

УДК 677.055.548

РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КЛИНІВ В'ЯЗАЛЬНИХ СИСТЕМ ШКАРПЕТКОВИХ АВТОМАТІВ ЗА ВТОМЛЕНІСНОЮ ДОВГОВІЧНІСТЮ СЕЛЕКТОРІВ**Березін Л. М., Зрезарцев В. М.**

Київський національний університет технологій та дизайну

Мета. Розв'язок прикладної задачі по забезпеченню на етапі проектування заданого рівня довговічності селекторів голкових циліндрів шкарпеткових автоматів за рахунок прийняття раціональних конструкторських рішень щодо в'язальних систем автоматів.

Методика. Використано методи розрахунків довговічності деталей машин загального машинобудування, рівняння Велера на основі даних експлуатаційних спостережень про ресурси селекторів до втомленісного руйнування та значень навантажень з урахуванням спадковості конструкцій в'язальних систем.

Результати. Представлено приклад удосконалення системи клинів для селекторів при їх заміні та обґрунтованому виборі кутів нахилу робочих поверхонь за вимогами по підвищенню частоти обертання циліндру автомату та збільшенню втомленісного ресурсу селекторів. Запропонований підхід суттєво скорочує витрати та терміни впровадження конструкторських рішень при проектуванні в'язальних систем.

Наукова новизна. Вперше розглядається комплекс питань проектування замкових систем клинів шкарпеткових автоматів за результатами прийняття обґрунтованих заходів при зміні кількості клинів, їх геометричних і пружних параметрів та з урахуванням заданої довговічності селекторів.

Практична значимість. Представлені практичні рекомендації, які дозволяють на стадії проектування приймати прогресивні конструкторські рішення в замкових системах в'язальних механізмів та аналізувати ефективність цих змін за умовою забезпечення заданої довговічності селекторів, а також скоротити тривалість та витрати на проектування.

Ключові слова: проектування, розрахунок, в'язальна система, клин, селектор, втомленісна довговічність

Характерною особливістю удосконалення технологічного обладнання на сучасному етапі є підвищення їх виробничих потужностей за рахунок інтенсифікації технологічних процесів, що передусім пов'язано з ускладненням механізмів, яке призводить до значного підвищення навантажень в механізмах. Особливо це стосується шкарпеткових автоматів – обладнання з традиційним процесом в'язання петель трикотажних виробів. Тому зростання економічних та експлуатаційних показників автоматів безпосередньо базується на підвищенні їх функціональних параметрів, включно із забезпеченням необхідного рівня надійності та довговічності.

Актуальність робіт з надійності та довговічності шкарпеткових автоматів підтверджується необхідністю виробництва порівняно незначних партій автоматів, скороченням витрат та тривалості виготовлення їх дослідних зразків за рахунок переважного використання проектних розрахункових рекомендацій. Аналіз літературних джерел [1-3] засвідчує, що більшість видань з питань надійності та довговічності мають переважно математичне наповнення і відносяться до розрахунків деталей машин загального машинобудування. Через вузьку спрямованість ці положення розрахунків не пристосовані до селекторів автоматів через складність їх ступінчастої форми. В статті [4] запропонована оцінка довговічності голок при модернізації відповідних клинів в'язальних систем за кутами їх нахилу та підвищенні швидкісних режимів при умові сталості ресурсу голок. В роботі [5] розглядається системний підхід, який полягає в розв'язуванні оберненої задачі удосконалення замкових систем клинів за їх кількістю, геометричними та пружними параметрами в залежності від заданих норм довговічності стержньових елементів голкового циліндру. Там же отримано умови одночасного забезпечення швидкісної інтенсифікації автомату при підвищенні заданої довговічності селекторів та узагальнені напрямки по їх досягненню. Автор вважає доцільним розгляд прикладної задачі переходу від загальних умов забезпечення заданого рівня довговічності селекторів при збільшенні частоти обертання голкового циліндру до їх практичної реалізації.

