

УДК 677.055.548

БЕРЕЗІН Л. М.

Київський національний університет технологій та дизайну

## УЗАГАЛЬНЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДО ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ В'ЯЗАЛЬНИХ ГОЛОК

**Мета.** Узагальнення динамічних досліджень в'язального механізму шкарпеткових автоматів на прикладі в'язальних голок для отримання теоретичних відомостей про спектр їх навантажень для подальших розрахунків на втомленісну довговічність в детермінованому та ймовірнісному аспектах.

**Методика.** Використовуються методи опису та аналізу складних технічних систем для аудиту множини динамічних розрахунків стосовно взаємодії в'язальних голок з різними за призначенням клинами.

**Результати.** Розглядається можливість застосування на етапі проектування динамічних моделей взаємодії голок в в'язальній системі для отримання кількісної картини їх навантаженості та встановлення зони раціональних конструктивних параметрів системи при заданій втомленісній довговічності голок.

**Наукова новизна.** Полягає в подальшому розвитку теорії і методології математичного забезпечення для проектування швидкісних шкарпеткових автоматів щодо комплексної оцінки та аналізу уточненого спектру навантажень стосовно довговічності в'язальних голок за критерієм втомленісної міцності.

**Практична значимість.** Представлена інформація сприяє комплексному підходу до аналітичного визначення спектру навантажень, що підвищує якість та ефективність проектних рішень по забезпеченню заданої втомленісної довговічності голок в широкому діапазоні швидкісних режимів шкарпеткових автоматів.

**Ключові слова:** проектування, розрахунок, динамічні моделі, в'язальна голка, клин шкарпеткового автомату.

**Вступ.** Визначальною для надійності шкарпеткових автоматів (ША) є довговічність в'язальних голок, відмови яких мають передусім втомленісні руйнування гачків. Голки відносяться до деталей, що є критеріальними за розмірами, оскільки забезпечення необхідних запасів їх міцності не можливе збільшенням небезпечного перерізу їх гачка через технологічні вимоги. Тому проектування в'язальних голок виконують не за запасом міцності, а за обмеженою, попередньо заданою довговічністю. Однією з складових комплексного підходу визначення показників надійності та довговічності голок на втомленісну міцність є аналіз динамічних процесів в в'язальному механізмі ША, результати якого надалі використовуються для обчислення характеристик навантаженості голок та забезпечують єдність та цілісність методики розрахунку, починаючи від динамічної моделі та закінчуючи визначенням надійності.

**Постановка завдання.** Навантаженість голок ША представляється парою параметрів [1], які замінюють широкий спектр навантажень голки при взаємодії з клинами в'язального механізму на різних швидкісних режимах, а саме: розрахункове напруження  $\sigma_p$  та еквівалентне число циклів навантажень  $N_{екв}$  - при попередніх розрахунках довговічності голок або еквівалентне напруження  $\sigma_{екв}$  та задане число циклів навантажень  $N_p$  до руйнування - в перевірних розрахунках. Обчисленню параметрів навантаженості передують

визначення сукупності ударних навантажень голок та їх відповідне число циклів до втомленісного руйнування.

Визначення навантажень голок при взаємодії з нахиленими клинами замкової системи представлено в бібліографії монографії [2], де передусім розглядаються фактори впливу на динамічні процеси в замкових системах з виключно нахиленими клинами круглов'язальних машин. Тому можна стверджувати, що представлені моделі не є уніфікованими, що значно ускладнює роботу проєктувальників ША.

Огляд робіт з надійності [1,3,4] дозволяє зробити висновок, що в більшості випадків характеристики навантаженості деталей вважаються заданими або їх визначають експериментально, як правило, через відсутність алгоритму застосування результатів динамічного аналізу.

Метою статті є узагальнення динамічних досліджень в'язального механізму шарпеткових автоматів на прикладі в'язальних голок для отримання теоретичних відомостей про спектр їх навантажень для подальших розрахунків на втомленісну довговічність в детермінованому та ймовірнісному аспектах.

