

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Московский политехнический университет»

На правах рукописи



ГАСИЯРОВА ОЛЬГА АНДРЕЕВНА

**ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ КЛЕТКИ
ТОЛСТОЛИСТОВОГО ПРОКАТНОГО СТАНА ЗА СЧЕТ
ОГРАНИЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК**

Специальность 2.4.2. Электротехнические комплексы и системы

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:
кандидат технических наук,
Логинов Борис Михайлович

Москва 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
Глава 1. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ	
ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ СТАНА 5000. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ	
ИССЛЕДОВАНИЙ	16
1.1. Характеристика объекта исследований.....	17
1.2. Управление электроприводами.....	20
1.3. Переходные процессы при реверсе электропривода.....	22
1.4. Ударное приложение нагрузки при разомкнутых зазорах.....	25
1.5. Характеристика аналогов.....	31
1.5.1. Способ управления с предварительным разгоном и компенсацией динамической ошибки.....	31
1.5.2. Способ ограничения динамического момента с предразгоном и замедлением после захвата.....	33
1.6. «Инвариантный» способ управления.....	34
1.6.1. Описание алгоритма.....	34
1.6.2. Анализ способа.....	36
1.7. Обоснование разработки методики расчета ресурса шпинделей.....	39
1.7.1. Актуальность разработки.....	39
1.7.2. Правило Майнера.....	40
1.8. Обоснование разработки наблюдателя упругого момента.....	43
1.9. Выводы и постановка задачи исследований.....	44
Глава 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛОВОГО ЗАЗОРА НА	
ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА	
2.1. Упрощенная модель электромеханической системы.....	48
2.2. Анализ физических процессов при замыкании углового зазора.....	53
2.3. Моделирование замыкания зазора при реверсе без нагрузки.....	56
2.3.1. Влияние величины зазора на «запаздывание» и амплитуды моментов.....	56
2.3.2. Влияние темпа замедления на амплитуды моментов.....	58
2.3.3. Обобщение результатов моделирования реверса.....	61
2.4. Методика расчета ускорения в режиме предразгона.....	63

2.5. Анализ динамических моментов при замыкании зазоров и приложении нагрузки.....	67
2.5.1. Составляющие упругого момента.....	67
2.5.2. Переходные процессы при захвате.....	68
2.6. Моделирование известного способа с предразгоном и торможением после захвата.....	71
ВЫВОДЫ.....	74
Глава 3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА ОГРАНИЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО МОМЕНТА ПРИ ЗАХВАТЕ МЕТАЛЛА ВАЛКАМИ.....	76
3.1. Обоснование разработки способа управления электроприводом с предразгоном и регулируемым темпом подтормаживания.....	77
3.1.1. Захват в режимах ускорения и замедления.....	77
3.1.2. Зависимость амплитуды упругого момента от величины зазора при захвате на открытый зазор.....	80
3.2. Разработка способа управления электроприводами.....	82
3.3. Обоснование темпа замедления после захвата.....	84
3.4. Анализ переходных процессов.....	88
3.4.1. Влияние подтормаживания на динамику упругого момента.....	88
3.4.2. Анализ длины прокатанного участка.....	93
ВЫВОДЫ.....	95
Глава 4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕСУРСА ШПИНДЕЛЕЙ КЛЕТИ ПРОКАТНОГО СТАНА НА ОСНОВЕ ON-LINE ИЗМЕРЕНИЙ УПРУГОГО МОМЕНТА.....	97
4.1. Метод исследований.....	98
4.2. Структура информационной системы on-line мониторинга упругого момента.....	99
4.3. Разработка наблюдателя упругого момента на шпинделе.....	101
4.3.1. Принцип восстановления момента.....	101
4.3.2. Наблюдатель координат неуправляемой массы.....	103
4.4. Проверка адекватности восстановления упругого момента.....	107
4.5. Методика расчета усталостных нагружений на основе гипотезы Пальмгрена-Майнера.....	110

4.6. Расчет выработанного ресурса.....	112
ВЫВОДЫ	115
Глава 5. ПРОМЫШЛЕННОЕ ВНЕДРЕНИЕ. ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ	117
5.1. Экспериментальные исследования алгоритма ограничения динамического момента при захвате.....	118
5.1.1. Анализ осциллограмм захвата.....	118
5.1.2. Осциллограммы за несколько проходов.....	120
5.1.3. Сопоставление осциллограмм.....	122
5.2. Анализ упругого момента при известном способе управления электроприводами.....	124
5.3. Анализ амплитуд упругих моментов при внедрении разработанного алгоритма.....	129
5.3.1. Амплитуды моментов ВГП и НГП.....	129
5.3.2. Сравнение амплитуд при известном и разработанном способах управления.....	131
5.4. Оценка технико-экономической эффективности внедрения.....	134
5.5. Рекомендации по расширенному внедрению.....	135
ВЫВОДЫ	136
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	138
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	140
ПРИЛОЖЕНИЯ	157

ВВЕДЕНИЕ

В истекшие десятилетия металлургические заводы Российской Федерации работают над повышением конкурентоспособности выпускаемой продукции. Одним из направлений является производство проката с новым перечнем свойств, в том числе производство листов и полос из специальных труднодеформируемых марок стали [1–3]. Это приводит к увеличению нагрузок на оборудование прокатных клетей, в том числе, к увеличению динамических нагрузок и снижению ресурса электромеханических систем [4–6].

Проблема ограничения динамических нагрузок электроприводов прокатных станов поставлена давно, но не является решенной. Особую актуальность она приобретает для клетей толстолистовых станов, в том числе стана 5000, находящегося в эксплуатации в ПАО «Магнитогорский металлургический комбинат» (ПАО «ММК»). Аналогичные агрегаты эксплуатируются в ОАО «ВМЗ» (г. Выкса), ОАО «Северсталь» (г. Колпино), а также на зарубежных металлургических заводах [7]. Прокатка раскатов на таких станах выполняется в реверсивном режиме с ударной нагрузкой, возникающей при входе металла в клеть. Здесь под термином «раскат» понимается полупродукт между исходной заготовкой (слябом) и конечным продуктом (листом). Такие станы оборудованы одной горизонтальной и одной вертикальной клетями, расположенными последовательно. Основное формирование профиля осуществляется в горизонтальной клетке, в ней выполняется термомеханическая прокатка с промежуточным подстуживанием раскатов на рольганге [8–10].

Отличительной особенностью горизонтальных клетей станов данного класса является индивидуальный (безредукторный) электропривод, что обеспечивает возможность независимого задания скоростей валков. Механическое соединение двигателей и валков осуществляется с помощью шпинделей выдвижного (слипперного) типа. Аналогичная конструкция применяется на черновых клетях широкополосных и сортовых станов. Анализ их эксплуатации позволил сделать вывод об актуальности ограничения ударных нагрузок средствами автоматизированного электропривода.

Опыт эксплуатации толстолистовых станов показывает, что ударное приложение нагрузки при входе раскатов в горизонтальную клеть (далее – клеть)

сопровождается превышением динамического момента на шпинделе над установившимся моментом прокатки в 1,5–2 раза, что соответствует максимальному превышению над номинальным моментом двигателя в 3–3,5 раза [11, 12]. С учетом того, что момент при прокатке заготовок «тяжелого» сортамента составляет до 200% номинального момента двигателя, указанное превышение (амплитуда момента) составляет 600–700% [13].

Подтверждение значительных динамических перегрузок, возникающих на толстолистовых станах, дано в [14], где выполнен анализ процессов при прокатке различных марок стали на стане компании Rolled Products Inc. (США). В результате сделан вывод, что амплитуды динамического момента могут достигать 1200% номинального момента двигателя. Такой характер нагружения негативно влияет на прочность деталей и узлов главной линии клетки, причем это относится как к разовому нагружению (перегрузке), так и к усталостным явлениям [15]. Возникают поломки лопастей шпинделей и прокатных валков, т.к. колебания момента сил упругости уменьшают их усталостную прочность [16, 17].

Важным параметром, влияющим на амплитуды моментов, является зазор в шпиндельных соединениях [18, 19]. На вновь установленном шпинделе угловой зазор равен $\sim 2^\circ$, он необходим для сочленения валка и шпинделя, и обеспечивает свободное движение при вертикальном перемещении валков. В процессе эксплуатации с ударными нагрузками и накопленными усталостными повреждениями происходит износ соединений шпинделя, а угловой зазор может достигать $5\text{--}8^\circ$. Это приводит к усилению разрушений, поломкам шпинделей и валков и, как следствие, – авариям и простоям прокатных станов. Практика показывает, что при нормативном сроке эксплуатации шпинделей клетки толстолиствого стана, равном 8 годам, реальное время их службы не превышает половины данного периода.

Для количественной оценки состояния и ожидаемой продолжительности эксплуатации оборудования используется общепринятое понятие «ресурс». Этот термин определяется как наработка механизма от начала его эксплуатации (или после ремонта) до достижения предельного состояния, определяе-

мого нормативно-технической документацией [20]. Единицы измерения данного показателя – число циклов нагружений либо продолжительность эксплуатации (в рассматриваемом случае – годы). Под термином «выработка ресурса» принимается изменение названных характеристик от начала эксплуатации (либо ремонта) до момента контроля технического состояния.

Высокие динамические нагрузки приводят к преждевременному износу оборудования, что приносит предприятию значительный ущерб [21, 22]. Наиболее часто происходят поломки шпиндельных соединений, которые обеспечивают механическую связь шпинделя с валком и двигателем. Причинами поломок являются накопление усталостных разрушений, вызванных динамическими перегрузками [23]. В [24] отмечается, что накопление усталости деталей шпиндельных соединений ускоряется при увеличении периодических ударных нагрузок.

Вопросам расчета ресурса механического оборудования в литературных источниках уделено достаточно внимания. Значительных успехов в данном направлении добилась научная школа МГТУ им. Г.И. Носова под руководством проф. А.В. Анцупова [25–27]. Также известны отечественные и зарубежные публикации, в том числе [28–30]. Большинство методик расчета основаны на аналитических зависимостях либо статистической обработке результатов длительных измерений. При этом проведенный литературный обзор показал, что методик расчета ресурса шпинделей, основанных на замерах реальных нагрузок, позволяющих осуществлять вычисления в on-line режиме, нет. Разработка такой методики является одной из задач, поставленных в диссертации. По результатам обзора за основу принята гипотеза линейного накопления усталостных разрушений Пальмгрена-Майнера. Подход основан на вычислении износов при единичном нагружении и их суммировании при дальнейших нагружениях. Преимуществами являются простота и возможность расчета ресурса по реальным нагрузкам, в том числе, – в on-line режиме.

Не менее важной задачей, связанной с предыдущей, является вычисление (восстановление) упругого момента в on-line режиме. С этой целью разрабатываются и внедряются системы измерения, основанные на физических принципах [31–35]. Разработаны различные типы датчиков упругого момента, их

краткий обзор приведен в [36]. В той же публикации представлена система мониторинга упругого момента, разработанная при участии автора, внедренная на стане 5000 ПАО «ММК» (далее – стан 5000). Принцип построения такой системы изложен в [37], там же приведены состав оборудования и ее функциональная схема. Основным недостатком известных систем является низкая долговечность. Это связано с тяжелыми условиями эксплуатации и агрессивной средой, в которой работают датчики. Также серьезной проблемой является прецизионная установка датчиков и съемного оборудования после каждой замены шпинделя.

