

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ДИЗАЙНА И ТЕХНОЛОГИИ

На правах рукописи

Гаврилов Алексей Николаевич

ИССЛЕДОВАНИЕ И УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЫЧАЖНО-
СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ РЕМИЗНОГО ДВИЖЕНИЯ ТКАЦКИХ МАШИН

Специальность 05.02.13 – Машины, агрегаты и процессы
(легкая промышленность)

Диссертационная работа
на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
кандидат технических наук,
доцент Хозина Е.Н.

Москва 2014

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Глава 1. Литературный обзор.....	9
1.1. Основные функции зевобразующего механизма.....	9
1.2. Анализ существующих кинематических схем рычажно-стержневых механизмов привода ЗОМ.....	10
1.3. Анализ связи натяжения нитей основы с параметрами зева.....	15
1.4. Анализ кинематики, кинетостатики и динамики зевобразующего механизма.....	17
Глава 2. Технологический раздел.....	23
2.1. Фазы зевобразования, расчет высоты зева и перемещения ремизки.....	23
2.2. Натяжение основы при зевобразовании.....	39
2.2.1. Рабочие зоны ткацкой машины.....	39
2.2.2. Расчет величины деформации основной нити при зевобразовании.....	42
2.2.3. Расчет натяжения основной нити при зевобразовании, её воздействия на галево и ремизную рамку.....	49
Глава 3. Исследование рычажно-стержневых систем ремизного движения.....	57
3.1. Классификация зевобразующих механизмов по структурным звеньям и избыточным кинематическим связям.....	57
3.2. Использование четырехзвенников в качестве передаточного механизма в ЗОМе.....	66
3.3. Анализ распределения передаточного отношения по ступеням привода ремиз.....	80
3.4. Приведение моментов инерции и инерционных масс к ведущему звену рычажно-стержневого механизма.....	93
3.5. Расчет диссипативных моментов на рычагах рычажно-стержневой передачи ЗОМа.....	104
3.6. Модернизация ЗОМа ТМ типа СТБ(У).....	155
3.6.1. Разработка новой кинематической схемы.....	116
3.6.2. Изменения конструкции отдельных узлов и деталей.....	122
Глава 4. Кинето-статический анализ зевобразующего механизма.....	126
4.1. Назначение, технологические, геометрические и массовые параметры ремизных рам, галев и ремизок.....	126

4.2.	Расчет рабочих нагрузок в ремизе ткацкой машины.....	137
4.3.	Экспериментальное исследование зевобразующего механизма ткацкой машины типа СТБ(У).....	153
Глава 5.	Динамический анализ зевобразующего механизма.....	165
5.1.	Исследование динамической модели ЗОМа.....	166
5.2.	Анализ результатов расчета динамических моделей.....	171
Общие выводы.....		176
Литература.....		178
Приложение 1.....		188
Приложение 2.....		195
Приложение 3.....		201

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время мировая тенденция развития ткацкого оборудования связана с использованием ткацких машин (ТМ) в которых прокладывание уточных нитей осуществляется с помощью гибких рапир или воздуха. Несмотря на эту тенденцию, ТМ с малогабаритными прокладчиками утка (СТБ и СТБУ), являются наиболее универсальными, это связано с большим разнообразием ширин от 180 до 550 см этих ТМ, кроме того, имеется ряд тканей, которые могут быть выработаны только на этом виде оборудования.

Анализ работы ТМ с микропрокладчиками показал, что имеются возможности повышения их производительности и расширения ассортимента вырабатываемых тканей. В связи с этим, перед отечественным текстильным машиностроением стоят задачи по дальнейшему совершенствованию этого типа оборудования.

Для решения поставленных выше задач требуется более глубокое изучение работы ТМ типа СТБ и СТБУ и постоянное совершенствование методов расчета и проектирования их основных механизмов и узлов.

При изучении работы ТМ и проектировании как машины в целом, так и отдельных ее механизмов, следует использовать системный подход и модульный принцип. Системный подход предполагает рассмотрение ТМ как совокупности связанных между собой и в то же время различных модулей. Системный подход становится определяющим методологическим основанием технического мышления. Единство технической системы, подчинение всех механизмов системе, системность в проектировании системы – таковы исходные установки системного подхода.

Научная и практическая значимость перечисленных проблем, их недостаточная разработанность определили выбор темы диссертационной работы, ее направленность и структуру.

Актуальность работы. Высокоскоростная ТМ с микропрокладчиком уточной нити типа СТБ(У), предназначенная для выработки широкого ассортимента тканей. Опыт эксплуатации ТМ типа СТБ(У) выявил недостатки в ра-

боте отдельных механизмов, в частности зевообразующего. Зевообразующий механизм (ЗОМ) осуществляет первую фазу рабочего процесса ткачества. Он представляет собой многозвенный кулачково-рычажный механизм, состоящий из большого числа (до 24) параллельно работающих звеньев. От работы ЗОМа зависит качество вырабатываемой ткани и производительность ТМ. Кроме того надежность и работоспособность ЗОМа является определяющим фактором функционирования остальных тканеобразующих механизмов ТМ и диапазон их использования. Конструктивно ЗОМ ТМ состоит из двух механизмов: механизм привода, обеспечивающий заданный технологический закон и передаточного механизма приводящего в движение ремизные рамы (МРД), и тем самым обеспечивая требуемые технологические параметры зева. Основная функция МРД – обеспечивать устойчивую передачу движения к ремизной раме с ремизками с минимальным искажением закона перемещения. Механизм привода, кроме основной функции обеспечения заданного закона движения ремизок, должен преодолевать значительные инерционные и технологические нагрузки. Поэтому, как к приводу, так и к МРД должны предъявляться жесткие требования. Для удовлетворения всех требований предъявляемых к ЗОМу необходимо провести его усовершенствование, поэтому диссертационная тема «Исследование и усовершенствование рычажно-стержневых систем ремизного движения ткацких машин» является актуальной.

Цель и задачи исследования. Исследование и усовершенствование рычажно-стержневой системы приводящей в движение ремизные рамы ТМ типа СТБ(У) с целью обеспечения заданного закона движения ремизок, снижения инерционных и технологических нагрузок, расширение ассортиментных возможностей, также повышению производительности.

Исследования проводились по следующим основным направлениям:

- обобщение опыта проектирования ЗОМов полученного предыдущими исследователями;
- классификация ЗОМов по количеству групп Асура и избыточных связей, степени подвижности;

- рассмотрение взаимодействия нити основы с глазком галева и выявление его влияния на движение ремизки;
- оценка влияния избыточных связей псевдо плоского механизма привода ремиз;
- разработка методики распределение общего передаточного отношения по всем ступеням механических передач для мультипликатора и редуктора;
- исследование влияние типа размеров ремизных рам, галев и галевоносителей на процесс зевобразования;
- кинето-статический анализ ЗОМа с учетом технологических и инерционных нагрузок;
- разработка новой кинематической схемы рычажно-стержневой системы ЗОМа для ТМ типа СТБ и СТБ(У);
- модернизации деталей и узлов ЗОМа;
- динамическое исследование модернизированного механизма.

Объект и методика исследования. За объект теоретического исследования принят зевобразующий механизм на ТМ. При проведении теоретических исследований использовались методы теории машин и механизмов, аналитической и вычислительной математики и компьютерного моделирования в среде MathCad с использованием встроенных численных методов. Экспериментальные исследования выполнены на Монинском х/б с использованием стандартной измерительной аппаратуры. Достоверность полученных результатов обусловлена логической непротиворечивостью и аргументированностью доказательств, обоснованным использованием законов физики и математики при моделировании исследуемых процессов, удовлетворительным соответствием полученных результатов с экспериментальными данными.

Научная новизна. В работе впервые теоретически обосновано распределение передаточных отношений по степеням для механических передач типа редукторов и мультипликаторов обеспечивающих снижения нагрузок. Предложена методика расчета рабочих нагрузок в ремизной раме ТМ типа СТБ и СТБУ для всей гаммы заправочных ширин с учетом ассортимента. Теоретиче-

ски обоснован выбор ремизных рам, галев и галевоносителей. Предложена методика определения суммарного приведенного момента на любом базовом звене с использованием передаточных отношений. Разработана новая кинематическая схема рычажно-стержневой системы приводящей в движение ремизные рамы ТМ типа СТБ и СТБУ с оптимальным распределением передаточного отношения, позволяющая снизить нагрузки в приводе и уменьшить искажения заданного закона движения.

Полученные в работе результаты является основой для разработки последующих технических решений на этапах проектирования и модернизации механических передач.

Практическая значимость и реализация результатов. Разработана методика распределение общего передаточного отношения по всем ступеням механической передачи, позволяющая обеспечить минимизации приведённой силы в приводе механизма. Проведена модернизация кинематической схемы ЗОМа ТМ типа СТБ и СТБУ позволившая снизить инерционные и технологические нагрузки и тем самым повысить надежность и долговечность механизма. В модернизированной конструкции ЗОМа предложено существенно снизить количество избыточных связей путем установки шарниров с большим числом степеней свободы. Предложена модернизация конструкции ремизных рам из условия, чтобы их масса не превышала массы ремизок с витыми галевами и использовать для их изготовления композитные материалы. Обоснована возможность повышения производительности ТМ типа СТБ и СТБУ за счет предлагаемой модернизации.

Реализация работы будет осуществлена в учебном процессе и в планах НИР Московского государственного университета дизайна и технологии, в предложениях по формированию программ НИР и ОИР для текстильных машиностроительных предприятий, при наладке, эксплуатации и модернизации ТМ типа СТБ(У).

Апробация результатов работы. Основные положения работы доложены и получили положительную оценку:

- на семинарах кафедры «Технологические машины и оборудование»;
- на Всероссийской научно-технологической конференции «Современные технологии и оборудование текстильной промышленности» (Текстиль — 2011, 2012). М.: МГТУ им. А.Н. Косыгина;
- на Межвузовской научно-технической конференции аспирантов и студентов «Молодые учёные – развитию текстильной и легкой промышленности» (ПОИСК – 2013). Иваново;
- на 65-ой межвузовской научно-технической конференции молодых ученых и студентов «Студенты и молодые ученые КГТУ производству». Кострома, КГТУ, 2013;
- на Международной научно-технической конференции «Дизайн, технологии и инновации в текстильной и легкой промышленности». М.: МГУДТ, 2013.

Публикации. По результатам диссертации опубликовано 10 научных работ, в том числе 3 статьи в журналах из списка ВАК.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, приложений и библиографии из 108 наименований, изложенных на 210 страницах, из которых 23 занимают приложения, и включает 70 рисунков и 79 таблиц.

ГЛАВА 1. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР

1.1. Основные функции зевообразующего механизма

Зевообразующий механизм (ЗОМ) осуществляет первую фазу рабочего процесса ткачества. С помощью галев он перемещает основу, образуя пространство – зев, в который прокладывается уток. От работы ЗОМа зависит качество вырабатываемой ткани и производительность ткацкой машины (ТМ). Кроме того надежность и работоспособность ЗОМа является определяющим фактором функционирования остальных тканеобразующих механизмов ТМ и диапазоны их использования.

Конструктивно ЗОМ ТМ состоит из двух механизмов: механизм привода, обеспечивающий заданный технологический закон и передаточного механизма приводящего в движение ремизные рамы (МРД), и тем самым обеспечивая требуемые технологические параметры зева.

Основная функция МРД – обеспечивать устойчивую передачу движения к ремизной раме с ремизками с минимальным искажением заданного закона перемещения задаваемого проводом. Механизм привода, кроме основной функции обеспечения заданного закона, должен преодолевать значительные инерционные и технологические нагрузки. Поэтому, как к приводу, так и к МРД должны предъявляться жесткие требования.

С внедрением бесчелночного ткачества требования к ЗОМу еще более повысились. Это связано с тем, что современные нитепрокладчики на бесчелночных ТМ обладают рядом конструктивных особенностей (малый вес нитепрокладчика, большая длина и гибкость рапир), которые могут приводить к нежелательным последствиям взаимодействия нитей основы с прокладчиком утка.

При выработке ткани различного ассортимента необходимо устанавливать различное натяжение нитей основы для каждого артикула ткани. Натяжение основы зависит от величины угла зева. При уменьшении угла зева снижается натяжение основы, однако при этом уменьшается время, за которое проклад-

чик может без касания с нитями основы двигаться в зеве, что приводит к увеличению скорости его пролета, что в свою очередь вызывает перенапряжение боевого механизма ТМ. Осуществление таких режимов работы требует тщательной наладки параметров зева, индивидуальной установки каждой ремизки и согласования работы ЗОМа с боевым механизмом ТМ.

Высокоскоростная ТМ с микропрокладчиком уточной нити типа СТБ(У), предназначенная для выработки широкого ассортимента тканей для которого требуется обеспечить установку и изменения параметров зева в широких пределах. При этом работа ЗОМа должна обеспечивать максимальную эффективность и минимальную обрывность основы в процессе формирования ткачества.

Анализ литературы, касающихся ЗОМа, показал наличие преобладающего количества источников по исследованию привода, что объясняют важность данного узла как силового органа. В качестве привода используются каретки или кулачковые механизмы. Все исследования приводов были связаны с обеспечением скоростных возможностей ТМ, с точки зрения, передаваемых усилий и получения требуемых законов движения.

1.2. Анализ существующих кинематических схем рычажно-стержневых механизмов привода ЗОМ

Приводной механизм в конструктивно-кинематической схеме МРД может быть внутри остова ТМ, с нижним или верхним расположением. Существует большое многообразие схем МРД, входящие в состав их ЗОМов и применяемых на разных типах ТМ: АТ, АТПР, СТР, СТП, СТБ и СТБУ.

В настоящее время на скоростных ТМ привод ЗОМа расположен с внешней боковой стороны остова. При таком расположении привода используется многозвенный шарнирно-стержневой МРД. Классической схемой является механизм ТМ Sulzer [55] и его отечественного аналога ТМ типа СТБ и СТБУ [58, 19, 79]. Кинематическая схема этих механизмов показана на рис. 1.2.1.

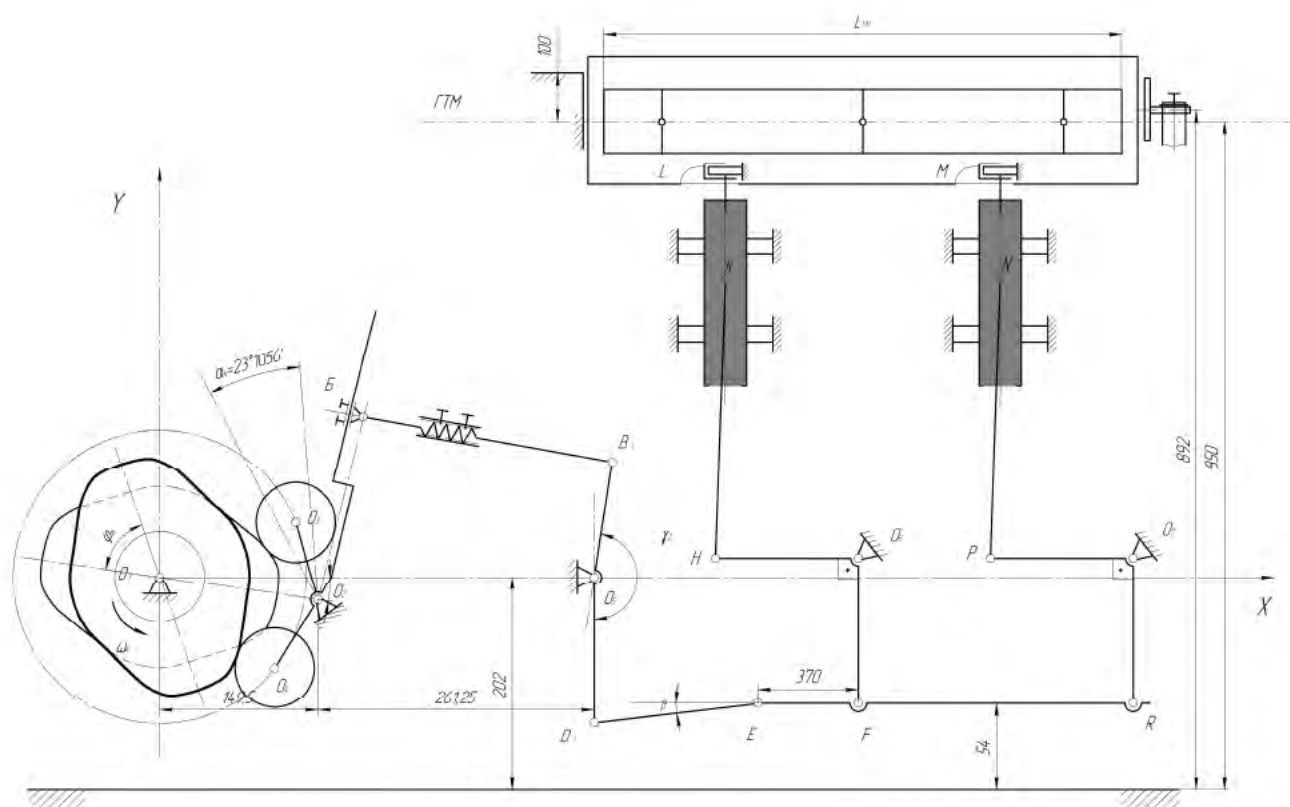


Рис. 1.2.1. Схема зевообразовательного механизма ткацких машин Sulzer и СТБ(У)

Схема представляет собой многосвязный кулачково-рычажный механизм с регулировкой шарнирных соединений Б и Д и изменением длины тяги БВ. Механизм универсален, т.е. может быть использован как с кулачковым приводом так и с ремизоподъемной кареткой. Зевообразующий механизм, построенный по данной схеме, достаточно надежно работает как на широких, так и на узких ТМ. К недостаткам данного механизма можно отнести его многосвязность. В связи с этим для проектирования более скоростных ТМ основной задачей стало поиск решений по сокращению количества звеньев и снижение инерциальных нагрузок в звеньях механизма.

Подобная схема с таким же расположением механизма применяется на ТМ типа АТПР [14], схема которого представлена на рис. 1.2.2. Данный привод обеспечивает легкий доступ к механизму для его наладки и обслуживания.

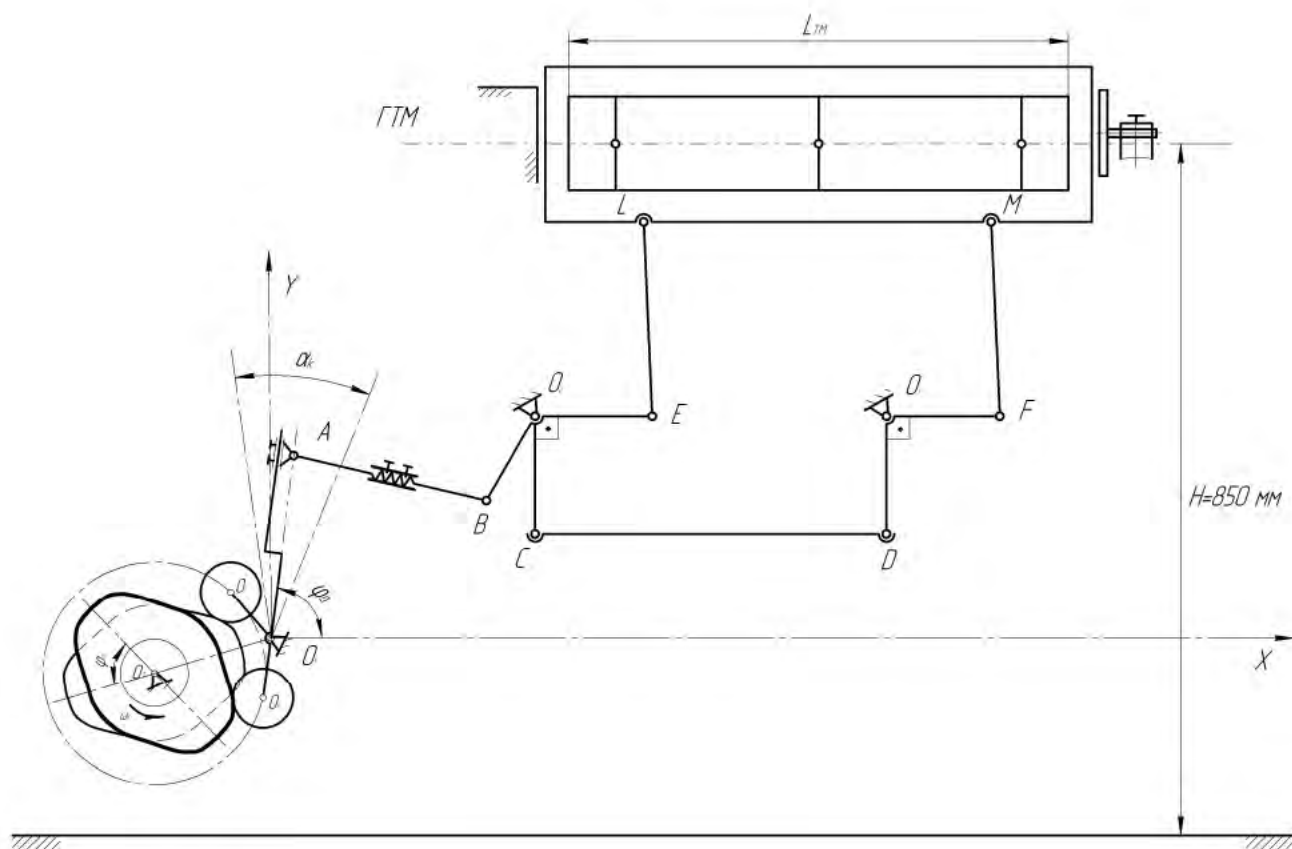


Рис. 1.2.2. Схема ЗОМ ткацкой машины АТПР-100-4

Представленный механизм отличается укороченной кинематической схемой, в качестве привода может использовать кулачковый механизм или ремизоподъемную каретку. Но, несмотря на сокращение кинематической схемы, он имеет ряд недостатков связанных с точностью изготовления звеньев механизма, с их физико-механическими и геометрическими характеристиками, а так же с невозможность использования данной схемы на широких ТМ из-за их конструктивно-технологических особенностей.

Этого недостатка лишен зевобразовательный механизм, используемый в ЗОМе ткацкой гидравлической машины Н-105-В [19, 84]. В этом устройстве в качестве привода используется кулачковый механизм, расположенный внутри остова ТМ. Схема такого механизма показана на рис. 1.2.3.

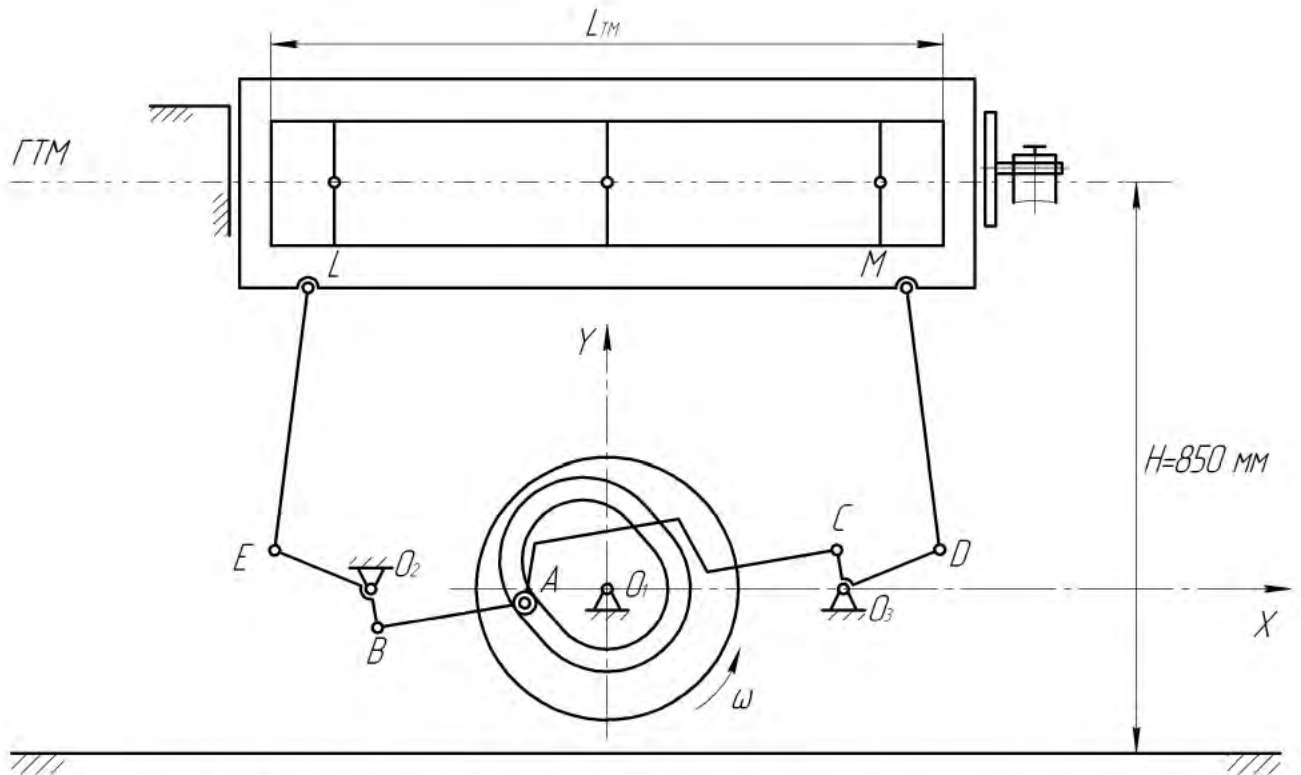


Рис. 1.2.3. Схема ЗОМ гидравлической ткацкой машины Н-105-В

По сравнению с ЗОМом ТМ типа СТБ(У) и АТПР механизм, приведенный на рисунке 1.2.3., имеет минимальное число шарниров, необходимых для передаточной цепи механизма с кинематическим замыканием. Но данный механизм имеет существенный недостаток: затруднен доступ для наладки и обслуживания его привода.

В зевобразовательных устройствах с верхним расположением привода ЗОМ в настоящее время выполняется с гибкими звеньями, связывающими выходное звено механизма привода (коромысло) непосредственно с ремизной рамкой (рис. 1.2.4).

По количеству звеньев, участвующих в передаче движения, наиболее привлекательной является схема с гибкими связями. Однако данная схема ограничена в применении на широких ТМ. Это связано со значительной протяженностью гибких звеньев и большой податливостью длинных гибких связей, а также недостаточной изученности изменения их деформации в процессе длительной работы.

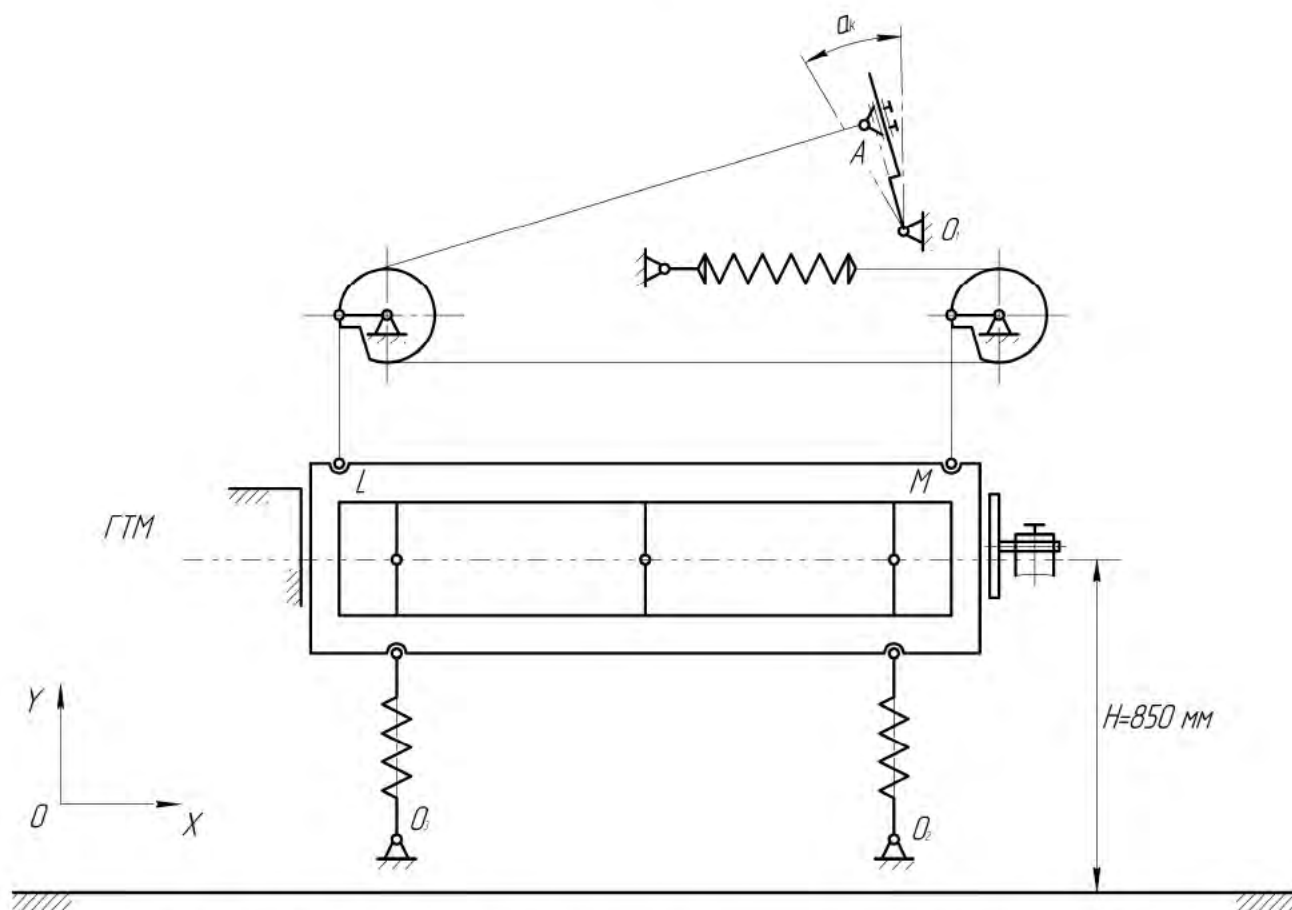


Рис. 1.2.4. Схема ЗОМ с силовым замыканием фирмы Stäubli

В статье Коянга Феуда [35] приводится описание кинематических схем ЗОМов ТМ различных моделей. Рассмотрены ЗОМы различных типов: кулачково-рычажные, ремизоподъемные каретки, жаккардовые машины. Всего представлено и описано 16 кинематических схем ЗОМ. Указаны области применения, а также преимущества и недостатки ЗОМ различных схем. Дан краткий обзор исследований по технологическому процессу зевобразования.

Классификацией ЗОМов занимались такие известные учёные как О. Толовашек [84], В.И. Терентьев [88], которые использовали в качестве критериев классификации следующие признаки: число подвижных и неподвижных шарниров КС до крепления ремизки, количество звеньев и т.д. Сравнительный анализ КС осуществлялся по принципу равенства числа шарниров до точки соединения ремизки и приводного механизма. Однако такая классификация раскрывает лишь численные характеристики сложности КС, но не даёт понятия о ки-

нематической структуре КС МРД и ЗОМ, не вскрывает её кинематических, монтажных и прочностных свойств.

Авторами статьи Е.Г. Васильевой, Ю.Ф. Ерохиным и др. [12] была предложена модернизация существующего кулачкового зевобразовательного механизма, устанавливаемого на челночных ТМ типа СТБ(У) и АТПР, пневматических и ряде других. Механизмы этих ТМ наиболее просты по конструкции и позволяют использовать их на высокоскоростном оборудовании. Авторами выявлены недостатки существующего кулачкового ЗОМа. Для изменения рапорта переплетения приходится менять как кулачки, так и передаточное отношение. Кроме того, в условиях рыночной экономики имеет значение высокая стоимость изготовления кулачков. Предложенный новый кулачковый ЗОМ дает возможность расширить ассортимент выпускаемых тканей, используя при этом лишь кулачки для выработки ткани полотняного переплетения.

1.3. Анализ связи натяжения нитей основы с параметрами зева

В работе И.М. Дрохлянского [20] рассмотрена деформация основных нитей, в зависимости от вида зева, при зевобразовании на ТМ типа СТБ.

В статье Комаровой Т.А. [30] для ТМ типа АТПР проведена оценка формул расчета деформации вследствие зевобразования и приращения натяжения, полученной от этой деформации. Анализ результатов доказывает целесообразность использования формулы для расчета деформации, учитывающей величину приборной полосы и положение основонаблюдателя по высоте, т.к. использование ранее приближенных формул дает заниженный результат деформации, а значит и приращения натяжения для верхней части зева и завышенный – для нижней части зева.

В статье Чугина В.В., Ялинича С.М. [99] рассмотрена равномерность распределения нагрузки растяжения между нитями от ремизок в фазе раскрытого зева определяющая некоторые из основных параметров процесса ткачества: чистоту зева, разнотяннутость ветвей зева, качество прокладывания утка на

пневматических и пневморепирных ТМ и, в конечном итоге качество ткани и производительность оборудования. Для принятия оптимального решения о параметрах заправки ТМ технологу на производстве необходимо иметь информацию о распределении нагрузки на нити основы. В результате исследований установлено, что натяжение нитей ремизками в каждой ветви и между ветвями в фазе раскрытого зева в значительной степени зависит от вида переплетения ткани и проборки в ремизы, то есть от формулы цикла зевообразования. С увеличением различия в количестве основных и уточных перекрытий вдоль одной нити основы в пределах раппорта по утку растет и неравномерность натяжения нитей ремизками в цикле зевообразования. Предложена методика оценки разнотянутости нижней и верхней ветвей зева ремизками в цикле зевообразования с помощью коэффициента разнотянутости ветвей. С целью выравнивания натяжения ветвей зева в фазе раскрытого зева и создания их разнотянутости в фазе приобоя рекомендуется разработать для АТПР-100 специальный механизм типа ценового уплотнителя с кулачковым приводом.

В статьях Ефремова Е.Д., Ефремова Д.Е и др. [22] установлено, что под воздействием основной нити галево ремизки при зевообразовании отклоняется в сторону передней части зева, что, в свою очередь, влияет на натяжение нити. Получены формулы, описывающие силовое взаимодействие нити с галевом, которые учитывают сопротивление галева прогибу, изменения геометрии зева при отклонении глазка галева. Определяются условия возможности проскальзывания нити через глазок галева и натяжение нити в этих условиях. Количественная оценка показала, что в процессе зевообразования нить не движется через глазок галева. Отклонение галева выравнивает натяжение основной нити в частях зева.

В статье Терентьева В.И. [86] дана методика определения технологической нагрузки, действующей на ремизные рамки ТМ в процессе ткачества. В отличие от существующих способов расчета данная методика учитывает упругие и диссипативные свойства заправки ТМ и может быть использована для расчета ЗОМ и параметров заправки.

Развитие теории и практики высокоскоростного ткачества обратило внимание исследователей на комплексный подход к анализу процесса зевообразования на основе упругой заправочной линии ТМ. Вслед за В.А. Гордеевым [14] такой подход в разработке метода проектирования зевообразовательных механизмов был осуществлен В.И. Терентьевым [87]. В этой работе показана взаимосвязь конструкции ЗОМ с качеством процесса зевообразования, и для анализа разработаны математические модели кинематики и кинетостатики. Показана степень влияния масс отдельных звеньев ЗОМ на нагрузки.

В этой связи в рамках проводимой работы представляют интерес исследования, выполненные Е.Д. Ефремовым. В частности, в его статье [21] было показано, что в процессе зевообразования галева под действием нитей основы прогибаются в переднюю, часть зева, что приводит к уменьшению разности между натяжениями нити в передней и задней частях зева. Полученная зависимость доказывает, что для практики с достаточной степенью точности можно считать натяжения нити основы в передней и задней частях зева равными, т.е. существенно упростить зависимости, учитывающие натяжение нитей основы в зоне зева.

1.4. Анализ кинематики, кинетостатики и динамики зевообразующего механизма

В работе А.П. Топилина и др. [92] проведено экспериментальное определение усилий в «тензометрическом звене» ЗОМа ТМ типа СТБ. Произведен расчет ролика и кулачка на износ рабочей поверхности по максимальному усилию.

В статье В. Вималавееровой [103] дана обобщенная картина нагрузок ЗОМа челночных, бесчелночных и пневматических ТМ с учетом основных действующих сил.

При определении нагрузок на ЗОМ авторы обращают внимание на факторы, которые, по их мнению, наиболее существенно влияют на величину напря-

жений и деформаций – число оборотов главного вала, натяжение нитей основы, величину перемещения ремизной рамы и привода, но взаимодействие всех этих факторов авторами дается приближенно.

На основании анализа полученных данных, хорошо коррелирующихся с экспериментальными данными, авторы делают вывод, что решающим фактором нагружения ЗОМ является динамическая нагрузка. С целью повышения надежности работы ремизной рамы должна быть снижена масса рам и деталей ЗОМ и уменьшен до минимума угол их выстоя.

В работах Орнатской В.А., Селиверстовой М.С. [62] дается оценка конструкции ЗОМ ТМ фирмы «Sulzer» по некоторым кинематическим и динамическим показателям работы. В частности, проводятся кинематическое исследование ЗОМ для двух вариантов наладки механизма:

- при максимально допустимой на ТМ высоте зева исследовался закон движения 10-й ремизки с целью получения значений максимально возможных скоростей и ускорений;

- при практически применяемой высоте зева исследовался закон движения 4-й ремизки с целью получения значений скоростей и ускорений в обычном режиме работы ТМ.

Дана оценка величин инерции от ремизных рам (при 4-й и 10-й ремизных заправках), действующих на ЗОМ ТМ фирмы «Sulzer» при выработке обычных и сложных переплетений.

Сделан вывод о соизмеримости сил инерции с величинами технологических нагрузок на ремизную раму (в случае с 4-й ремизкой заправки ТМ) и превышении сил инерции над технологическими нагрузками (при 10-й ремизной заправке ТМ и при выработке сложных переплетений). Последнее обстоятельство свидетельствует о необходимости проведения силового анализа ЗОМ с учетом сил инерции его звеньев, в том числе и ремизок. Из работ следует, что при проектировании и расчете ремизных рам необходимо учитывать не только технологические нагрузки, но и инерционные, т.к. на скоростных ТМ они могут значительно превышать технологические.

Для кинематического исследования в работах используется метод планов скоростей и ускорений. Этот метод является чрезвычайно громоздким и не дает высокой точности результатов.

Исследования Седея О.Я. [76] посвящены работе ЗОМ ТМ типа СТБ. В диссертации дан обзор и классификация зевобразовательных механизмов. Предложены пути повышения срока службы деталей ЗОМа. Установлено, что для улучшения динамики работы ЗОМ, в частности, ремизной рамы, необходимо установить зазор в паре кулачок-ролик до 0,2–0,5 мм. Это позволяет в совокупности с другими мерами повысить долговечность ремизоподъемного механизма в 2,0–2,5 раза. Уменьшение зазора в кулачках улучшает передачу движения ремизным рамам по задаваемому закону.

Торицыным С.В. [92] были получены непрерывные функции равновесия динамических сил в ЗОМе при силовом пружинном замыкании ремизных рам с приводом ТМ. Теоретически доказана возможность достижения для широкой ТМ скоростного режима до 450 мин⁻¹. Определены условия виброизоляции и оптимизации механических и технологических параметров. Выполненные теоретические исследования ЗОМа с упругим замыканием ремизных рам с приводом ТМ. Предлагаемая модернизация после ее экспериментальной проверки может быть использована для различных типов ЗОМ современных ТМ.

В статье Седея О.Я. и Агаповой И.И. [77] были определены деформации звеньев кулачковых ЗОМ при выработке тканей средних плотностей по основе и утку. При выработке более плотных технических тканей деформация этих звеньев увеличивается, что может привести к искажению закона движения ремиз, неравномерному износу шарнирных соединений и снижению надежности работы механизма. Используются методы теоретического расчета деформаций и экспериментальный метод определения масс и моментов инерции, необходимых для силового расчета. Для определения натяжения нитей основы при зевобразовании использован тензометрический метод. Результаты работы могут быть использованы при конструктивной доработке ЗОМ ТМ типа СТБ. Был сделан вывод, что для исключения деформаций необходимо увеличить жест-

кость оси кулачкового вала и двуплечего рычага путем увеличения площади сечения этих звеньев.

Успасских С.М., Уткина З.Б. [93] провели экспериментальные и графоаналитические исследования законов движения ремизок и берда ТМ типа СТБ-4-330 и ТМ с гибкими рапирами фирмы Зульцер-Рюти типа Р4-190-к16. Подобраны аналитические зависимости для определения кинематических параметров движения ремизок, перемещения, скорости и ускорения в виде гармонического закона. Указанные выше параметры определены аналитически с применением гармонического закона.

Появление конструкции ЗОМов, предложенных фирмой Sulzer, определило направление исследований, связанных с изучением функционирования многозвенного шарнирно-стержневого механизма работающего на существенно более высоких рабочих скоростях. О.Я. Седелем [76] было проведено исследование ЗОМа ТМ типа СТБ на основе его кинематического и кинетостатического анализа. При этом кинематическое исследование проводилось для равноускоренного закона движения ремизок. Основное внимание было уделено нагрузкам на кулачковый привод. Проводилось также исследование влияния зазоров в паре кулачок-ролик и в шарнирных соединениях. Исходя из уровня нагрузок, действующих на привод, решались вопросы оптимизации механизма с учетом влияния заправочного натяжения основы. Проведен синтез кулачка, обеспечивающий снижение инерционных нагрузок. Осуществлена оценка и оптимизация допусков на изготовление элементов механизма.

В связи с ростом рабочих скоростей ТМ появилась необходимость расчета ремизной рамы с учетом не только статических, но и динамических нагрузок. Пекарь Ж.В. [64] был проведен анализ работы ремизной рамы с учетом динамической нагрузки. Была доказана необходимость проведения идентификации динамической модели с помощью АЧХ. Показано, что идентифицированные модели можно эффективно использовать при моделировании на ПЭВМ колебаний ремизной рамы в условиях работы на ТМ типа СТБ. Получать характе-

ристики колебаний при различных сочетаниях числовых значений параметров ремизной рамы и режимов работы ТМ.

В статье Попова Э.А., Хозиной Е.Н. [67] была разработана одномассовая динамическая модель для МРД ТМ типа СТБ(У) с ремизоподъемной кареткой типа КРУ (рис. 1.4.1).

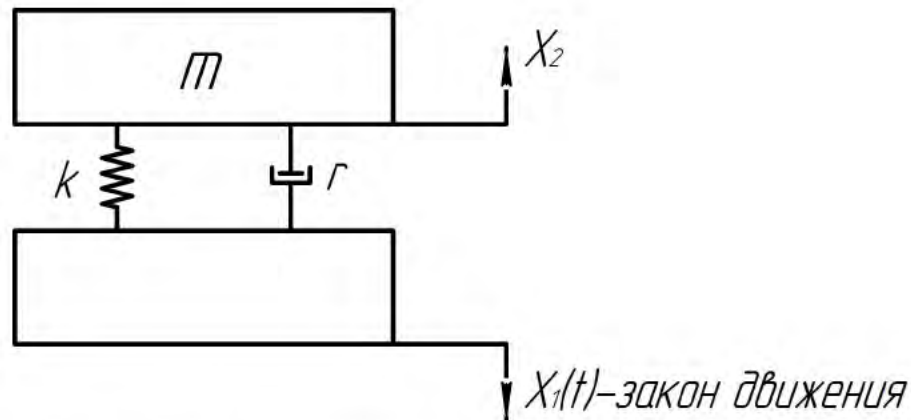


Рис. 1.4.1. Одномассовая динамическая модель ЗОМ

Ремизная рама представлена сосредоточенной массой, равной массе ремизки, установленную через пружину и демпфер на подвижное основание, совершающее движение по заданному закону.

В работе Григорьева А.В. [17] представлены многомассовые динамические модели для МРД ТМ типа АТПР и СТБ(У). Динамический анализ предлагаемых моделей проводился на основе механических цепей, позволивших привлечь в качестве параметров, характеризующих свойства звеньев, упругие показатели звеньев стержневого типа и тем самым существенно расширить возможности аналитических методов анализа. Использование механических цепей позволило автору выявить зону круговых частот вращения главного вала ТМ, которые следует использовать при эксплуатации в зависимости от технологических параметров заправки.

В работе Лебзака А.В. [38] разработана подсистема автоматизированного проектирования законов движения привода ЗОМа, позволяющая в автоматическом режиме получать оптимальные законы движения в зависимости цикловой

диаграммы ТМ, фазового угла положения заступа, вида переплетения ткани, скорости полета прокладчика и частоты вращения главного вала. Разработана подсистема автоматизированная расчета наладочных параметров привода ЗО-Ма, позволяющая устанавливать на ТМ типа СТБ(У) технологический зев любого вида. Представлена подсистема автоматизированного анализа кинематики, кинетостатики и динамики механизма, позволяющая в автоматизированном режиме выявлять наиболее нагруженные элементы механизма и применять полученные результаты для проведения проверочных и конструкторских расчетов на прочность и жесткость. Полученные результаты можно использовать для модернизации машин старой конструкции и для создания новых образцов ткацкого оборудования.

ГЛАВА 2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1. Фазы зевобразования, расчет высоты зева и перемещения ремизки

Технологическим рабочим органом зевобразующего механизма (ЗОМа) ткацкой машины (ТМ) является ремизка, которая состоит из ремизной рамы, оснащенной планками-галевоносителями, галевами, свободно расположенными на этих планках и взаимодействующими с основными нитями, проходящими сквозь глазок каждого галева [55, 54]. Глазок галева, ведущего эти нити может быть расположен как на середине галева, так и быть смещённым от середины. Взаимодействие элементов составляющих ремизку носит нелинейный характер. Нелинейность движения галев и основных нитей видна при детальном рассмотрении процесса их взаимодействия с галевоносителями ремизной рамы. На рис.2.1.1 показана последовательность взаимодействия всех элементов ремизки в процессе образования зева основы на ТМ.

За начало процесса примем верхнее положение ремизки при открытом зеве. Обозначим его как 1-ую фазу движения рабочего органа ЗОМа ТМ – ремизки.

Введем обозначения:

1. M_{Γ} – мах галева, мм;
2. $H_{\Gamma H}$ – рассадка планок галевоносителей, мм;
3. $h_{y\Gamma}$ – длина ушка галева в свету, мм;
4. $d_{\Gamma\Gamma}$ – длина глазка галева в свету, мм;
5. $h_{\Gamma H}$ – ширина планки галевоносителя, мм;
6. $D_{y\Gamma}$ – полный внутренний зазор между планкой галевоносителя и ушком галева, мм;

$$D_{y\Gamma} = h_{y\Gamma} - h_{\Gamma H}; \quad (2.1.1)$$

7. $D_{\Gamma H}$ – зазор между ушком висящего галева и внешней кромкой планки 2-ого галевоносителя, мм;

$$D_{\Gamma H} = M_{\Gamma} - H_{\Gamma H}; \quad (2.1.2)$$

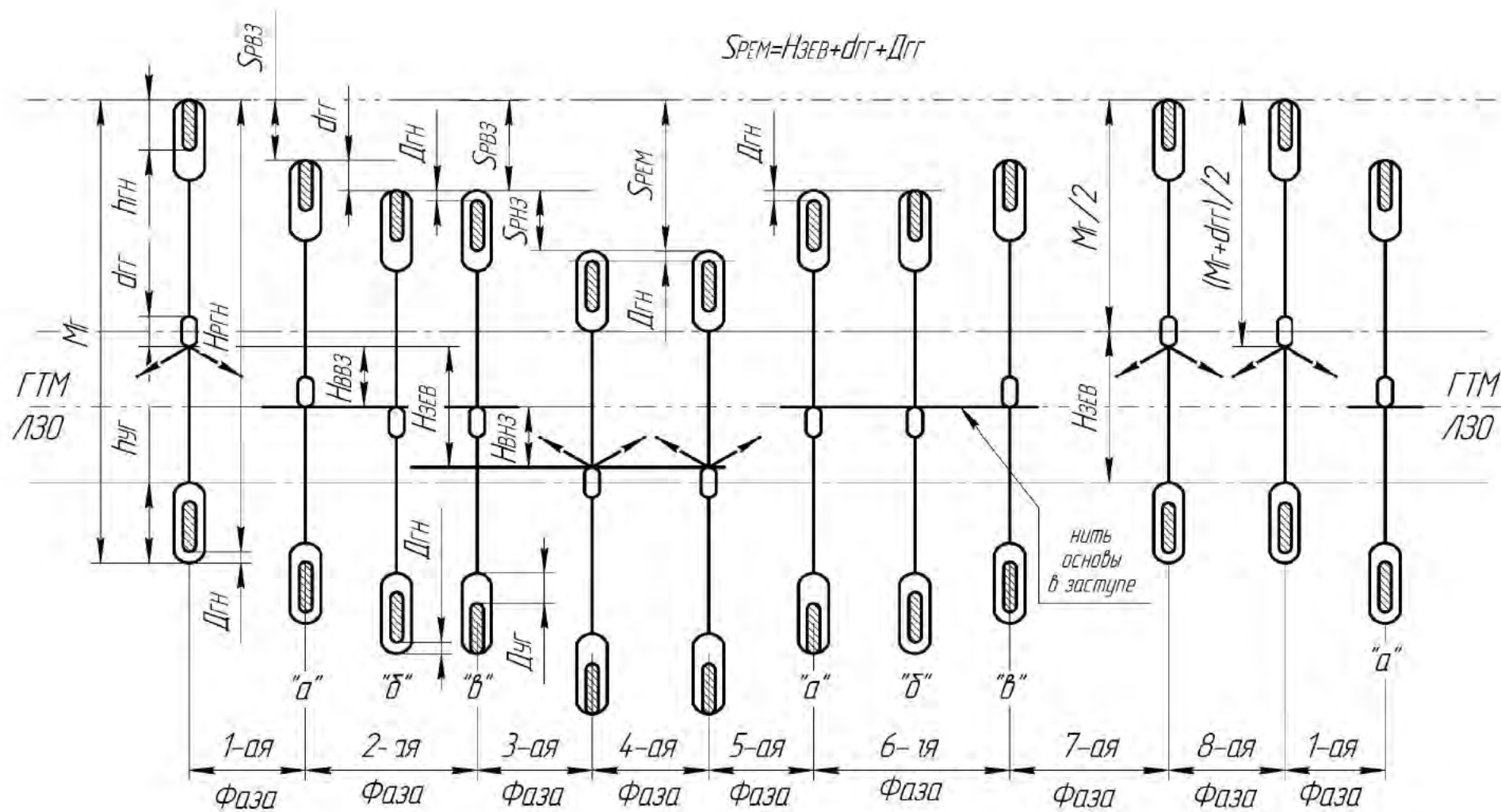


Рис.2.1.1. Фазы взаимодействия галевоносителей ремизки с галевом и основной нитью

8. $H_{\text{ВВЗ}}$ – высота верхней ветви зева от ГТМ для i -той ремизки, мм;
9. $H_{\text{НВЗ}}$ – высота (глубина) нижней ветви зева от ГТМ для i -той ремизки, мм;
10. $H_{\text{ЗЕВ}}$ – полная высота зева по i -той ремизки, мм;

$$H_{\text{ЗЕВ}} = H_{\text{ВВЗ}} + H_{\text{НВЗ}}; \quad (2.1.3)$$
11. i – порядковый номер ремизки, или ремизной рамы, при счете ремиз от берда ткацкой машины;
12. ГТМ – горизонталь ткацкой машины – линия, проходящая вдоль ткацкой заправки на уровне центра полета прокладчика (ЦПУ); уровень ГТМ на ТМ типа СТБ (У) всех ширин ($L_{\text{ТМ}}$) и модификаций равен 850 мм;
13. ТПУ – точка прибоя утка или точка пересечения передней фронтальной плоскости берда с линией «ткань-основа» в момент прибоя утка;
14. ОД – опушкодержатель, или точка на его поверхности (ТОД), на которую опирается и по которой скользит только что образованная ткань;
15. ЦПУ – центр прокладки утка, и/или центр поперечного сечения (движения, или «полёта») прокладчика утка: челнока, рапиры и т.д.;
16. ЛЗО – линия заступа основы на ТМ, т.е. линия, проходящая от точки схода ткани с поверхности опушкодержателя (ТОД) до точки прибоя утка (ТПУ) и далее, через глазки галев, находящихся в положении «заступа», до поверхности следующих технологических элементов ткацкой машины: нижней поверхности рейки основонаблюдателя, поверхности технологических подвижного скало, т.е. линия, на которой находится основная нить, если на ткацкой машине ремизки проходят (остановлены) в положении «заступа». ЛЗО также можно определить, как кратчайшее расстояние от ТОД и/или от ТПУ до поверхности первого технологического элемента ТМ, определяющего положение конца заднего зева (конца вылета зева) по длине и высоте (от ТПУ, ЦПУ, и/или от i -той ремизки) в поперечном разрезе ткацкой машины в заправке (по КЗЛ);
17. КЗЛ – конструкционно-заправочная линия ткацкой машины, отражающая положение ткацкой заправки (ткани и основы) начиная от товарного валика, вальяна и грудницы, огибающей поверхность ОД, проходящей ТПУ,

зоны ЦПУ и зевобразования (при положении ремиз как в заступе основы, как и при открытом зеве), огибающей поверхность технологических прутков в области основонаблюдателя, огибающей поверхность подвижного скало и сходящей на поверхность навоя (см. рис.2.1.2) [54, 6];

18. ТНЗ – точка начала зева, точка на КЗЛ, или ЛЗО, отстоящая от ТПУ (точки приборя утка) на величину отхода опушки по направлению к ремизкам при полном открывании зева;

19. λ_{θ} – величина отхода опушки ткани от ТПУ при открытом зеве, мм;

20. СЗРО – суммарный зазор «нить основы - ремизная рама», мм;

21. $T_{\text{ВВЗ}i}$ – натяжение основной нити в верхней ветви i -ого зева, (Н);

22. $T_{\text{НВЗ}i}$ – натяжение основной нити в нижней ветви i -ого зева, (Н);

23. $T_{\text{ЗАПР}}$ – натяжение основной нити при положении нити на линии кратчайшего расстояния от точки приборя (ТПУ), или точки начала зева (ТНЗ), до поверхности первого технологического прутка, т.е. натяжение основной нити на ЛЗО, или ГТМ, если они совпадают, (Н).

В процессе взаимодействия ремизной рамы и её планок-галево-носителей с надетыми на них галевами и «пробранной» в глазок галева основной нитью, можно выделить восемь характерных фаз их совместного движения:

1-ая фаза – движение вниз ремизной рамы и галева совместно с основной нитью из положения выстоя вверху на расстояние $S_{\text{РВЗ}}$, где: $S_{\text{РВЗ}}$ – путь ремизки при раскрывании (закрывании) верхней части зева до положения основы на линии заступов (ЛЗО).

2-ая фаза – движение ремизной рамы вниз на перемещение $S_{\text{РЗСТ}}$ равное $D_{\text{ГН}} + d_{\text{ГГ}}$ во время положения и выстоя основной нити на ЛЗО, т.е. в «заступе».

3-ая фаза – движение ремизной рамы и галева совместно с основной нитью вниз на расстояние $S_{\text{РНЗ}}$ из положения нити на ЛЗО до полного открытия нижней части зева.

4-ая фаза – абсолютный или относительный выстой ремизной рамы внизу в положении открытого зева.

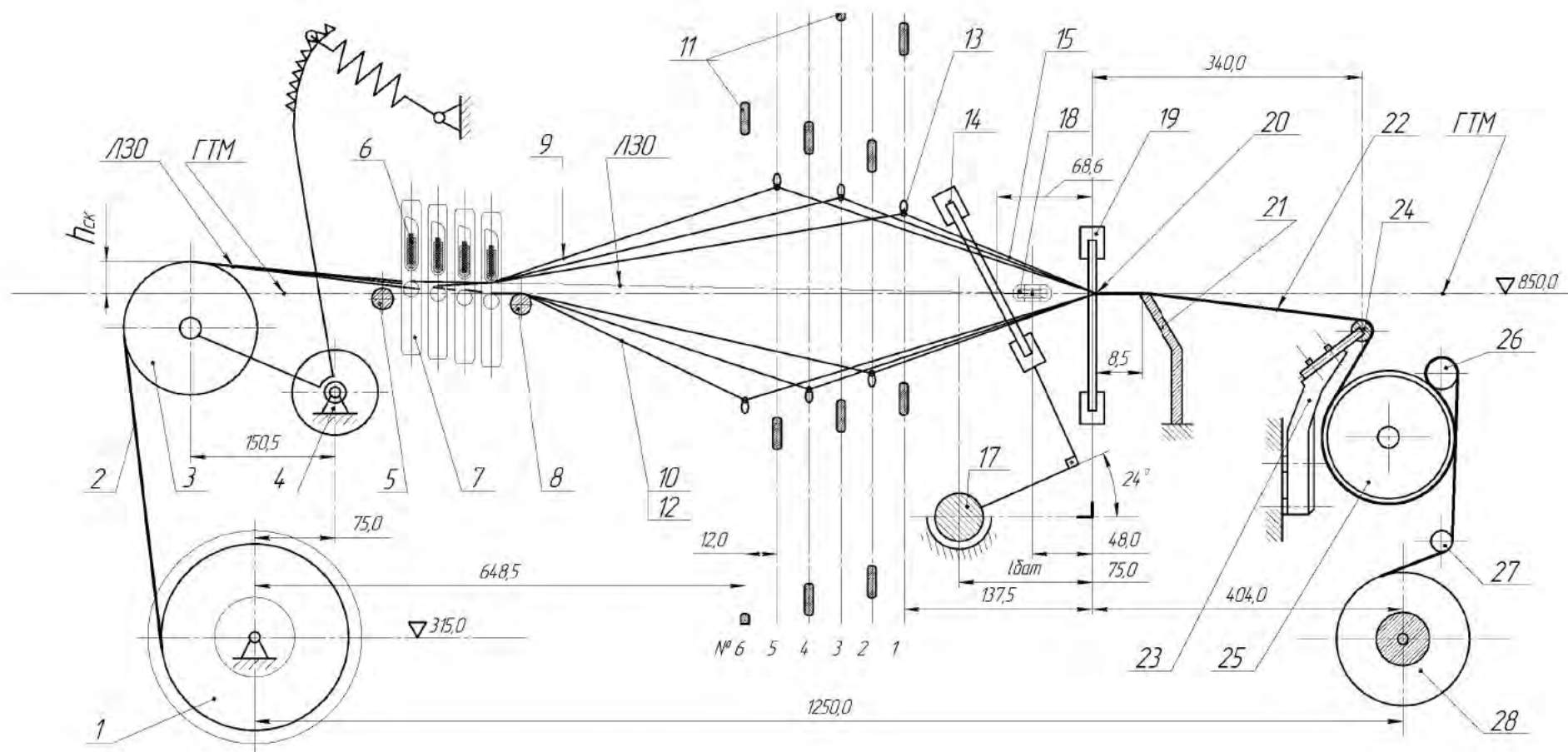


Рис.2.1.2. Конструктивно – заправочная схема (КЗС) ткацкой машины (ТМ) типа СТБ (У)

1. Навой, 2. Основа, 3. Подвижное скало, 4. Подскальная труба, 5. Технологический пруток нижний №1, 6. Планка ламельная, 7. Ламель, 8. Технологический пруток нижний №2, 9. Верхние ветви заднего зева, 10. Нижние ветви заднего зева, 11. Ремизки, 12. Глазок галева 6-ой ремизки, 13. Глазок галева 1-ой ремизки, 14. Бердо батана при прокладки уточины, 15. Верхняя ветвь переднего зева, 16. Нижняя ветвь переднего зева, 17. Батанный вал, 18. Микропрокладчик утка, 19. Бердо батана в прибое, 20. Точка прибоя утка (ТПУ), 21. Опушкодержатель, 22. Ткань, 23. Грудница, 24. Ширитель, 25. Вальян, 26. Прижимой валик, 27. Пруток ограничитель, 28. Товарный валик.

ЛЗО – Линия заправки основы, ГТМ – Горизонталь ткацкой машины, hск – Высота установки скало.

5-ая фаза – движение ремизной рамы вверх из положения выстоя внизу при открытом зеве до положения основной нити на ЛЗО, т.е. в «заступе».

6-ая фаза – движение ремизной рамы вверх на перемещение равное «зазору» СЗРО во время положения и выстоя основной нити на ЛЗО (в заступе).

7-ая фаза – совместное движение вверх ремизной рамы, галева и основных нитей из положения «заступа» в положение открытого зева.

8-ая фаза – абсолютный или относительный выстой ремизной рамы, галева и основной нити вверх в положении открытого зева.

Рассмотрим подробнее взаимодействие элементов системы «ремизная рама (галевоносители), галево, нить» в основных фазах их движения.

В начале 1-ой фазы движения (рис.2.1.1) галево верхним ушком висит на планке галевоносителя, закрепленного на верхней планке ремизной рамы; основная нить взаимодействует с нижней поверхностью глазка галева, она натянута натяжением $T_{ВВЗ}$, соответствующим натяжению основы в верхней ветви открытого зева. Стебель галева от его верхнего ушка до глазка галева натянут натяжением основной нити $T_{ВВЗ}$, а нижняя часть галева висит свободно, охватывая нижним ушком нижнюю планку галевоносителя, причем нижнее ушко галева как снизу, так и сверху, имеет зазор между верхней и нижней кромками нижней планки галевоносителя равный $D_{ГН}$ (зазор «галево – галевоноситель»).

Величина нижнего зазора $D_{ГН}$ равна разности маха галева $M_{Г}$ и величины рассадки планок галевоносителей $H_{РГН}$, т.е.

$$D_{ГН} = M_{Г} - H_{РГН}; \quad (2.1.4)$$

Данный зазор зависит только от вида ремизной рамы и вида применяемых галев.

Из крайнего верхнего положения ремизка идет вниз, опускается. Первая фаза движения ремизки продолжается до тех пор, пока основная нить имеет натяжение $T_{ВВЗ}$, которое, обеспечивая силовое замыкание галевоносителей, галев и основной нити и обуславливает их указанное расположение. В 1-ой фазе движения перемещение ремизки $S_{РВЗ}$ соответствует высоте верхней ветви зева $H_{ВВЗ}$ и равно ему, $S_{РВЗ} = H_{ВВЗ}$. Фаза движения заканчивается, когда нить основы рас-

положится линейно, (но не обязательно горизонтально!), т.е. займет положение ЛЗО. При этом нить основы будет иметь минимальную длину и заправочное натяжение $T_{\text{запр}}$.

Далее ремизка, в соответствии с заданным ей законом движения, будет продолжать опускаться, проходя положение заступа основы. Это 2-ая фаза взаимодействия ремизки и планок галевоносителей с галевом и основной нитью (рис.2.1.1). Во время 2-ой фазы движения галево, продолжая висеть на верхней планке галевоносителя, перестает взаимодействовать с нитью основы, пока и поскольку верхняя дуга глазка галева не коснётся основной нити [22, 78].

Строго говоря, нить, имеющая заправочное натяжение $T_{\text{запр}}$, принимает положение цепной линии, расположенной от точки взаимодействия ткани с поверхностью опушкодержателя (ТОД) до огибания поверхности того технологического элемента заправочной линии ткацкой машины (ЛЗО), который ограничивает вылет заднего зева основы. Таким элементом может быть прутки ламельного прибора, и/или нижняя поверхность рейки основонаблюдателя, или поверхность любого другого технологического элемента в области «задний зев – поверхность подвижного скало», например, ценового прутка (рис. 2.1.2).

Опускаясь совместно с ремизной рамой, галево силой своей инерции и силой веса ($F_{\text{иг}} = m_{\text{Г}} \cdot a_{\text{Г}}$; $G_{\text{Г}} = m_{\text{Г}} \cdot g$), ударяет по основной нити, увеличивает прогиб нити и её натяжение. Это происходит на первом этапе «а» 2-ой фазы взаимодействия ремизной рамы, галева и основной нити.

Двигаясь далее, ремизная рама выходит из непосредственного кинематического и силового контакта с галевом и основной нитью. Это этап «б» 2-ой фазы взаимодействия. Последние (галево и нить) остаются в этом положении некоторое время до момента касания нижней кромки нижнего галевоносителя с нижней поверхностью нижнего ушка галева, т.е. до этапа «в» 2-ой фазы движения и взаимодействия элементов рабочего органа ЗОМа – «ремизки».

В фазе 2 ремизная рама перемещается на величину равную:

- в интервале а...б, на $d_{\text{ГГ}}$, мм; (при этом основная нить свободна);
- в интервале б...в, на $D_{\text{ГН}}$, мм; (при этом нить нагружена галевом).

Во время 2-ой фазы движения ремизная рама проходит путь, равный суммарному зазору «ремизная рама – основная нить» ($d_{ГН} + d_{ГГ} = CЗРО$), а основная нить фактически выстаивает, или колеблется около этого положения сначала свободно, затем совместно с галевом.

В конце фазы 2 (этап «в»), или в начале фазы 3, ремизная рама ударно воздействует на нижнее ушко галева, захватывает его и, перемещая его вниз, натягивает нить основы, увеличивая натяжение основной нити с $T_{ЗАПР}$ до максимального натяжения нитей нижней ветви зева $T_{ЗНВ}^{МАКС}$. В большинстве ткацких заправок натяжение основной нити в нижней ветви зева значительно выше (в 1,2...2,2 раза), чем в верхней ветви зева, $T_{НВЗ} > T_{ВВЗ}$ [20, 98].

В 3-ей фазе взаимодействия перемещение ремизной рамы равно высоте (глубине) нижней ветви зева, $S_{РНЗ} = H_{НВЗ}$.

Общее перемещение ремизки равно:

$$S_{РЕМ} = H_{НВЗ} + d_{ГГ} + d_{ГН} + H_{ВВЗ}, \quad (2.1.5)$$

или:

$$S_{РЕМ} = H_{ЗЕВ} + CЗРО \quad (2.1.6)$$

В 4-ой фазе движения нить основы некоторое время будет оставаться в положении открытого зева, т.е. на нижнюю планку галевоносителя будут действовать галева натянутые основными нитями. В свою очередь, натяжение основной нити, как в верхней, так и в нижней ветви зева определяется величиной её натяжения $T_{ВВЗ}$ ($T_{НВЗ}$), являющегося суммой заправочного натяжения $T_{ЗАПР}$ и дополнительного натяжения, которое она приобретает в процессе зевобразования ($+\Delta T_{ЗЕВ}$) [13, 19]:

$$T_{ВВЗ} (T_{НВЗ}) = T_{ЗАПР} + \Delta T_{ЗЕВ}; \quad (2.1.7)$$

$$\Delta T_{ЗЕВ} = f(H_{ВВЗ}; H_{НВЗ}; C_H; L_{ЗАПР}; L_{ЗЕВ}; i), \quad (2.1.8)$$

или:

$$\Delta T_{НВЗ} = f(H_{ВВЗ}; H_{НВЗ}; C_H; \Delta L_{ЗЕВ}; i). \quad (2.1.9)$$

Где:

C_H – линейная жесткость основной нити,

$L_{ЗАПР}$ – длина основной нити в заправке,

$L_{ЗЕВ}$ – длина основной нити с учётом величины зева,

$\Delta L_{ЗЕВ}$ – разность длины нити в зеве и в заправке.