**Результати дослідження.** При відсутності експериментальних даних в розрахунках навантаженості в'язальних голок використовують результати аналітичних досліджень їх динамічних навантажень при взаємодії з клинами різними за призначенням та з урахуванням специфіки голок. Відмінність в'язальних голок в ША полягає в наступному: стержням голок надають попередній згин, щоб унеможливити їх самовільне опускання в пазах циліндру; голки сприймають ударне навантаження при взаємодії як з нахиленими, так і горизонтальними обмежувальними клинами; п'ятки голок мають можливість відскоку від нахилених поверхонь клинів при інтенсифікації швидкісних режимів, що відповідно впливає на збільшення циклів навантаження.

В [5] представлена динамічна модель ударної взаємодії п'яток голок з нахиленими клинами в'язальної системи ША виду:

$$F_{max} = e^{-h \cdot t_{max}} - V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\frac{m \cdot C_{np}}{(1 - \frac{\delta^2}{4\pi^2}) \cdot (1 + K_c)}} + \frac{1}{1 + K_c} (F_o + 2h \cdot V_x - \operatorname{tg} \alpha \cdot m) \quad (1)$$

де  $m$  - приведена маса, яку прирівнюють до маси голки (для стандартних голок поз. 0-1305, 0-1306 та 0-1308 ША середнього класу маємо  $m = 0,6 \cdot 10^{-3}$  кг);

$C_{np}$ ,  $h$  - приведена жорсткість голки при боковій взаємодії п'ятки з нахиленою поверхнею клина та коефіцієнт демпфірування (визначаються при розрахунку пружно-дисипативних характеристик за даними експерименту [2] та становлять  $C_{np} = 5,31 \cdot 10^4$  Н/м,  $h = 565$ );

$K_c$  - коефіцієнт, що враховує вплив згину стержня та п'ятки голки в момент удару;

$V_x$  - колова швидкість п'ятки голки на поверхні циліндру;

$\alpha$  - кут нахилу профілю робочої ділянки клину (задається при проєктуванні);

$F_o$  - сила опору руху голки в пазу (в розрахунках доцільно приймати  $F_o = 6,4$  Н);

$\delta$  - логарифмічний декремент коливань (визначається за осцилограмою затухаючих коливань ударного процесу та становить  $\delta = 0,43$ ).

Для спрощення розрахунків, враховуючи, що час ударної взаємодії п'ятки голки з клинами  $t_{max} = \pi / 2 \sqrt{(K_c C_{np} / m)(1 - \delta^2 / 4\pi^2)} < 2,88 \cdot 10^{-4}$  С, можливо прийняти припущення  $e^{-ht_{max}} = 1$ , що входить в запас міцності.

Формулу (1) представляють для зручного використання в замкнутій уніфікованій формі поліному, який отримують чисельно-аналітичним методом з використанням обчислювального експерименту виду [2]:

$$F = 12,55 - 5,164V_x - 0,460\alpha + 4,984 \cdot 10^3 m + 20,829K_c + 0,149F_o - \\ - 1,142 \cdot 10^{-4} C_{np} + 4,395 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + 53,288K_c^2 + 0,055F_o^2 + 0,182V_x \cdot \alpha + \\ + 6,892 \cdot 10^{-5} V_x \cdot C_{np} + 2,521 \cdot 10^{-6} \alpha \cdot C_{np} - 2,119K_c \cdot F_o \quad (2)$$

де значення верхнього та нижнього рівнів для кожного із змінних факторів вибрані таким чином, щоб охопити всю гаму нових та перспективних конструкцій в'язальних механізмів ША середнього класу, а саме:  $\{0,55 \leq V_x \leq 1,7\}$  м/с;  $\{25 \leq \alpha \leq 55\}$  град.;  $\{0,45 \leq m \leq 0,75\}$  кг;  $\{3,8 \leq F_o \leq 9,0\}$  Н;  $\{-0,3 \leq K_c \leq -0,1\}$ ;  $\{1,0 \leq C_{np} \leq 6,0\}$  Н/м.

Модель (2) дозволяє аналізувати вплив факторів на величину навантаження та розглядати навантаження як функцію випадкового аргументу в розрахунках надійності. В останньому випадку за випадкову величину приймають силу опору  $F_o$  руху голки в пазу циліндру, величина якої змінюється в широких межах.

