МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

ФАКУЛЬТЕТ МЕХАТРОНІКИ ТА КОМПЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ ТА МАШИН

Пояснювальна записка

до бакалаврського дипломного проекту

на тему **ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РІВНОМІЦНОСТІ ВЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ АВТОМАТУ ШТУЧНИХ ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ**

Виконав: студент 4 курсу,
групи БПМск-19
спеціальность Прикладна механіка

Ковальчук В.А.

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_____
Спеціальність _____131 Прикладна механіка_____
Освітня програма _____Прикладна механіка_____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
прикладної механіки та машин
_____ Манойленко Олександр Петрович
«____» _____2021 року

З А В Д А Н Н Я

НА БАКАЛАВРСЬКИЙ ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ СТУДЕНТУ
_____Ковальчук Володимир Андрійович_____

1. Тема дипломного проєкту _ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ_____ РІВНОМІЦНОСТІ_ВЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ АВТОМАТУ ШТУЧНИХ___ _____ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ_____

Керівник проєкту___Березін Леонід Миколайович, к.т.н., доцент,_____

затверджені наказом вищого навчального закладу від "15" _03 2021 р. № 75-уч.

2. Строк подання студентом проєкту __12.06.2021 року_____
3. Вихідні дані до проєкту: Проаналізувати конструкції існуючих замкових систем на шкарпеткових автоматах; визначити напрямки їх удосконалення; запропонувати нову конструкцію та розрахувати її за умовою рівноміцності.
4. Зміст дипломної роботи (перелік питань, які потрібно розробити)_Розділ 1.Основні положення щодо міцності механізмів автоматів для виготовлення штучних трикотажних виробів. Розділ 2. В'язальний механізм як складова шкарпеткового автомату. 3. Забезпечення рівної міцності клинів замкової системи в'язального механізму автомату. Мета та завдання, актуальність та новизна роботи. Огляд сучасного стану конструкцій замкових систем на шкарпеткових автоматах. Запропонувати розрахунок клину з податливою робочою гранню за умовою рівноміцності.
5. Дата видачі завдання 15.03.2021 року.

АНОТАЦІЯ

Ковальчук В.А. Забезпечення рівноміцності в'язального механізму автомату штучних трикотажних виробів. – Рукопис.

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

Дипломну бакалаврську роботу присвячено актуальним питанням модернізації та проектування в'язальних механізмів, які обмежують міцність та надійність одноциліндрових шкарпеткових автоматів.

Метою роботи є систематизація і узагальнення напрямків удосконалення замкових систем шкарпеткових автоматів, ознайомлення з основними положеннями розв'язку прикладних задач по забезпеченню заданого рівня міцності щодо клинів з податливою гранню та виконання розрахунку його на міцність з урахуванням навантажень та обмежень геометричних параметрів замкової системи в'язального механізму. Розглядалися наступні завдання: систематизація літературних джерел з конструювання та розрахунків на ударне навантаження та міцність елементів в'язальних механізмів; аналіз впливу різних факторів на величину ударного навантаження в парі голка – клин; розв'язок задачі по забезпеченню заданих пружних та геометричних параметрів за критерієм втомленої міцності податливою грані клину.

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

Бакалаврська робота об'ємом в 37 сторінок складається з вступу, трьох розділів, висновків та списку використаної літератури. Кількість рисунків в роботі – 5, таблиць – 1, бібліографія – 69 позицій.

Ключові слова: проектування, розрахунки, в'язальний механізм, податлива грань клина, міцність, надійність.

SUMMARY

Kovalchuk V.A. Ensuring the uniformity of the knitting mechanism of the machine of artificial knitwear. - Manuscript.

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

Thesis is devoted to topical issues of modernization and design of knitting mechanisms that limit the strength and reliability of single-cylinder sock machines.

The purpose of the work is to systematize and generalize the areas of improvement of locking systems of sock machines, acquaintance with the basic provisions of solving applied problems to ensure a given level of strength relative to wedges with a flexible face and calculate its strength taking into account loads and limitations of geometric parameters of the locking system. mechanism. The following tasks were considered: systematization of literature sources on the design and calculations for impact load and strength of elements of knitting mechanisms; analysis of the influence of various factors on the magnitude of the impact load in the pair needle - cam; solution of the problem of providing the given elastic and geometric parameters by the criterion of fatigue strength of the pliable face of the cam.

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

The scientific work of xxx pages (excluding xxx appendices) consists of an introduction, four chapters, conclusions and a list of references. Number of figures in the work - 5, tables - 1, bibliography - 96 items.

Keywords: design, calculations, knitting mechanism, pliable edge of the cam, strength, reliability.

ЗМІСТ

ВСТУП…….. 5
РОЗДІЛ 1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО МІЦНОСТІ МЕХАНІЗМІВ АВТОМАТІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШТУЧНИХ ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ…….…… 6
1.1. Основні положення щодо міцності технічних систем ……. 6
1.2. Міцність та надійність автоматів для виготовлення штучних трикотажних виробів……..…… 8
Висновки до розділу 1……. 12
РОЗДІЛ 2. В'ЯЗАЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ ЯК СКЛАДОВА ШКАРПЕТКОГО АВТОМАТУ……. 14
2.1. Опис одноциліндрового автомату ОЗДС……... 14
2.2. Огляд руйнувань стержньових елементів в’язального механізму…….. 21
Висновки до розділу 2……. 23
РОЗДІЛ 3. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РІВНОМІЦНОСТІ КЛИНІВ ЗАМКОВОЇ СИСТЕМИ ВЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ АВТОМАТУ……... 25
3.1. Аналіз напрямків підвищення надійності стержньових елементів в’язального механізму……...…….. 25
3.2. Розрахунок клину податливою пластиною, яка має складну геометричну форму за умовою рівної міцності……. 28
Висновки до розділу 3……. 32
ВИСНОВКИ……. 33
Література…….. 34

ВСТУП

Шкарпеткові автомати відносять до круглов'язальних машин з малим діаметром голкового циліндру та з стержньовими елементами (голками, селекторами, штовхачами), рух яких задається замковими системами клинів у вигляді кулачків [1]. Характерною особливістю експлуатаційної надійності стержньових елементів є їх руйнування за критерієм міцності, 85% яких припадає на відмови голок [4]. На основі даних фрактографічних досліджень поверхонь руйнувань язичкових голок встановлено [14], що основним видом їх пошкоджень є злом гачка в місці його згину від втоми матеріалу як результат дії повторно-змінних навантажень при взаємодії п'ятки голки з клинами замкових систем.

Оскільки проектування голок з великим запасом міцності унеможливлюється через обмеження розмірів небезпечного перерізу гачка голки (залежить від класу автомата), то доцільним є зменшення напружень в перерізі через мінімізацію ударних навантажень в парі голка-клин. Одним з напрямком удосконалення замкової системи є використання клинів з податливою грань, використання якої призводить до зменшення жорсткості в зоні удару[17, 28, 44-48, 63-65]. Враховуючи роботу автомату на різних швидкісних та технологічних режимах актуальним є використання податливої грані клину рівної міцності за її довжиною, що дозволить відповідати за умовами міцності та надійності в умовах обмеження геометричних розмірів замкової системи в в'язальному механізмі.

Метою роботи є систематизація і узагальнення напрямків удосконалення замкових систем шкарпеткових автоматів, ознайомлення з основними положеннями розв'язку прикладних задач по забезпеченню заданого рівня міцності щодо клинів з податливою гранню та виконання розрахунку його на міцність з урахуванням навантажень та обмежень геометричних параметрів замкової системи в'язального механізму.

Значний вплив на мінімізацію розмірів таких критеріальних деталей, як в'язальна голка та грань податливого клина, мають результати розрахунків їх небезпечних перерізів. Розгляд в обрахунках навантажень та характеристик міцності матеріалів цих деталей як випадкових величин дозволяє визначати розміри деталей за критеріями міцності та надійності з наперед заданою ймовірністю неруйнування або виконати перевірку деталей з заданими геометричними параметрами.

Виходячи з зазначеної теми розглядалися наступні завдання: систематизація та узагальнення інформації з літературних та інтернет-джерел стосовно конструювання та методів розрахунків на ударне навантаження та міцність елементів в'язальних механізмів; аналіз впливу різних факторів на величину ударного навантаження в парі голка – клин; розв'язок задачі по забезпеченню заданих пружних та геометричних параметрів за критерієм втомленої міцності податливою грані клину.

Представлені практичні рекомендації дозволять об ґрунтовно приймати раціональні конструкторські рішення в замкових системах в'язальних механізмів за умовою рівної міцності.

1. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ЩОДО МІЦНОСТІ МЕХАНІЗМІВ АВТОМАТІВ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ШТУЧНИХ ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ

1.1. Основні положення про міцність та руйнування технічних систем

Міцність - здатність матеріалу чинити опір незворотній (пластичній, в'язкій) деформації і руйнуванню (розділенню на частини) під дією навантажень або інших факторів (усадка, нерівномірне температурне поле і т. д.). Втрата міцності або перевищення її граничного значення призводить до руйнування матеріалу і деталі чи конструкції з нього виготовленої. Міцність є однією з основних механічних характеристик матеріалу та деталей.

Розрізняють міцність власне матеріалу і конструкційну міцність, а за способом прикладання навантаження: статичну (короткочасну та тривалу) і динамічну міцність (в умовах ударних та циклічних навантажень).

Як відомо з опору матеріалів, показниками міцності є тимчасовий опір або границя міцності, границя пружності, границя текучості, границя тривалої міцності, границя витривалості.

Руйнува́ння у механіці деформованого твердого тіла - зародження та розвиток у матеріалі дефектів і (або) розділення об'єкта на частини.

У широкому розумінні слова під руйнуванням розуміється досягнення матеріалом такого стану, коли порушується конструктивна функція деталі і вона стає непридатною до експлуатації. У прямому, але вужчому розумінні, під руйнуванням як вичерпанням міцності розуміється поділ деталі на частини. Визначення механічних напружень чи деформацій в тілах ще не дає відповіді на питання про їх реальну міцність. Тому, основною областю є оцінка міцності реальних матеріалів та елементів конструкцій з врахуванням умов їх експлуатації.

Очевидно, що для пластичних матеріалів під руйнуванням слід розуміти можливість появи неприпустимо великих деформацій у деталі чи конструкції, що приводить до втрати ними свого функціонального призначення. Слід зауважити, що для пластичних матеріалів виконання умови пластичності в одній точці тіла ще не означає втрати несучої здатності тіла в цілому. Тому розрахунок за методом допустимих напружень для пластичного матеріалу безумовно гарантує міцність елементу конструкції. У той же час деформації залишаються в межах допуску, і тому виявляється значний резерв міцності. При збільшенні зовнішнього навантаження зони досягнення пластичності розширюються і, нарешті, зливаються у результаті чого тіло зазнає значних деформацій. Тому, для пластичних матеріалів основою розрахунку на міцність є розрахунок за методом допустимих навантажень.

З іншого боку, пластичні матеріали за низьких температур руйнуються без помітних пластичних деформацій. Таке руйнування називають крихким і воно настає в результаті розриву матеріалу. Руйнування крихкого матеріалу починається локально з окремої мікротріщини шляхом її розростання. Локальне руйнування служить джерелом концентрації напружень і може послужити початком миттєвого

руйнування тіла в цілому шляхом поділу на частини. Тому розрахунок крихких матеріалів на міцність за допустимими напруженнями у найнапруженішій точці тіла є у багатьох випадках виправданим.

