

Министерство образования и науки
Донецкой Народной Республики
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Донецкий национальный технический университет»

На правах рукописи



Ткачев Михаил Юрьевич

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ
БЫСТРОЙ СМЕНЫ ПОГРУЖНЫХ СТАКАНОВ ПРОМЕЖУТОЧНОГО
КОВША ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СЛЯБОВОЙ ЗАГОТОВКИ**

Специальность 05.02.13 – «Машины, агрегаты и процессы (металлургия)»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Донецк – 2016

Работа выполнена в ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» Министерства образования и науки Донецкой Народной Республики, г. Донецк.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор,
ЕРОНЬКО Сергей Петрович,
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (г. Донецк), заведующий кафедрой «Механическое оборудование заводов черной металлургии».

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор,
ПАЛАМАРЧУК Николай Владимирович,
ГОО ВПО «Донецкий институт железнодорожного транспорта» (г. Донецк), заведующий кафедрой «Подвижной состав железных дорог»;

кандидат технических наук,
ПРОВоторов Дмитрий Алексеевич,
ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет» (г. Тула), инженер кафедры «Технологические системы пищевых, полиграфических и упаковочных производств».

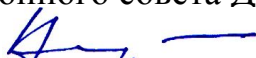
Ведущая организация: ГОУ ВПО ЛНР «Донбасский государственный технический университет» (г. Алчевск).

Защита состоится 21 декабря 2016 года в 12 часов на заседании диссертационного совета Д 01.019.03 при ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» по адресу: 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58, I учебный корпус, малый актовый зал. Тел.: +380 (62) 304-30-55, эл. почта: vchenarada@donntu.org.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» по адресу: 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58, II учебный корпус, интернет – <http://donntu.org>

Автореферат разослан _____ 2016 г.

Ученый секретарь диссертационного совета Д 01.019.03,
д.т.н., проф.



А.В. Яковченко

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В настоящее время в металлургии более 85 % всей выплавляемой стали разливается на машинах непрерывного литья заготовок (МНЛЗ). Промежуточные ковши (промковши) современных слябовых МНЛЗ с целью стабилизации скоростных режимов разливки стали оборудуют системами быстрой смены (СБС) погружных огнеупорных стаканов, экранирующих истекающую в кристаллизатор струю жидкого расплава от вторичного окисления и подверженных в ходе эксплуатации износу. Общеизвестно, что промышленное применение СБС позволяет автоматизировать операцию уборки изношенного стакана и за счет сокращения ее длительности повышать выход годного на 0,15...1,5 %, что обусловлено уменьшением времени действия неблагоприятных гидродинамических условий кристаллизации непрерывнолитого слитка. Однако не все известные отечественные и зарубежные образцы СБС позволяют в полной мере достигать желаемой технико-экономической эффективности от их использования, что объясняется наличием нерационального (автономного) принципа взаимодействия между структурно-функциональными единицами СБС и конструктивных недостатков основных ее узлов.

При реализации программ импортозамещения продукции тяжелого машиностроения металлургического профиля, которая преимущественно представлена нестандартным оборудованием, в том числе и СБС погружных стаканов, особо актуальным становится вопрос методологического обеспечения проектно-изыскательных работ в данном направлении. Поэтому его развитие для совершенствования СБС, рассматриваемой в качестве комплексной системы, является актуальной научно-технической задачей.

Степень разработанности темы. В зарубежных источниках информации отсутствуют сведения, в которых изложены в доступной форме методология расчета конструктивных и энергосиловых параметров СБС. В отечественных источниках вопросам, связанными с расчетом, проектированием элементов СБС (манипуляторов и разливочных устройств), а также с принципами их взаимодействия между собой, посвящены труды Золотухина В.И., Провоторова Д.А., Еронько С.П., Шестопалова В.Н. Работы этих ученых характеризуются ориентированностью на расчет параметров отдельных элементов СБС, не рассматривая их как единое целое.

Цели и задачи исследования. Целью диссертационной работы является совершенствование СБС погружных стаканов и обоснование ее конструктивных, кинематических, энергосиловых параметров для сокращения эксплуатационных затрат на обслуживание, а также увеличения выхода годного при производстве слябовой заготовки.

Для достижения указанных целей были поставлены и решены следующие задачи:

- анализ существующих технических решений для замены стаканов с целью поиска путей их конструктивного совершенствования;
- исследование влияния условий проведения замены стаканов на гидродинамику потоков металла в кристаллизаторе слябовой МНЛЗ;
- разработка рациональных принципов создания высокоэффективных СБС;

- конструктивное совершенствование разливочного устройства промковша и обслуживающего манипулятора;
- разработка и реализация в практике опытно-конструкторских работ экспериментально проверенной методики расчета конструктивных, кинематических и энергосиловых параметров структурных элементов СБС;
- оценка технико-экономической эффективности предложенных решений.

Объект исследования. Система быстрой смены погружных стаканов промковша слябовой МНЛЗ.

Предмет исследования. Конструктивные, кинематические, энергосиловые параметры структурных элементов СБС погружных стаканов.

Научная новизна полученных результатов.

1. Впервые разработана математическая модель манипулятора системы быстрой смены погружных стаканов, включающая формулы для расчета момента сопротивления (M), действующего на привод механизма подачи нового стакана, $M = f_1(I_c, M_T, F_{и}, X, F_c, y, r_p, \varphi)$, и силы сопротивления (F), действующей на привод механизма уборки отработанного стакана, $F = f_2(I_{c3}, M_{T3}, F_{и3}, F_{тр}, X_2, y_3, \varphi_3, \eta, d)$, в зависимости от факторов: I_c, I_{c3} – моментов инерции структурных групп; M_T, M_{T3} – моментов трения в опорах; $F_{и}, F_{и3}$ – сил инерции структурных групп; X, X_2 – реакций в опорах; F_c – силы сопротивления перемещению ролика; $F_{тр}$ – силы трения в опоре зубчатой рейки; y, y_3 – массива координат центров тяжести и опор; r_p – расстояния до оси поворотной колонны от направляющей поверхности паза, по которой перекачивается ролик; φ, φ_3 – углов поворота колонны манипулятора и водила (балки) механизма уборки; η – КПД планетарной передачи; d – геометрических параметров колес планетарной передачи.

Модель обеспечивает учет ограничений, налагаемых свободным объемом рабочего пространства разливочной площадки.

2. Впервые предложено в качестве критериальной оценки совершенства конструкций манипуляторов с механической автоматикой, обслуживающих системы быстрой смены погружных стаканов в условиях ограниченного пространства и состоящих из нескольких функциональных механизмов, использовать отношение суммы независимых и зависимых координат, описывающих движение захватных устройств, к числу приводов, обеспечивающих реализацию этих движений. Значение данного критерия находится в пределах 1 – 3 и с его повышением в пределах указанного диапазона пропорционально уменьшаются на 17 – 68 % масса, 17 – 47 % стоимость и 22 – 35 % энергопотребление приводов манипулятора.

3. Впервые установлена зависимость диаметра плунжера гидроцилиндра переталкивающего устройства

$$d_{\Pi} = 2 \sqrt{\frac{F_P + F_{TP1} + F_{TP2}}{\sqrt{E\rho} \pi v}}$$

от его динамической жесткости, определяемой как отношение силы на плунжере $F_{\Pi} = F_P + F_{TP1} + F_{TP2}$ к скорости его перемещения v , где: $F_P \approx 0,8 F_{\Pi}$ – сила сопротивления, возникающая при разрушении слоя отложений в канале стакана; $F_{TP1} \approx 0,14 F_{\Pi}$ – сила трения между рабочими поверхностями керамических элементов погружных стаканов; $F_{TP2} \approx 0,05 F_{\Pi}$ – сила трения между металлической поверхностью обоймы стаканов и

роликами в опорном узле разливочного устройства. Использование модели позволило снизить массу силового цилиндра на 24 %.

Теоретическая значимость работы.

1. Разработанная математическая модель манипулятора СБС погружных стаканов позволила ее усовершенствовать благодаря тому, что за счет учета ограничений, налагаемых свободным объемом рабочего пространства разливочной площадки слябовой МНЛЗ, стала возможна реализация нового принципа построения системы, заключающегося в совмещенном и параллельном выполнении ее структурными элементами отдельных этапов операции замены. В результате этого удалось достичь сокращения в 3,8 раза длительности негативного воздействия операции на гидродинамику потоков металла в кристаллизаторе слябовой МНЛЗ.

2. Разработанная критериальная оценка совершенства конструкций манипуляторов с механической автоматикой СБС погружных стаканов позволила формализовать сопоставительный анализ, учитывающий структуру примененных в них кинематических цепей.

3. Установленная зависимость диаметра плунжера гидроцилиндра переталкивающего устройства СБС от его динамической жесткости позволяет исключить увеличение колебания значений ударной силы в начальной стадии процесса взаимодействия передающего элемента с новым погружным стаканом, благодаря чему повышается доля полезно используемой энергии на совершение работы по преодолению сил сопротивления перемещению комплекта огнеупорных изделий.

Практическая значимость работы.

1. Предложенная математическая модель манипулятора СБС позволила обосновать значения мощностей приводов механизма подачи нового (0,25 кВт) и механизма уборки отработанного (0,18 кВт) стаканов при разработке его промышленного образца для условий типового сталеплавильного цеха.