В 5-ой фазе ремизка движется вверх, натяжение основной нити уменьшается и при походе нити и глазка галева к ЛЗО галево повисает на нити, а контакт внутренней поверхности нижнего ушка галева с нижней поверхностью нижнего галевоносителя оканчивается, наступает 6-ая фаза их взаимодействия.

Галево повисает на нити и весит, или колеблется вместе с нитью (этап «а» - «б» 6-ой фазы движения ремизки).

Ремизная рама, двигаясь дальше вверх на расстояние $D_{ГН}$ верхней поверхностью верхнего галевоносителя ударяет в верхнее ушко галева и увлекает его вверх на расстояние $d_{ГТ}$, снимая его с основной нити (этап «б» - «в» 6-ой фазы). В продолжение этой фазы основная нить остается свободной от воздействия галева и ремизной рамы, она выстаивает, и/или свободно колеблется в зоне «заступа» относительно ЛЗО. Колебания основной нити, как в, так и после, области её заступа (фазы 2 и 6 «а, б, в»), могут быть зафиксированы высокочастотной тензометрической аппаратурой, рис. 2.1.3 [80, 34].

В фазе 7 галево, увлекаемое ремизной рамой вверх, нижней поверхностью глазка ударяет снизу вверх по основной нити (расположенной на ЛЗО) и доводит ее до положения открытого зева. Удар галева происходит в слабо натянутую нить, имеющую натяжение $T_{ЗАПР}$. Поднимаясь вверх, галево увеличивает натяжение основной нити при открытом зеве от $T_{ЗАПР}$ до $T_{ВВЗ}^{МАКС}$.

Ремизная рама, закончив подъем, выстаивает вверху, и взаимодействие элементов ремизки вступает в фазу 8. По окончании выстоя вверху ремизная рама снова опускается, т.е. движение и взаимодействие её элементов вступает в 1-ую фазу, рассмотренную выше.

Ремизка, приводимая в движение кулачковым механизмом, или ремизоподъемной кареткой, перемещается непрерывно, а нить основы останавливается и, колеблясь, выстаивает во время прохода ремизкой и галевом линии заступов основы (ЛЗО). В этот период кинематическая и силовая связь нити основы с зевобразующим механизмом прерывается.

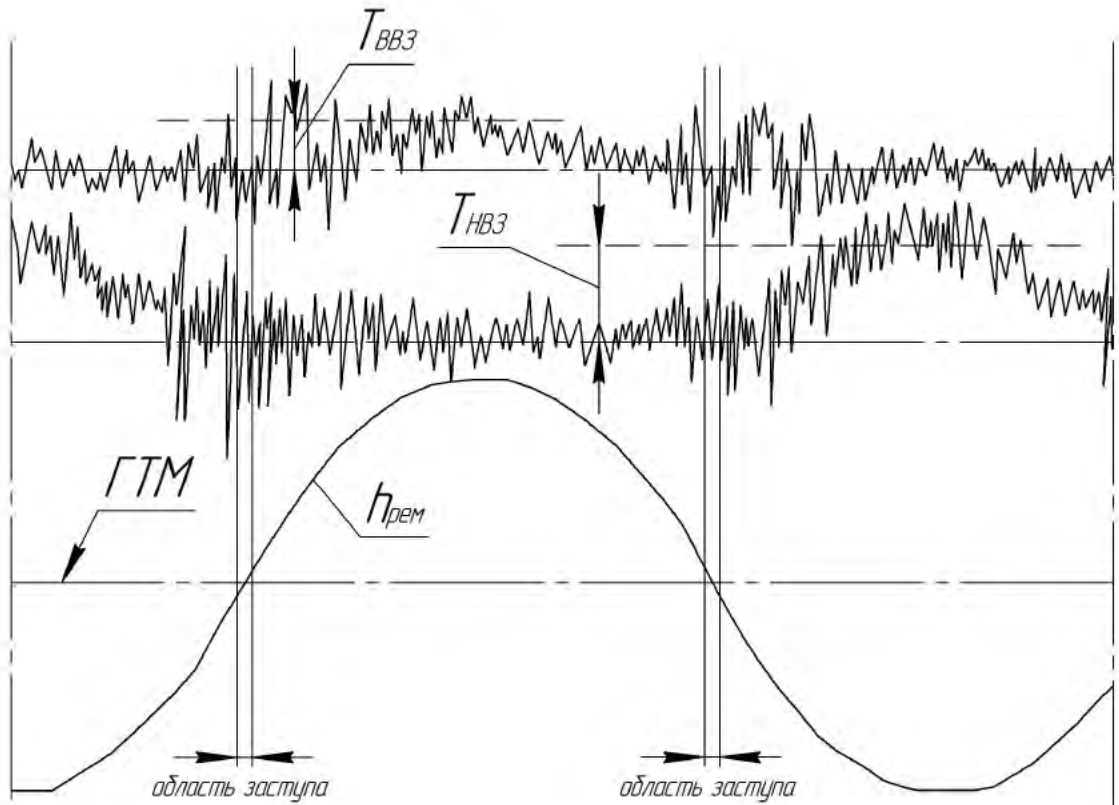


Рис. 2.1.3. Осциллограмма натяжения основы в процессе зевобразования $T_{ВВЗ} < T_{НВЗ}$ (импульсные нагрузки на основную нить при прохождении ею области заступа могут превышать, или быть равны натяжению в нижней ветви зева $T_{НВЗ}$)

Движение нити, натяжение которой меняется от $T_{ЗАПР}$, до $T_{ЗЕВ}^{МАКС}$, даже при плавном движении ремизной рамы, будет прерывистым, с потерей ею равномерного движения в области заступа основы, где свободная нить, или с висющим на ней галевом, будет колебаться относительно её положения на ЛЗО.

Некоторые аспекты колебания нитей основы при положении её в области заступа рассмотрены в работах [22, 20], однако, влияние отмеченных воздействий на убывание прочности и остаточного удлинения основы до конца не выяснено.

На графиках (рис. 2.1.4 и 2.1.5) видно, что в области заступа движение основной нити прерывается на фазовом угле $ДФ_{НО}$ и поэтому общее перемеще-

ние основной нити $H_{ЗЕВ}$ меньше, чем перемещение ремизной рамы $S_{РЕМ}$. Высота образуемого зева $H_{ЗЕВ}$ меньше перемещения ремизки $S_{РЕМ}$ на величину $СЗРО$.

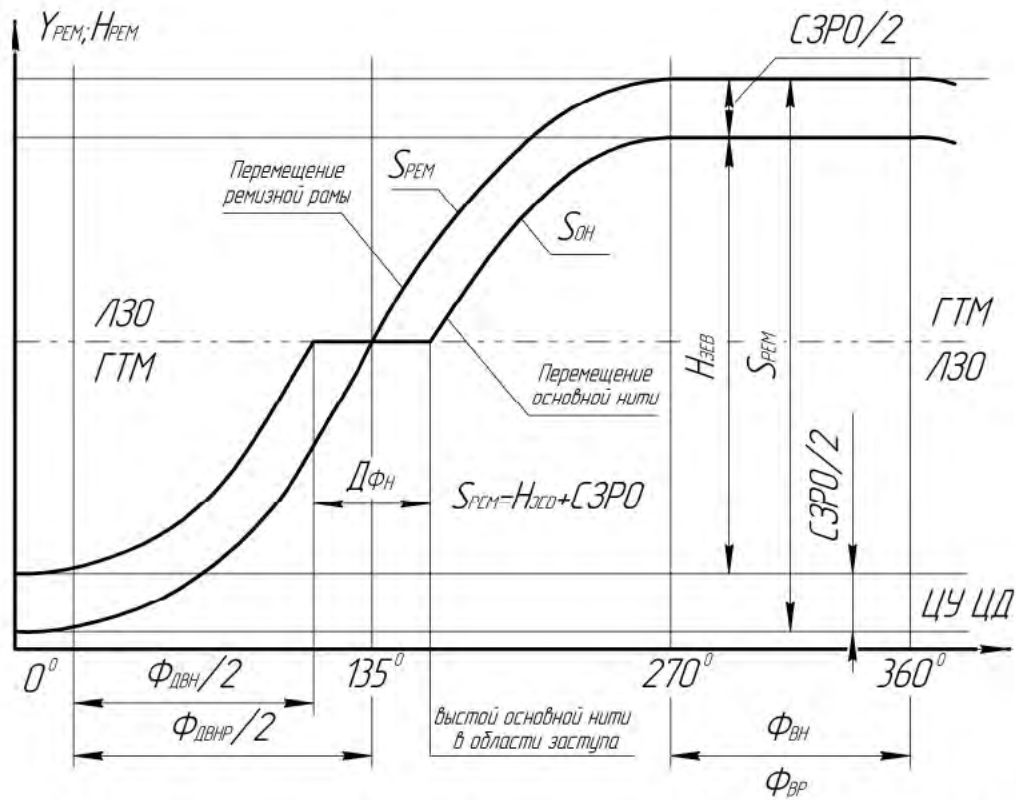


Рис. 2.1.4. Соотношение движений ремизной рамы $S_{РЕМ}$ и основной нити $S_{ОН}$

На различных ТМ используются ремизные рамы и галева разных типов и различного «маха». На ТМ типа СТБ(У), имеющих кулачковый привод зевобразующего механизма (ЗОМа) в настоящее время используются витые галева с махом 280 мм и пластинчатые с махом 281 мм, которыми оснащаются ремизные рамы, выпускаемые отечественными предприятиями «Тексо», «МЭЗ-1», ОАО «РЕМИЗ» и др., а также ряд ремизных рам выпускаемых зарубежными производителями, например: «Гроб», «Элитекс» и др.

На кареточных ТМ СТБ(У) используются ремизки этих же фирм, но с махом галев 330 мм – витые, или 331 мм – пластинчатые. Смешанная установка ремиз на ТМ СТБ(У) не практикуется.

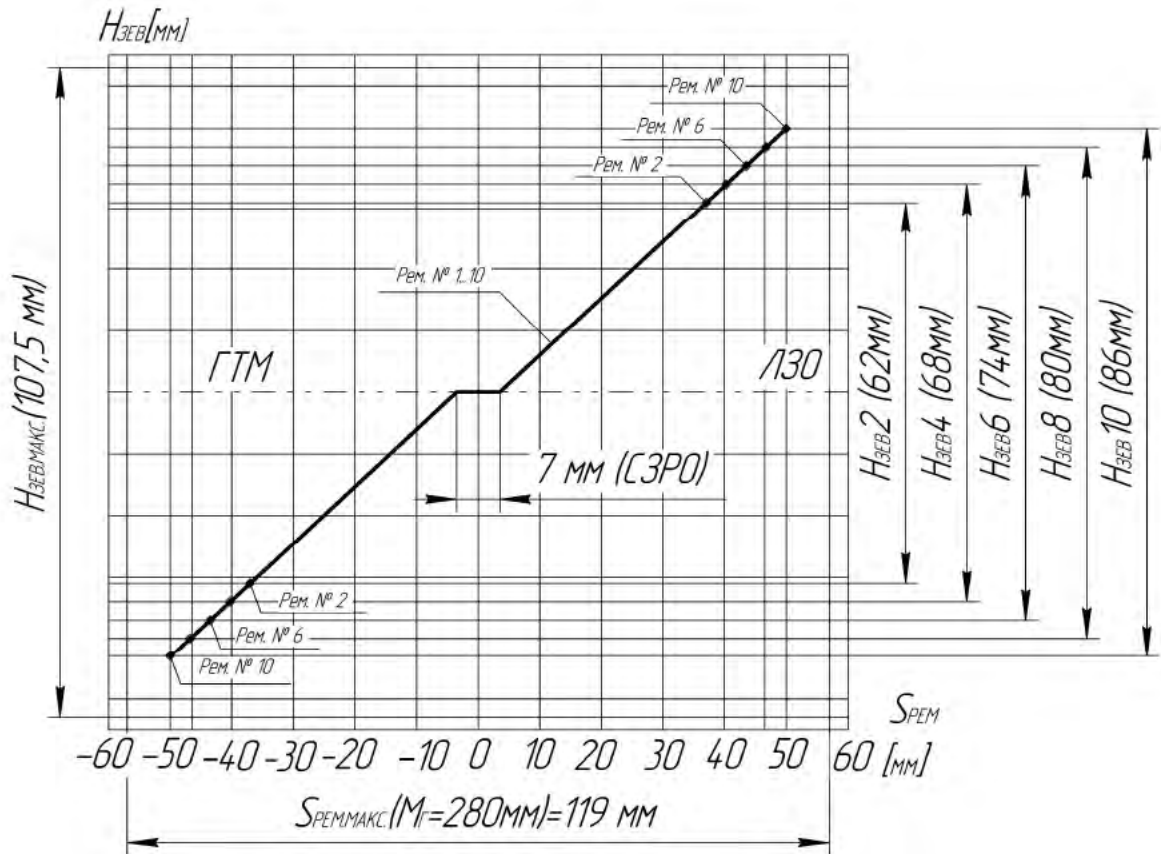


Рис. 2.1.5. Зависимость высоты зева $H_{зев}$ от величины перемещения ремизки $S_{рем}$ оснащенной витыми галевами с махом $M_{Г} = 280$ мм

На рис. 2.1.6 и 2.1.7 показано взаимодействие двух соседних ремиз и их галев при открывании максимального зева. На рисунках видно, что максимальная высота зева зависит от маха галева, но ограничивается ушком галева, элементами стебля галева лежащими ниже ушка галева и размером глазка галева в свету. В связи с тем, что верхняя и нижняя ветви зева имеют вид разностороннего треугольника, то некоторое влияние на величину максимального зева оказывает и угол открываемого зева. Исходя из этого, максимальная величина высоты возможного зева может быть определена исходя из параметров галева по формуле:

$$H_{зев}^{МАКС} = M_{Г}/2 - [h_{УГ} + l_{З} + l_{СП} + d_{ГГ}/2] + t_{РЕМ} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{зев}/2), \quad (2.1.10)$$

$$S_{РЕМ}^{МАКС} = H_{зев}^{МАКС} + СЗРО. \quad (2.1.11)$$

Где:

$H_{зев}^{МАКС}$, мм – максимальная высота зева по нитям основы;

M_{Γ} , мм – мах галева;

$h_{\text{УГ}}$, мм – длина ушка галева в свету;

l_z , мм – часть галева используемая для фиксирования величины его маха;

$l_{\text{сп}}$, мм – часть витого галева используемая для пайки ушка галева;

$t_{\text{рем}}$, мм – шаг ремизных рамок; на всех типах ТМ СТБ (У), $t_{\text{рем}} = 12$ мм;

$\alpha_{\text{ЗЕВ}}$, град. – угол зева ($\alpha_{\text{ЗЕВ}}^{\text{МАКС}} = 32,5^\circ$);

$S_{\text{РЕМ}}^{\text{МАКС}}$, мм – максимально-возможный ход ремизной рамы.

В табл. 2.1.1 приводятся значения максимальных ходов ремиз, высот и углов зева для ТМ СТБ(У) с кулачковым и кареточным приводом ЗОМа для галев с махом 280 (281) и 330 (331) мм.

Таблица 2.1.1

№	Параметр	Обозначение	Витые галева		Пластинчатые галева	
1	№ ремизки от берда	i	10	18	10	18
2	Мах галева, мм	M_{Γ}	280	330	281	331
3	Рассадка галевоносителей, мм	$H_{\Gamma H}$	277	327	278	328
4	Зазор галево–галевоносители, $M_{\Gamma} - H_{\Gamma H}$, мм	$D_{\Gamma H}$	3	3	3	3
5	Запретный участок галева, мм	$L_z + l_{\text{сп}}$	18	19	8	10
6	Ширина галевоносителя, мм	$h_{\Gamma H}$	10	10	22	22
7	Ушко галева в свету, мм	$h_{\text{УГ}}$	16	16	26	26
8	Зазор ушко галева – галевоноситель, $h_{\text{УГ}} - h_{\Gamma H}$, мм	$D_{\text{УГ}}$	6	6	4	4
9	Глазок галева в свету, мм	$d_{\Gamma \Gamma}$	4	5	6	7
10	Суммарный зазор ремизка –основа, мм	СЗРО	7	8	9	10
11	Макс. возможная высота зева, мм	$h_{\text{ЗЕВ}i}^{\text{МАКС}}$	107,5	131	107	130
12	Макс. возможный угол зева, град.	$\alpha_{\text{ЗЕВ}}^{\text{МАКС}}$	34°	34°	34°	34°
13	Макс. ход ремизки, мм	$S_{\text{РЕМ}}^{\text{МАКС}}$	114,5	139	116	140

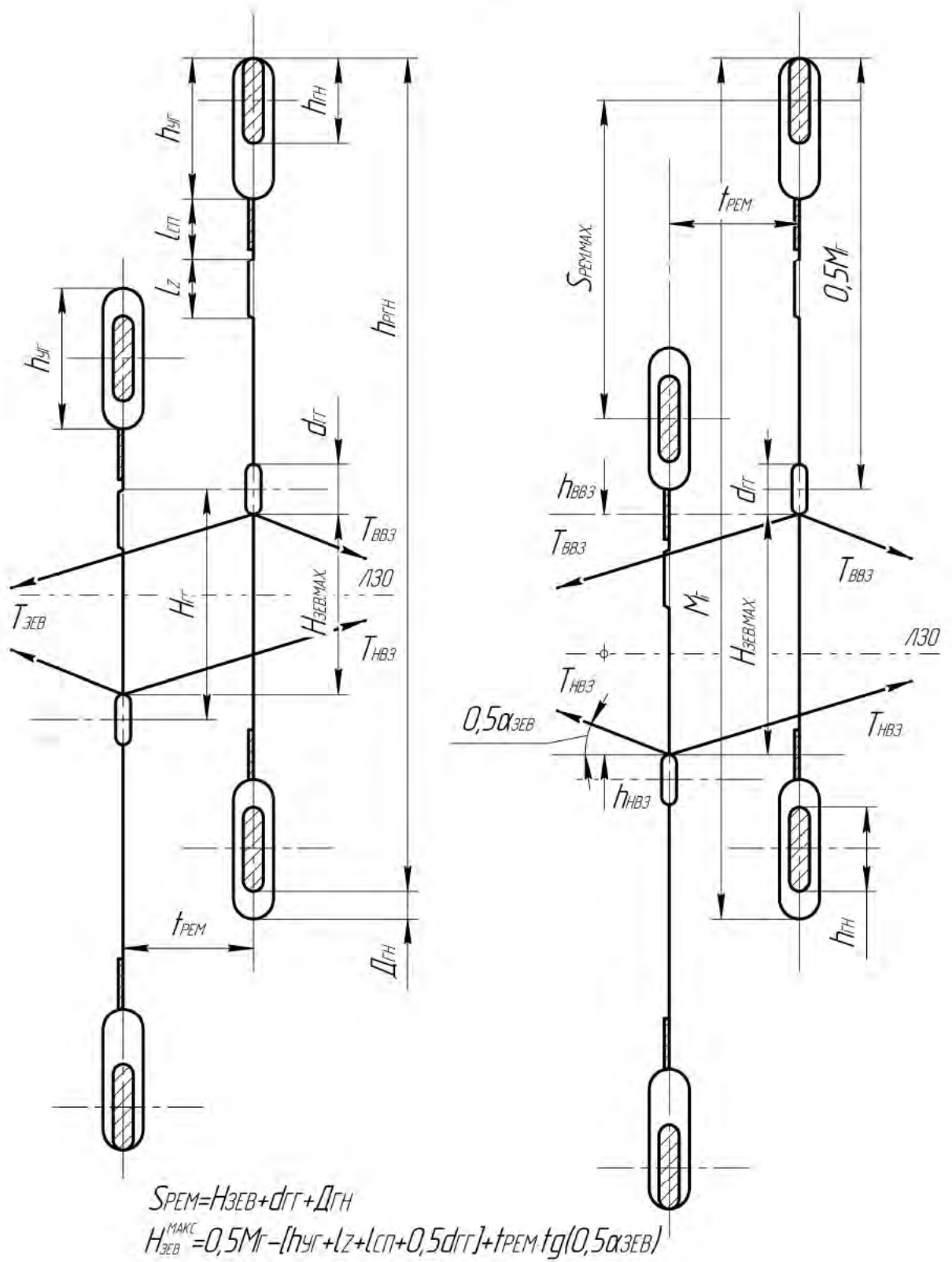


Рис. 2.1.6. Взаимодействие галера с основной нитью при открытом зеве

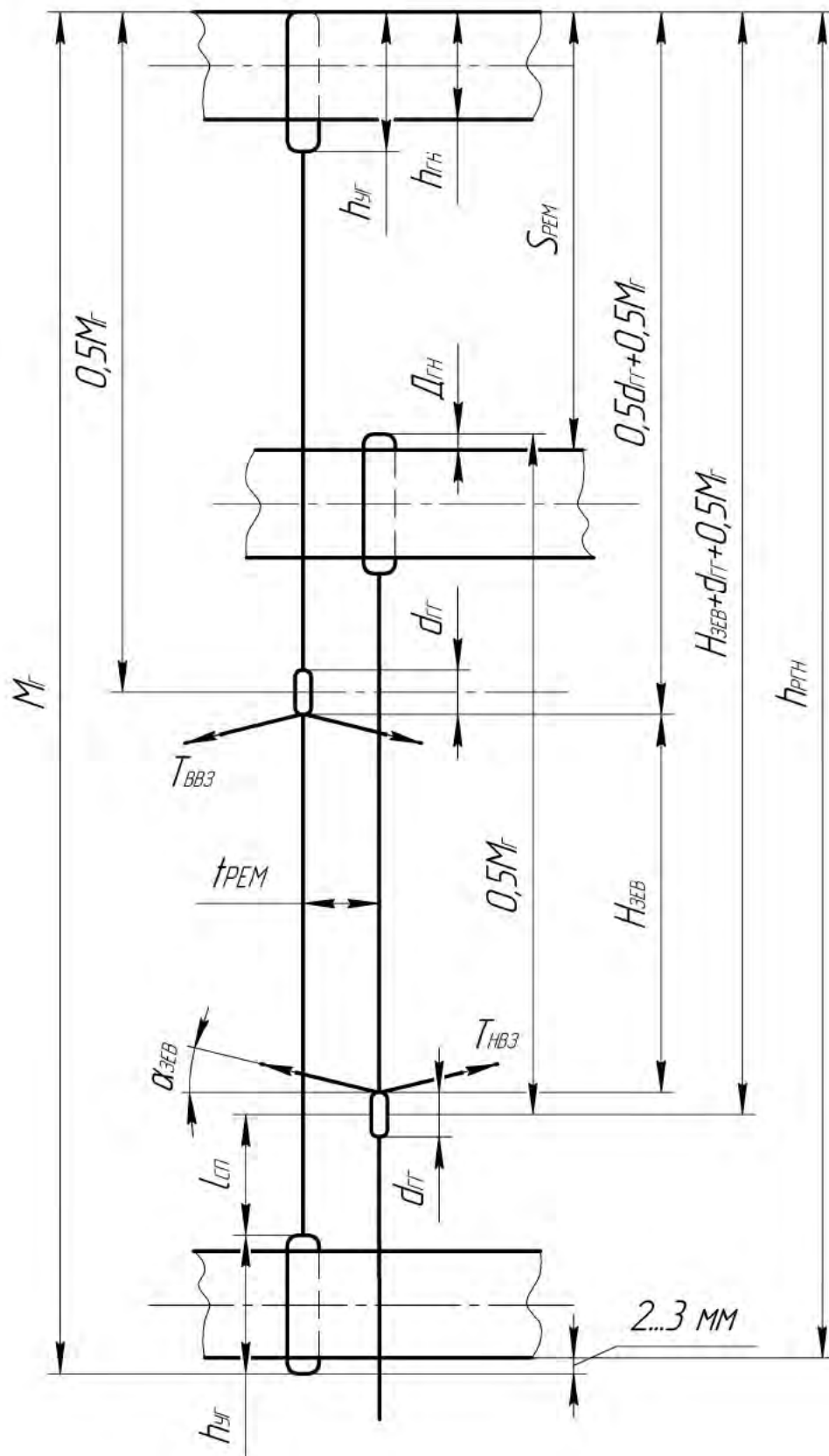


Рис. 2.1.7. Расчёт максимальной высоты зева $H_{ззв}$ и максимально-возможного хода ремизной рамы S_{PEM} с витыми и пластинчатыми галевами махом $M_F = 280; 281 \text{ мм}$

На практике на ТМ СТБ(У) устанавливаются и применяются так называемые «веерные» зева, у которых как верхняя, так и нижняя ветвь зева имеет различные углы зева для каждой ремизки, причем у первых (от берда) ремизок этот угол выше ($28^\circ \dots 30^\circ$ град.), а у последних ниже ($20^\circ \dots 18^\circ$ град.), т.е. нити основы при открытом зеве образуют некоторый «веер», а не лежат в одной плоскости, как у «чистого» зева. В табл. 2.1.2 приводятся значения высот типичного «веерного» зева, наиболее часто встречающегося на практике.

Таблица 2.1.2

№ ремиз	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H_{ЗЕВ}$, мм	62	62	66	68	72	74	78	80	84	86
$\alpha_{ЗЕВ}$, град	25,7	23,7	23,3	22,4	22,2	21,4	21,2	20,6	20,5	20,0

Перемещение ремизки происходит по закону движения, заложенному профилем кулачков привода ЗОМа [50, 51], или ремизоподъемной каретки. Однако, основная нить в области «заступа» не взаимодействует с ремизной рамой на некотором фазовом угле (ФУ) цикловой диаграммы (ЦД). В табл. 2.1.3 приведены значения величины фазового угла $D\Phi_H$ выстоя основной нити в заступе в зависимости от вида закона движения ремизки и ее номера.

Таблица 2.1.3

Режим работы	№ ремизок	2	4	6	8	10
1.традиционный закон	ФУ выстоя основной нити, град.	$16,8^\circ$	$14,4^\circ$	$13,2^\circ$	$12,2^\circ$	$11,4^\circ$
2.кареточный закон	ФУ выстоя основной нити, град.	$17,5^\circ$	$16,0^\circ$	$14,7^\circ$	$13,6^\circ$	$12,6^\circ$
3.полуплавный закон	ФУ выстоя основной нити, град.	$19,2^\circ$	$17,5^\circ$	$16,0^\circ$	$14,9^\circ$	$13,8^\circ$

Выводы:

1. В процессе зевобразования движение галев и основных нитей носит нелинейный характер и не может быть описано непрерывными функциями, соответствующими движению ремизной рамы. В области заступа перемещение основной нити ремизкой прерывается на цикловом угле $D\Phi_H$.

2. Высота технологического зева $H_{ЗЕВ}$ всегда меньше перемещения ремизной рамы $S_{РЕМ}$ на величину суммарного зазора «ремизная рама – нить основы» $CЗРО = d_{ГГ} + D_{ГН}$.

3. Для всего работающего блока ремиз ТМ суммарный зазор «ремизная рама – нить основы» одинаков, он не зависит от настройки механизма ремизного движения, номера ремизки и её функции (кромочная, фоновая, закреповая), а зависит от вида и типоразмера галев и конструкции ремизной рамы.

4. Основная нить при образовании зева подвержена циклически повторяющимся, знакопеременным, поперечным, импульсным воздействиям от галева и ремизной рамы, которые передаются ей галевом при заступе основы.

2.2. Натяжение основы при зевобразовании

2.2.1. Рабочие зоны ткацкой машины

Технологическая схема расположения основных нитей на ТМ, или ткацкая заправка, характеризуется пятью зонами (рис.2.1.2).

Зоны ткацкой заправки расположены последовательно по направлению движения основы:

- зона запаса основы, содержащая: навой с намотанными на него параллельно друг другу нитями основы и ветвь основы, сходящей с навоя и огибающей подвижное скало основного регулятора ТМ;

- зона основного наблюдателя, или ламельного прибора, в которой происходит контроль целостности основных нитей, пробранных в ламели основного наблюдателя;

- зона зевобразования, в которой все нити основы, разделенные по меньшей мере на две отдельные группы, или ветви, пробраны в вертикально расположенные вспомогательные элементы – галева, собранные в ремизные рамки последовательно расположенные по ходу основы; ремизные рамки, оснащенные галевами, с пробранными в них нитями основы, называются ремизками ТМ. Число ремизок, установленных на ТМ, определяет сложность переплетения нитей основы и утка в ткани. Для выполнения простых переплетений требуется 2-е...4-е ремизки, для более сложных $6\div 8$, или даже $10\div 18$;

– зона тканеобразования, в которой происходит объединение основных нитей с уточной, расположенной перпендикулярно основе. Это зона переднего зева от берда батана в его крайнем заднем положении до точки прибора уточной нити к опушке ткани. Эта зона по своим размерам является динамической, т.к. ее величина зависит от положения берда батана по отношению к точке прибора уточины к опушке ткани (ТПУ) и изменяется от некоторой величины L_6 до 0 в цикле работы ТМ;

– зона тканеформирования, или зона, включающая в себя: приборную полосу, т.е. зону соединения и сплетения уточной нити с нитями основы;

– зону стабилизации структуры ткани, лежащую от ТПУ, линии опушкодержателя шпаруток до грудницы ТМ и далее по поверхности вальяна до укатывающего валика и направляющего прутка товарного регулятора ТМ, где готовая ткань сматывается в рулон на товарную скалку;

– зона складирования ткани, в которой после схода с вальяна, укатывающего валика и направляющего прутка сформированная ткань наматывается в рулон на товарную скалку; средняя длина ткани в рулоне на скалке составляет 40 погонных метров.

Нити основы по мере наработки ткани, сматываются с навоя и последовательно проходят все зоны ткацкой заправки. В зоне тканеформирования они соединяются с уточной нитью и входят в состав ткани. Далее уже в виде ткани проходят: свободный участок стабилизации ткани, грудницу, вальян, прижимной валик и направляющий прутки и скатываются в рулон [54, 6].

Наибольшее воздействие претерпевают нити основы в зоне зевобразования и тканеформирования.

Как показала многовековая практика ткачества, наибольшее влияние на обрывность основы в процессе ткачества оказывает воздействие на нити основы галев ремизок и берда батана в зонах зевобразования- и тканеобразования. С воздействием на основу глазков галев складывается воздействие берда батана, которое передается основе и складывается с воздействием от ремизки.

Рабочим органом ЗОМа ТМ является ремизная рама с галевами, в каждое из которых пробрана отдельная основная нить. При образовании зева в основе ТМ ремизные рамы перемещаются перпендикулярно направлению движения основы, а нити основы, разделенные на отдельные ветви, расходятся друг относительно друга на некоторое определенное расстояние, определяющее высоту зева $h_{зев}$.

Раздвинутые нити основы образуют зев основы, в котором на ТМ прокладывается уточная нить. В зависимости от технологических требований образования ткани ремизные рамы с галевами перемещаются на различную высоту в зависимости от их положения по глубине ТМ. Шаг ремизных рамок по глубине ТМ равен 12 мм. Минимально на ТМ зев образуется двумя ветвями разведенной основы, но, как правило, таких ветвей 6...8 или более при сложных переплетениях мелкоузорчатой ткани. Каждая ветвь основы пробрана в свою отдельную ремизку. На ТМ, оснащенным кулачковыми ЗОМом, может быть установлено последовательно до 10 ремизных рам. При оснащении ТМ ремизоподъемной кареткой число ремиз увеличивается до 18 и более [55, 15].

Величина зева, образуемого в ткацкой основе, определяется углом зева, под которым расходятся верхняя и нижняя ветви основы. Угол зева должен иметь такую величину, чтобы в зеве без нарушения основных нитей можно было прокладывать уточину с помощью челнока, микропрокладчика, рапир, струи воздуха, или капли воды.

На ТМ типа СТБ(У) для пролета прокладчика минимальная величина расхождения нитей основы составляет $16^{\circ}20'$, если провисание нити отсутствует и нити имеют гладкую структуру. Максимальный угол зева – $33^{\circ}40'$, он обусловлен величиной длины зубьев берда в свету, равной 60 мм, и махом галев ремизных рам, равным 280 мм. Как правило, величина зева по углу зева устанавливается в пределах 16° – 28° .

Механизмы настройки ЗОМа ТМ должны позволять устанавливать величину угла зева в указанных пределах, т.е. должны обеспечивать получение углов зева $16 \div 18^{\circ} \dots 28 \div 30^{\circ}$.

2.2.2. Расчет величины деформации основной нити при зевобразовании

Представляет интерес выяснить, какое относительное удлинение и дополнительное натяжение приобретает основа при зевобразовании, а также выяснить влияние параметров зевобразования на величину абсолютного и относительного принудительного удлинения основной пряжи в ткацкой заправке.

Для выяснения данного вопроса рассмотрим конструктивно-заправочную схему (КЗС) ТМ СТБ(У) (рис.2.2.2.1), с параметрами наиболее часто встречающимися на предприятиях текстильной промышленности. Такая схема характерна тем, что для 10-ой ремизки передний зев, т.е. зев от точки прибора до ремизки, и задний зев, от ремизки до ламельного прибора, равны между собой. Расстояние от точки прибора утка (ТПУ) до 1-ой ремизки на ТМ составляет $L_0 = 138,2$ мм, а до 10-ой ремизки – 246,2 мм, при этом длина заднего зева, или вынос зева устанавливается приблизительно равным длине переднего зева последней ремизки ремизного блока.

Произведем расчет абсолютного и относительного удлинения нитей основы для каждой из 10-ти ремиз при изменении угла зева от минимума до максимума, т.е. от 14° до 32° .

Очевидно, что на величину абсолютного удлинения нити будет влиять величина подъема глазка галева, ведущего основную нить, расстояние ремизки от точки начала зева (ТНЗ) и расстояние от ремизки до конца зева, т.е. до той точки, где основа продолжает оставаться горизонтальной [84]. Этой точкой является для верхней ветви зева нижняя поверхность первой от ремизки планки основонаблюдателя, а для нижней ветви – нижний пруток основонаблюдателя (ТПН1 – технологический пруток нижний, первый).

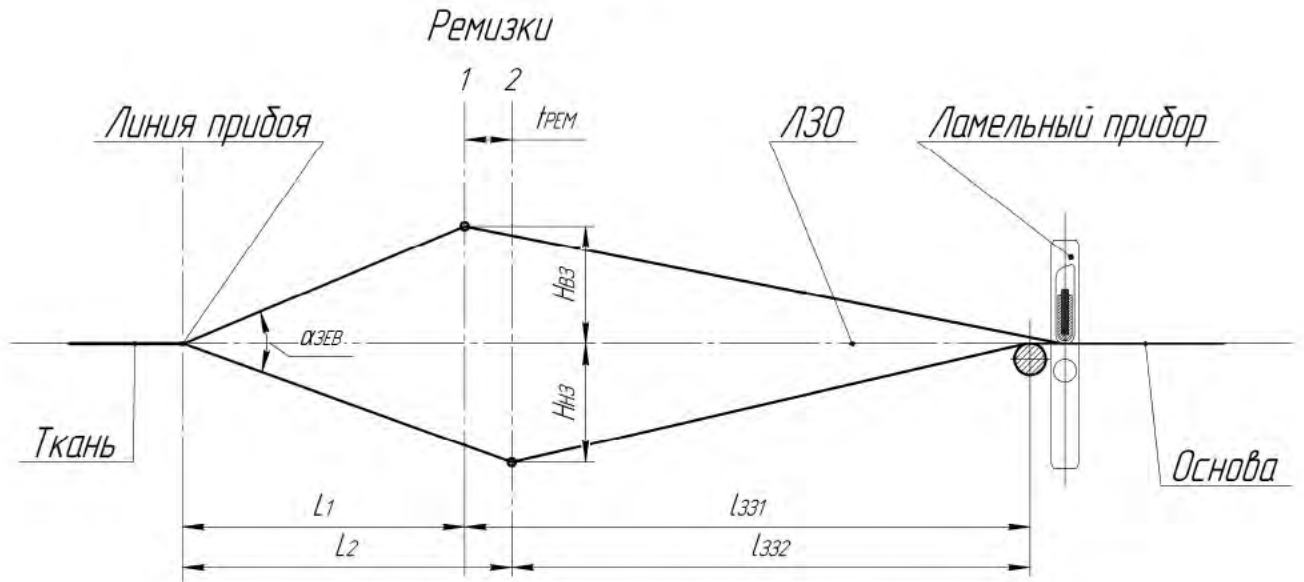


Рис. 2.2.2.1. Форма и параметры зева

При расчете полагаем, что как для верхней, так и для нижней ветви зева зев оканчивается в одной точке, находящейся на линии заправки ТМ при условии равенства для 10-ой ремизки длины переднего зева и его выноса, т.е. $L_{10} = L_{3310}$,

Где:

$$L_{3i} = L_i + L_{33i}, \quad (2.2.2.1)$$

L_{3i} , м – полная длина зева по линии заправки ткацкой основы;

L_{10} , м – длина переднего зева 10-ой ремизки по линии заправки ткацкой основы;

L_{3310} , м – длина заднего зева (33) 10-ой ремизки по линии заправки ткацкой основы;

$$L_{310} = 2 \cdot L_{10} = 2 \cdot L_{3310}$$

Как известно, полное раскрытие зева происходит через некоторое время после прибоя очередной уточины к опушке ткани и после отхода берда батана от точки прибоя уточины (ТПУ). После прибоя уточины бердом опушка ткани следует назад за бердом, проходя вместе с ним некоторое расстояние равное ширине прибойной полосы $\lambda_{\text{пт}}$. Ширина прибойной полосы зависит от

вида и типа нитей основы, от плотности ткани по основе и утку, от фазы строения ткани [15] и от натяжения основных нитей в момент прибоа [14] и т.д.

Величина прибойной полосы для тканей бытового назначения не превышает 1,2 – 5,5 мм, т.е. захватывает зону формирования ткани, в которую входит 3...7 уточин. Поэтому принимаем:

$$L_i = L_0 - \lambda_{пп}, \quad (2.2.2.2)$$

Где:

$$L_0 = 138,2 \text{ мм (СТБ, СТБУ)},$$

L_0 , м – расстояние от ТПУ до оси 1-ой ремизки;

$\lambda_{пп}$, м – ширина прибойной полосы для данного вида ткани.

Минимальную длину основная нить в ткацкой заправке на ТМ имеет тогда, когда эта нить располагается по линии заправки, а сама линия заправки совпадает с горизонталью ТМ (ГТМ).

Горизонталью ТМ называют линию или плоскость, проходящую через ось полета прокладчика утка горизонтально ее основанию. От нижних платиков рам ТМ СТБ(У) горизонталь (ГС) расположена на расстоянии 850 мм.

Если в заступе основа лежит горизонтально, т.е. верхняя поверхность подвижного скала касается горизонтали ТМ, а опушка ткани опирается на штатно установленный опушкодержатель (ОД) и проходит через ось полета прокладчика, то такое положение ткацкой заправки считается исходным, или стандартным, «каноническим», «нулевым». При этом механизм ремизного движения настраивается так, что заступ ремиз и ветвей основы происходит на горизонтали ТМ, т.е. линия заступа совмещается с линией заправки и ее горизонталью.

В этом случае можно считать, что хода ремиз от их среднего положения в заступе будут равными и зев будет симметричным относительно горизонтали.

Подсчитаем для этого идеального случая, чему будет равно абсолютное и относительное удлинение основных нитей при открывании зева для каждой из ремиз десятиремизного блока от 14° до 32°; принимая значение ширины прибойной полосы $\lambda_{пп} = 3,2$ мм и $L_{3310} = L_{10}$.

Минимальная длина нити l_0 в зоне зевобразования в момент заступа равна:

$$l_0 = L_3 = L_i + L_{3zi} = 2 \cdot L_{10} \quad (2.2.2.3)$$

$$L_i = (L_0 - \lambda_{пп}) + t_{рем} \cdot (i - 1) \quad (2.2.2.4)$$

$$L_{10} = (L_0 - \lambda_{пп}) + 9 \cdot t_{рем}$$

$$l_0 = 2 \cdot (L_0 - \lambda_{пп}) + 18 \cdot t_{рем},$$

при:

$$L_0 = 138,2 \text{ мм}, \lambda_{пп} = 3,2 \text{ мм}, t_{рем} = 12 \text{ мм},$$

$$l_0 = 486 \text{ мм} = 0,486 \text{ м}, L_{10} = 243 \text{ мм} = 0,243 \text{ м}$$

При этом все нити, или отдельная нить ткацкой заправки в момент заступа находится на горизонтали и зев имеет нулевой угол раскрытия $\alpha_{3i} = 0^\circ$

При подъеме i -ой ремизки на некоторую величину, зев открывается, а его угол становится равным:

$$\alpha_{3i}/2 = \arctg (H_{3i}/2) / L_i, \quad (2.2.2.5)$$

а основная нить удлиняется на величину Δl_i , зависящую от номера ремизки i , длин переднего и заднего зевов, величины перемещения глазка галева, или высоты зева $H_{3i}/2$, или угла зева $\alpha_{3i}/2$.

$$\Delta l_i = L_i / \cos \alpha_{3i}/2 + (l_0 - L_i) / \cos \alpha_{3i}/2 + l_0, \text{ но:}$$

$$\alpha_{3i}/2 = \arctg (H_{3i}/2) / (l_0 + L_i); \text{ а}$$

$$H_{3i}/2 = L_i \cdot \tg (\alpha_{3i}/2);$$

Следовательно:

$$\Delta l_i = L_i / \cos \alpha_{3i}/2 + (l_0 - L_i) / \cos [\arctg \{ (L_i / l_0 - L_i) \cdot \tg (\alpha_{3i}/2) \}] - l_0. \quad (2.2.2.6)$$

Выбираем шаг расчета по $\alpha_{3i} = 2^\circ$, а по количеству ремизок $i = 10$. Расчеты сведем в табл. 2.2.2.1 значений абсолютного удлинения основной нити в зависимости от α_3 ($\alpha_3^{\min} = 12^\circ$, $\alpha_3^{\max} = 34^\circ$) и от номера рассматриваемой ремизки i ; i изменяется от 1 до 10.

Таблица 2.2.2.1 – Таблица величин абсолютных удлинений Δl_{ij} [мм] основной нити при зевобразовании

Зоны зевобразования	№ п.п.	α_{zi} , град	$\alpha_{zi}/2$, град	Номера ремизок ТМ СТБ(У), счет от берда									
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Зона минимальных зевов	1	12	6	1,030	1,162	1,303	1,454	1,619	1,765	1,987	2,197	2,246	2,678
	2	14	7	1,405	1,584	1,776	1,983	2,206	2,448	2,710	2,995	3,307	3,698
	3	16	8	1,839	2,074	2,325	2,596	2,888	3,204	3,547	3,920	4,330	4,776
Зона технологических зевов	4	18	9	2,333	2,631	2,950	3,294	3,664	4,065	4,500	4,974	5,491	6,058
	5	20	10	2,889	3,257	3,653	4,078	4,536	5,033	5,571	6,156	6,796	7,497
	6	22	11	3,506	3,954	4,433	4,949	5,506	6,108	6,761	7,471	8,247	9,096
	7	24	12	4,187	4,721	5,294	5,910	6,757	7,294	8,073	8,920	9,845	10,858
	8	26	13	4,932	5,561	6,236	6,962	7,745	8,591	9,508	10,506	11,593	12,784
Зона максимальных зевов	9	28	14	5,743	6,476	7,262	8,107	9,019	10,003	11,071	12,231	13,495	14,878
	10	30	15	6,621	7,466	8,373	9,347	10,398	11,533	12,762	14,098	15,554	17,144
	11	32	16	7,569	8,535	9,571	10,685	11,885	13,182	14,586	16,111	17,772	19,586
	12	34	17	8,587	9,683	10,859	12,122	13,484	14,954	16,546	18,274	20,154	22,206

Знание величины абсолютного удлинения основной нити при зевобразовании позволяет определить величину его относительного удлинения. В свою очередь величина относительного удлинения характеризует напряженность нити, которую она испытывает при раскрытии зева и удержании его в раскрытом состоянии.

Для подсчета относительного удлинения нити соотносят величину ее абсолютного удлинения ко всей длине растягиваемой нити.

Как показали многочисленные исследования, растяжение основной нити распространяется по всей ее длине от опушки ткани до навоя и даже на его поверхности, но ламельный прибор и скало, особенно когда оно заторможено и не вращается, препятствуют распространению деформации растяжения на всю ее длину.

Примем в проводимом расчете, что деформация растяжения при раскрытом зеве происходит на длине ткацкой заправки от точки начала зева (ТНЗ) до конца участка охвата основной нитью поверхности подвижного скало. Это условие соответствует практической работе подавляющего числа ТМ в сложившихся современных условиях ткацкого производства (изношенность основного

оборудования, неточность наладки и низкий уровень технологического обслуживания из-за утери мастерами, поммастерами и ткачами высокой квалификации).

Таким образом, максимальная величина относительного удлинения основной нити на ТМ при зевобразовании будет иметь следующее значение:

$$\varepsilon = \Delta l_{zi} / l_{т.з.} = \Delta l_{zi} / (l_0 + l_{0c} + \pi \cdot d_{по} / 4 \dots 5), \quad (2.2.2.7)$$

Где:

l_{0c} , см, м – расстояние от 1-ой ламельной рамки до поверхности подвижного скало,

$d_{по}$, см, м – диаметр подвижного скало.

Необходимо отметить следующее:

1. Расположение основы по линии заправки, если последняя не совпадает с горизонталью ТМ, т.е. увеличение высоты установки скало, или смещение ламельного прибора к ремизкам, увеличивают величину относительного удлинения основы и ведут к ее перенапряжению в процессе ткачества, а также приводят к увеличению разнотянутости ветвей зева;

2. При окончании раскрывании зева и во время выстоя ремиз в крайнем верхнем и крайнем нижнем положениях упругая система – ткань – ветви основы находятся в статическом равновесии.

Для рассчитываемого варианта заправки, наиболее характерного для большинства ткацких цехов центральной России, $l_{т.з.} \approx 1020 \text{ мм} \approx 1,02 \text{ м}$.

В этом случае относительное удлинение основной нити при зевобразовании составит (. табл. 2.2.2.2):

Как видно из расчета, величина относительного удлинения, ε_{zi} приобретенная нитью при зевобразовании, зависит только от геометрических параметров зева и определяется параметрами заправочной схемы ТМ, т.е. ε_{zi} , как абсолютное удлинение Δl_{ij} не зависит от вида основной пряжи, но в некоторой степени зависит от наладки ТМ (установка ламельного прибора, регулировка положения и вращения скало).

Таблица 2.2.2.2 – Таблица величин относительных удлинений ϵ_{zi} [%] основной нити при зевобразовании при расчетной длине основной нити в ткацкой заправке $l_{т.з.} = 1020$ мм

Зоны зевобразования	№ п.п.	α_{zi} , град	$\alpha_{zi}/2$, град	Номера ремизок ТМ СТБ(У), счет от берда									
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Зона минимальных зевов	1	12	6	0,13	0,15	0,17	0,19	0,22	0,26	0,30	0,34	0,40	0,46
	2	14	7	0,18	0,21	0,23	0,26	0,31	0,36	0,42	0,47	0,54	0,65
	3	16	8	0,24	0,27	0,30	0,34	0,41	0,50	0,54	0,62	0,71	0,82
Зона технологических зевов	4	18	9	0,30	0,34	0,38	0,43	0,52	0,60	0,68	0,78	0,90	1,05
	5	20	10	0,38	0,42	0,47	0,54	0,63	0,80	0,85	0,98	1,11	1,29
	6	22	11	0,46	0,51	0,58	0,65	0,77	0,93	1,10	1,18	1,35	1,57
	7	24	12	0,545	0,61	0,69	0,77	0,91	1,10	1,24	1,40	1,61	1,88
	8	26	13	0,64	0,72	0,81	0,91	1,10	1,24	1,41	1,64	1,90	2,22
Зона максимальных зевов	9	28	14	0,75	0,84	0,94	1,10	1,23	1,41	1,64	1,92	2,22	2,56
	10	30	15	0,86	0,97	1,10	1,23	1,40	1,61	1,92	2,20	2,54	2,96
	11	32	16	0,98	1,11	1,25	1,40	1,57	1,91	2,18	2,52	2,92	3,38
	12	34	17	1,11	1,26	1,41	1,57	1,87	2,16	2,48	2,86	3,31	3,84

Практика ткачества показала, что относительное удлинение основной пряжи при зевобразовании не должно быть больше 15–25% от ее относительного разрывного удлинения $\epsilon_{разр}$.

Для проведения ткачества основная пряжа, особенно хлопчатобумажная и шерстяная, ошлихтовывается, то в расчет следует принимать показатели разрывного удлинения и разрывной нагрузки ошлихтованной, или эмульгированной, или замасляной пряжи.

Знание величины допустимого относительного удлинения пряжи в ткацкой заправке при зевобразовании позволяет устанавливать величину зева, или его угол так, что относительное удлинение при зевобразовании будет значительно ниже допускаемого предела относительного удлинения используемой пряжи. Это позволит снизить обрывность основы и поднять производительность труда и оборудования.

В табл. 2.2.2.2 приведены значения относительного удлинения ϵ_{zi} , которое основная нить получает при зевобразовании.

По углам зева α_{zi} в таблицах 1 и 2 можно выделить 3 зоны: зона минимальных зевов $12^\circ\text{--}16^\circ$, зона технологических зевов $18^\circ\text{--}28^\circ$ и зона максимальных зевов $30^\circ\text{--}34^\circ$.

Для пользования представленной таблицей необходимо знать:

- конкретную величину относительного удлинения основной пряжи, которую будут заправлять или заправили на ТМ;
- вычислить допустимое относительное удлинение заправляемой основной пряжи: $[\epsilon_{zi}] = (0,15\text{--}0,25) \epsilon_{\text{разр}}$;
- определить по таблице параметры зева, соответствующие величине вычисленного допускаемого относительного удлинения (угол зева и номера ремизок, соответствующие $[\epsilon_{zi}]$;
- установить на ТМ параметры зева, которые бы обеспечили величину относительного рабочего удлинения основы ниже допускаемой величины.

Предлагаемая методика выбора и установки величины технологического зева позволяет перерабатывать практически любую пряжу, заранее выявлять количество ремизных рамок, которое может быть использовано в ткачестве, и определять возможность использования имеющейся качественной пряжи для получения ткани со сложными рапортами переплетения, или пряжи «давальческой», как правило, с положенными показателями по остаточному относительному удлинению и разрывной нагрузке.

2.2.3. Расчет натяжения основной нити при зевобразовании, ее воздействия на галево и ремизную рамку

Как указывалось выше, на большинстве ТМ конструктивно-заправочная схема (КЗС) выставлена так, что для 10й ремизки длина переднего зева L_{z10} равна, или близка по величине длине заднего зева L_{z310} .

При такой заправке угол переднего зева будет равен, или близок по величине, углу заднего зева и натяжение основных нитей, действуя через галева на

ремизную рамку, будут нагружать ее силой технологического сопротивления при зевобразовании $F_{\text{техн}}$, направленной по оси ремизки и равной:

$$F_{\text{техн}} = 2T_{10} \cdot \sin \alpha_z/2; T_{zi} = T_{\text{запр}} + (\lambda \cdot C), [\text{H}] \quad (2.2.3.1)$$

где:

$F_{\text{техн}}$ – нормальная составляющая нагрузка на галево от натяжения основной нити;

T_{10} – натяжение нити основы в 10-й ремизке (считая от берда батана),

$T_{\text{запр}}, \text{H}$ – натяжение отдельной нити основы в заступе, или заправочное натяжение;

$C, \text{H/см}$ – жесткость основной нити на растяжение, приведенная к длине растягиваемой нити ткацкой заправки $l_{\text{т.з}}$;

$\lambda, \text{см}$ – удлинение основной нити, вызванное зевобразованием;

$g, \text{м/с}^2$ – ускорение свободного падения, $g = 9,80665 \text{ м/с}^2$ (используется при переводе сис из кГс в Н).

Если величины абсолютного и относительного удлинений основной нити зависят только от параметров зева (α_z, L_i, L_{zi} и l_0) и длины нити в ткацкой заправке $l_{\text{т.з}}$ и не зависят от вида нити и ее физико-механических свойств, то натяжение нити при зевобразовании зависит как от ее удлинения, так и от жесткости пряжи на растяжение, т.е. зависит от вида основной нити и степени подготовки ее к ткачеству: ошлихтовки, эмульгирования, оклиматизации, увлажнения и т.д.

В расчете натяжения нити при зевобразовании по теории профессора В.А. Гордеева физико-механические свойства пряжи учитываются коэффициентом ее продольной жесткости на растяжение C . Считаем, что в принимаемой области относительных удлинений основная нить ($\epsilon_{zi} = 0,01...3,5\%$) растягивается в интервале от заступа основы до полного открытия зева ($t_{\text{растяж}} = (0,35..0,5) \cdot 60/n [\text{с}]$), в соответствии с законом Гука.

По данным профессора В.А. Гордеева [14] и справочной технологической литературы средние значения жесткости основной пряжи и величина заправочного натяжения зависят от вида пряжи и составляют (табл. 2.2.3.1):

Таблица 2.2.3.1

Вид пряжи	Заправочное натяжение, $T_{\text{запр}}, \text{Н (г)}$	Жесткость на растяжении основной нити (приведенная), $C, \text{Н/см}$
Х/б средней толщины; Расчетное значение	0,1961 (20 г)	0,1961
Льняная суровая сухого прядения 72 Текс; Расчетное значение	0,2942 (30 г)	0,2236
Шерстяная аппаратная; Расчетное значение	0,5883 (60 г)	0,1152

В табл. 2.2.3.2 приведены данные расчета натяжения отдельной нити $T_{\text{зев}}$, [Н] в 10-й ремизке в зависимости от углов зева α_{zi} для трех видов пряжи: х/б, льняной и шерстяной, как характерных представителей данных ассортиментных групп.

Таблица 2.2.3.2 – Возрастание натяжения основной нити в 10-й ремизке

ТМ СТБ(У) с ростом угла зева $\alpha_{\text{зев}}$ ($T_{\text{запр}}^{\text{шерсть}} = 0,5883 \text{ Н}$, $T_{\text{запр}}^{\text{х/б}} = 0,1961 \text{ Н}$, $T_{\text{запр}}^{\text{лен}} = 0,2942 \text{ Н}$)

№ п.п.	α_{zi} , град	$\alpha_{zi}/2$, град	Δl_{zi} , см $i = 10$	T_{zi} , Н		
				шерсть	хлопок	лен
1	10	5	0,171232	0,608	0,230	0,332
2	12	6	0,267702	0,619	0,249	0,354
3	14	7	0,369775	0,631	0,269	0,377
4	16	8	0,477620	0,643	0,290	0,401
5	18	9	0,605805	0,658	0,315	0,429
6	20	10	0,749733	0,675	0,343	0,462
7	22	11	0,909630	0,693	0,375	0,497
8	24	12	1,08575	0,713	0,409	0,536
9	26	13	1,27838	0,736	0,447	0,579
10	28	14	1,48782	0,760	0,488	0,626
11	30	15	1,714420	0,786	0,532	0,677
12	32	16	1,958550	0,814	0,580	0,731
13	34	17	2,220620	0,844	0,632	0,789
Рост в %			$\Delta l_{\text{макс}}/\Delta l_{\text{мин}} = 260 \%$	$T_{\text{макс}}/T_{\text{мин}} = 184 \%$ $T_{\text{макс}}/T_{\text{запр}} = 134 \%$	$T_{\text{макс}}/T_{\text{мин}} = 184 \%$ $T_{\text{макс}}/T_{\text{запр}} = 134 \%$	$T_{\text{макс}}/T_{\text{мин}} = 184 \%$ $T_{\text{макс}}/T_{\text{запр}} = 134 \%$

При числе нитей M_i , заправленных в галева i -той ремизки, сила технологического воздействия на ремизную рамку N_T во время зевобразования составит:

$$N_T = M_i \cdot F_T \quad (2.2.3.2)$$

Число нитей в ремизке M_i определяется плотностью ткани по основе P_o , заправочной шириной по берду L_T ($L_T \leq L_{TM}$), раппортом переплетения и числом ремиз, используемых при данном раппорте.

При зевобразовании нить основы натягивается. Величина дополнительного натяжения определяется жесткостью нити при растяжении и величиной линейного удлинения, полученного нитью в процессе зевобразовании.

Натяжение нити при зевобразовании складывается из заправочного натяжения, которую нить основы имеет в момент заступа и дополнительного натяжения, приобретаемое нитью при раскрытии зева.

$$T_{н.о.} = T_{запр} + T_{zij}, \quad (2.2.3.3)$$

Где:

T_{zij} – натяжение, приобретаемое нитью в i -ой ремизке при j -ом угле зева $\alpha_{зев i}$.

Максимальное натяжение нити будет в последней ремизке блока, если считать ремизки от опушки ткани. При приводе зевобразующего механизма от кулачковой коробки – это 10-ая ремизка, т.е. $i = 10$, $j = \alpha_{zzi}/2$,

$$\alpha_{зев 10}^{\max}/2 = 16^\circ (\alpha_{зев 10}^{\max} = 32^\circ).$$

На основании проведенных расчетов можно сделать следующие выводы:

Натяжение основной нити увеличивается при максимальном зеве 32° по сравнению с минимальным в 16° :

для х/б пряжи – на 84%;

для льняной пряжи – на 69%;

для шерстяной пряжи – на 25%.

По отношению к заправочному натяжению при максимальном зеве натяжение основной нити при зевобразовании увеличивается:

для х/б пряжи в 2,7 раза;

для льняной пряжи в 2,3 раза;

для шерстяной пряжи на 34%.

Шерстяная пряжа не критична к величине зева и позволяет работать с максимально открытым зевом $\alpha_z = 26^\circ \div 28^\circ$, для х/б пряжи $\alpha_z = 22^\circ \div 24^\circ$, переработку льняной пряжи следует проводить с минимальными зевами $\alpha_z = 16^\circ \div 18^\circ$.

Как правило, на ТМ в одну ремизку пробирается 300÷800 и более нитей. В среднем число нитей составляет 500÷600. При этом нити основы будут воздействовать на ремизную рамку и зевобразующий механизм ТМ, давая им технологическую составляющую его общей нагрузки N_{Ti} .

В 10-й ремизке блока сила технологического воздействия нити на галево F_{zi} составит:

$$F_{zi} = T_{zi} \cdot 2 \cdot \sin(\alpha_{zi}/2) \quad (2.2.3.4)$$

Расчетные значения этих сил для пряжи разного вида приведены в таблице 2.2.3.3.

Таблица 2.2.3.3– Возрастание нормальной технологической нагрузки F_T на галево 10-й ремизки ТМ СТБ(У) с ростом угла зева $\alpha_{зев}$

№ п.п.	α_{zi} , град	$\alpha_{zi}/2$, град	Вид основной пряжи		
			Пряжа шерстяная аппаратная, F_T , Н	Пряжа х/б средних Текс, F_T , Н	Пряжа льняная, F_T , Н
1	10	5	0,106	0,040	0,058
2	12	6	0,129	0,052	0,074
3	14	7	0,154	0,066	0,092
4	16	8	0,179	0,081	0,112
5	18	9	0,206	0,099	0,134
6	20	10	0,235	0,119	0,161
7	22	11	0,265	0,143	0,190
8	24	12	0,297	0,170	0,223
9	26	13	0,331	0,201	0,261
10	28	14	0,368	0,236	0,303
11	30	15	0,407	0,276	0,351
12	32	16	0,449	0,3220	0,403
13	34	17	0,494	0,370	0,462
Рост в %			$F_{T \text{ макс}}/F_{T \text{ мин}}$ в 2,27 раза $T_{\text{макс}}/T_{\text{запр}} = 134 \%$	$F_{T \text{ макс}}/F_{T \text{ мин}}$ в 3,41 раза $T_{\text{макс}}/T_{\text{запр}} = 134 \%$	$F_{T \text{ макс}}/F_{T \text{ мин}}$ в 3,14 раза $T_{\text{макс}}/T_{\text{запр}} = 134 \%$
			$\alpha_{зев}^{\text{мин}} = 16^\circ$, $\alpha_{зев}^{\text{макс}} = 30^\circ$, $\alpha_{зев}^{\text{макс}} / \alpha_{зев}^{\text{мин}} = 1,875$		
Углы зева при $N_T = G_{\text{рем}}$			16°	24°	21°

На рисунках 2.2.3.1 и 2.2.3.2 приведены графики увеличения силы натяжения T_{zi} и силы нормального давления нити на галево 10-й ремизки F_{zi} в зави-

симости от угла зева α_{zi} и коэффициента жесткости основной пряжи на растяжение (шерстяная, х/б и льняная).

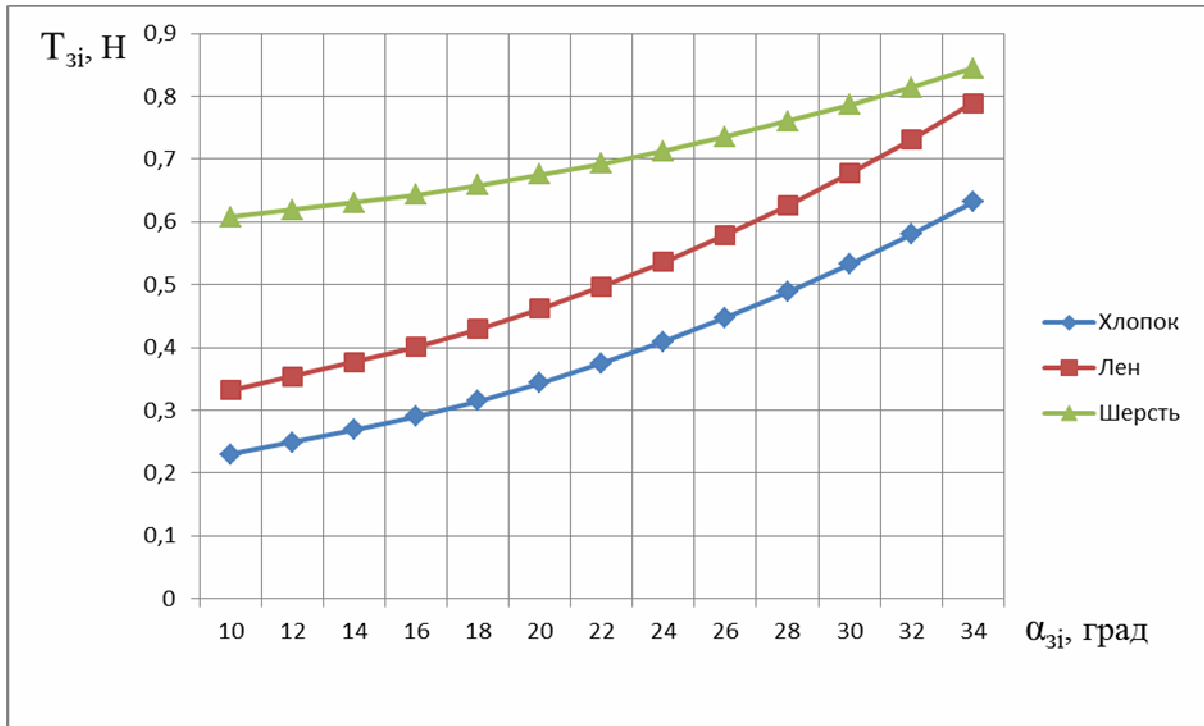


Рис. 2.2.3.1. Возрастание натяжения основной нити в 10-ой ремизке ТМ СТБ(У) с ростом угла зева и вида перерабатываемой нити

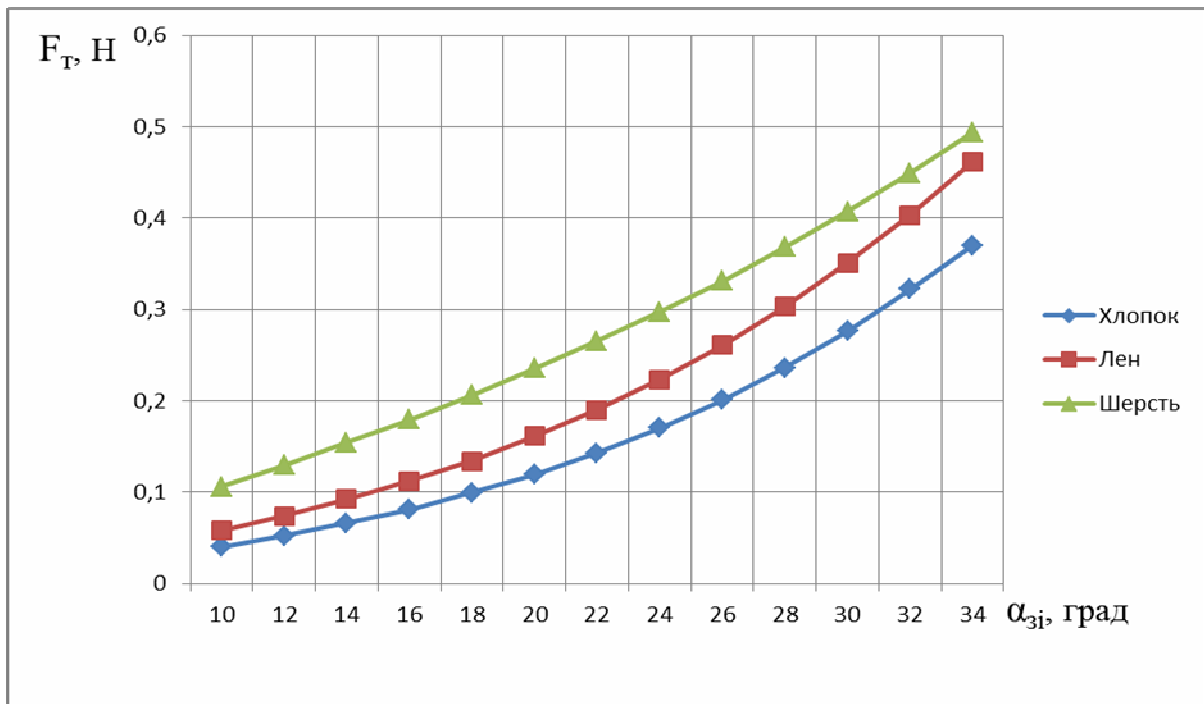


Рис. 2.2.3.2. Возрастание нормальной технологической нагрузки на галево 10-ой ремизки ТМ СТБ(У) с ростом угла зева и вида перерабатываемой нити

Выводы:

1. Абсолютное удлинение увеличивается с ростом угла зева и номером ремизки. Величина абсолютного удлинения основной нити при зевобразовании Δl_{zi} зависит:

– от номера ремизки и длины (глубины и выноса) переднего и заднего зевов i, l_{zi}, l_{zzi} ;

– от угла установленного зева;

2. Относительное удлинение увеличивается с ростом угла зева и номером ремизки. Величина относительного удлинения основной нити при зевобразовании ε_{zi} зависит:

– от общей длины основной нити в заправке ТМ $l_{тз}$;

– от абсолютного удлинения основной нити при зевобразовании Δl_{zi} .

