

УДК 677.055.621

Л.М. БЕРЕЗІН, О.О. ФУРКАЧ

Київський національний університет технологій та дизайну

РОЗРАХУНОК ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОДАТЛИВОЇ ГРАНІ КЛИНУ

Запропоновано формули для обчислення розмірів податливої грані клину, конструкція якого забезпечує подвійну балкову та консольну деформації. За розрахункову схему прийнято симетричну просторову раму. В якості характеристичного критерію вибрано мінімальне значення ударного навантаження в системі клин - голка - напрямна пазу циліндру при накладанні обмежень за умовою міцності та допустимої деформації згину грані в точці удару в вертикальному напрямку.

Ключові слова: ударне навантаження, напруження, деформація, податлива грань клину.

Підвищення ефективності експлуатації машин першочергово залежить від рівня їх працездатності. Визначальним фактором надійності в'язального обладнання при підвищенні технологічної швидкості є значна інтенсивність відмов голок, на яку впливає ударне навантаження при взаємодії з клинами. Переважним напрямком підвищення довговічності голок є удосконалення їх конструкцій та умов взаємодії, передусім з клинами в'язальної системи.

Об'єкт та методи досліджень

Об'єктом досліджень обрано конструкцію клину з податливою гранню в'язального механізму панчішно-шкарпеткових автоматів та розрахунки його геометричних параметрів, виходячи з мінімізації ударного навантаження в системі клин - голка - напрямна пазу циліндру. В розрахунках враховували обмеження за габаритами клину, умовами статичної міцності та максимально допустимого прогину робочої ділянки податливої грані клину. Використовували положення динамічного дослідження з урахуванням пружно-інерційних характеристик тіл взаємодії та положення розрахунку конструкцій на статичну міцність та жорсткість.

Постановка завдання

Напруження в небезпечному перерізі гачка голки при взаємодії її з клинами пропорційне ударному навантаженню P_{maxi} . Залежність P_{maxi} від конструктивних особливостей системи клин - голка - паз визначається за формулою, яка наведена у роботі [1] та стосовно до голок панчішно-шкарпеткових автоматів має вид [2]:

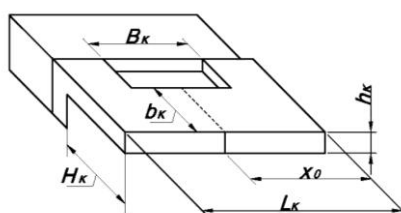
$$P_{maxi} = V_i \operatorname{tg} \alpha_i \sqrt{\frac{m_{np} C_{np}}{K}} + P_c, \quad (1)$$

де $V_i = \pi n_i d / 60$, n_i – лінійна швидкість п'ятки голки та частота обертання циліндру відповідно; d – діаметр голкового циліндру; α_i – кут нахилу профілю робочої ділянки клину ($\alpha_i = 47^\circ 30'$); m_{np} , C_{np} – приведена маса голки та приведена жорсткість системи клин - голка - паз (для голок позицій 0-1305, 0-1306 та 0-1308 приймаємо $m_{np} = 0,6 \cdot 10^{-3}$ кг [3]); P_c – сила опору руху голки в пазу голкового циліндру, яка створюється згином стержня голки для запобігання самовільному опусканню її в пазу циліндру (силою опору нитки при дії кулірного клину на п'ятку голки та тертям старої петлі при переміщенні її вздовж голки нехтуємо); в розрахунках приймаємо $P_c = 4,8$ Н [3]; K – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу клина α_i , тертя голки по клину та пазу голкового циліндру, плечей відповідних опорних реакцій.

Аналіз формули (1) дозволяє зробити висновок про мінімізацію P_{max} при удосконаленні конструкції системи клинів за рахунок зменшення C_{np} , що забезпечується підбором жорсткостей в системі клин - голка - паз. Оскільки модулі пружності матеріалів, що застосовують при виготовленні клинів, відрізняються незначно, необхідну жорсткість забезпечують формою та розмірами конструкції клина. До основних вимог оптимального розв'язку прикладних задач відносять пристосованість розв'язку для фактичного використання, відповідності його точності рівню заданої задачі. Виходячи з вказаних міркувань, ефективним шляхом досліджень системи клин - голка - паз є ідеалізація процесу з виділенням визначальних та відкиненням другорядних факторів та з подальшим складанням математичного опису в більш простих співвідношеннях інженерного розрахунку, які характеризують найбільш суттєві риси ударного процесу.

