

## ДО РОЗРАХУНКУ ДОВГОВІЧНОСТІ ГОЛОК ПО ВТОМЛЕНІЙ МІЦНОСТІ ПАНЧІШНО-ШКАРПЕТОЧНИХ АВТОМАТІВ

*Запропоновано основні положення побудови робочої вітки кривої втоми гачків голок за результатами їх натурних випробувань та експлуатаційних спостережень автоматів в умовах виробництва на основі даних про навантаження, тривалість безвідмовної роботи голок до руйнування втоми її гачка і параметри втомленої міцності з урахуванням їх розсіяння.*

### Вступ

Панчішно-шкарпеточні автомати (надалі – автомати) відносять до круглов'язальних машин малого діаметра з стержньовими елементами (голки, селектори, штовхачі), рух яких задається замковими системами клинів у вигляді кулачків. Характерною особливістю експлуатаційної надійності стержньових елементів є їх руйнування за критерієм міцності, 85 % яких припадає на відмови голок [1]. На основі даних фрактографічних досліджень поверхонь руйнувань язичкових голок встановлено [2], що основним видом їх пошкодження є злом гачка в місці його згину від втоми матеріалу як результат дії повторно-змінних навантажень при взаємодії п'ятки голки з клинами замкових систем. Відмови через недостатню витривалість гачків голок складають 69 % [1] і інтенсивність цих відмов зростає при інтенсифікації швидкісних режимів автоматів з підвищенням частоти та величини навантажень.

Так як проектування голок з великим запасом міцності унеможливується через обмеження розмірів небезпечного перерізу гачка голки (залежить від класу автомата), доцільно голки розраховувати по обмеженій (попередньо заданій) довговічності по міцності за критерієм втоми їх гачків. Результати досліджень динамічних навантажень стержньових елементах голкового циліндра наведено в значній кількості джерел, однак відомостей про розрахунки їх довговічності в детермінованій або імовірнісній формах не достатньо для застосовування їх в проектуванні.

З метою обґрунтованого прийняття конструктивних або технологічних рішень при проектуванні замкових систем автомата стаття присвячена питанням розрахунку довговічності по втомленій міцності стержньових елементів на прикладі голок.

### Основний розділ

Під довговічністю за критерієм втоми розуміємо ресурс  $T_{pi}$  - сумарний час в годинах безвідмовної роботи голки до руйнування втоми її гачка і розглядаємо як нормативний (допустимий) ресурс голки в експлуатації по заданому критерію. Розрахунок на довговічність будь-якої деталі на етапі проектування за типовою методикою включає динамічний аналіз для визначення умов навантаження, обчислення характеристик навантаженості та показників довговічності. Основною ланкою, яка забезпечує реалізацію розрахунку є залежність між значенням границі обмеженої втоми деталі  $\bar{\sigma}_{-1DN_i}$  від її циклічної довговічності  $N_{pi}$ . Прийнята до проектування довговічність  $N_{pi}$  по втомленій міцності голок досягається у випадках забезпечення еквівалентних напружень в гачках нижче  $\bar{\sigma}_{-1DN_i}$ .

Прийнятність стосовно голок загальних положень типових розрахунків на втомлену довговічність деталей машин обмежена:

- відсутністю параметрів втоми голок (границі втоми деталі  $\sigma_{-1D}$ , абсциси точки перегину кривої втоми  $N_G$  та параметру  $m$ , який характеризує нахил робочої вітки кривої втоми);
- складністю урахування конструктивних і технологічних особливостей голки як деталі складної конфігурації при визначенні загального коефіцієнту зниження границі втоми  $K$  (границя втоми деталі натуральних розмірів  $\sigma_{-1D}$  звичайно в 2...6 разів менше границі втоми матеріалу  $\sigma_{-1}$  деталі. Складність форми голки та несталість факторів впливу в процесі їх виготовлення та експлуатації може призвести до значних похибок при обчисленні коефіцієнту  $K$ ).