3. Величина технологической нагрузки на отдельное галево и на всю ремизную рамку в целом зависит от:

– параметров установленного зева ($i, l_{zi}, l_{zzi}, \alpha_{zi}$);

– общей длины основной нити в заправке ТМ ($l_0, l_{тз}$);

– физико-механических параметров основной пряжи (вид волокна, вид пряжи, жесткости на растяжение $C_{но}$ и вида ее дополнительной обработки: шлихтовки, эмульгирования и т.п).

– величины заправочного натяжения основы в заступе $T_{запр}$

4. Натяжение основной нити в 10-й ремизке при максимальном зеве в 30° по сравнению с минимальным в 16° увеличивается:

– для х/б пряжи – в 3,41 раза

– для льняной пряжи – в 3,14 раза

– для шерстяной пряжи – в 2,27 раза

5. По отношению к заправочному натяжению, натяжение основной нити в 10-й ремизке при максимальном зеве в 30° увеличивается соответственно:

– для х/б пряжи в 2,7 раза;

– для льняной пряжи в 2,3 раза;

– для шерстяной пряжи на 34%

6. На ТМ СТБ и СТБУ угол зева должен выбираться и устанавливаться согласно выше изложенной методике исходя из показателей качества пряжи, полученных путем лабораторных исследований по параметрам:

- разрывное натяжение (разрывная нагрузка) $T_{\text{разр}}$, Н [г];
- разрывное абсолютное удлинение метрового отрезка, $l_{\text{разр}}$, мм [см];
- разрывное относительное удлинение по метровому отрезку $\varepsilon_{\text{разр}}$, %;
- линейная жесткость при кратковременном растяжении $C_{\text{но}}$, [Н/см; Н/мм];
- коэффициент вариации по неравноте (по Тех; №).

7. Шерстяная пряжа не критична к величине раскрываемого зева и может перерабатываться на ТМ типа СТБ и СТБУ при использовании 10 ремиз (кулачковый привод) или 18 ремиз (кареточный привод) при угле зева в $24^\circ \dots 28^\circ$.

8. При переработке х\б пряжи необходимо получить значения показателей ее качества, подобрать и выставить зев в соответствии с методикой, изложенной в данной работе, не следует повышать величину угла зева более $24^\circ \dots 26^\circ$.

9. При переработке льняной пряжи ее натяжение при зевобразовании может увеличиваться в 2,3 раза по сравнению с заправочным натяжением; при установке зевов следует минимизировать их величин, не следует повышать величину угла зева более $16^\circ \dots 18^\circ$.

ГЛАВА 3. ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНО-СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ РЕМИЗНОГО ДВИЖЕНИЯ

3.1. Классификация зевобразующих механизмов по структурным звеньям и избыточным кинематическим связям

В настоящее время на ТМ вырабатывается широкий ассортимент тканей. Для того чтобы полностью удовлетворить потребности рынка в выработки тканей различного ассортимента, существует множество различных типов ТМ, которые оснащаются ЗОМаи различных кинематических схем и конструкций. Техническая характеристика ЗОМа оказывает большое влияние на производительность ТМ и её ассортиментные возможности.

Зевобразующий механизм ТМ представляет собой сложную многозвенную разветвлённую структуру, предназначенную для преобразования закона движения, задаваемого приводом, в требуемое, регулируемое перемещение ряда параллельно расположенных ремизных рам.

Существует большое многообразие схем механизмов ремизного движения, входящие в состав их ЗОМов и применяемых на разных типах ТМ: АТ, АТПР, СТР, СТП, СТБ и СТБУ.

Рассмотрим различные кинематические схемы ЗОМов и проведем их классификацию по особенностям структуры кинематических схем и избыточным кинематическим связям. В основу анализа положим методики разбиения механизма на структурные группы Асура (рис. 3.1.1) и определения степени его подвижности [70,71]. Механизм, предназначенный для совершения полезной работы, имеет определённую структуру и представляет собой некоторую кинематическую цепь, имеющую входное (ведущее), выходное (рабочее) звено или звенья и передаточные звенья. В качестве приводного механизма в них используются: кривошипно-шатунные, эксцентровые, кулачковые механизмы и программно-управляемые электроприводы, а в качестве передаточных звеньев применяются многообразные элементы и устройства: рычаги 1-ого и 2-ого ро-

да, шатуны, ползуны, четырёхзвенники, двух- и трёхповодковые группы, которые преобразуют заданное движение ведущего звена (коромысла) в перемещение рабочего звена – ремизной рамы.

Использование в передаточных механизмах сложной многозвенной структуры вызвано: значительными линейными размерами рабочего органа ЗОМа ТМ – ремизки, наличием в ремизном движении устройства изменения положения перемещений рабочего и приводного звеньев механизма при существенном изменении формы перемещения, большим передаточным отношением (рабочее звено / ведущее звено) в этих механизмах.

При проектировании передаточных механизмов важно выбирать такую его схему, которая бы воспроизводила требуемый закон движения каждой ремизной рамы с заданной величиной перемещения и точностью её положения относительно линии заступа основы.

Многозвенный ЗОМ состоит из большого числа деталей, при соединении отдельных его частей допуски могут, как складываться, так и вычитаться, поэтому размеры подвижных и неподвижных звеньев и кинематические цепи будут отличаться друг от друга не только на разных, но и на одной и той же ТМ.

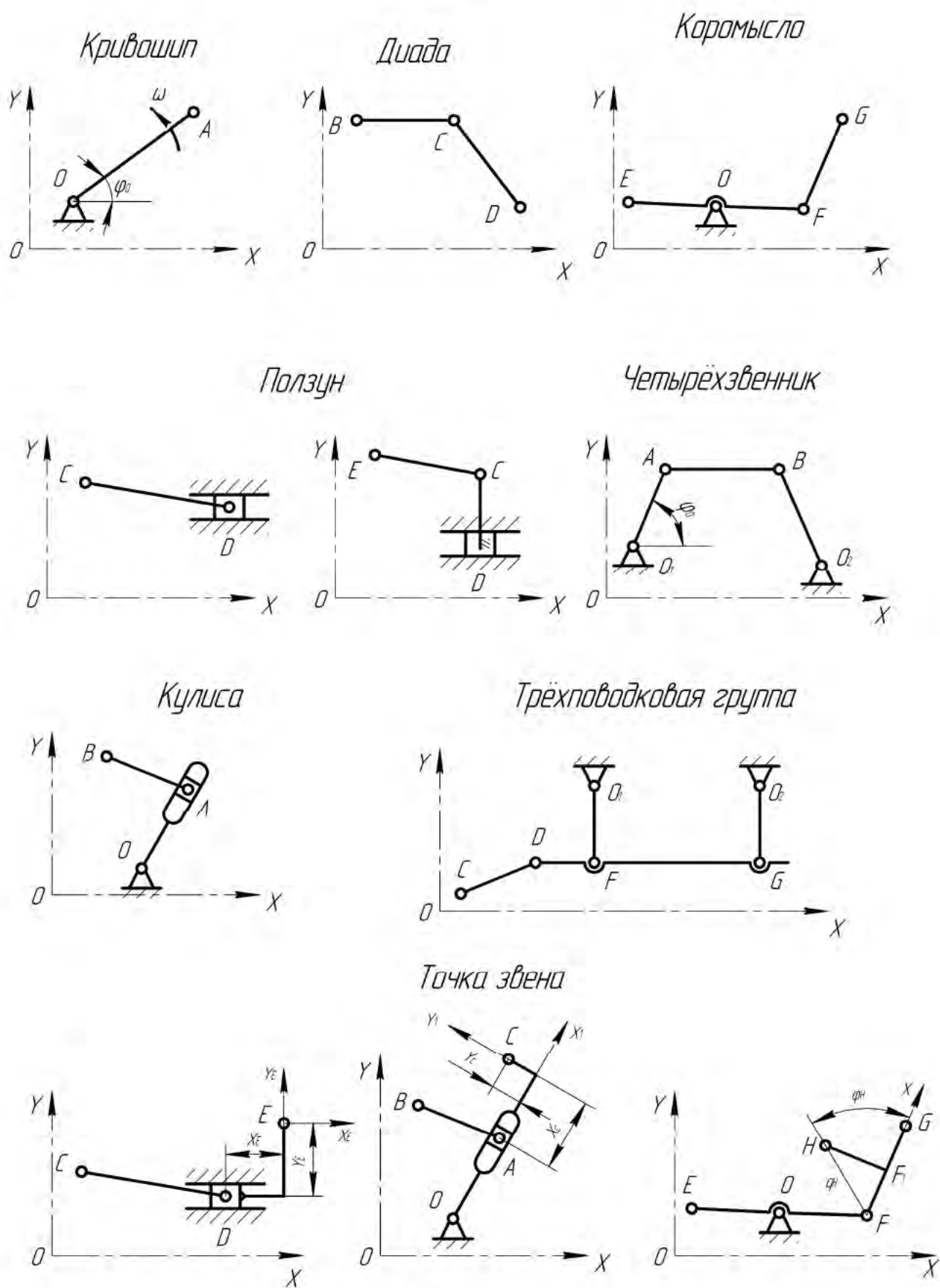


Рис. 3.1.1. Группы Асура

Рассматриваемые механизмы ЗОМа реально не являются плоскими [42]. Некоторая часть шарниров и кинематических звеньев не лежит в одной плоскости, они представляют собой пространственные системы, но с неярко выраженным отклонением ряда подвижных и неподвижных шарниров и звеньев от горизонтальной плоскости. Отсутствие параллельности осей шарниров приводит к отклонению положения звеньев механизма, их перекосу, изгибу и скручиванию, как при монтаже, так и особенно во время работы. Отклонение хотя бы одной оси цилиндрического шарнира от перпендикулярности к плоскости движения ведёт к возникновению в механизме дополнительных кинематических связей, заклиниванию шарниров и перекосу его подвижных звеньев. При этом механизм получает лишние избыточные кинематические связи, а звенья и шарниры – монтажные статические напряжения. Избыточные связи вредны, так как они вызывают в собранном, но в ещё неработающем механизме внутренние напряжения сжатия, растяжения, изгиба и кручения. При работе механизма эти монтажные напряжения складываются с рабочими. Если действующие суммарные напряжения начинают превышать динамический предел прочности, то происходит их быстрый износ, разрушение, что приводит к значительному снижению надежности механизма, сокращает срок службы, как данного механизма, так и всей ТМ в целом. Отсутствие избыточных связей – залог надёжной и долговечной работы механизма. Следовательно, лучше применять механизмы статически определимые, т.е. без избыточных (пассивных) связей. Такие механизмы принято называть рациональными механизмами [70,71].

Классификацией ЗОМ занимались такие учёные как О. Талавашек [84], В.И. Терентьев [88] в качестве критериев использовали следующие признаки: число подвижных и неподвижных шарниров в кинематической схеме до крепления ремизки, общее количество звеньев и т.д. Сравнительный анализ схем осуществлялся по принципу равенства числа шарниров от приводного механизма до точки соединения ремизки. Однако такая классификация раскрывает лишь численные характеристики сложности кинематической схемы, но не даёт

понятия о кинематической структуре механизма ЗОМ, не вскрывает её кинематических, монтажных и прочностных свойств.

Проведём классификацию ЗОМ по особенностям их кинематических схем (табл. 3.1.1), с использованием следующих критериев: числа и вида групп Асура, входящих в кинематическую схему; количества замкнутых контуров; количества избыточных связей.

Сравнительный анализ результатов классификации основных кинематических схем ЗОМ проводится с целью выбора из всего многообразия схем наилучших КС ЗОМ с учётом:

- минимума количества кинематических единиц (групп Асура);
- степени их сложности;
- отсутствию или минимуму количества замкнутых контуров;
- отсутствию или минимуму избыточных связей;
- наличию минимального передаточного числа от приводного до рабочего звена механизма.

Кинематическая схема ЗОМа состоит из структурных звеньев (групп Асура), которые обладают нулевой степенью свободы. Рычажная часть ЗОМов (рис.1, табл.3.1.1) имеет степень свободы $W=1$, т.е. имеет одну основную подвижность. Присоединённые группы не должны ограничивать эту основную подвижность. В реальных механизмах имеются избыточные связи, ограничивающие их подвижность и приводящие звенья и шарниры механизма в упруго-напряжённое состояние.

Анализ ЗОМа на избыточные связи проведён по методике Л.Н. Решетова. Анализ кинематических схем проводится в предположении, что привод кинематической схемы, т.е. кривошип, эксцентрик, кулачковый или иной программируемый привод конструктивно выполнены так, что они не вносят в ЗОМ дополнительных избыточных связей. Согласно этой методике расчёты по определению количества избыточных связей (q) проведены с использованием формул А.П. Малышева (3.1.1) и О.Г. Озола (3.1.2).

Таблица 3.1.1 – Классификация КС ЗОМ

Тип машины	Схема ЗОМ	Число и вид групп Ассура	Количество избыточных связей
1. Ткацкая машина СТП-100		Группы Ассура: 1. Коромысло – 3, 2. Замыкающий ползун – 1. Число подвижных звеньев – 8.	$q = 23$
2. Гидравлическая ткацкая машина Н-105-В		Группы Ассура: 1. Коромысло – 2, 2. Замыкающий контур – 1. Число подвижных звеньев – 5.	$q = 21$
3. Пневматическая ткацкая Машина СТП-160		Группы Ассура: 1. Кривошип – 1, 2. Четырёхзвенник – 1, 3. Замыкающий ползун – 1. Число подвижных звеньев – 8.	$q = 23$
4. Ткацкая машина СТБ(У) 180; 220; 250		Группы Ассура: 1. Ползун – 2, 2. Трёхповодковая группа – 1, 3. Коромысло – 1. Число подвижных звеньев – 10.	$q = 21$

5. Ткацкая машина СТБ(У) 280; 320; 360		Группы Ассура: 1. Ползун – 3, 2. Трёхповодко- вая группа – 1, 3. Коромысло – 2. Число подвиж- ных звеньев – 13.	$q=33$
6. Ткацкая машина АТПР-100; 120		Группы Ассура: 1. Диада – 1, 2. Коромысло – 2, 3. Замыкающий ползун – 1. Число подвиж- ных звеньев – 8.	$q=13$
7. Ткацкая машина Шгойбли		Группы Ассура: 1. Ползун – 3, 2. Коромысло – 1, 3. Точка звена (коромысло) – 3. Число подвиж- ных звеньев – 13.	$q=33$
8. Ткацкая машина АТПРВ-160		Группы Ассура: 1. Диада – 1, 2. Коромысло – 2, 3. Замыкающий ползун – 1. Число подвиж- ных звеньев – 9.	$q=7$

$$q = W - 6 \cdot n + 5 \cdot p_v + 4 \cdot p_{iv} + 3 \cdot p_{iii} + 2 \cdot p_{ii} + p_i \quad (3.1.1)$$

$$q = W + 6 \cdot k - f, \quad (3.1.2)$$

где:

W – общее число степеней свободы,

n – количество подвижных звеньев,

p_i – местные подвижности кинематических пар,

k – количество независимых контуров в механизме,

f – общее число подвижностей в кинематических парах.

Для определения неизвестных значений количества степеней свободы и количество избыточных связей расчёт проводится по формулам (3.1.1) и (3.1.2) совместно.

Для примера проведём анализ подвижности передаточной части кинематической схемы ЗОМ ТМ типа АТПР-100 (рис.2, табл. 3.1.1). Данный механизм имеет одну основную рабочую подвижность $W = 1$, количество подвижных звеньев $n = 8$, число низших пар 5-го класса $p_v = 12$, общее число подвижностей в кинематических парах $f = 12$. Следовательно, количество независимых контуров в механизме составит $k = 4$, которое вычисляется по формуле:

$$k = p_v - n \quad (3.1.3)$$

По формулам А.П. Малышева и О.Г. Озола [5] определяется число избыточных связей в механизме q .

$$q = W - 6 \cdot n + 5 \cdot p_v + 4 \cdot p_{iv} + 3 \cdot p_{iii} + 2 \cdot p_{ii} + p_i = 1 - 6 \cdot 8 + 5 \cdot 12 = 13$$

Как видно из расчета в механизме насчитывается 13 избыточных связей. Эти избыточные связи в рассмотренной кинематической схеме вызовут при монтаже и работе появление дополнительных напряжений в её звеньях.

Наиболее предпочтительными механизмами ремизного движения согласно классификации (табл. 3.1.1) являются конструкции ЗОМ ТМ АТПР и «узких» СТБ и СТБ У, т.к. они имеют наименьше количество звеньев, замкнутых контуров, избыточных связей, и как следствие, более долговечны. Однако, применение пневморепирных ТМ типа АТПР ограничено из-за особенностей их

конструкции, не позволяющей вырабатывать полотна с заправочной шириной более 120 см, а АТПРВ – 160 см. «Широкие» ТМ типов СТП, СТР и СТБ имеют гамму заправочных ширин от 250 до 450 см. Они имеют более высокие ассортиментные возможности и поэтому нашли широкое применение. Однако их кинематические схемы имеют сложную структуру и несут большее количество избыточных связей, что отрицательно сказывается на их надёжности и долговечности.

Использовать кинематические пары с увеличенным числом подвижностей (пары 3-го класса), применять рациональную конструкцию неподвижных и подвижных звеньев, сократить число, или полностью устранить в кинематической схеме ЗОМа замкнутые кинематические контура все эти меры позволят снизить количество избыточных связей.

Выводы:

1. Зевобразующие механизмы ТМ не являются плоскими, они представляет собой некую пространственную систему с незначительными отклонениями ряда шарниров и звеньев от горизонтали. Они имеют избыточные связи, ограничивающие его подвижность, что приводит звенья и шарниры механизма в упруго-напряжённое состояние, как при их монтаже, так и в работе.

2. В кинематических схемах ЗОМа необходимо заменять кинематические пары с малым числом подвижностей (пары 5-го класса) на пары с увеличенным числом подвижностей (пары 3-го класса), либо добавлять в кинематическое звено шарнир, обеспечивающий устранение определённой избыточной связи, а так же необходимо сокращать или полностью устранять в КС ЗОМа замкнутые кинематические контура.

3. Усовершенствование кинематических схем отечественных ТМ типа СТБ(У) целесообразно проводить в указанном выше направлении.

3.2. Использование четырехзвенников в качестве передаточного механизма в ЗОМе

На существующих ТМ для передачи движения от привода к рабочему звену ЗОМа применяются плоские рычажно-стержневые передачи. В качестве элементов таких передач могут использоваться четырехзвенники различных видов и форм, от которых зависит точность передачи движения. Следует классифицировать подобные четырехзвенники по их виду и форме, и исследовать влияние их формы и соотношение ведущего и ведомого рычагов на возможность передачи движения с определенной степенью искажения. Оценки величины искажения будем проводить с помощью построения номограмм значений мгновенного передаточного отношения в зависимости от вида четырехзвенника, отношению его ведущего и ведомого рычагов и угла качания ведущего звена.

В традиционном процессе ткачества формируемый зев, как правило, является симметричным. Сведения о применении в технологии ткачества асимметричных зевов отсутствуют, хотя на практике высота верхней ветви зева на $7\div 16\%$ меньше нижней и натяжение основной нити в верхней ветви зева также ниже на $15\div 25\%$ [52]. При симметричном зеве две или несколько движущихся в противофазе ремиз встречаются в среднем положении. В этом положении основа оказывается расположенной в одной плоскости, «в заступе». Перемещение каждой ремизки регулируется относительно её положения в заступе и по высоте зева [14]. Для установки требуемого перемещения предусмотрена регулировка в приводе ЗОМа, позволяющая устанавливать положение заступа основы относительно горизонтали ТМ и высоту зева в соответствии с требованиями технологии ткачества для данного вида ткани, вырабатываемой из определённого вида пряжи.

На большинстве существующих ТМ для передачи движения ремизным рамам от механического (кулачкового, кривошипно-шатунного, эксцентрикового) или электрического (сервомоторы, программно-управляемые и шаговые

электродвигатели) приводов применяется рычажно-стержневые передачи, в состав которых входят двух- и трёхповодковые группы различных видов. Наиболее характерным примером таких передаточных систем являются кинематические схемы ЗОМов ТМ типа АТК–100, АТПР и СТБ(У) различных модификаций и заправочных ширин L_{TM} .

В качестве передаточного механизма в большинстве существующих кинематических схем ЗОМов используются четырёхзвенники разных видов, размеров и форм [46]. Так передаточный механизм ЗОМ широкой ТМ СТБ(У) состоит из трёхповодковой группы и шести двухповодковых групп 1-ого и 2-ого видов. Наличие такого количества передаточных звеньев приводит к значительному искажению заданного закона движения в ремизных рамах [38]. Движение ремизок должно с наименьшими отклонениями и искажениями воспроизводить закон, задаваемый на кулачковом приводе.

Для устранения искажения исследуем влияние вида и формы четырёхзвенника на его свойство передавать движение без искажения или с заданной точностью. Передаточные четырёхзвенники, как правило, имеют различную длину рычагов и шатунов, от их соотношения зависит как его вид, так и передаточная функция данного механизма и условия установки его в мёртвое положение. Вид передаточного четырёхзвенника зависит от расположения его подвижных звеньев относительно стойки.

Рассмотрим различные виды передаточных четырёхзвенников. Четырёхзвенник, шатун которого лежит по одну сторону от неподвижного звена назовём параллелограммом, а четырехзвенник, у которого шатун и неподвижное звено пересекаются – контрпараллелограммом.

Параллелограмм может иметь форму, при которой шатун перпендикулярен как входному (ведущему), так и к выходному рычагам, при этом четырехзвенник в своём среднем положении располагается так, что ведущий и ведомый рычаги параллельны (частный случай), то такую форму четырёхзвенника будем считать «канонической» (рис. 3.2.1 а; б; в).

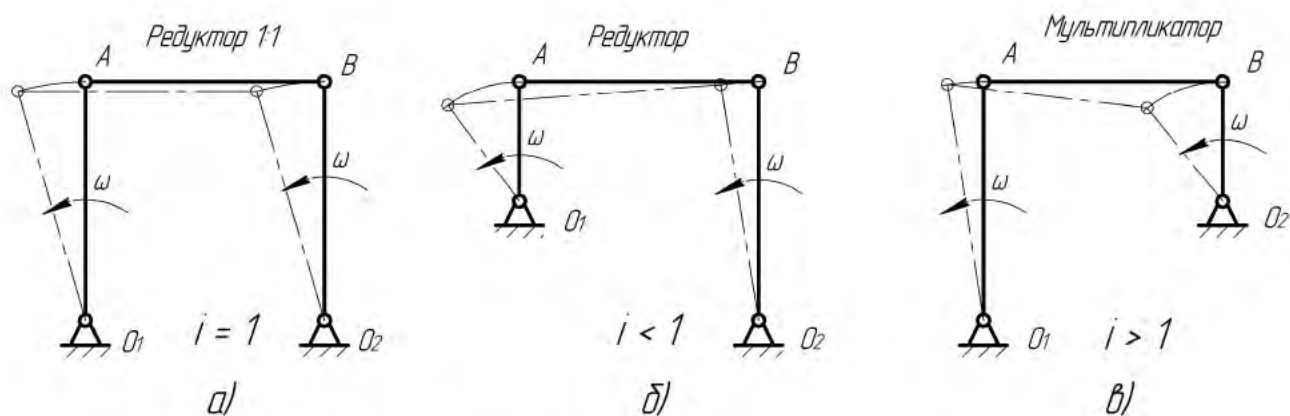


Рис. 3.2.1. Формы четырехзвенников

В случае, когда входной и выходной рычаги четырехзвенника расположены перпендикулярно шатуну, но их направление противоположно друг другу, то данный четырехзвенник является «каноническим контрпараллелограммом» (рис. 3.2.2 а; б; в).

Четырехзвенник (параллелограмм, контрпараллелограмм), находящийся в положении, когда шатун и ведущий рычаг расположены перпендикулярно, а ведомый рычаг отклоняется на некоторый угол от направления ведущего рычага, то такой четырехзвенник будем рассматривать как «канонический четырехзвенник частного положения» (рис. 3.2.3 а; б).

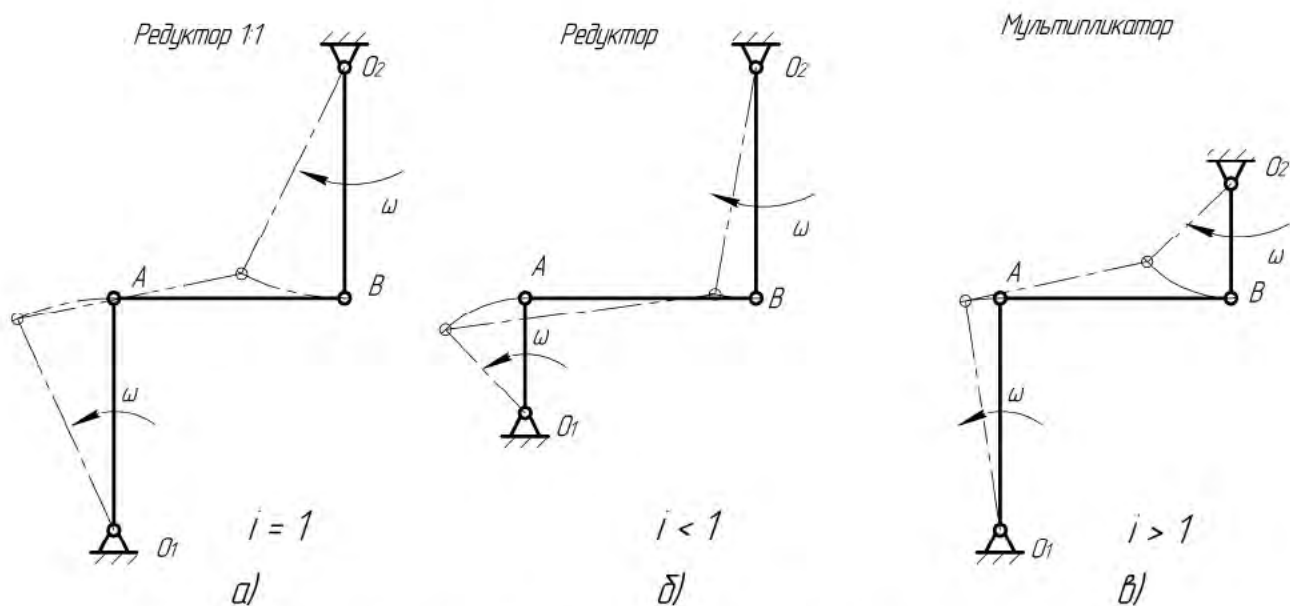


Рис. 3.2.2. Формы четырехзвенников

Четырёхзвенник, у которого рычаги не параллельны, а шатун не перпендикулярен хотя бы одному из них – будем считать «четырёхзвенником общего положения» (рис. 3.2.2 в).

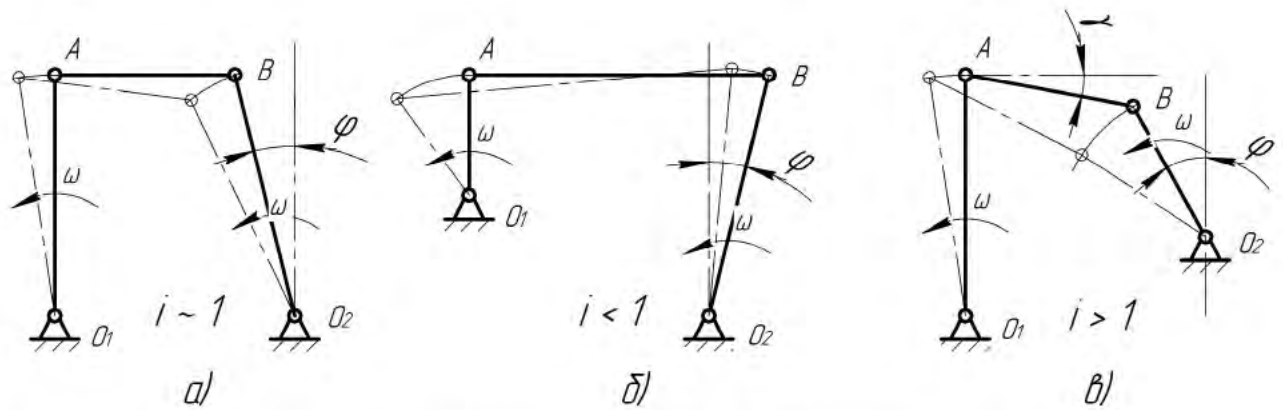


Рис. 3.2.3. Формы четырехзвенников

Рассмотрим влияние видов всех выше рассмотренных четырёхзвенников на качество передачи движения.

В начале исследуем передаточное отношение в «каноническом четырёхзвеннике», т.е. при соотношении длин рычагов $r_1 = r_2 = l_{III} = l$. Если отклонять ведущий рычаг r_1 от своего начального положения на $\pm\alpha$, то ведомый рычаг r_2 будет отклоняться на угол $\pm\beta$. В параллелограмме (рис. 3.2.4) и контрпараллелограмме (рис. 3.2.5) канонической формы передаточное отношение будет соответствовать отношению длин этих рычагов:

$$i_o = \frac{r_2}{r_1} \quad (3.2.1)$$

Если $r_2 > r_1$, то передача является редуктором, если наоборот, $r_2 < r_1$, то передача – мультипликатор. Передаточное отношение механизма в движении будем рассматривать как отношение углов поворота его ведущего α и ведомого β звеньев:

$$i_\mu = \frac{\Delta\alpha}{\Delta\beta} \quad (3.2.2)$$

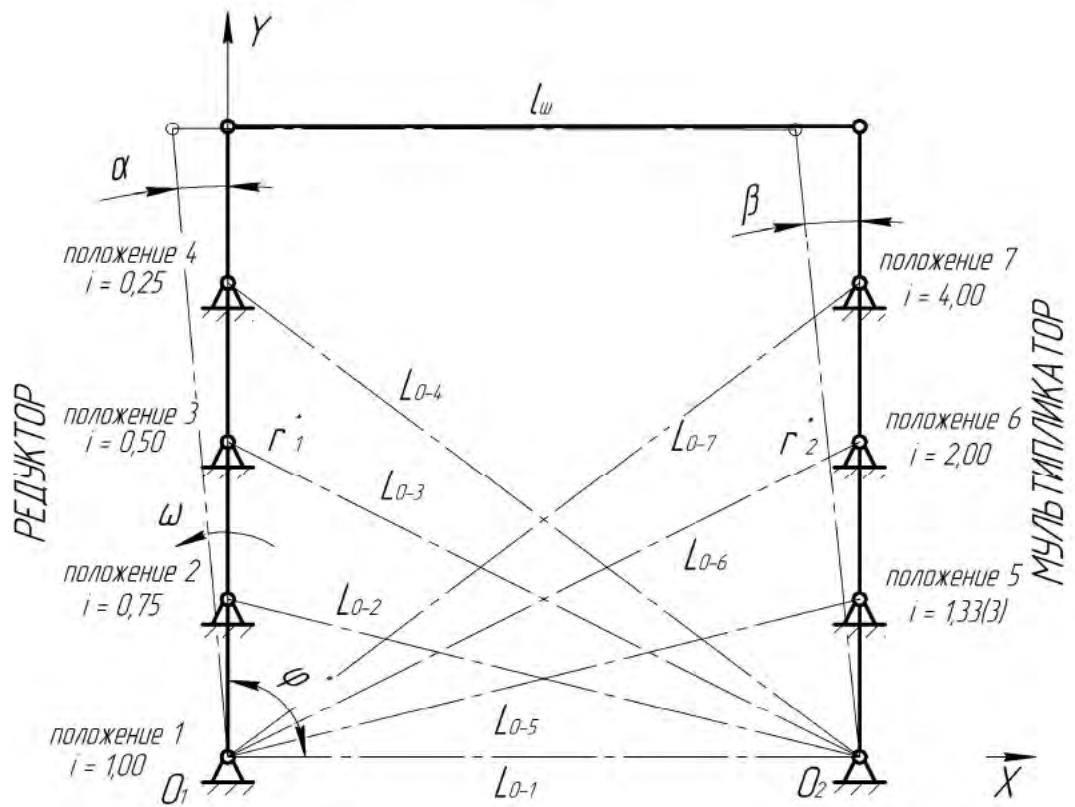


Рис. 3.2.4. Расчетная схема параллелограмма

Рассмотрим изменение передаточного отношения у четырёхзвенника – «параллелограмма канонической формы» (ПКФ) (рис. 3.2.4 а) при угле качания α ведущего рычага на 60 градусов от -30° до $+30^\circ$, при изменении длин рычагов r_1, r_2 ведущего и ведомого звеньев в диапазоне от 4 до 0,25, шаг расчёта 0,25. Такой четырёхзвенник может быть использован, как в качестве редуктора, так и мультипликатора.

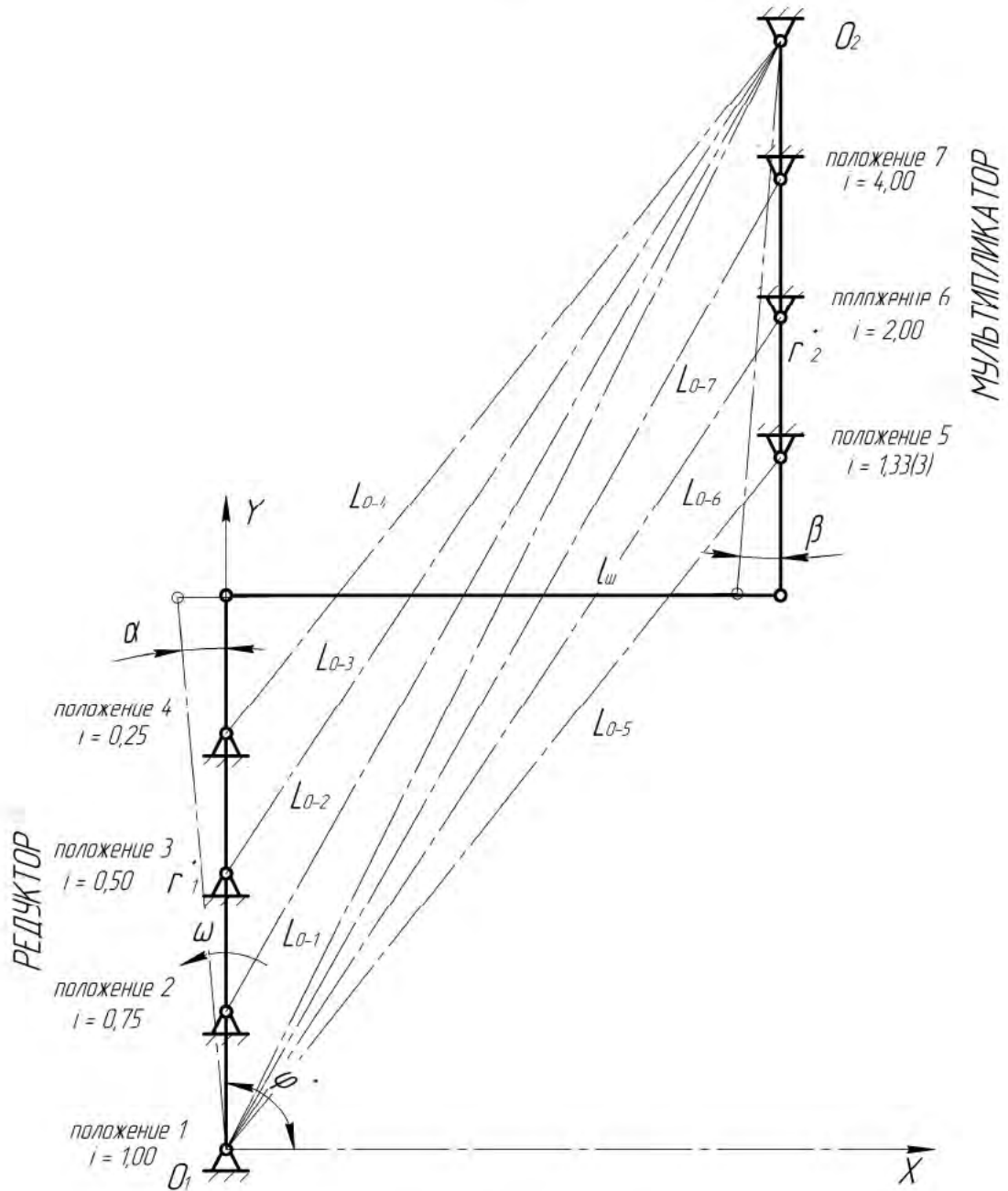


Рис. 3.2.5. Расчетная схема контрпараллелограмма

Рассмотрим для параллелограмма и контрпараллелограмма (канонической формы) в диапазоне изменения длин рычагов r_1, r_2 область существования механизма (рис. 3.2.6 а; б). Четырёхзвенник встанет в мёртвое положение при передаточном отношении $i_0 = 1$, а угол поворота ведомого звена α будет соответствовать $\pm 90^\circ$. Этот угол $\varphi_{МП}$ определяется следующей формулой:

$$\varphi_{МП} = \arccos\left(\frac{r_1^2 + L^2 - (l_{ш} + r_2)^2}{2 \cdot r_1 \cdot L}\right), \quad (3.2.3)$$

где:

r_1 – длина ведущего рычага;

r_2 – длина ведомого рычага;

l_{III} – длина шатуна;

L – межцентровое расстояние.

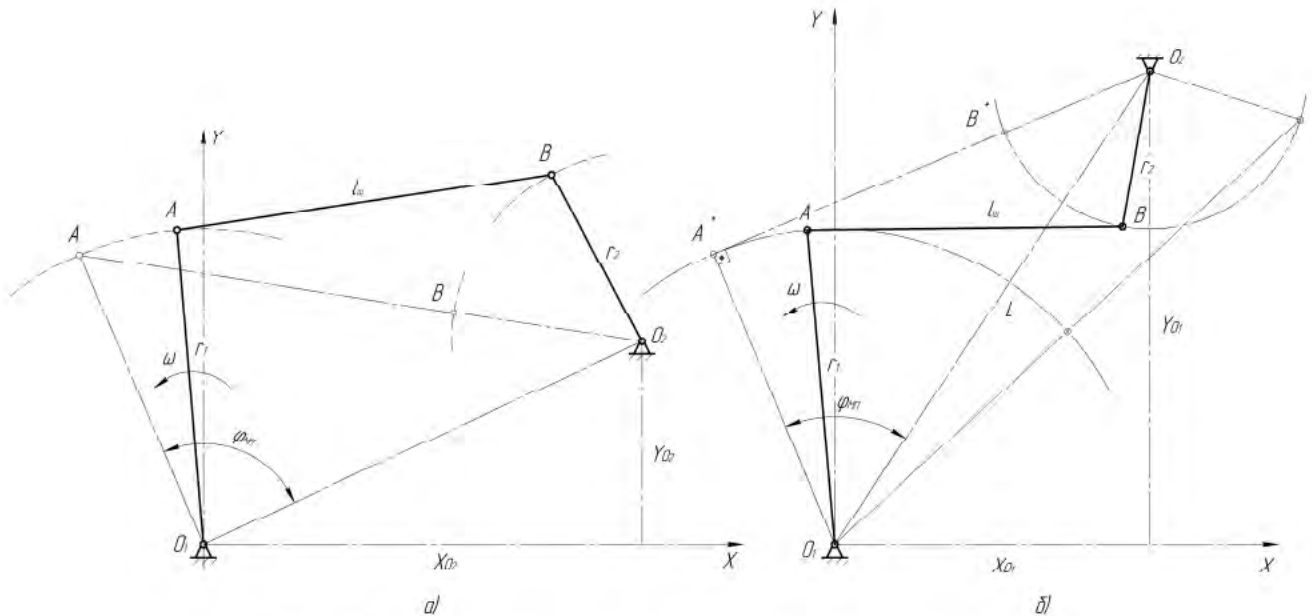


Рис. 3.2.6. Мёртвое положение четырехзвенников

Пусть соотношение ведущего и ведомого рычагов не равно 1 для заданного диапазона изменения длин рычагов r_1, r_2 механизма, тогда угол поворота $\varphi_{МП}$, определяемый (3.2.3) для ведущего звена будет ограничен переходом механизма в мёртвое положение, а его значения представлены в табл. 3.2.1, где различные положения механизма 1–7 показаны на рис. рис. 3.2.4.

Таблица 3.2.1 – Предельные значения углов поворота ведущего рычага $\varphi_{МП}$ ПКФ при установке его в мёртвое положение

Пол-ние 1	Пол-ние 2	Пол-ние 3	Пол-ние 4	Пол-ние 5	Пол-ние 6	Пол-ние 7
180,00 ⁰	133,62 ⁰	127,15 ⁰	99,73 ⁰	43,05 ⁰	26,57 ⁰	13,29 ⁰

Анализ результатов табл. 3.2.1 показывает, что при возрастании передаточного отношения i_0 от 1 до 4, угол качания ведущего звена будет изменяться от $\pm 90^\circ$ градусов до $13,29^\circ$. При уменьшении передаточного отношения от 1 до 0,25,

угол поворота ведущего звена будет больше 180° и при $i_0 = 0,25$ составит $133,62^\circ$.

Результаты расчёта изменения передаточного отношения i_0 в зависимости от: диапазона изменения длин рычагов r_1, r_2 ; угла качания ведущего рычага α от -30 до $+30$ градусов с шагом 5 градусов; 8-и значений соотношения длин ведущего и ведомого рычагов ($i_0 = 1; 1,33(3); 2: 3: 4; 0,75; 0,5; 0,25$) представлены в приложении 2. По этим же результатам расчета строим номограмму показанную на рис. 3.2.7.

Номограмма I (рис. 3.2.7) показывает, что четырёхзвенник в виде ПКФ может быть использован в качестве элемента рычажно-стержневой передачи, как в качестве редуктора, так и мультипликатора.

Использование данного четырёхзвенника в качестве редуктора не ограничивается выбранным интервалом передаточных отношений, т.е. может быть равно и меньше 0,1. Искажение движения в пределах 1% происходит при повороте ведущего звена на $\pm 15^\circ \div \pm 25^\circ$; а в пределах 5% – при повороте на $\pm 45^\circ$ и более. Изменение передаточного отношения при этом практически симметрично и однонаправлено в сторону его уменьшения, т.е. замедления движения выходного звена.

Данный четырёхзвенник можно использовать как *мультипликатор* с передаточным отношением $i_0 \leq 2,0 \div 2,5$. Угол поворота ведущего звена при искажении движения на 1% составляет всего $\pm 4^\circ$, а при отклонении на 5% – $\pm 8^\circ \div \pm 15^\circ$. Искажение движения также практически симметрично и однонаправлено, но при увеличении угла поворота ведущего звена передаточное отношение i_0 увеличивается, т.е. выходное звено ускоряется.



Рис. 3.2.7. Номограмма I

Подобная номограмма II (рис. 3.2.8) может быть составлена и для оценки изменения передаточного отношения i_0 при рассмотрении движения четырёхзвенника контрпараллелограмма канонической формы (КПК).

Искажение движения асимметрично, как относительно среднего положения ($\varphi = 0$), так и направления поворота ведущего рычага ($\varphi < 0 \rightarrow i_0 > i_\mu$, если $\varphi > 0 \rightarrow i_0 < i_\mu$). В случае использования КПК в качестве **редуктора**, асимметричное искажение в 1% будет соответствовать повороту рычага r_1 на угол $+15^\circ \div -17^\circ$, а аналогичное искажение в 5% – при повороте на $+30^\circ \div +47^\circ$ и $-45^\circ \div -62^\circ$.

Использование контрпараллелограмма в качестве **мультипликатора** при искажении движения в 1% ограничено поворотом ведущего рычага r_1 на $\pm 5^\circ \div \pm 12^\circ$, и возможным передаточным отношением $1,0 \leq i_0 \leq 1,5$. Увеличение искажения до 5% позволяет увеличить диапазон i_0 и угол качания φ до значений: $1,0 \leq i_0 \leq 2,0$, а угла φ в диапазоне: $-(12^\circ \div 22^\circ) \leq \varphi \leq +(13^\circ \div 27^\circ)$.

Анализ номограммы II (рис. 3.2.7) показывает, что использование контрпараллелограмма в качестве передаточного механизма ограничивается тем, что:

- при $i_0 = 1,0$ и повороте ведущего рычага r_1 на угол $\varphi \geq \pm 35^\circ$, искажение движения будет асимметричным и изменится от -5% до $+5\%$;
- при $i_0 \leq 2,0$ и повороте ведущего рычага r_1 на угол $\varphi \geq \pm 15^\circ$, искажение движения будет асимметричным и изменится до $+5\%$, т.е. четырёхзвенник такого вида и такой формы может использоваться в качестве асимметричного мультипликатора, но с ограниченным углом $\pm \varphi$ качания ведущего звена, либо в качестве механизма асимметрично искажающего первоначальное движение;
- при $i_0 \leq 1,0$ с искажением до -5% угол поворота ведущего рычага r_1 может достигать значения $\varphi \approx +35^\circ \div -60^\circ$, т.е. использоваться в качестве асимметричного редуктора.

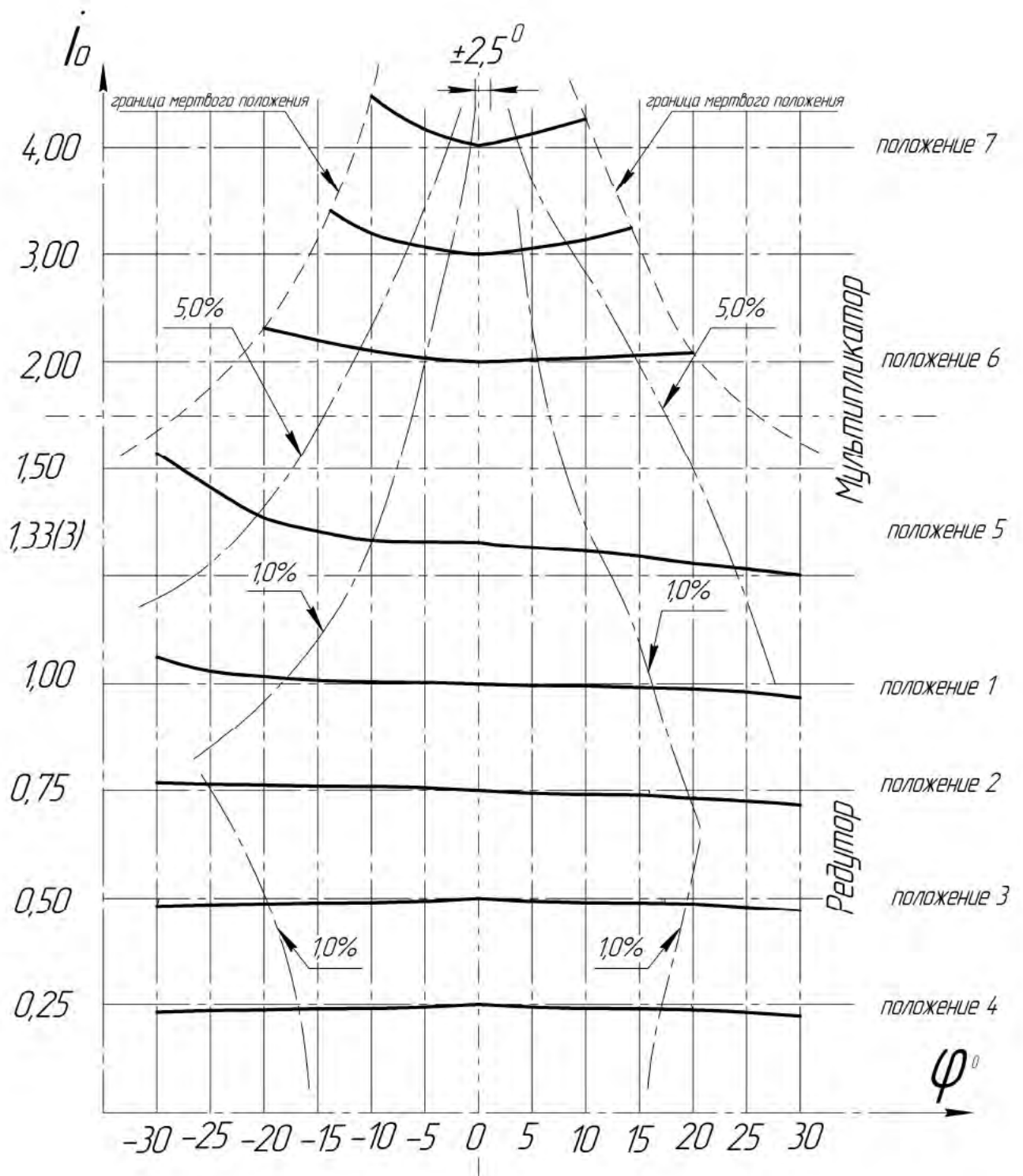


Рис. 3.2.8. Номограмма II

На рис. 3.2.9 изображён четырёхзвенник – канонический параллелограмм в положении, в котором длина шатуна меньше, чем длина неподвижного звена. Четырёхзвенники такого вида и такой формы наиболее часто встречаются в кинематической схеме ЗОМ современных ТМ. Исследуем данный четырёхзвенник по вышеприведённой методике и определим область его возможного использования в принятых границах искажений движения. На рис. 3.2.10 приведена расчётная номограмма изменения i_0 .

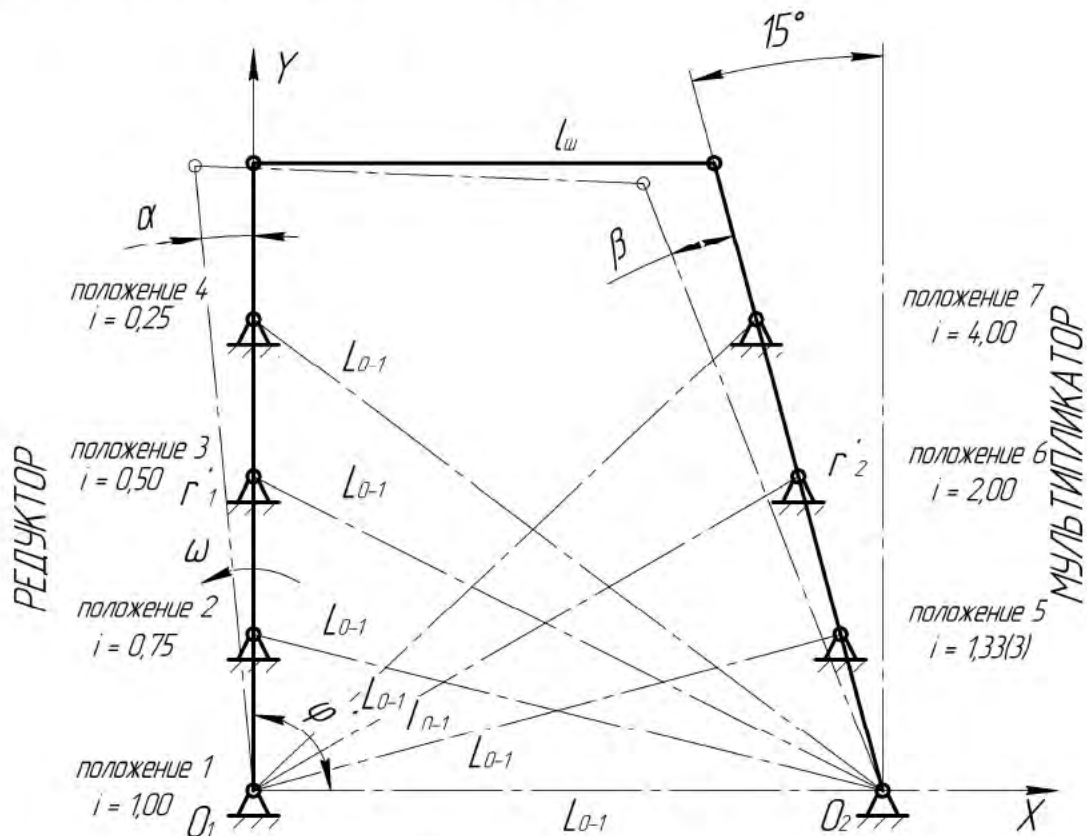


Рис. 3.2.9. Четырёхзвенник ЗОМ

Номограмма III (рис. 3.2.10) изменения передаточного отношения i_0 для такого канонического параллелограмма имеет сходство с номограммой I, но т.к. рассматриваемый четырёхзвенник имеет асимметрично расположенный выходной рычаг r_2 , что приводит к тому, что номограмма I сдвинута в сторону отрицательного угла качания ведущего рычага (рис. 3.2.7).

Очевидно, что искажение симметрии начального положения механизма приводит к резкому и асимметричному изменению его «передаточных» свойств.

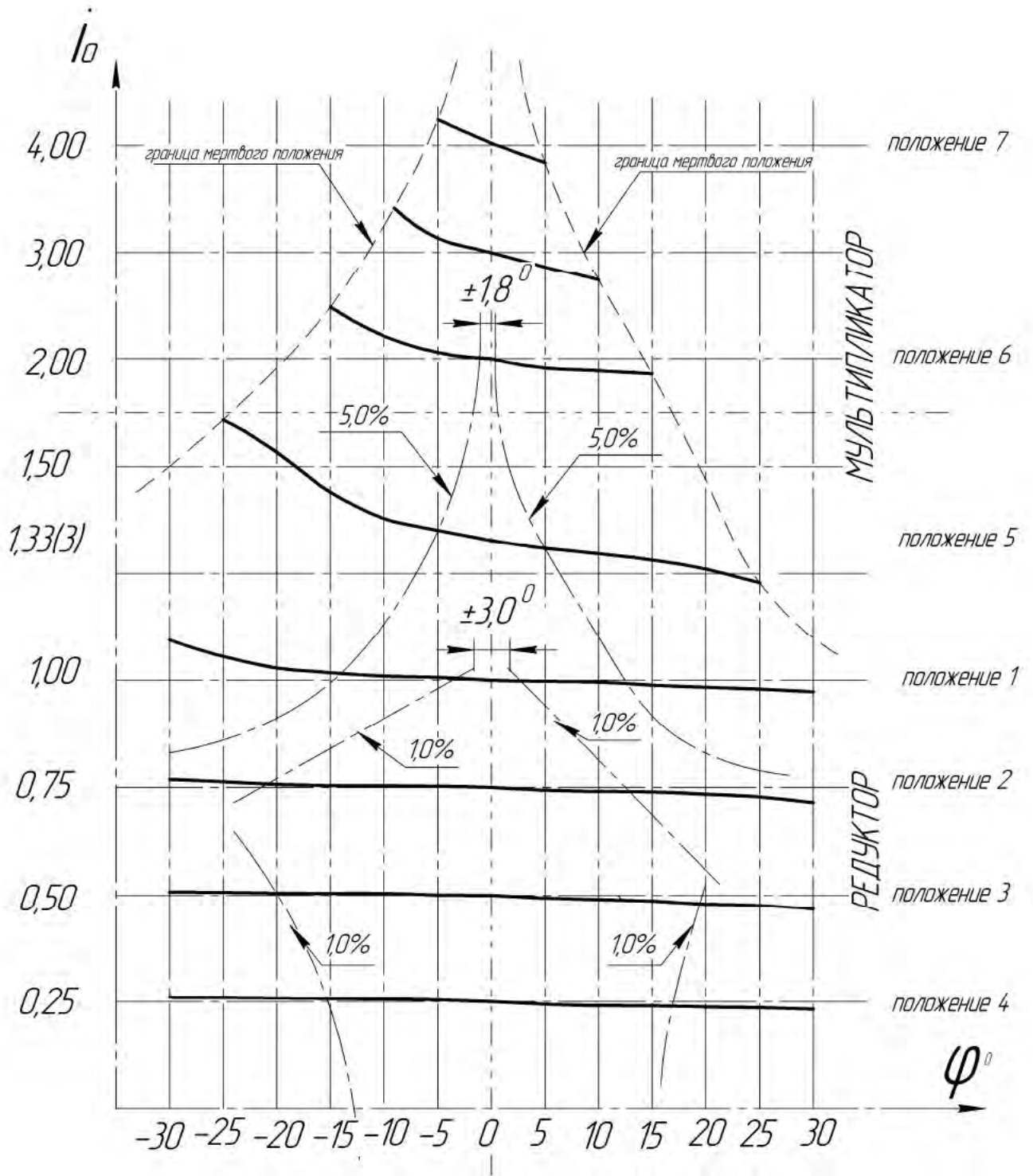


Рис. 3.2.10. Номограмма III

В качестве мультипликатора данный четырёхзвенник может быть использован только как асимметричный с искажением движения до 50% и при передаточном отношении не более 1,3. А в качестве редуктора – при передаточном отношении $i_0 \leq 0,75$.

Использование подобного четырёхзвенника (рис. 3.2.9) при $i_0 \approx 1$ и при угле поворота ведущего рычага r_2 на угол φ больше $\pm 15^\circ$ приводит к асимметрии движения больше, чем на $-5\% \div +5\%$. Поэтому, такие четырёхзвенники могут использоваться в качестве передач, обеспечивающих, в случае необходимости, асимметричное искажение движения выходного звена исполнительного механизма.

Номограммы I; II и III позволяют комплексно оценить пределы и возможность использования рассмотренных типов четырёхзвенников в качестве элементов как кинематических схем ЗОМ, так и других исполнительных механизмов текстильных машин. Эти номограммы позволяют оценить форму и величину искажения движения при использовании рычажно-стержневых систем в передачах движения, т.е. там, где движение по конструктивным и/или технологическим соображениям нельзя выполнить с помощью тросов, валиков и шестерён.

Для любых плоских рациональных механизмов, так и (псевдоплоских) [46] передач с избыточными связями, по приведённой методике может быть составлена подобная номограмма, развернутая на требуемом угле качания ведущего звена $\pm \varphi$ и передаточного отношения i_0 .

Выводы:

1. Предложена классификация четырёхзвенников, используемых в качестве элементов кинематических схем в приводах рабочих органов текстильных машин.

2. Предложена методика анализа четырёхзвенников канонической формы в качестве преобразователей (редуцирования и мультиплицирования) движения ведущего звена механизма в движение рабочего органа с определённым направлением искажения и степенью точности.

3. Построены номограммы передаточных отношений в механизмах, с помощью которых возможно выбирать виды и формы четырехзвенников с наименьшей степенью искажения передаваемого ими движения от ведомых звеньев.

3.3. Анализ распределения передаточного отношения по ступеням привода ремиз

Зевообразующий механизм (ЗОМ) всех современных ТМ состоит из приводного и передающего механизмов и заканчивается рабочим органом – ремизной рамой с галевами [54]. Передающий механизм ЗОМа может быть выполнен в виде многоступенчатого рычажно-стержневого, рычажно-тросового, или гибридного механизмов.

В зависимости от величины перемещения ремизки передающий механизм может быть редуктором или мультипликатором и иметь до пяти ступеней преобразования величины и формы движения, задаваемого приводом. В качестве привода ЗОМа на ТМ типа СТБ(У) применяются кулачки с кинематическим замыканием или каретки. Общее передаточное отношение каждой пары секций ЗОМа, увеличивается от 1-ой (к берду) ремизки до последней, 10-ой при кулачковом приводе и 18-ой, при кареточном. При этом общее передаточное отношение ($i_{\text{ОБЩ}}$) распределяется в каждой паре секций ($i_{\text{ЧАСТН}}$) по традиционно принятым, но расчетно-необоснованным конструктивным соображениям.

Рабочим звеном в последней ступени каждой передачи является ремизка, на неё действуют: технологическая, инерционная, диссипативная сила и сила веса ремизной рамы (РР) с галевами. На передаточные звенья действуют, кроме нагрузки от ремизки, их собственные инерционные и диссипативные силы, величины которых могут принимать различные значения.

Для минимизации усилия в паре «кулачок-ролик» привода каждой секции механизма ремизного движения (МРД), следует провести исследование влия-

ния расположения общего передаточного отношения механизма ($i_{\text{ОБЩ}}$) в каждой из её секций по ступеням рычажной передачи.

Общее передаточное отношение принято: для передачи типа «редуктор» 0,25, для «мультипликатора» 4,0. Для исследования частных передаточных отношений составляющих $i_{\text{ОБЩ}}$ выбраны законы: равномерный, равномерно-возрастающий (убывающий) и экспоненциальный. В расчетах сделаем допущения, что нагрузки в каждой ступени передачи принимаются условно равными и постоянными, т.е. независимыми ни от вида движения звена, ни от его положения, а также от расположения ступени передачи, несущей в себе общее ($i_{\text{ОБЩ}}$), или частное ($i_{\text{ЧАСТН}}$) передаточные отношения [5].

У ТМ типа СТБ(У) среднее значение передаточного отношения МРД, работающего как мультипликатор, близко к значению 4,0 [48].

Расчётный передаточный механизм представлен на рис.3.3.1, он имеет $i_{\text{ОБЩ}}$ и $i_{\text{ЧАСТН}} = 1,0$ и состоит из 4-х последовательно установленных диад «шатун-рычаг», в котором каждая ступень передачи (диада) может иметь частное передаточное отношение лежащее в интервале $i_{\text{ЧАСТН}} = 0,25 \div 4,0$.

В качестве основных показателей влияния расположения $i_{\text{ОБЩ}}$ в одной из ступеней передачи выбраны два наиболее существенных расчётно-конструктивных фактора: приведённая сила в приводе передачи $F_{\text{ПРВ}}$ и площадь поперечного сечения $S_{\text{ПРВ}}$ приводного стержня (приводного элемента рычажной передачи).

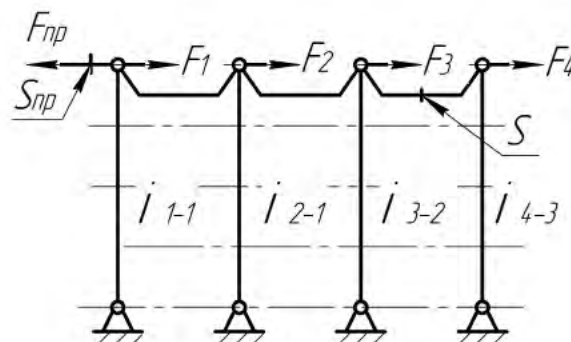


Рис. 3.3.1. Расчётный передаточный механизм

В табл. 3.3.1 и 3.3.2 (столбец 2) приведены кинематические схемы (КС) рычажно-стержневых передач (Р-С передач) с последовательным расположением

ем $i_{\text{ОБЩ}}$ в одной из ступеней, причём, в таблице 1 даны КС мультипликаторов, а в таблице 2 – редукторов. В столбце 3 приведены формулы расчёта величины приведённой силы $F_{\text{ПРВ}}$ на приводном стержне в том случае, когда в каждом подвижном шарнире, расположенном на конце каждого рычага условного механизма, приложена единичная постоянная сила $F = \text{Const}$.

Рассмотрим, когда $i_{\text{ОБЩ}}$ равно 1,0, приведенная сила в приводе $F_{\text{ПРВ}}$ равна $4F$, а площадь поперечного сечения приводного стержня $S_{\text{ПРВ}}$ также равна $4S$, при условии равенства площади последнего рабочего шатуна равной S и сохранении пропорциональности между S и F .

В столбцах 4 и 5 (табл. 3.3.1 и 3.3.2) приведены значения приведённой силы $F_{\text{ПРВ}}$ в приводе и площадь $S_{\text{ПРВ}}$ приводного стержня выраженные в относительных единицах F и S .

В графе 5 (табл. 3.3.1 и 3.3.2) приведены КС рычажно-стержневой передачи, у которой $i_{\text{ОБЩ}}$ всей передачи выполнено как произведение равных частных передаточных отношений, которые последовательно распределены по всем ступеням этой передачи. т.е.: $i_{\text{ЧАСТН1}} = i_{\text{ЧАСТН2}} = i_{\text{ЧАСТН3}} = i_{\text{ЧАСТН4}} = i$.

Анализ сил, действующих в **мультипликаторах** и подобных им передачах, показывает, что значение приведённой силы в их приводе при распределении $i_{\text{ОБЩ}}$ по ступеням передачи может быть вычислено по формуле:

$$F_{\text{ПРВ}} = \{ [(F4 \cdot i4 + F3) \cdot i3 + F2] \cdot i2 + F1 \} \cdot i1, \quad (3.3.1)$$

где:

$$i1 \neq i2 \neq i3 \neq i4; F1 \neq F2 \neq F3 \neq F4.$$

Если частные передаточные отношения равны друг другу, то величина приведенной силы в приводе подсчитывается по формуле:

$$F_{\text{ПРВ}} = i^1 \cdot F1 + i^2 \cdot F2 + i^3 \cdot F3 + i^4 \cdot F4, \quad (3.3.2)$$

где:

$$i1 = i2 = i3 = i4 = i_{\text{ЧАСТН}} = i = \text{Const}; \quad i_{\text{ЧАСТН}} = \sqrt[N]{i_{\text{ОБЩ}}};$$

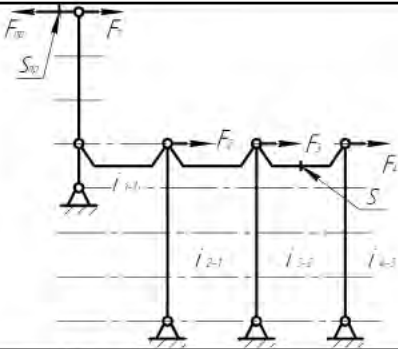
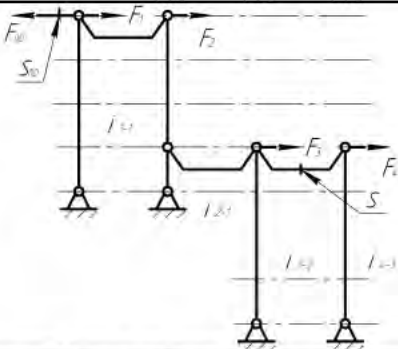
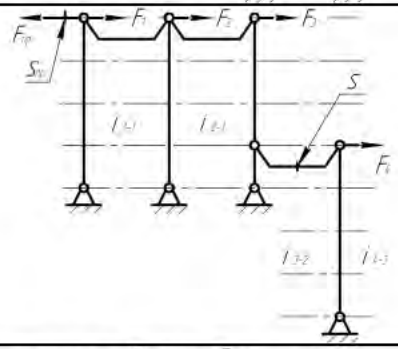
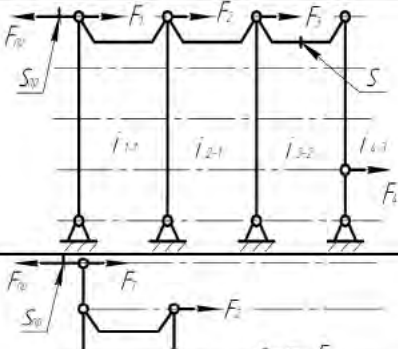
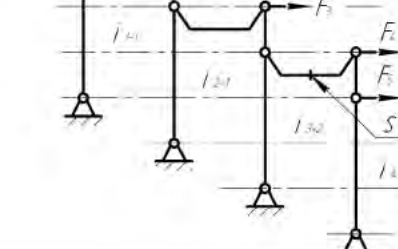
$$F1 \neq F2 \neq F3 \neq F4,$$

N , ед. – число ступеней передачи при равных $i_{\text{ЧАСТН}}$.

