола в точці її перетину з площиною симетрії прикладена сила \vec{R}_{in} , а в площині симетрії діє пара сил з моментом $M_{in,y}$ (рис.2). На даній розрахунковій схемі дія опор стола замінена реакціями R_A і R_B , які розкладені на складові R_{Ax} , R_{Az} , R_{Bx} і R_{Bz} . Тут знехтувано осьовими силами для переміщення механізму проколів і прийнято, що складові реакції опор уздовж осі Y рівні нулю.

Щоб зробити задачу статично визначеною, реакції лівого і правого кулачків R_k вважаються рівними між собою. Звичайно, таке припущення ідеалізує картину навантаження на кулачки.

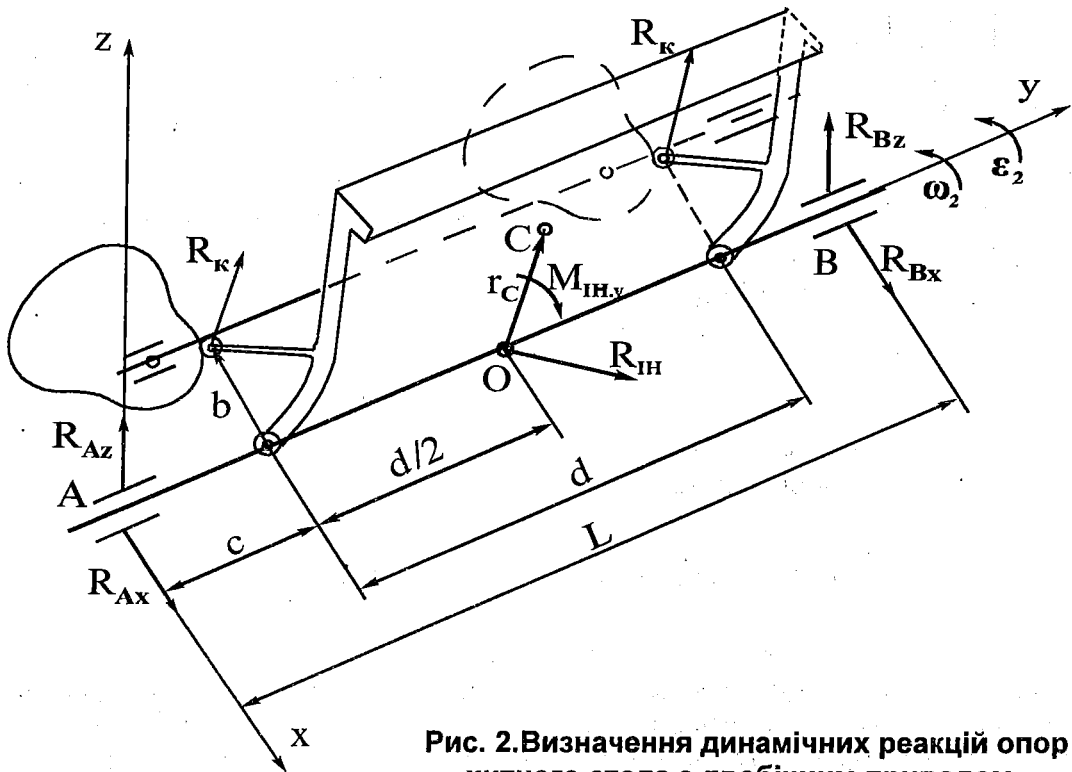


Рис. 2. Визначення динамічних реакцій опор хитного стола з двобічним приводом

За вибраної системи координат рівняння рівноваги без врахування статичних сил набувають вигляду

$$\begin{aligned} \vec{R}_A + \vec{R}_B + \vec{R}_{in} &= 0; \\ M_A(\vec{R}_A) + M_A(\vec{R}_B) + M_A(\vec{R}_{in}) + 2M_A(\vec{R}_k) &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Даним векторним рівнянням відповідають такі п'ять рівнянь рівноваги у вигляді проєкцій сил і моментів цих сил відносно осей координат:

