

На правах рукописи

ПОПОВ ЮРИЙ АНТОНОВИЧ

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПИЛИГРИМОВОЙ ПРОКАТКИ  
НА ОСНОВЕ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ И  
МОДЕРНИЗАЦИИ ПОДАЮЩЕГО АППАРАТА**

Специальность

05.02.09 – Технологии и машины обработки давлением

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени

кандидата технических наук

Екатеринбург – 2015

Работа выполнена на кафедре «Детали машин» в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»

**Научный руководитель:** доктор технических наук, профессор  
**Чечулин Юрий Борисович**

**Официальные оппоненты:** **Коликов Александр Павлович,**  
доктор технических наук, профессор, ФГАОУ  
ВПО «Национальный исследовательский  
технологический университет «МИСиС»  
(г. Москва), профессор кафедры технологии и  
оборудования трубного производства

**Батурин Александр Алексеевич,**  
кандидат технических наук, ООО «Уральский  
инжиниринговый центр» (г. Челябинск),  
главный инженер

**Ведущая организация:** ОАО «Российский научно-исследовательский  
институт трубной промышленности» (ОАО  
«РОСНИТИ»), г. Челябинск

Защита состоится 10 сентября 2015 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета Д 212.285.10 на базе ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19, ауд. И-420 (зал Учёного совета).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», <http://dissovet.science.urfu.ru/news2/>

Автореферат разослан 07 июля 2015 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета,  
доктор технических наук

Раскатов Евгений Юрьевич

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** От работы подающего аппарата во многом зависит стабильная работа всего стана пилигримовой прокатки, его производительность и качество выпускаемой продукции. В связи с динамически тяжелым режимом работы на долю подающего механизма стана приходится большинство отказов. В результате на станах большого типоразмера при эксплуатации оборудования осуществляют замену подвижной части форголлера с периодичностью, не превышающей 10 суток. Этим объясняется необходимость совершенствования конструкций и поиск рациональных параметров управления процессом подачи.

**Цели и задачи работы.** Разработка устройства перемещения заготовки, обеспечивающего дальнейшее снижение динамических нагрузок, безотказного устройства ограничения подач, реализующего заданные номинальные их значения, исследование и определение рациональных параметров управления законом движения заготовки.

### **Научная новизна работы**

1. Для вновь предложенного пневмогидравлического привода возвратного движения заготовки исследованы зависимости, выполнен анализ и получены рекомендации выбора значений начального давления в пневматической камере, обеспечивающие рациональное соотношение между периодами разгона и торможения.
2. Разработана математическая модель и программа расчета закона движения штоковой системы тормозного устройства с плавающим поршнем при использовании системы переменного дросселирования расхода рабочей жидкости вдоль его перемещения в тормозной камере.
3. На основании разработанной модели выполнен численный анализ влияния исходного профиля внутренней полости тормозной буксы на конечную скорость тормозного поршня, а также расположения и изменения площади дополнительных дросселирующих отверстий в ней на тенденцию снижения

значений максимального ускорения торможения подвижных масс.

4. Получен алгоритм определения постоянных и переменных параметров управления законом движения, доставляющих минимум максимальных значений динамических нагрузок за цикл перемещения заготовки.
5. Показано, что предложенный вариант исполнения штоковой системы возвратного перемещения заготовки в рабочую клетку с плавающим поршнем, обеспечивает снижение подвижных масс и повышение жесткости подвижного штока.
6. Получены расчетные зависимости для определения усилий подпора подвижной каретки, обеспечивающие беззазорное ее сопровождение с механизмом ограничения подачи.

**Достоверность и обоснованность** результатов работы подтверждается: физической обоснованностью разработанной динамической модели и исходных данных для расчетов; использованием апробированных методик исследований; удовлетворительным согласованием расчетных данных с экспериментальными.

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

Разработаны и переданы в производство:

- конструкция тормозной камеры с плавающим поршнем, защищенная патентами на изобретение и полезную модель и предназначенная для повышения работоспособности подающего аппарата путем снижения динамических нагрузок;
- конструкция рамочного типа механизма ограничения значений разовых подач, защищенная патентом на полезную модель и предусматривающая повышение долговечности и исключение вибрационных нагрузок;
- конструкция дополнительного гидравлического устройства, защищенная патентом на полезную модель и предназначенная для повышения надежности извлечения дорновой оправки из прокатанной трубы;
- рекомендуемая методика выбора рациональных параметров настройки и управления процессом перемещения заготовки с сохранением постоянства циклических подач, направленная на сокращение ремонтных простоев

оборудования и повышение надежности его работы.

**На защиту выносятся следующие положения:**

1. Результаты разработки новых устройств подающего механизма пилигримового стана, направленные на снижение непрогнозируемых динамических нагрузок, крутящих моментов прокатки и максимальных давлений в очаге деформации за счет постоянства циклической подачи.
2. Совершенствование закона движения заготовки в рабочую клеть на основе анализа и выбора рациональных параметров пневмогидравлического движителя модернизированного типа.
3. Экспериментальное подтверждение теоретических результатов, полученных на базе расчетной модели, на основе измерения кинематических, гидродинамических и нагрузочных характеристик форголлера.

**Апробация работы.** Материалы диссертации докладывались и обсуждались на: XVI Уральской международной конференции молодых ученых по приоритетным направлениям развития науки и техники. Екатеринбург, 2009; XVII Уральской международной конференции молодых ученых по приоритетным направлениям развития науки и техники. Екатеринбург, 2010; XVIII Международной научно-технической конференции «Трубы-2010» «РосНИТИ» Челябинск, 2010; IX Международной научно-технической конференции «Современные металлические материалы и технологии» Санкт-Петербург. 2011; X международной научно-технической конференции «Современные металлические материалы и технологии» г. Санкт-Петербург, 2013 г.; шестой международной молодежной научно-практической конференции «Инновационные технологии в металлургии и машиностроении. Уральская научно-педагогическая школа по обработке металлов давлением им. Профессора А.Ф. Головина» Екатеринбург, 2012; седьмой международной молодежной научно-практической конференции «Инновационные технологии в металлургии и машиностроении» Екатеринбург, 2014; международной научно-практической конференции «Развитие машиностроения, транспорта, технологических машин и

оборудования в условиях рыночной экономики» Екатеринбург, 2014; IX конгресс прокатчиков. Череповец, 2013; X конгресс прокатчиков. Липецк, 2015;

**Публикации.** Результаты работы представлены в 16 публикациях, в числе которых 3 статьи в изданиях, рекомендованных ВАК, 4 Патента РФ на изобретения и полезные модели.

