

На правах рукописи



Байгузин Марсель Раисович

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ  
ГИЛЬОТИННЫХ НОЖНИЦ НА ОСНОВЕ РАЗВИТИЯ МЕТОДИКИ ИХ  
РАСЧЕТА

Специальность 2.5.21. Машины, агрегаты и технологические процессы

АВТОРЕФЕРАТ  
диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Магнитогорск – 2025

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова».

Научный  
руководитель:

**Терентьев Дмитрий Вячеславович**  
доктор технических наук, доцент,  
профессор кафедры машин и технологий обработки  
давлением и машиностроения  
ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный  
технический университет им. Г.И. Носова»

Официальные  
оппоненты:

**Чиченев Николай Алексеевич**  
доктор технических наук, профессор,  
профессор кафедры инжиниринга технологического  
оборудования  
ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский  
технологический университет «МИСИС», г Москва

**Лернер Максим Михайлович,**  
кандидат технических наук,  
коммерческий директор ОАО «Уральский трубный  
завод», г. Екатеринбург

Ведущая  
организация:

ФГБОУ ВО «Донской государственный технический  
университет» г. Ростов-на-Дону

Защита состоится «20» марта 2025 г. в 15.00 на заседании диссертационного совета 24.2.324.04 на базе ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» по адресу: 455000, г. Магнитогорск, пр. Ленина, 38, МГТУ, ауд. 233 (конференц-зал).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» и на сайте <http://www.magtu.ru>.

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_2025 г.

Учёный секретарь  
диссертационного совета,  
кандидат технических наук, доцент

Елена Юрьевна Звягина

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** В общем объеме металлургического оборудования значительное место занимает оборудование для резания проката. Учитывая преобладающую долю производимого листового проката, значительная часть этого оборудования приходится на металлургические гильотинные ножницы для резания листового проката.

Основным рабочим движением металлургических гильотинных ножниц является поступательное движение ножей. В современных конструкциях ножниц с электромеханическим приводом эта задача решается использованием эксцентрикового или кривошипно-шатунного механизма с громоздкой системой механических передач. В то же время известно, что поступательное движение рабочих элементов машины легко получить установкой гидравлических поршневых или плунжерных цилиндров. Использование при этом гидравлического привода позволит реализовать в конструкции ножниц все общие преимущества гидроприводов перед электромеханическим приводом. Наиболее существенные из них: меньшая масса и меньшая инерционность, легкость автоматизации, защита от перегрузок и др.

В ряду широко используемых гидроприводов находится простой насосный привод, имеющий достаточно высокий КПД (0,6...0,8), малые габариты, простое управление. Существенным недостатком этого привода является значительная установочная мощность насосов, которая не полностью используется на значительном интервале рабочего цикла. Для компенсации этого недостатка по возможности предусматривают кратковременную работу приводных электродвигателей насосов с перегрузкой, используют маховичный привод, снабжают привод мультипликатором и наполнительным баком.

Прогрессивным способом увеличения эксплуатационных и технологических показателей простого насосного привода является его перевод в редукторно-мультипликаторный с введением в его состав гидравлического редуктора и гидравлического мультипликатора. При этом варианте холостой ход осуществляется с использованием сдвоенного редуктора, а рабочий ход - с использованием сдвоенного мультипликатора. Этим обеспечивается равномерная загрузка насосов при прямом ходе, меньшее рабочее давление насосов и, как результат этого, меньшая установленная мощность приводных двигателей насосов.

При этом дополнительно решается задача синхронизации работы силовых цилиндров двухцилиндрового силового блока, использование которого необходимо по условиям силового нагружения ножниц.

Не менее важной является задача совершенствования методики расчета максимального усилия резания наклонными ножами. Так как применяемые методики в настоящий момент ведут к значительному завышению максимального усилия резания из-за различных допущений при расчетах. Что, в свою очередь, ведет к применению привода большой мощности. Также

такое завышение способствует увеличению массы и габаритов станины (рамы) ножниц.

Еще одним аспектом, рассматриваемым в данной работе, является использование бесстанинной рамы. Ее применение позволит существенно сократить массу и габариты ножниц.

Для внедрения металлургических гильотинных ножниц с гидравлическим редукторно-мультипликаторным приводом в производственную практику необходимо разработать рациональную конструкцию и методику расчета двухцилиндрового силового блока, рациональную схему управления и методику расчета ее параметров, обеспечивающую равномерную загрузку насосов и синхронную работу цилиндров силового блока, уточнить зависимости для расчета силовых параметров процесса резания листов наклонными ножами.

Под повышением эффективности работы металлургических гильотинных ножниц в диссертационной работе понимается снижение массы ножниц (например, удельной массы – массы, приходящейся на единицу усилия), габаритов и снижение мощности привода.

Работа, направленная на решение этих задач, является весьма актуальной.

**Степень разработанности проблемы.** В литературе широко представлены различные типы ножниц. Значительный вклад в вопросы проектирования конструкций ножниц, разработки методов расчета привода и технологических параметров процесса внесли: Целиков А.И., Королев А.А., Добринский Н.С., Бочаров Ю.А., Потапенков А.П., Пилипенко С.С., Точилкин В.В., Лукашкин Н.Д., Леонов И.С., Оруга Г.П., Крылов Т.М., Потецкий В.Г. и др. Работы этих ученых характеризуют процесс резания металлопроката, но недостаточно полно решают вопрос определения энергосиловых параметров резания металлопроката.

**Объект исследования** – металлургические гильотинные ножницы, предназначенные для резания листового проката.

**Предмет исследования** – процессы, протекающие в металлургических гильотинных ножницах при резании листового проката.

**Цель работы:** обеспечение эффективности применения металлургических гильотинных ножниц совершенствованием конструкции путем уточнения зависимости для расчета силовых параметров резания листов наклонными ножами с разработкой рациональных конструктивных и схемных решений на базе двухцилиндрового силового блока бесстанинной конструкции и насосного редукторно-мультипликаторного привода.

Для достижения поставленной цели необходимо решение следующих **научно-технических задач:**

1. Проанализировать известные решения по гидроприводам металлургических гильотинных ножниц для резания листового проката и прессовым установкам с двухцилиндровым силовым блоком, который соответствует условиям силового нагружения металлургических гильотинных ножниц;

2. Разработать рациональную схему двухцилиндрового редукторно-мультипликаторного привода, обеспечивающую управление, равномерную загрузку насосов и синхронизацию рабочих цилиндров;

3. Уточнить зависимости для расчета силовых параметров при резании металлических листов наклонными ножами;

4. Разработать методику оценки энергосиловых и скоростных параметров редукторно-мультипликаторного привода на базе разработанной схемы и конструкции силового блока;

5. Разработать рациональную компоновку, концепцию построения и процедуру расчета двухцилиндрового силового блока бесстанинной конструкции;

6. Провести лабораторные испытания по проверке работоспособности принятых конструктивных и схемных решений.

