

РОЗРАХУНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ СТЕРЖНЬОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ГОЛКОВОГО ЦИЛІНДРА ПАНЧІШНО-ШКАРПЕТОЧНИХ АВТОМАТІВ

В статті наведено узагальнення детермінованих та ймовірнісних методів розрахунку довговічності та надійності за критерієм втомної міцності стосовно стержньових елементів голкового циліндра панчішно-шкарпеточних автоматів. Перелічено основні переваги і недоліки методів, що спрощує їх вибір при виконанні розрахунків довговічності та надійності стержньових елементів на різних стадіях проектування або модернізації обладнання.

The article gives a synthesis of deterministic and probabilistic methods for calculating the longevity and reliability is resulted on the criterion of fatigue strength of the rod elements of needle cylinder automatic half-hose machine. Lists the advantages and disadvantages of the methods. This simplifies the calculation of their choice at various stages of design or upgrade equipment.

Ключові слова: стержньові елементи, довговічність, надійність, втомна міцність.

Вступ. Надійність – одна з основних властивостей технологічного обладнання. Перелік показників надійності регламентований і обов'язковий в «Карті технічного рівня та якості продукції» та в технічній документації на обладнання. З теорії надійності відомі основні положення і окремі види специфічних розрахунків на втомленісну довговічність та надійність, які застосовують для типових деталей машин. Прийнятність існуючих положень розрахунків стосовно стержньових елементів (голок та селекторів) голкового циліндра панчішно-шкарпеточних автоматів обмежена з ряду причин: складністю визначення загального коефіцієнту зниження границі втомленості, який враховує їх конструктивні і технологічні особливості та відсутністю відомостей про параметри втомленості стержньових елементів, які відповідають умовам їх роботи. Незважаючи на відмінність форм та місць розміщення небезпечних перерізів, причини та фактори впливу втомленісного руйнування стержньових елементів мають спільні закономірності. Стаття присвячена узагальненню питань кількісної оцінки рівня довговічності або надійності стержньових елементів голкового циліндра панчішно-шкарпеточних автоматів.

Основний розділ. Основним напрямом створення надійного обладнання є використання розрахунків та випробувань на стадії його проектування. Випробування у відповідності до поставленою мети поділяють на контрольні та визначальні. Для панчішно-шкарпеточних автоматів серійного виробництва за результатами контрольних випробувань встановлюють відповідність між фактичними та нормованими значеннями показників надійності, які закладені в технічних умовах на проектування. Як приклад, приймальні випробування обмеженої кількості нових моделей панчішно-шкарпеточних автоматів. Визначувальні випробування використовують для встановлення невідомих значень показників. До останніх належать експлуатаційні спостереження панчішно-шкарпеточних автоматів в умовах реальної їх експлуатації на виробництві, тобто дослідження надійності діючого обладнання. Методика організації, проведення та обробки даних результатів експлуатаційних спостережень технологічного обладнання наведена в [1], приклади її реалізації стосовно стержньових елементів розглянуто в [2, 3].

Інформацію про стендові випробування язичкових голок та селекторів для визначення їх довговічності та ймовірності безвідмовної роботи залежно від рівня навантаження наведено в [4, 5]. Випробування стержньових елементів на довговічність на форсованих режимах не знайшли практичного застосування через складність перерахунку на реальні режими навантаження та небезпеку можливого переходу на інші критерії відмови. Основними недоліками стендових випробувань в'язальних механізмів за критерієм довговічності їх стержньових елементів є їх тривалість, значні витрати на виготовлення досліду зразка, стенду або установки та отримання значень показників надійності одного об'єкту, що досліджується.

Розрахунки на довговічність та надійність стержньових елементів необхідно виконувати за критерієм їх втомної міцності, так як домінуючим видом відмов стержньових елементів (для голок та селекторів – понад 60% від загальної кількості відмов панчішно-шкарпеточних автоматів) є їх втомленісний злом від дії повторно-змінних навантажень клинами в'язальної системи, що підтверджено фрактографічними дослідженнями. Окрім того, інтенсивність цих відмов зростатиме при інтенсифікації швидкісних режимів автоматів відповідно до підвищення рівня навантажень.

В [6] представлені загальні вимоги та нормативні положення до методів розрахунку показників надійності в детермінованій та ймовірнісній постановках типових деталей загального машинобудування. До детермінованих, зручних на початковому етапі проектування однотипних конструктивних елементів (наприклад, голок та селекторів) відносять метод розрахунків за коефіцієнтом запасу міцності за довговічністю. Проте, цей коефіцієнт не характеризує рівень надійності в явному вигляді, так як не відображає умов навантаження, геометрію і технологію виготовлення деталі та інших факторів, які впливають на втомленісну довговічність. Окрім того, необхідність корегування значення коефіцієнту запасу міцності при зміні факторів впливу унеможлиблює застосування його в якості нормативної характеристики. Тобто, його використання стосовно стержньових елементів не виправдане на практиці.