Таких недостатков лишены наблюдатели, принцип которых основан на вычислении упругого момента по непрерывно измеряемым координатам электропривода, как правило, по скорости, электромагнитному моменту либо токам [38–42]. В этой связи заслуживает внимания наблюдатель, разработанный в диссертации В.Р. Гасиярова [7]. Принцип восстановления упругого момента основан на дифференцировании сигнала скорости. Вопросы его внедрения в системах управления электроприводом рассмотрены в [43–45], в [46] отмечены его достоинства и недостатки. В развитие этой темы поставлена задача совершенствования алгоритма наблюдателя с целью его применения в системе мониторинга упругого момента с подсчетом количества перегрузов и вычисления ресурса. Эта задача решается в диссертации.

Вопросам исследования причин возникновения недопустимых динамических нагрузок при захвате раскатов валками, а также разработке способов их ограничения посвящены работы многих отечественных и зарубежных исследователей. Вклад в развитие теории и практики электромеханических систем с упругой связью внесли ученые-прокатчики А.И. Целиков [47, 48], В.Н. Выдрин [49], Н.Н. Дружинин [50], В.Г. Артюх [51, 52] и др. Больших успехов в этом направлении добились выдающиеся ученые-электрики В.П. Бычков [53], В.И. Ключев [54, 55], О.И. Осипов [56], В.Н. Мещеряков [57, 58], Г.Я. Пятибратов [59–61], О.А. Кравченко [62, 63], и др. Также следует отметить разработки специалистов зарубежных фирм SMS group (Германия), Danieli (Италия), General Electric (США) и др. [64–66]. В числе диссертаций, защищенных в последние годы, следует отметить [67, 68], а также работы В.Р. Храмина

(2013 г) [69], Б.М. Логинова (2019 г) [70], В.Р. Гасиярова (2021 г) [7], С.С. Воронина (2021 г) [71], выполненные в Южно-Уральском государственном университете (ФГАОУ ВО «ЮУрГУ») и защищенные в Магнитогорском государственном техническом университете.

В диссертациях [7, 70] разработаны системы управления электроприводами горизонтальной клетки стана 5000, обеспечивающие ограничение динамического момента при захвате раскатов валками. В их основу положен способ управления, согласно которому захват осуществляется в режиме ускорения электропривода [72, 73]. Это обеспечивается за счет предиктивного разгона (предразгона) электропривода.

Однако опыт эксплуатации этих систем показал недостаточное снижение упругих моментов на шпинделях. Это объясняется недостатками алгоритмов управления, а также отсутствием возможности непрерывного контроля (наблюдения) упругого момента. Сказанное предопределяет актуальность исследований в данном научном направлении с целью совершенствования ранее разработанных алгоритмов. В этой связи можно утверждать, что представленная работа основана на результатах, полученных в ранее защищенных диссертациях, и направлена на их развитие.

Целью диссертационной работы является разработка комплекса научно-обоснованных технических решений, обеспечивающих повышение ресурса электромеханических систем реверсивной клетки толстолиствого прокатного стана за счет ограничения динамических нагрузок при входе раскатов в клеть.

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

1. Теоретические и экспериментальные исследования динамических процессов в электромеханических системах горизонтальной клетки толстолиствого прокатного стана при захвате металла валками. Анализ известных способов снижения ударных нагрузок за счет совершенствования алгоритмов управления электроприводами.

2. Совершенствование способа управления электроприводом, обеспечивающего компенсацию составляющей, обусловленной упругими свойствами

шпинделя. Направлением совершенствования является кратковременное интенсивное торможение электропривода с регулируемым темпом после захвата с целью создания отрицательного динамического момента.

3. Разработка системы измерения упругого момента по сигналам, поступающим в on-line режиме, разработка наблюдателя упругого момента, обеспечивающего его восстановление по координатам электропривода.

4. Разработка методики расчета ресурса шпинделей, основанной на линейной гипотезе Пальмгрена-Майнера и подсчете количества превышений упругим моментом установленного предела.

5. Экспериментальные исследования и промышленное внедрение разработанного алгоритма управления электроприводом. Оценка технико-экономической эффективности.

В соответствии с поставленными задачами содержание диссертации изложено в следующей последовательности:

В первой главе представлены характеристики электромеханических систем клетки стана 5000. Приведены осциллограммы, полученные при экспериментальных исследованиях динамических режимов, возникающих за один либо несколько проходов реверсивной прокатки. Рассмотрены результаты, подтвердившие актуальность разработки технических решений, обеспечивающих снижение нагрузок за счет совершенствования алгоритмов управления электроприводами. Рассмотрены известные способы управления, обеспечивающие снижение моментов при захвате. Отмечены их недостатки, обоснованы конкретные направления исследований.

Во второй главе дана краткая характеристика компьютерной модели электропривода клетки стана 5000. Обосновано представление электромеханической системы в виде двухмассовой модели с угловым зазором и упругой связью. Методом моделирования выполнено исследование влияния величины углового зазора на амплитуду и временную задержку момента двигателя и упругого момента на шпинделе. Предложены аналитические зависимости для вычисления ускорения в режиме предразгона, необходимого для гарантированного замыкания угловых зазоров различной величины. Дана оценка амплитуд моментов в зависимости от углового зазора при реверсе без нагрузки и при

одновременном захвате металла валками. Подтвержден недостаток ранее разработанного способа ограничения динамических нагрузок, заключающийся в различии длин прокатанных участков к моменту выхода на установившуюся скорость прокатки.

Третья глава посвящена разработке способа ограничения динамического момента электропривода с предварительным ускорением и торможением после захвата, согласно которому осуществляется задание темпа торможения пропорциональным фактической скорости двигателя в момент захвата металла валками. Представлены модель и скрипт на языке Matlab, позволяющие выполнить вычисление упругого момента в зависимости от величины углового зазора и темпа торможения. Обоснованы аналитические зависимости для вычисления оптимального темпа замедления в функции зазора. Выполнено моделирование переходных процессов при захвате и в режиме технологического ускорения. Подтверждено устранение вышеназванного недостатка известного способа управления.

В четвертой главе разработаны система измерения упругого момента и структура контроллера, предназначенного для подсчета количества случаев превышения упругим моментом заданного значения. Система может быть применена как для вычислений по сигналам, поступающим в on-line режиме, так и путем обработки предварительно записанных массивов данных. Разработан наблюдатель упругого момента, обеспечивающий восстановление последнего по координатам электропривода, измеряемым в on-line режиме. Дополнительной функцией (и отличительным признаком) является расчет ресурса шпинделя. Экспериментально подтверждено, что восстановление упругого момента обеспечивается с точностью, допустимой при исследованиях промышленных электромеханических систем. Разработана методика вычисления ресурса шпинделя, основанная на линейной гипотезе Пальмгрена-Майнера, приведены аналитические зависимости, поясняющие расчет. Представлены результаты автоматизированного расчета ресурса за 1 месяц и за 2 года эксплуатации, полученные по результатам обработки массивов при прокатке реального сортамента. Выполнено сравнение ресурсов шпинделей верхнего и нижнего валков.

В пятой главе выполнены экспериментальные исследования алгоритма, реализующего разработанный способ управления электроприводами на стане 5000. Подтверждена эффективность торможения после захвата как средства ограничения динамического момента на шпинделе. В результате анализа осциллограмм при проектном алгоритме управления и при реализации разработанного способа доказано среднее снижение амплитудных значений моментов двигателей и упругих моментов на шпинделях при захвате в 1,5–2 раза. Представлена оценка технико-экономической эффективности внедрения разработок, даны рекомендации по их расширенному внедрению. Ожидаемый экономический эффект от внедрения составляет 5,94 млн руб./год.

В заключении сделаны выводы по работе.

Научная новизна.

1. Разработан способ ограничения динамического момента двигателя и момента на шпинделе, согласно которому обеспечиваются замыкание зазора перед захватом путем предварительного разгона электропривода и торможение после захвата с темпом, пропорциональным значению скорости в момент захвата.

2. Обоснована методика и определены аналитические зависимости для расчета темпа ускорения электропривода в режиме предразгона, достаточного для замыкания угловых зазоров перед захватом при различных их величинах. Обоснованы аналитическая зависимость и алгоритм вычисления оптимального темпа замедления в функции скорости в момент захвата.

3. Разработана методика расчета износа шпинделей, обусловленного ударными нагрузками, основанная на гипотезе линейного накопления усталостных разрушений Пальмгрена-Майнера. Получены аналитические выражения для расчета ресурса шпинделей и анализа зависимости выработанного ресурса от величины момента при многократных нагружениях.

Практическая значимость и реализация работы.

1. Разработанный алгоритм ограничения упругого момента за счет предварительного ускорения и торможения с регулируемым темпом после захвата внедрен в электроприводах клетки стана 5000. В результате экспериментов доказано снижение амплитуды упругого момента в 1,5–2 раза.

2. Разработанный наблюдатель реализован в виде алгоритма в АСУ ТП стана 5000. Дано экспериментальное подтверждение восстановления упругого момента в динамических режимах с погрешностью, не превышающей 5%, что является приемлемым при разработке промышленных систем.

3. Результатом внедрения разработанных алгоритмов является увеличение нормативного срока эксплуатации оборудования главной линии клетки от 3-х до 8-и лет. Экономический эффект от сокращения затрат на аварийную замену шпинделя составляет 5,94 млн руб./год.

4. Разработанный наблюдатель упругого момента и способ управления электроприводом рекомендуются для внедрения на прокатных станах с индивидуальным электроприводом валков и на других промышленных агрегатах.

Методика проведения исследований.

Применены основные положения теории электропривода, теории автоматического регулирования, в том числе преобразование структурных схем, теории надежности технических систем. Теоретические исследования проводились с помощью модели, разработанной в графической среде Simulink пакета Matlab. На всех этапах проводились экспериментальные исследования на стане 5000, выполнялось сопоставление экспериментальных результатов с теоретическими. При внедрении разработок использовался подход, основанный на создании виртуальных моделей объекта с последующим переносом отлаженного алгоритма в программное обеспечение управляющих контроллеров. Разрабатываемая методика оценки ресурса оборудования основана на гипотезе Пальмгрена-Майнера.

Основные положения, выносимые на защиту.

1. Способ управления электроприводом, обеспечивающий снижение амплитуды упругого момента на шпинделе за счет формирования тахограмм с положительным и отрицательным ускорениями соответственно до и после захвата металла валками. Отличием является задание интенсивности торможения пропорциональным скорости, измеренной в момент захвата.

2. Наблюдатель упругого момента, обеспечивающий его восстановление в on-line режиме. Система вычисления ресурса шпинделя на основе наблюда-

теля и контроллера, осуществляющего подсчет количества случаев превышения динамическим моментом заданного предельного значения.

