

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА
ДИЗАЙНУ

Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій

Кафедра прикладної механіки та машин

Дипломна магістерська робота

на тему «Удосконалення пристрою динамічних
навантажень приводу в'язальних машин»

Виконав: студент групи МгМ-20

спеціальності 133 Галузеве
машинобудування

освітньої програми Обладнання легкої
промисловості та побутового
обслуговування

Євген ЛОПУХОВ

Керівник: к.т.н. доц. Юрій КОВАЛЬОВ

Рецензент: к.т.н. доц. Микола РУБАНКА

Київ - 2021 року

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТЕХНОЛОГІЙ ТА
ДИЗАЙНУ

Факультет мехатроніки та комп'ютерних технологій

Кафедра прикладної механіки та машин

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма Обладнання легкої промисловості та побутового
обслуговування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ПММ

_____ Олександр МАНОЙЛЕНКО

„ _____ ” грудня 2021 року

ЗАВДАННЯ

НА ДИПЛОМНУ МАГІСТЕРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Лопухову Євгену Васильовичу

1. Тема роботи «Удосконалення пристрою динамічних навантажень приводу в'язальних машин».

Науковий керівник роботи Ковальов Юрій Адиславович, к.т..н, доц.,

затверджені наказом закладу вищої освіти від «04» жовтня 2021 року № 286

2. Строк подання студентом роботи _____

3. Вихідні дані до роботи матеріали курсового проекту, матеріали науково-дослідної та переддипломної практик.

4. Зміст дипломної роботи (перелік питань, які потрібно розробити) огляд досліджень по удосконаленню пристроїв зниження динамічних навантажень в'язальних машин, аналітичні розрахунки удосконаленого пристрою зниження динамічних навантажень в приводі машин, загальні висновки.

5. Консультанти розділів дипломної магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

6. Дата видачі завдання: _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної магістерської роботи	Терміни виконання етапів	Терміни виконання етапів
1	Вступ	01.06.2021	
2	Розділ 1	01.07.2021	
3	Розділ 2	01.08.2021	
4	Розділ 3	01.09.2021	
5	Висновки	20.09.2021	
6	Оформлення дипломної магістерської роботи (чистовий варіант)	17.11.2021	
7	Здача дипломної магістерської роботи на кафедрі для рецензування (за 14 днів до захисту)		
8	Перевірка дипломної магістерської роботи на наявність ознак плагіату (за 10 днів до захисту)		
9	Подання дипломної магістерської роботи на затвердження завідувачу кафедри (за 7 днів до захисту)		

Студент

(підпис)

Євген ЛОПУХОВ

Науковий керівник роботи

(підпис)

Юрій КОВАЛЬОВ

Директор НМЦУПФ

(підпис)

Олена ГРИГОРЕВСЬКА

АНОТАЦІЯ

«Удосконалення пристрою динамічних навантажень приводу в'язальних машин»

Лопухов Є.В.

Метою досліджень є розвиток теорії динаміки в'язальних машин з метою удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень та наукових основ і інженерних методів їх проектування, здатних підвищити ефективність роботи в'язальних машин (підвищення продуктивності та якості полотна і готових виробів) шляхом зниження динамічних навантажень, зумовлених несталим режимом роботи.

Об'єкт дослідження: зниження динамічних навантажень в'язальних машин.

Предмет дослідження: пристрої зниження динамічних навантажень.

Мета дослідження: удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень в'язальних машин.

Методологічна і теоретична основа. При вирішенні завдань, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень: теорія проектування в'язальних машин; методи математичного моделювання та динамічного аналізу механічних систем з пружними в'язями; теорії міцності та пружності механічних систем.

Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що:

- удосконалено конструкції ПЗДН з пружиною кручення, та представлено метод розрахунку його параметрів ;
- виконано динамічний аналіз по оцінці впливу параметрів круглов'язальної машини КО-2 на динамічні навантаження, що виникають в механізмах під час пуску;
- виконано аналіз по оцінці впливу параметрів круглов'язальної машини КО-2 на динамічні навантаження, що виникають в механізмах під час пуску за допомогою рівнянь регресії, що описують коефіцієнти динамічних навантажень на лініях передачі, в залежності від жорсткості пружних в'язів.
- встановлено перспективні напрямки удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень в'язальних машин;
- доповнено сучасну класифікацію пристроїв зниження динамічних навантажень механічних систем.

Ключові слова: динаміка в'язальних машин, пристрій зниження динамічних навантажень, привід в'язальної машини, динамічні навантаження приводу, пружина кручення, параметри пружини кручення.

АННОТАЦИЯ

«Усовершенствование устройства динамических нагрузок привода вязальных машин»

Лопухов Е.В.

Целью исследований является развитие теории динамики вязальных машин с целью усовершенствования устройств по снижению динамических нагрузок, а также научных основ и инженерных методов их проектирования, способных повысить эффективность работы вязальных машин (повышение производительности и качества полотна и готовых изделий) путем снижения динамических нагрузок, обусловленных неустойчивым режимом работы.

Объект исследования: снижение динамических нагрузок вязальных машин.

Предмет исследования: устройства понижения динамических нагрузок.

Цель исследования: усовершенствование устройств для снижения динамических нагрузок вязальных машин.

Методологическая и теоретическая база. При решении задач, поставленных в данной работе, были использованы современные методы теоретических исследований: теория проектирования вязальных машин; методы математического моделирования и динамического анализа механических систем с упругими связями; теории прочности и упругости механических систем.

Научная новизна и практическое значение получаемых результатов заключается в том, что:

- усовершенствованы конструкции ПЗДН с пружиной кручения, и представлен метод расчета его параметров;
- выполнен динамический анализ по оценке влияния параметров кругловязальной машины КО-2 на динамические нагрузки, возникающие в механизмах при пуске;
- выполнен анализ по оценке влияния параметров кругловязальной машины КО-2 на динамические нагрузки, возникающие в механизмах при пуске с помощью уравнений регрессии, описывающих коэффициенты динамических нагрузок на линиях передачи, в зависимости от жесткости упругих связей;
- установлены перспективные направления усовершенствования устройств для снижения динамических нагрузок вязальных машин;
- дополнена современная классификация устройств снижения динамических нагрузок механических систем.

Ключевые слова: динамика вязальных машин, устройство понижения динамических нагрузок, привод вязальной машины, динамические нагрузки привода, пружина вращения, параметры пружины вращения.

SUMMARY

"Improvement of the device of dynamic loads of the drive of knitting machines"
Lopukhov E.

The aim of the research is to develop the theory of dynamics of knitting machines in order to improve devices for reducing dynamic loads and scientific bases and engineering methods of their design that can increase the efficiency of knitting machines (increase productivity and quality of fabric and finished products) by reducing dynamic loads. unstable mode of operation.

Object of research: reduction of dynamic loads of knitting machines.

Subject of research: devices for reducing dynamic loads.

The purpose of the study: to improve the devices for reducing the dynamic loads of knitting machines.

Methodological and theoretical basis. In solving the problems posed in this paper, modern methods of theoretical research were used: the theory of design of knitting machines; methods of mathematical modeling and dynamic analysis of mechanical systems with elastic bonds; theory of strength and elasticity of mechanical systems.

The scientific novelty and practical significance of the obtained results is that:

- the design of PZDN with a torsion spring is improved, and the method of calculation of its parameters is presented;
- a dynamic analysis was performed to assess the impact of the parameters of the circular knitting machine KO-2 on the dynamic loads that occur in the mechanisms during start-up;
- An analysis was performed to assess the impact of the parameters of the circular knitting machine KO-2 on the dynamic loads arising in the mechanisms during start-up using regression equations describing the coefficients of dynamic loads on transmission lines, depending on the stiffness of elastic elms.
- perspective directions of improvement of devices of reduction of dynamic loadings of knitting machines and automatic machines are established;
- the modern classification of devices of reduction of dynamic loadings of mechanical systems is added.

Keywords: dynamics of knitting machines, device for reducing dynamic loads, knitting machine drive, dynamic drive loads, torsion spring, torsion spring parameters.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ ПО УДОСКОНАЛЕННЮ ПРИБОРІВ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В'ЯЗАЛЬНИХ.....	11
1.1. Огляд та аналіз досліджень динаміки механічних систем.....	11
1.2. Огляд та аналіз досліджень динамічних навантажень в'язальних машин та автоматів.....	12
1.3. Огляд конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень в'язальних машин та автоматів.....	13
1.4. Огляд конструкцій приводів в'язальних машини з циліндричною пружиною кручення	24
ВИСНОВКИ по розділу 1.....	26
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНІ РОЗРАХУНКИ УДОСКОНАЛЕНОГО ПРИБОРУ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРИВОДІ МАШИН.....	28
2.1. Удосконалення пристрою зниження динамічних навантажень в приводі машин, з пружиною кручення, та вибір його параметрів.....	28
2.2. Динаміка пуску круглов'язальної машини з удосконаленим пристроєм зниження динамічних навантажень, з пружинами кручення..	40
2.3. Аналіз зниження динамічних навантажень круглов'язальної машини.....	50
РОЗДІЛ 3. НОВІ КОНСТРУКЦІЙ ПРИВОДІВ З ПРИБОРЯМИ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН.....	54
3.1. Привід основов'язальної машини з ПЗДН встановленим на валу електродвигуна.....	54
3.2. Привід круглов'язальної машини з ПЗДН на вертикальному валу....	57
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	59
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	61
ДОДАТКИ.....	66

ВСТУП

Ведуче місце серед трикотажного устаткування займають в'язальні машини. Щорічне збільшення їх випуску, свідчить про їхню значимість. Удосконаленню в'язальних машин приділяється при цьому все більше уваги .

Підвищення їхньої продуктивності є перспективним, напрямку удосконалення діючих та створення нових типів в'язальних машин що підвищує якості полотна і готових виробів, що забезпечує зниження динамічних навантажень, що виникають в їх механізмах під час несталого режиму роботи (пуск, гальмування та інше).

Недосконалість конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень (надалі – «ПЗДН»), що використовуються в приводах в'язальних машин є стримуючим фактором у вирішенні цієї проблеми.

Професори Комаров М.С., Кожевников С.Н., Голубенцев А.Н., Вейц В.Л. та ін. вказували про необхідність досліджень динамічних процесів , що відбуваються в машинах і агрегатах під час несталого руху, та про вплив динамічних навантажень на надійність та довговічність їх роботи. Професорами Сердюком В.П., Волощенком В.П., Піпою Б.Ф., Хомяком О.М., Чабаном В.В. та ін. були проведені ґрунтовні дослідження динаміки в'язальних машин.

Незважаючи на наявні досягнення в вирішенні проблем зниження динамічних навантажень в'язальних машин, проблема все ще залишається актуальною. Відсутність, до цього часу, комплексних досліджень впливу конструкцій ПЗДН на величину динамічних навантажень привода в'язальних машин, та існуючі теоретичні основи і інженерні методи проектування ПЗДН в'язальних машин, що спрямовані на зниження їх динамічних навантажень, вимагають уточнень і доробок. Подальший розвитку теорії динамічних процесів, що відбуваються в в'язальних машинах під час пуску, та зниженню їх динамічних навантажень шляхом удосконалення ПЗДН, підтверджує актуальність наукових досліджень

Враховуючи вказані вище обставини, магістерська робота присвячена удосконаленню існуючих і розробці нової конструкції ПЗДН та інженерних методів його проектування, мета яких зниження динамічних навантажень приводів, що сприяє підвищенню ефективності роботи в'язальних машин та автоматів.

Метою досліджень є удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень, зумовлених несталим режимом роботи, що в свою чергу підвищить ефективність роботи в'язальних машин (підвищення продуктивності та якості полотна і готових виробів). Це дозволить розвинути теорію динаміки в'язальних машин, та наукових основ і інженерних методів їх проектування

Об'єкт дослідження: зниження динамічних навантажень в'язальних машин, зумовлених несталим режимом роботи.

Предмет дослідження: пристрої зниження динамічних навантажень.

Мета дослідження: удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень в'язальних машин.

Методологічна і теоретична основа. В даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень: теорія проектування в'язальних машин; теорії міцності та пружності механічних систем; методи динамічного аналізу механічних систем з пружними в'язями.

Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що:

– удосконалено конструкцію ПЗДН з пружиною кручення, та представлено метод розрахунку його параметрів ;

– виконано динамічний аналіз по оцінці впливу параметрів круглов'язальної машини КО-2 на динамічні навантаження, що виникають в механізмах під час пуску;

– виконано аналіз по оцінці впливу параметрів круглов'язальної машини КО-2 на динамічні навантаження, що виникають в механізмах під час пуску за допомогою рівнянь регресії, що описують коефіцієнти

динамічних навантажень на лініях передачі, в залежності від жорсткості пружних в'язів.

- встановлено перспективні напрямки удосконалення ПЗДН в'язальних машин;
- доповнено сучасну класифікацію ПЗДН механічних систем.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ ПО УДОСКОНАЛЕННЮ ПРИСТРОЇВ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В'ЯЗАЛЬНИХ

1.1. Огляд та аналіз досліджень динаміки механічних систем

Без вивчення динамічних процесів, що виникають в ланках машини, в межах повного циклу її роботи, проблема ефективної роботи обладнання (продуктивності та якості, надійності та довговічності) не можлива.

Визначити дійсні навантаження в ланках, використовуючи методи кінетостатики, не становить труднощів, при сталому режимі роботи машини та при сталих силах.

Методи розрахунку навантажень, для сталого режиму роботи машини, не можуть бути застосовувані, для визначення дійсних навантажень в ланках машини, при несталому режимі її роботи та перехідних процесах.

Одна із важливих проблем сучасної теорії розрахунку машин та їх проектування - є рішення задач по визначенню дійсних навантажень в лініях передач машин з урахуванням коливальних явищ під час перехідного процесу.

Важливі питання розглянуті в роботах [1-3], а саме:

1. Обґрунтування вибору динамічної моделі машини.
2. З урахуванням початкових умов, складання системи диференціальних рівнянь руху.
3. Вибір методу розв'язання диференціальних рівнянь.
4. Визначення максимальних динамічних навантажень в приводі та лініях його передач. Аналіз впливу на них параметрів приводу.

Вивченню динамічних процесів, що виникають в механізмах верстатів для металообробки, присвячені перші роботи [4, 5]. В роботах [6-9] розглянуті динаміка процесів в металургійному обладнанні важкої промисловості підйомно-транспортному устаткуванню. Дослідження [10,11]

присвячені розробці проблем розрахунку динаміки циклових механізмів, що включають дискретні маси та пружні ланки. .

1.2. Огляд та аналіз досліджень динамічних навантажень в'язальних машин та автоматів

Професорами Сердюком В.П., Волощенком В.П., Піпою Б.Ф., Хомяком О.М., Чабаном В.В. та іншими були проведені ґрунтовні дослідження динаміки в'язальних машин [3,16-19] .

Дослідження динамічних навантажень в'язальних машин поділяються на такі групи:

- методи знаходження, в лініях передач привода, динамічних навантажень;
- вплив параметрів в'язальних машин на динамічні навантаження в лініях передач привода;
- наслідки динамічних перевантажень ліній передач привода в'язальних машин;
- шляхи зниження динамічних навантажень в'язальних машин (наукові основи та інженерні методи розрахунків);
- експериментальні дослідження динамічних навантажень, що виникають під час пуску в'язальних машин.

Доцільність динамічних моделей, які замінюють реальну конструкцію в'язальних машини, таких як: двомасова модель, тримасова модель з першою ведучою масою, тримасова модель з середньою ведучою масою та чотиримасова модель з розгалуженням мас, наведені в роботах [3, 16,17], де розкриті методи знаходження динамічних навантажень в круглов'язальних машинах під час їх пуску,

Коефіцієнт динамічних перевантажень в лініях передач приводу в'язальних машин в 3 і більш разів перевищує статичні навантаження.

Виявлення основних факторів, що впливають на динамічні навантаження, що виникають під час пуску круглов'язальної машини КО-2,

та отримання рівнянь регресії, які дають можливість оперативно та достовірно оцінити ефективність впливу цих факторів на динамічні навантаження привода, є метою математичного експерименту [22].

1.3. Огляд конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень в'язальних машин та автоматів (ПЗДН)

Однією з основних причин зниження надійності та довговічності роботи механічних систем, зокрема технологічного обладнання легкої промисловості є значні динамічні навантаження, що виникають в період несталих режимів роботи [13-15]. Відомі ПЗДН в приводі машин загального призначення [18,19] не завжди можуть бути використані в в'язальних машинах та автоматах. Подальше удосконалення ПЗДН, з можливістю використання в приводах в'язальних машин та автоматів є перспективним і заслуговує уваги. Для вирішення цієї проблеми доцільно Створення сучасної класифікації ПЗДН, оскільки відомі класифікації не дозволяють в повній мірі виявити переваги та недоліки тих чи інших ПЗДН, є доцільним.

