

Висновки

Представлені дані підтверджують, що розроблена математична модель задовільно описує перший період десорбції на лабораторній установці. Перевірка адекватності математичної моделі шляхом регулювання режиму десорбції показує, що експериментальні точки укладаються в 95% довірчий інтервал. Розбіжність між експериментальними і розрахунковими значеннями не перевищує 12%.

ЛІТЕРАТУРА

1. Адсорбційна установка для повітряно-газових сумішей. ПАТ 39520Ф України ВОД53/74. Федоренко О.О. Пісарев В.Є. Луцик Р.В.

Надійшла 06.07.2010

УДК 677.055

ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ ГОЛКИ В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ З КЛИНОМ

Б.Ф. ППА, Г.І. КОНЬКОВ, А.І. МАРЧЕНКО

Київський національний університет технологій та дизайну

Представлено результати досліджень по удосконаленню теорії динаміки взаємодії голки в'язальної машини з клином. Запропоновано метод визначення динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голки з клином жорсткої конструкції, з клином з пружним елементом та в разі пружного кріплення клина

Специфікою роботи круглов'язальних машин і, зокрема, однофонтурних є значні динамічні навантаження, що виникають при взаємодії голково-платинових виробів з клинами замків [1, 2]. Динамічні навантаження, що виникають при цьому, є одним з визначальних чинників в питаннях надійності роботи в'язальної машини і якості продукції, що випускається [3].

Розробка методу визначення динамічних навантажень в парі голка-клин в'язальної машини є важливим етапом в створенні теоретичних основ проектування в'язального механізму, оскільки дозволить вирішити проблему підвищення ефективності роботи в'язальних машин. Особливо актуальним є це завдання в даний час, коли перед трикотажним машинобудуванням постає завдання підвищення швидкісних характеристик в'язальних машин і автоматів.

Об'єкт та методи дослідження

Об'єктом досліджень обрано пару голка-клин в'язальної машини та процес їх динамічної взаємодії. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динаміки механічних систем, теорії удару та проектування в'язальних машин.

Постановка завдання

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи в'язальних машин, стаття присвячена дослідженням динаміки взаємодії голки з клином в'язальної машини з метою удосконалення методу знаходження динамічних навантажень, що виникають в зоні ударної взаємодії робочих органів в'язальних систем, зокрема голок, з клином.

Результати і їх обговорення

Аналіз конструкцій робочих органів в'язальних систем показує, що в якості розрахункової схеми при визначенні навантажень, що виникають при взаємодії голок з клинами, можна приймати, в залежності від конструкції голки та клина, одномасову або двомасову динамічну модель (рис. 1).

При цьому одномасова розрахункова схема (рис. 1, а) може бути прийнята при дослідженні процесу взаємодії голки в'язальної машини з клином жорсткої конструкції (жорстке кріплення клину до блоків замків).

У разі взаємодії голки з клином, що має пружний робочий елемент [3], розрахункова схема може бути представлена одномасовою системою, як показано на рис. 1, б. При заміні жорсткого кріплення клина пружним [2, 3] в якості розрахункової доцільно приймати двомасову динамічну модель (рис. 1, в).

При використанні у в'язальній системі клина з пружним елементом і пружним кріпленням розрахункова схема може бути представлена у вигляді двомасової системи зображеної на рис. 1, г).

Таким чином, можливе різноманіття варіантів конструктивного виконання голок і клинів, може бути представлено при розрахунку динамічних навантажень одномасовою або двомасовою розрахунковими схемами (рис. 1, а, в).

Одномасова розрахункова схема відповідає жорсткому кріпленню клину, двомасова – пружному. У першому випадку жорсткість пружної в'язі між голкою і клином зумовлена жорсткістю системи голка-штега (при жорсткому клині) або жорсткістю системи голка-штега-пружний елемент клину (при клині, що містить пружний елемент). У другому випадку взаємозв'язок мас системи здійснюється за допомогою пружних зв'язків C_1 , C_2 що враховують відповідно жорсткість системи голка-штега і пружне кріплення клину.