**Структура и объем работы.** Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы, приложений А и Б. Работа изложена на 118 страницах, содержит 7 таблиц, 56 рисунков, библиографический список из 81 наименований.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обосновывается актуальность диссертационной работы, сформулированы ее цели и задачи.

**В первой главе** рассмотрены типы конструкций подающих аппаратов пилигримовых станов, выполнен патентный обзор фороллеров как отечественных, так и зарубежных конструкций. Рассмотрены научные работы известных исследователей, таких как: Праздников А.В., Кожевников С.Н., Осадчий В.Я., Иоффе А.М., Чернявский А.А. и др.

К основным недостаткам фороллеров относятся высокие динамические и ударные нагрузки, негативно влияющие на стабильность подачи. В известной технической литературе недостаточно разработаны теоретические основы закона движения заготовки. В последнее время наибольшее распространение получили аппараты с пневмогидравлическим движителем. Задачей исследования является разработка математической модели, обеспечивающей наилучший закон движения с минимизацией значений максимальных ускорений.

**Во второй главе** представлено совершенствование конструкции подающего аппарата стана пилигримовой прокатки, направленное на повышение безотказности оборудования и улучшение качества получаемых труб.

Назначением подающего аппарата является возврат заготовки в рабочую

клеть на величину ее хода и разовой подачи при прокатке в кратковременный период раскрытия зевов прокатных валков. Процесс прокатки труб на пилигримовых станах сопровождается высокими динамическими нагрузками на инструмент, главный привод стана и подающий аппарат, определяя весьма ограниченный ресурс его работы. Кроме того, возвратно-поступательное движение с разгоном и интенсивным торможением движущихся масс приводит к высоким инерционным нагрузкам, которые могут превышать силы сцепления заготовки с дорном, определяя риск ее схода и непрогнозируемый избыток разовой порции металла в очаге деформации. Избыток металла в зоне деформации резко увеличивает нагрузки на главный привод стана и его рабочий инструмент. Характер работы подающего механизма определяет работу всего стана в целом, его надежность и производительность, и оказывает основное влияние на точность прокатываемых труб. Поскольку к концу прокатки снижается температура гильзы, то нередко возникают трудности извлечения дорна в конце процесса. Это является одной из причин увеличения расходного коэффициента металла.

Выше перечисленные проблемы эксплуатации требуют решения задач совершенствования конструкции подающего аппарата и поиска его рациональных параметров для достижения минимума динамического нагружения. Для повышения работоспособности подающего аппарата пильгерстана разработаны, запатентованы и переданы в производство на ОАО «ЧТПЗ» (г. Челябинск) следующие конструктивные решения: разработка тормозной камеры нового типа с плавающим тормозным поршнем (Рисунок 1), которая позволит повысить работоспособность подающего устройства путем снижения динамических нагрузок как за счет уменьшения подвижных масс, так и путем минимизации пиковых значений циклических ускорений; создание механизма повышенной жесткости рамного типа для ограничения (дозирования) номинальных заданных значений разовых подач, направленного на стабилизацию нагрузок на прокатный инструмент рабочей клетки и повышение точности формы и размеров получаемых

труб (Рисунок 2); дооснащение конструкции форголлера дополнительными силовыми цилиндрами для обеспечения операции извлечения дорна из недоката с целью сокращения межоперационного времени и тем самым повышения темпа прокатки.