За результатами експлуатаційних спостережень встановлено [1], що число циклів навантажень голок до їх втомленого руйнування значно перевищує число циклів, що відповідає точці перегину прямих, які апроксимують криву втоми, тобто для розрахунків на довговічність необхідно застосовувати праву (пологу) вітку кривої втоми гачка голки. Побудова її ускладнюється відсутністю даних про праву вітку кривої втоми матеріалу голок та коефіцієнту  $K$ .

Залежність значень границі обмеженої втоми голки  $\sigma_{-1DN_i}$  від її циклічної довговічності  $N_{pi}$  встановлювали експериментально за типовою методикою [3]. Попередньо виконували:

- випробування голок на витривалість на різних рівнях навантажень, результатом яких є відповідний час  $T_{pi}$  безвідмовної роботи голок до руйнування втоми їх гачків, що дозволяє враховувати

інтегральний вплив напруженого стану на опір втоми небезпечного перерізу голки для отримання достовірних статистичних оцінок;

- визначення циклічної довговічності  $N_{pi}$  голок за фіксованими значеннями  $T_{pi}$ ;
- визначення по відомим аналітичним залежностям ударного навантаження  $y_i$  голок та обчислення границь їх обмеженої втоми  $\bar{\sigma}_{-1DN_i}$  на різних рівнях навантажень, які відповідають числу циклів  $N_{pi}$ ;
- складання залежності, яка характеризує робочу вітку кривої втоми гачків голок за парами даних  $\bar{\sigma}_{-1DN_i}$  та  $N_{pi}$ .

На експериментальній установці з набором стандартних клинів досліджували серійні голки різних партій для усереднення впливу конструктивних і технологічних факторів на опір їх втоми. Випробування виконували до руйнування всіх голок в заправці на колових швидкостях циліндра  $V_{x_i} = 0,9; 1,0; 1,2$  м/с. В кожній серії навантажень циліндр автомата заправлявся новими голками. Циклічну довговічність для кожного рівня навантажень визначали за формулою:

$$N_{pi} = 60T_{pi}ns, \quad (1)$$

де  $n, d$  - частота обертання та діаметр голкового циліндра ( $n = \frac{60V_x}{\pi d}$ ;  $d = 3\frac{3}{4} = 95,25$  мм);

$s = 6$  – число клинів в замкових системах установки.

В результаті обчислень для різних рівнів навантажень при колових швидкостях циліндра  $V_{x_i}$  отримали середні значення  $\bar{N}_{pi} = (8,32; 4,79; 3,16) \cdot 10^7$  циклів.

Навантаження голки  $y_i$  при взаємодії з нахиленими клинами залежно від швидкості  $V_{x_i}$  визначали по максимальним значенням  $y_{i max}$  за формулою з [4], в якій враховуються конструктивні особливості системи нахилений клин – голка – пазова стінка циліндра:

$$y_{max_i} = V_{x_i} tq \alpha \sqrt{m_{np} C_{np}} + F_o, \quad (2)$$

де  $m_{np}, C_{np}$  – приведені маса та жорсткість голки при боковій взаємодії з нахиленим клином;

$F_o$  - сила опору руху голки в пазу, яка створюється штучно для перешкодження довільного її опускання в голковому пазу;

$\alpha = 47,5^\circ$  – кут нахилу профілю робочої ділянки клина.

Розбіжність експериментальних  $y_{max експ}$  і аналітичних  $y_{max розр}$  значень  $y_{max_i}$  не перевищувала 8 % з тенденцією до зменшення при зростанні навантажень. Надалі застосовуємо розрахункові значення  $y_{max розр}$ , що враховуючи  $y_{max розр} > y_{max експ}$ , йде в запас міцності.

Напруження в небезпечному перерізі гачка голки обраховували по відповідним значенням  $y_{max_i}$  за формулою:

$$\sigma_i = A \frac{y_{max_i}}{F}, \quad (3)$$

де  $F$  – площа перерізу стержня в області п'ятки голки;

$A$  – коефіцієнт, який враховує відбиття хвиль в місцях різкої зміни поперечних розмірів голки від п'ятки до гачка.