2. Использование критериальной оценки совершенства конструкций манипуляторов СБС во время сопоставительного анализа позволяет выбрать наиболее эффективную из них по определяемому количественному показателю.

3. Применение полученного выражения для определения диаметра плунжера гидроцилиндра переталкивающего устройства, учитывающего его динамическую жесткость, позволяет исключить рассмотрение многовариантных комбинаций величин, используемое в расчетах, с целью минимизации массы силового гидроцилиндра.

4. Результаты диссертационной работы, а также выданные практические рекомендации для проектирования и дальнейшего совершенствования СБС легли в основу подготовленного технического проекта ее промышленного образца, переданного в ООО «О-МЕТ»

Физическая модель СБС используется в учебном процессе при подготовке студентов по специальности 15.03.02 «Технологические машины и оборудование» в ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет».

Методология и методы исследования.

Аналитические исследования в работе основывались на фундаментальных положениях теоретической механики, теории механизмов и машин, сопротивления материалов, материаловедения, механики сплошных сред, теории решения

изобретательских задач (ТРИЗ), экономической теории и реализовывались на математических моделях с применением методов сравнения, системного анализа, теории вероятностей, синтеза, а также САПР КОМПАС-3D и системы компьютерной алгебры Mathcad. Эмпирические исследования параметров СБС проводились с применением методов физического моделирования и тензометрии посредством постановки лабораторных экспериментов. При обработке результатов проведенных опытов применялись методы теории погрешностей и математической статистики.

Положения, выносимые на защиту.

1. Математическая модель работы манипулятора СБС погружных стаканов промежуточного ковша слябовой МНЛЗ.
2. Критериальная оценка совершенства конструкций манипуляторов с механической автоматикой СБС погружных стаканов.
3. Зависимость значения диаметра плунжера переталкивающего устройства СБС погружных стаканов от его динамической жесткости.

Степень достоверности результатов.

Подтверждается приведенным объемом проанализированной и систематизированной научно-технической информации о СБС, корректностью применения ряда аналитических и эмпирических методов научных исследований с использованием математического, компьютерного и физического моделирования, а также необходимым для инженерных расчетов подобием полученных с их помощью результатов.

Апробация результатов.

Основные результаты диссертации рассматривались и обсуждались на 11 конференциях: «Автоматизация технологических объектов и процессов. Поиск молодых», Донецк, 2013 г., 2015 г.; «Машиноведение», Донецк, 2013 г.; «Научные исследования молодежи – инновации в науке и практике», Мариуполь, 2013 г.; «Техника и технологии машиностроения», Омск, 2015 г., 2016 г.; «Современные проблемы теории машин», Новокузнецк, 2015 г.; «Научно-технический прогресс в черной металлургии», Череповец, 2015 г.; «Горная энергомеханика и автоматика», Донецк, 2015 г.; «Современное состояние науки и техники», Сочи, 2016 г.; «Инновационные перспективы Донбасса», Донецк, 2016 г.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Первый раздел «Основные направления дальнейшего развития технологии непрерывной разливки стали и совершенствования механического оборудования для ее реализации». В результате анализа информации установлено, что главными направлениями дальнейшего развития технологии непрерывной разливки стали являются увеличение производительности МНЛЗ и улучшение качества непрерывнолитых заготовок путем повышения серийности разливки и защиты стали от вторичного окисления за счет внедрения СБС.

Установлено, что в литературе отсутствуют сведения по методологическому обеспечению конструкторских работ, направленных на совершенствование существующих СБС при рассмотрении их в качестве комплексных систем. В связи с

этим работы, направленные на создание СБС, должны проводиться на основе системных решений с использованием принципа рациональности, а также назначения теоретически обоснованных и экспериментально проверенных значений параметров всех функциональных элементов, входящих в их состав.

Второй раздел «Получение исходной информации для принятия рациональных решений при создании усовершенствованной системы быстрой смены погружных стаканов». Проведены исследования на физической модели влияния условий проведения смены на гидродинамику потоков металла в кристаллизаторе слябовой МНЛЗ. Масштабы моделирования разливки заготовки сечением 1000×250 мм, вытягиваемой со скоростью 1-1,2 м/мин, определялись с учетом автомодельности относительно числа подобия Рейнольдса, значение которого составляло $Re = 1220$. Масштаб линейных размеров модели (число Бюде) составил $Bo = 2,5$. При исследовании использовались два типа моделей стаканов: прямоточные и безнапорные с двумя боковыми отверстиями, разделенными раскателем. Визуализация потоков осуществлялась введением пузырьков воздуха.

В ходе смены прямоточного стакана зафиксировано раздвоение (рисунки 1 в, 1 г) нисходящего потока каплевидной формы (рисунки 1 а, 1 е), имеющего в течение долей секунды криволинейную траекторию. Одновременное наличие в полости кристаллизатора двух стаканов приводит к отклонению потока жидкости в обратные от нового (рисунок 1 б) или отработанного (рисунок 1 д) стаканов стороны и нарушению нормальных условий кристаллизации слитка.

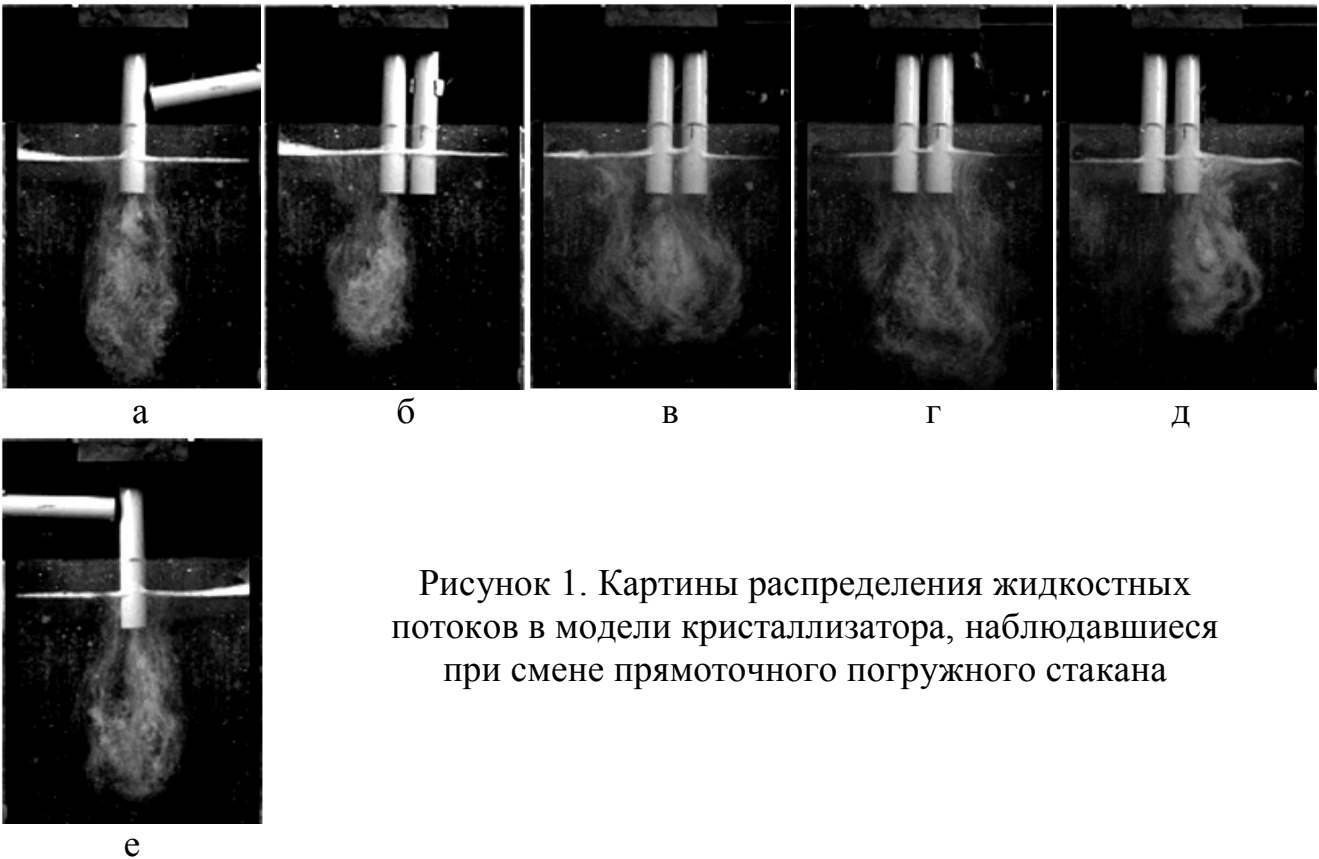


Рисунок 1. Картины распределения жидкостных потоков в модели кристаллизатора, наблюдавшиеся при смене прямоточного погружного стакана

При использовании безнапорных стаканов с боковыми отверстиями наблюдается иная структура потоков, обусловленная наличием выше и ниже выходных

отверстий вихрей с однонаправленной обратной друг к другу циркуляцией с потоками вдоль образующей цилиндрической поверхности стакана и восходящими потоками вдоль узких стенок кристаллизатора (рисунок 2 а, 2 е). При введении в полость кристаллизатора нового стакана (рисунок 2 б), проталкивании комплекта огнеупоров (рисунки 2 в и 2 г), а также удалении замененного стакана (рисунок 2 д) происходит нарушение симметрии потоков и дестабилизируется процесс отвода тепла, а следовательно, и условие формирования корочки узких граней заготовки, что отрицательно отразится на ее структуре.