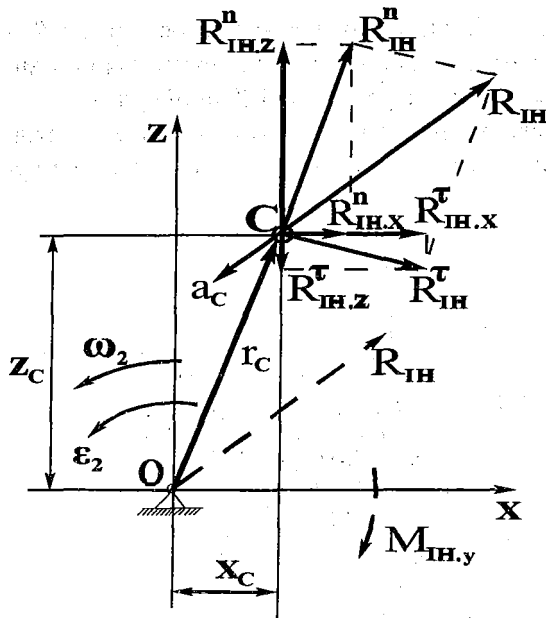
$$\begin{aligned} R_{Ax} + R_{Bx} + R_{in,x} + 2R_{k,x} &= 0; \\ R_{Az} + R_{Bz} + R_{in,z} + 2R_{k,z} &= 0; \\ R_{Bz}L + R_{in,z}(c + 0,5d) + R_{k,z}(2c + d) &= 0; \\ 2M_{in,y}(R_k) - J_y\epsilon_2 &= 0; \\ R_{Bx}L + R_{in,x}(c + 0,5d) + R_{k,x}(2c + d) &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Знайдемо формули для визначення проєкцій рівнодіючої сили інерції стола на осі координат. Нехай у даний момент часу хитний стіл рухається з кутовою швидкістю ω_2 і має кутове прискорення ϵ_2 . Модулі відцентрової і дотичної складових рівнодіючої сили інерції знаходимо так:

$$R_{in}^n = mr_c \omega_2^2;$$

$$R_{in}^r = mr_c \varepsilon_2,$$

де r_c – відстань від осі Y до центра мас стола.



Розкладемо кожен з цих сил на складові, які спрямовані по осях координат (рис. 3). Знайдемо значення проекції сил на осі координат:

$$R_{in,x}^n = R_{in}^n \cos(R_{in}^n, x) = mr_c \omega_2^2 \frac{x_c}{r_c} = mx_c \omega_2^2;$$

$$R_{in,z}^n = mz_c \omega_2^2;$$

$$R_{in,x}^r = R_{in}^r \cos(R_{in}^r, x) = mr_c \varepsilon_2 \frac{z_c}{r_c} = mz_c \varepsilon_2;$$

$$R_{in,z}^r = -mx_c \varepsilon_2.$$

Тут x_c, z_c – координати центра мас стола.

Тоді проекцію рівнодіючої сили інерції визначимо таким чином:

Рис. 3. Визначення проекції рівнодіючої сили інерції стола на осі координат

$$R_{in,x} = R_{in,x}^n + R_{in,x}^r = m(x_c \omega_2^2 + z_c \varepsilon_2);$$

$$R_{in,z} = R_{in,z}^n + R_{in,z}^r = m(z_c \omega_2^2 - x_c \varepsilon_2).$$

Тепер виведемо формули для розрахунку проекцій реакції кулачка на координатні осі. Для цього реакцію кулачка R_k , яка спрямована по нормалі до робочої поверхні кулачка, розкладемо на дві складові N і F . Силу N направимо по вектору швидкості центра A ролика, а силу F – по прямій, яка з'єднує центр ролика і вісь хитання стола (див. рис. 1).

У такому випадку $N = R_k \cos \alpha$; $F = R_k \sin \alpha$, де α – кут тиску.

Тоді проекції реакції кулачка на осі координат за заданих геометричних параметрів будуть такі:

$$\begin{aligned} R_{k,x} &= N \sin(\beta_0 + \gamma_0 + \gamma) + F \cos(\beta_0 + \gamma_0 + \gamma) = \\ &= R_k \cos \alpha \sin(\beta_0 + \gamma_0 + \gamma) + R_k \sin \alpha \cos(\beta_0 + \gamma_0 + \gamma) = \\ &= R_k \sin(\alpha + \beta_0 + \gamma_0 + \gamma); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{k,z} &= N \cos(\beta_0 + \gamma_0 + \gamma) + F \sin(\beta_0 + \gamma_0 + \gamma) = \\ &= R_k \cos \alpha \cos(\beta_0 + \gamma_0 + \gamma) + R_k \sin \alpha \sin(\beta_0 + \gamma_0 + \gamma) = \\ &= R_k \cos(\alpha - \beta_0 - \gamma_0 - \gamma). \end{aligned}$$