#### **Основные положения, выносимые на защиту:**

1. Анализ схемных решений по гидроприводам металлургических гильотинных ножниц и прессовых установок с двухцилиндровым силовым блоком; обоснование введения в состав простого насосного привода сдвоенных гидравлических редуктора и мультипликатора (редукторно-мультипликаторный привод);

2. Аналитический метод расчета удельной работы резания и уточненные на базе этого зависимости расчета усилий резания металлических листов наклонными ножами; связанный с этим экспериментальный метод определения коэффициента надреза; результаты экспериментальных исследований процесса резания;

3. Разработанные схемы насосного редукторно-мультипликаторного привода: теоретическая оценка их скоростных и энергосиловых параметров; конструктивные решения по силовым элементам схемы (редуктор и мультипликатор);

4. Бесстанинная конструкция двухцилиндрового силового блока и процедура ее расчета.

#### **Научная новизна** работы заключается в следующем:

1. Уточнены зависимости для определения сил резания наклонными ножами на основе развития методики расчета удельной работы сил резания, отличающиеся тем, что они основаны на результатах экспериментальных исследований (пат. РФ на изобретение № 2610576), с учетом критериев подобия напряженно-деформированного состояния в зоне резания, которые использованы при проектировании новых машин и агрегатов для резания листового проката, а также их модернизации.

2. Предложена методика оценки скоростных и энергосиловых параметров привода металлургических гильотинных ножниц, отличающаяся использованием полученных рациональных соотношений базовых коэффициентов мультипликации ( $1,5 < K_M < 2,0$ ) и редукции ( $0,4 < K_P < 0,8$ ), позволяющая модернизировать простой насосный привод в редукторно-мультипликаторный с возможностью снижения установленной мощности

насосов до 30 %, что обеспечивает повышение эффективности работы металлургических гильотинных ножниц.

3. Впервые разработана концепция построения и процедура расчета бесстанинной конструкции двухцилиндрового силового блока металлургических гильотинных ножниц для резания листового проката, отличающаяся новой совместной компоновкой траверс и силовых цилиндров, что позволило снизить металлоёмкость и габаритные размеры ножниц.

**Методы исследований и достоверность результатов работы.** Диссертационная работа является исследованием, опирающимся на современные методы проектирования машин, базой которых является математические методы исследований, критерии работоспособности (в частности, прочность) и расчета деталей машин. Достоверность результатов подтверждают лабораторные исследования и испытания, при которых использовались достоверные методы измерения силовых параметров.

#### **Теоретическая и практическая значимость работы.**

1. Теоретическим анализом получены уточненные зависимости для расчета усилия резания наклонными ножами. Сравнительными расчетами установлено, что известная методика (проф. Королева А.А.) по сравнению с разработанной, дает завышение расчетных усилий до 19%, что подтверждается экспериментальными исследованиями.

2. Впервые разработан экспериментальный способ определения коэффициента надреза, позволяющий повысить точность расчета усилий резания наклонными ножами. Получен патент РФ на изобретение № 2610576.

3. Предложена к использованию в качестве рамы металлургических гильотинных ножниц конструкция двухцилиндрового силового блока, в котором стойки рамы одновременно являются плунжерами рабочих цилиндров, а сами цилиндры совмещаются с подвижной траверсой, что значительно уменьшает металлоемкость и габариты конструкции рамы ножниц. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2023684091, позволяющий рассчитать прочностные и геометрические характеристики бесстанинной конструкции и подобрать уплотнительные элементы.

4. Теоретическим анализом обоснованы пределы основных параметров гидравлического редукторно-мультипликаторного привода: коэффициент мультипликации и коэффициент редукции. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2023684518, позволяющий рассчитать скоростные и энергосиловые параметры редукторно-мультипликаторного привода.

5. Разработаны соосные конструкции гидравлического редуктора и мультипликатора, обеспечивающие рациональное силовое нагружение их элементов. Реализован программный продукт, на который получено свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2024610626, позволяющий рассчитать геометрические параметры гидравлических

редуктора и мультипликатора, а также приемлемое сочетание коэффициентов редукции и мультипликации.

6. Результаты диссертационной работы внедрены и используются на производстве в ООО ИСК «ИВКО» и ЗФ ПАО «ГМК «Норильский никель». Суммарный экономический эффект составляет 7,1 млн руб. Кроме того, применяются в учебном процессе ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова» и ФГБОУ ВО «ЗГУ им. Н.М. Федоровского».

**Личный вклад автора.** Автор непосредственно участвовал в постановке цели и задач исследований, проведении экспериментов, обработке и анализе результатов исследований совместно с научным руководителем и соавторами публикаций. Им же сформулированы основные положения и выводы.

**Соответствие диссертации паспорту научной специальности.** Диссертационная работа по своей цели, задачам, содержанию и научной новизне соответствует паспорту специальности 2.5.21. Машины, агрегаты и технологические процессы по пункту 9 «Разработка научных и методологических основ проектирования и практической реализации технологических процессов и способов получения и обработки материалов, обеспечивающих экологическую безопасность, экономию материальных и энергетических ресурсов».

**Апробация результатов диссертации.** Основные положения диссертации доложены и обсуждены на следующих конференциях: 7-ой, 8-ой, 9-ой, 10-ой, 11-ой региональной научной конференции «Научный потенциал Норильского промышленного района - XXI век» (Норильск, 2014-2018), 26-ой, 30-ой инновационно-ориентированной конференции молодых ученых и студентов (МИКМУС – 2014, 2018, Москва), 4-ой научно-практической конференции «Авиамашиностроение и транспорт Сибири» (Иркутск, 2014), международном конкурсе-семинаре «Таймырские чтения – 2016» (Норильск, 2016), 3-ей молодежной научно-практической конференции Magnitogorsk Rolling Practice (Магнитогорск, 2018), Всероссийской научно-технической конференции: «От качества инструментов к инструментам качества» (Тула, 2023), 82-ой международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы науки, техники и образования» (Магнитогорск, 2024).