Ефективними напрямками зниження динамічних навантажень в механічних системах [6, 7, 9], є:

1. В механічній системі, під час пуску, пусковий момент електродвигуна повинен обмежуватися;
2. Моменту інерції ведучої маси системи повинен бути завеликим;
3. Попередньому напруженні в'язей привода при пуску механічної системи;
4. Механічної системи запускається при мінімальній швидкості обертання її ведучої маси, та в подальшому перехід до номінальної швидкості обертання.

Сучасні ПЗДН проектуються з урахуванням вказаних вищевказаних напрямків зниження їх динамічних навантажень. Аналіз існуючих [6,7] та запропонованих авторами [20] конструкцій ПЗДН (додаток А) показує, що

всі типи ПЗДН по конструктивним особливостям та принципу дії доцільно розділити на три групи:

1. Механічні ПЗДН;
2. Електромеханічні ПЗДН;
3. Електричні ПЗДН.

До механічних ПЗДН слід віднести: ПЗДН з маховиком; ПЗДН з маховиком та зчіпною муфтою, що забезпечує відокремлення маховика при виході механічної системи на сталий режим роботи; ПЗДН з гальмом, що відбирає в період пуску частину пускового моменту електродвигуна; ПЗДН з гальмом та зчіпною муфтою, що забезпечує відокремлення гальма при виході механічної системи на сталий режим роботи; ПЗДН з циліндричною пружиною кручення, що з'єднує вал електродвигуна з веденим валом блоку передач механічних передач привода; ПЗДН з муфтою зі спіральною плоскою пружиною; ПЗДН з муфтою з пакетами радіальних плоских пружин; ПЗДН з муфтою з циліндричними пружинами стиску; ПЗДН з муфтою з циліндричними пружинами розтягу; ПЗДН з муфтою з пакетами гільзових пружин; ПЗДН з муфтою зі змієвидною пружиною; ПЗДН з відцентровою фрикційною колодковою муфтою; ПЗДН з відцентровою фрикційною муфтою з пружною оболонкою; ПЗДН з відцентровою фрикційною муфтою з пружною оболонкою та дробом всередині оболонки; ПЗДН з мотор-редуктором, з'єднаним з електродвигуном привода; ПЗДН з електродвигуном, встановленим на поворотній платформі; ПЗДН з електродвигуном, корпус якого встановлений в поворотних опорах.

До електромеханічних ПЗДН слід віднести: ПЗДН з електромагнітною фрикційною муфтою з однією обмоткою; ПЗДН з електромагнітною фрикційною муфтою з двома обмотками; ПЗДН з маховиком, з'єднаним з електродвигуном за допомогою електромагнітної фрикційної муфти; ПЗДН з гальмом, з'єднаним з електродвигуном за допомогою електромагнітної фрикційної муфти; ПЗДН з пасовою передачею з натяжним роликом та

електромагнітом; ПЗДН з пасовою передачею з натяжним роликом та двома електромагнітами.

До електричних ПЗДН відносяться: ПЗДН з електродвигуном з регулюванням швидкості обертання ротора; ПЗДН з електродвигуном з регулюванням обертального моменту ротора; ПЗДН з двошвидкісним електродвигуном; ПЗДН з кроковим електродвигуном.

На основі аналізу існуючих та нової конструкції ПЗДН, виконаного у вигляді запобіжної зубчастої пружної муфти, запропонованої автором, встановлена доцільність використання її в приводі в'язальних машин.

Обмеження пускового моменту при пуску машини можливо двома режимами:

перший –де потік надлишкових пускових навантажень направляється на подолання сил тертя, сил інерції, пружних сил та комбінації цих сил;

другий – пружні в'язі між масами привода повинні бути попередньо, (перед пуском) напруженими.

«Робочі елементи» ПЗДН в'язальних машин в своїй конструкції повинні забезпечать виконання цих рекомендацій.

До зниження динамічних навантажень при пуску в'язальної машини, що в свою чергу підвищує довговічність роботи привода, призводить оснащення ПЗДН приводів в'язальних машин маховиком, який встановлено на валу електродвигуна, для збільшення моменту інерції ведучої маси привода.

Привід круглов'язальної машини з ПЗДН [21, стор.149-153] містить електродвигун та маховик, з'єднаний з електродвигуном за допомогою обгінної муфти, встановленої на валу електродвигуна. Збільшення моменту інерції ведучої маси привода, що призводить до зниження динамічних навантажень в момент пуску машини, здійснюється при вмиканні електродвигуна, коли його обертальний рух передається ведучому шківу пасової передачі, який жорстко кріпиться на валу електродвигуна за допомогою обгінної муфти та маховику. Рух механізмів в'язання та

товароприйому круглов'язальної машини, що необхідно для виконання процесу в'язання трикотажу, передає обертальний рух ведучого шківів.

При вимиканні круглов'язальної машини, обертальні маси механізмів зупиняються тоді, коли включається гальмо. При гальмуванні машини момент його інерції не впливає негативно на процес зупинки машини, оскільки при зупинці електродвигуна, маховик, з'єднаний з валом електродвигуна за допомогою обгінної муфти, автоматично відокремлюється від нього і по інерції продовжує обертатися, не впливаючи на тривалість часу гальмування в'язальної машини.

Недоліком забезпечення електродвигуна маховиком та обгінною муфтою, є те що призводить до збільшення моменту інерції ротора електродвигуна. Наявність жорстко з'єданого з валом електродвигуна, при перемиканні швидкості робочих органів або вмиканні окремих вузлів в'язання, наприклад візерункових переплетень, може привести до поломок в системі керування цих механізмів, що знижує продуктивність ВМА та якість продукції.

Запропоновано привод [21, стор. 153-155], до складу якого входить маховик, кінематично зв'язаний з валом електродвигуна за допомогою електромагнітної фрикційної муфти. Електродвигун вмикається після включення електромагнітної фрикційної муфти, яка з'єднує маховик з валом електродвигуном. Пусковий момент електродвигуна розподіляється на два потоки: один поступає на маховик, другий на привід. Це підвищує довговічність та надійність його роботи, що забезпечує зниження динамічних навантажень в приводі. Кінематичний зв'язок маховика з валом електродвигуна розривається після закінчення пускового режиму, коли електромагнітна фрикційна муфта вимикається.

Виконання маховика у вигляді жорсткої конструкції (диска), не дозволяє здійснювати регулювання моменту інерції маховика в залежності від зміни режиму роботи круглов'язальної машини зумовленої зміною виду сировини, що переробляється, та зміною виду переплетення трикотажного

полотна, що не дозволяє в повній мірі знизити динамічні навантаження, тим самим ефективно підвищити надійність та довговічність роботи привода. Автори удосконалили привід круглов'язальної машини [21, стор.155-157], де ПЗДН виконаний у вигляді маховика з засобом регулювання його моменту інерції та забезпечений електромагнітною фрикційною муфтою для його відключення від ведучої маси після пуску.

В приводі круглов'язальної машини [21, стор. 165-166] електродвигун, на валу якого встановлено гальмо, що обмежує пусковий момент електродвигуна. Пусковий момент частково відбирається обмежувачем пускового моменту, при вмиканні електродвигуна і не передається приводу в повній мірі, що дозволяє знизити динамічні навантаження протягом всього періоду експлуатації круглов'язальної машини що, підвищує довговічність його роботи. Гальмо керується таким чином: при зупинці машини гальмо вмикається і лише після того, як закінчується режим послідуєчого етапу пуску машини – вимикається. Засобом обмеження пускового моменту електродвигуна є наявність гальма, що дозволяє розподілити пусковий момент електродвигуна між приводом та гальмом. Що призводить до зменшення пускових динамічних навантажень в передачах привода та підвищення довговічності його роботи.

Наявність на валу гальмівної шайби збільшує інерційність приводу, завдяки жорсткого зв'язку гальма з валом електродвигуна не дозволяє в повній мірі розв'язати проблему підвищення надійності та довговічності роботи привода, що призводить до зниження довговічності його роботи.

Постійно замкнене гальмо в приводі круглов'язальної машини [26], що виконує роль обмежувача пускового моменту електродвигуна, встановлене співвісно з валом електродвигуна та зв'язане з ним за допомогою електромагнітної фрикційної муфти. Постійно замкнене гальмо, зв'язане з електродвигуном за допомогою електромагнітної фрикційної муфти, частково відбирає пусковий момент і не передає його приводу повністю, що призводить до зменшення динамічних навантажень в приводі, та підвищує

надійність його роботи. При переході привода з режиму пуску на статичний режим роботи електромагнітна фрикційна муфта вимикається. Це дозволяє в період сталого режиму руху привода відключати постійно замкнене гальмо від електродвигуна, що зменшує інерційність привода, та також призводить до підвищення довговічності роботи привода.

В приводі [27], на валу електродвигуна якого встановлено обмежувач пускового моменту електродвигуна, виконаний у вигляді гальма, входить плоска спіральна пружина. Внутрішній кінець пружини жорстко з'єднаний за допомогою втулки з вертикальним приводним валом, а зовнішній кінець жорстко з'єднаний з зубчастим колесом. Плоска спіральна пружина зумовлює попереднє, перед пуском в'язальної машини, напруження пружних в'язей привода. Це призводить до зниження динамічних навантажень і, таким чином, до підвищення надійності та довговічності роботи привода. Нормально замкнене гальмо спрацьовує, при зупинці в'язальної машини, гальмуючи електродвигун, що не дозволяє розкрутитися плоскій спіральній пружині і зняти попереднє напруження пружних в'язей привода, необхідне для подальшого його вмикання.

Круглов'язальна машина містить в приводі [21, стор.226-227] постійно замкнене гальмо, що виконує роль обмежувача пускового моменту електродвигуна, яке встановлене співвісно з валом електродвигуна та зв'язане з ним за допомогою електромагнітної фрикційної муфти. Пусковий момент електродвигуна частково відбирається постійно замкненим гальмом, при його вмиканні. Гальмо зв'язане з електродвигуном за допомогою електромагнітної фрикційної муфти, і пусковий момент не передається приводу повністю, що призводить до зменшення динамічних навантажень в приводі. Електромагнітна фрикційна муфта вимикається при переході привода з режиму пуску на статичний режим роботи. Це дозволяє відключати постійно замкнене гальмо від електродвигуна, для зменшення інерційності привода, що також приводить до підвищення довговічності

роботи привода в період сталого режиму руху привода (основного режиму роботи).

Зменшення динамічних навантажень, що виникають у момент пуску машини, можливо при зменшенні кількості обертальних мас привода. Повністю реалізувати ефективність роботи привода по зниженню динамічних навантажень, що діють на голковий циліндр механізму в'язання не дозволяє жорстке кінематичне з'єднання вертикального приводного вала з верхньою циліндричною шестернею, яка пов'язана з голковим циліндром.

Тому в приводі [21, стор.204-207], вертикальний привідний вал кінематично з'єднаний з верхньою циліндричною шестірнею, пристроєм для демпфірування з пружними елементами, виконаними, переважно, у вигляді пакетів гільзових пружин. Що забезпечує зниження динамічних навантажень, що діють на голковий циліндр механізму в'язання і на нитки, що поступають в зону в'язання.

ПЗДН [35] у вигляді фрикційної муфти, що має ведучу півмуфту, вільно встановлену на вертикальному приводному валу, ведену півмуфту, встановлену на вертикальному приводному валу, з можливістю осевого переміщення, та пружину стиску, встановлену на вертикальному приводному валу, з можливістю притиску півмуфт, дозволяє при виникненні перевантажень кінематичному зв'язку механічної передачі з вертикальним приводним валом автоматично розірватися, запобігаючи поломкам деталей привода, що також призводить до підвищення довговічності роботи привода.

В приводі [21, стор.227] ПЗДН виконаний у вигляді електромагнітної фрикційної муфти з двома обмотками розташованих вздовж неї. З вмикання електродвигуна вмикається перша обмотка муфти, притягуючи одні до одних ведучі та ведені диски, що створюють крутний момент $T_m = 0,9T$ (T_m - момент муфти; T – статичний момент привода), здійснюючи при цьому попереднє напруження елементів передач привода (пасів клинопасової передачі, вертикальних валів тощо). Далі вмикається друга обмотка муфти. При цьому крутний момент муфти досягає $T_m = 1,1T$, необхідний для пуску

машини. Таким чином, необхідний крутний момент, для роботи язальної машини, передається при вмиканні обох обмоток. При зупинці машини вимикаються обидві обмотки муфти і ротор електродвигуна відключається від інших мас привода, що зменшує час зупинки машини – необхідна умова одержання якісного трикотажного полотна.

За допомогою пружних елементів [21, стор202], виконаних у вигляді циліндричних пружин стиску, розташованих по колу між вертикальним приводним валом і верхньою циліндричною шестернею, демпфіруючого пристрою досягається ефективне зниження динамічних навантажень в механізмі в'язання забезпечує і, відповідно, вирішення в повній мірі проблеми підвищення довговічності роботи привода, кінематичне з'єднання вертикального приводного вала з верхньою циліндричною шестернею, що має раціонального ефекту демпфірування кінематичної пари вертикальний приводний вал - верхня циліндрична шестерня.

Кінематичне з'єднання вертикального приводного вала з верхньою циліндричною шестернею, призводить до зниження динамічних навантажень, які діють на механізм в'язання, в приводі [21, стор.198-202] круглов'язальної машини, здійснюється за допомогою радіальних пакетів плоских пружин.

В демпфіруючим пристрої [28, 29] розташування пакетів плоских пружин паралельно осі вертикального приводного вала дозволяє здійснювати вибір раціональної жорсткості демпфіруючого пристрою, в залежності від зміни режиму роботи в'язальної машини, осьовим переміщенням демпфіруючого пристрою вздовж вертикального приводного вала, що підвищує довговічність роботи привода.

При використанні демпфіруючих пристроїв [20 стор.224-226; 20 стор. 202-203; 32, 33], радіальне та кутове зміщення валів знижують довговічність пластин. При цьому вали додатково навантажуються радіальною згинаючою силою, що знижує ефективність їх роботи, та обмежує використання.

Обладнання приводу [33] в'язальної машини засобом зниження пускового моменту електродвигуна, встановленим в ведучому шківу співвісно з ним, що містить корпус з радіальними пазами, фрикційні колодки і пружини стиску, розташовані в пазах, та барабан, закріплений нерухомо між колодками, забезпечує створення перед пуском машини додаткового моменту тертя, який діє між фрикційними колодками та барабаном, що призводить до зниження пускового моменту електродвигуна і, таким чином, до підвищення довговічності приводу.

Засіб зниження пускового моменту електродвигуна [33] виконано у вигляді відцентрової фрикційної колодкової муфти. Недоліком якої є неможливість використання її в приводах в'язальних машин з двошвидкісним електродвигуном (круглов'язальні машини типу КЛК та інші). Муфта дає свій ефект лише при пуску машини на першій (низькій) швидкості. Відцентрова фрикційна муфта, при перемиканні електродвигуна на більш високу (другу) швидкість, діє практично як жорстка в'язь, що з'єднує електродвигун з механізмами машини, і не здатна знизити динамічні навантаження, які виникають при цьому. Це призводить до зниження надійності та довговічності роботи в'язальної машини та зниження якості трикотажного полотна.

ПЗДН [21, стор. 210-211] у вигляді відцентрової фрикційної муфти, що містить ведучу та ведену півмуфти, дозволяє досягти незалежно від частоти її обертання, стабільності її крутного моменту. Це забезпечує підвищення довговічності роботи приводу. Введення в ведену півмуфту ступиці, колодок, пружин, кожна з яких з'єднує колодку зі ступицею, робочих колодок та двоплечих важелів, шарнірно з'єднаних зі ступицею, при цьому одне плече кожного двоплечого важеля кінематичне з'єднане з колодкою, а друге плече шарнірно з'єднане з робочою колодкою, також забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи приводу

Робочі поверхні колодок відцентрової муфти [63, 64] потребують використання зносостійких матеріалів. Так як вони підвернені зносу, що здорожує ПЗДН.

В приводі в'язальної машини [21, стор. 212, 20 стор. 216] мотор-редуктор з'єднаний з електродвигуном, на валу якого закріплена обгінна муфта. Пуск в'язальної машини, на першому етап від мотор-редуктора, а потім від електродвигуна забезпечує попереднє напруження пружних в'язей привода, що знижує пускові динамічні навантаження в приводі і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності його роботи і в'язальної машини в цілому.