Істотну роль в оцінці міцності відіграє час. Руйнування є процесом, що розгортається в часі, і тому може відбутися за різних напружень. Так, в умовах повзучості вводиться поняття часу руйнування, границі тривалої міцності (напруження, що приводить до руйнування через певний час). Іншими факторами, що суттєво впливають на поведінку матеріалів в умовах механічних навантажень є температура та середовище експлуатації.

Отже, проблема руйнування, міцності та надійності залежить від багатьох факторів і є складною.

Класифікація видів руйнувань. За своїм характером руйнування можна розділити на наступні види [53, 58].

В'язке (пластичне) руйнування - руйнування, що супроводжується розвитком пластичних деформацій у матеріалі. Відбувається після суттєвої пластичної деформації, що відбувається по всьому або майже по всьому об'єму тіла.

Крихке руйнування - руйнування без слідів пластичних деформацій у матеріалі. Відбувається в результаті поширення магістральної тріщини після пластичної деформації, зосередженої в області дії механізму руйнування.

Крихке руйнування поділяється на ідеально крихке і квазікрихке. Ідеально крихке або крихке руйнування відбувається без пластичної деформації. Після руйнування можна заново скласти тіло колишніх розмірів з осколків без зазорів між ними. Квазікрихке руйнування припускає наявність пластичної зони перед краєм тріщини (локальна зона пластичної деформації) і наклепаного матеріалу біля поверхні тріщини. Решта, значно більший за величиною, об'єм тіла знаходиться при цьому в пружному стані.

Втомленісне руйнування - руйнування матеріалу під дією повторно-змінних (часто циклічних) напружень в результаті накопичення незворотних пошкоджень. При цьому виді руйнування на поверхні тіла спочатку з'являються мікротріщини, одна з яких в результаті багаторазового прикладання навантаження розростається до макротріщини з наступним повним руйнуванням зразка або деталі машин.

Розрізняють багатоциклову або малоцикловоу втомленість. Багатоциклова втомленість або просто втомленість характеризується номінальними напруженнями, меншими за границю текучості; повторне навантаження відбувається в пружній області аж до руйнування. Число циклів навантажень становить 10^5 і більше. Малоциклова втомленість характеризується номінальними напруженнями, що перевищують границю текучості. При кожному циклі навантаження в тілі виникає макроскопічна пластична деформація. При такому виді навантаження число циклів навантажувань до руйнування не перевищує $10^4 \ldots 10^5$.

Руйнування в умовах повзучості спостерігається при навантаженнях за досить високих температур в полікристалічних металах та в пластмасах. За цих умов у металевих матеріалах зв'язки на границі кристалічних зерен стають слабшими, ніж самі зерна, і значна частина деформації повзучості відбувається за рахунок ковзання

зерен одне відносно одного. Це ковзання носить характер в'язкої течії, яка зазнає опору, так як зерна через неправильну форму взаємодіють з сусідніми зернами. Ковзання стає можливим за рахунок пластичної деформації зерен і супроводжується появою тріщин поміж зернами, котрі призводять до руйнування. Розрізняють декілька різновидів такого руйнування.

Процес повзучості, як правило, можна розділити на три стадії: 1 - неусталену, або первинну, повзучість, під час якої швидкість деформації зменшується; 2 - усталену, або вторинну, повзучість, при якій швидкість деформації практично є сталою, і 3 - третинну повзучість, при якій швидкість деформації повзучості збільшується (часто досить швидко) аж до руйнування. Такий вид руйнування часто називається розривом при повзучості.

Корозійне руйнування відбувається за рахунок хімічних і електрохімічних процесів і реакцій. Корозія зазвичай не змінює механічних властивостей матеріалу, а призводить через ерозію матеріалу до поступового рівномірного зменшення розмірів навантаженої деталі чи появи концентраторів напружень, наприклад, внаслідок поступового розчинення. В результаті напруження, що діють в небезпечному перерізі, зростають і, коли вони перевищать критичний рівень, відбувається руйнування.

Розрізняють декілька різновидів корозійного руйнування.

Руйнування в результаті корозії під напруженням спостерігається, коли механічні напруження призводять до виникнення локальних поверхневих тріщин, розташованих зазвичай вздовж границь зерен, в деталі, що знаходиться в корозійному середовищі.

Руйнування внаслідок корозійного зносу є складним видом руйнування, при якому несприятливі наслідки корозії і зносу призводять сумісно до втрати працездатності деталі.

Корозійна втомленість являє собою складний вид руйнування, при якому спільно позначаються несприятливі ефекти корозії і втоми, що призводять до руйнування. У процесі корозії на поверхні металу часто утворюються ямки, що стають концентраторами напружень.

До інших видів руйнування можуть бути віднесені: брінелювання, кавітаційне руйнування, зношування, фретинг, руйнування внаслідок втрати конструктивної стійкості тощо.

1.2. Міцність та надійність автоматів для виготовлення штучних трикотажних виробів

Питання міцності та надійності щодо панчішно-шкарпеткових автоматів розглядалися в [63-69].

На практиці проектування машин розглядаються традиційні базові методи розрахунку деталей на міцність. При виборі методу розрахунку доцільно обирати стратегію, за якою можливий варіант відмінний від загально прийнятого, що ґрунтується переважно на досвіді проектувальника.

Як правило, за основу беруть поділ деталей на певні групи, для яких можна обгрунтовно вибирати раціональні розрахункові методи, що скорочує тривалість, витрати та підвищує якість проектування [57, 61].

При проектуванні машин використовують велику кількість деталей, які стандартизовані та є надійними з ресурсом більше від міжремонтного циклу. Їх, як правило, на міцність не розраховують.

Існує номенклатура деталей, які відносять до другої групи, для яких характерний надлишковий запас міцності, що призводить до збільшення їх габаритів, маси та відповідно динамічних навантажень. При уточненні розмірів деталей використовують детерміновані інженерні розрахунки деталей машин та елементів конструкцій на міцність за нормованим коефіцієнтом запасу міцності [9, 34, 36]

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

та за допустимим напруженням

$$\sigma \leq [\sigma]. \qquad (1.2)$$

В формулах маємо наступні позначення:

σ - максимальне робоче напруження;

$\sigma_{гр}$ - граничне напруження матеріалу (для крихких матеріалів (наприклад, чавунів) границя міцності σ_B; для пластичних (наприклад, сталей) – границя текучості σ_T; в розрахунках деталей на втомленість $\sigma_{гр} = \sigma_{-1}$ - границя втомленості матеріалу);

$n = \sigma_{гр} / \sigma$ - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності.

Нормований коефіцієнт запасу міцності $[n]$ встановлюють спираючись на узагальнений досвід розрахунків прототипів після порівняння цих значень з результатами спостережень в експлуатації або, при наявності, за рекомендованими нормами міцності [9]. Наприклад, для кріпильних різьбових деталей приймають $[n]$=1,5.

Оцінку міцності по допустимому напруженню $[\sigma]$ виконують переважно в наближених, попередніх розрахунках однотипних деталей при детермінованих умовах навантаження, усталеній технології виробництва та розробленій системі допустимих напружень.

Аналогічну перевірку на міцність за формулами (1.1) та (1.2) достатньо виконувати для деталей третьої групи, несуча здатність яких обмежується жорсткістю або стійкістю, а міцність - їх розмірами, що зумовлені вимогами технологічного процесу. Наприклад, податливі грані клинів, циліндричні пружини тощо.

До четвертої групи відносять деталі машин загального призначення, розрахунки яких широко висвітлені науково-технічній літературі та достатньо представлені в нормативних матеріалах. До них відносять кріпильні різьбові, зубчасті, пасові, підшипники, вали тощо[10, 17, 18, 22, 60, 61].

Розрахунки імовірності безвідмовної роботи за квантилями нормованого нормального розподілення використовують для різьбових з'єднань:

а) за критерієм статичної міцності

$$u_{p(ст)} = -\frac{\bar{n}_{ст} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 \nu_{\sigma T}^2 + \nu_{рас}^2}}; \qquad (1.3)$$

б) за критерієм втомленості

$$u_{p(вт)} = -\frac{\bar{n}_{вт} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{вт}^2 \nu_{-1\partial}^2 + \nu_a^2}}, \qquad (1.4)$$

де $\bar{n}_{ст} = \frac{\bar{\sigma}_T}{\bar{\sigma}_{рас}} = \frac{\pi d_p^2 \bar{\sigma}_T}{4(k\bar{F}_{зат} + \chi\bar{F})}$ та $\bar{n}_{вт} = \frac{\bar{\sigma}_{-1\partial}}{\bar{\sigma}_a}$ - коефіцієнти запасу міцності за середніми напруженнями та напруженнями втомленості.

Вали розраховують за критерієм опору втомленості - формула (1.4) при коефіцієнті запасу міцності

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

в якому враховується вплив нормальних σ та дотичних τ напружень. Треба мати на увазі що, коефіцієнт варіації навантаження ν_a може досягати значення 0,3 та домінувати над $\nu_{-1\partial}$.

Розрахунки підшипників кочення на довговічність виконують в імовірнісній постановці та ведуть не за напруженням, а за динамічною вантажопідйомністю підшипників.

До п'ятої групи відносимо силові деталі, розрахунок на міцність яких необхідно виконувати в імовірнісному аспекті за критерієм втомленості [2, 3.10, 18, 19, 35-38].

Деталі мають:

- випадковість навантажень і характеристик міцності матеріалів
- необхідності забезпечення малих, але достатніх запасів міцності, що характеризується умовою $\bar{n} \geq n_{кр(\beta)}$.

Значення коефіцієнту запасу $\bar{n}_{кр(\beta)}$ з довірчою імовірністю β визначають за методом довірчих інтервалів [36]

$$\bar{n}_{кр(\beta)} = \frac{1 + t_{\sigma max} \cdot \nu_{\sigma}}{1 - t_{\sigma -1\partial min} \cdot \nu_{-1\partial}}, \qquad (1.5)$$

де $\nu_{\sigma} = S_{\bar{\sigma}} / \bar{\sigma}$, $\nu_{-1\partial} = S_{\bar{\sigma}_{-1\partial}} / \bar{\sigma}_{-1\partial}$ - коефіцієнти варіації при $S_{\bar{\sigma}}$ та $S_{\bar{\sigma}_{-1\partial}}$ - середньо квадратичних відхилення випадкових величин σ та $\sigma_{-1\partial}$;

$t_{\sigma -1\partial min}$, $t_{\sigma max}$ - коефіцієнти нижньої межі розсіяння границі втомленості деталі та верхньої межі розсіяння діючого напруження при наперед заданому нормованому рівні значущості α та довірчої імовірності β. Для деталей машин серійного виробництва β=0,8...0,9.

Формули для обчислення довірчих меж параметрів для типових розподілень, включно з нормальним, широко представлені в літературних джерелах [20, 37, 54, 58].