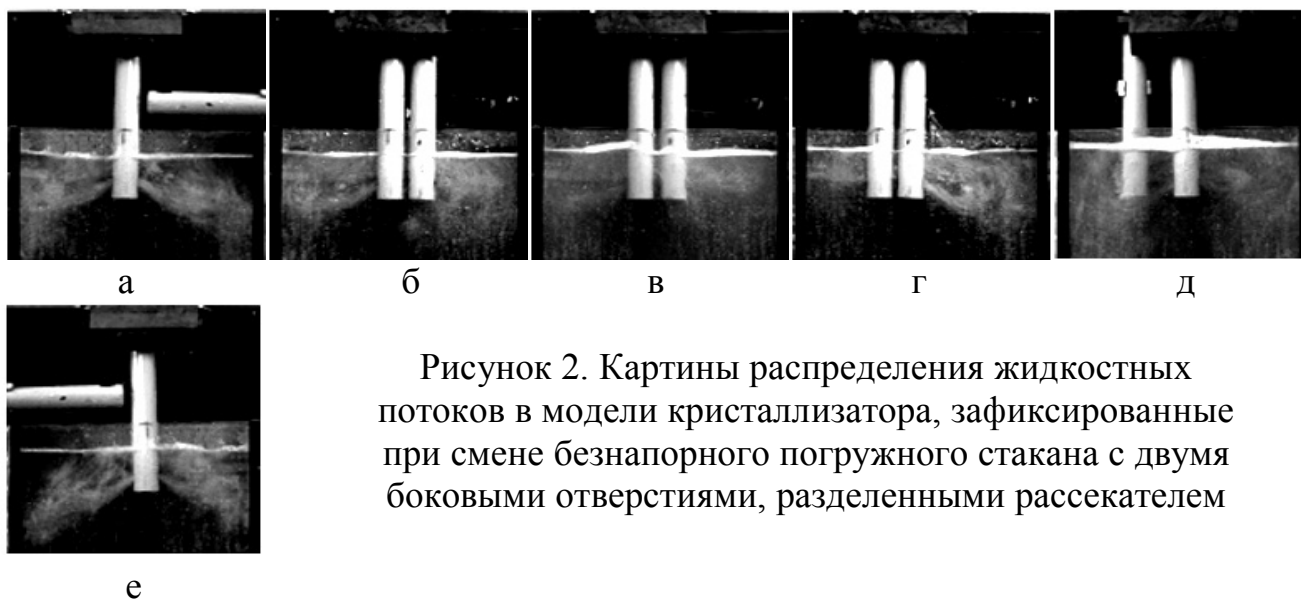


Рисунок 2. Картины распределения жидкостных потоков в модели кристаллизатора, зафиксированные при смене безнапорного погружного стакана с двумя боковыми отверстиями, разделенными рассекателем

Для количественной оценки степени влияния операции смены стаканов на изменение скоростей потоков жидкости в полости кристаллизатора были проведены измерения их значений. Для этого использовался контрольно-измерительный комплекс, в состав которого входили специальный измерительный зонд, снабженный тензорезисторным преобразователем, усилитель переменного тока УТ 4-1 (ТУ 25.06.1377-82), аналого-цифровой преобразователь (АЦП) L-154 фирмы L-CARD и ЭВМ. Установлено, что перепад скоростей жидкостных потоков у противоположных узких стенок модели кристаллизатора в случае использования прямоточных стаканов может достигать значений 2...2,3, а для безнапорных – 1,2...4.

Поэтому для снижения негативного воздействия установленного фактора следует минимизировать длительность процесса смены за счет разработки и реализации нового принципа построения систем, обеспечивающих подачу нового стакана к разливочному устройству, замену и уборку отработанного огнеупорного изделия.

Для реализации такого принципа необходимо объединить разливочное устройство и обслуживающий его манипулятор в единую механическую систему, обеспечивающую одновременное выполнение нескольких операций процесса смены. Указанные условия функционирования элементов СБС можно обеспечить, если гидроцилиндр переталкивающего устройства будет размещаться не на раз-

ливочном устройстве, а на манипуляторе, который в свою очередь необходимо укомплектовать дополнительным схватом для удержания отработанного стакана и сообщения ему заданной траектории движения в пространстве при уборке из полости кристаллизатора. Это позволит сократить в 2,4 раза (с 70 с до 29 с) общую продолжительность процесса смены, в 3,8 раза (с 27 с до 7 с) – длительность его негативного воздействия на гидродинамику потоков металла в кристаллизаторе слябовой МНЛЗ.

При этом манипулятор должен обеспечить перемещения в пространстве сменного (нового) стакана, одновременно складывающиеся из двух поворотных движений (п 1, п 2): переносного в горизонтальной плоскости (г 1) и относительного в вертикальной (в 1) (рисунок 3 а). Для удаления отработанного стакана по заданной траектории, ему одновременно сообщается два поворотных (п 3, г 2; п 4, в 2) и одно поступательное горизонтальное движения (г 3) (рисунок 3 б).

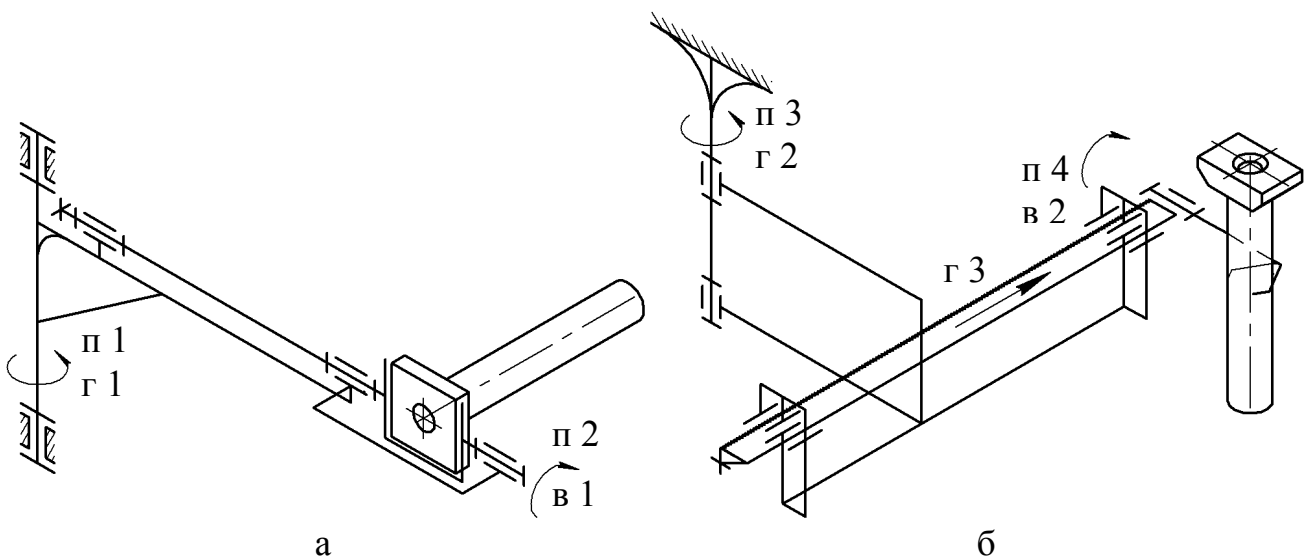
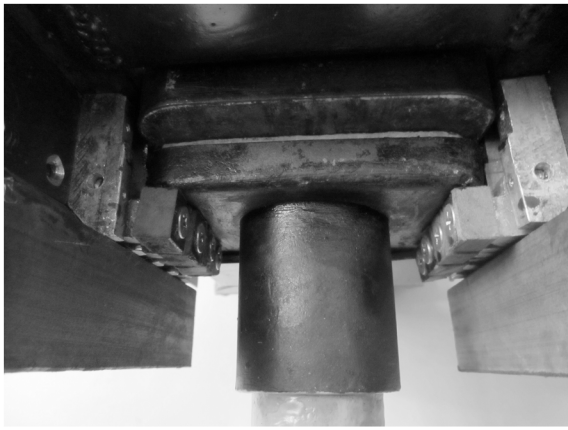


Рисунок 3. Пространственные перемещения нового (а) и отработанного (б) стаканов во время их смены

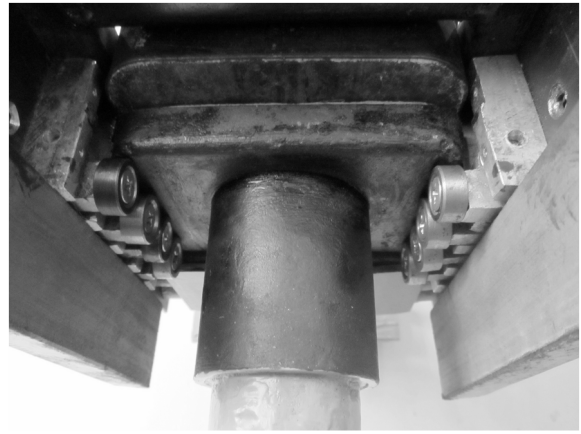
В зависимости от кинематической схемы манипулятора для реализации шести движений (шестое движение совершается при уборке отработанного стакана из рабочей зоны посредством обратного движения п 1, г 1) можно использовать два или более приводов q . В качестве критериальной оценки эффективности конструкций специальных манипуляторов СБС предложено использовать отношение суммы независимых θ и зависимых ξ координат к числу приводов q , обеспечивающих реализацию движений его захватных устройств:

$$K = \frac{\theta + \xi}{q}. \quad (1)$$

Модернизация второго структурного элемента СБС – разливочного устройства – предполагала совершенствование его опорно-прижимного узла путем замены в нем пары трения скольжения парой трения качения. Для оценки снижения нагрузки на привод провели эксперимент на лабораторном образце разливочного устройства, снабженного опорно-прижимными узлами с парами трения скольжения (рисунок 4 а) и качения (рисунок 4 б).