В результаті для різних рівнів навантажень отримали  $\sigma_i \equiv \sigma_{-1DN_i} = 49,8; 54,2; 57,6$  МПа.

Числа циклів навантажень деталей  $N_{pi}$  до втомленого руйнування задовільно описуються логарифмічно нормальним розподілом. Тому описуємо праву вітку кривої втоми гачка голки залежністю виду [5]:

$$\lg \bar{N}_{pi} = b \sigma_{-1DN_i} + A + US_0,$$

де  $U$  – нормована випадкова величина, яка розподілена по нормальному закону з математичним сподіванням  $m_U = 0$  і середнє квадратичним відхиленням  $S_U = 1$ ;

$b, A, S_0$  – коефіцієнти, які розраховуються за методом найменших квадратів за критерієм мінімізації квадратів відхилень реалізацій (результатів натурних випробувань) випадкової величини  $N_{pi}$  від лінії регресії. За характеристиками навантаженості ( $\sigma_i \equiv \sigma_{-1DN_i} = 49,8; 54,2; 57,6$  МПа і відповідно  $\lg \bar{N}_{pi} = 7,92; 7,68; 7,51$ ) отримуємо рівняння емпіричної лінії імовірнісних значень обмеженої довговічності виду:

$$\lg \bar{N}_{pi} = -0,0534\sigma_{-1DN_i} + 10,577 + 0,14IU. \quad (4)$$

Очевидно, що для середніх значень обмеженої довговічності  $\bar{N}_{pi}$  при заданій імовірності  $P=0,5$  маємо  $U=0$ . Розв'язуємо рівняння (4) відносно  $\sigma_{-1DN_i}$ :

$$\sigma_{-1DN_i} = -18,727 \lg \bar{N}_{pi} + 198,017 + 2,64IU. \quad (5)$$

Параметр  $m_2$ , який характеризує нахил правої вітки кривої втоми гачків голки в півлогарифмічних координатах визначаємо за формулою  $m_2 = \frac{\sigma_{-1DN_2} - \sigma_{-1DN_1}}{\lg \bar{N}_1 - \lg \bar{N}_2}$ . Після підстановки значень  $\bar{N}_1 = 8,32 \cdot 10^7$  і  $\bar{N}_2 = 3,16 \cdot 10^7$  циклів та відповідно  $\sigma_{-1DN_1} = 49,8$  МПа і  $\sigma_{-1DN_2} = 57,6$  МПа отримуємо  $m_2 = 18,6$ , що відповідає допустимим межам  $m_2 = 10 \dots 100$ .

Побудова робочої вітки кривої втоми гачків голок за результатами їх натурних випробувань на стендах характеризується значною тривалістю та чималими витратами, що обмежує застосування її на стадії проектування. Значно спрощується побудова залежності  $\sigma_{-1DN_i} = f(\lg \bar{N}_{pi})$  при наявності статистичних даних про нарробіток на відмову голок за критерієм втоми їх гачків, які отримують при експлуатаційних спостереженнях автоматів в реальних умовах виробництва. Характеристики навантаженості за даними експлуатаційних досліджень визначали для голок автомата двох позицій (з довгою п'яткою 0-1308 та з середньою 0-1306), які мають різні умови навантажень. Відмінність мас голок різних позицій суттєво не впливає на величину динамічного навантаження в системі клин – голка – паз. Відомості про циклічну довговічність гачків голок позиції 0-1305 (з короткою п'яткою) не враховували через відсутність відмов по даному критерію при діючих умовах експлуатації.