Стержньові елементи належать до деталей критеріальних за міцністю: їх проектування з великим запасом міцності унеможливлено через обмеження розмірів в небезпечному перерізі в залежності від класу автомата. Тому при модернізації діючих або проектуванні нових конструкцій в'язальних механізмів автоматів стержньові елементи необхідно розраховувати за регламентованою (попередньо заданою) довговічністю за критерієм втомної міцності.

На основі базової методики [7] запропоновано виконувати розрахунок стержньових елементів на обмежену довговічність в циклах навантажень за рівнянням кривої їх втомленості. Вихідними даними розрахунку слугують попередньо обчислені при симетричному циклі навантаження границя втомленості $S_{-1\sigma}$ деталі (стержньового елементу) та гранична амплітуда напружень $S_{-1\sigma N}$ в стержньовому елементі, яка відповідає заданому числу циклів навантаження N .

Границі втомленості деталей натурних розмірів $S_{-1\sigma}$ звичайно менші за границі втомленості їх матеріалів S_{-1} . Стендові дослідження $S_{-1\sigma}$ характеризуються тривалими повторами для отримання необхідних статистичних оцінок та наявністю спеціального випробувального обладнання, що подовжує тривалість та підвищує вартість проектування. Для розрахункового визначення $S_{-1\sigma}$ вводять коефіцієнт K , який враховує вплив на опір втомленості деталі концентрації напружень, масштабного фактору, чистоти поверхні, анізотропії металу і термообробки. Проте складність форм стержньових елементів та несталість в процесі їх виготовлення та експлуатації факторів впливу можуть призвести до значних похибок при визначенні коефіцієнту K та відповідно $S_{-1\sigma}$. Тому даний підхід в розрахунках стержньових елементів доцільно використовувати на попередній стадії проектування нових конструкцій в'язальних механізмів автоматів.

Цей недолік частково усувається при використанні в розрахунках статистичних даних про ресурс стержньових елементів. Розрахунок втомної довговічності стержньових елементів за рівнянням Велера на прикладі селекторів представлено в [8]. Для селекторів використовували залежність виду:

$$N_{p2} = N_{p1} (S_{e1} / S_{e2})^m, \quad (1)$$

де $i=1, 2$ – індекси, що відповідають автоматам-аналогам та заново проєктованим;

N_{pi} – число циклів навантаження селектора до втомленісного руйнування;

S_{ei} – відповідні еквівалентні напруження в небезпечному перерізі селектору.

Еквівалентні напруження S_{ei} обчислювали за формулою:

$$S_e = \sqrt[m]{\frac{l}{\sum_{k=1}^l S_k^m N_k} / \frac{l}{N_k}}, \quad (2)$$

де S_k – напруження на k -му рівні навантаження при заміні реального навантаження з вираженою закономірністю чергування l різних рівнів;

$N_S = \frac{l}{\sum_{k=1}^l N_k}$ – число циклів навантаження при виготовленні одного типового виробу при числі

циклів N_k на k -му рівні навантаження.

Число ударів п'ятки селектора (циклів навантаження) з усіма клинами замкової системи на робочих швидкісних режимах виготовлення різних ділянок виробу визначали на основі аналізу руху селектора відносно клинів замкової системи з урахуванням частот обертання n_i голкового циліндра при виготовленні різних ділянок виробу та числа ударів N_i п'ятки селектора з клинами замкової системи за один оберт циліндра.

За ресурс T_{pi} приймали сумарний час в годинах безвідмовної роботи стержньових елементів до їх втомленісного руйнування.

Запропонований спосіб дозволяє аналізувати і обґрунтовно призначати конструктивні удосконалення геометричних параметрів замкової системи в'язального механізму (передусім кутів нахилу робочих поверхонь клинів) за заданою частотою обертання n_2 та ресурсу T_2 при можливих комбінаціях проектних вимог: підвищення ресурсу селекторів за сталої частоти обертання $n = const$ голкового циліндру; інтенсифікація швидкісного режиму при збереженні рівня ресурсу селекторів $T_p = const$; одночасне підвищення довговічності селекторів та швидкості.

Основною вимогою використання наведеного проектного розрахунку в'язальних систем є спадковість їх конструкцій. Розрахунки за втомленісною довговічністю селекторів та голок можливі також для оцінки заходів комплексної модернізації при зміні кількості клинів у в'язальних системах, інерційних та пружних параметрів стержньових елементів та клинів.

