УДК 677.055

В.Г. ЗДОРЕНКО
Київський національний університет технологій та дизайну
Н .М. ЗАЩЕПКІНА
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ В'ЯЗАННЯ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН ТА ШЛЯХИ ЇХ ЗНИЖЕННЯ

Механізм в'язання відноситься до найбільш відповідального механізму в'язальних машин. Ефективність його роботи залежить від динамічних навантажень, що виникають в результаті ударної взаємодії голок з клинами в'язальних систем. Як показують дослідження, ударна взаємодія голок з клинами призводить до передчасних відмов голок і, як наслідок, до зниження працездатності в'язальних машин та погіршення якості трикотажного полотна. Враховуючи вище сказане, актуальним питанням легкого машинобудування є вирішення проблеми зниження динамічних навантажень механізму в'язання. В результаті виконаних досліджень встановлено, що одним із ефективних шляхів зниження динамічних навантажень механізму в'язання є удосконалення процесу змащення пари «голка – клин». Результати досліджень можуть бути використані в ході розробки нових моделей в'язаних машин.

Ключові слова: механізм в'язання, в'язальна машина, динамічні навантаження механізму в'язання, динаміка взаємодії голки з клином, зниження динамічних навантажень пари «голка – клин».

V.G. ZDORENKO
Kyiv National University of Technology and Design
N.N. ZASHCHEPKINA
National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

DYNAMIC LOADS OF KNITTING MACHINES AND WAYS TO REDUCE THEM

The knitting mechanism refers to the most important mechanism of knitting machines. The effectiveness of its work depends on the dynamic loads that arise as a result of impact interaction of needles with wedges of knitting systems. As research shows, the shock interaction of needles with wedges leads to premature needle failures and, as a consequence, to a decrease in the working capacity of knitting machines and to a deterioration in the quality of knitted fabrics. In view of the foregoing, the current issue of light engineering is to solve the problem of reducing the dynamic loads of the knitting mechanism. As a result of the performed studies, it has been established that one of the effective ways to reduce the dynamic loads of the knitting mechanism is to improve the process of lubrication of the needle-wedge pair. The results of the research can be used to develop new models of knitted machines.

Keywords: knitting mechanism, knitting machine, dynamic loads of knitting mechanism, dynamics of needle-wedge interaction, reduction of dynamic loads of needle-wedge pair.

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи в'язальних машин, є удосконалення їх механізмів, зокрема механізму в'язання полотна [1–10]. Дослідження [1, 2, 4, 5–10] показують, що продуктивність в'язальних машин та якість трикотажного полотна суттєво залежать від ефективності роботи механізму в'язання, що обумовлено динамічними навантаженнями, які виникають в результаті ударної взаємодії голок з клинами. Зниження динамічних навантажень механізму в'язання може бути досягнуто як удосконаленням конструкцій робочих органів, зокрема голок та клинів [5], так і вибором раціонального режиму роботи в'язальних машин [1, 2].Таким чином проблема підвищення ефективності роботи механізмів в'язання в'язальних машин є однією із актуальних проблем легкого машинобудування. Для розв'язання цієї проблеми важливим є оцінка динамічних навантажень механізму в'язання та розробка шляхів їх зниження.

Об'єкт та методи дослідження. Об'єктом досліджень обрано динамічні навантаження механізму в'язання в'язальних машин та шляхи їх зниження. При вирішенні поставлених задач були використані сучасні методи теорії проектування машин легкої промисловості та теорії динаміки механічних систем з пружними в'язями.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи механізму в'язання в'язальних машин (підвищення продуктивності в'язальних машин та якості трикотажного полотна), стаття присвячена аналізу динаміки в'язальних механізмів та методу зниження динамічних навантажень, що виникають в них в результаті ударної взаємодії голок з клинами.

Результати та їх обговорення. В результаті аналізу роботи механізмів в'язання в'язальних машин [4, 5] встановлено, що основною причиною низької ефективності їх роботи є відмова голок, зумовлена значними динамічними навантаженнями, що виникають в результаті ударної взаємодії голок з клинами. Встановлено також, що одним з факторів, що визначають величину динамічних навантажень в механізмах в'язання (сила удару голки об клин), є величина сил терня в кінематичних парах «голка – клин» і «голка – штеги».

