

**МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕКСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

На правах рукописи

УДК 621.01,

ЖАЛИЛОВ ЭЛЁРБЕК ШУХРАТБЕКОВИЧ

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ С
СОСТАВНЫМИ ШКИВАМИ**

специальность: 5А320302-“Машиноведение”

ДЕССЕРТАЦИЯ

Научный руководитель: профессор, **Джураев Анвар Джураевич**

Ташкент – 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ	
1.1 Обзор исследований по ременным передачам технологических машин.....	8
1.2. Разработка новых схем ременных передач с составными шкивами	17
1.5. Выводы по разделу.....	24
2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ С СОСТАВНЫМИ ВЕДОМЫМИ ШКИВАМИ	
2.1. Кинематические характеристики ременной передачи.....	25
2.2. Влияние параметров ременной передачи на деформационные характеристики упругого элемента составного ведомого шкива.....	36
2.3 Выводы по разделу.....	41
3. ОБРАБОТКА ДАННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЕДОМЫМИ ШКИВАМИ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ	
3.1. Общая методика исследований.....	42
3.2. Обработка результатов и анализ проведенных экспериментов.....	43
3.3. Выводы по разделу.....	57
4. ЭКОЛОГИЯ	
4.1 Безопасные приемные работы оборудования очистительного цеха.....	58
4.2 Вредные выделения очистительного цеха и очистки.....	58
4.3 Очистка воздуха от вредных веществ в очистительного цехах.....	59
4.4 Пожарная безопасность в очистительном цехе хлопкоочистительных заводов.....	65
4.5 Выводы.....	68
5. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ.....	69
Общие выводы.....	75
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	77

**МИНИСТЕРСТВО ВЫШЕО И СРЕДНЕГО СПЕЦИЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕКИСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Факультет: Технология
хлопковой промышленности
Кафедра: Механика машин
Учебный год 2012-2014
«Машиноведение»

Студент магистратуры: Э.Ш.Жалилов
Научный руководитель к.т.н., проф. А.Д.Джураев
Специальность: 5А320302

АННОТАЦИЯ МАГИСТЕРКОЙ ДИССЕРТАЦИИ

Тема диссертации: Кинематический расчет ременной передачи с составными шкивами.

Актуальность темы. Разработка и обоснование параметров ременных передач с составными шкивами в приводах технологических машин.

Целью работы является создание конструкции ременных передач с составными ведомыми шкивами с упругими элементами и разработка методов кинематического анализа, обоснование параметров.

Объектом исследования является ременная передача с составными шкивами в очистителе хлопка

Методы и методика исследования. Исследования проводились на основе методов математического анализа, теоретической механики, теории колебаний, механики машин, первичной обработки хлопка.

Степень научной новизны результатов исследований: получена формула для расчета угловой скорости ременной передачи; получена формула для определения передаточного отношения ременной передачи с составными шкивами.

Практическая значимость и внедрение результатов исследований.

Ременную передачу рекомендуется использовать в очистителях хлопка.

Строение и состав работы. Работа состоит из введения, 4 глав, выводов и рекомендаций, которые изложены на 76 страницах, включая 39 рисунков и 7 таблиц.

Основные результаты выполненных работ. Разработана новая эффективная конструкция ременной передачи с составными шкивами. Исследованиями обоснованы основные параметры системы.

Выводы и предложения: Разработана ременная передача с составными шкивами обоснованы параметры.

Научный руководитель

Джураев. А

_____ (подпись)

Студент магистратуры

Жалилов. Э

_____ (подпись)

**THE MINISTRIES OF THE HIGHER AND MIDDLE THE REPUBLIC
UZBEKISTAN VOCATIONAL EDUCATION**

THE TASHKENT INSTITUTE TEXTILE AND LIGHT INDUSTRY

**Fakulty:Technology of the cotton
Industry**

The student of a magistracy:E.SH.Jalilov

**Chair :Mechanics of machines
Academic year 2011-2013**

**The supervisor of studies k.t.s.prof A.D .Djuraev
Speciality:5A320302 "Engineering science"**

THE SUMMARY OF THE MAGISTRAL DISSERTATION

**Dissertation theme:the Dynamic analysis of the compound accelerator
сырцового the planet saw gin.**

**Theme urgency.working out and substantiation of parameters of the highly
effective accelerator gum- state the gear plate is an actual problem for
хлопкочислительной the industries.The work purpose is working out of a highly
effective design of the accelerator with an elastic element gum-state the planet
пилного gin**

**Research problems-an analytical method to solve a problem of dynamics
of the machine unit with the mechanism saw the gin cylinder.To deduce the formula for
definition of angular speed пилного cylinder. To study character of movements.To
calculate необходимую capacity of the electric motor saw the cylinder.**

**Object of research is saw gin ,and a subject –the law of movement of the
accelerator, its optimum parameters.**

**Methods and research technique.Researches were spent on the basis of
methods of the mathematical analysis,the theoretical mechanics, the theory of
fluctuations, mechanics of cars, a clap preprocessing.**

**Degree of scientific novelty of results of researches:the formula for
calculation of angular speed saw the cylinder for the established mode of movement
is received;the formula for definition necessary capacities of the electric drive
received ;rational values of the resulted moment of the inertia saw the cylinder are
recommended.**

**The practical importance and introduction of results of
researches.The accelerator is recommended to be used in saw gins.**

**Structure and work structure.Work consists of introduction,4 heads
,conclusions and recommendation which are stated on 79 pages and 13 tables.**

**The basic results of the executed works.The new effective design saw
gin with the recommended accelerator -----the chamber is developed,research
prove system key parameters.**

**Conclusions and offers:the gin accelerator is developed,researches prove
modes of movement and accelerator parameters.**

The supervisor of studies:

The student of a magistracy:

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы диссертации. В различных областях производства в большинстве технологических машинах используются ременные передачи ввиду их простоты и надежности. Технологические нагрузки приводят к неравномерным режимам движения рабочих органов машин, ременная передача в приводе амортизируют эти неравномерности и в некоторой степени позволяют предохранение приводной двигатель от перегрузок. Но, в ряде технологических машинах работающих при больших скоростных режимах, амортизация колебаний нагрузок ремнем передачи является недостаточным. В технологических машинах первичной обработки хлопка-сырца (особенно пыльных джиннов очистителей хлопка и волокна линтерных машин), текстильной и легкой промышленности важным является выдерживание технологических режимов в определенных пределах, а также снижение потребной мощности приводом. [1]

Настоящая работа посвящена разработке ременной передачи с составным ведомым шкивом с упругим элементом, позволяющий значительное уменьшение пиковых значений колебаний нагруженности. Технологических машин (переработке хлопка, текстильные машины).

В связи с этим модернизация технологические машин оснащенные ременными передачами с составными ведомыми шкивами с упругими элементами, а также разработка методов их кинематического анализа, обоснование параметров является актуальной задачей.

Целью работы является создание конструкции ременных передач с составными ведомыми шкивами с упругими элементами и разработка методов кинематического анализа, обоснование параметров.

Задачами исследования являются:

- на основе анализа конструктивных схем ременных передач разработка новой схемы ременной передачи с составным ведомым шкивом с амортизирующим упругим элементом и упругим натяжным роликом;

- разработка методики кинематического анализа и расчета параметров ременных передач с составными рабочими органами: вывести формулы для определения передаточного отношения и угловой скорости ведомого шкива при изменении натяжения ремня; определение деформационных характеристик упругих элементов

- изучение динамики машинного агрегата швейной машины с ременными передачами с составными ведомыми шкивами в приводе с учетом технологических нагрузок и упруго-диссипативных свойств системы;

- обработка и анализ результатов экспериментальных исследований по нагруженности главного, нижнего валов и вала электропривода технологической машины; машинописного текста, включающего 39 рисунка, 7 таблиц, списка литературы из 104 наименований и приложений.

- экологическое обоснование по применению рекомендуемой ременной передачи.

- экономической расчет от использования ременной передачи.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- разработаны методы кинематического анализа и расчета параметров ременной передачи с составным ведомым шкивом и упругим натяжным роликом. Получены формулы для определения передаточного отношения и угловой скорости ведомого шкива ременной передачи, а также формулы для расчета жесткости упругой втулки ведомого шкива. Получены закономерности колебаний ремня и натяжного ролика передачи;

Обработкой данных: экспериментально получены закономерности изменения загруженности валов ременных передач с упругих втулок в составных ведомых шкивах, обоснованы упругие параметры упругих элементов, обеспечивающие уменьшение пиковых значений колебаний крутящего момента на приводном валах машины. Получены хорошие эксплуатационные показатели. Уменьшается потребляемая мощность на 10-15%.

Практическая значимость работы: разработана конструкция ременной передачи с составными ведомыми шкивами в приводе.

Экономическая значимость полученных результатов. При использовании ременных передач с составными ведомыми шкивами с упругими элементами в приводе технологической машине, позволяет получение 10,2 млн. сумм в год в одном хлопзаводе Основные Апробация работы положения диссертации доложены и обсужденные на семинарах кафедры и на конференциях молодых ученых ТИТЛП в 2013-2014гг.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, 4 глав, выводов и рекомендации, которые изложены на 79 страницах машинописного текста, включающего 39 рисунка, 7 таблиц, списка литературы из 52 наименований и приложения.

1. АНАЛИЗ ИССЛЕДОВАНИЙ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ КОНСТРУКЦИЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

1.1. Обзор исследований по ремненным передачам технологических машин

Наиболее распространенными в приводах технологических машин являются ременные передачи. Вращательные движения ременных передач осуществляется за счет трения между ремнем и шкивами. Основная особенность механизма взаимодействия клинового ремня со шкивами передачи состоит, как известно, в скольжении клинового ремня относительно шкивов как в окружном, так и в радиальном направлениях. Следует отметить, что до настоящего времени в достаточной степени изучены вопросы передач трением [2].

Классическая теория ременных передач было заложено в работах Л.Эйлера, который привел аналитическую зависимость между натяжением в ветвях абсолютно гибкой нити, скользящей относительно неподвижного шкива (барабана), углом обхвата шкивов нитью α и коэффициентом трения f :

$$S_e = S_H e^{f\alpha} \quad (1.1)$$

где: S_H и S_e – соответственно натяжение набегающей и сбегающей ветвей; H ; e – основание натуральных логарифмов.

В последствие эта зависимость получила название формулы Эйлера, вначале она была применена к расчету натяжений ветвей плоскоременной передачи, а затем и к расчету клиноременных передач.

Грасгоф при изучении передач гибкой связью, исходя из предположения, что касательные силы могут развиваться только вследствие относительного перемещения, показал, что на дугах обхвата нужно различать дуги покоя и дуги скольжения [3] и что передача окружной силы растяжимым ремнем сопровождается упругим скольжением последнего на дуге скольжения.

М.К.Демьянов выдвинул теорию, согласно которой ремень (лента) скользит по всей дуге обхвата шкива, то есть дуга покоя отсутствует, а

различие в натяжениях набегающей и сбегающей ветвей объяснялось изменением коэффициента трения вследствие изменения скорости скольжения [4]. Но, эту теорию критиковал Н.П.Петров и показал, что различие в величинах рабочих усилий вызвано тем, что упругая лента скользит не на всей дуге обхвата шкива, а только на ее части. Исходя из условия, что касательные силы развиваются только на дугах скольжения, им разработана теория передачи усилия упругим ремнем, которая теория легла в основу современных представлений о работе ременной передачи. Считая коэффициент трения постоянным, он вывел уравнение, определяющее соотношение между натяжениями ветвей растяжимого ремня с учетом сил инерции. После оценки степени уточнения, внесенного учетом инерционных сил, Н.П.Петров пришел к заключению о возможности пренебрежения последними, в результате чего полученное им уравнение преобразовалось в уравнение Эйлера для нерастяжимой нити. В показателе же степени правой части полученного Н.П.Петровым уравнения для каждого шкива учитывается не весь угол обхвата α , лишь часть его, соответствующая дуге скольжения, [4,5] то-есть:

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f_1 \alpha_{ск1}} = e^{f_2 \alpha_{ск2}} \quad (1.2)$$

где: S_1 и S_2 – натяжение ведущей и ведомой ветвей ремня, H ; f_1 и f_2 – коэффициенты трения ремня соответственно на ведущем и ведомом шкивах; $\alpha_{ск1}$ и $\alpha_{ск2}$ – углы или дуги скольжения ведущего и ведомого шкивов, рад.

На основе анализа этого уравнения вытекает, что при равенстве коэффициентов трения f_1 и f_2 части дуг обхвата, на которых ремень скользит относительно шкивов, также должны быть равны между собой, то есть $\alpha_{ск1} = \alpha_{ск2}$

В работе [6] Телис И.Я. экспериментально определяя соотношение дуг покоя и скольжения в передачах гибкой лентой, получил, что "... вне зависимости от материала ленты и шкива, дуга скольжения меньше на

ведомом шкиве...", причем по данным его экспериментов, "... дуга скольжения увеличивается с увеличением коэффициента тяги ψ как на ведущем, так и на ведомом шкивах. Изменение происходит по закону прямой линии...". В общей теории передач гибкой связью Грасгофа-Петрова - Жуковского предполагается, что передача окружной силы происходит только в пределах дуг скольжения каждого из шкивов. Остающиеся части дуг обхвата, расположенные на обоих шкивах со стороны набегания ремня, называют дугами покоя и считают, что в пределах этих дуг касательные силы не развиваются и натяжение ремня не изменяется. Согласно этой теории, потеря скорости ведомого шкива ременной передачи обуславливается только различием скоростей ведущей и ведомой ветвей ремня, которая является следствием их различного натяжения при передаче окружной силы. При этом соответственно зависимость относительной потери скорости ~~$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1}$~~ скорости ведущей и ведомой ветвей ремня м/с от коэффициента тяги ψ , определяемая из условия постоянства массы ремня, проходящий в единицу времени через любое неподвижное сечение, имеет вид:

$$\xi = \frac{2\psi\delta_0}{EF}, \quad (1.3)$$

где: F - площадь поперечного сечения ремня, m^2 ; E - модуль упругости ремня при растяжении, H/m^2 .

Для клинового ремня в формулу (1.3) вместо E вводится E_p – приведенный модуль упругости ремня при растяжении. Из анализа формулы (1.3) следует, что скольжение в передаче должно зависеть от коэффициента тяги ψ линейно.

Многочисленные экспериментальные исследования ряда авторов показывают, что эта зависимость близка к линейной в плоскоремненной передаче лишь до некоторого значения коэффициента тяги ψ . В клиноремненной же передаче, как правило, кривые скольжения вообще не имеют линейного участка. Причем, как в

плоскоремненной передаче, так и в клиноремненной, скольжение возрастает с уменьшением диаметров шкивов, хотя, согласно формулы (1.3), потеря скорости не должна зависеть от диаметров шкивов передачи. Возрастание потери скорости при увеличении коэффициента тяги многие исследователи пытались объяснить изменением коэффициента трения вследствие увеличения скорости скольжения ремня относительно шкивов передачи.

А.В.Верховский в работе [7] установил явление предварительного смещения, согласно которой следует, что всякому скольжению одного тела по поверхности другого обязательно предшествует тангенциальная деформация взаимодействующих тел. С учетом явления предварительного смещения общие вопросы теории передач трением с гибкой связью изучались разными авторами. М.Т.Уразбаевым [8] рассматривалась механика весомой деформируемой гибкой связи (нити). Вопросы явления предварительного смещения применительно к плоскоремненной передаче исследовались А.В.Андреевым [1], Р.В.Вирабовым [9,10], Б.Х.Белостоцким [11] и другими авторами.

Для развития теории клиноремненных передач большой вклад внес Е.М.Гутьяр [12]. Он обратил должное внимание на радиальное скольжение элемента ремня в канавке шкива. Отмечается, что при работе клинового ремня не обращается внимание на радиальное скольжение его, которое оказывает непосредственное влияние на тяговую способность ремня, в то время как при умении определять его, только и можно построить достоверную теорию клиноремненной передачи. Также предполагается, что на ведомом шкиве ремень на дуге скольжения будет вдвигаться в канавку шкива, а на ведущем - выдвигаться из нее. Однако, не все предположения, приведенные в работе [12], получили подтверждение в дальнейших исследованиях клиноремненных передач [13,14] и исследованиях других авторов [15,16,17,18].

В работе Р.В.Вирабовым [19] приводится пространственная теория

клина. Эта теория в применении к коническим муфтам и фрикционным передачам с клиновыми телами позволяет объяснить явления, происходящие в них при включении, работе и выключении, и получить зависимости между действующими силами и относительными перемещениями взаимодействующих тел. В работе [19], в частности, было разработано положение о взаимосвязи вертикального и горизонтального перемещений упругого клинового тела в горизонтально расположенном желобе при сложном пространственном нагружении этого тела. Поскольку взаимосвязь между перемещениями обусловлена клиновой формой взаимодействующих тел, явления опережения шкива колодочно-ременного вариатора лентой в процессе постепенного выдвигания колодок в клиновый желоб, образованный конусами, в работе [19] было названо "клиновым скольжением". В этой работе отмечается, что клиновое скольжение должно иметь место и в клиноремненной передаче.

В работе [19] на основе результатов теоретических исследований деформации и скольжения клиновых ремней учитывая условие равновесия пространственной системы сил, действующих на элемент клинового ремня на дугах обхвата шкивов передачи, автор пришел к выводу, что на ведомом шкиве в пределах дуги скольжения должно иметь место радиальное перемещение ремня к центру шкива. На дуге скольжения ведущего шкива, а также на дугах покоя обоих шкивов радиального перемещения нет. Результаты теоретического исследования были подтверждены экспериментальными данными. На основе практических испытаний ременных передач радиальные перемещения клинового ремня к центру ведомого шкива на дуге скольжения были получены экспериментально. Также были получены зависимости, позволяющие оценить приведенный коэффициент трения в окружном направлении с учетом переменности угла между направлением относительного перемещения элемента ремня в канавке шкива и касательной к окружности, на которой расположен этот элемент. Была подтверждена более низкая тяговая способность ведомого шкива по

сравнению с ведущим. Автор подтвердил, что явление радиального скольжения клинового ремня на дуге скольжения связано с его скольжением в окружном направлении. Тем самым была подтверждена правильность разработанного Р.В.Вирабовым положения о взаимосвязи перемещений упругого клинового тела в желобе при его сложном пространственном нагружении и высказанного в работе [19] предположения о наличии в клиноремненной передаче "клинового скольжения" [4,5]. В приведенных исследованиях рассмотрены те случаи, когда скольжения происходит при неизменных диаметрах шкивов и значениях натяжения ремня.