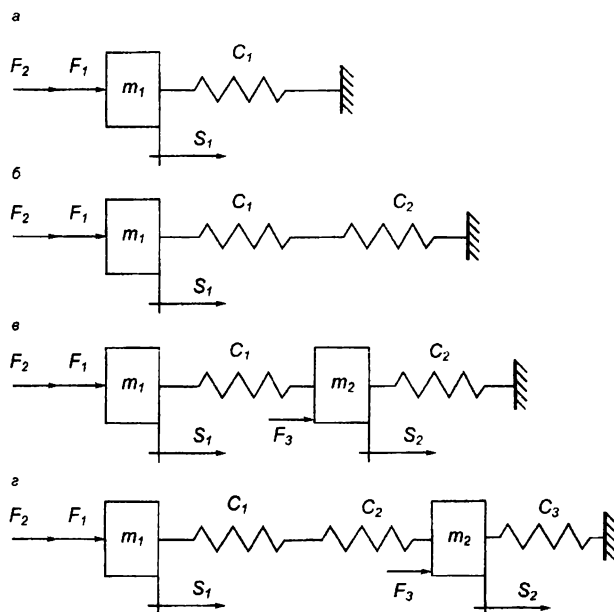


Рис. 1. Приведені розрахункові схеми: а – взаємодія голки з клином жорсткої конструкції; б – взаємодія голки з клином, що має пружний елемент; в – для випадку пружного кріплення клину; г – при наявності пружного елемента клину і пружного кріплення клину; m_1 , m_2 – приведені маси відповідно голки і клину; C_1 – приведена жорсткість відповідно голки, пружного елемента клину і пружного кріплення клину; F_1 , F_2 , F_3 – приведені: технологічне навантаження, що діє на голку; сила опору руху голки в пазу циліндра, обумовлена тертям; статичне навантаження на клин, викликане тиском п'яток голок; S_1 – координати (переміщення) голки і клину в період удару

Розглянемо взаємодію голки з клином, що має жорстке кріплення. При цьому, як і для інших можливих варіантів пари голка-клин (рис. 1), за вісь приведення параметрів досліджуваної системи доцільно прийняти напрям руху голки в голковому пазу циліндра (вертикальну складову руху голки для

При ударі голки об клин з жорстким кріпленням, що має місце в існуючих круглов'язальних машинах типу КО, рівняння руху голки записується у вигляді:

$$m\ddot{s} = F_1 + F_2 - P_1, \quad (1)$$

де P_1 – приведена сила, що виникає в зоні взаємодії голки з клином при ударі.

З метою визначення залежності між силою P_1 і її горизонтальною складовою P розглянемо процес взаємодії голки з клином у момент удару.

У зоні взаємодії п'ятки голки з клином (рис. 2) виникає нормальний тиск N і сила тертя F (удар розглядається як кінцевий процес, при якому має місце деяке переміщення голки), обумовлена тертям ковзання голки по поверхні клину. На голку діють також технологічне навантаження F_1 і сили тертя між направляючими (штегами) F_2 .

Використовуючи умови динамічної рівноваги голки, можна записати:

$$\sum P_x = P - N \sin \alpha - F \cos \alpha = 0; \quad (2)$$

$$\sum P_y = -ms_y'' + F_1 + F_2 - N \cos \alpha + F \sin \alpha = 0, \quad (3)$$

де S_y – вертикальне переміщення голки у момент удару;

α – кут профілю клину в зоні удару.

$$\text{Оскільки} \quad F = N\mu_1, \quad (4)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя п'яти голки по клину, з рівняння (2) маємо:

$$N = \frac{P}{\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha}. \quad (5)$$

Підставляючи (5) в (3) і враховуючи (4) знаходимо:

$$m\ddot{s}_y = F_1 + F_2 - P \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1), \quad (6)$$

де ρ_1 – кут тертя, $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$.

Аналізуючи рівняння (1) і (6) приходимо до висновку, що приведенне навантаження, яке діє на систему (рис. 2) може бути визначене із умови:

$$P_1 = P \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1). \quad (7)$$

При ударі зона удару, а отже і голка, отримує кінцеве переміщення:

$$x = vt - \delta_x; \quad y = -xtg\alpha + \delta_y, \quad (8)$$

де v – горизонтальна складова швидкості голки (швидкість голкового циліндра); t – час удару;

δ_x , δ_y – відповідно горизонтальна і вертикальна деформації системи голка-клин в зоні удару:

$$\delta_x = \frac{P}{C_x}; \quad \delta_y = \frac{P}{C_y}; \quad (9)$$

C_x , C_y – жорсткість системи голка-клин відповідно у напрямі осей X і Y .