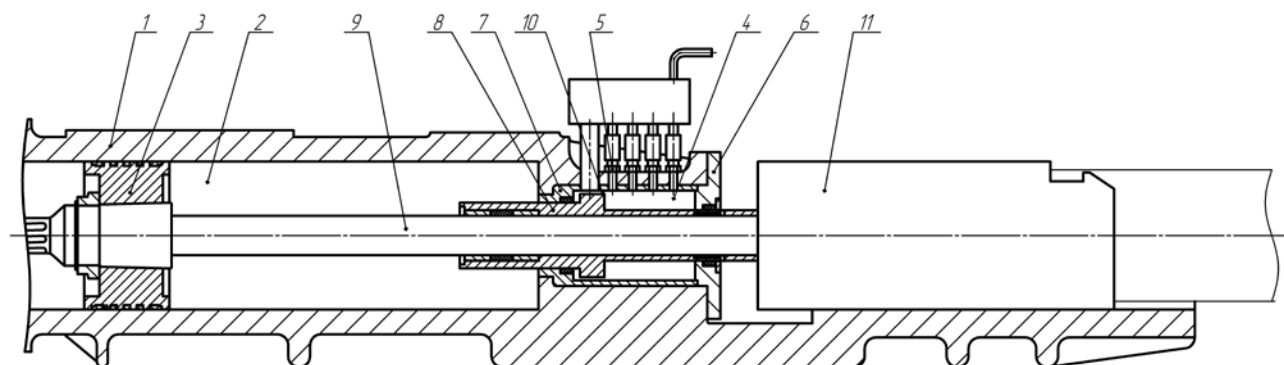


Рисунок 1 – Гидравлическая камера с плавающим тормозным поршнем

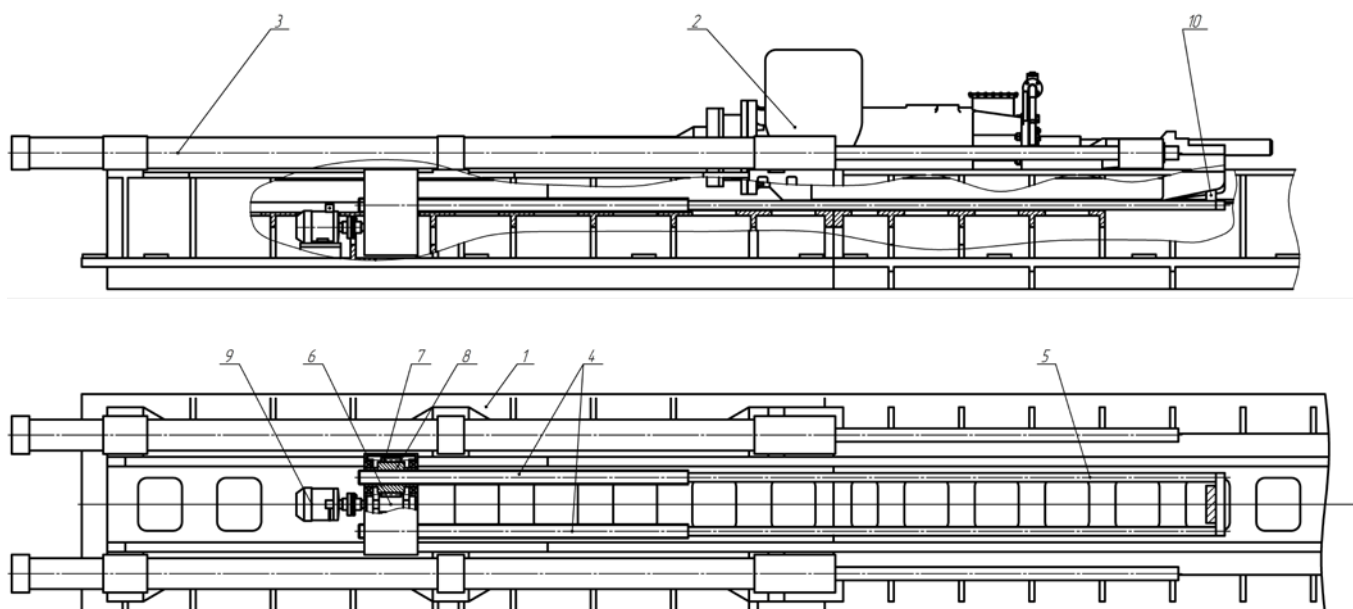


Рисунок 2 – Механизм рамного типа ограничения подачи

**В третьей главе** приводится динамическая модель работы подающего аппарата вновь предложенного типа. Определяются постоянные и переменные параметры разгона и торможения подвижных масс. Основным объектом исследования является модернизация подающего аппарат пильгерстана №2 Челябинского трубопрокатного завода путем замены тормозной камеры пружинного типа на вновь предложенное гидравлическое устройство торможения. Сравнимым объектом исследования является подающий аппарат



пильгерстана №1 того же стана, изготовленный немецкой фирмой SMS “MEER”. В конструкции SMS “MEER” (Рисунок 3) с дистанционно закрепленными на общем штоке пневматическим и тормозным поршнями при прокатке в каждом разовом цикле обжатия заготовка перемещается противоположно направлению выхода готовой трубы, обеспечивая многократное повышение давления воздуха в камере пневмоцилиндра, предназначенного для ее разгона при возвратном движении во время раскрытия зевов ручьев постоянно вращающихся рабочих валков (Рисунок 4). Для гарантированной остановки возвратного движения заготовки перед захватом ее рабочей частью ручьевых валков используются тормозные устройства гидравлического типа. Последние получили основное распространение в настоящее время.

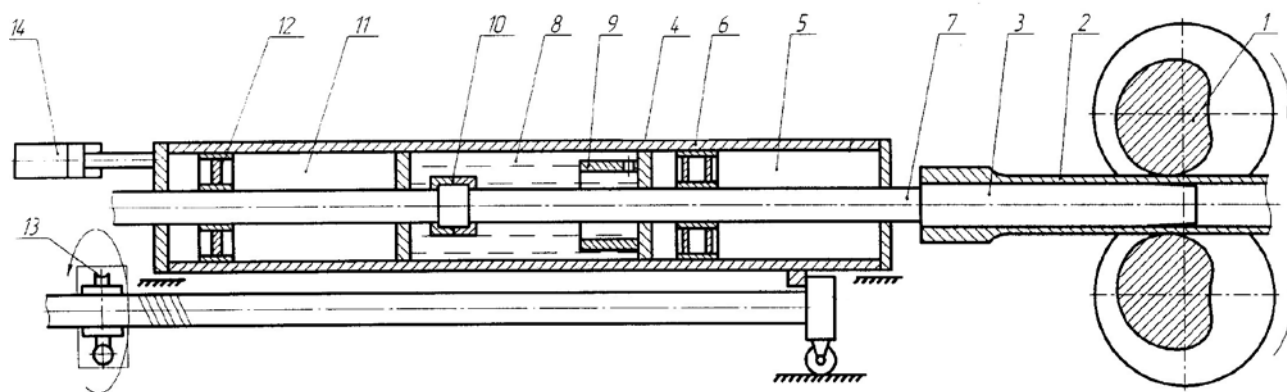


Рисунок 3 – Положение штока в конце цикла разового обжатия заготовки

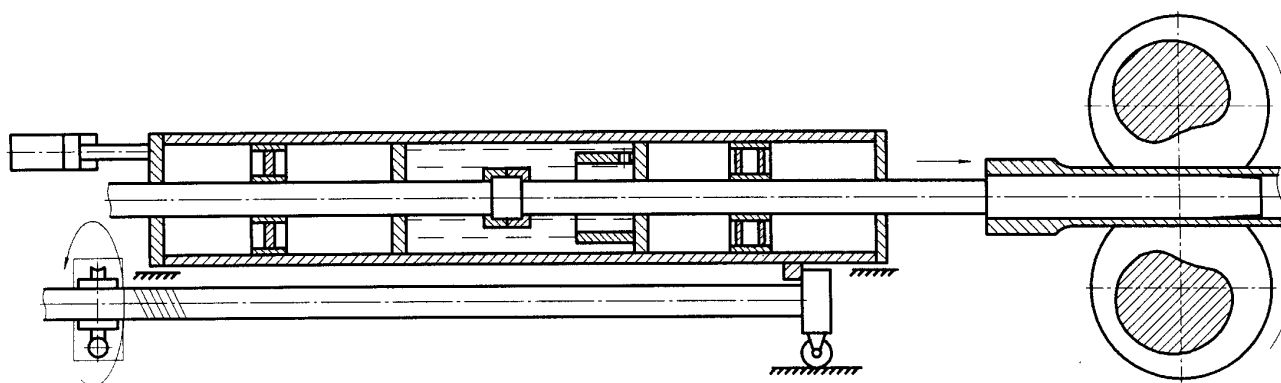


Рисунок 4 – Положение штока в период разгона подвижных частей фороллера

Тормозные устройства гидравлического типа включают тормозной цилиндр, тормозную буксу с внутренним коническим отверстием и периодически входящий в него поршень, а также систему настраиваемых дросселирующих

выходных отверстий в тормозной буксе. Режим торможения существенно зависит от массы и материалов прокатываемых труб, определяющих силы сцепления заготовки с дорном, и от характеристик вязкости используемой рабочей жидкости. При этом материал заготовки и параметры ее рабочего конуса определяют значения сил сцепления прокатываемой гильзы с дорном, а вязкость рабочей жидкости в существенной степени влияет на характеристики гидравлического торможения.

