



ТЕХНИЧЕСКИ УНИВЕРСИТЕТ - СОФИЯ
МАШИННО-ТЕХНОЛОГИЧЕН ФАКУЛТЕТ



КАТЕДРА „ТЕОРИЯ НА МЕХАНИЗМИТЕ И МАШИНИТЕ”

маг. инж. Калоян Петков Димитров

**ДИАГНОСТИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ НА ПЛАНОВ РЕМОНТ НА
ТЪКАЧНИ МАШИНИ С ГЪВКАВИ РАПИРИ**

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

на дисертация за придобиване на образователната и научна степен
"ДОКТОР"

Област: 5. Технически науки

Професионално направление: 5.1 „Машинно инженерство“

Научна специалност: 02.19.08 „Динамика, якост и надеждност на машините,
уредите, апаратите и системите“

Научни ръководители:

проф. д-р инж. Пенка Генова

доц. д-р инж. Ивелин Рахнев

СОФИЯ, 2018 г.

Дисертационният труд е обсъден и насочен за защита от Катедрения съвет на катедра „Теория на механизмите и машините“ на Машинно-технологичния факултет на ТУ - София на редовно заседание, проведено на 11.06.2018 г.

Публичната защита на дисертационния труд ще се състои на 23.10.2018 г. от 15.00 часа в Конферентна зала на БИЦ на Технически университет - София (Заповед № ОЖ-5.1-05/01.10.2018 г. на Ректора на ТУ - София) на открито заседание на Научното жури, определено със Заповед № ОЖ-217/25.06.2018 г. на Ректора на ТУ-София в състав:

1. проф. д-р инж. Христо Петров – председател
2. проф. д.т.н. инж. Станимир Карапетков – научен секретар
3. чл. кор. проф. д.т.н. инж. Венелин Живков
4. проф. д.т.н. инж. Михаил Милков
5. проф. д-р инж. Пенка Генова

Рецензенти:

1. чл. кор. проф. д.т.н. инж. Венелин Живков
2. проф. д.т.н. инж. Михаил Милков

Материалите по защитата са на разположение на интересуващите се в канцеларията на Машинно-технологичния факултет на ТУ-София, блок № 3, кабинет № 3230.

Дисертантът е задочен докторант към катедра „Теория на механизмите и машините“ на Машинно-технологичния факултет на ТУ - София. Изследванията по дисертационната разработка са направени от автора, като някои от тях са подкрепени от научноизследователски проекти.

Автор: маг. инж. Калоян Димитров

Заглавие: Диагностика и организация на планов ремонт на тъкачни машини с гъвкави рапири

Тираж: 50 броя

Отпечатано в ИПК на Технически университет – София

I. ОБЩА ХАРАКТЕРИСТИКА НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

Актуалност на проблема

Тъкачните станове работят в много разнообразни, а често пъти и тежки експлоатационни условия. В резултат на тези условия, високоскоростните режими на работа на отделните възли и значителни динамични натоварвания възникват неизправности в работата на отделните механизми и възли.

Наблюдава се голяма динамичност свързана с производствения процес.

Наличната техническа документация на инсталираните машини се използва предимно за настройка на работните органи и заявяване на резервни части и консумативи. Няма документация за извършаване на планови ремонти, съобразно честотата на отказите. Липсата на ранна диагностика води до често непредвидено аварийно спиране.

Освен това необходимостта от намаляване на непредвидените разходи за ремонт на машините е често коментирана тема в тъкачното производство.

Изложените предпоставки обуславят проблемите свързани с машинното оборудване в тъкачно производство.

Цел на дисертационния труд, основни задачи и методи за изследване:

Целта на дисертационния труд е да се предложи подход за диагностика и организация на планов ремонт на тъкачни машини с гъвкави рапири за реални производствени условия.

Основни задачи за постигане на поставената цел:

1. Проучване на конструктивна и експлоатационна документация на инсталираните тъкачни машини в производственото звено.
2. Да се направи конструктивен анализ и представят кинематичните особености на основните механизми в тъкачните машини с гъвкави рапири.
3. Извършване на преки физически наблюдения на хода и отказите на тъкачните машини в реални производствени условия.
4. Регистриране на отказите на основните механизми в тъкачните машини.
5. Статистическа обработка на установените откази и определяне на контролна граница на отказите с цел да се определи кой от наблюдаваните механизми е в застрашено техническо състояние.
6. Теоретично изследване на механизма с установено влошено техническо състояние, като се определят най-натоварените му кинематични двоици.
7. Измерване на вибрациите възникващи в определените най-натоварени кинематични двоици на изследвания механизъм.
8. Статистическа обработка на абсолютните стойности на вибрациите с цел да се нормира горната контролна граница.
9. Определяне на представителни точки за вибро-контрол на изследвания механизъм с помощта на методите на математическата статистика.
10. Разработване на алгоритъм за диагностика и организация на планов ремонт.

Използвани методи за провеждане на изследването:

За решаване на поставените задачи в дисертационния труд са проведени теоретични и експериментални изследвания.

Използваните методи за теоретичен анализ на изследваните обекти се основават на кинематичен и силов анализ на механизмите.

Експерименталните изследвания са насочени в две основни направления. Те се базират на статистически методи за определяне на техническото състояние на машините и методите за вибрационен контрол.

Практическа приложимост

Приложението на аналитичните и експерименталните резултати в реални производствени условия допринасят директно за увеличаване на производителността в тъкачния цех и за рационализиране на ремонтната дейност.

Предложеният вибрационен контрол осигурява информация за текущото техническо състояние на тъкачните машини.

Апробация

Части от дисертационния труд са докладвани на:

1. XXVIII Международна научна конференция “70 години МТФ“, МТФ 2015, ТУ – София, гр. Созопол.
2. Национална конференция с международно участие „Сливен 2015“, гр. Сливен.
3. XVIII Национална текстилна конференция, Сливен, България, Октомври 26-28, 2016.
4. XIX Национална текстилна конференция, Габрово, България, Октомври 25 – 27, 2017.
5. Национална конференция с международно участие „Образователни технологии 2017“, Септември 10-11, 2017, гр. Каварна.

Публикации

Основни постижения и резултати от дисертационния труд са публикувани в 6 броя статии една, от които е авторска. Три от статиите са отпечатани в сп. „Текстил и облекло“, една в сп. „Механика на машините“ и една в „Известие на съюза на учените – Сливен“. Към дисертацията е приложена и една статия, докладвана на XXVIII Международна научна конференция “70 години МТФ“, МТФ 2015, ТУ – София.

Структура и обем на дисертационния труд

Дисертационният труд е в обем от 173 страници, като включва въведение, литературен преглед и пет глави за решаване на формулираните основни задачи, списък на основните приноси, списък на публикациите по дисертацията и използвана литература. Цитирани са общо 118 литературни източници, като 57 са на латиница и 61 на кирилица. Работата включва общо 122 фигури и 11 таблици. Номерата на фигурите и таблиците в автореферата съответстват на тези в дисертационния труд.

II. СЪДЪРЖАНИЕ НА ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

ГЛАВА 1. ЛИТЕРАТУРЕН ПРЕГЛЕД

За осъществяването на предварително планираните задачи, необходими за разработване на дисертационния труд е извършен литературен преглед. Той се състои от няколко основни направления: описание на тъкачния цикъл, видове основни механизми в тъкачните машинни, кинематични особености и конструктивни изпълнения на основните механизми, методи на кинематичен и силов анализ на механизмите, методи за контрол и определяне на техническото състояние на машините.

Въз основа на направения литературен преглед, могат да бъдат формулирани следните твърдения:

Тъкачната машина е сложна техническа система, състояща се от различни видове механизми. Разгледаните основни механизми представляват съвкупност от лостови, гърбични, зъбни, червячни, винтови, с гъвкави звена и други механизми. Това обуславя тяхната сложна конструкция и кинематика.

В посочените литературни източници, свързани с анализ на механизмите в тъкачните машини са представени теоретични изследвания, които се ограничават до кинематичен анализ и синтез.

Вибро-диагностиката предоставя възможност за информация за текущото състояние на машината и нейните компоненти. Със следенето на вибрационното състоянието на лагерите и другите машинни компоненти, може да се намали непланирания принудителен престой.

Известните методи за вибро-контрол дават възможност за измерване на вибрациите с достатъчна точност. Измерванията се правят по време на работа с портативна апаратура. Предоставя се възможност за подходящо планиране на ремонтните дейности, архивиране и сравняване на резултатите.

По отношение на диагностиката и превантивен контрол за тъкачни машини не са открити изследвания и предложени методи за промишлено приложение в тъкачното производство.

Резултатите от предложените изследвания свързани с вибрационното поведение на тъкачни машини и техните механизми, не се разглеждат като диагностични признаци, а само като възникващи вибрации.

В областта на изследванията свързани с вибро-контрол на машините, не са публикувани норми на вибрациите възникващи в механизмите на тъкачните машини.

Предлаганите методи и средства на математическата статистика е от особена важност при емпирични изследвания и обработка на резултати от експерименти провеждани в текстилната промишленост.

В литературните източници не е намерена, система за организация и планиране на ремонтни дейности на тъкачните машини в условия на настоящото производство, която да е свързана със съвременните средства за диагностика и контрол.

ГЛАВА 2. ОПИТНА ПОСТАНОВКА, ТЕОРЕТИЧНИ ПРЕДПОСТАВКИ И ЕТАПИ ЗА ПРОВЕЖДАНЕ НА ИЗСЛЕДВАНЕТО.

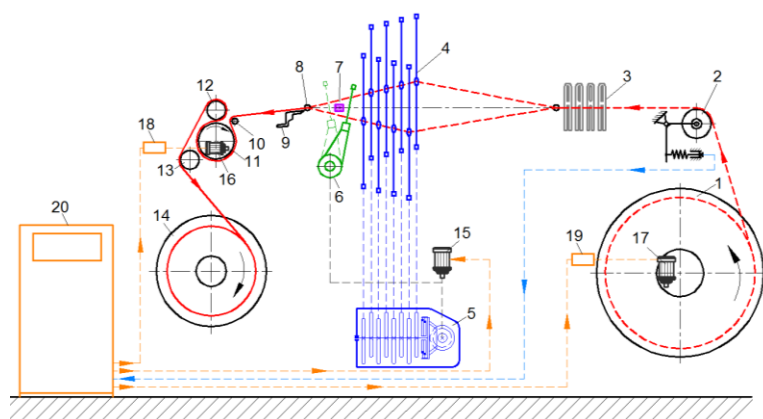
2.1. Описание на опитната постанова.

Експериментална работа е проведена в реални производствени условия в тъкачен цех на фирма Е. Миролио ЕАД гр. Сливен.

Броят на обектите за провеждане на експеримент е избран в зависимост от технологичния режим на работа. Той основно се характеризира с вида на тъкачната постанова на изработваната тъкан за дадения артикул плат. Съобразно това за целите на експеримента са избрани 20 тъкачни машини от един и същ вид, и с еднакъв технологичен режим.

2.2. Обект на изследване.

Обект на изследване са тъкачни машини с гъвкави папири „Vamatex Leonardo”. На фигура 2.4 е представена принципна схема на изследваните тъкачни машини. Задвижването на основните механизми е индивидуално и се контролира с помощта на съвременни електронни устройства.



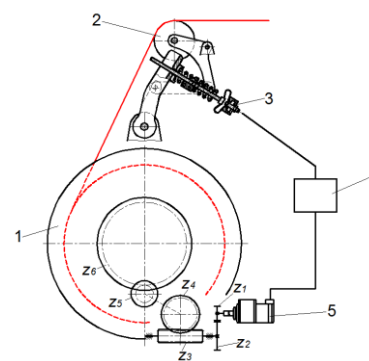
Фиг. 2.4. Принципна схема на тъкачна машина с гъвкави папири „Vamatex Leonardo“.

2.3. Конструктивен анализ и кинематични особености на основните механизми в тъкачна машина с гъвкави папири „Vamatex Leonardo”.

2.3.1. Механизъм за опъване и подаване на основата.

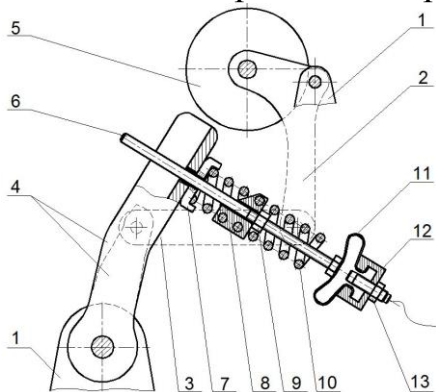
При тези тъкачни станове с гъвкави папири се използва регулатор на основното кросно със зависимо (позитивен) действие. Дългата кинематична верига състояща се от комбинация на различни видове механизми е заменена с мехатронна система. На фигура 2.5 е показана схема на регулатор на основното кросно на тъкачен стан „Vamatex - Leonardo”.

На фигура 2.7 е показана принципната схема на механизма на повлекателното кросно. Механизмът на повлекателното кросно е изследван кинематично. Използван е метода



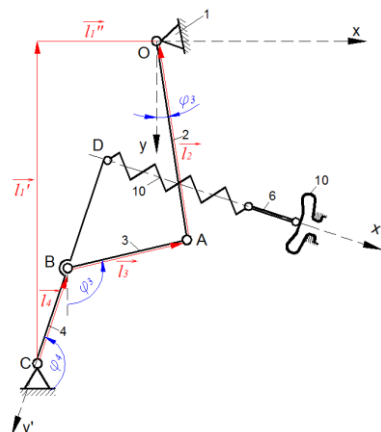
Фиг. 2.5. Принципна схема на регулатор на основното кросно при тъкачни машини „Vamatex Leonardo”.

на затворения векторен контур. На фигура 2.8 е показана кинематична схема на механизма. Положението на шарнирният четиризвенник се определя от уравнението на затворения векторен контур.



Фиг. 2.7. Принципна схема на механизма на повлекателното кросно на тъкачен стан "Vamatex – Leonardo".

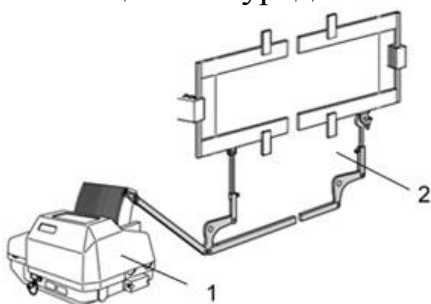
Извършеното кинематично моделиране механизма на повлекателното кросно. Резултатите позволяват линеаризация на получените зависимости. Така се улеснява работата при настройване на дължините на съставните звена 2, 3 и 4 за конкретно преместване на т. D.



