

ВПЛИВ НАВАНТАЖЕННЯ В ПАРІ ГОЛКА-КЛИН В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ РОБОТИ КЛИНА

Представлено результати досліджень впливу навантажень, що виникають при взаємодії голок з клинами в'язальних систем в'язальної машини, на довговічність роботи клинів. Одержано залежність, що дає можливість оцінити ефективність впливу коефіцієнту зниження навантажень в парі голка-клин на підвищення довговічності клина.

Results of researches of influence of loadings, which arise at interaction of needles with wedges in knitting system, on durability work of wedges are submitted. The dependence is received which enables to estimate influence of factor of decrease of loadings in pair a needle – wedge on increase of durability of a wedge.

Ключові слова: пара голка – клин, довговічність.

Вступ

Особливістю роботи в'язальних машин є наявність значних навантажень, які виникають у зоні взаємодії голок з клинами в'язальних систем [1], що негативно позначається на надійності та довговічності роботи клинів та машини в цілому.

Питанню зниження навантажень у в'язальних системах шляхом конструктивних удосконалень голок та клинів присвячено ряд робіт [2-4]. Але питання впливу навантажень в парі голка-клин в'язальної машини на довговічність роботи клинів вивчено недостатньо і потребує подальшого дослідження.

Дослідження авторів присвячені аналізу впливу коефіцієнту зниження навантажень в зоні взаємодії голок з клинами на довговічність роботи клинів.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом підвищення довговічності клинів, проблема розробки методу оцінки впливу навантажень в парі голка-клин на довговічність роботи клинів є актуальною для сучасного легкого машинобудування.

Об'єктом досліджень обрано робочу пару клин-голка механізму в'язання в'язальної машини.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії тертя та проектування в'язальних машин.

Завданням досліджень стала розробка методу оцінки впливу навантажень в зоні взаємодії голок з клинами на довговічність роботи останніх.

Основний розділ

Дослідження [5] показують, що термін служби клинів (довговічність роботи клинів) визначається залежністю:

$$T = \frac{\Delta H_{max}}{60 n z K f^t \rho^{-0,5\beta t} N_0^{1+0,5\beta t}}, \quad (1)$$

де T – термін служби клина (замка);

ΔH_{max} – гранично допустиме зношення клина, що вимірюється по нормалі до робочої поверхні клина;

n – частота обертання голкового циліндра машини (для круглов'язальної машини);

z – кількість голок циліндра;

$$K = 2K_0 \left(\frac{4\eta}{\pi} \right)^{0,5} \cdot 0,418^{1+\beta t} E^{0,5(1+\beta t)} \frac{1+\beta t}{1,5+\beta t}; \quad \eta = \frac{1+\mu_1}{E_1} + \frac{1-\mu_2}{E_2};$$

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона відповідно для матеріалу голки і клина;

E_1, E_2 – модулі пружності відповідних матеріалів;

$$K_0 = C_1 \left(\frac{1-\mu_2}{E} \right)^{1+t(\beta-1)} \left(\frac{K_1}{C_2 \sigma_0} \right)^t;$$

K_1 – коефіцієнт пропорційності між питомою силою тертя і приведеним напруженням в парі голка-клин;

σ_0 – межа міцності при однократному напруженні в парі голка-клин:

$$C_1 = \frac{1,2 \cdot \nu^{0,5}}{K_2(1+\nu)}; \quad \beta = \frac{1}{1+2\nu};$$

$$C_2 = \left(\frac{b}{2}\right)^\beta \cdot \left(\frac{2,35}{K_2}\right)^{1-\beta} \cdot \left(\frac{r}{h_{max}}\right)^{0,5(1-\beta)} ; \quad (2)$$

b, ν – коефіцієнти кривої опорної поверхні;

K_2 – табличний коефіцієнт, що залежить від коефіцієнта ν ;

r – середній радіус вершин і виступів мікронерівностей поверхні клина;

h_{max} – максимальна висота мікронерівностей поверхні клина;

f – коефіцієнт тертя в парі голка–клин;

t – показник ступеня кривої контактної втоми пари голка–клин;

ρ – приведений радіус кривизни пари голка–клин;

N_0 – питомий нормальний тиск у зоні контакту голки з клином.

Аналізуючи залежність (1), приходимо до висновку, що, з метою визначення ефективності впливу величини динамічних навантажень у в'язальній системі на довговічність роботи клинів, дане рівняння може бути представлено у виді:

$$T = \frac{A}{N_0^{1+0,5\beta t}} , \quad (3)$$

де $A = \frac{\Delta H_{max}}{60 n z K f^t \rho^{-0,5\beta t}} = const .$

Враховуючи, що:

$$N_0 = \frac{N}{l} = \frac{F}{l \sin \alpha} ,$$

де N – нормальний тиск у парі голка–клин;

l – довжина контакту пари голка–клин;

F – горизонтальна складового динамічного навантаження на клин;

α – кут профілю клина,

рівняння (3) приймає вид:

$$T = \frac{B}{F^{1+0,5\beta t}} , \quad (4)$$

де $B = A(l \sin \alpha)^{1+0,5\beta t} = const .$

Приймаючи [5] $\nu = 3$ (робоча поверхня клина полірована) і $t = 4$, з (2), знаходимо: $\beta = 0,143$.