Постановка завдання

В роботі досліджуються селектори голкових циліндрів серійних шкарпеткових автоматів, які відносять до стержньових елементів поряд з в'язальними голками та штовхачами. Призначення селекторів – відбір голок для створення рисунку та переплетень на гомілці шкарпеткового виробу. Відносне вертикальне переміщення селекторів щодо гольниці забезпечують клини в'язальної системи, які взаємодіють з п'ятками селекторів та створюють ударні навантаження. Метою статті є розробка положень спрощеного розрахунку за втомленісною довговічністю селекторів в'язальних систем шкарпеткових автоматів для прийняття конструктивних рішень по їх локальному удосконаленню за швидкісними параметрами та показниками надійності.

Результати досліджень

В статті [5] представлена модернізація в'язальної системи селекторів шкарпеткового автомату ОЗДСУ за кількістю та призначенням клинів (див. рисунок), яка полягала в заміні нахиленого клину 2 для опускання селектора через штовхач, на

клин 4. Удосконалення спрямоване на зменшення навантажень на п'ятку штовхача за рахунок роздільного опускання селектора клином 4, що усуває зломи п'яток штовхача, які призводять до залежних відмов – масової поломки селекторів та голок в в'язальних системах.

Встановлено, що в загальному випадку при одночасній інтенсифікації швидкісного режиму за частотою обертання голкового циліндру ($n_2 > n_1$) та підвищенні ресурсу T_{p1} селекторів до втомленісного руйнування ($T_{p2} > T_{p1}$) селектору необхідно витримати в $K_N = N_{p2} / N_{p1} = T_{p2} \cdot n_2 / T_{p1} \cdot n_1 = K_T \cdot K_n$ раз більше число навантажень, тобто

$$N_{p2} = K_T \cdot K_n \cdot N_{p1} = \frac{T_{p2}}{T_{p1}} \frac{n_2}{n_1} \cdot N_{p1}, \quad (1)$$

де N_{p1} та N_{p2} – числа циклів навантаження селекторів до втомленісного руйнування до та після введення клину 4, які визначали відповідно за ресурсом по даним експлуатаційних спостережень селекторів на виробництві та заданим значенням на проектування.

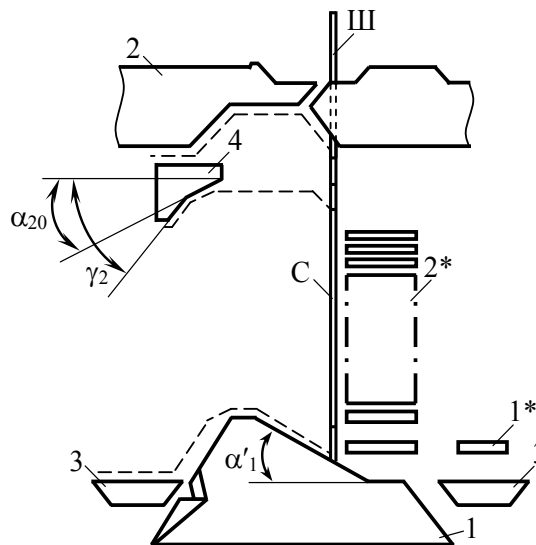


Рисунок. В'язальна система селекторів С та штовхачів Ш шкарпеткових автоматів: 1 – підйомний клин; 2, 4 – кулірні нахилені клини для опускання штовхачів та селекторів відповідно; 3 – горизонтальний обмежувальний клин; 1*, 2* – шибери барабанів для створення рисунків; α_1' , α_{20} та γ_2 – кути нахилу робочих граней клинів

При переході до еквівалентних напружень в небезпечному перерізі селектора за формулою Ейлера отримуємо:

$$\sigma_{екв2} = \sigma_{екв1} \sqrt[m]{\frac{N_{p1}}{N_{p2}}} = \sigma_{екв1} \sqrt[m]{\frac{T_{p1}}{T_{p2}} \frac{n_1}{n_2}} = \sigma_{екв1} \sqrt[m]{K_T \cdot K_n}, \quad (2)$$

де m – показник, що враховує нахил робочої ділянки кривої втомленості матеріалу селектора;

$\sigma_{екв1}$, $\sigma_{екв2}$ – еквівалентні напруження в небезпечному перерізі селектора до та після модернізації.