При невиконанні умови міцності $\bar{n} \leq n_{кр(\beta)}$ необхідна перевірка за коефіцієнтом запасу міцності $\bar{n}_P$, який відповідає ймовірності руйнування P [37]:

$$\bar{n}_P = \frac{1+\sqrt{1-(1-u_P^2\cdot\nu_{-1\partial}^2)(1-u_P\cdot\nu_\sigma^2)}}{1-u_P^2\cdot\nu_{-1\partial}^2} \qquad (1.6)$$

або імовірності руйнування P - за таблицею після обчислення квантилю нормованого нормального розподілення

$$u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\partial}-\bar{\sigma}}{\sqrt{S_{-1\partial}^2+S_\sigma^2}} = \frac{1-\bar{n}}{\sqrt{\bar{n}\cdot\nu_{-1\partial}^2+\nu_\sigma^2}}. \qquad (1.7)$$

При нехтуванні розсіянням значень границі втомленості деталей (деталі, що випускаються дрібними серіями) маємо $S_{\bar{\sigma}_{-1\partial}}$=0, відповідно $\nu_{\sigma_{-1\partial}}$=0 та отримуємо з (1.7) для окремого випадку

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

Якщо нехтувати розсіянням діючих напружень, тобто вважати їх детермінованими при $S_{\bar{\sigma}}$=0 та відповідно ν_σ=0,

маємо з (1.7) $$u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\partial}-\bar{\sigma}}{S_{-1\partial}} \text{ та } P = \frac{1}{2}+\Phi(\frac{\bar{\sigma}_{-1\partial}-\bar{\sigma}}{S_\sigma}).$$

У випадках різних комбінацій інших відомих законів розподілів (Вейбула, логарифмічно нормального, гама-розподіл тощо) характеристик
міцності та навантаженості, імовірнісні розрахунки по визначенню точкових оцінок показників надійності в кінцевій формі виконують за формулами, які представлені в [61.].

Найбільш загальний випадок, коли значення випадкової величини не підпорядковуються класичному нормальному закону розподілу - спрощений підхід до складання закону розподілу навантажень, який полягає в заміні його середнє зваженою сумою декількох нормальних законів.

Представляють $p(F)$ сумою n нормальних розподілень $p_i^{норм}(F_i)$, для яких еквівалентний закон має вид [2]

$$p^{екв}(F) = \sum_{i=1}^{n} P_i \cdot p_i^{норм}(F_i),$$

де P_i - ймовірність наявності нормального розподілу $p_i^{норм}(F_i)$.
Кожне з розподілень за нормальним законом

$$p_i^{норм}(F_i) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}S_{Fi}} exp\left[-\frac{(F_i-\bar{F}_i)^2}{2S_{Fi}^2}\right] \text{ характеризується:}$$

- математичне сподівання $\bar{F}_i$
- середнє квадратичним відхиленням S_{F_i},

тобто $p_i^{норм}(\bar{F}_i; S_{F_i})$.

Для отримання складових нормальних законів, які утворюють заданий закон розподілення навантаження $p^{екв}(\bar{F}_i; S_F)$ - графоаналітичний спосіб.

До шостої групи відносять деталі складної форми як в'язальні голки та селектори різних позицій, які критеріальні за розмірами. Їх проектування з великим запасом міцності не можливе через обмеження розмірів небезпечного перерізу. Для

них доцільні розрахунки на втомленісну міцність по обмеженій, наперед заданій довговічності. Інша відмінність розрахунку полягає в тому, що навантаження цих елементів створює напруження $\sigma_{ai} < \sigma_{-1Д}$ гегациклової ділянки кривої втомленості, де число циклів до втомленісного руйнування перевищує число циклів, яке відповідає точці перегину кривої втомленості в напівлогарифмічних координатах. Пропонується попередньо будувати за даними експерименту праву частину кривої втомленості. При проектуванні перспективних систем або механізмів з спадковістю конструкції можна використовувати спрощений розрахунок, який базується на рівнянні Веллера за залежністю еквівалентних напружень в небезпечному перерізі від відповідних розрахункових чисел циклів навантаження до руйнування[61]

$$\sigma_{екв}^{m_N} N_p = \sigma_{-1Д}^{m_N} \cdot N_G, \qquad (1.7)$$

звідки розрахункове напруження

$$\sigma_{екв} = \sigma_{-1Д} \left(\frac{N_G}{N_p} \right)^{1/m_N}$$

де N_G - число циклів навантаження деталі, яке відповідає абсцисі точки перегину кривої втомленості.

Обчислене значення $\sigma_{екв}$ відповідає ймовірності в 50%.

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

Огляд методів розрахунків на міцність, довговічність та надійність за критерієм втомленісної міцності з урахуванням специфіки та припущень стосовно деталей сприяє:

- вибору та математичній підтримці прийняття конструкторських рішень,
- суттєвому скороченню термінів та підвищенню якості проектування машин на різних стадіях проектування.

Очевидно, що результати розрахунку слід перевіряти випробуваннями, які поділяють на експлуатаційні в виробничих умовах та стендові.

Випробування обладнання згідно з поставленою метою поділяють на дві групи [37] : контрольні та визначальні.

Результатом контрольних випробувань є встановлення відповідності між фактичними значеннями показників працездатності та нормованими. Як правило, до них належать приймальні випробування нового обладнання в одиничних екземплярах.

Результатом визначальних випробувань є визначення невідомих значень показників або характеристик працездатності обладнання. Окремим випадком визначальних випробувань є випробування, за результатами яких одержують порівняльні оцінки працездатності двох або більше зразків обладнання аналогічного призначення.

Висновок до розділу 1

1. Розглянуто основні терміни та положення щодо визначення міцності технічних систем в детермінованій та ймовірнісній постановці. В порівнянні показано переваги та недоліки цих підходів при певних обмеженням в наявності інформації та етапу проектування.
2. Представлено поділ деталей шкарпеткових автоматів на певні групи, який дозволяє безпомилково вибирати раціональний розрахунок деталей шкарпеткового автомату в залежності від заданих умов навантаження та геометричних обмежень, які зумовлені вимогами технологічного процесу в’язання.

2. В'ЯЗАЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ ЯК СКЛАДОВА ШКАРПЕТКОГО АВТОМАТУ

2.1. Опис одноциліндрового автомату ОЗД

Характерною тенденцією розвитку обладнання є зростання одиничних виробничих потужностей передусім за рахунок інтенсифікації технологічних процесів та конструктивних ускладнень, що призводить до суттєвого підвищення навантажень в механізмах.

Особливо наочно це простежується стосовно панчішно-шкарпеткових автоматів як обладнання з традиційним відтворенням технологічного процесу утворення петель. Тому наряду з проектними параметричними та функціональними характеристиками автоматів відповідно зростають вимоги до рівня їх надійності. Експлуатаційні спостереження автоматів на виробництві засвідчили, що надійність в'язального механізму є для них визначальною та характеризується переважно втомленісним руйнуванням ряду однотипних стержньових деталей: в'язальних голок, селекторів, штовхачів тощо. Також слід зазначити, що переважна більшість видань по надійності має математичну спрямованість, а відповідні розрахунки стержньових елементів майже не відображені в технічній літературі.

Враховуючи, що досягнення високих економічних та експлуатаційних показників автоматів безпосередньо базується на довговічній та безвідмовній роботі впродовж заданого ресурсу, проблема забезпечення заданого рівня довговічності та надійності в'язального механізму на різних етапах існування є актуальною. Важливість роботи також підтверджується сучасною закономірністю промислового виробництва порівняно не чисельних партій обладнання або їх модернізації, що потребує скорочення вартості та часу виготовлення заводських зразків автоматів за рахунок переважного використання розрахункових рекомендацій.

Шкарпеткові автомати відносять до круглов’язальних машин з малим діаметром голкового циліндру (до 3¾ дюйма) та з робочими органами, які рухомі відносно голкового циліндру (голечниці). Переважно панчішно-шкарпеткові автомати (при наявності механізму автоматичного зашивання п’ятки та миску) мають закінчений технологічний цикл безпосередньо на автоматі, тобто повністю забезпечують неперервне виготовлення штучних виробів з можливістю відділення їх способом в’язання за роздільними рядами та з заробітком кожного наступного виробу. Панчішно-шкарпеткові автомати представляють собою сукупність складних функціонально пов'язаних механічних пристроїв. Конструктивні особливості автоматів залежать від техніко-економічних та асортиментних вимог, які висувають до обладнання. Найбільш повна класифікація їх наведена в роботі [1]. Розширення асортименту і розмаїття сировини, що переробляється, та широкий діапазон робочих частот обертання голкового циліндру зумовили наявність широкого парку панчішно-шкарпеткового обладнання. Найпоширенішими є одноциліндрові автомати – основне обладнання для в’язання панчішних та шкарпеткових виробів. Розрізняють одноциліндрові панчішно-шкарпеткові автомати високого та середнього класів - в залежності від складу та тексу сировини, що переробляється. При забезпеченні однакового рівня надійності сучасні автомати високого класу характеризуються значними швидкостями (до 1000 обертів голкового циліндру за

хвилину та більше), а робочі частоти автоматів середнього класу в декілька разів нижче, що пояснюється різними параметрами інерції та жорсткості самих голок, тексами та складом сировини, профілюванням клинів замкових систем, існуючими технологіями виготовлення виробів тощо. Наприклад, клини замкових систем з нахиленою робочою поверхнею в автоматах високого класу мають криволінійний профіль, а в автоматах середнього класу – прямолінійний з кутом нахилу від 35 до 47 градусів. В останньому випадку зменшення кута нахилу клина в зоні кулірування викликає збільшення кількості голок, які згинають нитку, що призводить до зростання її натягу. Враховуючи низьку міцність хлопко-паперової та напіввовняної пряжі, які переважно переробляються на автоматах середнього класу, це є неприпустимим.

Можливість об'єднання механізмів автоматів різних типів за спільним функціональним призначенням, незважаючи на відмінність в конструктивному виконанні, дозволяє їх представляти за допомогою структурних схем з послідовно-паралельним з'єднанням механізмів [4]. Структурна схема типового одноциліндрового автомату дозволяє розкрити внутрішні зв’язки складових елементів та автомата в цілому, встановити закономірності цих зв’язків та можливості управління ними за встановленими критеріями міцності при досягненні проектного рівня надійності. Для одноциліндрових автоматів характерно (рис.2.1), що всі вільні виходи в системах їх механізмів замикаються на технологічних операціях, що послідовно виконуються, та відсутній механізм, відмова якого б не впливала на виконання відповідної операції в’язання, що спричиняє брак виробу. Таким чином, всі механізми автомату з точки зору надійності з'єднані послідовно: відмова будь-якого механізму призводить до порушення працездатності автомату в цілому, його безвідмовне функціонування вимагає безвідмовної роботи всіх механізмів.

Наближена ймовірність безвідмовної роботи автомату за час t визначається за ймовірностями безвідмовної роботи механізмів (при наявності такої інформації)[3, 20]:

$$P_a(t) = P_1(t)P_2(t)...P_n(t) = \prod_{k=1}^{n} P_k(t), \qquad (2.1)$$

де $P_1(t)$, $P_2(t)$,…, $P_n(t)$ - ймовірності безвідмовної роботи механізмів автомату протягом часу t; n - кількість механізмів в автоматі.