Значний пусковий момент, що діє на привід, призводить до зниження довговічності роботи привода круглов'язальної машини, що є результатом жорсткого кріплення корпусу електродвигуна.

Використання реактивного пускового моменту електродвигуна, знижує пускові динамічних навантаження. Реактивний пусковий момент, при вмиканні електродвигуна, прагне повернути корпус (статор) електродвигуна в сторону протилежну обертання ротора. В конструкції приводу [20 стор. 219] використано встановлення статора електродвигуна в поворотних опорах. Реактивний пусковий момент зумовлює поворот статора, при вмиканні електродвигуна. Рух передається ротору електродвигуна при подальшому зрівнюванні моменту електродвигуна з гальмівним моментом гальма, а статор зупиняється. Голковий циліндр механізму в'язання та механізм товароприйому отримують рух від зубчастих коліс через шестерні вертикального вала, що пов'язаний з ротором пасовою передачею. Величина реактивного моменту, що діє на статор контролюється за допомогою датчика і дорівнює крутному моменту електродвигуна. Циліндрична пружина та гвинтовий механізм застосовується для створення та регулювання гальмівного моменту гальма.

В приводі [30], до корпусу електродвигуна (статора) жорстко кріпиться важіль з натяжним роликком, який підпружинений циліндричною пружиною

розтягу. До корпусу електродвигуна, також, кріпиться важіль, який шарнірно з'єднаний з демпфіруючим засобом (переважно пневматичним, поршневим). Оскільки паси клинопасової передачі не створюють необхідні сили тертя зі шківками, при вмиканні електродвигуна, пусковий момент витрачається на поворот статора та переміщення поршня демпфіруючого засобу. При цьому натяжний ролик натягує паси і лише після того, як натяг пасів, який створюється роликом за рахунок реактивного моменту електродвигуна, що діє на статор, досягне необхідної величини. Обертальний рух ротора передається ведучому шківу, тим самим обертальний рух ротора передається голковому циліндру механізму в'язання та механізму товароприйому. При вимиканні електродвигуна натяжний ролик під дією пружини розтягу відходить від пасів, що позбавляє пасову передачу працездатності.

Привід в'язальної машини [31] оснащений пристроєм автоматичного натягу пасів клинопасової передачі, що дозволяє знизити пускові динамічні навантаження привода. Значною мірою, пусковий момент електродвигуна не викликає значних пускових динамічних навантажень у приводі, так як витрачається на поворот статора та на створення необхідного зусилля натягу пасів клинопасової передачі.

Обмеження величину пускового моменту привода в'язальної машини [32] обладнаного маховиком, жорстко прикріпленим до статора, дозволяє збільшити момент інерції останнього що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода. Реактивний пусковий момент, при вмиканні електродвигуна, прагне повернути його статор разом з маховиком. Тоді важіль взаємодіє з пружиною стиску. За рахунок витрати частини пускових навантажень на поворот статора і маховика відносно осі вала електродвигуна та на деформацію пружини стиску динамічні навантаження, що виникають у приводі, знижуються. Статичний момент електродвигуна та моментом сил пружності пружини стиску урівноважують реактивний момент статора в період сталого режиму роботи привода.

Автори пропонують конструкцію приводу в'язальної машини [21, стор.243-245], з метою зниження пускових динамічних навантажень який відрізняється тим, що засіб натягу пасів клинопасової передачі приводу, виконаний у вигляді електромагніту, з'єднаного з електродвигуном, який встановлено на повзуні. Використання у складі приводу засобу натягу пасів, дозволяє забезпечити кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів клинопасової передачі лише при вмиканні електромагніту після пуску електродвигуна. Що обмежує передачу пускового моменту електродвигуна механізмам та окремим деталям в'язальної машини в період пуску, що призводить до зниження динамічних навантажень і до підвищення надійності та довговічності роботи приводу і в'язальної машини в цілому.

1.4. Огляд конструкцій приводів в'язальних машини з циліндричною пружиною кручення

В роботі [21, стор.166-197], на рис. 3.7 представлено схему привода в'язальної машини що містить пружину кручення, яка з'єднує електродвигун з блоком механічних передач.

Здійснити зниження пускових динамічних навантажень привода що призводить до підвищення довговічності роботи привода можливо при обладнанні привода в'язальної машини циліндричною пружиною кручення, яка з'єднує електродвигун з блоком механічних передач.

Особливістю муфти [21, стор. 174-179] є те, що одна із півмуфт виконана у вигляді шківа клинопасової передачі, друга півмуфта у вигляді втулки, а в якості пружного елемента використана циліндрична пружина кручення.

Представлені приводи незважаючи на простоту їх виготовлення не дозволяють здійснювати вибір раціональної жорсткості муфти в залежності від зміни режиму її роботи, що знижує довговічність роботи муфти та її експлуатаційні можливості.

Використання ПЗДН, виконаного у вигляді пружної муфти з циліндричною пружиною кручення в приводі круглов'язальної машини МС-5, як показують результати експериментальних досліджень [24,25], видно що ПЗДН дозволяє знизити пускові динамічні навантаження привода майже в 2 рази. Це забезпечує підвищення надійності і довговічності роботи машини, так і на підвищення якості круглов'язального полотна.

З метою перевірки теоретичних висновків по визначенню динамічних навантажень, що виникають в лініях передач приводу в'язальної машини [25], проводилися у виробничих умовах експериментальні дослідження динаміки пуску круглов'язальної машини СМ-5 з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружиною кручення.

За допомогою датчиків омічного опору і спеціальної перетворюючої та реєструючої апаратури проводилося визначення досліджуваних параметрів

електричним методом. Дротяні тензодатчики, які були використані в експерименті, володіють достатньою стабільністю характеристик при повторно-змінній деформації.

Ефективність використання запропонованого ПЗДН в приводі круглов'язальної машини МС-5 була оцінена за допомогою коефіцієнта динамічності.

Висновки що доводять ефективність використання (ПЗДН) з пружиною кручення в приводі круглов'язальних машин, завдяки аналізу експериментальних досліджень:

1. Виконані експериментальні дослідження свідчать, що пускові динамічні навантаження привода круглов'язальної машини МС-5 майже в 2 рази знижуються при використанні ПЗДН з пружиною кручення в приводі, що позитивно впливає як на підвищення надійності і довговічності роботи машини, так і на підвищення якості круглов'язального полотна.

2. Темою подальших досліджень по удосконаленню ПЗДН є розробка та дослідження запобіжної зубчастої пружної муфти.

ВИСНОВКИ

Аналіз сучасного стану досліджень по удосконаленню ПЗДН в'язальних машин, виконаний на базі наукових досліджень, дозволяє зробити наступні висновки:

1. Обумовлені несталим режимом роботи, динамічні навантаження в механізмах в'язальних машин, є визначальним чинником в ефективності їх роботи.

2. Доцільним шляхом зниження динамічних навантажень є удосконалення діючих та розробка нових конструкцій ПЗДН.

3. Ефективними напрямками зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску в в'язальних машинах є: обмеження пускового моменту електродвигуна; збільшення моменту інерції ведучої маси привода; пуск в'язальної машини або автомата при попередньому напруженні в'язей

привода; пуск в'язальної машини або автомата при мінімальній швидкості обертання ведучої маси привода, та подальший перехід до номінальної швидкості обертання.

4. Доцільно проведення подальших досліджень по удосконаленню існуючих та розробці нових конструкцій ПЗДН, так як відомі конструкції ПЗДН мають ряд недоліків, серед яких: складність конструкцій; низька ефективність зниження динамічних навантажень; низький ресурс їх роботи та ін.

5. Актуальним залишається проведення подальших досліджень по розробці більш досконалих та ефективних конструкцій ПЗДН, при цьому конструкції ПЗДН повинні бути простими та дешевими у виготовленні, ремонтно-придатні, та надійні в експлуатації.

6. Враховуючи приведений аналіз ПЗДН, запропоновано доповнити сучасну класифікацію ПЗДН, що виникають в механічних системах під час пуску, яка може бути використана при проектуванні нових типів в'язальних машин.

7. Проведений огляд та аналіз джерел, присвячених розробці та удосконаленню ПЗДН в'язальних машин, дав можливість визначити тему та завдання даного дослідження.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНІ РОЗРАХУНКИ УДОСКОНАЛЕНОГО ПЗДН В ПРИВОДАХ ВЯ'ЗАЛЬНИХ МАШИН

2.1. Удосконалення ПЗДН з пружиною кручення в приводах в'язальних машин та вибір його параметрів

Причиною проведення подальших досліджень по удосконаленню та розробці нових конструкцій ПЗДН є - складність конструкцій ПЗДН, низька ефективність зниження динамічних навантажень, низький ресурс їх роботи тощо.

Аналіз джерел, присвячених дослідженням по удосконаленню ПЗДН в'язальних машин та автоматів, дав можливість визначити тему та завдання даного дослідження. При цьому конструкції ПЗДН повинні бути простими та дешевими у виготовленні, ремонтно-придатні, та надійні в експлуатації.

Аналіз існуючих конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень в приводі машин [7,13-15] доводить, що в якості такого пристрою доцільно використовувати запобіжну пружну зубчасту муфту.

В приводі машин легкої промисловості, зокрема круглов'язальних автором пропонується нова конструкція запобіжної пружної зубчастої муфти (рис. 2.1.1), яка здатна вирішити проблему ефективного зниження пускових динамічних навантажень [40,42]. Задача вирішена тим, що в муфті, яка містить ведучу та ведену півмуфти та пружний елемент, що з'єднує ведучий фланець з шестернями-сателітами, який встановлено на ведучій втулці, ведена півмуфта виконана у вигляді сонячної шестерні, а в якості пружного елемента використана циліндрична пружина кручення.

Виконання однієї півмуфти у вигляді сонячної шестерні дозволяє забезпечити передачу крутного моменту муфти на приводний механізм за допомогою шестерен-сателітів на ведучому фланці. Виконання другої півмуфти у вигляді ведучого фланця з вільновстановленими зучастими шестернями-сателітами та використання в якості пружного елемента циліндричної пружини кручення, що з'єднує ведучу півмуфту з ведучим

фланцем, дозволяє здійснювати вибір раціональної жорсткості муфти, що підвищує довговічність роботи привода та розширює експлуатаційні можливості муфти.

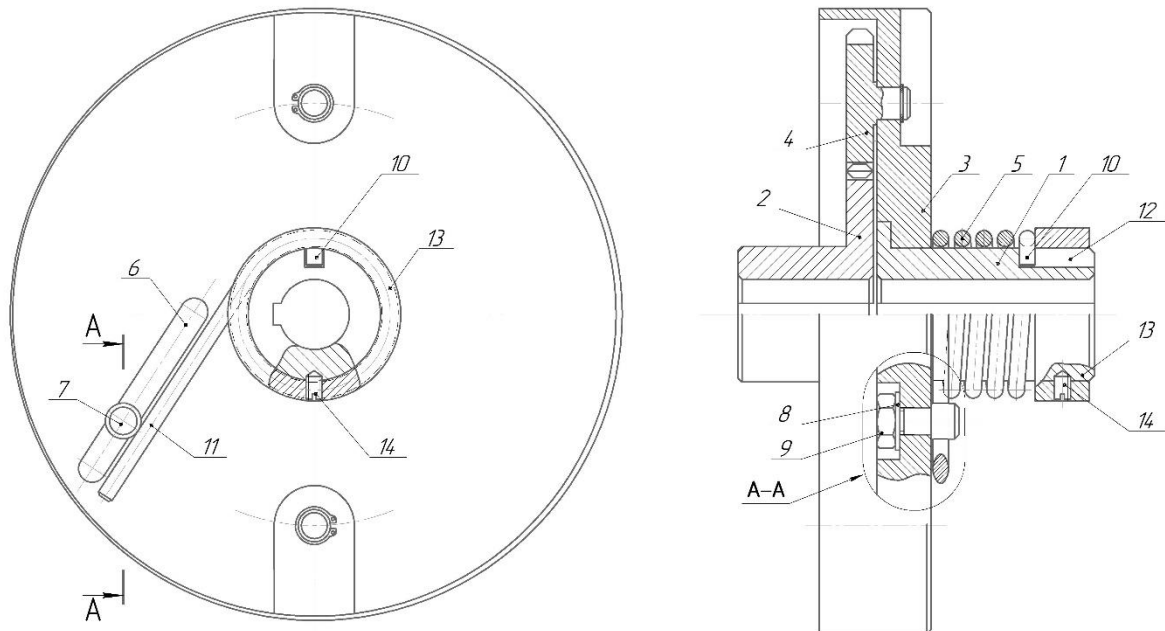


Рис. 2.1. Запобіжна пружна зубчаста муфта

Муфта в якості пристрою зниження динамічних навантажень може знайти застосування в приводах, які працюють при значних динамічних та вібраційних навантаженнях, а також при частих перевантаженнях привода.

При наявності в приводі машини пасової передачі, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, запропоновану муфту доцільно розмістити в шківу.

Визначимо основні параметри муфти в разі використання її в приводі технологічного обладнання в ролі пристрою зниження динамічних навантажень.

Як відомо, пружина кручення муфти працює на згин витків. Умова працездатності муфти буде наступною:

$$\sigma = \frac{Tk}{W} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де σ - робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$ - допустиме напруження згину витків пружини, $[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau]$;

$[\tau]$ - допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

T - крутний момент пружини (муфти);

k - коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4}; \quad (2)$$

c - індекс пружини, $c = \frac{D}{d}$; $c = 4 \dots 12$; (3)

D, d - середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

W - момент опору згину, $W = \frac{\pi d^3}{32}$. (4)

Враховуючи (4) із умови (1) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Tk}{[\sigma]}}. \quad (5)$$

Кут повороту - φ робочого кінця робочого кінця 11 пружини (рис. 1) при максимальному її навантаженні знаходиться із умови [19]:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2, \quad (6)$$

де φ_1 - кут згину кінця пружини,

$$\varphi_1 = \frac{Fl^2}{2EJ}; \quad (7)$$

F - навантаження кінця пружини в період пуску,

$$F = \frac{T}{l}; \quad (8)$$

T - пусковий момент електродвигуна привода;

l - робоча довжина кінця пружини;

E - модуль пружності дроту пружини (сталь), $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа;

J - момент інерції перерізу дроту, з якого виготовлена пружина

$$J = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (9)$$

T_{np} - крутний момент пружини,

$$T_{np} = Fl; \quad (10)$$

L - довжина дроту пружини (кутом підйому витків нехтуємо),

$$L = \pi D i; \quad (11)$$

D - зовнішній діаметр пружини;

i - кількість витків пружини.

При сталому русі машини кут повороту φ_c робочого кінця 11 пружини (рис. 1) при максимальному її навантаженні знаходиться із умови:

$$\varphi_c = \varphi_{1c} + \varphi_{2c}, \quad (12)$$

де $\varphi_{1c}, \varphi_{2c}$ - кут згину кінця пружини та кут закручування її при сталому режимі роботи машини:

$$\varphi_{1c} = \frac{F_c l^2}{2EJ}; \quad (13)$$

$$\varphi_{2c} = \frac{T_c L}{EJ};$$

$$F_c = \frac{2T_c}{D_p + 2l};$$

F_c, T_c - навантаження кінця пружини та її крутний момент в період сталого руху машини відповідно.

Визначимо раціональні параметри пружини пристрою зниження динамічних навантажень при використанні його в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100Л6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання вала 950 об/хв. (кутова швидкість $\omega = 99,48 \text{ c}^{-1}$) [36].

В якості вихідних даних приймаємо [13,36]: $T_c = 22,1 \text{ Нм}$; $D_p = 60 \text{ мм}$; $l = 85 \text{ мм}$; $i = 3$; матеріал пружини Сталь 65, для якої $[\sigma] = 1200 \text{ МПа}$ [4];

індекс пружини $c = 10 (k = 1,08)$. Згідно з ГОСТ 13768-68 вибираємо параметри пружини: $d = 6$ мм; $D = 60$ мм.

Враховуючи, що $T_c = 22,1$ Нм, згідно з (7), (8) маємо: $F_c = 221$ Н;
 $\varphi_{1c} = 0,081 = 4,6^\circ$.

Кут повороту (закручування) пружини при пуску машини, вважаючи рух рівноприскореним, знаходиться із умови:

$$\varphi_{1c} = \frac{\omega t}{2} = \frac{\pi n t}{60} \quad (14)$$

де t - час повороту пружини (пуск електродвигуна), $t = 10t_1 = 15 \cdot 10^{-3}$ с;

t_1 - час зрушення ведучої маси привода (ротор електродвигуна з пристроєм зниження динамічних навантажень), $t_1 = 1,5 \cdot 10^{-3}$ с [6].