Тоді умови одночасного забезпечення швидкісної інтенсифікації автомату та підвищення заданої довговічності селекторів приймуть вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{1,м}^m &= \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_1^m \quad (\text{а}); \\ \sigma_{3,м}^m &= \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_3^m \quad (\text{б}); \\ \sigma_{4,м}^m &= \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_2^m \quad (\text{в}), \end{aligned} \quad (3)$$

де σ_1 , σ_2 , σ_3 – напруження в небезпечному перерізі селектора при взаємодії з клинами 1, 2 та 3 до модернізації відповідно;

$\sigma_{1,м}$, $\sigma_{3,м}$ та $\sigma_{4,м}$ – напруження в небезпечному перерізі селектора при взаємодії з клинами 1, 3 та 4 після заміни клину 2 на клин 4 та підвищенні частоти обертання голкового циліндру та ресурсу селекторів.

Таким чином, для зміни ресурсу селектора в K_T раз за критерієм втомленісної міцності та в K_n раз за частотою обертання голкового циліндру, необхідно зменшувати еквівалентні напруження в небезпечному перерізі в $\sqrt[m]{K_T \cdot K_n}$ рази.

Оскільки збільшенням розмірів небезпечного перерізу селектору неприпустимо з конструктивних та технологічних міркувань, зменшення напружень ударних навантажень в селекторі у відповідності до системи рівнянь (3) доцільно виконувати за рахунок зміни умов взаємодії його п'ятки з клинами, що практично реалізується зміною нахилу робочих поверхонь клинів [5].

Практичну реалізацію проектного завдання виконували при розробці шкарпеткового автомату ОЗДСУ, що має конструктивну спадковість в'язальної системи в порівнянні з автоматом-прототипом ОЗД. При взаємодії селекторів з клином повного заключення 1, враховуючи пропорційність напружень ударним навантаженням, за спрощеною формулою роботи [6] при логарифмічному декременті $\delta \rightarrow 0$, коефіцієнті

демпфірування $h \rightarrow 0$ та $1/(1+K_c) \rightarrow 1$, де K_c – коефіцієнт, що враховує вплив додаткової деформації стержня селектора в момент удару, отримуємо:

$$V_{x2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_1' \sqrt{m \cdot C_{np1}} + F_o = \sqrt[n]{n_1/n_2} \cdot (V_{x1} \operatorname{tg} \alpha_1 \sqrt{m \cdot C_{np1}} + F_o), \quad (4)$$

де m – маса селектора, конструкція якого залишається незмінною;

C_{np1} – приведена жорсткість селектора при боковій та повздовжній взаємодії з нахиленим клином при його підйомі (C_{np1} приймаємо сталим, оскільки при проектуванні зміна параметрів жорсткості в парі п'ятка селектора – клин не передбачено);

V_{x1} та V_{x2} – колові швидкості п'ятки селектора в точці удару з клином до та після модернізації;

α_1 та α_1' – кути нахилу робочої поверхні клинів до горизонталі до та після удосконалення;

F_o – сила опору руху селектора в пазу гольниці, яку створюють штучно для запобігання самовільного опускання селектора в пазу у випадку взаємодії з підйомним клином.