а



б

Рисунок 4. Опорно-прижимные узлы СБС погружных стаканов

В состав лабораторного образца исследуемого устройства (рисунок 5), выполненного в масштабе 1:2, входили: 1 – корпус опорного узла; 2, 12 – комплект погружных стаканов; 3 – поворотные элементы; 4 – шпильки; 5 – цилиндрическая месдоза контроля силы прижатия; 6 – фланец; 7 – сталевыпускной стакан; 8 – резиновые прокладки; 9 – рамка; 10 – толкатель; 11 – тяги; 13 – проушины; 14 – месдоза контроля силы сопротивления, возникающей во время смены, с тензодатчиками 15; 16 – гидроцилиндр.

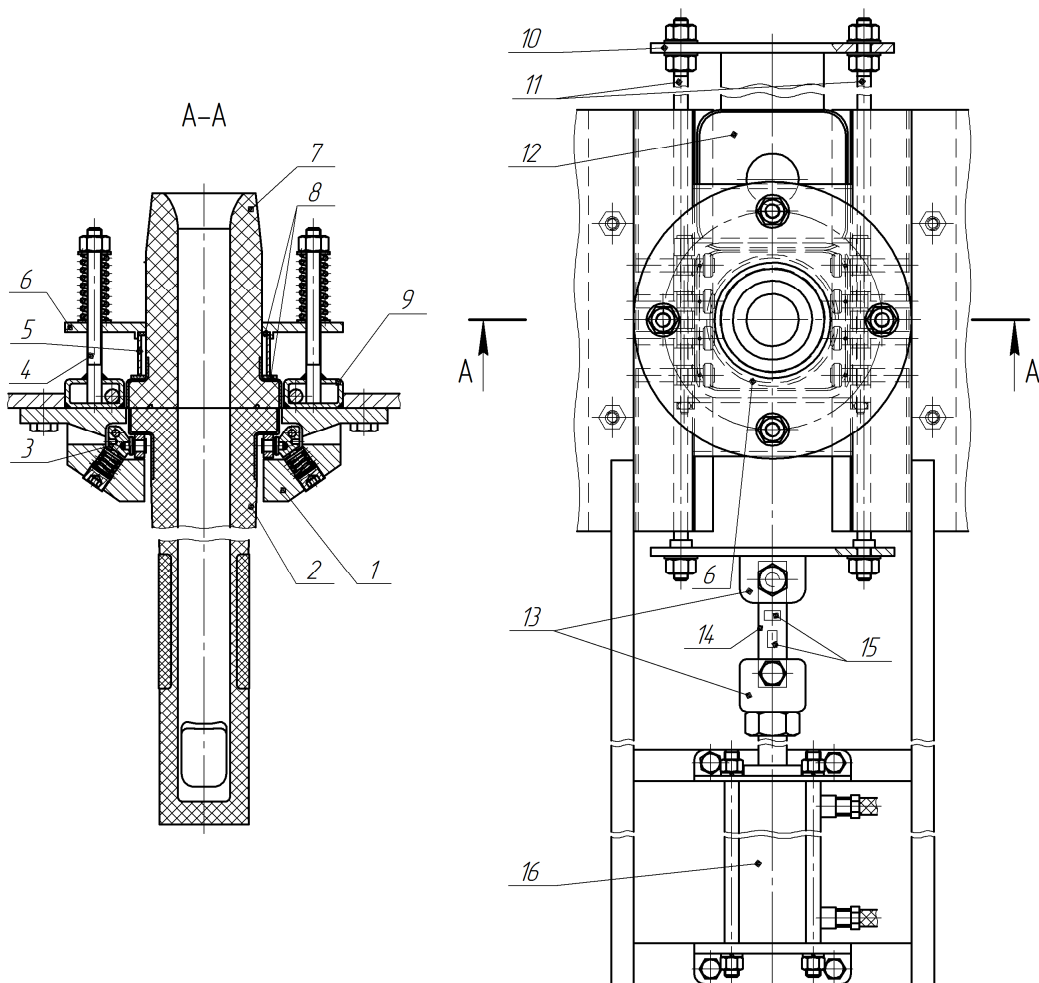


Рисунок 5. Конструкция лабораторного образца устройства быстрой смены погружных стаканов

Результаты фиксации сопротивления, преодолеваемого цилиндром при перемещении комплекта стаканов относительно разливочного стакана для задаваемых значений силы прижатия их фланцев (таблица 1), осуществлявшихся с использованием описанного выше контрольно-измерительного комплекса с двумя тензометрическими месдозами, свидетельствуют о снижении в 1,31 раза суммарной силы сопротивления перемещению комплекта стаканов, обусловленной действием сил трения.

Таблица 1. Результаты исследования силы сопротивления перемещению комплекта стаканов

№ опыта	1	2	3	4	5	6
Сила прижатия, Н	Сила на штоке гидроцилиндра, Н					
396	576,1	641,2	678,2	667,6	632,4	638,9
	512,9	402,2	476,2	404,9	421,3	437,6
528	683,6	701,5	704,5	671,9	662,8	660,6
	553,4	558,8	579,6	572,6	574,2	565,6
660	1065,5	1012,5	974	932,7	910,6	851,2
	806,3	772,5	756	717,7	725,5	653,7

Примечание. Верхнее значение силы приведено для узла старой конструкции, нижнее – для новой.

В опорно-прижимном узле (рисунок 6) целесообразно использовать ролики, имеющие форму поверхности вращения с образующей в виде дуги с радиусом, равным $0,5b \dots 0,5d$, где d и b – их внешний диаметр и толщина в поперечном сечении симметрии, находящиеся между собой в отношении $d/b = 2 \dots 2,5$. Это позволит организовать зону контакта между узлом и обоймой стакана по схеме сфера – плоскость, что в свою очередь обеспечит постоянство напряжения в ней.

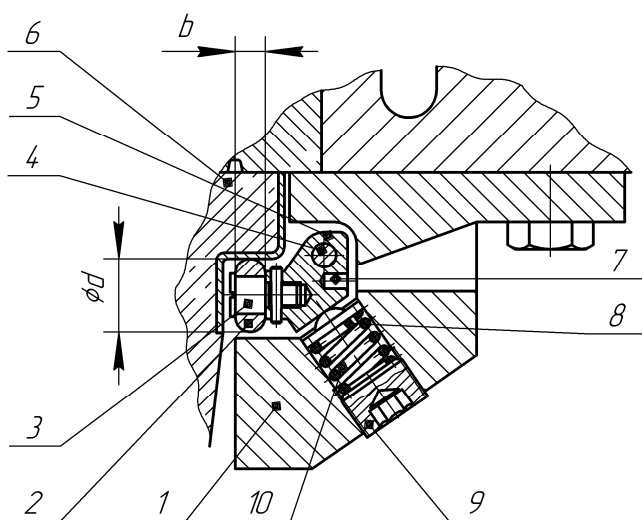


Рисунок 6. Опорно-прижимной узел разливочного устройства новой конструкции:

- 1 – корпус устройства; 2 – ролик;
- 3 – палец; 4 – ось поворотных элементов
- 5; 6 – погружной стакан;
- 7 – отверстие под протарированный динамометрический ключ; 8 – направляющий стержень; 9 – пробка; 10 – пружина

без разборки системы.

Третий раздел «Исследование усовершенствованного манипулятора для механизации операций подачи сменного и уборки отработанного погружных стаканов». Усовершенствованный манипулятор (рисунок 7) включает следующие

Новая конструкция узла позволяет регулировать силу прижатия, развиваемую упругим элементом, и заменить его

механизмы: 1 – подачи сменного стакана 2 к разливочному устройству 3 промковша 4; 5 – уборки отработанного стакана 6 из полости кристаллизатора 7; 8, 9, 10 – управления положением базы 11, используемые соответственно при настройке координат x , y , z .