В практиці використання в'язальних машин відомі в основному два типи механізмів в'язання: механізм в'язання з жорстким кріпленням клинів та механізм в'язання, де клини мають пружні робочі елементи, або клини з пружним кріпленням.

Розглянемо динаміку вказаних механізмів в'язання. При цьому в якості розрахункових можна вибрати одномасову (для першого випадку) або двомасову динамічну моделі (для другого випадку) [3–5].

У разі жорсткого кріплення клина максимальна величина сили удару (горизонтальна складова) голки об клин визначається з рівняння [4]:

$$P_{max} = V\sqrt{\frac{mC}{K}}tg\alpha + \frac{F}{K}, \quad (1)$$

де P_{max} — максимальна сила удару п'ятки голки об клин;

V – колова швидкість голки (голкового циліндру в'язальної машини);

m – маса голки;

C – приведена жорсткість пари «голка – клин» в зоні удару,

$$C = \frac{C_x C_y}{C_x + C_y tg\alpha}; \quad (2)$$

C_x, C_y – жорсткість пари «голка – клин» відповідно у напрямі осей координат X і $У$;

F – технологічне навантаження голки, зумовлене процесом в'язання полотна;

K – конструктивний параметр в'язальної системи механізму в'язання,

$$K = ctg(\alpha + \rho) - \frac{2a+b}{b}tg\rho_1; \quad (3)$$

α – кут зустрічі голки з клином при ударі (кут клина);

ρ – кут тертя пари «голка – клин», $\rho = arctg\, f$;

f – коефіцієнт тертя пари «голка – клин»;

a – плече сили удару п'ятки голи об клин;

b – плече опорної реакції голки (глибина голкового паза);

ρ_1 – кут тертя пари «голка – направляючі голки (штеги)», $\rho_1 = arctg\, f_1$;

f_1 – коефіцієнт тертя пари «голка – штеги».

Оскільки матеріал пар «голка – клин» та «голка – штеги» однакові (сталь), приймаємо $\rho = \rho_1$.

Тоді вирах (3) приймає вид:

$$K = ctg(\alpha + \rho) - \frac{2a+b}{b}tg\rho. \quad (4)$$

Як видно з приведеного (4) процес змащення (вид мастильного матеріалу та спосіб подачі мастила в зону тертя) пар «голка – клин» і «голка – штеги» сприяє зниженню коефіцієнта тертя в цих парах, що позначається на конструктивному параметрі K, а отже і на величині сили удару голки об клин.

Розглянемо ефективність впливу змащення на зниження динамічних навантажень механізму в'язання на прикладі круглов'язальної машини КО-2 [6]. При цьому в якості вихідних параметрів приймаємо [4, 5]:

$V = 1{,}1$ м/с; $\alpha = 56^0$; $m = 0{,}477 \times 10^{-3}$ кг; $C = 824{,}5$ Н/м; $a = 1{,}5$ мм; $b = 3{,}8$ мм; $F = 0{,}17$ Н.

Припускаючи, що під впливом мастила кут терня змінюється в межах від 3^0 до 12^0 (за умови $\rho > 12{,}45^0$ $K < 0$, що призводить до заклинювання голки), за допомогою ЕОМ отримані величини конструктивного параметра K та максимальної сили удару голки об клин P_{max}. При цьому інтервал варіювання кута тертя прийнятий $\Delta\rho = 0{,}5^0$.

Результати розрахунків представлені в табл. 1.

Розглянемо динаміку механізму в'язання в'язальної машини з клинами з пружними елементами або при пружному їх кріпленні. В цьому випадку в якості розрахункової слід прийняти двомасову динамічну модель механізму в'язання.