3. Методика вычисления ресурса шпинделей, основанная на линейной гипотезе Пальмгрена-Майнера. Результаты расчета, подтвердившие различие выработанных ресурсов шпинделей верхнего и нижнего валков в процессе эксплуатации.

4. Результаты теоретических и экспериментальных исследований, подтвердившие повышение ресурса шпинделя не менее чем в 1,5 раза за счет снижения динамических нагрузок в режиме захвата раскатов валками.

Обоснованность и достоверность научных положений подтверждаются:

- совпадением полученных результатов с ранее опубликованными результатами;
- применением характеристик действующего оборудования при разработке математических моделей;
- экспериментальными исследованиями, выполненными на стане 5000 на всех этапах работы;
- верификацией экспериментальных данных, полученных при различных нагрузочных и скоростных режимах электроприводов клетки стана 5000;
- соответствием результатов компьютерного моделирования и экспериментальных результатов;
- положительной оценкой итогов длительной эксплуатации внедренных алгоритмов.

Соответствие паспорту специальности. Содержание диссертационной работы полностью соответствует паспорту специальности 2.4.2 – «Электротехнические комплексы и системы»: п.1. «Развитие общей теории электротехнических комплексов и систем, анализ системных свойств и связей, физическое, математическое, имитационное и компьютерное моделирование компонентов электротехнических комплексов и систем, включая электромеханические ... преобразователи энергии, системы электропривода, электроснабжения и электрооборудования»; п.3. «Разработка, структурный и параметрический синтез,

оптимизация электротехнических комплексов, систем и их компонентов, разработка алгоритмов эффективного управления»; п.5. «Разработка эффективного ... и безопасного полного жизненного цикла электротехнических комплексов, включающего создание, эксплуатацию и утилизацию их компонентов».

Апробация работы. Положения, выносимые на защиту, докладывались на 6-и международных конференциях, в том числе: International Ural Conference on Electrical Power Engineering (Ural-Con), Магнитогорск 2020 г; 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021), Сочи 2021 г; 2022 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), Сочи 2022 г; 2022 International Russian Automation Conference (RusAutoCon), Сочи 2022 г; Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice (PEAMI), Магнитогорск 2023 г; International Russian Smart Industry Conference (SmartIndustryCon). IEEE, Сочи 2024 г.

По содержанию диссертации опубликовано 17 научных трудов, в том числе 5 статей в рецензируемых изданиях, 3 статьи и 6 докладов в изданиях, входящих в базы данных WOS и Scopus, зарегистрированы 2 программы для ЭВМ.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках субсидии на финансовое обеспечение выполнения государственного задания (фундаментальное научное исследование), договор №FENU-2020-0020 (2020071ГЗ).

Глава 1. АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ СТАНА 5000. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

Прежде чем приступить к решению задач, поставленных в диссертации, целесообразно привести описание объекта исследований – электромеханических систем горизонтальной клетки стана 5000 ПАО «ММК». В истекшие 5 лет на данном объекте внедрены системы управления электроприводами, обеспечивающие ограничение динамических нагрузок [7, 70] и снижение силового взаимодействия электромеханических систем горизонтальной и вертикальной клеток [71]. При участии автора опубликованы научные статьи в зарубежных изданиях, входящих в первый и второй квартиль [36, 44, 46, 74, 75]. В этих публикациях отмечены достоинства и недостатки разработанных алгоритмов управления. Однако они не подкреплены экспериментальными исследованиями непосредственно на стане.

Как отмечено во введении, для электромеханических систем клеток толстолистовых станов характерными являются режимы разгона, торможения (с металлом либо без металла в валках) и изменения нагрузки (ударного, либо плавного). В предыдущих исследованиях не было показано влияние замыкания углового зазора на переходные процессы упругого момента в режимах реверса и ударного приложения нагрузки. Следует оценить характер динамических процессов, возникающих при входе раскатов в клетку и одновременном замыкании зазора в шпиндельных соединениях. Проведение таких экспериментов необходимо для конкретизации задач, поставленных в диссертации.

Для обоснования направлений решения задач необходимо представить описание ранее внедренных разработок, дать оценку обнаруженных недостатков. Также следует выполнить анализ известных методик расчета выработанного и остаточного ресурса механического оборудования. Целью такого анализа должно стать обоснование разработки методики расчета усталостного износа и ресурса шпинделя по данным, получаемым на стане непосредственно в процессе прокатки.

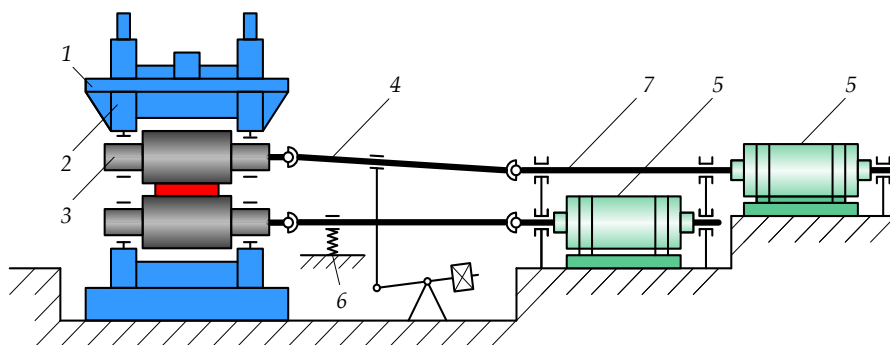
Рассмотрению перечисленных вопросов посвящена настоящая глава.

1.1. Характеристика объекта исследований

Основным технологическим устройством стана 5000 является горизонтальная клеть. На рисунке 1.1, а показан вход раската в клеть со стороны отводящего рольганга, упрощенная кинематическая схема клетки представлена на рисунке 1.1, б. На схеме не показаны гидравлические нажимные устройства, обеспечивающие перемещение валков в вертикальном направлении, и другое вспомогательное оборудование. В клетке осуществляется обжатие раскатов в реверсивном режиме. Согласно технологии первичная (черновая) прокатка осуществляется партиями до шести заготовок за 5–11 проходов, при этом общее число проходов от 15 до 27.



а)



б)

Рисунок 1.1 – Реверсивная прокатка раската на стане 5000 (а) и схема рабочей линии главного электропривода (б): 1 – клеть; 2 – станины; 3 – рабочие валки; 4 – универсальные шпиндели; 5 – электродвигатели; 6 – устройство для уравнивания шпинделей; 7 – промежуточный вал

Характеристика, сортамент стана и описание силового оборудования представлены в [7, 12], технология прокатки рассмотрена в [76]. Основные технические характеристики оборудования приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Характеристики оборудования горизонтальной клетки

Наименование компонента	Наименование характеристики	Значение или описание
Прокатные валки	Диаметр рабочих валков	1210-1110мм
	Длина рабочих валков	5300 мм
	Диаметр опорных валков	2300-2100 мм
	Длина опорных валков	4950 мм
	Скорость рабочих валков при макс. диаметре валка	(0-3,17)/7,30 м/с
	Максимально допустимое усилие прокатки	120 МН
Главный привод	Тип	индивидуальный
	Мощность главного привода	2×12 МВт
	Частота вращения вала двигателя	(0-60)/115 об/мин
	Номинальный крутящий момент	2×1,91 МНм
	Максимальный крутящий момент при прокатке	2×3,82 МН м (200% от номин.)
	Максимальный крутящий момент перегрузки двигателя	2×4,23 МН м (225% от номин.)
	Крутящий момент при отключении двигателя	2×5,25 МН м (275% от номин.)

Фотография механической передачи верхнего валка приведена на рисунке 1.2, а [77], фотография шпинделя – на рисунке 1.2, б [46]. Его соединение с валком осуществляется с помощью головки специальной конструкции (рисунок 1.2, в) [78], которая крепится к рабочему валу. Аналогичная головка смонтирована со стороны двигателя.

Двигатели и валки обладают большой инерцией и при наличии длинного вала создают двухмассовую упругую систему. В неустановившихся режимах скорости первой и второй масс (ротора двигателя и валка) различаются, и вал испытывает большой крутящий момент. Масса сляба составляет 30 и более тонн, исходная толщина 300-350 мм. Абсолютные обжатия в первых проходах – до 30 мм. Очевидно, что задание в клеть заготовки, обладающей большой инерцией, при указанных обжатиях приводит к значительным (часто недопустимым) динамическим нагрузкам.

Как следует из рисунка 1.2, б, шпиндель клетки стана 5000 имеет три соединения: первое – с валом двигателя; второе – с рабочим валком; третье – соединение двух частей самого шпинделя. Каждое соединение имеет угловой зазор (люфт), необходимый для свободного сочленения. Однако такая детализация при исследованиях динамических процессов, как правило, не выполня-

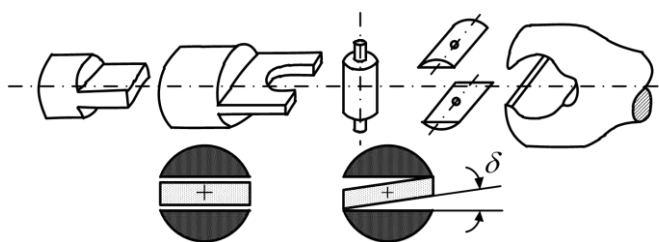
ется. Ниже анализируется влияние зазора только со стороны валка, он принимается как эквивалентный зазор в главной линии клетки. Схематично такой зазор δ показан на рисунке 1.2, в. Опыт эксплуатации стана 5000 подтверждает справедливость такого допущения: величина зазора в соединении со стороны двигателя, как правило, ниже, влияние износа и динамические нагрузки меньше. Внеплановая замена шпинделя, обусловленная износом этого соединения, происходит редко.



а)



б)



в)

Рисунок 1.2 – Фрагмент рабочей линии главного электропривода (а), фотография шпинделя (б) и конструкция шпиндельного соединения (в):

1 – датчик; 2 – вал шпинделя; 3 – телеметрическое кольцо [36];
4 – головка шпинделя; 5 – верхний опорный валок; 6 – шейка рабочего валка

При таком допущении суммарный зазор «приведен» к соединению шпинделя и рабочего валка, ему соответствует понятие «угловой зазор». Если зазор

С его выхода сигнал заданной линейной скорости $V(t)$ поступает на датчик интенсивности (ЗИ), который служит для аварийного ограничения темпа задания. Выходной сигнал ЗИ преобразуется с учетом диаметров валков в задание угловой скорости электропривода, поступающее на вход замкнутого контура регулирования скорости.

В [11] рассмотрены результаты моделирования и экспериментальных исследований переходных процессов, возникающих при входе раскатов в клеть. Как отмечалось выше, этот режим, также получивший название «захват металла валками», сопровождается ударным увеличением нагрузки электрического и механического оборудования и перегрузками по моменту и току. Характер переходных процессов скоростей и моментов, происходящих при захвате раската, поясняют осциллограммы, представленные на рисунке 1.4. Согласно существующей технологии, вход раскатов в клеть осуществляется на заправочной скорости (в диапазоне от 2 до 3,5 м/с), на рисунке 1.4 – при скорости 2,65 м/с. Далее после формирования изгиба переднего конца раската («лыжи») осуществляется разгон до установившейся скорости прокатки (технологическое ускорение). Захват металла валками происходит на участке ускорения электропривода. Очевидно, что угловой зазор в шпиндельном соединении в этом случае полностью закрыт. Процессы при формировании «лыжи» подробно рассмотрены в [80, 81].

