

## ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК СТЕРЖНЬОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗА ВТОМЛЕНІСНОЮ ДОВГОВІЧНІСТЮ

**Березін Л.М., к.т.н., доцент**

Київський національний університет технологій та дизайну, [lnb07@ukr.net](mailto:lnb07@ukr.net)

Мета роботи - розв'язок прикладної задачі щодо прийняття на етапі проектування обгрунтованих конструктивних заходів по забезпеченню заданого рівня довговічності деталей складних форм без надлишку запасів міцності на прикладі селекторів в'язальних механізмів шкарпеткових автоматів. Необхідно зазначити, що базовими вимогами даного проектного розрахунку повинні слугувати спадковість конструкцій автоматів та результати їх експлуатаційних спостережень, що не підпадає традиційному підходу.

Розглядаємо детермінований розрахунок селекторів панчішних автоматів на втомленісну довговічність. Під втомленісною довговічністю розуміємо ресурс  $T_{pi}$  як сумарний час в годинах безвідмовної роботи селекторів до втомленісного руйнування. В [1] запропоновано перехід від ресурсу селекторів  $T_{pi}$  за втомленістю (встановлений за даними експлуатаційних спостережень) до числа ударів селектора (циклів навантаження)  $N_{pi}$  при взаємодії з усіма клинами замкової системи:

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

де  $n_i$ ,  $N_i$  - частота обертання голкового циліндру при виготовленні різних ділянок виробу і число ударів п'ятки селектора з клинами замкової системи за один оберт циліндру. Розрахунку  $N_i$  передував аналіз траєкторії руху п'ятки селектора відносно клинів в замкових системах.

Розрахунок втомленісної довговічності виконуємо за рівнянням Веллера, як залежність між еквівалентними напруженнями  $\sigma_{екв_i}$  в небезпечному перерізі селектора та відповідними розрахунковими числами циклів навантаження його до руйнування  $N_{pi}$ :

$$\sigma_{екв_i}^m \cdot N_{pi} = const \text{ або } \sigma_{екв1}^m N_{p1} = \sigma_{екв2}^m N_{p2}, \quad (2)$$

де  $i$  - індекс параметру до ( $i = 1$ ) та після ( $i = 2$ ) модернізації;  $m$  - параметр, за яким враховується нахил ділянки кривої втомленості селекторів.

Еквівалентні напруження  $\sigma_{екв_i}$  обчислювали як заміну реального ступінчастого навантаження селектора з вираженою закономірністю чергування різних рівнів за цикл виготовлення одного типового виробу за формулою [2]:

$$\sigma_{екв_i} = m \sqrt[k]{\sum_i (\sigma_i^m \cdot N_i) / N_{p1}} \cdot N_{p1} \cdot \quad (3)$$

Розглядали загальний випадок розрахунків при одночасній інтенсифікації швидкісного режиму ( $n_2 > n_1$ ) та підвищенні ресурсу селекторів ( $T_{p2} > T_{p1}$ ). У відповідності до (1) селектору до втомленісного руйнування 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 циклів навантажень. Тоді

$$N_{p2} = K_T \cdot K_n \cdot N_{p1} = \frac{T_{p2} \cdot n_2}{T_{p1} \cdot n_1} \cdot N_{p1} \cdot \quad (4)$$

Після підстановки (4) в (2) та виконання певних перетворень, отримаємо:

$$\sigma_{екв2} = \sigma_{екв1} m \sqrt[m]{N_{p1} / N_{p2}} = \sigma_{екв1} m \sqrt[m]{(T_{p1} \cdot n_1) / T_{p2} \cdot n_2} = \sigma_{екв1} m \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \cdot \quad (5)$$

Для виконання умов  $n_2 > n_1$  та  $T_{p2} > T_{p1}$  конструктивними мірами необхідно передбачити зменшення еквівалентного напруження в небезпечному перерізі селектора в  $m \sqrt[m]{K_T \cdot K_n}$  раз. Очевидно, що практично зменшення напружень досягається зміною умов взаємодії селекторів з клинами.