При відомих законах зміни інтенсивності $\lambda_i(\tau)$ відмов складових механізмів автомату відповідно маємо:

$$P_a(t) = exp\left[-\sum_{k=1}^{n}\int_0^t \lambda_i(\tau)d\tau\right]. \qquad (2.2)$$

Розрахунок за формулою (2.2) виконується для будь-якого часу неперервної роботи, за формулою (2.1) – тільки для того часу t, для якого відомі $P_i(t)$.

Оскільки частина механізмів працює менше за часом від автомату в цілому, то в розрахунках безвідмовної роботи автомату вводять $\Delta t_i = t_i' - t_{oi}$ - період функціонування механізму, який знаходять в припущенні, що в момент часу t_{oi}

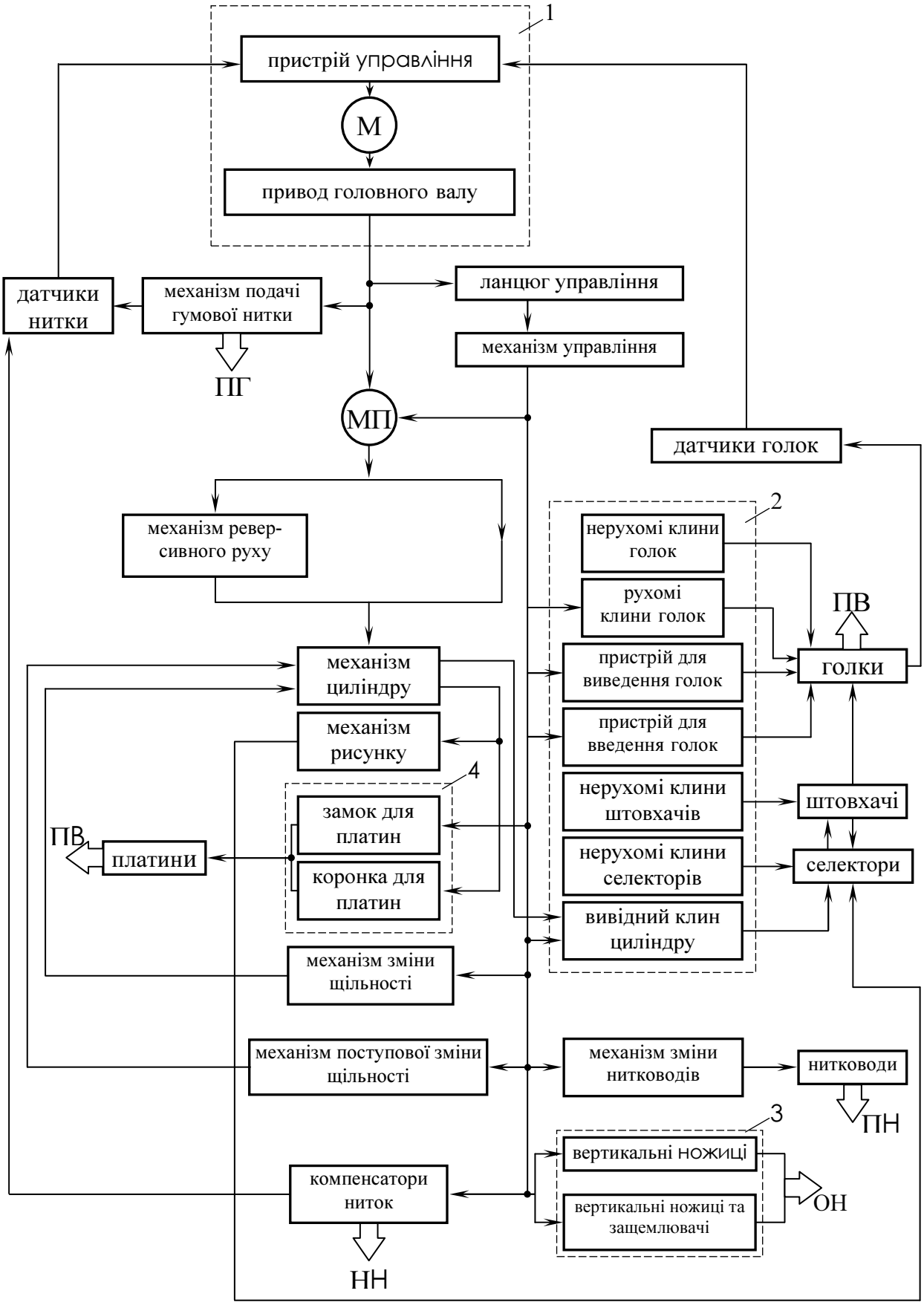

Рис. 2.1. Структурна схема типового одноциліндрового панчішно-шкарпеткового автомату.

Позначення на рис.2.1: МП – муфта переключення; ПВ – процес в’язання; ПН – подача нитки; ПГН – подача гумової нитки; ОН – обрізка ниток; 1 – електропривод; 2 – замкова система голок; 3 – механізм ножиць; 4 – замкова система платин

механізм працездатний. Тоді використовуючи [3], ймовірність безвідмовної роботи автомату:

$$P_a(t_o, \Delta t') = \prod_{i=1}^{n} P_i(t_{oi}, \Delta t_i'), \qquad (2.3)$$

де n - кількість послідовно з’єднаних механізмів автомату.

При такому розрахунку інтервал часу $\Delta t'$ відраховують від початкового моменту t_o роботи механізму, час $\Delta t_i'$ - з моменту часу включення в роботу i-го механізму; t_o, t_{oi}, t_i - час з початку експлуатації автомату.

При відомих законах зміни інтенсивності відмов механізмів $\lambda_i(t)$ формула (2.3) прийме вид:

$$P_a(t_o, \Delta t') = exp\left[-\sum_{i=1}^{n} \int_{t_{oi}}^{t_{oi}=\Delta t_i'} \lambda_i(t)dt\right]. \qquad (2.4)$$

При будь-якому розподілі наробіток механізмів до відмови в припущенні про незалежність відмов, інтенсивність відмов автомату в цілому дорівнює сумі інтенсивностей відмов окремих механізмів:

$$\lambda_a(t) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i(t). \qquad (2.5)$$

Наробіток на відмову автомату при послідовному з'єднанні механізмів дорівнює наробітку до відмови того механізму, у якого цей наробіток мінімальний: $T_a = min(T_i)$, $i = 1,2,\ldots,n$.

За інформацією спостережень панчішно-шкарпеткових автоматів середнього класу в умовах реальної експлуатації на виробництві очевидно, що найбільша інтенсивність відмов припадає на в’язальний механізм, який безпосередньо забезпечує процес утворення петель [4, 11, 12, 14, 23, 29-31].

Виходячи з узагальненої структурної схеми одноциліндрових панчішно-шкарпеткових автоматів, до складу в’язального механізму відносять циліндр з комплектами петлетвірних органів у вигляді стержньових елементів (голок, селекторів та штовхачів), системи для надання заданих траєкторій робочим органам (голковий замок, платинна коронка, ковпак та ложе для платин), механізми вертикальних та горизонтальних ножиць із защемлювачами, механізм керування нитководами. Однак в’язальний механізм як об’єкт дослідження надійності передусім характеризується величиною інтенсивності відмов стержньових елементів та обривами ниток в самому механізмі. В зв’язку з цим дослідження надійності в’язальних механізмів обмежували в основному рамками процесів утворення петель.

Виходячи з узагальненої структурної схеми одноциліндрових панчішно-шкарпеткових автоматів, до складу в’язального механізму [1] 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 ПША [1].

Замкова система ПА (рис.2.2) призначена для переміщення голок, селекторів та штовхачів для відтворення процесу вязання 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 наближатися 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.2.2) 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 цих клинів слугують для направлення п'яток голок. Нижній клин 33 І-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 І-ої системи, кулірний клин 8 ІІ-ої системи, кулірний клин 24 ІІІ-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 ІІІ-ої системи працює при в'язанні валику, борта, гомілки та сліду, а кулірний клин 8 ІІ-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 ІІ-ій системі.

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

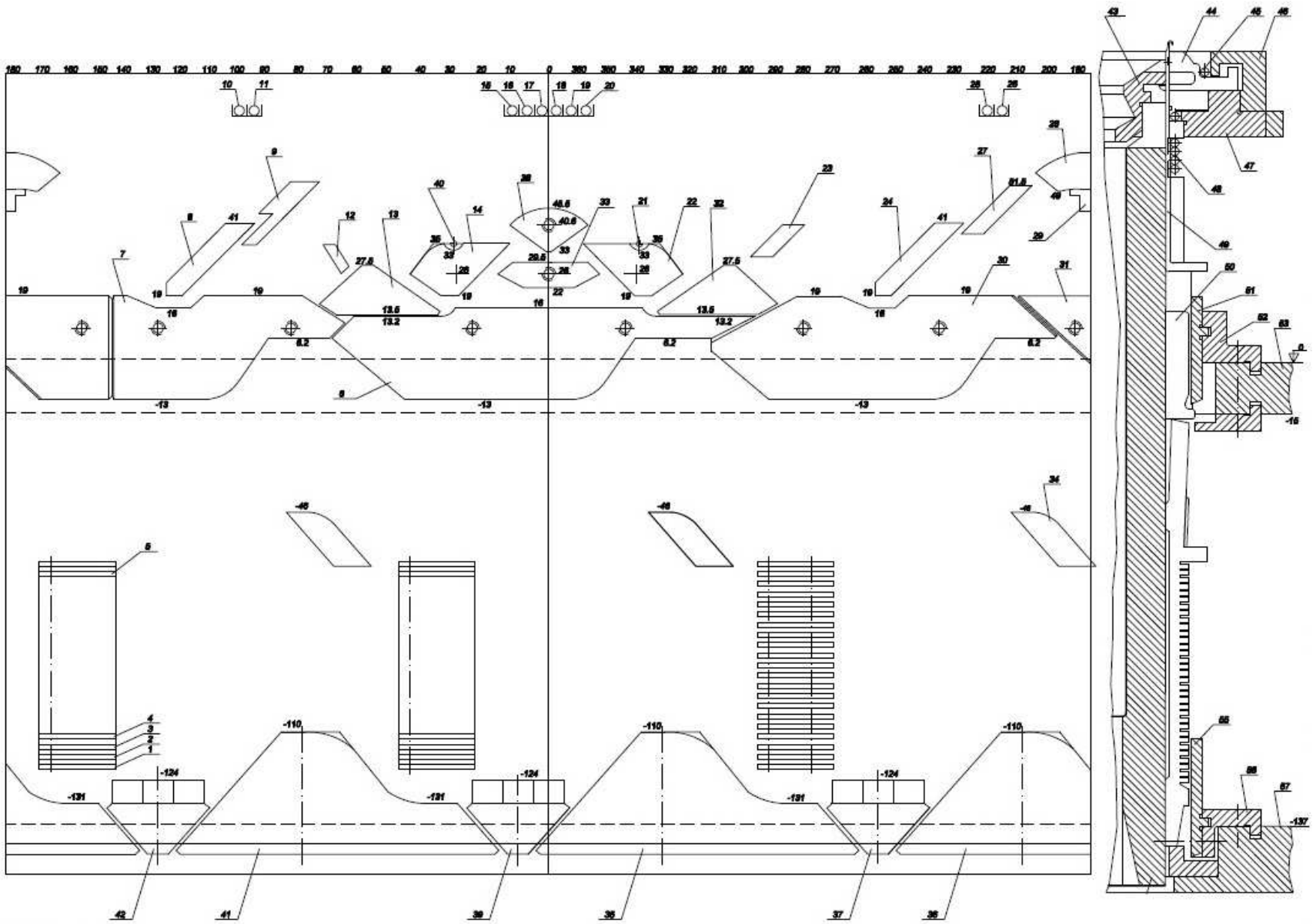

Рис.2.2. Розвертка замкової системи в’язального механізму одноциліндрового автомату ОЗДС

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. 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 І-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 ІІ-ій системі, голки захоплюють нитку, яка прокладена нитководом 11, після чого починають опускатися під дією спочатку опускаю чого клину 9, а далі кулірного клину 8, в нижній точці опускання голок утворюються нові петлі.