Враховуючи (8), (9), знаходимо:
$$y = -v \cdot t \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{P}{C}, \quad (10)$$

де C – приведена до осі Y жорсткість системи голка-клин:
$$C = \frac{C_x C_y}{C_x + C_y \operatorname{tg} \alpha}. \quad (11)$$

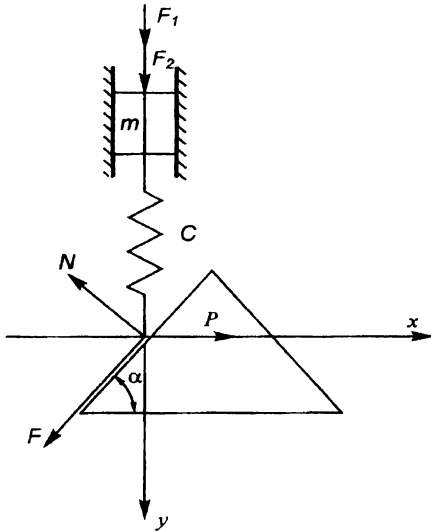


Рис. 2. Розрахункова схема взаємодії голки з клином при ударі

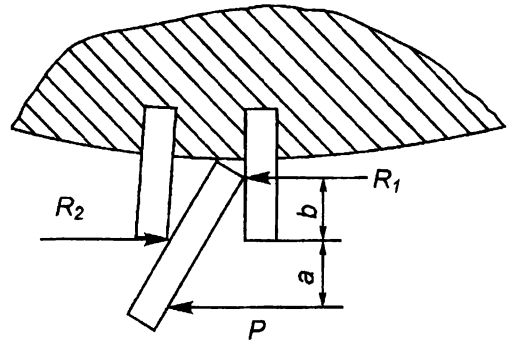


Рис. 3. Розрахункова схема до визначення сили опору руху голки в пазу голкового циліндра

Диференціюючи вираз (10), знаходимо:

$$\dot{y} = -v \operatorname{tg} \alpha + \frac{P}{C}; \quad \ddot{y} = \frac{\ddot{P}}{C}. \quad (12)$$

Підставляючи (12) в (1) і враховуючи (7), одержуємо:

$$\frac{m}{C} \ddot{P} = F_1 + F_2 - P \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1). \quad (13)$$

Сила опору руху голки в пазу голечниці від сил тертя з достатнім ступенем точності може бути визначена з умови (рис. 3):

$$F_2 = (R_1 + R_2) \mu_2, \quad (14)$$

де R_1, R_2 , – опорні реакції, обумовлені навантаженням P , що виникає при взаємодії голки з клином; μ_2 – коефіцієнт тертя матеріалу голки і штеги.

Враховуючи, що:
$$R_1 = P \frac{a}{b}; \quad R_2 = P \frac{a+b}{b}, \quad (15)$$

де a – плече ударного навантаження P ; b – плече опорної реакції (глибина голкового паза),

знаходимо:
$$F_2 = P \frac{2a+b}{b} \mu_2. \quad (16)$$

Тоді вираз (13) приймає вид:
$$\ddot{P} + \frac{KC}{m} P = \frac{C}{m} F_1, \quad (17)$$

де
$$K = \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1) - \frac{2a+b}{b} \mu_2. \quad (18)$$

Рішення рівняння (17) має вигляд [4, 5]:

$$P = A \cos \beta t + B \sin \beta t + \frac{F_1}{K}, \quad (19)$$

де A, B – постійні інтегрування; β – циклова частота; t – поточний час.

Використовуючи початкові умови: при $t=0$; $P=0$; $\dot{S} = \dot{y} = v_y = 0$ (v_y – вертикальна складова

швидкості голки), знаходимо:

$$A = -\frac{F_1}{K}; B = \frac{v C}{\beta} \operatorname{tg} \alpha. \quad (20)$$

Тоді:

$$P = -\frac{F_1}{K} \cos \beta t + \frac{v C}{\beta} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \beta t + \frac{F_1}{K}. \quad (21)$$

Враховуючи, що для круглов'язальних машин типу КО: $\frac{F_1}{K} \ll \frac{v C}{\beta} \operatorname{tg} \alpha$ [3] можна записати:

$$P_{\max} = \frac{v C}{\beta} \operatorname{tg} \alpha + \frac{F_1}{K}. \quad (22)$$