Після підстановки одержаних даних в (13) знаходимо:

$$\varphi_{2c} = 0,746 \text{ рад} = 42,74^\circ.$$

Кут повороту φ робочого кінця 11 пружини (12):

$$\varphi_c = 47,34^\circ.$$

З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень привода приймаємо $\varphi_c = 50^\circ = 0,872$ рад .

Прийнявши матеріал пружини Сталь 65, згідно з [36] маємо: $[\tau] = 800$ МПа; $[\sigma] = 1,5[\tau] = 1,5 \cdot 800 = 1200$ МПа.

Згідно з ГОСТ 13766-68 вибираємо наступні параметри циліндричної пружини кручення: $d = 6$ мм; $D = 60$ мм.

Кількість робочих витків пружини знаходимо із виразу (8): $i = 3,1$. З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень приймаємо $i = 4$.

Необхідна довжина дроту, з якого виготовлена робоча частина пружини, згідно з (11): $L = 753,6$ мм.

Використовуючи (1), (4), одержуємо: $W = 21,195$ мм³; $\sigma = 1126$ МПа.

Прийнявши $l = \pi D i$ ($\cos \alpha \approx 1$; α - кут підйому витків пружини), із (6) знаходимо необхідну кількість робочих витків пружини i :

$$i = 3,3 \cdot 10^4 \frac{k\varphi}{c[\sigma]}. \quad (15)$$

Тоді робоча довжина (висота) пружини H становить:

$$H = d + (i - 1)p = 6 + (4 - 1)8 = 30 \text{ мм}, \quad (16)$$

де p - крок пружини, $p = d + (1 \dots 3) \text{ мм}$; приймаємо $p = 8 \text{ мм}$.

Перевіряємо працездатність пружини пристрою зниження динамічних навантажень. З виразу (4) маємо: $W = 21,195 \text{ мм}^3$. Тоді згідно з (1) $\sigma = 1126 \text{ МПа}$, що відповідає умові працездатності пружини ($[\sigma] = 1200 \text{ МПа}$).

Розрахунок відкритої зубчастої передачі проведемо з умови згинальної міцності, а перевірка – на контактну міцність [37]. В розрахунках відкритих зубчастих прямозубих передачах зуб можна розглядати як балу з жорстко закріпленим кінцем.

Вихідні дані для розрахунку: кутова швидкість ведучого вала (шестірні) $\omega_1 = 99,48 \text{ рад/с}$; передаточне відношення зубчастої передачі $i = 2.1$; крутний момент на валу веденої півмуфти $T_2 = 48,6 \text{ Нм}$; умови роботи передачі: навантаження нереверсивне; термін служби передачі $t = 10000 \text{ год}$.

З метою кращого припрацювання коліс, матеріал для шестірні: сталь 45 (поліпшення); заготовка – поковка; $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$; НВ 235...262. Приймаємо НВ₁ = 250. Для колеса: сталь 45Л (поліпшення); заготовка – сталеве литво; $\sigma_B = 680 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 440 \text{ МПа}$; НВ 207...235. Приймаємо НВ₂ = 230.

Визначаємо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою:

$$N_{\Sigma} = 572.4 \cdot \omega_2 \cdot t = 572.4 \cdot 99,48 \cdot 10000 = 569,4 \cdot 10^6,$$

де t - строк служби передачі, год;

ω_2 - кутова швидкість вала колеса, рад/с;

Приймаємо базове число циклів напружень $N_{НО}$ при розрахунках на контактну міцність за (табл. 5.3.) [37] $N_{НО} = 16,5 \cdot 10^6$ (при твердості матеріалів до НВ 250). Базове число циклів N_{FO} при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$.

Коефіцієнти довговічності при розрахунках на контактну міцність K_{HL} за формулою (5.2) [9] і на згин K_{FL} - за формулою (5.3) [37].

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq K_{HLmax}.$$

Приймаємо $K_{HL}=1$, оскільки $N_{\Sigma} > N_{HO}$. $569,4 \cdot 10^6 > 16,5 \cdot 10^6$.

При твердості $\leq HB 350$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 2 \leq .$$

Приймаємо $K_{FL} = 1$, оскільки $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$, $569,4 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$.

Визначаємо значення границь витривалості при розрахунках на контактну міцність та на згин для зубців шестірні σ_{HO1} , σ_{FO1} та колеса σ_{HO2} , σ_{FO2} за (табл. 5.4 і 5.5) [37].

Для нормалізованих і поліпшених сталей:

$$\sigma_{HO1,2} = 2HB_{1,2} + 70;$$

$$\sigma_{HO1} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}; \sigma_{HO2} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO(1,2)} = 1,8HB_{(1,2)};$$

$$\sigma_{FO1} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}; \sigma_{FO2} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

Згинальні $[\sigma_{F1}]$ і $[\sigma_{F2}]$ за формулою (5.7) [37]:

$$[\sigma]_{F1.2} = \frac{\sigma_{FO(1.2)} \cdot K_{FL}}{S_F}$$

де S_F - коефіцієнт безпеки; $S_F = 1,8 \dots 2,3$ (верхня межа для відлитих коліс). Приймаємо для шестірні $S_F = 1,8$, для литого колеса $S_F = 2,3$.

$$[\sigma]_{F2} = \frac{414 \cdot 1}{1,8} = 230 \text{ МПа}; [\sigma]_{F1} = \frac{450 \cdot 1}{1,8} = 250 \text{ МПа}.$$

Контактне напруження $[\sigma]_{H2}$ для менш міцного матеріалу колеса за формулою (5.5) [37]:

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{HO2} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 481,82 \text{ МПа},$$

де S_H - коефіцієнт безпеки; $S_H = 1,1 \dots 1,2$. Приймаємо $= 1,1$.

Задаємося розрахунковими коефіцієнтами.

Коефіцієнт ширини вінця ψ_{bd} (по ділильному діаметру) – за (табл. 5.6) [37]. Ураховуємо консольне розташування шестірні відносно опор і твердість зубців $\leq \text{HB } 350$. Приймаємо $\psi_{bd} = 0,4$.

Коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність $K_{H\beta}$ і згинальну міцність $K_{F\beta}$ за табл. 5.7 і 5.8 (треба враховувати консольне розташування шестірні відносно опор, твердість $\text{HB} \leq 350$, вибране значення $\psi_{bd} = 0,4$. Тоді $K_{H\beta} = 1,17$; $K_{F\beta} = 1,37$.

Задаємося числом зубців шестірні з умови невідірзування $z_1 \geq 17$ та визначаємо число зубців колеса $z_2 = z_1 i$, де i - передаточне число відкритої зубчастої передачі ($U = 2,1$). Приймаємо $z_1 = 20 \geq 17$, тоді $z_2 = 20 \cdot 2,1 = 42$.

Визначаємо коефіцієнти форми зубця F_{1Y} і F_{2Y} відповідно числу зубців шестірні z_1 і колеса z_2 за табл. 5.15 [37] (інтерполюванням) та порівнюємо відношення [37]

$$[\sigma]_{F1/Y_{F1}} \text{ і } [\sigma]_{F2/Y_{F2}} .$$

$$[\sigma]_{F1/Y_{F1}} = 250/4,07 = 61,425. \quad [\sigma]_{F2/Y_{F2}} = 180/3,612 = 49,834$$

де $Y_{F1} = 4,07$ при $z_1 = 20$; $Y_{F2} = 3,612$ при $z_2 = 42$.

$$[\sigma]_{F1/Y_{F1}} < [\sigma]_{F2/Y_{F2}} = 49,834 < 61,425.$$

Далі розрахунок ведемо по колесу, для якого відношення $[\sigma]_F/Y_F$ менше.

Модуль зачеплення із умови міцності зуба на згин,

$$m = 14 \sqrt[3]{Y_{F(1.2)} \frac{K_{F\beta} \cdot T_2}{\psi_{bd} \cdot z_2^2 \cdot [\sigma]_{F(1.2)}}} = 14 \sqrt[3]{3,16 \frac{1,37 \cdot 48,6}{0,4 \cdot 42^2 \cdot 180}} = 2,086 \text{мм}$$

де 14 – коефіцієнт для прямозубих коліс;

$Y_{(F_2)}$ - коефіцієнт форми зубця для менш міцного колеса;

$K_{F\beta}$ - коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. табл. 5.8) [37]

$$K_{F\beta} = 1.37;$$

T_2 - крутний момент на валу сонячної шестірни;

ψ_{bd} - коефіцієнт ширини вінця;

z_2 – число зубців сонячної шестірни;

$[\sigma]_{F1.2}$ - допустимі напруження на згин менш міцного колеса.

Отримане значення модуля закруглюємо до найближчого більшого стандартного значення за табл. 5.12 [37] (ДСТ 9563-60).

Приймаємо $m = 2.5$ мм.

Визначаємо геометричні розміри передачі:

Діаметри ділільних кіл, за формулою (5.18) [37]:

$$\text{– шестерні: } d_1 = m \cdot z_1 = 2.5 \cdot 20 = 50 \text{мм.}$$

$$\text{– колеса: } d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 42 = 105 \text{мм.}$$

Діаметри кіл вершин, мм, за формулою (5.20) [37]:

$$\text{– шестерні: } d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 2,5 = 55 \text{мм.}$$

$$\text{– колеса: } d_{a2} = d_2 + 2m = 105 + 2 \cdot 2,5 = 110 \text{мм}$$

Діаметри кіл западин, мм, за формулою (5.21) [37]:

$$\text{– шестерні: } d_{f1} = d_1 - 2.5m = 50 - 2,5 \cdot 2,5 = 43,75 \text{мм.}$$

$$\text{– колеса: } d_{f2} = d_2 - 2.5m = 105 - 2,5 \cdot 2,5 = 98,75 \text{мм.}$$

Міжосьова відстань, мм, за формулою (5.22) [37]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 105}{2} = 77,5 \text{мм.}$$

Ширина вінця колеса

$$b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,4 \cdot 50 = 20 \text{мм.}$$

Отримане значення b_2 закруглюємо до більшого стандартного. за рядом Ra 40 (табл. 5.13) [37]. Приймаємо $b_2 = 22\text{мм}$.

Ширина вінця шестірні має бути дещо більше за ширину вінця колеса з урахуванням можливого осьового зміщення при збиранні, тому:

Значення b_1 закруглюємо до стандартного за рядом Ra 40 (табл. 5.13) [9]. Приймаємо $b_1 = 24\text{ мм}$.

Колову швидкість сонячної шестерні при перевантаженні приводу, за формулою:

$$V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2} = \frac{99.48 \cdot 0.105}{2} = 5,22 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

За значенням колової швидкості призначаємо степінь точності передачі за табл. 5.14 [37]. Призначаємо 9-ту ступінь точності передачі.

Колова сила в зачепленні:

$$F_t = \frac{2T_2}{nd_2} = \frac{2 \cdot 22.1}{2 \cdot 0.105} = 210.48\text{Н},$$

де n - кількість шестерен-сателітів.

Коефіцієнти динамічного навантаження K_{HV} та K_{FV} . Для прямозубих коліс при $V \leq 5\text{ м/с}$ і твердості $\leq \text{HB}350$ рекомендується: $K_{HV} = 1,2$; $K_{FV} = 1,4$.

Розрахункове напруження згину для колеса, за формулою (5.30) [37], тому що для

для нього відношення $[\sigma]_F / Y_F$ менше:

$$\begin{aligned} \sigma_{F2} &= Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 3.612 \frac{210,48}{20 \cdot 2.5} \cdot 1.37 \cdot 1.4 = 29,16\text{МПа} < [\sigma]_{F2} \\ &= 180\text{МПа}. \end{aligned}$$

Зубці шестірні та колеса будуть мати рівну міцність за умови:

$$\sigma_{F1} / Y_{F1} = \sigma_{F2} / Y_{F2}$$

звідки можна знайти значення розрахункового напруження для іншого колеса, тобто, в даному випадку, шестірні:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 29,16 \frac{4,07}{3,612} = 32,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 250 \text{ МПа.}$$

Умови міцності шестірні та колеса на згин виконуються.

Розрахункове контактне напруження для матеріалу колеса, за формулою (5.27) [37]:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_{H\beta} K_{HV}} = 436 \sqrt{\frac{210,48}{20 \cdot 50} \cdot \frac{2,1+1}{2,1} \cdot 1,37 \cdot 1,4} \\ &= 336,6 \text{ МПа,} \\ \sigma_H &= 336 \text{ МПа} < [\sigma]_{H2} = 481,8 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

що допустимо.

Умови міцності шестірні та колеса на згин виконуються.

Отримані результати свідчать про можливість та ефективність використання запропонованої запобіжної пружної зубчастої муфти в якості пристрою зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання легкої промисловості [40,42].

Висновки.

Виконані дослідження показують наступне:

- на основі аналізу особливостей роботи технологічного обладнання легкої промисловості встановлена доцільність використання в приводі машин пристрою зниження динамічних навантажень, виконаного у вигляді запобіжної пружної зубчастої муфти з циліндричною пружиною кручення;
- запропонована конструкція запобіжної пружної зубчастої муфти з пружиною кручення здатна суттєво підвищити ефективність роботи технологічного обладнання;
- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі машин легкої промисловості запропонованої запобіжної пружної зубчастої муфти з циліндричною пружиною кручення;
- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні

діючих та при розробці нових типів пристроїв для зниження динамічних навантажень в приводі машин;

– запропонована запобіжна пружна зубчаста муфта може знайти широке застосування в приводах інших машин та обладнанні, які працюють при значних динамічних та вібраційних навантаженнях, а також при частих перевантаженнях привода.

2.2. Динаміка пуску круглов'язальної машини з удосконаленим ПЗДН з пружинами кручення

Мета цього дослідження – це аналіз доцільності використання пристрою з пружинами кручення для зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальних машин, розробка методу вибору раціональних параметрів пристрою та оцінка ефективності його використання.

Аналіз показує [13, 36], що в приводах круглов'язальних машин типу КО вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з електродвигуном за допомогою клинопасової та циліндричної зубчастої передачі. Жорстке з'єднання зубчастого колеса та шестерень з вертикальним приводним валом зумовлює значні динамічні навантаження, що виникають під час пуску, що знижує довговічність його роботи.

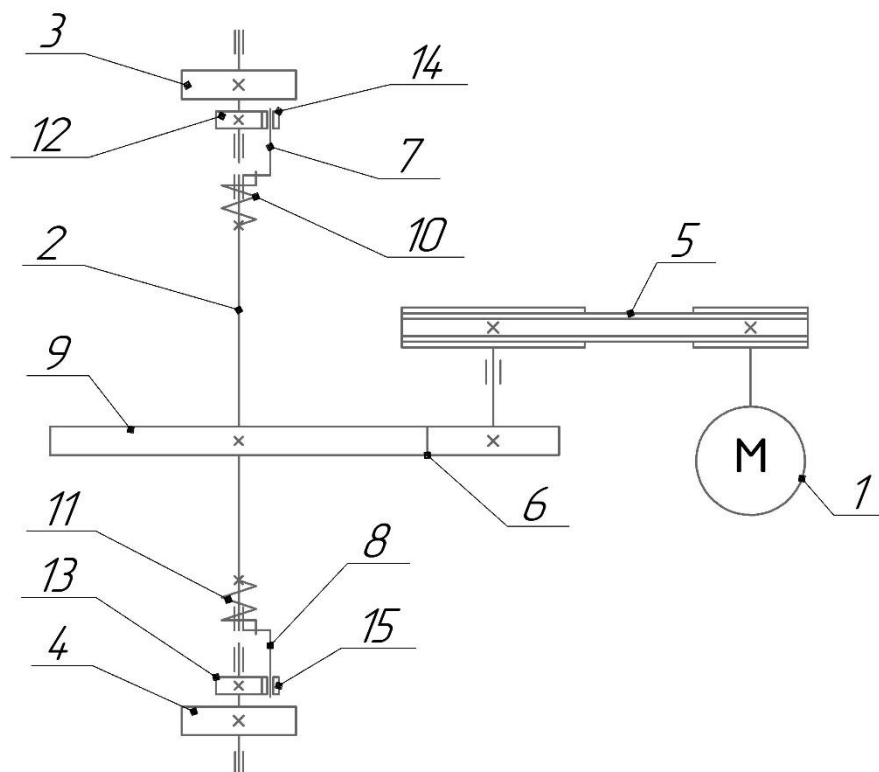


Рис. 2.2. Кінематича схема привода кругловязальної машини з ПЗДН з пружинами кручення: 1 – електродвигун; 2 – приводний вал; 3, 4 – шестерні; 5 – клинопасова передача; 6 – зубчаста передача; 7, 8 – ведучі напівмуфти; 9 – зубчасте колесо; 10, 11 пружини кручення; 12, 13 – ведені напівмуфти (сонячні шестерні); 14, 15 – шестерні сателіти

Пропонується нова конструкція привода круглов'язальної машини, який обладнаний пристроєм зниження динамічних навантажень (ПЗДН), що містить дві пружини кручення, встановлені на вертикальному приводному валу (рис. 1).