Фиг. 2.8. Кинематична схема на механизма на повлекателно кросно на тъкачен стан "Vamatex Leonardo".

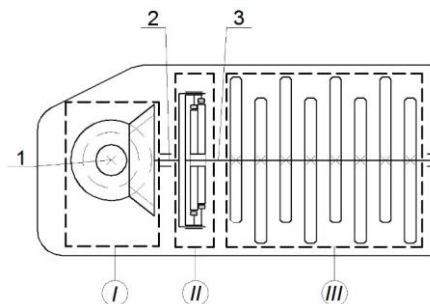
2.3.2. Механизъм за образуване на тъкачна уста.

На фигура 2.12 е представена обща схема на такъв тип система, която се състои от нищелкова уредба 1 и нищелков механизъм 2.



Фиг. 2.12. Позитивно управление на нищелковите рамки с лостова система.

1 – нищелкова уредба, 2 – нищелков механизъм

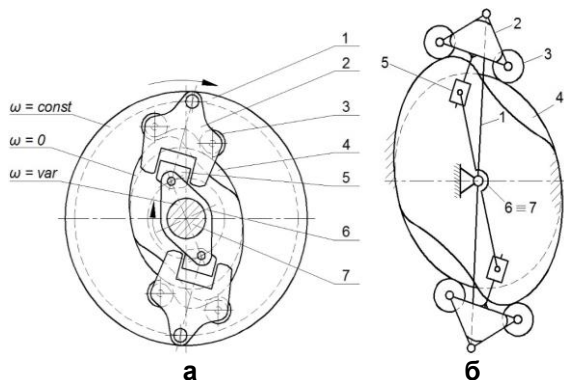


Фиг. 2.14. Принципна схема на нищелкова уредба "Шойбли" серия 2668.

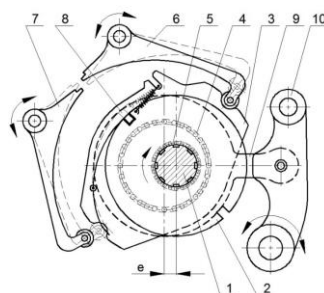
От схемата на фигура 2.14 се вижда, че нищелковата уредба се състои от три основни механизма – конусна зъбна предавка I, модулатор II и блок от ексцентрик механизми III.

Конусната зъбна предавка е с предавателно отношение $i = 2$, което осигурява пълен цикъл на работата на нищелковия механизъм.

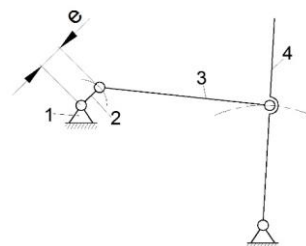
Модулаторът II, представлява механизъм който има за задача, да преобразува постоянната ъглова скорост в променлива или да осигури момент на застой. На фигурите 2.15а и 2.15б са представени принципна и кинематична схема на модулатора.



Фиг. 2.15.



Фиг. 2.16.



Фиг. 2.17.

На фигури 2.16 и 2.17 са показани принципна и кинематична схема на ексцентриков механизъм.

За кинематичното моделиране на модулятора е приложен метода на затворените векторни контури, показани на фигура 2.21.

Геометричен модел.

$$\vec{r}_B + \vec{l}_3 = \vec{l}_2, \vec{l}_6 + \vec{S}_{53} = \vec{l}_2 \quad (2.8)$$

$$\begin{cases} x_B + l_3 \cdot \cos(\varphi_3 + \alpha) = l_2 \cdot \cos \varphi_2 \\ y_B + l_3 \cdot \sin(\varphi_3 + \alpha) = l_2 \cdot \sin \varphi \end{cases} \quad (2.9)$$

$$\begin{cases} l_6 \cdot \cos \varphi_6 + S_{53} \cdot \cos \varphi_3 = l_2 \cdot \cos \varphi_2 \\ l_6 \cdot \sin \varphi_6 + S_{53} \cdot \sin \varphi_3 = l_2 \cdot \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (2.10)$$

Кинематичен модел:

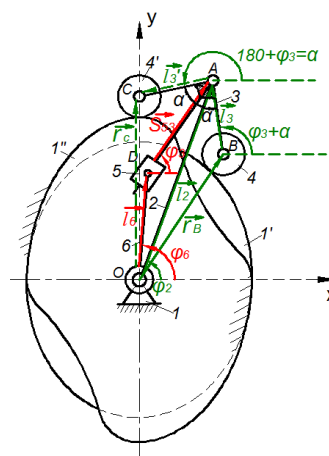
$$\begin{cases} \dot{x}_B - l_3 \cdot \omega_3 \cdot \sin(\varphi_3 + \alpha) = -l_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \varphi_2 \\ \dot{y}_B + l_3 \cdot \omega_3 \cdot \cos(\varphi_3 + \alpha) = l_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi_2 \end{cases} \quad (2.11)$$

$$\begin{cases} -l_6 \cdot \omega_6 \cdot \sin \varphi_6 + V_{53} \cdot \cos \varphi_3 - S_{53} \cdot \omega_3 \cdot \sin \varphi_3 = -l_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \varphi_2 \\ l_6 \cdot \omega_6 \cdot \cos \varphi_6 + V_{53} \cdot \sin \varphi_3 + S_{53} \cdot \omega_3 \cdot \cos \varphi_3 = l_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi_2 \end{cases} \quad (2.12)$$

$$\begin{cases} \ddot{x}_B - l_3 \cdot \varepsilon_3 \cdot \sin(\varphi_3 + \alpha) - l_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \cos(\varphi_3 + \alpha) = -l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \varphi_2 \\ \ddot{y}_B + l_3 \cdot \varepsilon_3 \cdot \cos(\varphi_3 + \alpha) - l_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \sin(\varphi_3 + \alpha) = l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos \varphi_2 - l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} & -l_6 \cdot \varepsilon_6 \cdot \sin \varphi_6 - l_6 \cdot \omega_6^2 \cdot \cos \varphi_6 + a_{53}^r \cdot \cos \varphi_3 - 2 \cdot V_{53} \cdot \omega_3 \cdot \sin \varphi_3 - S_{53} \cdot \varepsilon_3 \cdot \cos \varphi_3 - S_{53} \cdot \omega_3^2 \cdot \cos \varphi_3 = \\ & = -l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \varphi_2 \end{aligned} \quad (2.14)$$

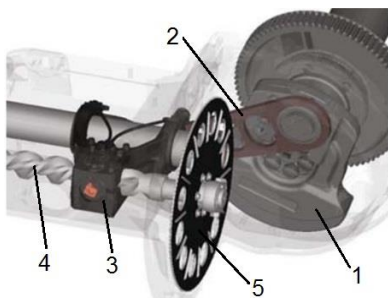
$$\begin{aligned} & l_6 \cdot \varepsilon_6 \cdot \cos \varphi_6 - l_6 \cdot \omega_6^2 \cdot \sin \varphi_6 + a_{53}^r \cdot \sin \varphi_3 + 2 \cdot V_{53} \cdot \omega_3 \cdot \cos \varphi_3 + S_{53} \cdot \varepsilon_3 \cdot \sin \varphi_3 - S_{53} \cdot \omega_3^2 \cdot \sin \varphi_3 = \\ & = l_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos \varphi_2 - l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \varphi_2 \end{aligned}$$



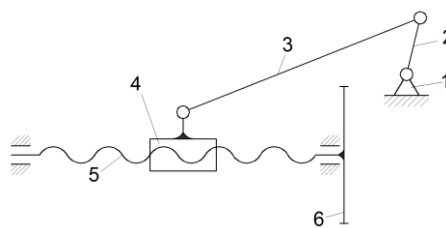
Фиг. 2.21. Затворени векторни контури на модулятор от ротативна нищелкова уредба.

2.3.3. Механизъм за прекарване на вътъчна нишка.

На фигура 2.28. е представен механизъм за прекарване на вътъчна нишка на тъкачен стан „Vamatex Leonardo“. Относно конструкцията и кинематиката на този механизъм има съществуващи изследвания.



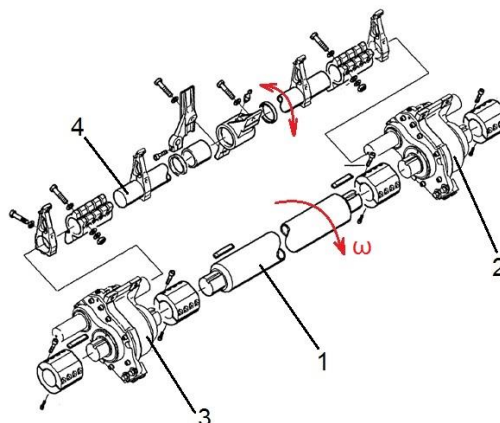
Фиг. 2.28. Механизъм за прекарване на вътък при тъкачна машина „Vamatex Leonardo“



Фиг. 2.29. Кинематична схема на механизма за прекарване на вътък при тъкачна машина „Vamatex Leonardo“

2.3.4. Ваталов механизъм.

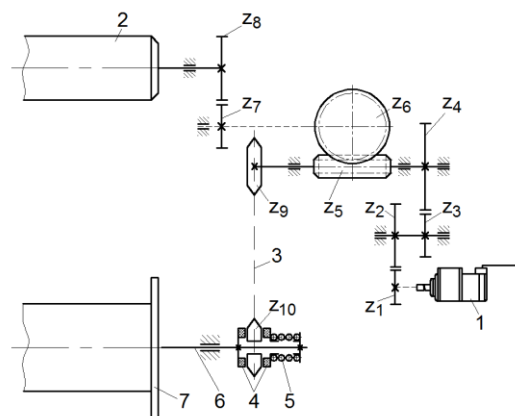
По своята същност ваталовият механизъм, използван при тъкачните станове „Vamatex Leonardo“, представлява гърбичен механизъм с ролкова кобилица (фигура 2.32). Кинематичните му характеристики съответстват на механизмите – система „Зулцер (Sulzer)“. Единствено се откроява с по-усъвършенствана конструкция, която значително е довела до по-добра компоновка на механизма.



Фиг. 2.32. Конструктивна схема на ваталов механизъм на тъкачен стан „Vamatex Leonardo“

2.3.5. Механизъм за издърпване и навиване на тъканта

Според принципа на действие механизмът за издърпване и навиване на тъканта се класифицира, като негативен регулатор. На фигура 2.34 е показана схема на механизма при тъкачен стан „Vamatex Leonardo“. Задвижването му се осъществява посредством сервомотор 1, който се управлява чрез енкодер и получава сигнал от компютърното устройство на тъкачната машина.



Фиг. 2.34. Схема на механизъм за издърпване и навиване на тъканта на тъкачен стан „Vamatex Leonardo“

2.4. Етапи за провеждане на експерименталната работа.

Първият етап се състои от определяне на техническата изправност на основните механизми в изследвания обект.

Вторият етап е теоретично изследване на механизма с най-много откази.

Третият етап се базира на резултатите от втория и се състои в измерване на вибрациите в най-натоварените кинематични двойки на механизма с най-много откази.

2.5. Изводи.

2.5.1. Съвременните тъкачни машини представляват съвършена мехатронна система. Основните им механизми се задвижват индивидуално с помощта на серводвигатели. Това е довело до замяна на дългите кинематични вериги с къси, което от своя страна обуславя редица предимства по отношение на техническо обслужване, настройката, експлоатацията, механичната поддръжка и ремонта на машините и техните механизми.

2.5.2. Внедряването на електронни компоненти и устройства в управлението и задвижването на отделните възли и механизми на тъкачната машина, напълно удовлетворява изискванията за тяхната прецизна работа по време на тъкачния цикъл.

2.5.3. Усъвършенстването на механизмите в новото поколение тъкачни машини се базира основно конструктивните и кинематичните им характеристики. От технологична гледна точка не е променено.

2.5.4. Представените етапи за провеждане на експерименталната работа предоставят възможност да се премине от статистическа оценка на съвкупност от механизми към индивидуално определяне и прогнозиране на техническото състояние на всеки отделен възел и механизъм в тъкачната машина.

2.5.5. Посредством разработване на теоретични модели на механизмите в тъкачната машина и успоредното провеждане на експериментални изследвания в тъкачния цех могат да се получат практически приложими инструкции за поддръжка на тъкачното технологично оборудване.

ГЛАВА 3. ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ТЕХНИЧЕСКОТО СЪСТОЯНИЕ НА ТЪКАЧНИТЕ МАШИНИ.

За период от шест месеца са регистрирани са откази на основните механизми в машините подложени на експеримент.

3.1. Определяне на техническата изправност на основните механизми в тъкачните машини.

Техническата изправност на основните механизми се осъществява в следната последователност:

Средноаритметична стойност на броят аварирани механизми:

$$\bar{x} = \frac{\sum n_e}{\sum n_i} = \frac{57}{36} = 1,58, \quad (3.1)$$

Дисперсията: $s = \sqrt{\bar{x}} = 1,26 \quad (3.2)$

В таблица 3.2 са представени експерименталните и теоретичните данни. В четвъртата колона е нанесено теоретичното Поасоново разпределение $\varphi(x)$, като се препоръчва да се изчисли първо $\varphi(0)$ с следната формула:

$$\varphi(0) = e^{-\bar{x}} \quad (3.3)$$

След което се изчислява последователно, честотата на останалите аргументи ($x = 1, 2, 3, 4, 5$ и 6) по уравнението:

$$\varphi(x+1) = \frac{\bar{x}}{x+1} \varphi(x), \quad (3.4)$$

Таблица 3.2.

Брой откази	Експериментални данни		Теоретични данни				χ^2 – критерий (критерий на Пирсън) $\frac{(n_e - n_T)^2}{n_T}$
	Брой механизми с откази	Общ брой откази	Брой механизми с откази – относителен дял	Теоретичен брой механизми с откази	$n_i - n_T$	$(n_i - n_T)^2$	
x_i	n_i	$n_e = \sum n_i$	$\varphi(x)$	$n_T = \sum n_T \cdot \varphi(x)$			
0	11	0	0,2053	7,39	3,61	13,03	1,76
1	8	8	0,3250	11,70	-3,70	13,70	1,17
2	9	18	0,2573	9,26	-0,26	0,07	0,01
3	4	12	0,1358	4,89	-0,89	0,79	0,16
4	2	8	0,0538	1,94	0,06	0,00	0,00
5	1	5	0,0170	0,61	0,39	0,15	0,24
6	1	6	0,0045	0,16	0,84	0,70	4,35
	$\sum n_i = 36$	$\sum n_e = 57$	$\sum \varphi(x) = 0,9987$	$\sum n_T = 35,95$	$\sum (n_e - n_T) = 0,045$	$\sum (n_e - n_T)^2 = 28,45$	$\sum \chi^2 = 7,69$

При съпоставяне на сумите от действителния брой механизми с откази (колона 2) и теоретичния брой (колона 5) се установява едно относително добро съвпадение, което предполага 5% (0,05) грешка на приетата хипотеза при доверителна вероятност $S = 95\%$.