При використанні переходу від частоти обертання голкового циліндру n_i до колової швидкості за формулою $V_{xi} = \pi \cdot n_i \cdot D / 60$, де D – заданий діаметр голкового циліндру, отримуємо:

$$\frac{\pi_2 D}{60} \operatorname{tg} \alpha_1' \sqrt{m \cdot C_{np1}} + F_o = \sqrt[n]{n_1/n_2} \left(\frac{\pi_1 D}{60} \operatorname{tg} \alpha_1 \sqrt{m \cdot C_{np1}} + F_o \right).$$

Після виконання перетворень маємо:

$$\frac{\pi_2 D}{60} \operatorname{tg} \alpha_1' \sqrt{m \cdot C_{np1}} = \sqrt[n]{n_1/n_2} \frac{\pi_1 D}{60} \operatorname{tg} \alpha_1 \sqrt{m \cdot C_{np1}} + F_o (\sqrt[n]{n_1/n_2} - 1).$$

$$\text{Тоді } \operatorname{tg} \alpha_1' = \sqrt[n]{n_1/n_2} \frac{\pi_1 D \sqrt{m \cdot C_{np1}} / 60}{\pi_2 D \sqrt{m \cdot C_{np1}} / 60} \operatorname{tg} \alpha_1 + \frac{F_o}{\pi_2 D \sqrt{m \cdot C_{np1}} / 60} (\sqrt[n]{n_1/n_2} - 1) =$$

$$= \sqrt[n]{n_1/n_2} \frac{n_1}{n_2} \operatorname{tg} \alpha_1 + \frac{F_o}{\pi_2 D \sqrt{m \cdot C_{np1}} / 60} (\sqrt[n]{n_1/n_2} - 1) \text{ та остаточно}$$

$$\alpha_1' = \arctg \left(\left(\frac{n_1}{n_2} \right)^{\frac{m+1}{m}} \operatorname{tg} \alpha_1 + \frac{F_o}{\pi_2 D \sqrt{m \cdot C_{np1}} / 60} (\sqrt[n]{n_1/n_2} - 1) \right). \quad (5)$$

При $n_1 = 220$ об./хв., $n_2 = 310$ об./хв., $m = 10$ маємо $\sqrt[m]{n_1/n_2} = 0,97$. Враховуючи, що

$\frac{F_o}{\pi n_2 D \sqrt{m \cdot C_{np1}} / 60} \ll 1$, нехтуємо другою складовою рівняння (5). Тоді

$$\alpha_1' = \arctg\left(\left(\frac{220}{310}\right)^{10} \operatorname{tg}45^\circ\right) = \arctg 0,686 \cong 34,4^\circ.$$

В конструкції автомату ОЗДСУ прийнято менше значення $\alpha_1^{кон'} = 32^\circ < 34,4^\circ$, що йде в запас за втомленісною довговічністю селектора.

Аналогічно визначали кут α_{20} нахилу клину для опускання селекторів на автоматі ОЗДСУ, який більший за кут γ_2 сумісного опускання штовхача з селектором на автоматі ОЗД:

$$\alpha_{20} = \arctg\left(\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{m+1} \operatorname{tg}\gamma_2 + \frac{F_{o1}}{\pi n_2 D \sqrt{m \cdot C_{np2}} / 60} (\sqrt[m]{n_1/n_2} - 1)\right),$$

де C_{np2} – приведена жорсткість селектора при боковій та повздовжній взаємодії з нахиленим клином, що опускає його;

F_{o1} – сила опору руху селектора в пазу гольниці, яка створюється штучно для запобігання його самовільного опускання в пазу при взаємодії з клином для опускання селектора.

Нехтуючи складовою $\frac{F_{o1}}{\pi n_2 D \sqrt{m \cdot C_{np2}} / 60} \ll 1$, отримуємо формулу для спрощеного

розрахунку:

$$\alpha_{20} = \arctg\left(\left(\frac{220}{310}\right)^{11} \operatorname{tg}45^\circ\right) \cong 34,4^\circ.$$

На автоматі ОЗДСУ приймали $\alpha_{20}^{кон} = 32^\circ$.