**Публикации.** Материалы диссертации отражены в 15 публикациях, в том числе 4-х статьях из перечня, рекомендованного ВАК РФ, 2-х патентах РФ на изобретения, 3 программах для ЭВМ и 6 публикациях в прочих изданиях.

**Структура и объем диссертации.** Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений, изложена на 188 страницах машинописного текста, включающего 45 рисунков, 4 таблицы и 6 приложений, библиографический список из 103 наименований.

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** обоснована актуальность работы, сформулирована цель и определены задачи исследования, сформулированы новизна и практическая ценность работы.

В первой главе рассмотрены различные типы приводов ножниц для резания проката, такие как электромеханический и простой насосный (гидравлический) привод.

Недостатками ножниц с электромеханическим приводом являются сложность конструкции, большие габариты и масса, значительные эксплуатационные расходы.

К недостаткам ножниц с простым насосным приводом можно отнести неполное использование мощности приводных двигателей насосов в периоды снижения рабочего усилия и рабочей скорости. Значительная установочная мощность насосов.

Преимущества гидропривода перед электромеханическим приводом (это - простота получения прямолинейного движения, меньшие габариты и масса, простота автоматизации, легкость защиты от перегрузок и др.) позволяют иметь силовой блок простой конструкции с силовыми поршневыми или плунжерными цилиндрами поступательного движения. С учетом значительных размеров зоны резания листа по ширине силовой блок должен быть двухцилиндровым, что требует решения вопроса о синхронизации движения поршней (плунжеров) этих цилиндров.

Проанализированы различные варианты конструктивных и схемных решений по гидроприводу металлургических гильотинных ножниц, изложенные в патентных источниках, и технические решения по двухцилиндровым прессовым установкам, силовой блок которых соответствует условиям силового нагружения металлургических гильотинных ножниц.

С учетом этого основной задачей являлось проведение сопоставительного анализа известных решений по гидроприводу металлургических гильотинных ножниц и двухцилиндровых прессовых установок с целью нахождения рациональной схемы синхронизации движения поршней (плунжеров) двух силовых цилиндров.

Известные решения по металлургическим гильотинным ножницам с гидроприводом базируются на двухцилиндровом силовом блоке с использованием простой схемы синхронизации (последовательное соединение цилиндров).

Многие известные решения по двухцилиндровым прессовым установкам имеют систему синхронизации на основе двоярных дозаторов, работающих в мультипликаторном режиме, что позволяет использовать в приводе насосы среднего давления (шестеренные и пластинчатые). Существенным недостатком этой системы является использование мультипликаторов при холостом ходе, что увеличивает время прямого хода и рабочего хода в целом, усиливает негативность недостатка простого насосного.

Использование двоярных дозаторов, работающих в редукторном режиме при холостом ходе и в мультипликаторном режиме при рабочем ходе (редукторно-мультипликаторный привод), обеспечивает повышение скорости холостого хода, уменьшение времени прямого хода в целом, повышение

давления насосов при холостом ходе и, как следствие, снижение установочной мощности насоса. Данное решение позволяет качественно повысить технологические показатели привода.

Все это позволяет применить варианты редукторно-мультипликаторного привода со сдвоенными дозаторами, как базового для разработки экономичного гидравлического привода металлургических гильотинных ножниц.

**Во второй главе**, опираясь на схему относительного перемещения ножей и график усилий при резании листа, дано обоснование целесообразности использования простого насосного привода в качестве привода металлургических гильотинных ножниц. Обосновано также использование в системе синхронизации двойных дозаторов (редуктор и мультипликатор). При этом редуктор включается при холостом ходе, мультипликатор – при рабочем ходе.

Рассмотрена возможность использования и приведено описание четырех видов сдвоенных дозаторов: простой периодического действия, блочный периодического действия, простой непрерывного действия, блочный непрерывного действия.

Рассмотренные дозаторы конструктивно имеют один или два входных цилиндра, связанных с насосом, и два дозирующих (выходных) цилиндра, связанных отдельно с силовыми цилиндрами силового блока. При этом корпуса цилиндров образуют неподвижный блок, а плунжеры (поршни) подвижный блок. Этим решается задача синхронизации.

Редуктор и мультипликатор отличаются соотношением площадей поршней (плунжеров) входных ( $F_B$ ) и дозирующих ( $F_D$ ) цилиндров. Для редуктора это соотношение ( $F_B/F_D$ ) определяет коэффициент редукции ( $K_P < 1$ ), для мультипликатора - ( $K_M > 1$ ).

Вследствие этого при холостом ходе скорость движения поршней силовых цилиндров и давление, развиваемое насосами, увеличивается, а при рабочем ходе эти величины уменьшаются. В итоге достигается выравнивание рабочего давления насосов при прямом ходе на пониженном уровне, что и определяет снижение их установленной мощности.

Для всех видов дозаторов основным параметром, определяющим эффективность его использования, является: коэффициент редукции  $K_P$  (для редуктора), коэффициент мультипликации  $K_M$  (для мультипликатора).

В итоге, используя двухцилиндровый силовой блок в сочетании с четырьмя видами сдвоенных дозаторов, рассмотрены четыре схемы редукторно-мультипликаторных двухскоростных приводов.

Из всех рассмотренных схем наиболее простой и надежной является схема (рисунок 1) привода с отдельными простыми редуктором и мультипликатором периодического действия.

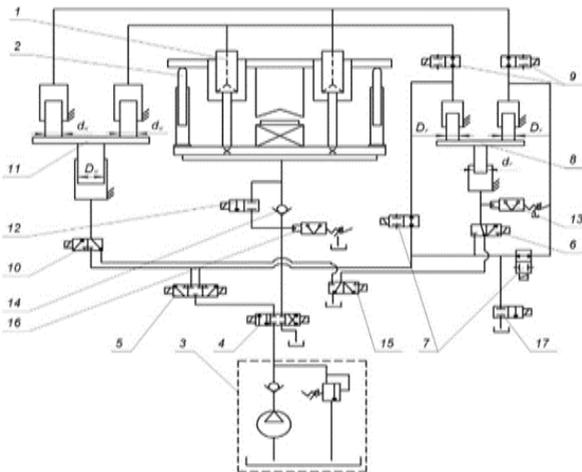


Рисунок 1 – Схема привода с отдельным редуктором и мультипликатором периодического действия:

- 1 – силовой цилиндр;
- 2 – возвратный цилиндр;
- 3 – насосная станция;
- 4, 5, 6, 7 – золотник;
- 8 – редуктор;
- 9, 10 – золотник;
- 11 – мультипликатор;
- 12, 13, 14, 15, 16, 17 – золотник

В третьей главе изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса резания проката металлургическими гильотинными ножницами.