Обладнання привода (ПЗДН) забезпечує зниження динамічних навантажень круглов'язальної машини, що виникають під час пуску, що призводить до підвищення довговічності роботи привода.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 передається клинопасовій 5 та зубчастій 6 передачам. Обертання зубчастого колеса 9 зубчастої передачі 6 за допомогою пружних запобіжних муфт 7, 8 зумовлює закручування пружин кручення 10, 11, сили пружності яких приводять в рух шестерні 3, 4 відповідно. Шестерні 3, 4 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

В період пуску привода пусковий момент електродвигуна за рахунок пружної деформації пружин кручення 10, 11 знижується, що призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Важливим етапом в проектуванні даного привода є розрахунок пружин кручення. Як відомо, пружини кручення працюють на згин витків. Умова працездатності ПЗДН, при цьому, буде наступною:

$$\sigma = \frac{Tk}{W} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де σ - робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$ - допустиме напруження згину витків пружини, $[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau]$;

$[\tau]$ - допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

T - крутний момент пружини;

k - коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c-1}{4c-4}; \quad (2)$$

$$c - \text{індекс пружини, } c = \frac{D}{d}; \quad c = 4 \dots 12; \quad (3)$$

D, d - середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

$$W - \text{момент опору згину}, \quad W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (4)$$

Враховуючи (4) із умови (1) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Tk}{[\sigma]}}. \quad (5)$$

Кут скручування пружини φ при робочому навантаженні знаходиться із умови [7]:

$$\varphi = \frac{TL}{EJ}, \text{ рад}, \quad (6)$$

де L - довжина дроту, із якого виготовлена пружина (робочі витки; $\cos \alpha \approx 1$; α - кут підйому витків пружини),

$$L = \pi D i; \quad (7)$$

E - модуль пружності дроту (сталь), $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа;

J_{∂} - момент інерції перерізу дроту,

$$J_{\partial} = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (8)$$

i - кількість робочих витків пружини, $i = \frac{H}{p}$; (9)

H - робоча довжина (висота) пружини;

p - крок пружини, $p = d + (1...2)$ мм. (10)

Жорсткість пружини кручення знаходиться із умови

$$C = \frac{T}{\varphi}, \text{ Нм/рад}. \quad (11)$$

Визначимо раціональні параметри пружин ПЗДН при використанні його в приводі круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100Л6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання вала 950 об/хв. [36].

Як показують розрахунки, розподіл крутних моментів T_{n1} , T_{n2} між пружинами 10, 11 (рис. 1) буде наступним: $T_{n1} = 30$ Нм; $T_{n2} = 7,5$ Нм.

Прийнявши для вказаних пружин $c_1 = 8$; $c_2 = 12$, з (2) маємо: $k_1 = 1,107$; $k_2 = 1,068$.

Тоді, прийнявши $[\sigma] = 1500 \text{ МПа}$ [38], із (5) знаходимо діаметри пружин: $d_1 = 6,5 \text{ мм}$; $d_2 = 4,5 \text{ мм}$ і відповідні їх параметри $D_1 = 60 \text{ мм}$, $D_2 = 55 \text{ мм}$, $p_1 = 8 \text{ мм}$, $p_2 = 6 \text{ мм}$.

Приймаємо кількість робочих витків пружин згідно: $i_1 = 3$; $i_2 = 3$ та довжина дроту пружин згідно з (7): $L_1 = 753,4 \text{ мм}$; $L_2 = 519 \text{ мм}$.

Враховуючи, що модуль пружності дроту (сталь) $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ та знайшовши згідно (8) моменти інерції перерізу дроту пружин $J_{o1} = 87,58 \text{ мм}^4$, $J_{o2} = 20,12 \text{ мм}^4$, знаходимо, використовуючи залежність (6), кути скручування пружин: $\varphi_1 = 1,2 \text{ рад}$; $\varphi_2 = 0,9 \text{ рад}$.

Жорсткість пружин згідно з (11): $C_1 = 25 \text{ Нм/рад}$; $C_2 = 8,33 \text{ Нм/рад}$.

Розглянемо динаміку пуску круглов'язальної машини КО-2 при наявності ПЗДН з пружинами кручення.

Як показує аналіз конструкції машини з ПЗДН, в якості розрахункової динамічної моделі для визначення динамічних навантажень, що виникають у період пуску (найбільш несприятливий режим роботи), доцільно прийняти тримасову динамічну модель з середньою ведучою масою з параметрами: T_1 - пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені до валу електродвигуна значення); T_2 - момент сил опору механізму товароприйому; T_3 - момент сил опору механізму в'язання; J_1 - сумарний момент інерції ротора електродвигуна, клинопасової та зубчастої передач; J_2 - момент інерції обертових мас механізму товароприйому; J_3 - момент інерції обертових мас механізму в'язання; $C_{12} = C_2 = 8,33 \text{ Нм/рад}$; $C_{13} = C_1 = 25 \text{ Нм/рад}$ - жорсткість пружини 11 (рис. 1), пружної в'язі, що передає рух механізму в'язання.

Пуск даної тримасової системи відбувається у три етапи [13].

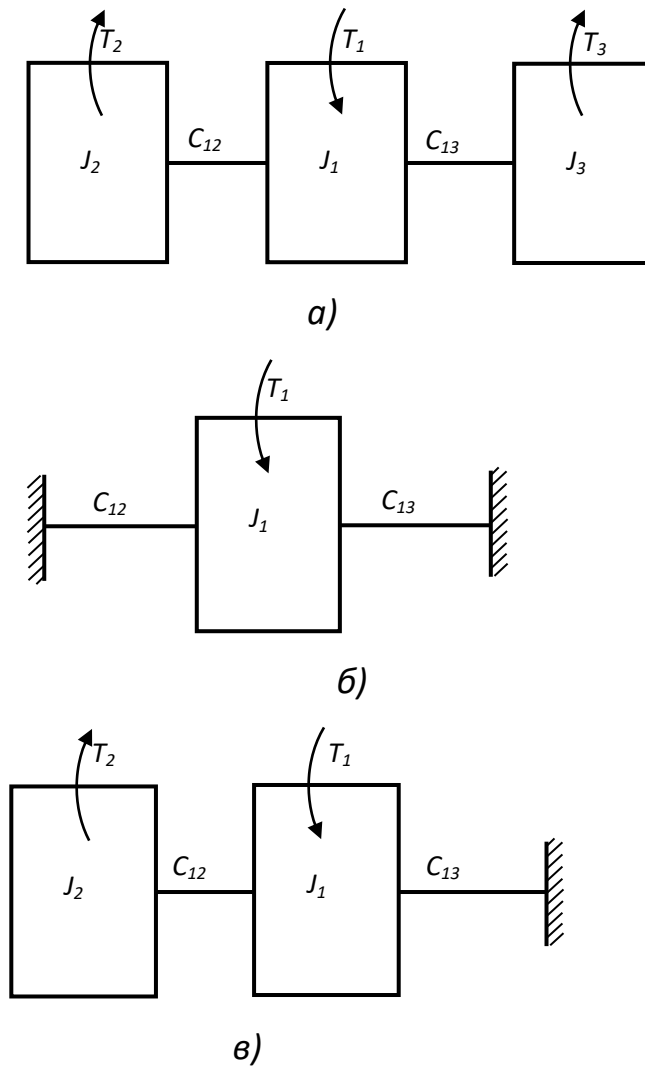


Рис. 2.3. Тримасова динамічна модель привода з середньою ведучою масою

а - перший етап пуску; б - другий етап пуску; в - третій етап пуску; T_1 - пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені значення); T_2 - момент сил опору механізму товароприйому; T_3 - момент сил опору механізму в'язання; J_1 - сумарний момент інерції ротора електродвигуна і ведучого шківів пасової передачі; J_2 - момент інерції обертових мас механізму товароприйому; J_3 - момент інерції обертових мас механізму в'язання; C_{12} - жорсткість пружної в'язі, що передає рух механізму товароприйому; C_{13} - жорсткість пружної в'язі, що передає рух механізму в'язання

У початковий момент при $t=0$ всі три маси знаходяться у спокої. У проміжку часу $0 \div \tau_1$ відбувається накопичення моментів пружних сил на ділянках 1–2 і 1–3 до тих пір, поки момент T_{12} не стане рівним моменту T_2 (оскільки для нашого випадку $\varphi_1 > \varphi_2$). На цьому перший етап пуску

закінчується, в рух приходить друга маса, і починається другий етап пуску, який триватиме від τ_1 до τ_2 . У проміжку цього етапу відбувається подальше накопичення моменту сил пружності T_{13} на ділянці 1–3. При $T_{13} = T_3$ приходить в рух третя маса, що характеризує закінчення другого етапу пуску машини і початок третього етапу, який триватиме від τ_2 до τ_3 (час пуску).

Методика динамічного розрахунку механічних систем, динамічна модель яких являє собою тримасову систему з середньою ведучою масою детально представлена в монографії [13].

Для зручності використання приведеної методики в інженерній практиці можна рекомендувати наступний алгоритм розрахунку (де сам розрахунок представлено в додатку Б):

1. Вихідні параметри привода: $T_1; T_2; T_3; J_1; J_2; J_3; C_{12}; C_{13}$.

2. Час тривалості першого етапу пуску τ_1 (12) знаходимо з рівняння:

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12} + C_{13}}} \arccos \left[1 - \frac{T_2(C_{12} + C_{13})}{T_1 C_{12}} \right]. \quad (12)$$

3. Початкові умови другого етапу пуску (13) знаходимо, використовуючи систему рівнянь:

$$\begin{aligned} T_{(12)0} &= T_2; \quad T_{(13)0} = \frac{C_{13}}{C_{12} + C_{13}} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \right) T_1; \\ \dot{T}_{(12)0} &= \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{13}} \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \sin \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \cdot T_1; \\ \dot{T}_{(13)0} &= \frac{C_{13}}{C_{12} + C_{13}} \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \sin \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \cdot T_1. \end{aligned} \quad (13)$$

4. Постійні складові моментів сил пружності (14) знаходимо із рівняння:

$$a_{12} = T_2; \quad a_{13} = T_1 - T_2. \quad (14)$$

5. Циклові частоти коливань моментів сил пружності в період другого етапу пуску:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2) + C_{13}J_2 \pm \sqrt{[C_{12}(J_1 + J_2) + C_{13}J_2]^2 - 4C_{12}C_{13}J_1J_2}}{2J_1J_2}. \quad (15)$$

6. Знаходимо, використовуючи залежності (16), (17), амплітуди гармонік *cos* і *sin*.

$$A_{(12)1} = \frac{-C_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{J_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad A_{(12)2} = \frac{C_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{J_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$A_{(13)1} = \frac{-\Delta_{11}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad A_{(13)2} = \frac{\Delta_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}. \quad (16)$$

$$B_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}\dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11}\dot{T}_{(12)0}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$B_{(13)1} = B_{(12)1} \frac{J_1}{c_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{c_{12}} \Delta_{12}, \quad (17)$$

де
$$\Delta_{11} = \omega_{12}^2 - \beta_1^2; \quad \Delta_{12} = \omega_{12}^2 - \beta_2^2; \quad \omega_{12}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}. \quad (18)$$

7. Моменти, що виникають в пружних в'язях привода в період 2-го етапу пуску, знаходимо з рівнянь (19), (20):

$$T_{12} = A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + T_2; \quad (19)$$

$$T_{13} = A_{(13)1} \cos \beta_1 t + A_{(13)2} \cos \beta_2 t + B_{(13)1} \sin \beta_1 t + B_{(13)2} \sin \beta_2 t + T_1 - T_2. \quad (20)$$

8. Враховуючи, що 3-ій етап пуску починається при умові $T_{13} = T_3$, із рівняння (20), знаходимо час початку цього етапу - τ_2 .

Рішення цього рівняння відносно τ_2 складає певну практичну складність. Тому доцільно використати графічний метод [*] знаходження τ_2 , що полягає в наступному; визначивши період коливань T_1 , що відповідає цикловій частоті β_1 і $T_2 - \beta_2$, в певному масштабі на осі абсцис, після чого будуємо графіки функцій

$$y_1 = A_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 t; \quad y_2 = B_{(13)2} \cdot \sin \beta_1 t; \quad y_3 = A_{(13)2} \cdot \cos \beta_2 t;$$

$$y_4 = B_{(13)1} \cdot \sin \beta_2 t; \quad y_5 = B_{(13)2} \cdot \sin \beta_2 t;$$

та графік, що представляє суму вказаних функцій $y = \sum y_i$, з якого легко знайти час, відповідний ординаті, яка дорівнює $T_3 - a_{23} \mid a_{23} = T_1 - T_2$. Із графіка (додаток В) видно, що одній і тій же ординаті може відповідати декілька значень $T_3 - a_{23}$, що обумовлює можливість помилки при рішенні рівняння (20) аналітичним шляхом. Запропонований метод, зважаючи на наочність позбавлений цього недоліку.

9. Початкові умови 3-го етапу пуску (21):

$$\begin{aligned} T_{(12)0} &= A_{(12)1} \cdot \cos\beta_1 \cdot \tau_2 + A_{(12)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2 + B_{(12)1} \cdot \cos\beta_1 \cdot \tau_2 + \\ &\quad + B_{(12)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2 + a_{12}; \\ T_{(13)0} &= A_{(13)1} \cdot \cos\beta_1 \cdot \tau_2 + A_{(13)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2 + B_{(13)1} \cdot \cos\beta_1 \cdot \tau_2 + \\ &\quad + B_{(13)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2 + a_{13}; \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \dot{T}_{(12)0} &= -\beta_1 \cdot A_{(12)1} \cdot \sin\beta_1 \cdot \tau_2 - \beta_2 \cdot A_{(12)2} \cdot \sin\beta_2 \cdot \tau_2 + \beta_1 \cdot B_{(12)1} \cdot \cos\beta_1 \\ &\quad \cdot \tau_2 + \\ &\quad + \beta_2 \cdot B_{(12)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{T}_{(13)0} &= -\beta_1 \cdot A_{(13)1} \cdot \cos\beta_1 \cdot \tau_2 - \beta_2 \cdot A_{(13)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2 + \beta_1 \cdot B_{(13)1} \cdot \cos\beta_1 \\ &\quad \cdot \tau_2 + \\ &\quad + \beta_2 \cdot B_{(13)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2, \end{aligned}$$

10. Постійні складові моментів сил пружності для третього етапу пуску з рівнянь (22):

$$\begin{aligned} a_{12} &= \frac{J_2(T_1 - T_3) + (J_1 + J_3)T_2}{J_1 + J_2 + J_3}; \\ a_{13} &= T_1 + \frac{J_1}{J_2} T_2 - \frac{J_2(T_1 - T_3) + (J_1 + J_3)T_2}{J_1 + J_2 + J_3} \cdot \left(\frac{J_1 + J_2}{J_2} \right). \end{aligned} \quad (22)$$

11. Циклові частоти коливань моментів сил пружності в період 3-го етапу пуску, знаходимо з рівняння (23):

$$\beta_{1,2}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1J_3} \pm \sqrt{\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1J_3} \right)^2 - C_{12}C_{13} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3}}. \quad (23)$$

12. Амплітуди коливань моментів сил пружних в'язей в період 3-го етапу пуску, знаходимо використовуючи рівняння (18), (24), (25):

$$A_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}(T_{(12)0} - a_{12}) - \frac{C_{12}}{J_1}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2};$$

$$A_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}(T_{(13)0} - a_{13}) - \Delta_{11}(T_{(12)0} - a_{12})}{\beta_1^2 - \beta_2^2};$$

$$A_{(13)1} = A_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad A_{(13)2} = A_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12};$$

$$B_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}\dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11}\dot{T}_{(12)0}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$B_{(13)1} = B_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12}.$$

13. Постійні - D знаходимо, складаючи коливання однакової частоти (26):

$$D_{(12)1} = \sqrt{A_{(12)1}^2 + B_{(12)1}^2}; \quad D_{(12)2} = \sqrt{A_{(12)2}^2 + B_{(12)2}^2};$$

$$D_{(13)1} = \sqrt{A_{(13)1}^2 + B_{(13)1}^2}; \quad D_{(13)2} = \sqrt{A_{(13)2}^2 + B_{(13)2}^2};$$

14. Максимальні величини динамічних навантажень, що виникають під час пуску в пружних в'язях привода:

(27)

$$T_{12max} = D_{(12)1} + D_{(12)2} + a_{12}$$

$$T_{13max} = D_{(13)1} + D_{(13)2} + a_{23}$$

15. Динамічні перевантаження (28), що виникають в пружних в'язях привода під час пуску:

$$k_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2}; \quad k_{13} = \frac{T_{13max}}{T_3}. \quad (28)$$

Використовуючи приведеній алгоритм, авторами виконано розрахунок динамічних навантажень круглов'язальної машини КО-2 з ПЗДН з пружинами кручення (додаток А). При цьому в якості вихідних параметрів, враховуючи розрахунки пружин кручення та результати досліджень [39], прийнято: $T_1 = 26,5 \text{ Нм}$; $T_2 = 4,4 \text{ Нм}$; $T_3 = 17,7 \text{ Нм}$; $J_1 = 0,038 \text{ кгм}^2$; $J_2 = 0,026 \text{ кгм}^2$; $J_3 = 0,021 \text{ кгм}^2$; $C_{12} = 6,25 \text{ Нм/рад}$; $C_{13} = 33,3 \text{ Нм/рад}$.