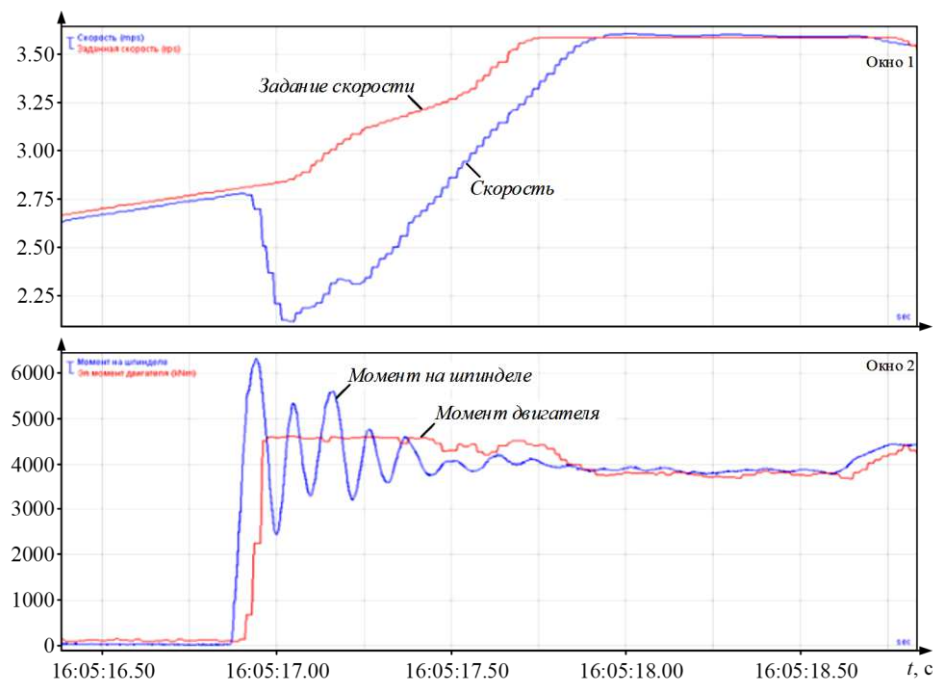


Рисунок 1.4 – Осциллограммы момента двигателя в режиме захвата при замкнутых зазорах с выходом на ограничение момента двигателя

Анализ литературных источников и экспериментальные исследования, проведенные на стане, указывают следующие причины возникновения неудовлетворительных динамических процессов [74]:

1. Ударные механические нагрузки, связанные с выбором зазоров в шпindelных соединениях, которые не могут контролироваться, но могут быть устранены средствами электропривода.

2. Неудовлетворительные условия захвата, связанные с тем, что раствор валков изначально устанавливается исходя из заданной толщины раската после прохода. При этом условия захвата не принимаются во внимание.

3. Несогласованность скорости входа листа в клеть и линейной скорости вращения валков.

4. Периодически возникающий режим выхода электропривода на ограничение регулятора скорости (рисунок 1.4 иллюстрирует такой режим). При этом колебания упругого момента очень слабо демпфируются, т.к. регулятор скорости не работает.

Перечисленные факторы определяют характер переходного процесса и амплитуду упругого момента на шпинделе. Это подтверждает актуальность разработки способов управления, обеспечивающих ограничение динамических моментов в режиме захвата металла валками. Решение этой задачи должно быть обеспечено путем разработки алгоритмов управления электроприводами. За основу должны быть приняты ранее выполненные разработки, апробированные на стане 5000, упомянутые во введении и рассмотренные ниже в п. 1.5.

1.3. Переходные процессы при реверсе электропривода

На рисунке 1.5 представлены схемы, поясняющие замыкание углового зазора в шпindelном соединении при вращении в разных направлениях. Показаны: исходное расположение шейки валка в прорези шпинделя (рисунок 1.5, а), поворот шейки при вращении шпинделя относительно оси против часовой стрелки (б) и по часовой стрелке (в). Вращающий момент передается за счет касания шейки и краев прорези шпинделя (рисунки 1.5, а и 1.5, б). Исход-

ная величина углового зазора составляет $1,5-2^\circ$, по мере износа она может увеличиваться до 5° (большой износ недопустим, хотя неоднократно были зафиксированы увеличения до 8°). Первоначальный зазор необходим для сочленения вала шпинделя с валком и свободного смещения шпинделя относительно оси вала в вертикальном направлении при изменении толщины раската.

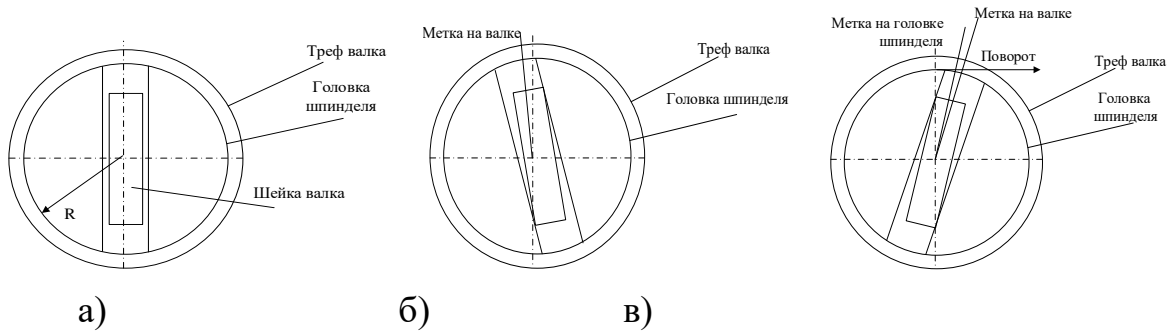


Рисунок 1.5 – Схема шпиндельного соединения при исходном положении шейки валка (а) и при вращении шпинделя против часовой стрелки (б) и по часовой стрелке (в); трэф – приводная часть валка

Замыкание углового зазора приводит к росту амплитуд моментов двигателей и упругих моментов на шпинделях, при этом амплитуды моментов зависят от величины зазора. Это поясняют осциллограммы, полученные в режимах реверса, показанные на рисунке 1.6, полученные на стане. В окнах 1 и 3 приведены осциллограммы заданных $n_{0ВГП}$, $n_{0НГП}$ и актуальных $n_{ВГП}$, $n_{НГП}$ скоростей двигателей ВГП и НГП, в окнах 2 и 4 – осциллограммы их моментов $M_{ВГП}$, $M_{НГП}$. В интервале времени t_1-t_2 происходит торможение двигателя ВГП, в интервале t_2-t_7 – его ускорение. Направление вращения двигателя НГП противоположное: в интервалах t_1-t_2 и t_2-t_7 осуществляются ускорение и замедление, соответственно. Поскольку эксперимент проводился при отсутствии металла в клети, противоположное вращение не связанных между собой валков не приводит к каким-либо нежелательным последствиям.

От момента времени t_2 до моментов времени t_3 (для НГП) и t_4 (для ВГП) процессы происходят при разомкнутых угловых зазорах. Различие моментов времени t_3 и t_4 говорит о том, что угловые зазоры в шпинделях ВГП и НГП не одинаковы. Причины этого обусловлены различным износом шпиндельных

соединений. В указанные моменты времени t_3 и t_4 зазоры в шпиндельных соединениях замыкаются. Это сопровождается изменением момента $M_{\text{НГП}}$ в интервале t_4-t_6 в диапазоне 300–700 Н·м (окно 2); в аналогичном диапазоне (по модулю) происходит изменение момента двигателя $M_{\text{ВГП}}$ в интервале t_3-t_5 (окно 4). В условиях работы без нагрузки такое увеличение не приводит к негативным последствиям, однако при замыкании зазоров в момент захвата это вызывает увеличение динамического момента и возникновение колебаний упругих моментов на шпинделях (этот режим будет исследован ниже).

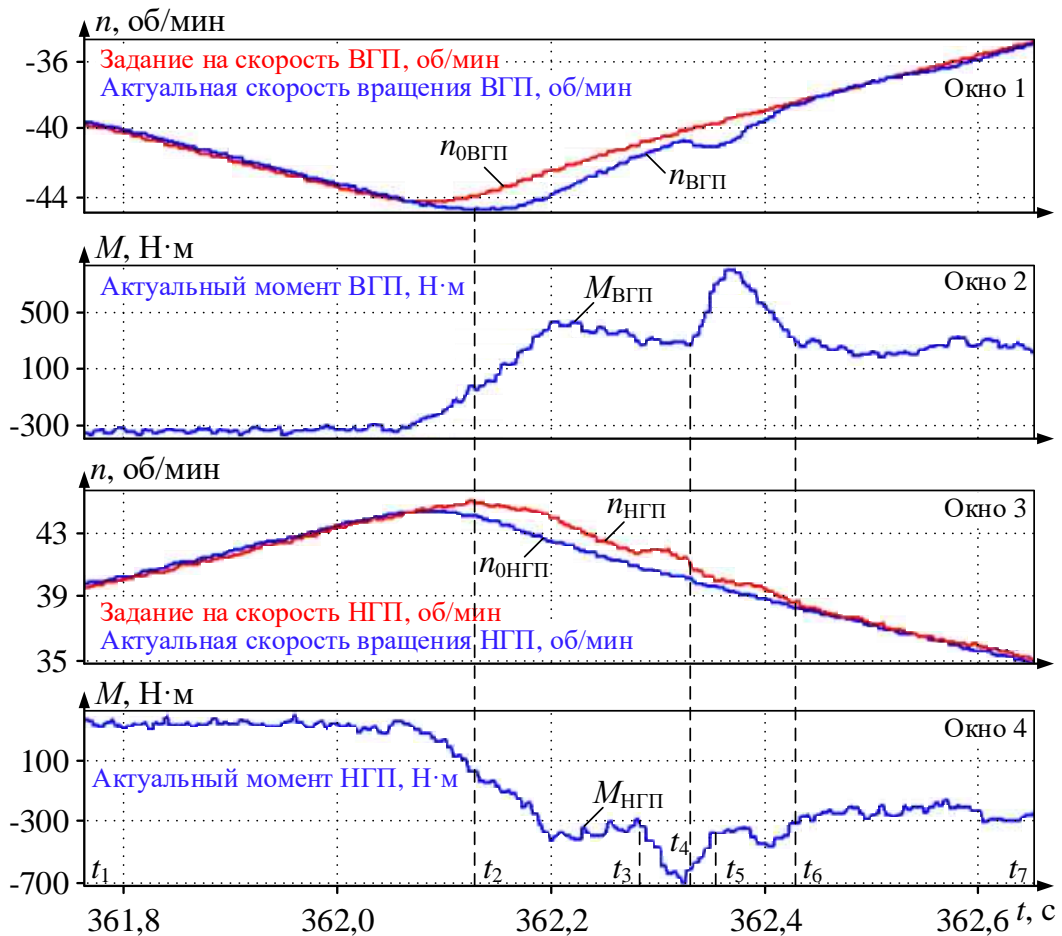


Рисунок 1.6 – Осциллограммы скоростей и упругих моментов ВГП и НГП при реверсе: окна 1 и 3 – заданная и актуальная скорости вращения двигателей, об/мин; окна 2 и 4 – актуальные моменты двигателей, Н·м