Для аналізу зміни напружень в селекторі при взаємодії його з обмежувальним нижнім горизонтальним кільцем 3 на автоматах ОЗД та ОЗДСУ використовували формулу для визначення ударного навантаження при взаємодії селектора з обмежувальним кільцем [7]:

$$\begin{aligned} & \sqrt{(V_{x2} \operatorname{tg}\gamma_2)^2 - 2\Delta \cdot F_{o3} / m \sqrt{m C_{np3}} - F_{o3}} = \\ & = \sqrt[n_1/n_2]{\sqrt{(V_{x1} \operatorname{tg}\gamma_1)^2 - 2\Delta \cdot F_{o3} / m_{np} \sqrt{m_{np} C_{np3}} - F_{o3}}} \text{ або} \\ & \sqrt{(\pi n_2 D \operatorname{tg}\gamma_2 / 60)^2 - 2\Delta \cdot F_{o3} / m_{np} \sqrt{m_{np} C_{np3}} - F_{o3}} = \end{aligned}$$

$$= \sqrt[n_1/n_2]{\sqrt{(\pi_1 D \operatorname{tg} \gamma_1 / 60)^2 - 2\Delta \cdot F_{o3} / m_{np}} \sqrt{m_{np} C_{np3}} - F_{o3}},$$

де γ_1, γ_2 – кути нахилу клину на автоматі ОЗД до удосконалення та кут нахилу нижньої частини робочого профілю для сходу п'ятки селектора з клину 4;

Δ – зазор між п'яткою селектора при сході з клину 4 та поверхнею нижнього обмежувального горизонтального кільця 3;

C_{np3} – приведена жорсткість селектора при його прямому ударі з обмежувальним горизонтальним кільцем 3;

F_{o3} – аналогічна сила опору руху селектора в пазу гольниці у випадку прямого удару.

Після перетворень отримали:

$$\gamma_2 = \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{(\sqrt[n_1/n_2]{\sqrt{(\pi_1 D \operatorname{tg} \gamma_1 / 60)^2 - 2\Delta \cdot F_{o3} / m} + (1 - \sqrt[n_1/n_2]} F_{o3} / \sqrt{m C_{np3}})^2 + 2\Delta \cdot F_{o3} / m}}{\pi_2 D / 60}}.$$

При $n_1 = 220$ об./хв., $n_2 = 310$ об./хв. та $m = 10$ прийняли припущення виду:

$$(1 - \sqrt[n_1/n_2]} F_{o3} / \sqrt{m C_{np3}} \approx 0.$$

Тоді на етапі попередніх розрахунків доцільно використовувати спрощений варіант формули виду:

$$\begin{aligned} \gamma_2 &= \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{(\sqrt[n_1/n_2]{\sqrt{(\pi_1 D \operatorname{tg} \gamma_1 / 60)^2 - 2\Delta \cdot F_{o3} / m}})^2 + 2\Delta \cdot F_{o3} / m}}{\pi_2 D / 60} \right) = \\ &= \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{(n_1 / n_2)^{2/m} ((\pi_1 D \operatorname{tg} \gamma_1 / 60)^2 - 2\Delta \cdot F_{o3} / m) + 2\Delta \cdot F_{o3} / m}}{\pi_2 D / 60} \right) = \\ &= \operatorname{arctg} \left(\frac{\sqrt{(n_1 / n_2)^{2/m} (\pi_1 D \operatorname{tg} \gamma_1 / 60)^2 - (n_1 / n_2)^{2/m} 2\Delta \cdot F_{o3} / m} + 2\Delta \cdot F_{o3} / m}}{\pi_2 D / 60} \right) = \\ &= \operatorname{arctg} \left(\sqrt{\frac{(n_1 / n_2)^{2/m} (\pi_1 D \operatorname{tg} \gamma_1 / 60)^2 - ((n_1 / n_2)^{2/m} - 1) 2\Delta \cdot F_{o3} / m}{(\pi_2 D / 60)^2}} \right) = \\ &= \operatorname{arctg} \left(\sqrt{(n_1 / n_2)^{2/m} (n_1 / n_2)^2 \operatorname{tg}^2 \gamma_1 - \frac{2\Delta \cdot F_{o3} / m}{(\pi_2 D / 60)^2} ((n_1 / n_2)^{2/m} - 1)} \right). \end{aligned}$$