Известно, что ножницы для резания проката обеспечивают процесс резания относительным сдвигом частей полосы, и этот процесс имеет периоды вмятия, резания и отрыва (рисунок 2).

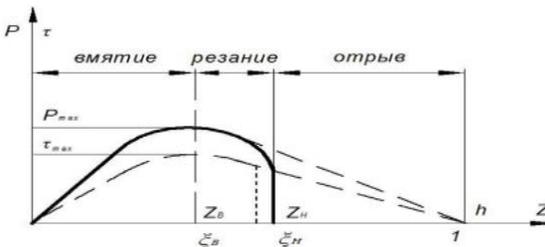


Рисунок 2 – Характерный вид зависимостей

$$P = f(\xi) \quad \text{и} \quad \tau = f(\xi)$$

при резании полосы параллельными ножами

Периоды вмятия и резания характеризуются коэффициентами вмятия ( $\xi_B = Z_B / h$ , где  $Z_B$  - абсолютное внедрение ножей в полосу в конце периода вмятия;  $h$  - высота сечения полосы и надреза) и  $\xi_H = Z_H / h$ , где  $Z_H$  - абсолютное внедрение ножей в полосу в конце периода резания), соответственно.

В расчетные формулы усилия резания наклонными ножами как раз и входит коэффициент надреза. Например, широко используемая формула А.А. Королёва имеет вид:

$$P_{\max} = \frac{(2 - \varepsilon_H) \varepsilon_H}{2tg\alpha} h^2 k \sigma_B \quad (1)$$

где  $P_{max}$  - максимальное усилие при резании наклонными ножами;  $k$  - коэффициент, учитывающий боковой зазор, затупление ножей, изгиб листа, соотношение пределов прочности по нормальным и касательным напряжениям;  $\sigma_B$  - предел прочности материала листа;  $\alpha = (l \div b)^\circ$  - угол наклона ножа.

Достоверность расчетов по формуле (1) будет определяться достоверностью значений коэффициента надреза  $\varepsilon_H$ . Это одна из задач данных исследований.

Представленная зависимость (1) для определения усилия резания наклонными ножами базируется на допущении, что касательные напряжения при резании постоянны по всей длине зоны резания и имеют максимальное значение. Указанное допущение приводит к значительному завышению расчетных усилий резания. Оценка степени этих завышений – вторая задача наших исследований. Третья задача исследований – вывод расчетных зависимостей для определения усилий резания, более полно характеризующих процесс резания наклонными ножами.

Предложен способ экспериментального определения коэффициента надреза  $\varepsilon_H$  металлов, базирующийся на шаговой резке клиновых листовых образцов наклонными ножами.

В соответствии со схемой резания листа (рисунок 3) зависимость для определения коэффициента надреза можно представить в виде:

$$\varepsilon_H = \frac{b_p \cdot \operatorname{tg} \alpha}{h} \quad (2)$$

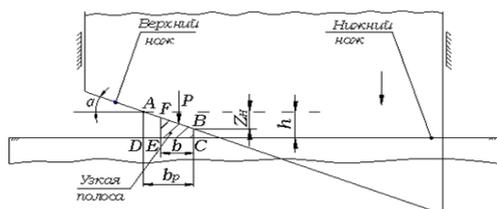


Рисунок 3 – Схемы резания наклонными ножами

Определить ширину зоны резания при резании листов затруднительно. Используя же клиновые образцы (рисунок 4), у которых начальная (минимальная) ширина  $b_0$  значительно меньше ширины зоны резания  $b_p$ , можно, осуществляя шаговую резку с шагом  $t$ , достигнуть на узкой длине образца  $l_y$  значения ширины зоны резания  $b_r$ , равной ширине зоны резания широких листов ( $b_r - b_p$ ).

Фиксируя усилие резания и измеряя ширину образца в зоне каждого реза, мы сможем построить график зависимости усилия резания от ширины реза (график  $P = f(b)$ ).

Очевидно, что этот график будет иметь два характерных участка: восходящая линия, соответствующая результатам шаговой резки узкой части образца, и горизонтальная линия на уровне максимального усилия при резании широкого листа. Точка пересечения этих линий и будет определять величину  $b_{\Gamma}$ .

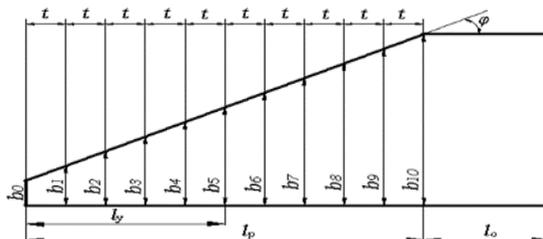


Рисунок 4 – Форма и размеры клиновидного образца

Разработана методика уточненного расчета усилий резания, базирующаяся на одном из важных энергетических параметров процесса резания, является удельная работа сил резания.

Известно, что удельная работа резания ( $a$ ) обеспечивает выход на расчет полной работы сил резания ( $A$ ) и величины усилий резания ( $P$ ):

$$A = F_0 h a ; \quad (3)$$

$$P = \frac{A}{S} = \frac{F_0 h a}{S} , \quad (4)$$

где  $F_0$  – площадь, сечения, разрезаемой полосы;  $h$  – высота сечения;  $S$  – ход ножей.

Целью данных исследований явилось нахождение аналитических зависимостей удельной работы резания от прочностных и пластических свойств металла разрезаемой полосы, обеспечивающих необходимую точность инженерных расчётов и имеющих достаточно простой вид. В основу этого положены зависимости  $P = f(\xi)$  усилия резания от относительного внедрения ножей. Как показывает эксперимент, эти зависимости имеют различный вид в периоды вмятия и резания, и потому для анализа были приняты три варианта их сочетаний: сочетание квадратичной и линейной зависимости (рисунок 5,а) и два варианта сочетания квадратичных зависимостей (рисунок 5,б и 5,в).

Для всех вариантов:

$$P_{\max} = K \sigma_B F_0 (1 - \xi_B) , \quad (5)$$

где  $K$  - коэффициент, учитывающий условия работы ножиц и соотношение разрушающих касательных и нормальных напряжений ( $K = 0,9 \dots 1,0$  - при холодном резании;  $K = 1,0 \dots 1,1$  - при горячем резании);  $\varepsilon_B$  - предел прочности металла полосы.