Приведенные осциллограммы также демонстрируют, что момент появления (начала роста) момента на двигателе зависит от величины углового зазора. Так для НГП интервал t_2-t_3 (окно 4) меньше, чем интервал t_2-t_5 для ВГП. Это значит, что процесс замыкания углового зазора в шпинделе ВГП имеет

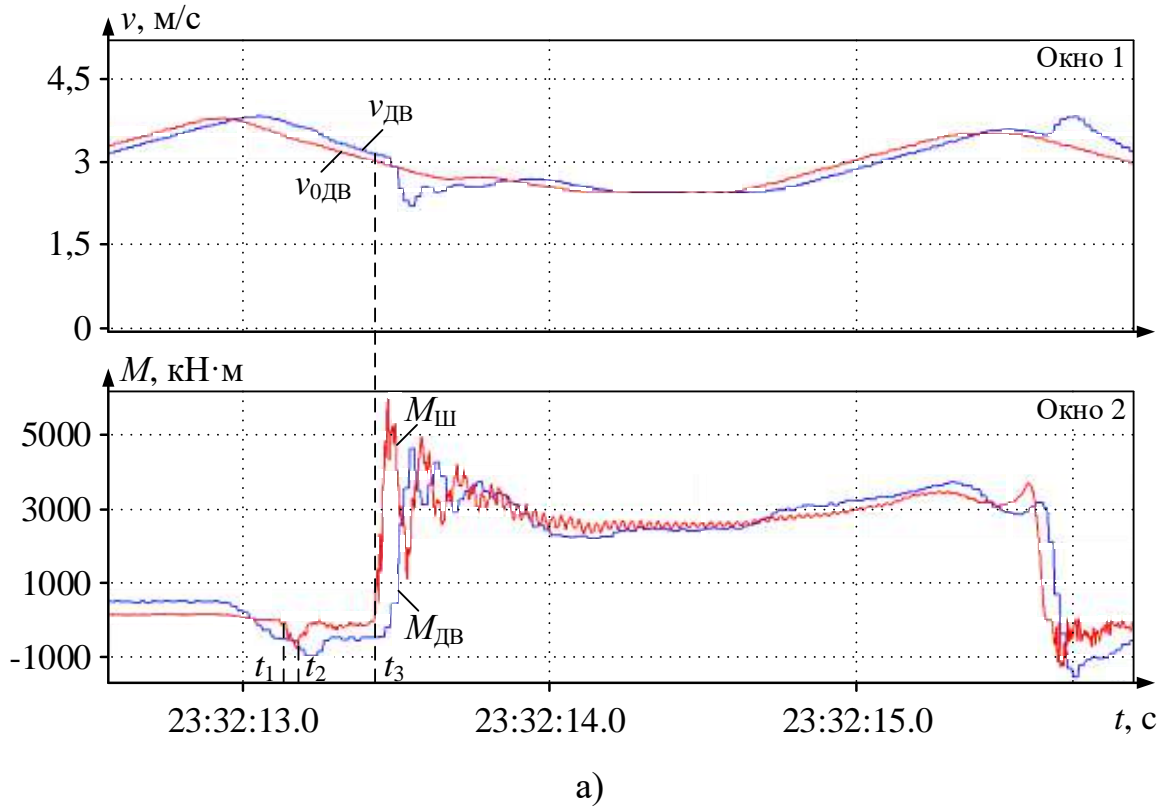
бо́льшую длительность, следовательно, сам угловой зазор больше. Как отмечалось, это может быть обусловлено различным износом шпиндельных соединений.

Такое различие зазоров не является таким уж «безобидным». При разных угловых зазорах вращение валка, на шпинделе которого угловой зазор меньше, после реверса начнется раньше, чем вращение другого валка. При выходе раската из клетки разная скорость вращения валков приведет к изгибу конца раската в направлении более «медленного» валка. Даная ситуация может привести к авариям типа «захлест» либо «застревание полосы на рольганге» [82]. Подобная авария произошла на стане 5000 в 2022 году. Из-за разных скоростей произошло затягивание тонкого раската между рабочим и опорным валками, вследствие его нахлеста на нижний рабочий валок. Последствия этой аварии были очень серьезными, т.к. привели к поломке оборудования, они рассмотрены в [44].

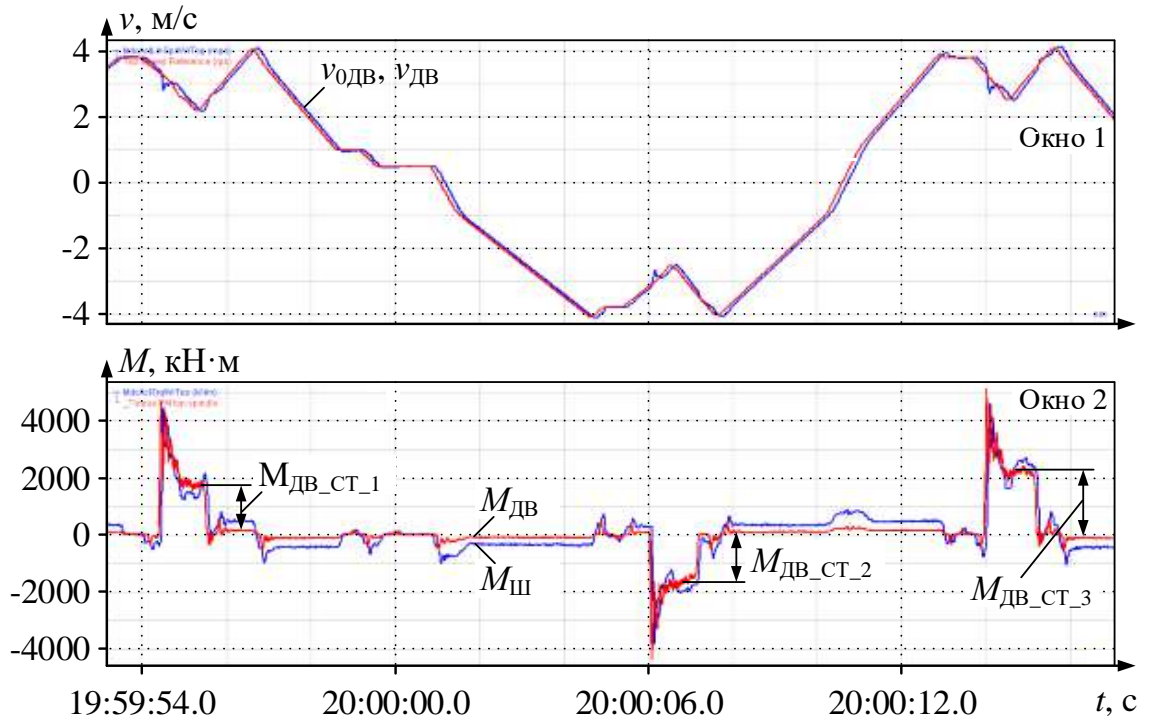
Анализ аналогичной ситуации, которая не привела к аварии, благодаря своевременному включению торможения, рассматривается в следующем подразделе (осциллограммы представлены на рис. 1.8).

1.4. Ударное приложение нагрузки при разомкнутых зазорах

На рисунке 1.7, а представлены осциллограммы, полученные на стане при отработке ударного приложения нагрузки при разомкнутых угловых зазорах. Во всех подобных случаях под действием прилагаемого момента нагрузки они замыкаются. В окне 1 показаны заданная ($v_{0дв}$) и актуальная ($v_{дв}$) скорости двигателя верхнего валка, в окне 2 – зависимости электромагнитного момента двигателя ($M_{дв}$) и упругого момента на шпинделе ($M_{ш}$). Осциллограмма $M_{ш}$ зафиксирована наблюдателем упругого момента, рассмотренном в разделе 4. Захват произошел в момент времени t_3 в режиме торможения двигателя и шпинделя, при этом зазоры в шпиндельных соединениях были раскрыты. Размыкание зазоров подтверждают кратковременные динамические отклонения моментов до захвата в моменты времени t_1 и t_2 .



а)



б)

Рисунок 1.7 – Ударное приложение нагрузки при разомкнутых угловых зазорах: окна 1 – заданная ($v_{0ДВ}$) и актуальная ($v_{ДВ}$) линейные скорости; окна 2 – моменты двигателя ($M_{ДВ}$) и на шпинделе ($M_{Ш}$)

Аналогичные осциллограммы, полученные за три прохода реверсивной прокатки, показаны на рисунке 1.7, б. Результаты обработки этих осциллограмм представлены в таблице 1.2. Они подтверждают, что захват раската валками при разомкнутых зазорах приводит к значительным увеличениям динамического момента. Амплитуда момента двигателя превышает установившийся момент прокатки в 1,7–2,9 раза, аналогичное превышение амплитуды момента на шпинделе находится в диапазоне 1,6–3 раза. Упругие колебания накладываются на ударный процесс замыкания зазоров, что приводит к увеличению амплитуды момента. При этом наблюдается колебательный характер моментов. Очевидно, что такие значения недопустимы, т.к. приводят к износу электрического и механического оборудования и увеличению аварийности агрегата.

Таблица 1.2 – Кратность динамических моментов двигателя и на шпинделях верхнего валка при захвате металла (значения по модулю)

№ рисунка	№ прохода (<i>i</i>)	Момент двигателя, кН·м		$k_{д\ дв. i}$, о.е.	Момент на шпинделе, кН·м		$k_{д\ ш. i}$, о.е.
		$ M_{дв_ст_i} $	$ M_{дв_max_i} $		$ M_{ш_ст_i} $	$ M_{ш_max_i} $	
1.7, а	-	3000	4700	1,6	3000	5000	1,7
1.7, б	1	1400	4200	3	1600	4600	2,9
	2	1800	3800	2,1	1800	4500	2,5
	3	2700	4600	1,7	2200	5100	2,3

Коэффициент динамичности момента двигателя $k_{д\ дв. i}$ – определяется как отношение максимального значения момента в *i*-м проходе $M_{дв_max_i}$ (на рисунках не обозначены) к установившемуся значению $M_{дв_ст_i}$. Аналогично определяется коэффициент динамичности момента на шпинделе $k_{д\ ш. i}$. Поскольку при реверсивной прокатке знак момента меняется в зависимости от прохода, эти величины берутся по модулю. Определение этого параметра приведено в [70]: под коэффициентом динамичности понимается отношение максимальной динамической нагрузки к постоянной (статической) нагрузке при прокатке:

$$k_{д} = \frac{M_{max}}{M_{ст}} = \frac{M_{12}}{M_{a}}, \quad (1.1)$$

где M_{12} – момент сил упругости в двухмассовой системе;

M_a – суммарный момент сил статического сопротивления и инерции второй массы.