Число навантажень голок  $j$ -ї позиції до втомленого руйнування їх гачків обчислюємо за формулою [7]:

$$N^j = N_{\text{ол}}^j \cdot v_{\text{ол}}^j, \quad (6)$$

де  $v_{\text{ол}}^j = 60 \frac{T_{pi}^j}{t}$  - число однакових блоків навантажень голки до втомленого руйнування її гачка (дорівнює кількості виготовлених шкарпеткових виробів протягом середньої довговічності  $T_{pi}^j$  голки  $j$ -ї позиції за даним критерієм з тривалістю технологічного циклу  $t=4,2$ хв.);  $N_{\text{ол}}^j = \sum N_i^j$  - сумарне число циклів навантажень голки  $j$ -ї позиції при виготовленні типового виробу, яке дорівнює сумі циклів навантажень  $N_i^j$  голки  $j$ -ї позиції при  $i$ -му рівні навантаження для певної ділянки виробу. Під типовим розуміємо шкарпеткові вироби 27 розміру з жакардовим переплетінням паголінку та сліду, з класичними п'яткою та миском, з відробком, кільцевим підсиленням і ранжійним рядом.

Розрахунок  $N_{\text{ол}}^j$  передував аналіз руху п'ятки голки відносно клинів замкових систем при виготовленні різних ділянок виробу. Враховували відбір голок шиберами механізму рисунку в трьох системах при утворенні візерунчастих переплетень на ділянці паголінку (середня кількість шибера, що включаються складає 2,23 шибери [8]), шиберами збою на ділянці сліду в другій та третій системах. Взаємодією голок з додавачем та збавочником, з гіркою для повного замикання (або з клином для неповного замикання) через селектори та штовхачі нехтуємо без втрати точності обчислення характеристик навантаженості. Тобто, для оцінки навантаженості голки достатньо мати значення ударних навантажень, які виникають при взаємодії голки з нахиленими (для кулірування та замикання) клинами. Виключенням є взаємодія з нахиленими клинами при виготовленні п'ятки та миску виробу на коловій швидкості  $V_{x_i} = 0,5$  м/с: при стендових випробуваннях встановлено, що руйнування гачків голок на коловій швидкості  $V_{x_i} = 0,5$  м/с відсутні.

Число ударів п'ятки голки (циклів навантаження)  $N_i^j$  з усіма клинами замкових систем на робочих швидкостях обчислюємо за формулами:

- при взаємодії з клином замикання ( $\alpha = 47,5^\circ$ ):

а) для бортика (при коловій швидкості  $V_x = 1,1$  м/с)  $N_1^{0-1306} = N_1^{0-1308} = 2n_\sigma$ ; (7,а)

б) для паголінку, сліду, відробки, кільцевого підсилення і ранжійного ряду (при коловій швидкості  $V_x = 1,3$  м/с)  $N_2^{0-1306} = N_2^{0-1308} = n_{n2} + n_{cl} + 2(n_\sigma + n_{kn} + n_{pp})$ ; (7,б)

- при взаємодії з клином кулірування ( $\alpha = 38,0^\circ$ ):

$$\text{а) для бортика} \quad N_3^{0-1306} = N_3^{0-1308} = 1,33n_{\bar{\sigma}}; \quad (7,в)$$

$$\text{б) для паголінку, сліду, відробки, кільцевого підсилення і ранжійного ряду} \\ N_4^{0-1306} = 0,91n_{n_2} + 1,22n_{cl} + 2(n_{\bar{\sigma}} + n_{kn} + n_{pp}); \quad (7,г)$$

$$N_4^{0-1308} = 0,91n_{n_2} + 0,68n_{cl} + 2(n_{\bar{\sigma}} + n_{kn} + n_{pp}), \quad (7,д)$$

де  $n_{\bar{\sigma}}, n_{n_2}, n_{cl}, n_{\bar{\sigma}}, n_{kn}, n_{pp}$  - кількість петельних рядів на ділянках бортика, паголінку, сліду, відробки, кільцевого підсилення і ранжійного ряду типового виробу. За результатами експлуатаційних спостережень при умові одноразової взаємодії п'ятки голки з клином (відсутності відскоку) отримуємо  $N^{0-1306} = 8,37 \cdot 10^7$  та  $N^{0-1308} = 4,77 \cdot 10^7$  циклів.

Реальне навантаження з вираженою закономірністю чергування різних рівнів за цикл виготовлення одного типового виробу замінюємо блочним, яке еквівалентне по ступені накопичення втомленого руйнування. В розрахунках враховуємо напруження голок при  $0,5\sigma_{-1D} < \sigma_i < \sigma_{-1D}$ , так як значення напружень  $\sigma_i < 0,5\sigma_{-1D}$  не впливають на накопичення втомлених руйнувань [6].