Создание нового класса ременных передач с переменным натяжением ремня и исследование этих передач позволили по-новому взглянуть на методы расчета. Исследования, проведенные Джураевым А. [20,21], показали, что теоретические зависимости, выведенные для ременных передач с постоянным натяжением ремня являются частным случаем зависимостей, выведенных для ременных передач с переменным натяжением ремня. Так, например, величина относительного скольжения ремня в передачах с постоянным натяжением ремня зависит от внешней нагрузки, в передачах же с переменным натяжением ремня скольжение является функцией как от нагрузки, так и от циклического изменения натяжения ремня [4];

$$S_y = \frac{M_c}{EF} + \mu r \quad (1.4)$$

где: y – величина перемещения точки контакта натяжного ролика с ремнем, м; r – радиус натяжного ролика, м; S_y – установленное натяжение ремня, Н; EF – жесткость ремня или дополнительных упругих элементов, Н; μ – коэффициент трения ремня по поверхности шкива; M_c – внешняя нагрузка на ведомый шкив, Нм.

В настоящее время в связи с общей тенденцией придания машинам компактности, энергоемкости, безшумности и др. Достаточное распространение для привода сельскохозяйственных машин, для привода станков, текстильных и других технологических машин небольшой мощно-

сти (до 30...50 кВт) [21], широко применяются ремённые передачи.

К достоинствам ременных передач следует отнести их конструктивную простоту и относительно малую стоимость, способность работать с высокими скоростями, бесшумность и плавность работы, малую чувствительность к перегрузкам, толчкам и ударам вследствие упругих свойств ремня и его способности пробуксовывать по шкивам. Общие недостатки, присущие всем фрикционным передачам -необходимость обеспечения больших усилий взаимодействия элементов передачи для создания сил трения и неизбежность проскальзывания, свойственны и ременным передачам. Следствием этих недостатков, как и в передачах колесами трения являются: высокие нагрузки на валы и опоры, значительные размеры передачи, необходимость в специальных натяжных устройствах для ремня или его перешивках по мере вытягивания, невысокая износостойкость ремня и невозможность получения точных, неизменных значений передаточных отношений. К недостаткам относятся также аэродинамические явления в быстроходных ременных передачах (подсос воздуха в зонах набегания ремня на шкивы) и возможность электризации ремней, исключающей использование таких передач во взрывоопасных помещениях.

Конструктивно ременные передачи обычно выполняются в открытом или полузакрытом исполнении. Движущиеся части (шкивы, ремни) по условиям безопасности должны быть надежно ограждены или закрыты кожухом и предохранены от попадания смазки [2]. Стремление к сокращению габаритов передач привело к уменьшению удельного веса простых передач с фиксированным положением валов при неизменном межосевом расстоянии и с эпизодическим подтягиванием (перешивкой) ремня. Ременные передачи применяются во всех областях техники. После зубчатой передачи ременная наиболее распространенный вид механической передачи энергии [22,23]. По сравнению с другими передачами, ременные передачи обладают рядом специфических особенностей, которые определяют целесообразность их применения: возможность перекрывать значительные

расстояния; способность нести перегрузки; эластичность привода, смягчающая колебания нагрузки и предохраняющая от значительных перегрузок (за счет скольжения); плавность хода и бесшумность работы: меньшая начальная стоимость, простота ухода и обслуживания, в частности легкость замены изношенного элемента. К недостаткам можно отнести: использование больших габаритных размеров, особенно при передаче больших мощностей; некоторое непостоянство передаточного числа (из-за скольжения ремня на шкивах), кроме зубчаторемёных; большое давление на валы и опоры; несколько более низкий К.П.Д. в технологических процессах выпускаемой продукции; меньшая долговечность ремней (но не передачи в целом), особенно важных технологических операциях производства; неприменимость, ввиду электризации ремней, во взрывоопасных помещениях.

В работе [22] отмечается, что в плоскоременной передаче полезная нагрузка передается за счет трения между внутренней поверхности ремня и поверхностью шкива. Сила трения рассредоточена по всей ширине ремня, что обеспечивает равномерное нагружение всех его элементов. Ремень наиболее тонкий и гибкий элемент прямоугольного сечения, поэтому, по сравнению с другими механическими передачами, плоскоременная передача обеспечивает наиболее спокойный ход без вибрации.

Автор работы [24] предлагает передачу с гибкой связью, содержащую установленные на станине ведущий и ведомый валы и установленный с возможностью перемещения и подпружиненный относительно станины дополнительный вал, закрепленные на валах и охватываемые гибкой связью шкивы, один из которых выполнен в виде эллипса, с целью расширения эксплуатационных возможностей путем обеспечения автоматического включения и отключения передачи крутящего момента, шкив в виде эллипса установлен на дополнительном валу, а ведомый расположен между ведущим и дополнительным валами для периодического взаимодействия с ветвями гибкой связи.

Устройство для натяжения гибкого элемента передачи приводится в

работе [25], в котором содержится корпус, установленный в нем с возможностью перемещения ползун с закрепленной на нем полый осью, установленные на ней натяжной ролик и нажимной элемент, с целью повышения надежности за счет оптимизации натяжения, нажимной элемент выполнен в виде цилиндра с размещенным в нем плунжером для взаимодействия с ползуном, устройство снабжено клиновым механизмом, один из толкателей которого неподвижно закреплен на корпусе. Автоматическое устройство, которое предложено в работе [26] служит для натяжения гибкого элемента конвейера или передачи, содержащее корпус, выполненные в нем первый и второй соединяющиеся каналы, расположенный в первом канале и подпружиненный в осевом направлении шток с натяжным элементом на одном конце, расположенные в каналах и поджатых к штоку второй пружиной тела качения, с целью повышения надежности путем устранения обратного хода тел качения в момент включения или реверса передачи, оно снабжено установленной во втором канале втулкой с внутренним винтовым пазом для взаимодействия с телами качения и расположенным вдоль оси второго канала стержнем некруглого профиля, один конец которого жестко закреплен в корпусе, а другой свободно расположен на расстоянии, большем радиуса тела качения, от оси первого канала, вторая пружина выполнена в виде пружины кручения, концами закрепленной на втулке и корпусе, а в телах качения выполнены сквозные отверстия для взаимодействия со стержнем. Автоматическое натяжение служит для создания начального натяжения. Автоматическое натяжение используется в так называемых самонатяжных передачах.

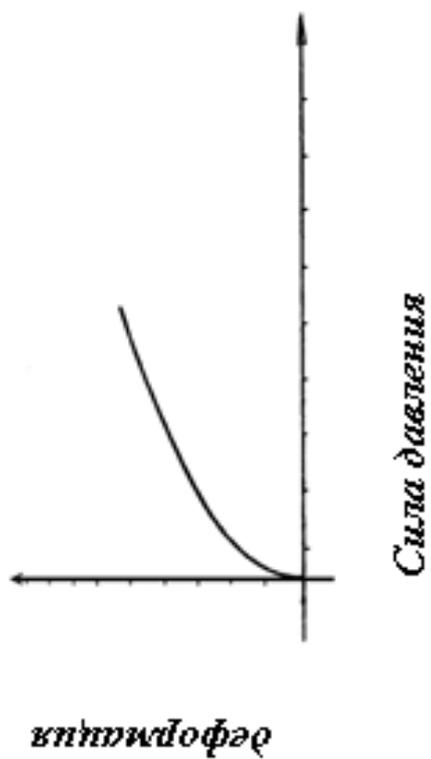
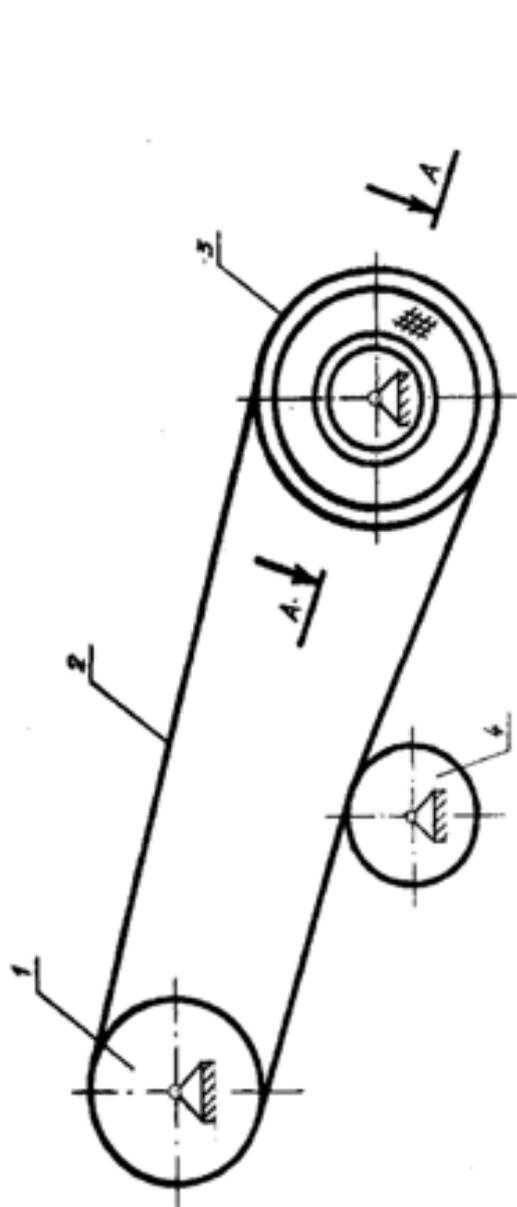
Ременные передачи с непрерывным и автоматическим натяжением ремня в наибольшей степени отвечают современным требованиям. Самонатяжные, как эпизодически регулируемые и натяжные передачи, применяются при коротких межцентровых расстояниях. Эффект самонатяжения ремня проявляется также и при постоянном положении валов.

1.2. Разработка новых схем ременных передач с составными шкивами

В известных конструкциях ременных передач [43] натяжение ремня автоматически регулируется натяжным устройством, содержащий натяжной ролик, рычаг и пружину. В данной передаче с изменением передаваемой мощности (от характера технологической нагрузки, от сшиваемых материалов) растет натяжение ремня и при этом ось натяжного ролика отклоняется, то - есть отклонение оси ролика зависит от изменения натяжения ремня. При этом ролик автоматически обеспечит постоянное натяжение ремня, тем самым равномерность вращения ведомого шкива и далее главного вала швейной машины. К сожалению в данной конструкции, обеспечение необходимой неравномерности угловой скорости ведомого шкива не представляется возможным из-за инерционности натяжного устройства. При этом поглощение вибраций различной частоты в передаче в основном гасится ремнем, что является недостаточным.

Обеспечение необходимой равномерности вращения ведомого шкива и уменьшения (поглощения) вибраций различной частоты главного вала швейной машины ведомый шкив выполнен составным из обода, вала и между ними упругого элемента (резина, полиуретан) имеющего переменное сечение с изменяющийся шириной, причем наибольшая ширина упругого элемента приходится на стыке с валом, а наименьшая с ободом. При этом форма изменения ширины упругого элемента имеет параболический характер (соответствующей балки равного сопротивления). С изменением натяжения ремня в ведомом шкиве соответственно деформируется упругий элемент, как бы амортизирует изменения кругового момента на ведомый шкив, также и поглощает линейные вибрационные перемещения обода шкива по линии соединяющие оси вращения шкивов передачи. При этом изменения возмущающих сил (круговые и линейные) действующие на обод ведомого шкива значительно поглощаются в упругом элементе и не передаются на вал шкива, тем самым к подшипниковым опорам и корпусу швейной машины. Происходит своеобразная виброзащита швейной машины. Следует отметить,

что криволинейная форма изменения ширины упругого элемента ведомого шкива обеспечивает амортизацию переменных составляющих возмущающих сил (от сшиваемых материалов), с различной частотой действующие на обод ведомого шкива. При этом жесткость упругого элемента будет нелинейной, то-есть с увеличением возмущающей силы также увеличивается сопротивляемость (жесткость) упругого элемента, уменьшается величина деформации. Рекомендуемая конструкция ременной передачи привода швейной машины поясняется чертежом, где на рис. 1.20а - общий вид ременной передачи, сечение по А-А. В швейной машине ременная передача работает следующим образом. Ведущий шкив 1 посредством ремня 2 сооб-



a

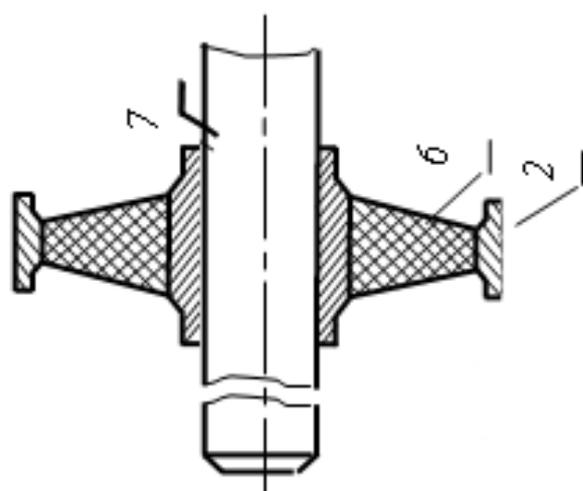


Рис 1.20.
 Ременная передача
 привода
 швейной
 машины

щает вращение ведомому составному шкиву 3. При этом натяжной ролик 4 обеспечивает первоначальное натяжение ремня 2. В процессе работы передачи изменяется натяжение ремня 2 (из-за действия различных сил - технологических, неуравновешенных масс в швейной машине). Изменение натяжения ремня 2 передается ободу 5 ведомого шкива 3 в виде переменной силы давления, как в круговом направлении за счет изменения сил трения, так и в линейном направлении. При этом под действием этих переменных сил деформируется упругий элемент 6, поглощаются, амортизируются и фактически эти изменения силы на вал 7 главный вал швейной машины шкива 3 не передаются. С увеличением изменения натяжения ремня 2, также увеличивается сила давления на обод 6 шкива 3. При этом тенденция увеличения деформации упругого элемента 6 уменьшается, за счет параболической формы по ширине по радиусу шкива 3, то-есть жесткость упругого элемента 6 будет иметь нелинейный характер. При этом фактически упругий элемент 6 шкива 3 выполняет функцию подушки или амортизатора (гасителя колебаний как круговых, так и линейных). Это способствует незначительным колебаниям натяжения ремня 2 при изменении передаваемой мощности передач. За счет этого уменьшается скольжение ремня 2 по шкивам 1,3, тем самым обеспечивается более равномерное вращение шкива 3. Снижение неравномерности угловой скорости ведомого шкива 3 способствует к незначительным изменениям передаточного отношения ременной передачи, тем самым более равномерному протеканию технологического процесса сшивания материалов в машинах. Кроме того, обеспечивается значительное уменьшение вибраций передаваемые к подшипниковым опорам вала ведомого шкива 3 и в целом корпусу, швейной машины и обеспеченно равномерности сшивания материалов.

Сущность другой предлагаемой конструкции поясняется тем, что составные ведущий и ведомый шкивы имеют ступицы, кольцевой упругий элемент многогранной (трехгранный, четырехгранный и пятигранный) формы по наружной поверхности, соприкасающейся с такой же формой внутренней

поверхностью обода. При этом грани кольцевого упругого элемента ведомого шкива смещены относительно граней кольцевого упругого элемента ведущего шкива на угол 60° (при трехгранном варианте), 45° (при четырехгранном) и 36° (при пятигранном), что увеличивает в два раза частоту изменения передаточного отношения и тем самым угловой скорости ведомого шкива [39,40]. Предлагаемая конструкция разъясняется чертежом где на рис.1.21 приводится общая схема ременной передачи.

Ременная передача содержит составные ведущий 1, ведомый 2 шкивы, натяжной ролик 3 и ремень 4. Составной ведущий 1 и ведомый 2 шкивы содержат ободы 5 и 6, многогранные кольцевые упругие элементы (резиновые) 7 и 8 и ступицы 9 и 10, а составной натяжной ролик 3 содержит обод 11, кольцевой упругий элемент 12 и ступицу 13. Грани кольцевого упругого элемента 8 смещены по фазе относительно граней кольцевого упругого элемента 7. Ременная передача работает следующим образом. Ведущий шкив 1 посредством ремня 4 сообщает вращательное движение ведомому шкиву 2, а далее контактируя с ремнем 4 натяжной ролик 3 получает вращательное движение. Передаточное отношение ременной передачи является функцией относительного скольжения ремня 3, а относительное скольжение функцией от натяжения ремня 4, изменения натяжения ведет к изменению передаточного отношения передачи, т.е. к соответствующему изменению угловой скорости ведомого шкива 2. Кроме того в процессе работы положение обода 11 натяжного ролика 3 изменяется относительно ступицы 13 за счет деформации упругого элемента 12, зависящего от толщины последнего. Это приводит к циклическому изменению усилия обода 11 на ремень 4, что обеспечивает изменение передаточного отношения передачи. При этом подобным образом изменяются положения ободов 5 и 6 шкивов 1 и 2 относительно ступиц 9 и 10 за счет деформации многогранных кольцевых упругих элементов 7 и 8. это приводит к изменению положений ободов 5 и 6 относительно осей вращения шкивов 1 и 2, что приводит и дополнительному изменению натяжения ремня 4, позво-

ляющий получение более сложных законов вращения ведомого шкива 2.