Використовуючи умову максимуму функції (19), можна отримати:

$$\dot{P}_{\max} = -A\beta \sin \beta t_{\max} + B\beta \cos \beta t_{\max} = 0.$$

Звідки:

$$t_{\max} = \frac{\operatorname{arctg} \frac{B}{A}}{\beta}.$$

Тоді

$$P_{\max} = A \cos \operatorname{arctg} \frac{B}{A} + B \sin \operatorname{arctg} \frac{B}{A} + \frac{F_1}{K}.$$

Враховуючи, що $\beta = \sqrt{\frac{KC}{m}}$ [6], остаточно можемо записати:

$$P_{\max} = v \sqrt{\frac{mC}{K}} \operatorname{tg} \alpha + \frac{F_1}{K}. \quad (23)$$

Отриманий вираз (23) дозволяє визначити максимальну величину сили удару голки як об підйомний, так і об кулірний клини замків. При цьому у відповідних виразах необхідно підставити значення кута підйомного або кулірного клину.

Аналогічним чином можемо проаналізувати процес динамічної взаємодії пари голка-клин при іншому конструктивному їх виконанні (рис. 1). Так при пружному кріпленні клина (рис. 1, в) динамічні умови рівноваги мас системи мають вигляд:

$$m_1 \ddot{S}_1 = F_1 + F_2 - C_1(S_1 - S_2); m_2 \ddot{S}_2 = F_3 + C_1(S_1 - S_2) - C_2 S_2. \quad (24)$$

Розв'язання системи рівнянь (24) здійснюється аналогічно по вищенаведеному алгоритму.

Висновки

Запропонований метод визначення динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голки в'язальної машини з клином може бути використаний при розробці нових більш перспективних типів в'язальних машин, характерною особливістю яких є більш високі швидкості та стабільність процесу в'язання трикотажного полотна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. - К.: Техніка, 1977. - 136 с.
4. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. - К.: Изд-во АН УССР, 1961. - 190 с.
5. Пипа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. – М: Наука, 1971. - 240 с.

Надійшла 24.06.2010

УДК 539:534.1

ВИЗНАЧЕННЯ РЕЛАКСОВОЇ ЧАСТОТИ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ПРУЖНОВ'ЯЗКОЇ ПЛАСТИНИ

А.В. СТЕЖКО

Київський національний університет технологій та дизайну

У статті наведені результати визначення релаксованих частот коливань пружнов'язких пластин з урахуванням реологічних характеристик матеріалу

Об'єкти та методи дослідження

У машинобудівних конструкціях застосування матеріалів із в'язкопружними властивостями невинно розширюється. Для опису реологічних властивостей реальних матеріалів і оцінки міцності конструкцій необхідно мати співвідношення, що зв'язують напруження, деформації і час. Вкладу теорії деформування матеріалів з реологічними властивостями присвячений ряд монографічних робіт з механіки суцільного середовища [1,2].

В роботі розглядаються деякі розрахункові випадки коливань пластин з урахуванням реологічних властивостей матеріалів.

При гармонійному навантаженні пружнов'язких пластин використовується спрощене рівняння пружнов'язкого тіла стосовно для двовірного напруженого стану, яке запишемо так:

$$\begin{aligned}\sigma_x + n\dot{\sigma}_x &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y) + \frac{nH}{1-\nu^2}(\dot{\varepsilon}_x + \nu\dot{\varepsilon}_y), \\ \sigma_y + n\dot{\sigma}_y &= \frac{E}{1-\nu^2}(\varepsilon_y + \nu\varepsilon_x) + \frac{nH}{1-\nu^2}(\dot{\varepsilon}_y + \nu\dot{\varepsilon}_x), \\ \tau_{xy} + n\dot{\tau}_{xy} &= \frac{E}{2(1+\nu)}\gamma_{xy} + \frac{nH}{2(1+\nu)}\dot{\gamma}_{xy},\end{aligned}\quad (1)$$

де E – тривалий модуль пружності; H – миттєвий модуль пружності; n – час релаксації; ν коефіцієнт Пуассона, що відповідає часу релаксації.

Постановка завдання

Враховуючи рівняння (1) і відомі співвідношення з теорії згину пластин [3], одержимо диференціальне рівняння вимушених коливань пружнов'язких пластин в такому вигляді: