

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

ФАКУЛЬТЕТ МЕХАТРОНИКИ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ

КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ ТА МАШИН

Пояснювальна записка

до бакалаврського дипломного проекту

на тему ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ
МЕХАНІЗМІВ АВТОМАТУ ШТУЧНИХ
ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ

Виконав: студент 4 курсу,
Групи БПМск-19
спеціальність Прикладна
механіка

Дудник А.О.

Керівник Березін Л.М.

Рецензент Кошель С.О.

Київ-2021

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Факультет Мехатроніки та комп'ютерних технологій
Кафедра Прикладної механіки та машин
Освітньо-кваліфікаційний рівень перший(бакалаврський)
Спеціальність 131 Прикладна механіка
(шифр і назва)

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ МЕХАНІЗМІВ АВТОМАТУ ШТУЧНИХ ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПММ
О.П. Манойленко

ЗАВДАННЯ

НА БАКАЛАВРСЬКИЙ ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ СТУДЕНТУ

Дудник Артем Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дипломного проекту (роботи) ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ
МЕХАНІЗМІВ АВТОМАТУ ШТУЧНИХ ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ

Керівник проекту (роботи) Березін Леонід Миколайович, к.т.н., доцент,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом вищого навчального закладу від "15" 03 2021 р. № 75-уч.

2. Строк подання студентом проекту (роботи) 12.06.2021 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи): Виконати аналіз надійності механізмів автоматів штучних трикотажних виробів на прикладі шкарпеткових автоматів. Оцінити напрямки удосконалення замкових систем їх в'язальних механізмів. Розрахувати замкові клини з податливою робочою гранню з оцінкою їх безвідмовної роботи за умовою втомленісної міцності.

4. Зміст дипломної роботи (перелік питань, які потрібно розробити) Мета та завдання, актуальність та новизна роботи. Огляд конструкцій в'язальних голок та клинів, які використовують на круглов'язальних машинах. Запропонувати розрахунок клину з підвищеною податливістю та обмеженням за прогином та надійністю.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) Аркуш 1. Кінематична схема одноциліндрового шкарпеткового автомату. Аркуш 2. Розгортка замкової системи в'язального механізму одноциліндрового шкарпеткового автомату ОЗД. Аркуш 3. Збірний кресленик механізму переміщення клину. Аркуш 4. Варіанти конструкцій клинів. Технологічний процес.

АНОТАЦІЯ

Дудник А.О. Забезпечення надійності механізмів автомату штучних трикотажних виробів. – Рукопис.

Дипломна бакалаврська робота за спеціальністю 131. Прикладна механіка. – Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 2021 рік.

В дипломній бакалаврській роботі на прикладі одноциліндрових шкарпеткових автоматів розглянуто механізми автоматів штучних трикотажних виробів, які найбільше лімітують надійність автомату в цілому. Метою роботи є аналіз існуючих конструкцій клинів замкових систем шкарпеткових автоматів, обґрунтований вибір конструкцій клинів за вимогою зменшення динамічних навантажень в парі клин-голка, розрахунок запропонованої конструкції клину на надійність за умовами втомленісної міцності та геометричних обмежень.

Розглядалися наступні завдання: узагальнення інформації щодо конструювання клинів та їх розрахунків на ймовірність безвідмовної роботи за критерієм втомленісної міцності; аналіз впливу різних факторів на величину ударного навантаження в парі голка – клин; послідовність розв'язку прикладної задачі по забезпеченню заданого рівня надійності клину з податливою гранню з урахуванням обмежень за пружними та геометричними параметрами.

Представлені практичні рекомендації дозволяють обґрунтовано приймати раціональні конструкторські рішення в замкових системах в'язальних механізмів.

Бакалаврська робота об'ємом в 46 сторінок складається з вступу, трьох розділів, висновків та списку використаної літератури. Кількість рисунків в роботі – 7, таблиць – 2, бібліографія – 43 позицій.

Ключові слова: розрахунок, втомленісна міцність, в'язальний механізм, податлива грань клина, надійність.

SUMMARY

Dudnik A.O. Ensuring the reliability of the mechanisms of the machine of artificial knitwear. - Manuscript.

Thesis undergraduate specialty 131 Applied Mechanics. - Kyiv National University of Technology and Design, Kyiv, 2021.

In the diploma bachelor's thesis on the example of single-cylinder sock machines the mechanisms of machines of artificial knitted products which limit the reliability of the machine as a whole are considered. The aim of the work is to analyze the existing wedge structures of locking systems of sock machines, reasonable choice of wedge structures to reduce dynamic loads in the wedge-needle pair, calculation of the proposed wedge structure for reliability under fatigue and geometric constraints.

The following tasks were considered: generalization of information on the design of wedges and their calculations on the probability of failure-free operation by the criterion of fatigue strength; analysis of the influence of various factors on the magnitude of the impact load in the pair needle - wedge; the sequence of solution of the applied problem to ensure a given level of reliability of the wedge with a pliable face, taking into account the limitations of elastic and geometric parameters.

The presented practical recommendations allow to make rational design decisions in locking systems of knitting mechanisms.

The - 46 page undergraduate thesis consists of an introduction, three chapters, conclusions, and a list of references. Number of figures in the work - 7, tables - 2, bibliography - 43 items.

Keywords: calculation, fatigue strength, knitting mechanism, pliable edge of the cam, reliability.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО НАДІЙНОСТІ МЕХАНІЗМІВ АВТОМАТІВ ШТУЧНИХ ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ ...	6
1.1. Основні положення щодо надійності технічних систем	6
1.2. Міцність та надійність механізмів круглов'язальних машин, включно з шкарпетковими автоматами.....	12
Висновки до розділу 1.....	18
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ В'ЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ШКАРПЕТКОВИХ АВТОМАТІВ	19
2.1. Опис об'єкта досліджень на прикладі одноциліндрового автомату ОЗД.....	19
2.2. Аналіз відмов в'язального механізму.....	22
Висновки до розділу 2.....	24
РОЗДІЛ 3. ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ В'ЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ШКАРПЕТКОВИХ АВТОМАТІВ	25
3.1. Систематизація та узагальнення напрямків підвищення надійності стержньових елементів в'язального механізму.....	25
3.2. Розрахунок надійності податливого клину складної геометричної форми.....	27
Висновки до розділу 3.....	36
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	37
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	39
ДОДАТКИ	43
Додаток 1. Розгортка замкової системи одноциліндрового шкарпеткового автомату.....	44
Додаток 2. Напрямки удосконалень в'язального механізму за мінімізацією ударної взаємодії голки з клином	45
Додаток 3. Технологічний процес виготовлення клинів.....	46

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		4

ВСТУП

До автоматів, які виробляють штучні трикотажні вироби з циклічністю технологічних процесів відносять шкарпеткові та рукавичні автомати, а також плоско в'язальні машини [1]. Особливо наочно це простежується на прикладі шкарпеткових автоматів як обладнання з традиційним відтворенням технологічного процесу утворення петель. Тому наряду з проектними параметричними та функціональними характеристиками автоматів з урахуванням зростання виробничих потужностей відповідно зростають вимоги до їх надійності [2].

Практика створення та експлуатації шкарпеткових автоматів вказує, що основним фактором, що стримує подальший їх розвиток, є недосконалість в'язальних механізмів, особливо їх робочих органів (в'язальних голок та клинів замкових систем), де виникають динамічні навантаження, що спричиняють значні напруження в небезпечних перерізах [3]. Оскільки голки та клини з податливими робочими гранями відносяться до деталей, які критеріальні за розмірами, розгляд проблеми зниження динамічних навантажень є актуальним. Як показує практика проектування деталей машин загального машинобудування, для деталей з розмірами які обмежені за технологічними вимогами, доцільно використовувати в розрахунках ймовірнісний підхід на основі представлення навантажень та характеристик міцності випадковими величинами [4-7].

Слід зазначити, що переважна більшість інформації з літературних та інтернет – видань по надійності мають математичну спрямованість, а розрахунки переважно стосуються в'язальних голок [8-12].

Метою роботи є аналіз існуючих конструкцій клинів замкових систем шкарпеткових автоматів, обґрунтований вибір конструкцій клинів за вимогою зменшення динамічних навантажень в парі клин-голка, розрахунок запропонованої конструкції клину на надійність за умовами втомленісної міцності та геометричних обмежень.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО НАДІЙНОСТІ МЕХАНІЗМІВ АВТОМАТІВ ШТУЧНИХ ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ

1.1. Основні положення щодо надійності технічних систем

Вибір технологічних і механічних параметрів машин з урахуванням надійності проводиться на етапі проектування. Кожний елемент машини має певну міцність по відношенню до навантажень. Метод проектування, який базується на довільних коефіцієнтах запасу міцності, не дозволяє отримувати інформацію про ймовірність відмови елемента машини. Не вірним твердження, що використовуючи коефіцієнт запасу міцності більший за певне значення можна досягти ефекту неруйнування. В дійсності при тому ж самому коефіцієнті запасу міцності ймовірність відмови може коливатися в широких межах. Це пояснюється тим, що при звичайних методах розрахунків ігнорується випадковість величин, що характеризують конструктивні параметри.

Очевидно, що звичайний детермінований підхід при проектуванні не відповідає вимогам із точки зору аналізу надійності [13]. Пропонується підхід, який враховує імовірностний характер параметрів: в данному випадку визначають розподіли напруження та міцності, що дозволяє зробити перехід до імовірності безвідмовної роботи деталі.

Повна програма забезпечення надійності при проектуванні повинна включати наступні етапи [14]:

1. Постановка задачі.
2. Визначення конструктивних параметрів.
3. Аналіз характеру, наслідків і важливості відмов.
4. Формулювання співвідношення між конструктивними параметрами і напруженнями.
5. Розрахунок напруження, що визначає появу відмови.
6. Вибір розподілу напруження, що визначає появу відмови.
7. Вибір розподілу міцності, що визначає появу відмови.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

8. Розрахунок показників надійності, які визначаються цими розподілами при умові появи відмови для кожного виду відмови.
9. Повторний цикл проектування з метою забезпечення заданої надійності.
10. Розрахунок показників надійності системи.

Надійність технічного виробу зазвичай залежить від декількох конструктивних параметрів, які у більшості випадків є випадковими величинами: робочі характеристики виробу; напруги, що виникають; деформації тощо. Їх можна виразити у вигляді математичної функції цих випадкових величин.

Наприклад, напруження є відношення сили до площі, а сила є маса, помножена на прискорення:

$$\sigma = P/F,$$

де σ - напруга, МПа; P - сила, Н; F - площа, м²; a - прискорення, м/с²; m - маса, кг.

У реальних задачах проектування F , a та m є випадковими величинами. Отже, для визначення розподілу напруження σ необхідно знати функції розподілу випадкових величин F , a та m . Тобто задача зводиться до такого виду: для функції f випадкових величин x_1, x_2, \dots, x_n :

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

потрібно знайти деякі властивості випадкової величини y як функції властивостей випадкових величин x_1, x_2, \dots, x_n . Вважається, що щільності розподілу випадкових величин x_1, \dots, x_n відомі.

Нехай випадкові величини x і y характеризуються математичними сподіваннями M_x і M_y , дисперсіями σ_x^2 і σ_y^2 відповідно. Сталу величину позначатимемо Q . Тоді властивості математичного сподіваннями [15] визначаються як:

$$M(a * x) = a * M_x;$$

$$M(a + x) = a + M_x;$$

$$M(a + y) = M_x + M_y;$$

$$M(x^2) = M_x^2 + \sigma_x^2$$

Якщо x і y - незалежні випадкові величини, тоді

$$M(x * y) = M_x * M_y;$$

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а властивості дисперсії

$$\sigma^2 (a*x) = a^2 \sigma_x^2;$$

$$\sigma^2 (a+x) = \sigma_x^2;$$

$$\sigma^2 (x^2) = M(x^4) - (M^2_x + \sigma_x^2)^2 .$$

Якщо x и y - незалежні випадкові величини, то

$$\sigma^2 (x+y) = \sigma_x^2 + \sigma_y^2;$$

$$\sigma^2 (x*y) = \sigma_x^2 * \sigma_y^2 + \sigma_x^2 * M_y^2 + \sigma_y^2 * M_x^2.$$

Часто буває важко знайти щільність розподілу функції випадкової величини.

У випадках, коли щільність розподілу функції випадкової величини не задана, для розв'язку інженерних задач корисно мати моменти перетвореної випадкової величини (математичне сподіваннями та дисперсію).

Якщо x - одномірна випадкова величина, то розкладання функції $y=f(x)$ навколо точки $x=M_x$ у ряд Тейлора для перших трьох членів має вид:

$$y = f(x) = f(M_x) + ((x- M_x)/1!) f'(M_x) + ((x- M_x)^2/2!) f''(M_x) + R ,$$

де R - залишковий член. Математичне сподіваннями виразу:

$$\begin{aligned} M_y &= M [f (M_x)] + M [x*f'(M_x) - M_x f'(M_x)] + M [(1/2)*f''(M_x)*(x - M_x)^2] \\ + M_R &= f (M_x) + [M_x f'(M_x) - M_x f'(M_x)] + (1/2)f''(M_x) \sigma_x^2 + M_R \cong \\ &\cong f (M_x) + (1/2)*f''(M_x) \sigma_x^2 . \end{aligned}$$

Цей вираз є наближенням для математичного сподіваннями випадкової величини y

Для обчислення наближеного значення дисперсії σ_y^2 випадкової величини y , також використовуємо розкладання в ряд Тейлора до перших двох членів:

$$y = f(M_x) + (x- M_x) f'(M_x) + R.$$

Дисперсія має вид:

$$\sigma_y^2 \cong \sigma^2 [f (M_x)] + \sigma^2 [(x- M_x) f'(M_x)] \cong [f'(M_x)]^2 \sigma_x^2 .$$

Розглянемо виизначення надійності деталей машин за умов міцності, витривалості і деформації [4, 16, 17].

Умовою працездатності деталей машин можуть бути:

$$1) \sigma_{роб} < \sigma_{вр} ,$$

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\sigma_{роб}$ - напруження в небезпечному перерізі деталі, що виникає у процесі її роботи; $\sigma_{ер}$ - границя текучості деталі.

Деталей, що піддаються статичним навантаженням, у машинах легкої промисловості не так багато.

$$2) \sigma_{роб} < \sigma_{мв} ,$$

де $\sigma_{мв}$ - границя витривалості деталі.

У деталях машин переважають два види змінних навантажень: пульсаційний ($r=0$) і симетричний ($r=-1$).

$$3) f_{роб} < f_{прин} ,$$

де $f_{роб}$ - стріла прогину деталі, що виникає в процесі її роботи;

$f_{прин}$ допустима стріла прогину.

Допустимі прогини, наприклад, валів, можуть диктуватися функціональною надійністю. При цьому величина допустимого прогину в залежності від особливостей роботи вала буде складати:

- для валів зубчастих передач - $f_{прин} = 0,01 + 0,03m$;

- для валів черв'ячних передач - $f_{прин} = 0,005 + 0,02m$;

де m - модуль зубчастої або черв'ячної передачі.

Допустимі прогини деталей можуть також визначатися і параметричною надійністю. Перевищення допустимого прогину призводить до погіршення технологічного процесу, тобто до параметричної відмови.

$$4) \theta_{роб} < \theta_{прин} ,$$

де $\theta_{роб}$ - кут повороту деталі (вала) у найбільш небезпечному перерізі;

$\theta_{прин}$ - допустимий кут повороту перетину деталі.

Допустимі кути повороту $\theta_{прин}$ перерізів вала (у радіанах):

- опори ковзання - 0,001;

- у місцях встановлення зубчастих колес - 0,001;

- опори кочення:

- радіальні кулькові підшипники - 0,01;

- сферичні підшипники - 0,05;

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- циліндричні роликові підшипники - 0,0025;
- конічні роликові підшипники - 0,0015.

Навантаження, межа границі текучості та витривалості, залежать від великої кількості випадкових чинників. Розрахунки за граничним станом при виборі розмірів деталей проводять, з огляду на запаси текучості, витривалості і деформації без увязки з показниками надійності.

Для оцінки надійності деталі необхідно знати розподіли між текучості або витривалістю, або деформаціями і їхні припустимі значення.

Межі текучості σ_{ep} сталей і чавунів, при відсутності довідкових даних щодо законів і параметрів їхніх розподілів, можна вважати розподіленими за нормальним законом з коефіцієнтом варіації $v_{\sigma_{ep}} = 0,03-0,12$. Наведені в довідниках данні є медіанними значеннями (відповідають ймовірності $p=0,5$).

Границі витривалості переважно мають логарифмічно-нормальний закон розподілу, але для спрощення розрахунків їх доцільно апроксимувати нормальним законом. Медіанне значення границі витривалості наводиться в довідковій літературі або розраховується. Коефіцієнт варіації $v_{r\sigma}$ - також визначається за допомогою довідкових даних: його приймають рівним 0,05-0,10.

Якщо позначити S напруження, що виникає в деталі, $S\delta$ - межу текучості, то умова працездатності має вид: $S\delta - S > 0$ або $S\delta > S$.

Таким чином, позначимо через $f(S)$ - щільність розподілу напруження, а через $f(S\delta)$ - щільність розподілу текучості.

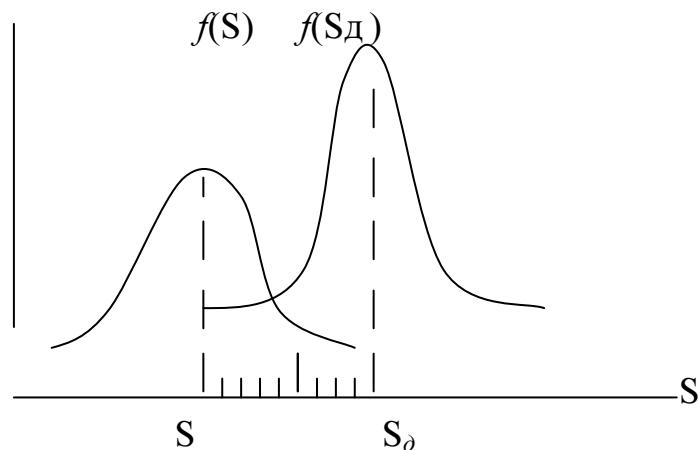


Рис.1.1. Графік щільності розподілів $f(S)$ та $f(S\delta)$

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ		Арк.
							10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Тоді за визначенням ймовірність безвідмовної роботи має вигляд:

$$P = p(S_d > S) = p(S_d - S > 0).$$

Заштрихована ділянка на рис.1.1 показує область перекриття розподілів напружень і текучості, що характеризується ймовірністю відмови. Зобразимо цю область у збільшеному масштабі, як показано на рис.1.2.

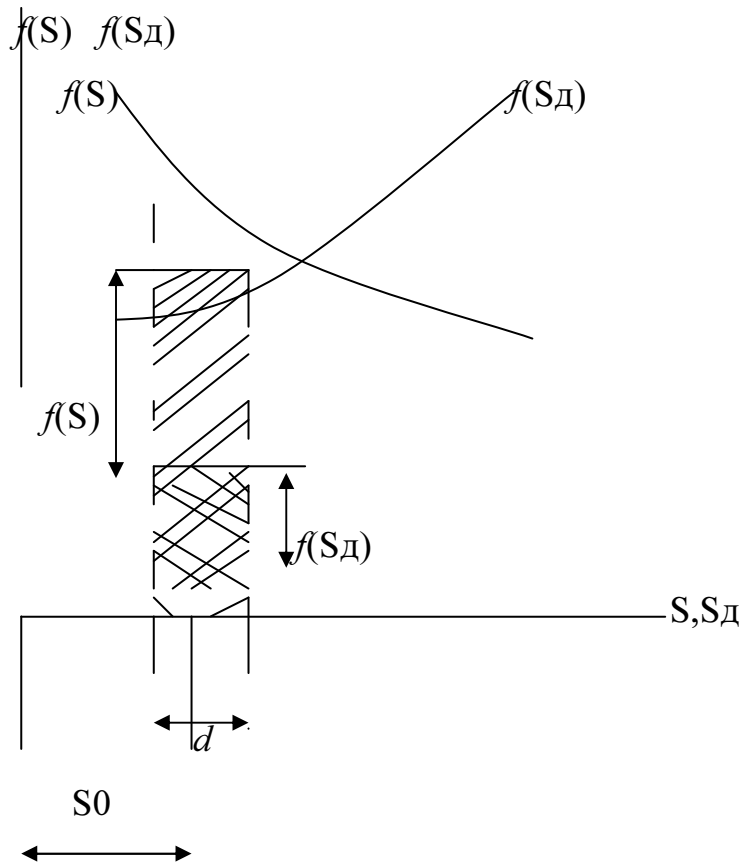


Рис.1.2. Графік перекриття розподілів $f(S)$ та $f(S_d)$

Ймовірність того, що деяке значення напруження знаходиться в невеличкому інтервалі шириною d , дорівнює площі над елементом d :

$$p(S_0 - (dS/2) \leq S_p \leq S_0 + (dS/2)) = f(S_0) dS.$$

Ймовірність того, що текучість S_d перевищує деяке значення напруження S_0 , задана виразом:

$$p(S_d > S) = \int_{S_0}^{\infty} f(S_d) dS.$$

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Імовірність того, що значення напруження укладені в малому інтервалі d , а текучість $S\partial$ перевищує напруження на цьому інтервалі, за умови, що випадкові величини напруження і текучості) незалежні, має вигляд:

$$f(S_0) dS = \int_{S_0}^{\infty} f(S\partial) dS .$$

У даному випадку імовірність безвідмовної роботи є імовірністю того, що текучість $S\partial$ перевищує напруження S для всіх можливих значень напруження S :

$$P = \int_{-\infty}^{\infty} f(S) \left[\int_{S_0}^{\infty} f(S\partial) dS \right] dS .$$

Тоді імовірність відмови визначається як

$$F = 1 - P = p(S\partial \leq S)$$

Підставляючи сюди вирази для P маємо:

$$F = \int_{-\infty}^{\infty} F(S) f(S) dS.$$

В даному розділі викладені основні положення та теоретичні передумови з питань надійності технічних систем на всіх стадіях розробки та експлуатації. Наведені алгоритми, формули та рекомендації в подальшому використовуються при проведенні розрахунків з надійності за темою дипломної роботи стосовно в'язального механізму круглов'язальної машини малого діаметру.

1.2. Міцність та надійність механізмів круглов'язальних машин, включно з шкарпетковими автоматами

В літературних джерелах представлено широкий спектр напрацювань в теорії та практиці розрахунків на міцність, довговічність та надійність деталей машин загального призначення [14,18,19]. В [20-22] наведено узагальнення розв'язків задач за довговічністю та надійністю щодо голок, селекторів та штовхачів, які мають складну ступінчасту форми та використовуються в в'язальних механізмах панчішно-

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шкарпеткових автоматів. В [23-24] пропонується вибір розрахунків довговічності в детермінованій або надійності в імовірнісній постановках.

Особливості проектування технологічного обладнання, включно з автоматами, полягають в тому, що частина стандартизованих та уніфікованих деталей (відносимо їх до першої групи) є надійними з ресурсом, який перевищує тривалість капітального ремонтного циклу. Очевидна недоцільність розрахунків на міцність таких деталей.

До другої групи належать деталі з характерним надлишковим запасом міцності. Це веде до збільшення габаритів, маси та динамічних навантажень. Корегування розмірів цих деталей виконують за традиційними інженерними розрахунками на міцність, а саме:

- за нормованим коефіцієнтом запасу міцності

$$n \geq [n]; \quad (1.1)$$

- по допустимому напруженню

$$\sigma \leq [\sigma], \quad (1.2)$$

де $n = \sigma_{sp} / \sigma$ - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

σ - максимальне діюче напруження;

σ_{sp} - граничне напруження.

В розрахунках деталей на статичну міцність за граничне напруження приймають для крихких матеріалів (наприклад, чавунів) границю міцності σ_B , для пластичних (наприклад, сталей) – границю текучості σ_T , в розрахунках деталей на втомленість $\sigma_{sp} = \sigma_{-1}$, де σ_{-1} - границя втомленості матеріалу при симетричному циклі навантаження.

При виборі коефіцієнту запасу міцності $[n]$ використовують досвід проектувальника, а також результати спостережень в експлуатації або рекомендовані норми міцності. Так, для різьбових деталей маємо $[n]=1,5$. Оцінку по допустимому напруженню $[\sigma]$ виконують в попередніх розрахунках деталей при детермінованих умовах навантаження та розробленій системі допустимих напружень.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для деталей третьої групи з обмеженням за несучою здатністю по жорсткості, проектним є розрахунком за жорсткістю з визначенням розмірів деталей, а перевірний – за міцністю з урахуванням обмежень у відповідності до вимог технологічного процесу. Наприклад, до таких деталей в ПША, функціональні відмови яких зафіксовано, належать податливі грані клинів.

Наступна група - деталі машин загального призначення, для яких розрахунки висвітлені науково-технічній літературі та достатньо представлені в нормативних матеріалах[14, 19]. Це різьбові, пружини, зубчасті, підшипники, вали, з'єднувальні елементи тощо.

Для різьбових з'єднань слід розрізняти розрахунки імовірності безвідмовної роботи за квантилями нормованого нормального розподілу за критеріями не розкриття стику, неможливості зсуву, за критеріями статичної та втомленісної міцності.

Для статичної міцності маємо

$$u_{p(cm)} = -\frac{\bar{n}_{cm} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\sigma T}^2 + v_{pac}^2}}; \quad (1.3)$$

для втомленісної міцності - відповідно

$$u_{p(em)} = -\frac{\bar{n}_{em} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{em}^2 v_{-1\sigma}^2 + v_a^2}}. \quad (1.4)$$

В формулі (1.3) $\bar{n}_{cm} = \frac{\bar{\sigma}_T}{\bar{\sigma}_{pac}} = \frac{\pi d_p^2 \bar{\sigma}_T}{4(kF_{зам} + \chi F)}$ коефіцієнт запасу міцності за середніми напруженнями, (1.4) $\bar{n}_{em} = \frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma}}{\bar{\sigma}_a}$ - коефіцієнт запасу міцності за напруженнями втомленості.

Далі $\bar{\sigma}_T$, $\bar{\sigma}_{-1\sigma}$, $\bar{\sigma}_{pac}$, та $\bar{\sigma}_a$ - середні значення границь текучості та втомленості різьбової деталі, діюче та напруження;

$v_{\sigma T}$, $v_{-1\sigma}$ та v_a - коефіцієнти варіації границі текучості і втомленості матеріалу різьбової деталі та навантаження;

d_p - розрахунковий діаметр різьби різьбової деталі;

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\bar{F}_{зат}$ та \bar{F} - значення сил зтяжки та центральної відривної сили.

k - якщо кручення болта при зтяжці унеможливлено $k=1$, якщо можливе $k=1,3$;

χ - множник, впливу зовнішнього навантаження на стик.

Зубчасті колеса розраховують на опір контактної втомленості та на опір втомленості при згині. Вали розраховують за критерієм втомленісної міцності, якщо коефіцієнт запасу міцності

$$\bar{n}_{вм} \quad 1/\bar{n}_{вм}^{-2} = 1/\bar{n}_{\sigma}^{-2} + 1/\bar{n}_{\tau}^{-2},$$

де враховується вплив нормальних σ та дотичних τ напружень, а коефіцієнт варіації границі втомленості валу $\nu_{-1\sigma}$ приймають за нормальними напруженнями. Також коефіцієнт варіації навантаження ν_a може досягати значення 0,3 та домінувати над $\nu_{-1\sigma}$ [14].

Розрахунки на довговічність для підшипників кочення [14] виконують в ймовірнісній постановці з використанням довідкової інформації. Розрахунок за динамічною вантажопідйомністю підшипників. Середнє значення динамічного еквівалентного навантаження \bar{P} підшипників обчислюють за звичайними залежностями, в які підставляють середні значення радіального та осьового навантаження. Коефіцієнт варіації динамічного еквівалентного навантаження ν_P приймають рівним коефіцієнту варіації зовнішнього навантаження.

До деталей іншої групи відносять силові деталі для яких розрахунок на міцність за критерієм втомленості є обов'язковим в ймовірнісному аспекті. Для цих деталей характерне випадковість навантажень і характеристик міцності при вимозі забезпечення мінімально достатніх запасів міцності, тобто $\bar{n} \geq n_{кр(\beta)}$. В ПША це деталі барабанів механізмів управління, механізмів утворення рисунків, рингель-апаратів тощо.

Граничне значення коефіцієнту запасу $\bar{n}_{кр(\beta)}$ з певною імовірністю β визначається методом довірчих інтервалів [25]:

$$\bar{n}_{кр(\beta)} = \frac{1 + t_{\sigma max} \cdot \nu_{\sigma}}{1 - t_{\sigma-1\sigma min} \cdot \nu_{-1\sigma}},$$

									ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
										15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

де $v_{\sigma} = S_{\sigma}^- / \bar{\sigma}$, $v_{-\sigma} = S_{-\sigma}^- / \bar{\sigma}_{-\sigma}$ - коефіцієнти варіації S_{σ}^- та $S_{-\sigma}^-$ - середньо квадратичних відхилення випадкових величин σ та $\sigma_{-\sigma}$;

$t_{\sigma_{-\sigma} \min}$, $t_{\sigma \max}$ - толерантні коефіцієнти нижньої межі розсіювання границі втомленості деталі та верхньої межі розсіювання діючого напруження при наперед заданому нормованому рівні значущості α та певної вірогідності β . Для деталей технологічного обладнання, як правило, приймають $\beta=0,8...0,9$.

Якщо умова міцності $\bar{n} \leq n_{кр(\beta)}$ не виконується, то перевірку за коефіцієнтом запасу міцності \bar{n}_P , який відповідає вірогідності руйнування P :

$$\bar{n}_P = \frac{1 + \sqrt{1 - (1 - u_P^2 \cdot v_{-\sigma}^2)(1 - u_P^2 \cdot v_{\sigma}^2)}}{1 - u_P^2 \cdot v_{-\sigma}^2}$$

або імовірності руйнування P в залежності від квантилю нормованого нормального розподілу:

$$u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-\sigma} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{-\sigma}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n} \cdot v_{-\sigma}^2 + v_{\sigma}^2}}$$

Якщо використати інтеграл Лапласа $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-x^2/2} dx$, то визначення імовірності руйнування значно спрощується [15]:

$$P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-\sigma} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{-\sigma}^2 + S_{\sigma}^2}}\right).$$

Розглянемо окремі випадки:

- якщо розсіюванням значень границі втомленості деталей відсутнє за умовою, то $S_{-\sigma}^- = 0$, $v_{\sigma_{-\sigma}} = 0$ та $u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{\sigma}}$ та

$$P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{\sigma}}\right);$$

- якщо нехтуємо розсіюванням діючих напружень, тобто при $S_{\sigma}^- = 0$ та $v_{\sigma} = 0$

маємо $u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{-\sigma}}$ та $P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{-\sigma}}\right)$.

У випадках різних комбінацій інших відомих законів розподілів (Вейбула, логарифмічно нормального, гама-розподіл тощо) характеристик міцності та

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

навантаженості, ймовірнісні розрахунки по визначенню точкових оцінок показників надійності в кінцевій формі виконують за формулами в [25].

Шосту групу деталей ПША складають голки та селектори в'язального механізму складної форми, які критеріальні за розмірами, коли їх проектування з великим запасом міцності не можливе через обмеження розмірів за технологічними вимогами. Тому доцільні розрахунки на втомленісну міцність по наперед заданій довговічності. Пропонується попередньо будувати за даними експерименту праву частину кривої втомленості, яка характеризує наробітки на відмову, а далі обраховувати їх довговічність в залежності від режиму навантаження або розв'язувати обернену задачу - за заданим рівнем довговічності розраховувати конструктивні параметри та режими навантаження деталей.

При проектуванні систем з спадковістю конструкції голок та селекторів пропонується розрахунок на базі рівнянні Веллера, яке є залежністю еквівалентних напружень в небезпечному перерізі від розрахункових чисел циклів навантаження до руйнування [26]. Використовуючи сучасні уявлення про втомленісну міцність та довговічність, розроблено основи ймовірнісного розрахунку втомленісної довговічності голок та селекторів на основі даних про навантаження і параметри втомленісної міцності з урахуванням їх розсіяння. Результатом розрахунків є функції розподілу їх довговічності за втомленісною міцністю при різних значеннях коефіцієнта варіації навантаження ($v_a=0,1; 0,15; 0,2$) - залежностей квантилі u_{p_i} в рівномірному масштабі та відповідних ймовірностей руйнування P_i в масштабі нормального закону розподілу від логарифму втомленісної довговічності $lgN_{сум_i}$ в числах циклів навантаження до руйнування.

Очевидно, що для підвищення достовірності результатів розрахунків на міцність та надійність доцільно використовувати декілька способів, а на заключній стадії проектування, по можливості, виконувати визначальні випробування.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки до розділу 1

1. Представлено питання з розрахунків на міцність, довговічність та надійність, які наведені в сучасній теорії та практиці Розглянуто розрахунки деталей на міцність, довговічність та надійність. Практична реалізація буде спрямована на деталі шкарпеткових автоматів з незрівнянно меншим об'ємом інформації в порівнянні з деталями машин загального призначення.

2. Наведено загальні та спрощені рекомендації до розрахунків на втомленісну міцність по обмеженій, наперед заданій довговічності з напруженнями, що припадають на гегациклову ділянку кривої втомленості – робочої ділянки для в'язальних голок.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ В'ЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ШКАРПЕТКОВИХ АВТОМАТІВ

2.1. Опис об'єкта досліджень на прикладі в'язального механізму одноциліндрового автомату ОЗДСУ

Виходячи з узагальненої структурної схеми одноциліндрових панчішно-шкарпеткових автоматів, до складу в'язального механізму відносять голковий циліндр з комплектами робочих органів у вигляді голок, селекторів та штовхачів, системи клинів для надання заданих траєкторій робочим органам механізми ножиць та защемлювачами, механізм керування нитководами. В'язальний механізм характеризується значною інтенсивністю відмов стержньових елементів та обривами ниток.

Розглядаємо конструкцію замкової системи в'язального механізму одноциліндрових автоматів [1, 2].

Замкова система автомату (рис.2.1) призначена для переміщення голок, селекторів та штовхачів для відтворення процесу в'язання при виготовленні шкарпеток. До робочих органів відносяться стрижневі елементи механізму в'язання: голки, штовхачі, штовхачі для виробітку рисунку (селектори), а також платини.

В конструкції автомату застосовують голки з різною довжиною п'яток: малою (поз. 0-1305), середньою (поз.0-1306) та довгою (поз.0-1308) п'ятками. Голки з малими п'ятками забезпечують включення радіально-рухомих клинів та дозволяють клинам наблизитися до голкового циліндру, щоб діяти на голки з середніми п'ятками. В початковий момент в'язання п'ятки виробу з роботи виключаються голки з довгими п'ятками, які складають половину набору голок циліндру.

Замкова система для переміщення голок (рис.2.1) має нерухомі клини та клини, які рухомі по вертикалі, наприклад кулірні та рухомі в радіальному напрямку для приближення або віддалення їх до голкового циліндру. До нерухомих клинів відносять клини 6, 7, 30 та 31, нижній клин 33 І-ої системи петлеутворення та верхній клин 38, клин для опускання 23, клини заключення 35, 36 та 41. По нижнім кромкам клинів 6, 7, 30 та 31 опускаються штовхачі та селектори. Верхні кромки

						Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

цих клинів слугують для направлення п'яток голок. Нижній клин 33 I-ої системи петле утворення запобігає опусканню голок під дією власної ваги. Нижня кромка клину 38 спрямовує п'ятки голок під кулірний клин 14 при круговому русі голкового циліндру, а також під кулірний клин 22 при реверсивному русі. Клин для опускання 23 призначений для опускання голок на траєкторію, з якої відбувається відбір голок для створення рисунку. Клини заключення 35, 36 та 41 виводять голки штовхачами для створення рисунку на рівень повного заключення. До рухомих клинів відносять кулірні клини 14 та 22 I-ої системи, кулірний клин 8 II-ої системи, кулірний клин 24 III-ої системи, спрямовуючі клини 13 та 32, клини для опускання 9 та 27, клин 12 збою рисунку та клин 32 неповного заключення.

Кулірний клин 24 III-ої системи працює при в'язанні валику, борта, гомілки та сліду, а кулірний клин 8 II-ої системи - при в'язанні борту, гомілки та сліду. Спрямовуючі клини (лівий 13 та правий 32) піднімають голки на рівень неповного заключення. Клин 13 виводить голку на рівень неповного заключення для створення пресового переплетення в II-ій системі.

Клин 27 призначений для опускання виключеної голки після закінчення в'язання п'ятки та миску. Клин 9 II-ої системи слугує для виводу на нижній рівень виключеної голки після в'язання п'ятки.

Клин 12 збою рисунку на сліді виробу включається в роботу на половину свого повного включення, пропускає голки з малими п'ятками та виводить на рівень повного заключення голки з довгими п'ятками. Клин 34 неповного заключення призначений для виводу голок на рівень неповного заключення з метою відключення їх через одну при прокладанні гумової нитки.

Збавники 21 та 40 зменшують число голок, що в'яжуть на перших половинках п'ятки та миску. Головка збавника 21 підіймає за п'ятку голку на рівень дії верхньої кромки клину 38, який далі виводить голку із зони дії клинів. При в'язанні всіх ділянок виробу, окрім п'ятки та миску, правий збавник 21 піднятий над кулірним клином 22, при в'язанні п'ятки та миску він опускається в виїмку, яка знаходиться на верхній кромці кулірного клину 22. Лівий збавник 40 постійно, за виключенням моментів в'язання на ділянках п'ятки та миска, розміщується в виїмці клину 14.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прибавник 29 збільшує число голок в системі в'язання при виробітку другої половини п'ятки та миску. Для установки голівки прибавнику в верхнє положення та руху її за траєкторією вниз застосовують профільний клин 28.

В нижній частині замка на кожній системі петлетворення встановлені горизонтально розміщені пластини (шибери), які взаємодіють з п'ятками селекторів. Шибер 1 є контролюючим, шибер 2 – додатковим, шибер 3 – ділильний. Шибер 4 призначений для збою рисунку на нижній частині сліду при в'язанні жакардового переплетення. Шибер 5 призначений для створення рисунку у відповідності до заправки.

При в'язанні гомілки гладдю в I-ій системі петлетворення голка підіймається спрямовуючим клином 32, після чого потрапляє на підйомну кромку кулірного правого клину 22 та виводиться на рівень повного заключення, де прокладається основна нитка. Далі голка переміщується по верхній горизонтальній кромці клину 22. Опускання голки починає верхній клин 38, після чого подальше опускання виконує лівий кулірний клин 14. Пров'язавши петлю, голка потрапляє на кромку лівого спрямовуючого клину 13 та підіймається на рівень неповного заключення. Вихід голки на рівень повного заключення виникає за допомогою селектору, який підіймається по клину 41 повного заключення. Механізм відбору рисунку вважається відключеним. Піднявшись за допомогою селектору на рівень повного заключення в II-ій системі, голки захоплюють нитку, яка прокладена нитководом 11, після чого починають опускатися під дією спочатку опускаючого клину 9, а далі кулірного клину 8, в нижній точці опускання голок утворюються нові петлі.

В III-ій системі голки, як і в II-ій системі, виводяться на рівень повного заключення безпосередньо селектором. Піднявшись на рівень повного заключення, голки захоплюють нитку, яка подається нитководом 25, та починає опускатися під дією кулірного клину 24 для утворення нових петель.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аналіз траєкторії руху голок при виробітку різних ділянок типового шкарпеткового виробу на різних технологічних швидкостях дозволяє обчислити число циклів навантаження голок при взаємодії з клинами різної конструкції для переводу довговічності голок з годин в цикли навантаження.

2.2. Аналіз відмов в'язального механізму

Огляд літературних джерел [2, 10, 27] показує, що основна особливість надійності в'язального механізму одноциліндрових шкарпеткових автоматів - відмови в'язальних голок.

Коефіцієнт готовності в'язального механізму доволі високий ($K_r = 0,98$), що пояснюється тим, що час заміни елементів, які відмовили, значно менший від часу їх роботи.

Розглянемо в комплексі відмови голок за їх елементами та позиціями на всіх технологічних режимах циклу в'язання виробу.

Розподіл відмов голок за їх елементами та позиціями наведено в [2]. Установлено, що домінуючим видом відмов голок є злом їх гачків – 65% та п'яток – 26%, більшість з них складають втомленісні руйнування гачків (для голок поз.0-1305 – 65%; поз.0-1306 – 76%; поз.0-1308 – 85%).

Об'єктивний аналіз та правильна класифікація інформації, яку отримують в процесі випробувань, значно залежить від повноти відомостей про відмови та умов, в яких виникає відмова.

Результати класифікаційно-діагностичної обробки експлуатаційної інформації [28-31] підтверджують висновок, що більшість відмов голок припадає на втомлене руйнування гачків. Фрактографічний аналіз поверхонь злому гачків голок та класифікація втомлених зломів, дозволяють оцінити вид навантаження (двосторонній або односторонній згин, розтяг або кручення), ознаку його величини (помірне або високе номінальне напруження). Зародження втомленої тріщини виникало переважно з внутрішнього боку гачка в області його початкового згину, де мають місце максимальні напруження в гачку голки від інерційних сил при ударі

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

п'ятки голки з клинами в момент зміни напрямку руху та внаслідок підвищення концентрації напружень в місці згину, що підтверджує багатократну дію знакозмінних ударів та відбиття ударних хвиль в голці.

Обробка даних показала, що відмови голок на реверсі викликані співударями їх гачків з одним із нитководієм, появою вузлів на одній з них ниток (п'ятка та мисок виробу в'яжуться посиленою ниткою, яку складають дві хлопко-паперові 11,8 текс та капронова 15,6 текс), поганою компенсацією ниток п'ятковим пристроєм для регулювання натягу або перебільшений натягу ниток. Перелічені причини відмов усуваються покращенням налагоджування автоматів та покращенням попередньої підготовки ниток.

В подальшому виявлено, що домінуючою особливістю експлуатаційної надійності в'язальних механізмів ПША є домінування раптових відмов голок, що складають 85% всіх руйнувань деталей за міцністю.

Оскільки для голок, які є критеріальними деталями, немає можливостей забезпечувати значні запаси міцності через обмеження їх за розмірами, то першочерговим значенням має виявлення впливу на втомлену довговічність голок їх навантаженості, обґрунтування вибору найбільш прогресивних конструкторських рішень стосовно клинів замкової системи в'язального механізму та раціональних режимів навантаження, які забезпечать підвищення швидкості в'язання ПША при сталості довговічності голок або підвищення довговічності голок при сталості режимів навантаження.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновок до розділу 2

Виконаний опис замкової системи одноциліндрового шкарпеткового автомату ОЗД. Перелічені та кваліфіковані клини, що її складають за призначенням, рухомістю відносно голкового циліндру, кутом нахилу до горизонтальної площини.

Для об'єктивного аналізу та правильного вибору дій щодо удосконалення в'язальних механізмів, виконана класифікація відмов робочих органів, перелічені причини, що їх спонукають та сформульовані необхідні конструктивні рішення для їх усунення.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ В'ЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ШКАРПЕТКОВИХ АВТОМАТІВ

3.1. Систематизація та узагальнення напрямків підвищення надійності стержньових елементів в'язального механізму

В додатку 2 представлена розроблена класифікація напрямків удосконалень в'язального механізму за мінімізацією ударної сили F , яка спирається на виданнях попередників [2, 3, 21, 33].

Використання профілювання робочих поверхонь клинів за кривими забезпечують плавну взаємодію голок з поверхнею клина на основі оптимізації закону взаємодії голки із клином. Пропонується застосовувати для апроксимації шуканого профілю клину основні види кривих (парабола, циклоїда, синусоїда тощо) або їхні сполучення. Одна з перших робіт цього напрямку [34]. В роботі [37] розглянуто динамічний ефект навантаження для декількох кривих апроксимування – дуг кіл, квадратичної та кубічної параболи, синусоїди, кривих третього та четвертого порядків.

Автор відмічає, що застосування клинів з ділянками за дугами кіл зменшує протяжність замкової системи в порівнянні з клинами іншої криволінійної конфігурації. Відомі профілі клинів за складеними законами, кубічної параболи, з двома спряженими нахиленими синусоїдами.

При порівняльній трьох способів проектування нелінійних профілів клинів на основі синусоїди, комбінації прямої з синусоїдою та комбінації двох та більше синусоїд дійшли висновку, що профіль з комбінації синусоїд є найбільш доцільним.

Інші способи апроксимації профілю клина полягають в формулюванні вимог до профілю клина на переміщення, швидкість та прискорення характерних точок профілю. В результаті забезпечувалась монотонна зміна прискорення від мінімального до максимального значення.

Задача вибору оптимальних параметрів замкової системи в'язальних механізмів круглов'язальної машини розв'язувалася вперше під керівництвом Б.Ф. Піпи [33]. Розроблена спеціальна програма оптимізації, визначені степні впливу

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк. 25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

параметри замкової системи на динамічні навантаження. Також розроблені основні положення силового розрахунку запропонованих варіантів оригінальних конструкцій замкових систем, які спрямовані на зниження динамічних навантажень.

Доцільність використання клинів з криволінійним профілем на круглов'язальних машинах не викликає сумнівів. Наявність незамкнених замкових голкових каналів, необхідність удару голки з напрямною поверхнею клину в декількох точках (при відборі голки, виводі її на повне або неповне заключення), використання декількох нитководів в замкових системах при замках двосторонньої дії, зміна щільності в'язання по ділянкам виробу роблять практично неможливим застосування клинів з криволінійним профілем на ПША.

Іншим напрямком при проектуванні є заміна клинів із жорсткою робочою поверхнею на пружно - демпфіруючу поверхню. Ефективність роботи таких клинів залежить від жорсткості робочої поверхні в зоні її ударної взаємодії з стержневим елементами. До найбільш поширених конструктивних рішень із зниження жорсткості робочої поверхні клину відносять:

- використання закритих та відкритих наскрізних пазів, які розташовані паралельно робочій поверхні клина (недолік – одночасна взаємодія пружної робочої поверхні клина з групою голок, що знижує ефективність зменшення динамічних навантажень);
- на поверхні основи клин має вирізи, які повернуті до гольниці [35], що дозволяє в момент удару голки об клин знизити жорсткість за рахунок збільшення плеча сили удару;
- клин має рухливу пружну робочу поверхню, яка встановлена шарнірно в корпусі;
- використання пристрою для регулювання жорсткості пластини клину циліндричною пружиною стиску та гвинтом (усуває загальний недолік - сталість жорсткості пружних елементів);
- в якості клинів використовують пружні сталеві пластини [36];
- клин з робочою поверхнею розміщений на пружній основі [38] ;
- тощо

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

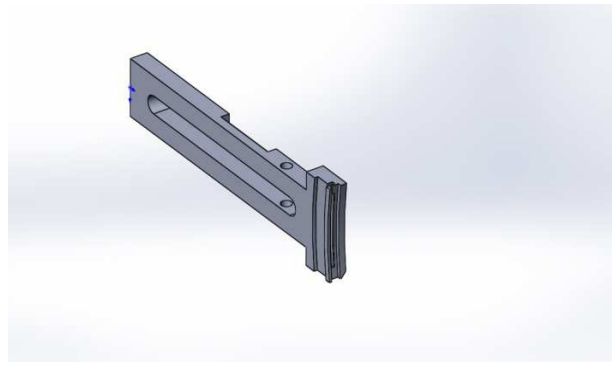
Враховуючи перелічені переваги та недоліки конструкцій клинів доцільним є використання закритих наскрізних пазів, які паралельні робочій поверхні клину, оскільки застосування відкритих повздовжніх пазів клинів для ПША, які мають реверсивне обертання голкового циліндру, не можливе.