Оскільки на другу масу системи (маса клину) навантаження в початковий момент не діє, маса m_2 приходить в рух одночасно з моментом взаємодії голки з клином. При цьому динамічні умови рівноваги мас системи мають вигляд:

$$m_1\ddot{S}_1 = F_1 + F_2 - C_1(S_1 - S_2); \quad m_2\ddot{S}_2 = F_3 + C_1(S_1 - S_2) - C_2S_2, \quad (5)$$

де m_1, m_2 – приведені маси відповідно голки та 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;

C_1, C_2 – приведені жорсткість відповідно пари «голка – пружнй елемент клину» та пружний елемент клину;

$$F_2 = \lambda C_1(S_1 - S_2)tg(\alpha + \rho_1); \qquad \lambda = \frac{2a+b}{b}\mu_2. \quad (6)$$

Таблиця 1

Результати розрахунків впливу ефективності змащення пари «голка – клин» на величину сили удару голки об клин

Кут тертя пари «голка – клин» ρ, град	Коефіцієнт тертя пари «голка – клин» f	Конструктивний параметр K	Максимальна сила удару голки об клин P_{max}, Н
3,0	0,052	0,507	45,753
3,5	0,061	0,480	47,055
4,0	0,070	0,452	48,469
4,5	0,078	0,425	50,013
5,0	0,087	0,398	51,708
5,5	0,096	0,378	53,581
6,0	0,105	0,344	55,666
6,5	0,114	0,317	58,008
7,0	0,123	0,290	60,663
7,5	0,132	0,263	63,711
8,0	0,140	0,236	67,260
8,5	0,149	0,210	71,464
9,0	0,158	0,183	76,556
9,5	0,167	0,156	82,901
10,0	0,176	0,130	91,115
10,5	0,185	0,103	102,346
11,0	0,194	0,077	119,045
11,5	0,203	0,050	147,822
12,0	0,212	0,024	217,434

Тоді:

$$m_1\ddot{S}_1 = F_1 - \psi C_1(S_1 - S_2); \qquad m_2\ddot{S}_2 = F_3 + C_1(S_1 - S_2) - C_2S_2, \tag{7}$$

Де:

$$\psi = 1 - \lambda tg(\alpha + \rho_1). \tag{8}$$

Враховуючи, що:

$$C_1(S_1 - S_2) = P_1;\ C_2S_2 = P_2, \tag{9}$$

можна записати:

$$m_1\ddot{S}_1 = F_1 - \psi P_1; \qquad m_2\ddot{S}_2 = F_3 + P_1 - P_2, \tag{10}$$

де P_1, P_2 – динамічні навантаження в пружних в'язях механізму, відповідно C_1 і C_2.

Підставляючи параметри $\ddot{S}_1$ і $\ddot{S}_2$, отримані із (10), у вирази

$$\ddot{P}_1 = C_1(\ddot{S}_1 - \ddot{S}_2); \qquad \ddot{P}_2 = C_2\ddot{S}_2, \tag{11}$$

знаходимо:

$$\ddot{P}_1 = \frac{C_1}{m_1}\left[P_2 - \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\psi\right)P_1 + \frac{m_2}{m_1}F_1 - F_3\right];\ \ddot{P}_2 = \frac{C_2}{m_2}(F_3 + P_1 - P_2). \tag{12}$$

Оскільки навантаження F_1 і F_3 є постійними, розв'язок системи рівнянь (12) має вигляд [5]:

$$\begin{aligned} P_1 &= A_{11}\cos\beta_1 t + A_{12}\cos\beta_2 t + B_{11}\sin\beta_1 t + B_{12}\sin\beta_2 t + \frac{F_1}{\psi}; \\ P_2 &= A_{21}\cos\beta_1 t + A_{22}\cos\beta_2 t + B_{21}\sin\beta_1 t + B_{22}\sin\beta_2 t + \frac{F_1}{\psi} + F_3, \end{aligned} \tag{13}$$

де A, B – постійні інтегрування;