Для увеличения частоты колебаний передаточного отношения передачи и тем самым и увеличению частоты колебаний угловой скорости ведомого шкива 2 грани кольцевого упругого элемента 8 смешены по фазе на угол « α » относительно граней кольцевого упругого элемента 7 ведущего шкива 1:

$$\alpha = \frac{\pi 180}{n 3}$$

(при трехгранном исполнении кольцевых упругих элементов 7,8),

$$\alpha = \frac{\pi 180}{n 4} \text{ (при } n=4, \text{ четырехгранном исполнении),}$$

$$\alpha = \frac{\pi 180}{n 5} \text{ (при } n=5, \text{ пятигранном исполнении).}$$

Эти смещения на фазе на угол 60° , 45° , 36° позволяют увеличить в два раза частоту колебаний передаточного отношения ременной передачи и частоту колебаний угловой скорости ведомого шкива 2. При этом предлагаемую ременную передачу можно использовать в ряде технологических машинах, где требуются сложные законы движения рабочих органов.

Следующая конструкция поясняется чертежом, где на рис.1.21 – общая схема ременной передачи. Ременная передача содержит ведущий 1 и ведомый 2 шкивы, обхватывающий их ремень 3, натяжной ролик 4. Ведомый шкив 2 выполнен составным из обода 5 связанный со ступицей 6 посредством кольцевой упругой втулки 7. Причем внутренняя и внешняя поверхности кольцевой упругой втулки 7 и соответствующие поверхности обода 5 и ступицы 6 соприкасающиеся с поверхностями кольцевой упругой втулки 7 выполнены волнистыми [40,41]. Конструкция работает следующим образом. Ведущий шкив 1 посредством ремня 3 сообщает вращение ведомому шкиву 2, приводя во вращение натяжной ролик 4. Вращательное движение от обода 5 через кольцевую упругую втулку 7 передается на ступицу 6 жестко связанный с валом ведомого шкива 2. Вал ведомого шкива 2 связан с главным валом

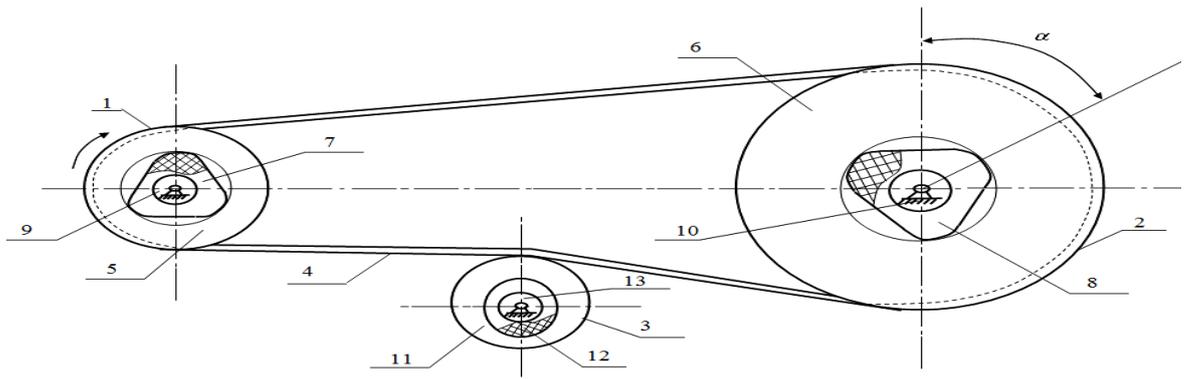


Рис. 1.21. Ременная передача составными шкивами и натяжным роликом

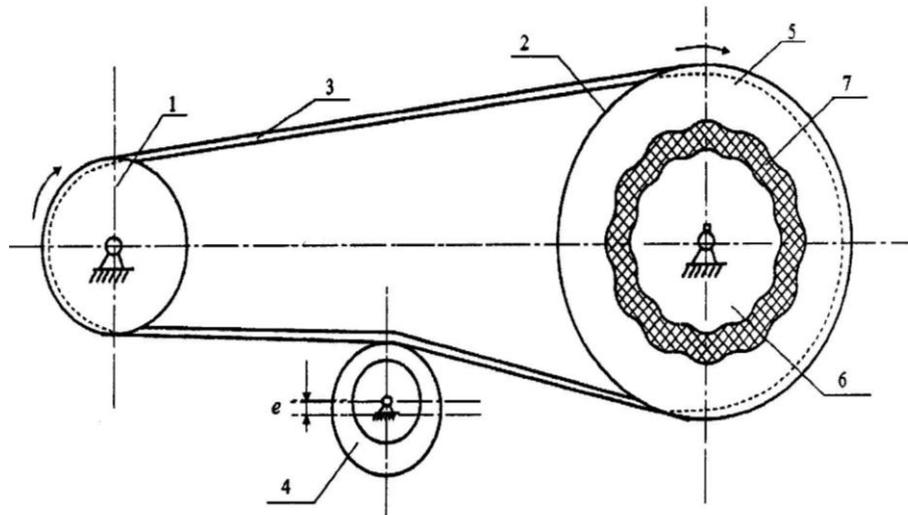


Рис.1.22. Ременная передача с составным ведомым шкивом и упругим натяжным роликом

швейной машины (на рис. не показан). При выполнении технологического процесса на главном валу швейной машины изменяется нагрузка на вал

ведомого шкива 2. Эти изменения момента сопротивления передаются на обод 5 через кольцевую упругую втулку 7 и далее на ведущий шкив 1 и на электропривод. При этом пиковые значения момента сопротивления (нагрузки) амортизируются кольцевой упругой втулкой 7. Выбирая необходимые упруго-диссипативные свойства (материал резины) можно управлять степенью амортизации пиковых значений нагрузки. При этом в достаточной степени сглаживается вращательное движение обода 5 ведомого шкива 2.

Предлагаемая конструкция ременной передачи позволяет выравнивание вращательного движения ведомого и ведущего шкивов, увеличивает долговечность работы привода технологической машины [45].

1.5. Выводы по разделу

1. На основе анализа работ по исследованию ременных передач и существующих конструкций выявлено, что проведенные до сего времени исследования являются в основном экспериментальными и направлены на получения эмпирических зависимостей для расчета параметров ременных передач. Недостаточно разработаны теоретические исследования ременных передач с переменными параметрами. Отсутствуют исследования по кинематике ременных передач с составными шкивами и упругими элементами.

2. Разработаны новые схемы ременных передач с составными шкивами и упругими элементами, позволяющие не только расширение кинематических возможностей, но и сглаживание скоростных режимов движения шкивов передачи.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ С СОСТАВНЫМИ ВЕДОМЫМИ ШКИВАМИ

2.1. Кинематические характеристики ременной передачи

В рекомендуемой ременной передаче [39, 47, 48] натяжной ролик выполнен составным, включающий упругую втулку из резины.

В процессе работы ременной передачи на валу ведомого шкива изменяется нагрузка. В очистительных машинах за счет переменности инерционных сил механизмов и технологических нагрузок от обрабатываемых материалов на валах возникают переменные крутящие моменты. При этом изменяется скольжение ремня по шкивам, также изменяется натяжение ремней. С изменением натяжений ремня, также изменяется деформация упругой втулки натяжного ролика. Это приводит к уменьшению рабочего радиуса натяжного ролика. Происходит выравнивание натяжения ремня, приводящей к равномерному вращению шкивов ременной передачи. При этом важными являются определение кинематических характеристик ременной передачи. Рассмотрим кинематику ременной передачи при определенном перемещении обода 1 натяжного ролика за счет деформации упругой втулки 2 на величину « Δ » (см.рис. 2.1.а). Тогда фактически ось вращения наружной втулки (обода) 1 перемещается вверх на величину « Δ » относительно оси 4 (см.рис. 2.1.б.). При постоянном натяжении ремня расстояние « Δ » также остается постоянным в процессе работы ременной передачи. Но, изменение натяжения ремня приводит изменению положения оси C_1 .

Для ременной передачи с натяжным роликом имеет место кинематических соотношений из [2,46] :

$$U_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad U_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{\omega_1}{\omega_3}; \quad U_{23} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{\omega_2}{\omega_3} \quad (2.1)$$

где, n_1, n_2, n_3 - число оборотов в минуту соответственно ведущего, ведомого шкивов и натяжного ролика, $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ - угловые скорости соответственно ведущего, ведомого шкивов и натяжного ролика.

Согласно теории передачи движения в ременных передачах [2,46] с учетом соответствующей расчетной схемы на рис. 2.1.а, можно записать:

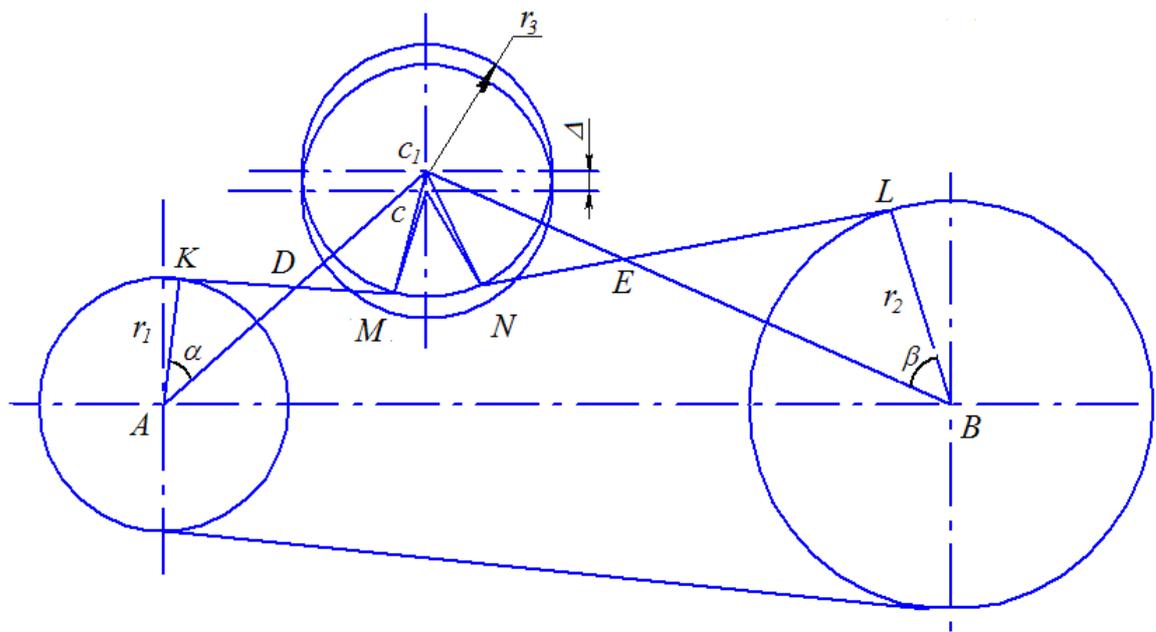
$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{CD}{AL}; \quad \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{CE}{BE} \quad (2.2)$$

При этом из ΔAKD и ΔBLE имеем:

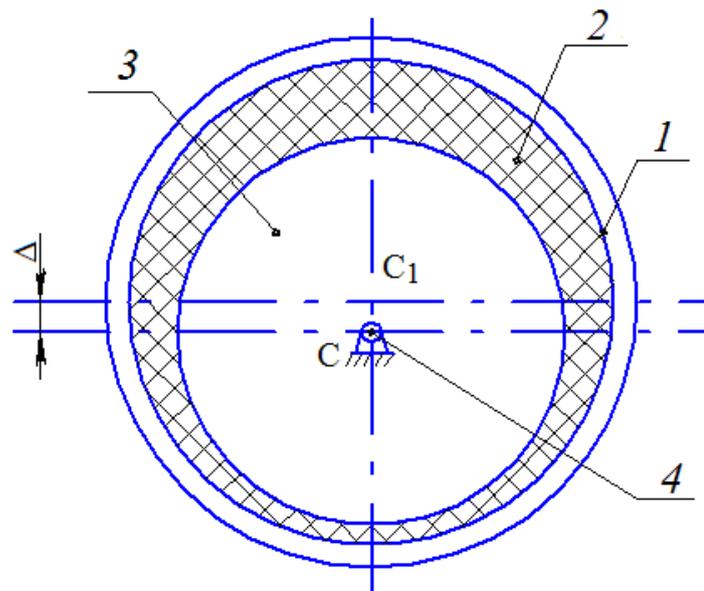
$$\cos \alpha = \frac{AK_1}{AD}; \quad \cos \beta = \frac{BL_2}{BE}$$

Из рис. 2.3.а получим:

$$\cos \alpha = \frac{AD_1}{AD}; \quad \cos \beta = \frac{BE_1}{BE} \quad (2.3)$$



а



б

Рис. 2.1. а – схема ременной передачи с составным натяжным роликом, б – натяжной ролик, при смещенном положении наружной втулки из-за деформации упругой втулки 2.

С учетом (2.8) перепишем (2.7) в следующем виде:

$$\frac{\varphi A_1 \cos \gamma_1}{\omega r_1}; \frac{\varphi B_1 \cos \gamma_2}{\omega r_2} \quad (2.4)$$

При отсутствии перемещения оси обода натяжного ролика:

$$r_1 + r_3 = A_1 \cos \varphi; r_2 + r_3 = B_1 \cos \varphi \quad (2.5)$$

При перемещении оси обода натяжного ролика ременной передачи, полярные радиусы натяжного ролика, $r_{3,1}$ и $r_{3,2}$ будут изменяться за счет изменений положений натяжного ролика.

Из $\triangle MCM_1$ и $\triangle NCN_1$ на рис. 2.2. можно определить:

$$r_{3,1} = \frac{MM_1}{\cos \gamma_1}; r_{3,2} = \frac{NN_1}{\cos \gamma_2} \quad (2.6)$$

где, $r_{3,1}$, $r_{3,2}$ - полярные радиусы натяжного ролика; γ_1 - угол между радиусом r_3 и $r_{3,1}$; γ_2 - угол между радиусами r_3 и $r_{3,2}$;

Из рис. 2.2.б видно, что:

$$\triangle CM_1^2 = M_1^2 - M_1^2; CM_1^2 = M_1^2 \quad (2.7)$$

Учитывая $MM_1 = r_3 \cos \gamma_1$, можно определить из (2.7) полярный радиус натяжного ролика:

$$r_{3,1} = \frac{r_3 \cos \gamma_1}{\cos \gamma_1} \quad (2.8)$$

Подобным образом получим выражение для определения второго полярного радиуса натяжного ролика:

$$r_{3,2} = \frac{r_3 \cos \gamma_2}{\cos \gamma_2} \quad (2.9)$$

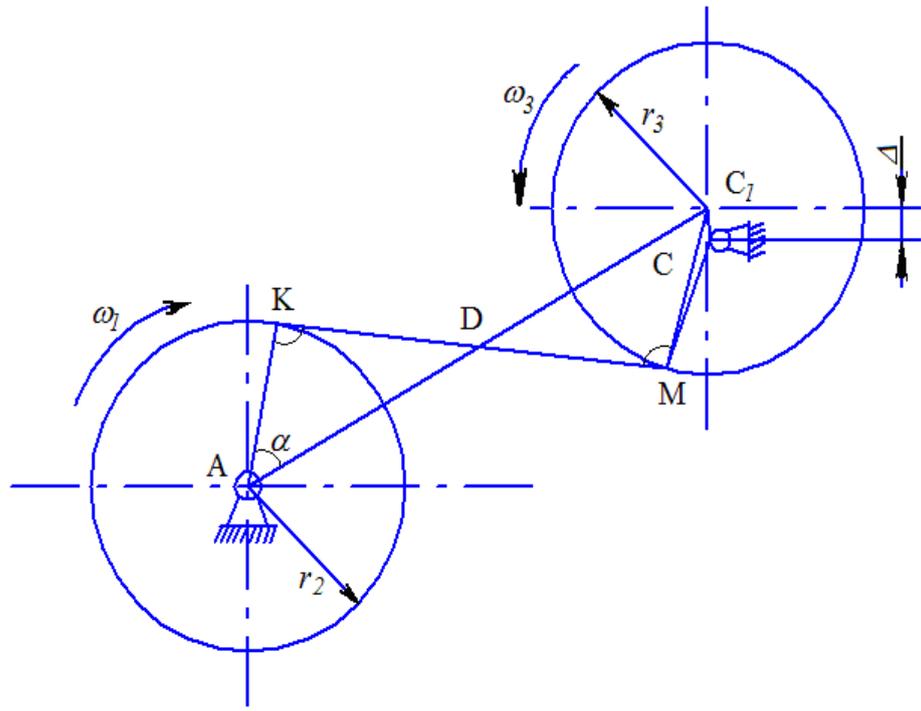
При этом соответственно углы γ_1 и γ_2 определяются из выражений:

$$\gamma_1 = \arctg \frac{r_3 \sin \varphi / r_3}{\Delta r_3 \cos \varphi / r_3}; \gamma_2 = \arctg \frac{r_3 \sin \varphi / r_3}{\Delta r_3 \cos \varphi / r_3} \quad (2.10)$$

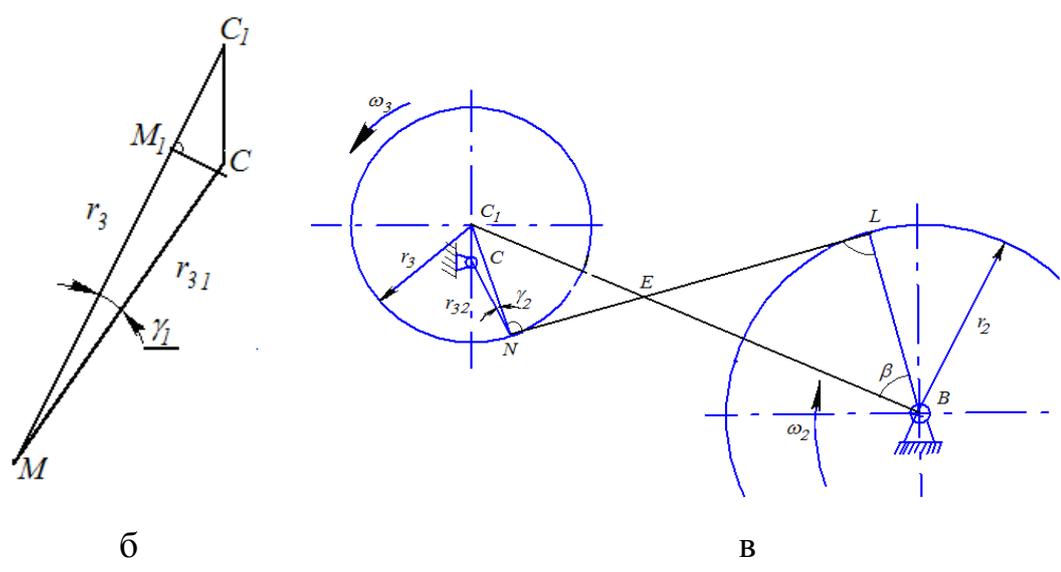
где, r_1 , r_2 - радиусы ведущего и ведомого шкивов, φ_1, φ_2 - угловые перемещения ведущего и ведомого шкивов.