Як показано на рис. 3.1, зниження жорсткості в парі клин-голка можливе через удосконалення конструкцій голок при зменшенні жорсткості п'ятки голки та специфічної конструкції її стержня. Конструкції голок для зниження ударної взаємодії з голкою за рахунок специфічної форми стержня представлені в роботі [3]. Найбільш цікавими є голки, які мають ділянку стержня, що скручується при ударі по клину; голки з ділянкою стержня в зоні п'ятки з вибіркою із протилежної від п'ятки сторони; голки з наявністю наскрізних пазів у стержні; голки, що мають трикутний виріз у зоні п'ятки й пази в стержні; голки з пружним елементом та з додатковою п'яткою тощо. Найбільш вдалою конструкцію з точки зору міцності є голок з вирізами або пазами в стержні, які збільшують податливість голок та зменшують напруження в гачку голки при проходженні ударних хвиль, які виникають в місці контакту п'ятки голки з клинами. Але, враховуючи централізоване виготовлення голок обмеженою кількістю закордонних виробників, при модернізації діючого обладнання цей напрямок є безперспективним.

3.2. Розрахунок надійності податливого клину складної геометричної форми

Об'єктом досліджень вибрано клин з підвищеною податливістю робочої грані та розрахунки його геометричних параметрів, виходячи з мінімізації ударного навантаження в системі клин-голка-напрямна пазу циліндру. Розглядається клин шкарпеткового автомату [39], в якому з метою підвищення надійності шляхом підвищення податливості, робоча грань закріплена на несущому елементі та розміщена з утворенням зазору між робочою гранню та несучим елементом. На рис. 3.1 показано клин з податливою гранню замкової сисеми в'язального механізму одноциліндрового панчішного автомату.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



а) зображення клину в системі SolidWorks 3D CAD, яка забезпечує наскрізне проектування, інженерний аналіз та підготовку до виробництва



б) фото виготовленого клину

Рис.3.1. Клин з податливою гранню замкової системи в'язального механізму одноциліндрового панчішного автомату

Підвищення демпфіруючих властивостей клина здійснюється прорізом, розміщеної на зігнутій ділянці під робочою кромкою та виконаною електроерозійним способом. Обробка направляючої робочої кромки клина виконується звичайними засобами. Клин працює наступним чином. При зіткненні п'яти голки з клином виникає прямий удар, який припадає на відігнуту смугу, величина якого залежить від податливості пари п'ята голки клин. Вигнута ділянка конструкції дозволяє істотно збільшити деформацію направляючої кромки клина, перетворюючи кінетичну енергію удару в потенційну енергію прогину відігнутої смуги з подальшим її демпфіруванням за рахунок наявності замкнутого наскрізного прорізу.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Так як модулі пружності матеріалів, що застосовують при виготовленні клинів, відрізняються незначно, необхідну жорсткість забезпечують формою та розмірами конструкції клина.

Оскільки зменшення поперечного перерізу направляючої кромки клину призводить одночасно до поліпшення податливих властивостей та погіршення характеристик міцності, то доцільно розглядати робочу пластину клину як деталь, що є критеріальною за розмірами. Таким чином, в розрахунках враховували обмеження за габаритами клину, умовами статичної міцності та максимально допустимого за технологічними вимогами прогину робочої ділянки податливої грані клину. Саме це зумовлює необхідність розрахунку клину на міцність з імовірнісним підходом.

Розрахункову схему клина з робочою гранню, що має балкову та подвійну консольну податливості в виді просторової симетричної рами з двома просторовими жорсткими защемленнями, показано на рис.3.2.

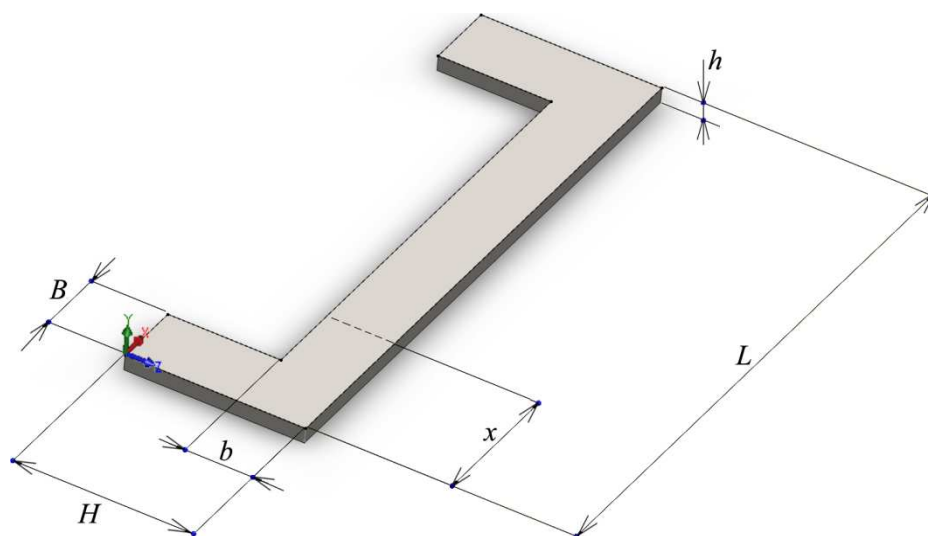


Рис. 3.2. Пластина складної форми податливої робочої грані клину

Вихідними даними до розрахунку є результати попереднього розрахунку: довжина робочої напрямної клину $L_k = 27$ мм, довжина консолі $H_k = 7$ мм (на розміри L_k та H_k впливають конструктивні міркування у відповідності до розмірів замкової системи. Незалежними параметрами, що управляються, є B_k , b_k та h_k [40].

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Ймовірність безвідмовної роботи пластини за критерієм втомленісної міцності визначаємо в залежності від квантіля [14]:

$$u_p = -\frac{\bar{n}-1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{-1D}^2 + v_a^2}}, \quad (3.1)$$

де $\bar{n} = \frac{\bar{\sigma}_{-1D}}{\sigma_a}$ - коефіцієнт запасу міцності за середніми значеннями розрахункового напруження $\bar{\sigma}_a$ в пластині та границі її втомленості $\bar{\sigma}_{-1D}$; v_{-1D} та v_a - відповідно коефіцієнти їх варіації.

В розрахунках пластин складної форми для клинів в ймовірнісному аспекті розглядаємо σ_{-1D} та σ_a як випадкові величини, попередньо визначивши їх середні значення $\bar{\sigma}_{-1D}$ та $\bar{\sigma}_a$.

Важливим етапом в обчисленні втомленості є перехід за медіанними значеннями втомленості від матеріалу $\bar{\sigma}_{-1}$ до пластини $\bar{\sigma}_{-1D}$ з використанням формули:

$$\bar{\sigma}_{-1D} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{K}, \quad (3.2)$$

де K - коефіцієнт багатфакторного впливу [17].

Враховуючи, що $K=1,24$ маємо $\bar{\sigma}_{-1D} = \frac{770}{1,24} = 621$ МПа, де $\sigma_{-1}=770$ МПа [42, 43] – границя втомленості сталі податливої грані ШХ15.

Для визначення силових величин, що діють на пластину, склали спектр навантажень пластини (сил F_i з відповідним числом циклів навантажень z_i) при ударі п'яток голок по підйомних клинах на різних швидкісних режимах. Розглядаючи варіант більш навантаженого клину, кулірний клин для опускання не розраховували. Номери режимів наведені в табл.3.1.

Сили обчислювали за формулою з [2], достовірність якої перевірена експериментально:

$$F_{max} = V_x \cdot \text{tg}\alpha \sqrt{\frac{m_{np} \cdot C_{np}}{1+K_c}} + \frac{1}{1+K_c} (F_o + 2h \cdot V_x \cdot \text{tg}\alpha \cdot m), \quad (3.3)$$

де V_x – горизонтальна складова швидкості п'ятки голки, яка дорівнює коловій швидкості точок на поверхні голкового циліндру; α – кут нахилу робочої поверхні

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

клин до горизонталі; m_{np} , C_{np} – приведені маса та жорсткість в парі голка та поверхня клину; K_c – коефіцієнт, який враховує деформацію згину стержня голки в момент удару; F_o - сила опору руху голки в пазу циліндра, яку створюють спеціально для усунення самовільного опускання голок; h - коефіцієнт демпфірування.

Результати обчислень навантажень для підйомних клинів на різних швидкісних режимах за формулою (3.3) представлено в табл.3.1.

Для визначення напруження за точками пластини для всіх режимів навантаження використовували комп'ютерне моделювання. Було побудовано скінчено-елементну модель пластини (рис.3.4), яка проста при обчисленнях та дозволяє отримати результати з достатньою точністю при визначенні напружено-деформованого стану об'єкту дослідження. Моделювання виконували в програмному комплексі Solidworks [41]. Напруження за точками пластини для всіх режимів навантаження підйомного клину представлені в табл.3.1, а вибіркового скріншот - на рис.3.4-3.5.

Оскільки за технологічними вимогами прогин пластини не повинен перевищувати 0,1 мм, то виконували перевірку за деформацією пластини – скріншот на рис. 3.5. Як показують результати моделювання – вимоги за умовою прогину виконуються.

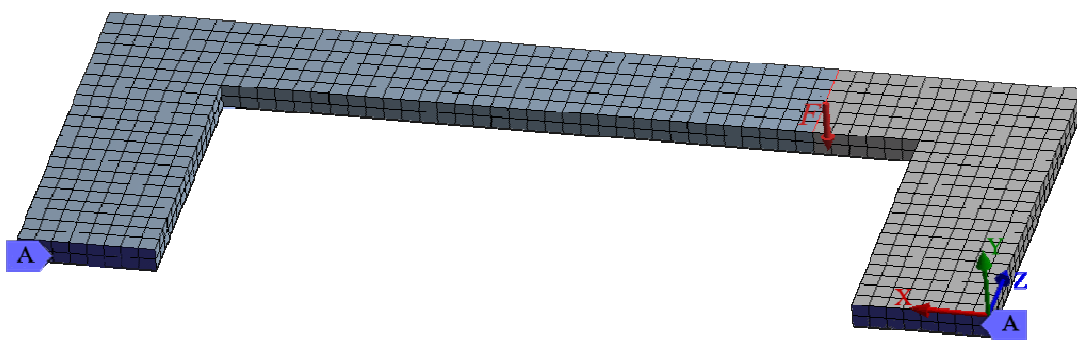


Рис.3.3. Модель податливої пластини для клину за методом скінчених елементів: F - сила; A - площини жорсткого закріплення пластини

Оскільки в розрахунках на втомленісну міцність враховуються напруження при $\sigma_i > 0,5\sigma_{-1Д}$ (напруження $\sigma_i < 0,5\sigma_{-1Д} = 0,5 \cdot 621 = 310,5$ МПа не впливають на

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

накопичення втомлених руйнувань), то в подальших діях навантаженнями на режимі 1 (в табл.3.1 виділено червоним) нехтуємо. Зазначимо, що оскільки $\sigma_a < \sigma_{-1D}$, пластина клину має навантаження на гігацикловій ділянці кривої втомленості.