Момент реакції поверхні кулачка відносно осі хитання стола

$$M_{i,y}(R_k) = Nb = R_k b \cos \alpha.$$

Підставимо знайдені проекції сил інерції і моментів реакції у рівняння рівноваги.

$$\begin{cases} R_{Ax} + R_{Bx} + m(x_c \omega_2^2 + z_c \varepsilon_2) + 2R_k \sin(\alpha + \beta_0 + \gamma_0 + \gamma) = 0; \\ R_{Az} + R_{Bz} + m(z_c \omega_2^2 - x_c \varepsilon_2) + 2R_k \cos(\alpha - \beta_0 - \gamma_0 - \gamma) = 0; \\ R_{Bz}L + m(z_c \omega_2^2 - x_c \varepsilon_2)(c + 0,5d) + R_k \cos(\alpha - \beta_0 - \gamma_0 - \gamma)(2c + d) = 0; \\ 2R_k b \cos \alpha - J_y \varepsilon_2 = 0; \\ R_{Bx}L + m(x_c \omega_2^2 - z_c \varepsilon_2)(c + 0,5d) + R_k \sin(\alpha + \beta_0 + \gamma_0 + \gamma)(2c + d) = 0; \end{cases}$$

З цієї системи рівнянь можна знайти невідомі реакції. Як випливає з даних рівнянь, мінімізація реакцій в опорах *A* і *B* можлива шляхом зменшення маси стола і координат центра мас, раціонального розподілу мас у столі, вибором оптимального закону періодичного руху. Зменшити силу тиску ролика на кулачок за незмінної відстані від ролика до осі хитання стола можна, впливаючи на J_y і ε_2 . Умова, за якої реакція кулачків дорівнює нулю, може бути виконана, коли до хитного стола додатково прикласти програмований зрівноважуючий момент $M_{sp} = -J_y \varepsilon_2$, тобто, щоб у будь-яку мить руху стола забезпечувалося: $M_{sp} + J_y \varepsilon_2 = 0$.

Коли конструкцію хитного стола неможливо представити як симетричну, то у рівняння рівноваги $\Sigma M_{i,x} = 0$ і $\Sigma M_{i,z} = 0$ треба вводити моменти, що відображають додатковий вплив відцентрових моментів інерції відносно осей *X*, *Y* та *Y*, *Z*, тобто J_{xy} і J_{yz} .

Для проектування опор хитного стола необхідно знати максимальні значення повних реакцій. Щоб раціоналізувати розрахунки, у виведених вище рівняннях величини x_c , z_c , ω_2 , ε_2 , γ і α слід виразити через позиційні інваріанти подібності a_k , b_k і c_k . Як відомо [2], ці величини обчислюються за такими формулами, наприклад для фази віддалення:

$$\omega_2 = b_k \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_\sigma} \omega_1; \quad \varepsilon_2 = c_k \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_\sigma^2} \omega_1^2; \quad \gamma = a_k \gamma_\Sigma;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(b/l) b_k \left(\frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_\sigma} \right) - \cos(\gamma_0 + a_k \gamma_\Sigma) + (b/l)}{\sin(\gamma_0 + a_k \gamma_\Sigma)}$$

Тут γ_Σ – повний кутовий розмах стола;

φ_σ – фазовий кут віддалення;

ω_1 – кутова швидкість кулачкового вала.

Координати x_c і z_c є функціями кута γ .

Використання наведеної методики ілюструється прикладом (рис. 4), де у розрахунках взяті наступні параметри механізму стола:

$$\begin{aligned} \varphi_\sigma = 84^\circ; \quad \beta_0 = 41^\circ 37'; \quad \gamma_0 = 18^\circ 24'; \quad \gamma_\Sigma = 20^\circ; \quad \omega_1 = 12,57 \text{ с}^{-1}; \quad m = 22,45 \text{ кг}; \\ b = 225 \text{ мм}; \quad l = 258,19 \text{ мм}; \quad L = 530 \text{ мм}; \quad r_c = 34,95 \text{ мм}; \quad J_y = 1,375 \text{ кг м}^2. \end{aligned}$$