У випадках, коли кожному рівню напружень  $\sigma_i$  відповідає число циклів  $N_i^j$ , еквівалентне навантаження голки  $j$ -ї позиції до її втомленого руйнування при  $N^j$  циклах визначаємо за формулою:

$$\sigma_{екв}^j = \sigma_{-1DN_i^j} = m_2 \sqrt{\frac{1}{N^j} \sum \sigma_i^{m_2} \cdot N_i^j}. \quad (8)$$

Значення навантажень  $y_i$  голки та напружень  $\sigma_i$  в її гачку обчислюємо аналогічно за формулами (2, 3) для випадків взаємодії з нахиленими клинами ( $\alpha = 47,5^0; 38^0$ ) на різних швидкостях ( $V_{x_i} = 1,1; 1,3$  м/с) при виробленні різних ділянок виробу. Після підстановки відповідних значень маємо  $\sigma_{-1DN_i^{0-1306}} = 45,95$  МПа та  $\sigma_{-1DN_i^{0-1308}} = 50,06$  МПа.

Перевіряємо відповідність значень границь обмеженої втоми  $\bar{\sigma}_{-1DN_i}$  гачка голок, які отримали за результатами стендових досліджень та експлуатаційних спостережень. За рівнянням регресії (5) для фіксованих значень циклічної довговічності до руйнування втоми гачка  $lg N_i$  ( $N_i = 8,37 \cdot 10^7$  - для голок позиції 0-1306 та  $N_i = 4,7 \cdot 10^7$  - для голок позиції 0-1308) отримуємо середні значення  $\bar{\sigma}_{-1DN_i} = 49,70$  МПа та  $\bar{\sigma}_{-1DN_i} = 54,19$  МПа (при  $P=0,5$  і  $U=0$ ). Для імовірності  $P=0,95$  та середнє квадратичному відхиленні  $S_0=2,641$  МПа значень  $\sigma_{-1DN_i}$  відносно лінії регресії (5), неминуче розсіяння результатів випробувань на втому потрапляє в інтервал  $\Delta\sigma_{-1DN_i} \leq 4,34$  МПа, що не перевищує розбіжність між  $\sigma_{-1DN_i^j}$  та  $\bar{\sigma}_{-1DN_i}$ . Отже, спрощене отримання залежності  $\sigma_{-1DN_i} = f(lg \bar{N}_{pi})$  кривої втоми гачка голки за результатами експлуатаційних спостережень можливе з достатньою для проектування точністю.

#### Висновки

1. Отримана залежність границі обмеженої втоми гачків голок  $\sigma_{-1DN_i}$  від їх циклічної довговічності  $N_{pi}$  дозволяє на стадії проектування перевіряти заходи щодо підвищення експлуатаційної надійності автомата на основі розрахунку голок на втомлену довговічність їх гачків.

2. Рівняння емпіричної лінії імовірнісних значень границь обмеженої втоми  $\bar{\sigma}_{-1DN_i}$  виду (5) дозволяє виконувати розрахунки довговічності за критерієм втомленої міцності голок в імовірнісній постановці з урахуванням розсіяння даних про навантаження і параметри втомленої міцності.

3. Виходячи з міркувань обмеження тривалості та витрат розрахунки циклічної довговічності на стадії попереднього проектування доцільно виконувати за даними експлуатаційних спостережень, на стадії доводки дослідного зразка - за даними натурних випробувань.

#### Література

1. Березин Л.Н., Волощенко В.П. Исследование надежности элементов вязального механизма одноцилиндровых чулочных автоматов по данным эксплуатационных наблюдений // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1985. - № 5. - С.125-130.
2. Гайдамака В.К., Красовский А.Я., Крамаренко И.В. Причины и характер разрушения игл вязальных машин // Проблемы прочности. - 1983. - № 3. - С.68-75.