Таблица 3.3.1 – Мультипликатор

№	Мультипликатор $i_{общ} = 4$			
	Рисунок	Формула приведенной силы	Величина привед. силы	Сечение приводн. стержня
1		$F_{np} = i_{общ} \cdot \sum_{n=1}^4 F_n$	16F	16S
2		$F_{np} = F_1 + i_{общ} \cdot \sum_{n=2}^4 F_n$	13F	9S
3		$F_{np} = \sum_{n=1}^2 F_n + i_{общ} \cdot \sum_{n=2}^4 F_n$	10F	6S
4		$F_{np} = \sum_{n=1}^3 F_n + i_{общ} \cdot F_4$	7F	7S
5		Формула F_{np} в тексте (3.3.1) $i_{общ} \approx 4$ $i_{частн} = 1,4142$	10,24F	7,24S

Таблица 3.3.2 – Редуктор

№	Редуктор $i_{общ} = 0,25$			
	Рисунок	Формула приведенной силы	Величина привед. силы	Сечение приводн. стержня
1		$F_{пр} = i_{общ} \cdot \sum_{n=1}^4 F_n$	$1,75F$	$1,75S$
2		$F_{пр} = F_1 + i_{общ} \cdot \sum_{n=2}^4 F_n$	$2,5F$	$2,5S$
3		$F_{пр} = \sum_{n=1}^2 F_n + i_{общ} \cdot \sum_{n=2}^4 F_n$	$3,25F$	$3,25S$
4		$F_{пр} = \sum_{n=1}^3 F_n + i_{общ} \cdot F_4$	$4,0F$	$4,0S$
5		Формула $F_{пр}$ в тексте (3.3.4) $i_{общ} \approx 0,25$ $i_{частн} = 0,7071$	$2,56F$	$2,56S$

В случае, когда в передаче равны и частные передаточные отношения, и силы, приложенные к каждой ступени передачи, величина приведенной силы в приводе *мультипликатора* может быть подсчитана по формуле:

$$F_{\text{ПРВ}} = (i^1 + i^2 + i^3 + i^4) \cdot F, \quad (3.3.3)$$

где:

$$i1 = i2 = i3 = i4 = i_{\text{ЧАСТН}} = i = \text{Const}; i_{\text{ЧАСТН}} = \sqrt[N]{i_{\text{ОБЩ}}};$$

$$F1 = F2 = F3 = F4 = F.$$

Значение приведённой силы в приводе 4х ступенчатого *редуктора* и в передачах, подобных КС (табл. 2 графа 5), вычисляется по формуле:

$$F_{\text{ПРВ}} = \{[(F_{\text{РАБ}} \cdot i4 + F4) \cdot i3 + F3] \cdot i2 + F2\} \cdot i1 + F1, \quad (3.3.4)$$

где:

$$F4 = F = F_{\text{РАБ}}; i1 \neq i2 \neq i3 \neq i4; F1 \neq F2 \neq F3 \neq F4 \neq F4.$$

Если частные передаточные отношения равны друг другу, то величина приведенной силы в приводе *редуктора* подсчитывается по формуле:

$$F_{\text{ПРВ}} = F1 + i^1 \cdot F2 + i^2 \cdot F3 + i^3 \cdot F4 + i^4 \cdot F_{\text{РАБ}}, \quad (3.3.5)$$

где:

$$i = i1 = i2 = i3 = i4 = i_{\text{ЧАСТН}} = \text{Const}; i_{\text{ЧАСТН}} = \sqrt[N]{i_{\text{ОБЩ}}},$$

$$F1 \neq F2 \neq F3 \neq F4,$$

N , ед. – число ступеней передачи при равных $i_{\text{ЧАСТН}}$.

В случае, когда в передаче равны частные передаточные отношения и силы, приложенные к каждой ступени передачи, величина приведенной силы в приводе может быть подсчитана по формуле:

$$F_{\text{ПРВ}} = (1 + i^1 + i^2 + i^3) \cdot F + i^4 \cdot F_{\text{РАБ}}, \quad (3.3.6)$$

где:

$$i = i1 = i2 = i3 = i4 = i_{\text{ЧАСТН}} = \text{Const}; i_{\text{ЧАСТН}} = \sqrt[N]{i_{\text{ОБЩ}}},$$

$$F1 = F2 = F3 = F4 = F.$$

На рис. 3.3.2 и 3.3.3 приведены номограммы результатов проведённых расчётов величин двух параметров: $F_{\text{ПРВ}}$ и $S_{\text{ПРВ}}$, при последовательном распо-

ложении $i_{\text{ОБЩ}}$ в одной из 4-х ступеней передаточного механизма. Результаты расчета показали что:

- приведённые силы в приводе каждого конкретного вида передаточного механизма, зависят от того, в какой ступени передачи сосредоточено общее передаточное отношение $i_{\text{ОБЩ}}$ этого механизма;

- в редукторе следует располагать передаточное отношение $i_{\text{ОБЩ}}$ в начальных звеньях механизма, т.к. при таком расположении i приведённая сила $F_{\text{ПРВ}}$ в его приводе будет минимальна;

- в мультипликаторе следует располагать передаточное отношение $i_{\text{ОБЩ}}$ в конечных звеньях механизма, т.к. только при таком расположении i приведённая сила $F_{\text{ПРВ}}$ в его приводе будет минимальна;

- изменение нагрузки в приводе передаточного механизма в зависимости от расположения общего передаточного отношения по ступеням передачи выражается линейной функцией;

- в мультипликаторе при переносе редукции от 1-ой ступени к 4-ой, величина приведенной силы в приводе передачи равномерно уменьшается (градиент = $-3,0$ ед. F);

- в редукторе при переносе редукции от 1-ой ступени к 4-ой величина приведенной силы равномерно увеличивается (градиент = $+0,75$ ед. F).

Проведённый расчёт показал, что при равномерном распределении передаточного отношения по всем ступеням многоступенчатой передачи, как в редукторе, так и в мультипликаторе, величина приведённой силы в приводе *не будут* иметь **минимальных значений** по сравнению с оптимальным расположением $i_{\text{ОБЩ}}$ в одной, но соответствующей, ступени передачи.

В **мультипликаторе**, в случае расположении общего передаточного отношения в последней, 4-ой ступени, сила в приводе будет на 12,3% меньше возможного среднего значения (10,24 ед. против 11,5 ед.) и на 46,3% меньше, чем при равномерном распределении $i_{\text{ОБЩ}}$ по всем ступеням передачи.

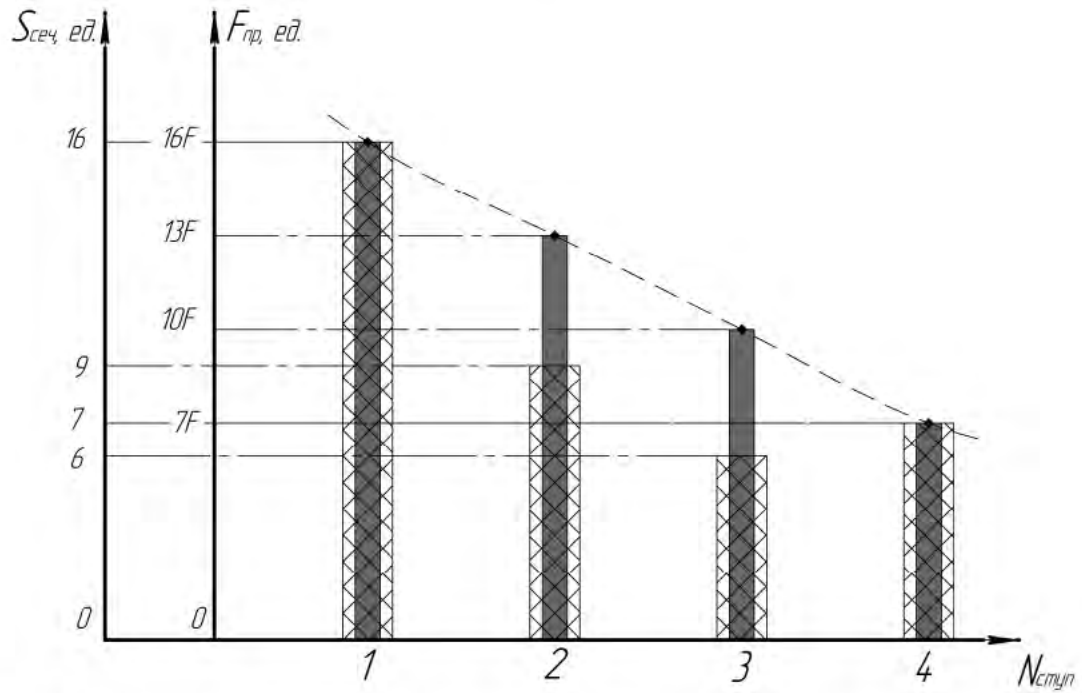


Рис. 3.3.2. Номограмма результатов расчёта параметров приведенной силы $F_{пр}$ (■) и площади поперечного сечения $S_{прс}$ (⊠) при последовательном расположении $i_{общ}$ в одной из четырех ступеней передаточного механизма для мультипликатора

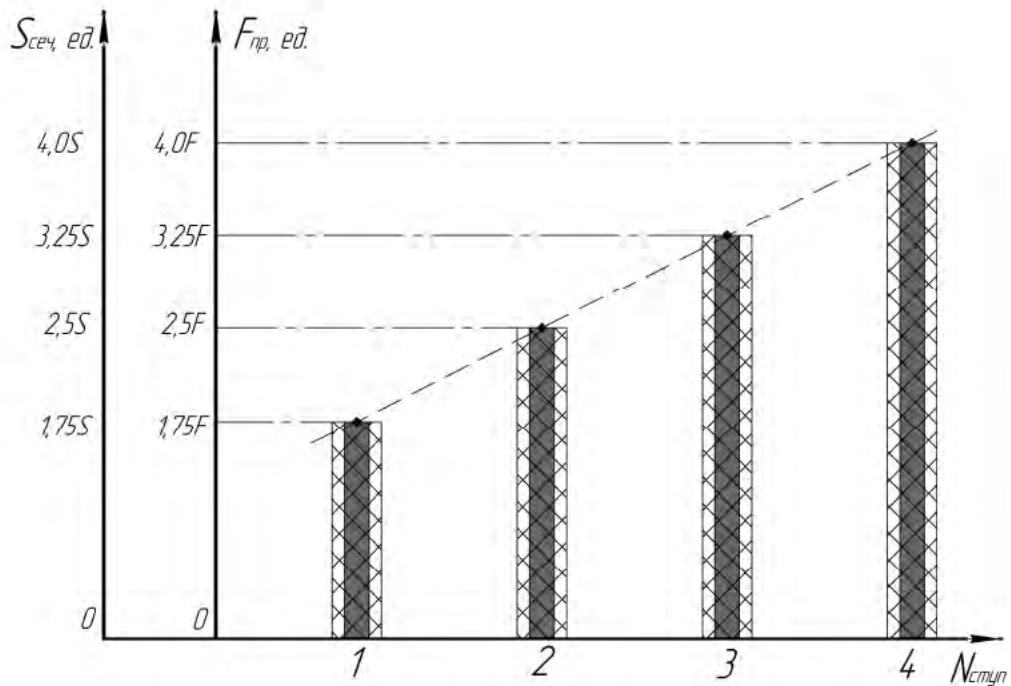


Рис. 3.3.3. Номограмма результатов расчёта параметров приведенной силы $F_{пр}$ (■) и площади поперечного сечения $S_{прс}$ (⊠) при последовательном расположении $i_{общ}$ в одной из четырех ступеней передаточного механизма для редуктора

Сила в приводе *редуктора* при равномерном распределении передаточного отношения $i_{\text{ЧАСТН}}$ по её ступеням будет на 12,3% больше среднего значения (3,25 ед. против 3,14 ед.) и на 46,3% больше по сравнению с расположением общего передаточного отношения в 1-ой ступени.

Анализ результатов показал, что на выбор геометрических параметров поперечного сечения приводных звеньев механизма также оказывает влияние на характер расположения общего передаточного отношения в одной из ступеней рассмотренных передач.

Полученные результаты позволяют обосновать выбор конструкции многоступенчатого рычажного передаточного механизма с требуемыми, оптимальными параметрами приведенной силы и площади поперечного сечения.

Рассмотрим влияние распределение $i_{\text{ОБЩ}}$ в передачах типа мультипликатор и редуктор на величину приводной силы для 3-х видов законов распределения частных передаточных отношений: равномерного, равнопеременного и экспоненциального по ступеням этих передач, т.к. $i_{\text{ОБЩ}} = i_{\text{ЧАСТН1}} \times i_{\text{ЧАСТН2}} \times i_{\text{ЧАСТН3}} \times i_{\text{ЧАСТН4}} \times \dots \times i_{\text{ЧАСТНН}}$.

В соответствии с выявленным эффектом влияния расположения в передаче общего передаточного отношения $i_{\text{ОБЩ}}$, для мультипликатора значение частных передаточных отношений выбрано возрастающим, а для редуктора – убывающим. В табл. 3.3.3, при $i_{\text{ОБЩ}}$ для редуктора 0,25, а мультипликатора 4,0, приведены расчётные значения частных передаточных отношений $i_{\text{ЧАСТН}}$.

Для мультипликатора с равномерным распределением значение $i_{\text{ЧАСТ}}$ принято равным 1,4142, а для редуктора 0,7071. Графики изменения частных передаточных отношений $i_{\text{ЧАСТН}}$, при различных видах этого распределения для мультипликаторов и редукторов, показаны на рис. 3.3.4 и 3.3.5, а на рис. 3.3.6 и 3.3.7 – результаты расчётов параметров приведенной силы и площади поперечного сечения для выбранных законов распределения $i_{\text{ЧАСТ}}$ по ступеням этих передач представлены в таблице 3.3.3.3.

Таблица 3.3.3

№ ступени	Мультипликатор $i_{\text{ОБЩ}} = 4,0$			Редуктор $i_{\text{ОБЩ}} = 0,25$		
	Равномерное распределение $i_{\text{ЧАСТН}}$	Равнопе-ременное распределение $i_{\text{ЧАСТН}}$	Экспонен-циальное распределение $i_{\text{ЧАСТН}}$	Равномерное рас-пределе-ние $i_{\text{ЧАСТН}}$	Равнопе-ременное распределе-ние $i_{\text{ЧАСТН}}$	Экспонен-циальное распределе-ние $i_{\text{ЧАСТН}}$
1	1,4142	1,00	1,00	0,7071	1,00	1,00
2	1,4142	1,30	1,25	0,7071	0,82	0,86
3	1,4142	1,61	1,60	0,7071	0,65	0,66
4	1,4142	1,91	2,00	0,7071	0,47	0,44
Сила в приводном стержне	10,24 <i>F</i>	8,39 <i>F</i>	8,25 <i>F</i>	2,56 <i>F</i>	2,025 <i>F</i>	1,98 <i>F</i>
Сечение приводного стержня	7,24 <i>S</i>	8,39 <i>S</i>	8,25 <i>S</i>	2,56 <i>F</i>	2,025 <i>S</i>	1,98 <i>S</i>

Анализ результатов расчёта показал, что при распределении $i_{\text{ОБЩ}}$ в разных ступенях передачи величины приведенной силы и площади поперечного сечения зависят от вида распределения. Они достигают минимума при экспоненциальном распределении передаточного отношения по ступеням передачи. В табл. 3.3.4 приводятся процентные (%) соотношения относительных величин значений усилий в приводе рычажно-стержневых передачи при выбранных видах расположения $i_{\text{ОБЩ}}$, а также видах и значениях распределения $i_{\text{ЧАСТН}}$ по ступеням подобных передач.

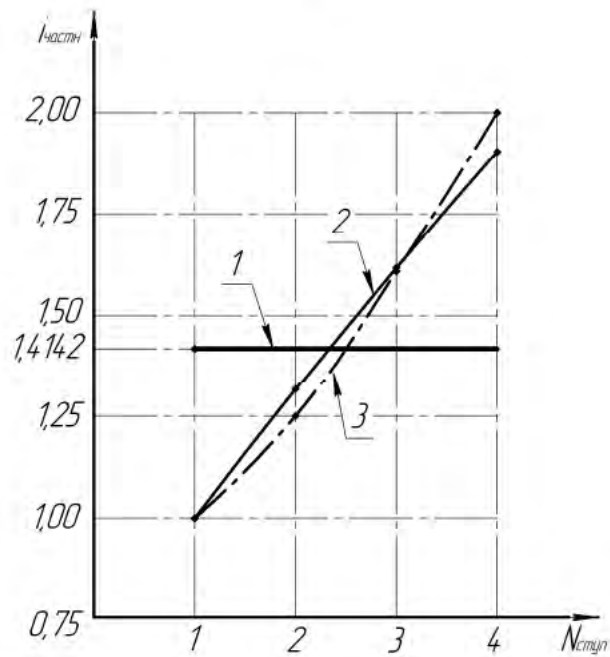


Рис. 3.3.4. График изменения частных передаточных отношений $i_{\text{частн}}$ при различных видах распределения (1 - равномерное, 2 - равнопеременное, 3 - экспоненциальное) для мультипликатора

Таблица 3.3.4

Величины сил в приводе $F_{\text{прв.}}$ (F)							
Силы в приводе мультипликатора и редуктора при расположении $i_{\text{общ}}$ по ступеням передач и при разном распределении $i_{\text{частн}}$ по ступеням	По ступеням:				Равно-мерн.	Равно-перемен.	Экспонент.
	1	2	3	4			
	Мультипликатор						
	$16F$	$13F$	$10F$	$7F$	$10,24F$	$8,39F$	$8,25F$
	Редуктор						
	$1,75F$	$2,5F$	$3,25F$	$4,0F$	$2,56F$	$2,025F$	$1,98F$
Процентное соотношение сил, (% к минимуму)							
Соотношение силы привода $F_{\text{првд}}$ в % к величине силы $F_{\text{прв}}$ при $i_{\text{общ}}$ в 4-вой ступени мультипликатора, и/или в 1-ой редуктора	По ступеням:				Равно-мерн.	Равно-перемен.	Экспонент.
	1	2	3	4			
	Мультипликатор						
	228,6	185,7	142,9	100,0	146,3	120,0	118,0
	Редуктор						
	100,0	142,9	185,7	228,6	146,3	115,7	113,2

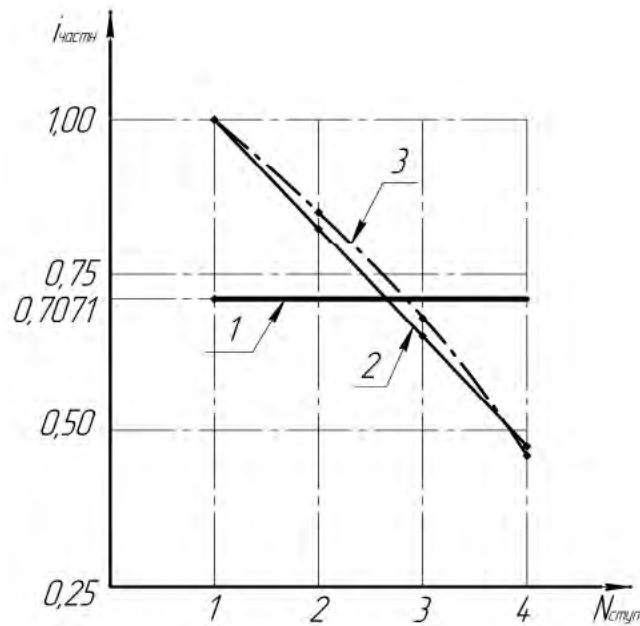


Рис. 3.3.5. График изменения частных передаточных отношений $i_{\text{частн}}$ при различных видах распределения (1 - равномерное, 2 - равнопеременное, 3 - экспоненциальное) для редуктора

Для снижения искажения заданного закона движения по ступеням рычажно-стержневой передачи, каждая её ступень должна иметь передаточное отношение, лежащее только в диапазоне $0,25 \leq i_{\text{частн}} \leq 4,0$ [44].

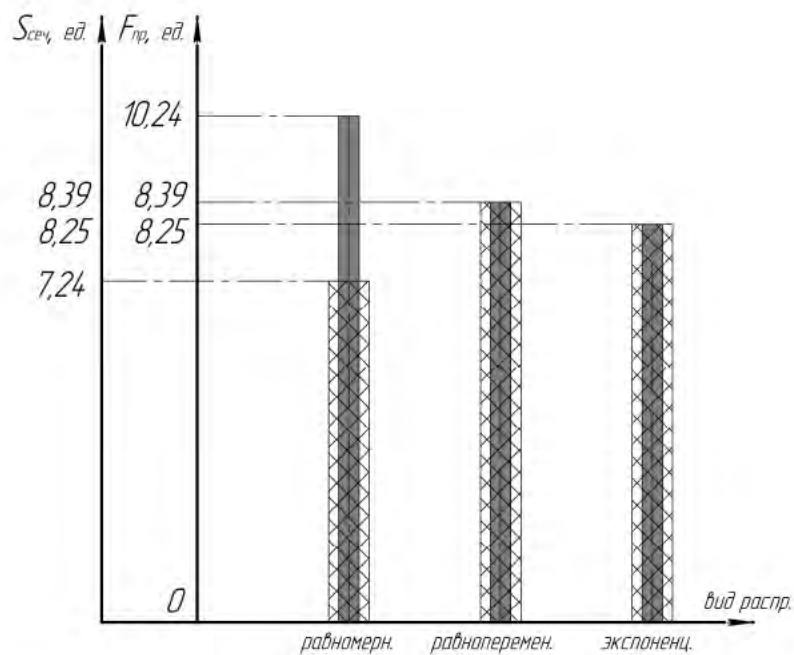


Рис. 3.3.6. Номограмма результатов расчёта параметров приведенной силы $F_{\text{прв}}$ (■) и площади поперечного сечения $S_{\text{прв}}$ (⊗) для выбранных законов распределения $i_{\text{частн}}$ по ступеням передаточного механизма для мультипликатора

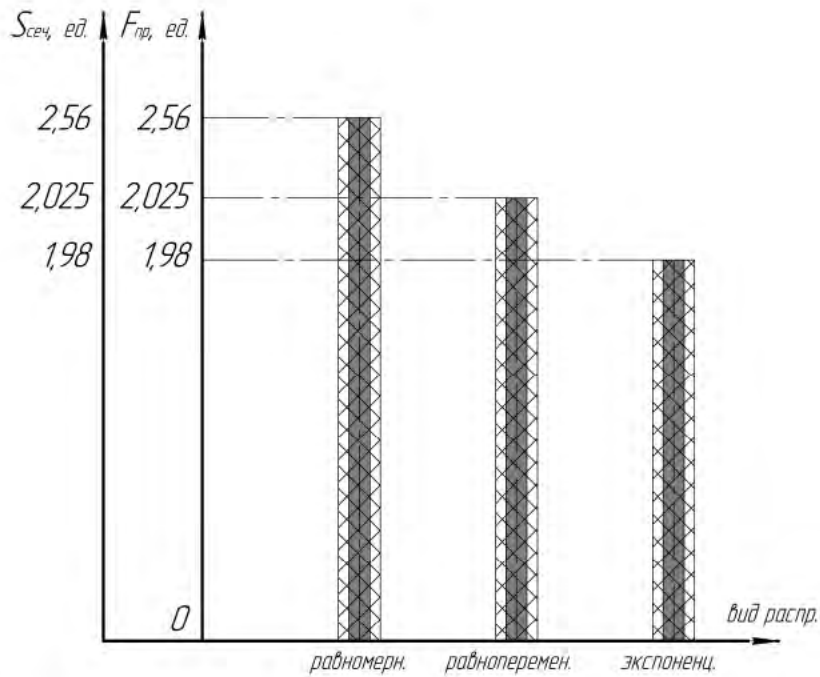


Рис. 3.3.7. Номограмма результатов расчёта параметров приведенной силы $F_{пр}$ (■) и площади поперечного сечения $S_{прс}$ (⊠) для выбранных законов распределения $i_{частн}$ по ступеням передаточного механизма для редуктора

Для **минимизации** усилия в приводе 4-х ступенчатой передачи и максимальном $i_{частн} = 4,0$ (мультипликатор), или равного 0,25 (редуктор), между частными и общим передаточными отношениями могут быть установлены следующие соотношения:

- для мультипликатора: $2,0 \times 2,5 \times 3,2 \times 4,0 = i_{общ} = 64,0$;
- для редуктора: $0,25 \times 0,3125 \times 0,4 \times 0,5 = i_{общ} = 0,015625 = 1/64,0$, причём, показатель экспоненциального закона распределения частных передаточных отношений $i_{частн}$, может варьироваться с целью достижения максимального значения общего, либо приемлемых значений частных.

Выводы:

1. Равномерное распределение общего передаточного отношения по всем ступеням механической передачи не обеспечивает минимизации приведённой силы в приводе механизма.

2. Наименьшая величина приведенной силы в приводе передачи будет при сосредоточении $i_{общ}$ в одной из ступеней в зависимости от вида передачи, и при экспоненциальном законе распределения.

3. В мультипликаторах частные передаточные отношения $i_{\text{частн}}$ отдельных, последовательно-расположенных ступеней передачи должны экспоненциально увеличиваться, а в редукторах – экспоненциально уменьшаться.

3.4. Приведение моментов инерции и инерционных масс к ведущему звену рычажно-стержневого механизма

В случае, когда в многозвенном механизме, имеющем одну степень свободы, ведущее звено движется с переменной скоростью, то в процессе его движения звенья механизма приобретают соответствующие ускорения и каждое звено будет испытывать инерционную нагрузку. Пусть звено массой m_i [кг] движется возврат-но-поступательно, то можно считать, что в этом звене возникает сила инерции $F_{\text{ин}}$ приложенная к центру масс (ЦМ) этого звена, а её направление противоположно направлению вектора ускорения a_i центра масс (ЦМ) этого звена:

$$F_{\text{ин}i} = - m_i \cdot a_i \text{ [Н]}. \quad (3.4.1)$$

При вращательном (качательном) движении звена его инерционная нагрузка будет выражаться моментом инерционных сил $M_{\text{ин}}$ относительно оси его вращения O_i равного:

$$M_{\text{ин}i} = - J_{O_i} \cdot \varepsilon_{O_i} \text{ [Н·м]}, \quad (3.4.2)$$

где:

J_{O_i} – момент инерции звена относительно оси его поворота O_i [кг·м²];

ε_{O_i} – угловое ускорение вращения звена вокруг оси O_i [с⁻²].

При сложном плоско-параллельном движении звена его момент инерции определяется моментом инерции относительно центра мгновенного вращения этого звена $O_{i\text{ЦМВ}}$:

$$J_{O_{i\text{ЦМ}}} = J_{i\text{ЦМ}} + m_i \cdot r_{O_{i\text{ЦМВ}}}^2, \quad (3.4.3)$$

где:

$J_{i\text{ЦМ}}$ – момент инерции звена относительно оси проходящей через его ЦМ;

$r_{O_{i\text{ЦМВ}}}$ – расстояние от ЦМ до оси вращения $O_{i\text{ЦМВ}}$.

В случае если звено механизма имеет центр вращения O_i и, кроме собственного момента инерции J_{O_i} , несёт в некоторой точке A присоединённую массу m_i , то момент инерционных сил звена относительно оси O_i будет равен:

$$M_{\text{ин } O_i} = - (J_{O_i} + m_i \cdot r_{O_i A}^2) \cdot \varepsilon_{O_i} \text{ [Н·м]}, \quad (3.4.4)$$

где:

$r_{O_i A}^2$ – квадрат расстояния от оси вращения (качания) звена O_i до точки расположения центра присоединённых масс m_i .

Если механизм состоит из n подвижных звеньев, то его ведущее звено принимает на себя нагрузки всех остальных звеньев этого механизма.

В рычажно-стержневых механизмах (РСМ) ведущим звеном, как правило, является элемент привода этого механизма. В качестве такого приводного звена могут быть использованы: ползун; кривошип, звено, вращающееся совместно с валом вокруг оси вала; коромысло (рычаг 1÷2-ого рода), качающееся звено, оснащённое роликом и приводимое в движение кулачковым механизмом.

На ведущем звене нагрузки суммируются от действий на него остальных звеньев механизма, поэтому оно является наиболее нагруженным звеном, а его нагрузка определяет мощность привода механизма, которая необходима для совершения полезной работы, соответствующей назначению данного механизма.

Поэтому, после определения характера изменения за цикл работы механизма рабочих и диссипативных нагрузок, действующих на каждое его звено, расчёта их функций и максимальных величин, следует определить общую нагрузку на ведущем звене механизма, для чего следует «привести» все нагрузки механизма к его ведущему звену.

В РСМ, как показано в [45], изменение угла качания ведущего звена ведёт к изменению передаточного отношения i в последующей ступени механизма. Это изменение возрастает при предельных значениях i равных: 0,35÷0,25 для редуктора и 2,5÷4 для мультипликатора, а также при превышении ведущим звеном (редуктор), или ведомым звеном (мультипликатор) угла его качания. В табл. 3.4.1 табл. 3.4.2 указаны ограничения углов качания соответствующих

рычагов редуктора и мультипликатора при заданном отклонении передаточного отношения ступени передачи $\pm \Delta i$ не более $2,5 \div 5,0\%$.

Таблица 3.4.1 – Мультипликатор

	Передаточное отношение i :			
	$i=4,0$	$i=3,0$	$i=2,0$	$i=1,33$
Значение максимального угла качения $\pm \varphi$	$7,5^0$	$11,5^0$	$13,5^0$	$25,0^0$

Таблица 3.4.2 – Редуктор

	Передаточное отношение i :			
	$i=0,25$	$i=0,50$	$i=0,75$	$i=1,0$
Значение максимального угла качения $\pm \varphi$	$30,0^0$	$30,0^0$	$30,0^0$	$30,0^0$

В инженерных расчётах, общая область рабочих перемещений звеньев механизма может быть разделена на несколько участков, в которых передаточных отношений могут быть приняты постоянными, или расчётные значений i могут быть приняты по тем *положениям механизма*, в которых ускорение его ведущего звена *максимальна*.

Значение углов качения рычагов рычажно-шатунных диад следует принимать таким, чтобы изменение частных передаточных отношений $i_{\text{ЧАСТН}}$ по ступеням передачи за цикл движения РСМ по своей величине не превосходило бы $\pm(2,5 \div 7,0)\%$ от своего среднего значения. При этом величиной поворота, а следовательно, и величиной собственного момента инерции шатунов (стержней) $J_{\text{Ш } i}$ можно пренебречь даже при предельных значениях $i_{\text{ЧАСТН}}$, если массу шатунов перенести в центры их шарниров на качающихся рычагах [54], принимаемых за базовые элементы РСМ, особенно, если конструкция шатуна выполнена аналогично представленной на рис.3.4.1 (а; б; в).

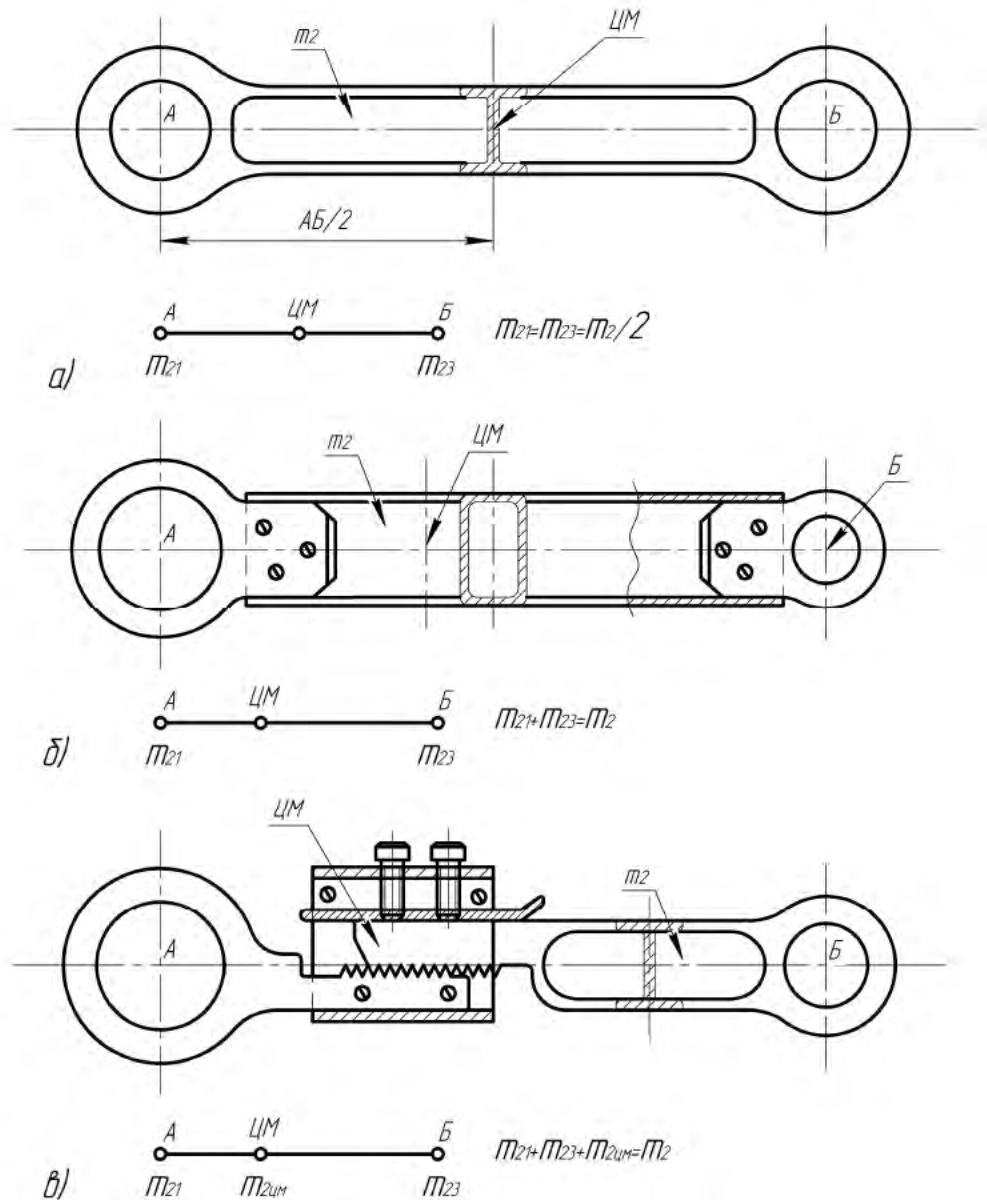


Рис. 3.4.1. Шатуны рычажно-стержневого механизма

Шатуны рычажно-стержневого механизма симметричны относительно продольной оси и с центром масс (ЦМ) и смещены относительно его середины. Для последующего анализа влияния положения и распределения передаточного отношения в многосвязных РСМ, движение которых происходит ускоренно, рассмотрим 4-х ступенчатый механизм, кинематическая схема (КС) которого показана на рис. 3.4.2. Он состоит из 4-х последовательно установленных и кинематически связанных «рычажно-шатунных» диад, в котором каждая ступень (диада) может иметь частное передаточное отношение на интервале:

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{частн1}} \times i_{\text{частн2}} \times i_{\text{частн3}} \times i_{\text{частн4}} = 0,25 \div 1,0 \div 4,0.$$

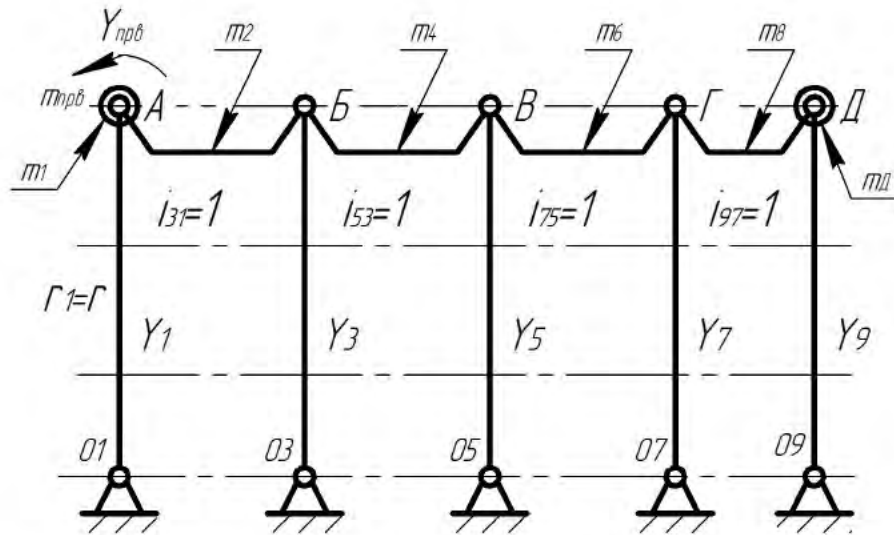


Рис. 3.4.2. Рычажно-стержневой механизм (PCM)

Для механизма, представленного на рис. 3.4.2, принимаем рычаг AO_1 ведущим (базовым) звеном привода. Показателями результатов привода при различных вариантах расположения и распределения $i_{\text{общ}}$, выбираем:

- приведенный момент инерции механизма $J_{\text{МХМ}}$ относительно оси O_1 ;
- приведенную массу механизма $m_{\text{ПРВ}}^A$ в точке A базового рычага AO_1 .

При известном ускорении точки A значение приведённой массы $m_{\text{ПРВ}}^A$ определяет ту часть силы в приводе механизма, которая отражает его инерционные свойства, что позволяет сопоставить влияние технологических, весовых, диссипативных и инерционных нагрузок в приводе механизма и определить степень их влияния на энергозатраты по выполнению механизмом полезной работы соответствующей его назначению, а также определить КПД данного механизма.

В соответствии с кинематической схемой (КС) PCM обозначим:

- AO_1 ; BO_3 ; VO_5 ; $ГО_7$ – базовые звенья механизма (рычаги-коромысла), качающиеся вокруг неподвижных осей O_i , их моменты инерции: J_1, J_3, J_5, J_7 равны $m_i \cdot r_{O_i A_i}^2$, или при $m_i = m$, а $O_i A_i = r$, J_1, J_3, J_5, J_7 равны $m \cdot r^2$;
- AB ; BB ; $ВГ$ и $ГД$ – поступательно движущиеся шатуны, соответственно имеющие массу: m_1 ; m_2 ; m_4 ; m_6 ; m_8 , причём масса m_1 – присоединённая масса к

первому, ведущему рычагу-коромыслу, например, ролик кулачкового привода, а m_8 – масса условного рабочего органа механизма;

– масса каждого шатуна разделяется и приводится к двум базовым звеньям: предыдущему и последующему, т.е.: $m_1 \geq 0$, $m_2 = m_{21} + m_{23}$, $m_4 = m_{43} + m_{45}$, $m_6 = m_{65} + m_{67}$, и т.д., где: m_{43} – часть массы звена 4 (шатунa BB),

– приведённая к звену 3 (рычагу BO_3) в точке B , или B_1 , m_{45} – часть массы звена 4 (шатунa BB) присоединённая к звену 5 (рычагу BO_5) в точке B , или B_1 ; $m_{(n-1)n}$ – часть массы звена $(n - 1)$ в точке K (K_1) звена n и т.д.

Приведённый момент инерции $J_{\text{ПРВ}}^{\text{MXM}}$ и приведённая масса $m_{\text{ПРВ}}^{\text{MXM}}$ механизма имеющего n звеньев, КС которого дана на рис. 3.4.2, в соответствии с формулами (3.4.3) и (3.4.4) [3] будут равны:

$$J_{\text{ПРВ}}^{\text{MXM}} = \sum m_i \cdot (v_i / \omega_1)^2 + \sum J_i \cdot (\omega_i / \omega_1)^2; \quad (3.4.5)$$

$$J_{\text{ПРВ}}^{\text{MXM}} = \sum m_i \cdot r_i^2 \cdot (\omega_i / \omega_1)^2 + \sum J_i \cdot (\omega_i / \omega_1)^2; \quad (3.4.6)$$

$$m_{\text{ПРВ}}^{\text{MXM}} = (1/r_{O1A})^2 \cdot \sum m_i \cdot (v_i / \omega_1)^2 + (1/r_{O1A})^2 \cdot \sum J_i \cdot (\omega_i / \omega_1)^2; \quad (3.4.7)$$

$$m_{\text{ПРВ}}^{\text{MXM}} = J_{\text{ПРВ}}^{\text{MXM}} / r_{O1A}^2, \quad (3.4.8)$$

где:

m_i и J_i – присоединённая масса и собственный момент инерции приводимого звена i ;

v_i – скорость центра масс (ЦМ) m_i ;

ω_i – угловая скорость приводимого звена;

ω_1 – угловая скорость звена приведения.

Приведённый момент инерции механизма может быть выражен суммой инерционных параметров его звеньев для обеспечения условий их приведения к одному звену, выбранному за объект приведения:

$$\begin{aligned} J_{\text{ПРВ}}^{\text{MXM}} = & m_1 (v_1 / \omega_1)^2 + J_1 (\omega_1 / \omega_1)^2 + m_{21} (v_1 / \omega_1)^2 + \\ & + m_{23} (v_3 / \omega_1)^2 + J_3 (\omega_3 / \omega_1)^2 + m_{43} (v_3 / \omega_1)^2 + \\ & + m_{45} (v_5 / \omega_1)^2 + J_5 (\omega_5 / \omega_1)^2 + m_{65} (v_5 / \omega_1)^2 + \dots + \\ & + m_{(i-1)i} (v_i / \omega_1)^2 + J_i \cdot (\omega_i / \omega_1)^2 + m_{(i+1)i} (v_i / \omega_1)^2 + \dots + \\ & + m_{(n-1)n} (v_n / \omega_1)^2 + J_n (\omega_n / \omega_1)^2 + m_{(n+1)n} (v_n / \omega_1)^2, \end{aligned} \quad (3.4.9)$$

где:

– $J_1, J_3, J_5, \dots, J_n$ – моменты инерции базовых звеньев: 1, 3, 5, ..., n относительно их осей вращения: $O_1, O_3, O_5, \dots, O_n$;

– $m_{21}, m_{23}, m_{43}, m_{45}, \dots, m_{n(n+1)}$ – массы звеньев: 2, 4, 6, ..., $(n+1)$ (шатунів), разнесённые по шарнирам рычагов: 2, 4, 6, 8, ..., т.е.:

$$m_2 = m_{21} + m_{23}, m_4 = m_{43} + m_{45}, \dots, m_i = m_{i(i-1)} + m_{i(i+1)} \text{ и т.д.}$$

Формулу (3.4.9) можно преобразовать, представив выражение: $(v_i / \omega_1)^2$ в виде: $r_{OK_i}^2 \times (\omega_i / \omega_1)^2$, где: i – индекс звена приведения. Тогда угловая скорость звена приведения (рычага) будет иметь индекс i . В этом случае индекс предыдущего базового звена приведения будет $(i-2)$, а индекс последующего звена приведения – $(i+2)$, т.е. индекс базового звена полагается нечётным.

В связи с тем, что массы последующих (чётных) звеньев: 2; 4; 6; ... $i+1$, ... n , разделяются и приводятся как к предыдущему звену, так и к последующему, индексы приводимой (разделяемой) массы будет либо $i(i-1)$, либо $i(i+1)$.

Выражения: $m_1 \cdot r_{O_1A}^2$, $m_{21} \cdot r_{O_1A(A_1)}^2$, $m_{23} \cdot r_{O_3B(B_1)}^2$, ..., $m_{(i+1)i} \cdot r_{O_i K_i}^2$ – есть моменты инерции некоторой части массы шатунов, последовательно присоединённой к рычагам: $AO_1, BO_3, BO_5, GO_7, \dots, KO_i$ в точках: $A(A_1), B(B_1), B(B_1), G(G_1), \dots, K(K_i)$,

где:

$m_1, m_{21}, m_{23}, \dots, m_{(i+1)i}, \dots, m_{(i-1)i}$ и т.д., кг – присоединяемые массы;

$r_{O_i K_i}$, м – расстояние от оси поворота O_i , i -ого звена приведения (рычага $K_i O_i$), до точки K_i , в которой сосредоточена (приведена) к рычагу $K_i O_i$ часть массы $m_{(i-1)i}$ предыдущего звена механизма, и/или части массы $m_{(i+1)i}$ последующего звена механизма, т.е. (шатуна $K_i K_{i+1}$).

Замена в формуле (3.4.9) выражения $(v_i / \omega_1)^2$ на соответствующее ему выражение: $r_{OK_i}^2 \times (\omega_i / \omega_1)^2$, где: i – индекс последовательно-расположенных базовых звеньев в кинематической цепи Р-С передачи, приводит к следующим результатам. Выражения: $(\omega_1 / \omega_1)^2$, $(\omega_3 / \omega_1)^2$, $(\omega_5 / \omega_1)^2$ и $(\omega_i / \omega_1)^2$ – есть квадраты отношений угловых скоростей базовых звеньев последующих ступеней рычажно-

стержневого механизма отнесённые к квадрату угловой скорости ведущего звена его первой ступени.

Где:

ω_i , с^{-1} – угловая скорость вращения i -того базового звена механизма (рычага $K_i O_i$) вокруг его неподвижной оси O_i ;

ω_1 , с^{-1} – угловая скорость вращения 1-го, *ведущего*, базового звена привода (рычага $A_1 O_1$) вокруг оси его вращения O_1 .

Но (ω_i / ω_1) – есть передаточное отношение между i -той и 1-ой ступенью передачи. Передаточное отношение между любой последующей ступенью и её первой ступенью будем называть *передаточным отношением приведения*, которое выражается произведением частных передаточных отношений последовательно расположенных ступеней передачи, отнесённое к частному передаточному отношению первой ступени. При этом первое *передаточное отношение приведения* будет равно 1, второе – соответственно, $i_{\text{ЧАСТН2}} = i_{(2/1)}$ и т.д.:

$$(i_{\text{ЧАСТН1}} / i_{\text{ЧАСТН1}})^2 = i_{(1/1)}^2 = 1;$$

$$[(i_{\text{ЧАСТН1}} \times i_{\text{ЧАСТН2}}) / i_{\text{ЧАСТН1}}]^2 = (i_{\text{ЧАСТН2}})^2 = [i_{(2/1)}]^2 = i_{(2/1)}^2;$$

$$[(i_{\text{ЧАСТН1}} \times i_{\text{ЧАСТН2}} \times i_{\text{ЧАСТН3}}) / i_{\text{ЧАСТН1}}]^2 = (i_{\text{ЧАСТН2}} \times i_{\text{ЧАСТН3}})^2 = [i_{(3/1)}]^2 = i_{(3/1)}^2;$$

$$[(i_{\text{ЧАСТН1}} \times i_{\text{ЧАСТН2}} \times i_{\text{ЧАСТН3}} \times i_{\text{ЧАСТН4}}) / i_{\text{ЧАСТН1}}]^2 = [i_{(4/1)}]^2 = i_{(4/1)}^2;$$

$$[(i_{\text{ЧАСТН1}} \times i_{\text{ЧАСТН2}} \times i_{\text{ЧАСТН3}} \times \dots \times i_{\text{ЧАСТNi}}) / i_{\text{ЧАСТН1}}]^2 = [i_{(i/1)}]^2 = i_{(i/1)}^2, \quad (3.4.10)$$

Таким образом, выражение:

$$m_{(i-1)i} \cdot r_{O_i K_i}^2 \cdot (\omega_i / \omega_1)^2 + J_i \cdot (\omega_i / \omega_1)^2 + m_{(i+1)i} \cdot r_{O_i K_i}^2 \cdot (\omega_i / \omega_1)^2,$$

можно рассматривать, как произведение:

$[J_i^{m(i-1)i} + J_i + J_i^{m(i+1)i}] \cdot (\omega_i / \omega_1)^2$, которое представляет собой приведённый к *ведущему* звену суммарный момент инерции i -того звена приведения, или:

$$J_i^{\text{ПРВ}} = [J_i^{m(i-1)i} + J_i + J_i^{m(i+1)i}] \cdot i_{(i/1)}^2, \text{ или } J_i^{\text{ПРВ}} = J_i^{\Sigma} \cdot [i_{(i/1)}]^2. \quad (3.4.11)$$

Где:

$J_i^{\text{ПРВ}}$ – *частный*, приведённый к *ведущему*, 1-му базовому звену, момент инерции i -того базового звена механизма (качающегося рычага-коромысла РСМ с учётом присоединённых к нему масс от шатунных звеньев механизма:

$m_{(i-1)i}$ и $m_{(i+1)i}$, т.е. части массы шатунов и/или массы иных его элементов присоединяемых к i -тому базовому звену);

J_i^Σ – частный (суммарный) момент инерции i -того базового (качающегося) коромысла РСМ с учётом присоединённых к нему части масс предыдущего и последующего звеньев механизма и/или собственных дополнительных масс.

Для случая первого, *ведущего* звена приведения (звена 1), $J_1^{\text{ПРВ}}$ равен:

$J_1^{\text{ПРВ}} = [J_1^{m1} + J_1 + J_1^{m21}] \cdot (\omega_1 / \omega_1)^2$, но так как $(\omega_1 / \omega_1)^2 = 1$, то:

$$J_1^{\text{ПРВ}} = J_1^\Sigma = [J_1^{m1} + J_1 + J_1^{m21}] \quad (3.4.12)$$

Для любого другого i -того рычага-коромысла РСМ, i -тый момент инерции, приведённый к первому, *ведущему* звену механизма, будет равен:

$$J_i^{\text{ПРВ}} = [J_i^{m(i-1)i} + J_i + J_i^{m(i+1)i}] \cdot i_{(i/1)}^2 = J_i^\Sigma \cdot [i_{(i/1)}^2]^2 \quad (3.4.13)$$

Таким образом, частный, приведённый к *ведущему* звену, момент инерции i -того звена (рычага-коромысла) механизма $J_i^{\text{ПРВ}}$, равен сумме собственно-го J_i и приведённых к этому звену моментов инерции присоединённых масс: $J_i^{m(i-1)i}$, $J_i^{m(i+1)i}$, т.е. частному моменту инерции i -того базового звена J_i^Σ , умноженного на квадрат передаточного отношения приведения $i_{(i/1)}^2$ данного звена i к ведущему звену (базовому звену 1) Р-С передачи.

Методика расчета суммарного момента инерции всего механизма $J_\Sigma^{\text{ПРВ}}$

приведённого к ведущему звену:

- рассчитать собственные моменты инерции базовых звеньев частного приведения, т.е. рычагов-коромысел этого механизма;
- определить массу звеньев механизма (шатунов) совершающих возвратно-поступательное и/или поступательно-вращательное движение;
- разделить массы шатунов, распределив их по их шарнирам на предыдущие и последующие базовые звеньях частного приведения, т.е. на рычагах-коромыслах РСМ;
- рассчитать значения радиусов присоединения шатунных масс от оси поворота звена до положения присоединённой массы на рычагах коромысла для каждого базового звена частного приведения для всех присоединяемых масс, включая и замыкающую массу рабочего звена;

– рассчитать моменты инерции присоединённых масс для каждого базового звена частного приведения используя для этого значения: части разделённой по шарнирам массы шатунов, дополнительной присоединённой массы (ролик кулачкового механизма, рабочее звено и т.п.), величины радиусов присоединения на рычагах-коромыслах, по шарнирам которых разнесены присоединённые массы;

– суммировать собственные моменты инерции базовых звеньев J_i с моментами инерции от присоединённых к ним масс, т.е. определить частные суммарные моменты инерции J_i^Σ базовых звеньев РСМ;

– определить, рассчитать, или задать: общее передаточное отношение $i_{\text{ОБЩ}}$ для механизма в целом, частные передаточные отношения $i_{\text{ЧАСТН } i}$, по всем ступеням механизма,

– рассчитать по ступеням приведения для всей передачи *передаточные отношения приведения* $i_{(i/1)}$;

– рассчитать значения *квадратов* передаточных отношений приведения $[i_{(i/1)}]^2$ по ступенями рычажно-стержневого механизма;

– рассчитать частные суммарные приведённые моменты инерции $J_i^{\text{ПРВ}}$ базовых звеньев механизма (рычагов-коромысел с присоединёнными к ним массами шатунов-стержней), умножив частные суммарные моменты инерции J_i^Σ базовых звеньев РСМ на квадрат передаточного отношения приведения $i_{(i/1)}$, или на $[i_{(i/1)}]^2$;

– рассчитать, приведённый к его ведущему звену, момент инерции всего механизма, просуммировав частные суммарные приведённые моменты инерции $J_i^{\text{ПРВ}}$ всех базовых звеньев механизма:

$$J_{\text{МХМ}} = J_\Sigma^{\text{ПРВ}} = J_1^{\text{ПРВ}} + J_2^{\text{ПРВ}} + J_3^{\text{ПРВ}} + \dots + J_i^{\text{ПРВ}} + \dots + J_n^{\text{ПРВ}} \quad (3.4.14)$$

Предлагаемая методика расчёта [44, 46] инерционных нагрузок на приводном и в базовых звеньях плоского многозвенника РСМ требует знания геометрических, кинематических и массовых параметров, или их аналогов:

- 1) точной кинематической схемы (КС РСМ) с указанием: координат всех неподвижных шарниров, размеров звеньев (расстояний между шарнира-

- ми каждого звена) в начальном (исходном) положении, а также параметра (параметров) определяющих это его исходное положение;
- 2) закон перемещения (качания) ведущего звена, как единство перемещения s (α), скорости (линейной, угловой) v (ω), ускорения (линейного, углового) a (ε) и пульса p (ρ) выраженные в абсолютных единицах (м, градусов, радиан; м/с, с⁻¹; м/с², с⁻²; м/с⁻³, с⁻³) и/или в аналогах относительно циклового угла поворота главного вала машины (ГВМ) $\varphi_{ГВМ}$;
 - 3) общего и частных передаточных отношений в Р-С передаче;
 - 4) массы всех звеньев и моментов инерции базовых звеньев механизма.

Зная совокупность вышеперечисленных параметров на основании приведённой методики, может быть разработано программное обеспечение, позволяющее определять момент инерционных сил $M_{ИН}^{PCM}$ и/или силу инерции $F_{ИН}^{PCM}$ как на ведущем звене, так и в любом шарнире любого звена N_i рычажно-стержневого механизма:

$$M_{ИН}^{PCM} = -J_{\Sigma ПРВ}^{PCM} \times \varepsilon_{АО1}, \quad (3.4.15)$$

$$F_{ИН}^{PCM} = -m_{ПРВ}^{PCM} \times a_{АО1}, \quad (3.4.16)$$

$$M_{ИНi}^{\Sigma} = -J_i^{\Sigma} \times \varepsilon_{НОi}, \quad (3.4.17)$$

$$F_{ИНi}^{\Sigma} = -m_{Ni}^{\Sigma} \times a_{Ni}. \quad (3.4.18)$$

Выводы:

1. С целью приведения частных моментов инерции J_i^{Σ} базовых звеньев Р-С передачи как к предыдущим, так и к первому, ведущему звену (рычаг-коромыслу), предложено определять специальные *параметры приведения* – передаточные отношения *приведения* $i_{(i/1)}$ для каждого базового звена Р-С передачи, которые являются передаточным отношением между любой последующей и предыдущей ступенью, рассматриваемой, как звено приведения; при приведении частного J_i^{Σ} к первому звену – это передаточное отношение рассматриваемой ступени i к первой, ведущей;

2. Для определения суммарных частных моментов инерции J_i^{Σ} базовых звеньев (рычагов-коромысел) рычажно-стержневых передач необходимо присоединять к ним разделённые массы качающихся стержней-шатунов;

3. Предложена методика определения суммарного приведённого момента $J_{i \Sigma}^{\text{ПРВ}}$ на любом предыдущем базовом звене РСМ Ni. При этом каждый частный момент инерции J_i^{Σ} следует умножить на квадрат соответствующего передаточного отношения приведения $[i_{(i/1)}]^2$ и/или $[i_{(i/Ni)}]^2$ и просуммировать все приводимые к нему частные суммарные приведённые моменты инерции.

3.5. Расчет диссипативных моментов на рычагах рычажно-стержневой передачи ЗОМа

Для упрощения расчёта кинематики и кинетостатики рычажно-стержневых передач рычаги передач следует рассматривать как плоские. Однако рычагами, лежащим в плоскости ЗОМа ТМ типа СТБ (У) является только рычаги, приводящий в движение пятую ремизку (рис. 3.5.1.). Основным шаг секций кулачкового привода ЗОМа равен 21 мм, а шаг ремиз равен 12 мм, поэтому выходные рычаги кулачковой коробки привода служат переходным звеном для изменения шага секций ЗОМа с 21,0 мм (по кулачкам) до 12,0 мм по элементам ремизных секций и ремизкам. Величины смещения кулачкового привода от секции к секции представлены в табл. 3.5.1.

В связи с тем, что конструкция кулачкового привода является пространственной, а их рычаги служит переходными звеньями, то на осях этих рычагов возникают крутящие (опрокидывающие) моменты с плечами, равными смещениям плеч рычагов секции МРД.

Таблица 3.5.1 – Смещение плоскостей верхнего и нижнего плеч рычага контрмарше

№ Секции ЗОМа	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Смещение плеч рычагов, мм	36	27	18	9	0	9	18	27	36	45

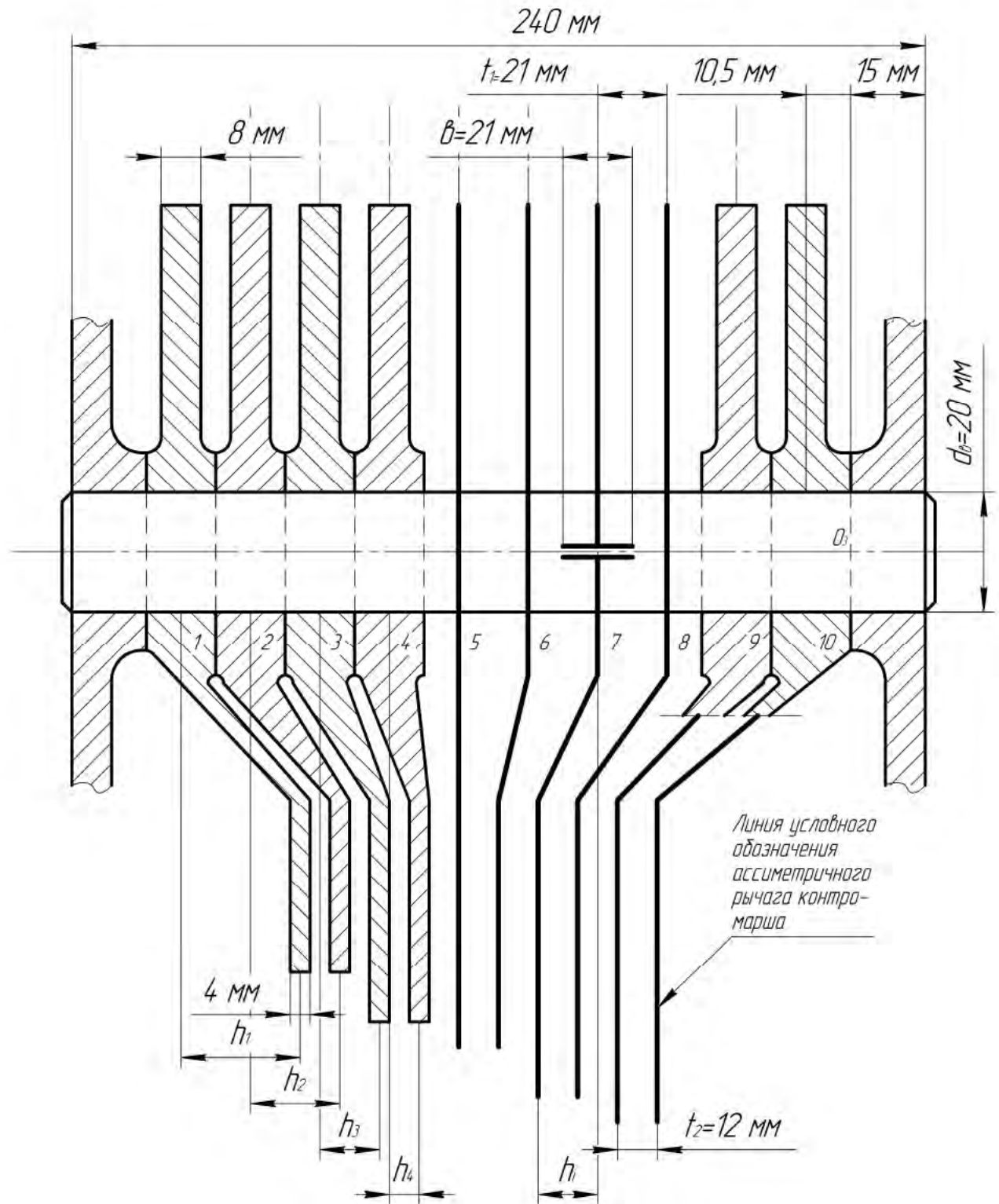


Рис. 3.5.1. Асимметричные рычаги контрмарша 5-ой коробки механизма привода ремиз ткацких машин типа СТБ(У)

Выходной рычаг для каждой секции кулачкового привода имеет свою длину, попарно элементы 6 одинаковы, т.е. каждая секция кулачкового привода

включает в себя два выходных рычага одинаковой длины в плоскости ХУ. Длины элемента 6 для каждой секции даны в табл. 3.5.2.

Таблица 3.5.2

Длины элемента 6, мм	Номера секций				
	1	2	3	4	5
	125	137	149	159	165

Все перечисленные выше элементы кинематической схемы образуют кулачковый привод. Конструкция кулачкового привода унифицирована и не зависит от заправочной ширины ТМ. Один и тот же привод применяется на всех ТМ типа СТБ с заправочными ширинами от 180 см до 360 см, выпускаемых Чебоксарским заводом «Текстильмаш». Аналогичные кулачковые приводы устанавливаются и на ТМ типа СТБ(У).

На шарнир C рычага CO_5D действует сила $F_{\text{ПР}}$, развиваемая кулачковым приводом и направленная по шатуну BC . Эта сила $F_{\text{ПР}}$ уравнивается силой сопротивления $F_{\text{РЕМ}}$, развиваемой в МРД, которая приложена к точке D рычага CO_5D .

Во время работы механизма рычаг CO_5D находится в мгновенном равновесии под действием приложенных сил и вызываемых этими силами реакций, следовательно:

$\sum F_X = 0$ – сумма всех сил, действующих на деталь CO_5D , спроецированных на координатную ось X , равна нулю;

$\sum F_Y = 0$ – сумма проекций всех сил на ось Y равна нулю;

$\sum M_{O_5} = 0$ – сумма моментов относительно оси вращения рычага CO_5D равна нулю.

Поскольку тяги BC и DE механизма совершают плоскопараллельное движение КС ЗОМа, то принимаем, что углы между силами, действующими на шарниры C и D рычага CO_5D , определяются углом наклона рычага к оси Y и в среднем положении равны 90° ; поэтому можно считать, что реакция R_{O_5i} на оси O_5 качания каждого i -ого рычага CO_5D будет равна:

$$R_{O_5i} = F_{\text{ПР}i} + F_{\text{РЕМ}i} \quad (3.5.1)$$

т.к. $F_{ПРi} \cdot R_{3i} = F_{РЕМi} \cdot R_{4i}$, то:

$$F_{ПРi} = F_{РЕМi} \cdot R_{4i} / R_{3i} \quad (3.5.2)$$

Это значение силы, которая должна быть приложена к шарниру С, если силы сопротивления в шарнире O_5 отсутствуют.

Определим значение реакции R_{O5i} на оси O_5 от действия сил $F_{ПРi}$ и $F_{РЕМi}$ (индекс i указывает, какой по счету рычаг рассматривается):

$$R_{O5i} = F_{РЕМi} \cdot \left(1 + \frac{R_{4i}}{R_{3i}}\right) = F_{РЕМi} \cdot z \quad (3.5.3)$$

Где: $\left(1 + \frac{R_{4i}}{R_{3i}} = z_i\right)$ – постоянная величина для каждого i -того рычага, пока-

зывающая соотношение плеч этих рычагов.

Величина реакции R_{O5i} соответствовала бы действительной нагрузке в шарнире O_5 , если бы рычаг CO_5D был плоским, а шарниры C и D лежали бы в одной плоскости.

На самом деле эти шарниры разнесены по оси O_5 , и действующие в них силы $F_{ПРi}$ и $F_{РЕМi}$ вызывают на каждом рычаге опрокидывающий момент $M_{ОПОРH} = (F_{ПРi} - F_{РЕМi}) \cdot h$, который вызывает соответствующий реактивный момент на опоре каждого рычага, т.е. на втулке ступицы рычага (рис. 3.5.2). Ширина ступицы каждого рычага равна $b = 21 \text{ мм}$.

$$M_{ОПОРH} = N_{ОПОРH} \cdot b, \text{ отсюда: } N_{ОПОРH} = (F_{ПРi} - F_{РЕМi}) \cdot \frac{h_i}{b} \quad (3.5.4)$$

Таким образом, в опоре O_5 , т.е. на втулке ступицы рычага, действует не только реакция R_{O5} , но и дополнительная сила от опрокидывающего момента $N_{ОПОРH}$, зависящая от величины h_i .