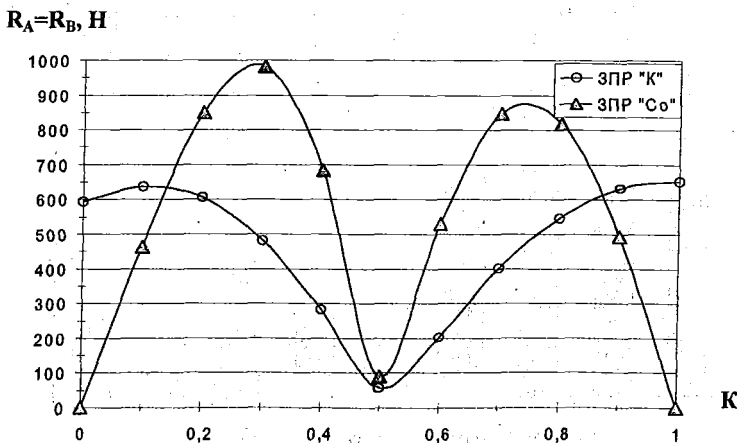


Рис. 4. Графік зміни модуля реакції $R_A=R_B$ у фазі віддалення стола

Модулі реакцій R_K , $R_A=R_B$ визначалися для двох законів періодичного руху "К", "Со".

Отримані числові значення модуля реакції опори свідчать, що динамічні складові значно перевищують діючі на стіл статичні сили і суттєво залежать від закону періодичного руху хитного стола.

Максимальні значення реакцій кулачків у розглянутому прикладі були рівні:

$$\text{ЗПР "К"} \quad R_K = 399,6 \text{ Н};$$

$$\text{ЗПР "Со"} \quad R_K = 542,8 \text{ Н}.$$

1. Петрук А.И., Черня Б.А. Исследование нагрузок привода качающегося стола ниткошвейного автомата НШ-6. – В кн.: Новые направления в переплётно-брошюровочном оборудовании. М., 1977.
2. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов. М., 1965.
3. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. 2. Динамика. М., 1977.

УДК 655.001.5

Р. В. Бенеш

ДО ПИТАННЯ СТАБІЛЬНОСТІ РОБОТИ ДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ

Досліджується стабільність роботи друкарських машин протягом друкування тиражу шляхом вимірювання оптичної щільності шкал оперативного контролю на відбитках.

Исследуется стабільність роботи печатных машин в течение печатания тиража путем измерения оптической плотности шкал оперативного контроля на оттисках.

Досягнення ідентичності пробного і тиражного відбитків, особливо в офсетному друці, проблематичне. Ця проблема найчастіше знаходиться у додрукарських процесах. Проміжні стадії – фоторепродукційний і формний процеси, процес виготовлення пробних відбитків та ін. – мають відповідати певним вимогам стандартів. Порушення якості відбитка спостерігається і на стадії друкування. У статті описані результати експериментального вивчення неусталеного температурного режиму фарбового апарата на оптичну щільність відбитка.

Одним із найважливіших завдань при друкуванні накладу є збільшення оптичної щільності відбитка в межах рекомендованого допуску. З практики відомо, що від умов офсетного друкарського процесу залежить оптична щільність відбитка. На збільшення оптичної щільності растрових точок діє ряд факторів. Найвпливовішими з них є (рис. 1) тип друкарської фарби, температура, розріджувач, тип офсетного полотна, натиск [2].

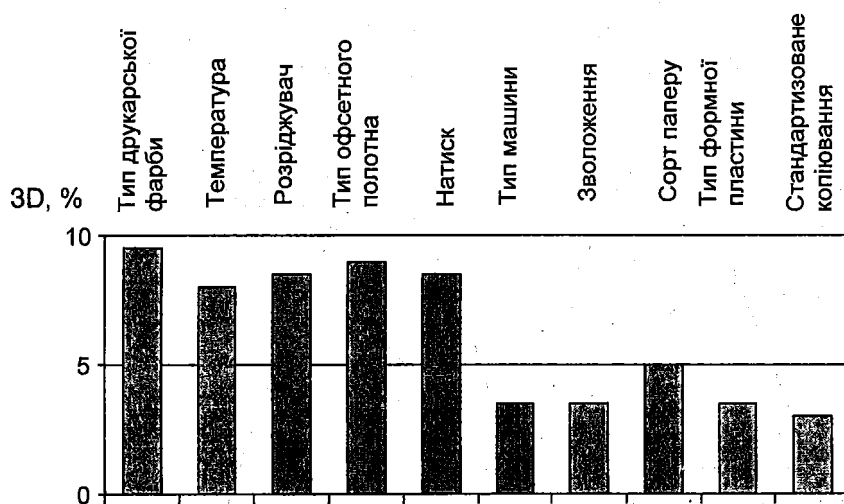


Рис. 1. Вплив факторів на зміну оптичної щільності відбитків