Определение рационального закона возвратного движения заготовки требует обоснованного выбора исходных параметров настройки, включая начальное давление в пневмоцилиндре и согласованные с ним параметры дросселирования тормозной камеры с учетом изменения температурного режима рабочей жидкости и изменения условий прокатки одной заготовки, а также с учетом массы и материала исходной гильзы. Выбор исходных параметров и рациональный регламент настройки в настоящее время не имеет достаточного обоснования и требует дополнительного исследования.

Решение задачи динамического поведения подвижной системы форголлера за один цикл подачи заготовки представлен рядом последовательных этапов расчета. Уравнение движения подвижных масс в период возвратного движения заготовки под действием сжатого воздуха имеет вид:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} - p_0 \cdot F_1 \left( \frac{H}{H - h + x} \right)^k + R_{\text{од}} = 0, \quad (1)$$

где  $m$  – приведенная масса подвижных частей аппарата и гильзы, учитывающая инерцию вращающихся частей;  $F_1$  – активная площадь воздушного поршня;  $h_1$  – остаточный откат поршня;  $R_{\text{тр}}$  – сила трения;  $h$  – полный откат штока;  $k$  – показатель адиабаты для атмосферного воздуха;  $p_0$  – начальное давление воздуха в пневматической камере;  $H$  – длина воздушного пространства в крайнем переднем положении поршня.

Из решения этого уравнения при начальных условиях  $x_3 = 0$ ,  $\dot{x}_3 = 0$  получено

выражение для скорости подвижных масс

$$V_3 = \frac{dx_3}{dt_3} = \sqrt{\frac{2}{m_{np}} \left[ \frac{p_0 \cdot F_1 \cdot H^k}{k-1} \cdot [(H-h)^{1-k} - (H-h+x_3)^{1-k}] - R_{mp} \cdot x_3 \right]}, \quad (2)$$

Для определения конечной скорости разгона и начальной скорости для активного торможения необходимо в выражение вместо координаты  $x_3$  подставить длину пути разгона:  $l_{разг} = h - l_{торм}$ , где  $l_{торм}$  - длина тормозной буксы.

Получено выражение для расчета времени разгона:

$$t_3 = \int_0^{l_{разг}} \frac{dx_3}{\sqrt{\frac{2}{m_{np}} \left[ \frac{p_0 \cdot F_1 \cdot H^k}{k-1} \cdot [(H-h)^{1-k} - (H-h+x_3)^{1-k}] - R_{mp} \cdot x_3 \right]}} \quad (3)$$

Конечные характеристики закона движения в период разгона подвижных масс штоковой системы форголлера, являясь начальными значениями заключительной фазы торможения, при заданном времени возвратного движения существенно влияют на кинематику режима торможения. При этом основным переменным фактором управления законом движения подвижных масс при выбранных размерах поршневой системы пневматической камеры является начальное значение избыточного давления в пневматической камере в момент начала очередного цикла прокатки заготовки.

Торможение подвижных масс форголлера необходимо рассматривать в два полупериода: первый соответствует моменту приближения поршня к тормозной камере на определенном расстоянии  $x$ , характеризующийся при сближении с буксой резким, скачкообразным повышением давления; второй период характеризует торможение за счет сопротивления истечения жидкости через щелевой зазор и дросселирующие отверстия при движении поршня вдоль тормозной втулки.

В момент подхода поршня к тормозной камере необходимо учитывать

резкое повышение давления за счет взаимодействия поршня тормозной камеры с жидкостью в ограниченном объеме. Происходит это на расстоянии  $x$ , когда площадь поршня  $F_2$  становится равной площади сечения потока истечения жидкости  $F_3$  через цилиндрический зазор, образованный торцами поршня и тормозной втулки. При дальнейшем движении поршня к тормозной втулке по мере уменьшения координаты  $x$  уменьшается площадь истечения  $F_3$ , что приводит к резкому увеличению давления в области, ограниченной тормозной камерой и гидравлическим поршнем (Рисунок 5).

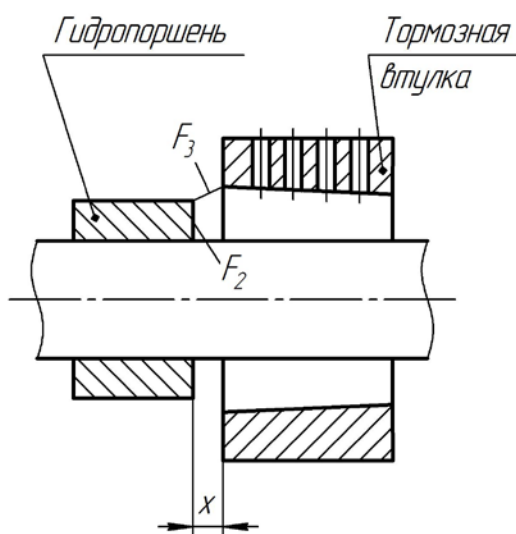


Рисунок 5 – Начальный момент входа гидравлического поршня в тормозную втулку

Величина скачка давления жидкости при подходе поршня к тормозной камере и дальнейшее его изменение при активном торможении также зависит от площади открытия дросселирующих отверстий  $S$ . Без учета незначительных влияний лобового сопротивления воздушному и гидравлическому поршням и сил трения до момента сближения поршня гидравлической камеры с буксой уравнение движения примет вид:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} - \frac{\rho \cdot F_2^3 \cdot \dot{x}^2}{2 \cdot S} \cdot \xi = 0, \quad (4)$$

где  $F_2$  – площадь гидравлического поршня;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $S$  – суммарная площадь истечения жидкости;  $\xi$  – общий коэффициент местных сопротивлений.

Из выше приведенных зависимостей можно определить начальную скорость торможения после мгновенного повышения давления к моменту начального входа поршня во втулку тормозной камеры.

Как показали экспериментальные замеры, значение скачка давления в переходный период определяется выбором параметров дросселирования.