На фигура 3.2 е представена функцията на теоретичното Поасоново разпределение на отказите.

Като критерий за оценка на разликата между опитни и теоретичните честоти (n_e, n_T) се използва критерия на Пирсън (χ^2 - критерий):

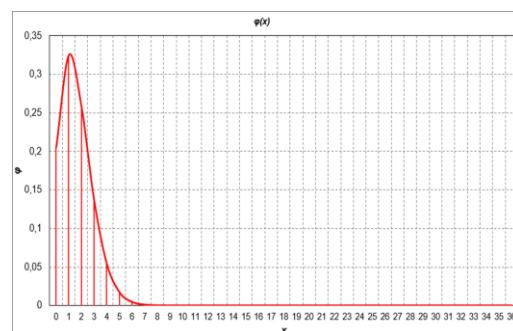
$$\chi^2 = \sum \frac{(n_e - n_T)^2}{n_T} = 7,69 \quad (3.5)$$

Получената опитна стойност за χ^2 се съпоставя с теоретична стойност от таблици. Табличната стойност за χ^2 се избира в зависимост от статистическа сигурност $S = 95\%$ и степен на свобода f .

Степента на свобода се изчислява по формулата:

$$f = k - l = 7 - 2 = 5, \quad (3.6)$$

където k е броят на интервалните поделения на груповите данни, а l – броят на използваните за изчисляването на n_T статистически характеристики. Тъй като при Поасоново разпределение се използват двата параметъра ($\bar{x}$ и n_i), $l = 2$ и броят на интервалните поделения в този случай е $k = 7$. Тогава при



Фиг. 3.2. Функция на разпределение на Поасон по отношение на отказите на наблюдаваните механизми.

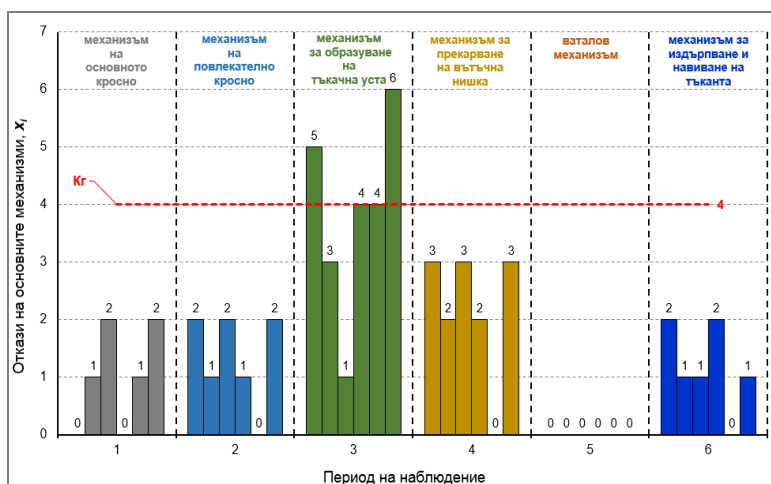
статистическа сигурност $S = 95\%$ и $f = 5$ се отчита табличното $\chi^2 = 11,07$. Следователно теоретичната стойност е по-голяма от установената опитно – $\chi^2 (95\%) = 11,07 > \chi^2 = 7,69$. Това доказва, че хипотезата за отказите на основните механизми в тъкачните машини следва закона за Поасоновото разпределение и се приема за правдоподобна.

За определяне на горната контролна граница се използва зависимостта:

$$KG_r = \bar{x} + t.s = 1,58 + 1,96.1,26 = 4,05 \approx 4 \quad (3.7)$$

където t – коефициент на статистическа сигурност. При доверителна вероятност е $S = 95\%$, $t = 1,96$.

Получената стойност за горна контролна граница, показва че механизмите с повече от четири отказа следва да се приемат, че са с влошено техническо състояние (фигура 3.3).



Фиг. 3.3. Регистрирани откази на механизмите за наблюдавания период.

3.2. Определяне на общото техническо състояние на тъкачните машини.

За да се установи количеството на машините с неизправни основни механизми се извършва статистическо изследване аналогично на проведеното в предходната т. 3.1.

Средноаритметична стойност на отказите на всички машини:

$$\bar{x} = \frac{\sum n_e}{\sum n_i} = \frac{57}{20} = 2,85 \quad (3.8)$$

$$\text{Стойността на дисперсията е: } s = \sqrt{\bar{x}} = 1,69 \quad (3.9)$$

В таблица 3.3 са представени експерименталните и теоретичните данни. Като се съпоставят на сумите от действителния брой машини с откази ($\sum n_i = 20$) и теоретичния брой ($\sum n_t = 18,61$) отново се установява едно относително добро съвпадение.

Таблица 3.3.

Брой откази	Експериментални данни		Теоретични данни				χ^2 – критерий (критерий на Пирсън) $\frac{(n_e - n_t)^2}{n_t}$
	Брой машини с откази	Общ брой откази	Брой машини с откази – относителен дял	Теоретичен брой машини с откази	$n_i - n_t$	$(n_i - n_t)^2$	
x_i	n_i	$n_e = x_i \cdot n_i$	$\varphi(x)$	$n_t = \sum n_i \cdot \varphi(x)$			
0	2	0	0,0578	1,1569	0,84	0,71	0,61
1	1	1	0,1649	3,2971	-2,30	5,28	1,60
2	5	10	0,2349	4,6984	0,30	0,09	0,02
3	5	15	0,2232	4,4635	0,54	0,29	0,06
4	4	16	0,1590	3,1802	0,82	0,67	0,21
5	3	15	0,0906	1,8127	1,19	1,41	0,78
	$\sum n_i = 20$	$\sum n_e = 57$	$\sum \varphi(x) = 0,9304$	$\sum n_t = 18,61$	$\sum (n_e - n_t) = 1,39$	$\sum (n_e - n_t)^2 = 8,45$	$\sum (\chi^2) = 3,29$

На фигура 3.4 е представена функцията на теоретичното Поасоново разпределение на отказите.

Определена е опитната стойност на критерия на Пирсън (χ^2 - критерий), който се съпоставя с теоретична стойност от таблици представени в при статистическа сигурност $S = 95\%$ и степен на свобода $f = 4$:

$$\chi^2 = \sum \frac{(n_e - n_T)^2}{n_T} = 3,29 \quad (3.10)$$

Следователно: $\chi^2 (95\%) = 9,488 > \chi^2 = 3,29$, което доказва, че хипотезата за отказите на тъкачните машини следва закона за Поасоновото разпределение и се приема за правилна.

Горна контролна граница:

$$K_T = \bar{x} + t.s = 2,85 + 1,96.1,69 = 6,16 \approx 6 \quad (3.12)$$

На фигура 3.5 са представени експериментално определените откази на тъкачните машини за периода от наблюдението и установената горна контролна граница.

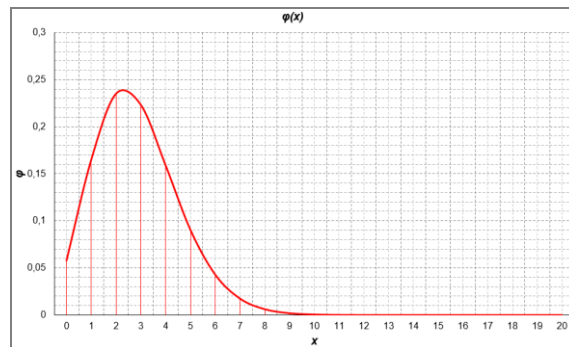
3.3. Изводи.

3.3.1. Чрез представените статистически модели е определено техническото състояние на тъкачните машини и на основните механизми.

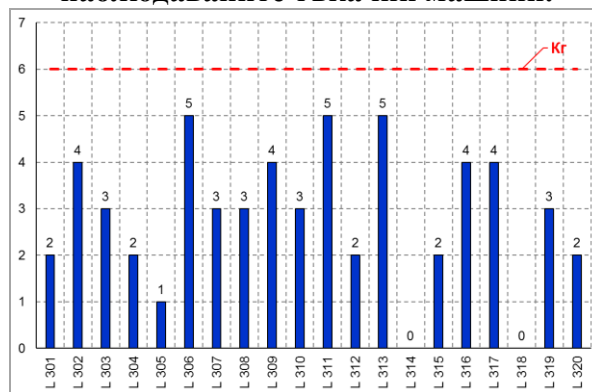
3.3.2. Получените резултати от статистическите изследвания, установяват горни контролни граници на броя на отказите по отделно за механизмите и на машини като цяло.

3.3.3. Резултатите показват, че механизма за образуване на тъкачна уста е с най-много откази и превишава установената горна контролна граница. Това показва, че е с влошено техническо състояние. Въз основа на това се насочват следващите изследвания в дисертационния труд.

3.3.4. По отношение на общото техническо състояние на наблюдаваните тъкачни машини е определена горна контролна граница, която се отнася за общ брой откази по машини. Установено е, че в периода на извършеното наблюдение няма тъкачна машина с влошено техническо състояние.



Фиг. 3.4. Функция на разпределение на Поасон по отношение на отказите на наблюдаваните тъкачни машини.



Фиг. 3.5. Регистрирани откази на тъкачните машини за наблюдения период.

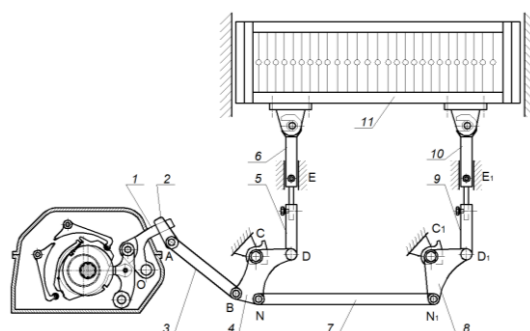
ГЛАВА 4. ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА МЕХАНИЗМА ЗА ОБРАЗУВАНЕ НА ТЪКАЧНА УСТА НА ТЪКАЧНА МАШИНА С ГЪВКАВИ РАПИРИ “VAMATEX LEONARDO”

4.1. Описание на теоретична постановка.

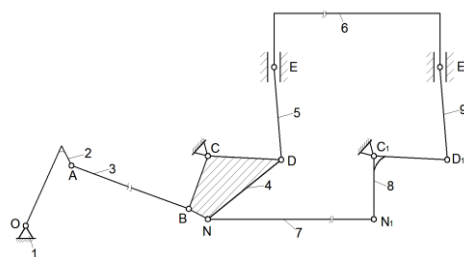
Обект на теоретично изследване е нищелковият механизъм на тъкачен стан с гъвкави рапири „Vamatex Leonardo”. На фигура 4.1. е показана конструктивна схема на такъв механизъм.

4.2. Структурен анализ на нищелков механизъм.

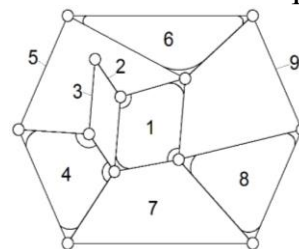
Механизмът е деветзвенеен включително със входящото звено 2. Включваме го, тъй като реалният задвижващ модул е съставен от комплекс гърбично-лостови механизми. На фигура 4.3 и фигура 4.4 са показани кинематичната и структурната схема на нищелковия механизъм. Той е с геометрична и кинематична симетрия.



Фиг. 4.1. Конструктивна схема на нищелков механизъм на тъкачен стан „Vamatex Leonardo”.



Фиг. 4.3. Кинематична схема на нищелков механизъм.



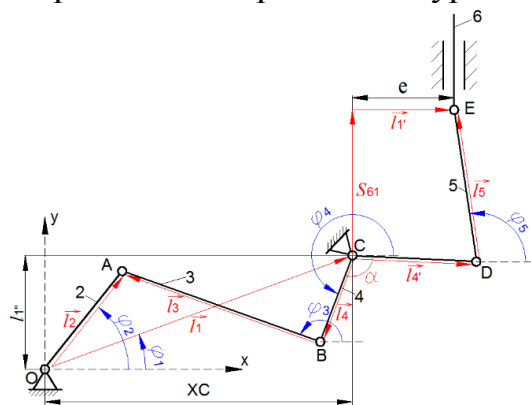
Фиг. 4.4. Структурна схема на нищелков механизъм.

4.3. Кинематичен анализ на нищелков механизъм.

Поради симетрията на нищелковия механизъм е достатъчно да се да се разглежда шестзвенеен кинематичен верига (КВ), без звена 7, 8 и 9.

4.3.1. Геометричен модел.

Приложен е метода на затворените векторни контури. На фигура 4.5 са изобразени векторните контури на изследвания механизъм.