Перелічені розрахунки довговічності за критерієм опору втомленості є детермінованими, так як дають тільки загальні висновки про безвідмовність функціонування об'єкту за розрахунковий ресурс без її

кількісної оцінки, тобто відносяться до розрахунків надійності тільки умовно. В сучасній постановці найбільш точними є ймовірнісні методи розрахунку ресурсу на стадії проектування, в яких враховується статистична природа втомленісного руйнування через реальні випадкові варіації характеристик міцності деталей і руйнуючих навантажень.

Обчислене за формулою (2) значення еквівалентного напруження σ_e в небезпечному перерізі стержньового елемента відповідає 50-відсотковій ймовірності його руйнування при числі циклів навантаження N_p . Для визначення σ_e з наперед заданою ймовірністю руйнування необхідно вводити в розрахунок коефіцієнт запасу міцності виду:

$$K_{\sigma} = 10^{U_p \sigma_{lg} N}, \quad (3)$$

де $\sigma_{lg} N$ – середньоквадратичне відхилення логарифму середньої довговічності, яке можливо обчислювати за даними експлуатаційних спостережень;

U_p – квантіль нормального розподілу.

В [9] на основі загальних положень методу Серенсена-Когаяева [7], які застосовують для типових деталей машин, наведено приклад розрахунку функції розподілу втомної довговічності селекторів панчішно-шкарпеточних автоматів – залежності ймовірності появи втомної тріщини P від ресурсу T_{pi} в годинах або в циклах навантаження N_{pi} селекторів до їх втомленісного руйнування. Розв'язування цього комплексного завдання включає ряд задач. Випробування селекторів на втомленість виконували для побудови робочої ділянки кривої втомленості селекторів за характеристиками навантаженості ($\sigma_i; N_{pi}$) та опису її логарифмічно нормальним розподілом виду:

$$\lg \bar{N}_{pi} = 0,381 \sigma_{-10Ni} + 14,345 + 0,216U, \quad (4)$$

де U – нормована випадкова величина, яка розподілена за нормальним законом;

$m_U = 0, S_U = 1$ – математичне сподівання і середньоквадратичне відхилення розподілу відповідно.

В [10] наведено положення альтернативної побудови кривої втомленості деталей складних форм за даними експлуатаційних спостережень стержньових елементів у виробничих умовах. Використовувалися характеристики навантаженості селекторів різних позицій, які мають відмінні умови навантаження. Функцію розподілу амплітуд напружень визначали з урахуванням коефіцієнта коригування лінійної гіпотези додавання втомленісних пошкоджень. Вибір коефіцієнтів варіації навантаження V_a та границі втомленості деталі V_{-10} , а також параметра m виконували у відповідності до вимог [7]. Графіки функції розподілу втомної довговічності селекторів за критерієм їх втомної міцності будували за різних значень V_a в координатах логарифму довговічності в числах циклів навантаження до руйнування $\lg N_{pi}$ та квантілі u_{pi} в рівномірному масштабі або у відповідних їм ймовірностях руйнування P_i в масштабі нормального закону розподілу. Розрахована ймовірність погодження результатів натурних стенових та експлуатаційних випробувань довговічності селекторів підтверджує можливість використання розрахунків на базі експлуатаційних спостережень, що дозволяє спростити побудову функції розподілу втомної довговічності та підвищити точність розрахунків без використання довготривалих і витратних експериментів натурних деталей.

Застосування побудованої функції розподілу втомної довговічності селекторів дозволяє визначити їх медіанну довговічність \bar{N} , гама-відсотковий ресурс N^Q тощо при заданих умовах навантаження селекторів на стадіях проектування або доведення дослідного зразка автоматів. Таким чином, на стадії проектування при порівнянні різних конструктивно-технологічних рішень можливо вибрати кращий за забезпеченням заданої надійності при зберіганні розмірів небезпечного перерізу селектора. З метою підвищення точності розрахунків стержньових елементів доцільно вносити корективи на базі розширення об'єму даних про їх втомленісну довговічність за результатами стенових випробувань або експлуатаційних спостережень. Велика кількість стержньових елементів сприяє отриманню статистичної вибірки достатнього об'єму. Через використання великої кількості додаткової вихідної інформації та попередніх обчислень ймовірнісні розрахунки на втомленісну міцність доцільні як уточнювальні на останніх стадіях проектування.