Эти силы вызывают в опоре O_5 , которая является цилиндрическим шарниром скольжения, силы трения на поверхности контакта втулки рычага CO_5D с осью O_5 , или момент трения относительно оси O_5 :

$$M_{TP} = \sum N_i \cdot d \cdot f / 2 \quad (3.5.5)$$

Где:

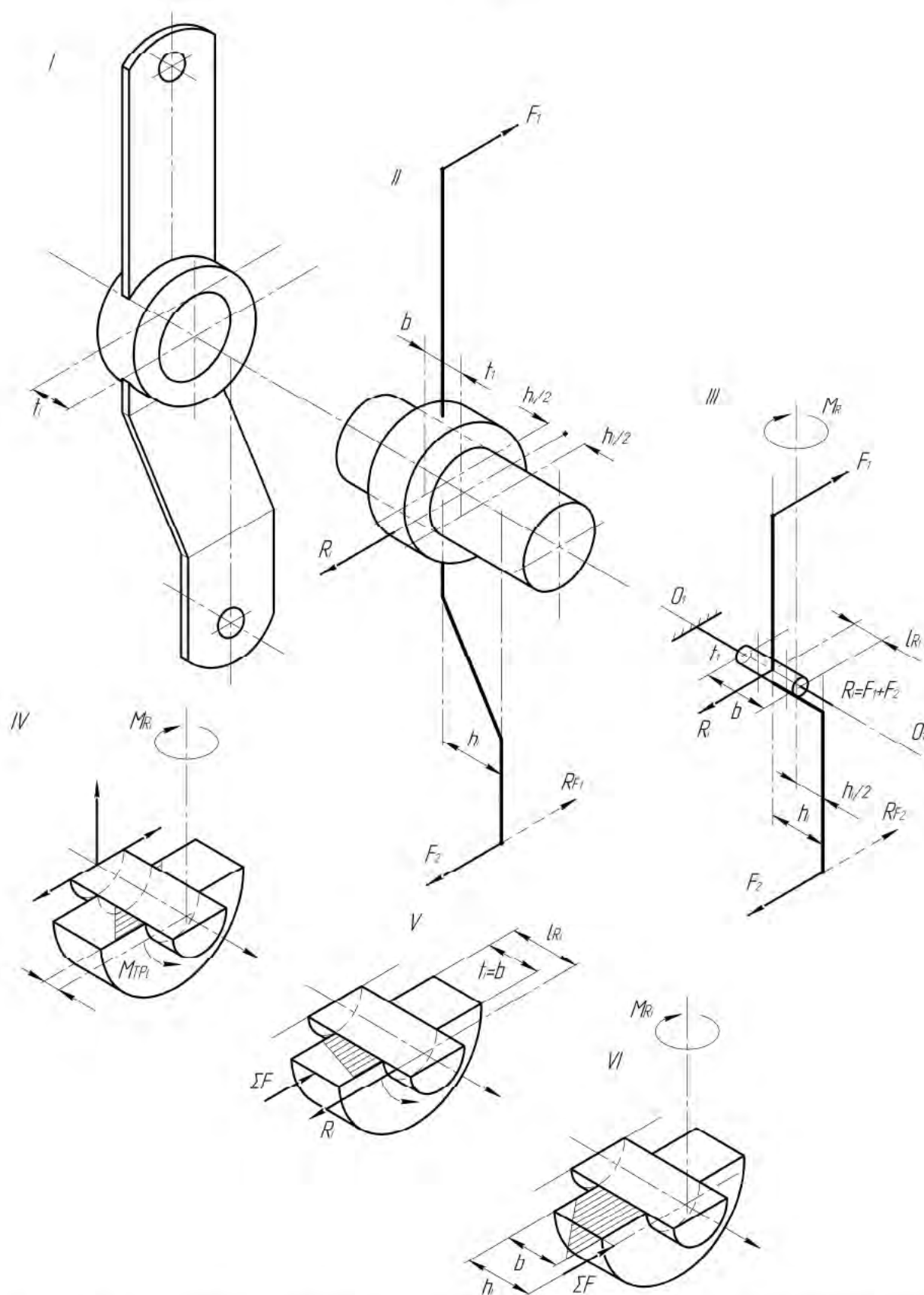


Рис. 3.5.2. Момент сопротивления в опоре асимметрично нагруженного рычага контрмарша механизма привода ремиз ткацких машин типа СТБ(V)

$\sum N_i$, (Н) – суммарная сила нормального давления на шарнир скольжения;

d , (мм) или (м) – диаметр вала в шарнире скольжения;

f – коэффициент трения скольжения, зависящий от материала пары трения (табл. 3.5.3).

Таблица 3.5.3 – Коэффициент трения скольжения и удельное давление для ряда материалов

№ п.п.	Трущиеся материалы	Коэффициент трения скольжения	Удельное давление p , кГс/см ²
1.	Сталь по стали	0,08 ÷ 0,12	6,0 ÷ 8,0
2.	Сталь по чугуну	0,15 ÷ 0,18	2,5 ÷ 4,0
3.	Сталь по бронзе	0,10 ÷ 0,15	4,0 ÷ 6,0
4.	Металлокерамика по стали	0,08 ÷ 0,12	8,0 ÷ 10,0

Суммарная нагрузка в опоре i -того рычага равна:

$$\sum N_i = R_{O5_i} + (F_{IP_i} - F_{PEM_i}) \frac{h_i}{b},$$

$$\sum N_i = F_{PEM_i} \cdot z_i + F_{PEM_i} \left(\frac{R_{4_i}}{R_{3_i}} - 1 \right) \frac{h_i}{b},$$

$$\sum N_i = F_{PEM_i} \left[\left(1 + \frac{R_{4_i}}{R_{3_i}} \right) + \left(\frac{R_{4_i}}{R_{3_i}} - 1 \right) \cdot \frac{h_i}{b} \right] \quad (3.5.6)$$

Все переменные, входящие в уравнение для $\sum N_i$ известны из конструкции и кинематической схемы механизма, поэтому могут быть определены сила нормального давления в шарнире O_5 и момент трения в опоре O_5 .

Поскольку величина силы F_{PEM_i} может меняться от ремизки к ремизке и от типоразмера ТМ, то определим эти величины в долях от F_{PEM_i} . Обозначим $C_i = \frac{h_i}{b}$, где h_i – плечо i -го рычага, величина которого найдена геометрическим методом, (м); $b = 20 \text{ мм} = 0,02 \text{ м}$ – рабочая ширина втулки рычага CO_5D (с учетом фасок втулки при шаге расположения рычагов 21 мм).

Алгоритм расчета:

1. Расчет соотношения $C_i = \frac{h_i}{b}$, где h_i – плечо i -того рычага CO_5D , величина которого найдена геометрическим методом, (м); $b = 20\text{мм} = 0,02\text{м}$ – рабочая ширина втулки рычага CO_5D . Результаты расчета по представленной формуле сведены в табл. 3.5.4.

Таблица 3.5.4 – Результаты расчета соотношения $C_i = \frac{h_i}{b}$

№ рычага	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
h_i , м	0,050	0,042	0,033	0,025	0,015	0,050	0,005	0,014	0,022	0,033
C_i	2,50	2,10	1,65	1,25	0,75	2,50	0,25	0,70	1,10	1,65

2. Вычисление величины, характеризующей соотношение плеч рычагов:

$z_i = 1 + \frac{R_{4_i}}{R_{3_i}}$, где $\frac{R_{4_i}}{R_{3_i}} = k_{KM}$ – передаточное отношение рычага CO_5D . Результаты расчета сведены в табл. 35.5.

Таблица 3.5.5 – Результаты расчета величины z_i

№ рычагов	1,2	3,4	5,6	7,8	9,10
k_{KMi}	1,147	1,257	1,367	1,459	1,514
z_i	2,147	2,257	2,367	2,459	2,514

3. Определение величины плеча трения: $h_{TP} = d \cdot f / 2$, где d – диаметр вала; $d = 30\text{мм} = 0,03\text{м}$; f – коэффициент трения стали по бронзе; $f = 0,10 \div 0,15$, принимаем $f = 0,125$. Итак, $h_{TP} = d \cdot f / 2 = 0,03 \cdot 0,125 / 2 = 0,001875\text{м}$.

4. Вычисление момента трения: $M_{TP} = N_i \cdot h_{TP}$, (кГ·м).

Часть момента трения, вызванная реакцией R_{O5} , или передачей движущей силы на ремизки ТМ:

$$M_{TP1} = F_{PEM_i} \cdot z_i \cdot d \cdot f / 2 = F_{PEM_i} \cdot z_i \cdot h_{TP}.$$

Часть момента трения, вызванная перекосом рычагов от действующих сил:

$$M_{TP2} = F_{PEM_i} \cdot k_i \cdot C_i \cdot h_{TP}.$$

Вычислим составляющие общей диссипативной нагрузки на рычагах CO_5D и сведем их в табл. 3.5.6.

Таблица 3.5.6 – Результаты расчета диссипативной нагрузки M_{TP}

Обозначение	Ед. измер.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
C_i	отн. ед.	2,50	2,10	1,65	1,25	0,75	2,50	0,25	0,70	1,10	1,65
k_{KMi}	отн. ед.	1,147		1,257		1,367		1,459		1,514	
z_i	отн. ед.	2,147		2,257		2,367		2,459		2,514	
M_{TP1}	$F_{PEM} \cdot см$	0,403		0,423		0,444		0,461		0,471	
M_{TP2}	$F_{PEM} \cdot см$	0,538	0,452	0,389	0,295	0,192	0,084	0,088	0,192	0,325	0,488
$\sum M_{TP}$	$F_{PEM} \cdot см$	0,941	0,855	0,812	0,718	0,636	0,528	0,559	0,653	0,796	0,959
$\frac{M_{TP1}}{\sum M_{TP}}$	%	43	47	52	59	69	84	83	71	59	49
$\frac{M_{TP2}}{\sum M_{TP}}$	%	57	53	48	41	31	16	17	29	41	51

На 1÷4 рычагах CO_5D нагрузка от трения увеличивается более чем на 40% по сравнению с той, какой она была бы при плоских рычагах; на 5-ом и 8-ом рычагах она возрастает на 1/3; на 9-ом и 10-ом – составляет до 50 % от общей диссипативной нагрузки. Если рычаги CO_5D сделать плоскими, то общая диссипативная нагрузка уменьшится в два раза.

Наиболее нагруженными, как отмечалось выше, являются 8-ой, 9-ый и 10-ый рычаги CO_5D на ТМ типа СТБ-420 и СТБ-450.

Зная максимальные нагрузки в шарнире D механизма привода ремиз у этих ТМ, подсчитаем реальные значения моментов трения на рычаге $C_{10}O_5D_{10}$:

$$M_{TP1}^{10} = 0,471 F_{PEM_{10}} = 0,471 \cdot 1060 = 499,2 (H \cdot см) = 4,992 (H \cdot м) \approx 5 (H \cdot м);$$

$$M_{TP2}^{10} = 0,488 F_{PEM_{10}} = 0,488 \cdot 1060 = 517,4 (H \cdot см) = 5,2 (H \cdot м);$$

$$M_{TP}^{10} = 0,959 F_{PEM_{10}} = 0,959 \cdot 1060 = 1016,6 (H \cdot см) = 10,2 (H \cdot м).$$

Для оценки нагрузки, создаваемой моментом трения, развивающимся на рычаге CO_5D , приведем его к коромыслу кулачкового механизма и к центру качения:

$$M_{ТРКРМ}^{O2} = \sum M_{ТР}^{10} \cdot i_{KM} / i_{KPM},$$

$$M_{ДИС}^{O2} = M_{ТР}^{O2} = 10,2 \cdot \frac{\omega_{C_{10}O_5D_{10}}}{\omega_{KPM}} = 22,85(H \cdot м).$$

Сила, которую необходимо приложить к ведущему шарниру коромысла $O_3(O_4)$, чтобы преодолеть момент трения на 10-ом рычаге CO_5D , равна:

$$F_{ДИС10} = M_{ДИС}^{O2} / r_{KPM} = \frac{22,85}{0,07} = 326,5(H).$$

Коромысло кулачкового привода ЗОМа ТМ типа СТБ также является рычагом, у которого действующие силы не лежат в одной плоскости. Действительно, ролик, обкатывающий кулачок, отстоит по глубине привода, т.е. по оси кулачков O_1 и оси коромысла O_2 на 7 мм, что также вызывает перекашивающий момент на коромысле.

Коромысло кулачкового привода установлено на оси коромысел O_2 и имеет цилиндрическую опорную бронзовую втулку, составляющую с осью O_2 цилиндрическую опору скольжения, но с более обильной смазкой, чем аналогичные втулки рычагов CO_5D привода. Поэтому данная пара трения работает в лучших условиях, чем втулки рычагов CO_5D . Однако и силы, развиваемые в шарнирах $O_3(O_4)$, O_2 и B значительно превосходят силы и реакции в шарнирах C , O_5 и D .

Поэтому при разработке новой конструкции кулачкового привода для механизма ремизного движения надо предусмотреть уменьшение «плеча перекося» и заменить подшипник скольжения на оси O_2 подшипником качения. Эти конструктивные мероприятия дадут возможность снизить диссипативные нагрузки на коромысле привода секции ЗОМа.

Если принять, что коромысло кулачкового привода не имеет собственного существенного диссипативного момента, то можно учесть его в расчете, назначив его величину в $2,5 \div 3,5 \%$ от действующей нагрузки на ведущий ролик:

$$F_{\text{дис}}^{\text{KPM}} = (F_{\text{РЕМ}} + F_{\text{ПР}}) \cdot (2,5 \div 3,5 \%) = 153,5 \text{ (H)}.$$

Таким образом, применив принцип диспозиции, т.е. рассчитав все действующие силы по отдельности и приведя их к ведущему шарниру механизма $O_3(O_4)$, можно определить, какая из нагрузок – технологическая, весовая, массовая (инерционная) или диссипативная (трения и сопротивления) – является наибольшей и какую из них следует уменьшить с помощью конструктивных мер:

- снизить вес, незначительно уменьшив жесткость и прочность конструкции ее деталей;
- уменьшить массу, подобрав другие материалы и предложив новые конструктивные решения;
- заменить пары скольжения подшипниками качения и т.д.

Все рассмотренные силы, в отличие от технологических сил, достигают своих максимумов и действуют одновременно, поэтому их можно просуммировать и сравнить их максимальные величины.

Сведем в табл. 3.5.7, определим процентное соотношение и оценим все силы, действующие на оси каточка $O_3(O_4)$.

Как видно из табл. 3.5.7, основной нагрузкой (90%) является нагрузка, которая необходима для движения ремизки и механизма ее привода.

Для движения механизма кулачкового привода и настроечного четырехзвенника требуется до 10% от общей нагрузки, и основная ее часть идет на преодоление вредных сопротивлений (8%), т.е. составляет 80% от нагрузок, возникающих в самом механизме привода.

Данный анализ подтверждает необходимость, в первую очередь, устранить момент трения, который возникает на втулках рычага CO_5D и коромысла. Рычаги CO_5D следует выполнить плоскими и оснастить шариковыми подшип-

Таблица 3.5.7 – Силы, действующие на оси O_3 (O_4)

№ п.п.	Силы на оси каточка кулачкового привода	Единица измерения	Максимальная величина силы	Отношение к общей силе, %
1.	Сила, необходимая для движения МРД и ремизки	Н	5680,0	90,6
2.	Сила, необходимая для движения механизма привода	Н	103,2	1,7
3.	Силы вредных сопротивлений в механизме привода	Н	480,0	7,7
4.	Суммарная сила на оси каточка кулачкового привода	Н	6263,2	100,0

Выводы:

1. Проведенный анализ показал, что для снижения диссипативных нагрузок на коромысле привода следует устранить момент трения, который возникает на втулках рычага CO_3D и коромысла.

2. При разработке новой конструкции кулачкового привода для МРД необходимо предусмотреть уменьшение «плеча перекоса» и заменить подшипник скольжения на оси O_2 подшипником качения.

3. Рычаги приводных коромысел следует оснастить игольчатыми подшипниками и располагать с шагом ремизных рам (12 мм), ролики коромысел, контактирующие с кулачками привода, следует выполнить толщиной 5 мм, сблизить, оставив между ними зазор не более 1 мм и оснастить шаровыми опорами.

3.6. Модернизация ЗОМа ТМ типа СТБ(У)

Модернизацию ЗОМа для ТМ типа СТБ(У) включает в себя следующие решения: разработка новой КС; изменения конструкции отдельных узлов и деталей.

3.6.1. Разработка новой кинематической схемы

Анализ существующей кинематической схемы ЗОМа ТМ типа СТБ(У) показал, что механизм представляет собой мультипликатор со средним общим передаточным отношением $i_{\text{общ}} = 4,0$.

Разбивка общего передаточного отношения по трем ступеням представлена на рис. 3.6.1.1, где 1 ступень – кулачково-коромысловый механизм $O_1O_2O_3$, 2 ступень – настроечный четырехзвенник BBO_5D , 3 ступень – передающий четырехзвенник O_5DFO_6 .

Распределение в существующей КС ЗОМа ТМ типа СТБ(У) передаточных отношений i по секциям и ступеням дано в табл. 3.6.1.1.

Таблица 3.6.1.1 - Распределение передаточного отношения $i_{\text{общ}}$ в ЗОМе

№ секц.	$i_{\text{ступ.1}}$	$i_{\text{ступ.2}}$	$i_{\text{ступ.3}}$	$i_{\text{общ}}$
1	1,88	0,94	0,78	1,78
2	1,97	0,98	0,78	1,94
3	2,06	1,13	0,85	2,32
4	2,15	1,15	0,85	2,46
5	2,23	1,33	0,93	2,97
6	2,32	1,38	0,93	3,22
7	2,41	1,53	0,99	3,70
8	2,50	1,59	0,99	3,99
9	2,59	1,71	1,03	4,42
10	2,60	1,77	1,03	4,74

Из таб. 3.6.1.1 видно, что передаточные отношения i имеют искажения и колебания относительно среднего положения механизма. Искажения по всем ступеням КС ЗОМа для 10 секций представлены в табл. 3.6.1.2, 3.6.1.3. Наибольшие искажения передаточного отношения наблюдаются в 10 секции (для ступеней 2,3 – 15%), что приводит к искажению заданного закона перемещения РР. Наибольшее влияние на искажение i оказывает форма четырехзвенников.

Анализ распределение передаточного отношения по ступеням (таб. 3.6.1.1) показал, что он приводит к значительному увеличению приведенного момента в приводе, так как не отвечает рекомендациям разделов 3.3 и 3.4.

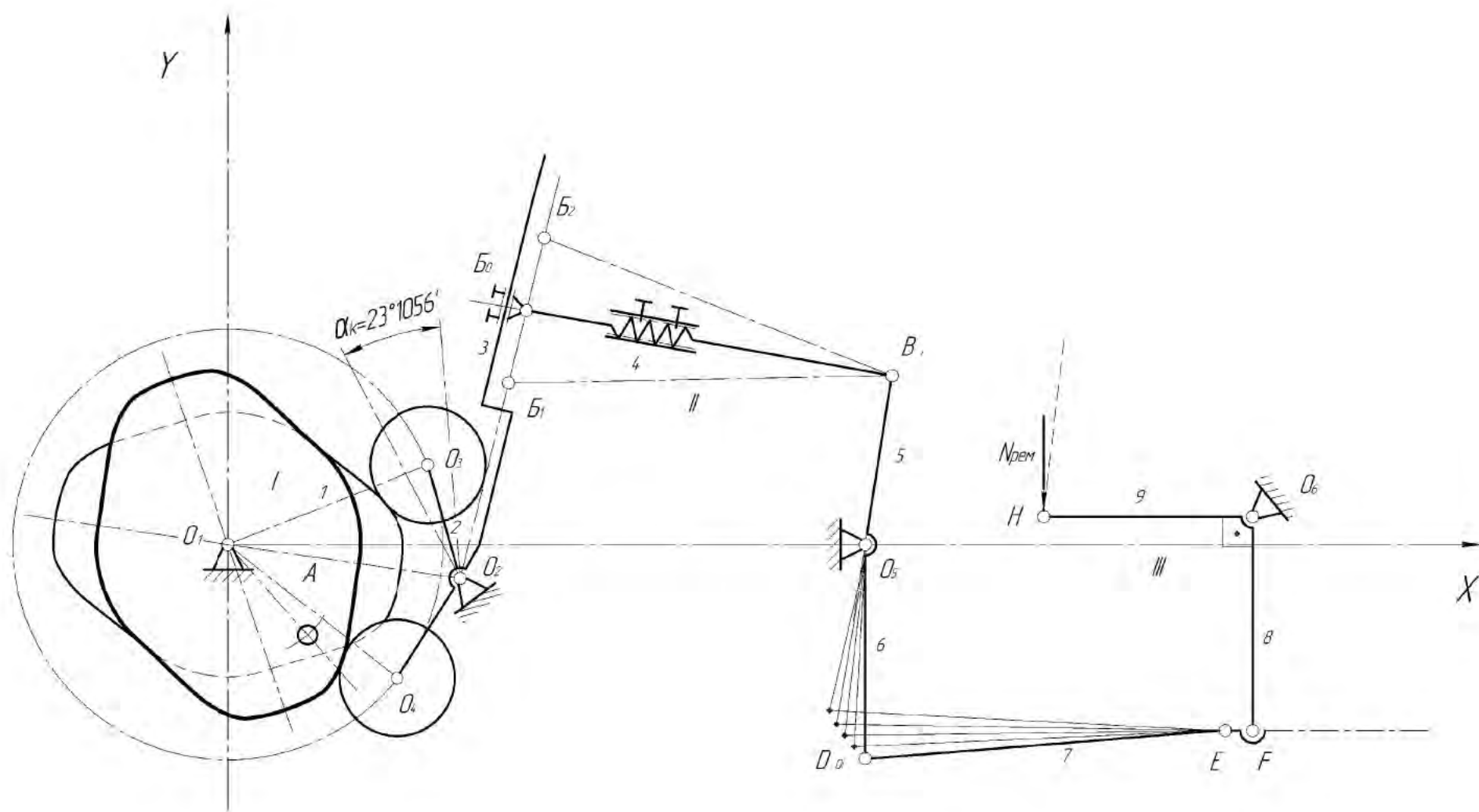


Рис. 3.6.1.1. Расчетная схема ЗОМа ТМ типа СТБ(У)

Таблица 3.6.1.2 - Изменение передаточного отношения $i_{\text{ЧАСН}}$ в настроечном четырехзвеннике МРД ЗОМ ТМ типа СТБ(У)

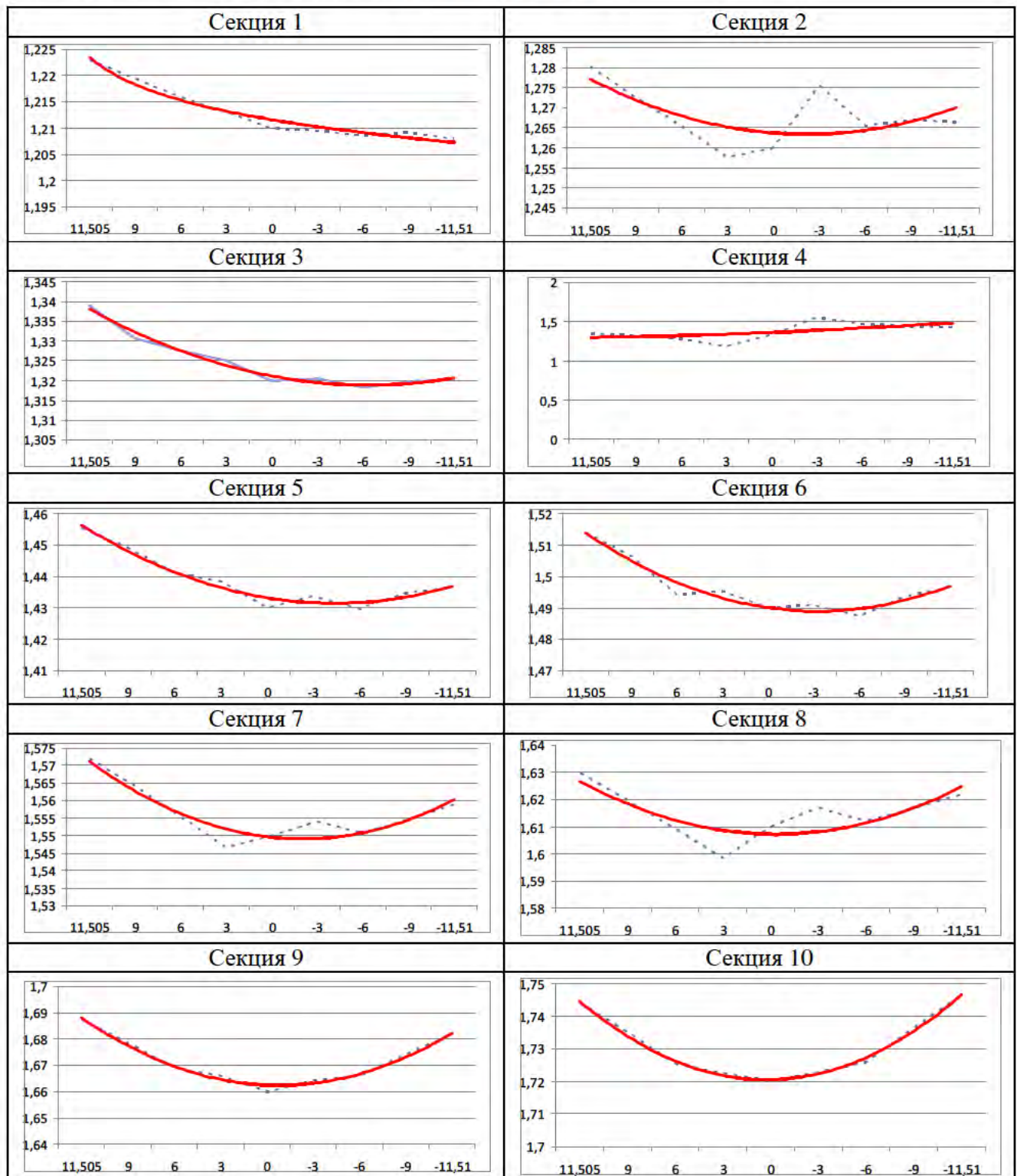
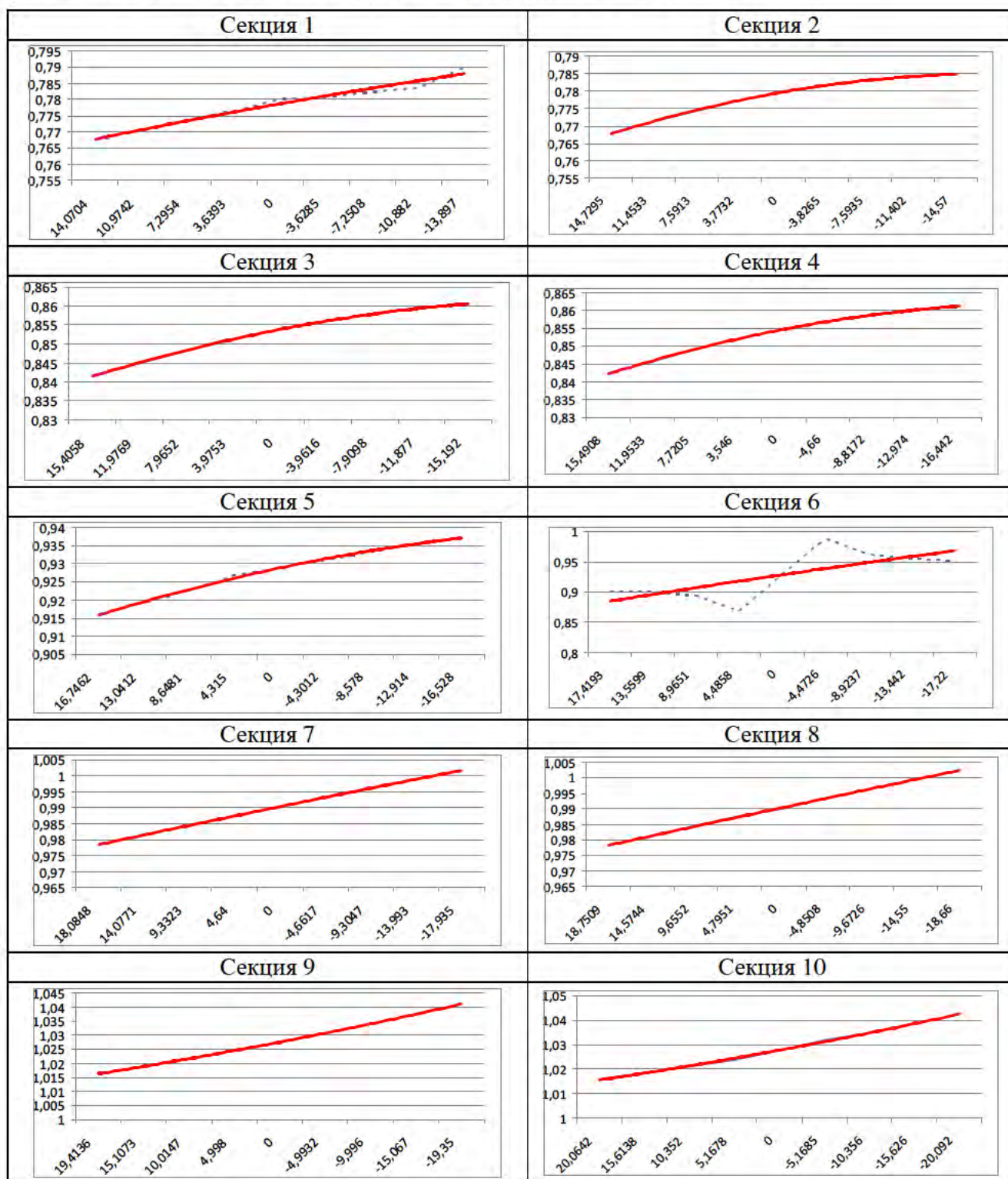


Таблица 3.6.1.3 - Изменение передаточного отношения $i_{\text{ЧАСН}}$ в передаточном четырехзвеннике МРД ЗОМ ТМ типа СТБ(У)



Для устранения недостатков существующей КС, необходимо провести изменение распределения i и формы четырехзвенников согласно рекомендациям, данных в разделах 3.3 и 3.4.

Предлагаемое распределение i даны в табл. 3.6.1.4 (для 10 секции). На рис.3.6.1.2 представлена КС с оптимальным распределением i и учетом рекомендаций из разделов 3.2, 3.3, 3.4 для мультипликаторов. Наибольшее значение i в секции 2 рекомендуется принимать значение равным «1,00», а для 3 секции – «1,77», тем самым сосредоточить наибольшее значение i в последней ступени передачи. Для снижения искажения передачи движения в настроечном четырехзвеннике (секция 2) рекомендуется использовать четырехзвенник канонической формы. Новая КС позволила снизить нагрузку в приводе на 30% и уменьшить искажение передачи.

Таблица 3.6.1.4 - Значения передаточного отношения $i_{\text{общ}}$ в ЗОМе

№ секц.	$i_{\text{ступ.1}}$	$i_{\text{ступ.2}}$	$i_{\text{ступ.3}}$	$i_{\text{общ}}$
10	2,60	1,00	1,77	4,71

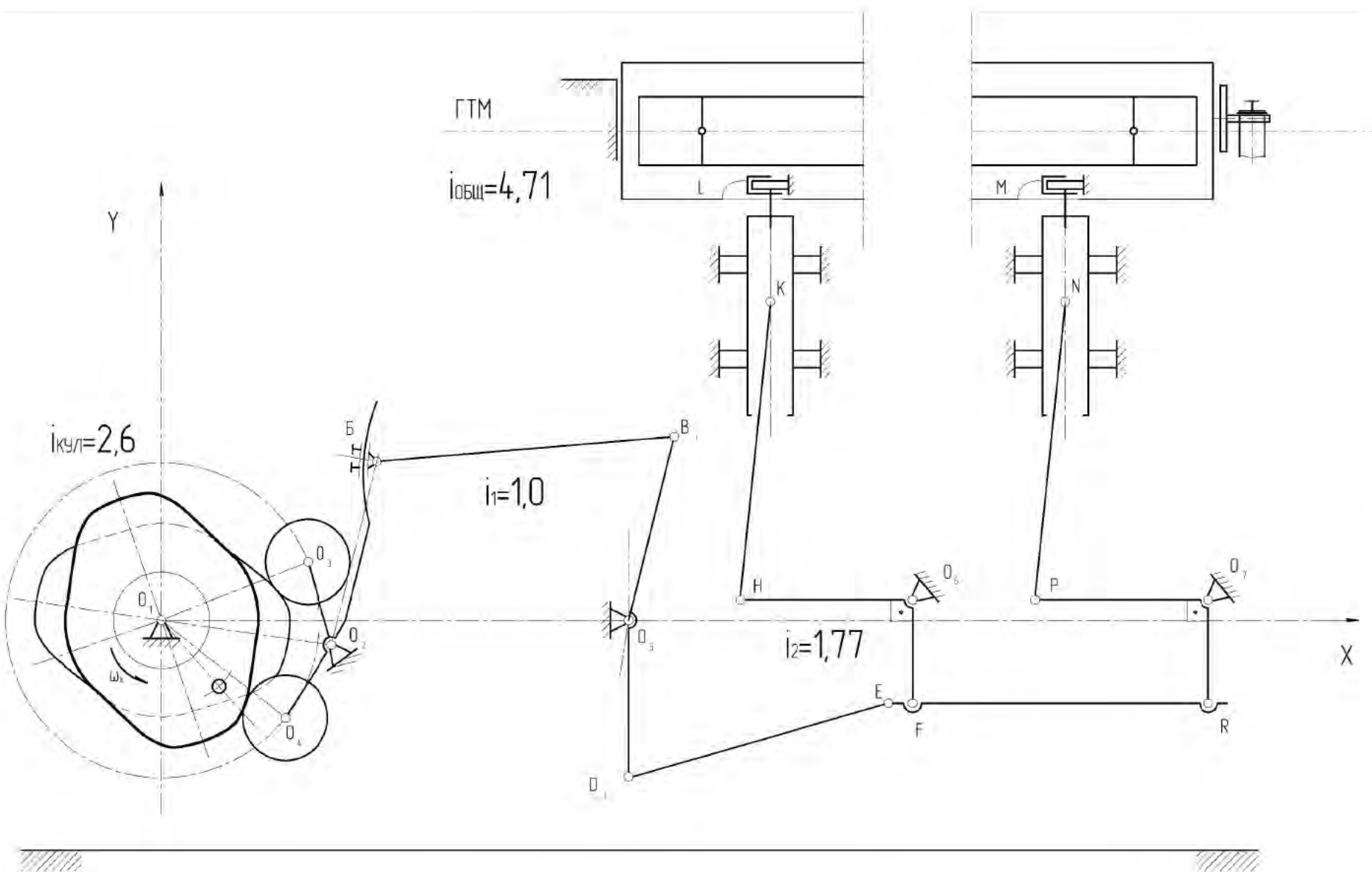


Рис. 3.6.1.2. Новая КС ЗОМа ТМ типа СТБ(У)

3.6.2. Изменения конструкции отдельных узлов и деталей

При проектировании передаточных механизмов следует выбирать такую схему, которая бы воспроизводила требуемый закон движения каждой ремизной рамы с заданной величиной перемещения и точностью её положения относительно линии заступа основы (раздел 3.1).

В существующем механизме ЗОМа СТБ(У) насчитывается 33 избыточных связей. Эти избыточные связи в рассмотренной КС (рис. 3.6.2.1) вызовут при монтаже и работе дополнительные напряжения в её звеньях.

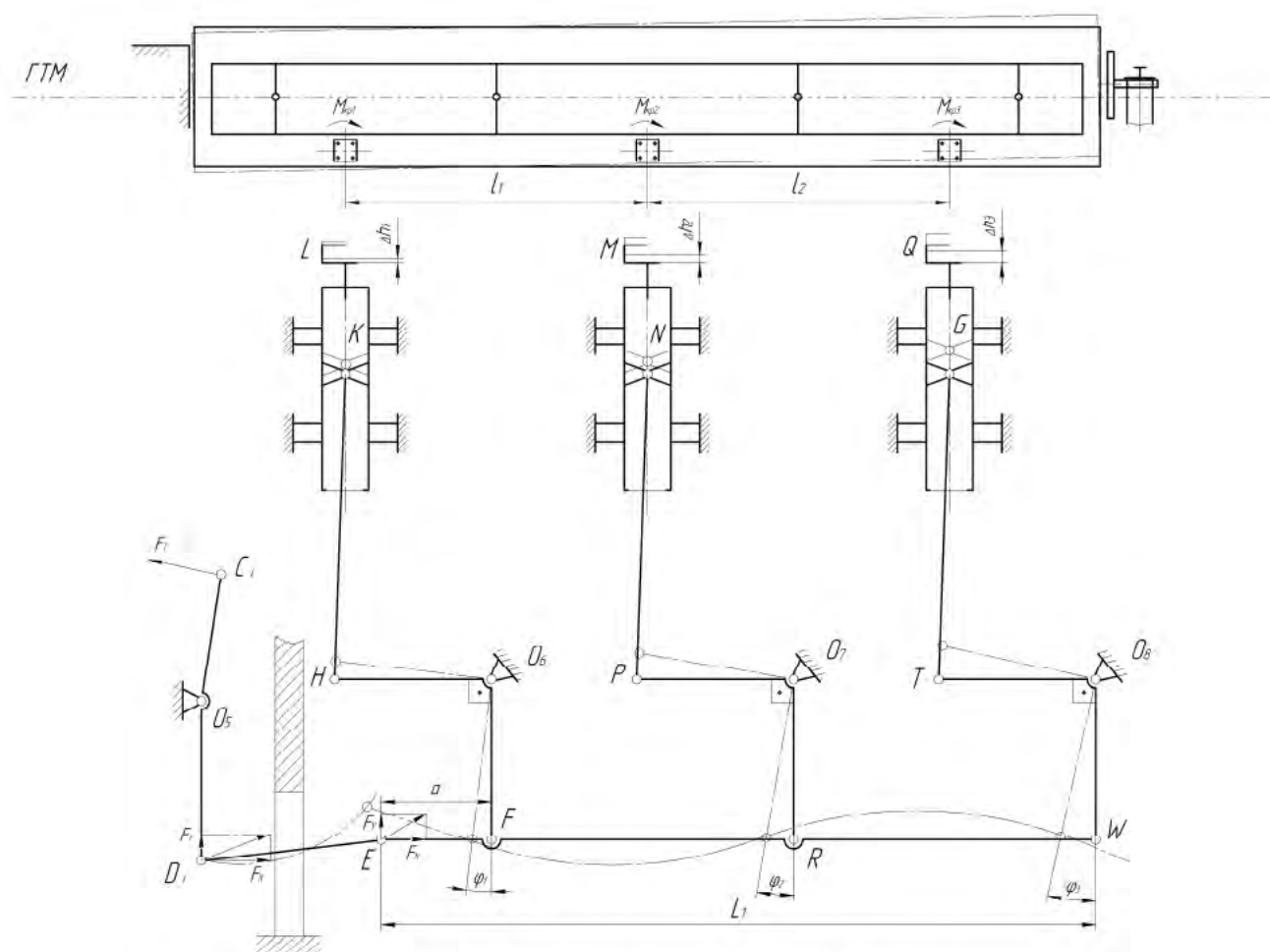


Рис. 3.6.2.1. Подремизные тяги под влиянием избыточных связей

Согласно рекомендациям Л.Н. Решетова [69] для снижения количества избыточных связей следует использовать кинематические пары с увеличенным числом подвижностей (пары 3-го класса), применять рациональную конструк-

цию неподвижных и подвижных звеньев, сократить число, или полностью устранить в кинематической схеме ЗОМа замкнутые кинематические контура.

Отклонение от плоскости хотя бы одного звена, как при монтаже, так и особенно во время работы механизма, отклонение хотя бы одной оси цилиндрического шарнира от перпендикулярности к плоскости движения звеньев механизма ведёт к возникновению в механизме дополнительных кинематических связей, заклиниванию шарниров, перекосу подвижных звеньев механизма.

Для ликвидации лишних связей рекомендуется заменить цилиндрические шарниры на сферические типа ШС (рис. 3.6.2.2) и в дальнейшем рассматривать КС ЗОМа как некую пространственную систему, но с неярко выраженным отклонением положения ряда шарниров и звеньев в плоскости расположения механизма.

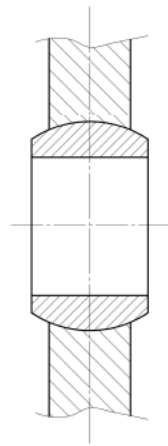


Рис. 3.6.2.2. Сферический шарнир ШС

Анализ конструкции кулачкового привода показал, что она является пространственной, а выходной рычаг служит переходником между плоскостями секций привода и плоскостью ремиз, при этом на оси качания выходного рычага возникает опрокидывающий момент. Для ликвидации этого момента следует изменить конструкцию выходного рычага (рис. 3.6.2.3). Такое конструкторское решение поможет не только ликвидировать опрокидывающий момент, но и уменьшить размеры кулачкового барабана, тем самым уменьшить материал-

ёмкость и вес конструкции, и повысить его долговечность, что в свою очередь отразится на качестве ЗОМа.

В модернизацию конструкции входит также замена пар трения в опорных неподвижных шарнирах и подвижных шарнирах скольжения на подшипниковые опоры. В качестве подшипников могут быть использованы шариковые, роликовые, игольчатые или сферические типа ШС, что позволит уменьшить внутренний момент трения в механизме в 5...10 раз.

Для того чтобы практически полностью устранить изгибающий момент на тяге EFRW (рис. 3.6.2.1), рекомендуется уменьшить длину первой консоли EF базового звена, а шарнир Е максимально приблизить к шарниру F (см. рис. 3.6.2.3).

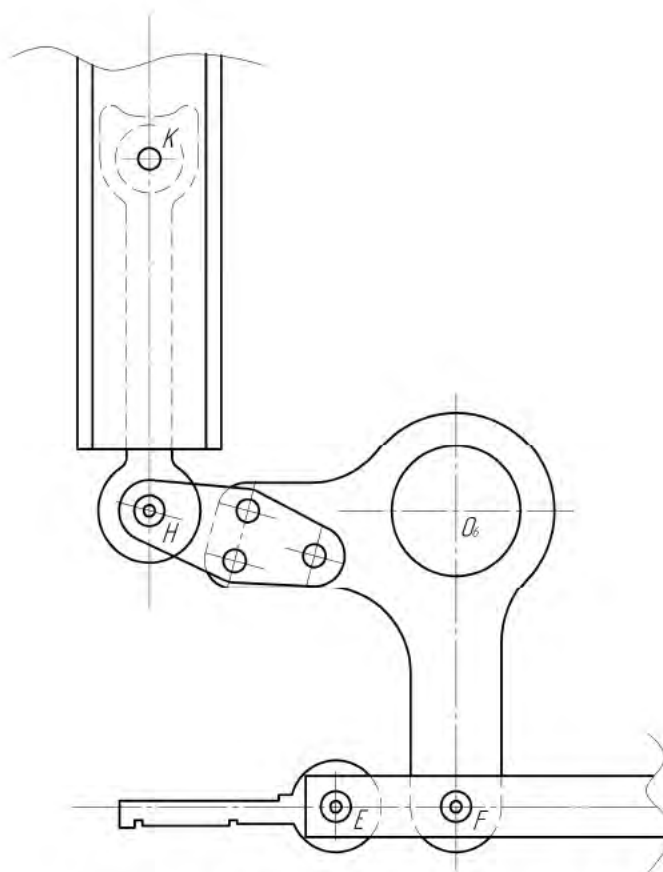


Рис. 3.6.2.3. Уменьшенная консоль EF

Такое изменение тяги устранил её изгиб, возникающий в шарнире Е силами, перпендикулярными оси тяги EFRW, что обеспечит работу тяги в усло-

виях растяжения-сжатия, а не изгиба с растяжением, либо сжатием, при котором тяга EFRW теряет устойчивость и прогибается в направлении ее минимального момента инерции ее сечения. Предлагаемая конструкция имеет большую устойчивость к сжимающим усилиям.

Выводы:

1. Предложена новая кинематическая схема ЗОМа ТМ типа СТБ(У) с рациональным распределением передаточных отношений, согласно предложенным рекомендациям и проведенным исследованиям в предыдущих разделах.

2. Предложены новые конструкции узлов МРД, обеспечивающие большую устойчивость во время работы механизма.

ГЛАВА 4. КИНЕТО-СТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗЕВООБРАЗУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

4.1. Назначение, технологические, геометрические и массовые параметры ремизных рам, галев и ремизок

Конструкционно-заправочная схема (КЗС) (рис. 2.1.2.) ТМ характеризуется 7-ю последовательно расположенными технологическими зонами:

1. зона запаса основы (навой) и контроля её натяжения (скало);
2. зона контроля обрывности основы (основный наблюдатель);
3. зона зевобразования;
4. зона тканеобразования;
5. зона тканеформирования;
6. зона стабилизации структуры ткани;
7. зона отвода и складирования суровой ткани.

Зона зевобразования – это зона, в которой все нити основы, разделенные, по меньшей мере, на две отдельные группы, или ветви, пробраны в центральные глазки вертикально расположенных вспомогательных элементов механизма зевобразования – галев, которые, по ширине заправки ТМ $L_{\text{ТМ}}$, собраны в отдельные ремизные рамы (РР). Все нити основы ТМ, в зависимости от вида переплетения вырабатываемой ткани (раппорта), могут быть разделены на две, или несколько отдельных групп, причём нити каждой группы «пробираются» в глазки галев соответствующей ремизной рамы. Группу нитей, пробранных в галева одной ремизной рамы, называют «стренгой» основы. Ремизные рамы, оснащенные галевами, с пробранными в них нитями основы, называются ремизками ТМ (РТМ). Ремизки располагаются последовательно вдоль основы по направлению её движения и перемещаются перпендикулярно рабочему движению основы. Среднее положение ремизок соответствует «заступу» основы. Счёт ремизок (их №), может происходить как по ходу основы (Ивановский метод), так и от берда батана ТМ (Московский метод).

Движение ремизок образует в основе зев основы. При этом все нити основы разделяются на 2-е общие группы нитей, составляющие нижнюю (НВЗ) и верхнюю (ВВЗ) ветви зева. Ветви зева состоят из 1-ой или нескольких стренг, число стренг в ветви зева зависит от раппорта получаемой ткани.

На рис. 4.1.1 представлен узел крепления ремизной рамы с приводом МРД, а на рис. 4.1.2 и 4.1.3 изображены ремизные рамы под пластинчатые галера махом 281 мм для «узких» ТМ (с заправочной шириной $L_{\text{ТМ}} = 180; 220$ и 250 см) и «широких» ТМ (с заправочной шириной $L_{\text{ТМ}} = 280 \div 450$ см).

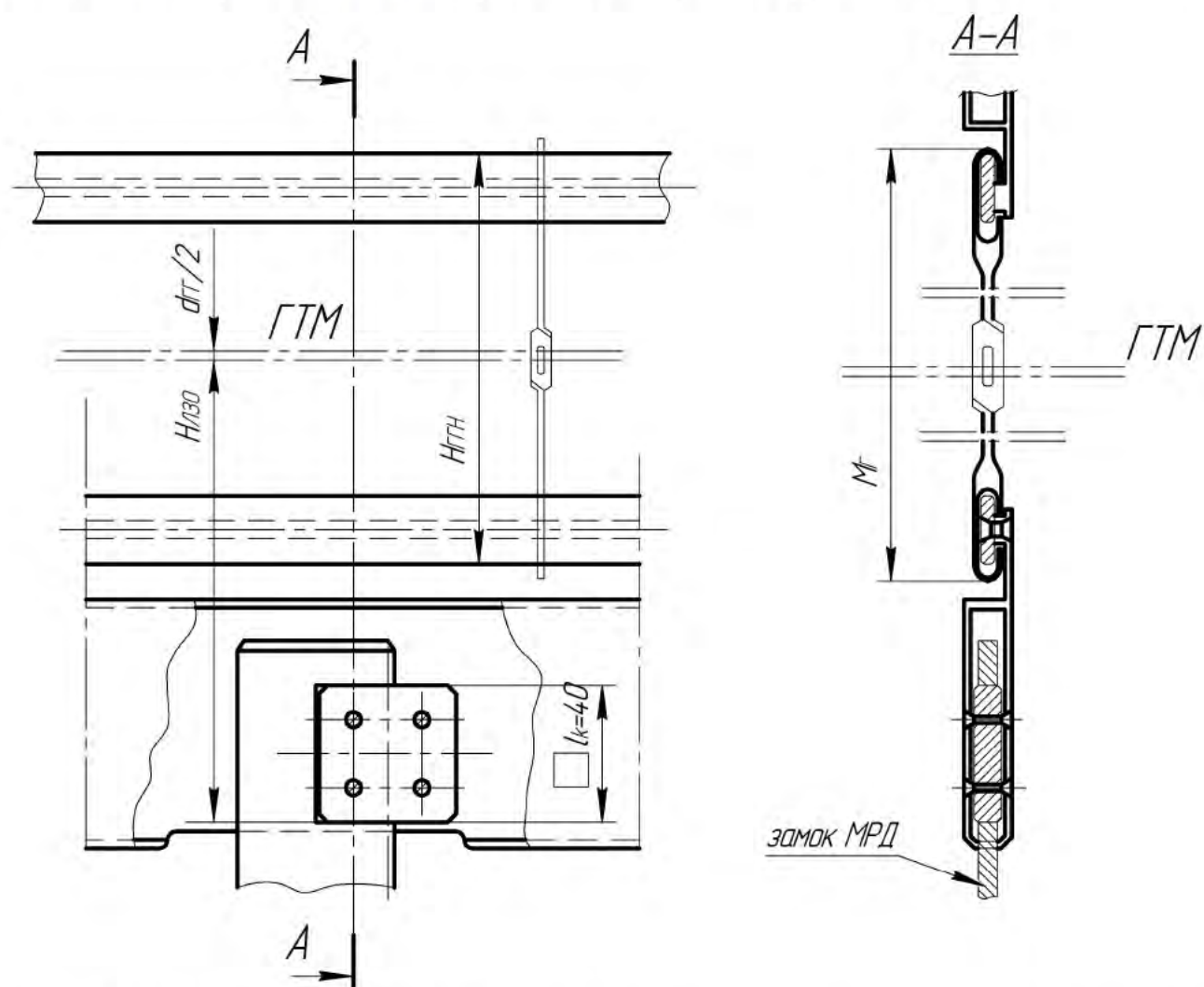
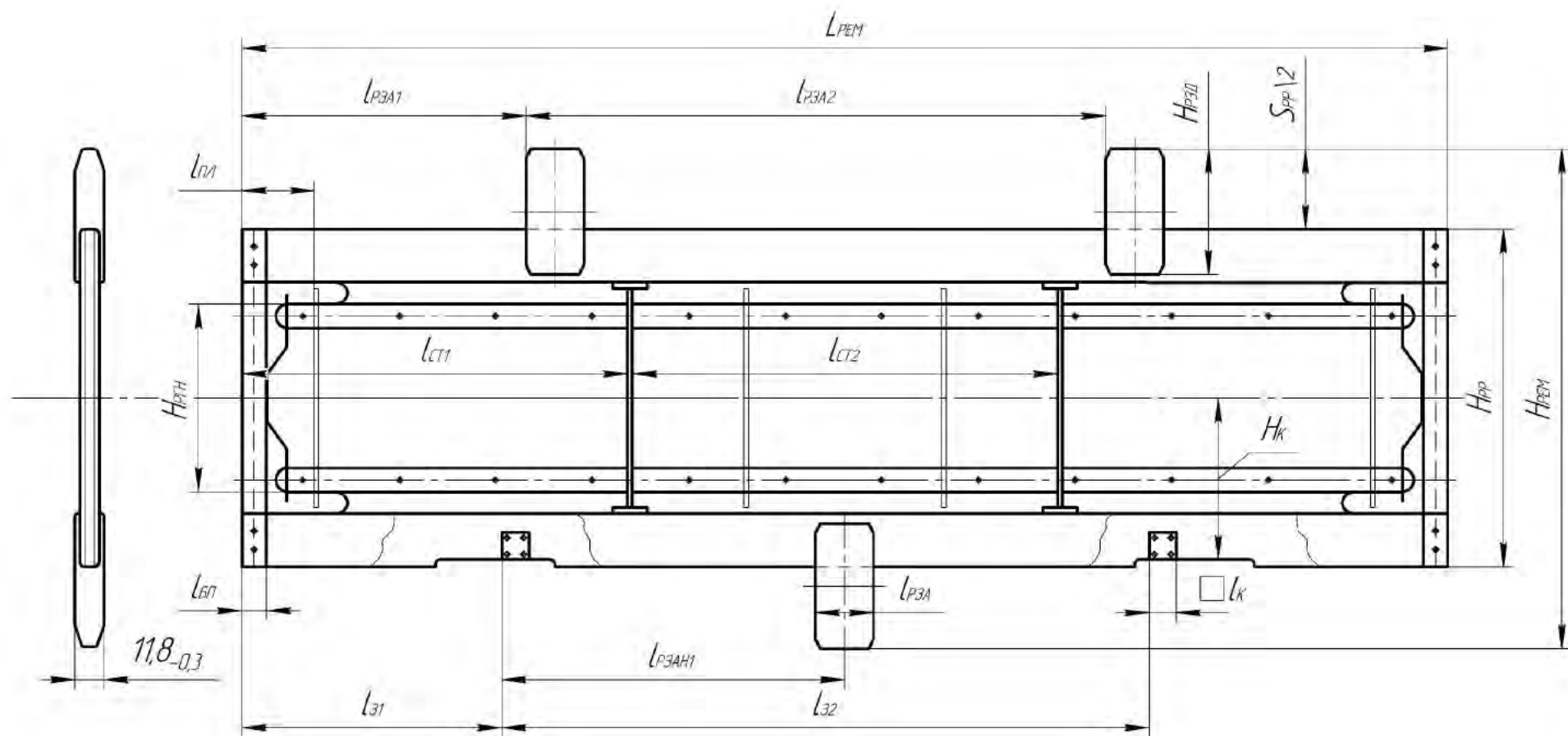


Рис. 4.1.1. Конструкция узла крепления ремизной рамы с захватами (крючками) ползунов механизма её привода МРД

Механизмы настройки ЗОМа ТМ должны позволять устанавливать величину угла зева в заданных пределах.



4.1.2. Ремизная рама под пластинчатые галева для ТМ типов СТБ(У) с заправочной шириной 180, 220 и 250 см.

Ремизная рама, структурная схема которой показана на рис. 4.1.4, состоит из 11 основных элементов:

1. верхней профильной планки;
2. нижней профильной планки;
3. верхнего галевоносителя;
4. нижнего галевоносителя;
5. двух боковых направляющих (левой и правой);
6. стяжек (стоек), двух или трех (в зависимости от $L_{\text{ТМ}}$ ремизной рамы);
7. замков (двух или трех, что зависит от размера $L_{\text{ТМ}}$ ремизной рамы);
8. галев;
9. двух замков галев;
10. верхних разделителей ремизных рам (двух или трех – зависит от заправочной ширины $L_{\text{ТМ}}$ ткацкой машины);
11. нижних разделителей ремизных рам (одного или двух – в зависимости от размера $L_{\text{ТМ}}$ ремизной рамы).

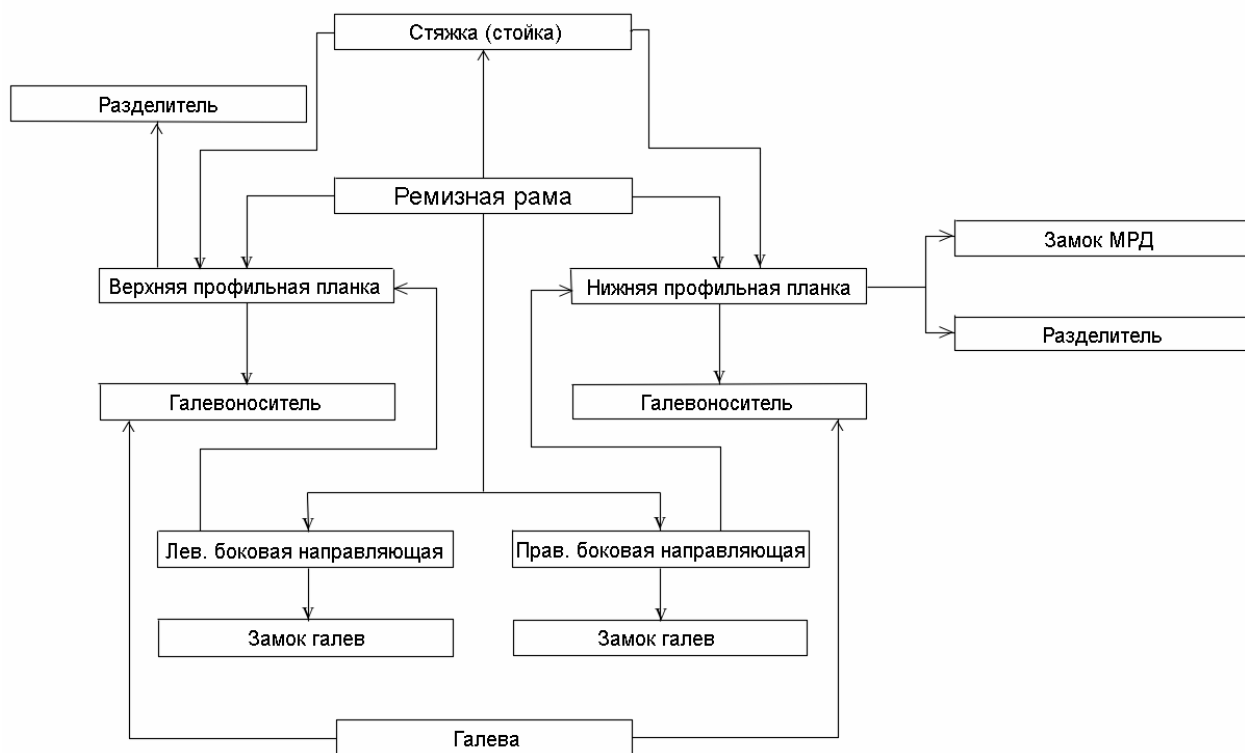


Рис. 4.1.4. Структурная схема конструкции и состава ремизной рамы

Ремизные рамы выпускают предприятия (фирмы): МЭЗ-1 (г. Москва); «Ремиз» (г. Иваново); «ТЭКСО» (г. Москва); «Элитекс» (Чехия); «Гроб» (Швейцария) и др. [106, 107].

Ремизные рамы различаются конструкцией, размерами, профилями и массами. Типоразмеры ремизных рам, выпускаемые фирмами производителями из профилей соответствующих номеров, даны в табл. 1. прил. 3. Массы одного погонного метра продольных планок ремизных рам различных номеров используемых различными фирмами-изготовителями, представлены в табл. 2 прил. 3.

Ремизные рамы отличаются друг от друга высотой (шириной), длиной, числом и положением узлов крепления ремизной рамы к механизму её привода (замков, опорных шарниров), махом галева и расстоянием от середины глазка галева до нижней плоскости камня её замка. В ремизных рамах используются галева, которые выполнены из свернутой и паяной проволоки с металлическими глазками – это витые галева, которые широко применялись до последнего времени и продолжают использоваться сейчас. Конструкция ремизной рамы под витые галева отличается от конструкции ремизных рам, на которые устанавливаются пластинчатые галева. Пластинчатые галева изготавливаются из узких металлических пластин, или металлических лент. Металл, используемый для пластинчатых галев – легированная высокоуглеродистая сталь, имеющая высокую чистоту обработки поверхности (электрополировку).

Пластинчатые галева, как и витые, выпускаются различных типоразмеров и различных видов, наиболее широко используются галева с махом 281 мм и реже 331 мм и более. Махом галева называется расстояние от внутренней поверхности верхнего ушка галева до внутренней поверхности нижнего ушка галева. Эти размеры стандартизированы общеевропейским стандартом. Глазок галева, в который «пробирается» основная нить находится, как правило, посередине между верхним и нижним ушками галева. Однако, ряд модификаций галев выполняются со смещением глазка галева от его середины на несколько мм, что расширяет технологические возможности ТМ.

Зная размеры ремизных рам и массу одного погонного метра профилей, из которых они выполнены, можно определить массу верхней и нижней продольных планок ремизных рам.

В табл. 4 прил. 33 (прил. 3.) приведены значения масс планок шести основных фирм изготовителей ремизных рам для ТМ типа СТБ всего типоразмерного ряда. В данной таблице указана масса в соответствии с номером выбранного профиля. Массы основных элементов, составляющих ремизную раму с махом галев 280 (281) мм фирмы «МЭЗ-1», приведены в табл. 3 (прил. 3).

Проведем анализ данных табл. 3 (прил. 3) и на его основе построим диаграммы (рис.4.1.5; 4.1.6; 4.1.7; 4.1.8), отражающие процентное соотношение масс основных элементов ремизной рамы для ТМ типа СТБ(У) к массе всей рамы с заправочной шириной 180...250; 280...360 и 390...450 см соответственно. Из диаграмм видно, что основную массу ремизной рамы составляют:

- для ремизных рам под пластинчатые галева – галевоносители и профильные продольные планки;
- для ремизных рам под витые галева – только продольные планки (стальные), которые легче, чем специальные алюминиевые профили.

Для РР под пластинчатые галева с $L_{TM} = 180...250$ см масса галевоносителей составляет 42,6% от общей массы ремизной рамы, а массы профильных планок – 32,6%; следующая по значению – масса боковых направляющих, (она составляет 17%). Остальные элементы – стойки (стяжки) и замки МРД – составляют 7,8% в общей массе ремизной рамы.

Для ТМ с заправочной шириной $L_{TM} = 280...360$ см в РР под пластинчатые галева масса галевоносителей и профильных планок, практически одинаковая, и составляет в сумме около 80% от общей массы ремизной рамы.

Для ТМ с заправочной шириной $L_{TM} = 390\div 450$ см в РР использующие пластинчатые галева масса галевоносителей и профильных планок тоже, практически одинакова, и составляет в сумме около 80% от общей массы, но относительная масса боковых направляющих составляет всего 12%.