Ранее проведенные исследования показали, что при зазоре $\pm 8^\circ$ максимальная величина момента при захвате возрастает на 25% по сравнению с таким же значением в электроприводе без зазоров [70]. Так как электропривод в режиме ударного приложения нагрузки и так отличается повышенной колебательностью (перерегулирование момента при стандартной настройке составляет 65%), то дополнительное увеличение момента при выборе зазоров нежелательно. Это подтверждает, что необходимо обеспечить режимы, при которых зазоры в передачах перед приложением нагрузки будут полностью закрыты.

Кроме того, для толстолистовых станов характерна ситуация, когда оператор может вмешаться в процесс прокатки и замедлить клеть перед захватом. Это приводит к раскрытию зазоров. Осциллограммы, полученные при входе раската в клеть в режиме торможения электропривода представлены на рисунке 1.8. Они зафиксированы, когда оператор в ручном режиме корректировал положение короткой заготовки при прокатке «назад», в результате чего разогнал клеть с рольгангом до $v_1 = -4,8$ м/с. Захват произошел на скорости $v_2 = -4,4$ м/с в режиме торможения (в этом случае люфты раскрыты). Здесь и далее обозначения даются по модулю, поэтому знак «минус» на рисунках и в таблицах опущен.

Указанная скорость значительно выше скорости, на которой происходит рабочий захват ($\sim 2,5$ м/с). В результате ее увеличения (почти в 2 раза) при раскрытых зазорах перегрузка шпинделя НГП составила 8200 кН·м или 430% номинального момента двигателя, аналогичная перегрузка шпинделя ВГП составила 7600 кН·м или 400%. Моменты обоих двигателей достигли ограничения, равного 4200 кН·м, после этого их роста не происходило. Вследствие этого электроприводы перешли из режима регулирования скорости в режим поддержания момента. Демпфирования упругих колебаний электроприводом в таком режиме практически отсутствует, что привело к увеличению колебаний упру-

гих моментов на шпинделях. По утверждению персонала, помещение машинного зала «очень сильно тряхнуло», при этом сработал аварийный останов по перегрузке шпинделей.

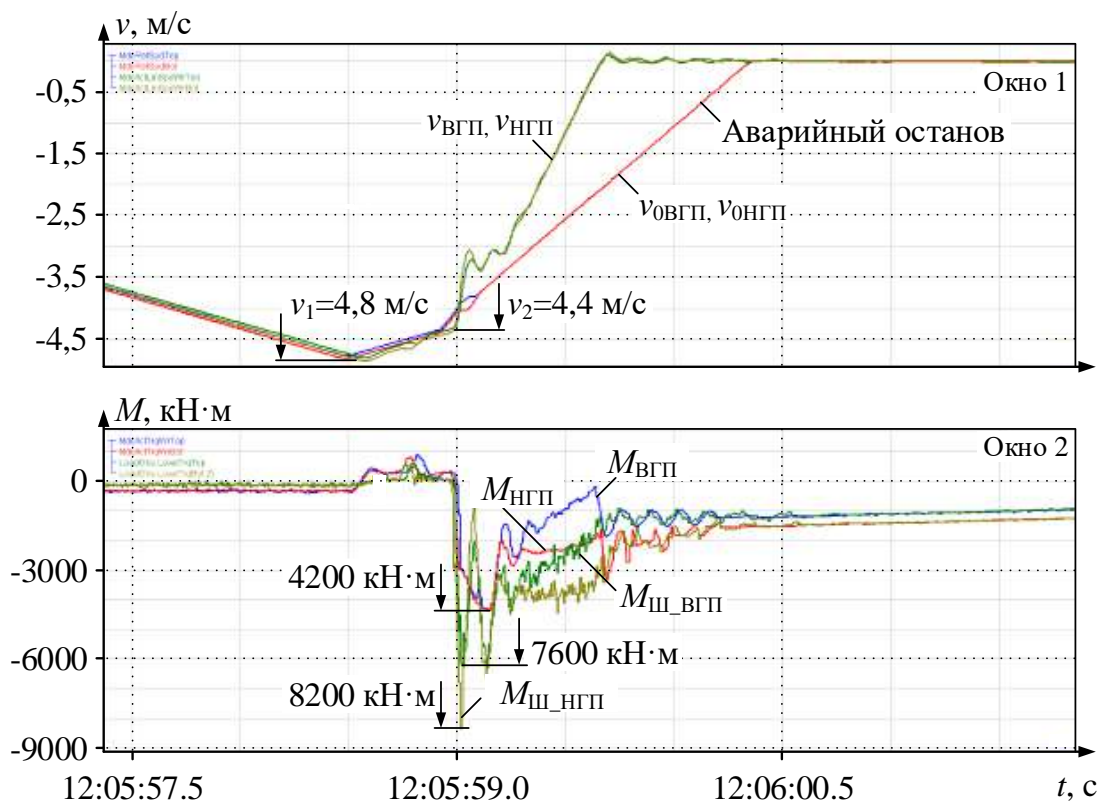


Рисунок 1.8 – Предаварийное увеличение моментов при захвате: окно 1 – заданные и актуальные линейные скорости, м/с; окно 2 – моменты двигателей и на шпинделях, кН·м (значения даны по модулю)

Численные значения установившихся и максимальных значений контролируемых координат представлены в таблице 1.3. Здесь же приведены коэффициенты кратности (динамичности) $k_{\text{в}}$ и $k_{\text{н}}$ амплитуд моментов на верхнем и нижнем шпинделях.

Таблица 1.3 – Значения моментов на шпинделях ВГП и НГП*

Шпиндель	Момент, кН·м		Перегрузка относительно момента			
	$M_{\text{Ш_max}}$	$M_{\text{Ш_ст}}$	установившегося ($k_{\text{в}}, k_{\text{н}}$)	номинального (1910 кН·м)	допустимого (225% ном.)	отключения (275% ном.)
верхний	6100	1000	6,1	3,2	1,4	1,16
нижний	8200	1300	6,3	4,3	1,9	1,56

*Величины моментов приняты по модулю

Как следует из приведенных данных, для рассматриваемого предаварийного случая коэффициент динамичности для момента верхнего шпинделя $k_{\text{В}}=6,1$, для момента нижнего шпинделя $k_{\text{Н}}=6,3$. Расчет перегрузок в двух последних столбцах 6 и 7 выполнен относительно значений, указанных в таблице 1.1:

– относительно максимального крутящего момента перегрузки двигателя, равного 225% от $M_{\text{Н}}$ или 4300 кН·м;

– относительно крутящего момента при отключении двигателя, равного 275% от $M_{\text{Н}}$ или 5250 кН·м.

Таким образом, динамические нагрузки обоих шпинделей являются экстремальными, хотя аварии удалось избежать. Это произошло благодаря своевременному срабатыванию системы аварийного торможения двигателей [44], что, к сожалению, происходит не во всех случаях.

С целью сокращения количества остановок на стане 5000 установлены пороги срабатывания аварийной системы: 6500 кН·м – для предупреждения оператора и 8000 кН·м – для торможения быстрым остановом [44]. Эти параметры превышают проектные значения, приведенные в таблице 1.1. Однако непосредственно динамические удары, возникающие при захвате, редко приводят к поломкам и авариям. Наиболее вероятными причинами поломок являются накопленные циклы перегрузок по крутильному моменту, которые приводят к усталостным разрушениям механических соединений. При этом наиболее частыми авариями являются поломка головки шпинделя (рисунок 1.9, а) и поломка валка (рисунок 1.9, б). Устранение их последствий вызывает длительные простои стана и значительные материальные затраты.



а)



б)

Рисунок 1.9 – Поломки шпинделя (а) и валка (б) клетки стана 5000

В диссертации [70] выполнен анализ известных способов снижения динамических нагрузок в валопроводах прокатных клетей. В качестве эффективного подхода названо изменение скоростного режима электропривода. В публикациях [83, 84] выполнен анализ известных способов ограничения динамического момента средствами электропривода. Наибольшее внимание уделено способам, в основу которых положен принцип захвата металла во время ускорения электропривода, что обеспечивает предварительное замыкание углового зазора [85, 86].

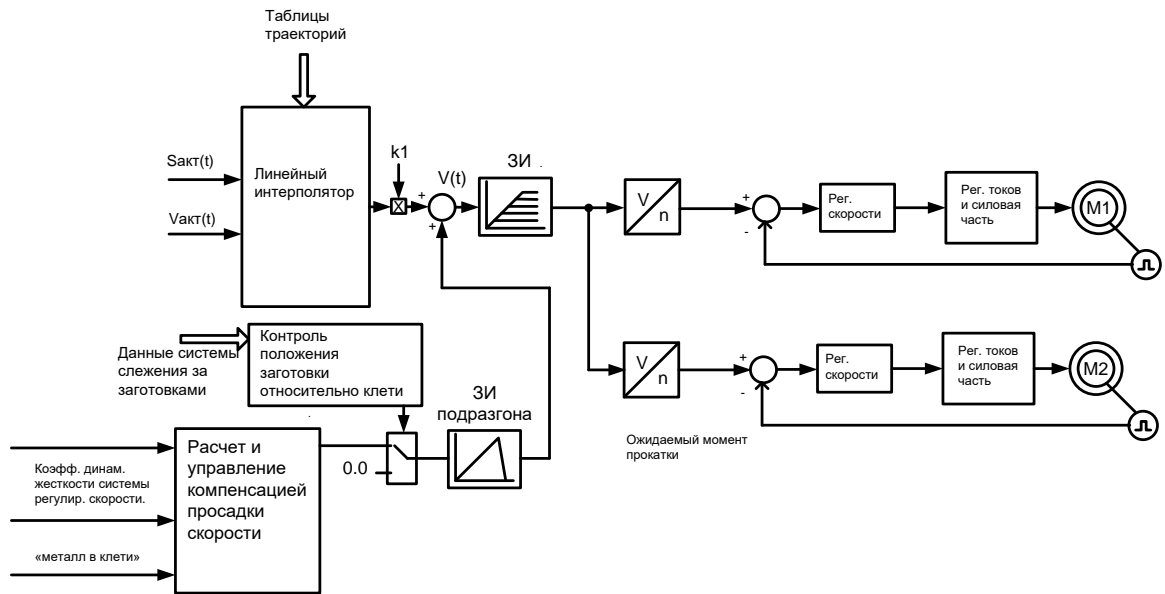
1.5. Характеристика аналогов

Согласно разработке [85] для последовательно расположенных клетей прокатного стана перед входом раската в клетку осуществляют разгон электропривода, а после захвата выполняют прокатку на установившейся скорости. Справедливо утверждается, что динамический момент при разгоне обеспечивает замыкание зазоров в механической передаче клетки. В [86] также увеличивают скорость двигателя перед захватом, при этом момент ускорения формируют равным расчетному моменту прокатки. В [87] предложена реализация этого способа в электроприводах широкополосного стана 2000 горячей прокатки ПАО «НЛМК». Также аналогичным исследованиям посвящены публикации [84, 88].