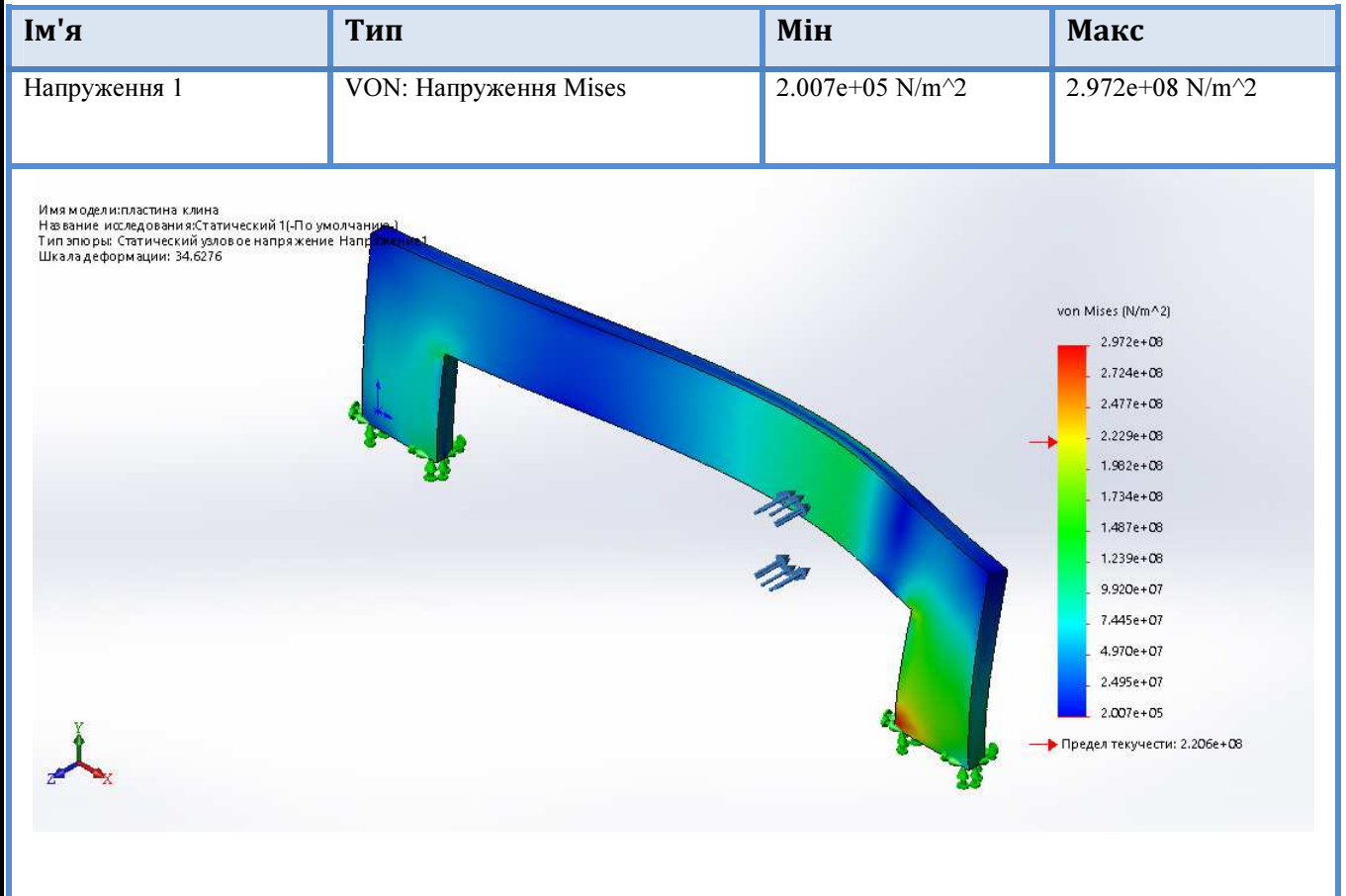


Рис.3.4. Скриншот напружень по точкам поверхні пластини складної форми

За блок навантаження пластини клину приймаємо сили, що діють на клини під час виготовлення одного виробу (шкарпетки), оскільки маємо циклічність роботи шкарпеткових автоматів. Число циклів навантаження z_i встановлювали для типових шкарпеток з жакардовим переплетенням на ділянках гомілки та сліду, з класичними п'яткою і миском, які в'яжуться при прямому і реверсивному обертаннях голкового циліндру та з додатковими технологічними рядами. Розрахунок z_i виконували аналізуючи траєкторії руху голок по відношенню до клинів при в'язанні різних ділянок виробу та за їх результатами встановили формули для визначення z_i відповідності до режимів навантаження. Підраховані z_i представлено в табл.3.2.

										ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
											32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

Ім'я	Тип	Мін	Макс
Деформація1	ESTRN: Еквівалентна деформація	1.128e-06	1.033e-03

Ім'я моделі: пластина_клина
Назва дослідження: Статический 1 (По умолчанию)
Тип епюры: Статическая деформация Деформация
Шкала деформации: 34.6276

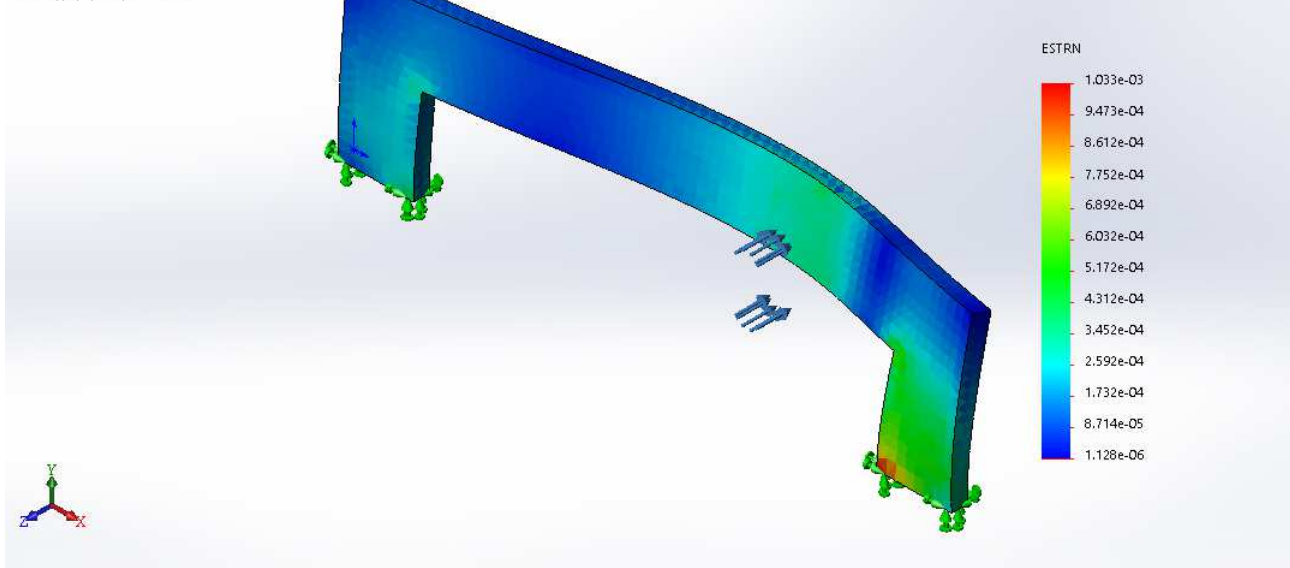


Рис.3.5. Скриншот деформацій по точкам поверхні пластини складної форми

Таблиця 3.1

Режими навантаження			$F_i, \text{Н}$	$\sigma_i, \text{МПа}$	$z_i, \text{циклів}$	$p_i = \frac{z_i}{\sum z_i}$
i	Вид клину	$v_x, \text{м/с}$ (ділянки виробу)				
1	$\alpha = 38.0^\circ$ Підйомний	$v_x = 0.6 \text{ м/с}$ (п'ятка та мисок)	10.54	254.7	24824	-
2		$v_x = 1.1 \text{ м/с}$ (борт)	13.14	317.53	14112	0.148
3		$v_x = 1.3 \text{ м/с}$ (паголенок, слід та технічні ряди)	14.18	342.66	81480	0.852

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			33

Таблиця 3.2

Клин	Режим навантаження		Число циклів навантаження z_i [26]	
	i	V_x , м/с (ділянка виробу)	Розрахункова формула	Число
Підйомний	1	$V_x=0.6$ м/с (п'ятка та мисок)	$z_1 = (n_{hl} + n_{toe})(2k^{0-1305} + 4k^{0-1306})/m$	24824
	2	$V_x=1.1$ м/с (борт)	$z_2 = 2n_{sp}(k_2^{0-1305} + k_2^{0-1306} + k_2^{0-1308})$	14112
	3	$V_x=1.3$ м/с (паголенок, слід, технологічні ряди)	$z_3 = \frac{3}{r} (n_{nz} + n_{cl} + 2n_{mp})(\kappa_3^{0-1305} + \kappa_3^{0-1306} + \kappa_3^{0-1308})$	81480

В табл.3.2 застосовано наступні позначення:

- $m=2$ - кількість одночасно відібраних голок за один реверсивний рух циліндру; r - кількість клинів, що утворюють петельні ряди за один оберт циліндру;
- n_{hl} , n_{toe} , n_{sp} , n_{ank} , n_{ft} , n_{tr} - кількість петельних рядів на наступних ділянках виробу: п'ятки і миску, спандексу (борту), гомілки, сліду та технологічних рядів;
- κ_1^{0-1305} , κ_1^{0-1306} , κ_4^{0-1305} , κ_4^{0-1306} - кількість включених голок позицій 0-1305 та 0-1306 при в'язанні п'ятки та миску шкарпетки на режимах 1 та 4; κ_2^{0-1305} , κ_2^{0-1306} , κ_2^{0-1308} , κ_5^{0-1305} , κ_5^{0-1306} , κ_5^{0-1308} - кількість включених голок позицій 0-1305, 0-1306 та 0-1308 при в'язанні спандексу (борту) на режимі 2; κ_3^{0-1305} , κ_3^{0-1306} , κ_3^{0-1308} , κ_6^{0-1305} , κ_6^{0-1306} , κ_6^{0-1308} - кількість голок позицій 0-1305, 0-1306 та 0-1308 відповідно при гомілці, сліду та технологічних рядів на режимі 3.

Реальні навантаження з вираженою закономірністю чергування різних рівнів за цикл в'язання одного типового виробу замінювали еквівалентним за ступенем накопичення втомленісного руйнування за формулою:

$$\bar{F} = \sum_i p_i \cdot F_i, \quad (3.4)$$

де $p_i = \frac{z_i}{\sum z_i}$ - відносна поява навантаження F_i .

									Арк.
									34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Після підстановки в (3.4) значень табл.3.2 маємо для підйомного клину відповідно $\bar{F}_{ni\delta} = 14.03$ Н. Користуючись комп'ютерним моделюванням за медіанними значеннями еквівалентних навантажень визначили відповідні еквівалентні напруження $\bar{\sigma}_{ni\delta} = 297,2$ МПа (рис.3.5).

Аналіз значень границь втомленості матеріалів та деталей вказує на їх розсіяння через ряд причин, що впливає на загальний коефіцієнт варіації. Тоді за правилом квадратичного додавання коефіцієнт варіації границі втомленості деталі визначається за формулою [17]:

$$v_{\sigma_{-1\delta}} = \sqrt{v_{\sigma_{max}}^2 + v_{\sigma_{-1}}^2 + v_{\alpha_{\sigma}}^2}, \quad (3.5)$$

де $v_{\sigma_{max}}$, $v_{\sigma_{-1}}$ та $v_{\alpha_{\sigma}}$ - окремі коефіцієнти варіації максимальних напружень в зоні концентрації,

Згідно з [17] в першому наближенні вибрали: $v_{\sigma_{max}} = 0,1$; $v_{\sigma_{-1}} = v_{\sigma_B}$, де v_{σ_B} - коефіцієнт варіації границі міцності металу за множиною всіх плавок. Оскільки для легованих сталей v_{σ_B} знаходиться в межах 0.1...0.16, в розрахунках використовували $v_{\sigma_{-1}} = 0,13$.

Через незначні розміри пластини, впливом $v_{\alpha_{\sigma}}$ на $v_{\sigma_{-1\delta}}$ нехтували. Тоді за (3.5) маємо $v_{\sigma_{-1\delta}} = 0,164$.