Висновки. Наведено огляд методів розрахунку типових деталей загального машинобудування на довговічність та надійність за критерієм їх втомної міцності, перелічено їх переваги та недоліки з урахуванням специфіки та припущень стосовно стержньових елементів в'язального механізму панчішно-шкарпеточних автоматів. Аналіз цих методів сприяє вибору та математичній підтримці прийняття конструкторських рішень, суттєвому скороченню термінів та підвищенню якості проектування на різних стадіях. Перспективними дослідженнями в даному напрямку є розробка методики розрахунку та створення комп'ютерної бази даних, яка в подальшому дозволить на етапі проектування вирішувати питання вибору раціональних параметрів в'язального механізму включно з стержньовими елементами при заданих рівнях надійності та проектних швидкостях. Наведені положення справедливі при проектуванні інших в'язальних механізмів з стержньовими елементами, які рухомі відносно голкотримача.

1. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними : ДСТУ 3004-95. – К. : Держспоживстандарт України, 1995. – 129с. – (Національний стандарт України).
2. Березин Л.Н. Исследование надежности элементов вязального механизма одноцилиндровых чулочных автоматов по данным эксплуатационных наблюдений / Л.Н. Березин, В.П. Волощенко // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. – 1985. – № 5. – С. 125–130.
3. Баранов А.А. Анализ отказов селекторов одноцилиндровых чулочно-носочных автоматов / А.А. Баранов, Е.С. Масленников. – М., 1988. – 11 с.
4. Масленников Е.С. Экспериментальное исследование ударного разрушения игл круглочулочных автоматов / Е.С. Масленников // Машиностроение для лег. пром-сти. – М. : ЦНИИТЭИлегпишемаш. – 1973. – №7. – С. 7–12.
5. Баранов А.А. Исследование и разработка механизма отбора одноцилиндровых рисунчатых чулочно-носочных автоматов с целью повышения их производительности : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук. : спец. 05.02.13 "Машины и агрегаты" / А.А. Баранов. – Москва, 1991. – 27с.
6. Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги : ДСТУ 2862-94. – К. : Держспоживстандарт України, 1994. – 90 с. – (Національний стандарт України).
7. Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев., Ю.Н. Дроздов. – М. : Высш. шк., 1991. – 319 с.
8. Березин Л.Н. Усовершенствование вязального механизма чулочно-носочных автоматов по усталостной долговечности селекторов Л.Н. Березин, О.А. Мишенин, М.І. Голубев // В мире оборудования. – Легпромбизнес, СПб. – 2009. – № 2 (85). – С.18–19.
9. Березин Л.М. Ймовірнісний розрахунок довговічності селекторів по критерію втомної міцності / Л.М. Березин // Вісник КНУТД. – 2006. – № 3 (29). – С. 35–41
10. Березин Л.М., Барилко С.В. До розрахунку довговічності селекторів панчішно-шкарпеточних автоматов по критерію втомної міцності / Л.М. Березин, С.В. Барилко // Вісник КНУТД. – 2007. – № 5 (37). – С. 32–35.

Надійшла 15.9.2011 р.

УДК 677.051.125.2

О.А. ВОЙТОВИЧ, А.А. ЛОБОВ
Херсонский национальный технический университет

АНАЛИЗ СОВРЕМЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ ТРЕНИЯ ФОРМИРОВОЧНО-КРУТИЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ В ПРЯДИЛЬНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

У статті досліджені негативні експлуатаційні характеристики підшипників кочення, проведений аналіз способів поліпшення поверхонь тертя, встановлені причини виникнення биття і вібрацій у вузлах тертя веретен кільцевих прядильних машин.

In the articles investigational negative operating descriptions of bearings of woobling, the analysis of methods of improvement of surfaces is conducted frictions, set reasons of origin of beating and vibrations in the knots of friction of spindles of circular spinning machines.

Ключові слова: підшипник, поверхня тертя, вібрація.

Введение. Как известно, формировочно-крутильные механизмы снабжаются подшипниками качения, которые являются самым распространенным и наиболее уязвимым элементом любого роторного механизма. Подшипники осуществляют пространственную фиксацию вращающихся роторов и воспринимают основную часть статических и динамических усилий, возникающих в механизме. Поэтому техническое состояние подшипников является важнейшей составляющей, определяющей работоспособность машины в целом.

Постановка проблемы. При высоких частотах вращения работа веретен кольцепрядильных машин становится затруднительной вследствие неудовлетворительных эксплуатационных характеристик именно подшипников качения.

К числу таких эксплуатационных свойств относят долговечность, износостойкость, коррозионную стойкость, надежность, контактную жесткость, вибростойкость и много других свойств [1–4].

Эксплуатационные характеристики подшипников качения определяются действием технологических факторов для изготовления отдельных деталей, точности формообразования рабочих поверхностей и сборки подшипников.

Основная часть. В веретенах кольцевых прядильных и крутильных машин устанавливают радиальные роликоподшипники (рис. 1).

В реальных конструкциях подшипников рабочие поверхности дорожек качения и тел вращения