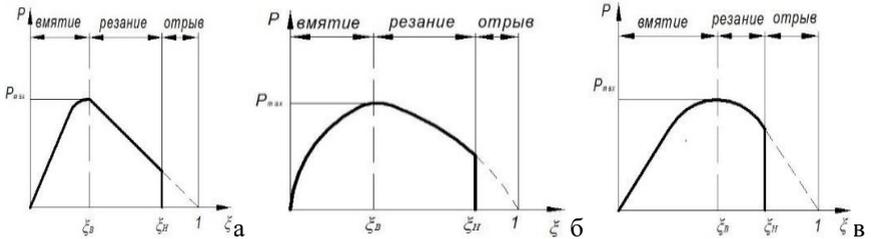


Рисунок 5 – Варианты сочетания зависимостей  $P = f(\xi)$

Квадратичную функцию  $P_B = f(\xi)$  на участке вмятия формируем из условия: при  $\xi = 0, P = 0$  и при  $\xi = \xi_B, P = P_{max}$ . Функцию  $P_P = f(\xi)$  на участке резания - из условия: при  $\xi = \xi_B, P = P_{max}$ ; при  $\xi = 1, P = 0$ .

С учетом этих условий и зависимости (5):

$$P_B = k\sigma_B F_0 \frac{(1 - \xi_B) \cdot (2\xi_B \xi - \xi^2)}{\xi_B^2}$$

$$P_P = k\sigma_B F_0 (1 - \xi) \quad (6)$$

$$P_P = k\sigma_B F_0 \frac{(1 - 2\xi_B - \xi^2 + 2\xi_B \xi)}{(1 - \xi_B)}$$

Элементарная работа сил резания  $dA$  при прохождении ножами элементарного расстояния  $dZ$ :

$$dA = P(\xi)hd\xi \quad (7)$$

Для нахождения зависимости расчета удельной работы применяется выражение:

$$a = \frac{1}{F_0} \int_{\xi} P(\xi)d\xi \quad (8)$$

Пределы интегрирования: для первых двух вариантов (рисунок 5, а, б):  $0 < \xi < \xi_B$  - на участке вмятия;  $\xi_B < \xi < \xi_H$  - на участке резания. Для третьего варианта:  $0 < \xi < \xi_H$ .

Интегрируя зависимость (8) в указанных пределах при принятых сочетаниях  $P = f(\xi)$  (зависимость 6), были определены три варианта зависимостей для расчета удельной работы  $\alpha$  и с учетом зависимости 4 – для расчета усилий резания наклонными ножами.

Сравнительным анализом определена и рекомендуется к использованию зависимость, соответствующая первому сочетанию функции  $P = f(\xi)$  при введении поправочного коэффициента  $\beta=f(\xi_H - \xi_B)=1,06 \div 1,09$ :

$$\alpha = \frac{\beta k \sigma_B}{6} (6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2) \quad (9)$$

Для металлургических гильотинных ножниц:  $F_0 = bh$  и  $S = b(\operatorname{tg} \alpha)$ , где  $b$  – ширина листа;  $\alpha$  – угол наклона ножей с учетом этого и зависимостей (4) и (9) определена зависимость для расчета усилий резания наклонными ножами:

$$P = \frac{\beta K \sigma_B h^2}{6tg\alpha} (6\xi_H - 3\xi_H^2 - 2\xi_B - \xi_B^2) \cdot$$

Экспериментальные исследования проводили на лабораторной установке, состоящей из пресса с усилием 100 кН, насосным агрегатом, развивающим давление 12 МПа и ЭВМ для фиксации параметров.

В работе проведен анализ подobia очага деформации в натуральных и лабораторных условиях, который показывает, что в лабораторных испытаниях процесса резания металла на гильотинных ножницах соблюдаются все требования к подобию процессов деформирования в натуральных условиях кроме одного – распределения напряженно деформированного состояния (НДС) по объему разрезаемых образцов и в натуре. Для выполнения этого условия определены критерии подobia НДС.

Полученные соотношения экспериментальных и расчетных значений усилий резания подтверждают сделанный вывод о том, что известная методика дает значительные завышения расчетных усилий. В выполненной серии измерений расчетные усилия по методике превышают экспериментальные (1,1 – 1,19) раза, в то время как усилия, рассчитанные по предлагаемому варианту, превышают экспериментальные усилия только в (1,01 – 1,07) раза.

**В четвертой главе** проведен сравнительный анализ силовых и кинематических параметров гидравлических редукторно-мультипликаторных приводов металлургических гильотинных ножниц.

Силовые и кинематические параметры привода определяются графиком силового нагружения и скоростным режимом в течение рабочего цикла, который состоит из прямого и обратного хода. Для металлургических гильотинных ножниц величина прямого хода ( $H$ ) состоит из холостого хода ( $H_x$ ) и рабочего хода ( $H_p$ ) (рисунок 6).

При этом усилии рабочего хода ( $R_p$ ) можно считать постоянным и равным усилию резания листа. Постоянным будет и усилие холостого хода ( $R_x$ ) и возвратного хода ( $R_0$ ).

При использовании простого насосного привода давление, создаваемое насосом ( $P_H$ ), пропорционально среднему давлению в силовых цилиндрах, которое определяется усилием ( $R$ ), т.е. при прямом ходе  $P_H=R/(2F)$ , при обратном ходе  $P_H=R/(2F_o)$ , где  $F$  и  $F_o$  – соответственно площади поршней (плунжеров) силовых и возвратных цилиндров. График давлений  $P = f(s)$  в этом случае подобен графику усилий  $R = f(s)$  (рисунок 6).

Скорости движения ножей при холостом и рабочем ходах будут равны (скорость прямого хода  $V_H$ ). Скорость  $V_H$  и скорость обратного хода  $V_o$  определяются подачей насосов  $Q_H$  как:

$$V_H = Q_H / (2F); V_o = Q_H / (2F_o).$$

Соотношение этих скоростей:

$$V_o = K_C F_o,$$

где  $K_C = F/F_o$  – коэффициент усиления силового блока.

На графике (рисунок 6) функция  $V=f(s)$  представлена прямыми сплошными линиями.