Подставляя (2.8), (2.9) и (2.10) в (2.5) получим выражения:

$$\left[\frac{r_3 \cos \varphi}{\cos \varphi} \right] \left[\frac{r_3 \cos \varphi}{\cos \varphi} \right] \left[\frac{r_3 \cos \varphi}{\cos \varphi} \right] \left[\frac{r_3 \cos \varphi}{\cos \varphi} \right]$$



a



б

в

Рис. 2.2. Расчетные схемы ременной передачи с составным натяжным роликом.

где, а – схема передачи движения от ведущего шкива к натяжному ролику; б – геометрия расположения оси натяжного ролика; в – схема кинематики между натяжным роликом и ведомым шкивом.

$$(2.11)$$

Полученные значения $\cos\alpha$ и $\cos\beta$ из (2.11) подставляя в (2.4) получим передаточные отношения $U_{1,3}$ и $U_{2,3}$.

При этом с учетом $U_3/U_{23}=U_{12}$ получим передаточное отношение для ременной передачи с составным натяжным роликом в виде:

$$(2.12)$$

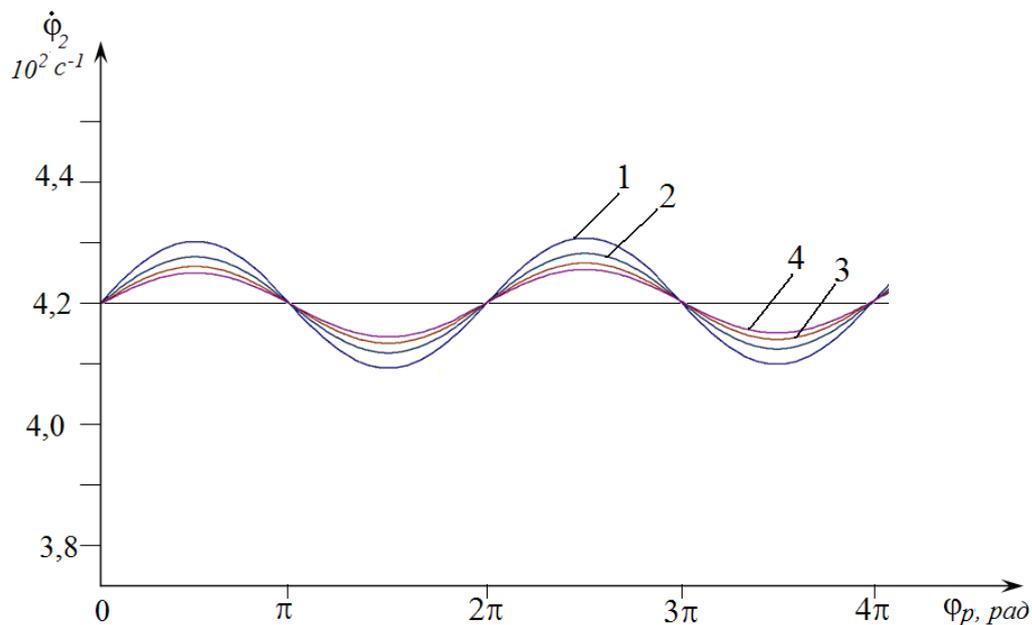
Подставляя выражение (2.12) в (2.1) получим формулу для определения угловой скорости ведомого шкива при составном натяжном ролике:

$$(2.13)$$

Получая производную из выражения (2.13) можно получить формулу для определения углового ускорения ведомого шкива рассматриваемой ременной передачи. Учитывая, что при использовании рассматриваемой ременной передачи в приводе технологической машины важными являются определение кинематических характеристик передачи с учетом численных значений и решением задачи на ПК используя программу Excel. На основе решения задачи были получены закономерности изменения угловой скорости, углового ускорения ведомого шкива, а также передаточного отношения ременной передачи. При этом за основные варьируемые параметры ременной передачи были радиус и перемещение его оси за счет деформации Δ упругого элемента натяжного ролика.

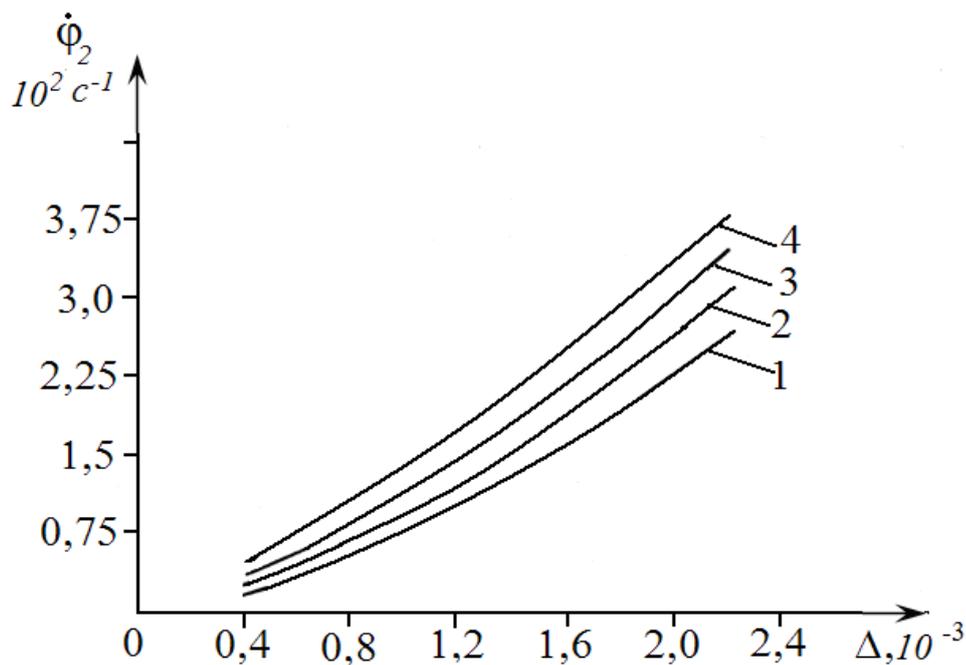
На рис. 2.3 представлены закономерности изменения угловой скорости ведомого шкива от изменения величины Δ натяжного ролика ременной

передачи. Анализ закономерностей изменения $\dot{\varphi}_2$ на рис. 2.3 показывает, что с увеличением вертикального перемещения натяжного ролика приводит к



где, 1- $\Delta = 0,5 \text{ мм}$; 2- $\Delta = 1,0 \text{ мм}$; 3- $\Delta = 1,5 \text{ мм}$; 4- $\Delta = 2,0 \text{ мм}$

Рис. 2.3. Закономерности изменения угловой скорости ведомого шкива от изменения величины Δ натяжного ролика.



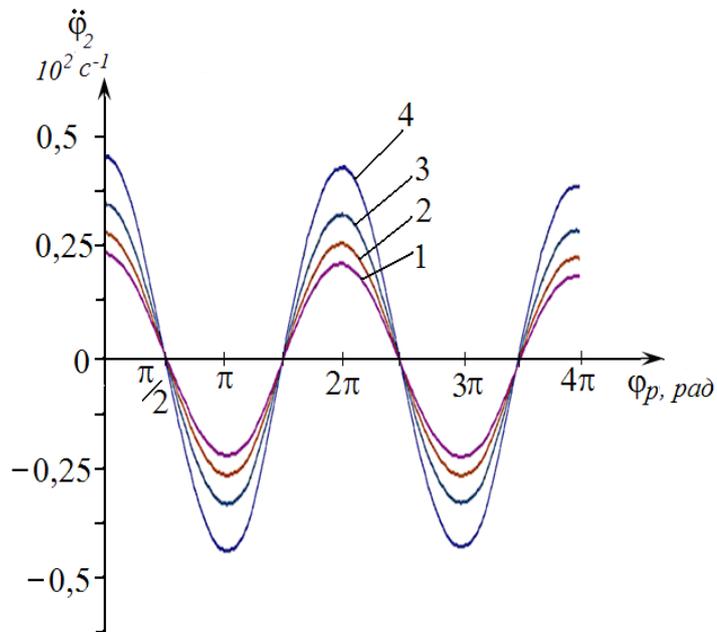
где, 1- $r_p = 301 \text{ см}$; 2- $r_p = 351 \text{ см}$; 3- $r_p = 401 \text{ см}$; 4- $r_p = 451 \text{ см}$;

Рис. 2.4. Зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива в функции величины деформации упругого элемента натяжного ролика ременной передачи.

увеличению амплитуды колебаний угловой скорости. Так, при $\Delta = 0,5 \text{ мм}$ амплитуда колебаний $A_{\dot{\varphi}_2}$ доходит до 28 с^{-1} , а при $\Delta = 2,0 \text{ мм}$, амплитуда колебаний угловой скорости ведомого шкива увеличивается до 98 с^{-1} . При этом средняя угловая скорость ~~$\dot{\varphi} = 421 \text{ с}^{-1}$~~ . Максимальное значение угловой скорости соответствует при $\varphi_p = \pi/2$, а минимальное значение при $\varphi_p = 3\pi/2$. С увеличением радиуса натяжного ролика уменьшается частота колебаний угловой скорости. На рис.2.4 приведены полученные графические зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива от вариации перемещения Δ при различных значениях радиуса натяжного ролика. Увеличение радиуса натяжного ролика приводит к возрастанию перемещения Δ , тем самым к увеличению $\Delta \dot{\varphi}_2$ по нелинейной закономерности. Поэтому для того, чтобы изменение радиуса натяжного ролика не влияло на размах колебаний угловой скорости ведомого шкива, необходимым считается увеличение перемещения Δ (деформация упругой втулки) натяжного ролика на соответствующее значение [21].

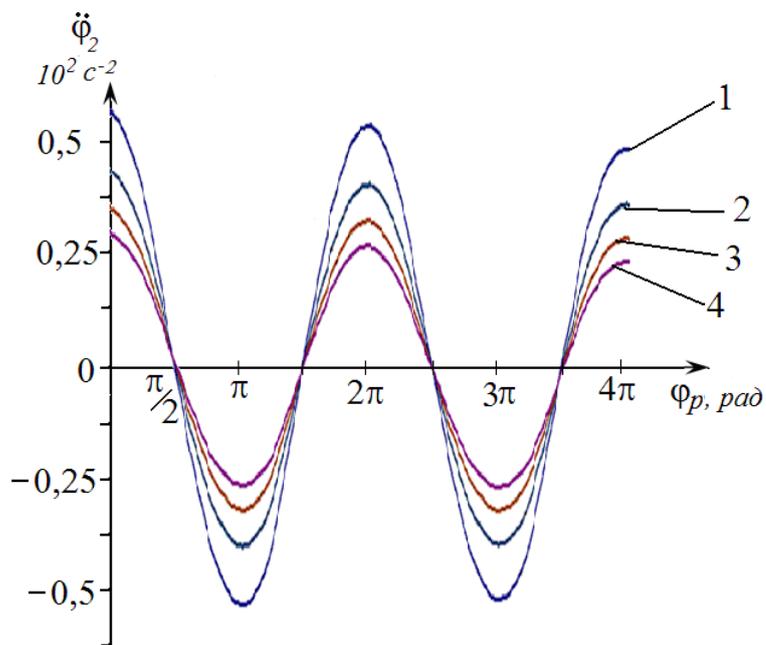
На рис. 2.5 и 2.6 графические закономерности изменения углового ускорения ведомого шкива ременной передачи при изменении радиуса r_p и перемещения Δ натяжного ролика. Из них видно, что с увеличением радиуса натяжного ролика от $3,0 \cdot 10^2 \text{ м}$ до $4,5 \cdot 10^2 \text{ м}$ при $\Delta = 1,5 \text{ мм}$ амплитуда колебаний углового ускорения ведомого шкива ременной передачи увеличивается от $0,241 \text{ с}^{-2}$, а при $\Delta = 2,5 \text{ мм}$, $A_{\ddot{\varphi}_2}$ увеличивается от $0,361 \text{ с}^{-2}$ до $0,571 \text{ с}^{-2}$. На основе обработки полученных данных были построены графические зависимости изменения $\Delta \ddot{\varphi}$ при увеличении перемещения Δ , которые представлены на рис. 2.7. Полученные зависимости являются нелинейными. Для уменьшения размаха колебаний углового ускорения ведомого шкива ременной передачи целесообразным считается ~~$\Delta = 15-20 \text{ м}$~~ .

Исходя из задач кинематического анализа рассматриваемой ременной



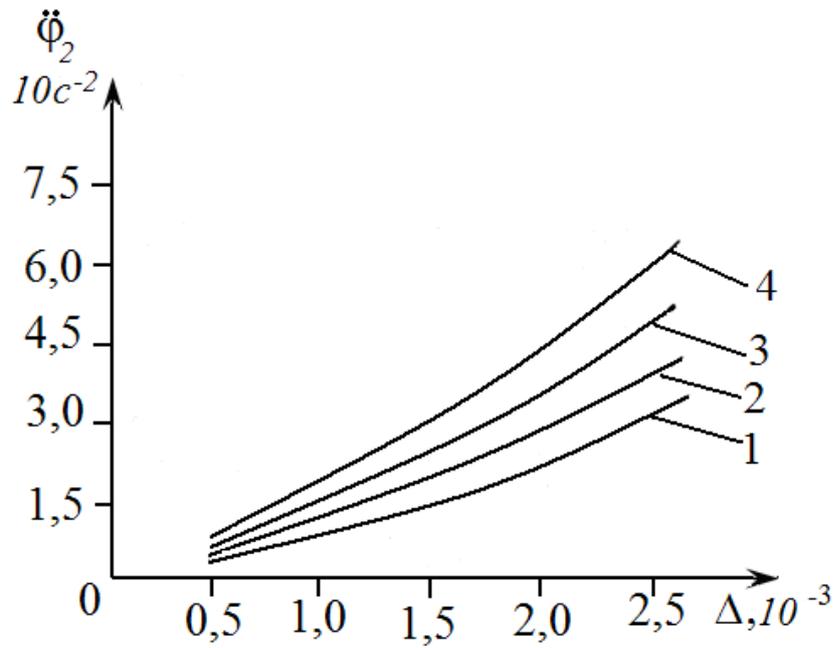
где, 1- $r_p = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 2- $r_p = 35 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 3- $r_p = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 4- $r_p = 45 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
при $\Delta = 1,5 \text{ мм}$

Рис. 2.5. Закономерности изменения углового ускорения ведомого шкива при различных значениях радиуса натяжного ролика.



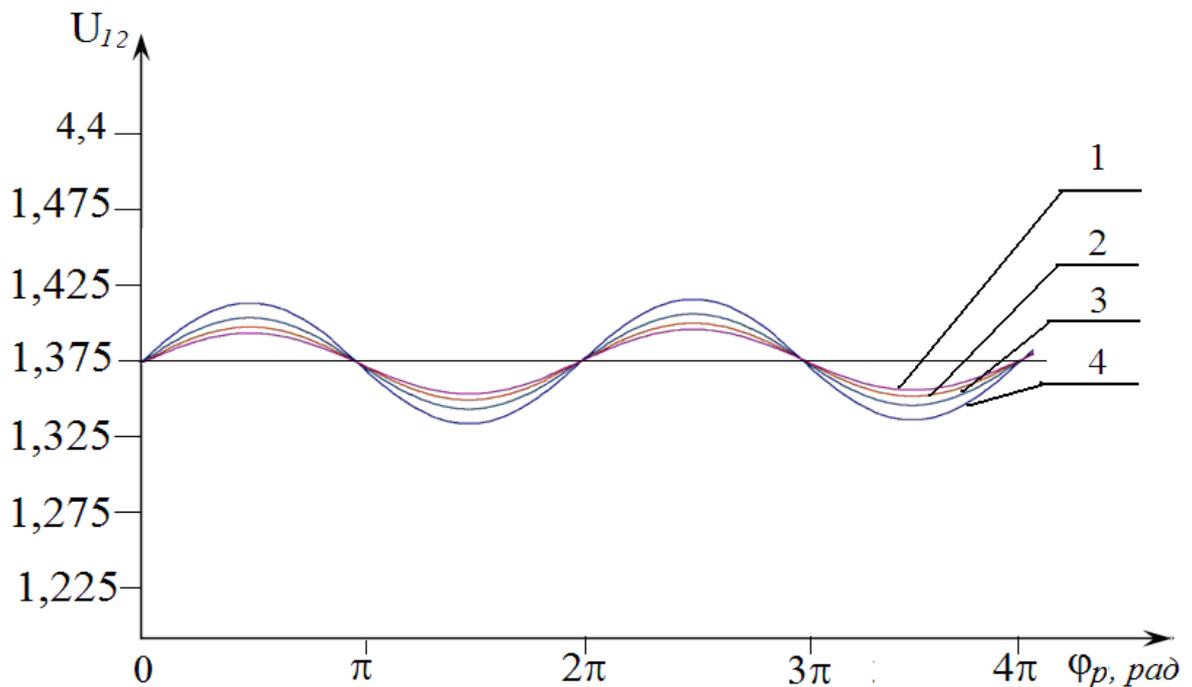
где, 1- $r_p = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 2- $r_p = 35 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 3- $r_p = 40 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; 4- $r_p = 45 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
при $\Delta = 2,5 \text{ мм}$

Рис.2.6. Закономерности изменения углового ускорения ведомого шкива при различных значениях радиуса натяжного ролика.