Середнє квадратичне відхилення робочих навантажень для підйомного клину становить $S_{ni\delta} = 1.375$ Н. Тоді коефіцієнт варіації $v_{a_{ni\delta}} = \frac{S_{ni\delta}}{\bar{F}_{ni\delta}} = 0,098$.

Тоді за (3.1) для підйомного клину за коефіцієнтом запасу за середніми напруженнями $n_{ni\delta} = \frac{\bar{\sigma}_{-1\delta}}{\bar{\sigma}_{ni\delta}} = \frac{621}{297,2} = 2,09$ та при $v_{\sigma_{-1\delta}} = 0,164$ і $v_{a_{ni\delta}} = 0,098$ маємо

$$u_p = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_{\sigma_{-1\delta}}^2 + v_a^2}} = - \frac{2,09 - 1}{\sqrt{2,09^2 \cdot 0,164^2 + 0,098^2}} = -3,06'$$

що дозволяє за таблицями [17] визначити ймовірність безвідмовної роботи $p(t) = 0,999$, тобто умова міцності пластини складної форми клину за критерієм втомленості виконується.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Висновки до розділу 3.

1. Удосконалення замкових систем в'язальних механізмів моделей одноциліндрових шкарпеткових автоматів щодо зниження ударних навантажень в системі голка - клин передусім пов'язано із зменшенням приведеної жорсткості клину за рахунок введення податливої робочої грані.

2. Оскільки розробки призначені для модернізації широкого парку шкарпеткових автоматів на вітчизняних підприємствах, то удосконалення конструкцій голок вважаємо безперспективним, так як виготовлення голок є централізованим, сертифікованим та уніфікованим зарубіжними виробниками.

3. На базі узагальнення та аналізу існуючих конструкцій клинів з реалізацією зменшення жорсткості в парі голка – клин робимо висновок про доцільність, враховуючи специфіку автоматів, використання клинів з закритими наскрізними пазами, які паралельні робочій поверхні клину.

4. Запропоновано комплексний підхід до оцінки ймовірності безвідмовної роботи за критерієм втомленісної міцності податливої грані клину шкарпеткового автомату, який включає динамічний аналіз, комп'ютерне моделювання методом скінчених елементів та положення математичної статистики і теорії ймовірностей. Показано приклад розрахунку пластини клину як деталі, розміри якої обмежені, на основі розрахунків на міцність в ймовірнісній постановці, що в порівнянні з традиційними (за нормованими коефіцієнтами запасу міцності) забезпечує заданий рівень надійності при мінімізації розмірів.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Представлено питання з розрахунків на міцність, довговічність та надійність, які наведені в сучасній теорії та практиці Розглянуто розрахунки деталей на міцність, довговічність та надійність. Практична реалізація буде спрямована на деталі шкарпеткових автоматів з незрівнянно меншим об'ємом інформації в порівнянні з деталями машин загального призначення.

2. Наведено загальні та спрощені рекомендації до розрахунків на втомленісну міцність по обмеженій, наперед заданій довговічності з напруженнями, що припадають на гегациклову ділянку кривої втомленості – робочої ділянки для в'язальних голок.

3. Виконаний опис замкової системи одноциліндрового шкарпеткового автомату ОЗД. Перелічені та кваліфіковані клини, що її складають за призначенням, рухомістю відносно голкового циліндру, кутом нахилу до горизонтальної площини.

4. Для об'єктивного аналізу та правильного вибору дій щодо удосконалення в'язальних механізмів, виконана класифікація відмов робочих органів, перелічені причини, що їх спонукають та сформульовані необхідні конструктивні рішення для їх усунення.

5. Удосконалення замкових систем в'язальних механізмів моделей одноциліндрових шкарпеткових автоматів щодо зниження ударних навантажень в системі голка - клин передусім пов'язано із зменшенням приведеної жорсткості клину за рахунок введення податливої робочої грані.

6. Оскільки розробки призначені для модернізації широкого парку шкарпеткових автоматів на вітчизняних підприємствах, то удосконалення конструкцій голок вважаємо безперспективним, так як виготовлення голок є централізованим, сертифікованим та уніфікованим зарубіжними виробниками.

7. На базі узагальнення та аналізу існуючих конструкцій клинів з реалізацією зменшення жорсткості в парі голка – клин робимо висновок про доцільність, враховуючи специфіку автоматів, використання клинів з закритими наскрізними пазами, які паралельні робочій поверхні клину.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Запропоновано комплексний підхід до оцінки ймовірності безвідмовної роботи за критерієм втомленісної міцності податливої грані клину шкарпеткового автомату, який включає динамічний аналіз, комп'ютерне моделювання методом скінчених елементів та положення математичної статистики і теорії ймовірностей. Показано приклад розрахунку пластини клину як деталі, розміри якої обмежені, на основі розрахунків на міцність в ймовірнісній постановці, що в порівнянні з традиційними (за нормованими коефіцієнтами запасу міцності) забезпечує заданий рівень надійності при мінімізації розмірів.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Антонов Г.К. Круглые чулочно-носочные автоматы // Г.К. Антонов. - М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1984. – 224 с.
2. Березін Л.М. Оцінка довговічності та надійності вязальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів: монографія / Л.М. Березін. – К.: КНУТД, 2013. – 191с.
3. Піпа Б.Ф. Удосконалення робочих органів механізмів вязання кругловязальних машин: монографія / Б.Ф. Піпа, С.А. Плешко. – К.: КНУТД, 2012. – 471 с.
4. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин // И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979. - 702с.
5. Брауде В.И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин // В.И. Брауде. - М.: Машиностроение, 1969. - 231с.
6. Гусев А.С. Расчет конструкций при случайных воздействиях // А.С. Гусев, В.А. Светлицкий.- М.: Машиностроение, 1984. - 240с.
7. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник - М.: Машиностроение, 1985. - 224с.
8. Березін Л.М., Барилко С.В., Кошель С.О. Розрахунки довговічності по критерію втомленої міцності стержньових елементів панчішно-шкарпеточних автоматів // Вісник КНУТД. - 2008. - №5. - С.23-26.
9. Васильев Н.М. Расчет прочности крючка язычковой и движковой игл основовязальных машин // Машиностроение для лег. пром-сти. - М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш. - 1975. - №6. - С.6-11.
10. Масленников Е.С. Особенности работы игл при вязании жаккардового переплетения при повышении скорости вязания // Машиностроение для легкой промышленности. - 1973. - №8. - С.7.
11. Петров Е.И. Новые формы игл для скоростных чулочных автоматов //Текстильная промышленность. - 1962. - №1.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

12. Пипа Б.Ф., Головчан В.Т., Гайдайчук И.П. О распространении волн напряжений в штампованной игле трикотажной машины // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1975. - №2. - С.147-153.
13. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения // К.В. Фролов. - М.: Машиностроение, 1984. - 224с.
14. Решетов Д.Н. Надежность машин // Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. - М.: Высш. шк., 1988. - 238с.
15. Барлоу Р., Прошан Ф. Математическая теория надежности // Р. Бврлоу, Ф. Прошан. - М.: Сов. радио, 1969. - 488с.
16. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем: Пер. с англ./ Под ред. И.А. Ушакова. М.: Мир, 1980. - 604с.
17. Методические указания. Методы расчета деталей машин на выносливость в вероятностном аспекте. - М.: Изд. стандартов, 1980. - 42с.
18. ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення. - К.: Держспоживстандарт України, 1994. - 90 с.
19. ДСТУ 2862-94. Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги. - К.: Держспоживстандарт України, 1994. - 90 с.
20. Березін Л.М. До розрахунку довговічності деталей вязального механізму // Вісник КНУТД - 2003. - №4. - С.45-48.
21. Волощенко В.П. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства // В.П. Волощенко, Б.Ф. Пипа, С.Т. Шипуков. - К.: Техніка, 1977. - 136с.
22. Кудрявцева Т.Н. Исследование прочности и долговечности игл круглочулочных автоматов: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. тех. наук. - М., 1970. - 22с.
23. Сосновский Л.А. Основы дифференциации расчетов деталей на прочность // Вестн. машиностроения. - 1984. - №9. - С. 8-11.
24. Трощенко В.Т. Прочность металлов при переменных нагрузках // В.Т. Трощенко. - К.: Наук. думка, 1978. - 174с.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- 25.Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования // Б.Ф. Хазов, Б.А. Дидусев . - М.: Машиностроение, 1985. - 224с.
- 26.Березін Л.М. До розрахунку циклів навантаження голок панчішно-шкарпеткових автоматів при визначенні їх надійності за критерієм втомленісної міцності // Вісник КНУТД. - 2010. - №5. - С.281-284.
- 27.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.
- 28.Гайдамака В.К., Красовский А.Я., Крамаренко И.В. Причины и характер разрушения игл вязальных машин //Проблемы прочности. - 1983. -№3 - С.68-7
- 29.Масленников Е.С., Полухин В.П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов.Сообщение 2//Изв.вузов. Технология легкой промышленности.- 1974. - №2. - С.146-150.
- 30.Методические указания. Порядок проведения анализа причин отказов изделий. Введ. 01.01.84. - М.: Изд - во стандартов, 1983. - 35с.:
- 31.ДСТУ 3004-95. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними. - К.: Держспоживстандарт України, 1995. - 129с.
- 32.Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / В.Н. Гарбарук. - Л.: Машиностроение, 1980. - 472с.
- 33.Піпа Б.Ф. Динаміка механізму в'язання круглов'язальних машин // Б.Ф. Піпа. - К.: КНУТД, 2008. - 416с.
- 34.Соловьев Л.И., Гарбарук В.Н. Клинья трикотажных машин, спроектированные по составным законам движения //Изв.Вузов. Технология легкой промышленности. - 1967. - №5. - С.111-117.
- 35.Сарксян Ф.В. Новые замковые системы для кругловязальных машин КЛК //Пром-сть Армении.- 1978. №5. - с.76-77.
- 36.Яги Л., Піпа Б.Ф. Усовершенствование механизмов вязания кругловязальных машин //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1981. - №3. - С.121-124.