В ІІІ-ій системі голки, як і в ІІ-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.

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. Огляд руйнувань стержньових елементів в’язального механізму

Аналіз результатів випробувань одноциліндрових шкарпеткових автоматів підтвердив припущення, що характерною особливістю експлуатаційної надійності в’язального механізму автомату ОЗДС є переважання відмов голок [4].

Значний інтерес представляє комплексне вивчення відмов голок за їх елементами та за позиціями на всіх технологічних режимах циклу виготовлення виробу. Автомат ОЗДС оснащено голками трьох позицій, для яких характерні різні довжини п’яток. Це необхідно для своєчасного відбору голок клинами, які переключаються радіально по відношенню до голкового циліндру, для утворення п’ятки та миска виробу у вигляді карманів.

За результатами обробки експлуатаційної інформації [4] визначили наступні сумарні тривалості виробітку ділянок виробів за час спостережень T_{Σ}, в год.: пагомілок – 428,3; п’ятка – 1022,1; слід – 477,0; мисок – 1019,7; ранжейні ряди – 33,9; ряди розпуску виробу - 50,9. Даних про кількість відмов голок на ділянках виробу $M_j^г$ та сумарний час виробітку ділянок T_j досить для обчислення інтенсивностей відмов голок за ділянками виробу (табл.2.2). Окрім того, значення тривалості виготовлення ділянок виробу в подальшому використовували при визначенні кількості циклів навантаження голок різних позицій при виготовленні цих ділянок для обчислення характеристик навантаженості голок.

Аналіз відмов голок засвідчує [4], що найбільша їх кількість припадає на в’язання п’яток та мисків виробів, що пояснюється різною тривалістю реверсивного та кругового режимів в в’язальних циклах виготовлення шкарпеток, значною кількістю зломів п’яток голок поз.0-1305 при виготовлення карманів п’яток та мисків.

Відомо, що п’ятка та мисок виробу формуються при реверсивному ході голкового циліндру пристроями, які змінюють кількість голок поз.1305, що приймають участь в утворенні петель. Підкреслимо, що кількість голок поз.0-1305 змінюється від 1/8 до 1/4 набору циліндру, а поз.0-1306 – незмінна та становить 1/4.

З кількісного аналізу розподілу відмов голок можливі наступні висновки.

Домінуючим видом відмов голок є злом їх гачків – 65% (з них: на круговому режимі – 73%, реверсивному – 59%) та п’яток – 26% (з них: 15% та 38% відповідно). Відмов голок через знос, які викликають функціональне порушення процесу утворення петель, не зафіксовано.

Найбільша кількість відмов голок припадає на реверсивний режим роботи автомату при виробітку карманів п’ятки та миска – 53%. З них приблизно 40% руйнувань виникає при утворенні шву п’ятки та миска в момент виводу голок з в’язальної системи збавочником та вводу їх в систему додавачем.

Об'єктивний аналіз та правильна класифікація інформації, яку отримали в процесі спостережень, суттєво залежить від повноти відомостей про відмови та умов, які їх спричиняють. У відповідності до [4, 14, 28, 34] аналіз причин відмов припускає встановлення їх за місцем появи та при необхідності уточнення – при лабораторних дослідженнях.

На першому етапі за рекомендаціями [34], проводився формальний аналіз причин відмов голок, який включав наступні дії: загальний огляд в'язального механізму з метою виявлення явних пошкоджень та руйнувань; вивчення зовнішніх ознак відмов голок та місця дефекту на виробі; опитування персоналу обслуговування. Оскільки функціональні та параметричні відмови відрізняються за характером, показниками та підходом при дослідженні, вивчення обмежувалося найбільш характерними для голок відмовами за критерієм міцності.

За результатами класифікаційно-діагностичної обробки зібраної інформації отримали [4], що більшість відмов голок складають втомленісні руйнування гачків (для голок поз.0-1305 – 65%; поз.0-1306 – 76%; поз.0-1308 – 85%). Фрактографічний аналіз поверхонь злому гачків голок та класифікація втомленісних зломів за [28, 34], дозволили оцінити вид навантаження (двосторонній згин з розтягом), ознак її величини (помірне та високе номінальне напруження). Використовували також результати досліджень втомленісних зломів гачків голок. Зародження втомленісної тріщини виникає переважно з внутрішньої сторони гачка біля початку його згину, де виникають максимальні напруження в гачку голки від інерційних сил при ударі п'ятки голки з клином в момент зміни напрямку руху та внаслідок підвищення концентрації напружень в місці згину. Це підтверджує, що втомленісний вид відмов є результатом багаторазових знакозмінних ударів та відбиття хвиль в голці.

Обробка даних показала [4], що 9% відмов голок на реверсі викликана ударами їх гачків з одним з нитководіїв першої системи. З них 80% складають голки поз.0-1305, які утворюють шви п'ятки та миску при виведенні та введенні їх в в'язальну систему. При фрактографічному дослідженні злому зареєстровано характерні для малоциклового втомленісного руйнування дві втомленісні ділянки по краях та ділянка крихкого злому посередині. Крихкі зломи гачків виникають при в'язанні борту виробу, причиною їх поломок є непередбачений одноразовий дотик гачка голки до нитководія при переключеннях. Наявність кінців ниток при заробітку та спуску петель на виробі підтверджують це припущення. Незадовільна компенсація нитки пристроєм для її відтягування при виробленні п'ятки та миску на реверсивному русі, надмірний натяг нитки, який викликає утворення неоднорідної структури, призводить до появи 9% зломів гачків.

Експлуатаційні відмови голок, які викликані порушенням умов експлуатації та обслуговування панчішно-шкарпеткових автоматів, зумовлені переважно співударами голок з пристроєм для відкривання клапанів першої системи при зовнішньому прояві, як масовий злом гачків голок та поривах на виробі, при недотриманні встановлених зазорів, збоєм ланцюгів керування, несвоєчасним зніманням петель платинами, не відтворення гачками голок заданої траєкторії, різким перепадом щільності на виробі тощо. Основні причини цих відмов - несвоєчасне регулювання механізмів для подачі ниток, керування, зміни щільності виробу за ділянками, в'язальних систем голок та платин. Відповідно, подальші конструктивні удосконалення в'язального механізму повинні або усувати необхідність в регулюваннях або збільшувати інтервал між ними. Деякі експлуатаційні відмови голок є вторинними, як наслідок несвоєчасного усунення обриву ниток, неправильного переводу ланцюга керування обслуговуючим персоналом. Злом гачків та п'яток, пошкодження язичків голок можуть виникати

через дефекти сировини. Потовщення та вузли на пряжі разом з накопиченням пуху часто призводять до зміщення закритого язичка голки, злому її гачка при куліруванні, непров'язування петель, що викликає перевищення можливого рівня опору руху голки в пазу та, як правило, статичне руйнування п'ятки. Спостереженням встановлено, що 21% відмов голок при реверсивному виробітку карману п'ятки та миска виробу є наслідком споживання ниток в момент появи вузла на одній з них (п'ятка та мисок виробу виробляли посиленою за міцністю ниткою, яка складалася з двох бавовно-паперових 11,8 тексх2 та капронової 15,6 текс). Усунення причин перелічених відмов голок можливе при проведенні підготовки пряжі спеціально для посиленої нитки в мотальному цеху, що виключить або зменшить появу прядильних пороків.

Розрахунково-конструктивні відмови елементів в'язального механізму (наприклад, поломка пружини включення додавача та правого збавочника, зворотних пружин клинів, які рухомі відносно голкового циліндру) звичайно супроводжуються масовою поломкою голок. Діагностика їх причин не викликає труднощів. Складний механізм мають короткочасні відмови - збої, які самоусуваються та носять випадковий характер. Наприклад, невідповідність кількості збавлених голок прибавленим, багаторазове повторення однією з голок поз.0-1305 циклу з її виводом та вводом при в'язанні карману п'ятки та миска виробу, несвоєчасного переключення рухомих клинів, шиберу для утоплення селекторів, тугої посадки голки в пазу, набігання п'яток голок на кромки нахилених поверхонь клинів.

Для голок як деталей критеріальних за розмірами немає можливостей забезпечити значні запаси міцності через обмеження їх розмірів. Тому першочергове значення набирають виявлення впливу на втомленісну довговічність голок їх навантаженності, обґрунтування вибору найбільш прогресивних конструкторських рішень в'язальних систем та раціональних режимів навантаження, які забезпечать підвищення швидкості в'язання панчішно-шкарпеткових автоматів.

Висновок до розділу 2

1. Аналіз структурної схеми типового шкарпеткового автомату показав, що виходячи вимог за безвідмовною роботою, всі елементи автомату складають ланцюг послідовно з'єднаних за умовою надійності елементів без умов резервування. Тому доцільно приділяти особливу увагу найменш надійним деталям автомату.
2. Аналіз результатів експлуатаційних спостережень, які широко висвітлені в літературних джерелах та в відомостях про відмови на виробничих підприємствах, дозволяє зробити висновок про те, що до деталей, що найбільше лімітують надійність шкарпеткового автомату та зокрема його в'язального механізму відносяться такі стержньові елементи як в'язальні

голки та селектори. При цьому зафіксовано, що наробітки на відмову голок в рази перевищують наробітки як селекторів, так і інших деталей.

3. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РІВНОМІЦНОСТІ КЛИНІВ ЗАМКОВОЇ СИСТЕМИ ВЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ АВТОМАТУ

3.1. Аналіз напрямків підвищення міцності стержньових елементів в'язального механізму

Використовували положення динамічного дослідження з урахуванням пружно-інерційних характеристик тіл взаємодії та положення розрахунку конструкцій на статичну міцність та жорсткість податливих граней клинів. Задовільна міцність клинів досягається забезпеченням умови міцності, коли розрахункові напруження в небезпечному перерізі не перевищують допустиме напруження матеріалу клину. В розрахунках міцності податливої грані клину також необхідно враховувати обмеження податливої грані на прогин, що висувається за умовами технологічного процесу в'язання шкарпеток.