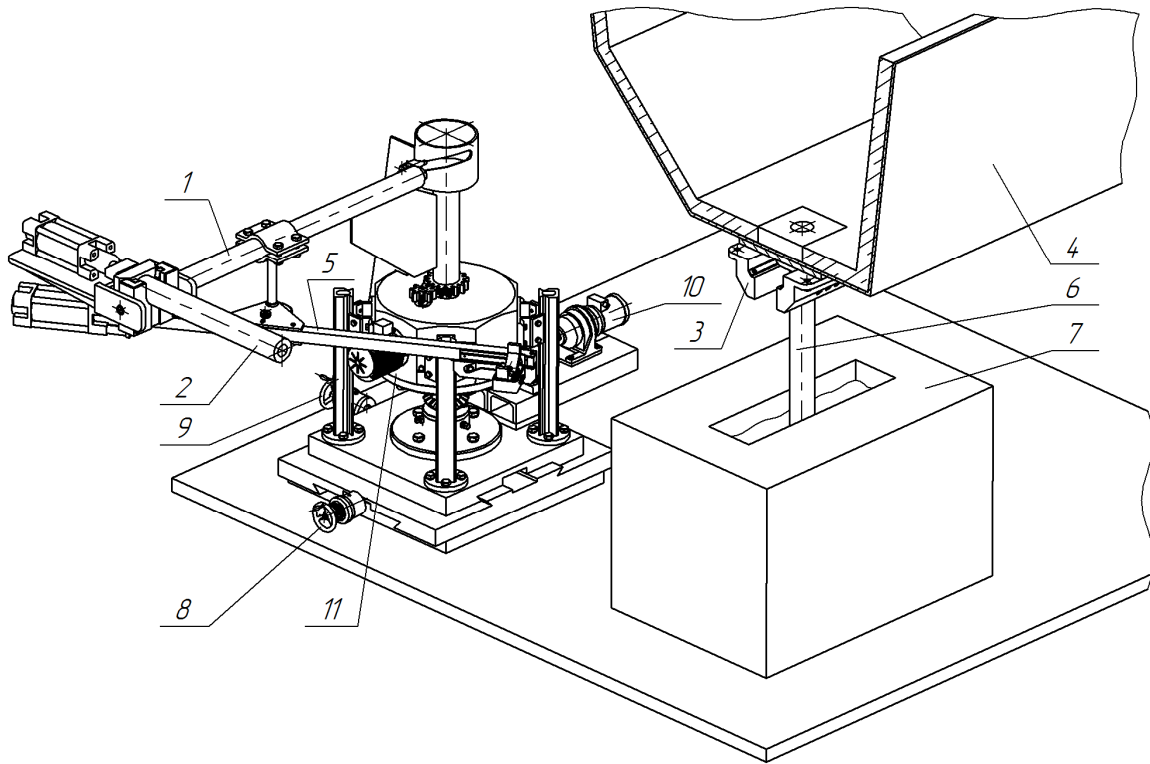


Рисунок 7. Манипулятор СБС в исходном положении на разливочной площадке

При расчете силовых параметров рычажных механизмов манипулятора использован принцип Даламбера. Механизм подачи сменного стакана рассматривали на этапе выведения отработанного стакана из рабочей зоны (наиболее тяжелый режим его работы). При этом разделяли его на 2 структурные группы, для каждой из которых составляли уравнения равновесия по законам статики. На рисунках 8 а, 8 б приведены расчетные схемы структурных групп, с приложенными к ним силами, а на рисунке 8 б – силы, действующие на ролик механизма.

Для первой структурной группы:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{ix_1} = X_{1D} + X_{1E} = 0; \\ \sum F_{iz_1} = Z_{1D} + Z_{1E} - G_1 = 0; \\ \sum M_{ix_1} = Z_{1E}y_{1E} - Z_{1D}y_{1D} = 0; \\ \sum M_{iy_1} = M_1 - M_E - M_D - M_{ис_1} = 0; \\ \sum M_{iz_1} = X_{1D}y_{1D} - X_{1E}y_{1E} = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

Здесь G_1 – сила тяжести захватного устройства; X_{1D} , X_{1E} , Z_{1D} , Z_{1E} – составляющие реакций в опорах D и E ; M_E , M_D – моменты от сил трения в опорах E и D ; $M_{ис_1}$ – динамический момент, действующий на захватное устройство при его по-

вороте вокруг оси y_1 с угловым ускорением ε_1 и угловой скоростью ω_1 ; φ_1 – текущий угол поворота; M_1 – момент, действующий на цапфу захватного устройства; y_{1E}, y_{1D} – плечи сил.

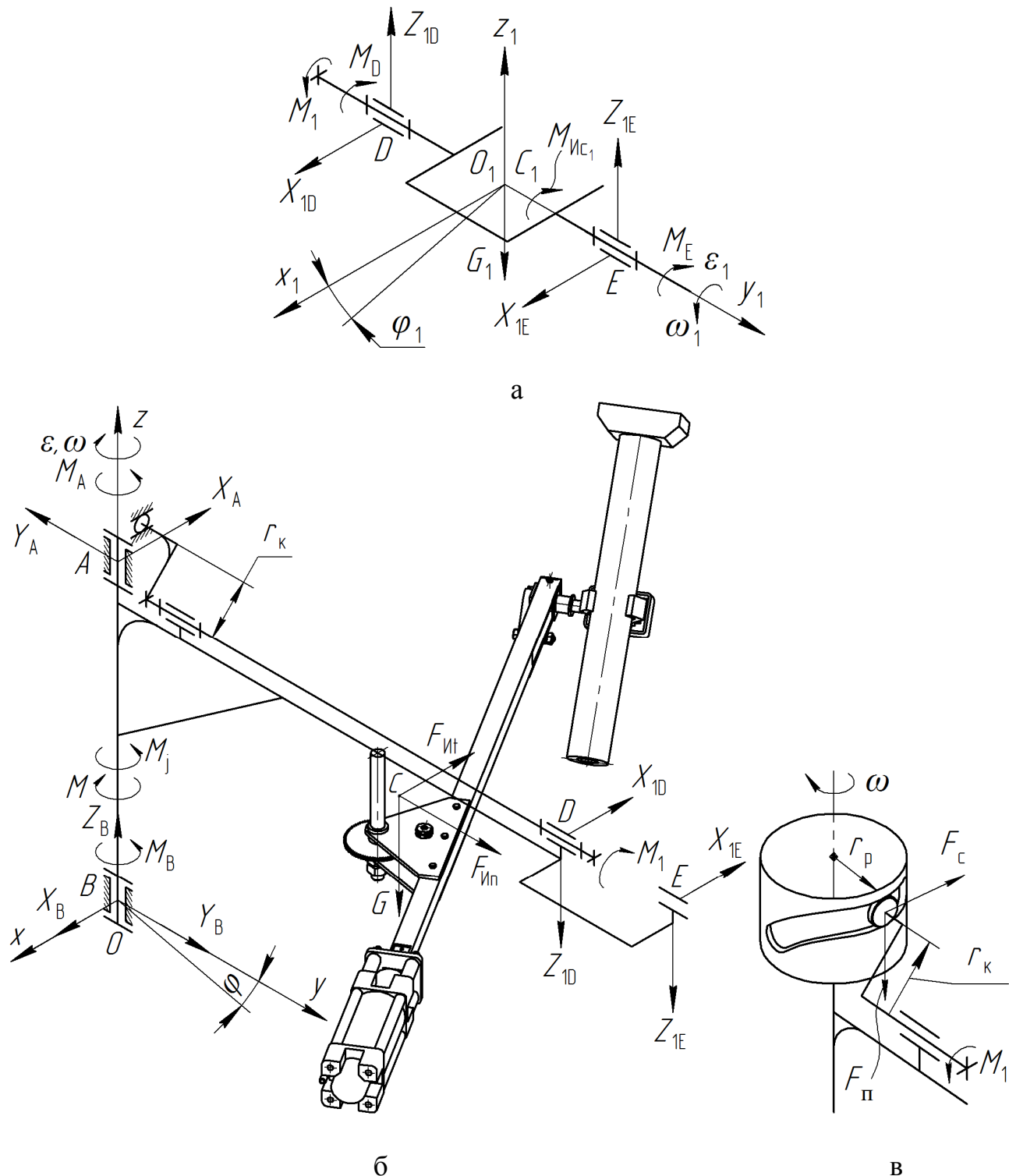


Рисунок 8. Расчетная схема привода механизма подачи погружного стакана

В результате решения системы уравнений (2) нашли значения реакций опор E, D и момент M_1 , приложенный к цапфе скобы для преодоления статических и динамических нагрузок при ее повороте, которые использовали при силовом расчете второй группы.

Для второй структурной группы:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum F_{ix} = X_B - X_A - F_{ит} \cos \varphi + F_{ин} \sin \varphi - X_{1D} \cos \varphi - X_{1E} \cos \varphi = 0; \\ \sum F_{iy} = Y_B - Y_A + F_{ит} \sin \varphi + F_{ин} \cos \varphi + X_{1D} \sin \varphi + X_{1E} \sin \varphi = 0; \\ \sum F_{iz} = Z_B - G - Z_{1D} - Z_{1E} = 0; \\ \sum M_{ix} = Y_A z_A - Z_{1D} y_D - Z_{1E} y_E - F_{ит} \sin \varphi z_c - F_{ин} \cos \varphi z_c - G r_c \cos \varphi - \\ \quad - X_{1D} \sin \varphi z_D - X_{1E} \sin \varphi z_E = 0; \\ \sum M_{iy} = -X_A z_A + G r_c \sin \varphi - F_{ит} \cos \varphi z_c + F_{ин} \sin \varphi z_c + Z_{1D} x_D + Z_{1E} x_E - \\ \quad - X_{1D} \cos \varphi z_D - X_{1E} \cos \varphi z_E = 0; \\ \sum M_{iz} = M_j - M + M_B + M_A + F_{ит} \cos \varphi y_c - F_{ин} \sin \varphi y_c + X_{1E} \cos \varphi y_E + \\ \quad + X_{1E} \sin \varphi x_E + X_{1D} \cos \varphi y_D + X_{1D} \sin \varphi x_D + F_c r_p = 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

Здесь G – сила тяжести консоли, колонны и механизма уборки с отработанным стаканом; $X_B, X_A, X_{1D}, X_{1E}, Y_B, Y_A, Z_B, Z_{1D}, Z_{1E}$ – составляющие реакций в опорах B, A, D и E ; $F_{ит}, F_{ин}$ – тангенциальная и нормальная составляющие силы инерции; F_c – сила сопротивления, действующая на ролик при его перемещении в направляющем пазу; $M_j = I_c \varepsilon$ – момент добавляемой пары сил при переносе составляющей силы инерции $F_{ит}$ в точку центра масс C ; I_c – момент инерции поворотной системы относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести C ; ε – угловое ускорение при повороте колонны с консолью вокруг оси Z ; M_B (M_{TB}), M_A (M_{TA}) – моменты от сил трения в опорах B и A ; M – момент на зубчатом колесе колонны; r_c – расстояние от оси вращения до центра тяжести системы C ; r_p – расстояние от оси колонны до направляющей поверхности паза, по которой перекатывается ролик; φ – текущий угол поворота; $z_A, y_D, y_E, z_c, x_D, x_E, z_D, z_E, y_c$ – плечи сил.