где, 1- $r_p = 30 \cdot 10^3$ мм; 2- $r_p = 35 \cdot 10^3$ мм; 3- $r_p = 40 \cdot 10^3$ мм; 4- $r_p = 45 \cdot 10^3$ мм;

Рис. 2.7. Графические зависимости изменения размаха колебаний углового ускорения ведомого шкива от изменения величины Δ натяжного ролика ременной передачи.



где, 1- при $\Delta = 0,5$ мм; 2- $\Delta = 1,0$ мм; 3- $\Delta = 1,5$ мм; 4- $\Delta = 2,0$ мм;

Рис. 2.8. Закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи с натяжным устройством.

передачи важными являются изучение закономерностей изменения передаточного отношения передачи. При этом закономерность изменения угловой скорости ведомого звена (шкива) соответствует закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи.

Из полученных выражений (2.12) и (2.13) видно, что изменения U_{12} и $\dot{\varphi}_2$ в основном зависят от диаметра и перемещения Δ натяжного ролика. Поэтому при решении задачи определения закономерностей изменения $\dot{\varphi}_2$, $\ddot{\varphi}_2$ и U_{12} были получены в функции изменения углового перемещения φ_p натяжного ролика ременной передачи. На рис. 2.7 приведены закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи при вариации значений перемещения Δ . Среднее значение передаточного отношения ременной передачи равен 1,375. При перемещении (деформации упругого элемента) натяжного ролика $\Delta = 2,0$ мм амплитуда колебаний передаточного отношения ременной передачи доходит до 0,045.

2.2. Влияние параметров ременной передачи на деформационные характеристики упругого элемента составного ведомого шкива

Применяемые в технологических машинах, в частности в приводах хлопного стикльных и швейных машинах ременные передачи в некоторой степени поглощают колебания нагрузки и не позволяют передавать эти колебания целиком на электропривод машины [28,50,51,52]. Но, в машинах, где колебания нагрузок в рабочих органах, происходят с большой амплитудой и частотой их поглощение ремнем передачи будет недостаточным. Поэтому нами разработана конструкция ременной передачи, ведомый шкив которого выполнен составным включающий ступицу 1, обод 2 и упругий элемент 3 между ними (см. рис.2.8). Упругий элемент 3 в достаточной степени будет поглощать колебания нагрузки на валу ведомого шкива, непосредственно связанный с рабочим органом технологической машины. В конструкции предусмотрен натяжной ролик, с упругой втулкой.

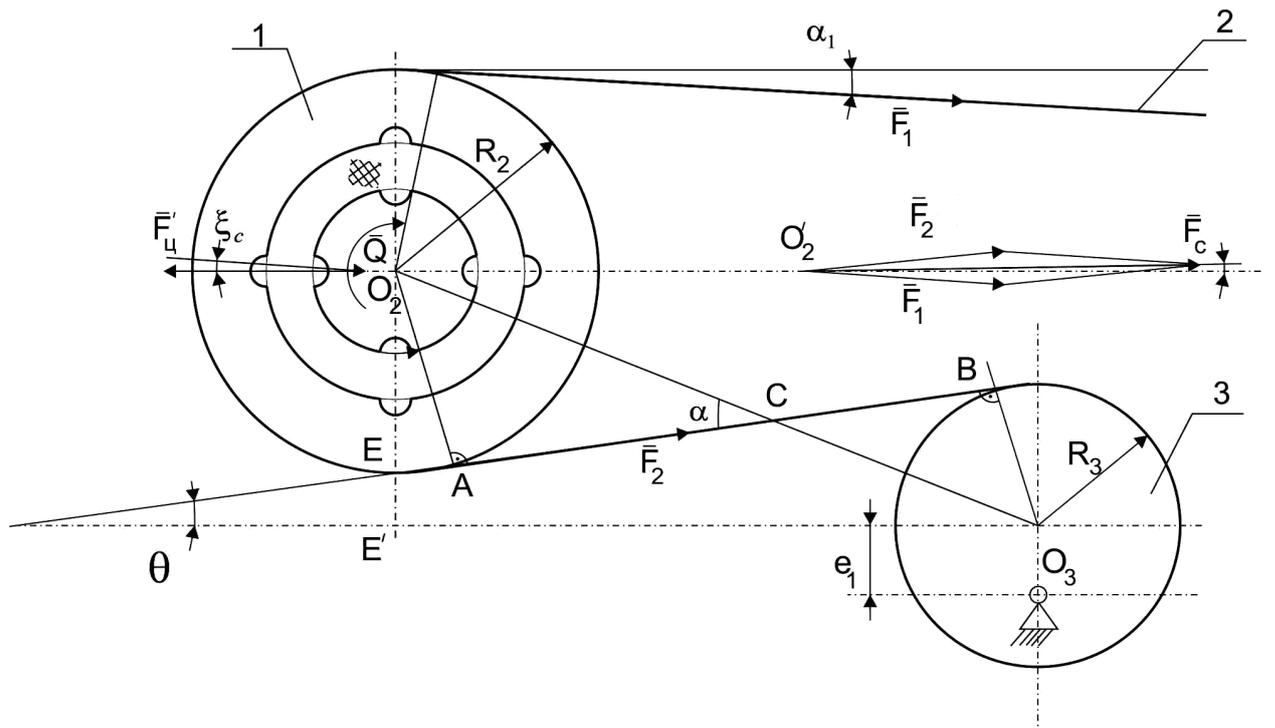


Рис. 2.8. Расчетная схема ременной передачи с составным ведомым шкивом и эксцентричным натяжным роликом.

За счёт деформации упругой втулки натяжного ролика натяжение ремня будет меняться циклически. Это приводит к циклическому изменению результирующей силы деформирующий упругий элемент составного ведомого шкива в осевом направлении. Исхода из этого важным является выбор жесткости упругого элемента ведомого шкива передачи. Значительные колебания обода ведомого шкива в осевом направлении может привести к изменению не только межосевого расстояния передачи, но и сокращению долговечности ремня. Поэтому анализ влияния параметров ременной передачи на деформационные характеристики упругого элемента составного ведомого шкива является необходимым при расчете приводов технологических машин. При взаимодействии ремня с ведомым шкивом возникают следующие силы: силы натяжения в ветвях ременной передачи \bar{F}_1 и \bar{F}_2 ; центробежная сила ремня в зоне взаимодействия с ободом ведомого шкива \bar{F}_u ; обобщенная деформирующая сила со стороны обода ведомого шкива на упругий элемент шкива \bar{Q} . При условии равновесия системы:

$$\bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{F}_u + \bar{Q} = 0 \quad (2.14)$$

где, \bar{F}_1, \bar{F}_2 - силы натяжения ведущей и ведомой ветвей; \bar{F}_u - центробежная сила ремня в зоне обхвата ремней обод ведомого шкива; \bar{Q} - обобщенная деформирующая упругого элемента сила.

Проецируя (2.14) на горизонтальную ось имеем:

$$\bar{F}_1 \cos \xi + \bar{F}_2 \cos \alpha + \bar{F}_u \cos \gamma + \bar{Q} = 0 \quad (2.15)$$

где, ξ, α, γ - углы между соответствующими векторами сил и горизонтальной осью.

Учитывая, что натяжной ролик имеет эксцентриситет

$$\bar{Q} = Q_p \sin \theta \quad (2.16)$$

где, θ_{cp} - среднее значение угла θ ; θ_1 , минимальное значение угла θ ,

$\Delta\theta$ - отклонение угла θ .

Максимальная деформация упругого элемента ведомого шкива в осевом направлении происходит при максимальном значении угла θ , при расположении эксцентриситета натяжного ролика в вертикальной оси над осью вращения:

$$\theta = \frac{\pi}{2} \arcsin \frac{R_3 - R_2}{R_2 + R_3} \quad (2.17)$$

Для определения угла α рассмотрим ΔO_2CA подобный ΔO_3BC :

$$\frac{R_3 - R_2}{R_2 + R_3} = \frac{R_2 - R_3}{R_2 + R_3}$$

Из ΔACO_2 имеем:

$$\alpha = \arcsin \frac{R_3 - R_2}{R_2 + R_3} \quad (2.18)$$

где, R_2, R_3 - радиусы ведомого шкива и натяжного ролика.

Полученная (2.18) поставив в (2.17) имеем:

$$\theta = \frac{\pi}{2} \arcsin \frac{R_3 - R_2}{R_2 + R_3} \quad (2.19)$$

При окружной силе P_0 в передаче (нагрузке), натяжения ветвей ремня определяются согласно [21] из;

$$F_i = P_0 \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; F_i = P_0 \frac{P_0}{e^{f\alpha} - 1}; F_1 + F_2 \leq 2S_0 \quad (2.20)$$

где, f - коэффициент трения ремня о поверхность шкивов; α - угол обхвата ремнем малого шкива.

При переменном натяжении ремня с учетом S_0 полученной нами в [21] можно записать:

$$\begin{aligned} F_1 &= P_0 \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \sqrt{\frac{2S_0 - F_1 - F_2}{2}} \\ F_2 &= P_0 \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \sqrt{\frac{2S_0 - F_1 - F_2}{2}} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Центробежная сила ремня согласно [21] определяется из выражения:

$$F_u = \frac{\rho_p b_p h_p \omega_T^2}{g} \alpha_T \quad (2.22)$$

где, ρ_p - удельный вес ремня; b_p , h_p - ширина и толщина ремня; α' - угол обхвата в ведомом шкиве; φ_3 , φ_3' - составляющие угла обхвата ремнем натяжной ролик; E,F- модуль упругости и площадь сечения ремня; α_p - угол обхвата ремнем ведущий шкив передачи; \mathcal{G}_p - линейная скорость ремня; g – ускорение силы тяжести.

Учитывая, что угловая скорость ведомого шкива является переменной величиной за счет эксцентриситета натяжного ролика согласно [21] имеем:

$$\frac{\omega_T \cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}}{B \cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}} \quad (2.23)$$

Полученные выражения (2,19), (2,21), (2,22), (2,23) подставляя в (2,15) окончательно получим формулу для расчета деформирующую упругую элемент ведомого шкива силу:

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_p b_p h_p \omega_T^2 \cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}}{g \cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}} - \\ & \frac{B}{2 \cos \varphi_3} \left[c \cos \varphi_3 \left(\arcsin \frac{R_3 \pi}{Q_3} - \arccos \frac{Q_3}{Q_3} \right) \right] \frac{EF}{(l_p - l)} \quad (2.16) \\ & \frac{\cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}}{\cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}} \left[c \cos \varphi_3 \left(\arcsin \frac{R_3 \pi}{Q_3} - \arccos \frac{Q_3}{Q_3} \right) \right] \end{aligned}$$

При этом коэффициент жесткости упругого элемента составного ведомого шкива ременной передачи определяются:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\delta} \left[\frac{\rho_p b_p h_p \omega_T^2 \cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}}{g \cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}} - \right. \\ & \left. \frac{B}{2 \cos \varphi_3} \left[c \cos \varphi_3 \left(\arcsin \frac{R_3 \pi}{Q_3} - \arccos \frac{Q_3}{Q_3} \right) \right] \frac{EF}{(l_p - l)} \right] \quad (2.17) \\ & \frac{\cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}}{\cos \varphi_3 \sqrt{R_3^2 \sin^2 \varphi_3 + Q_3^2}} \left[c \cos \varphi_3 \left(\arcsin \frac{R_3 \pi}{Q_3} - \arccos \frac{Q_3}{Q_3} \right) \right] \end{aligned}$$

Из полученной (2.17) можно рассчитать коэффициент жесткости упругого элемента ведомого шкива, по результатам которого можно

выбирать необходимый материал (марку резины), обеспечивающий требуемые условия работы рабочего органа технологической машины. При исходных расчетных значениях параметров ременной передачи в очке-й машине расчетное значение крутильной жесткости упругой втулки ведомого шкива составляет $(3,5-4,0)10^2 \text{Нм/рад}$. (резина марки 3820MBCS)

2.3 Выводы по разделу

1. Получены кинематические характеристики ременной передачи с составным натяжным роликом с упругим элементом. Выведены выражения для определения передаточного отношения и угловой скорости ведомого шкива ременной передачи.

2. На основе численного решения задачи, получены закономерности изменения угловой скорости и углового ускорения ведомого шкива, а также передаточного отношения ременной передачи в зависимости от изменения перемещения радиуса натяжного ролика. Построены графические зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости, углового ускорения ведомого шкива ременной передачи в функции перемещения натяжного ролика. Выявлено, что для уменьшения размаха колебаний угловой скорости и углового ускорения рекомендуется выбрать $\Delta \leq 15-20 \text{мм}$.

3. Установлено, что увеличение размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива за счет изменения радиуса натяжного ролика можно компенсировать путем выбора значений перемещения Δ натяжного ролика.

4. Получены закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи при изменении значений перемещения натяжного ролика.

3. ОБРАБОТКА ДАННЫХ ЭКСПРИМЕНТОВ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ С ВЕДОМЫМИ ШКИВАМИ С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

3.1. Общая методика исследований

Рекомендуемую конструкцию ременной передачи с составным ведомым шкивом, включающий резиновую втулку и упругий натяжной ролик можно использовать в ряде технологических машинах, где требуется снижение пиковых значений колебаний угловой скорости и крутящего момента на валу ведущего шкива. Данную конструкцию ременной передачи использовали в приводе очие-й машины. Это позволило значительное уменьшение амплитуды колебаний крутящих момента на валах.

Основной целью экспериментальных исследований является определение скоростных и нагрузочных характеристик на валах ведущего и ведомого шкивов рекомендуемой ременной передачи. Эксперименты проводили при различных упруго-диссипативных характеристиках (марок резины 7ИРП 12-46, 1338, 3820 МВС, 7В-10МВС) упругих втулок ведомых шкивов.

В обеих передачах ведомые шкивы выполнены составными, включающие резиновую втулку. В исследованиях особенным считается определение упруго-диссипативных свойств резиновых втулок на режимы движения валов, тем самым обосновать рекомендуемую марку резины для ременных передач привода обеспечивающие снижение амплитуды колебаний угловых скоростей, крутящих моментов на валах.

Технологические характеристики марки резин используемые в экспериментах представлены в таблице 3.1.

№	Марка резины	Относительное удлинение при разрыве	Твердость по Шору	Прочность кг/см ²	Коэффициент круговой жесткости, Нм/рад
1	7ИРП 12-46	300-350	70-75	75-80	140-165
2	1338	360-380	70-75	85-90	180-220
3	3820 МВCS	120-140	85-90	80-90	240-356
4	7В-10МВС	130-150	75-80	90-95	350460

В технологических характеристиках используемых в экспериментах марок резин значения кругового коэффициента жесткости представлены при среднем значении диаметров упругих втулок при 15-23мм.

Известно, что о закономерности вращения и силовой нагруженности валов ротационных механизмов технологических машин может считаться достаточной, если имеется запись 3-6 циклов работы машины для каждого режима вращения. Обычно эти закономерности определяют широко распространенным методом электротензометрирования. Этот метод основывается на использовании тензорезисторов для регистрации силовых параметров.

3.2. Обработка результатов и анализ проведенных экспериментов

На рис.4.1.а представлены осциллограммы полученные в работе (3) нагруженности вала двигателя машины без использования упругих втулок в ведомых шкивах ременных передач (1) и с использованием упругих втулок (2) из марки резины 3820МВCS. Из них видно, что использование упругих втулок в составных ведомых шкивах ременных передач позволяет снижение амплитуды колебаний крутящего момента на валу электродвигателя в 1,35-1,54 раза. Это объясняется тем, что колебания крутящего момента поглощаются упругими втулками в достаточной степени. Используем метод ортикат и тарированные коэффициенты были обработаны осциллограммы по нагруженности валов технологической машины. Результаты представлены в таблицах 3.2-3.13.

Таблица 3.2

Значения размаха колебаний крутящих моментов на рабочие валу машины при использовании резины марки 7В-10МВС в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота ведущие вала φ_3 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_3 , 10^{-2} Нм
1	0,360	9,5	7,8	10,8	7,1	8,6	10,3	9,02
2	30	11,4	8,1	9,6	10,4	12,5	9,8	10,3
3	60	10,7	11,9	15,8	12,1	10,9	14,9	10,74
4	90	16,3	17,4	23,3	14,9	19,2	20,5	18,6
5	120	21,7	21,3	31,1	20,3	24,5	26,3	24,2
6	150	36,5	28,7	36,9	30,3	30,6	34,8	33,0
7	180	32,2	34,5	38,6	34,2	37,2	39,5	35,87
8	210	34,6	29,2	39,5	36,4	24,5	30,1	34,42
9	240	28,2	23,8	28,1	29,5	19,3	25,7	25,77
10	270	19,6	16,5	21,6	21,9	11,7	18,6	18,32
11	300	10,2	8,9	18,1	18,7	14,6	11,9	13,73
12	330	14,8	10,6	13,2	10,4	9,8	8,4	11,2

Таблица 3.3.