Тоді рівняння (4) остаточно приймає вид:

$$T = \frac{B}{F^{1,286}} . \quad (5)$$

На підставі залежності (5) одержуємо:

$$n_T = n_F^{1,286} , \quad (6)$$

де n_T – коефіцієнт підвищення довговічності роботи клина,

$$n_T = \frac{T_2}{T_1} ; \quad (7)$$

T_1, T_2 – довговічність клина відповідно до і після реалізації заходу, спрямованого на зниження динамічних навантажень в парі голка–клин;

n_F – коефіцієнт зниження навантажень у парі голка–клин (у в'язальних системах),

$$n_F = \frac{F_1}{F_2} ; \quad (8)$$

F_1, F_2 – динамічні навантаження відповідно до і після модернізації пари голка–клин (в'язальної системи).

Графік впливу коефіцієнту зниження навантажень в парі голка–клин на коефіцієнт підвищення довговічності роботи клина представлений на рис. 1.

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити висновок про ефективність впливу зниження навантажень в парі голка–клин на підвищення довговічності роботи клинів і в'язальної машини в цілому. Так зниження навантажень в парі голка–клин в 3 рази (дослідження авторів показують, що шляхом удосконалення конструкцій робочих органів механізму в'язання можливо досягти зниження навантажень в парі голка клин в 3 і більше разів [2...4]) призводить до підвищення довговічності роботи клина в 4,1 рази.

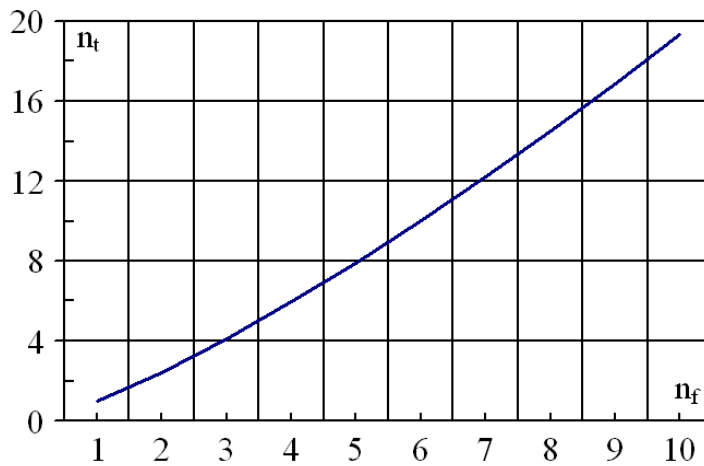


Рис. 1. Графік впливу коефіцієнту зниження навантажень в парі голка-клин на коефіцієнт підвищення довговічності роботи клина

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. – 209 с.
3. Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. – К.: Техника, 1983. – 112 с.
4. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
5. Малков М.А., Полухин В.Л. Расчет износа клиньев трикотажных машин. – ВНИИЛТЕКМАШ, научно-исследовательские труды, 1969, № 15, с. 13-22.

Надійшла 27.9.2009 р.

УДК 621.226

Л.Г. КОЗЛОВ, В.А. КОВАЛЬЧУК, Н.В. КУШПТА
Вінницький національний технічний університет

ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОПРИВОДА З ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ ВЕЛИЧИНИ ТИСКУ

Розроблено гідравлічну схему преса в якому забезпечується пропорційне управління від вільно-програмованого контролера фірми "FESTO". Розроблена нелінійна математична модель та розраховані динамічні характеристики гідропривода преса. Визначено вплив конструктивних параметрів гідропривода на стійкість, коливальність, час регулювання та перерегулювання. Розроблені рекомендації, що можуть бути використані при проектуванні гідропривода преса з пропорційним керуванням.

Hydraulic circuit is developed for the press where proportional control is provided from the free programmable controller made by FESTO. Non-linear mathematical model of the press hydraulic drive has been developed. Dynamic characteristics of the press hydraulic drive has been determined as well as the influence of main non-linearities on them. Recommendations are presented that can be used while designing hydraulic drive for a proportionally-controlled press.

Ключові слова: гідропривід, керування величини тиску.

Постановка проблеми. Якість продукції, отриманої холодним пластичним деформуванням, значною мірою залежить від зміни зусилля на штоці гідроциліндра преса. Процес навантаження проводиться в такій послідовності. Спочатку йде процес обробки, при якому сила навантаження зростає по лінійному закону (зона пружних деформацій). При появі пластичних деформацій сила навантаження має змінюватись за закономірностями, які виявляються в процесі досліджень. По досягненні певних значень деформацій гідропривод преса повинен забезпечити можливість розвантаження заготовки з повторними навантаженнями при визначеному законі зміни параметрів руху виконавчого органа.

Аналіз останніх досліджень. Значний вклад в теорію дослідження динамічних процесів в технологічних машинах внесли Рибак А.Т. та Жаров В.П. Дослідженнями в галузі програмно-адаптивного керування гідроприводами машин для обробки металів тиском займається проф. Ю.А.Бочаров. Також питаннями модернізації гідроприводу преса займаються Лижніков Е.И., Бочанов П.А., Еремкин Е.А.