4.3.2. Кинематичен модел на механизма.

$$\begin{cases} -l_1 \cdot \omega_2 \cdot \sin \varphi_2 = -l_4 \cdot \omega_4 \cdot \sin \varphi_4 - l_3 \cdot \omega_3 \cdot \sin \varphi_3 \\ l_2 \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi_2 = l_4 \cdot \omega_4 \cdot \cos \varphi_4 + l_3 \cdot \omega_3 \cdot \cos \varphi_3 \\ 0 = -l_4 \cdot \omega_4 \cdot \sin(\varphi_4 + \alpha) - l_5 \cdot \omega_5 \cdot \sin \varphi_5 \\ V_6 = l_4 \cdot \omega_4 \cdot \cos(\varphi_4 + \alpha) + l_5 \cdot \omega_5 \cdot \cos \varphi_5 \end{cases} \quad (4.5)$$

$$\begin{cases} -l_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sin \varphi_2 - l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos \varphi_2 = -l_4 \cdot \varepsilon_4 \cdot \sin \varphi_4 - l_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \cos \varphi_4 - l_3 \cdot \varepsilon_3 \cdot \sin \varphi_3 - l_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \cos \varphi_3 \\ l_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \cos \varphi_2 - l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \sin \varphi_2 = l_4 \cdot \varepsilon_4 \cdot \cos \varphi_4 - l_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \sin \varphi_4 + l_3 \cdot \varepsilon_3 \cdot \cos \varphi_3 - l_3 \cdot \omega_3^2 \cdot \sin \varphi_3 \\ 0 = -l_4 \cdot \varepsilon_4 \cdot \sin(\varphi_4 + \alpha) + l_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \cos(\varphi_4 + \alpha) - l_5 \cdot \varepsilon_5 \cdot \sin \varphi_5 - l_5 \cdot \omega_5^2 \cdot \cos \varphi_5 \\ a_6 = l_4 \cdot \varepsilon_4 \cdot \cos(\varphi_4 + \alpha) - l_4 \cdot \omega_4^2 \cdot \sin(\varphi_4 + \alpha) + l_5 \cdot \varepsilon_5 \cdot \cos \varphi_5 - l_5 \cdot \omega_5^2 \cdot \sin \varphi_5 \end{cases} \quad (4.6)$$

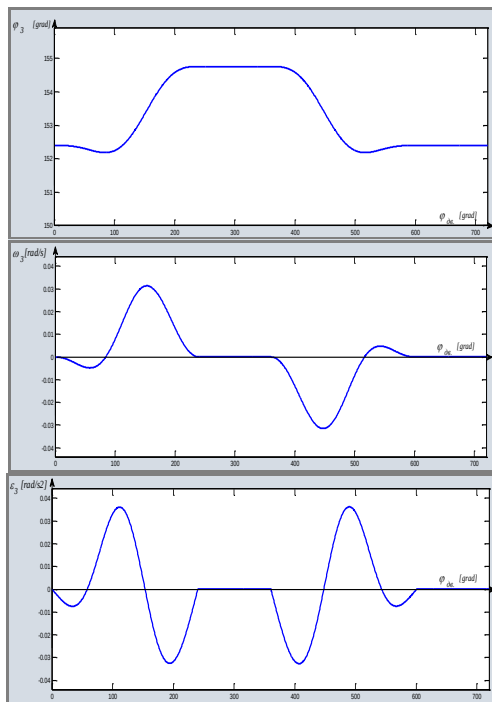
4.3.3. Числени решения в средата на програмен продукт Matlab.

Описаните геометричен и кинематичен модел на основния механизъм са реализирани в средата на програмен продукт Matlab. Входните данни са началните положения на всички звена, техните конструктивни размери и приетия закон за движение на началното звено, за който са използвани циклоидалните функции (4.8).

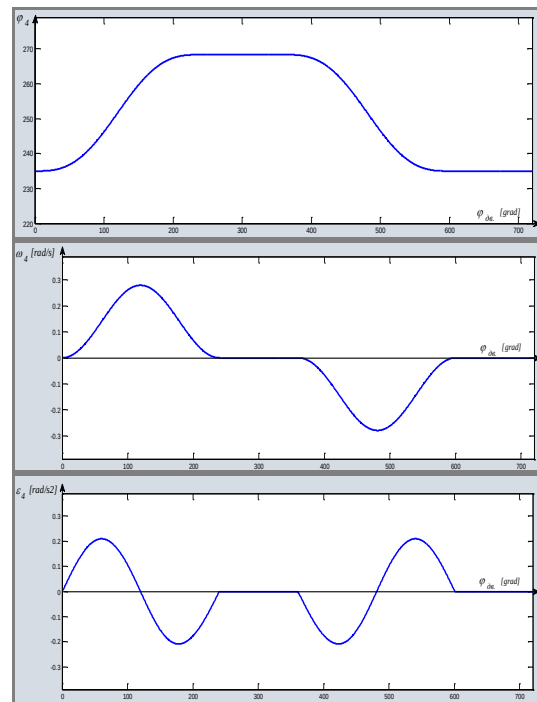
$$\varphi_{2I} = \psi \left(1 - \frac{\varphi_{вх}}{\varphi_I} + \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \frac{2\pi \cdot \varphi_{вх}}{\varphi_I} \right), \quad \varphi_{2III} = \psi \left(\frac{\varphi_{вх}}{\varphi_{III}} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin \frac{2\pi \cdot \varphi_{вх}}{\varphi_{III}} \right) \quad (4.8)$$

4.3.4. Резултати от кинематичния анализ на нищелковия механизъм.

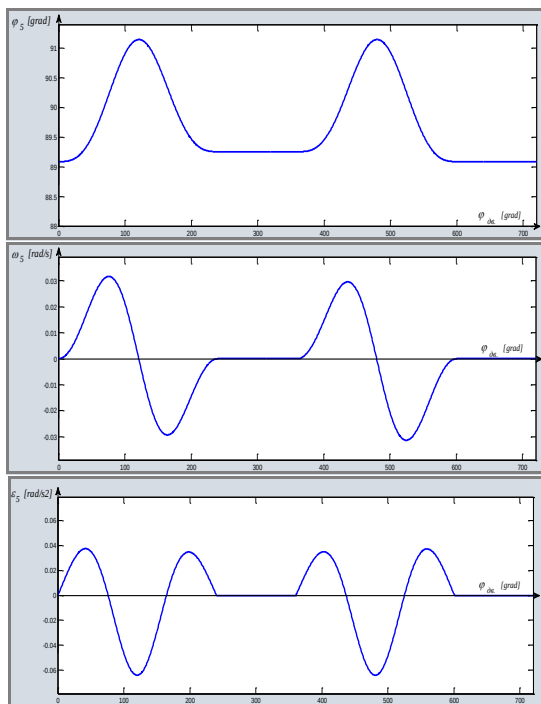
На фигури 4.9, 4.10, 4.11 и 4.12 са изобразени съответно получените кинематични характеристики на звена 3, 4, 5 и на изпълнителното звено 6 отново във функция на ъгъла на завъртане на главния вал.



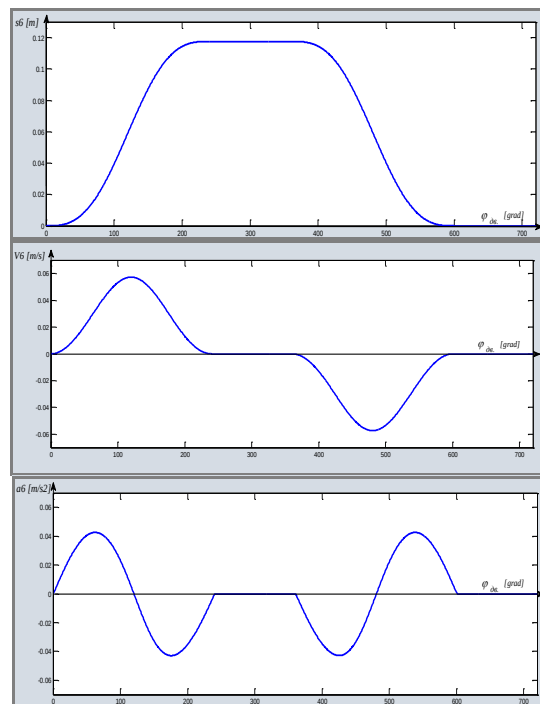
Фиг. 4.9. Кинематични характеристики на звено 3.



Фиг. 4.10. Кинематични характеристики на звено 4.



Фиг. 4.11. Кинематични характеристики на звено 5



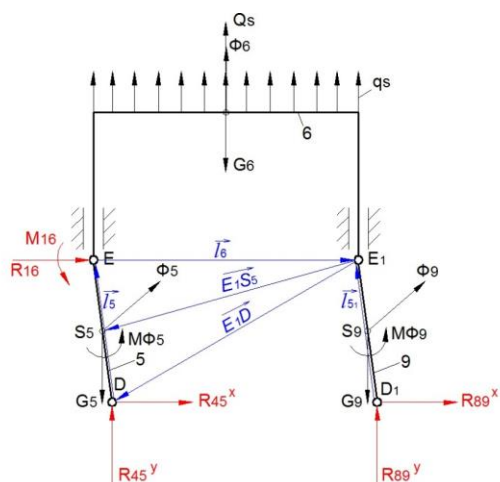
Фиг.4.12. Кинематични характеристики на изпълнителното звено 6 на механизма.

4. Силев анализ на нищелков механизъм.

Създаден е кинетостатичен модел на нищелков механизъм в тъкачен стан с гъвкави рапири “Vamatex Leonardo”, който е реализиран в средата на програмен продукт MATLAB при работен цикъл в рамките на два оборота на главния вал на тъкачната машина.

4.4.1. Кинетостатичен модел.

За създаване на кинетостатичния модел на механизма се прилага метода на отворените кинематични вериги. Най-отдалечената от входа КД е между изпълнителното звено 6 и стойката 1, затова както и поради геометричната симетрия първо е разгледана групата от звена 5, 6 и 9. На фигура 4.13 е показана схемата на натоварване.



Фиг. 4.13. Схема на натоварване на група от звена 5, 6 и 9.

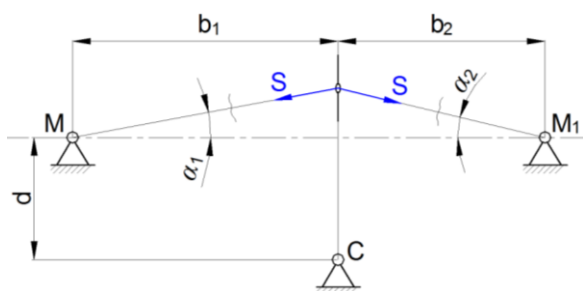
Нанесено е натоварването от нишките във вид на разпределен товар с интензивност q_s [N/ниш.], която се определя по зависимостта

$$q_s = S(\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2), \quad (4.9)$$

където S е силата на опън във всяка нишка, α_1 и α_2 се определят чрез:

$$\alpha_{1,2} = \arctan \frac{(S_{61} - d)}{b_{1,2}} \quad (4.10)$$

тук d и $b_{1,2}$ са конструкционни размери (фигура 4.14), а S_{61} е преместването на изпълнителното звено относно шарнира С.



Фиг. 4.14. Сили на опън в нишката.

Условията за равновесие имат вида:

$$\Sigma \vec{M}_{E_i}^{л.с.} = 0,$$

$$-\vec{l}_5 \times \vec{R}_{45} - \frac{\vec{l}_5}{2} \times (\vec{\Phi}_5 + \vec{G}_5) + \vec{M}_{\Phi 5} = 0$$

$$\rightarrow (4.11.1) \quad R_{45}^x \cdot l_5^y - R_{45}^y \cdot l_5^x + \phi_5^x \cdot \frac{l_5^y}{2} - \phi_5^y \cdot \frac{l_5^x}{2} + G_5 \cdot \frac{l_5^x}{2} + M_{\Phi 5} = 0;$$

$$\Sigma \vec{M}_{E_1 i}^{\partial.с.} = 0,$$

$$-\vec{l}_9 \times \vec{R}_{89} - \frac{\vec{l}_9}{2} \times (\vec{\Phi}_9 + \vec{G}_9) + \vec{M}_{\Phi 9} = 0$$

$$\rightarrow (4.11.2) \quad R_{89}^x \cdot l_9^y - R_{89}^y \cdot l_9^x + \phi_9^x \cdot \frac{l_9^y}{2} - \phi_9^y \cdot \frac{l_9^x}{2} + G_9 \cdot \frac{l_9^x}{2} + M_{\Phi 9} = 0;$$

(4.11)

$$\Sigma \vec{M}_{E_1 i}^{л.с.} = 0,$$

$$\vec{E}_1 \vec{D} \times \vec{R}_{45} + \vec{E}_1 \vec{S}_5 \times (\vec{\Phi}_5 + \vec{G}_5) + \vec{M}_{\Phi 5} + \vec{M}_{16} + \vec{E}_1 \vec{S}_6 \times (\vec{\Phi}_6 + \vec{G}_6 + \vec{Q}_s) = 0$$

$$\rightarrow (4.11.3) \quad R_{45}^y \cdot E_1 D^x - R_{45}^x \cdot E_1 D^y + \phi_5^y \cdot E_1 S_5^x - \phi_5^x \cdot E_1 S_5^y - G_5 \cdot E_1 S_5^x + M_{\Phi 5} + M_{16} - \phi_6^x \cdot \frac{l_6^y}{2} + G_6 \cdot \frac{l_6^x}{2} - Q_s \cdot \frac{l_6^x}{2} = 0;$$

$$\Sigma \vec{F}_i = 0,$$

$$\vec{R}_{45} + \vec{\Phi}_5 + \vec{G}_5 + \vec{R}_{16} + \vec{\Phi}_6 + \vec{Q}_s + \vec{G}_6 + \vec{G}_9 + \vec{\Phi}_9 + \vec{R}_{89} = 0$$

$$(4.11.4) \quad R_{45}^x + \phi_5^x + R_{16}^x + \phi_9^x + R_{89}^x = 0$$

$$\rightarrow (4.11.5) \quad R_{45}^y + \phi_5^y - G_5 + \phi_6^y - Q_s - G_6 - G_9 + \phi_9^y + R_{89}^y = 0$$

където:

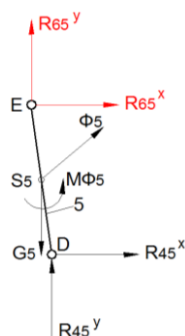
$$\vec{\phi}_9 = \vec{\phi}_5 = -m_5 \cdot \vec{a}_{S_5} \rightarrow \phi_5^x = -m_5 \cdot a_{S_5}^x, \quad \phi_5^y = -m_5 \cdot a_{S_5}^y$$

$$\vec{\phi}_6 = -m_6 \cdot \vec{a}_{S_6} \rightarrow \phi_6^x = -m_6 \cdot a_{S_6}^x, \quad \phi_6^y = -m_5 \cdot a_{S_5}^y$$

(4.11')

$$M_{\Phi 9} = M_{\Phi 5} = -J_{S_5} \cdot \varepsilon_5$$

За определяне на реакциите в шарнира E , които са равни на тези в шарнира E_1 се разглежда равновесието на звено 5.



Фиг. 4.15. Схема на натоварване на звено 5.

Разпределеният товар е заменен с $Q_s = q_s \cdot n$, където n е броят на отворите в нишката. Инерционните сили върху звена 5 и 9 (фигура 4.13) са равни, тъй като съществува геометрична и кинематична симетрия. Силите на тежестта са съсредоточени в масовите центрове на звената.