В период активного гидравлического торможения поршня, проходящего вдоль тормозной втулки, при известных размерах тормозной камеры уравнение движения приобретает вид:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + p_0 \cdot F_1 \left( \frac{H}{H-l+x} \right)^k - p_A(x) \cdot F_2 - R_{\delta\delta} = 0, \quad (5)$$

где  $p_A(x)$  - давление в гидравлической камере в процессе торможения в функции от перемещения.

Особенностью рассматриваемых современных конструкций является расположение и размеры дросселирующих отверстий в тормозной буксе вдоль пути перемещения тормозного поршня, изменяющих расход тормозной жидкости и определяющих закон изменения давления перед поршнем тормозной камеры. В этом случае функция избыточного давления, возникающего при торможении, представляется в следующем виде, где первое слагаемое давления жидкости представляет собой потери давления на трение в жидкости, а второе гидродинамические потери:

$$p_A(x) = \frac{12 \cdot \mu \cdot Q \cdot l'}{b \cdot (\delta(x) + S(x)/b)^3} + \frac{\rho \cdot Q^2}{2 \cdot b^2 \cdot (\delta(x) + \frac{1}{\sqrt{\xi}} S(x)/b)^2}, \quad (6)$$

где  $Q = F_2 \cdot \frac{dx}{dt}$  - суммарный расход жидкости через кольцевую щель и дросселирующие отверстия;  $\mu$  - динамическая вязкость жидкости;  $l'$  - длина кольцевой щели, которая определяется либо длиной гидропоршня, либо длиной камеры,  $\delta$  - размер кольцевого зазора в функции от координаты при заданной конусности внутренней полости тормозной буксы,  $S(x)$  - изменяемая площадь дросселирующих отверстий,  $b$  - характеристический размер кольцевой

щели ( $b = \pi \cdot D$ ),  $\xi$  – общий коэффициент местных сопротивлений.

Выполнено исследование дросселирования при торможении на протяжении всего пути движения поршня (Рисунки 6, 7). При движении поршня в гидравлической камере постепенно, по мере прохождения поршня через установленные ряды отверстий, уменьшается их количество, что дает дополнительные возможности при настройке параметров.

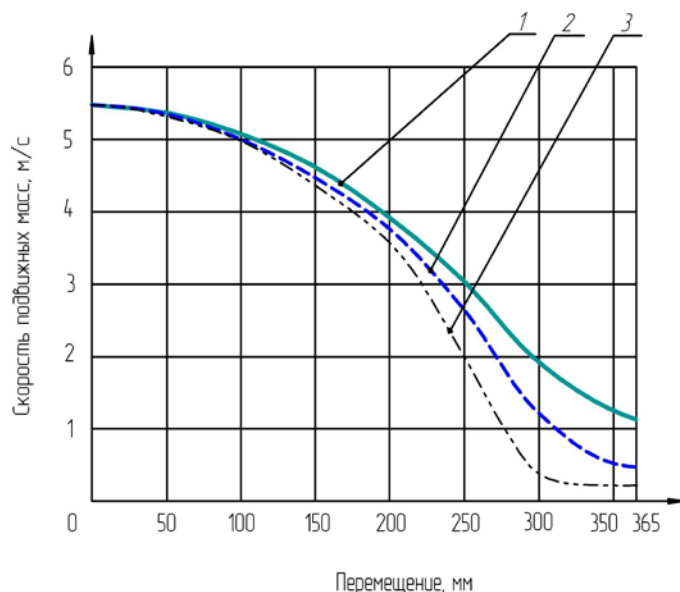


Рисунок 6 – График скорости торможения от перемещения

1 – кривая на графиках при конечном размере конуса 1,5 мм; 2 - кривая на графиках при конечном размере конуса 1,0 мм; 3 – кривая на графиках при конечном размере конуса 0,5 мм

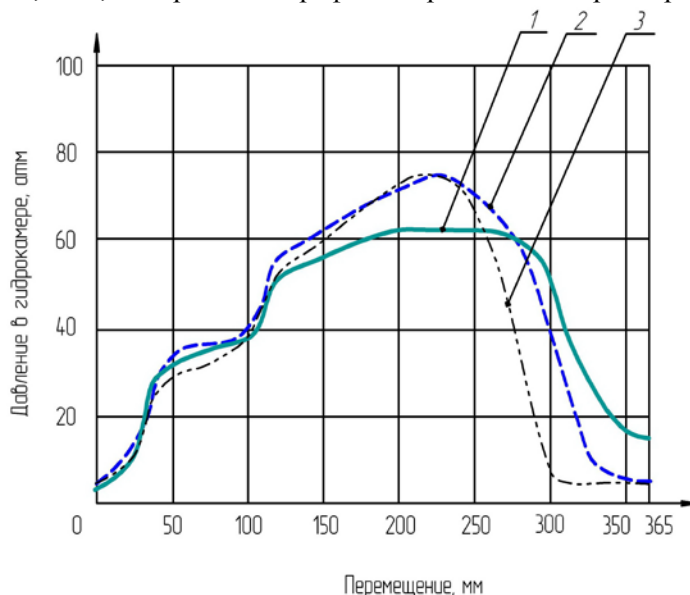


Рисунок 7 – График давления рабочей жидкости в тормозной камере от перемещения

1 – кривая на графиках при конечном размере конуса 1,5 мм; 2 - кривая на графиках при конечном размере конуса 1,0 мм; 3 – кривая на графиках при конечном размере конуса 0,5 мм

На рисунке 8 показан график давления рабочей жидкости в тормозной камере форголлера SMS MEER, показанной на рисунках 3 и 4, при равномерном расположении дросселирующих отверстий по всей длине тормозной втулки.