Розрахунки показують, що при використанні ПЗДН динамічні навантаження пружних в'язей привода становлять: $T_{12max} = 16,07 \text{ Нм}$; $T_{13max} = 28,3 \text{ Нм}$.

При цьому динамічні перевантаження привода сягають $k_{12} = 3,65$, що практично не змінилося відносно існуючих круглов'язальних машин, та $k_{13} = 1,6$, що в 2.2 рази менше ніж в існуючих круглов'язальних машинах [13].

Висновки

Встановлена доцільність використання в приводі круглов'язальної машини ПЗДН з запобіжною зубчастою муфтою з циліндричними пружинами кручення, розташованими на вертикальному приводному валу.

Виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі круглов'язальної машини ПЗДН з запобіжною зубчастою муфтою з пружинами кручення.

Запропонована конструкція привода круглов'язальної машини з ПЗДН з запобіжною муфтою зубчастою з пружинами кручення здатна практично в 2,2 рази знизити динамічні навантаження привода, в момент пуску, на лінії передач механізму в'язання і, таким чином, підвищити ефективність роботи круглов'язальної машини [41].

2.3. Аналіз зниження динамічних навантажень круглов'язальної машини

Одним із актуальних завдань трикотажного машинобудування є зниження пускових динамічних навантажень, що благотворно діє на підвищення надійності та довговічності роботи в'язальних машин і автоматів.

Відомі методи аналізу впливу параметрів в'язальної машини на динамічні навантаження ліній передач привода, що виникають під час пуску в пружних в'язях, громіздкі та потребують значних витрат часу [13,22].

Для зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальної машини автором пропонується використовувати ПЗДН з циліндричною пружиною кручення.

В якості динамічної моделі круглов'язальної машини була прийнята тримасова рядна модель з першою ведучою масою [23].

Суттєво впливають на динамічні навантаження в лініях передач привода круглов'язальної машини КО-2, такі фактори :

- пусковий момент електродвигуна – T_1 ;
- момент інерції ротора електродвигуна разом з моментом інерції ведучого шківa клинопасової передачі – J ;
- жорсткість пружної в'язі – C_{12} .

Схема удосконаленого привода в'язальної машини представлена на рис. 2.3.1.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух вала електродвигуна 1 передається клинопасовій 4 та зубчастій 7-8 передачам і далі приводному валу 9. Жорстко закріплені на кінцях приводного валу 9 шестерні 10, 11 приводять в обертальний рух відповідно механізми в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Взаємозв'язок зубчастого колеса 8 з приводним валом 9 здійснюється за допомогою пружної запобіжної муфти 11.

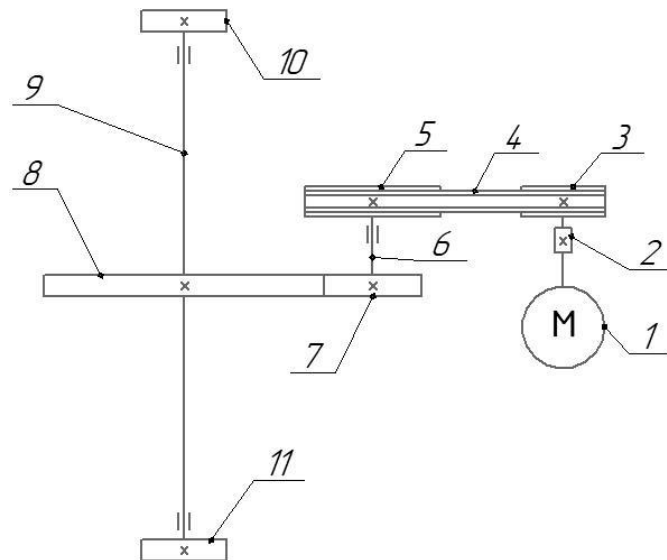


Рис. 2.4. Кінематична схема привода круглов'язальної машини: 1-електродвигун; 2- запобіжна пружна зубчаста муфта; 3 та 5 - ведучий та ведений шківни клинопасової передачі; 4 - паси; 6 – проміжний вал; 7 - ведуча шестерня; 8 - зубчасте колесо; 9 - приводний вал; 10 та 11 - шестерні

Запобіжна пружна зубчаста муфта та принцип її роботи описано вище (див. розділ 2.1).

Математичний експеримент [23] дозволив виявити основні фактори, що впливають на динамічні навантаження, що виникають під час пуску круглов'язальної машини КО-2. Рівнянь регресії, які дають можливість оперативно та достовірно оцінити ефективність їх впливу на динамічні навантаження привода.

При проведенні математичного експерименту [23], як найбільш ефективний при вирішенні задач аналізу багатьох факторів на функцію, був вибраний рототабельний план другого порядку.

Розрахункова схема характеризується жорсткістю пружних в'язей, які з'єднують між собою дискретні маси системи. При розрахунках зазвичай оперують не дійсними жорсткостями та масами, а приведеними їх величинами. У зв'язку з цим із розрахунків одержують спочатку значення приведенного моменту сил пружності, що виникають в пружних в'язях, а

потім за допомогою перерахунків – дійсні величини моментів сил пружності на всіх ланках реального механізму.

Враховуючи нульові величини досліджуваних факторів: $T_{10} = 48,6 \text{ Нм}$; $J_{10} = 0,023 \text{ кгм}^2$; $C_{120} = 1940 \text{ Нм/рад}$ та використовуючи рівняння (8) [23], одержуємо залежності впливу параметру жорсткості C_{12} пружної в'язі привода круглов'язальної машини КО-2 на динамічні навантаження:

$$T_{12\max} = f(C_{12}) = 1,5 \cdot 10^{-7} C_{12}^2 - 3,12 \cdot 10^{-4} C_{12} + 79,914; \quad (1)$$

$$T_{23\max} = f(C_{12}) = 1,032 \cdot 10^{-2} C_{12} - 1,89 \cdot 10^{-6} C_{12}^2 + 47,839. \quad (2)$$

Привод круглов'язальної машини має дві послідовно з'єднані пружні в'язі – це запобіжна пружна зубчаста муфта, та клинопасову передачу. Сумарну жорсткість двох послідовно з'єднаних жорсткостей, з умови рівності потенційних енергій в разі послідовного з'єднання двох жорсткостей обрахуємо по формулі (1.226) [21], маємо:

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2}, \quad (3)$$

де C – сумарна жорсткість пружних в'язей системи;

C_1, C_2 - жорсткості відповідно першої та другої паралельних в'язей.

Для представлені розрахункової схеми:

$C_1 = C_M$ – жорсткість запобіжної пружної зубчастої муфти;

$C_2 = C_{КПП}$ – жорсткість клинопасової передачі.

Жорсткість муфти (див. розділ **2.2.**)

$$C_M = 25 \frac{\text{Нм}}{\text{рад}},$$

клинопасової передачі [13]

$$C_{КПП} = 1940 \frac{\text{Нм}}{\text{рад}};$$

тоді жорсткість приводу

$$\frac{1}{C_{ПР}} = \frac{1}{C_M} + \frac{1}{C_{КПП}};$$

або

$$C_{\text{ПР}} = C_{12} = \frac{C_{\text{М}} \cdot C_{\text{КПП}}}{C_{\text{М}} + C_{\text{КПП}}} = \frac{25 \cdot 1940}{25 + 1940} = \frac{65960}{1974} = 24,7 \frac{\text{Нм}}{\text{рад}} \quad (3)$$

Після підстановки значення жорсткості привода (3) в (1) та (2) для визначення динамічних перевантажень приводна на лініях передачі 1-2 та 2-3, маємо:

$$T_{12\text{max}} = f(C_{12}) = 1,5 \cdot 10^{-7} 24,7^2 - 3,12 \cdot 10^{-4} 24,7 + 79,914 = 1,09 \cdot 10^{-6} - 0,0077 + 79,914 = 77,906 \text{ Нм};$$

$$k_{12} = \frac{77,906}{26,5} = 2,93.$$

$$T_{23\text{max}} = 1,023 \cdot 10^{-2} \cdot 24,7 - 1,89 \cdot 10^{-6} \cdot 24,7^2 + 47,839 = 0,250 - 0,00032 + 47,839 = 48,08 \text{ Нм} \quad k_{23} = \frac{48,08}{17,7} = 2,72.$$

Динамічних перевантажень приводна на лінії передачі 2-3 суттєво менше ніж приводах без ПЗДН.

Висновки

– встановлена доцільність використання в приводі вязальних машин пристрою зниження динамічних навантажень, виконаного у вигляді запобіжної пружної зубчастої муфти з циліндричними пружинами кручення;

– рівняння регресії дозволяють опертивно визначити максимальні динамічні навантаження в лініях передач приводу кругловязальної машини КО-2, та скоротит час для проведення аналізу.

РОЗДІЛ 3. НОВІ КОНСТРУКЦІЇ ПЗДН В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

3.1. Привід основов'язальної машини з запобіжною пружною зубчастою муфтою встановленою на валу електродвигуна

З метою підвищення ефективності роботи основов'язальних машин автор пропонує принципово нову конструкцію їх привода, схема якого представлена на рис. 3.1.

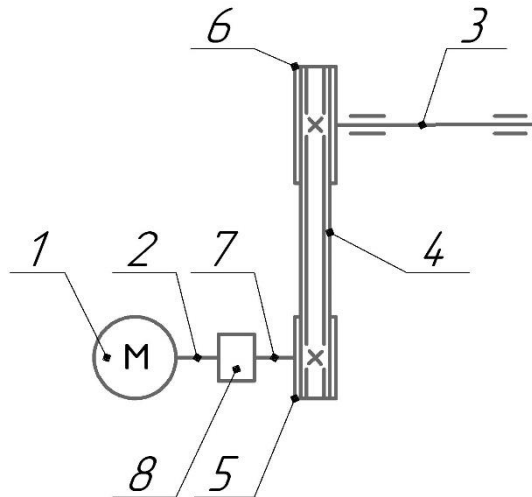


Рис. 3.1. Кінематична схема привода круглов'язальної машини: 1 - електродвигун; 2 - вал електродвигуна; 3 - головний вал; 4 - паси; 5 та 6 - ведучий та ведений шківни клинопасової передачі; 7 - проміжний вал; 8 - запобіжна пружна зубчаста муфта

Принцип роботи привода основов'язальної машини полягає в наступному. При пуску основов'язальної машини пусковий момент електродвигуна 1, знизений деформацією циліндричної пружини кручення 10, муфти 8 передається головному валу 3 через проміжний вал 7, шківни 5, 6 клинопасової передачі 4.

При передачі обертального руху ведучому фланцю 11 ведучої півмуфти 9 під дією моменту опору з сторони веденої ланки – сонячної шестерні 12 виникає оборот шестерен-сателітів 13 відносно особистих осей до тих пір, поки момент з сторони деформованої пружини кручення 10 не зрівноважиться з прикладеним моментом опору.

В подальшому відбувається синхронне обертання ведучого фланця 11 та веденої сонячної шестерні 12.

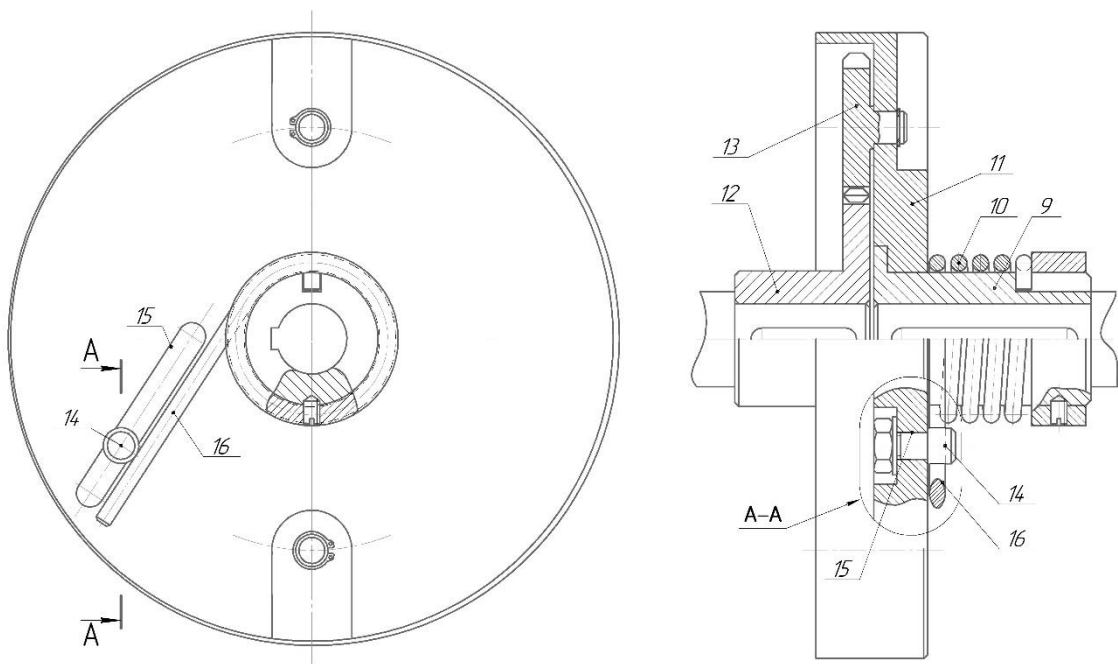


Рис. 3.2. Запобіжна пружна зубчаста муфта: 9 - ведуча півмуфта; 10 - пружина кручення; 11 - фланець; 12 - сонячна шестерня; 13 - шестерні сателіти; 14 - палець; 15 - паз; 16 – кінець пружного елемента

У випадку перебільшення моменту з сторони веденої сонячної шестерні 12 над моментом з сторони пружини кручення 10 сонячна шестерня 12 зупиняється, а шестерні-сателіти 13 продовжують обертатися відносно особистих осей.

При передачі крутного моменту до сонячної шестерні 12 відбувається деформація пружного елемента 10, що забезпечує плавність передачі навантаження та зниження динамічних навантажень привода.

При зміні режиму навантаження муфти необхідна зміна її жорсткості здійснюється переміщенням пальця 14 в пазу 15 веденого фланця 11. При цьому зміна плеча пальця 14 з кінцем 16 пружного елемента призводить до зміни жорсткості останнього, що призводить до необхідної жорсткості пружної муфти в цілому.

Висновки

- запропонована конструкція запобіжної пружної зубчастої муфти з пружиною кручення здатна підвищити ефективність роботи машин за рахунок зниження динамічних навантажень;
- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводах основов'язальних машин запропонованої муфти;
- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів пристроїв зниження динамічних навантажень в приводі в'язальних машин та автоматів машин.

3.2. Привід круглов'язальної машини з запобіжною пружною муфтою на вертикальному валу

З метою підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин автор пропонує принципово нову конструкцію їх привода [1], схема якого представлена на рис. 1, 2.