Неизвестната реакция $\vec{R}_{65}$ се определя от проекционните условия:

$$\Sigma X_i = 0$$

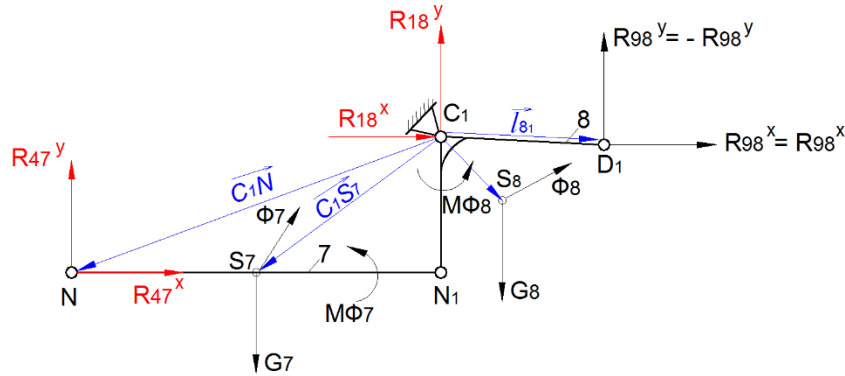
$$R_{65}^x + \phi_5^x + R_{45}^x = 0$$

(4.12)

$$\Sigma Y_i = 0$$

$$R_{65}^y + \phi_5^y + R_{45}^y - G_5 = 0$$

На фигура 4.16 е представена Асуровата група (АГ) от звена 8 и 7. Звено 7 е елемент от паралелограма CNN_1C_1 , следователно извършва трансляция и има винаги хоризонтално направление ($CC_1 \parallel O_x$).



Фиг. 4.16. Схема на натоварване на АГ 8 – 7.

Условието за равновесие имат вида:

$$\Sigma \vec{M}_{N_1 i}^{l.c.} = 0, \overline{N_1 N} \times \vec{R}_{47} + \overline{N_1 S_7} \times (\vec{\phi}_7 + \vec{G}_7) + \vec{M}_{\phi 7} = 0$$

$$\rightarrow (4.13.1) \quad -R_{47}^y \cdot l_7 - (\phi_7^y - G_7) \cdot \frac{l_7}{2} + M_{\phi 7} = 0;$$

$$\Sigma \vec{M}_{C_1 i} = 0, \overline{C_1 N} \times \vec{R}_{47} + \overline{C_1 S_7} \times (\vec{\phi}_7 + \vec{G}_7) + \vec{M}_{\phi 7} + \vec{M}_{\phi 8} + \overline{C_1 S_8} \times (\vec{\phi}_8 + \vec{G}_8) + \overline{C_1 D_1} \times \vec{R}_{98} = 0$$

$$\rightarrow (4.13.2) \quad R_{47}^y \cdot C_1 N^x - R_{47}^x \cdot C_1 N^y + \phi_7^y \cdot C_1 S_7^x - \phi_7^x \cdot C_1 S_7^y - G_7 \cdot C_1 S_7^x + M_{\phi 7} + M_{\phi 8} + \phi_8^y \cdot C_1 S_8^x - \phi_8^x \cdot C_1 S_8^y - G_8 \cdot C_1 S_8^x + R_{98}^y \cdot l_8^x - R_{98}^x \cdot l_8^y = 0 \quad (4.13)$$

$$\Sigma \vec{F}_i = 0,$$

$$\vec{R}_{47} + \vec{\phi}_7 + \vec{G}_7 + \vec{\phi}_8 + \vec{G}_8 + \vec{R}_{18} + \vec{R}_{98} = 0$$

$$(4.13.3) \quad R_{47}^x + \phi_7^x + \phi_8^x + R_{18}^x + R_{98}^x = 0$$

$$\rightarrow (4.13.4) \quad R_{47}^y + \phi_7^y - G_7 + \phi_8^x + R_{18}^y + R_{98}^y - G_8 = 0$$

където $\vec{R}_{98} = -\vec{R}_{89}$;

$$\vec{\phi}_7 = -m_7 \cdot \vec{a}_{S_7} \rightarrow \phi_7^x = -m_7 \cdot a_{S_7}^x, \quad \phi_7^y = -m_7 \cdot a_{S_7}^y$$

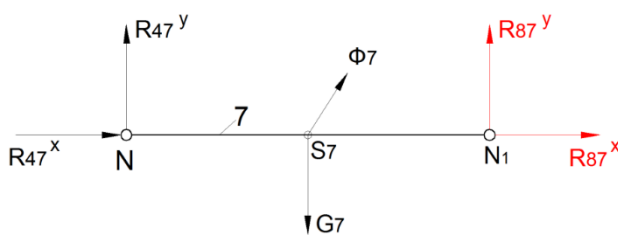
$$M_{\phi 7} = -J_{S_7} \cdot \varepsilon_7 = 0 \text{ Nm}$$

$$\vec{\phi}_8 = -m_8 \cdot \vec{a}_{S_8} \rightarrow \phi_8^x = -m_8 \cdot a_{S_8}^x, \quad \phi_8^y = -m_8 \cdot a_{S_8}^y$$

$$M_{\phi 8} = -J_{S_8} \cdot \varepsilon_8$$

(4.13')

На фигура 4.17 е показано натоварването на звено 7.



Фиг. 4.17. Схема на натоварване на звено 7

Неизвестната реакция $\vec{R}_{87}$ се определя от проекционните условия:

$$\Sigma X_i = 0$$

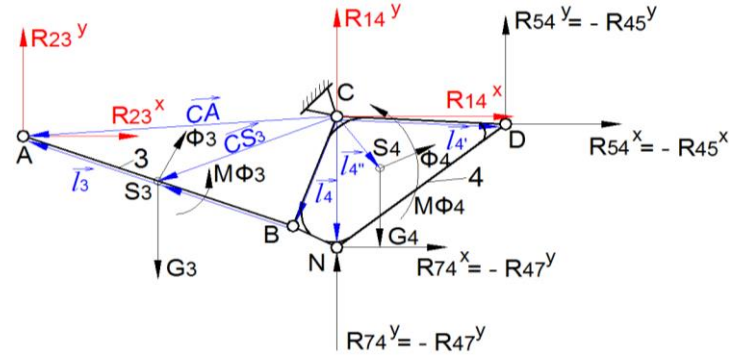
$$R_{47}^x + R_{87}^x + \phi_7^x = 0$$

$$\Sigma Y_i = 0$$

$$R_{47}^y + R_{87}^y + \phi_7^y - G_7 = 0$$

(4.14)

На фигура 4.18 е разгледана Асуровата група от звена 4 и 3.



Фиг. 4.18. Схема на натоварване на АГ 4 – 3.

Изведени са следните условия за равновесие:

$$\Sigma \vec{M}_B^{l.c.} i = 0,$$

$$\vec{l}_3 \times \vec{R}_{23} + \frac{\vec{l}_3}{2} \times (\vec{\Phi}_3 + \vec{G}_3) + \vec{M}_{\Phi 3} = 0$$

$$\rightarrow (4.15.1) \quad R_{23}^y \cdot l_3^x - R_{23}^x \cdot l_3^y + \phi_3^y \cdot \frac{l_3^x}{2} - \phi_3^x \cdot \frac{l_3^y}{2} - G_3 \cdot \frac{l_3^x}{2} + M_{\Phi 3} = 0$$

$$\Sigma \vec{M}_{Ci} = 0,$$

$$\vec{CA} \times \vec{R}_{23} + \vec{CS}_3 \times (\vec{\Phi}_3 + \vec{G}_3) + \vec{M}_{\Phi 3} + \vec{M}_{\Phi 4} + \vec{l}_{4''} \times \vec{R}_{74} + \vec{CS}_4 \times (\vec{\Phi}_4 + \vec{G}_4) + \vec{l}_{4'} \times \vec{R}_{54} = 0 \quad (4.15)$$

$$\rightarrow (4.15.2) \quad R_{23}^y \cdot CA^x - R_{23}^x \cdot CA^y + \phi_3^y \cdot CS_3^x - \phi_3^x \cdot CS_3^y - G_3 \cdot CS_3^x + M_{\Phi 3} + M_{\Phi 4} + R_{74}^y \cdot l_{4''}^x - R_{74}^x \cdot l_{4''}^y + \phi_4^y \cdot CS_4^x - \phi_4^x \cdot CS_4^y - G_4 \cdot CS_4^x + R_{54}^y \cdot l_{4'}^x - R_{54}^x \cdot l_{4'}^y = 0$$

$$\Sigma \vec{R}_i = 0,$$

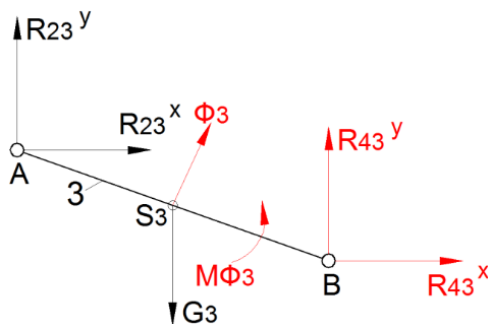
$$\vec{R}_{23} + \vec{\Phi}_3 + \vec{G}_3 + \vec{R}_{74} + \vec{\Phi}_4 + \vec{R}_{14} + \vec{G}_4 + \vec{R}_{54} = 0,$$

$$\rightarrow (4.15.3) \quad \begin{aligned} R_{23}^x + \phi_3^x + R_{74}^x + \phi_4^x + R_{14}^x + R_{54}^x &= 0 \\ R_{23}^y + \phi_3^y - G_3 + R_{74}^y + \phi_4^y + R_{14}^y - G_4 + R_{54}^y &= 0 \end{aligned}$$

където $\vec{R}_{54} = -\vec{R}_{45}$ и $\vec{R}_{74} = -\vec{R}_{47}$;

$$\vec{M}_{\Phi 4} = -J_C \cdot \vec{\epsilon}_4 \quad \vec{M}_{\Phi 3} = -J_{S_3} \cdot \vec{\epsilon}_3 \quad \vec{\phi}_4 = -m_4 \cdot \vec{a}_{S_4} \quad \vec{\phi}_3 = -m_3 \cdot \vec{a}_{S_3} \quad (4.15')$$

На фигура 4.19 е показано натоварването на звено 3.



Фиг. 4.19. Схема на натоварване на звено 3

Неизвестната реакция $\vec{R}_{43}$ се определя от проекционните условия:

$$\Sigma X_i = 0$$

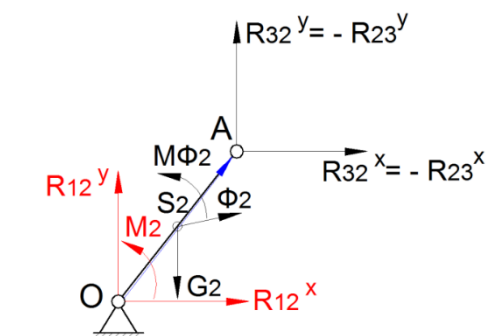
$$R_{23}^x + R_{43}^x + \phi_3^x = 0$$

$$(4.16)$$

$$\Sigma Y_i = 0$$

$$R_{23}^y + R_{43}^y - G_3 + \phi_3^y = 0$$

На фигура 4.20 е показано натоварването на началното звено на лостовия механизъм. Тук освен реакциите в КД, инерционните сили и силата на тежестта е приложен и момента M_2 , необходим за реализиране на закона на движение, както и за постигане на кинетостатично равновесие.



Фиг. 4.20. Схема на натоварване на началното звено 2.

Условията за равновесие имат вида: (4.17)

$$\Sigma \vec{M}_{O_i} = 0,$$

$$\vec{l}_2 \times \vec{R}_{32} + \frac{\vec{l}_2}{2} (\vec{\Phi}_2 + \vec{G}_2) + \vec{M}_2 + \vec{M}_{\Phi_2} = 0$$

$$\rightarrow (4.17.1) \quad R_{32}^y \cdot l_2^x - R_{32}^x \cdot l_2^y + (\Phi_2^y - G_2) \frac{l_2^x}{2} + M_2 + M_{\Phi_2} = 0$$

$$\Sigma \vec{F}_i = 0,$$

$$\vec{R}_{32} + \vec{\Phi}_2 + \vec{G}_2 + \vec{R}_{12} = 0,$$

$$(4.17.2) \quad R_{12}^x + R_{32}^x + \Phi_2^x = 0$$

$$(4.17.3) \quad R_{12}^y + R_{32}^y + \Phi_2^y - G_2 = 0$$

$$\text{където } \vec{R}_{32} = -\vec{R}_{23}$$

4.2. Числени решения в средата на програмен продукт Matlab.

Кинетостатичният модел на нищелковия механизъм е реализиран в средата на програмен продукт Matlab.

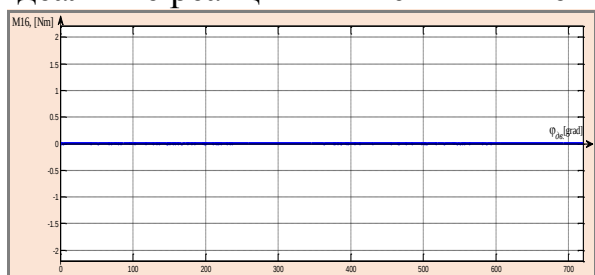
Входните данни са: началните положения на всички звена, конструктивните размери на звената, усилията на опън в нишките, броят нишки в една нищелкова рамка, геометричните и кинематични характеристики при движение на механизма.

Резултатите от кинематичния анализ се използват за определяне на проекциите на радиус векторите на приложените точки на силите, както и за определяне на инерционните динами.

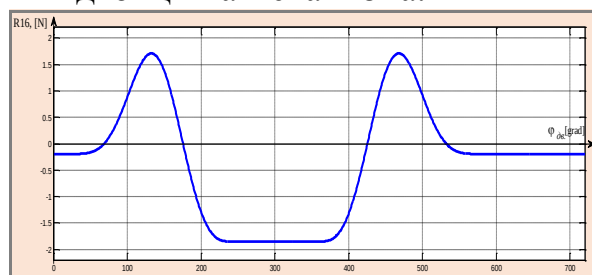
4.3. Резултати от силов анализ на нищелковия механизъм.

Наблюдават се малки абсолютни стойности на измененията на инерционните динами в един работен цикъл. За определяне на идеалните реакции в кинематичните двоици и на момента M_2 е създадена блокова структура без отчитане на инерционните сили и моменти.

На фигурите от 4.28 до 4.35 е показано изменението на големините на идеалните реакции във всички кинематични двоици на механизма.