Після підстановки в (2) проектних значень параметрів конструкції в'язальної системи можна отримати спрощені залежності, наприклад як для ША серії ГАММА:

- для нахиленого, замикального клину, що підіймає голку до повного заклучення ( $\alpha_{nd} = 38^\circ$ ):

$$F = 0,382F_o + 0,055F_o^2 + 3,062 + 4,166V_x \quad (4, a)$$

- для нахиленого, кулірного клину, що опускає голку при утворенні петлі ( $\alpha_{кл} = 47,5^\circ$ )

$$F = 0,509F_o + 5,47 \cdot 10^{-2} F_o^2 + 3,29 + 5,891V_x \quad (4, б)$$

В розрахунках голок на втомленісну довговічність визначальним також є питання кількості циклів навантаження. При їх обрахунку необхідно враховувати можливості відскоку п'яток голок від клинів з нахиленою робочою поверхнею та при вертикальній взаємодії голок з горизонтальними обмежувальними клинами.

В [6] встановлено колові швидкості голкового циліндру, при яких можливий розрив кінематичної пари п'ятка голки – клин після їх удару:

$$V_x \geq F_o / \operatorname{tg} \alpha \sqrt{m \cdot C_{np} \cdot K_c / (1 - \delta^2 / 4\pi^2)} - 2h \cdot m \quad (5)$$

що призводить до збільшення циклів навантаження. Таким чином, при проектуванні в'язальних механізмів ША при інтенсифікації швидкості необхідно попередньо за формулою (5) перевіряти можливість повторного удару голки з нахиленими клинами.

При утворенні найбільш вживаного жакардового переплетення переміщення голок розподіляють за двома траєкторіями: відібрані голки після опускання з рівня замикання клином з нахилою робочою поверхнею сходять з клину з сталою переносною швидкістю п'ятки голки  $V_{ycm} = V_x \cdot tg \alpha$ ; невідібрані голки, п'ятки яких ударяються по нижній частині клину та мають вертикальну відносну складову швидкості відскоку  $V_{відс}$  при виконанні умови (5). При сході з нижньої кромки нахилого клину невідібрані голки внаслідок інерційного вибігу можуть додатково взаємодіяти з горизонтальними обмежувальними клинами, що відповідно призводить до збільшення їх навантаженості та скорочує ресурс в порівнянні з відібраними.

Вираз для визначення швидкості відскоку голки від нахилого клина представлено в [2]:

$$V_{відс} = V_{ycm} \left( 1 + e^{-ht} \sqrt{1 - \left( \frac{(F_o + 2mhV_{ycm})\omega_d}{e^{-ht}V_{ycm} \cdot C_{np} \cdot K_C} \right)^2} \right) - \frac{h}{K_C \cdot C_{np}} (F_o + 2hV_{ycm} \cdot m) \quad (6)$$

Залежність для відносної вертикальної складової швидкості п'ятки голки в момент її удару з горизонтальними обмежувальними клинами має вид:

$$V_y = \sqrt{(V_{відс})^2 - 2\Delta \cdot F_o / m_{np}} \quad (7)$$

Очевидно, що при  $m_{np}(V_{відс})^2 - 2\Delta \cdot F_o \leq 0$  удар п'ятки голки по обмежувальному клину неможливий через гальмування її силою  $F_o$ , а величина зазору, яка забезпечує відсутність удару становить  $\Delta = m_{np}(V_{відс})^2 / 2F_o \leq [\Delta] \cdot 10^{-3}$  в мм.

При умові вертикального удару голки з обмежувальним клином максимальне значення ударного навантаження на п'ятку голки визначається за формулою:

$$F_{max} = e^{-h \cdot t_{max}} \cdot \dot{y}_{20} \sqrt{m_{np} \cdot C_{np}' / (1 - \delta^2 / 4\pi^2)} - F_o \quad (8)$$

де  $t_{max} = \pi / 2 \sqrt{(C_{np}' / m_{np}) - (b / 2m_{np})^2}$  - час ударної взаємодії п'ятки голки з обмежувальним клином;

$\dot{y}_{20} = V_x \cdot tg \alpha$  або  $\dot{y}_{20} = V_{відс}$  - вертикальні відносні швидкості відповідно при відсутності або при наявності відскоку п'ятки голки від нахилого клину;

$C_{np}'$  - приведена жорсткість голки при прямому ударі її п'ятки з горизонтальною поверхнею обмежувального клина ( $C_{np}' = 5,6 \cdot 10^4$  Н/м);

$h'$  - коефіцієнт демпфірування при прямому ударі п'ятки голки по обмежувальному клину.