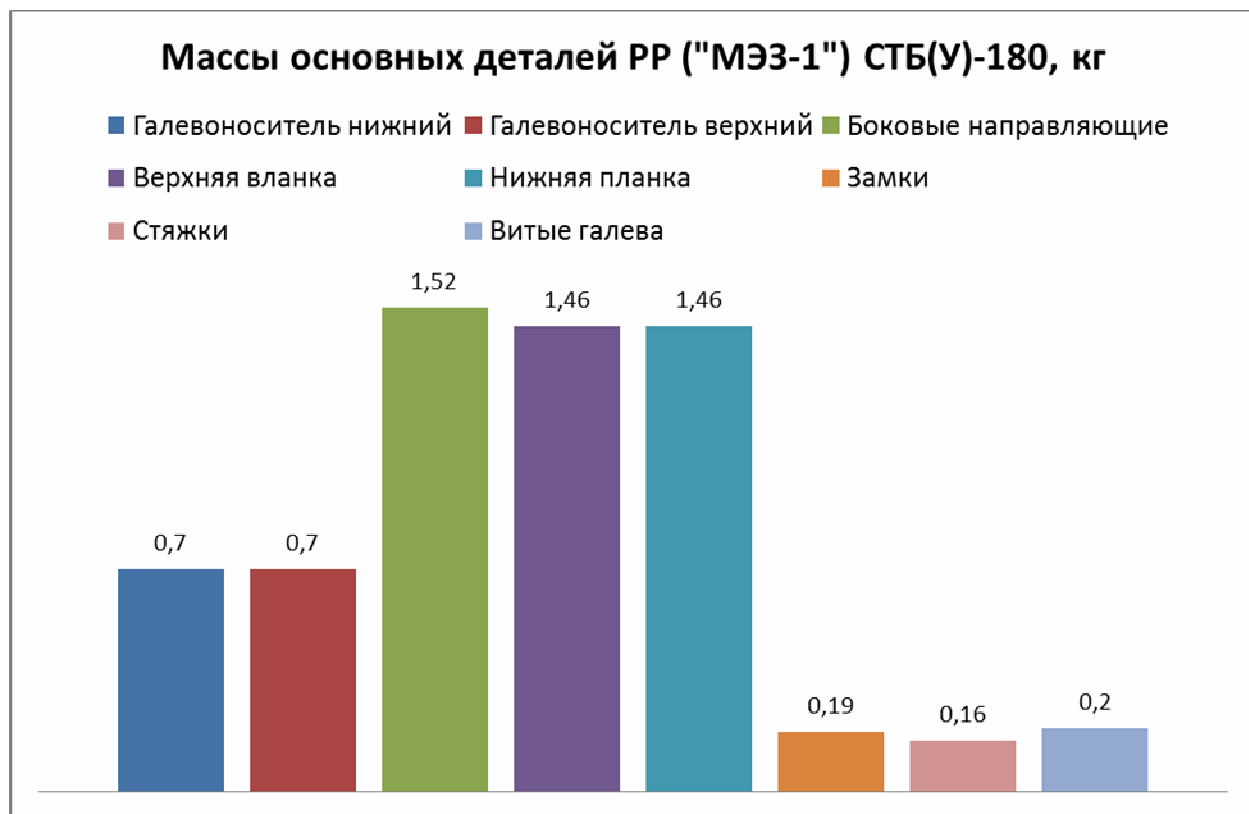


Рис. 4.1.5. Диаграмма 1

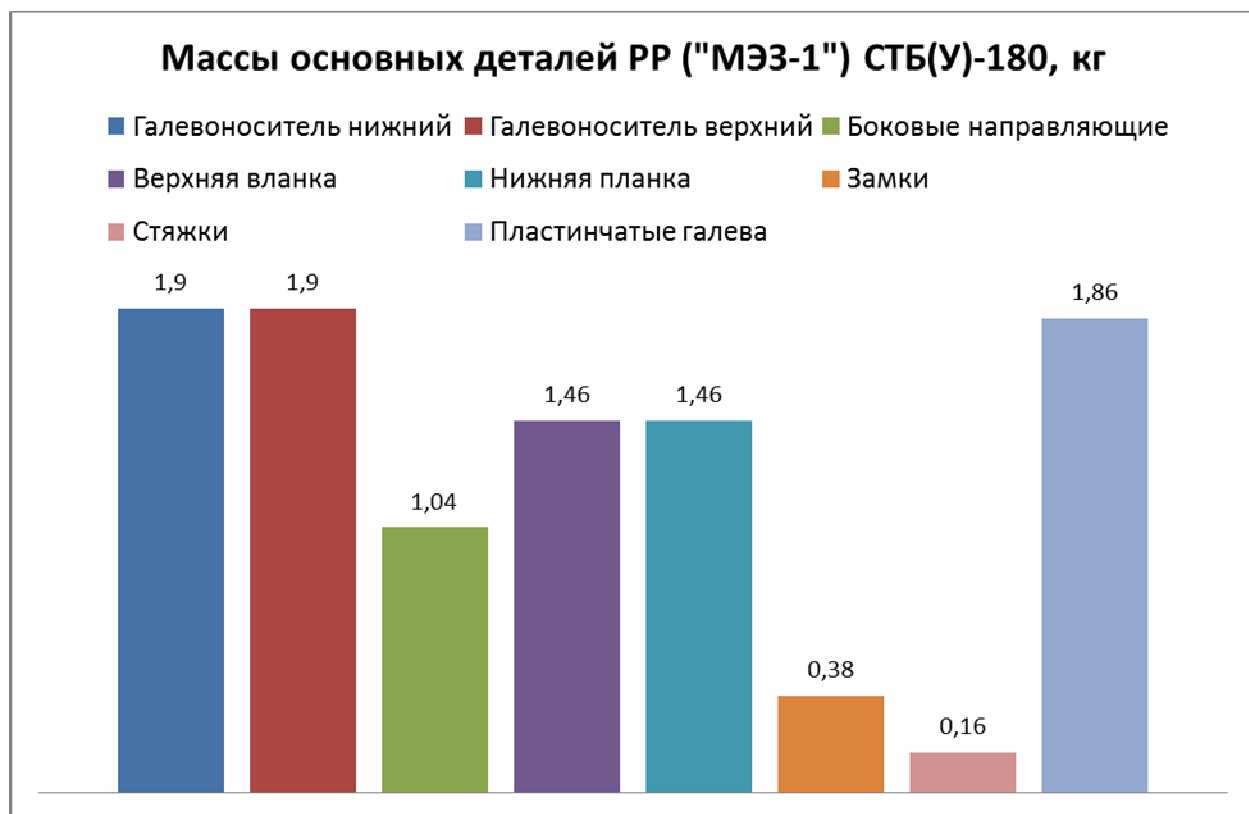


Рис. 4.1.6. Диаграмма 2

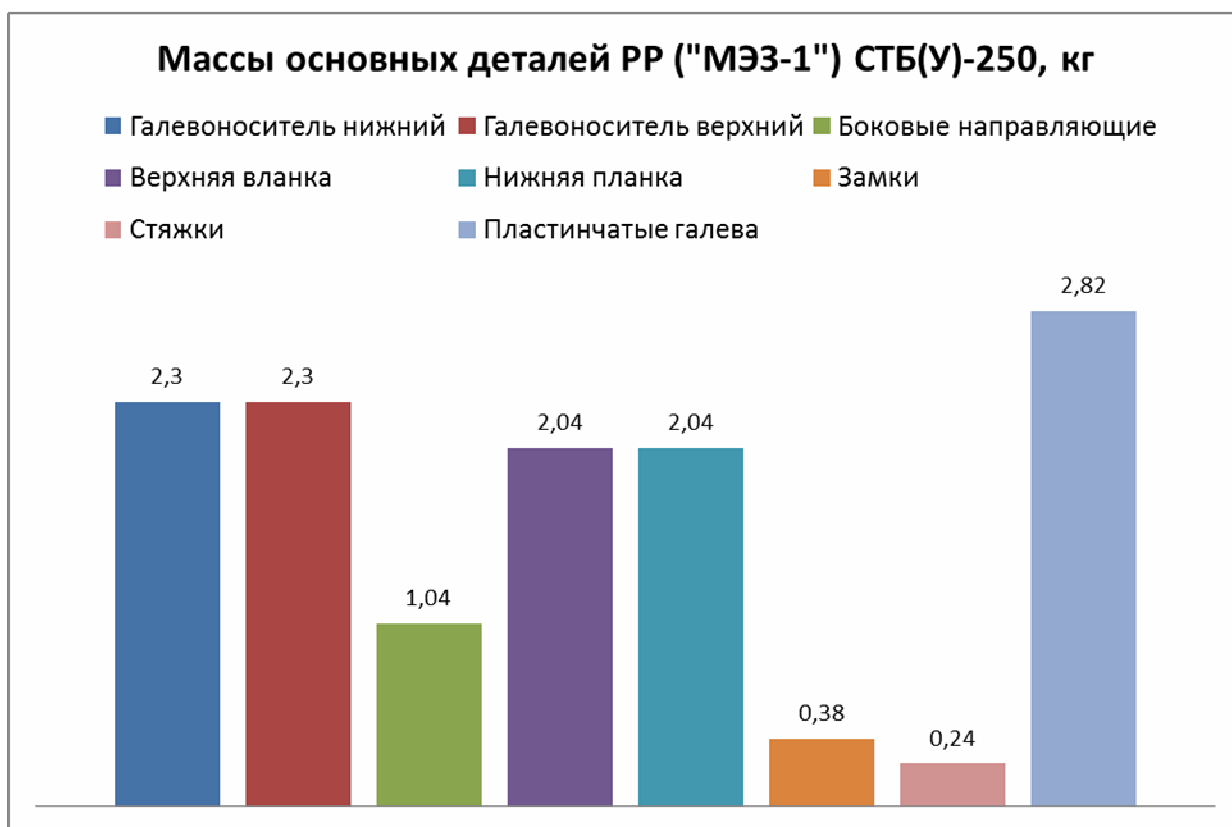


Рис. 4.1.7. Диаграмма 3

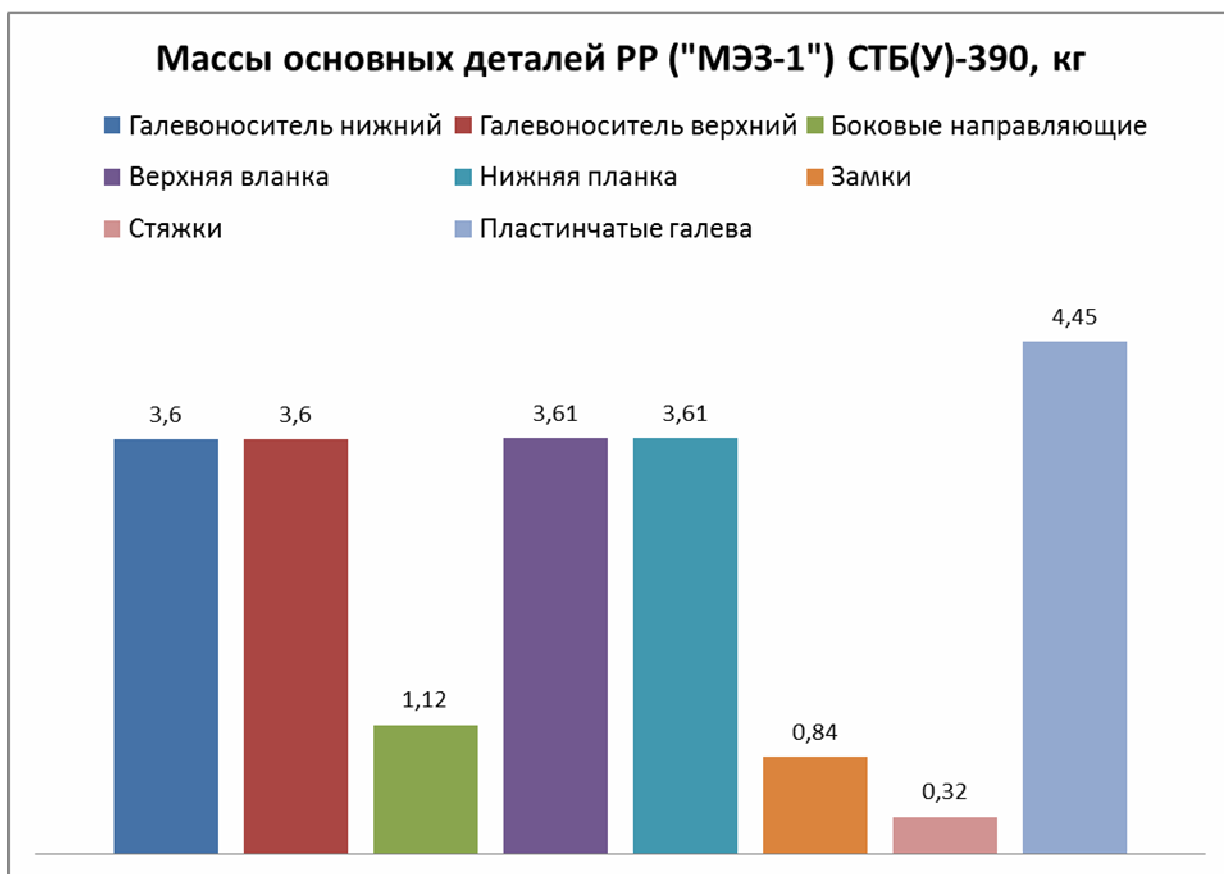


Рис. 4.1.8. Диаграмма 4

Анализ диаграмм (рис.4.1.5; 4.1.6; 4.1.7; 4.1.8) показал, что основными элементами, определяющими массу всей ремизной рамы, являются: стальные планки галевоносителей и практически равные им по массе алюминиевые продольные профильные планки, третьим по значению являются боковые направляющие. Отсюда следует, что с целью снижения инерционных нагрузок на механизм ЗОМа, следует произвести уменьшение масс вышеуказанных элементов, но без значительной потери ими показателей прочности и жесткости, что предлагается осуществить заменой материала, т.е. алюминиевых сплавов (Д16Т, В95, АД-31Т, АМг-6 и т.д.) – на алюминий-литиевые (Al - Li) ВБ-18, или алюминий-титановые. Существенное снижение массы РР возможно при изменении конструкции указанных элементов, и/или замене металла на композиционные материалы.

Возможно, при модернизации РР под пластинчатые галева с целью снижения их массы в $2 \div 2.5$ раза следует вернуться к тонкостенным стальным профилям повышенной жёсткости с демпфирующими наполнителями и к видоизменённым планкам галевоносителей, боковых стоек и стяжек.

Ряд значений технических параметров некоторых композиционных материалов приведён в табл. 10 (прил.3) [69, 103].

Зная массы всех составляющих элементов ремизной рамы и учитывая все другие детали, имеющих незначительную массу (замки галев, разделители, а также крепеж – алюминиевые заклепки и пластмассовые вкладыши), можно определить общую массу ремизной рамы для любого типоразмера ТМ и фирмы изготовителя (табл. 5 прил. 3). Анализ табл. 5 (прил. 3) показал, что РР фирмы «Гроб» являются самыми легкими, а фирмы «Элитекс» – самыми тяжелыми.

Табл. 8 (прил. 3) иллюстрирует возрастание масс РР с увеличением заправочной ширины ТМ. Из табл. 8 (прил. 3) видно, что с увеличением заправочной ширины ТМ от 1,8 м, до 4,5 м масса РР увеличивается в 2,3 раза.

В табл. 12 (прил. 3) сведены результаты расчетов нагрузки от сил веса в замках РР ТМ всего типоразмерного ряда ремиз (по данным МЭЗ-1). Анализ

табл. 12 (прил. 3) показал, что с увеличением заправочной ширины ТМ от 1,8 до 4,5 м, силы веса в замках РР возрастают с 81 до 186 Н, т. е. в 2,3 раза.

Сопоставление величин реакции в замках РР показало, что на ТМ с $L_{ТМ}$ от 1,8 до 2,5 м, сила веса РР распределена практически равномерно по двум опорам. На ТМ с $L_{ТМ}$ от 2,8 до 3,3 м, нагрузка приходится на первый и третий замок, а на ТМ с $L_{ТМ}$ 3,6÷4,5 м, наибольшая нагрузка приходится на вторую опору, что соответствует результатам расчёта, приведенным в табл. 13(прил. 3).

Выводы:

1. Проведен анализ конструкций современных РР под пластинчатые и витые галева, выпускаемые различными отечественными и зарубежными производителями. Определены виды профилей и материалы из которых они изготавливаются: продольные планки ремизок под витые галева выполняются из Стали 20...35, а под пластинчатые из алюминиевых сплавов (Д16Т; В-95; АД-31Т и АМГ-6).

2. Определена масса всех элементов РР под пластинчатые и витые галева для ТМ всего типоразмерного ряда. Масса продольных планок РР под витые галева на 80% меньше чем под пластинчатые. Масса галевоносителей под витые галева в 2,6 раз меньше чем под пластинчатые. Масса витых галев в 8,8 раза меньше, чем масса пластинчатых галев.

3. Определены массы РР выполненных из различных профилей для всего типоразмерного ряда ТМ: самыми легкими являются РР под витые галева с продольными планками, выполненными из трубчатого стального профиля типов ОА-25 и ОА-63, Табл. 16 (прил. 3); масса РР под витые галева в 2,5 раза меньше чем под пластинчатые: массы РР под пластинчатые галева из алюминиевых профилей, сделанные фирмой «Гроб» (Швейцария) – самые лёгкие в этом типе РР, самые тяжелые – фирмы «Элитекс» (тяжелее на 8%), масса отечественных РР на 8% меньше массы РР фирмы «Элитекс», но на 7% больше, чем массы РР «Гроб»; масса РР под пластинчатые галева при увеличении заправочной ширины ТМ от 1,8 м до 4,5 м возрастает в 2,3 раза; масса снаряженных ре-

мизок (РР + комплект галев) с витыми галевами в 2,5 раз меньше чем ремизки с пластинчатыми галевами.

4. Для снижения массы РР при использовании пластинчатых галев необходимо уменьшить массу наиболее массивных элементов – галевоносителей и продольных профильных планок. Для этого необходимо провести конструктивные изменения галевоносителей и продольных планок, а именно: их перфорацией (уменьшение массы на 25%÷30%); изготовление из более лёгких алюминий-литевых сплавов ВБ-18 (Al-Li) (снижение массы на 40%÷50%), или из композитных материалов (снижение общей массы в 1,8÷2,2 раза). Возможно создание РР и витых галев новых поколений с уменьшением массы ремизок в 3,0÷3,5 раза по сравнению с существующими ремизками использующими пластинчатые галева выполненные из алюминиевого профиля со сплошными стальными галевоносителями.

5. Для всего размерного ряда ТМ определены нагрузки от веса РР и ремизок (РР + комплект галев) на замки МРД. Выявлено, что опоры РР расположены без учёта равного прогиба участков РР, что определило неравномерность распределения нагрузок по опорам РР. Предложено изменить и унифицировать размеры РР по расположению их замков относительно заправочной ширины ТМ (L_{TM}), и по расположению замков ремиз относительно ГТМ ТМ.

6. Выявлено, что весовые, и инерционные нагрузки на замки РР распределены неравномерно. Это должно быть учтено при расчете и проектировании ремизных рам и МРД всего типоразмерного ряда ТМ типа СТБ и при их дальнейшей модификации, т.е. создании новых моделей ТМ типа СТБМ-2, СТБМ-3, СТБМ-4 и т.д.

4.2. Расчет рабочих нагрузок в ремизе ткацкой машины

Ремизка состоит из ремизной рамы (РР) имеющей верхние и нижние планками-галево-носители, которые оснащены набором галев. На Рис.4.2.1 по-

казано взаимодействие нитей основы с галевом и ремизной рамой в положении открытого зева.

Нагрузка в ведущем шарнире работающей ремизки ТМ зависит от:

- 1) m_{PP} , кг, массы ремизной рамы;
- 2) m_G , кг, массы галев, установленных в ремизную раму;
- 3) $T_{ЗЕВ}$, натяжения нитей основы в процессе зевобразования;
- 4) $M_{СТР}$, числа нитей основы в стренге, т. е. пробранных в одну ремизку;

$$M_{СТР} = M_{ОСН} / i_{РЕМ}, \quad (4.2.1)$$

где:

$M_{ОСН}$, ед. – число нитей основы в ткацкой заправке;

$i_{РЕМ}$, ед. – число ремиз в ткацкой заправке фона ткани.

5) формы и размера частей зева основы образуемого одной ремизкой за один цикл её движения:

$\alpha_{ВВЗ}$, град. – угол верхней ветви переднего зева;

$\alpha_{НВЗ}$, град. – угол нижней ветви переднего зева;

$\alpha_{ЗЕВ}$, град. – угол зева;

$$\alpha_{ВВЗ} + \alpha_{НВЗ} = \alpha_{ЗЕВ}; \quad (4.2.2)$$

L_i , мм – длина переднего зева i -ой ремизки;

$L_{ВЗ\ i}$, мм – вылет зева i -ой ремизки;

$h_{ЗЕВ\ i}$, мм – вертикальное перемещение нити основы галевом i -ой ремизки от горизонтали ТМ (ГТМ);

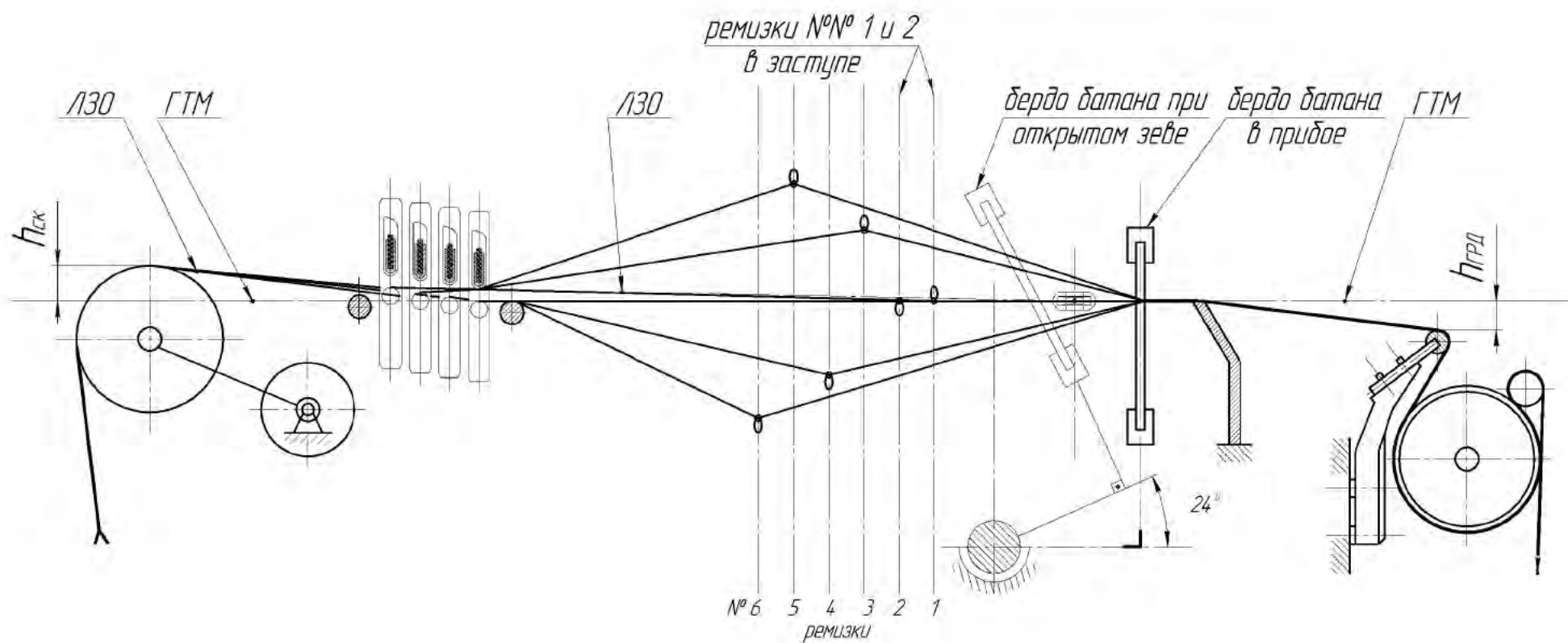
$h_{ЗАСТ\ i}$, мм – расстояние положения заступа основы для i -ой ремизки от горизонтали ТМ (ГТМ);

6) закона движения ремизки ($S_{РЕМ}$; $V_{РЕМ}$; $a_{РЕМ}$);

7) числа узлов крепления (опорных шарниров) ремизки к механизму движения (МРД), (ЗОМ), $n_{ОШ}$, ед.;

8) числа оборотов главного вала ТМ (ГВМ), $n_{ГВМ}$, об/мин.

Влияние всех перечисленных факторов приводит к возникновению в ремизной раме (РР) и её опорных рабочих шарнирах (ОШ) следующих сил:



4.2.1. Взаимодействие основы, галева и ремизки зевобразующего механизма (ЗОМа) в застухе при раскрывающемся и раскрытом зеве

1) $G_{\text{РЕМ}}$, Н – веса РР и её оснастки – галев;

$$G_{\text{РЕМ}} = G_{\text{РР}} + G_{\Gamma} = (m_{\text{РР}} + M_{\text{СТР}} \cdot m_{\Gamma}) \cdot g, \quad (4.2.3)$$

где:

$G_{\text{РР}}$, Н – вес ремизной рамы (без галев);

$m_{\text{РР}}$, Г – масса ремизной рамы (без галев);

G_{Γ} , Н – вес галев,

$$G_{\Gamma} = (M_{\text{СТР}} \cdot m_{\Gamma}) \cdot g; \quad (4.2.4)$$

$M_{\text{СТР}}$, ед. – число нитей основы в стренге, т. е. количество нитей пробранных в одну ремизку;

m_{Γ} , Г – масса одного галева;

g , м/с² – ускорение свободного падения.

2) $N_{\text{ОСН}}$, Н – сила воздействия основы на галева ремизки, и через них на ремизную раму, являющаяся функцией:

$$N_{\text{ОСН}} = f(T_{\text{ЗЕВ}}; M_{\text{СТР}}; \alpha_{\text{ВВЗ}}; \alpha_{\text{НВЗ}}; L_i; L_{\text{ВЗ}i}; h_{\text{РЕМ}i}; h_{\text{ЗАС}i}); \quad (4.2.5)$$

3) $F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}$ – сила инерции ремизки (РР с галевами);

$$F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} = (m_{\text{РР}} + N_{\text{СТР}} \cdot m_{\Gamma}) \cdot a_{\text{РЕМ}}, \quad (4.2.6)$$

где:

$a_{\text{РЕМ}}$, м/с² – ускорение ремизки при зевобразовании, являющаяся функцией:

$$a_{\text{РЕМ}} = f(S_{\text{РЕМ}}; V_{\text{РММ}}; n_{\text{ГВМ}}). \quad (4.2.7)$$

3) $\sum F_{\text{РЕМ}}$ – суммарная сила воздействия работающей ремизки на рабочие шарниры механизма её привода;

$$\sum F_{\text{РЕМ}} = (\pm N_{\text{ОСН}} \pm F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} + G_{\text{РЕМ}}). \quad (4.2.8)$$

4) $N_{\text{РЕМ}}$ – сила воздействия ремизки на один рабочий шарнир механизма ремизного движения (МРД):

$$N_{\text{РЕМ}} = [\sum F_{\text{РЕМ}}] / n_{\text{ОШ}} = (\pm N_{\text{ОСН}} \pm F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} + G_{\text{РЕМ}}) / n_{\text{ОШ}}, \quad (4.2.9)$$

где:

$n_{\text{ОШ}}$, ед. – число опорных шарниров (ОШ) ремизной рамы.

Соотношение рассматриваемых сил и их воздействие на рабочие шарниры МРД зависит от: заправочной ширины ТМ; вида и конструкции использу-

мых ремизных рам и галев; ассортимента вырабатываемой ткани; заправочного и рабочего натяжения основы; порядкового номера ремизки, указывающего её положение в ремизном блоке; параметров зева основы и, существенно, от скорости работы ТМ.

При анализе работы ЗОМа ТМ и последующего расчета его элементов на прочность, долговечность и износостойкость, нужно учитывать два режима работы ТМ: на холостом ходу без заправки и с заправкой ее основой при максимальной паспортной скорости.

Нагрузки, возникающие в ЗОМе и каждом МРД на этих режимах работы не должны привести к разрушению их элементов и деталей, или к снижению их работоспособности, надежности и долговечности.

Рассмотрим режим работы ЗОМа и соотношение при этом указанных сил. Полный цикл движения ремизки при полотняном переплетении происходит за два оборота ГВМ. Наибольшая величина полного перемещения (при нумерации от берда) будет у 9-ой и 10-ой ремизок (≈ 100 мм). Из-за того, что их перемещение максимально, пятая секция (9-10 ремизка) МРД будет наиболее нагружена.

При выработке тканей сложных переплетений, требующих использования 7-и ÷ 10-и ремиз, вылет зева L_{Bzi} последней ремизки устанавливается равным длине её переднего зева Li . При этом вектор силы воздействия на эту ремизку натяжения основы $N_{ОСН}$ будет практически совпадать с направлением вертикальной оси ремизки и сила сопротивления её движения по вертикальным направляющим будет минимальной, и здесь не учитывается.

За положительное направление действия силы $N_{РЕМ}$ выбираем направление вверх по отношению к опорной плоскости ТМ, т.е. по оси Y на кинематической схеме (КС) ЗОМ механизма движения ремизки (МРД), (рис.4.2.2).

Когда ремизка выстаивает в нижнем положении (рис.4.2.1), на ведущий шарнир действуют:

1. $G_{РЕМ}$, кг – сила веса ремизной рамы (РР) и галев;

2. $N_{СТР}^{МАКС}$, Н – сила воздействия части основы ($M_{СТР}$) на галева и РР, направленная противоположно весу $G_{РЕМ}$. Эта сила есть нормальная составляющая общего воздействия стренги основы на галева ремизки.

Сила в шарнире РР при её выстое внизу (ВН) $N_{РЕМ}^{ВН}$ будет равна:

$$N_{РЕМ}^{ВН} = (N_{СТР}^{МАКС} - G_{РЕМ}) / n_{ОШ} \quad (4.2.10)$$

Вес ремизной рамы с галевами превосходит силу воздействия основы на её галева, но эта сила при полностью открытом зеве всегда больше чем вес галев, поэтому галева «висят» на нитях основы, т.е. вес галев уравнивает силу воздействия основы на ремизку и только через них она может воздействовать на РР. При выработке тканей из синтетических нитей, разрывная нагрузка которых существенно превосходит возможности нитей из натуральных волокон, сила воздействия основы на ремизку $N_{СТР}^{МАКС}$, может уравнивать вес РР полностью, однако, при выработке тканей массовых ассортиментов, можно полагать, что при выстое ремизки внизу, только вес галев уравновешен силой воздействия на них основы:

$$N_{СТР} \approx G_{Г} = m_{Г} \cdot g \quad (4.2.11)$$

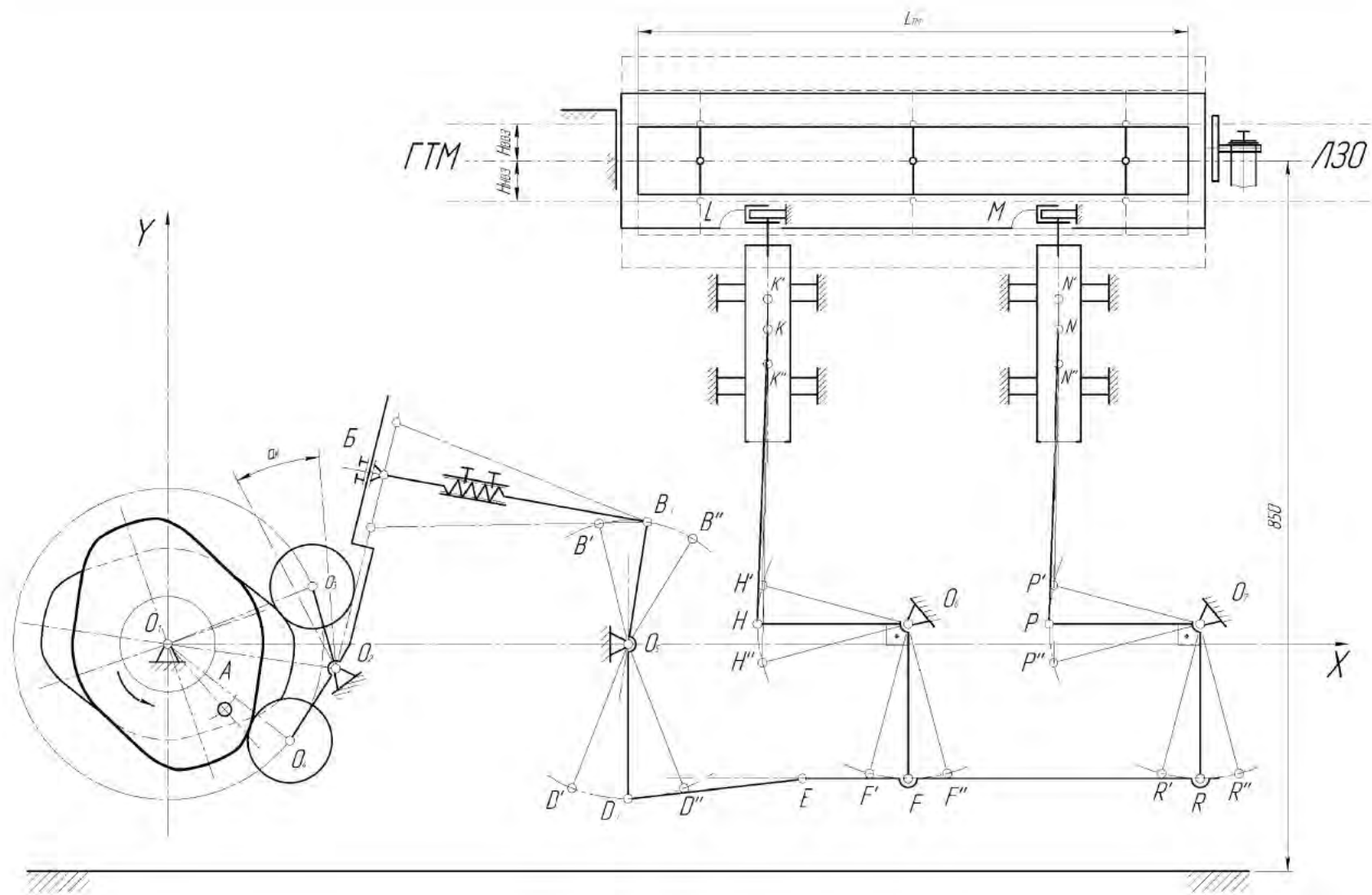
Приближенно можно считать, что при выстое ремизки внизу на ведущие шарниры МРД действуют только вес ремизной рамы:

$$N_{РЕМ}^{ВН} \approx -G_{РР} / n_{ОШ} \quad (4.2.12)$$

При движении ремизки вверх к линии заступа вес РР и галев остается постоянным, а сила воздействия основы на галева и ремиз быстро падает до нуля, однако, возникает и достигает максимума сила инерции масс (РР – $m_{РР}$ и галев – $m_{Г}$). При максимальном ускорении ремизки, приходящимся на 1/3...1/2 пути её перемещения вверх к положению заступа (ДВЗ), сила на ведущем шарнире, будет равна:

$$N_{РЕМ}^{ДВЗ} \approx -G_{РЕМ} - F_{ИН}^{РЕМ} + \Delta N_{ОСН} \quad (4.2.13)$$

В этом случае вес ремизки и её инерция действуют однонаправленно, а влияние основы по сравнению с этими силами становится незначительным и можно считать, что:



4.2.2. Кинематическая схема 5-ой рабочей секции МРД ЗОМа ТМ типа СТБ(У) при положении ведомой ремизки
внизу, в заступе и в верхнем положении

$\Delta N_{\text{ОСН}} \approx G_{\Gamma}$, и тогда:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВЗ}} \approx - (G_{\text{РР}} + F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}) / n_{\text{ОШ}} \quad (4.2.14)$$

В момент прохода ремизкой области заступа сила инерции меняет знак, её величина равна нулю, воздействие натяжение основы отсутствует, или минимально. В этом случае на шарниры МРД действует только вес ремизки:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ЗАСТ}} = - G_{\text{РЕМ}} / n_{\text{ОШ}}. \quad (4.2.15)$$

Пройдя с максимальной скоростью положение заступа, ремизка начинает замедляться и на $1/2 \dots 1/3$ её пути до положения выстоя вверху, ремизка (РР и галева) приобретают отрицательное ускорение. Сила инерции направленная против движения ремизки и сила в ведущем шарнире становится равной сумме следующих сил:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВВ}} \approx (- G_{\text{РЕМ}} + F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} - \Delta N_{\text{ОСН}}) / n_{\text{ОШ}}, \quad (4.2.16)$$

где:

$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВВ}}$, Н – сила воздействия ремизки на ведущий шарнир, когда ремизка имеет максимальное ускорение, определяемое заданным ей законом движения [50, 51].

$G_{\text{РЕМ}}$, Н – вес ремизки и галев;

$F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}$, Н – сила инерции ремизки и галев;

$\Delta N_{\text{ОСН}}$, Н – сила воздействия основы на галева ремизки и, при подходе её к положению открытого зева, тормозящая ремизку и оказывающая на неё демпфирующее воздействие. Сила натяжения основы возрастает пропорционально квадрату подъёма ремизки от положения заступа, возрастает и угол зева $\alpha_{\text{ЗЕВ}}$, что, в свою очередь, увеличивает силу воздействия основы на ремизку. Примем (условно), что: $\Delta N_{\text{ОСН}} \geq \approx G_{\Gamma}$. Следовательно, ремизка на участке движения от заступа к выстоя вверху будет воздействовать на опорные шарниры МРД с силой:

$$\begin{aligned} N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВВ}} &= [-(G_{\text{РЕМ}} + G_{\Gamma}) + F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}] / n_{\text{ОШ}}, \text{ или:} \\ N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВВ}} &= [- (G_{\text{РР}} + 2G_{\Gamma}) + F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}] / n_{\text{ОШ}} \end{aligned} \quad (4.2.17)$$

Дойдя до положения открытого, зева ремизка останавливается. Во время её выстоя вверх на неё действуют две силы: $G_{\text{РЕМ}}$ и $N_{\text{СТР}}^{\text{МАКС}}$, эти силы действуют одновременно:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ВВ}} = - (G_{\text{РЕМ}} + N_{\text{СТР}}^{\text{МАКС}}) / n_{\text{ОШ}}$$

Условно принимая, что $N_{\text{СТР}}^{\text{МАКС}} \approx G_{\Gamma}$, можно считать:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ВВ}} = - (G_{\text{РЕМ}} + G_{\Gamma}) / n_{\text{ОШ}}, \text{ или:}$$

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ВВ}} = - (G_{\text{РР}} + 2G_{\Gamma}) / n_{\text{ОШ}} \quad (4.2.18)$$

После выстоя вверх, ремизка начинает обратное движение вниз.

На $1/3 \dots 1/2$ её пути, не доходя до положения заступа, сила инерция ремизки и галев достигает максимума. На этом участке сила инерции направлена вверх, т.е. против сил веса РР, а воздействие натяжение основы направлено вниз, т.е. против силы инерции.

На участке движения ремизки сверху вниз до положения заступа (ДНЗ) сила $N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНЗ}}$ будет складываться из трех сил:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНЗ}} \approx (-G_{\text{РЕМ}} + F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} - \Delta N_{\text{ОСН}}) / n_{\text{ОШ}}$$

Если считать, что: $\Delta N_{\text{ОСН}} \approx G_{\Gamma}$, а $F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} = m_{\text{РР}} \cdot a_{\text{РЕМ}}$, то:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНЗ}} \approx [m_{\text{РР}} \cdot (a_{\text{РЕМ}} - g) - 2G_{\Gamma}] / n_{\text{ОШ}} \quad (4.2.19)$$

Сила воздействия основы на галева и ремизку быстро убывает с уменьшением высоты зева, натяжение основы падает до её заправочного натяжения в заступе $T_{\text{ЗПРВ}}$. Уменьшение $T_{\text{ЗЕВ}}$ пропорционально квадрату уменьшения высоты подъёма ремизки, угол зева основы $\alpha_{\text{ЗЕВ}}$ также падает до нуля. Поэтому в области заступа *сила воздействия основы* на галева и ремизку отсутствует, т.е. равна нулю, $\Delta N_{\text{ОСН}} = 0$. В области заступа ремизка движется с постоянной скоростью, поэтому $F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} = 0$. Следовательно:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ЗАСТ}} = -G_{\text{РЕМ}} / n_{\text{ОШ}} \quad (4.2.20)$$

Перемещаясь вниз, ремизка пройдет область заступа и начинает затормаживаться. При проходе к нижнему положению на $1/2 \dots 2/3$ пути от заступа к выстоя в нижнем положении сила инерции ремизки будет максимальна и будет направлена также как и сила веса, но против воздействия на ремизку возрастающего натяжения основы $T_{\text{СТР}}$.

Сила в ведущих шарнирах ремизки на участке движения от заступа к выстою внизу будет равна:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНВ}} = (-G_{\text{РЕМ}} - F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} + \Delta N_{\text{ОСН}}) / n_{\text{ОШ}},$$

где: $\Delta N_{\text{ОСН}} \approx G_{\Gamma}$, отсюда:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНВ}} \approx -(G_{\text{РР}} + F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}) / n_{\text{ОШ}} \quad (4.2.21)$$

Дойдя до своего нижнего положения, ремизка остановится и при выстое внизу (НВ) на её ведущие шарниры будет действовать сила $N_{\text{РЕМ}}^{\text{НВ}}$:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{НВ}} = (-G_{\text{РЕМ}} + \Delta N_{\text{ОСН}}) / n_{\text{ОШ}}, \text{ или, при } \Delta N_{\text{ОСН}} \approx G_{\Gamma}:$$

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{НВ}} \approx -G_{\text{РР}} / n_{\text{ОШ}} \quad (4.2.22)$$

Как видно из сопоставления формул: 4.2.11; 4.2.14; 4.2.19 и 4.2.21 нагрузка на рабочие шарниры ремизки на участке выстоя внизу будет минимальной.

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{НВ}} < N_{\text{РЕМ}}^{\text{ЗАСТ}} < N_{\text{РЕМ}}^{\text{ВВ}}$$

Из приведенных формул видно, что нагрузка на ведущий шарнир МРД будет функционально переменной и зависящей в основном от трех факторов:

- массы РР, $m_{\text{РР}}$;
- массы галев соответствующей ремизки, $m_{\Gamma} \cdot M_{\text{СТР}}$;
- ускорения ремизки на участках подъёма и опускания:
 - «выстой внизу – заступ – выстой вверху», $[\pm a_{\text{РЕМ}}]$;
 - «выстой вверху – заступ – выстой внизу», $[\pm a_{\text{РЕМ}}]$.

Практически все законы движения, на основании которых изготавливаются кулачки (и контр-кулачки) механизма привода ремиза, имеют симметричные формы изменения ускорения и, следовательно, если кинематическая схема (КС) МРД не вносит искажение в движение ремизки, то можно считать, что на всех четырех участках движения величина ускорения одинакова.

На участках движения от заступа вверх к выстою в верхнем положении (4.2.17) и движении вниз из выстоя вверху к заступу (4.2.19), сила в ведущем шарнире будет равна разности веса РР и её инерции $F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}$:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВВ}} = -(G_{\text{РР}} - F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}) / n_{\text{ОШ}};$$

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНЗ}} = -[m_{\text{РР}} \cdot (a_{\text{РЕМ}} - g) - 2 G_{\Gamma}] / n_{\text{ОШ}};$$

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНЗ}} \geq N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВВ}}.$$

Нагрузка на ведущий шарнир на этих участках движения определяется соотношением веса ремизки и силы её инерции.

Сила в ведущем шарнире ремизки будет наибольшей на двух участках: при движении из заступа к выстою в нижнем положении (ДНВ) и на участке её подъема из нижнего положения до положения заступа (ДНЗ), т.е. только в тех случаях, когда сила инерции ремизки складывается с силой её веса и они направлены в одном направлении от ремизки вниз на шарниры МРД.

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНВ}} = (-G_{\text{РЕМ}} - F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}} + \Delta N_{\text{ОСН}}) / n_{\text{ОШ}}, \text{ или:}$$

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНВ}} \approx -(G_{\text{РР}} + F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}) / n_{\text{ОШ}}. \quad (4.2.23)$$

Нагрузка при подъёме ремизки из выстоя внизу будет аналогичной:

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВЗ}} \approx -(G_{\text{РР}} + F_{\text{ИН}}^{\text{РЕМ}}) / n_{\text{ОШ}}, \text{ следовательно:}$$

$$N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВЗ}} \approx N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДНВ}}.$$

Масса и вес РР различных видов в зависимости от ширины заправки ТМ приведены в табл. 4.2.1.

Таблица 4.2.1 – Масса¹ ремизных рам для ТМ СТБ и СТБУ, поставляемых основными заводами изготовителями: МЭЗ – 1, «Тэксо», «Ремиз», «Элитекс», «Гроб»

№ п/п	Типоразмер станка СТБ	Масса ремизной рамы (без оснастки), кг						
		МЭЗ-1, г. Москва		Тэксо г. Москва	Ремиз г. Иваново		Элитекс (Чехия)	Гроб (Швейцария)
		Сталь под витые галева	Алюминий под пластинч. галева	Алюминий под пластинч. галева	Алюминий под пластинч. галева	Алюминий под пластинч. галева	Алюминий под пластинч. галева	Алюминий под пластинч. галева
1	СТБ(У)-180	3,9	4,8	4,6	3,6	4,6	5,2	4,5
2	СТБ(У)-220	4,7	5,8	5,5	4,2	5,4	6,3	5,4
3	СТБ(У)-250	5,4	6,7	6,4	4,9	6,3	7,2	6,3
4	СТБ(У)-280	6,1	7,6	7,2	5,6	7,0	7,9	7,0
5	СТБ(У)-330	7,0	9,1	8,6	6,6	8,4	9,5	8,4
6	СТБ(У)-360	7,6	10,1	9,5	8,3	10,3	10,4	9,4
7	СТБ(У)-390	8,2	10,9	10,4	8,9	11,1	11,5	10,4
8	СТБ(У)-450	9,5	12,5	12,0	10,1	12,4	13,2	11,9

¹ Масса указана без оснастки витыми или пластинчатыми галевами

Масса и вес галев в ремизке зависит от вида галев (витое, пластинчатое), от плотности и раппорта вырабатываемой ткани по основе и от заправочной ширины ТМ. Эти параметры приведены в табл. 4.2.2.

Зная формулу изменения закона ускорения движения ремизки, величину её перемещения и число оборотов главного вала ТМ, можно рассчитать величину максимального ускорения РР и, зная массу ремизки, можно определить силу её инерции. Для проведения кинетостатического расчета необходимо определить: максимальное значение силы в ведущем шарнире МРД; силы на всех восьми участках её движения (выстой внизу; движение вверх к заступу; движение в зоне заступа; движение от заступа вверх к выстою; выстой вверху и т.д.). Затем полученные расчётные значения нагрузок, подсчитанных по формулам (4.2.12, 4.2.14, 4.2.15, 4.2.17÷22) увеличить на 7÷12%.

При выработке тканей массового ассортимента из всего 10-ти ремизного блока обычно используется 4...6 ремиз, однако необходимо обеспечить равную работоспособность каждой из 10-ти ремиз ЗОМа, и, следовательно, расчет их прочности и надежности следует вести по самой нагруженной секции МРД. Перемещение ремизок, расположенных ближе к берду, т.е. ремизок имеющих меньший порядковый номер, будет заведомо меньшим, чем у 9-ой и 10-ой, поэтому все прочностные расчеты следует производить, основываясь на максимальных значениях параметров движения 9-ой и 10-ой ремизок ЗОМа. В табл. 4.2.3 приводятся значения суммарной нагрузки в 10-ой ремизке при максимальном чистом зеве с $\alpha_{зев}=28^\circ$ на ТМ типа СТБ(У)-450.

На рис. 4.2.3(а) приведён график изменения расчётной, кинетостатической нагрузки в опорном шарнире, РР, например шарнир *L*, *M* КС ЗОМ (рис. 4.2.2), когда инерционная нагрузка ремизки $F_{ин}^{РЕМ}$ в 3-и раза превосходит вес ремизки $G_{РЕМ}$, а суммарный вес галев $G_{Г}$ составляет 20% от веса РР $G_{РР}$. В табл. 4.2.4 приводятся значения нагрузок в опорном шарнире (ОШ) рассчитанные относительно силы веса РР $G_{РР}$.

На рис. 4.2.3 (б) приводится график изменения нагрузок в ведущем шарнире привода, но с учётом собственной частоты динамической нагрузки в Р-С

передаче (амплитуда динамической составляющей 25% от максимальной расчётной, кинето-статической нагрузки $N_{\text{РЕМ}}^{\text{ДВЗ}}$).

Все секции МРД выполняются с максимальной степенью унификации, изготавливаются из аналогичных конструктивных элементов и конструкционных материалов. Первые секции МРД (до 3-ей включительно), получая меньшую нагрузку, чем 4÷5-ая, будут иметь большую долговечность, реже ремонтироваться и реже заменяться новыми.

Как известно и указано выше, силы воздействия основы на ремизку разгружают ремизку, демпфируя её колебания и колебания натяжения основы [14].

На практике существует тенденция использовать в качестве кромочных, последние ремизки блока, что существенно повышает натяжение пробранных в них кромочных нитей. У этих ремиз в 50-90 раз меньше технологическая нагрузка и в 1,5–3,0 раза больше нагрузка инерционная [52]. Уменьшение технологической нагрузки исключает демпфирование колебаний ремизки нитями основы, увеличивает их амплитуду, а, следовательно, нагрузки, как в элементах МРД и в ремизке, так и в кромочных нитях. Это приводит к увеличению обрывности основы в кромках и ускоренному износу кромочных РР и ремизных замков МРД. Использование ремиз, первых от берда, в качестве кромочных, даже при увеличении их перемещения на 25÷30% при формировании уплотнённых кромок с закрепом [6], снижает обрывность кромочных нитей до уровня обрывности фоновой основы.

Таблица 4.2.2 – Зависимость технологической нагрузки N_T на 10-ую ремизку ТМ СТБ(У) от заправочной ширины L_{TM} и вида основной пряжи. (галева пластинчатые, мах галев 280 мм, вес 100 шт – 1,74...1,8 Н)

L_{TM} , см	180	220	250	280	330	360	390	420	450
$L_{ПО\ БЕРД}^{МАКС}$, см	174	214	246	276	324	354	384	412	442
$G_{РЕМ}$, Н	81,0	88,2	99,5	123,2	138,3	154,0	169,7	177,8	186,4
Вес галев G_T , Н	18,2	23,6	27,6	31,2	36,3	39,3	43,6	47,2	50,8
$\Sigma G_{РЕМ}$, Н	99,2	111,8	127,1	154,4	174,6	193,3	213,3	225,0	237,2
$M_{ТЗ}$, ед, число нитей в ткацкой заправке	4300	5300	6100	6900	8100	8800	9600	10300	11000
$N_{ТР}$, ед, число нитей в ремизке	500	650	760	860	1000	1100	1200	1300	1400
F_T на 1 нить, Н	0,18	0,17	0,17	0,16	0,16	0,16	0,16	0,15	0,15
N_T , шерсть при $\alpha_3 = 28^\circ$, (кгс)	$\frac{184}{18,1}$	$\frac{290}{28,5}$	$\frac{280}{27,5}$	$\frac{315}{30,9}$	$\frac{370}{36,3}$	$\frac{405}{39,8}$	$\frac{440}{43,2}$	$\frac{475}{46,6}$	$\frac{515}{50,5}$
N_T , х/б при $\alpha_3 = 24^\circ$, (кгс)	$\frac{85}{8,4}$	$\frac{110}{10,8}$	$\frac{120}{11,8}$	$\frac{145}{14,2}$	$\frac{170}{16,7}$	$\frac{185}{18,2}$	$\frac{205}{20,1}$	$\frac{220}{21,6}$	$\frac{240}{23,6}$
N_T , лен при $\alpha_3 = 18^\circ$ (кгс)	$\frac{67,5}{6,6}$	$\frac{88,0}{8,6}$	$\frac{102,5}{110,1}$	$\frac{116,0}{11,4}$	$\frac{135,0}{13,3}$	$\frac{148,5}{14,6}$	$\frac{162,0}{115,9}$	$\frac{175,5}{17,2}$	$\frac{189,0}{18,6}$
$\Sigma G_{РЕМ}$, кг	10,12	11,41	12,97	15,76	17,82	19,72	21,77	22,96	24,20
$N_T / G_{РЕМ}$ при выстое, х/б	0,83	0,95	0,91	0,90	0,94	0,93	0,92	0,94	0,98

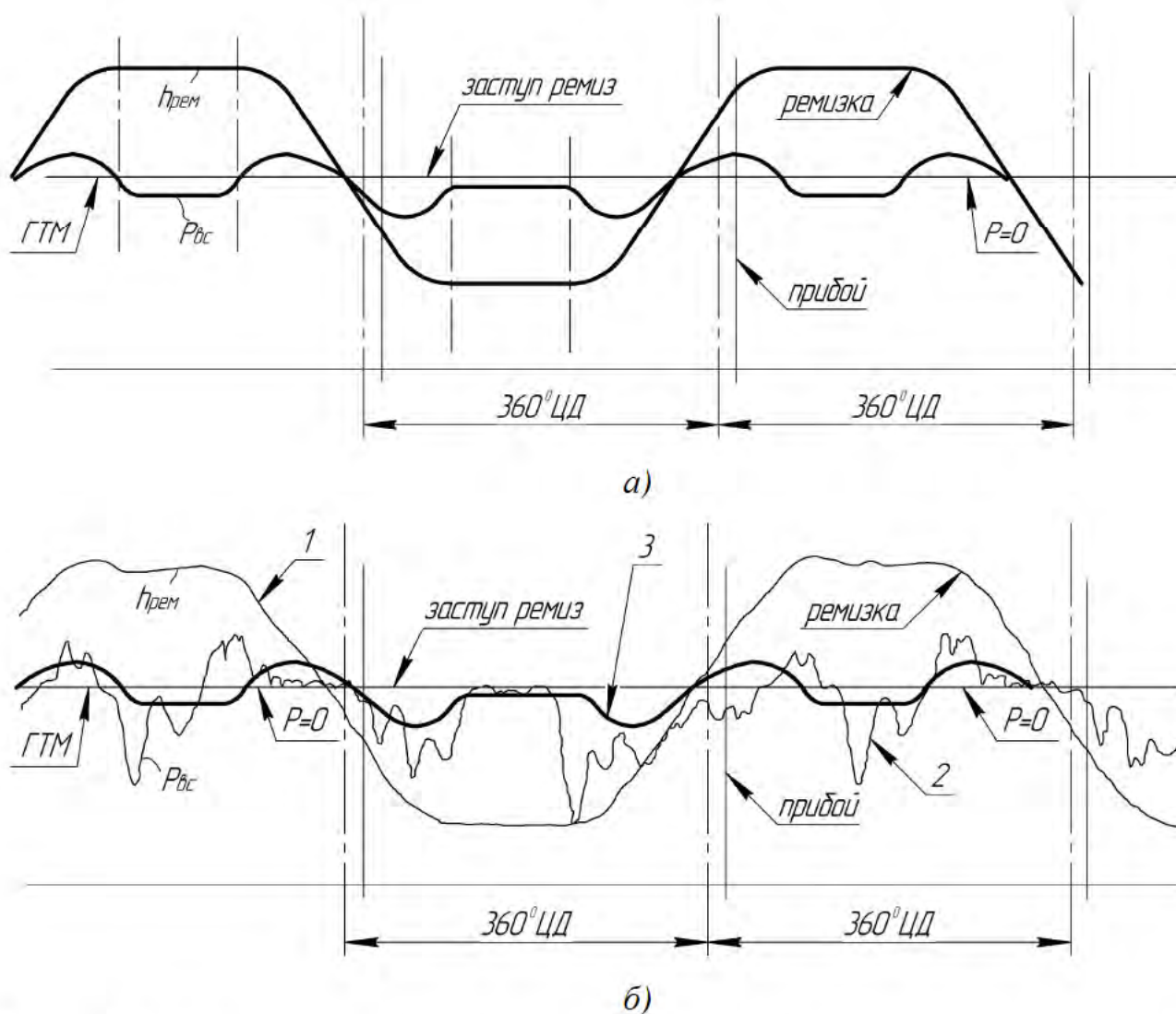


Рис. 4.2.3. Графики изменения кинето-статической и динамической нагрузок в опорном шарнире ремизки при её движении в цикле зевобразования

Таблица 4.2.4 – Максимальные нагрузки в выходном шарнире 5-ой кулачковой коробки ТМ

$L_{TM}, м$	1,8	1,8	1,8	2,8	3,3	3,6	3,9	4,2	4,5
$F, Н$	960	810	780	950	920	955	1005	1060	1035
a_p	4,8g	3,6g	3,1g	2,9g	2,5g	2,4g	2,3g	2,2g	2,0g
%	100%	84,4%	81,3%	99%	96%	99,5%	105%	110,4%	108%

Выводы:

1. Предложены формулы расчёта кинето-статических нагрузок в опорном шарнире ремизки по восьми характерным участкам ее движения.

2. Показано, что максимальная нагрузка в опорном шарнире ремизки развивается при её подъёме от выстоя внизу до заступа и при опускании ремизки от заступа до положения выстоя внизу.

3. Расчёт прочности, надёжности и долговечности ремизных рам и элементов привода МРД следует производить с учетом параметров движения 10-ой ремизки (5-ая секция) ЗОМа ТМ с кулачковым приводом и 18-ой ремизки при кареточном приводе ЗОМа. При этом следует увеличить полученные расчётные нагрузки на $7\div 12\%$, для учёта влияния сил трения в шарнирах и иных диссипативных сопротивлений движению ремизке, ползунам, рычагам и тягам МРД.

4. Рекомендуется, для снижения обрывности кромочной основы, производить заправку кромочных и закрепных нитей в ремизки, первые от берда, увеличивая их ход на $25\div 30\%$ от их перемещений, соответствующих установке «чистого зева».

4.3. Экспериментальное исследование зевобразующего механизма ткацкой машины типа СТБ(У)

Механизм ремизного движения (МРД) ЗОМа ТМ, представленный на рис. 4.3.1, состоит из блока парных, параллельно установленных на общих осях, многоступенчатых кулачково-рычажных механизмов оканчивающихся ремизкой [44, 46].

Для определения влияния на величину нагрузки в кулачковом приводе ЗОМа от технологических и конструктивных факторов были проведены экспериментальные исследования² (рис. 4.3.2) при следующих параметрах заправки: зев слабовеерный (табл. 4.3.1); опушкодержатель установлен на уровне горизонтали ткацкой машины (ГТМ) на 47 мм выше батана и на 12 мм перед линией

² Эксперимент проводился на Монинском х/б комбинате при выработке ткани типа «бязь техническая» с помощью стандартной аппаратуры [26].

прибора [104]; положение заступа основы установлено ниже ГТМ на $4 \div 6$ мм (1-ая ремизка) и наклонно до 10 мм (8-ая ремизка); цикловой угол (ЦУ) цикловой диаграммы (ЦД) заступа принят $16^\circ \div 18^\circ$, первый технологический пруток основонаблюдателя установлен по равенству величин переднего зева и вылета заднего зева 10-ой ремизки; основонаблюдатель располагался наклонно к линии положения основы в заступе (ЛЗО) и по ЛЗО на участке «ремиз – скало»; первый технологический пруток основонаблюдателя установлен по равенству величин переднего зева и вылета заднего зева 10-ой ремизки; основонаблюдатель располагался наклонно к линии положения основы в заступе (ЛЗО) и по ЛЗО на участке «ремиз – скало»; подвижное скало в заступе установлено ниже уровня верхнего ограничителя его хода на $15 \div 16$ мм; кромочные нити пробраны в 7-ю и 8-ю фоновые ремизки; использовались ремизные рамы ЗАО «Ремиз», галева витые махом $M_T = 280$ мм, суммарный зазор «ремиз-основа» составил 7 мм, масса рамы – 4,9 кг.

Таблица 4.3.1

№ ремиз	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H_{ЗЕВ}$, мм	68	70	76	78	83	85	89	91	95	97
$S_{РЕМ}$, мм	75	77	83	85	90	92	96	98	102	104
$\alpha_{ЗЕВ}$, град	25,7	25,0	25,0	25,4	25,2	24,0	23,6	22,7	22,4	21,6
$h_{ЗАСТУП}$, мм	-3	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-11	-12

Эксперимент производился на установившихся рабочих скоростях: $n_{ГВМ} = 300, 335$ и 365 об/мин, которые фиксировались тахогенератором. Запись натяжения основы проводилась непосредственно перед основонаблюдателем. Результаты экспериментов записаны осциллографом на фотобумагу. Каждая осциллограмма включает в себя четыре оборота главного вала машины. Осциллограмма перемещения скало имеет обратный знак по отношению к перемещению ремиз. На рис. 4.3.3, 4.3.4 и 4.4.5 в представлены осциллограммы экспериментальных исследований, где на рис. 4.2.2 даны перемещения: 5-ой ремизки $h_{РЕМ}$, подвижного скало $h_{СК}$, натяжение нити в ветвях зева $T_{ВВЗ}$ и $T_{НВЗ}$, и нагрузка $P_{ВС}$ в звене ВС (рис.4.3.1), а на рис. 4.3.4 и 4.4.5 показаны: изменения угловой скорости приводного вала от которого приводится в движение кулачковый

привод и перемещения соответственно 3 и 7-ой ремизки.

Анализ приведенных на рисунках осциллограмм показывает что:

1. Осциллограмма нагрузок в ведущем тензо-звене ВС (рис. 4.3.1) МРД зависит от перемещения ремизки и соответствует фазам этого перемещения.

2. Амплитуда колебаний ремизной рамы при подъеме вверх составляют $6 \div 7$ % от её полного перемещения, а при опускании вниз – $4 \div 5,5$ %.

3. Среднее натяжение нитей основы в нижней ветви зева ($T_{НВЗ}$) в 3,3 раза больше, чем в верхней ветви [21, 99]. Максимальное динамическое натяжения нитей нижней ветви основы (НВЗ) в 2,4 раза выше её аналогичного натяжения в верхней ветви зева (ВВЗ). Коэффициент динамичности K_d натяжения основы в верхней ветви зева $K_d^{ВВЗ} \approx 0,43$, в нижней ветви $K_d^{НВЗ} \approx 0,26$.

4. Натяжение основы в момент прибоя $T_{ПРБ}$ практически не зависит от натяжения нитей в его ветвях при открытом зеве. В момент прибоя величина натяжения основы в ветвях зева различается не более чем на 7% [13]. Натяжение основы в прибое в 4 раза больше среднего натяжения её верхней ветви и составляет 130% от её максимального значения при выстое ремизки вверх. Натяжение нитей в нижней ветви зева в прибое на $11 \div 13$ % меньше, чем её максимальное и на $32 \div 35$ % выше её среднего натяжения при выстое вниз.

5. Максимальная величина подъема подвижного скало происходит при заступе ремиз, отставая от него на $26^\circ \div 28^\circ$ градусов ЦУ.

6. При выстое подвижного скало в нижнем положении его колебания влияют на натяжении обеих ветвей основы; они идентичны колебаниям скало, но их частота в 2-а раза выше его частоты колебания.

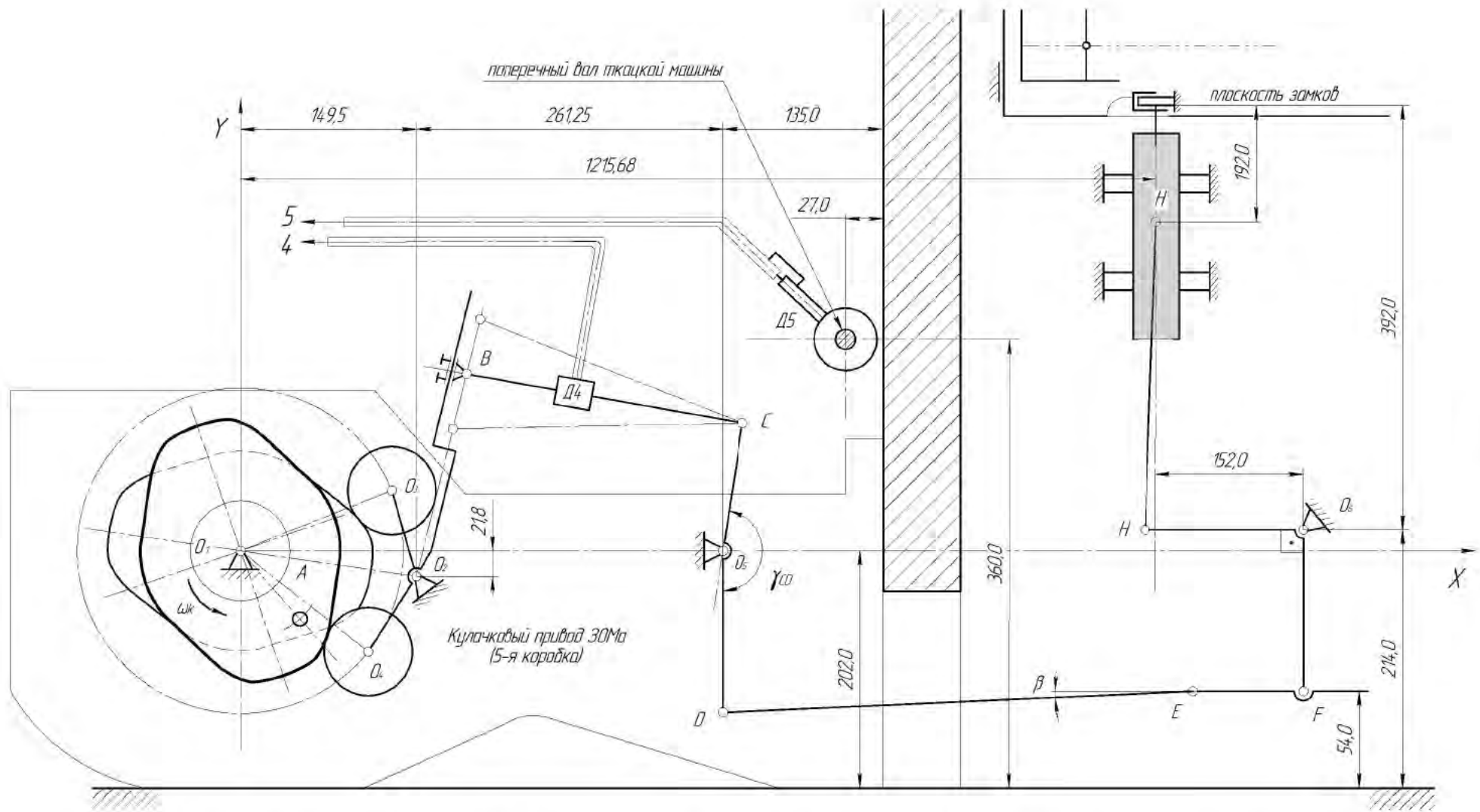


Рис. 4.3.1. Кинематическая схема (КС) механизма ремизного движения (МРД), расположение датчиков Д4, Д5

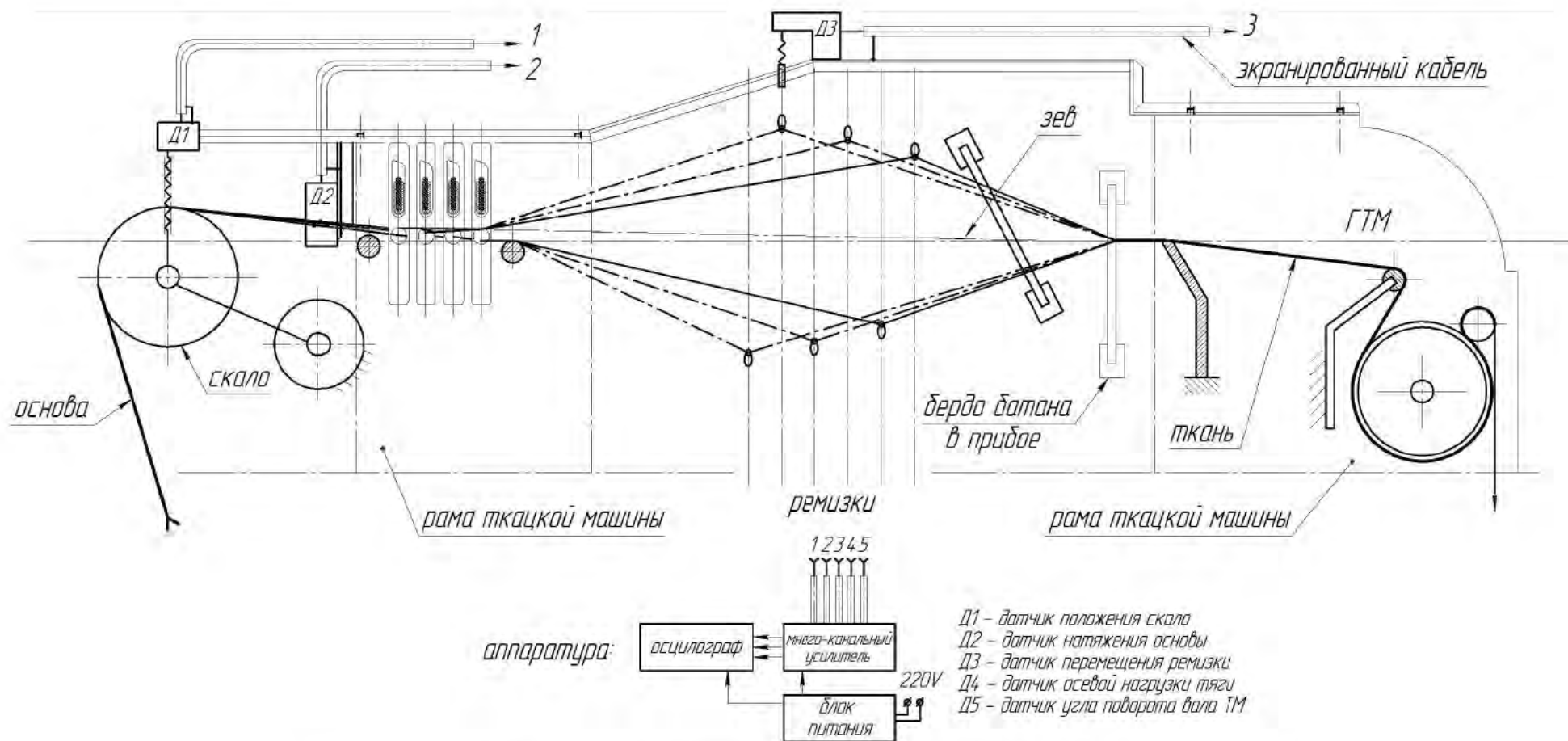


Рис. 4.3.2. Конструктивно-заправочная схема ТМ СТБУ1-220, расположение датчиков Д1, Д2, Д3; измерительная аппаратура

7. Скорость вращения поперечного вала ТМ ($W_{ВХ}$) по окончанию перемещения ремиз и в начале их выстоя возрастает на $\approx 17\%$ от своего среднего значения на интервале $90^\circ \div 115^\circ$ фазового угла (ФУ) ЦД ТМ. Перед началом движения ремиз она падает на $3,5 \div 4,5 \%$. $W_{ВХ}$ можно считать постоянным на интервале $270^\circ \div 245^\circ$ (от 215° до $100^\circ - 125^\circ$ ЦУ ЦД).

8. Заступ ремиз происходит на ЦУ равным $18^\circ \div 20^\circ$ и отстоит от начала движения батана на ФУ равным $40^\circ \div 42^\circ$ ЦД ТМ.

9. Продолжительность выстоя ремизки вверх составляет $\approx 105^\circ$, а выстоя внизу $\approx 115^\circ$ ФУ ЦД ТМ. Движение ремизки происходит при ФУ $\approx 255^\circ \div 245^\circ$, от $240^\circ \div 250^\circ$ до $135^\circ \div 145^\circ$ ЦУ ЦД.

10. Фазовый угол ЦД полёта прокладчика $\varphi_{ЗЕВ}$ составляет $\approx 160^\circ$ ($158^\circ \div 166^\circ$) и ограничен высотой подъёма верхней ветви зева ($H_{ВВЗ}$) [2, 51].

11. Нагрузка $P_{ВС}$ на рабочем тензо-звене ВС (рис. 4.3.1) носит динамический характер. Коэффициент динамичности K_d равен 2,56. Максимумы нагрузки соответствуют началу и концу движения ремизки из нижнего выстоя к верхнему.