При $(n_1 / n_2)^{2/m} - 1 \approx 0$ остаточно маємо:

$$\begin{aligned} \gamma_2 &= \operatorname{arctg} \left(\sqrt{(n_1 / n_2)^{2/m} (n_1 / n_2)^2 \operatorname{tg}^2 \gamma_1} \right) = \operatorname{arctg} ((n_1 / n_2)^{m+1/m} \operatorname{tg} \gamma_1) = \\ &= \operatorname{arctg} \left(\sqrt{(220 / 310)^{1,1} \operatorname{tg} 48^\circ} \right) = 37,3^\circ. \end{aligned}$$

На шкарпетковому автоматі ОЗДСУ прийняли $\gamma_2^{\text{кон}} = 38^\circ$.

Таким чином, виконання умов (3) досягається забезпеченням обчислених значень кутів α_1' , α_{20} та γ_2 . Якщо при збільшенні частоти обертання голкового циліндру та проектного значення ресурсу селектора для подальшого удосконалення в'язальних систем зменшення якогось з кутів α_1' , α_{20} та γ_2 до розрахункового значення в межах дійсної довжини системи неможливе, то необхідно компенсувати додаткову навантаженість селектору. Наприклад, якщо розрахований кут нахилу профілю нижньої ділянки клину для опускання автомата ОЗДСУ $\gamma_2 \leq 37,3^\circ$, а реальний кут на конструкції $\gamma_2^{кон} = 38^\circ$, то зниження навантаженості селектора від взаємодії з обмежувальним кільцем допустиме варіюванням величини зазору Δ в бік його збільшення.

Інший напрямок зменшення навантаженості селектора в шкарпеткових автоматах полягає в тому, що на автоматі ОЗДСУ допустиме використання значень кутів $\alpha_2^{кон} = 32^\circ$ та $\alpha_{20}^{кон} = 32^\circ$, які менші від розрахункових $\alpha_2 = 34,4^\circ$ та $\alpha_{20} = 37,3^\circ$. Це дозволяє компенсувати додаткову навантаженість селектору при перевищенні $\gamma_2^{кон} = 38^\circ > \gamma_2 = 37,3^\circ$.

Таким чином, обґрунтовано в конструкцію в'язальної системи селекторів внесені зміни кутів нахилу клинів з $\alpha_1 = 45^\circ$ та $\beta_1 = 45^\circ$ – на автоматі ОЗД на кути $\alpha_1' = 32^\circ$, $\beta_2 = 32^\circ$ та $\gamma_2 = 38^\circ$ – на автоматі ОЗДСУ, що знижує навантаженість селекторів та підвищує їх довговічність при одночасному збільшенні частоти обертання голкового циліндру.

Представлений розрахунок довговічності селектора за критерієм опору втомленості надає тільки загальні висновки про безвідмовність селекторів за розрахунковий ресурс без її кількісної оцінки, тобто відноситься до детермінованого розрахунку надійності. Обчислене значення еквівалентного напруження $\sigma_{екв}$ в небезпечному перерізі селектору відповідає 50%-ій ймовірності його руйнування при заданому числі циклів навантаження N_p . При необхідності визначення $\sigma_{екв}$ з наперед заданою ймовірністю руйнування доцільно вводити в розрахунок умовний коефіцієнт запасу міцності виду [8]:

$$K_\sigma = 10^{U_p \sigma_{lg} N_p},$$

де $\sigma_{\lg N_p}$ – середнє квадратичне відхилення логарифму середньої довговічності в циклах навантаження, яке можливо обчислювати за даними експлуатаційних спостережень;

U_p – квантіль нормального розподілу.

Висновки

Введення клину 4 в в'язальній системі автомату ОЗДСУ забезпечує роздільне опускання селекторів від клину 4 та штовхачів від клину 2, що виключає раптове руйнування п'яток штовхачів при ймовірному їх статичному перевантаженні та відповідно підвищує функціональну надійність в'язального механізму в цілому.