Результати та їх обговорення

Розрахункова схема клина з робочою гранню, що має подвійну балкову та консольну податливості, приведена на рисунку. Визначення границь системи стосовно клину є тривіальною задачею: незалежними параметрами, що управляються, є B_k , b_k та h_k ; довжина робочої напрямної клину L_k припускається рівною 27 мм, довжина консолі $H_k = 7$ мм (розміри L_k та H_k задаються з конструктивних міркувань у відповідності до розмірів замкової системи).



Геометричні параметри клину з податливою гранню

Перед визначенням розмірів необхідно відмітити, що справедливо використовувати тільки один критерій, оскільки неможливо отримати результат, який одночасно забезпечував би зменшення ударного навантаження (або жорсткості системи) та збільшення надійності за критерієм міцності елементів клину. Тому з сукупності суперечливих цільових настанов вибираємо первинний критерій як характеристичну міру, а вторинні – породжують обмеження розв'язування задачі. У роботі в якості характеристичного критерію вибираємо ударне навантаження в системі клин - голка - паз циліндру за його мінімальним значенням. Таким чином, задача зводиться до пошуку таких значень величин B_k , b_k та h_k , при яких отримуємо мінімум функції $P_{max}(B_k, b_k, h_k)$. До числа параметрів оптимізації не потрапив параметр V_x – горизонтальна складова швидкості голки, яка дорівнює коловій швидкості циліндру, оскільки вид залежності $P_{max}(V_x)$ відомий з (1). Тому визначення параметрів системи проводили для заданого значення V_x . За модель, яка описує взаємозв'язок між змінними задачі та відображає вплив незалежних змінних на степінь досягання мети у відповідності до характеристичного критерію, приймали залежність виду:

$$C_{np} = (C_2^{-1} + C_k^{-1} + C_0^{-1})^{-1}, \quad (2)$$

де C_2 – приведена жорсткість голки при взаємодії її п'ятки з поверхнею клину.

Величину C_2 доцільно визначати за осцилограмою вільних затухаючих коливань при умові відповідного відтворення частотних характеристик ударного процесу: для голок позицій 0–1305, 0–1306 та 0–1308 маємо $c_2 = 5,31 \cdot 10^4$ Н/м [3]); $C_\kappa = 2 \frac{3E \cdot I_\kappa}{(H_\kappa - b_\kappa / 2)^3}$, $C_\delta = \frac{3E \cdot I_\delta \cdot B_\kappa}{x_o^2 (B_\kappa - x_o)^2}$ – приведена жорсткість складової деформації двох консолей податливого клину та приведена жорсткість балки податливого клину [4]; E – модуль пружності матеріалу (сталь ШХ 15); $I_\delta = \frac{b_\kappa \cdot h_\kappa^3}{12}$, $I_\kappa = \frac{(L_\kappa - B_\kappa) h_\kappa^3}{24}$ – моменти інерції поперечних перерізів балки та консольних ділянок клину; x_o – координата точки початкової взаємодії голки з клином. Зазначимо, що всі комбінації значень B_κ , b_κ та h_κ є допустимими тільки у випадку, якщо балка та консолі податливої системи клину витримують задане навантаження. Тому необхідно мати декілька функціональних зв'язків між змінними, які управляються, що дозволяє звузити ділянку їх допустимих значень. Для представленої моделі обмеження за міцністю записують у формі нерівностей:

$$\sigma_{-132} / \sigma_{32,\kappa} \geq [k_1]; \quad (3)$$

$$\sigma_{-132} / \sigma_{32,\delta} \geq [k_2], \quad (4)$$

де $[k_1]$ та $[k_2]$ – коефіцієнти запасу міцності; σ_{-132} – границя втомленості матеріалу; $\sigma_{32,\delta}$ та $\sigma_{32,\kappa}$ – напруження при згині балочної та консольної ділянок клину, які визначаються за формулами:

$$\sigma_{32,\delta} = \frac{P_{\max} (B_\kappa - x_o) x_o}{B_\kappa \cdot W_\delta}; \quad (5)$$

$$\sigma_{32,\kappa} = \frac{P_{\max} (H_\kappa - b_\kappa / 2)}{W_\kappa}, \quad (6)$$