Визначали еквівалентні напруження селекторів:

- до модернізації  $\sigma_{екв1} = \left( \frac{1}{N_{p1}} (\sigma_1^m N_1 + \sigma_2^m N_2 + \sigma_3^m N_3) \right)^{\frac{1}{m}};$  (6)

- після модернізації, враховуючи перетворення

$$\sigma_{екв2} = \left( \frac{1}{N_{p1}} (\sigma_{1,м}^m N_1 + \sigma_{3,м}^m N_3 + \sigma_{4,м}^m N_4) \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (7)$$

де  $\sigma_1$  та  $\sigma_{1,м}$  - напруження в селекторі при взаємодії з клином 1 до та після модернізації;  $\sigma_3$  та  $\sigma_{3,м}$  - аналогічні напруження при взаємодії з клином 3;  $\sigma_2$  - напруження в селекторі при взаємодії з клином 2 через штовхач в конструкції до модернізації;  $\sigma_{4,м}$  - напруження в селекторі при взаємодії з

введеним в конструкцію клином 4;  $N_1$ ,  $N_3$  та  $N_{1M}$ ,  $N_{3M}$  - числа циклів навантаження селектора до руйнування з клинами 1 та 3 до модернізації та після;  $N_2$  та  $N_{4M}$  - аналогічно при взаємодії з клинами 2 та 4.

Виконавши підстановки (6) та (7) в (5) з урахуванням  $N_2 = N_4$ , отримаємо

$$(\sigma_{1M}^m N_1 + \sigma_{3M}^m N_3 + \sigma_{4M}^m N_4) \frac{1}{m} = \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} (\sigma_1^m N_1 + \sigma_2^m N_2 + \sigma_3^m N_3) \frac{1}{m}.$$

Зрозуміло, що здійснення цієї умови можливе при рівності складових

$$\sigma_{1M}^m N_1 = \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_1^m N_1; \quad \sigma_{3M}^m N_3 = \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_3^m N_3 \quad \text{та}$$

$$\sigma_{4M}^m N_4 = \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_2^m N_2 \quad \text{або при } N_2 = N_4$$

$$\sigma_{1M}^m = \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_1^m; \quad \sigma_{3M}^m = \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_3^m \quad \text{та} \quad \sigma_{4M}^m = \sqrt[m]{K_T \cdot K_n} \sigma_2^m.$$

До загальних рекомендацій зменшення напружень відносять: а) збільшення розмірів небезпечного перерізу селектору, що неприпустимо без зміни класу автомату; б) зниженням швидкості ударів п'ятки селектора з клинами, що суперечить завданню інтенсифікації швидкісного режиму  $n_2 > n_1$ ; в) зменшенням ударних навантажень на селектор за рахунок зміни умов взаємодії його п'ятки з клинами, що практично можливо реалізувати.

Представлені основні положення проектного розрахунку, які дозволяють аналізувати ефективність конструкторських рішень замкових систем за встановленим рівнем втомленісної довговічності селекторів при заданому числі циклів навантаження, яке обумовлене конструкцією клинів за призначенням та їх кількістю. Отримано умови одночасного забезпечення швидкісної інтенсифікації автомату та підвищення заданої довговічності селекторів, узагальнені напрямки по їх досягненню.

#### Список літератури

1. Березін Л. М. Експлуатаційні спостереження як інструмент дослідження надійності обладнання [Текст] / Л. Березін, Ю. Ковальов // Вісник КНУТД. – 2015. – №2 (84). – С.18-25.
2. Когаев В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник [Текст] / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. - М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.

#### DESIGN CALCULATION OF ROD ELEMENTS ON FATIGUE LONGEVITY

*Is presented the main provisions for solution applied tasks for accepting by the design stage of rationale improvements for a given level of longevity on the example of selectors of knitting mechanism of hosiery machinery. Were obtained the conditions for simultaneously increasing the speed of the machine and by the longevity of the selectors; summarizes the directions for their achievement.*