Значения размаха колебаний крутящих моментов на ведущие валу швейной машины при использовании резины марки 3820MBCS в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота ведущие вала φ_3 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_3 , 10^{-2} Нм
1	0,360	10,4	9,9	10,8	9,6	9,1	10,5	10,05
2	30	14,2	13,8	12,8	11,9	15,2	9,8	12,93
3	60	17,3	18,1	14,3	16,8	16,3	14,8	16,27
4	90	22,5	19,9	23,1	22,8	20,4	24,1	22,13
5	120	26,5	25,7	26,1	22,8	20,9	26,6	24,77
6	150	30,3	29,9	30,4	28,8	29,6	24,3	28,28
7	180	29,9	26,1	23,2	22,8	25,3	26,4	25,62
8	210	16,5	19,3	18,7	15,9	19,2	18,1	17,95
9	240	18,2	15,7	17,9	19,6	20,6	15,8	17,97
10	270	12,2	13,5	14,4	12,4	11,9	10,8	12,53
11	300	8,6	10,6	11,2	9,8	10,7	9,9	10,13
12	330	9,3	10,2	9,7	8,9	12,1	8,8	9,83

Таблица 3.4.

Значения размаха колебаний крутящих моментов на воздушном валу швейной машины при использовании резины марки 1338 в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота ведущие вала φ_3 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_3 , 10^{-2} Нм
1	0,360	13,9	15,6	14,9	12,6	14,9	14,8	14,95
2	30	14,9	16,2	15,6	14,6	15,2	16,4	15,48
3	60	18,2	19,3	20,2	17,8	17,5	19,2	18,7
4	90	26,8	24,7	28,9	26,1	26,6	21,6	25,78
5	120	36,3	37,0	34,9	35,6	29,9	26,3	33,33
6	150	38,2	39,4	37,8	38,4	39,3	37,2	38,38
7	180	40,4	38,5	39,6	39,3	42,8	38,1	39,31
8	210	34,3	33,8	34,9	35,2	34,7	26,5	33,23
9	240	24,1	26,2	23,6	22,9	24,4	22,9	24,02
10	270	20,5	19,9	20,6	19,7	26,4	19,9	21,17
11	300	18,2	16,1	16,0	18,8	14,8	13,9	16,63
12	330	16,3	14,6	14,3	14,7	12,9	12,8	14,27

Таблица 3.5.

Значения размаха колебаний крутящих моментов на ведущие валу швейной машины при использовании резины марки 7ИРП 12-46 в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота ведущие вала φ_3 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_3 , 10^{-2} Нм
1	0,360	15,6	17,4	19,9	16,8	16,2	18,9	17,55
2	30	18,9	19,9	16,9	19,6	18,2	19,8	18,88
3	60	20,4	23,2	18,9	22,2	20,3	22,1	21,43
4	90	24,9	24,3	20,8	27,9	25,1	26,8	26,63
5	120	26,7	28,4	24,9	29,8	29,6	24,6	27,33
6	150	38,4	36,3	37,8	37,9	34,2	33,7	36,38
7	180	39,36	39,7	40,1	45,5	48,3	36,6	40,4
8	210	48,6	44,9	39,2	38,8	38,9	40,4	41,80
9	240	31,8	33,6	34,1	33,9	34,7	36,9	34,17
10	270	25,1	20,8	24,9	28,7	26,4	28,8	26,76
11	300	22,9	21,3	22,6	20,4	20,9	22,1	21,72
12	330	19,3	14,9	18,2	18,3	16,1	19,7	18,61

Таблица 3.6.

Значения размаха колебаний крутящих моментов на валу машины при использовании резины марки 7В-10МВС в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота ведущие вала φ_s , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_s , 10^{-2} Нм
1	0,360	9,3	7,4	10,3	6,9	8,5	10,1	8,75
2	30	11,2	7,7	9,6	10,5	10,6	9,4	9,87
3	60	10,9	11,2	15,1	11,9	10,3	12,8	12,03
4	90	15,7	16,5	20,4	15,7	19,0	18,3	17,50
5	120	20,6	21,2	28,6	20,7	23,2	24,9	24,15
6	150	35,7	28,5	35,3	30,7	29,8	32,9	32,15
7	180	31,1	34,3	37,9	35,3	36,9	39,1	35,77
8	210	34,3	29,1	39,0	36,1	23,9	29,5	31,98
9	240	28,0	24,1	27,6	28,2	19,0	24,5	25,23
10	270	18,8	15,7	20,7	20,6	16,9	18,5	18,47
11	300	10,3	9,5	14,8	16,7	15,1	11,5	13,92
12	330	13,3	10,2	13,0	9,9	9,2	8,0	10,65

Таблица 3.7.

Значения размаха колебаний крутящих моментов на везагом валу швейной машины при использовании резины марки 3820MBCS в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота везагом вала φ_5 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_5 , 10^{-2} Нм
1	0,360	10, 2	9,7	10,4	9,3	8,8	10,4	9,80
2	30	13,7	13,7	12,2	11,8	14,7	9,6	12,62
3	60	16,8	18,0	13,6	16,7	15,8	14,9	15,97
4	90	21,8	20,1	22,4	21,9	20,3	24,2	21,76
5	120	26,2	25,6	25,4	22,2	20,8	25,9	24,35
6	150	30,1	29,2	31,4	27,8	28,6	24,2	30,22
7	180	29,4	25,8	22,7	22,0	24,9	25,5	25,05
8	210	18,4	19,9	18,1	14,2	17,3	17,6	17,58
9	240	18,9	15,1	16,9	18,8	20,5	15,2	17,57
10	270	12,0	13,4	13,6	12,5	12,1	10,2	12,47
11	300	8,5	10,0	10,9	9,3	10,6	9,4	9,78
12	330	9,1	10,1	9,3	8,2	9,8	8,5	9,17

Таблица 3.8.

Значения размаха колебаний крутящих моментов на везамое валу машины при использовании резины марки 1338 в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота везамое вала φ_5 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_5 , 10^{-2} Нм
1	0,360	13,6	15,1	14,6	12,5	14,2	14,7	14,12
2	30	14,5	15,6	15,6	14,2	14,9	15,8	15,10
3	60	18,1	18,9	20,1	17,3	16,9	18,6	18,32
4	90	25,9	24,6	28,2	26,0	25,9	21,5	25,35
5	120	35,8	36,4	34,1	35,2	29,7	26,4	32,93
6	150	38,5	38,5	37,0	37,5	38,8	37,2	37,92
7	180	40,1	38,4	39,3	38,9	42,7	37,5	39,48
8	210	33,8	33,7	34,6	34,8	34,9	25,5	34,55
9	240	24,2	25,6	23,1	22,2	24,3	22,6	23,67
10	270	20,4	20,1	20,2	19,2	25,6	19,4	20,82
11	300	18,3	15,6	17,8	18,4	14,3	13,4	16,30
12	330	15,8	14,3	14,9	14,4	12,9	12,6	14,15

Таблица 3.9.

Значения размаха колебаний крутящих моментов на везамое валу машины при использовании резины марки 7ИРП 12-46 в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота везамое вала φ_s , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_s , 10^{-2} Нм
1	0,360	15,3	17,1	12,5	16,4	15,6	18,4	15,88
2	30	19,1	19,4	16,2	19,1	17,6	19,3	18,45
3	60	20,3	22,8	17,8	21,8	20,1	20,5	20,55
4	90	24,0	23,8	20,5	26,8	25,2	26,6	23,82
5	120	26,8	27,9	24,2	29,6	29,3	24,5	27,05
6	150	38,5	36,1	37,7	37,8	33,6	33,6	36,22
7	180	39,3	39,6	40,2	41,2	42,0	36,3	39,77
8	210	42,4	44,5	38,8	38,6	38,3	40,3	40,48
9	240	31,6	33,5	33,6	33,4	34,2	36,5	37,80
10	270	25,2	26,1	24,6	28,8	25,6	28,6	26,48
11	300	22,6	21,2	21,6	20,3	20,8	21,8	21,38
12	330	19,4	19,4	18,1	18,1	16,2	19,3	18,42

Таблица 3.10

Значения размаха колебаний крутящих моментов на валу электродвигателя машины при использовании резины марки 7В-10МВС в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота везаемое вала φ_1 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_δ , 10^{-2} Нм
1	0,360	6,8	7,2	8,6	6,6	7,4	8,0	7,43
2	30	9,3	9,6	10,1	8,7	9,8	10,2	9,62
3	60	12,6	14,3	10,9	10,8	11,6	12,5	12,12
4	90	16,1	17,2	15,7	14,8	14,9	15,7	15,73
5	120	20,2	19,9	21,1	20,4	19,9	20,1	20,27
6	150	24,6	22,8	24,5	25,8	23,8	22,7	24,03
7	180	22,9	24,3	23,7	24,2	20,8	23,3	23,20
8	210	19,7	20,4	20,1	19,9	18,6	17,9	19,43
9	240	14,9	16,2	15,7	15,8	16,2	15,2	15,67
10	270	10,6	11,3	12,5	13,1	12,2	10,9	11,77
11	300	9,7	10,3	10,0	9,8	7,9	11,6	9,88
12	330	8,4	8,8	9,9	8,5	8,4	8,6	8,77

Таблица 3.11

Значения размаха колебаний крутящих моментов на валу электродвигателя машины при использовании резины марки 3820MBCS в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота везаемое вала φ_1 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_δ , 10^{-2} Нм
1	0,360	6,9	7,6	7,8	8,1	6,8	8,6	7,63
2	30	8,8	8,9	10,3	7,9	9,1	9,4	9,77
3	60	11,6	10,7	11,9	12,2	11,5	10,9	11,47
4	90	14,2	15,1	15,2	14,0	13,8	14,8	14,52
5	120	17,8	17,1	18,3	19,0	16,8	17,6	17,78
6	150	21,1	19,8	22,3	23,3	20,7	19,9	21,18
7	180	19,9	20,4	21,8	22,1	19,6	20,2	20,67
8	210	20,1	21,6	21,1	18,9	18,9	20,7	20,22
9	240	16,3	17,6	17,2	16,6	17,1	16,9	16,95
10	270	14,1	15,8	14,3	14,0	13,8	17,7	14,95
11	300	10,8	11,1	11,6	10,2	10,4	11,5	10,93
12	330	8,3	9,4	8,7	8,2	7,9	6,4	8,15

Таблица 3.12

Значения размаха колебаний крутящих моментов на валу электродвигателя машины при использовании резины марки 3820MBCS в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач и при среднй санротивление стачивании материалов, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота вазимое вала φ_1 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_δ , 10^{-2} Нм
1	0,360	9,7	9,2	8,8	9,8	10,2	9,6	9,58
2	30	11,3	12,0	10,9	11,6	11,9	12,3	11,67
3	60	15,6	16,1	14,8	15,3	16,2	15,8	15,63
4	90	20,3	19,8	21,1	19,3	20,2	19,7	20,03
5	120	26,5	24,2	23,8	23,9	25,2	25,2	24,8
6	150	27,3	28,4	26,1	27,5	28,1	26,6	27,33
7	180	29,8	30,1	28,2	28,5	29,3	27,9	28,97
8	210	23,3	25,2	24,6	23,8	25,2	24,6	24,45
9	240	19,0	20,1	20,6	19,7	18,9	20,2	19,75
10	270	16,2	16,8	17,4	15,9	16,5	17,3	16,68
11	300	14,5	14,0	13,9	15,1	13,6	13,8	14,15
12	330	12,2	12,7	11,9	13,1	13,2	12,5	12,43

Таблица 3.13

Значения размаха колебаний крутящих моментов на валу электродвигателя машины при использовании резины марки 3820MBCS в упругих втулках ведомых шкивов ременных передач и при вальном санративление, 10^{-2} Нм

№	Угол поворота вазамие вала φ_1 , градус	1 цикл	2 цикл	3 цикл	4 цикл	5 цикл	6 цикл	Средн. знач. ΔM_∂ , 10^{-2} Нм
1	0,360	12,2	14,5	12,5	13,1	11,8	11,5	12,60
2	30	15,1	14,6	15,3	14,8	17,2	16,3	15,55
3	60	19,3	18,7	19,9	20,3	17,8	17,1	18,89
4	90	24,5	25,2	23,9	22,8	24,1	24,9	24,23
5	120	28,2	27,9	28,3	27,2	28,8	26,9	27,88
6	150	30,5	30,8	31,1	39,9	31,4	30,3	30,67
7	180	30,3	34,5	33,9	37,1	35,6	34,8	34,37
8	210	36,2	33,5	35,2	31,8	33,3	32,9	33,48
9	240	29,8	32,1	29,3	29,0	31,9	30,2	30,22
10	270	26,1	24,9	25,2	23,4	25,5	24,6	24,99
11	300	19,8	17,9	18,3	19,2	18,8	18,1	18,68
12	330	13,8	16,2	15,8	13,9	16,6	15,7	15,50

С уменьшением крутильной жесткости упругих втулок ведомых шкивов ременных передач машины увеличивается амплитуда колебаний крутящих моментов M_∂ , M_3 , M_5 . Важным является выбор наиболее приемлемой марки резины с необходимой крутильной жесткостью, обеспечивающий значительное уменьшение пиковых значений крутящих моментов M_∂ , M_3 , M_5 и угловых скоростей $\dot{\varphi}_g$, $\dot{\varphi}_3$, $\dot{\varphi}_5$. Так при использовании марки резины 3820MBCS составных ведомых шкивах ременных передач машины (см.таблицы 3.3,3.7 и 3.11) средние значения размаха крутящего момента на ведомом валу изменяется в пределах.

$(9,80-30,22) \cdot 10^{-2}$ Нм, на ведущем валу $(9,83-28,28) \cdot 10^{-2}$ Нм, а на валу электродвигателя в пределах $(7,63-21,18) \cdot 10^{-2}$ Нм. При этом разница размаха колебаний моментов между ведущем валом и валом электродвигателя составляет с учетом передаточного отношения ременной передачи и доходит до $5,8 \cdot 10^{-2}$ Нм, разница между ΔM_3 и ΔM_5 доходит до $(1,5-2,0) \cdot 10^{-2}$ Нм. Важными являются снижение разницы между максимальным и минимальным значениями ΔM_3 , ΔM_5 и ΔM_g . При использовании данной марки резины в качестве упругих втулок ведомых шкивов ременных передач эти значения соответственно для ΔM_5 составляет $20,42 \cdot 10^{-2}$ Нм, для ΔM_3 составляет $18,45 \cdot 10^{-2}$ Нм и для ΔM_g снижается до $15,58 \cdot 10^{-2}$ Нм.

При использовании резин марки 1338 (таблицы 3.4 и 3.8) размах колебаний крутящих моментов на ведомом валу находится в пределах $(14,12-39,48) \cdot 10^{-2}$ Нм, на ведущем валу $(14,95-39,31) \cdot 10^{-2}$ Нм, а на валу электродвигателя $(10,86-29,03) \cdot 10^{-2}$ Нм. При этом разница между минимальным и максимальным значениями ΔM_5 доходит до $25,36 \cdot 10^{-2}$ Нм, для ΔM_3 доходит до $24,36 \cdot 10^{-2}$ Нм и для ΔM_g снижается до $18,17 \cdot 10^{-2}$ Нм. Из них видно, что при дальнейшем уменьшении крутильной жесткости упругих втулок ведомых шкивов ременных передач машин приводит к незначительному увеличению и разницы между максимальным и минимальным значениями размаха колебаний крутящих моментов в одном обороте валов системы. Поэтому наиболее подходящим для уменьшения пиковых значений колебаний крутящих моментов на валах, а также на валу электродвигателя машины является использование упругих втулок составных ведомых шкивов ременных передач из марки резины 3820 MBCS с крутильной жесткостью $(240-350)$ Нм/рад. На основе обработки экспериментальных данных были получены графические зависимости изменения средних значений размаха колебаний крутящих моментов на валах, а также на валу электродвигателя при использовании различных марок резины для упругих втулок ведомых шкивов ременных передач машины.

Согласно проведенного анализа, для рассматриваемого привода машины использование упругих втулок в ведомых шкивах ременных передач целесообразным считаются $\Delta_{\varphi} \approx 0,82$ Нм; $\Delta_{\varphi} \approx 0,92$ Нм; $\Delta_{\varphi} \approx 0,4$ Нм, $C_2=C_4=240-350$ Нм/рад, количество слоев стачиваемых материалов $k \leq 4$, $\Delta_{\dot{\varphi}} \approx 0,1-0,1$ с⁻¹, $\Delta_{\dot{\varphi}} \approx 0,1-0,1$ с⁻¹, $\Delta_{\dot{\varphi}} \approx 0,1-0,82$ с⁻¹.

3.3. Выводы по разделу

1. На основе обработки экспериментальных исследований изучены закономерности изменения крутящих моментов на главном и нижнем валах, а также на валу электродвигателя технологической машины при использовании различных марок резин в качестве упругих втулок в составных ведомых шкивах ременных передач привода при выполнении техпроцесса.

2. Установлено, что увеличение крутильной жесткости упругих втулок ведомых шкивов ременных передач приводит к уменьшению размаха колебаний крутящих моментов и угловых скоростей по нелинейной закономерности.

3. В качестве упругих втулок ведомых шкивов ременных передач привода машины наиболее приемлемыми является использование марки резины 3820MBCS с крутильной жесткостью 240-310 Н/рад, при которых обеспечивается $\Delta_{\varphi} \approx 0,1-0,1$ Нм, $\Delta_{\varphi} \approx 0,1-0,1$ Нм и $\Delta_{\dot{\varphi}} \approx 0,1-0,82$ с⁻¹.

4. приведен анализ изменений средних значений размаха колебаний крутящих моментов и угловых скоростей на главном и нижнем валах, а также на валу электродвигателя при увеличении коэффициента крутильной жесткости упругих втулок ведомых шкивов ременных передач швейной машины.

4. Экология

4.1 Безопасные приемные работы оборудования очистительного цеха.

Хлопок-сырец очищают от тяжелых примесей-камней, металлических предметов и т.п., от органических сорных примесей. А также от улюка с целью обеспечения нормальной работа джинов в оптимальном режиме и достижения минимального содержания пороков и сорных примесей в волокне. Очистка хлопка-сырца осуществляют до оптимальной влажности, которая зависит от селекционного и промышленного сорта, исходной засоренности и влажности, применения увлажнения хлопка-сырца перед джинированием.