Використання розрахунків розширюють можливості конструктора та дозволяють при проектуванні аналізувати та приймати обґрунтовані рішення, передусім за зміною кутів нахилу робочих поверхонь клинів при різних комбінаціях проектних вимог за швидкістю автомату та довговічністю селекторів, а також оцінити заходи при зміні кількості клинів в в'язальних системах, жорсткісних та інерційних параметрів селекторів та клинів. Запропонований підхід суттєво скорочує витрати та терміни впровадження конструкторських рішень при проектуванні в'язальних систем та виборі раціональних режимів навантаження селекторів з достатньою для попереднього проектування точністю. В роботі представлений приклад удосконалення системи клинів для селекторів при їх заміні та обґрунтованому виборі кутів нахилу їх робочих поверхонь.

Список використаних джерел

1. Проников А. С. Надежность машин / Проников А. С. – М. : Машиностроение, 1978. – 592 с.
2. Решетов Д. Н. Надежность машин / Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. – М. : Высш. шк., 1988. – 238 с.
3. Гребенник В. М. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник / В. М. Гребенник, В. К. Цапко – М. : Машиностроение, 1980. – 344 с.
4. Березін Л. М. До розрахунку довговічності голок по втомленій міцності панчішно-шкарпеточних автоматів // Вісник Хмельницького національного Університету, 2009. – № 2(128). – С. 77-81.

5. Березін Л. М. Проектний розрахунок селекторів шкарпеткових автоматів на втомленісну довговічність / Л. М. Березін // Вісник КНУТД. – 2017. – № 2. – С. 13-19.
6. Березин Л. Н. Анализ влияния динамических нагрузок на долговечность вязальных игл чулочно-носочных автоматов / Л. Н. Березин // Вестник Витебского государственного технологического университета. – 2015. – Вып. 29. – С. 7-12.
7. Березін Л. М. До розрахунку циклів навантаження голок панчішно-шкарпеточних автоматів при визначенні їх надійності за критерієм втомленісної міцності / Л. М. Березін // Вісник КНУТД. – 2010. – № 5. – С. 13-19.
8. Школьник Л. М. Методика усталостных испытаний: Справочник / Школьник Л. М. – М. : Машиностроение, 1978. – 302 с.

References

1. Pronykov A. S. Nadezhnost mashyn [Reliability of machines] Moscow, Mashynostroenye Publ., 1978. – 592 p.
2. Reshetov D. N. Nadezhnost mashyn [Reliability of machines] / Reshetov D. N., Yvanov A. S., Fadeev V. Z. – Moscow, Vyssh. shk. Publ., 1988. – 238 p.
3. Hrebennyk V. M. Nadezhnost metallurhycheskoho oborudovanyia (otsenka ekspluatatsyonnoi nadezhnomy y dolhovechnomy): Spravochnyk [Reliability of metallurgical equipment (estimation of operational reliability and durability): Handbook] / Hrebennyk V. M., Tsapko V. K. – Moscow, Mashynostroenye Publ., 1980. – 344 p.
4. Berezin L. M. Do rozrakhunku dovhovichnosti holok po vtomlenii mitsnosti panchishno-shkarpetochnykh avtomativ [To analysis of longevity of needles on the fatigue strength of hosiery machines]. Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho Universytetu – Herald of Khmelnytsky National University, 2009. – Vol. 2(128). – pp. 77-81.
5. Berezin L. M. Proektnyi rozrakhunok selektoriv shkarpetkovykh avtomativ na vtomlenisnu dovhovichnist [Design analysis of selectors of hosiery on fatigue longevity] Visnyk kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu – Herald of Kiev National University of Technologies & Design, 2017. – Vol. 2. – pp. 13-19.
6. Berezyn L. N. Analyz vlyianyia dynamycheskykh nahruzok na dolhovechnost viazalnykh yhl chulochno-nosochnykh avtomatov [Analysis of influence of dynamic loadings on longevity of knittings needle of automatic half-hose machine] Vestnyk

Vytebskoho hosudarstvennoho tekhnolohycheskoho unyversyteta – Bulletin of Vitebsk State Technological University, 2015. – Vol. 29. – pp.7-12.