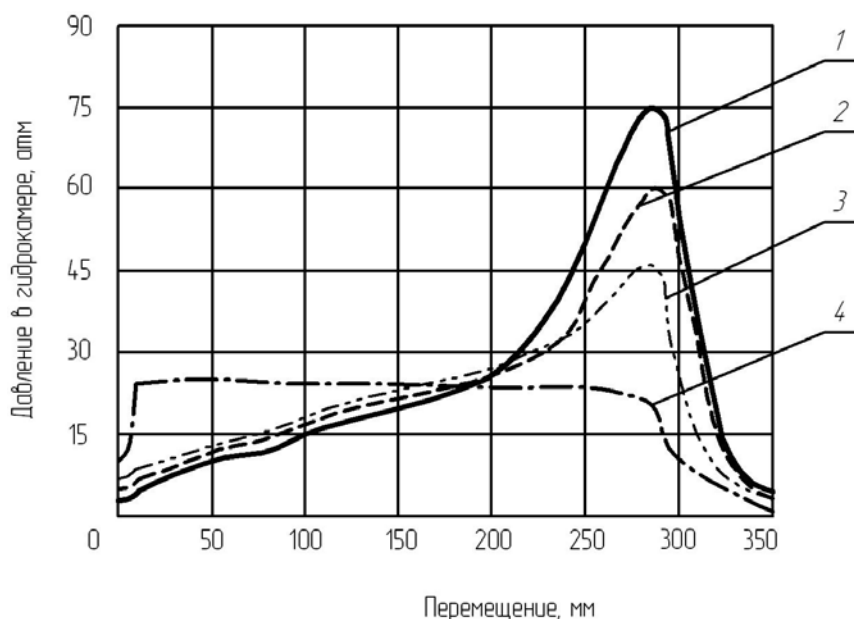


Рисунок 8 – График давления рабочей жидкости в тормозной камере от перемещения при дросселировании

- 1 – график давления при 40% открытой площади дросселирующих отверстий;
- 2 – график давления при 30% открытой площади дросселирующих отверстий;
- 3 - график давления при 20% открытой площади дросселирующих отверстий;
- 4 - график давления при закрытых дросселирующих отверстиях

Представленный алгоритм уравнений движения позволяет выполнять анализ закона движения подвижных масс штоковой полости форголлера с целью дальнейшего поиска рациональной конструкции и выбора оптимальных параметров устройства. Разработанный алгоритм универсален и применим ко всем конструкциям подающего аппарата с гидравлическим торможением при условии конструктивной возможности дросселирования по длине тормозной камеры. Алгоритм позволяет подобрать управляющие параметры, необходимые для устойчивой работы подающего аппарата при прокатке различных типоразмеров труб. На его основе разработана математическая динамическая модель и программа расчета закона движения заготовки при возвратном ее движении в рабочую клеть для вновь предложенного подающего механизма.

Расчетная модель включает последовательные фазы начального разгона и торможения под действием переменного сопротивления нарастающего давления в тормозной камере при переменном дросселировании истечения рабочей жидкости по пути перемещения поршня вдоль начально профилированной тормозной буксы. С использованием программы расчета выполнен численный анализ влияния изменения постоянных и переменных настраиваемых параметров воздушной и тормозной камер на кинематику процесса перемещения заготовки, позволивший выяснить основные тенденции изменения закона движения и его основного оценочного показателя – максимума ускорений, соответствующего уровню пиковых значений динамических нагрузок.

На основании анализа закономерностей изменения скорости разгона установлено, что выбор начального избыточного давления в пневматической камере в зависимости от массы прокатываемой заготовки определяется соотношением времен разгона и торможения при рациональном отношении этих значений, равном 1.5. Показано, что дросселирование не влияет на конечную скорость торможения, а оказывает влияние на начальный фронт давления в тормозной камере. С увеличением протяженности открытых дросселирующих отверстий по длине тормозной втулки существенно возрастают максимальные значения давления и ускорений торможения подвижных масс. В ходе исследования выяснилось, что наиболее предпочтительным с позиций минимакса динамических нагрузок и устойчивого процесса прокатки является вариант дополнительного дросселирования в первой трети длины хода втулочного поршня гидравлической камеры. По результатам численного анализа получены графические зависимости для выбора начального профиля и размеров внутренней полости тормозной буксы, исходя из условий достижения минимальной скорости перед остановкой заготовки в конце цикла подачи.

**В четвертой главе** представлены результаты натурных измерений динамических характеристик тормозной камеры форголлера в зависимости от геометрических характеристик тормозной буксы и параметров



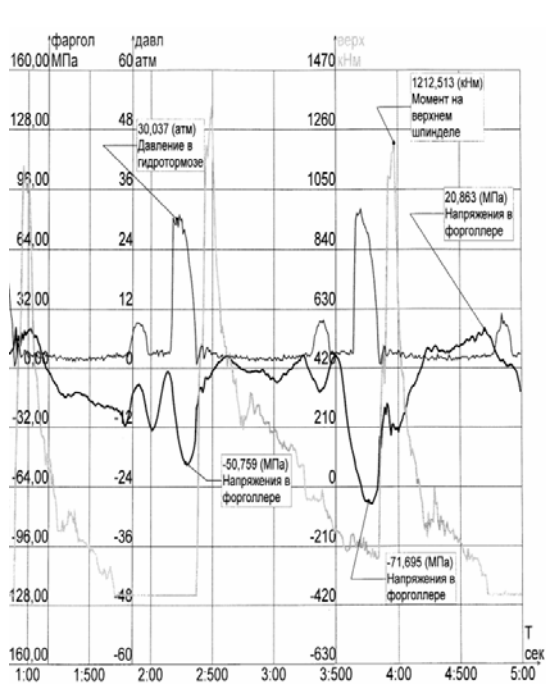
дросселирования. Экспериментальные исследования проводились на действующем форголлере фирмы SMS MEER пилигримового стана №1 ОАО «ЧТПЗ». При этом выполнялись измерения давления в пневматической и гидравлической камерах, закон перемещения заготовки и каретки форголлера за каждый цикл прокатки при варьировании начального воздушного давления, степени дросселирования и площади конечного кольцевого зазора между тормозным поршнем и внутренней поверхностью буксы.

Для проверки расчетных характеристик работы гидротормозной камеры были выполнены два цикла натуральных измерений: форголлер №1 - с диаметром поршня 568 мм и форголлер №2 с соответствующим предложенным нами поршнем диаметром 569 мм. Измеряли давление жидкости перед поршнем с помощью датчика давления с верхним пределом 16 МПа, установленным в конце передней тормозной камеры, давление в воздушной камере с помощью датчика давления, имеющего верхний предел измерений 2,5 МПа, перемещение штока с помощью датчика перемещений, имеющего верхний предел измерений 1500 мм, перемещение каретки форголлера относительно направляющих с помощью дополнительного датчика малых перемещений (с периодическими перестановками). Сопоставимые условия процессов прокатки, при которых выполняли измерения, приведены в таблице 1.