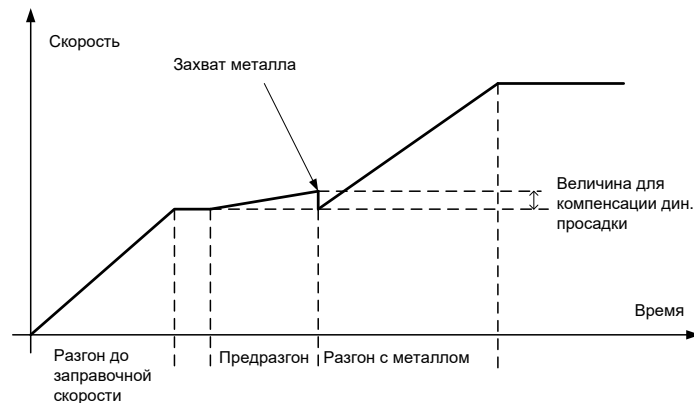
1.5.1. Способ управления с предварительным разгоном и компенсацией динамической ошибки

В развитие известных технических решений в диссертационных работах [7, 70] разработаны способы управления, заслуживающие наибольшего внимания. В их основу положен принцип ограничения упругого момента за счет регулирования скорости электропривода до и после захвата металла валками. В [70] представлен способ управления электроприводом, согласно которому увеличение скорости при предразгоне осуществляют на величину динамической ошибки скорости, которая (ошибка) возникает при захвате. Это обеспечивает ее компенсацию и обеспечивает инвариантность процессов к настройке системы регулирования скорости.

Схема системы управления, реализующей этот способ, представлена на рисунке 1.10, а. Она обеспечивает управление скоростью электропривода по тахограмме, приведенной на рисунке 1.10, б. Согласно заданию, скорость за время предразгона увеличивается на величину приращения, необходимого для компенсации динамической ошибки, возникающей при захвате. Приращение задания скорости сразу после захвата обнуляется скачком.



а)



б)

Рисунок 1.10 – Функциональная схема системы, разработанной в [70] (а), и тахограмма задания скорости (б)

В [7] выполнен анализ достоинств и недостатков этого решения. Отмечено, что система обеспечивает снижение амплитуды динамического момента при захвате в 1,3–1,5 раза. Это достигается при достоверном определении момента начала и продолжительности предразгона, а также при правильном вы-

боре его темпа, что обеспечивается не во всех случаях. По результатам экспериментальных исследований [73, 89], сделан вывод, что при нарушении этих условий способ не обеспечивает ожидаемого снижения момента. Кроме того, не устраняются главная причина перерегулирования – это колебания, обусловленные упругими свойствами вала двухмассовой системы. Данный вывод подтвержден результатами, опубликованными в [74].

С целью устранения этих недостатков в [7] разработан способ управления электроприводами, рассматриваемый ниже.

1.5.2. Способ ограничения динамического момента с предразгоном и замедлением после захвата

Данный способ поясняют диаграммы задания скорости, представленные на рисунке 1.11 [7]. Как и в предыдущем варианте предусмотрен предразгон двигателя на величину приращения $V_{оп}$, которое зависит от эквивалентной постоянной времени двухконтурной системы регулирования скорости. Длительность интервала предразгона t_1-t_2 и момент t_1 определяются по условию гарантированного входа раската в клеть во время ускорения двигателя (методика такого расчета предлагается в п. 2.4). На участке t_2-t_3 осуществляется торможение электропривода до первоначально заданной скорости V_3 , далее осуществляется технологическое ускорение до установившейся скорости, заданной программой прокатки.

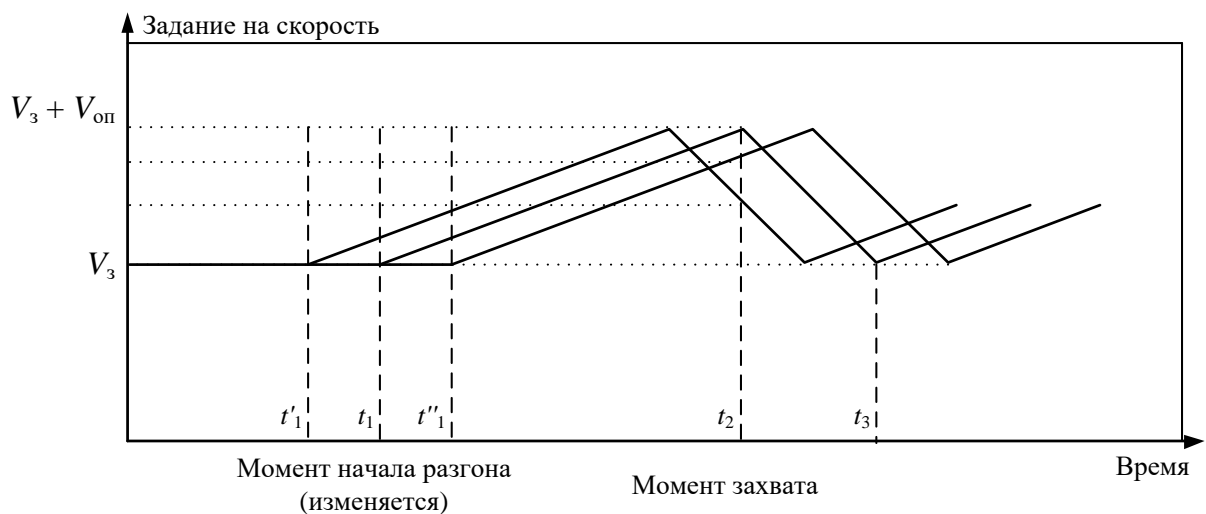


Рисунок 1.11 – Задание скорости электропривода клетки с предразгоном и торможением после захвата

Этот алгоритм вполне может быть реализован системой управления, структура которой представлена на рисунке 1.10, а. Функции предразгона и замедления после захвата обеспечивает задатчик интенсивности (ЗИ предразгона). Момент t_1 определяются по сигналу от системы наблюдения за положением раскатов на рольганге. Она предусмотрена проектом и входит в структуру АСУ ТП стана.

Непосредственно на рисунке показаны кривые, поясняющие недостаток алгоритма управления. Они расположены слева и справа от «средней» кривой и начинаются в моменты t'_1 , t''_1 , соответственно. Такие тахограммы имеют место при недостаточно точном расчете начала ускорения. Это возникает в связи со сложностью достоверного определения положения слитка на рольганге, т.к. его (положение), как и скорость движения, сложно измерить физически. Реализованные косвенные методы вычисления не учитывают проскальзывание, которое приводит к несоответствию скорости перемещения слитка и линейной скорости роликов рольганга. Этот и другие факторы не подлежат измерению, поэтому возникает отклонение фактического времени начала и соответственно длительности ускорения перед захватом. Как видно из рисунка 1.11, начальная ошибка сохраняется во время всего прохода, что приводит к отклонению тахограммы от заданной. Кроме того, в [7] утверждается, что это вызывает увеличение динамических моментов при захвате.

1.6. «Инвариантный» способ управления

1.6.1. Описание алгоритма

С целью устранения названного недостатка разработан «инвариантный» способ управления электроприводами (название предложено в [7]). Его суть поясняется графиками задания скорости электропривода, представленными на рисунке 1.12 [11]. Показаны интервалы ускорения и торможения, пояснения к ним соответствуют приведенным выше для рисунка 1.11. Отличительной особенностью является принудительное прекращение предразгона в момент захвата раската валками. Поэтому переход к режиму дополнительного торможения (подтормаживания) во всех случаях начинается одномоментно. Момент начала торможения t_2 совпадает с моментом захвата.

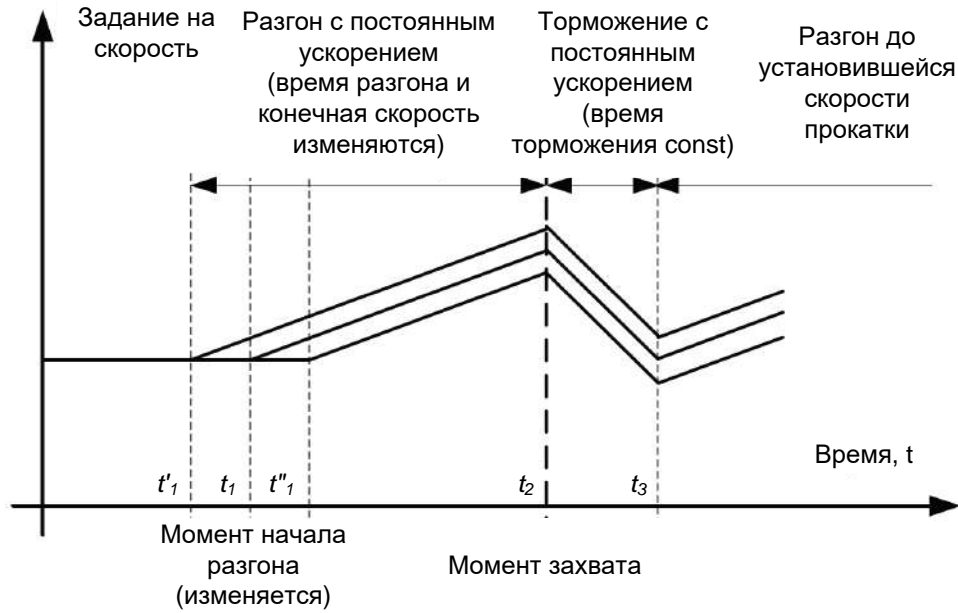


Рисунок 1.12 – Задание скорости электропривода клетки согласно «инвариантному» способу [7]

По утверждению автора захват обеспечивается в режиме ускорения электропривода независимо от точности определения положения раската на рольганге и соответственно от времени начала предразгона (моменты t'_1 , t_1 , t''_1). В результате негативные последствия от более раннего либо позднего начала ускорений будут сведены к минимуму. На рисунке 1.13 представлена схема системы управления, реализующей данный способ [90]. Отличительные признаки обеспечиваются за счет включения блоков, выделенных контуром. Их описание соответствует приведенному выше для рисунка 1.10, а.