Для очистка хлопка-сырца от мелких сорных примесей и улюка, а также примесей удлиненной формы, применяют очистители марки 6А-12М1 и 1ХК (СЧ-02), в хлопкоочистительных агрегатах типа УХК-номализованные колковые блоки марки ЕН 178.

Для очистка хлопка-сырца от всех видов сорных примесей и улюка при батарейной компоновке применяют очистители марки ЧХ-5, ЧХ-3М-2, в хлопкоочистительных агрегатах типа УХК- нормализованные секции марки ЕН.177.

4.2 Вредные выделения очистительного цеха и очистки.

При очистки хлопка-сырца выделяются следующие основные вредные выделение шум, вибрация и большого количества пыли, которые является производственной вредностью.

Шум и вибрация, возникающие от различных машин, механизмов и других источников, представляют собой механические колебания материальных частиц твердого тела, газа и жидкости.

Пыль, выделяющаяся из хлопка-сырца в процессе его первичной обработки, обладает рядом особенностей. Она состоит из двух фракций органической и минеральной, которые в свою очередь характеризуются

сложным составом, разнообразными размерами и формой частиц.

Органическая фракция пыли, выделяющейся из хлопка-сырца в процессе его переработки, в основном состоит из мелко раздробленных частей хлопчатника-листка, створок коробочек, прицветника, стебля и из отдельных волоконце хлопка различной длины.

Присутствие в хлопковой пыли волокнистой фракции способствует налипанию пыли на различные поверхности, образованию косиц и жгутов в трубопроводах и частях машин, по которым движется запыленный воздух, при наличии на стенках самых незначительных заусениц, или шероховатостей. Минеральная пыль попадает в хлопок-сырец в период его созревания, во время уборки урожая и в процессе хранения хлопка до пуска его в переработку.

Состав минеральной пыли зависит от почвы местности, где происходит выращивание хлопка-сырца и его заготовка. Особо мелкая пыль ТСЯ в хлопке, вымачиваемом на лессовых грунтах. Процентный минеральной и органической фракций пыли, выделяющейся в окружающий воздух на хлопкоочистительном заводе, не является иным. В начале технологического процесса, при транспортировке хлопка-сырца пневматическими установками и в процессе переработки на очистительных машинах в окружающий воздух выделяются в основном минеральная пыль и крупные фракции органической пыли.

4.3 Очистка воздуха от вредных веществ в очистительного цехах.

При первичной переработке хлопка, транспортировке, сушке, очистке, дженирования и линтерования, сборе и переработке волокнистых отходов производства выделяется значительное количество запыленный воздух производственных помещений и в атмосферу. Пыль состоит в основном из хлопчатника; волокнистых и минеральных частиц (последние попадают в опок из почвы); сорных и волокнистых частиц пыли, выделяющихся из а в процессе его переработки.

Все атмосферные выбросы отработанного воздуха подразделяются на технологическое и аспирационные: первые - от технологического оборудования, а вторые - от системы обеспыливания.

Пневмотранспорт хлопка, волокна, линта и отходов производства является основным участком по выбрасыванию отработанного воздуха на хлопкоочистительном заводе. Пневмотранспортные установки используют и для механизации погрузочно-разгрузочных работ, доставки семян и отходов производства.

Дворовый пневмотранспорт всасывающего типа доставляет хлопок от бунтов в сушильно-очистительный цех. В зависимости от расположения цехов хлопкозавода и заготовительных пунктов дворовый пневмотранспорт имеет два или три перевалочных пункта, которые являются самостоятельными пылеисточниками. Запыленность воздуха на этих пунктах самая высокая -1200-1500 мг/м³. Интенсивное выделение пыли при переработке хлопка низких сортов повышенной влажности наблюдается во время его транспортировки после сушки. В пыли, отходящей от систем пневмотранспорта хлопка, преобладают мелкодисперсные частицы, в основном лёссовые, однако при повышенной влажности транспортируемого хлопка, что в последние годы случается все чаще, некоторая доля этой мелкой пыли остается связанной с влажной волокнистой массой хлопка и в транспортирующей ее воздух не выделяется.

Расход воздуха в пневмотранспортных системах 5-6 м/с при сьеме волокна и пневматической транспортировке его через волокно очиститель в конденсор количество запыленного воздуха достигает 8-11,5 м/с пыль в воздухе, отходящем от конденсора, на 10-15 состоит из волокнистых частиц.

В очистительном отделении сушильно-очистительного цеха, располагающемся в начале технологического процесса хлопкозавода, предназначенный для переработки хлопок очищается от минеральной пыли. Запыленность такого хлопка может быть относительно невысокой-10-30 мг/м³, однако в этой пыли может содержаться до 40-50% минеральных веществ. При переработке низких сортов хлопка запыленность воздуха в помещении может достигать 4 мг/м³, но содержание минеральных веществ в пыли сокращается до 13-16%.

В связи с тем, что найти универсальный способ для очистки любого пыле источника на хлопкозаводе до нормативных требований не представляется возможным из-за различного дисперсного состава выделяющейся пыли, вся работа разделена на два этапа:

первый - разработка эффективного способа очистки воздуха в сушильно-очистительном и очистительном цехах;

второй - то же для джинно - линтерного цеха.

Учитывая приведенные соображения, предлагается в сушильно-очистительном цехе применить систему очистки воздуха, состоящую из двух ступеней. На первой ступени используются существующие пыльные камеры, а на второй- пылеуловители ВЗП-1200 (Рис.4.2). Система такой очистки состоит из технологических вентиляторов типа Ц7-28 или ВЦ-12, ВЦ-10 и 1ТЗЦ-22, устраняющих запыленность воздуха и отходы от очистительного оборудования; пыльной камеры; вентиляторов типа У1ВЦ отсоса запыленного воздуха из пыльной камеры; воздухоочистителя ВЗП-1200.

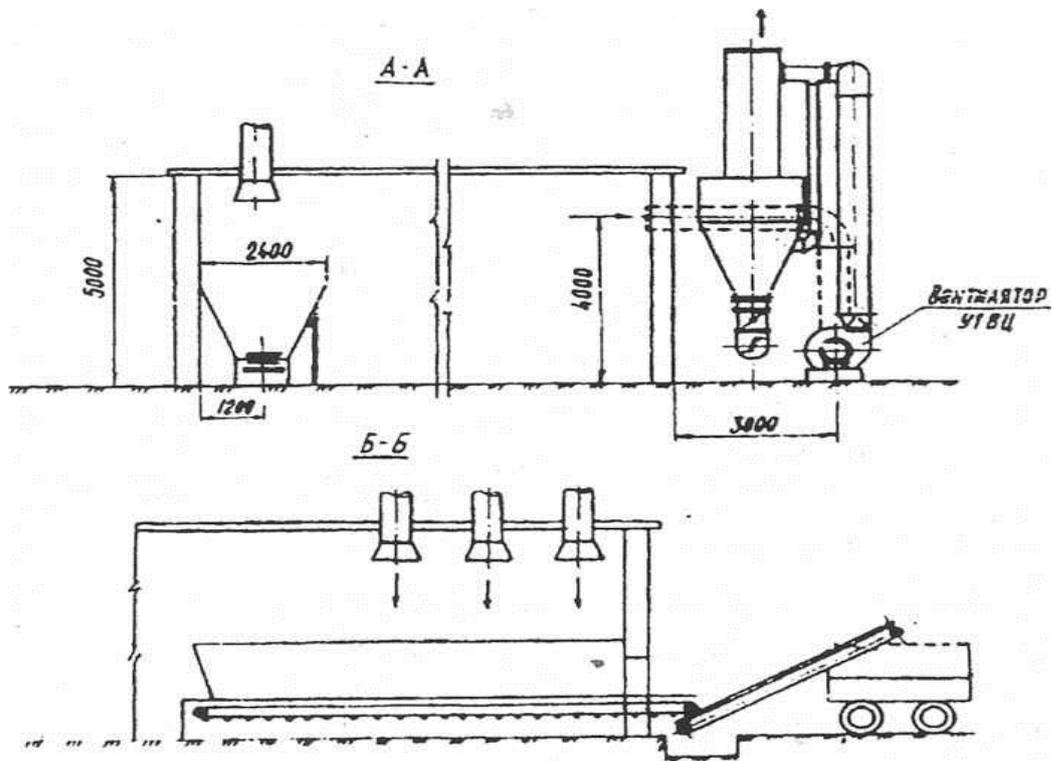


Рис.4.2. Схема двухступенчатая установку пыльная камера+ВЗП-1200

Система работает следующим образом. Запыленный воздух после сепараторов СС-15 дворового пневмотранспорта хлопка-сырца существующими вентиляторами типа ВЦ-12 по воздуховодам направляется в правый угол существующей пыльной камеры. Туда же проводится запыленный воздух от вентилятора типа У1 ВЦ удаляемый от вытяжных шахт двух сушильных установок. В пыльной камере за счет сил гравитации осаждаются в основном сорные частицы и крупная пыль, при этом воздух, содержащий оставшуюся мелкую пыль, через отверстия, расположенные в верхней части камеры, по воздуховодам отсасывается двумя вентиляторами типа У1ВЦ и подается на две установки ВЗП-1200. В пыльной камере большая часть сора и пыли осаждается в месте подвода к ней воздуховодов от технологических вентиляторов, где, как показано на чертеже, устанавливается ленточный транспортер (типа ТЛХ-18) с шириной ленты 600 мм для вывода накапливающихся отходов за пределы камеры, а затем наклонным транспортером в тележку для вывода сора. Транспортер для удаления отходов включается периодически по мере надобности 1-2 раза в смену. Вся поверхность пыльной камеры очищается 1-2 раза в месяц во время остановки завода на профилактику, при этом накапливающуюся пыль предварительно необходимо смочить водой из брандсбойта. Для этих целей в торцах пыльной камеры предусмотрены проемы для ворот. Предложенная система предусматривает установку двух дополнительных вентиляторов типа У1ВЦ. Главное преимущество разработанных систем состоит в том, что установки ВЗП-1200 на второй ступени работают надежно, без забоев и загорания в течении всего года. Общая эффективность системы очистки воздуха стабильна и составляет 96-98%. Одновременно увеличивается радиус действия системы пневмотранспорта хлопка-сырца на 30-50 м, повышается эффективность работ систем аспирации очистителей за счет уменьшения осадки на внутренней поверхности установки ВЗП-1200 минеральными частицами пыли. Таким образом, разработанные системы очистки воздуха для сушильно-очистительных наиболее совершенными, имеют очень высокую

эффективность 98%, позволяют значительно улучшить состояние воздушной среды как на территории хлопкозавода, так и за его пределами.

4.4 Пожарная безопасность в очистительном цехе хлопкоочистительных заводов.

Пожарная безопасность промышленного предприятия в значительной мере зависит от правильного расположения на территории зданий, сооружений, автомобильных дорог и т. д. от наличия и расположения резервуаров для воды, пожарных депо и т. д. Эти и другие требования, которые учитываются при проектировании генеральных планов предприятий, регламентированы соответствующей главой.

Территория предприятия обычно размещается с подветренной стороны по отношению к ближайшим жилым массивам. По тому же принципу должны располагаться наиболее опасные в пожарном отношении здания и сооружения на генплане предприятия с учетом зонирования зданий сооружений, технологического процесса производства и признака пожарной опасности.

Для обеспечения безопасного расстояния от границ промышленного предприятия до жилых и общественных зданий создаются санитарно-защитные зоны в зависимости от принадлежности предприятия к одному из пяти классов.

Главным направлением работы по обеспечению пожарной безопасности в любой отрасли народного хозяйства, в том числе предприятиях хлопковой промышленности, является осуществление предупредительных профилактических мероприятий, направленных на недопущение пожаров. Вместе с тем не менее важно оборудование объектов средствами пожаротушения, электрической пожарной сигнализацией, извещателями.

В случае пожара необходимо немедленно прекратить процесс горения, т.е. приостановить экзотермическую реакцию окислительно-восстановительного типа. Прекратить установившийся процесс горения, обусловленный равенством тепловыделений и теплоотдачи - значит, нарушить тепловой баланс. Это достигается воздействием либо на

Тепловыделение, либо на теплоотдачу в зоне очага горения физическим или химическим способом.

Для тушения различных горючих веществ и материалов применяется Огнетушители химический пенный ручной ОХП-10, предназначен для тушения начавшегося пожара твердых горючих материалов на площади около 1 м². Огнетушитель представляет собой стальной баллон емкостью 10 л с чугунной крышкой, на которой расположено устройство привода его в действие. Воздушно-пенный огнетушитель ОВП-10, состоит из стального корпуса, крышки с запорно-пусковым устройством, баллона для выталкивающего газа и сифонной трубки с насадкой в виде раструба на юнце для получения воздушно-механической пены. Емкость огнетушителя [О л, объем получаемой пены 600 м³, время действия 45 с.

А также существуют углекислотно-бромэтиловый огнетушители ЗУБ-7, ручной порошковый огнетушители типа ОПС-Ю и СИ-120.

На предприятиях хлопковой и других производств широкое распространение получили автоматические средства водяного пожаротушения - спринклерные установки. Согласно СНИП 11-Г.2-71 ими в обязательном порядке оборудуются цеха и склады готовой продукции. Преимущество этих систем состоит в том, что она одновременно является системой обнаружения и тушения пожара.

С спринклерные системы предназначенные для местного тушения или локализация пожара в пределах действия одного или нескольких распылителей.

Спринклерная установка представляет собой сеть водопроводных труб с ввернутыми на них на определенном расстоянии друг от друга спринклерными головками. Головки имеют пластинчатые замки, спаянные между собой легкоплавким припоем с температурой плавления 72,93,141 и 82 С. При повышении температуры воздуха в помещении до расчетного (редела припой расплавляется, пластинки распадаются, и вода начинает выливаться из спринклерной головки. Спринклерные установки должны надежно обеспечиваться водой из различных источников (промышленные и городские производственные, хозяйственно-питьевые или противопожарные водопроводы, естественные водоемы, искусственные резервуары для воды, артезианские скважины), (рис.4.3).

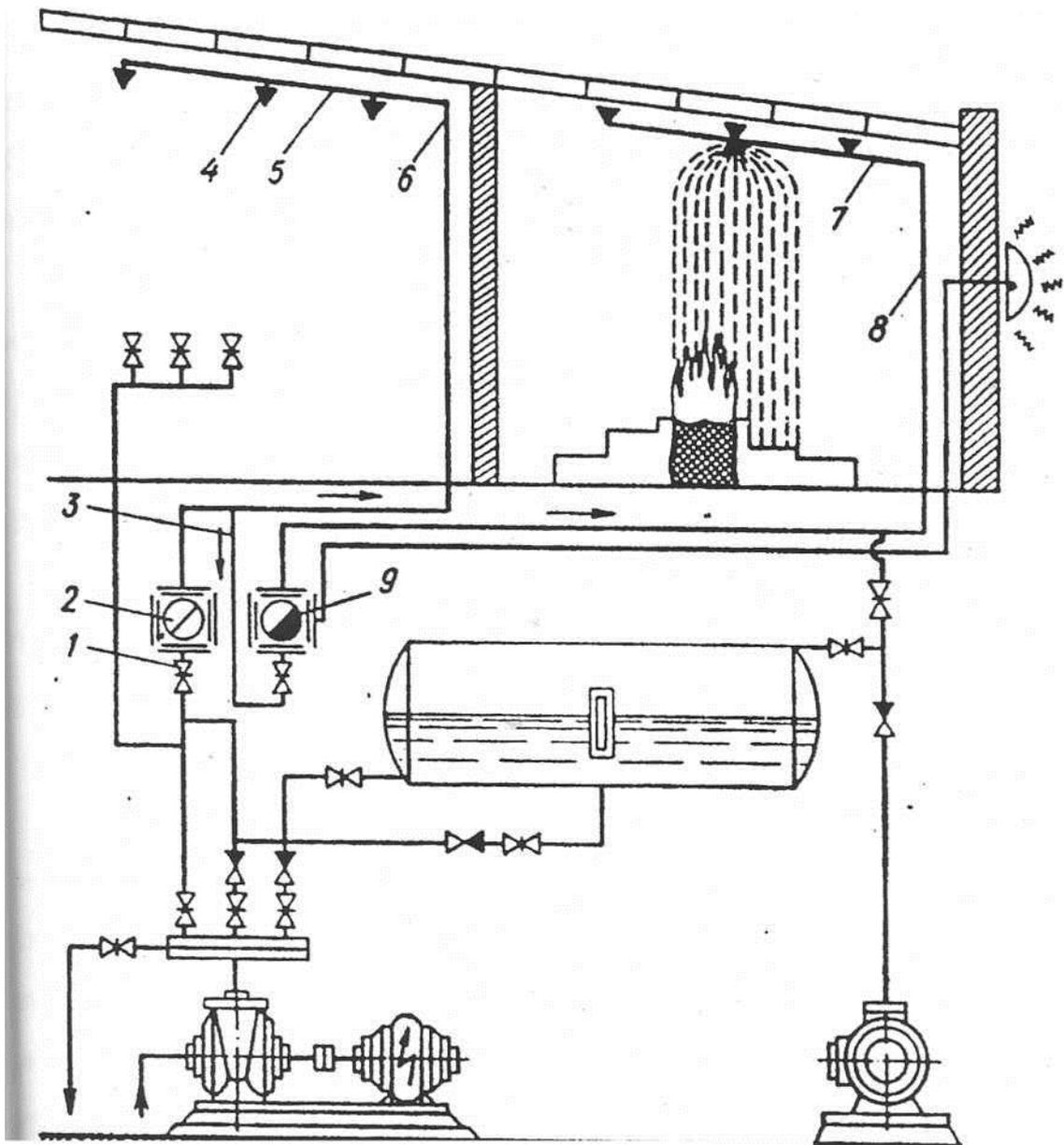


Рис 4.3. Схема спринклерной системой защиты зданий от пожара 1-монтажная задвижка, 2- водяной контрольно-сигнальный клапан, 3-подводящий трубопровод к воздушному клапану, 4- спринклер, 5-распределительный трубопровод, 6-питательный трубопровод водяной системы, 7 - распределительный трубопровод воздушной системы, -питательный трубопровод воздушной системы, 9-воздушной контрольно-сигнальный клапан.