12. При выстое ремизки внизу нагрузка минимальна (5-ая ремизка), или, незначительно колеблется (3-ая, 7-ая), но быстро затухает. Нагрузка в области заступа незначительна. При положении ремизки вверх нагрузка также имеет два полных затухающих колебаний. Причина этого явления – зазоры в кулачковом приводе и шарнирах исследуемых МРД [52]. Значения максимума нагрузки при выстое ремиз приведены в табл. 4.3.2.

Таблица 4.3.2 – Максимальная нагрузка при выстое ремиз

Порядковый номер ремизки	Пиковая нагрузка при выстое ремиз вверх, Н		Декремент затухания	Пиковая нагрузка при выстое ремиз внизу, Н		Декремент затухания
	1-ый макс.	2-ой макс.		1-ый макс.	2-ой макс.	
3.	-100	-85	0,163	90	42	0,762
5.	-210	-105	0,693	-65	25	0,955
7.	-240	-70	1,232	180	60	1,1

13. Нагрузка P_{BC} на тензо-звене ВС (рис.4.1.1) при движении ремизки вверх из выстоя внизу имеет 4–7 максимальных колебаний. Величины максимумов нагрузки при $n_{ГВМ} = 300$ об/мин приведены в табл. 4.3.3.

Таблица 4.3.3 – Величина максимальной нагрузки при $n_{ГВМ} = 300$ об/мин

Порядковый номер ремизки	Величина максимальной нагрузки при движении ремизки снизу вверх, Н					Декремент затухания
	1-ый макс.	2-ой макс.	3-ий макс.	4-ый макс.	5-ый макс.	
3.	230	185	150	105	85	0,218
5.	305	185	140	105	75	0,5
7.	385	215	175	110	61	0,583

Анализ зависимости изменения нагрузки в рабочем звене кулачкового привода МРД от номера ремизки и её перемещения показывает, что:

1. Максимальная пиковая величина нагрузки увеличивается с ростом номера ремизки от 230 Н для 3-ей ремизки до 385 Н для 7-ой, т.е. на 67,4%.

2. Коэффициент динамичности K_d увеличивается с ростом номера ремизки от 2,4 для 3-ей ремизки до 2,6 для 7-ой, т.е. на 8%.

3. Зависимость роста нагрузки звена ВС (рис.4.3.1) от номера ремизки и величины ее перемещения при 300 об/мин представлены в табл. 4.3.4. Коэффициент асимметрии вида нагружения (сжатие-растяжение) равен $1,8 \div 2,3$.

Таблица 4.3.4 – Нагрузка в звене ВС

№ № ремизок	Ход ремизки $S_{РЕМ}$, [см] [$\pm 1,0 \div 1,5$ мм]	Нагрузка в звене ВС, [Н]		Отношение динамической и кинето-статической составляющих
		Максимум с учетом колебаний	Кинето-статич. максимум по средней линии графика	
3	83	растяжен. 105	55	1,9
		сжатие (-) 230	-95	2,42
5	90	растяжен. 135	85	1,6
		сжатие (-) 305	-115	2,65
7	96	растяжен. 185	115	1,6
		сжатие (-) 385	-150	2,57
10	104	растяжен. 255	145	1,7
		сжатие (-) 460	-195	2,36

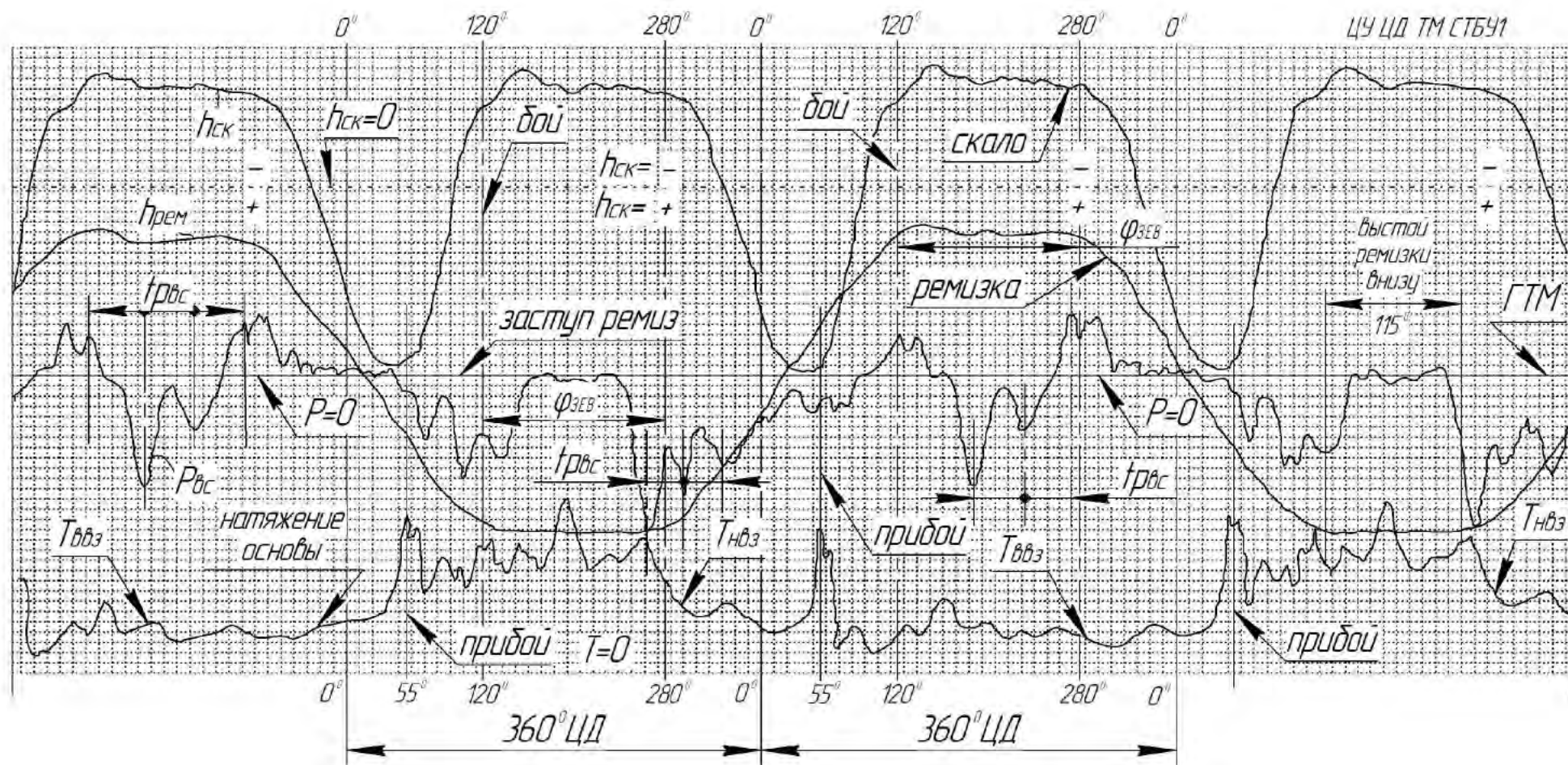


Рис. 4.3.3. Осциллограмма перемещения: 5-ой ремизки $h_{РЕМ}$, подвижного скало $h_{СК}$, натяжение нити в ветвях зева $T_{ВВЗ}$ и $T_{НВЗ}$, и нагрузка $P_{ВС}$ в звене ВС привода 3ОМа ТМ СТБУ1-220

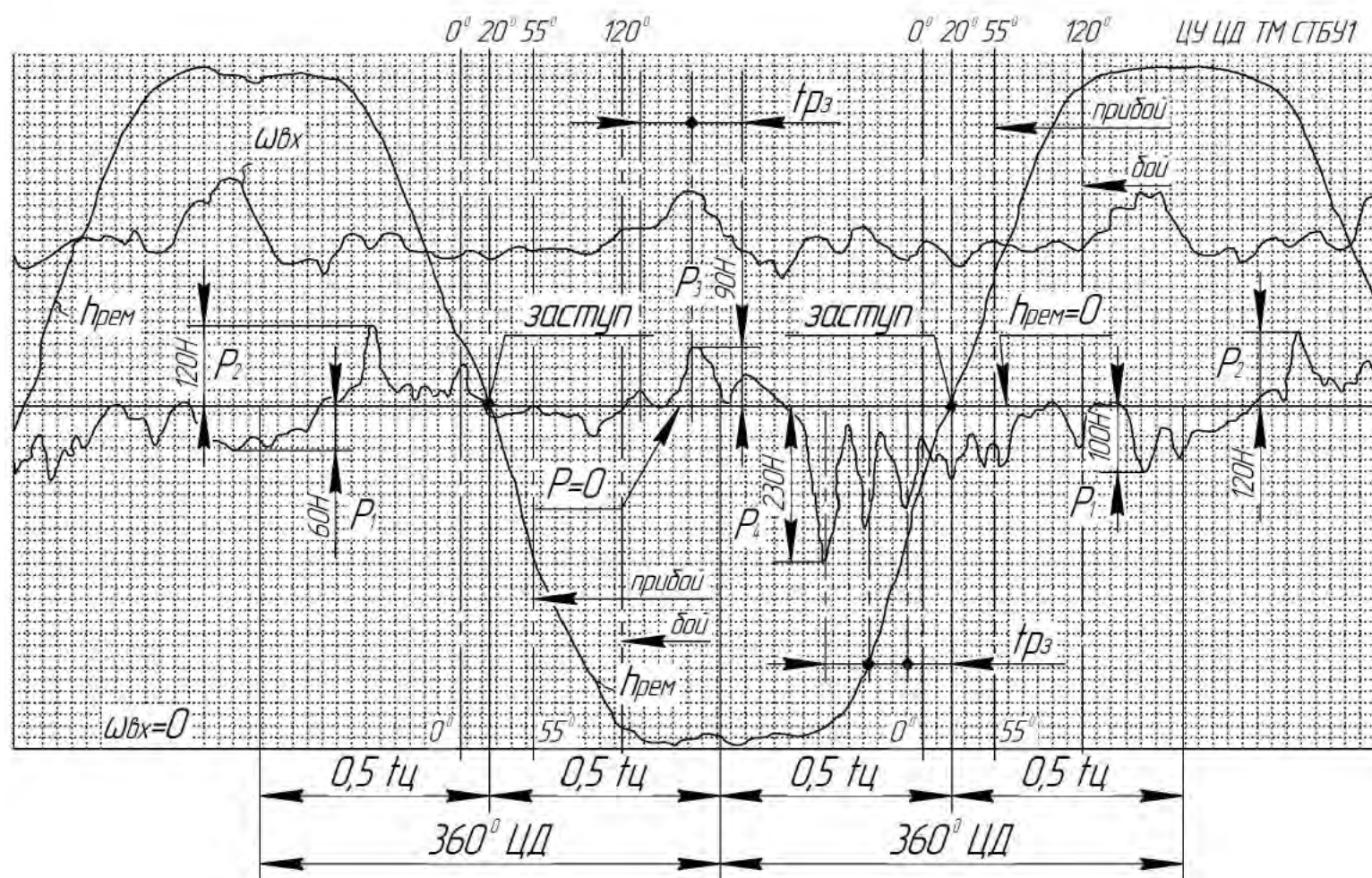


Рис. 4.3.4. Осциллограмма перемещения: 3-ой ремизки, угловой скорости привода вала и нагрузки на звене ВС, привода 3ОМа ТМ СТБУ1-220

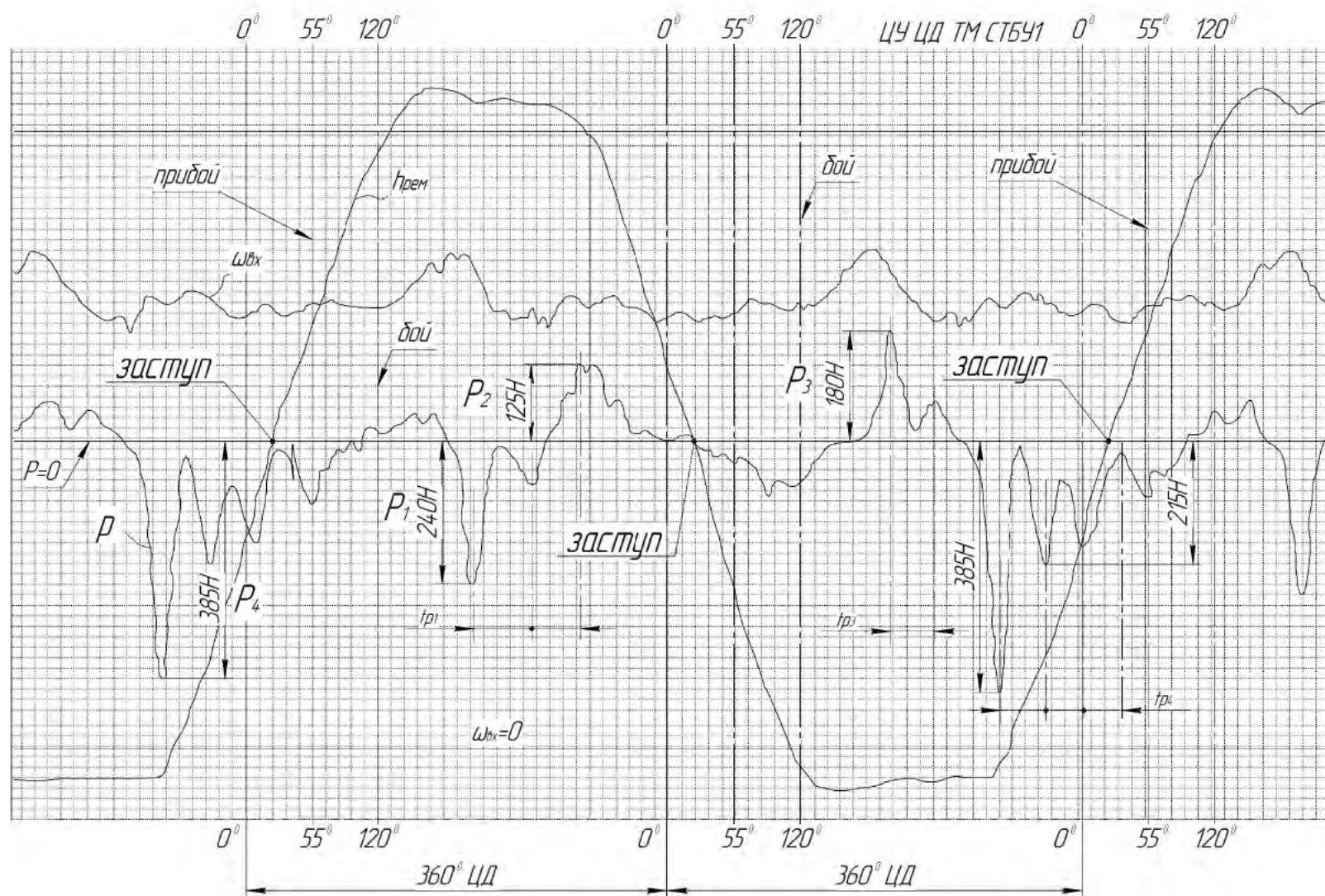


Рис. 4.3.5. Осциллограмма перемещения ремизки, угловой скорости приводного вала и нагрузки на звене 7-ой секции привода ЗОМа ТМ СТБУ1-220

4. Максимум динамической нагрузки в ведущем звене ЗОМа ТМ СТБУ1-220 растет с ростом числа оборотов $n_{ГВМ}$ и № ремизки в блоке. Градиент изменения нагрузки $\Delta F_{№}$ [Н/№] уменьшается с ростом № ремизки. Градиент изменения нагрузки $\Delta F n$ от числа оборотов $\Delta n_{ГВМ}$ увеличивается с ростом $n_{ГВМ}$ и зависит от № ремизки. Значения градиентов увеличения нагрузки от скорости ГВМ ($n_{ГВМ}$) и № ремизки приведены в табл. 4.3.5.

Таблица 4.3.5 – Градиент увеличения нагрузки

№	№ № рем- рам $n_{ГВМ}$, об/мин	Градиент увеличения нагрузки, $\Delta F_{№}$ и $\Delta F n$, Н.									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	$F_{№} n_{300}$, Н	230	255	305	330	385	405	450	470	510	525
2.	$\Delta F_{№, n_{300}}$, Н		25,0	50,0	25,0	45,0	20,0	45,0	20,0	40,0	15,0
3.	$\Delta n = 30 \div 35$	165	170	200	200	220	220	240	240	260	260
4.	$\Delta F_{№, n_{335}}$, Н		30,0	80,0	25,0	75,0	20,0	65,0	20,0	60,0	15,0
5.	$F_{№} n_{335}$, Н	395	425	505	530	605	625	690	710	770	785
5.	$\Delta n = 30 \div 35$	220	220	240	240	265	265	290	290	320	320
6.	$\Delta F_{№, n_{365}}$, Н		30,0	100	25,0	95,0	20,0	90,0	20,0	90,0	15,0
7.	$F_{№} n_{365}$, Н	615	645	745	770	870	890	980	1000	1090	1105

5. Частота изменения динамической составляющей нагрузки в ведущем звене МРД практически постоянна во всех ремизках и равна $47,5 \div 49,5$ Гц, отклонение частоты находится в пределах ошибки измерения.

Колебания ремизок при их выстое зависят от величины зазоров в шарнирах МРД, они не влияют на возникновение колебаний рабочей нагрузки в ведущем звене передачи при движении ремизок. Значительная величина амплитуды колебаний нагрузки при постоянстве её частоты связана с тем, что одно из звеньев передачи имеет собственную частоту колебаний близкой к вынужденным частотам возбуждения, которыми могут быть частотой вращения ГВМ ТМ, или первой гармоникой закона движения ремиз. Выявить «слабое» звено в приводе и/или в передаточном механизме возможно при проведении детального динамического анализа существующей конструкции ЗОМа ТМ СТБ(У).

Определив «слабое» звено, или ряд подобных звеньев, следует так модернизировать конструкцию (геометрические и механические параметры), чтобы

частоты их собственных колебаний стали существенно выше, чем частоты возбуждения и/или их первых гармоник. Зазоры в кулачковых парах и шарнирах ЗОМа должны быть сведены к минимуму. Коэффициент динамичности нагрузки K_d в приводе ЗОМа должен быть снижен до уровня $0,08 \div 0,12$.

Выводы:

1. Максимум нагрузки соответствует началу движения ремизки вверх из положения нижнего выстоя при образовании нижней ветви зева.

2. Изменения нагрузки носят ярко выраженный динамический характер. Коэффициент динамичности нагрузки при движении ремизки сверху вниз равен $0,6 \div 2,4$, а при движении снизу вверх $2,42 \div 2,65$.

3. Частота колебаний нагрузки в приводе МРД ТМ СТБУ1-220 при движении ремизки снизу вверх равна ≈ 50 Гц, а при верхнем выстое ≈ 45 Гц. Количество циклов максимальной нагрузки составляет $6 \div 9$ за один оборот ГВМ. Число циклов нагружения деталей ЗОМа за 1 час работы ТМ составляет $15 \cdot 10^4$ при частоте вращения ГВМ равной 360 об/мин.

ГЛАВА 5. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗЕВООБРАЗУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА

Увеличение скорости ТМ, ширины ее заправки, применение сложных законов движения, а также влияние зазоров в ЗОМе вызывают сложные колебательные процессы, приводящие к искажению закона движения ремизки, а увеличение амплитуды ускорений приводит к росту нагрузок во всех его звеньях по сравнению со статическими расчетами. При расчете деталей на прочность и износостойкость необходимо учитывать коэффициент динамичности.

Зевообразовательный механизм (ЗОМ) ТМ представляет собой, в каждой своей секции, последовательно работающую кинематическую цепь. Звенья цепи имеют различные массы и жесткости. Ремизная рамка не имеет прямой связи с шатунами ЗОМа. Ее вес может рассматриваться как нагрузка, воспринимаемая отдельно параллельными ветвями последовательной кинематической схемы ЗОМа. Последним элементом кинематической цепи, взаимодействующим с ремизкой, является шарнирно-ползунная пара, которая через угловой рычаг и шатун связана с приводом ЗОМ (рис. 5.1).

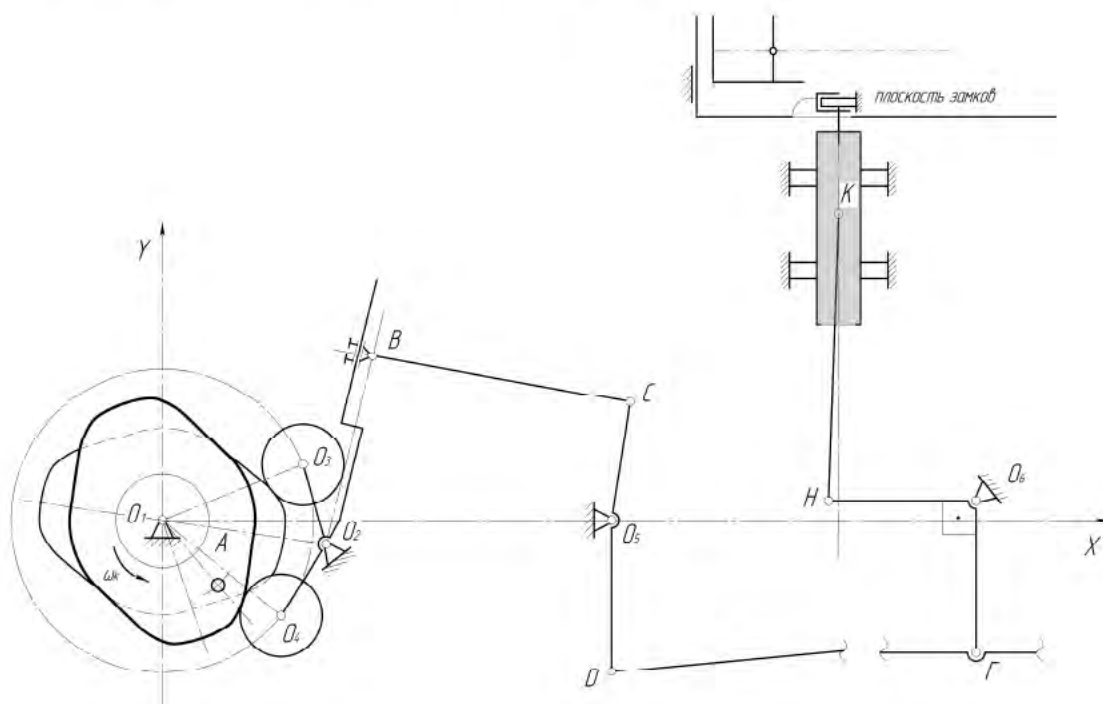


Рис. 5.1. Упрощенная кинематическая схема ЗОМ

5.1. Исследования динамической модели ЗОМа

В качестве динамической модели можно принять двухмассовую диссипативную систему на подвижных опорах, в которой возмущение приложено к основанию системы (рис. 5.1.1.). Сосредоточенные массы, равные массе ремизки и приведенные к ремизке массы элементов механизма, установлены через пружины и демпферы на подвижное основание, совершающее движение по заданному закону $f(t)$.

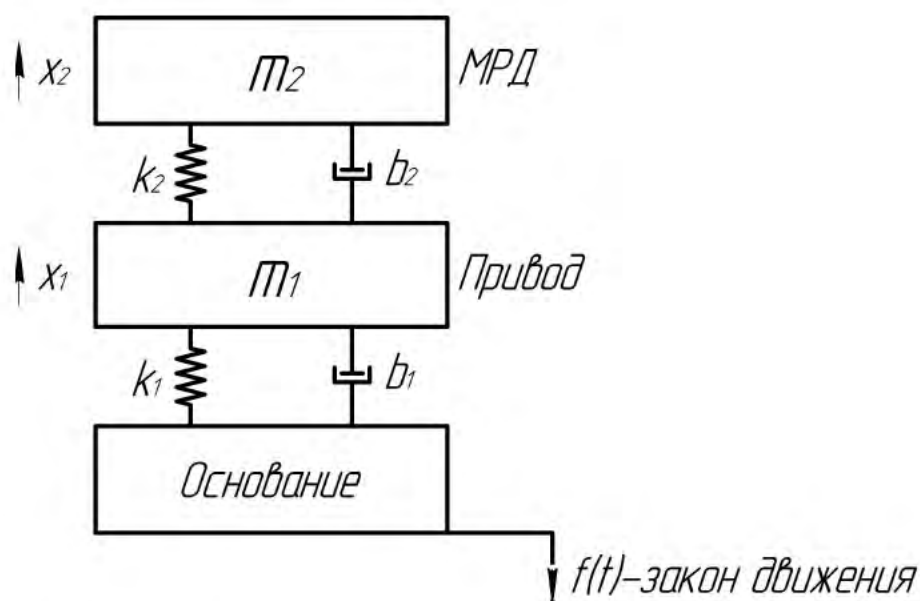


Рис. 5.1.1. Двухмассовая динамическая модель ЗОМ

Составим уравнения движения для двухмассовой динамической модели.

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + b_1 \cdot \dot{x}_1 + b_2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 \cdot x_1 + k_2 \cdot (x_1 - x_2) = b_1 \cdot \dot{f}(t) + k_1 \cdot f(t) \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + b_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 \cdot (x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (5.1.1)$$

Где:

$f(t)$ – функция возбуждения (закон движения кулачкового привода), приложенная к основанию, $\dot{f}(t)$ – скорость внешнего возбуждения; m_1, m_2 – массы кулачкового привода и МРД соответственно, k_1, k_2 – жесткости соответствующих масс, b_1, b_2 – соответствующие коэффициенты сопротивления, $x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i$ – перемещение и его производные по времени соответствующие i -ой массе.

Исходные данные для расчета:

Жесткость элементов конструкции рассчитывалась по формулам, приведенным в [66]. Коэффициенты сопротивления подбирались экспериментально, в первом приближении их значения определялась по методике, приведенной в [31]. Жесткость элементов упрощенной кинематической схемы ЗОМа (рис. 5.1.), представлена в табл. 5.1.1.

Таблица 5.1.1 – Жесткость и масса элементов, входящих в кинематическую схему ЗОМ

№ п/п	Наименование элемента	Жесткость, k , Н/м	Масса элемента, момент инерции
O ₂ B	Журавлик	$3,508 \times 10^6$	$0,017 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
BC	Регулируемый шатун	$1,175 \times 10^6$	0,91 кг
CD	Выходной рычаг	$1,76 \times 10^6$	$0,0086 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
DF	Шатун	$24,62 \times 10^6$	1,5 кг
HO ₆ F	Угловой рычаг	$0,003 \times 10^6$	$0,0041 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
НК	Шатун	$0,279 \times 10^6$	0,38 кг

Исходные данные для расчета динамических моделей представлены в табл. 5.1.2.

Таблица 5.1.2 Исходные данные для расчета динамических моделей

Элемент	Масса, m_i , кг	Жесткость, K_i , Н/м	Коэффициенты сопротивления B_i , кг/с
1	1,5	3508	0,1
2	3,6	1845	0,1

Решение задачи о свободных колебаниях:

Для определения собственной частоты колебаний системы рассмотрим ее свободные колебания.

Уравнения свободных колебаний для двухмассовой системы получим из (5.4.1), приравняв правые части уравнений нулю. Тогда уравнения запишем в виде:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + b_1 \cdot \dot{x}_1 + b_2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 \cdot x_1 + k_2 \cdot (x_1 - x_2) = 0 \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + b_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 \cdot (x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (5.1.2)$$

Решая систему уравнений 5.1.2 в системе MathCad методом Рунге-Кутты, получим значения собственных частот. В таблице 5.1.3 представлены результаты расчетов собственных частот для двухмассовой динамической модели.

Таблица 5.4.3 Результаты расчета собственных частот

Форма колебаний	Собственная частота	
	с ⁻¹	Гц
1	307	49
2	1908	303

Анализ полученных результатов показал, что значения первых частот собственных колебаний близки по величине к экспериментальным значениям отклонения составляют 8 %, что говорит об адекватности принятых моделей.

Известно, что степень возбуждения системы зависит от соотношения собственных частот системы и частот следования возмущающего воздействия, а также чем ближе к собственной частоте системы приближается частота воздействия, тем большее влияние оказывает возмущение на состояние системы. Из полученных результатов видно, что первая собственная частота 0,76 раз меньше чем частота возбуждения.

Решение задачи о вынужденных колебаниях ЗОМа:

Дифференциальные уравнения, описывающие вынужденные колебания в результате кинематического возбуждения для двухмассовой модели, запишем в виде:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + b_1 \cdot \dot{x}_1 + b_2 \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1 \cdot x_1 + k_2 \cdot (x_1 - x_2) = b_1 \cdot \dot{f}(t) + k_1 \cdot f(t) \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + b_2 \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 \cdot (x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (5.1.3)$$

Для расчетов выбран закон движения ведомого звена в виде «модифицированной» трапеции $k_t=0,25$ [51], который запишем следующими выражениями по участкам:

Коэффициенты угла поворота коромысла:

$$\theta_I = 0,373605 \cdot \mu - 0,031294 \cdot \sin(11,94 \cdot \mu),$$

$$\theta_{II} = 0,00731343 - 0,213252 \cdot \mu + 2,3014935 \cdot \mu^2,$$

$$\theta_{III} = -0,30886 + 1,54732 \cdot \mu - 0,031294 \cdot \sin[11,94 \cdot (\alpha - \mu)],$$

$$\theta_{IV} = -0,328507 + 1,58465 \cdot \mu + 0,025352 \cdot \sin[13,26 \cdot (\mu - \alpha)],$$

$$\theta_V = 1 - 2,23015 \cdot (1 - \mu^2).$$

Истинный угол поворота коромысла: $\beta_i = \beta_{\max} \cdot \theta_i$, $\mu = \frac{\varphi_i}{\varphi_I}$.

Аналоги угловой скорости по участкам:

$$\theta'_I = 0,373605 \cdot [1 - \cos(11,94 \cdot \mu)],$$

$$\theta'_{II} = -0,213252 + 4,460299 \cdot \mu,$$

$$\theta'_{III} = 1,54393 + 0,372787 \cdot \cos(4\pi \cdot \mu),$$

$$\theta'_{IV} = 1,58465 + 0,3362735 \cdot \cos[13,26 \cdot (\mu - \alpha)],$$

$$\theta'_V = 4,460299 \cdot (1 - \mu).$$

Угловая скорость коромысла:

$$\omega_i = \frac{\beta_{\max} \cdot \omega_{\text{эоэ}}}{\varphi_D} \cdot \theta'_i, \quad \omega_{\text{кул}} = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

Аналоги углового ускорения по участкам:

$$\theta''_I = 4,46023 \cdot \sin(11,94 \cdot \mu),$$

$$\theta''_{II} = 4,46023,$$

$$\theta''_{III} = 4,46023 \cdot \sin[11,94 \cdot (\alpha - \mu)],$$

$$\theta''_{IV} = -4,46023 \cdot \sin[13,26 \cdot (\mu - \alpha)],$$

$$\theta''_V = -4,46023.$$

Угловое ускорение коромысла определяется по формуле:

$$\varepsilon_i = \frac{\beta_{\max} \cdot \omega_{\text{эоэ}}^2}{\varphi_D^2} \cdot \theta''_i.$$

Вынужденные колебания исследовались прямым решением систем дифференциальных уравнений (5.1.3) при нулевых начальных условиях методом Рунге-Кутты в программе MathCad. Функция кинематического возбуждения $f(t)$, а также $\dot{f}(t)$ и $\ddot{f}(t)$ вычислялись по методике описанной выше.

График линейных колебаний двухмассовой упругой системы при заданном кинематическом возбуждении, с исходными данными, приведенными в табл. 5.1.1 и частоте вращения главного вала ТМ $n_{ГБМ} = 400$ об/мин, представлены на рис. 5.1.2.

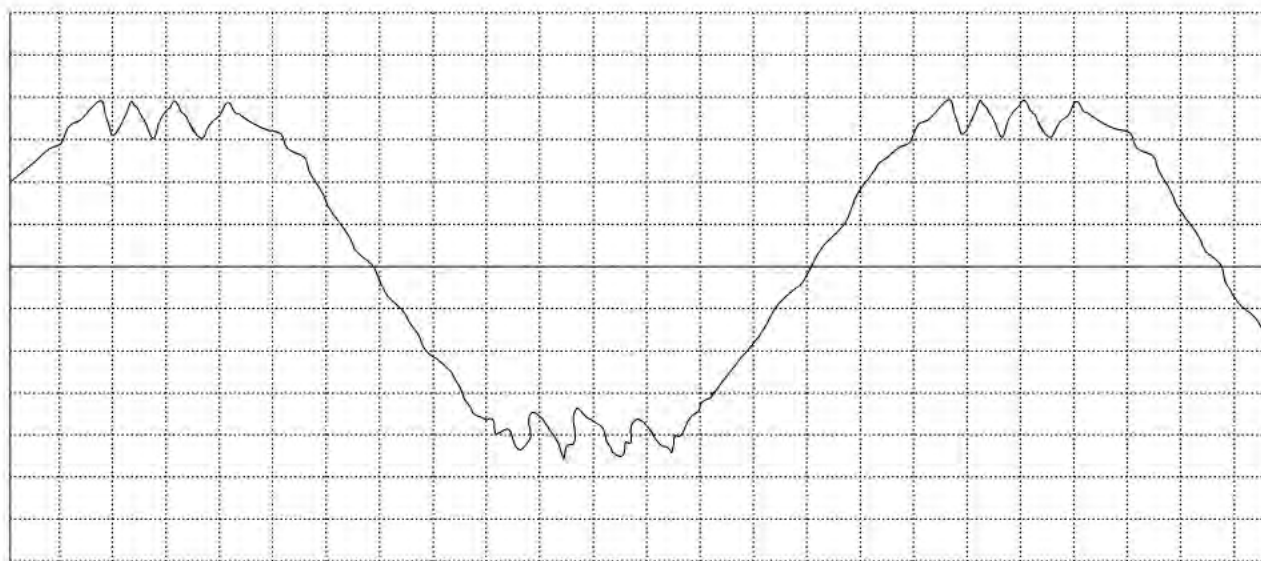


Рис. 5.1.2. Линейные колебания ЗОМ

На рис. 3.1.3 представлена реальная осциллограмма, полученная в ходе эксперимента на ТМ типа СТБ.

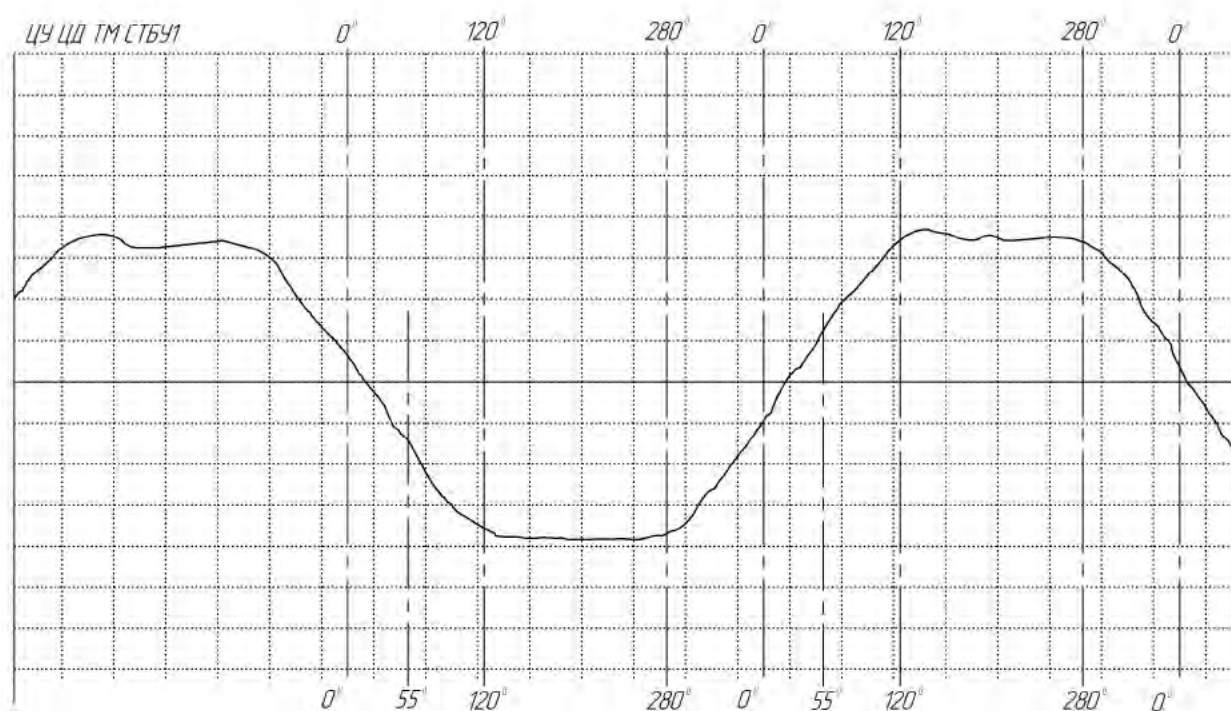


Рис. 5.1.3. Реальная осциллограмма ЗОМа ТМ типа СТБ(У)

5.2. Анализ динамической модели

Анализ динамической модели проведем по следующему плану:

- определение частоты возбуждения процесса кинематического возбуждения, выраженного различными законами движения ЗОМа и для различных скоростей вращения главного вала ТМ;
- выявление соотношения между собственной и вынужденной частотами системы;
- определение резонансной частотной зоны, в которой происходит резонансная «раскачка» системы;
- определение предельно допустимых скоростей работы динамической системы, при допуске коэффициенте динамичности $K_d < 1,5$.

Проанализируем вынужденные колебания ЗОМа, представленные на рис. 5.2.1, где кривая 1 – соответствует изменению ускорения без учета его податливости, т.е. при абсолютно жестком механизме, кривая 2 – колебаниям упругой системы при заданной жесткости и коэффициенте сопротивления.

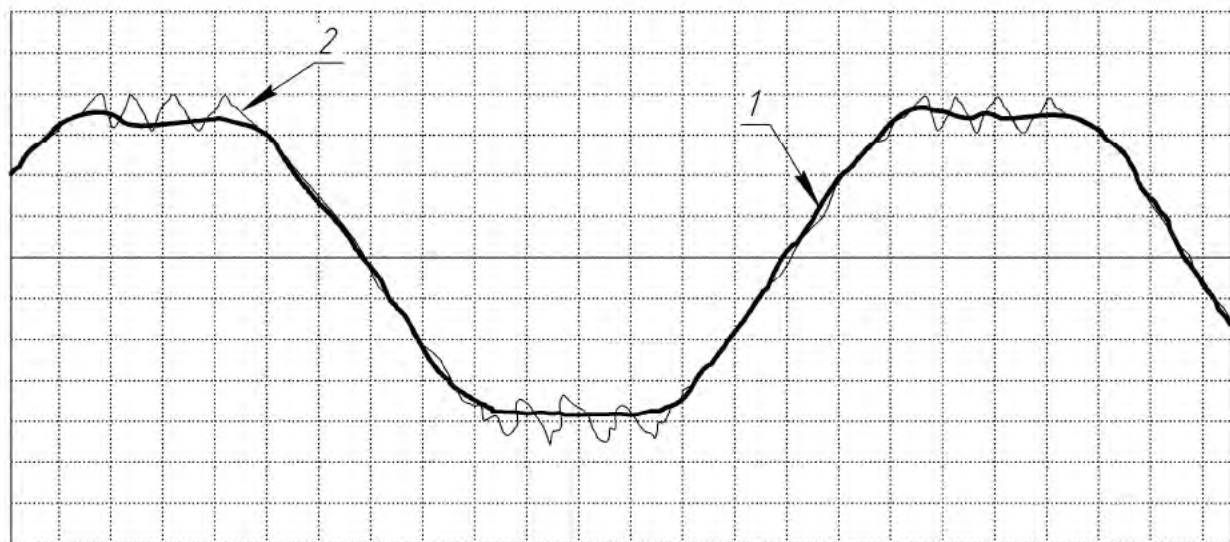


Рис. 5.2.1. Линейные колебания ЗОМ

На рис. 5.2.1 в начале процесса заданное возбуждение создает в системе колебания с собственной частотой (кривая 2), соответствующей принятой же-

сткости и массовой характеристике механизма ЗОМа, на первом участке амплитуда максимальная и для приведенного примера превышает заданную законом величину (кривая 1) на 8%.

Амплитуда колебаний на остальных участках меньше чем на первом, поэтому в дальнейшем будем исследовать колебания лишь на первом участке.

Задачами исследований являются выяснение влияния на объект изменения частоты следования кинематического возмущения и его продолжительности в зависимости от числа оборотов главного вала ТМ для трех законов движения ЗОМа. В таблице 5.5.1 заданы параметры трех исследуемых законов.

Таблица 5.2.1

№	Условное наименование закона	Форма функции положительной фазы ускорения	Фазовый угол абсолютного выстоя ремизки, $\varphi_{вр}$, град.	Разрешенный зевобразованием фазовый угол полета прокладчика $\varphi_{пп}^*$, град.	Фазовый угол условного выстоя ремизки, $\varphi_{ув}$, град.
1.	Традиционный	$\sin(k\varphi) + \cos(k\varphi)$	90	$\leq 195^\circ$	105
2.	Модифицированная трапеция	МТРАП $k_t=0,25$	60	$\leq 175^\circ$	115
3.	Модифицированная трапеция с учетом зоны нечувствительности	МТРАП $k_t=0,25$	90	$\leq 155^\circ$	110

Ниже приведена вспомогательная таблица 5.5.2, в которую занесено время движения ЗОМа при различных скоростях вращения главного вала ТМ для трех различных законов.

Таблица 5.2.2 – Время работы (от начала подъема до выстоя) в зависимости от скорости вращения главного вала и циклового угла (с)

Скорость вращения главного вала ТМ, об/мин	Законы движения ЗОМа			Время одного об. (с)
	Закон №1	Закон №2	Закон №3	
100	0,175	0,2	0,233	0,6
200	0,088	0,1	0,117	0,3
300	0,058	0,067	0,078	0,2
400	0,044	0,05	0,058	0,15

Результаты расчетов для двухмассовой модели, при значении коэффициентов демпфирования $b_1=0,1$ и $b_2=0,1$ для трех законов ЗОМа и для различных значений скоростей главного вала, даны в таблице 5.5.2.

Таблица 5.5.3 – Значения коэффициента динамичности в зависимости от скорости вращения главного вала и для трех законов ЗОМа (при $b_1=0,1$ и $b_2=0,1$)

Закон №1		Закон №2		Закон №3	
Скорость вращения главного вала, об/мин	Коэф. динамичности K_d	Скорость вращения главного вала, об/мин	Коэф. динамичности K_d	Скорость вращения главного вала, об/мин	Коэф. динамичности K_d
100	1,04	100	1,03	100	1,01
200	1,12	200	1,09	200	1,07
300	1,13	300	1,13	300	1,15
400	1,27	400	1,21	400	1,14

Для выявления поведения объекта при изменении скорости вращения главного вала строятся графики. На рис.5.2.2 отображена зависимость коэффициента динамичности от частоты возбуждения при коэффициенте сопротивления $b_1=0,1$ и $b_2=0,1$, для различных скоростей вращения главного вала ТМ и трех законов.

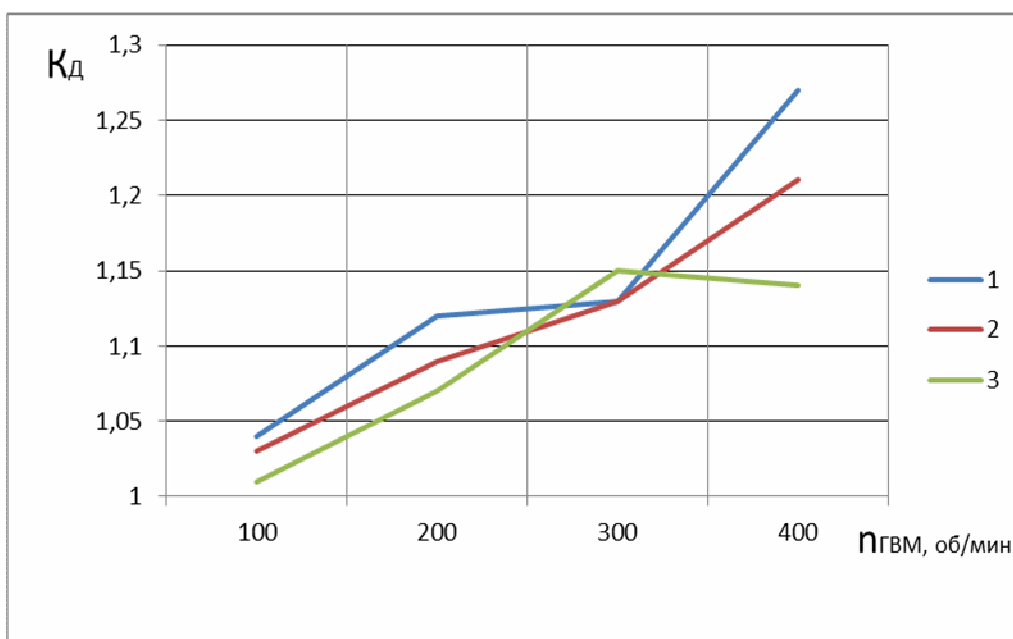


Рис. 5.2.2. Зависимость K_d от частоты возбуждения

В таблице 5.5.4 приведены значения коэффициента K_Φ определяющего отстройку частоты возбуждения от собственной частоты:

$$K_\Phi = \frac{f_{\hat{a}}}{f_{\hat{n}}},$$

где: $f_{\hat{a}}$ – частота возбуждения; $f_{\hat{n}}$ – собственная частота.

Таблица 5.5.4 – Значения K_Φ в зависимости от скорости вращения главного вала и циклового угла

№ закона	Скорость вращения главного вала, об/мин	K_Φ
1	100	12,62
	200	6,41
	300	4,21
	400	3,01
2	100	14,96
	200	7,48
	300	5,01
	400	3,74
3°	100	17,43
	200	8,75
	300	5,81
	400	4,28

Анализ рис.5.5.2 показывает, что коэффициент динамичности K_d имеет сложный характер, зависящий от коэффициента демпфирования и отношения частоты возбуждения к собственной частоте K_Φ . Коэффициент динамичности K_d на всех скоростях вращения главного вала не превышает 1,3. Коэффициент динамичности может быть понижен путем увеличения жесткости конструкции или коэффициента демпфирования.

Выводы:

1. Для динамического анализа предложена двухмассовая динамическая модель, для которой определены амплитудно-частотные характеристики.
2. Проведен анализ вынужденных колебаний в зависимости от частоты вращения главного вала ТМ для трех законов движения ЗОМ. Определены: диапазон критических динамических параметров ЗОМа; зависимость коэффи-

циента динамичности от скорости вращения главного вала ТМ и длительности кинематического возбуждения, определяемая законом его движения.

3. Рассчитан коэффициент K_{Φ} , определяющий отстройку частоты возбуждения от собственной частоты для различных скоростей вращения главного вала ТМ и трех законов. Наибольший коэффициент K_{Φ} получен для закона модифицированная трапеция с учетом зоны нечувствительности для всех скоростей. Этот закон и рекомендуется для использования в приводе ЗОМа.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета высоты технологического зева в зависимости от вида и типоразмера галев и конструкции ремизной рамы. Установлено, что основная нить при образовании зева подвержена циклически повторяющимся, знакопеременным, поперечным, импульсным воздействиям от галева и ремизной рамы, которые передаются галевом при заступе основы. Высота технологического зева всегда меньше перемещения ремизной рамы на величину суммарного зазора «ремизная рама – нить основы».

2. Проведен анализ конструкции ЗОМа ТМ типа СТБ(У) выявивший, что он не является плоским и представляет собой некую пространственную систему с незначительными отклонениями ряда шарниров и звеньев от горизонтали. Даны рекомендации: заменять кинематические пары с малым числом подвижностей (пары 5-го класса) на пары с увеличенным числом подвижностей (пары 3-го класса), либо добавлять в кинематическое звено шарнир, обеспечивающий устранение определённой избыточной связи; сокращать или полностью устранять в КС ЗОМа замкнутые кинематические контура.

3. Предложена классификация четырёхзвенников, используемых в качестве элементов кинематических схем в приводах рабочих органов. Построены номограммы передаточных отношений в механизмах, с помощью которых можно выбирать виды и формы четырёхзвенников с наименьшей степенью искажения передаваемого ими движения от ведомых звеньев.

4. Разработана методика оптимального распределения общего передаточного отношения по всем ступеням механической передачи обеспечивающая минимизации приведённой силы в приводе механизма.

5. Предложена методика определения суммарного приведённого момента на любом предыдущим базовом звене рычажно-стержневого механизма. Даны рекомендации для разработки новой конструкции рычагов приводных коромысел для снижения диссипативных нагрузок на коромысле привода МРД.

6. Проведен анализ видов и конструкций современных ремизных рам (РР) под пластинчатые и витые галева, выпускаемые различными производителями.

Для всего размерного ряда ТМ определены нагрузки от веса РР и ремизок (РР + комплект галев) на замки МРД. Выявлено, что весовые, и инерционные нагрузки на замки РР распределены неравномерно, что необходимо учитывать при расчете и проектировании ремизных рам и МРД всего типоразмерного ряда ТМ типа СТБ(У).

7. Предложены формулы расчёта кинето-статических нагрузок в опорном шарнире ремизки по восьми характерным участкам ее движения. Показано, что максимальная нагрузка в опорном шарнире ремизки развивается при её подъёме от выстоя внизу до заступа и при опускании ремизки от заступа до положения выстоя внизу.

9. Проведен динамический анализ для двухмассовой модели. Определены амплитудно-частотные характеристики, коэффициент динамичности и коэффициент K_{ϕ} , определяющий отстройку частоты возбуждения от собственной частоты в зависимости от скорости вращения главного вала ТМ для трех законов движения ЗОМ. Рекомендуется использовать в приводе ЗОМа закон модифицированной трапеции с учетом зоны нечувствительности.

10. Предложены новая кинематическая схема ЗОМа ТМ типа СТБ(У) с учетом оптимального передаточного отношения и снижения числа избыточных связей и модернизированные конструкции узлов МРД, обеспечивающие большую устойчивость, надежность и долговечность работы механизма.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алленова А.П. Автоматические ткацкие станки СТБ. М.: Легпромбытиздат, 1985. 288 с.
2. Анпилогова Н.П., Макаров В.А. Выбор параметром наладки зевобразующих механизмов станков СТБ // Текстильная промышленность. 1988, №12. с. 39–42.
3. Анурьев В.И., Справочник конструктора машиностроителя, том 1, 2 и 3. – М.: Машиностроение, 1978.
4. Арнаутков П.Н., Варнаков М.Я. Ткацкие автоматические станки СТБ. М.: Легкая индустрия, 1973. 216 с.
5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1988. 640 с.
6. Ахунбабаев О. А. Исследование сматывания нити основы с ткацкого навоя при выработке тканей из натурального шелка // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2008, № 2. с.73–76.
7. Бабичев А.П., Бабушкина Н.А., Братковский А.М. и др. Под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. Физические величины: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
8. Бардарин Е., Вролцавски З. Исследование колебательной системы основаремизка в применении к многозевному ткацкому станку. Pregt. Wlok., №8-9. 1970. с. 400–401.
9. Батурин А.Т. Детали машин. М.: МАШГИЗ. 1959. с. 425
- 10.Беляев Н.М., Сопротивление материалов. Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1976. 608 с.
- 11.Буданов К.Д., Мартиросов А.А., Попов Э.А., Туваева А.А. Основы теории, конструкции и расчет текстильных машин. М.: Машиностроение, 1975. 390 с.
- 12.Васильева Е.Г., Ерохин Ю.Ф., Сокерин Н.М., Карева Т.Ю. Усовершенствование кулачкового зевобразовательного механизма на бесчелночном ткацком станке // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. № 2, 2001. с. 66–69.

13. Васильченко В.Н. Исследование процесса прибой утка. – М.: Гизлегпром, 1959г. с. 19, 50–57.
14. Гордеев В.А. Динамика механизмов отпуска и натяжения основы ткацких станков. М.: Легкая индустрия, 1965. 228 с.
15. Гордеев В.А., Волков П.В.. Ткачество. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984.
16. Гернет М.М. и Ратобильский В.Ф. Определение моментов инерции. М.: Машгиз, 1969. 250 с.
17. Григорьев А.В. Динамическая оценка механизмов ремизного движения ткацких станков с использованием механических цепей. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. – М.: 2000. 239 с.
18. Гузенков П. Г. Детали машин – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 1982. 351 с.
19. Дицкий А.В., Малафеев Р.М., Терентьев В.И., Туваева А.А. Основы проектирования машин ткацкого производства. Под общей редакцией Дицкого А.В. М.: Машиностроение, 1983. 320 с.
20. Дрохлянский И.М. Деформации при зевобразовании на станках СТБ. М., Текстильная промышленность, 1971, № 7. с. 41–43.
21. Ефремов Е.Д., Пашкова Г.Ф. О разнотяннутости верхней и нижней ветвей зева // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 1987, №3, с. 43–46.
22. Ефремов Е.Д., Ефремов Д.Е., Пашкова Т.Ф., Шутов С.А. Взаимодействие основной нити с галевом ремизки // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. № 5, 1987, с. 49–51.
23. Ефремов С.М. Автоматические ткацкие станки (Устройство, монтаж, ремонт и наладка) М.: Легкая индустрия, 1969. 248 с.
24. Зиновьев Вл. А. Теория механизмов и маши. М.: Машгиз, 1959. 188 с.
25. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. 12-е изд. М.: Высш. шк, 2008. 408 с.

- 26.Игнатов В.В. Получение информации по тензограмме // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. №1, 1997г., с. 83–85.
- 27.Каган В.М., Андреев А.Ф. Алгоритмы кинематического и силового расчета двухповодковых и трехповодковых групп // Алгоритмы проектирования схем механизмов. М.: Наука, 1979. с. 102–125.
- 28.Ковалева О.С., Хозина Е.Н., Макаров В.А. Влияние основных характеристик ткацких машин типа СТБ и СТБУ на их теоретическую производительность // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2006, № 3. с. 93–98.
- 29.Ковалева О.С., Хозина Е.Н., Макаров В.А. Рекомендации по наладке ткацких машин СТБ // В мире оборудования. 2005, № 8. с. 14–16.
- 30.Комарова Т.А. О точности расчета деформации основы вследствие зевобразования // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 1987, № 4, с. 51–55.
- 31.Коритыцкий Я.И. Динамика упругих систем текстильных машин. М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. 272 с.
- 32.Коритыцкий Я.И. Колебания в текстильных машинах. М.: Машиностроение. 1973. 320 с.
- 33.Корн Г., Корн Т., Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984. 831 с.
- 34.Королёв А.Н., Терентьев В.И. Исследование натяжения основы на высокоскоростном ткацком станке // Известия вузов. Технология текстильной промышленности, №3, 2012г., с. 100–101.
- 35.Коянг Феуда ДЕП. Зевобразовательные механизмы ткацких станков (обзор), Ленинградский институт текст. и легкой промышленности. Л, 1985. 29 с., ил. библиогр. 43 назв. Рукопись дер. ЦНИИТЭИЛЕГПРОМ 7.02.1985 г.
- 36.Кузовкин К.С., Данилов В.В., Курочкин В.Н. Опыт работы на станках СТБМ.: Легкая индустрия, 1968. 190 с.

37. Кукин Г.Н., Соловьев А.Н. Текстильное материаловедение. Часть 2. – М.: Легкая индустрия. 1964. 380 с.
38. Лебзак А.В. Разработка подсистем автоматизированного проектирования кулачково-рычажного зевобразовательного механизма скоростных ткацких станков типа СТБ: Диссертационная работа на соискание ученой степени канд. техн. наук. М.: МГТУ им. А.Н. Косыгина, 2004. – 169 с.
39. Левицкий Н.И. Теория механизмов и машин. М., Наука, 1979. 574 с.
40. Лусгартен Н.В., Лапшин В.В., Волкова Н.Е. Определение деформации характеристик нитей основы в системе заправки ткацкого станка // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2004. №5. с. 40–43.
41. Лусгартен Н.В., Лаучинскас М.Н., Боровикова Л.Ю., Самакова О.А. Взаимосвязь свойств пряжи и обрывности основы по зонам ткацкой машины // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 1998, №5, С. 42...45.
42. Лясич В.А., Кулемкин Ю.В., Макаров В.А. Исследование структуры зевобразующих механизмов ткацких станков СТБ // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. – 2006, №6. с.100–102.
43. Макаров А.И. и др. Основы проектирования текстильных машин. Изд.2.- М.: Машиностроение, 1976. 323 с.
44. Макаров В.А., Хозина Е.Н., Гаврилов А.Н. Анализ распределения передаточного отношения по ступеням механизма привода ремиз // Химические волокна, 2013. №4. с. 46–51.
45. Макаров В.А., Хозина Е.Н., Гаврилов А.Н. Использование четырёхзвенников в качестве элементов рычажно-стержневой трансмиссии зевобразующих механизмов ткацких машин // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2012 №3, с. 102–108.
46. Макаров В.А., Хозина Е.Н., Гаврилов А.Н. Классификация зевобразовательных механизмов по структурным звеньям // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2012 №2, с. 120–125.

- 47.Макаров В.А., Хозина Е.Н., Ковалева О.С. Производительность ткацких машин с микропрокладчиком: по ГОСТ, в рекламе, на практике // В мире оборудования. 2006, № 2. с. 26–29.
- 48.Макаров В.А., Хозина Е.Н., Лебзак А.В. Анализ работы кулачковой (пятой) коробки привода зевобразующего механизма скоростных ткацких станков СТБ // Текстильная промышленность. 2003, № 5, с. 55–57.
- 49.Макаров В.А., Хозина Е.Н., Лебзак А.В. Влияние положения заступа на величину открываемого зева. Текстильная промышленность. № 4, 2004. с. 68–73.
- 50.Макаров В.А., Лебзак А.В., Хозина Е.Н. Методика анализа законов движения применяемых в приводе зевобразующих механизмов ткацкого станка. // Известия вузов. Технология текстильной промышленности, №5, 2004г., с. 76– 80.
- 51.Макаров В.А., Хозина Е.Н., Лебзак А.В. О выборе закона движения, применяемого в приводе зевобразующего механизма (ЗОМ) ткацкого станка // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2004. №6. с. 83–87.
- 52.Макаров В.А., Хозина Е.Н., Лебзак А.В. САПР для расчета наладочных параметров кулачковой коробки по заданному технологическому зеву // В мире оборудования / Легпромбизнес. № 5, 2004. с. 28–30.
- 53.Макаров В.А., Хозина Е.Н., Романов П.Г., Ковалева О.С. Исследование характера развития функции перемещения ведомого звена кулачковых механизмов ткацкой машины станка // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2009, №3. с. 87–91.
- 54.Малафеев Р.М., Светик Ф.Ф. Машины текстильного производства. М.: МГФ «Знание» и «Машиностроение», 2002. 420 с.
- 55.Малышев А.П., Воробьев П.А. Механика и конструктивные расчеты ткацких станков. М.: Машгиз, 1962. 552 с.
- 56.Мартынов И.А., Мещеряков А.В., Корнев Б.И. Динамика приводов ткацких машин М.: МГТУ им. А.Н. Косыгина. 2002. 352 с.

57. Мигушов И.И. Механика текстильной нити и ткани. М.: Легкая индустрия. 1980. 160 с.
58. Митропольский Б.И., Любовецкий В.П., Фомченко Б.Р. Проектирование ткацких станков. Л.: Машиностроение, 1972. 208 с.
59. Оников Э.А., Букаев П.Т., Алленова А.П. и др.: под общ. ред. Оникова Э.А. Справочник по хлопкоткачеству - М.: Легкая индустрия, 1979. 487 с.
60. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: В 2-х кн. Кн. 1 / Под ред. П.Е. Учаева. Изд. 3-е испр. - М.: Машиностроение, 1988. 560 с.
61. Ормирод А. Современное приготовительное и ткацкое оборудование. – М.: Легпромбытиздат, 1987. 216 с.
62. Орнатская В.А., Селиверстова М.С. «Зевообразовательный механизм станка фирмы «Зульцер». Известия вузов «Машиностроение», 1959, № 5. с. 29–31.
63. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Л.: Политехника. 1990. 272 с.
64. Пекарь Ж.В. Исследование изгибных колебаний планок ремизных рам высокоскоростных ткацких машин. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. / МГТУ им. А.Н. Косыгина. М.: 1999. 140 с.
65. Петров В.В. Надежность текстильных машин: Учебник. М.: МГТУ им. А.Н. Косыгина. 2005. 258 с.
66. Попов Э.А., Квартин Л.М. Динамика текстильных машин. М.: МГТУ, 2001. 247 с.
67. Попов Э.А., Хозина Е.Н. Анализ динамики ремизного движения станка СТБ с кареткой типа КРУ // Технология текстильной промышленности / Известия высших учебных заведений. № 4, 1994. с. 71–76.
68. Раков М. М., Автоматизированный анализ плоских механизмов. Учебное пособие, часть 1, – М.: МТИ, 56 с.
69. Рейфснейдер К. Повреждение конструкций из композитов в процессе эксплуатации // Прикладная механика композитов. – М., Мир, 1989г., с. 108...142.

70. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. М.: Машиностроение, 1972, 256 с.
71. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. М.: Машиностроение 1979 г. 334 с.
72. Розанов Ф. М., Власов П. В., Павлова М. И. Технология ткачества. Ч.1. М.: Легкая индустрия, 1966. 232 с.
73. Саввин О.А., Титов С.Н. Анализ взаимодействия между подвижным скалом и упругой системой заправки ткацкого станка // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2004, №6. с. 88–92.
74. Садыкова Ф.Х. и др. Текстильное материаловедение и основы текстильных производств. М.: Легкая промышленность и бытовое обслуживание, 1989. 288 с.
75. Севостьянов А.Г. и др. Механическая технология текстильных материалов М.: Легпромбытиздат. 1989 . 512 с.
76. Седель О.Я. Исследование механизма зевобразования ткацких станков типа СТБ. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. / Моск. текст. ин-т. М.: 1974. 162 с.
77. Седель О.Я., Агапова И.И., Определение деформаций звеньев ЗОМ станков СТБ., Курский политехнический институт. Курск, 1983. 13 с. Библ. 2 назв., ил. (Рукопись деп. в ЦНИИТЭИлегпром. 21.04.83, №731 лп – Д83).
78. Секованова Л.А. Метод оценки контактных напряжений при взаимодействии основной нити с глазком галева // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. №3, 2004г., с. 51–55.
79. Степанов Г.В., Быкадоров Р.В. Станки СТБ: устройство и обслуживание. М.: Легпромбытиздат, 1985. 215 с.
80. Степанов С.Г., Малмин Н.А., Степанов Г.В. Динамика изменения натяжения основы. // Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 2004, №4. с. 41–45.

81. Степанов С.Г., Степанов О.С. Колебания нитей основы в фазе застуха // Известия вузов. Технология текстильной промышленности, №3, 2005г., с. 50–54.
82. Сурков Б.А., Сидоров В.Ю., Макаров В.А., Оников Э.А. Использование геометрии зоны формирования ткани для определения величины приборной полосы // Известия вузов. Технология текстильной промышленности № 3., 2004, с. 45...48.
83. Сурков Б.А., Сидоров В.Ю., Макаров В.А., Оников Э.А. Формализация кривых кромочных линий для определения границы зоны формирования ткани // Известия вузов. Технология текстильной промышленности № 6., 2003, с. 40...42.
84. Талавашек О., Сватый В. Бесчелночные ткацкие станки. Пер. с чешского. М.: Легпромбытиздат, 1985. 335 с.
85. Терентьев В.И. Механизмы передачи движения от журавлей к ремизкам. М.: ЦНИИТЭИЛегпром. Ткачество. 1970, №6.
86. Терентьев В.И. Технологическая нагрузка ЗОМ ткацких станков. МТИ. – М., 1988. – 14 с. Деп. в ЦНИИТЭИЛегпром 10.10.88 № 2577-лп 88.
87. Терентьев В.И. Развитие теории зевобразования и разработка универсального метода проектирования зевобразовательных механизмов ткацких станков. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук // Моск. текст. ин-т. М., 1989.
88. Терентьев В.И., Казанская И.Ю. Классификация зевобразовательных механизмов с гибкими звеньями // Технология текстильной промышленности / Известия высших учебных заведений. 2009, №3. с. 91–94.
89. Терентьев В.И., Урсков Ю.И. Расчет и проектирование зевобразовательных механизмов. М.: РИО МТИ. 1985. 69 с.
90. Терентьев В.И., Хозина Е.Н. Проектирование цикловой диаграммы зевобразовательного механизма бесчелночных ткацких станков // Технология текстильной промышленности / Известия высших учебных заведений. № 4, 1987. с. 87–90.

91. Топилин А.П. и др. Высокопроизводительные станки типа СТБ. М., ЦНИИ-ТЭИлегпищемаш, 1969. 111 с.
92. Торицын С.В. Предпроектный динамический расчет ЗОМ с пружинно-кулачковым приводом ремизных рам широкого ткацкого станка // Расчет и проектирование механизмов современных ткацких станков. М., 1985, с. 19–27.
93. Успасских С.М., Уткина З.Б. Графоаналитическое исследование движения ремизок и берда ткацких станков типа СТБ. СПб институт текстильной и легкой промышленности, 1992, - 10 с., ил. Деп. в ЦНИИТЭИлегпром 27.07.92, № 3566-лп 92.
94. Фаворин М.В. Моменты инерции тел. Справочник. М.: Машиностроение, 1970. 312 с.
95. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. 8-е изд., стер. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. 560 с.
96. Фролов К.В., Попов С.А., Пуш А.В., Мусатов А.К. Теория механизмов и механика машин. Учебник для ВУЗов 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. 500 с.
97. Хозина Е.Н., Лебзак А.В. Влияние работы привода зевобразующего механизма на процесс ткачества. Научно-производственный журнал «Вестник ДИТУД». Дмитровград, 2003, № 3, с. 22–26.
98. Худилайнен М.И., Никитина Л.Н. Проблемы существования текстильной промышленности в нестабильных рыночных условиях // Текстильная промышленность. 2006, №11, с.14–17.
99. Чугин В.В., Ялинич С.М. Неравномерность натяжения нитей ремизками в фазе открытого зева в цикле зевобразования. Известия вузов. Технология текстильной промышленности. 1987, № 4, с. 49–51.
100. Щербаков В.П. Прикладная механика нити Учебное пособие. М.: РИО МГТУ им. А. Н. Косыгина. 2001. 301 с.
101. He Minying. A study on the designing of the conjugate cam mechanism of looms. «J China Text. Univ. (Eng. Ed.)», 1987, № 1, s. 33–38.