7. Berezin L. M. Do rozrakhunku tsykliv navantazhennia holok panchishno-shkarpetochnykh avtomativ pry vyznachenni yikh nadiinosti za kryteriiem vtomlenisnoi mitsnosti [Counting the cycles of dynamic loading of hosiery automats' needles considering their fatigue strength] Visnyk kyivskoho natsionalnoho unyversytetu tekhnolohii ta dyzainu – Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design, 2010. – Vol. 5. – pp. 13-19.
8. Shkolnyk L. M. Metodyka ustalostnykh yspytanyi: Spravochnyk [Fatigue Test Method: Handbook] / Shkolnyk L. M. – Moscow, Mashynostroenye Publ., 1978. – 302 p.

Расчет геометрических параметров клиньев вязальных систем носочных автоматов по усталостной долговечности селекторов

Березин Л. Н., Зрезарцев В. Н.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Решение прикладной задачи по обеспечению на этапе проектирования заданного уровня долговечности селекторов игольных цилиндров носочных автоматов за счет принятия рациональных конструкторских разработок применительно к вязальным системам автоматов.

Методика. Используются методы расчетов долговечности деталей машин общего машиностроения, уравнения Веллера на основе данных эксплуатационных наблюдений о ресурсах селекторов до усталостного разрушения и значений нагрузок с учетом наследственности конструкций вязальных систем.

Результаты. Представлен пример усовершенствования системы клиньев для селекторов при их замене и обоснованном выборе углов наклона рабочих поверхностей по условиям повышения частоты вращения цилиндра автомата и увеличения усталостного ресурса селекторов. Предложенный подход существенно сокращает расходы и продолжительность внедрения конструкторских решений при проектировании вязальных систем.

Научная новизна. Впервые рассматривается комплекс вопросов проектирования замковых систем клиньев носочных автоматов по результатам принятия обоснованных решений при изменении количества клиньев, их геометрических и упругих параметров, а также с учетом заданной долговечности селекторов.

Практическая значимость. Представлены практические рекомендации, которые позволяют на стадии проектирования принимать прогрессивные конструкторские решения в замковых системах вязальных механизмов и анализировать эффективность этих изменений по условию обеспечения заданной долговечности селекторов, а также сократить длительность и расходы на проектирование.

Ключевые слова: проектирование, расчет, вязальная система, клин, селектор, усталостная долговечность

Analysis of geometric parameters of knitting system cams of hosiery machines on fatigue longevity of selectors

Berezin L. N., Zrezarzev V. N.

Kiev National University of Technologies & Design

Purpose. Finding solutions to an applied problem regarding maintenance of a given level of durability for hosiery machines needle cylinder selectors at the design stage through adoption of rational engineering solutions related to the automatic knitting systems.

Methodology. The general engineering machine parts durability analysis methods as well as Wohler equation based on the operational observational data as to selectors' service life to fatigue failure and load values with consideration of knitting systems design inheritance have been used.

Findings. An example for improving the selector cams system during replacement and well-reasoned selection of working surface inclinations in accordance with requirements to increase the automatic machine cylinder rotation frequency as well as to improve the selectors fatigue life have been presented. The proposed approach significantly reduces both the costs and timing for engineering solutions implementation during knitting systems designing.

Originality. Here the array of questions related to designing of the hosiery machines camming systems subsequent to the results of taking reasonable steps when changing number of knitting cams, as well as their geometric and elastic parameters with due regard to specified lifetime of the selectors is being considered for the first time.

Practical value. The proposed practical guidelines allow adopting innovative engineering solutions for the hosiery machines camming systems at the design stage and to review effectiveness of the introduced changes provided that the selectors targeted lifetime condition is met, together with reducing design time and costs.

Keywords: design, calculation, knitting system, cam, selector, fatigue longevity