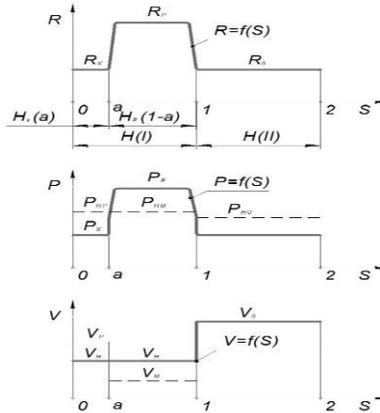


Рисунок 6 – Графики зависимостей  $R=f(s)$ ;  $P=f(s)$ ;  $V=f(s)$  при прямом и обратном ходе ножей

При использовании простого насосного привода установочная мощность насосов ( $N_I$ ) определяется максимальным давлением в силовых цилиндрах (в нашем случае это давление  $P_p$ ) и подачей насосов ( $Q_H=2V_H F$ ), т.е.:

$$N = 2FV_H P_p \quad (10)$$

Время рабочего цикла ( $T_1$ ) будет равно:

$$T_1 = \frac{H}{V_H} + \frac{H}{V_o} = \frac{H(K_C + 1)}{V_H K_C} \quad (11)$$

При использовании редукторно-мультипликаторного привода (рисунок 1) прямой ход происходит с двумя ступенями: скорости и давления. Включение редуктора при холостом ходе обеспечивает редукторную скорость ( $V_P$ ) и давление насосов ( $P_{HP}$ ); включение мультипликатора при рабочем ходе обеспечивает мультипликаторную скорость ( $V_M$ ) и давление насосов ( $P_{HM}$ ):

$$V_P = V_H/K_P; V_M = V_H/K_M; P_{HP} = P_X/K_P; P_{HM} = P_P/K_M, \quad (12)$$

где  $K_P = d_P^2/(2D_P^2) < 1$  - коэффициент редукции (поз. 8 рис. 1);  
 $K_M = D_M^2/(2d_M^2) > 1$  - коэффициент мультипликации (поз. 11 рис. 1).

На графике  $V=f(s)$ ;  $P=f(s)$  эти параметры показано пунктирными линиями.

Определяющими параметрами рассматриваемого привода являются коэффициенты  $K_M$  и  $K_P$ .

Цель сравнительного анализа – установить примерное сочетание и диапазон этих величин.

Исходным условием данного анализа принято равенство мощностей при холостом ( $N_X$ ) и рабочем ( $N_P$ ) ходе для рассматриваемого привода и равенство времени рабочего цикла при использовании данного привода ( $T_2$ ) и при использовании простого насосного привода ( $T_1$ ). При этом оцениваем соотношение установочных мощностей ( $n=N_2/N_1$ ) рассматриваемого ( $N_2$ ) и простого ( $N_1$ ) приводов.

Эти условия:

$$N_2 = N_X = N_P; T_1 = T_2; n = N_2/N_1 \quad (13)$$

Для универсальности результатов анализа введены параметры относительного перемещения ( $a$ ) и относительной нагрузки ( $b$ ):

$$a = \frac{H_X}{H}; \quad \epsilon = \frac{P_X}{P_P}; \quad \frac{H_P}{H} = \frac{H - H_X}{H} = (1 - a) \quad (14)$$

На основании анализа параметров известных конструкций ножниц пределы этих параметров:  $0,24 < a < 0,3$ ;  $0,1 < b < 0,3$ .

Для рассматриваемого привода с графиком (рисунок 6) и зависимостями (12) и (14):

$$N_X = \frac{bP_P}{K_P}; N_P = \frac{P_P Q_H}{K_M},$$

$$T_2 = \frac{H_X}{V_P} + \frac{H_P}{V_M} + \frac{H}{V_O} + \frac{H}{V_{HKC}} [aK_P K_C + (1 - a)K_P K_C + 1] \quad (15)$$

На базе условий (13) и соответствующих зависимостей составлены уравнения и получены решения:

$$K_P = \frac{b}{[1 - a(1 - b)]}; K_M = \frac{1}{[1 - a(1 - b)]}; n = \frac{N_2}{N_1} = [1 - a(1 - b)]$$

Например, при  $a = 0,26$  и  $b = 0,2$   $K_P = 0,252$ ;  $K_M = 1,262$  и соответственно:  $V_P = 3,97V_H$ ;  $V_M = 0,792V_H$ ;  $P_{HM} = 0,792P_P$ ;  $n = 0,792$ .

Пример показывает снижение установочной мощности насосов на 20,8%.

Полученное соотношение  $K_M$  и  $K_P$  соответствует условию их оптимального сочетания  $[aK_P + (1-a)K_M = 1]$ , которое обеспечивает равенство  $T_1=T_2$ . Проверочный анализ показал, что увеличение  $K_M$  и  $K_P$  нарушает это равенство в сторону увеличения  $T_2$ . Получена зависимость для расчета коэффициента  $K_T=T_2/T_1$  при произвольном сочетании коэффициентов  $K_M$ ,  $K_P$  и  $K_C$ :

$$K_T = \frac{[aK_P+(1-a)K_M]K_C+1}{K_C+1} > 1 \quad (16)$$

Для сохранения равенства  $T_1=T_2$  в этом случае требуется увеличение подачи насосов рассматриваемого привода в  $K_T$  раз. При этом увеличивается в  $K_T$  раз установочная мощность насосов ( $N_2$ ), скорости ( $V_P$ ,  $V_M$ ,  $V_0$ ) и соотношение мощностей ( $n_T$ ) определяется зависимостью:

$$K_T = \frac{[aK_P+(1-a)K_M]K_C+1}{(K_C+1)K_M} \quad (17)$$

Анализ с использованием зависимостей (16) и (17) позволяет считать приемлемым для рассматриваемого привода значения коэффициентов:  $K_P=0,4\dots0,6$ ;  $K_M=1,5\dots2,0$ ;  $K_C=1,5\dots2,0$ .

При этом обеспечивается возможность использования насосов среднего давления.

Для уточнения принятых значений  $K_M$ ,  $K_P$  и  $K_C$  выполнен анализ холостого, рабочего и обратного хода силового блока. Для каждого анализируемого варианта составлены уравнения движения подвижных элементов силового блока и выполнено их преобразование с учетом потерь давления в системе трубопроводов.

Для каждого случая получены зависимости для расчета необходимого давления насосами в виде  $P_H = f(Q_H, K_M, K_P, K_C)$ .

**В пятой главе** дана оценка конструктивных параметров силовых элементов гидропривода ножниц. В частности, дана оценка прочности бесстанинной конструкции рамы.