Напруження в небезпечному перерізі гачка голки при взаємодії її з клинами пропорційне ударному навантаженню $F_{max\,i}$ [17, 41, 46]

$$F_{max\,i} = V_i tg\alpha_i \sqrt{\frac{mC_{np}}{1+K_c}} + F_o, \qquad (3.1)$$

де $V_i = \pi n_i d / 60$ та n_i – лінійна швидкість п'ятки голки та частота обертання циліндру відповідно;

d – діаметр голкового циліндру;

α_i – кут нахилу профілю робочої ділянки клину (α_i=38^0 та 47°30 – для клину повного заключення та кулірного клину);

m_{np}, C_{np} – приведена маса голки та приведена жорсткість системи клин – голка – паз (для голок всіх позицій, а саме: позицій 0-1305, 0-1306 та 0-1308 приймаємо $m_{np} = 0{,}6 \cdot 10^{-3}$кг);

F_o – сила опору руху голки в пазу голкового циліндру, яка створюється згином стержня голки для запобігання самовільному опусканню її в пазу циліндру приймаємо;

K_c – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу клина α_i, тертя голки по клину та пазу голкового циліндру, плечей відповідних опорних реакцій.

Аналіз формули (3.1) показує, що зменшенням F_{max} можна керувати лінійною швидкістю V_x шкарпеткового автомату, кут нахилу профілю робочої ділянки клину α_i, приведеною жорсткістю системи клин – голка – паз C_{np}. Величини приведеної маси голки m_{np}, сили опору руху голки в пазу голкового циліндру F_o та коефіцієнт K_c є заданими на проектуванням, виходячи з конструктивних та технологічних вимог. Очевидно, що модернізація існуючих та проектування перспективних моделей автоматів спрямовані на підвищення їх інтенсивності, що передусім досягається за рахунок підвищення швидкісних параметрів автоматів, тобто навпаки маємо погіршення характеристик міцності податливої грані при збільшенні лінійною швидкістю V_x.

В рис.3.1 представлена класифікація напрямків удосконалень в'язального механізму за мінімізацією ударної сили F, виходячи з основних напрямків: удосконалення конструкцій голок та клинів.

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 [17, 21, 26, 47, 50, 51, 55].

Відомі профілі клинів за складеними законами, кубічної параболи, з двома спряженими нахиленими синусоїдами. При порівняльні 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.

Задачу забезпечення раціональної геометрії клинів замкової системи розглядали на кафедрі Прикладної механіки та машин під керівництвом Б.Ф. Піпи [43, 47]. Розроблена методологія силового розрахунку запропонованих варіантів оригінальних конструкцій клинів, які спрямовані на зниження динамічних навантажень.

Одначе наявність на відміну від круглов'язальних машин, незамкнутих замкових голкових каналів в шкарпеткових автоматах, роблять практично неможливим застосування клинів з криволінійним профілем на шкарпеткових автоматах.

Розробляється для шкарпеткових автоматів конструкції з заміною клинів із жорсткою робочою поверхнею на пружну поверхню [43, 44, 50, 51]. Ефективність роботи таких клинів залежить від жорсткості робочої поверхні в зоні її ударної взаємодії з стержневими елементами. Серед найбільш поширених конструкцій для зниження жорсткості робочої поверхні клину відносять:

- клини, які мають на поверхні основи вирізи, які повернуті до голкового циліндру [50], що забезпечує при ударі голки по клину зменшення жорсткості через збільшення плеча сили удару;
- застосування наскрізних пазів, які виконують паралельно робочій поверхні клина;
- клин [51] з рухливою пружною робочою поверхнею, яка встановлена шарнірно;
- використання циліндричної пружини стиску та гвинта для пристрою, що регулюють жорсткість пластини клину [48];
- клини з використанням пружних сталевих пластин [48];
- клини з розміщенням робочої поверхні на пружній основі.

Оскільки для шкарпеткових автоматів, які мають реверсивне обертання голкового циліндру використання відкритих повздовжніх пазів в клинах є не можливим, то враховуючи перелічені переваги та недоліки конструкцій клинів доцільним є використання закритих наскрізних пазів, які паралельні робочій поверхні клину.

Оптимальною конструкцією за міцності є голки з вирізами або пазами в стержні, які збільшують податливість голки та зменшують напруження в гачку голки при проходженні ударних хвиль, які виникають в місці контакту п'ятки голки

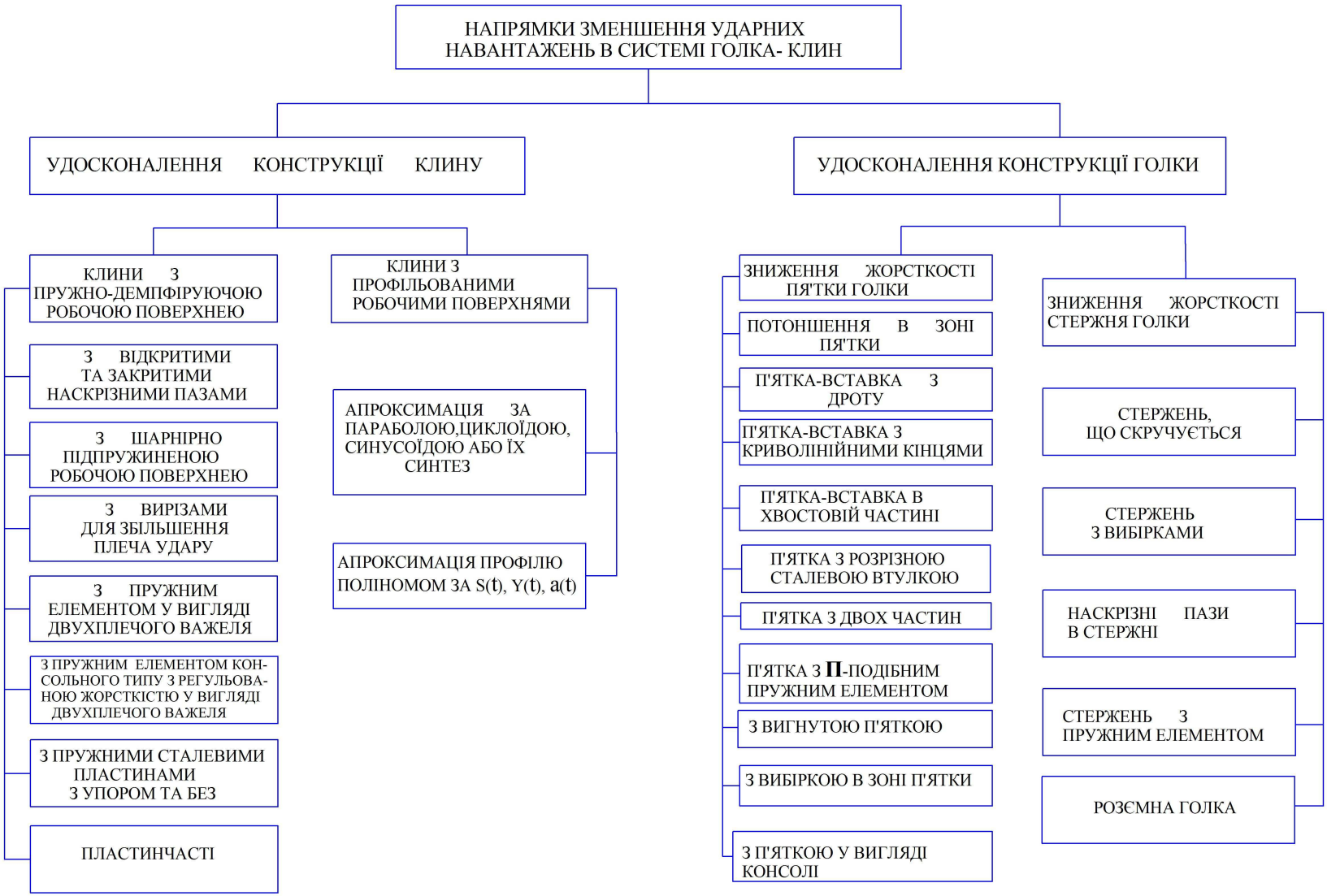

Рис.3.1. Напрямки удосконалень в’язального механізму за мінімізацією ударної взаємодії голки з клином

з клинами. Однак, приймаючи до уваги, що виготовлення голок обмежено закордонними виробниками, при удосконаленні діючого обладнання це вважається безперспективним.

3.2. Розрахунок клину з податливою пластиною, яка має складну геометричну форму за умовою рівної міцності

За об’єкт для розрахунку вибрано клин з податливою пластиною замкової системи в’язального механізму автоматів та розрахунок її розмірів по грані з умовами рівної надійності та мінімальної маси.

Відомо, що напруження в небезпечному перерізі голки при ударі її п’ятки з клинами пропорційне динамічному навантаженню F, на яке впливають конструктивні особливості системи клин – голка - паз, від їх приведеної повздовжньої жорсткості. Так як модулі пружності матеріалів, що використовують для клинів, різняться не значно, то необхідну жорсткість клинів забезпечують формами та розмірами конструкцій клинів [5].

Повздовжня рівна міцність балки визначається заміною положення точки удару п'ятки голки з клином в залежності від частоти обертання голкового циліндру шкарпеткового автомату.

Вимога до уменшення маси пластини (відповідно осьового моменту опору поперечного перерізу) необхідна для забезпечення рівня податливості, який висувається за технологічними міркуваннями.

В розрахунках враховували:

а) габаритні обмеження клину;

б) вимоги за втомленісною міцністю;

При розв'язку застосовували ймовірнісний підхід до розрахунку пластини за втомленісною міцністю [36].

Вихідні дані:

- клин з податливою пластиною розглядаємо як балку, яка закріплена на кінцях та навантажена силою F=16Н ударної дії голки на клин (розрахункова та основна схеми - на рис. 3.2);

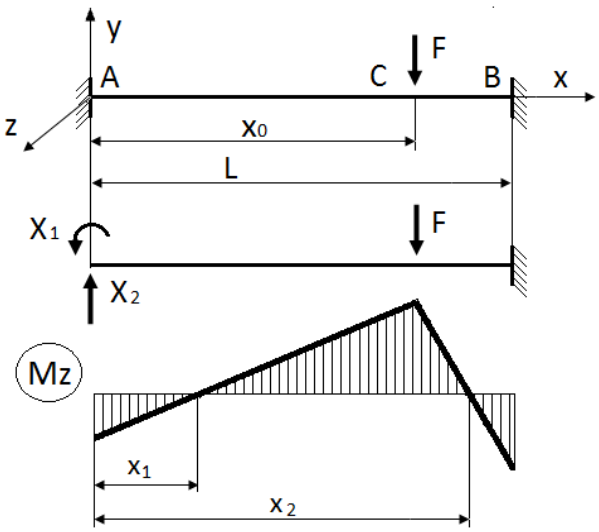

Рис. 3.2. Розрахункова та основна схеми податливою пластини клину

- довжина податливої пластини $L = 27$ мм, абсциса, що визначає місце удару п'ятки голки по пластині $x_o = 16{,}8$ мм;
- задаємо розрахунок пластини з наперед надійністю $P_{зад} = 0{,}9$;
- навантаження F та межа втомленості матеріалу σ_{-1} - випадкові величини за параметрами по законах розподілів $f_1(F_{max})$ та $f_2(\sigma_{-1})$.