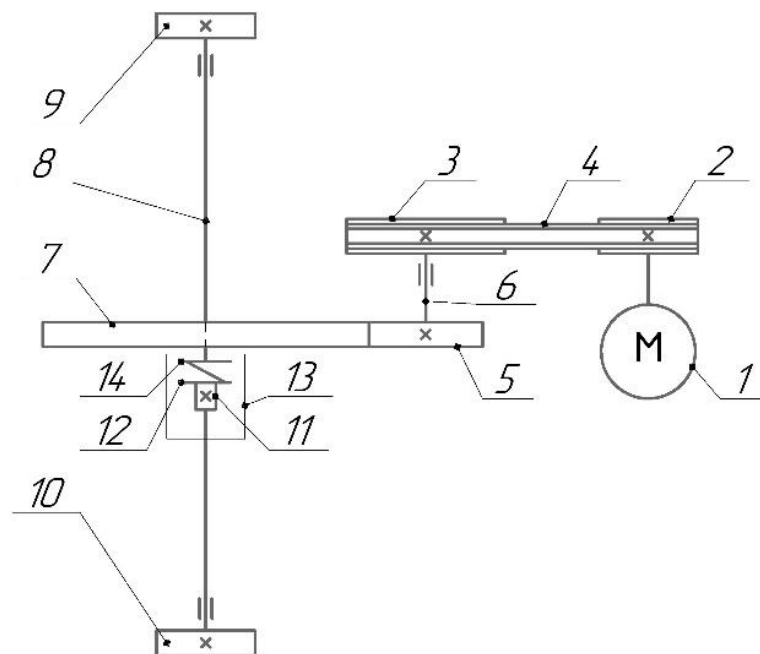


Рис. 3.3. Кінематична схема привода круглов'язальної машини: 1 - електродвигун; 2 та 3- ведучий та ведений шківів клинопасової передачі; 4 - паси; 5 - ведуча шестерня; 6 - проміжний вал; 7 - зубчасте колесо; 8 - приводний вал; 9, 10 - шестерні; 11 - пружна запобіжна муфта; 12, 14 - півмуфти

Принцип роботи привода такий.

Обертальний рух вала електродвигуна 1 передається клинопасовій 2-4 та зубчастій 5-7 передачам і далі приводному валу 8. Жорстко закріплені на кінцях приводного валу 8 шестерні 9, 10 приводять в обертальний рух відповідно механізми в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини. Взаємозв'язок зубчастого колеса 7 з приводним валом 8 здійснюється за допомогою пружної запобіжної муфти 11, яка працює таким чином. При передачі обертального руху фланцю 15 під дією моменту опору з сторони веденої ланки – сонячної шестерні 14 виникає оборот шестерен-сателітів 16 відносно особистих осей до тих пір, поки момент з сторони деформованої пружини кручення 13 не зрівноважиться з прикладеним моментом опору.

В подальшому відбувається синхронне обертання ведучого фланця 15 та веденої сонячної шестерні 14.

У випадку перебільшення моменту з сторони веденої сонячної шестерні 14 над моментом з сторони пружини кручення 13 сонячна шестерня 14 зупиняється, а шестерні-сателіти 16 продовжують обертатися відносно особистих осей.

При передачі крутного моменту від зубчастого колеса 7 до півмуфти 12 відбувається деформація пружного елемента 13, що забезпечує плавність передачі навантаження та зниження динамічних навантажень привода.

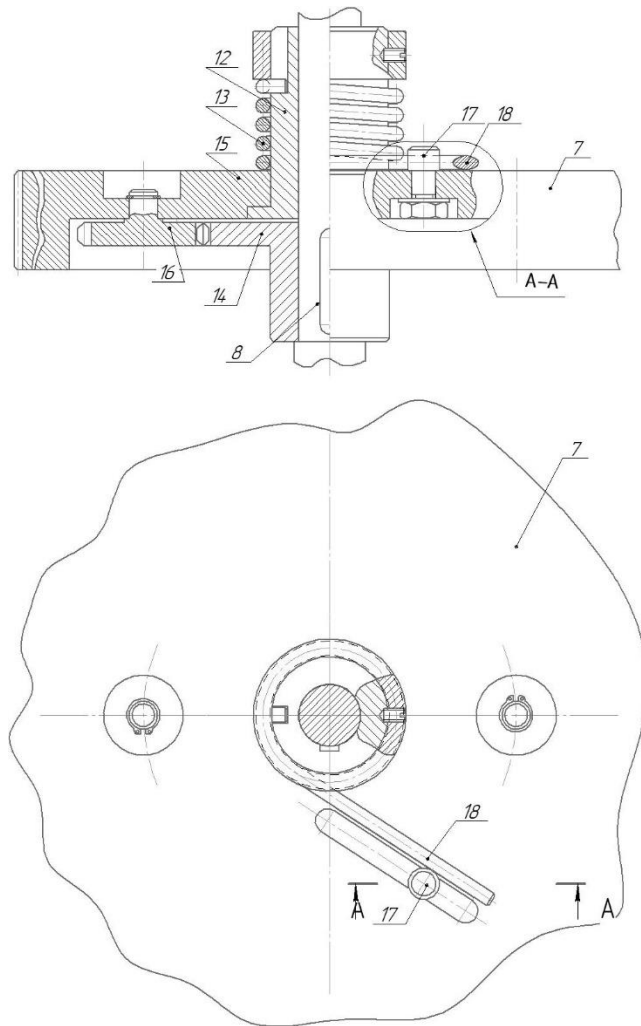


Рис. 3.3. Запобіжна пружна зубчаста муфта: 12 – ведуча півмуфта; 13 - пружні елементи (пружини); 14 - ведена півмуфта; 15- отвори; 16 - шестерня-сателіт; 17 - палець; 18 - кінець пружини

При зміні режиму навантаження муфти необхідна зміна її жорсткості здійснюється переміщенням пальця 7 в пазу 6 веденого фланця 3. При цьому зміна плеча пальця 7 з кінцем 18 пружного елемента призводить зміни жорсткості останнього, що призводить до необхідної жорсткості пружної мути в цілому.

Висновки

– запропонована конструкція запобіжної пружної зубчастої муфти з пружинами кручення здатна підвищити ефективність роботи машин за рахунок зниження динамічних навантажень;

- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі машин запропонованої муфти;
- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів пристроїв зниження динамічних навантажень в приводі в'язальних машин та автоматів машин.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Результатом досліджень стало удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень (ПЗДН) в'язальних машин і створення на їх базі принципово нових конструкцій ПЗДН, здатних підвищити ефективність роботи в'язальних машин та автоматів (підвищення надійності і довговічності їх роботи та якості трикотажного полотна і готових виробів) за рахунок зниження динамічних навантажень.

Основні результати роботи наступні:

1. Встановлено, що динамічні навантаження в в'язальних машинах та автоматах, є визначальним головним чинником в ефективності роботи в'язальних машин, а проблема зниження динамічних навантажень механізмів в'язальних машин є актуальною.
2. Використано результати математичного експерименту по оцінці впливу параметрів круглов'язальної машини КО-2 на динамічні навантаження, і використано рівняння регресії для визначення динамічних навантажень, що виникають у приводі круглов'язальних машин типу КО.
3. На основі аналізу особливостей роботи в'язальних машин та автоматів встановлена доцільність використання в їх приводі ПЗДН, виконаного у вигляді запобіжної зубчастої пружної муфти з циліндричною пружиною кручення.
4. Запропонований ПЗДН з циліндричною пружиною кручення може знайти застосування в приводах в'язальних машин.

5. Автором розроблено та за запропоновано, згідно з указаними напрямками зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску механічних систем, ряд нових конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень в'язальних машин та автоматів.

6. Запропонований ПЗДН, дозволяє автору доповнити сучасну класифікацію ПЗДН, що виникають в механічних системах під час пуску, та може бути використана при проектуванні нових типів в'язальних машин та автоматів.

7. Отримані результати досліджень свідчать про актуальність питання удосконалення ПЗДН та доцільність і ефективність використання нових конструкцій ПЗДН в круглов'язальних машинах.

8. Основні результати досліджень автора опубліковані у наукових роботах та тезах доповідей на наукових конференціях.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969,– 370с.
2. Зиновьев В.А., Бессонов А.П. Основы динамики машинных агрегатов. – М: Машиностроение, 1964. – 239с.
3. Сердюк В.П. Расчет приводов машин легкой промышленности. – К.: Техніка, 1978. – 232с.
4. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. –М. – Машгиз, 1959. – 288с.
5. Вейц В.Л., Кочура В.Б., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. – Л.: Машиностроение, 1971, – 352с.
6. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд. АН УССР, 1961. – 190с.
7. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288с.
8. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. – М.: Машгиз, 1962. -267с.
9. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. - Машгиз, 1959. – 145с.
10. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. – Л.: Машиностроение, 1976,- 328с.
11. Вульфсон И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. – Л.: Машиностроение, 1990,- 309с.
12. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. - К.: Техніка, 1977. - 136с.
13. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов’язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с., 8
14. Хомяк О.М. Динаміка плосков’язальних машин та автоматів. – К: КНУТД, 2008. – 250 с.

15. Чабан В.В., Бакан Л.А., Піпа Б.Ф. Динаміка основов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012 - 287 с.
16. Сердюк В.П., Піпа Б.Ф., Волощенко В.П. Анализ динамики привода круглотрикоотажной машины // Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1971 . - №1.- С. 129 - 134.
17. Сердюк В.П., Піпа Б.Ф. Исследование динамики привода кругловязальных машин. // Легка промисловість. – 1988. №8. – С. 16,17.
18. Поляков В.С., Барабаш И.Д. – Муфты. Л.: Машиностроение, 1973,- 336с.
19. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
20. Музичишин С.В., Піпа Б.Ф. Класифікація пристроїв зниження динамічних навантажень механічних систем // Вісник КНУТД. – 2014. - №6(80). – С.28 - 34.
21. Піпа Б.Ф., Чабан О.В., Музичишин С.В. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень (наукові основи та інженерні методи проектування). – К.: КНУТД, 2015. – 280 с.
22. Піпа Б.Ф., Рубанка М.М., Музичишин С.В. Аналіз доцільності використання пристрою з пружиною кручення для зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання та вибір його параметрів //Вісник КНУТД № 3 (77), 2014, с. 209- 214.
23. Музичишин С.В., Піпа Б.Ф. Математичний експеримент по оцінці впливі параметрів в'язальної машини КО-2 на величину динамічних навантажень приводу // Вісник КНУТД. – 2015. - № 6(92). - С.79 - 84.
24. Музичишин С.В., Піпа Б.Ф. Установка для експериментальних досліджень впливу пристрою зниження динамічних навантажень на динаміку пуску круглов'язальної машини // Вісник КНУТД. – 2016. - № 2(96). - С.121 – 126.
25. Музичишин С.В., Піпа Б.Ф., Шипко Д.О. Експериментальні

дослідження впливу пристрою зниження динамічних навантажень приводу круглов'язальної машини // Вісник КНУТД. – 2016. - № 1(94). - С.49 – 56.

26. Пат. України на корисну модель № 25387, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, Г.І. Павленко; Опубл. 10.08.2007, Бюл. №12, 3с.

27. Деклар. пат. України № 16570, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, С.О. Ловейкіна; Опубл. 15.12.2006, Бюл. №6, 3с.

28. Пат. України на корисну модель № 25387, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.12.2008, Бюл. №23, 3с.

29. Пат. України на корисну модель № 25387, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.10.20012, Бюл. №19, 3с.

30. Деклар. пат. України № 54288, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, Ловейкіна; Опубл. 17.02.2003, Бюл. №2, 2с.

31. Деклар. пат. України № 58182, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, С.О. Ловейкіна, А.І. Павленко; Опубл. 15.07.2003, Бюл. №7, 2с.

32. Пат. України на корисну модель № 37781, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.12.2008, Бюл. №23, 3с.

33. Пат. України на корисну модель № 73886, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 10.10.2012, Бюл. №19, 3с.

34. Пат. України на корисну модель № 74361, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, А.І. Марченко, Г.І. Павленко; Опубл. 25.10.2008, Бюл. №20, 3с.

35. Пат. України на корисну модель № 26155, МПК: D04 В 15/94. Привід круглов'язальної машини / Б.Ф. Піпа, Ю.Д. Фкдоров, А.І Марченко,; Опубл. 01.09.2007, Бюл. №14, 3с.

36. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы. 1992. – 86 с.

37. Теорія механізмів і машин. Деталі машин. Розрахунки механічних передач / Кірієнко О.А., Гузенко Ю.М. Нац. техн. ун-т України «Київ. Політехн. ін.-т». – К.: НТУУ «КПІ», 2016.88 с.: іл.

38. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. - К.: Наукова думка, 1975. – 704с.

39. Піпа Б.Ф., Набулси А.С.-А. К вопросу снижения динамических нагрузок в кругловязальной машине. – К. – ГАЛПУ, 1994. -14с. Деп. в ГНТБ Украины 20.04.94, № 782- Ук 94.

40. Ковальов Ю.А., Плешко С.А., Лопухов Є.В. Пристрій зниження динамічних навантажень в приводі машин та вибір його параметрів // Вісник ХНУ. – 2021. – № 3. – С.87 – 93.

41. Динаміка круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружинами кручення // Хмельницький : Вісник Хмельницького національного університету. – 2021. – №4. – С. 123-130.

42. Ковальов Ю.А., Плешко С.А., Лопухов Є.В. Динаміка круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружинами кручення // Вісник ХНУ. – 2021. – № 4. – С.123 – 131.

43. Лопухов Є.В., Ковальов Ю. А. Пристрій зниження динамічних навантажень в'язальних машин з пружинами кручення // Мехатронні системи: інновації та інжиніринг : тези доповідей V-ої Міжнар. наук.-практ. конф. (4 листопада 2021 р., м. Київ). – Київ : КНУТД, 2021. – С. 34-35.

44. Ковальов Ю.А., Плешко С,А,, Лопухов Є.В. Привід круглов'язальної машини з пружною запобіжною муфтою : тези доповідей ІХ Ukrainian-Polish Scientific Dialogues: Conference Proceedings. International

Scientific Conference, 20-23 October 2021, Khmelnytskyi (Ukraine). – Khmelnytskyi National University, 2021. – С. 147-149.

45. Ковальов Ю.А., Плешко С.А., Лопухов Є.В., магістрант. Удосконалення приводу круглов'язальної машини : тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених та студентів «Ресурсозберігаючі технології легкої, текстильної і харчової промисловості» (17-18 листопада 2021 р., м. Хмельницький) – Хмельницький : ХНУ, 2021. – С. 75-77.