У випадках удосконалення в'язальних систем з використанням клинів з податливою робочою гранню можна враховувати наробітки, які представлено в [7].

При обчисленні параметрів навантаженості реальне навантаження голки замінюють блочним, еквівалентним по ступені внесення втомленісного руйнування. Схематизацію регулярного режиму навантаження голки доцільно виконувати за максимальними амплітудами  $F_{maxi}$ , які обчислюються в залежності від кутів нахилу клинів та колових швидкостей циліндру при в'язанні різних ділянок шкарпеткового виробу) за формулами (1), (3), (4), (8), попередньо використовуючи вирази (6) та (7). При переході до напружень в гачку голки при різних режимах навантаження використовували формулу:

$$\sigma_i = f(l_q) F_{maxi} / A \quad (9)$$

де  $f(l_q)$  – вираз, який враховує зміну площі перерізу по довжині стержня голки від п'ятки до гачка, а також відбиття хвиль в місцях різкої зміни форми голки [8];

$A$  – площа поперечного перерізу стержня голки в області п'ятки.

Залежність (9) дозволяє виконати перехід до циклограми виду  $\{\sigma_i; N_i\}$ , де  $N_i$  – циклічна довговічність голки при  $i$ -ому режимі експлуатації – число циклів навантажень, які витримують голки до втомленісного руйнування гачка. З урахуванням циклічності виготовлення виробів на ША маємо проектну довговічність виду:

$$N_i = n_i \frac{T}{t_e} 60 \quad (10)$$

де  $T$  - задана проектна довговічність голки в год.;

$t_e$  – час виготовлення одного типового виробу (тривалість циклу) в хв.;

$n_i$  – кількість циклів навантаження голок на  $i$ -ому режимі при в'язанні одного виробу.

Очевидно, що при проектній довговічності  $T$  маємо  $N_\Sigma = \Sigma N_i$ .

Деталізацію  $n_i$  виконуємо за числом ударів голки (циклів навантаження) з клинами в'язальної системи на всіх швидкісних режимах на основі аналізу руху голок відносно клинів. Результати визначення  $n_i$  у випадку виготовлення виробу з жакардовим переплетенням на ділянках гомілки і сліду та з класичними п'яткою і миском представлені в таблиці. Враховували найбільш загальний випадок можливих траєкторій п'яток голок:

- відбір голок клином неповного заключення третьої системи при в'язанні борту;
- відбір голок рисунчастими шиберами в трьох системах для утворення рисунку на ділянках гомілки (середня кількість шиберами, що включаються, складає 2,23 [2]);
- відбір голок шиберами збою на ділянці сліду в другій та третій системах;
- відбір голок в пристроях для їх включення та виключення при в'язанні п'ятки та миску.

Таблиця

Формули розрахунку циклів  $n_i$  навантаження голок позицій 0-1305, 0-1306 та 0-1308

Швидкісні режими при в'язанні ділянок:	Взаємодія з нахиленими клинами:	
	замикальними підйомними	кулірними
п'ятка і мисок	$n_1^{0-1305} = 2(n_n + n_m);$ $n_1^{0-1306} = 4(n_n + n_m)$	$n_4^{0-1305} = n_n + n_m;$ $n_4^{0-1306} = 2(n_n + n_m)$
борт	$n_2^{0-1305} = n_2^{0-1306} = n_2^{0-1308} = \kappa 2n_b$	$n_5^{0-1305} = n_5^{0-1306} = n_5^{0-1308} =$ $= \kappa 1,33n_b$
гомілка, слід, ряди підсилення, ранжійного та розпуску	$n_3^{0-1305} = n_3^{0-1306} = n_3^{0-1308} =$ $= \kappa(n_{nz} + n_{cl} + 2(n_k + n_o + n_p))$	$n_6^{0-1305} = n_6^{0-1306} = \kappa(0,91n_{nz} +$ $+ 1,12n_{cl} + 2(n_k + n_o + n_p));$ $n_6^{0-1308} = \kappa(0,91n_{nz} + 0,68n_{cl} +$ $+ 2(n_k + n_o + n_p))$

Примітка.  $n_b, n_{nz}, n_{cl}, n_n, n_m, n_k, n_p$  та  $n_o$  - кількість петельних рядків на ділянках борту, гомілки, сліду, п'ятки, миску, рядів підсилення, ранжійного та розпуску виробу.