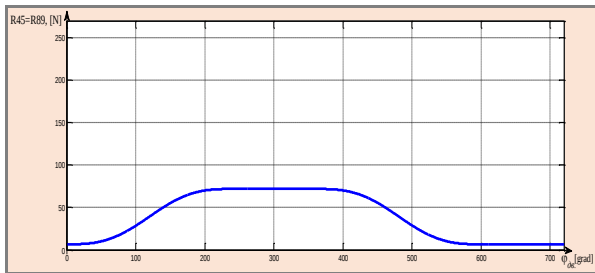


а) M_{16}

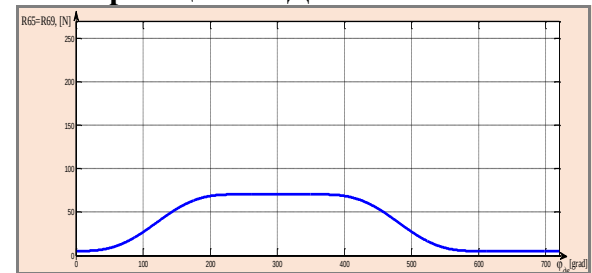


б) R_{16}

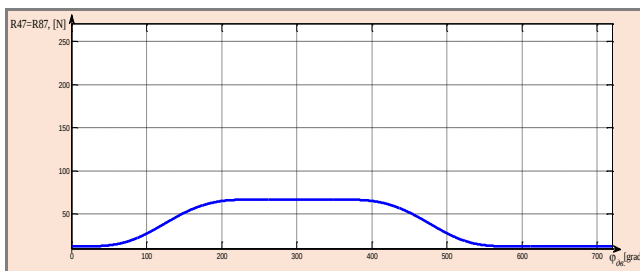
Фиг. 4.28. Изменение на идеалните реакции в КД 16.



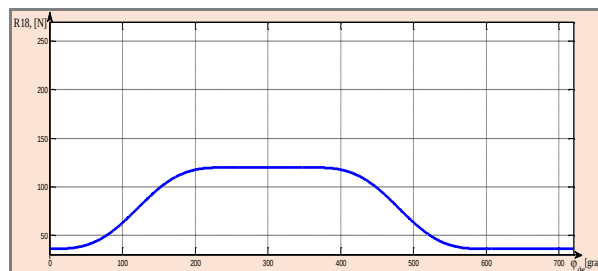
Фиг. 4.29. Изменение на големината на идеалните реакции в КД 45 и КД 89.



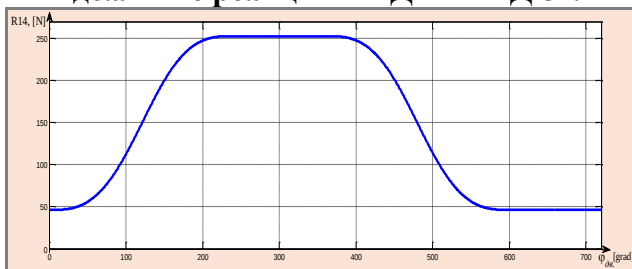
Фиг. 4.30. Изменение на големината на идеалните реакции в КД 65 и КД 69.



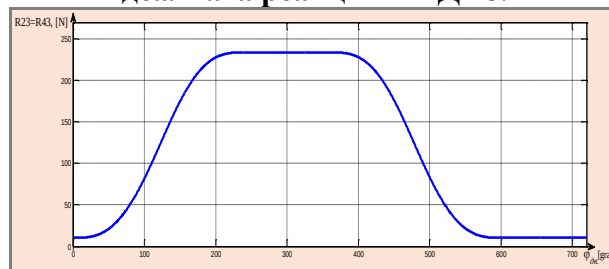
Фиг. 4.31. Изменение на големината на идеалните реакции в КД 47 и КД 87.



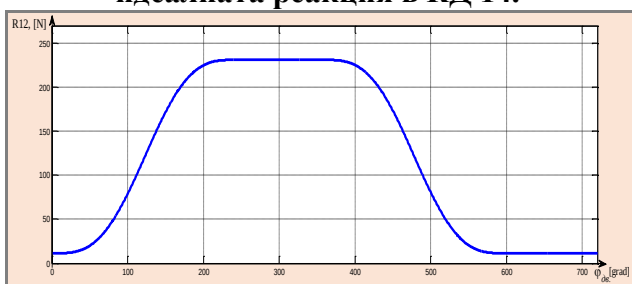
Фиг. 4.32. Изменение на големината на идеалната реакция в КД 18.



Фиг. 4.33. Изменение на големината на идеалната реакция в КД 14.



Фиг. 4.34. Изменение на големината на идеалните реакции в КД 23 и КД 43.



Фиг. 4.35. Изменение на големината на идеалната реакция в КД 12.

За доказване на достоверността на изведените кинетостатични уравнения от (4.11) до (4.17) се извършва проверка чрез методите на аналитичната механика. Тъй като не са отчетени инерционните сили е използван принципа на виртуалните премествания:

$$\vec{M}_2 \cdot \vec{\omega}_2 + \sum_{i=1}^9 \vec{G}_i \cdot \vec{V}_{Si} + \vec{Q}_S \cdot \vec{V}_6 = 0 \quad (4.18)$$

4.5. Изводи.

4.5.1. Чрез създадените геометричен и кинематичен модел на нищелков механизъм на тъкачен стан с гъвкави папири „*Vamatex Leonardo*” и тяхната реализация в средата на програмен продукт Matlab могат да се представят всички величини, необходими за определянето на ускоренията на масовите центрове на звената. Създадената блокова структура позволява извършването на редица числени решения при вариране конструктивните размери на механизма. Това от своя страна дава възможност за изследване на механизма при различни настройки в зависимост от необходимите параметри на видовете артикули.

4.5.2. Създаденият кинетостатичен модел за определяне на идеалните реакции в КД на нищелковия механизъм в тъкачен стан „*Vamatex Leonardo*” е реализиран в средата на програмен продукт MATLAB. Изградената блок схема позволява силовият анализ да се извършва (решаване на задачите на

кинетостатиката) при вариране на входните данни и опъна на нишките, вариране на режимите на работа, напр. скоростта на входа, респективно на циклите и пр.

4.5.3. От числените решения на изведените уравнения (4.11, 4.12, 4.13, 4.15, 4.16 и 4.17), без отчитане на инерционните динами, могат да се направят следните изводи:

- Получените резултати показват, че влиянието на инерционните сили върху големината на идеалните реакции във всички кинематични двоици на изследвания механизъм ще бъде незначително. Това е така, тъй като абсолютните стойности на елементите на инерционните динами в отделните звена са значително по-малки от абсолютните стойности на идеалните реакции. Ето защо от получените резултати може да се анализира достатъчно точно натовареността на звената и възлите (кинематичните двоици). Провеждане на числени решения с отчитане на инерционните сили не е необходимо;

- Най-натоварената кинематична двоица е между корпуса (стойката) и тираменния лост (звено 4).

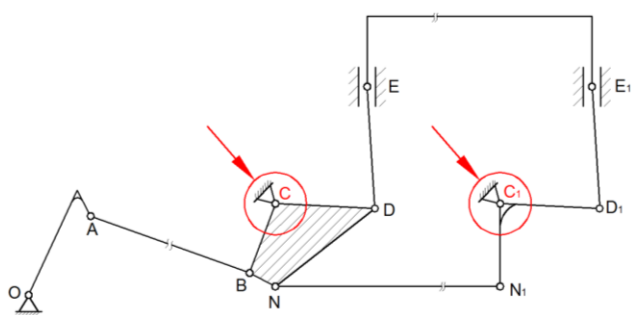
ГЛАВА 5. ПРЕАНТИВЕН ВИБРО-КОНТРОЛ НА НИЩЕЛКОВ МЕХАНИЗЪМ НА ТЪКАЧНИ МАШИНИ С ГЪВКАВИ РАПИРИ „VAMATEX LEONARDO”.

5.1. Използвани средства и апаратура за осигуряване на експерименталната работа.

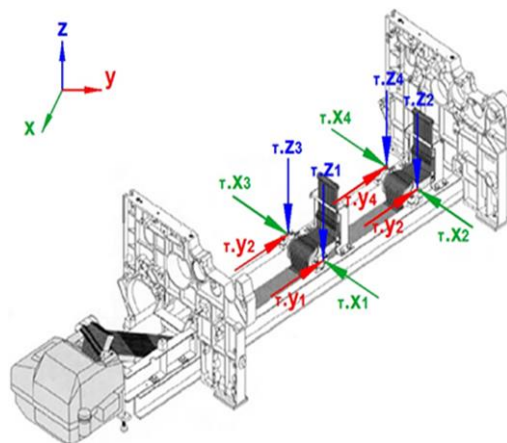
Измерването на вибрациите се осъществява посредством виброметър „PCE – BT 204”.

5.2. Физична постановка на експерименталната работа.

На фигура 5.2 са представени установените най-натоварените кинематични двоици от механизма (точките C и C_1). Измерването се извършва в четири точки и в три направления, показани на схемата на фигура 5.3.



Фиг. 5.2. Кинематична схема на нищелков механизъм на тъкачен стан „Vamatex Leonardo”.



Фиг.5.3. Място и направление на точките на измерване.

5.3. Регистрирани стойности от проведеното измерване.

Регистрирана е средноквадратичната стойност на виброскоростта (V , mm/s RMS) по направление на измерване (v_x , v_y и v_z) и измервателни точки (т. 1, т. 2, т. 3 и т. 4). Определена е големината v_{xyz} на виброскоростта.

5.4. Статистически анализ и дискусия на експерименталните измервания на вибрациите.

5.4.1. Определяне на минимален брой измервателни точки за вибро-контрол на нищелков механизъм.

За решаване на поставената задача е извършен корелационен анализ. Статистическата извадка необходима за провеждане на анализа е представена в таблица 5.3. За удобство при извършване на анализа се приемат буквени означения вместо

числови за измервателните точки, които са представени в същата таблица.

В таблица 5.4 са представени показателите за изчисляване на корелационните коефициенти.

Таблица 5.3

Измервателна точка № на тъкачна машина	Обща стойност на виброскорост (V_{xyz} , RMS, mm/s)			
	т. 1	т. 2	т. 3	т. 4
	a	b	c	d
L 306	10,74	7,45	12,12	8,77
L 311	10,81	15,34	14,13	9,53
L 313	11,71	12,39	16,00	12,33
L 305	7,00	9,62	9,54	8,72
L 314	7,96	10,32	7,97	8,25
L 318	7,46	8,82	8,69	8,77

Таблица 5.4.

r_{ab}								r_{bc}							
№	a_i	$a_i - \bar{a}$	$(a_i - \bar{a})^2$	b_i	$b_i - \bar{b}$	$(b_i - \bar{b})^2$	$(a_i - \bar{a})(b_i - \bar{b})$	№	b_i	$b_i - \bar{b}$	$(b_i - \bar{b})^2$	c_i	$c_i - \bar{c}$	$(c_i - \bar{c})^2$	$(b_i - \bar{b})(c_i - \bar{c})$
1	10,74	1,46	2,13	7,45	-3,20	10,27	-4,67	1	7,45	-3,20	10,27	12,12	0,71	0,51	-2,28
2	10,81	1,53	2,33	15,34	4,68	21,91	7,15	2	15,34	4,68	21,91	14,13	2,72	7,40	12,73
3	11,71	2,43	5,90	12,39	1,73	3,00	4,20	3	12,39	1,73	3,00	16,00	4,59	21,09	7,95
4	7,00	-2,28	5,18	9,62	-1,04	1,08	2,36	4	9,62	-1,04	1,08	9,54	-1,87	3,50	1,94
5	7,96	-1,32	1,74	10,32	-0,34	0,11	0,44	5	10,32	-0,34	0,11	7,97	-3,43	11,78	1,16
6	7,46	-1,82	3,32	8,82	-1,83	3,36	3,34	6	8,82	-1,83	3,36	8,69	-2,72	7,40	4,99
$\bar{a} = 9,28$			$\Sigma 20,59$	$\bar{b} = 10,66$		$\Sigma 39,73$	$\Sigma 12,83$		$\bar{b} = 10,66$		$\Sigma 39,73$	$\bar{c} = 11,41$		$\Sigma 51,69$	$\Sigma 26,49$
r_{ac}								r_{bd}							
№	a_i	$a_i - \bar{a}$	$(a_i - \bar{a})^2$	c_i	$c_i - \bar{c}$	$(c_i - \bar{c})^2$	$(a_i - \bar{a})(c_i - \bar{c})$	№	b_i	$b_i - \bar{b}$	$(b_i - \bar{b})^2$	d_i	$d_i - \bar{d}$	$(d_i - \bar{d})^2$	$(b_i - \bar{b})(d_i - \bar{d})$
1	10,74	1,46	2,13	12,12	0,71	0,51	1,04	1	7,45	-3,20	10,27	8,77	-0,63	0,39	1,99
2	10,81	1,53	2,33	14,13	2,72	7,40	4,16	2	15,34	4,68	21,91	9,53	0,13	0,02	0,64
3	11,71	2,43	5,90	16,00	4,59	21,09	11,15	3	12,39	1,73	3,00	12,33	2,93	8,61	5,08
4	7,00	-2,28	5,18	9,54	-1,87	3,50	4,26	4	9,62	-1,04	1,08	8,72	-0,68	0,46	0,70
5	7,96	-1,32	1,74	7,97	-3,43	11,78	4,52	5	10,32	-0,34	0,11	8,25	-1,15	1,31	0,39
6	7,46	-1,82	3,32	8,69	-2,72	7,40	4,96	6	8,82	-1,83	3,36	8,77	-0,63	0,39	1,15
$\bar{a} = 9,28$			$\Sigma 20,59$	$\bar{c} = 11,41$		$\Sigma 51,69$	$\Sigma 30,09$		$\bar{b} = 10,66$		$\Sigma 39,73$	$\bar{d} = 9,40$		$\Sigma 11,17$	$\Sigma 9,45$
r_{ad}								r_{cd}							
№	a_i	$a_i - \bar{a}$	$(a_i - \bar{a})^2$	d_i	$d_i - \bar{d}$	$(d_i - \bar{d})^2$	$(a_i - \bar{a})(d_i - \bar{d})$	№	c_i	$c_i - \bar{c}$	$(c_i - \bar{c})^2$	d_i	$d_i - \bar{d}$	$(d_i - \bar{d})^2$	$(c_i - \bar{c})(d_i - \bar{d})$
1	10,74	1,46	2,13	8,77	-0,62	0,39	-0,91	1	12,12	0,71	0,51	8,77	-0,63	0,39	-0,44
2	10,81	1,53	2,33	9,53	0,14	0,02	0,21	2	14,13	2,72	7,40	9,53	0,13	0,02	0,37
3	11,71	2,43	5,90	12,33	2,93	8,61	7,12	3	16,00	4,59	21,09	12,33	2,93	8,61	13,47
4	7,00	-2,28	5,18	8,72	-0,68	0,46	1,54	4	9,54	-1,87	3,50	8,72	-0,68	0,46	1,26
5	7,96	-1,32	1,74	8,25	-1,15	1,31	1,51	5	7,97	-3,43	11,78	8,25	-1,15	1,31	3,93
6	7,46	-1,82	3,32	8,77	-0,63	0,39	1,14	6	8,69	-2,72	7,40	8,77	-0,63	0,39	1,71
$\bar{a} = 9,28$			$\Sigma 20,59$	$\bar{d} = 9,40$		$\Sigma 11,17$	$\Sigma 10,62$		$\bar{c} = 11,41$		$\Sigma 51,69$	$\bar{d} = 9,40$		$\Sigma 11,17$	$\Sigma 22,31$

По формулите от (5.4) до (5.9) са изчислени корелационните коефициенти.

$$r_{ab} = \frac{\Sigma(a_i - \bar{a})(b_i - \bar{b})}{\sqrt{\Sigma(a_i - \bar{a})^2 \Sigma(b_i - \bar{b})^2}} \quad (5.4)$$

$$r_{ac} = \frac{\Sigma(a_i - \bar{a})(c_i - \bar{c})}{\sqrt{\Sigma(a_i - \bar{a})^2 \Sigma(c_i - \bar{c})^2}} \quad (5.5)$$

$$r_{ad} = \frac{\Sigma(a_i - \bar{a})(d_i - \bar{d})}{\sqrt{\Sigma(a_i - \bar{a})^2 \cdot \Sigma(d_i - \bar{d})^2}} \quad (5.6)$$

$$r_{bd} = \frac{\Sigma(b_i - \bar{b})(d_i - \bar{d})}{\sqrt{\Sigma(b_i - \bar{b})^2 \cdot \Sigma(d_i - \bar{d})^2}} \quad (5.8)$$

$$r_{bc} = \frac{\Sigma(b_i - \bar{b})(c_i - \bar{c})}{\sqrt{\Sigma(b_i - \bar{b})^2 \cdot \Sigma(c_i - \bar{c})^2}} \quad (5.7)$$

$$r_{cd} = \frac{\Sigma(c_i - \bar{c})(d_i - \bar{d})}{\sqrt{\Sigma(c_i - \bar{c})^2 \cdot \Sigma(d_i - \bar{d})^2}} \quad (5.9)$$

На фигура 5.10 са изобразени графично получените корелационни коефициенти.