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

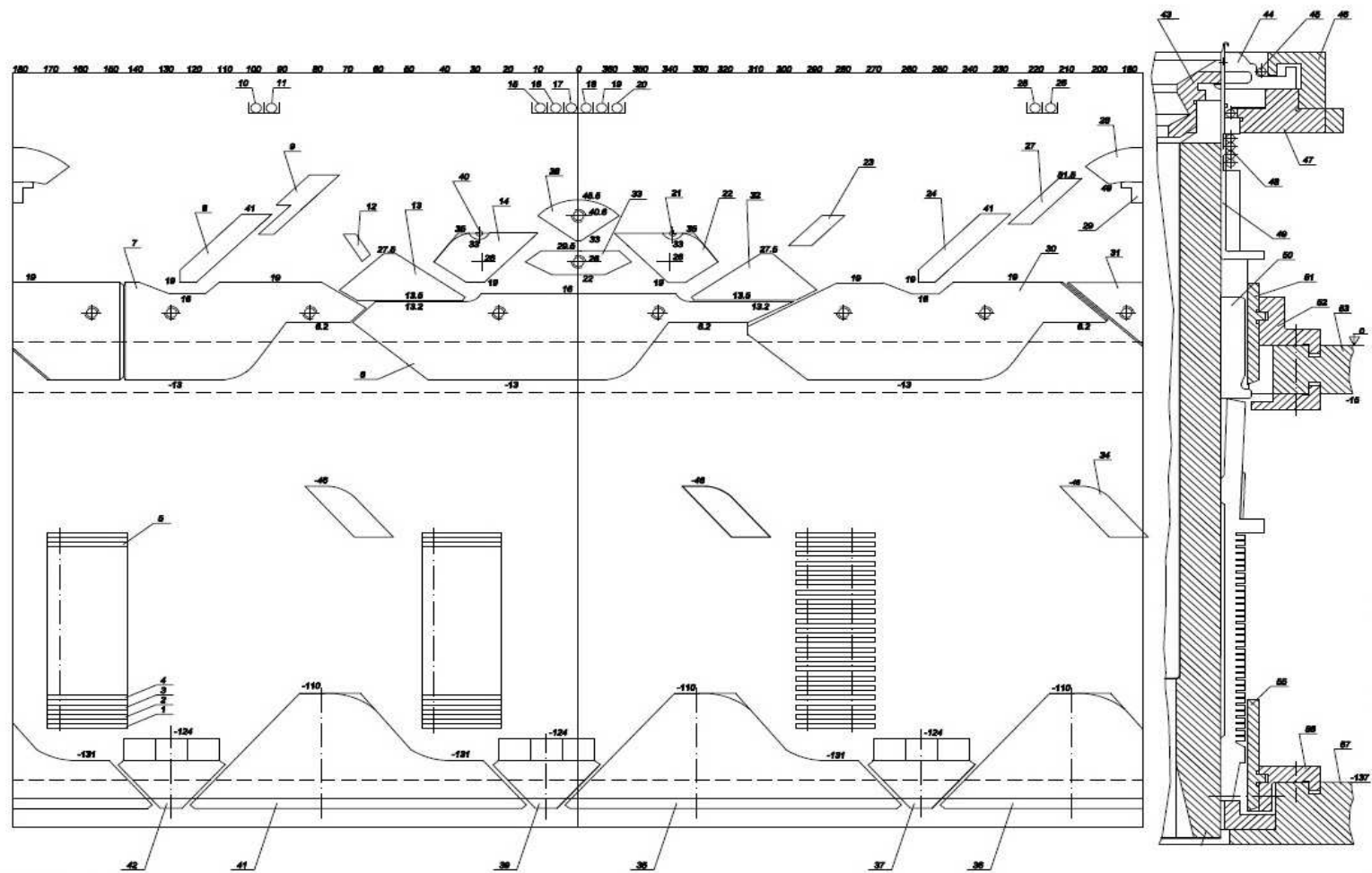
37. Лебедев А.Н., Гарбарук В.Н. Профилирование клиньев кругловязальных машин по дугам окружностей // Изв. вузов. Технология лег.пром-сти.- 1977. - №4. - С.139-146.
38. Пипа Б.Ф., Присяжнюк П.А., Волинец Ю.М. Использование в кругловязальных машинах демпфирующих клиньев // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1982. - №5. - С.120-125.
39. Авторське свідоцтво № 490882 Клин шкарпеткового автомату. Волощенко В.П., Коньков Г.И., Березин Л.Н., Агафонов П.А., 1986, с.4
40. Березин Л.М., Фуркач О.О. Розрахунок геометричних параметрів податливої грані клину // Вісник КНУТД, 2013, №1 (69), с.11-15
41. Solidworks: подробное описание программы. Режим доступа: <https://junior3d.ru> > article > solidworks. – Назва з екрану.
42. https://www.google.com/search?q=Solidworks&rlz=1C1A0HY_enUA709UA710&oq=Solidworks&ags=chrome..69i57.2901j0j8&sourceid=chrome&ie=UTF-8 Кузнецов А.А. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов // А.А. Кузнецов, С.М. Алифанов, В.И. Ветров и др. - М.: Машиностроение, 1970. - 353с.
43. Трощенко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. Ч.1,2 // В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. - К.: Наук. думка, 1987. - 1315с

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

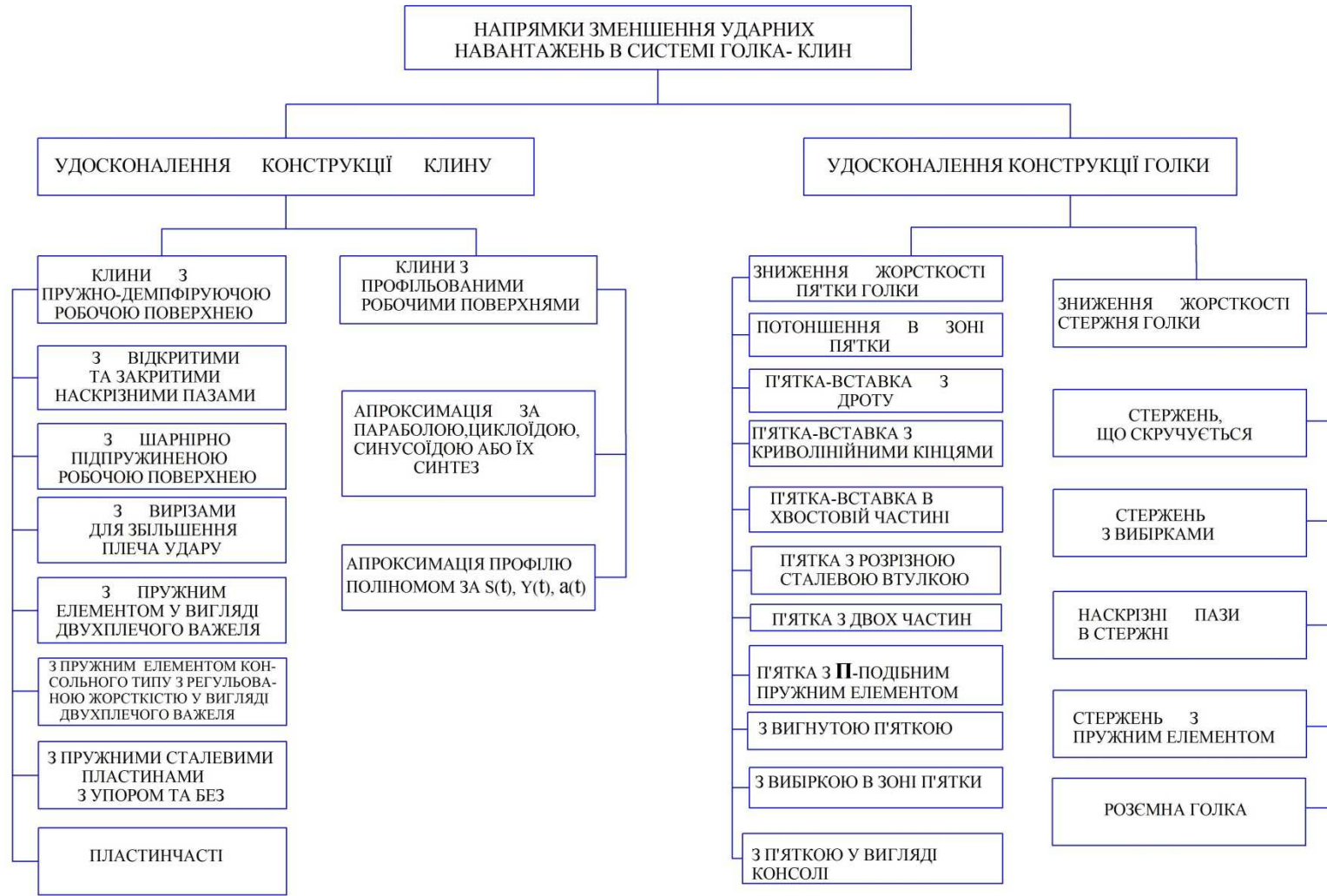
ДОДАТКИ

					ЗНМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Додаток 1. Розгортка замкової системи одноциліндрового шкарпеткового автомату

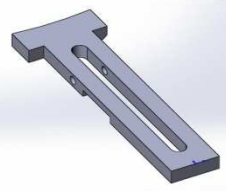


Додаток 2. Напрямки удосконалень в'язального механізму за мінімізацією ударної взаємодії голки з клином

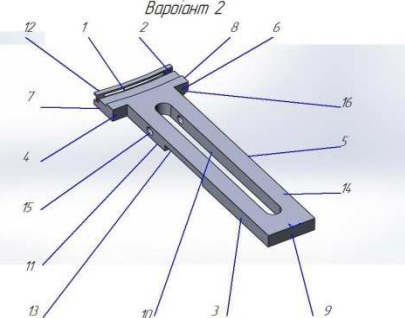


Додаток 3. Технологічний процес виготовлення клинів

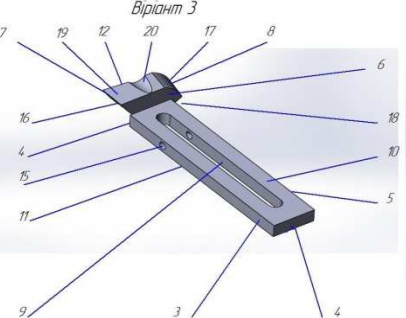
Варіант 1



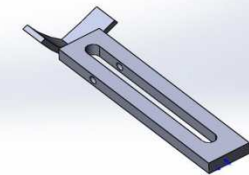
Варіант 2



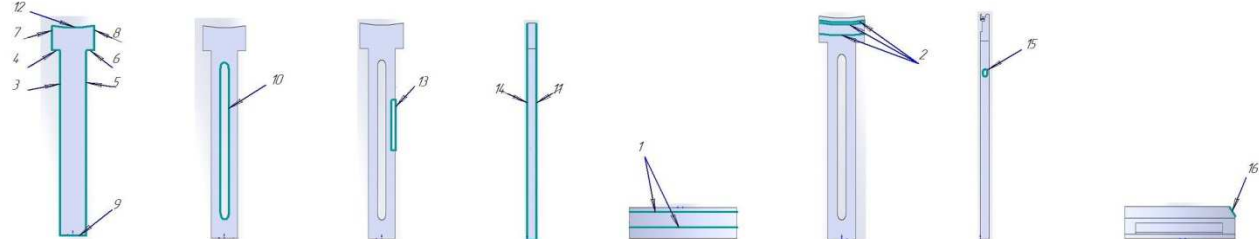
Варіант 3



Варіант 4



Последовательность обработки для варианта 2



Назва і зміст операції	Підверхи на виробництві
Застосування класифікації	
Електроерозія	Лаз 1
Електроерозія	Лаз 2

Назва і зміст операції	Підверхи на виробництві
Діагностика-координація шліфівки	
Фрезерувальна	Підверхи 3, 4, 5, 6
Фрезерувальна	Підверхи 7, 8
Фрезерувальна	Підверхи 9
Фрезерувальна	Лаз 10
Фрезерувальна	Лаз 13
Фрезерувальна	Підверхи 11
Фрезерувальна	Підверхи 14
Фрезерувальна	Лаз 1
Фрезерувальна	Лаз 2
Свердління	Отвір 15
Фрезерувальна	Чистити 16
Термообробка-загартовування	
Термообробка-відпуск	
Шліфування	Підверхи 3, 4, 5, 6
Шліфування	Підверхи 11
Шліфування	Підверхи 14
Шліфування	Підверхи 12
Шліфування	Чистити 16

Назва і зміст операції	Підверхи на виробництві
Застосування класифікації	
Діагностика-координація шліфівки	
Фрезерувальна	Підверхи 3, 4, 6
Фрезерувальна	Підверхи 7, 8
Фрезерувальна	Лаз 9
Фрезерувальна	Підверхи 10
Фрезерувальна	Підверхи 11
Фрезерувальна	Підверхи 12
Фрезерувальна	Підверхи 16
Фрезерувальна	Підверхи 17
Фрезерувальна	Підверхи 18
Фрезерувальна	Підверхи 19
Фрезерувальна	Підверхи 20
Свердління	Отвір 15
Термообробка-загартовування	
Термообробка-відпуск	
Шліфування	Підверхи 3, 4, 6
Шліфування	Підверхи 10
Шліфування	Підверхи 11
Шліфування	Підверхи 12

№ 03.017.05.0001.03			
№	Форм.	Вид	Дата
1	Форм. 4.0	Варіант 1/2	
2	Форм. 4.0	Варіант 1/2	
3	Форм. 4.0	Варіант 1/2	
4	Форм. 4.0	Варіант 1/2	

Варіанти конструкції клинів об'єкту СЗД
Технологічний процес

Автори	Перевірив	Затвердив
М.С.С.	М.С.С.	М.С.С.