З урахуванням можливої подвійної взаємодії голки з клином через відскок за умовою (5), в формулах таблиці необхідно приймати  $\kappa=2$ .

При наявності удару голки з обмежувальними клинами, які окреслено в (7) та, враховуючи тільки число взаємодій з кулірними клинами, маємо:

$$n_7^{0-1305} = n_7^{0-1306} = n_7^{0-1308} = 1,33n_b \quad (11)$$

$$n_8^{0-1305} = n_8^{0-1306} = 0,91n_{nz} + 1,12n_{cl} + 2(n_k + n_o + n_p)$$

$$n_8^{0-1308} = 0,91n_{nz} + 0,68n_{cl} + 2(n_k + n_o + n_p)$$

Для обчислення середнього еквівалентного напруження для числа циклів, яке відповідає заданій проектній довговічності  $T$ , використовують формулу:

$$\sigma_{екв} = m \sqrt{\frac{I}{N_\Sigma} \sum \sigma_i^m N_i} \quad (12)$$

де  $m$  – параметр, який характеризує нахил ділянки кривої втомленості гачка голки.

Прийнята до проектування втомленісна довговічність голок  $T$  в год. або  $N_\Sigma$  в циклах навантаження досягається при забезпеченні еквівалентних напружень в небезпечному перерізі гачка голки нижче від границі його втомленості  $\bar{\sigma}_{-1DN_\Sigma}$ .

**Висновки.** Визначено проблемні питання ударної взаємодії голок з клинами в'язальної системи швидкісних шкарпеткових автоматів та запропоновано шляхи їх вирішення. Представлена інформація сприяє комплексному підходу до обчислення спектру

навантажень за аналітичними залежностями при широкому діапазоні швидкісних режимів шкарпеткових автоматів, що підвищує якість та ефективність проектних рішень.

### Література

1. Коновалов Л. В. Нагруженность, усталость, надежность деталей металлургических машин – М.: Металлургия, 1981. – 280 с.
2. Березін Л. М. Оцінка довговічності та надійності в'язальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів: монографія. – К.: КНУТД, 2013. – 191 с.
3. Когаев В. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В. П. Когаев, Н. А. Махутов, А. П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
4. Канарчук В. Є. Надійність машин / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.
5. 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.
6. Березін Л. М. До розрахунку циклів навантаження голок панчішно-шкарпеточних автоматів при визначенні їх надійності за критерієм втомленісної міцності / Л. М. Березін // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія «Технічні науки». – 2010. – №5. – С.281–284.
7. Березін Л. М. Розрахунок податливої грані клину за критеріями жорсткості та довговічності / Л. М. Березін // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія «Технічні науки». – 2016. – № 3 (98). – С. 68–73.
8. Пипа, Б. Ф. О распространении волн напряжений в штампованной игле трикотажной машины / Б. Ф. Пипа, В. Т. Головчан, И. П. Гайдайчук // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1975. – №2. – С. 147–153.