От графика на фигура 5.10 се вижда, че r_{ac} , r_{cd} и r_{ad} са с много силна, силна и значителна зависимост, а останалите са умерена зависимост.

В следствие на получените стойности за корелационните коефициенти r_{ac} , r_{cd} и r_{ad} са обект на проверка за потвърждаване на представената хипотезата. За доказване на това твърдение за статистическата сигурност на изчислените коефициенти на корелация (r_{ac} , r_{cd} и r_{ad}) може да се направи чрез t – критерий (критерий на Стюдънт):

$$t_{ac} = \frac{|r_{ac}|}{\sqrt{1-r_{ac}^2}} \cdot \sqrt{n-2} = 4,69, \quad t_{ad} = \frac{|r_{ad}|}{\sqrt{1-r_{ad}^2}} \cdot \sqrt{n-2} = 1,96, \quad t_{cd} = \frac{|r_{cd}|}{\sqrt{1-r_{cd}^2}} \cdot \sqrt{n-2} = 3,23 \quad (5.11)$$

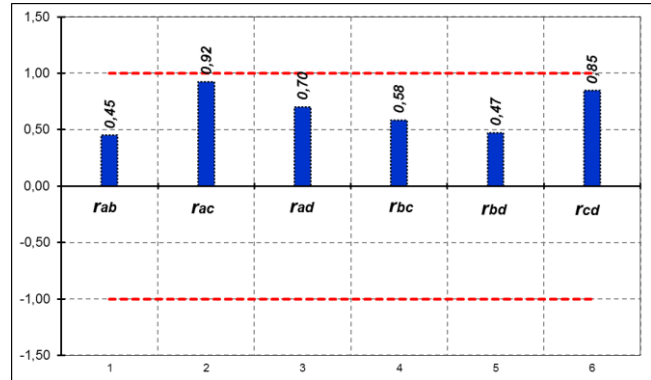
Получените стойности за t_{ac} , t_{ad} и t_{cd} се съпоставят с данни от таблици приложени в статистическата литература за степен на свобода $f = n - 2$, където ($n = 6$) е броят на изследваните величини. Теоретичната стойност за критерия на Стюдънт при статистическа вероятност $S = 95\%$ и степени на свобода $f = 4$ е $t_T = 2,78$.

Следователно за r_{ac} и r_{cd} може да се твърди, че е налице пряка корелационна връзка, тъй като $t_{ac} = 4,69 > t_T = 2,78$ и $t_{cd} = 3,23 > t_T = 2,78$, а при $t_{ad} = 1,96 < t_T = 2,78$ не е налице такава. Въз основа на това хипотезата за линейна зависимост на статистическите показатели (виброскорост) между точки на измерване **a** (т.1) и **c** (т. 3), **c** (т. 3) и **d** (т. 4) се приема, а между **a** (т. 1) и **d** (т. 4) се отхвърля.

5.4.2. Определяне на горни контролни граници на измерените вибросигнали.

В таблица 5.6 е показана изчислената стойност на средноаритметичното за представителната извадка на измерените стойности ($\bar{x}$, $\bar{y}$ и $\bar{z}$). Тя се явява математическо очакване μ на средните вибрации по **x**, **y**, **z** за практически неопределен период от време при постоянен машинен режим на тъкачния стан.

Що се отнася за генералната съвкупност математическите очаквания **x**, **y**, **z** съществуват в съответните доверителни интервали с 95% доверителна



Фиг. 5.10. Изчислени коефициенти на корелация.

вероятност и числово могат да бъдат изразени чрез неравенството:

$$\bar{x} - q_x \leq \mu = 0,46 \leq \bar{x} + q_x \quad (5.12)$$

Стандартно-квадратично отклонение за групови стойности при n единични стойности за x , y и z :

$$s_{x_i} = \sqrt{\frac{[(x_i - \bar{x})^2 + (y_i - \bar{y})^2 + (z_i - \bar{z})^2]}{n-1}} = 1,98 \quad (5.13)$$

Средно-квадратично отклонение на усреднените групови стойности при n единични стойности за x , y и z :

$$s_x = \frac{s_{xyz}}{\sqrt{n}} = \frac{1,98}{\sqrt{3}} = \frac{1,98}{1,73} = 1,14 \quad (5.14)$$

Таблица. 5.6.

№	$V_x, \text{ mm/s}$			$V_y, \text{ mm/s}$			$V_z, \text{ mm/s}$			$\bar{X}_{xyz}$
	x_i	$(x_i - \bar{x})$	$(x_i - \bar{x})^2$	y_i	$(y_i - \bar{y})$	$(y_i - \bar{y})^2$	z_i	$(z_i - \bar{z})$	$(z_i - \bar{z})^2$	
1	3,86	-0,41	0,16	5,46	0,05	0,00	8,41	1,03	1,06	5,91
2	3,80	-0,47	0,22	4,75	-0,24	0,06	4,30	-3,07	9,44	4,28
3	8,12	3,85	14,79	5,16	0,17	0,03	13,37	6,00	36,00	8,88
4	4,65	0,38	0,14	4,90	-0,09	0,01	2,60	-4,77	22,75	4,05
5	3,89	-0,38	0,14	3,52	-1,47	2,16	9,45	2,08	4,31	5,62
6	4,89	0,62	0,39	9,41	4,42	19,54	11,08	3,71	13,74	8,46
7	5,19	0,92	0,85	7,35	2,36	5,57	10,89	3,52	12,37	7,81
8	5,93	1,66	2,76	6,99	2,00	4,00	2,62	-4,75	22,60	5,18
9	5,64	1,37	1,88	6,76	1,77	3,14	7,72	0,35	0,12	6,71
10	3,89	-0,38	0,14	4,88	-0,11	0,01	10,70	3,33	11,07	6,49
11	7,09	2,82	7,96	9,96	4,97	24,71	10,32	2,95	8,68	9,12
12	5,03	0,76	0,58	5,37	0,38	0,15	9,89	2,52	6,33	6,76
13	2,64	-1,63	2,65	3,52	-1,47	2,16	4,45	-2,92	8,55	3,54
14	3,62	-0,65	0,42	5,41	0,42	0,18	7,08	-0,29	0,09	5,37
15	3,19	-1,08	1,17	4,30	-0,69	0,47	7,89	0,52	0,27	5,13
16	3,53	-0,74	0,55	4,99	0,00	0,00	6,22	-1,15	1,33	4,91
17	3,31	-0,96	0,92	4,86	-0,13	0,02	5,37	-2,00	4,01	4,51
18	3,93	-0,34	0,12	4,67	-0,32	0,10	8,32	0,95	0,90	5,64
19	3,74	-0,53	0,28	3,95	-1,04	1,08	5,83	-1,54	2,38	4,51
20	2,96	-1,31	1,71	3,92	-1,07	1,14	6,63	-0,74	0,55	4,50
21	2,93	-1,34	1,79	4,62	-0,37	0,14	5,07	-2,30	5,31	4,21
22	3,42	-0,85	0,72	5,12	0,13	0,02	6,32	-1,05	1,11	4,95
23	3,91	-0,36	0,13	4,95	-0,04	0,00	5,97	-1,40	1,97	4,94
24	3,31	-0,96	0,92	4,92	-0,07	0,00	6,46	-0,91	0,83	4,90
$\bar{x} = 4,27$			$\Sigma 41,39$	$\bar{y} = 5,41$		$\Sigma 64,69$	$\bar{z} = 7,37$		$\Sigma 175,76$	$\Sigma 136,39$

Доверителен интервал: $q_{\bar{x}} = t \cdot s_{\bar{x}} = 1,96 \cdot 1,14 = 2,23$, (5.15)

където $t = 1,96$, при $S = 95\%$, а $s_{\bar{x}}$ - на усреднените групови стойности при n единични стойности за x , y и z .

Тогава зависимостта за горна и долна контролни граници е:

$$KG_{ГД} = \bar{\bar{x}} \pm q_{\bar{x}}, \quad (5.16)$$

където $\bar{\bar{x}}$ е средноаритметичната от средноаритметичните стойности:

$$\bar{\bar{x}} = \frac{\bar{x} + \bar{y} + \bar{z}}{n_{xyz}} = 5,68, \quad (5.17)$$

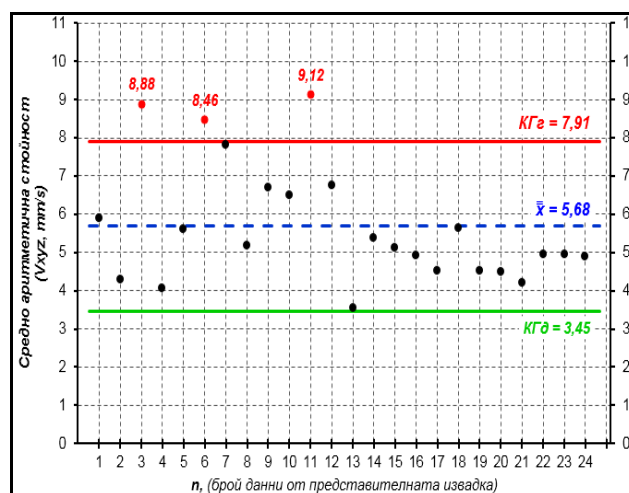
където n_{xyz} броят на средноаритметичните стойности от групите (x , y и z).

Тогава за горна (5.18) и долна (5.19) контролни граници се получава:

$$KG_{Г} = \bar{\bar{x}} + q_{\bar{x}} = 5,68 + 2,23 = 7,91 \quad (5.18)$$

$$KG_{Д} = \bar{\bar{x}} - q_{\bar{x}} = 5,68 - 2,23 = 3,45 \quad (5.19)$$

На фигура 5.11 е представена контролна карта за средните стойности на измерените величини с горна и долна контролни граници и се вижда, че средните стойности от редовете 3, 6 и 11 в крайна лява колона от таблица 5.6 не попадат в границите на доверителния интервал, т. е намират се извън горната контролна граница. Това показва, че средните стойности ($\bar{x}$, $\bar{y}$ и $\bar{z}$)



Фиг. 5.11. Контролна карта за средни стойности с горна и долна контролни граници.

на измерените величини (x , y и z), стойностите им са получени в резултат на някакво нарушение на машинния режим.

Всички останали стойности в доверителния интервал могат да послужат за средноаритметично за генералната съвкупност с 95% доверителна вероятност.

5.5. Изводи.

5.5.1. Резултатите от проведения статистически анализ показват, че е достатъчно да се използва само една от точките на измерване (т. 1, т. 3 и т. 4), която да бъде приета като контролна или представителна за вибрационното поведение на нищелковия механизъм.

5.5.2. Минимизацията на контролни точки за измерване на вибрациите в отделните механизми на тъкачния стан е подходяща за тъкачната техника, поради нейната сложна конструкция. С това се облекчава недостъпността на някои от контролните точки.

5.5.3. Определените контролни граници за измерваната величина (виброскорост) установяват допустима стойност. При надвишаване на горна контролна граница ($KG_2 = 7,91$) се приема, че вибрационното поведение на механизма ще доведе до влошаване на техническото му състояние.

ГЛАВА 6. АЛГОРИЪМ ЗА ОРГАНИЗАЦИЯ НА ПЛАНОВ РЕМОНТ НА ТЪКАЧНИ МАШИНИ С ГЪВКАВИ РАПИРИ

В настоящата глава се представя система за експлоатация, наблюдение и поддръжка на тъкачните машини (СЕНПТМ), която е структурирана в алгоритмичен вид.

6.1. Начална процедура за въвеждане в експлоатация на нова тъкачна техника.

На фигура 6.1 е представена последователността и начина за извършване на процедурата за поставяне на ново оборудване в тъкачната зала.

1) С получаването на новите тъкачни машини е необходимо да се направи архивиране на експлоатационна техническа документация от производителя. Същевременно да се извърши обучение на текстилни техници от „Енерго-механичен отдел (ЕМО)“ и секционни майстори за инсталиране и поддръжка на тъкачните машини.

2) Разработване на подов план за инсталиране на новите тъкачни станове, съобразен с производствената организация на цеха. Изработва се от специалистите в „ЕМО“. Паралелно с това се съставят правила за безопасни условия на труд от отдел „Безопасност на труда“.



Фиг. 6.1. Процедура за въвеждане в експлоатация на нова тъкачна техника.

3) Монтажът на новите тъкачни машини се осъществява от текстилните техници и специалистите от „ЕМО“.

4) Първоначалната настройка на тъкачните машини се извършва чрез съвместна работа на техниците от „ЕМО“ и секционните майстори. Тя се базира на тъкачни постановки за пробно задвижване на машините със специфични видове тъкани, подготвени от производствено технологичен отдел (ПТО).