ДОДАТКИ

Напрямки зниження динамічних навантажень та конструктивні особливості ПЗДН

		Конструктивні особливості ПЗДН		
		МЕХАНІЧНІ	ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІ	ЕЛЕКТРИЧНІ
		1	2	3
НАПРЯМОК ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ	ОБМЕЖЕННЯ ПУСКОВОГО МОМЕНТУ ЕЛЕКТРОДВИГУ УНА ПІД ЧАС ПУСКУ	<p>ПЗДН з електродвигуном на поворотних опорах</p> <p>ПЗДН з відцентровою колодковою муфтою</p> <p>ПЗДН з відцентровою муфтою постійного моменту</p> <p>ПЗДН з відцентровою муфтою з пружною оболонкою</p> <p>ПЗДН з відцентровою муфтою з пружною оболонкою з дробом</p> <p>ПЗДН з гальмом</p> <p>ПЗДН з гальмом та зчіпною муфтою</p> <p><u>ПЗДН з запобіжною зубчастою пружною муфтою</u></p>	<p>ПЗДН з пасовою передачею з натяжним роликом та електромагнітом</p> <p>ПЗДН з пасовою передачею з натяжним роликом та двома електромагнітами</p> <p>ПЗДН з електромагнітною фрикційною муфтою з однією обмоткою</p> <p>ПЗДН з гальмом з електромагнітною фрикційною муфтою</p>	<p>ПЗДН з електродвигуном з регулюванням обертального моменту ротора</p>
	ЗБІЛЬШЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ВЕДУЧОЇ МАСИ	<p>ПЗДН з маховиком</p> <p>ПЗДН з маховиком та зчіпною муфтою</p> <p>ПЗДН з маховиком та обгінною муфтою</p>	<p>ПЗДН з маховиком з електромагнітною фрикційною муфтою</p> <p>ПЗДН з маховиком з регульованим моментом інерції та з фрикційною електромагнітною муфтою</p>	

		1	2	3
	ПУСК МЕХАНІЗМІВ ПРИ ПОПЕРЕДНЬО МУ НАПРУЖЕННІ В'ЯЗЕЙ ПРИВОДА	<p>ПЗДН з муфтою зі спіральною плоскою пружиною</p> <p>ПЗДН зі муфтою з радіальними пакетами плоских пружин</p> <p>ПЗДН зі муфтою з пакетами гільзових пружин</p> <p>ПЗДН з муфтою з циліндричною пружиною стиску</p> <p>ПЗДН з муфтою з циліндричною пружиною розтягу</p> <p>ПЗДН з муфтою зі змієвидною пружиною</p> <p>ПЗДН з муфтою з дротяною спірально пружиною</p> <p>ПЗДН з муфтою з консольними плоскими пластинчатими пружинами</p> <p>ПЗДН з муфтою з радіальними плоскими пружинами</p>		ПЗДН з двошвидкісним електродвигуном

	ПУСК МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПРИ МІНІМАЛЬНІЙ ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ ЇЇ ВЕДУЧОЇ МАСИ, ТА ПОДАЛЬШИЙ ПЕРХІД ДО НОМІНАЛЬНО Ї ШВИДКОСТІ ОБЕРТАННЯ			ПЗДН з електродвигуном з регулюванням швидкості обертання ротора ПЗДН з кроковим електродвигуном
--	---	--	--	--

$$\varphi_1 = \frac{30 \cdot 753,4}{2,15 \cdot 10^5 \cdot 87,58} = 1,2 \text{ рад}$$

$$\varphi_2 = \frac{7,5 \cdot 519}{2,15 \cdot 10^5 \cdot 20,12} = 0,9 \text{ рад}$$

$$C_{12} = \frac{7,5}{0,9} = 8,33 \text{ Нм/рад}$$

$$C_{13} = \frac{30}{1,2} = 25 \text{ Нм/рад}$$

Вихідні дані:

$T_1 = 26,5 \text{ Нм}; T_2 = 4,4 \text{ Нм}; T_3 = 17,7 \text{ Нм}; J_1 = 0,038 \text{ кгм}^2; J_2 = 0,026 \text{ кгм}^2; J_3 = 0,021 \text{ кгм}^2; C_{12} = 8,33 \text{ Нм/рад}; C_{13} = 25 \text{ Нм/рад}.$

(12)

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{0,038}{8,33 + 25} \arccos \left[1 - \frac{4,4 \cdot (8,33 + 25)}{26,5 \cdot 8,33} \right]} = 0,033765 \cdot 1,22850$$

$$= 0,04148 \text{ с};$$

(13)

$$T_{(12)0} = 4,4 \text{ Нм};$$

$$T_{(13)0} = \frac{25}{25+8,33} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{25+8,33}{0,038}} \cdot 0,04148 \right) 26,5 = 0,75 \cdot 0,9740 \cdot 26,5 =$$

$$20,14 \text{ Нм};$$

$$\dot{T}_{(12)0} = \frac{8,33}{25+8,33} \sqrt{\frac{25+8,33}{0,038}} \sin \left(\sqrt{\frac{25+8,33}{0,038}} \cdot 0,04148 \right) \cdot 26,5 = 0,332 \cdot 29,616 \cdot$$

$$(0,941976) \cdot 26,5 = 246,4 \text{ Нм/с};$$

$$\dot{T}_{(13)0} = \frac{25}{25+8,33} \sqrt{\frac{25+8,33}{0,038}} \sin \left(\sqrt{\frac{25+8,33}{0,038}} \cdot 0,04148 \right) \cdot 26,5 = 0,75 \cdot 29,16 \cdot$$

$$(0,941976) \cdot 26,5 = 545,9 \text{ Нм/с};$$

(14)

$$a_{12} = 4,4 \text{ Нм};$$

$$a_{13} = 26,5 - 4,4 = 22,1 \text{ Нм};$$

(15)

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{8,33(0,038 + 0,026) + 25 \cdot 0,026 \pm \sqrt{[8,33(0,038 + 0,026) + 25 \cdot 0,026]^2 - 4 \cdot 25 \cdot 8,33 \cdot 0,038 \cdot 0,026}}{2 \cdot 0,038 \cdot 0,026}$$

$$\frac{0,533+0,65\pm\sqrt{(1,183)^2-0,823}}{0,001976} = \frac{1,183\pm0,759}{0,001976} =: \beta_1^2 = 982,3 \text{ c}^{-2}; \beta_2^2 = 214 \text{ c}^{-2};$$

(16)

$$A_{(12)1} = \frac{-8,33 \cdot (20,14 - 22,1)}{0,038 \cdot (982,3 - 214)} = \frac{16,327}{29,195} = 0,56 \text{ HМ};$$

$$A_{(12)2} = \frac{8,33 \cdot (20,14 - 22,1)}{0,038 \cdot (982,3 - 214)} = -\frac{16,327}{29,195} = -0,56 \text{ HМ};$$

$$A_{(13)1} = \frac{-(442,7) \cdot (20,14 - 22,1)}{(982,3 - 214)} = \frac{102,47}{768,3} = 1,13 \text{ HМ};$$

$$A_{(13)2} = \frac{325,6 \cdot (20,14 - 22,1)}{(982,3 - 214)} = \frac{683,17}{768,3} = -0,83 \text{ HМ};$$

(17)

$$B_{(12)1} = \frac{325,6 \cdot (246,4) - \frac{8,33}{0,038} \cdot 545,9}{31,34 \cdot (982,3 - 214)} = \frac{86088,6 - 119667}{24078,5} = -1,4 \text{ HМ};$$

$$B_{(12)2} = \frac{\frac{8,33}{0,038} \cdot 545,9 - (-442,7) \cdot (246,4)}{14,63 \cdot (982,3 - 214)} = \frac{119667 + 109081}{11240,2} = 20,35 \text{ HМ};$$

$$B_{(13)1} = (-1,4) \cdot \frac{0,038}{8,33} \cdot (-442,7) = 2,8 \text{ HМ};$$

$$B_{(13)2} = (20,35) \cdot \frac{0,038}{8,33} \cdot (325,6) = 30,22 \text{ HМ};$$

(18)

$$\omega_{12}^2 = 8,33 \cdot \frac{0,038 + 0,026}{0,038 \cdot 0,026} = 539,6$$

$$\Delta_{11} = 539,6 - 982,3 = -442,7$$

$$\Delta_{12} = 539,6 - 214 = 325,6$$

$$\beta_1 = 31,34 \text{ c}^{-1}; \beta_2^2 = 14,63 \text{ c}^{-1}$$

$$T_1 = \frac{2\pi}{31,34} = 0,200 \text{ c};$$

$$T_2 = \frac{2\pi}{14,63} = 0,42925 \text{ c};$$

(20)

$$\underline{17,7 \text{ HМ} = 13,1 \cos(31,34 \cdot \tau_2) + (-0,83) \cos(14,63 \cdot \tau_2) + 2,8 \sin(31,34 \cdot \tau_2) + 30,22 \sin(14,63 \cdot \tau_2) + 26,5 - 4,4 \text{ HМ}}$$

$$\tau_2 = 0,2412$$

$$17.7 \text{ HM} = (13.1) \cdot (0.29052) + (-0.83) \cdot (-0.925984) + (2.8) \cdot (0.956868) + 30.22 \cdot (-0.37756) + 26.5 - 4.4 = 3.806 + 0.7686 + 2.679 - 11.409 + 26.5 - 4.4 = 17.26 \text{ HM};$$

(21)

$$T_{(12)0} = (0.56) \cdot (0.29052) + (-0.56) \cdot (-0.925984) + (-1.4) \cdot (0.956868) + (20.35) \cdot (-0.37756) + 6 = 0.1627 + 0.51855 - 1.3396 - 7.683 + 6 = -2.34 \text{ HM};$$

$$T_{(13)0} = 17,7 \text{ HM};$$

$$\dot{T}_{(12)0} =$$

$$(-31.34) \cdot (0.56) \cdot \sin(0.956868) - 14.63 \cdot (-0.56) \cdot \sin(-0.37756) + 31.34 \cdot (-1.4) \cdot \cos(0.29052) + 14.63 \cdot 20.35 \cdot \cos(-0.925984) = -16.8 - 3.09 - 12.7 - 275.7 = -309.1 \text{ HM/c};$$

$$\dot{T}_{(13)0} =$$

$$(-31.34) \cdot (-1.13) \cdot \sin(0.956868) - 14.63 \cdot (-0.83) \cdot \sin(-0.37756) + 31.34 \cdot (2.8) \cdot \cos(0.29052) + 14.63 \cdot 30.22 \cdot \cos(-0.925984) = 33.89 - 4.58 + 25.47 - 409.39 = -354.6 \text{ HM/c};$$

(22)

$$a_{12} = \frac{0.026 \cdot (26.5 - 17.7) + (0.038 + 0.026) \cdot 4.4}{0.038 + 0.026 + 0.021} = \frac{0,2288 + 0,2816}{0,085} = 6 \text{ HM};$$

$$a_{13} = 26.5 + \frac{0.038}{0.026} \cdot 4.4 - \frac{0.026 \cdot (26.5 - 17.7) + (0.038 + 0.021) \cdot 4.4}{0.038 + 0.026 + .021} \cdot \left(\frac{0.038 + 0.026}{0.026} \right)$$

$$= 26,5 + 6,43 - \frac{0,2288 + 0,2596}{0,085} \cdot 2,46 = 18,8 \text{ HM};$$

(23)

$$\beta_{1,2}^2 = 8.33 \cdot \frac{0.038 + 0.026}{2 \cdot 0.038 \cdot 0.026} + 25 \cdot \frac{0.038 + 0.021}{2 \cdot 0.038 \cdot 0.021} \pm \sqrt{\left(\left(8.33 \cdot \frac{0.038 + 0.026}{2 \cdot 0.038 \cdot 0.026} + 25 \cdot \frac{0.038 + 0.021}{2 \cdot 0.038 \cdot 0.021} \right)^2 - 25 \cdot 8.33 \cdot \frac{0.038 + 0.026 + 0.021}{0.038 \cdot 0.026 \cdot 0.021} \right)}$$

$$= 269.8 + 924.2 \pm \sqrt{1194^2 - 853154.5} = 1194 \pm 756.6 = 1956.6 / 437.4 \text{ c}^2;$$

$$\omega_{12}^2 = 8.33 \cdot \frac{0.038 + 0.026}{0.038 \cdot 0.026} = 539.6$$

$$\Delta_{11} = 539.6 - 1956.6 = -1417.0$$

$$\Delta_{12} = 539.6 - 437.4 = 102.2$$

(24)

$$A_{(12)1} = \frac{102.2 \cdot (-2.34 - 6) - \frac{8.33}{0.038} \cdot (17.7 - 18.8)}{1956.6 - 437.4} = \frac{-852.3 + 241.1}{1519.2} = -0.4 \text{ Hm};$$

$$A_{(12)2} = \frac{\frac{8.33}{0.038} \cdot (17.7 - 18.8) - (-1417.0) \cdot (-2.34 - 6)}{1956.6 - 437.4} = \frac{-241.1 - 11817.8}{1519.2} = -4.9 \text{ Hm};$$

$$A_{(13)1} = 0.4 \cdot \frac{0.038}{8.33} \cdot (-1417.0) = -2.6 \text{ Hm};$$

$$A_{(13)2} = (-7.9) \cdot \frac{0.038}{8.33} \cdot 102.2 = -3.7 \text{ Hm};$$

(25)

$$B_{(12)1} = \frac{102.2 \cdot (-309.1) - \frac{8.33}{0.038} \cdot (354.6)}{44.23 \cdot (1956.6 - 437.4)} = \frac{-5191 - 25894.7}{67194.2} = -0.25 \text{ Hm};$$

$$B_{(12)2} = \frac{\frac{8.33}{0.038} \cdot (354.6) - (-1417.0) \cdot (-309.1)}{20.91 \cdot (1956.6 - 437.4)} = \frac{77732.0 - 437994}{31766.5} = -8.3 \text{ Hm};$$

$$B_{(13)1} = (-0.25) \cdot \frac{0.038}{8.33} \cdot (-1417.0) = 1.6 \text{ Hm};$$

$$B_{(13)2} = (-11.3) \cdot \frac{0.038}{8.33} \cdot 102.2 = -5.3 \text{ Hm};$$

(26)

$$D_{(12)1} = \sqrt{0.4^2 + 0.25^2} = 0.47 \text{ Hm};$$

$$D_{(12)2} = \sqrt{4.9^2 + 8.3^2} = 9.6 \text{ Hm};$$

$$D_{(13)1} = \sqrt{2.6^2 + 1.6^2} = 3.05 \text{ Hm};$$

$$D_{(13)2} = \sqrt{3.7^2 + 5.3^2} = 6.5 \text{ Hm};$$

(27)

$$T_{12max} = 0.47 + 9.6 + 6 = 16.07 \text{ Hm};$$

$$T_{13max} = 3.05 + 6.5 + 18.8 = 28.3 \text{ Hm};$$

(28)

$$k_{12} = \frac{16.07}{4.4} = 3.65;$$

$$k_{13} = \frac{28,3}{17.7} = 1.6.$$

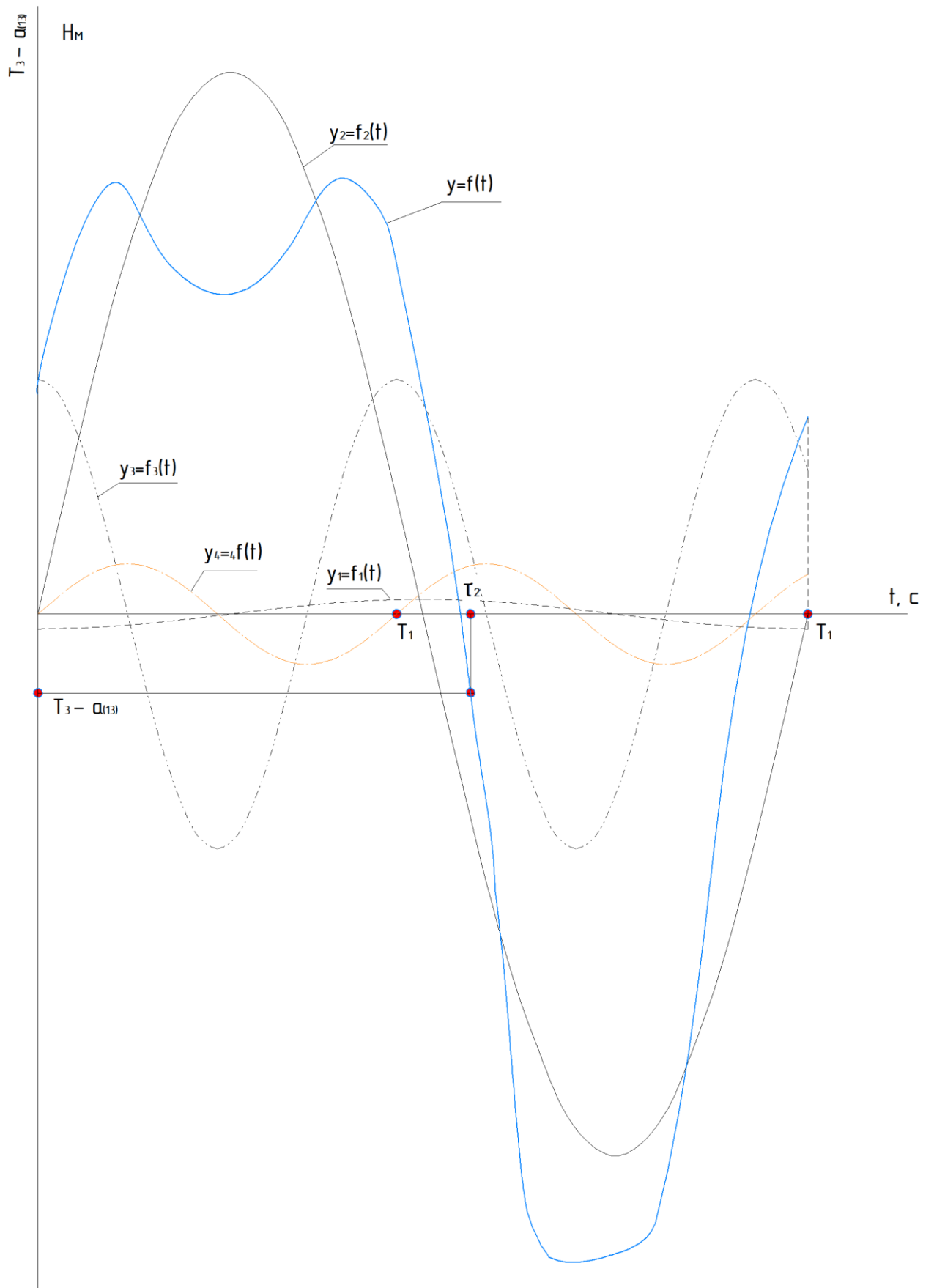


Рис. Графічний метод знаходження τ_2 .