### References

1. Konovalov, L. V. (1981). *Nahruzhennost, ustalost, nadezhnost detalei metallurhicheskikh mashyn* [Loadiness, fatigue, reliability of metallurgical machinery details]. Moscow: Metallurgy, [in Russian].
2. Berezin, L. M. (2013). *Otsinka dovhovichnosti ta nadiinosti v'iazalnykh mekhanizmiv panchishno-shkarpetkovykh avtomativ: monohrafiya* [Estimation of the longevity and reliability of knitting mechanisms of hosiery machines: monograph]. Kyiv: National university of technologies & design [in Ukrainian].
3. Kogaev, V. P., Makhutov, N. A. & Husenkov, A. P. (1985). *Raschety detalei mashyn y konstruksyi na prochnost y dolhovechnost* [The calculations the details and structures of machines on strength and longevity]. Moscow: Mashynostroeniye [in Russian].
4. Kanarchuk, V. Ye., Polianskyi, S. K. & Dmytriiev, M. M. (2003). *Nadiinist mashyn* [Reliability of machines]. Kyiv: Lybid [in Ukrainian].
5. Berezyn, L. N. (2015) *Analyz vlyaniya 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*, Vol. 29, 7–12 [in Ukrainian].
6. Berezin, L. M. (2010) *Do rozrakhunku tsykliv navantazhennia holok panchishno-shkarpetochnykh avtomativ pry vyznachenni yikh nadiinosti za kryteriim vtomlenisnoi mitsnosti* [Counting the cycles of dynamic loading of hosiery automats' needles considering their fatigue strength] - *Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design*, Vol., 13–19 [in Ukrainian].
7. Berezin, L. M. (2016) *Rozrakhunok podatlyvoi hrani klynu za kryteriiamy zhorstkosti ta dovhovichnosti* [Calculation of the flexibility plate of the cam according to the criteria of rigidity and longevity] - *Bulletin of Kiev National University of Technologies & Design*, Vol. 3, 68–73 [in Ukrainian].
8. Pypa, B. F., Holovchan, V. T. & Haidaichuk Y. P. (1975) *O rasprostranenyi voln napriazhenyi v shtampovannoi yhle trykotazhnoi mashyny* [To propagation of stress waves in a stamped needle of a knitting machine] *Yzv. vuzov. Tekhnolohyia lehkoi promyshlennosti.*, Vol. 2, 147–153 [in Ukrainian].

**BEREZIN LEONID**

*lnb07@ukr.net;*

ORCID:<https://orcid.org/0000-0002-2672-6323>;

*Kiev National University of Technologies & Design,*

**ОБОБЩЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ  
НАГРУЖЕННОСТИ ВЯЗАЛЬНЫХ ИГЛ  
БЕРЕЗИН Л.Н.**

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Обобщение динамических исследований вязального механизма носочных автоматов на примере вязальных игл для получения теоретических сведений о спектре их нагрузок, которые используются в расчетах на усталостную долговечность в детерминированном и вероятностном аспектах.

**Методика.** Используются методы описания и анализа сложных технических систем для аудита множества динамических расчетов применительно к взаимодействию вязальных игл с различными по назначению клиньями.

**Результаты.** Рассматривается возможность использования на этапе проектирования динамических моделей взаимодействия игл в вязальной системе для получения количественной картины их нагруженности и определения зоны рациональных конструктивных параметров системы при заданной усталостной долговечности игл.

**Научная новизна.** Заключается в дальнейшем развитии теории и методологии математического обеспечения для проектирования скоростных носочных автоматов применительно к комплексной оценке и анализа уточненного спектра нагрузок для определения долговечности вязальных игл по критерию усталостной прочности.

**Практическая значимость.** Представленная информация способствует комплексному подходу к аналитическому определению спектра нагрузок, что повышает качество и эффективность проектных решений по обеспечению заданной усталостной долговечности игл в широком диапазоне скоростных режимов носочных автоматов.

**Ключевые слова:** проектирование, расчет, динамические модели, вязальная игла, клинья носочного автомата.

**GENERALIZATION OF DYNAMIC RESEARCHES TO THE DETERMINATION OF  
THE LOAD OF KNITTING NEEDLE  
BEREZIN L. N.**

*Kiev National University of Technologies & Design*

**Purpose.** Generalization of dynamic researches of knitting mechanism of hosiery machinery for example of knitting needles for obtaining theoretical information on the spectrum of their loads, which are used in further calculations for fatigue longevity in deterministic and probabilistic aspects.

**Methodology.** Is used the methods for describing and analyzing complex technical systems for audit of a set of dynamic calculations in the context of interaction knitting needles with various cams.

**Findings.** Is considered the possibility of using dynamic models of needle interaction in the knitting system at the design stage for obtain a quantitative picture of their loading and determine the zone of rational design parameters of the system for a given fatigue longevity of needles.

**Originality.** Is consists in subsequent development of theory and methodology for mathematical maintenance for the design of high-speed hosiery machinery. Is applies for complex assessment and analysis of the refined load spectrum for determination of longevity of knitting needles by the criterion of fatigue strength.

**Practical value.** Are presented information that promotes a comprehensive approach to the analytical definition of the loads spectrum, which increases the quality and efficiency of project solutions for ensuring a given fatigue longevity of needles in a wide range of speed regimes of the hosiery machinery.

**Keywords:** design, calculation, dynamic models, knitting needle, cams of hosiery machinery.