Бесстанинная рама (рисунок 7) состоит из верхней подвижной траверсы 1, нижней неподвижной траверсы 2, возвратных цилиндров 3 и силовых цилиндров 4. Корпуса силовых цилиндров жёстко соединены с верхней траверсой, а ступенчатые плунжеры 5 силовых цилиндров жёстко соединены с нижней траверсой и выполняют функции стоек рамы. Жидкость в силовые цилиндры подаётся через центральные сверления в верхней части плунжеров (стоек). Верхний подвижный нож 6 и нижний неподвижный нож 7

закреплены в средней части соответствующих траверс и взаимодействуют при резании с листом 8.

При выбранной бесстанинной конструкции рамы оценку прочности её элементов необходимо увязывать с параметрами силовых цилиндров. Силовую нагрузку при этой оценке представляем в виде двух сосредоточенных сил, действующих на верхнюю и нижнюю траверсы симметрично относительно вертикальной оси (ось 0-0, рисунок 7). Такое допущение справедливо при использовании шевронных ножей. В итоге имеет место симметрия силовой и геометрической схем относительно вертикальной оси. Суммарное усилие ( $Q$ ), действующее на раму, составит:  $Q = 2R$ .

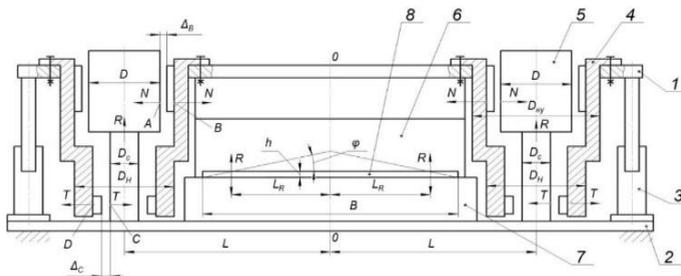


Рисунок 7 – Расчетная схема бесстанинной рамы

При жёстком соединении верхней траверсы с силовыми цилиндрами и нижней траверсы со стойками прогиб траверс под действием сил  $Q$  приведёт к выбору зазоров  $\Delta_B$  и  $\Delta_C$  и появлению усилий  $N$  и  $T$ , которые дополнительно будут изгибать стойки, испытывающие растяжение от действия силы  $R$ .

В данном случае имеет место статически неопределимая задача, так как решение только уравнений статики не позволяет определить силы  $N$  и  $T$ . Для их определения составим уравнения деформаций:

$$f_A + f_B + \Delta_B = 0; \quad f_D + f_C + \Delta_C = 0, \quad (18)$$

где  $f_A, f_B, f_C, f_D$  – соответственно перемещения точек А, В, С и D в направлении сил  $N$  и  $T$ ;  $\Delta_B$  и  $\Delta_C$  – соответственно зазоры между точками А и В; С и D (принимая с учетом сопряжения  $D \frac{H8}{d8}$ ).

Перемещения точек, входящих в уравнение (18), вызваны изгибом элементов рамы и потому для их определения воспользуемся интегралом Мора, в соответствии с которым

$$f = \frac{1}{E} \int \frac{1}{Y_x} M_x \cdot \overline{M} \cdot dx, \quad (19)$$

где  $E$  – модуль упругости материала элементов рамы;

$Y_x$  – функция изменения момента инерции сечений;

$M_x$  – функция изменения момента изгиба;

$\overline{M}$  – функция изменения момента изгиба от единичной силы, приложенной в исследуемой точке.

При вычислении интегралов (19) расчетные схемы разделили на участки интегрирования, на каждом функции  $Y_x$ ,  $M_x$ ,  $\overline{M}$  не изменяют своего значения.

В работе приведены вычисление интегралов (19) и решение уравнений (18) с определением сил  $N$  и  $T$ . На основании этого составлены условия прочности опасных сечений стоек и траверс.

В работе изложены порядок и пример расчета элементов бесстанинной рамы.

К использованию принята соосная конструкция дозаторов (редуктор, мультипликатор) и изложена методика расчета основных геометрических параметров с учетом обеспечиваемых ими коэффициентов редукции ( $K_p$ ) и мультипликации ( $K_M$ ) соответственно.

Принятые конструктивные решения и методы расчетов проверены на лабораторной установке ножниц, привод которой выполнен на основе пластинчатого насоса, развивающего максимальное давление 10 МПа.

Силовой блок установки имеет четыре рабочих цилиндра и два возвратных. Мультипликатор имеет  $K_M=2,0$ , редуктор  $K_p=0,4$ . Установка обеспечивает резание стальных листов до 3 мм.

Результаты сравнительных (по сравнению с данными эксперимента) расчетов, применительно к лабораторной установке, приведённые в работе, подтверждают пригодность предлагаемых методик и конструктивных решений для инженерной практики.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В результате проведения диссертационных исследований, в работе представлены технические и технологические решения, обеспечивающие экономию материальных (бесстанинной конструкции двухцилиндрового силового блока) и энергетических затрат (снижение мощности привода) и тем самым повышающие эффективность работы металлургических гильотинных ножниц, имеющие существенное значение для развития экономики металлургической отрасли Российской Федерации.

1. На основе анализа двухцилиндровых гидроприводов и систем их синхронизации определено направление совершенствования двухцилиндровых металлургических гильотинных ножниц, базирующееся на использовании простого насосного привода с введением в его состав дозаторов, функционирующих при холостом ходе в редукторном, а при

рабочем ходе - в мультипликаторном режиме (редукторно-мультипликаторный привод).

2. Обосновано использование двойных дозаторов (редуктор, мультипликатор), что решает основную задачу (задачу синхронизации) и дополнительно изменяет скоростной и силовой режим привода, что обеспечивает равномерную загрузку насосов и, как следствие, снижение их установленной мощности.

3. Рассмотрена возможность использования дозаторов четырех видов: периодической и непрерывной подачи; блочной и раздельной (простой) компоновки. Выполнен анализ схем редукторно-мультипликаторных приводов с использованием дозаторов указанных видов. Отмечено, что наиболее простой и надежной является схема с раздельными редуктором и мультипликатором периодического действия, обеспечивающая синхронизацию на всех этапах рабочего цикла.

4. Разработана методика оценки скоростных и силовых параметров редукторно-мультипликаторных приводов, базирующаяся на равенстве мощностей холостого ( $N_X$ ) и рабочего хода ( $N_P$ ) на условиях обеспечения ими времени рабочего цикла ( $T_2$ ), равного времени рабочего цикла ( $T_1$ ), обеспечиваемого простым насосным приводом, т.е. условиях:  $T_1=T_2$  и  $N_X=N_P$ .