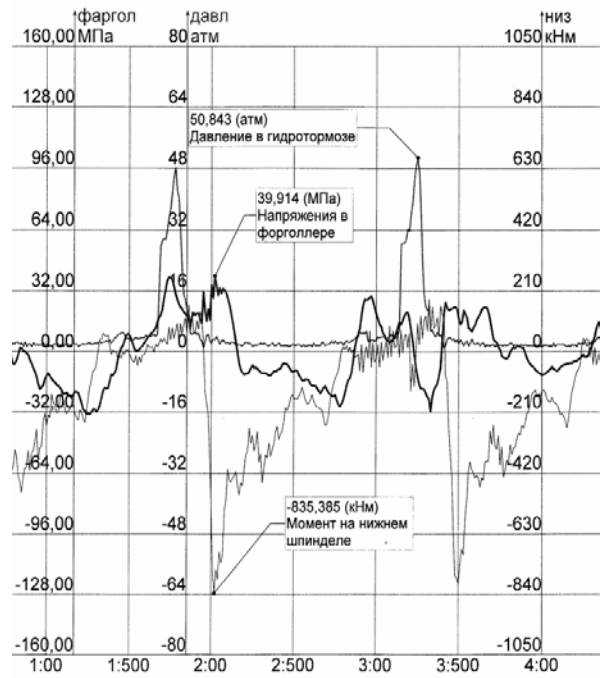
Таблица 1 – Условия процессов прокатки и параметры

№ форголлера и диаметр гидравлического поршня	Параметры проката						
	D <sub>гильзы</sub> , мм	S <sub>гильзы</sub> , мм	L <sub>гильзы</sub> , мм	D <sub>трубы</sub> , мм	S <sub>трубы</sub> , мм	Марка стали	D <sub>валка</sub> , мм
№1; D = 568 мм	550	80	3100	333	9	20	1070
№2; D = 569 мм	600	80	3120	426	9	20	1070

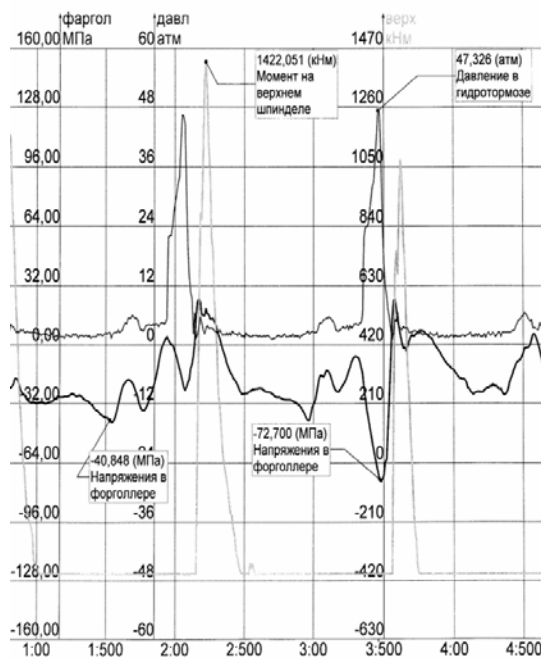
На рисунке 9 представлены результаты экспериментальных измерений давления в тормозной камере в зависимости от показателей дросселирования.



а



б



в

Рисунок 9 – Характер изменения давления в тормозной камере

а – 20% открытой площади; б – 30% открытой площади; в – 40% открытой площади

При изменении уровня дросселирования путем поворота втулки тормозной камеры и перекрытия всех отверстий диаметром 30 мм при рабочих нагрузках на штоке 14000 кгс изменяются условия процесса торможения штока форголлера.

При уменьшении уровня дросселирования от 100% до 25% для вариантов со штоками диаметром 568 мм и 569 мм: увеличивается продолжительность цикла торможения на 30 - 55 %; - уменьшается уровень давлений в тормозной камере в 3,5-4,5 раза; уменьшается остановочная скорость штока к моменту окончания хода штока в тормозной камере 1,5 – 1,3 раза; повышается стабильность значений разовых подач.

Измерения показали:

- фронт кривой изменения давления близок к полученному в результате теоретического исследования;
- сравнение расчетных и экспериментально полученных результатов измерений давлений в тормозной камере, отражающий главный показатель максимального ускорения, имеет удовлетворительную сходимость (разница этих значений не превышает 15%);
- экспериментально подтверждены основные тенденции, полученные на основании расчета по предложенной математической модели, а именно: уменьшение общей площади дросселирующих отверстий в 4 раза сопровождается: пропорциональным уменьшением максимальных давлений в тормозной камере и остановочной скорости (в 1,3-1,5 раза), увеличением продолжительности цикла торможения на 30-55% и стабильности разовых подач. Подтверждена расчетная тенденция снижения конечной скорости подачи заготовки в рабочую клеть: уменьшение кольцевого зазора с 2 до 1 мм в конце пути движения тормозного поршня обеспечило снижение скорости торможения в 2 раза на действующем оборудовании.

Процесс промышленных испытаний существующего форголлера с пневмогидравлическим приводом перемещения заготовки подтвердил необходимость дальнейшей разработки устройств стабилизации значений подачи. Замеренные значения циклических подач лежали в широких пределах от 20 до 28 мм, что требует дальнейшего совершенствования конструкций.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Процесс прокатки труб на пилигримовом стане сопровождается большими динамическими нагрузками, воспринимаемыми рабочими валками, клетью и линией главного привода, которые в значительной степени зависят от значений разовых подач металла в очаг деформации. Не менее тяжелый режим динамического нагружения характерен и для подающего аппарата (форголлера), формирующего значения подачи металла в рабочие валки. С целью дальнейшего совершенствования режима устойчивой работы подающего аппарата, включая снижение опасности смещения прокатываемой заготовки относительно дорна (внутренней оправки), сохранения постоянства заданных значений подач и облегчения процедуры извлечения оправки из заготовки в конце ее прокатки разработан и представлен комплекс новых устройств (Патенты РФ №135548, №148514, №144197, №2547588)

2. Основным объектом исследования является закон движения исполнительного органа подающего аппарата на длину конуса деформации (1300-1400 мм) в течение каждого цикла обжатия с частотой возвратно-поступательного движения не менее 30 циклов/мин. При этом выбор рационального закона движения наиболее напряженного периода возвратного перемещения штока пневмогидравлической системы движителя, несущего на конце дорн с насаженной на него прокатываемой гильзой большой массы (до 14 т), при общей продолжительности возвратного движения не более 0,5 с, достигается определением оптимального соотношения времен разгона и торможения, доставляющего минимум максимальных значений периодических ускорений при затормаживании движения. Установленное значение этого соотношения – 3:2. Как снижение, так и увеличение этого соотношения сопровождается возрастанием пиковых значений ускорений, повышением динамических нагрузок.