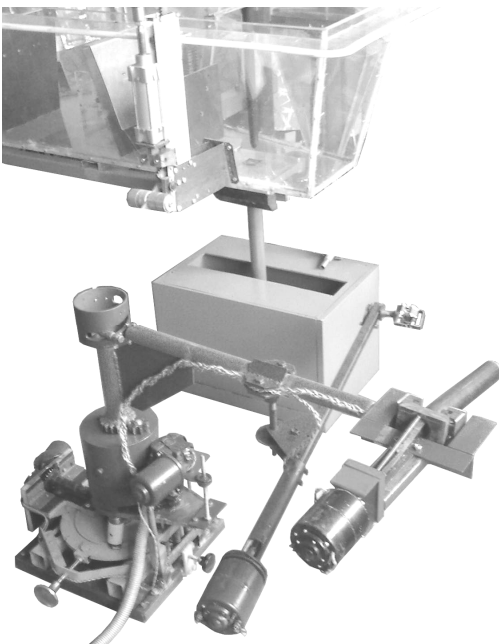


Рисунок 9. Физическая модель манипулятора СБС

Решая систему уравнений (3), нашли реакции опор A и B , а также момент M , приложенный к приводному колесу для преодоления статических и динамических нагрузок при повороте колонны с консолью и одновременном относительном развороте скобы. Полученное максимальное за весь цикл движения механизма подачи значение момента использовали при расчете необходимой мощности его привода.

Разработанная математическая модель подверглась проверке на адекватность. Для этого с ее помощью рассчитали и изготовили в масштабе 1:2,5 физическую модель манипулятора (рисунок 9). Контроль крутящего момента на выходном валу мотор-редуктора осуществляли при помощи тензорезисторного преобразователя, работающего в комплексе с описанным выше контрольно-изме-

рительным комплексом. Зафиксированные значения крутящего момента находились в пределах 240...210 Н м. Ошибка при сравнении эмпирических и теоретических значений крутящего момента с результатами аналитического расчета не превысила 8 %.

По аналогичной методике были проведены исследования энергосиловых параметров механизма уборки отработанного погружного стакана, в результате чего была получена формула для расчета силы (F), которую должен развивать его гидропривод.

Четвертый раздел «Исследование усовершенствованного разливочного устройства для быстрой смены погружных стаканов на промковшах слябовых МНЛЗ». С целью определения количественных показателей степени влияния составляющих результирующей технологической нагрузки W , действующей на гидропривод переталкивающего устройства СБС, аналитическим методом получили их значения для условий образующихся на стенках канала отложений толщиной $\delta = 3$ мм, $\delta = 4$ мм и $\delta = 5$ мм, используя зависимость

$$W = F_p + F_{TP1} + F_{TP2} + F_{TP3} + 2F_{сопр} + 2F_{ис} + 2F_{им}. \quad (4)$$

Здесь: F_p – сила сопротивления, возникающая при разрушении слоя отложений в канале стакана; F_{TP1} – сила трения между рабочими поверхностями керамических элементов разливочного устройства; F_{TP2} – сила трения между металлической поверхностью обоймы стакана и роликами в опорном узле разливочного устройства; F_{TP3} – сила трения между рабочими поверхностями металлических элементов приемных салазок и обоймы сменного стакана; $F_{сопр}$ – сила, вызванная лобовым сопротивлением погруженной в жидкий металл частью стакана, при его перемещении; $F_{ис}$ – сила инерции стакана; $F_{им}$ – сила инерции жидкого металла, находящегося в погруженной части канала стакана.

Анализ показывает, что из всей совокупности сил значимой является сила F_p ($\approx 0,8W$), силы F_{TP1} ($\approx 0,14W$) и F_{TP2} ($\approx 0,05W$). Силы F_{TP3} , $F_{сопр}$, $F_{ис}$, $F_{им}$ являются незначимыми, так как сумма их значений $< 0,01W$. Поэтому для определения энергосиловых параметров гидропривода переталкивающего устройства следует применять зависимости:

$$F_{\Pi} = F_p + F_{TP1} + F_{TP2}; \quad (5)$$

$$F_p = \tau_{ср} S_k = (0,7-0,8) \sigma_b \pi (d_k \delta - \delta^2); \quad (6)$$

$$F_{TP1} = \mu_{п} F_{пр}; \quad (7)$$

$$F_{TP2} = \left(\frac{\mu d + 2k}{D} \right) F_{пр}. \quad (8)$$

Здесь: $\tau_{ср}$ – прочность материала корки при сдвиге; S_k – площадь поперечного сечения разрушаемой корки; σ_b – предел прочности стали, зависящий от температуры; d_k – диаметр канала стакана в месте стыка; $\mu_{п}$ – коэффициент трения скольжения огнеупора по огнеупору; μ – коэффициент трения скольжения; d – диаметр цапфы, несущей свободно вращающийся ролик; k – коэффициент трения качения; D – наружный диаметр ролика опорно-прижимного узла; $F_{пр}$ – сила упругости, развиваемая блоками пружин опорного узла, назначаемая из условия исключения образования зазора между их поверхностями трения:

$$F_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{р}} h_{\text{плит}}}{b_{\text{плит}}}. \quad (9)$$

Так как переталкивающее устройство СБС работает в динамическом режиме, для эффективного функционирования его гидропривода необходимо обеспечить требуемую динамическую жесткость элемента, передающего ударную нагрузку. В противном случае снижается доля полезно используемой энергии на совершение работы. На практике из-за малой площади поперечного сечения штока поршневого гидроцилиндра нельзя получить необходимое значение его динамической жесткости. Поэтому для обеспечения эффективной работы привода предлагается использовать в нем плунжерный гидроцилиндр с заданной динамической жесткостью плунжера, определяемой из отношения действующей на него расчетной технологической нагрузки к требуемой скорости перемещения комплекта стаканов при их смене.

Зависимость для нахождения значения диаметра плунжера гидроцилиндра переталкивающего устройства СБС имеет вид

$$d_{\text{п}} = 2 \sqrt{\frac{F_{\text{р}} + F_{\text{ТР1}} + F_{\text{ТР2}}}{\sqrt{E\rho} \pi v}}. \quad (10)$$

Здесь E и ρ – модуль упругости и плотность материала плунжера, v – скорость ударного взаимодействия плунжера с обоймой стакана.

Расчеты показывают, что плунжерный гидроцилиндр, рассчитанный по предложенным зависимостям, имеет примерно на 24 % меньшую массу при требуемой динамической жесткости передающего элемента, в отличие от рассчитанного по существующей методике.

На этапе экспериментального исследования энергосиловых параметров привода переталкивающего устройства проверялись на адекватность полученные зависимости. В ходе исследований имитировали условия, близкие к производственным. Предварительно по разработанной методике рассчитали, спроектировали и изготовили опытный образец устройства для быстрой смены стаканов. Испытания проводили на стенде, (рисунок 10). По данным серии тестов оценили влияние настыли, образовавшейся в канале разливочного устройства, на работу его гидропривода. Настыль в канале формировали методом литья.

В качестве материала-имитатора настыли использовали свинец. Толщину слоя настыли назначали исходя из того, что замену стакана осуществляют, когда пропускная способность его канала снижается на 15...20 %. Для стаканов, используемых на слябовых МНЛЗ, это соответствует уменьшению диаметра на 6...8 мм, то есть образованию корки толщиной 3...4 мм.

Во время первого измерения подачу рабочей жидкости в полость гидроцилиндра осуществляли насосом с отключением гидроаккумулятора. В этом случае длительность процесса замены составляла около 3 с, а нагрузка на привод была обусловлена лишь силами трения, действующими между контактными поверхностями пар трения. Второй опыт проводили при включенном гидроаккумуляторе, что позволяло резко ускорить перемещение комплекта стаканов и сократить длительность их смены до 0,4...0,5 с. В этом случае в начале движения стаканов фиксировался всплеск сигнала, обусловленный действием динамической нагрузки.