4.5 Выводы

Для безопасной эксплуатации очистителя надо соблюдать все правила техники безопасности и оберегаться опасных мест машин. Безопасность Обслуживания машины обеспечивается наличием опасных местах надежных защитных и предохранительных устройств.

В технологическом процессе переработки хлопка-сырца интенсивно выделяется вредные вещества, которые являются главным источником профессиональных заболеваний. Предлагаемая система очистки переработанного воздуха соответствует санитарно-гигиеническим требованиям в СОЦ, ОЦ и в территорий хлопкозавода.

Одним из главных факторов является пожарная безопасность. Анализ статистических данных показали что, предлагаемая система обнаружения и тушения пожара является эффективной и надежной системой пожаротушения.

Соблюдения параметров воздуха, безопасное эксплуатация машин, очистка воздуха и противопожарная система защиты даст хлопкоочистительному заводу низкий уровень заболеваемости работников завода, высокую производительность машин, безопасную и долговременную эксплуатацию оборудования, охрана окружающей среды и противопожарность хлопкозавода.

5. Экономическая эффективность

Для расчета величины экономии, полученной в результате использования новой техники, в каждом конкретном случае необходимо определять соответствующие показатели сравнительной народнохозяйственной экономической эффективности, которые соответствовали критерию. Первоначально рассчитываются частные технико-экономические показатели, а затем на их основе общие показатели экономического эффекта и эффективности. К частным относятся такие, как трудоемкость продукции (работ), производительность труда (выработка рабочих), материалоемкость, энергоемкость и т.п. Все они являются экономическими, так как выражают экономию затрат общественного труда (живого или овеществленного) на единицу продукции. Преимуществом выбора рациональных вариантов новой техники на основе расчетов и анализа общего экономического показателя является проведение отдельных технических, организационных и экономических достоинств и недостатков к одному значению — экономии затрат общественного труда, обусловленных производством данной продукции. В практике расчетов сравнительной экономической эффективности новой техники широкое применение получил общий показатель экономии приведенных народно хозяйственных затратах годовой экономической эффект) \mathcal{E} , определяемый как разность

$$\mathcal{E} = Z_1 - Z_2$$

где Z_1, Z_2 - приведенные народно-хозяйственные затраты, применяемые к расчету по базовому и новому вариантам техники.

Приведенные народно-хозяйственные затраты по каждому варианту Z определяются по формуле:

$$Z = C_j + E_n K_j$$

где, C_j - полная себестоимость годового количества продукции (работ) изготавливаемой с помощью новой техники;

K_j - суммарная величина капитальных вложений по народному хозяйству, принимаемых к расчету по вариантам;

E_n - нормативный коэффициент экономической эффективности.

Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений рекомендует расчет экономического эффекта от производства и пользования новыми средствами труда долговременного применения (машин, оборудования, приборов и т.п.) с улучшенными качественными характеристиками (производительность, долговечность, издержки производства и т.д.) за срок их службы с учетом морального износа производить по формуле

где Z_1 и Z_2 приведенные затраты единицы соответственно базового и нового средств труда (тыс. сум);

b_2 / b_1 - коэффициент учета роста производительности единицы нового средства труда по сравнению с базовым.

b_1, b_2 - годовые объемы продукции (работы) производимые при использовании единицы соответственно базового и нового средств труда, в натуральных единицах;

$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n}$ коэффициент учета изменения срока службы нового средства

$$P_2 + E_n$$

труда по сравнению с базовым;

P_1 и P_2 - доля отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление (реновацию) базового и нового средства труда, считаются как величины обратные срокам службы средств труда, определяемым с учетом их морального износа;

E_n - нормативный коэффициент эффективности (0,15);

K'_1 и K'_2 - сопутствующие капитальные вложения потребителя капитальные вложения без учета стоимости рассматриваемых средств труда) при использовании им базового и нового средств труда в расчете на объем продукции (работ) производимой с помощью нового средства труда, тыс. сум.

Для интенсификации очистки и максимального сохранения качества высоких сортов хлопка рабочие органы очистителей должны воздействовать на хлопок-сырец с инерционно-импульсивной силой. Для создания подобных конструкций нами разработана сетка с виброактивным элементом.

Кроме этого, для исключения монотонности воздействия рабочих органов на обрабатываемый материал, нами разработан активный орган колосниковая решетка- очистителя марки ЧХ-3М.

В разработанном колосниковом решетке барабане очистителя конусообразные колосники установлены разными углами к соответствующему ряду радиальной плоскости с образованием концами колков каждого ряда синусоиды. Очистительный эффект повышается на Расчет экономической эффективности производится применительно типового хлопкоочистительного завода пильного джинирования.

Исходные данные для расчета экономической эффективности нового средства труда внесены в табл.% 5,1

Таблица 5,1

№	Показатели	Ед. изм	Варианты	
			базовый	внедряем
1	Годовой объём выпускаемой или перерабатываемой продукции	тонна	9044	9044
2	Количества оборудования	шт	6	6
5	Производительность оборудования	кг/час	4,0	4,4
4	Установленная мощность всего оборудования	кВт	78,0	78,0
5	Производительное время работы оборудования	час	3716	3716
6	Коэффициент спроса	-	0,8	0,8
7	Плата за электроэнергию за 1 кВт/час. Максимальной нагрузки в год за 1 кВт/час потребляемой	сум	60,0	60,0
8	Размер платы за установленную	сум	10200	10200
9	Размер амортизационных отчислений на капитальный ремонт	%	15,0	15,0
10	Отчисления на текущий ремонт	%	5,0	5,0
11	Минимальный размер зарплаты	сум	7835	7835
12	Отчисления на социальному	%	31,0	31,0

Приведенные и эксплуатационные затраты на изготовление оборудования в базовом и внедряемом вариантах представлены в табл.2

Таблица 2.

Определение приведенных и эксплуатационных затрат в базовом и внедряемом вариантах, в тыс.сум.

№	Показатели	Варианты	
		Базовый	Внедряемый
1	Стоимость машины без учета модернизации	12420	12420
2	Удельные капитальные вложения на один сум себестоимости	0,79	0,79
л	Прямые капитальные затраты	9811,8	9811,8
4	Затраты на НИР и ОКР	-	1962,4
5	Капитальные вложения в производственные фонды по изготовлению оборудования с учетом дополнительных затратах НИР и ОКР	9811,8	11774,2
6	Приведенные затраты по изготовлению оборудования	13891,8	14186,1
7	Эксплуатационные издержки, всего в том числе:		
	- амортизационные отчисления на капитальный ремонт	1863,0	2157,36
	- отчисления на текущий ремонт	621,0	719,12
	- затраты на электроэнергию	17390,8	17390,8

Сопутствующие капитальные вложения, отнесенные к изготовлению нового средства труда, определяется в размере 10% от стоимости базового и внедряемого оборудования:

$$k = \frac{12420 \times 10}{1000} = 1242,0 \text{ т. сум}$$

$$K^2 = \frac{14382,4 \times 10}{100} = 1438,24 \text{ т. сум}$$

Поставляя полученные значения в формулу получим годовой экономический эффект от внедрения предлагаемой машины с ременной передачей на производство: |

$$\mathcal{E}_r = \frac{1389,8 \times 1,1 \times 1 + (19874,8 - 20267,28) - 0,15(1438,24 - 1242) - 14186,1}{0,164 + 0,15}$$

$$15280,98 - 1343,7 - 14186,1 = -2488,2 \text{ т. сум}$$

Общий годовой экономический эффект равняется:

$$\mathcal{E}_{\text{общ}} = \mathcal{E}_r + \mathcal{E}_{\text{кам}} = -248,82 + 3557 = 3308,18 \text{ тыс. сум}$$

Стоимость реализованного волокна в базовом и внедряемом вариантах зависит от содержания в нем пороков и сорных примесей.

Согласно действующего стандарта волокно в зависимости от содержания в нем пороков и сорных примесей делится на пять классов, разница между классами составляет от 0,5% до 3,5%.

Исходя из полученных данных содержание пороков и сорных примесей в волокне после джина снизится на 1,4%, но следует учесть, что после волоконочистителя эта разница сократится примерно на половину и составит 17%). Причем за основу волокно пятого типа второго сорта обычного класса. При принятом нами снижении в волокне на 0,7% и разнице между обычным и средним классом 1%, 70% волокна во внедряемом варианте повысит свой класс и его средняя цена с 948478 сум поднимется до $18478 \cdot 0,70 + 984564 \cdot 0,30 = 959304$ сум.

Данный хлопкозавод вырабатывает за год 362 тонн волокна II сорта, стоимость его в базовом и внедряемом вариантах составит:

$$C_{T1} = 948478 \times 362 = 343349 \text{ тыс. сум}$$

$$C_{T2} = 959304 \times 362 = 346906 \text{ тыс. сум}$$

$$\text{Экач.} = C_{T2} - C_{T1} = 346906 - 343349 = 3557 \text{ тыс. сум}$$

Общие выводы

1. На основе анализа работ по исследованию ременных передач и существующих конструкций выявлено, что проведенные до сего времени исследования являются в основном экспериментальными и направлены на получения эмпирических зависимостей для расчета параметров ременных передач. Недостаточно разработаны теоретические исследования ременных передач с переменными параметрами. Отсутствуют исследования по кинематике ременных передач с составными шкивами и упругими элементами.

2. Разработаны новые схемы ременных передач с составными шкивами и упругими элементами, позволяющие не только расширение кинематических возможностей, но и сглаживание скоростных режимов движения шкивов передачи.

3. Получены кинематические характеристики ременной передачи с составным натяжным роликом с упругим элементом. Выведены выражения для определения передаточного отношения и угловой скорости ведомого шкива ременной передачи.

4. На основе численного решения задачи, получены закономерности изменения угловой скорости и углового ускорения ведомого шкива, а также передаточного отношения ременной передачи в зависимости от изменения перемещения радиуса натяжного ролика. Построены графические зависимости изменения размаха колебаний угловой скорости, углового ускорения ведомого шкива ременной передачи в функции перемещения натяжного ролика. Выявлено, что для уменьшения размаха колебаний угловой скорости и углового ускорения рекомендуется выбрать $\Delta \leq 1,5-20_{\text{мм}}$.

5. Установлено, что увеличение размаха колебаний угловой скорости ведомого шкива за счет изменения радиуса натяжного ролика можно компенсировать путем выбора значений перемещения Δ натяжного ролика.

6. Получены закономерности изменения передаточного отношения ременной передачи при изменении значений перемещения натяжного ролика.

7. На основе обработки экспериментальных исследований изучены закономерности изменения крутящих моментов на главном и нижнем валах, а также на валу электродвигателя технологической машины при использовании различных марок резин в качестве упругих втулок в составных ведомых шкивах ременных передач привода при выполнении техпроцесса.

8. Установлено, что увеличение крутильной жесткости упругих втулок ведомых шкивов ременных передач приводит к уменьшению размаха колебаний крутящих моментов и угловых скоростей по нелинейной закономерности. В качестве упругих втулок ведомых шкивов ременных передач привода машины наиболее приемлемыми является использование марки резины 3820MBCS с крутильной жесткостью 240-310 Н/рад, при которых обеспечивается ,  и .

9. приведен анализ изменений средних значений размаха колебаний крутящих моментов и угловых скоростей на главном и нижнем валах, а также на валу электродвигателя при увеличении коэффициента крутильной жесткости упругих втулок ведомых шкивов ременных передач швейной машины.

Для безопасной эксплуатации очистителя надо соблюдать все правила техники безопасности и оберегаться опасных мест машин. Безопасность Обслуживания машины обеспечивается наличием опасных местах надежных защитных и предохранительных устройств.

В технологическом процессе переработки хлопка-сырца интенсивно выделяется вредные вещества, которые являются главным источником профессиональных заболеваний. Предлагаемая система очистки переработанного воздуха соответствует санитарно-гигиеническим требованиям в СОЦ, ОЦ и в территориях хлопкозавода.

Одним из главных факторов является пожарная безопасность. Анализ статистических данных показали что, предлагаемая система обнаружения и тушения пожара является эффективной и надежной системой пожаротушения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каримов И.А. Биз келажакни ўз кўлимиз билан қураимиз. “Ўзбекистон” 1999. 410 б
2. Воробьев И. И. Ременные передачи. М.: Машиностроение,-1979. - 168 с.
3. А.Джураев ва бошқалар. Ўзгарувчан узатиш нисбатли тасмали узатмаларнинг кинематик ва динамик тахлили “Фан ва технология” нашриёти, Тошкент 2013. 160 б
4. Мирхамидов Д.Х. Разработка и обоснование параметров механизма рабочих органов очистителя хлопка-сырца ЧХ-3М2 “Мехнат”: Дис. ... канд. тех. наук. -Тбилиси, -1988. -151 б.
5. Мухитов Н.Н. . Разработка и обоснование рабочих параметров ременной передачи с механизмом переменного натяжения ремня: Дис. ... канд. тех. наук. –Ташкент, 1993. -132 б
6. Мирзаханов Ю.У. Разработка и обоснование параметров транспортёра с центрирующим натяжным устройством разборщика бунтов хлопка-сырца: Дис. ... канд. Тех. Наук. Ташкент ТИТЛП 1998. 134 б
7. Давидбоев Б.Н. Жўраев А.Ж., Мирзаханов Ю.У. Жеенбаев Ж.Т Расчет плоскоременных передач с центрирующими натяжными устройствами. Бишкек: «Технология» 2000. 115 б
8. Эргашев М., Максудов Р., Усмонкулов А., Теория расчета натяжения ремня передаточного механизма, движущегося в стационарном режиме. Ташкент: Фан, 2004. 257 б
9. Максудов Р.Х Джураев А.Д, Султонов Д.З, Маматов Д.А. Анализ удлинений ветвей ременной передачи. «Проблемы текстиля (научно-технический журнал). № 1.» 2003 3 б
10. Максудов Р.Х Методика оценки натяжения ветвей ремня механизма привода. «Вестник Таш ГТУ. (илмий-техник журнал) №4» 2008 3 б
11. Максудов Р., Эргашев М., Усмонкулов А.К., Курбонова З.М. Определение натяжения ремня передаточного механизма с тремя шкивами. «Технология текстильной промышленности (научно-технический журнал ИГТА, Россия) №4», 2003 5 б

12. Жураев А.Ж., ва бошк. Машина ва механизмлар назарияси. Т. «Ғофур Ғулом», 2004. 592 б
13. Джўраев А., Турдалиев В., Мансурова Д., Ўзгарувчан узатиш нисбатли тасмали узатмани кинематик ҳисоби. // Журнал, Тўқимачилик муаммолари, - Тошкент, 2008 -№1. 69-72 б
14. Максудов Р.Х., Парпиев А.П., Эргашов М, Усмонқулов А.К. Методика расчёта натяжения ремня передаточного механизма, движущегося в стационарном режиме ($d_1 < d_2$). // «Вестник ГулГУ. (научный журнал) №1», 2003. 6 б
15. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев, Наукова Думка, 1986. -288 б
16. Джураев А.Д., Моделирование динамики машинных агрегатов хлопкоперерабатывающих машин. – Т. «Фан» 1984. -126 б
17. Максудов Р.Х., Эргашев М. Моделированные вращения передаточных механизмов с учётом свойства материалы гибкого ремняю –Т. «Международная конференция. Посвященная памяти академика Х.А. Рахматуллина». 2009. -5 б
18. Джураев А. Динамика рабочих механизмов хлопкоперерабатывающих. – Т. «Фан» , 1987. -188 б
19. Вирабов Р. В. Пространственная теория клина и ее применение к коническим муфтам и фрикционным передачам // Труды семинара по ТММ. - 1963. - Т. XIУ, вып. 53. -с. 20-46.
20. А.Джураев и др. Расчет плоскоремённых передач с центрирующими натяжными устройствами, Изд. Технология, 2000, Бишкек, 116с.
21. А.Джураев, В.М.Турдалиев, Р.Х.Максудов. Кинематический и динамический анализ ременных передач с переменными передаточными отношениями, Изд. «Фан ва технология » Ташкент, 2013, 160 с.
22. Березовский Ю.Н. Детали машин. -М.: Машиностроение, 1983. -384 с.
23. Павлов Я. М. Детали машин. -М.: Машиностроение, 1998. -448 с.
24. А.С. №1709145.1992 Б.И.№4. «Передача с гибкой связью». Нурулин Р.Г.

25. А.С.№1714254.1992 Б.И.№7. «Устройство для натяжения гибкого элемента передачи». Онищенко С.А.
26. А.С.№1714253.1992 Б.И.№7. «Автоматические устройства». Калинин Д.А., Полетун С.К.
27. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бусступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). -М.: Машиностроение, 1997. -404 с.
28. К.Д.Джаманкулов, Г.М.Джаманкулова, Ременная передача, Патент № 506 КГ, Бишкек, Опубл. в БИ.№ 2004,№2.
29. Светлицкий В.А. Передачи с гибкой связью. М.: Машиностроение.' 1997. - 153 с.
30. Кустенко И. К теории механизма самонатяжения клиноременных передач. Теория механизмов и машин. Республиканский межведомственный сборник. / Выпуск 3. - Харьков. - 1967.
31. Норер Н. Selestsoannenda Eieraentriebe-Technische Rund-ochau. - 1987. - 3d. 55, - -№ 55
32. А.Джураев и др. Ротационные механизмы технологических машин с переменными передаточными отношениями. Ташкент «Мехнат» 1990. с. 223.