β – циклова частота зміни навантаження;

a – постійна складова динамічного навантаження,

$$a_1 = \frac{F_1}{\psi}; \qquad a_2 = \frac{F_1}{\psi} + F_3. \tag{14}$$

Постійні інтегрування можуть бути визначені по відомій методиці [4, 5]:

$$A_{11} = \frac{\frac{C_1}{m_2} - \Delta_2}{z} \times \frac{F_1}{\psi}; \quad A_{12} = \frac{\Delta - \frac{C_1}{m_2}}{z} \times \frac{F_1}{\psi}; \quad A_{21} = A_{11}\frac{m_2}{C_1}\Delta_1; \quad A_{22} = A_{12}\frac{m_2}{C_1}\Delta_2;$$

$$B_{11}=\frac{C_1\upsilon\ \Delta_2}{\beta_1 z};\quad B_{12}=-\frac{C_1\upsilon\ \Delta_1}{\beta_2 z};\quad B_{21}=B_{11}\frac{m_2}{C_1}\Delta_1;\quad B_{22}=B_{12}\frac{m_2}{C_1}\Delta_2, \tag{15}$$

$$\Delta_1=\gamma-\beta_1^2;\ \Delta_2=\gamma-\beta_2^2;\qquad \gamma=C_1\frac{m_1+\psi m_2}{m_1 m_2};\ z=\beta_1^2-\beta_2^2. \tag{16}$$

Циклові частоти коливання мас двомасової системи, як відомо [4, 5], визначаються із рівняння:

$$\beta_{1,2}^2=\frac{C_1(m_1+\psi\ m_2)+C_2 m_1\pm\sqrt{[C_1(m_1+\psi\ m_2+C_2 m_1)]^2-4\psi\ C_1C_2m_1m_2}}{2m_1m_2}. \tag{17}$$

З метою спрощення знаходження максимуму навантажень в гнучких в'язях системи, проведемо складання коливань однакової частоти [5]. Тоді рівняння (13) приймуть вигляд:

$$P_1=D_{11}\sin(\beta_1 t+\varphi_1)+D_{12}\sin(\beta_2 t+\varphi_2)+\alpha_1;$$

$$P_2=D_{21}\sin(\beta_1 t+\varphi_1)+D_{22}\sin(\beta_2 t+\varphi_2)+\alpha_2, \tag{18}$$

Тут

$$D_{11}=\sqrt{A_{11}^2+B_{11}^2};\quad D_{12}=\sqrt{A_{12}^2+B_{12}^2};\ D_{21}=\sqrt{A_{21}^2+B_{21}^2};\quad D_{22}=\sqrt{A_{22}^2+B_{22}^2}; \tag{19}$$

$$\varphi_1=arctg\frac{A_{11}}{B_{11}};\quad \varphi_2=arctg\frac{A_{12}}{B_{12}}. \tag{20}$$

Очевидно:

$$P_{1max}=D_{11}+D_{12}+\alpha_1;\quad P_{2max}=D_{21}+D_{22}+\alpha_2. \tag{21}$$

Враховуючи, що $P_1=Pctg(\alpha+\rho_1)$ [5], остаточно знаходимо:

$$P_{1max}=(D_{11}+D_{12}+a_1)tg(\alpha+\rho_1);\qquad P_{2max}=D_{21}+D_{22}+\alpha_2, \tag{22}$$

де P_{1max} – максимальна величина динамічного навантаження (горизонтальна складова), що виникає в зоні удару голки об клин.

Висновки. Аналіз отримання результатів показує:

- зі збільшенням кута тертя (погіршуються умови змащення) сила удару голки об клин збільшується. При цьому в зоні зміни кута тертя від 3^0 до 9^0 (зміна коефіцієнту тертя від 0,05 до 0,16) максимальна сила удару голки об клин з жорстким кріпленням збільшується незначно, в 1,67 рази;
- подальше збільшення кута тертя призводить до різкого збільшення сили удару голки об клин. Збільшення кута тертя від 9^0 до 12^0 (зміна коефіцієнту тертя від 0,16 до 0,21) призводить до збільшення сили удару в 2,84 разу;
- при куті тертя $\rho>12{,}45^0$ конструктивний параметр K стає негативним, що призводить до заклинювання голки $(F_{max}\to\infty)$ і, природно, до її поломки;
- найбільш ефективним режимом змащення механізму в'язання, на наш погляд, є такий режим, за якого коефіцієнт тертя пар «голка – клин» та «голка – штеги» не перевищує 0,1 ($\rho\le 5{,}7^0$). Максимальна сила удару голок об клини круглов'язальних машин типу КО при цьому не перевищує 54,75 Н.