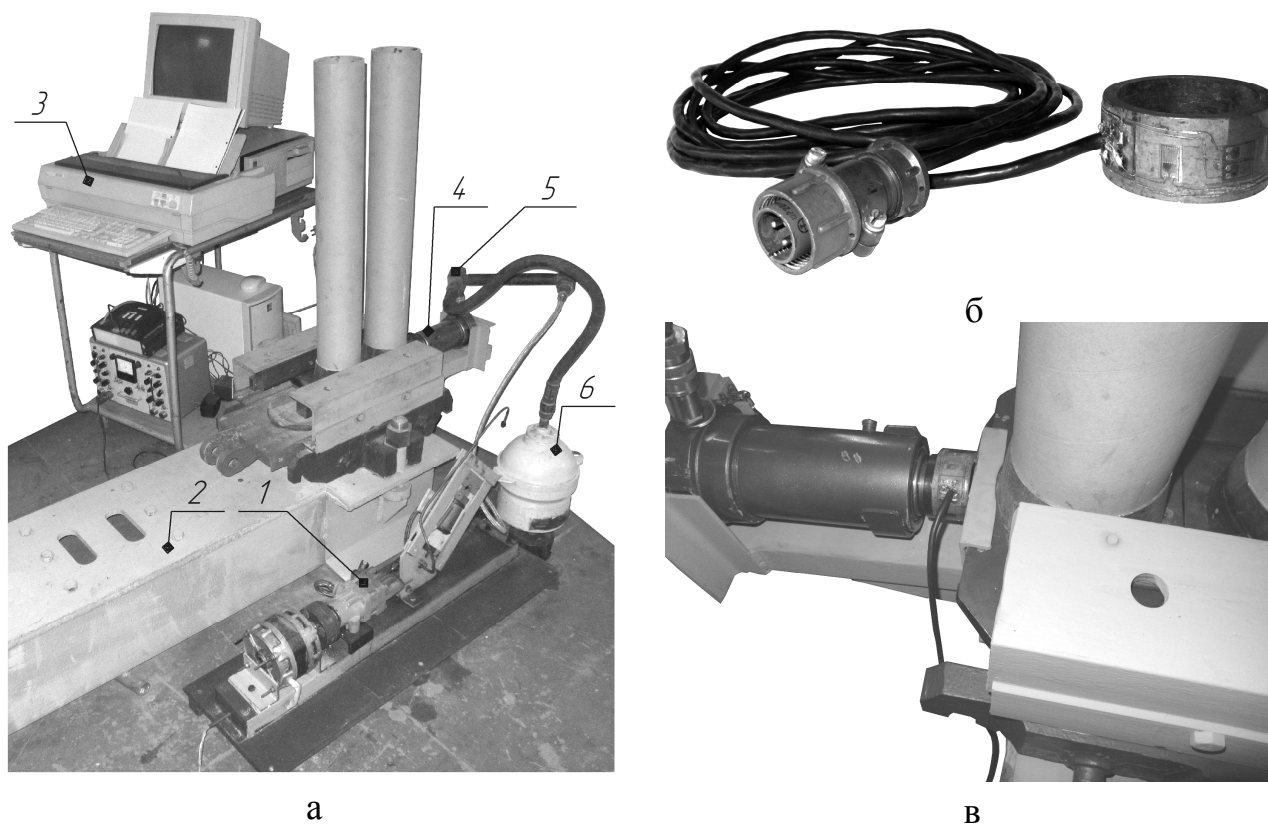


Рисунок 10. Испытательный стенд с устройством быстрой замены погружных стаканов (а), тензометрический преобразователь (б) и место его установки на стенде (в):

1 – маслонасос; 2 – несущая платформа; 3 – контрольно-измерительный комплекс; 4 – гидроцилиндр; 5 – распределительные устройства; 6 – гидроаккумулятор

В третьем опыте выполняли быструю смену при наличии в канале настыли. Результаты данных измерений приведены в таблице 2.

Если сила прижатия превышала расклинивающее усилие, возникающее при разрушении настыли, срез фрагмента втулки, оставшийся в канале стакана, был ровным, а на его рабочей поверхности задирсы практически отсутствовали (рисунок 11 а), что наблюдалось в случаях малых толщин стенок втулок (≤ 3 мм). При наличии в канале настыли толщиной 3,5...4,5 мм расклинивающая сила приводила к появлению зазора между контактирующими поверхностями огнеупоров, что подтверждается наличием на них задиров, вызванных крупными заусенцами, образовавшимися на торцах фрагментов втулок (рисунок 11 б).

Нештатный режим работы гидропривода, обусловленный его стопорением, может возникнуть из-за необоснованного увеличения силы прижатия стакана и образования в его канале настыли толщиной > 5 мм. В качестве такого примера на рисунке 11 в, показана втулка с толщиной стенки 6 мм, наличие которой в канале стакана, прижимаемого силой 9 кН, привело к срабатыванию предохранительного клапана и остановке гидроцилиндра.

Таблица 2. Результаты обработки данных измерений энергосиловых параметров привода переталкивающего устройства СБС

Условия моделирования процесса замены погружных стаканов				Значения сил, преодолеваемых гидроприводом, Н			
Сила прижатия стакана, Н	Длительность процесса замены, с	Толщина слоя отложений в канале стакана, мм	Ускорение стакана при страгивании с места, м/с ²	Максимальное пиковое значение общей нагрузки, Н	Сила, срезающая корку в канале, Н	Суммарная сила трения, Н	Динамическая нагрузка при страгивании стаканов, Н
5000	2,8	-	0,043	4510	-	4485	25
	0,49	-	1,42	5420	-	4500	920
	0,50	3	1,36	26750	21250	4400	1100
6500	2,9	-	0,040	5700	-	5675	20
	0,50	-	1,36	5810	-	5700	980
	0,51	4	1,31	34650	27750	5750	1150
8000	3,0	-	0,038	7055	-	7040	15
	0,49	-	1,42	7250	-	7135	1050
	0,51	5	1,31	42340	33940	7150	1250

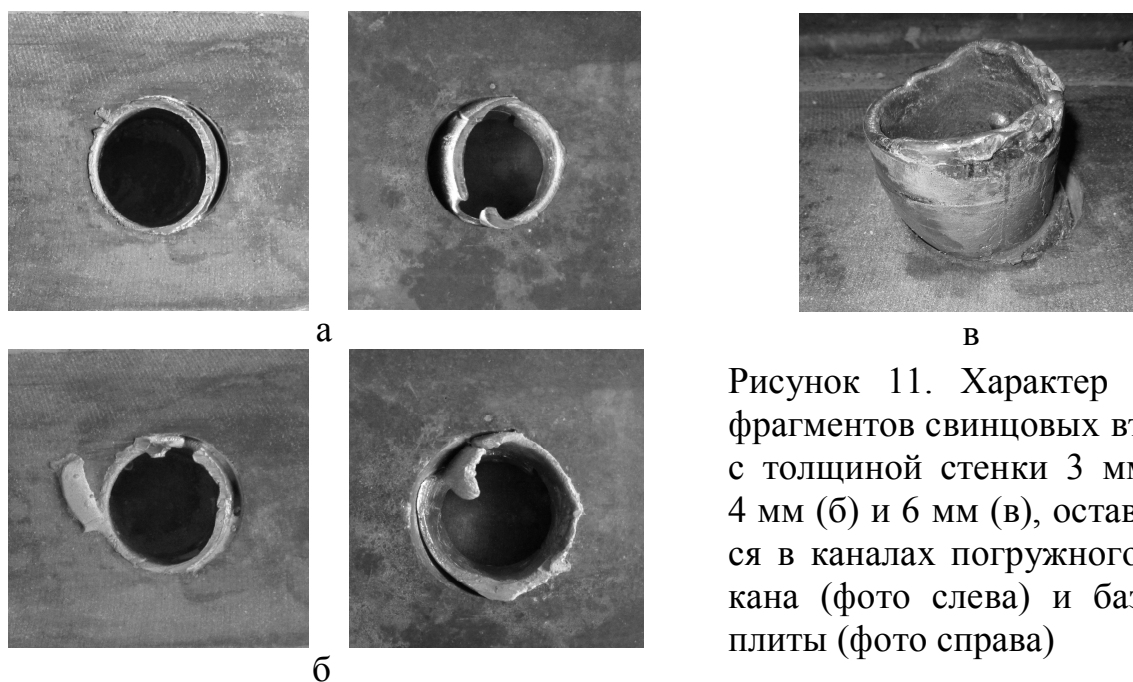


Рисунок 11. Характер среза фрагментов свинцовых втулок с толщиной стенки 3 мм (а), 4 мм (б) и 6 мм (в), оставшихся в каналах погружного стакана (фото слева) и базовой плиты (фото справа)

Ошибка между рассчитанными и зафиксированными значениями нагрузки на гидропривод переталкивающего устройства при различных условиях смены не превысила 10 %.

Пятый раздел «Оценка технико-экономической эффективности результатов выполненных исследований». В разделе проведены расчеты эффективности принятых решений для условий сталеплавильного цеха с годовой произво-

дительностью 2500000 т стали, в эксплуатации которого находятся 3 одноручьевые слябовые МНЛЗ.