3. Березін Л.М. Імовірнісний розрахунок довговічності селекторів по критерію втомленісної міцності // Вісник КНУТД. – 2006. – № 3. – Т.29. – С.35-41.
4. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136с.
5. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин: Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1988. – 238с.
6. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 319 с.
7. Березін Л.М., Барилко С.В., Кошель С.О. Розрахунки довговічності по критерію втомленої міцності стержньових елементів панчішно-шкарпеточних автоматів // Вісник КНУТД. – 2008, № 5. – Т.43. – С. 23-26
8. Амро М., Волощенко В.П. Исследование нагруженности механизма рисунка чулочных автоматов ОЗД // Изв.вузов. Технология лег.пром-сти. – 1981. – № 2. – С. 92-94

Надійшла 3.3.2009 р.

УДК 621.891

М.А. ФАРАДЖАЛЛАХ

Национальный Авиационный Университет, г. Киев

С.С. БЫСЬ

Хмельницкий национальный университет

## ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ДЕТОНАЦИОННЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ОСНОВЕ КАРБИДА КРЕМНИЯ В УСЛОВИЯХ ВАКУУМА

*Рассмотрены и проанализированы экспериментальные результаты сопротивления износу композиционных покрытий на основе карбида кремния в условиях вакуума. Показано, что данные покрытия являются перспективным износостойким материалом для узлов трения при эксплуатации в условиях вакуума.*

*The experimental results of resistance to the wear of composition coverages on the basis of carbide of silicon in the conditions of vacuum are considered and analyzed. It is shown that these coverage's are perspective wearproof material for the knots of friction during exploitation in the conditions of vacuum.*

В соответствии с современными положениями науки о трении и изнашивании триботехнические параметры, характеризующие контактное взаимодействие, определяются, главным образом, состоянием и свойствами поверхностных слоев, и в общем комплексе мероприятий, направленных на разработку методов повышения эффективности эксплуатации триботехнических систем, важное значение приобретают технологии поверхностного упрочнения.

Сегодня их разработка и применение – тот фокус, в котором собираются усилия ученых, специалистов, организаторов производства, и уровень реализации их практических возможностей стал обобщающей характеристикой степени развития страны [1, 2].

Нанесение детонационных покрытий – один из современных технологических методов повышения износостойкости. Однако, при выборе материала для напыления, исходя из реальных условий эксплуатации, необходимо учитывать технико-экономические ограничения, обусловленные требованиями производства, в частности, расход дефицитных и дорогостоящих компонентов, например, вольфрама, кобальта, никеля [3].

В данном исследовании, включающем разработку и триботехнические испытания композиционных покрытий, реализована программа, включающая в общем случае комплекс фактов (скорость скольжения, температуру и др.); теоретические положения, обосновывающие сопротивление изнашиванию поверхностного слоя, рассматривались с позиций структурно-энергетической теории трения и износа [4], напыление покрытий осуществлялось на установке типа «Днепр-3» по технологии, изложенной в работе [5]. Склонность детонационных покрытий к схватыванию, степень их трибоактивации оценивались по интенсивности износа в вакууме. При таких условиях оксидных пленок на поверхностях трения, вследствие недостаточной пассивирующей способности среды, практически не образовывалось и в результате осуществлялся непосредственный контакт трибоактивированных поверхностей [6, 7].

Качественные изменения процесса трения в связи с разряжением воздуха обуславливают значительные количественные изменения, которые зависят от скорости скольжения и находят свое выражение, прежде всего, в тенденции к уменьшению износостойкости.

При исследовании процессов трения и изнашивания детонационных покрытий из композиционных порошков на основе карбида кремния для сравнения при таких же условиях и по аналогичным программам испытывались образцы, напыленные порошками нержавеющей аустенитной стали и вольфрамсодержащем сплавом типа ВК15. Толщина детонационных покрытий после доводки составляла 0,18...0,22 мм, шероховатость рабочей поверхности Ra=0,63...0,32. Изучение физико-химических свойств покрытий, микрофазовый анализ проводились с помощью электронного сканирующего микроскопа «Camscan».