Література

1. Повышение надежности трикотажного оборудования / [Пипа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А.]. – К. : Техніка, 1983. – 111 с.
2. Хомяк О.Н. Повышение эффективности работы в'язальных машин / Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. – М. : Легпромбытиздат, 1990. – 208 с.
3. Піпа Б.Ф. Динаміка круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. – К. : КНУТД, 2005. – 294 с.
4. Піпа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф. – К. : КНУТД, 2008. – 416 с.
5. Піпа Б.Ф. Удосконалення робочих органів механізмів в'язання круглов'язальних машин / Піпа Б.Ф., Плешко С.А. – К. : КНУТД, 2012. – 470 с.
6. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.
7. Защепкіна Н.М. Підвищення стабільності відтяжки полотна круглов'язальної машини / Н.М. Защепкіна, Б.Ф. Піпа // Вісник Хмельницького національного університету. – 2013. – № 3. – С. 84–86.
8. Защепкіна Н.М. Вплив конструкції системи гальмування круглов'язальної машини на ефективність роботи та вибір її параметрів / Н.М. Защепкіна, В.Г. Здоренко // Вісник Хмельницького національного університету. – 2017. – № 2. – С. 63–66.
9. Здоренко В.Г. Ефективність використання відцентрової фрикційної муфти для зниження динамічних навантажень в приводі в'язальних машин / В.Г. Здоренко, Н.М. Защепкіна // Вісник КНУТД. – 2016. – № 2 (96). – С. 34–40.

10. Защепкіна Н.М. Інженерні методи проектування заданих властивостей матеріалів : монографія / Защепкіна Н.М. – Вінниця : ТОВ «Нілан-ЛТД», 2016. – 207 с.

References

1. Pipa B.F., Voloshenko V.P., Shipukov S.T., Orlov V.A. Improving the reliability of knitting equipment. - K .: Technics, 1983. - 111 p.

2. Khomyak O.N., Pipa B.F. Improving the efficiency of knitting machines. - M .: Legprombytizdat, 1990. - 208 p.

3. Pipa B.F., Khomyak O.M., Pavlenko G.I. Dynamics of circular knitting machines. - K: KNUTD, 2005. - 294 p.

4. Pipa B.F. Dynamics of knitting machines of circular knitting machines. - To: KNUTD, 2008. - 416 p.

5. Pipa B.F., Pleshko S.A. Improvement of working bodies of mechanisms of knitting circular knitting machines. - K.: KNUTD, 2012. - 470 p.

6. Circular knitting machines KO-2 type. Technical description and operating instructions. - Chernivtsi 1992. - 86 p.

7. Zashchepkina N. N., Pipa F. Increase the stability of the fabric Kruglov azalina machine // Bulletin of KNU. – 2013. – No. 3. – P. 84 – 86.

8. Zashchepkina N.M., Zdorenko V.H. Effect braking system design kruhlov'yazalnoyi machine on efficiency and choice of parameters Herald of Khmelnytsky National University. № 2. 2017. - P. 63-66.

9. Sdorenko V. G., Zashchepkina N.N. Efektivnost ispolzovaniya chenrtobezhnoj mufti dlya snizheniya dinamicheskikh nagruzok v privode vyazalnikh mashin // Vesnik KNUT. – 2016. - № 2 (96). – P. 34-40.

10. Zashchepkina N.M. Engineering design methods specified properties monograph. Ltd. "Nilan-Ltd", Vinnitsa. - 2016. – 207 p.

Рецензія/Peer review : 15.07.2017 р. Надрукована/Printed :31.10.2017 р.
Рецензент: стаття прорецензована редакційною колегією