Під критерієм за томленісної міцністю балки маємо подію, коли максимальні напруження σ_{max} в перерізах при дії сили F не перевищують межу втомленості балки з заданого матеріалу $\sigma_{-1д}$, тобто $P(\sigma_{max} < \sigma_{-1д})$, так як втомленісна відмова є наслідком накопичення втомленісних руйнувань.

Визначимо розміри поперечних перерізів балки, які б задовольняли вимозі заданої рівної міцності і забезпечували мінімальну масу пластини. Рішення по обчисленню геометрії поперечних параметрів податливої пластини за довжиною клину робимо за припущенням сталості щільності матеріалу балки. Це дозволить зробити перехід від закону зміни маси до зміни об'єму. Так як напруження в поперечних перерізах пластини є залежним від розмірів, при визначенні закону розподілу матеріалу за довжиною пластини при статичній невизначеності системи застосовуємо метод найменшого об'єму.

Напруження в перерізах податливої пластини клину як балки від дії згинального моменту при умові рівної міцності мають вид[2]:

$$\sigma(x) = \frac{\left[M_1(x)F + \sum_{j=1}^{n} M_j(x)X_j \right] y(x)}{i_z^2(x)A(x)}, \qquad (3.2)$$

де $M_1(x)$ - згинальний момент основної системи при $X_j = 1$;

X_j - $j-$е невідомі;

$y(x)$, $i_z(x)$ - відстань від н.л. до поверхні перерізу, в якому визначаються напруження – це крайня точка від перерізу на поверхні балки; радіус інерції перерізу пластини;

$A(x)$ - площа поперечного перерізу пластини;

$n = 2$ - число невідомих (обертаючий момент X_1 та реакція X_2 в жорсткому закріпленні).

Заміною зайвих невідомих $X_j = k_j F$ при невідомих сталих коефіцієнтах k_j, та після обробки, маємо:

$$\sigma(x) = \frac{\left[M_1(x) + \sum_{j=1}^{n} M_j(x)k_j \right] y(x)}{i_z^2(x)A(x)} F$$

або $\sigma(x) = K \cdot F$ при

$$K = \frac{\left[M_1(x) + \sum_{j=1}^{n} M_j(x) k_j \right] y(x)}{i_z^2(x) A(x)}.$$

Площа поперечного перерізу пластини з абсцисою x:

$$A(x) = \frac{\left[M_1(x) + \sum_{j=1}^{n} M_j(x) k_j \right] y(x)}{i_z^2(x) K}. \qquad (3.3)$$

При визначенні $\frac{y(x)}{i_z^2(x)}$ для прямокутного перерізу пластини, яка має висоту h і ширину b встановлюємо радіус інерції перерізу

$$i_z = \sqrt{\frac{J_z}{A}} = \sqrt{\frac{bh^3}{12} \cdot \frac{1}{bh}} = \sqrt{\frac{h^2}{12}} \text{ або } i_z^2 = \frac{h^2}{12},$$

та відстань від н.л. до найбільш віддаленої точки $y(x) = \frac{h}{2}$,

$$\text{звідки } \frac{y(x)}{i_z^2} = \frac{h}{2} \cdot \frac{12}{h^2} = \frac{6}{h} = const.$$

Тоді при $h = 1$ мм, яке отримали раніше з розрахунку пластини маємо $\frac{y(x)}{i_z^2} = 6$ м$^{-1}$.

Визначаємо об'єм пластини за площею змінного по довжині перерізу:

$$V = \int_L A(x)dx = \int_L \frac{\left[M_1(x) + \sum_{j=1}^{n} M_j(x) k_j \right] y(x)}{i_z^2(x) K} dx, \qquad (3.4)$$

Призначаємо границі інтегрування для кожного інтегралу, що належать загальній сумі: їх координатами є точки A і B закріплень, точка C прикладання сили F і точок, де вираз згинального моменту нульовий. Приймаємо за незалежні змінні коефіцієнти k_j, тоді об'єм пластини має вид неперервної функції від даних коефіцієнтів.

Складаємо залежності зміни моментів на двох ділянках пластини:

для ділянки AC - $\left[M_1(x) + \sum_{j=1}^{n} M_j(x) k_j \right] = k_2 x - k_1$,

для ділянки CB - $\left[M_1(x) + \sum_{j=1}^{n} M_j(x) k_j \right] = k_2 x - k_1 - x - x_o$.

Якщо $\frac{y(x)}{i_z^2} = 6$ м$^{-1}$ залежність (3.3) є законом зміни площі перерізу на цих ділянках від змінних x, k_1 та k_2, то маємо:

$$A(x, k_1, k_2) = \frac{(k_2 x - k_1)6}{K} \text{ - для ділянки } AC,$$
$$A(x, k_1, k_2) = \frac{(k_2 x - k_1 - x + x_o)6}{K} \text{ - для ділянки } CB. \quad (3.5)$$

Якщо рівняння (3.5) площ $A(x, k_1, k_2)$ підставити в рівняння (3.2) маємо:

$$\frac{KV}{6} = -\int_0^{x_1}(k_2 x - k_1)dx + \int_{x_1}^{x_o}(k_2 x - k_1)dx + \int_{x_o}^{x_2}(k_2 x - k_1 - x + x_o)dx - \int_{x_2}^{L}(k_2 x - k_1 - x + x_o)dx, \quad (3.6)$$

де x_1 та x_2 - абсциси нульових точок, що обчислювалися за умовами епюр згинальних моментів:

$$x_1 = \frac{k_1}{k_2} \text{ і } x_2 = (x_o - k_1)/(1 - k_2). \quad (3.7)$$

Інтегруючи рівняння (3.6) і підставляючи межі з рівнянь (3.7) і перетворень маємо:

$$\frac{KV}{6} = \frac{k_1^2}{k_2} + \frac{(x_o - k_1)^2}{1 - k_2} + k_1 L - \frac{k_2 L^2}{2} - \frac{x_o^2}{2} - x_o L + \frac{L^2}{2}.$$

За умовою мінімального об'єму пластини необхідна рівність нулю його окремих похідних від функції об'єму за змінними k_1 та k_2

$$\frac{\partial V}{\partial k_1} = \frac{2k_1}{k_2} - \frac{2(x_o - k_1)}{1 - k_2} - L = 0; \qquad \frac{\partial V}{\partial k_2} = -\frac{2k_1^2}{k_2^2} + \frac{2(x_o - k_1)^2}{(1 - k_2)^2} - \frac{L^2}{2} = 0.$$

Вносимо заміни $\frac{k_1}{k_2} = a$ і $\frac{x_o - k_1}{1 - k_2} = b$ та переходимо до системи

$$2(a - b) + L = 0$$
$$-a^2 + b^2 - (L^2/2) = 0$$

Після підстановки $L = 27$ мм і $x_o = 16{,}8$ мм отримаємо $a = 6{,}75$ і $b = 20{,}25$, потім визначаємо $k_1 = 1{,}725$ та $k_2 = 0{,}256$.

При визначенні коефіцієнту K маємо, що розподіли $f_1(\sigma_{max})$ напруження та $f_2(\sigma_{-1\partial})$ межі втомленості пластини мають нормальний закон розподілу, який відповідає при сумісній дії великої кількості незалежних випадкових впливів. Тоді використовуємо формулу [54]:

$$K = \frac{C - \sqrt{C^2 - 4AB}}{2A}, \quad (3.8)$$

де $A = \overline{\sigma}^2 - \gamma^2 s_\sigma^2$; $B = \overline{\sigma}_{-1\partial}^2 - \gamma^2 s_{\sigma_{-1\partial}}^2$; $C = 2\overline{\sigma}\overline{\sigma}_{-1\partial}$;

γ=3,1 - рівень надійності Гауса, який визначають за таблицями для прийнятої надійності $P_{зад}$= 0,9; $\overline{\sigma} = 180$ МПа і $s_{\sigma} = 21$ МПа – середньо арифметичні та середньо квадратичні відхилення напруження в перерізі;
$\overline{\sigma}_{-1\partial} = \sigma_{-1} / [k] = 800 / 2{,}4 = 333$ МПа та $s_{\sigma_{-1\partial}} = 42$ МПа - параметри межі втомленості пластини зі легованої сталі ШХ15 з межею втомленості при симетричному циклі навантаження σ_{-1}=800 МПа [22, 59] коефіцієнт запасу за втомленою міцністю, який дорівнює $[k]$=2,4 [5].

Після підстановки даних маємо $A = 31654$ МПа^2, $B = 107908$ МПа^2 і $C = 119880$ МПа^2 , а далі за рівнянням (7) маємо $K = 2{,}96$.

Тоді площі поперечних перерізів впродовж пластини, що забезпечують необхідну надійність та найменшу масу , мають змінюватися за рівняннями:

для ділянки AC - $A(x) = |0{,}52x - 3{,}50|$ мм^2;

для ділянки CB - $A(x) = |-1{,}51x + 31{,}55|$ мм^2.

Припускаючи ширину b=2 мм пластини клину, яка є незмінною по всій довжині, очевидно отримаємо закони зміни товщини клину h на різних ділянках виду:

на ділянці AC - $h(x) = A(x)/b = |0{,}26x - 1{,}75|$ мм^2;

на ділянці CB - $h(x) = A(x)/b = |-0{,}76x + 15{,}76|$ мм^2.

Таким чином, виконали розрахунок вздовж податливої пластини клину із змінною її товщиною перерізу, що підтверджує доцільність використання клину з замкнутим наскрізним пазом при забезпеченні рівної надійності пластини з напруженням, яке не перевищує допустиме.

Висновки до розділу 3

1. Виконано огляд можливих конструктивних удосконалень в в'язальному механізмі, які забезпечують зміну напружень в небезпечному перерізі голок. Приймаючи до уваги, що виготовлення в'язальних голок обмежено закордонними виробниками, при удосконаленні діючого обладнання цей напрямок вважаємо безперспективним.
2. Тому, що для шкарпеткових автоматів, які мають реверсивне обертання голкового циліндру використання відкритих повздовжніх пазів в клинах є не можливим, то, враховуючи перелічені переваги та недоліки проаналізованих конструкцій клинів, доцільним є використання закритих наскрізних пазів, які паралельні робочій поверхні клину.
3. Оскільки завданням поставлено забезпечення рівно надійності податливої грані клину незалежно від місця спів удару його з голкою, то обчислювали закон зміни площі поперечного перерізу, що забезпечує вказану вимогу.
4. Тому отримали аналітичні залежності для визначення площ поперечних перерізів прямокутної форми вздовж податливої грані клину за критерієм втомленісної міцності та надійності. Враховуючи, що ширина податливої грані є сталою очевидним є перехід до закону зміни товщини пластини.

5. Використання ймовірнісного підходу дозволяє отримувати заданий рівень міцності та надійності податливої грані клину в цілому при мінімізації її маси.