де $W_\delta = \frac{b_\kappa h_\kappa^2}{6}$ та $W_\kappa = \frac{(L_\kappa - B_\kappa) / 2 h_\kappa^2}{6}$ – моменти опору поперечних перерізів балкової та консольної ділянок клину. Очевидно, що параметри σ_{-132} , $[k_1]$ та $[k_2]$, які фігурують в залежностях (3) та (4), залежать від матеріалу та прийнятої розрахункової схеми конструкції. Для сталі ШХ15 границя втомленості $\sigma_{-132} = 800$ МПа [5], для схеми розрахунку консолі та балки по границі втомленості при циклічних навантаженнях за симетричним циклом рекомендується вибирати коефіцієнти запасу міцності $[k_1] = [k_2] = 2,4$ [6]. Окрім того, для забезпечення процесу утворення петель необхідно, щоб деформація згину δ_y робочої грані клину в точці удару в вертикальному напрямку задовольняла умові:

$$\delta_y \leq 0,2 \text{ мм}. \quad (7)$$

Оскільки розмірність поставленої задачі досить низька, а розрахунки у відповідності до приведених формул (1)...(7) не потребують значних витрат часу, оптимізацію виконували методом безпосереднього перебору та оцінювання можливих варіантів. В результаті аналізу варіантів для запропонованої конструкції клину отримано наступні раціональні параметри, які наближені до оптимальних: $b_\kappa = 4$ мм, $h_\kappa = 0,6$ мм та $B_\kappa = 23$ мм. Застосування клину з розрахованими параметрами забезпечує жорсткість податливої робочої грані клину $C_{np} = 3,14 \cdot 10^4$ Н/м, що призводить до зниження вертикальної динамічної складової навантаження в 1,3 раза.

Висновки

1. Використовуючи положення розрахунку голок на довговічність за критерієм втомленісної міцності гачка в небезпечному перерізі встановлено [7], що при використанні клину з розрахованими параметрами податливої робочої грані в порівнянні з традиційним, довговічність голок збільшиться в 5,27 рази.

2. Відповідно незначне зниження динамічного навантаження в зоні удару голки по клину та відповідне напруження в небезпечному перерізі її гачка дозволяє суттєво збільшити сумарне число циклів навантаження голки до руйнування, тобто підвищити її циклічну довговічність.

3. Наведений розрахунок заданої конструкції податливого клину є спрощеним, який доцільно використовувати при попередньому розрахунку замкової системи. В подальшому при уточненому розрахунку клину необхідно прийняти за розрахункову схему просторову симетричну раму з двома просторовими жорсткими защемленнями, кожному з яких відповідають по шість реакцій в'язей. Силу картину навантаження клину необхідно доповнювати прикладанням рівномірно розподіленого навантаження від дії п'яток голок, що рухаються по клину в усталеному режимі.

Список використаної літератури

1. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка.– 1977.– 136с.
2. Березін Л.М. Удосконалення трикотажного обладнання на основі розрахунків довговічності деталей в'язального механізму// Вісник КНУТД. – 2001.– №1.– с.70–73.
3. Березін Л.М. До розрахунку циклів навантаження голок панчішно-шкарпеткових автоматів при визначенні їх надійності за критерієм втомленісної міцності //Вісник КНУТД.– 2010.– №5. – с.58– 63.
4. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение.– 1969.– 296с.
5. Справочник по авиационным материалам / Под ред. Н.П. Александрова.– М.: Транспорт. – 1972. –328 с.
6. Трощенко В.Т. Прочность металлов при переменных нагрузках. – К.: Наук. думка.– 1978. – 176 с.
7. Березін Л.М. Розрахунки довговічності та надійності стержньових елементів голкового циліндра панчішно-шкарпеткових автоматів // Вісник ХНУ (Технічні дисципліни).– 2011.– №5.– с.17–20.

Стаття надійшла до редакції 28.09.2012

Расчет геометрических параметров податливой грани клина

Березин Л.Н., Фуркач А.А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Представлены формулы для вычисления размеров податливой грани клина, конструкция которого обеспечивает балочную и консольную деформации. Использована расчетная схема в виде симметричной пространственной рамы. Характеристическим критерием выбрано минимальное значение ударной нагрузки в системе клин-игла-направляющая цилиндра при наложении ограничений по условию прочности и допускаемой деформации изгиба грани в точке удара в вертикальном направлении.

Ключевые слова: ударная нагрузка, напряжение, деформация, податливая грань клина.

Calculation of geometrical parameters for flexibility facet of the cam

Berezin L., Furkach A.

Kyiv National University of Technologies and Design

The formulas are presented for calculating the size of flexibility facet of the cam, a construction of the cam a beam and console deformations. The symmetric space chassis used in a analytical model. Characteristic criterion selected minimum of impact load to the system of cam-needle-guide. At imposing restrictions on the condition of strength and the deformation of the deflection facet at the impact point in the vertical direction.

Keywords: impact load, stress, strain, pliable face wedge.