5) Началната заредба и пробното производство включва:

Дейности на ЕМО: Първични наблюдения и контрол на пробен машинен режим на тъкачната машина; Изменение и увеличаване на скоростен режим; Начални измервания на вибрационното състояние на тъкачната машина.

Дейност на Отдел „Технологичен контрол“ (ОТК): Начални измервания на техническите характеристики и качествени показатели на пробните тъкани.

6.2. Ремонтна дейност на ЕМО при текущата експлоатация на тъкачната техника.

Текущата експлоатация се развива в две направления. Първото направление е независимата първостепенна дейност на тъкачното производство. Тази дейност задължително е непрекъсната като технологичен поток на тъкачния цикъл.

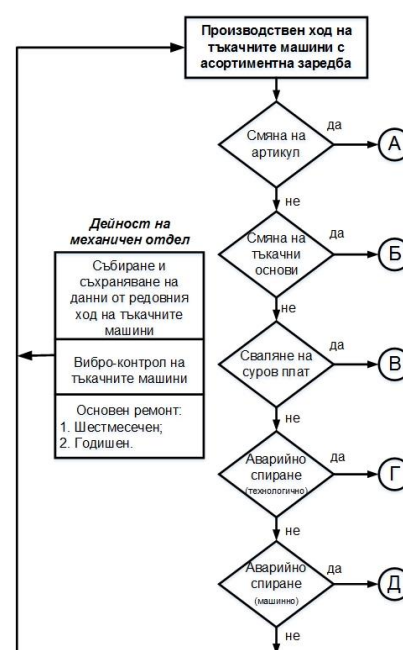
В експлоатацията на тъкачните машини се наблюдават основно два вида спирия на машините.

Планираните спирия са с технологичен характер на причината. Това се налага при смяна на артикула или при смяна на тъкачната основа. В редки случаи тъкачните машини принудително се спират при сваляне на изтъкан суров плат и зареждане на празно платнено кросно.

Поради плановия характер на тези спирия, времето на престой се използва за преглед на основаните механизми и работни органи, както и за почистване и смазване на машината.

Аварийните спирия са случайни събития с рядък статистически характер. Те имат Поасоново разпределение в рамките на машинната експлоатация.

Аварийните спирия са причинени или от скъсване на тъкачни нишки или от повреда на някой работен орган, механизъм или елемент от електронните устройства.



Фиг. 6.2. Общ вид на дейност на ЕМО при текущата експлоатация на тъкачната техника.

При всички случаи тези спирания са архивират незабавно за поддръжка на СЕНПТМ. Времето на престоя на тъкачната машина се използва само за отстраняване на причината за аварията.

Второто направление е паралелната дейност на „ЕМО“. Извън пряката намеса за поддръжка на спрени машини, текстилните техници и механикът организират измерванията по вибрационния контрол, въвеждат и обработват данни в статистическата система за наблюдения на тъкачните машини. Те планират и организират режима на плановия ремонт.

6.2.1. Смяна на артикул.

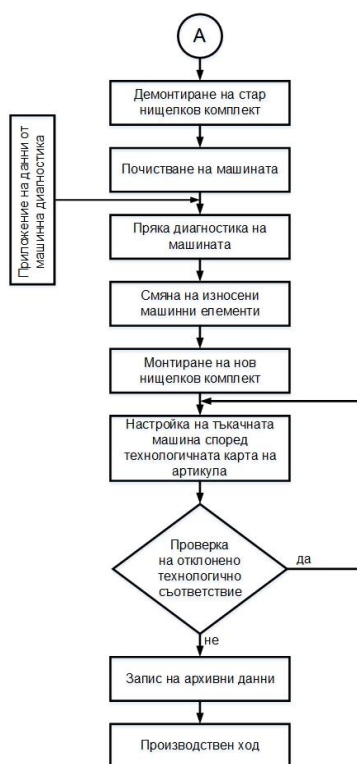
Най-голямото разполагаемо време е престоя на тъкачната машина за смяна на артикула. На фигура 6.3 е показан алгоритъм за поддръжка на нищелков механизъм, който се осъществява по време на смяна на артикула.

6.2.2. Сваляне на тъкачно кросно.

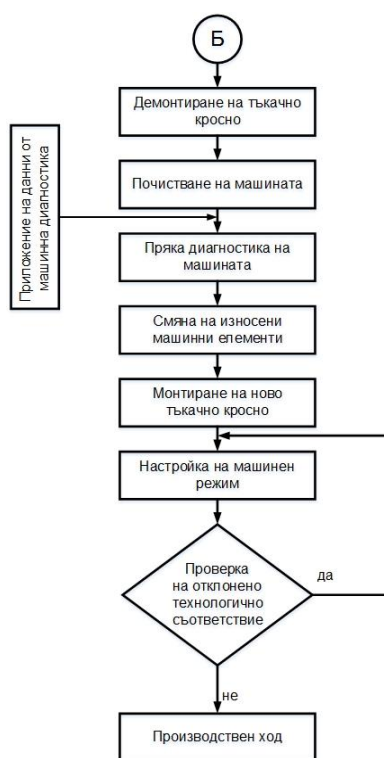
Свалянето на тъкачното кросно се извършва при свършване на старата основа и продължаване на същия артикул с нова основа. Времето за престой е значително намалено и шасито на стана остава заето от заредените основни нишки и изтъкан плат. Това е достатъчно за общ преглед на стана, който включва дейностите представени на фигура 6.4.

6.2.3. Сваляне на суров плат.

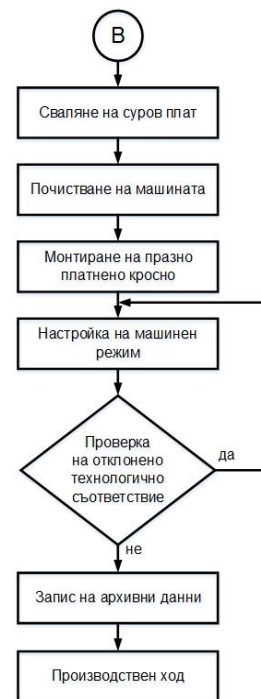
Изпълнява се процедурата показана на фигура 6.5, при която времето на престой на машината е минимален.



Фиг. 6.3. Смяна на артикул.



Фиг. 6.4. Сваляне на тъкачното кросно.



Фиг. 6.5. Сваляне на суров плат.

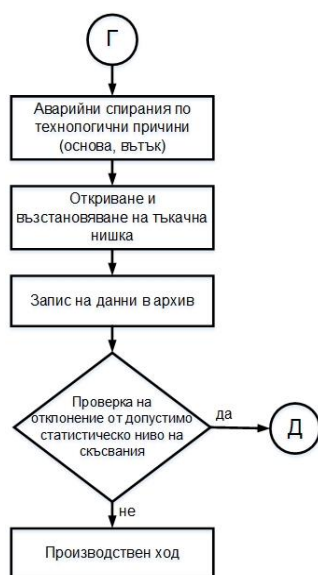
6.2.4. Аварийни спирания по технологични причини.

Скъсването на основна и вътъчна нишка се определят, като аварийни спирания по технологични причини. Процедурата по представения алгоритъм на фигура 6.6 се изпълнява при поява на такъв тип отказ. Времето за въвеждане на машината в производствен режим се базира на показаните дейности в алгоритъма.

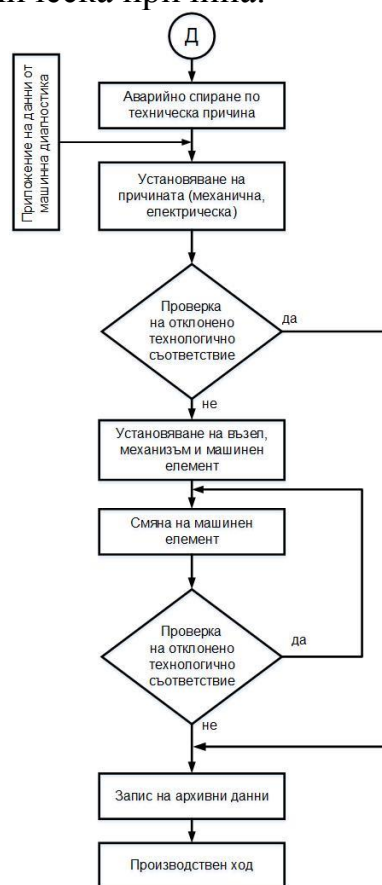
6.2.5. Аварийно спиране по техническа причина.

Основните диагностични признаци за настъпване на аварийно спиране по отношение на техническа причина са надвишените допустими граници на скъсванията на тъкачните нишки.

На фигура 6.7 е показан алгоритъм, който съдържа дейности при настъпване на аварийно спиране по техническа причина.



Фиг. 6.6. Аварийни спирания по технологични причини.



Фиг. 6.7. Аварийно спиране по техническа причина.

6.3. Изводи.

6.3.1. Представеният алгоритъм за организация и планов ремонт на тъкачни машини с гъвкави рапири е подходящ за приложение в реални производствени условия. Съобразен е с експлоатацията, както на въвеждане нова, така и на налична тъкачна техника.

6.3.2. Съвместната работа на цеховия персонал и специалистите на „ЕМО“ позволява извършването на регламентираните дейности, включващи се в представените алгоритми.

6.3.3. Изпълнението на регламентираните дейности обединяват няколко вида ремонтни работи. Те включват профилактичен преглед на тъкачните машини, който се причислява към текущия ремонт, планово-предопределителен ремонт и основен (капитален) ремонт.

6.3.4. Прилагането на данни от машинната диагностика в алгоритъма за организация на планов ремонт, позволява бързо и лесно установяване на онези възли, механизми или звена, които най-често, бързо и аварийно се поддават на амортизиране и износване.

6.3.5. С използването на предлаганият алгоритъм се решават две основни задачи:

- ✓ точно установяване по време, място и вид появата на настъпилите откази;
- ✓ според появата на отказите се последва установяването, определеното място, вид и време на повредата – неизправността предизвикала отказа.

6.3.6. Връзката между повредите и отказите е взаимнообуславена, която се характеризира като причинно-следствена. Това очертава правилен подход за диагностициране, което от своя страна гарантира успешно решаване на поставената задача за организиране и осъществяване на плановите ремонтни дейности.

НАУЧНО-ПРИЛОЖНИ И ПРИЛОЖНИ ПРИНОСИ

1. Научно-приложни приноси:

1.1. Направен е конструктивен анализ и са представени кинематичните особености на основните механизми на съвременен тъкачен стан с гъвкави рапири, като особено внимание е обърнато на два основни механизми. Извършено е теоретично и експериментални изследване модулатора на ротативна нищелкова уредба.

1.2. Създаден е теоретичен модел в среда на програмен продукт Matlab – toolbox Simulink за кинематичен и силов анализ на нищелков механизъм на тъкачен стан с гъвкави рапири.

1.3. Създаден е статистически модел за определяне на текущото техническо състояние на тъкачните машини.

2. Приложни приноси:

2.1. Представена е последователност за вибрационен контрол на нищелков механизъм на тъкачен стан „Vamatex Leonardo“. Определени са представителни точки за провеждане на измерване на вибрациите, посредством векторно определяне на резултантната вибрация и корелационен анализ. Установени са контролни граници за измерваната величина (виброскорост).

2.2. Въвеждане на вибрационния контрол в производствения ход на тъкачните машини с предложение да бъде неотменна част от диагностиката на станове. Чрез това до голяма степен се въвежда обективна оценка за

механичното текущо състояние на машините, което е изключително важно за перспективния недостиг за квалифицирани и дисциплинирани техници.

2.3. Създаден е алгоритъм с промишлено приложение за организация на планов ремонт на тъкачни машини с гъвкави папири.

СПИСЪК НА ПУБЛИКАЦИИТЕ ПО ДИСЕРТАЦИОННИЯ ТРУД

1. **Димитров К.**, М. Цонева, И. Рахнев, П. Генова, Кинематичен анализ на нищелков механизъм на тъкачен стан с гъвкави папири “VAMATEX LEONARDO”, Сборник доклади XXVIII Международна научна конференция “70 години МТФ“, МТФ 2015, ТУ – София, България, ISBN 978-619-167-178-6, стр. 517-521.

2. **Димитров К.**, М. Цонева, И. Рахнев, П. Генова, Силов анализ на нищелков механизъм на тъкачен стан с гъвкави папири “VAMATEX LEONARDO”, сп. Механика на машините, година XXIII, книга 5, 2015, ISSN 0861-9727, стр. 37-40

3. **Димитров К.**, Ив. Рахнев, Сравнително описание на модулятора на ротативна нищелкова уредба, сп. Текстил и облекло бр. 7 / 2016 г., ISSN 1310-912X, стр. 8-12.

4. Цонева М., Ив. Рахнев, **К. Димитров**, Кинематично моделиране на модулятора на ротативна нищелкова уредба „Щойбли – серия 2600“, сп. Текстил и облекло бр. 4 / 2017 г., ISSN 1310-912X, стр. 86-91.

5. **Димитров, К.**, Определяне на техническото състояние на тъкачни машини чрез статистически контрол, Известие на съюза на учените – Сливен, том 32 (2), 2017, ISSN: 13112864, стр. 81-86.

6. **Димитров, К.**, И. Рахнев, П. Генова, Превантивен вибро-контрол на нищелков механизъм на тъкачни машини с гъвкави папири, сп. Текстил и облекло бр. 3 / 2018 г., ISSN 1310-912X (Print), ISSN 2603-302X (Online), **под печат.**

SUMMARY

The subject of the paper is characterized by the theoretical and experimental study of the mechanisms in weaving machines with flexible rapiers. This includes direct physical observations of unpredictable machine stoppages, kinematic and forces analysis of mechanisms with the most accidents, and vibrational control over the busiest kinematic binaries of the investigated mechanisms.

The aim of the PhD thesis is to describe the theoretical description of the constructive and kinematic features of the main working bodies of the loom with flexible rape and to prevent the mechanical mechanisms in the weaving machine by increasing the vibrations and the frequency of the emergency stops. On the basis of this, to compile and propose an algorithm for early diagnostics of the installed weaving machines in the weaving workshop of E. Miroglio EAD, Sliven.

The planned tasks are in accordance with the purposes of the PhD thesis and include the main points of the theoretical and experimental studies.

Implementation of the diagnostic algorithm and organization of scheduled repairs in the weaving workshop solves the problem. The proposed algorithm provides an opportunity to assess the current technical condition of the main machine mechanisms, their residual resource and to prepare the next stages of service - replacement of parts, repairs, etc. Also, the probability of sudden costly damages can be minimized.