ВИСНОВКИ

1. Складено кінематичну та структурну схеми типового шкарпеткового автомату. Виходячи з вимог до безвідмовної роботи автомату, всі його елементи утворюють ланцюг з послідовно з'єднаних за умовою надійності елементів без можливості резервування. Таким чином, доцільно приділяти особливу увагу найменш надійним деталям автомату, а саме: в'язальним голкам, рисунчастим селекторам, податливим граням клині.
2. Аналіз результатів експлуатаційних спостережень, які широко висвітлені в літературних джерелах та в відомостях про виробничі відмови на підприємствах, показав деталі, що найбільше лімітують надійність шкарпеткового автомату та зокрема його в'язального механізму (стержньові елементи як в'язальні голки та селектори). Також зафіксовано, що наробітки на відмову голок в рази перевищують наробітки як селекторів, так і інших деталей в'язального механізму.
3. Узагальнена та систематизована інформація про основні терміни та положення щодо визначення міцності технічних систем в детермінованій та ймовірнісній постановці. Показано в порівнянні переваги та недоліки цих підходів при певних обмеженням за наявністю інформації та різних етапу проектування або модернізації шкарпеткового обладнання.
4. Представлено поділ деталей шкарпеткових автоматів на певні групи, який дозволяє вибирати раціональний підхід в розрахунках деталей шкарпеткового автомату в залежності від заданих умов навантаження та геометричних обмежень, що зумовлені вимогами технологічного процесу в'язання.
5. Виконано огляд можливих конструктивних удосконалень в'язального механізму, з метою забезпечення змін напружень в небезпечному перерізі голок. Приймаючи до уваги, що виготовлення в'язальних голок обмежено закордонними виробниками, при удосконаленні діючого обладнання цей напрямок вважається безперспективним.
6. Розглянуто питання впливу конструкції клину на ударне навантаження голки. Оскільки використання відкритих повздовжніх пазів в клинах є не можливим через реверсивне обертання голкового циліндру, запропоновано клини з закритих наскрізними пазами, які паралельні робочій поверхні.
7. Оскільки завданням поставлено забезпечення рівно надійності податливої грані клину незалежно від місця спів удару його з голкою, то обчислювали закон зміни площі поперечного перерізу, що забезпечує вказану вимогу. Отримано аналітичні залежності зміни площі поперечних перерізів прямокутної форми вздовж податливої грані клину за критерієм втомленісної міцності та надійності. Враховуючи, що ширина податливої грані є сталою, очевидним є перехід до закону зміни товщини пластини.
8. Використання ймовірнісного підходу дозволяє отримувати заданий рівень міцності та надійності податливої грані клину в цілому при мінімізації її маси.

ЛІТЕРАТУРА

1. Антонов Г.К. Круглые чулочно-носочные автоматы // Г.К. Антонов. - М.: Лег. и пищ. пром-сть, 1984. – 224 с.
2. Арасланов А.М. Расчет элементов конструкций заданной надежности при случайных воздействиях // А.М. Арасланов. - М.: Машиностроение, 1987. - 128с.
3. Барлоу Р., Прошан Ф. Математическая теория надежности // Р. Бврлоу, Ф.Прошан. - М.: Сов. радио, 1969. - 488с.
4. 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.
5. Березін Л.М. До розрахунку довговічності деталей вязального механізму //Вісник КНУТД - 2003. - №4. - С.45-48.
6. 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.
7. 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.
8. Биргер И.А. Детерминированные и статические модели суммирования повреждений // Проблемы прочности.- 1978. - №11. - С.3 - 11.
9. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин // И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1979. - 702с.
10. Брауде В.И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин // В.И. Брауде. - М.: Машиностроение, 1969. - 231с.
11. Васильев Н.М. Расчет прочности крючка язычковой и движковой игл основовязальных машин // Машиностроение для лег. пром-сти. - М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш. - 1975. - №6. - С.6-11.
12. Волощенко В.П. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства // В.П.Волощенко, Б.Ф. Пипа, С.Т. Шипуков. - К.: Техніка, 1977. - 136с.
13. Горов Э.А., Снетков В.А. Определение усилия взаимодействия иглы и клина трикотажной машины. - М., 1981, -7с. - Деп. в ЦНИИТЭИлегпром 7.04.81, №443-81.
14. Гайдамака В.К., Красовский А.Я., Крамаренко И.В. Причины и характер
15. разрушения игл вязальных машин //Проблемы прочности. - 1983. -№3 - С.68-71.
16. Гайдамака В.К., Пипа Б.Ф. Влияние конструкции трикотажной иглы на напряжения в крючке //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1981. - №4. - С.102-104.
17. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / В.Н. Гарбарук. - Л.: Машиностроение, 1980. - 472с.

18.Гребеник В.М., Цапко В.К., Толстиков Г.И. Расчет деталей машин на ограниченную долговечность в вероятностном аспекте //Изв. вузов. Машиностроение. - 1976. - №6. - С.28 – 32.
19.Гусев А.С. Расчет конструкций при случайных воздействиях // А.С. Гусев, В.А. Светлицкий.- М.: Машиностроение, 1984. - 240с.
20.Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем: Пер. с анлг./ Под ред. И.А. Ушакова. М.: Мир, 1980. - 604с.
21.Кислюк И.В., Дудрин В.Н. Возможность повышения скорости трикотажных машин за счет создания криволинейных профилей клиньев// Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1984. - №1. - С.111-115.
22.Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник - М.: Машиностроение, 1985. - 224с.
23.Кудрявцева Т.Н. Исследование прочности и долговечности игл круглочулочных автоматов: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. тех. наук. - М., 1970. - 22с.
24.Кузнецов А.А. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов // А.А. Кузнецов, С.М. Алифанов, В.И. Ветров и др. - М.: Машиностроение, 1970. - 353с.
25.Лазаренко В.М. Процессы петлеобразования // В.М. Лазаренко. - М.: Легбытиздат, 1986. - 136с.
26.Лебедев А.Н., Гарбарук В.Н. Профилирование клиньев кругловязальных машин по дугам окружностей// Изв. вузов. Технология лег.пром-сти.- 1977. - №4. - С.139-146.
27.Лейкин А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации // А.С. Лейкин. - М.: Машиностроении, 1968. - 372с.
28.Масленников Е.С. Особенности работы игл при вязании жаккардового переплетения при повышении скорости вязания // Машиностроение для легкой промышленности. - 1973. - №8. - С.7.
29.Масленников Е.С., Полухин В.П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов. Сообщение 1//Изв.вузов. Технология легкой промышленности. - 1974. - №1. - С.113-120.
30.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.
31.Майер К.К. О сроках службы трикотажних игл на круглочулочных автоматах // Легкая промышленность, 1955. - №5. - С.26 - 29.
32.Масленников Е.С. Экспериментальное исследование ударного разрушения игл круглочулочных автоматов // Машиностроение для лег. пром- сти. - М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш. - 1973. - №7. - С.7-12.
33.Масленников Е.С., Полухин В.П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов // Изв. вузов. Технология лег. пром - сти. - 1974. - №1. - С.113 - 120.
34.Методические указания. Порядок проведения анализа причин отказов изделий. Введ. 01.01.84. - М.: Изд - во стандартов, 1983. - 35с.:

35.(Надежность в технике). УДК 621.81.(075). Группа Т51.
36.Методические указания. Методы расчета деталей машин на выносливость в вероятностном аспекте. - М.: Изд. стандартов, 1980. - 42с.
37.Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними: ДСТУ 3004-95. - К.: Держспоживстандарт України, 1995. - 129с.
38.Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності. Загальні вимоги: ДСТУ 2862-94. - К.: Держспоживстандарт України, 1994. -90 с.
39.Петров Ю.И., Петров Е.И. Влияние ударных волн на разрушение крючков трикотажных игл //Текстил. пром-сть. - 1960. - №5. - С.39-43.
40.Петров Е.И. Новые формы игл для скоростных чулочных автоматов //Текстильная промышленность. - 1962. - №1.
41.Піпа Б.Ф. Динаміка механізму в'язання круглов'язальних машин // Б.Ф. Піпа. - К.: КНУТД, 2008. - 416с.
42.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.
43.Пипа Б.Ф., Присяжнюк П.А. Повышение долговечности клиньев кругловязальных машин // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1978. -№4. - С.127-133.
44.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.
45.Пипа Б.Ф. Исследования по усовершенствованию петлеобразующих систем вязальных машин // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1979. -№3. - С.116-119.
46.Пипа Б.Ф., Присяжнюк П.А., Мусикян Р.В. Исследование нагрузок, возникающих в вязальных системах кругловязальной машины МС-9 //Исслед. и оптимиз. Процессов текстил. технол. - Рига: 1979. - №9. - С.109-116.
47.Пипа Б.Ф. Бакан Л.А. Усовершенствование профилей клиньев // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1979. - №4. - С.131-135.
48.Пипа Б.Ф. Повышение надежности трикотажного оборудования // Б.Ф. Пипа, В.П. Волощенко, С.Т. Шипуков. - К.: Техніка, 1983. - 112с.
49.Пипа Б.Ф., Головчан В.Т., Гайдайчук И.П. О распространении волн напряжений в штампованной игле трикотажных машин //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1975. - №2. - С.147-153.
50.Піпа Б.Ф. Удосконалення робочих органів механізмів вязання кругловязальних машин: монографія // Б.Ф. Піпа, С.А. Плешко - К.: КНУТД, 2012. - 471с.
51.Плешко С.А., Піпа Б.Ф. Вплив конструкції клина на динамічні навантаження в механізмах в'язання в'язальної машини //Вісник КНУТД. - 2012. - №6. - С.11-16.
52.Плешко С.А., Піпа Б.Ф. Динаміка взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням //Вісник КНУТД. - 2013. - №3. - С.43-47.

53.Проников А.С. Надежность машин // А.С. Проников. - М.: Машиностроение, 1978. - 592с.
54.Решетов Д.Н. Надежность машин // Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. - М.: Высш. шк., 1988. - 238с.
55.Соловьев Л.И., Гарбарук В.Н. Клинья трикотажных машин, спроектированные по составным законам движения //Изв.Вузов. Технология легкой промышленности. - 1967. - №5. - С.111-117.
56.Сарксян Ф.В. Новые замковые системы для кругловязальных машин КЛК //Пром-сть Армении.- 1978. №5. - с.76-77.
57.Сосновский Л.А. Основы дифференциации расчетов деталей на прочность // Вестн. машиностроения. - 1984. - №9. - С. 8-11.
58.Трощенко В.Т. Прочность металлов при переменных нагрузках // В.Т. Трощенко. - К.: Наук. думка, 1978. - 174с.
59.Трощенко В.Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. Ч.1,2 // В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. - К.: Наук. думка, 1987. - 1315с.
60.Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения // К.В. Фролов. - М.: Машиностроение, 1984. - 224с.
61.Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования // Б.Ф. Хазов, Б.А. Дидусев . - М.: Машиностроение, 1985. - 224с.
62.Яги Л., Пипа Б.Ф. Усовершенствование механизмов вязания кругловязальных машин //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1981. - №3. - С.121-124.
63. Шкарпеткові автомати Lonati. Режими доступу: www.lonati.it
64. Шкарпеткові автомати . www.santoni.it
65. Шкарпеткові автомати www.matec.itwww.vignoni.com www.rumi.it.
66. В’язальне обладнання компанії Karl Mayer. Режими доступу: www.karlmayer.de
67. Плосков’язальне обладнання. Stoll. Режими доступу: www.stoll.de
68. Плоські машини Shima-Seiki. Режим доступу: www.shimaseiki.jp
69. Круглов’язальне обладнання з Нвмеччини.Terrot. Режими доступу: www.terrot.de