5. Анализом установлены приемлемые соотношения базовых коэффициентов (соотношений) редукторно-мультипликаторного привода металлургических гильотинных ножниц; мультипликации ( $1,5 < K_M < 2,0$ ); редукции ( $0,4 < K_P < 0,8$ ); усиления силового блока ( $1,5 < K_C < 2,5$ ). Показана возможность снижения установленной мощности насосов (по сравнению с простым насосным приводом) до 30%.

6. Уточнены зависимости для расчета сил резания наклонными ножами на основе развития методики расчета удельной работы сил резания. Предложен и обоснован способ экспериментального определения коэффициента надреза, базирующийся на шаговой резке листовых клиновых образцов наклонными ножами.

7. Предложено использование в качестве рамы металлургических гильотинных ножниц бесстанинного двухцилиндрового силового блока, в котором стойки рамы являются плунжерами силовых цилиндров, а цилиндры соединены с подвижной траверсой. Сформулирована и решена статически неопределимая задача расчета элементов рамы на прочность. Разработана концепция построения и процедура расчета рамы.

8. Разработана и испытана лабораторная установка ножниц с редукторно-мультипликаторным приводом, выполненная по схеме с раздельными редуктором и мультипликатором периодического действия. Испытаниями подтверждена работоспособность схемных и конструктивных решений и применимость разработанных методик для инженерных расчетов.

9. Результаты диссертационной работы внедрены и используются на производстве в ООО ИСК «ИВКО» и ЗФ ПАО «ГМК «Норильский никель».

Суммарный экономический эффект составляет 7,1 млн руб. В учебном процессе ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова» и ФГБОУ ВО «ЗГУ им. Н.М. Федоровского».

### СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ

#### *Статьи, опубликованные в журналах, рекомендованных ВАК РФ:*

1. Терентьев, Д.В. Выбор рациональной схемы привода для металлургических ножниц / Д.В. Терентьев, **М.Р. Байгузин**, В.В. Точилкин // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2024. – № 3. – С. 277-280.

2. Пилипенко, С.С. Конструктивные элементы и прочность бесстанной рамы листовых ножниц с гидроприводом / С.С. Пилипенко, **М.Р. Байгузин**, А.П. Потапенков, Д.Е. Бабошин // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2018. – № 3. – С.33-41.

3. Пилипенко, С.С. Удельная работа сил резания проката ножницами / С.С. Пилипенко, **М.Р. Байгузин**, А.П. Потапенков // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2016. – 59(8). – С. 531-535.

4. Пилипенко, С.С. Разработка и исследование гидравлического редукторно-мультипликаторного привода с блочными дозаторами / С.С. Пилипенко, **М.Р. Байгузин**, А.П. Потапенков // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2016. – 59(10). – С. 720-726.

#### *Изобретения, программы, защищенные охраняемыми документами РФ:*

5. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2024610626 Расчет основных параметров редукторно-мультипликаторного привода листовых ножниц. / Д.В. Терентьев, С.И. Платов, **М.Р. Байгузин** // Дата регистрации в Реестре программ для ЭВМ 12.01.2024.

6. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023684518 Расчет скоростных и энергосиловых параметров насосного редукторно-мультипликаторного привода на основе математической модели процессов трения. / С.А. Амирова, **М.Р. Байгузин**, А.С. Буренков, и др. // Дата регистрации в Реестре программ для ЭВМ 15.11.2023.

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2023684091 Расчет бесстанной конструкции двухцилиндрового силового блока листовых ножниц в зависимости от условий подачи смазочного материала. / С.А. Амирова, **М.Р. Байгузин**, А.С. Буренков, и др. // Дата регистрации в Реестре программ для ЭВМ 13.11.2023.

8. Патент № 2610576 МПК В23Д 15/06 Способ определения коэффициента надреза / А.П. Потапенков, С.С. Пилипенко, **М.Р. Байгузин**, А.А. Брага. № 2014148621 Заявлено 02.12.2014 опубл. 27.06.2016. Бюл. №18.

9. Патент №2521757. МПК В30В 1/32, В30В 15/24. Гидравлический пресс / А.П. Потапенков, С.С. Пилипенко, **М.Р. Байгузин** и др. № 2013113054/02 Заявл. 22.03.2013. Опубл 10.07.2014. Бюл №19.

#### **Публикации в других изданиях:**

10. Терентьев, Д.В. Математическое моделирование процесса резания листового металла параллельными ножами / Д.В. Терентьев, **М.Р. Байгузин**,

С.И. Платов, Е.Ю. Звягина, Н.Ш. Тютеряков // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. – 2023. – Т. 21. – №4. – С. 56-62.

11. Терентьев, Д.В. Разработка рациональной схемы привода с целью обеспечения равномерной нагрузки насосов и синхронизации рабочих цилиндров / Д.В. Терентьев, **М.Р. Байгузин** // От качества инструментов к инструментам качества: Сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции, Тула, 19–20 октября 2023 года. – Тула: Тульский государственный университет, 2023. – С. 172-176.

12. Байгузин, М.Р. Совершенствование простого насосного привода гидравлического пресса / **М.Р. Байгузин**, С.С. Пилипенко, А.П. Потапенков // «MAGNITOGORSK ROLLING PRACTICE 2018». Материалы III международной молодежной научно-практической конференции, Магнитогорск, 2018. – С. 115-116.

13. Байгузин, М.Р. Разработка гидравлического редукторно-мультипликаторного привода металлургических машин / М.Р. Байгузин, С.С. Пилипенко, А.П. Потапенков // Механическое оборудование металлургических заводов. – 2016. – №1(6). – С.14-17.

14. Байгузин, М.Р. Экспериментальный способ определения коэффициента надреза / **М.Р. Байгузин**, С.С. Пилипенко, А.П. Потапенков // XXVI Международная Инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС-2014): труды конференции. – М.: Изд-во ИМАШ РАН, 2015. – С. 16-20.

15. Байгузин, М.Р. Разработка и исследование двухцилиндрового редукторно-мультипликаторного гидропривода машин / **М.Р. Байгузин**, С.С. Пилипенко, А.П. Потапенков, Ю.Г. Серебренников, У.Е. Шимкина // Авиамашиностроение и транспорт Сибири: сб. статей IV Всероссийской науч.-практ. конф. (10-11 апреля 2014 г., г. Иркутск). – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014. – С. 170-177.