3. Для анализа и выбора параметров системы приводного устройства возвратного движения заготовки в рабочую клеть разработаны

динамическая модель и программа расчета кинематических и силовых характеристик движения с учетом конструктивных особенностей вновь предложенного устройства тормозной системы. Полученный алгоритм решения может быть применен для аналогичных устройств, включающих последовательное дросселирующее воздействие на поток тормозной жидкости вдоль тормозной буксы.

4. Конечное значение скорости разгона, являясь начальной скоростью тормозного участка, существенно влияет на закономерность изменения скорости замедленного движения. Получена зависимость законов изменения скорости заготовки от устанавливаемых значений исходного избыточного давления в пневматической камере разгона, позволяющая определить минимально допустимое ее конечное значение.

5. По результатам натурального эксперимента на действующем подающем аппарате фирмы SMS MEER пилигримового стана №1 получены сравнительные оценки влияния постоянных и переменных параметров на нагруженность форголлера и закон движения заготовки, подтвердившие расчетные результаты по предложенной программе с отклонением, не превышающим 15%.

6. Разработан комплекс конструктивных усовершенствований и технической документации, принятой к внедрению:

- тормозная гидравлическая камера с плавающим поршнем, обеспечивающая снижение динамических нагрузок.
- установка механизма ограничения подачи рамного типа для обеспечения строго дозированного хода каретки 15-20 мм за один цикл прокатки форголлера.
- установка дополнительных гидроцилиндров для обеспечения съема заготовки с оправки;

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

### Статьи, опубликованные в рецензируемых научных журналах, определенных ВАК:

1. Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А., Филимонов И.Е. Исследование работы форголлера пилигримового стана // Сталь. - 2011. - № 12. - С. 32-34.
2. Чечулин Ю. Б., Попов Ю. А., Филатов С. Н., Соколинский Б. Я. Выбор рациональных параметров подающего аппарата пилигримового стана // Сталь. - 2013. - №12. - С. 36-39.
3. Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А. Динамический анализ пневмогидравлического движителя на примере работы подающего аппарата прокатного стана периодического действия // Современные проблемы науки и образования (электронный журнал) – 2015 – №1; Режим доступа: URL: <http://www.science-education.ru/121-18345>

### Патенты РФ

4. Патент на полезную модель 135548 РФ. МПК В21В 21/04 (2006.01) Подающий механизм пилигримового стана / Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А., Соколинский Б.Я. и др.; опубл. 20.12.2013, Бюл. №3
5. Патент на полезную модель 148514 РФ. МПК В21В 21/00 (2006.01) Подающий механизм пилигримового стана / Тазетдинов В.И., Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А., Соколинский Б.Я. и др.; опубл. 10.12.2014, Бюл. №34
6. Патент на полезную модель 144197 РФ. МПК В21В 21/00 (2006.01) Подающий механизм пилигримового стана / Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А., Соколинский Б.Я. и др.; опубл. 10.08.2014, Бюл. №22
7. Патент на изобретение 2547588 РФ. МПК В21В 21/04 (2006.01) Подающий механизм пилигримового стана / Филатов С.Н., Соколинский Б.Я., Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А. и др.; опубл. 10.04.2015, Бюл. №10

### Публикации в других изданиях:

8. Попов Ю.А., Раскатов Е.Ю., Чечулин Ю.Б. Выбор рациональных параметров работы подающего аппарата пильгерстана // Сборник статей «Научные труды

- XVI Уральской международной конференции молодых ученых по приоритетным направлениям развития науки и техники», Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009. Ч.2. С. 371 – 373.
9. Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А., Муратов А.С. Определение начальных и конечных условий для активного торможения подвижных масс подающего аппарата пильгерстана // Сборник статей «Труды Международной научно-технической конференции «Трубы 2010», Челябинск, РосНИТИ, 2010, С. 231-233.
  10. Попов Ю.А., Чечулин Ю.Б., Филимонов И.Е. Исследование работы форголлера пилигримового стана с учетом служебных свойств материалов покатываемых труб и рабочей жидкости // «Труды 9-й Международной научно-технической конференции «Современные металлические материалы и технологии», Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2011, С. 228-230.
  11. Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А., Соколинский Б.Я., Муратов А.С. Модернизация форголлера пилигримового стана // Труды IX конгресса прокатчиков. – Череповец. 2013. Т II. С. 177 – 181.
  12. Yury B. Chechulin, Evgeny U. Raskatov, Yury A. Popov. Simulation of Process of Hot Pilgrim Rolling // RECENT ADVANCES in FINITE DIFFERENCES and APPLIED & COMPUTATIONAL MATHEMATICS. 2013. p. 202- 207.
  13. Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А., Соколинский Б.Я. Модернизация и расчетное определение служебных характеристик подающих аппаратов пилигримовых станов // «Труды 10-й Международной научно-технической конференции «Современные металлические материалы и технологии», Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2013, С. 431-434.
  14. Попов Ю.А., Чечулин Ю.Б., Зиомковский В.М. Выбор рациональных тормозных характеристик подающего аппарата пильгерстана // Сб. трудов VII Международной молодежной научно-практической конференции «Инновационные технологии в металлургии и машиностроении», посвященной памяти чл.-корр. РАН, почетного доктора УрФУ В.Л.

- Колмогорова. – Екатеринбург: Изд-во Урал. Ун-та. 2014. С. 379 – 382.
15. Попов Ю.А., Чечулин Ю.Б., Муратов А.С., Соколинский Б.Я. Модернизация подающего аппарата пильгерстана. // Сборник научных трудов Международной научно-практической конференции, посвященной 80-летию кафедры «Детали машин» ММИ УрФУ. – Екатеринбург. 2014. С. 56 – 63.
16. Тазетдинов В.И., Соколинский Б.Я., Гаас Е.А., Чечулин Ю.Б., Попов Ю.А., Песин Ю.В. Комплексная модернизация подающего механизма пильгерстана // Труды X конгресса прокатчиков. – Липецк. 2015. Т I. С. 192 – 197.

Подписано в печать 11.06.15. Формат 60\*84 1/16  
Бумага писчая. Цифровая печать.  
Тираж 120 экз. Заказ № 35  
Отпечатано в учебной лаборатории  
полиграфии кафедры «Детали машин»  
620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19, ауд.И-120