Эксплуатация СБС позволяет сократить расходы на заработную плату ремонтному персоналу (277944,48 рос. руб.), на покупку резервных упругих элементов (86400 рос. руб.) и сэкономить за счет повышения выхода годного 2723060,9 рос. руб. в год. Ожидаемый экономический эффект от внедрения разработанной СБС стоимостью 1060420 рос. руб. за комплект составляет 2632939,67 рос. руб. Срок окупаемости – 14,5 месяцев. Благодаря использованию в опорно-прижимном узле разливочного устройства прижимных элементов, снабженных роликами, исключается их интенсивный износ. В отличие от импортных систем модернизированная конструкция разливочного устройства позволяет уменьшить число его разборок примерно в 4,6 раза, а количество отработанных упругих элементов в 1,2 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертационной работе решена актуальная **научно-техническая задача** совершенствования системы быстрой смены погружных стаканов импортозамещающей конструкции путем перехода от последовательного к совмещенному и параллельному выполнению структурными элементами системы отдельных этапов операции. Задача решена обоснованием конструктивных, кинематических, энергосиловых параметров системы и **имеет важное значение для совершенствования металлургического оборудования**, обеспечивая сокращение эксплуатационных затрат на обслуживание, а также увеличение выхода годного при производстве слябовой заготовки.

Итоги выполненного исследования следующие.

1. Анализ литературных источников показал, что внедрение автоматизированных СБС повышает производительность МНЛЗ и улучшает качество непрерывнолитых заготовок в результате обеспечения бесперебойности технологического процесса разлива стали и ее защиты от вторичного окисления, что является актуальными направлениями развития технологии непрерывной разлива стали длинными и сверхдлинными сериями.

2. Рациональная структурная схема построения и взаимодействия элементов СБС с использованием механической автоматики и совмещения (наложения во времени) нескольких операций, выполняемых его структурными устройствами, позволяет сократить в 2,4 раза общую продолжительность процесса смены, в 3,8 раза – время действия неблагоприятных гидродинамических условий кристаллизации сляба.

3. При помощи физического моделирования установлено и описано влияние наличия двух погружных стаканов в кристаллизаторе слябовой МНЛЗ на гидродинамику потоков металла в нем, проявляющееся в виде асимметричного распределения циркуляционных контуров потоков относительно его центральной вертикальной оси, приводящего к дестабилизации тепловых условий формирования корочки узких граней заготовки, предопределяемых возникновением различия ско-

ростей движения прилегающих к ним слоев расплава, достигающего 2 – 2,3 раза для прямоточного и 1,2 – 4 для безнапорного стаканов.

4. Разработанная математическая модель манипулятора СБС позволяет получить значения момента сопротивления, действующего на привод механизма подачи нового стакана, и силы сопротивления, действующей на привод механизма уборки отработанного стакана.

5. Предложена количественная оценка совершенства конструкций специальных манипуляторов СБС погружных стаканов в виде отношения суммы независимых θ и зависимых ξ координат, описывающих движение захватных устройств, к числу приводов q , обеспечивающих реализацию этих движений. Данный критерий $K = \frac{\theta + \xi}{q}$ позволяет формализовать сопоставительный анализ эффективности

структуры манипуляторов СБС.

6. Полученные зависимости для определения кинематических и энергосиловых параметров основных узлов и механизмов СБС погружных стаканов могут быть использованы при ее проектировании. Зависимость для определения рационального значения диаметра плунжера гидроцилиндра переталкивающего устройства СБС позволяет учитывать его динамическую жесткость, требуемую для эффективной передачи им нагрузки в условиях ударного взаимодействия с комплектом стаканов при заданной скорости их перемещения. Зависимость для нахождения результирующей технологической нагрузки, действующей на гидропривод переталкивающего устройства СБС, позволяет учитывать только значимые ее составляющие: силу сопротивления, возникающую при разрушении слоя отложений в канале стакана; силу трения между рабочими поверхностями огнеупорных элементов разливочного устройства; силу трения между металлической поверхностью обоймы стакана и роликами в опорном узле разливочного устройства, доля которых соответственно составляет 80 %, 14 % и 5 %; а также назначать усилие прижатия погружного стакана к сталевыпускному в пределах 6,5...8 кН исходя из условий исключения развития аварийных ситуаций, связанных с образованием зазора между поверхностями трения огнеупоров под действием расклинивающей силы, возникающей при срезании в канале отработанного стакана настыли толщиной 3...5 мм.

7. Результаты диссертационной работы внедрены в ООО «О-МЕТ» в виде переданного ему подготовленного технического проекта промышленного образца СБС для условий производства слябовой заготовки сечением 1000 × 250 мм. Эксплуатация системы обеспечит увеличение выхода годного на 151,948 т в год в условиях сталеплавильного цеха с производительностью 2,5 млн т, а также снижение годовых расходов на заработную плату ремонтному персоналу (277944,48 рос. руб.) и покупку запасных частей (86400 рос. руб.). Экономический эффект от внедрения составляет 2632939,67 рос. руб.

8. Научные результаты исследования могут быть основой для развития теорий расчета геометрических параметров деталей машин, воспринимающих в ходе эксплуатации динамические нагрузки, а также позволяют расширить после соответствующей адаптации методику количественного сопоставительного анализа эффективности конструкций манипуляторов, применяемых в других отраслях.

СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Научные работы, опубликованные в ведущих рецензируемых научных журналах и изданиях

1. Расчет и конструирование системы быстрой замены погружных стаканов при непрерывной разливки стали / С.П. Еронько, А.Л. Сотников, **М.Ю. Ткачев**, В.А. Чеченев // *Металл и литье Украины*. – 2011. – № 12. – С. 36-44. (*Аналитически исследованы параметры манипулятора СБС*).

2. Еронько, С.П. Совершенствование системы быстрой смены погружных стаканов для серийной разливки стали на слябовых МНЛЗ / С.П. Еронько, А.Л. Сотников, **М.Ю. Ткачев** // *Металлургические процессы и оборудование*. – 2012. – № 3. – С. 26-38. (*Обоснованы параметры опорно-прижимного узла разливочного устройства СБС. Выполнена постановка задачи необходимости учета динамической жесткости плунжера переталкивающего устройства СБС*).

3. Eron'ko, S.P. Fast Replacement of Submersible Tundish Nozzles in a Continuous Slab-Casting Machine (Быстрая замена погружных стаканов на машине непрерывного литья заготовок) / S.P. Eron'ko, E.V. Oshovskaya, **М.Ю. Ткачев** // *Steel in Translation*. – 2016. – Vol. 46. – P. 33-38. (*Выполнены исследования энергосиловых параметров работы привода переталкивающего устройства СБС*).

4. Использование компьютерного и физического моделирования при разработке систем быстрой смены погружных стаканов / С.П. Еронько, **М.Ю. Ткачев**, В.Ф. Борисенко, А.И. Землянский // *Черная металлургия: Бюл. ин-та «Черметинформация»*. – 2016. – № 2. – С. 38-44. (*Выполнено компьютерное и физическое моделирование работы усовершенствованного образца СБС*).

5. Еронько, С.П. Разработка и исследование импортозамещающих разливочных систем промежуточных ковшей слябовых МНЛЗ / С.П. Еронько, **М.Ю. Ткачев** // *Черная металлургия: Бюл. ин-та «Черметинформация»*. – 2016. – № 3. – С. 62-69. (*Теоретически обоснованы и экспериментально проверены методика назначения силы прижатия погружного стакана, и рациональный принцип взаимодействия модулей степеней подвижности манипулятора. Уточнена зависимость для расчета нагрузки, действующей на привод переталкивающего устройства СБС*).

6. Еронько, С.П. Конструктивные и энергосиловые параметры манипулятора для замены погружного стакана машины непрерывного литья заготовок / С.П. Еронько, Е.В. Ошовская, **М.Ю. Ткачев** // *Вестник ДонНТУ*. – 2016. – № 3. – С. 33-42. (*Выполнены аналитические исследования кинематики модулей степеней подвижности манипулятора СБС*).

Научные работы в материалах конференций

7. **Ткачев, М.Ю.** Повышение технических характеристик системы быстрой смены погружных стаканов промежуточного ковша слябовой МНЛЗ / **М.Ю. Ткачев**, Е.В. Ошовская // *Современное состояние науки и техники: материалы Межд. науч.-практ. конф., 04-09 февраля 2016 г., Сочи*. – Сочи: Оптима, 2016. –

С. 155-161. *(Разработана критериальная оценка совершенства конструкций манипуляторов СБС).*

Патенты на изобретения

8. Пат. 96891 Україна, МПК В22D 41/56, В22D 11/106. Маніпулятор для заміни занурювального стакана на слябовій машині безперервного лиття заготовок / Єронько С.П., **Ткачов М.Ю.**, Дубойський К.В.; «Донец. нац. техн. ун-т». – № 201015551; заявл. 23.12.2010; опубл. 12.12.2011. *(Усовершенствована конструкция манипулятора СБС).*

9. Пат. 104227 Україна, МПК В22D 41/56. Пристрій для заміни занурювального стакана проміжного ковша машини безперервного лиття заготовок / Єронько С.П., **Ткачов М.Ю.**; «Донец. нац. техн. ун-т». – № 201208740; заявл. 16.07.2012; опубл. 10.01.2014. *(Усовершенствована конструкция опорно-прижимного узла разливочного устройства).*

Подписано к печати 23.09.2016 г.
Формат 60×84^{1/16}. Бумага мелованная.
Гарнитура «Newton». Печать – лазерная.
Ус. печ. л. 1,0. Заказ №0916. Тираж 100 экз.

Отпечатано в типографии
Издательства «Донецкая политехника»
на цифровом лазерном издательском комплексе
Xerox DocuColor 2060
Тел.: +380 (62) 304-60-82