102. Wimalaweera W., Weinsdorfer H. Einfluss des webegeschirres auf den webevorgang und die jazz beanspruchung // Melliand textilberichte. 1987. v. 68. № 10, s. 721–727.
103. Композиционные материалы. Справочник. – Киев. Наукова Думка, 1985г.
104. Станки ткацкие бесчелночные с малогабаритными прокладчиками утка. Руководство по эксплуатации. – М.: Внешторгиздат, 1982г.
105. Проспект ОАО «Текстильмаш». Технические характеристики ткацких машин типа СТБ. – Чебоксары, издательский заказ №823-92.
106. Проспекты фирм: МЭЗ–1, «Тэксо», «Ремиз», «Элитекс», «Гроб».
107. Проспект фирмы «Gebrüder Sulzer», «Aktiengesellschaft Winterthur», Schweiz.
108. ГОСТ 7.0.11— 2011 Система стандартов информации, библиотечному и издательскому делу. Диссертация и автореферат диссертации. Структура и правила оформления. – М.: Стандартинформ, 2012, 16 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Характеристики зевов

Таблица 1

Значения параметров минимально-возможного зева основы из нитей различного вида

№	Виды нитей основы	r_{OP}	γ_{OP}	γ_{MP}	$\gamma_{ЗЕВ}^{МИН}$	$\alpha_{ЗЕВ}^{МИН}$
1	Шелк синтетический	1,3	1,894 ⁰	4,667 ⁰	6,56 ⁰	13,12 ⁰
2	Шелк натуральный	1,5	2,186 ⁰	4,667 ⁰	6,85 ⁰	13,70 ⁰
3	Вискоза	1,7	2,477 ⁰	4,667 ⁰	7,15 ⁰	14,30 ⁰
4	Х/б пряжа (безверетенная)	2,0	2,915 ⁰	4,667 ⁰	7,58 ⁰	15,16 ⁰
5	Льняная пряжа	2,2	3,207 ⁰	4,667 ⁰	7,87 ⁰	15,74 ⁰
6	Шерсть гребенная	2,4	3,498 ⁰	4,667 ⁰	8,17 ⁰	16,34 ⁰
7	Шерсть аппаратная	2,6	3,790 ⁰	4,667 ⁰	8,46 ⁰	16,92 ⁰

Таблица 2

Минимальные установочные зева основы для нитей различного вида

№	Параметр	Виды основных нитей		
		мононить	маловорсистая пряжа	ворсистая пряжа
1	Минимальный угол зева $\alpha_{ЗЕВ}^{МИН}$, град	14 ⁰	15 ⁰ ÷16 ⁰	17 ⁰
2	Максимальный угол зева $\alpha_{ЗЕВ}^{МАКС}$, град	32,5 ⁰	32,5 ⁰	32,5 ⁰
3	Минимальная высота зева по 1-ой ремизки h1, мм	16,4 ⁰	17,6 ⁰ ÷18,8 ⁰	20,0 ⁰
4	Минимальная высота зева по 10-ой ремизки h10, мм	30,0 ⁰	32,0 ⁰ ÷34,0 ⁰	36,0 ⁰

Таблица 3

Значение максимально-возможных углов зева на ТМ СТБ(У) всех заправочных ширин Лтм, определяемые положением замков крышки транспортера прокладчиков

№	l_{Ti} , мм	$h_i^{МАКС}$	$\gamma_{ЗЕВ.МАКС}^{ПРДЛ}$	$h_i^{ЗЕВ}$	$\gamma_{ЗЕВ}^{МАКС}$	$\alpha_{ЗЕВ.МАКС}^{ПРДЛ}$	$\alpha_{ЗЕВ}^{МАКС}$
1	76,5+16=92,5	28,0	16,841 ⁰	27,0	16,272 ⁰	33,7 ⁰	32,5 ⁰
2	76,5+22=98,5	30,0	16,939 ⁰	28,5	16,137 ⁰	33,9 ⁰	32,3 ⁰
3	76,5+32=108,5	34,5	17,639 ⁰	32,5	17,639 ⁰	35,3 ⁰	35,3 ⁰

Таблица 4

Геометрические параметры минимально-возможного зева на ТМ типа СТБ(У)

№ ремиз	L_i , мм	$h_{ЗЕВ_i}^{МИН}$ при $\gamma_{ЗЕВ}^{МИН} = 7,5^0$, мм	$h_{ЗЕВ.МАКС}^{ПРДЛ}$ при $\gamma_{ЗЕВ.МАКС}^{ПРДЛ} = 16,9^0$, мм	$\pm \Delta_{ЗЕВ_i}$, мм	$\gamma_{ЗЕВ}^{СРЕД}$, град	$h_{ЗЕВ_i}^{СРЕД}$, мм
1	133,5	17,6	40,6	$\pm 11,50$	12,286 ⁰	29,1
2	145,5	19,2	44,2	$\pm 12,50$		31,7
3	157,5	20,7	47,9	$\pm 13,60$		34,3
4	169,5	22,3	51,5	$\pm 14,60$	12,286 ⁰	36,9
5	181,5	23,9	55,2	$\pm 15,65$		39,5
6	193,5	25,5	58,8	16,65		42,2
7	205,5	27,0	62,4	$\pm 17,70$	12,286 ⁰	44,8
8	217,5	28,6	66,1	$\pm 18,75$		47,4
9	229,5	30,2	69,7	$\pm 19,75$		50,0
10	241,5	31,8	73,4	$\pm 20,80$	12,286 ⁰	52,6

Таблица 5

Высоты зева для 1÷10 ремизок при условии симметричного зева т совпадении положения линии заступов основы (ЛЗО) с горизонталью ткацкой машины (ГТМ)

Вид зева	Виды симметричного зева		
$h_i^{ЗЕВ}$	Минимально-возможный	Средний технологический	Максимально-возможный
Высота зева, мм	$h_{ЗЕВ_i}^{МИН}$	$h_{ЗЕВ_i}^{СРЕД}$	$h_{ЗЕВ_i}^{МАКС}$
1	18,0	29,0	40,0
2	19,0	32,0	43,5
3	21,0	34,0	47,0
4	22,0	37,0	51,0
5	24,0	40,0	54,5
6	26,0	42,0	58,0
7	27,5	45,0	62,0
8	28,0	47,5	66,0
9	30,0	50,0	70,0
10	32,0	52,5	73,0

Таблица 6

Перемещение ремизки (ремизной рамы) от её среднего положения при заступе основы на ГТМ до положения минимально и максимально открытых зевов на ТМ типа СТБ(У)

№ ремиз	$h_{ЗЕВ}^{МИН}$ при $\gamma_{ЗЕВ}^{МИН} = 7,5^0$, мм	$h_{ЗЕВ.МАКС}^{ПРДЛ}$ при $\gamma_{ЗЕВ.МАКС}^{ПРДЛ} = 16,9^0$, мм	$\pm \Delta_{ЗЕВ_i}$, мм	$\pm S_{РЕМ}^{СРДН}$; чистый зев, мм	$\pm S_{РЕМ}^{МАКС}$; чистый зев, мм	$\pm S_{РЕМ}^{МИН}$; чистый зев, мм
1	17,6	40,6	$\pm 11,50$	$\pm 32,60$	$\pm 44,10$	$\pm 21,10$
2	19,2	44,2	$\pm 12,50$	$\pm 35,20$	$\pm 47,70$	$\pm 22,70$
3	20,7	47,9	$\pm 13,60$	$\pm 37,80$	$\pm 51,40$	$\pm 24,20$
4	22,3	51,5	$\pm 14,60$	$\pm 40,40$	$\pm 55,00$	$\pm 25,80$
5	23,9	55,2	$\pm 15,65$	$\pm 43,00$	$\pm 58,70$	$\pm 27,40$
6	25,5	58,8	$\pm 16,65$	$\pm 45,70$	$\pm 62,30$	$\pm 29,00$
7	27,0	62,4	$\pm 17,70$	$\pm 48,30$	$\pm 65,90$	$\pm 30,50$
8	28,6	66,1	$\pm 18,75$	$\pm 50,90$	$\pm 69,60$	$\pm 32,10$
9	30,2	69,7	$\pm 19,75$	$\pm 53,50$	$\pm 73,20$	$\pm 33,70$
10	31,8	73,4	$\pm 20,80$	$\pm 56,10$	$\pm 76,90$	$\pm 35,30$
11	33,4	77,0	$\pm 21,80$	$\pm 58,70$	$\pm 80,50$	$\pm 36,90$
12	35,0	80,7	$\pm 22,85$	$\pm 61,30$	$\pm 84,20$	$\pm 38,50$
13	36,5	84,3	$\pm 23,90$	$\pm 63,90$	$\pm 87,80$	$\pm 40,00$
14	38,1	88,0	$\pm 24,95$	$\pm 66,50$	$\pm 91,50$	$\pm 41,60$
15	39,7	91,6	$\pm 25,95$	$\pm 69,20$	$\pm 95,10$	$\pm 43,20$
16	41,3	95,3	$\pm 27,00$	$\pm 71,80$	$\pm 98,80$	$\pm 44,80$
17	42,9	98,9	$\pm 28,00$	$\pm 74,40$	$\pm 102,40$	$\pm 46,40$
18	44,4	102,6	$\pm 29,10$	$\pm 77,00$	$\pm 106,10$	$\pm 47,90$

Таблица 7

Значения передаточных отношений "кулачек - среднее перемещение ремизки

$2 \cdot \Delta S_{РЕМ}^{СРДН}$, при $\Delta S_{КУЛ} = \pm 14,0$ мм

№ ремиз	$i_{РР-КУЛ}^{СРДН}$, ед.	$i_{РР-КУЛ}^{МАКС}$, ед.	$i_{РР-КУЛ}^{МИН}$, ед.	$\pm \Delta i_{РР-КУЛ}^{МИН-МАКС}$, ед.
1	2,0785	3,1500	1,5071	$\pm 0,8214$
2	2,2642	3,4071	1,6214	$\pm 0,8928$
3	2,4500	3,6714	1,7285	$\pm 0,9714$
4	2,6357	3,9285	1,8428	$\pm 1,0428$
5	2,8214	4,1928	1,9571	$\pm 1,1178$
6	3,0142	4,4500	2,0714	$\pm 1,1892$
7	3,2000	4,7071	2,1785	$\pm 1,2642$
8	3,3857	4,9714	2,2928	$\pm 1,3392$
9	3,5714	5,2285	2,4071	$\pm 1,4107$
10	3,7571	5,4928	2,5214	$\pm 1,4857$

**Определение величины относительного удлинения основы
при зевобразовании**

1. $l_0^H = L_0^H = L_i + L_{33i} = 2L_{10} = 492 \text{ мм}$
2. $h_i = L_i * \operatorname{tg} (\alpha_{33i}/2) = L_i * \operatorname{tg} 15^\circ$
 - 1) $h_1 = 138 * \operatorname{tg} 15^\circ = 138 * 0.286 = 36.98 \text{ мм}$
 - 2) $h_2 = 150 * \operatorname{tg} 15^\circ = 150 * 0.286 = 40.19 \text{ мм}$
 - 3) $h_3 = 162 * \operatorname{tg} 15^\circ = 162 * 0.286 = 43.41 \text{ мм}$
 - 4) $h_4 = 174 * \operatorname{tg} 15^\circ = 174 * 0.286 = 46.62 \text{ мм}$
 - 5) $h_5 = 186 * \operatorname{tg} 15^\circ = 186 * 0.286 = 49.84 \text{ мм}$
 - 6) $h_6 = 198 * \operatorname{tg} 15^\circ = 198 * 0.286 = 53.05 \text{ мм}$
 - 7) $h_7 = 210 * \operatorname{tg} 15^\circ = 210 * 0.286 = 56.27 \text{ мм}$
 - 8) $h_8 = 222 * \operatorname{tg} 15^\circ = 222 * 0.286 = 59.49 \text{ мм}$
 - 9) $h_9 = 234 * \operatorname{tg} 15^\circ = 234 * 0.286 = 62.70 \text{ мм}$
 - 10) $h_{10} = 246 * \operatorname{tg} 15^\circ = 246 * 0.286 = 65.92 \text{ мм}$
3. $L_{33i} = 2L_{10} - L_i$
 - 1) $L_{331} = 492 - 138 = 354 \text{ мм}$
 - 2) $L_{332} = 492 - 150 = 342 \text{ мм}$
 - 3) $L_{333} = 492 - 162 = 330 \text{ мм}$
 - 4) $L_{334} = 492 - 174 = 318 \text{ мм}$
 - 5) $L_{335} = 492 - 186 = 306 \text{ мм}$
 - 6) $L_{336} = 492 - 198 = 294 \text{ мм}$
 - 7) $L_{337} = 492 - 210 = 282 \text{ мм}$
 - 8) $L_{338} = 492 - 222 = 270 \text{ мм}$
 - 9) $L_{339} = 492 - 234 = 258 \text{ мм}$
 - 10) $L_{3310} = 492 - 246 = 246 \text{ мм}$
4. $l_{\Pi 3i}^H = L_i / \cos (\alpha_{33i}/2) = L_i / \cos 15^\circ$
 - 1) $l_{\Pi 31}^H = 138 / \cos 15^\circ = 142.87 \text{ мм}$
 - 2) $l_{\Pi 32}^H = 150 / \cos 15^\circ = 155.29 \text{ мм}$
 - 3) $l_{\Pi 33}^H = 162 / \cos 15^\circ = 167.72 \text{ мм}$
 - 4) $l_{\Pi 34}^H = 174 / \cos 15^\circ = 180.14 \text{ мм}$
 - 5) $l_{\Pi 35}^H = 186 / \cos 15^\circ = 192.56 \text{ мм}$
 - 6) $l_{\Pi 36}^H = 198 / \cos 15^\circ = 204.99 \text{ мм}$
 - 7) $l_{\Pi 37}^H = 210 / \cos 15^\circ = 217.41 \text{ мм}$
 - 8) $l_{\Pi 38}^H = 222 / \cos 15^\circ = 229.83 \text{ мм}$
 - 9) $l_{\Pi 39}^H = 234 / \cos 15^\circ = 242.26 \text{ мм}$
 - 10) $l_{\Pi 310}^H = 246 / \cos 15^\circ = 254.68 \text{ мм}$
5. $l_{33i}^H = L_{33i} / \cos (\operatorname{arctg} h_i / L_{33i})$
 - 1) $l_{331}^H = 354 / \cos (\operatorname{arctg} 36.98/354) = 355.93 \text{ мм}$
 - 2) $l_{332}^H = 342 / \cos (\operatorname{arctg} 40.19/342) = 344.35 \text{ мм}$

- 3) $l_{333}^H = 330 / \cos (\operatorname{arctg} 43.41/330) = 332.84 \text{ мм}$
 - 4) $l_{334}^H = 318 / \cos (\operatorname{arctg} 46.62/318) = 321.40 \text{ мм}$
 - 5) $l_{335}^H = 306 / \cos (\operatorname{arctg} 49.84/306) = 310.03 \text{ мм}$
 - 6) $l_{336}^H = 294 / \cos (\operatorname{arctg} 53.05/294) = 298.75 \text{ мм}$
 - 7) $l_{337}^H = 282 / \cos (\operatorname{arctg} 56.27/282) = 287.56 \text{ мм}$
 - 8) $l_{338}^H = 270 / \cos (\operatorname{arctg} 59.49/270) = 276.48 \text{ мм}$
 - 9) $l_{339}^H = 258 / \cos (\operatorname{arctg} 62.70/258) = 265.51 \text{ мм}$
 - 10) $l_{3310}^H = 246 / \cos (\operatorname{arctg} 65.92/246) = 254.67 \text{ мм}$
6. $\sum l_i^H = l_{\text{пзи}}^H + l_{33i}^H$
- 1) $\sum l_1^H = 142.87 + 355.93 = 498.80 \text{ мм}$
 - 2) $\sum l_2^H = 155.29 + 344.35 = 499.64 \text{ мм}$
 - 3) $\sum l_3^H = 167.72 + 332.84 = 500.56 \text{ мм}$
 - 4) $\sum l_4^H = 180.14 + 321.40 = 501.54 \text{ мм}$
 - 5) $\sum l_5^H = 192.56 + 310.03 = 502.59 \text{ мм}$
 - 6) $\sum l_6^H = 204.99 + 298.75 = 503.74 \text{ мм}$
 - 7) $\sum l_7^H = 217.41 + 287.56 = 504.97 \text{ мм}$
 - 8) $\sum l_8^H = 229.83 + 276.48 = 506.31 \text{ мм}$
 - 9) $\sum l_9^H = 242.26 + 265.51 = 507.77 \text{ мм}$
 - 10) $\sum l_{10}^H = 254.68 + 254.67 = 509.35 \text{ мм}$
7. $\lambda_{3i} = \sum l_i^H - l_0^H$ – относительное удлинение
- 1) $\lambda_{31} = 498.80 - 492 = 6.8 \text{ мм}$
 - 2) $\lambda_{32} = 499.64 - 492 = 7.64 \text{ мм}$
 - 3) $\lambda_{33} = 500.56 - 492 = 8.56 \text{ мм}$
 - 4) $\lambda_{34} = 501.54 - 492 = 9.54 \text{ мм}$
 - 5) $\lambda_{35} = 502.59 - 492 = 10.59 \text{ мм}$
 - 6) $\lambda_{36} = 503.74 - 492 = 11.74 \text{ мм}$
 - 7) $\lambda_{37} = 504.97 - 492 = 12.97 \text{ мм}$
 - 8) $\lambda_{38} = 506.31 - 492 = 14.31 \text{ мм}$
 - 9) $\lambda_{39} = 507.77 - 492 = 15.77 \text{ мм}$
 - 10) $\lambda_{310} = 509.35 - 492 = 17.35 \text{ мм}$
8. $\varepsilon_{3i} = (\lambda_{3i} / l_0^H) * 100 \%$ – абсолютное удлинение
- 1) $\varepsilon_{31} = (6.8 / 492) * 100 \% = 1.382 \approx 1.40 \%$
 - 2) $\varepsilon_{32} = (7.64 / 492) * 100 \% = 1.553 \approx 1.55 \%$
 - 3) $\varepsilon_{33} = (8.56 / 492) * 100 \% \approx 1.74 \%$
 - 4) $\varepsilon_{34} = (9.54 / 492) * 100 \% = 1.949 \approx 1.95 \%$
 - 5) $\varepsilon_{35} = (10.59 / 492) * 100 \% = 1.252 \approx 1.25 \%$
 - 6) $\varepsilon_{36} = (11.74 / 492) * 100 \% \approx 2.4 \%$
 - 7) $\varepsilon_{37} = (12.97 / 492) * 100 \% = 2.64 \approx 2.64 \%$
 - 8) $\varepsilon_{38} = (14.31 / 492) * 100 \% = 2.985 \approx 3.00 \%$
 - 9) $\varepsilon_{39} = (15.77 / 492) * 100 \% \approx 3.2 \%$
 - 10) $\varepsilon_{310} = (17.35 / 492) * 100 \% = 3.52 \approx 3.5 \%$

Таблица 8

№ рем	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
L_i , мм	138	150	162	174	186	198	210	222	234	246
h_i , мм	36.98	40.19	43.41	46.62	49.84	53.05	56.27	59.49	62.70	65.92
$L_{зи}$, мм	354	342	330	318	306	294	282	270	258	246
$L_{зи}^H$, мм	142.87	155.29	167.72	180.14	192.56	204.99	217.41	229.83	242.26	254.68
$L_{зи}^H$, мм	355.93	344.35	332.84	321.40	310.03	298.75	287.56	276.48	265.51	254.67
$\sum L_i^H$, мм	498.80	499.64	500.56	501.54	502.59	503.74	504.97	506.31	507.77	509.35
$\lambda_{зи}$, мм	6.80	7.64	8.56	9.54	10.59	11.74	12.97	14.31	15.77	17.35
$\varepsilon_{зи}$, %	1.4	1.55	1.74	1.95	2.25	2.4	2.64	3.0	3.2	3.5

Расчет сил натяжения

1. $T_{pi} = T_{запр} + \lambda * C$
Х/б средней толщины
 $T_{запр} = 15 - 24 \approx 20$ г, $C = 0.2$ кг/см

Таблица 9

α_z	T_{pi} , Г	От $T_z^{\min}$, %	От $T_{запр}$, %
33°40'	$T_{10} = 20 + 20.05 * 0.2 = 24.01$	115.54	120.35
30°	$T_{10} = 20 + 17.35 * 0.2 = 24.01$	112.95	117.35
28°	$T_{10} = 20 + 15.12 * 0.2 = 24.01$	110.78	115.1
26°	$T_{10} = 20 + 13.04 * 0.2 = 24.01$	108.81	113.05
24°	$T_{10} = 20 + 11.05 * 0.2 = 24.01$	106.88	111.05
22°	$T_{10} = 20 + 9.10 * 0.2 = 24.01$	105.0	109.1
20°	$T_{10} = 20 + 7.53 * 0.2 = 24.01$	103.51	107.55
18°	$T_{10} = 20 + 6.04 * 0.2 = 24.01$	102.07	106.05
15°20'	$T_{10} = 20 + 3.89 * 0.2 = 24.01$	100.0	103.9

Льняная суровая толщиной 72 Текс сухого прядения

$T_{запр} = 25 - 35 \approx 30$ г, $C = 0.75$ кг/см

Таблица 10

α_z	T_{pi} , Г	От $T_z^{\min}$, %	От $T_{запр}$, %
33°40'	$T_{10} = 30 + 20.05 * 0.75 = 45.04$	136.82	150.1
30°	$T_{10} = 30 + 17.35 * 0.75 = 43.01$	130.65	143.36
28°	$T_{10} = 30 + 15.12 * 0.75 = 41.34$	125.58	137.8
26°	$T_{10} = 30 + 13.04 * 0.75 = 39.78$	120.84	132.6
24°	$T_{10} = 30 + 11.05 * 0.75 = 38.29$	116.31	127.6
22°	$T_{10} = 30 + 9.10 * 0.75 = 36.83$	111.87	122.8
20°	$T_{10} = 30 + 7.53 * 0.75 = 35.65$	108.29	118.8
18°	$T_{10} = 30 + 6.04 * 0.75 = 34.53$	104.89	115.1
15°20'	$T_{10} = 30 + 3.89 * 0.75 = 32.92$	100.0	109.7

Аппаратная шерстяная

$T_{запр} = 50 - 80 \approx 65$ г, $C = 0.1$ кг/с

Таблица 11

α_3	T_{pi}, Γ	От $T_3^{\min}, \%$	От $T_{зап}, \%$
33°40'	$T_{10} = 65 + 20.05 * 0.1 = 67.01$	102.47	103.09
30°	$T_{10} = 65 + 17.35 * 0.1 = 66.74$	102.06	102.67
28°	$T_{10} = 65 + 15.12 * 0.1 = 66.51$	101.71	102.32
26°	$T_{10} = 65 + 13.04 * 0.1 = 66.30$	101.39	102.0
24°	$T_{10} = 65 + 11.05 * 0.1 = 66.11$	101.10	101.7
22°	$T_{10} = 65 + 9.10 * 0.1 = 65.91$	100.79	101.4
20°	$T_{10} = 65 + 7.53 * 0.1 = 65.75$	100.43	101.15
18°	$T_{10} = 65 + 6.04 * 0.1 = 65.60$	100.32	100.9
15°20'	$T_{10} = 65 + 3.89 * 0.1 = 65.39$	100.0	100.6

$$2. F_{\text{техн}} = 2 * T_{10} * \sin \alpha$$

Х/б средней толщины:

$$F_{\text{техн}} = 2 * 24.01 * \sin 33^\circ 40' = 24,23 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 23.47 * \sin 30^\circ = 21,31 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 23.02 * \sin 28^\circ = 19,60 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 22.61 * \sin 26^\circ = 17,96 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 22.21 * \sin 24^\circ = 16,35 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 21.82 * \sin 22^\circ = 14,78 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 21.51 * \sin 20^\circ = 13,29 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 21.21 * \sin 18^\circ = 11,83 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 20.78 * \sin 15^\circ 20' = 9,91 \text{ г}$$

Льняная суровая:

$$F_{\text{техн}} = 2 * 45.04 * \sin 33^\circ 40' = 45,45 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 43.01 * \sin 30^\circ = 39,05 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 41.34 * \sin 28^\circ = 35,20 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 39.78 * \sin 26^\circ = 31,59 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 38.29 * \sin 24^\circ = 28,19 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 36.83 * \sin 22^\circ = 24,95 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 35.65 * \sin 20^\circ = 22,03 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 34.53 * \sin 18^\circ = 19,27 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 32.92 * \sin 15^\circ 20' = 15,7 \text{ г}$$

Аппаратная шерстяная:

$$F_{\text{техн}} = 2 * 67.01 * \sin 33^\circ 40' = 67,62 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 66.74 * \sin 30^\circ = 60,59 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 66.51 * \sin 28^\circ = 56,64 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 66.30 * \sin 26^\circ = 52,66 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 66.11 * \sin 24^\circ = 48,67 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 65.91 * \sin 22^\circ = 44,65 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 65.75 * \sin 20^\circ = 40,64 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 65.60 * \sin 18^\circ = 36,60 \text{ г}$$

$$F_{\text{техн}} = 2 * 65.39 * \sin 15^\circ 20' = 31,19 \text{ г}$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Расчет четырехзвенников

Таблица 1

«Расчёт передаточного отношения параллелограмма»

№	α^0 , град.	β^0 , град.	$\frac{\beta^0}{\alpha^0}$	Δ , %
Положение 1				
1	-30,0000	-30,0000	1,0000	0,00
2	-25,0000	-25,0000	1,0000	0,00
3	-20,0000	-20,0000	1,0000	0,00
4	-15,0000	-15,0000	1,0000	0,00
5	-10,0000	-10,0000	1,0000	0,00
6	-5,0000	-5,0000	1,0000	0,00
7	0,0000	0,0000	1,0000	0,00
8	5,0000	5,0000	1,0000	0,00
9	10,0000	10,0000	1,0000	0,00
10	15,0000	15,0000	1,0000	0,00
11	20,0000	20,0000	1,0000	0,00
12	25,0000	25,0000	1,0000	0,00
13	30,0000	30,0000	1,0000	0,00
i_{CP}			1,0000	
Положение 3				
1	-25,0000	-60,6109	2,4244	42,44
2	-20,0000	-43,6669	2,1833	18,33
3	-15,0000	-31,2737	2,0849	8,49
4	-10,0000	-20,3376	2,0337	3,37
5	-5,0000	-10,0656	2,0131	1,31
6	0,0000	0,0000	2,0000	0,00
7	5,0000	10,0171	2,0034	0,34
8	10,0000	20,3066	2,0306	3,06
9	15,0000	31,0788	2,0719	7,19
10	20,0000	42,7479	2,1373	13,73
11	25,0000	56,0067	2,2402	24,02
i_{CP}			2,1223	
Положение 5				
1	-30,0000	-23,5998	0,7866	3,34
2	-25,0000	-19,7705	0,7908	2,92
3	-20,0000	-15,8833	0,7941	0,44
4	-15,0000	-11,9509	0,7967	2,33
5	-10,0000	-7,9854	0,7985	2,15
6	-5,0000	-3,9981	0,7996	2,04
7	0,0000	0,0000	0,8200	0,00
8	5,0000	3,9981	0,7996	2,04
9	10,0000	7,9850	0,7985	2,15
10	15,0000	11,9486	0,7965	2,35
11	20,0000	15,8757	0,7937	2,63

№	α^0 , град.	β^0 , град.	$\frac{\beta^0}{\alpha^0}$	Δ , %
Положение 2				
1	-30,0000	-41,9863	1,3995	6,51
2	-25,0000	-34,3615	1,3744	4,00
3	-20,0000	-27,1524	1,3576	1,90
4	-15,0000	-20,1933	1,3462	1,18
5	-10,0000	-13,3882	1,3388	0,44
6	-5,0000	-6,6733	1,3346	0,02
7	0,0000	0,0000	1,3344	0,00
8	5,0000	6,6732	1,3346	0,02
9	10,0000	13,3861	1,3386	0,42
10	15,0000	20,1815	1,3454	1,10
11	20,0000	27,1100	1,3555	2,11
12	25,0000	34,2367	1,3694	3,50
13	30,0000	41,6518	1,3883	5,39
i_{CP}			1,3569	
Положение 4				
1	-10,0000	-44,5061	4,4506	40,06
2	-5,0000	-20,4204	4,0840	3,40
3	0,0000	0,0000	4,0500	0,00
4	5,0000	20,3859	4,0771	2,71
5	10,0000	43,5388	4,3538	30,38
i_{CP}			4,2414	
Положение 6				
1	-30,0000	-19,5175	0,6505	1,85
2	-25,0000	-16,3857	0,6554	1,36
3	-20,0000	-13,1885	0,6594	0,53
4	-15,0000	-9,9384	0,6625	0,65
5	-10,0000	-6,6482	0,6648	0,42
6	-5,0000	-3,3310	0,6662	0,28
7	0,0000	0,0000	0,6690	0,00
8	5,0000	3,3309	0,6661	0,29
9	10,0000	6,6472	0,6647	0,43
10	15,0000	9,9332	0,6622	0,68
11	20,0000	13,1716	0,6585	1,05

продолжение таблицы 1

12	25,0000	19,7509	0,7900	3,00	12	25,0000	16,3426	0,6537	1,53
13	30,0000	23,5559	0,7851	3,49	13	30,0000	19,4233	0,6474	2,16
i_{CP}				0,7941	i_{CP}				0,6593
Положение 7					Положение 8				
1	-30,0000	-16,6640	0,5554	2,46	1	-30,0000	-14,5497	0,4849	2,51
2	-25,0000	-14,0041	0,5601	1,99	2	-25,0000	-12,2332	0,4893	2,07
3	-20,0000	-11,2821	0,5641	0,52	3	-20,0000	-9,8603	0,4930	0,50
4	-15,0000	-8,5086	0,5672	1,28	4	-15,0000	-7,4397	0,4959	1,41
5	-10,0000	-5,6953	0,5695	1,05	5	-10,0000	-5,0067	0,5006	0,94
6	-5,0000	-2,8547	0,5709	0,91	6	-5,0000	-2,4976	0,4995	1,05
7	0,0000	0,0000	0,5800	0,00	7	0,0000	0,0000	0,5100	0,00
8	5,0000	2,8546	0,5709	0,91	8	5,0000	2,4975	0,4995	1,05
9	10,0000	5,6939	0,5693	1,07	9	10,0000	4,9800	0,4980	1,20
10	15,0000	8,5014	0,5667	1,33	10	15,0000	7,4311	0,4954	1,46
11	20,0000	11,2585	0,5629	1,71	11	20,0000	9,8326	0,4916	1,84
12	25,0000	13,9449	0,5577	2,23	12	25,0000	12,1641	0,4865	2,35
13	30,0000	16,5366	0,5512	2,88	13	30,0000	14,4026	0,4800	3,00
i_{CP}				0,5638	i_{CP}				0,4928

Таблица 2

«Расчёт передаточного отношения контрпараллелограмма»

№	α^0 , град.	β^0 , град.	$\frac{\beta^0}{\alpha^0}$	Δ , %	№	α^0 , град.	β^0 , град.	$\frac{\beta^0}{\alpha^0}$	Δ , %
Положение 1					Положение 2				
1	-30,0000	-32,9963	1,0998	-9,98	1	-30,0000	-23,0403	0,7680	-1,80
2	-25,0000	-26,2421	1,0496	-4,96	2	-25,0000	-18,9498	0,7579	-0,79
3	-20,0000	-20,4669	1,0233	-2,33	3	-20,0000	-15,0512	0,7525	-0,25
4	-15,0000	-15,1405	1,0093	-0,93	4	-15,0000	-11,2515	0,7501	-0,01
5	-10,0000	-10,027	1,0027	-0,27	5	-10,0000	-7,4947	0,7494	0,05
6	-5,0000	-5,0016	1,0003	-0,03	6	-5,0000	-3,7485	0,7497	0,03
7	0,0000	0,0000	1,0000	0,00	7	0,0000	0,0000	0,7500	0,00
8	5,0000	4,9983	0,9996	0,03	8	5,0000	3,7471	0,7494	0,05
9	10,0000	9,9732	0,9973	0,26	9	10,0000	7,4718	0,7471	0,28
10	15,0000	14,8645	0,9909	0,90	10	15,0000	11,1354	0,7423	0,76
11	20,0000	19,5738	0,9786	2,13	11	20,0000	14,6833	0,7341	1,58
12	25,0000	23,9722	0,9588	4,11	12	25,0000	18,0472	0,7218	2,81
13	30,0000	27,9149	0,9304	6,95	13	30,0000	21,1501	0,7050	4,49
i_{CP}				1,0031	i_{CP}				0,7444
Положение 3					Положение 4				
1	-30,0000	-14,7746	0,4924	0,75	1	-30,0000	-7,2303	0,2410	0,89
2	-25,0000	-12,3427	0,4937	0,62	2	-25,0000	-6,0892	0,2435	0,64
3	-20,0000	-9,9056	0,4952	0,47	3	-20,0000	-4,9151	0,2457	0,42
4	-15,0000	-7,4542	0,4969	0,30	4	-15,0000	-3,7131	0,2475	0,24
5	-10,0000	-4,9846	0,4984	0,15	5	-10,0000	-2,4887	0,2488	0,11
6	-5,0000	-2,4978	0,4995	0,04	6	-5,0000	-1,2485	0,2497	0,03
7	0,0000	0,0000	0,5000	0,00	7	0,0000	0,0000	0,2500	0,00
8	5,0000	2,4973	0,4994	0,05	8	5,0000	1,2484	0,2496	0,03
9	10,0000	4,9772	0,4977	0,22	9	10,0000	2,4874	0,2487	0,12

продолжение таблицы 2

10	15,0000	7,4168	0,4944	0,55
11	20,0000	9,7884	0,4894	1,05
12	25,0000	12,0597	0,4823	1,76
13	30,0000	14,1956	0,4731	2,68
i_{CP}			0,4933	
Положение 5				
1	-30,0000	-52,8081	1,7602	-43,02
2	-25,0000	-37,1969	1,4878	-15,78
3	-20,0000	-28,0887	1,4044	-7,44
4	-15,0000	-20,4575	1,3638	-3,38
5	-10,0000	-13,4373	1,3437	-1,37
6	-5,0000	-6,6763	1,3352	-0,52
7	0,0000	0,0000	1,3344	0,00
8	5,0000	6,6702	1,3340	-0,40
9	10,0000	13,3379	1,3337	-0,37
10	15,0000	19,9331	1,3288	0,11
11	20,0000	26,3125	1,3156	1,43
12	25,0000	32,2689	1,2907	3,92
13	30,0000	37,5602	1,2520	7,73
i_{CP}			1,3754	
Положение 7				
1	-10,0000	-45,2811	4,52811	-52,81
2	-5,0000	-20,4499	4,08998	-8,99
3	0,0000	0,0000	4,0000	0,00
4	5,0000	20,357	4,0714	-7,14
5	10,0000	42,9277	4,29277	-29,27
i_{CP}			4,1964	

10	15,0000	3,7066	0,2471	0,28
11	20,0000	4,8949	0,2447	0,52
12	25,0000	6,0406	0,2416	0,83
13	30,0000	7,1316	0,2377	1,22
i_{CP}			0,2458	
Положение 6				
1	-20,0000	-47,1527	2,3576	-35,76
2	-15,0000	-31,9903	2,1326	-13,26
3	-10,0000	-20,4555	2,0455	-4,55
4	-5,0000	-10,0462	2,0092	-0,92
5	0,0000	0,0000	2,0000	0,00
6	5,0000	10,0309	2,0061	-0,61
7	10,0000	20,1931	2,0193	-1,93
8	15,0000	30,4629	2,0308	-3,08
9	20,0000	40,6230	2,0311	-3,11
i_{CP}			2,0702	

Таблица 3

«Расчёт передаточного отношения трапеции»

№	α^0 , град.	β^0 , град.	$\frac{\beta^0}{\alpha^0}$	Δ , %	№	α^0 , град.	β^0 , град.	$\frac{\beta^0}{\alpha^0}$	Δ , %
Положение 1					Положение 2				
1	-30,0000	-30,0000	1,0000	0,00	1	-30,0000	-22,0474	0,7349	1,51
2	-25,0000	-25,0000	1,0000	0,00	2	-25,0000	-18,4899	0,7395	1,04
3	-20,0000	-20,0000	1,0000	0,00	3	-20,0000	-14,8674	0,7433	0,66
4	-15,0000	-15,0000	1,0000	0,00	4	-15,0000	-11,1942	0,7462	0,37
5	-10,0000	-10,0000	1,0000	0,00	5	-10,0000	-7,4834	0,7483	0,17
6	-5,0000	-5,0000	1,0000	0,00	6	-5,0000	-3,7479	0,7495	0,04
7	0,0000	0,0000	1,0000	0,00	7	0,0000	0,0000	0,7500	0,00
8	5,0000	5,0000	1,0000	0,00	8	5,0000	3,7479	0,7495	0,04
9	10,0000	10,0000	1,0000	0,00	9	10,0000	7,4829	0,7482	0,17
10	15,0000	15,0000	1,0000	0,00	10	15,0000	11,1917	0,7461	0,39
11	20,0000	20,0000	1,0000	0,00	11	20,0000	14,8592	0,7429	0,70
12	25,0000	25,0000	1,0000	0,00	12	25,0000	18,4687	0,7387	1,13
13	30,0000	30,0000	1,0000	0,00	13	30,0000	22,0006	0,7333	1,66
i_{CP}			1,0000		i_{CP}			0,7439	

продолжение таблицы 3

Положение 3				
1	-30,0000	-14,5139	0,4837	1,62
2	-25,0000	-12,2162	0,4886	1,14
3	-20,0000	-9,8534	0,4926	0,73
4	-15,0000	-7,4376	0,4958	0,42
5	-10,0000	-4,9813	0,4981	0,19
6	-5,0000	-2,4976	0,4995	0,05
7	0,0000	0,0000	0,5000	0,00
8	5,0000	2,4975	0,4995	0,05
9	10,0000	4,9805	0,4980	0,19
10	15,0000	7,4333	0,4955	0,44
11	20,0000	9,8396	0,4919	0,80
12	25,0000	12,1817	0,4872	1,27
13	30,0000	14,4404	0,4813	1,87
i_{CP}			0,4932	
Положение 5				
1	-30,0000	-41,9863	1,3995	6,51
2	-25,0000	-34,3615	1,3744	4,00
3	-20,0000	-27,1524	1,3576	2,32
4	-15,0000	-20,1933	1,3462	1,18
5	-10,0000	-13,3882	1,3388	0,44
6	-5,0000	-6,6733	1,3346	0,02
7	0,0000	0,0000	1,3344	0,0
8	5,0000	6,6732	1,3346	0,02
9	10,0000	13,3861	1,3386	0,42
10	15,0000	20,1815	1,3454	1,10
11	20,0000	27,1100	1,3555	2,11
12	25,0000	34,2367	1,3694	3,50
13	30,0000	41,6518	1,3883	5,39
i_{CP}			1,3551	
Положение 7				
1	-10,0000	-44,5061	4,4506	40,06
2	-5,0000	-20,4204	4,0840	3,40
3	0,0000	0,0000	4,0500	0,00
4	5,0000	20,3859	4,0771	2,71
5	10,0000	43,5388	4,3538	30,38
i_{CP}			4,1223	

продолжение таблицы 2

Положение 4				
1	-30,0000	-7,1996	0,2399	1,01
2	-25,0000	-6,0740	0,2429	0,70
3	-20,0000	-4,9088	0,2454	0,46
4	-15,0000	-3,7110	0,2474	0,26
5	-10,0000	-2,4883	0,2488	0,12
6	-5,0000	-1,2485	0,2497	0,03
7	0,0000	0,000	0,2500	0,00
8	5,0000	1,2484	0,2496	0,03
9	10,0000	2,4878	0,2487	0,12
10	15,0000	3,7087	0,2472	0,28
11	20,0000	4,9013	0,2450	0,49
12	25,0000	6,0557	0,2422	0,78
13	30,0000	7,1616	0,2387	1,13
i_{CP}			0,2458	
Положение 6				
1	-25,0000	-60,6109	2,4244	42,44
2	-20,0000	-43,6669	2,1833	18,33
3	-15,0000	-31,2737	2,0849	8,49
4	-10,0000	-20,3376	2,0337	3,37
5	-5,0000	-10,0656	2,0131	1,31
6	0,0000	0,0000	2,0000	0,00
7	5,0000	10,0171	2,0034	0,34
8	10,0000	20,3066	2,0306	3,06
9	15,0000	31,0788	2,0719	7,19
10	20,0000	42,7479	2,1373	13,73
11	25,0000	56,0067	2,2402	24,02
i_{CP}			2,1223	

Размеры подремизных тяг

Таблица 4

Длины подремизных тяг зевообразовательных механизмов ткацких станков СТБ и СТБУ заправочных ширин 180–390 см, выполненных по кинематической схеме Sulzer–ЧМЗ-СТМ

№ п/п	Типоразмер станка СТБ	Длина тяги от кулачковой робки L_T , мм	Длина консоли подремизной тяги L_K , мм	Длина подремизной тяги L_{TP} , мм	Длина горизонтального подремизного шатуна $L_{ш}$, мм	Расстояние между осями O_3O_4, I_0 , мм	Расстояние между осями O_4O_5, I_1 , мм	Расстояние между осями O_5O_6, I_2 , мм	Длина ремизной рамы $L_{рем}$, мм
1	СТБ(У)-180	736,5	370	1190	-	1104	820	-	1870
2	СТБ(У)-220	736,5	370	1570	-	1104	1200	-	2270
3	СТБ(У)-250	736,5	370	1920	-	1104	1550	-	2620
4	СТБ(У)-280	736,5	370	1880	325	1104	1110	725	2870
5	СТБ(У)-330	736,5	370	2350	330	1104	1200	1110	3370
6	СТБ(У)-360	736,5	370	2650	330	1104	1350	1260	3670
7	СТБ(У)-390	646,5	280	3340	330	1014	1600	1360	3920

Таблица 5

Длины подремизных тяг зевобразовательных механизмов ткацких станков СТБ и СТБУ заправочных ширин 180–390 см, выполненных по кинематической схем ВТМ (ВНИИЛТЕКМАШ)

№ п/п	Типоразмер станка СТБ	Длина тяги от кулачковой коробки L_T , мм	Длина первой подремизной тяги L_1 , мм	Длина второй подремизной тяги L_2 , мм	Расстояние между осями O_3O_4, I_0 , мм	Расстояние между осями O_4O_5, I_1 , мм	Расстояние между осями O_5O_6, I_2 , мм	Длина левой консоли ремизной рамы $l_{рем}$, мм	Длина ремизной рамы $L_{рем}$, мм
1	СТБ(У)-180	1104,5	820	-	1104	820	-	534	1870
2	СТБ(У)-220	1104,5	1200	-	1104	1200	-	534	2270
3	СТБ(У)-250	1104,5	1550	-	1104	1550	-	534	2620
4	СТБ(У)-280	1104,5	1110	725	1104	1110	725	534	2870
5	СТБ(У)-330	1104,5	1200	1110	1104	1200	1110	534	3370
6	СТБ(У)-360	1104,5	1350	1200	1104	1350	1260	534	3670
7	СТБ(У)-390	1014,5	1600	1350	914	1600	1360	444	3920

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Характеристики ремизных рам

Таблица 1

Типоразмеры ремизных рам (РР), выпускаемых фирмами-производителями под пластинчатые галева из профилей типа ОА соответствующих номеров

№ п.п.	Типоразмер ТМСТБ	Длина РР L_{pp} , мм	Длина левой консоли $l_{л.к.}$, мм	Расстояние между осями O_4O_5 l_1 , мм	Расстояние между осями O_5O_6 l_2 , мм	Длина правой консоли $l_{п.к.}$, мм	Длина до центра тяжести $l_{ц.т.}$, мм
1	СТБ(У)-180	1870	534	820	-	516	935
2	СТБ(У)-220	2270	534	1200	-	536	1135
3	СТБ(У)-250	2620	534	1550	-	536	1310
4	СТБ(У)-280	2870	534	1110	725	501	1435
5	СТБ(У)-330	3370	534	1200	1110	526	1685
6	СТБ(У)-360	3670	534	1350	1260	526	1835
7	СТБ(У)-390	3930	444	1600	1360	526	1965
8	СТБ(У)-420	4240	444	1750	1520	526	2120
9	СТБ(У)-450	4550	444	1900	1680	526	2275

Таблица 2

Масса одного погонного метра профиля продольной планки ремизных рам, кг

№ п/п	Фирма-производитель	Материал профиля	Масса 1 пог. м профиля в кг по № профиля					
			H=24 (H=25)	H=62 (H=63)	H=72	H=96	H=110	H=120
1	МЭЗ – 1 г. Москва	Сталь 20, 25, Сталь 30, 35	0,24	0,63	–	–	–	–
2	МЭЗ – 1 г. Москва	Алюминий Д 16 Т	–	–	0,55	0,675	0,75	0,835
3	ТЭКСО г. Москва	Алюминий Д 16 Т	–	–	0,57	0,70	0,78	0,865
4	РЕМИЗ г. Иваново	Алюминий АД-31Т	–	–	0,54	0,66	0,83	0,815
5	ЭЛИТЕКС (Чехия)	Алюминий В 95	–	–	0,62	0,78	0,74	0,92
6	ГРОБ (Швейцария)	Алюминий АМг - 6	–	–	–	0,67	0,75	0,83
7	ВНИИЛТЕКМАШ (эксперимент)	Сплав ВБ-18 (Al - Li)	–	0,36	0,40	0,45	0,51	0,55
8	Уменьшение массы профиля из ВБ-18, %	ВБ-18/Д16Т, %	–	–	40%	50%	52%	53%

Таблица 3

Размеры и материал профилей ремизных рам, выпускаемых различными фирмами-производителями для ткацких машин различных заправочных ширин

№ п/п	Фирма производитель	Заправочная ширина L_{TM} , см Материал	Размеры профилей рем. рам (РР) по заправочным ширинам ткацких машин L_{TM} , см							
			180 см	220 см	250 см	280 см	330 см	360 см	390 см	450 см
1	МЭЗ-1 г. Москва	Сталь 20–35	25+63	25+63	25+63	25+63	25+63	63+63	63+63	63+63
2	МЭЗ-1 г. Москва	Алюминий Д 16 Т	72+72	72+72	72+96	96+96	96+96	120+120	120+120	120+120
3	ТЭКСО г. Москва	Алюминий В 95	72+96	72+96	96+96	96+96	96+120	120+120	120+120	120+120
4	РЕМИЗ г. Иваново	Алюминий АД-31Т	72+72	72+72	72+96	72+96	96+96	120+120	120+120	120+120
5	ЭЛИТЕКС (Чехия)	Алюминий В 95	72+96	72+96	96+96	96+96	96+120	120+120	120+120	120+120
6	ГРОБ (Швейцария)	Алюминий АМг-6	96+96	96+96	96+96	96+120	96+120	120+120	120+120	120+120

Таблица 4

Масса верхней и нижней продольных планок ремизных рам различных типов без учета массы галевоносителей, боковин, стяжек и замков галевоносителей, кг

№ п/п	Фирма производитель	Материал	Масса 1 пог. м двух профилей ремизных рам следующих типоразмеров						
			25+63	63+63	72+72	72+96	96+96	96+120	120+120
1	МЭЗ – 1 г. Москва	Сталь	0,87	1,26	–	–	–	–	–
2	МЭЗ – 1 г. Москва	Алюм.	–	–	–	1,3	1,35	1,51	1,67
3	ТЭКСО г. Москва	Алюм.	–	–	–	–	1,4	1,57	1,73
4	РЕМИЗ, г. Иваново	Алюм.	–	–	1,1	–	1,25	1,56	1,85
5	ЭЛИТЕКС (Чехия)	Алюм.	–	–	–	1,2	1,32	1,48	1,63
6	ГРОБ, (Швей- цария)	Алюм.	–	–	–	–	1,35	1,5	1,66

Таблица 5

Масса* ремизных рам (РР) для ТМ СТБ и СТБУ, поставляемых основными заводами изготовителями: МЭЗ – 1, «Тэкс», «Ремиз», «Элитекс», «Гроб», кг

№ п/п	Типоразмер станка СТБ	Масса ремизной рамы (РР) без оснастки, кг						
		МЭЗ-1, г. Москва		Тэкс г. Москва	Ремиз г. Иваново		Элитекс (Чехия)	Гроб (Швей- цария)
		Сталь, под ви- тые галева	Алюминий, под пластинч. галева	Алюминий, под пластинч. галева	Алюминий, под пластинч. галева	Алюминий, под пластинч. галева	Алюминий, под пластинч. галева	Алюминий, под пластинч. галева
1	СТБ(У)-180	3,9	4,8	4,6	3,6	4,6	5,2	4,5
2	СТБ(У)-220	4,7	5,8	5,5	4,2	5,4	6,3	5,4
3	СТБ(У)-250	5,4	6,7	6,4	4,9	6,3	7,2	6,3
4	СТБ(У)-280	6,1	7,6	7,2	5,6	7,0	7,9	7,0
5	СТБ(У)-330	7,0	9,1	8,6	6,6	8,4	9,5	8,4
6	СТБ(У)-360	7,6	10,1	9,5	8,3	10,3	10,4	9,4
7	СТБ(У)-390	8,2	10,9	10,4	8,9	11,1	11,5	10,4
8	СТБ(У)-450	9,5	12,5	12,0	10,1	12,4	13,2	11,9

Примечание: *Масса указана без оснастки РР витыми или пластинчатыми галевами.

Таблица 6**Масса основных деталей, входящих в состав ремизной рамы, кг**

№ п/п	Наименование элемента конструкции ремизной рамы	Материалы	Масса 1 шт., 1 пог. м, кг	Количество элементов на 1 ремизную раму	Общая масса элементов ремизной рамы в зависимости от заправочной ширины станка, кг							
					180 см	220 см	250 см	280 см	330 см	360 см	390 см	450 см
1	Галевоноситель под витое галево	Сталь легированная	0,18	2	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,3	1,4	1,6
2	Галевоноситель-под пластинчатое галево	Сталь легированная	0,46	2	1,9	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3	3,6	4,0
3	Боковая направляющая	Сталь	0,38	2	0,76		0,78		0,82			
4	Боковая направляющая	Алюм.	0,26	2	0,52		0,54		0,56			
5	Стойка или стяжка	Сталь	0,08	2–4	0,16		0,24		0,32			
6	Замок	Сталь	0,09 5	2–3	0,19		0,28		0,28			

Таблица 7

Масса 100 шт. витых и пластинчатых галев махом 280 (281) и 330 (331) мм, кг

Параметр	Пластинчатые галева (100 шт.)		Витые галева (100 шт.)	
	с махом 280	с махом 330	с махом 280	с махом 330
Масса, кг	0,37	0,44	0,04	0,05
Вес, Н	3,63	4,31	0,39	0,49
$\frac{M_{\text{ПЛАСТ. ГАЛЕВ}}}{M_{\text{ВИТ. ГАЛЕВ}}}$, %	925 % (в 9,25 раз)	880% (в 8,8 раз)	--	--

Таблица 8

Масса ремизных рам под пластинчатые галева для ТМ типа СТБ (У), поставляемых основными заводами изготовителями: МЭЗ – 1, «Тэксо», «Ремиз», «Элитекс», «Гроб», кг

№ п/п	Типоразмер станка СТБ	МЭЗ-1, г. Москва	Тэксо г. Москва	Ремиз г. Иваново	Элитекс (Чехия)	Гроб (Швейцария)
1	СТБ(У)-180	8,25	7,91	7,91	8,94	7,73
2	СТБ(У)-220	8,99	8,52	8,36	9,76	8,36
3	СТБ(У)-250	10,15	9,69	9,54	10,90	9,54
4	СТБ(У)-280	12,56	11,90	11,57	13,06	11,57
5	СТБ(У)-330	14,10	13,30	12,99	14,70	12,99
6	СТБ(У)-360	15,7	14,80	16,04	16,20	14,64
7	СТБ(У)-390	17,30	16,45	17,56	18,20	16,45
8	СТБ(У)-420	18,12	17,34	18,28	19,20	17,34
9	СТБ(У)-450	19,00	18,12	18,87	20,10	18,13

Таблица 9

Соотношения масс ремизных рам под пластинчатые галева завода МЭЗ-1 для ТМ типа СТБ (У) всей гаммы заправочных ширин $L_{\text{ТМ}}$

№ п/п	Фирма производитель	Заправочная ширина ТМ, см								
		180	220	250	280	330	360	390	420	450
1	МЭЗ-1 г. Москва	100%	109%	123%	152%	171%	190%	210%	220%	230%
2	ТЭКСО г. Москва	100%	108%	122%	150%	168%	187%	208%	219%	231%
3	РЕМИЗ г. Иваново	100%	106%	121%	146%	164%	203%	222%	231%	239%
4	ЭЛИТЕКС (Чехия)	100%	109%	122%	146%	164%	181%	204%	215%	225%
5	ГРОБ (Швейцария)	100%	108%	123%	150%	168%	189%	213%	224%	234%

Таблица 10

Технические характеристики ряда линейно-ориентированных анизотропных композитных материалов армированных нитями различного типа

№ п.п.	Армирующее волокно	Механическая характеристика				
		$E_{\text{км}}$, МПа	$\sigma_{\text{в км}}$, МПа	$\epsilon_{\text{ПРД}}$, %	$\sigma_{\text{в}}$, МПа	$[\sigma_{\text{в}}]$, МПа
1	Стеклоанное	57 000	1750	3 ÷ 5	356	437
2	Органическое	72 000	1800	3 ÷ 5	450	450
3	Углеродное	180 000	1100	0,5÷1,0	1130	275
4	Полиэфирное (лавсан)	9 000	500	8 ÷ 30	56,5	125
5	Полиамидное (капрон)	1 500	480	20 ÷ 25	9,3	120

Таблица 11

Распределение массы ремизной рамы по замкам рабочей секции механизма ремизного движения (МРД) ТМ типа СТБ(У)

№ п/п	Типоразмер станка СТБ	Часть общей массы ремизной рамы, М рем.		
		1-й замок от привода m_1	2-й замок от привода m_2	3-й замок от привода m_3
1	СТБ(У)-180	0,51 т рем	0,49 т рем	–
2	СТБ(У)-220	0,50 т рем	0,50 т рем	–
3	СТБ(У)-250	0,49 т рем	0,51 т рем	–
4	СТБ(У)-280	0,38 т рем	0,32 т рем	0,34 т рем
5	СТБ(У)-330	0,34 т рем	0,34 т рем	0,33 т рем
6	СТБ(У)-360	0,33 т рем	0,36 т рем	0,31 т рем
7	СТБ(У)-390	0,31 т рем	0,38 т рем	0,29 т рем
8	СТБ(У)-420	0,29 т рем	0,43 т рем	0,28 т рем
9	СТБ(У)-450	0,28 т рем	0,45 т рем	0,27 т рем

Таблица 12

Величина части общей массы ремизки, приходящаяся на каждый замок секции МРД ТМ типа СТБ(У)

№ п/п	Типоразмер станка СТБ	Величина части общей массы ремизной рамы		
		1-й замок от привода m_1	2-й замок от привода m_2	3-й замок от привода m_3
1	СТБ(У)-180	4,21	4,04	–
2	СТБ(У)-220	4,50	4,50	–
3	СТБ(У)-250	4,97	5,18	–
4	СТБ(У)-280	4,77	4,02	4,27
5	СТБ(У)-330	4,79	4,79	4,65
6	СТБ(У)-360	5,18	5,65	4,87
7	СТБ(У)-390	5,36	6,57	5,02
8	СТБ(У)-420	5,25	7,79	5,07
9	СТБ(У)-450	5,32	8,55	5,13

Таблица 13

Величина части общей кинетостатической нагрузки от ремизки, приходящаяся на каждый замок секции МРД ТМ типа СТБ(У)

№ п/п	Типоразмер стан-ка СТБ	m, кг	G, Н	Величина части общей массы ремизной рамы		
				1-й замок от привода m ₁	2-й замок от привода m ₂	3-й замок от привода m ₃
1	СТБ(У)-180	8,25	80,93	41,35	39,58	—
2	СТБ(У)-220	8,99	88,19	44,02	44,17	—
3	СТБ(У)-250	10,15	99,57	49,72	49,85	—
4	СТБ(У)-280	12,56	123,21	50,37	31,51	41,54
5	СТБ(У)-330	14,10	138,32	48,04	44,29	45,84
6	СТБ(У)-360	15,70	154,02	50,76	55,07	48,31
7	СТБ(У)-390	17,30	169,71	50,21	69,52	49,26
8	СТБ(У)-420	18,12	177,76	51,03	76,97	50,08
9	СТБ(У)-450	19,00	186,39	51,80	83,83	50,92

Таблица 14

Массовые и жесткостные характеристики профилей планок ремизных рам различных типов, выполненных из алюминиевого сплава АД 31 Т1

Параметр	Вид профиля					
	PM-72	PM-96	PM-120	PA-72	PA-96	PA-120
площадь S, см ²	2,341	2,941	3,645	2,040	2,616	3,270
масса m, кг пог. м	0,655	0,823	1,020	0,571	0,733	0,917
J _y , см ⁴	0,260	0,351	0,377	0,189	0,278	0,371
J _x , см ⁴	15,4	29,9	54,8	11,40	23,8	44,6
W _y , см ³	0,577	0,779	0,839	0,421	0,617	0,825
W _x , см ³	4,28	6,25	9,14	3,17	4,97	7,43
% S	100,0	125,7	155,8	87,2	112,0	140,0
% W _y	100,0	135,0	145,4	73,0	107,0	143,0
% W _x	100,0	146,0	213,5	74,0	116,0	174,0
% m, пог. м	100,0	125,6	155,7	87,2	112,0	140,0

Таблица 15

Массовые и жесткостные характеристики профилей подремизной тяги и профиля боковой направляющей ремизной рамы

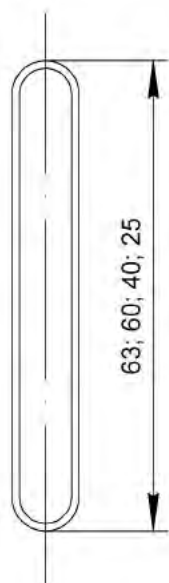
Параметр	Вид профиля								
	Продольные планки							Боковые стойки	
	Ос1 сталь	Ос2 сталь	О1 сталь	О2 сталь	ОА1 алюм.	ОА2 алюм.	ОА3 алюм.	U1 сталь	A2 алюм.
площадь S , см^2			1,400		1,360	1,520	1,680	0,848	1,105
масса m , кг пог. м			1,100		0,381	0,425	0,470	0,666	0,310
J_y , см^4			0,176		0,177	0,173	0,225	0,121	0,122
J_x , см^4			1,429		1,386	1,657	2,198	0,870	0,822
W_y , см^3			0,391		0,370	0,384	0,499	0,258	0,272
W_x , см^3			0,817		0,835	0,947	1,256	0,780	0,802
% S			100,0		97,0	108,6	120,0	100,0	130,0
% W_y			100,0		95,0	98,2	127,6	100,0	105,0
% W_x			100,0		102,0	81,7	153,7	100,0	102,0
% m , пог. м			100,0		34,5	38,6	42,7	100,0	46,5

Таблица 16

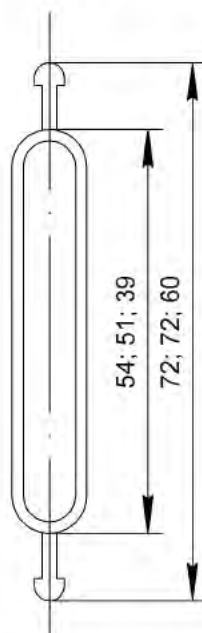
Массовые и жесткостные характеристики профилей планок ремизных рам различных типов

Профиль	ОА1	ОА2	ОА3	ОА4	ПР1	ПР2	ПР3	ПРП-1	ПРП-2
Параметр									
U_y (см^4)	0,0650	0,1201	0,1845	0,1941	0,2272	0,2929	0,2986	0,2436	0,2949
U_x (см^4)	0,6365	2,1435	6,1758	7,0297	6,5171	11,3620	12,3631	7,0482	11,8596
W_y (см^3)	0,0123	0,0203	0,0310	0,0326	0,0454	0,0586	0,0597	0,0541	0,0655
W_x (см^3)	0,0444	0,0967	0,1905	0,2069	0,2172	0,3156	0,3434	0,2330	0,3272
F , см^2	0,57	0,87	1,27	1,33	1,77	2,13	2,27	2,08	2,44
Масса пог. м, кг	0,447	0,683	0,997	1,044	0,496	0,596	0,636	0,582	0,683
Материал профиля	Сталь 20...35				Алюминиевый сплав: Д16Т, В95, АД31Т				

ОА1,2,3,4



ПР1,2,3,



ПРП-1,2

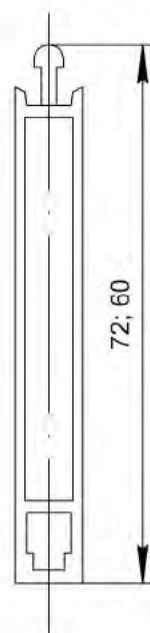
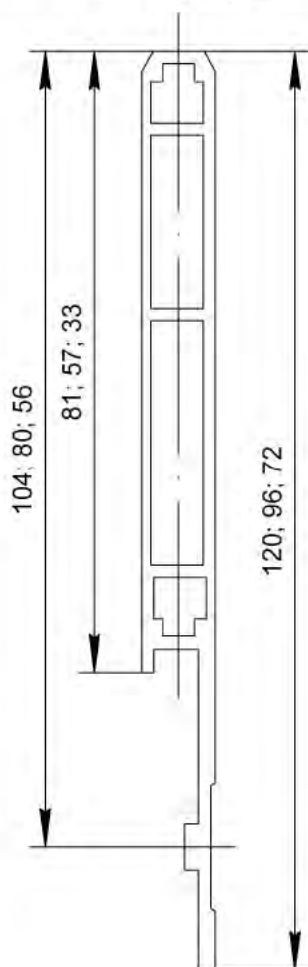


Рисунок 1 – Профили планок ремизных рам различных типов

РМ-120; 96; 72



РА-120; 96; 72

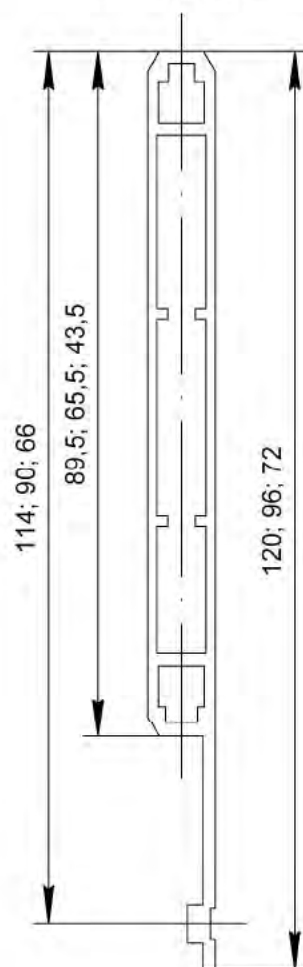


Рисунок 2 – Профили планок ремизных рам различных типов

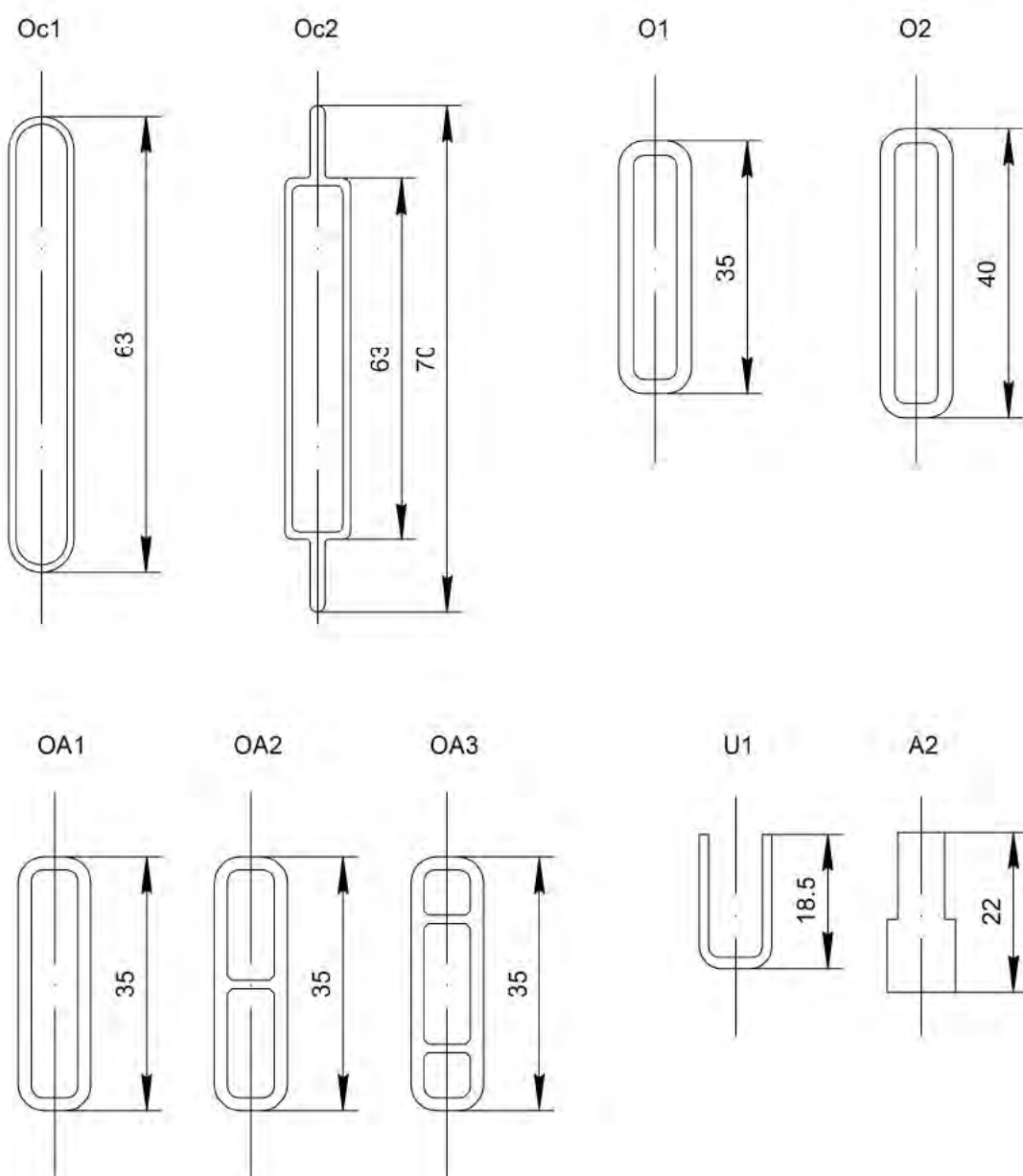


Рисунок 3 – Профили подремизной тяг и боковых направляющих ремизных рам