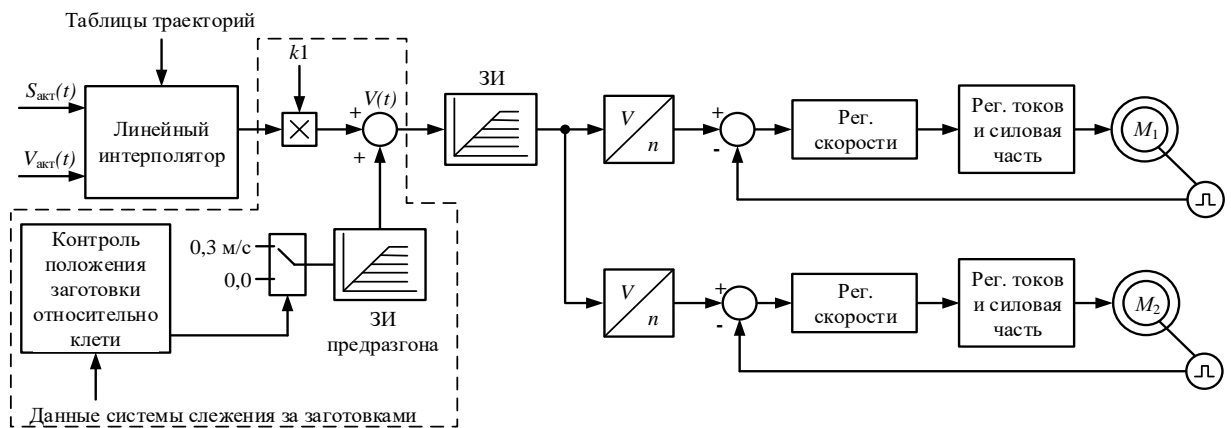


Рисунок 1.13 – Схема системы управления электроприводами: контуром выделены блоки, обеспечивающие формирование заданных тахограмм

Недостатком данного способа является то, что темп торможения в интервале t_2-t_3 задается одинаковым независимо от величины скорости в момент t_2 входа раската в клеть. Поэтому к моменту t_3 начала технологического ускорения электропривод «приходит» с разными скоростями. Как следует из рисунка, это может произойти как при большей скорости (можем «недотормозить») – верхняя зависимость, так и при меньшей скорости (можем «перетормозить») – нижняя зависимость. А поскольку темп технологического ускорения при $t>t_3$ задается программой прокатки и всегда одинаков, это приводит к разным длинам участков, прокатанных за время технологического ускорения.

1.6.2. Анализ способа

При исследованиях «инвариантного» способа выявлен следующий недостаток. Ускорения начинаются в разное время, захват происходит в одно и то же время. Темпы замедления одинаковые, поэтому скорости по окончании торможения в момент t_3 на рисунке 1.12 отличаются. Соответственно длины участков, прокатанных после захвата в интервале от момента t_2 до момента t_3 , также будут различаться. Это подтверждено результатами моделирования в п. 2.6. Иными словами, после момента времени t_3 происходит технологическое ускорение с одинаковым темпом для всех случаев, но режим ускорения начинается с разных скоростей. Соответственно к моменту выхода на установившуюся скорость, заданную программой прокатки, будут прокатаны участки разной длины.

Для устранения указанного недостатка в [7] рассмотрен способ регулирования скорости с переменным технологическим ускорением электропривода. Суть алгоритма управления поясняют временные зависимости, представленные на рисунке 1.14, полученные путем моделирования. Захват металла (окно 2) происходит в момент времени $t_2=2,25$ с. В этот же момент начинается торможение электропривода (окно 1). Перерегулирование момента остается на одном уровне, практически исключаются колебания момента.

Дальнейшее технологическое ускорение для кривых 1, 2, 3 происходит с разными темпами (окно 1). Поэтому выход на установившуюся скорость прокатки происходит в один и тот же момент времени при одной и той же скорости. Однако это не значит, что длины прокатанных участков будут

одинаковыми. Это объясняется тем, что длина определяется как интеграл скорости. Поэтому при разных наклонах линий (темпах достаточно длительного технологического ускорения) в интервале $t > t_3$ длины прокатанных участков будут отличаться.

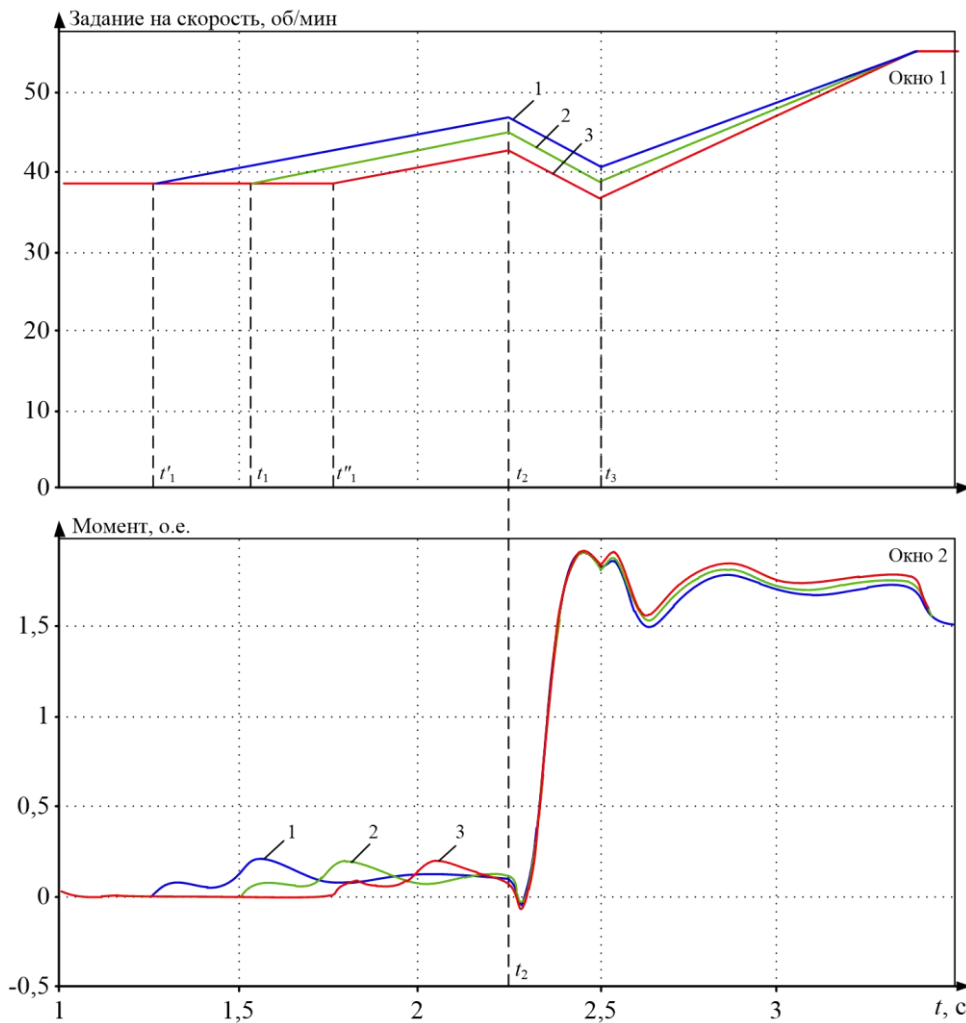


Рисунок 1.14 – Переходные процессы скоростей и моментов двигателя при моделировании способа [7]

Вторым недостатком является то, что данный способ достаточно сложно реализовать на действующем стане, поскольку технологическое ускорение задано программой прокатки, вмешательство в которую недопустимо. Поэтому добиваться поставленной цели следует не варьированием технологических ускорений, а регулированием темпов замедления после захвата в коротком интервале t_2-t_3 . Возможность и эффективность такого подхода будет показана в разделах 3, 4. Там же будет исследована динамика захвата, улучшение которой является целью, поставленной в диссертации.

Упомянутое выше неконтролируемое изменение длины прокатанного участка вызовет нарушение силового взаимодействия между вертикальной и горизонтальной клетями в процессе совместной прокатки. Это приводит к возникновению подпора валков вертикальной клетки горизонтальными валками. Данный режим исследован в диссертациях [70, 71], в них подтверждено, что он может вызвать аварийные последствия, поэтому недопустим. Это требует совершенствования рассмотренного выше «инвариантного» способа управления электроприводами клетки.

Суть доработки способа [7] заключается в том, что темпы замедления в интервале t_2-t_3 должны быть разными. Они должны задаваться в автоматическом режиме, поэтому могут варьироваться в зависимости от скоростей в момент t_2 . В этом случае в момент t_3 будут обеспечены одинаковые скорости, т.е. будет достигнута одна и та же точка на диаграммах на рисунке 1.12 в момент t_3 . Далее последует процесс технологического ускорения с одинаковым темпом, поэтому ошибки в прокатанной длине не будет. Кроме того, это обеспечит улучшение «динамики», поскольку, как отмечено выше, ошибка в оценке скорости и положения слитка приводит к ее ухудшению. Эти условия положены в основу разрабатываемого способа управления электроприводами валков.

Еще одним недостатком известных способов является отсутствие обоснования оптимального темпа ускорения в режиме предразгона. Он должен обеспечить гарантированное замыкание при разных угловых зазорах. Данный вопрос в диссертациях [7, 70] не рассматривался.

Очевидно, что исследование процессов при разных угловых зазорах не может быть проведено путем активных экспериментов на стане. Также невозможно их выполнение методом пассивного эксперимента. Поэтому актуально проведение исследований методом математического моделирования с использованием компьютерной модели. Она должна учитывать свойства электромеханической системы (жесткость и наличие угловых зазоров) и настройку электропривода клетки. Такая модель использовалась в предыдущих исследованиях [7, 70], она построена на основе модели двухмассовой системы и реализована в Matlab-Simulink. Ее целесообразно использовать в диссертации, приведя краткое описание.

1.7. Обоснование разработки методики расчета ресурса шпинделей

1.7.1. Актуальность разработки

Следующей задачей является расчет усталостного износа шпиндельных соединений, которые в процессе прокатки подвергаются экстремальным динамическим нагрузкам. Рассмотрению этого вопроса посвящены научные публикации многих авторов, в частности [28–30]. Одним из основополагающих научных трудов по данной проблеме является монография [91]. В ней исследована природа усталостного разрушения материалов, приведены примеры расчетов на усталость при установившихся и нестационарных режимах нагружения, рассмотрены методы повышения долговечности деталей и ряд других вопросов. В [26] предложена методика аналитической оценки износостойкости поверхностей деталей узлов трения и их фрикционной надежности на основе объединения энергетического подхода и усталостной теории изнашивания. Разработана методика прогнозирования надежности и оценки износостойкости деталей узлов трения металлургического оборудования. В [27] предложен аналитический метод проектной оценки ресурса элементов металлургических машин. В [25] разработана модель отказов шарниров универсальных шпинделей по критерию износостойкости бронзовых вкладышей.

В названных публикациях расчеты основываются на аналитических зависимостях, при этом практического подтверждения результатов не приводится. Общим недостатком известных методик является сложность, поэтому их применение в режиме on-line мониторинга упругого момента затруднительно.

Методики расчета ресурса механических конструкций подробно рассмотрены в [92]. Проведен обзор методов оценки повреждения элементов при случайном процессе нагружения. Отмечено, что большинство известных методик основаны на гипотезах линейных либо более сложных накоплений усталостных повреждений, вызванных периодическими нагружениями. Модифицированные линейные гипотезы рассмотрены в [93–95]. Подобный подход для оценки усталостной долговечности шпинделя прокатного стана применен в

[96]. Аналогичный подход для анализа усталости концевой соединительной муфты оборудования стана для прокатки алюминия предложен в [97].

На основании анализа литературы сделан вывод, что для разработки методики расчета ресурса шпинделей целесообразно применение методов линейной кумулятивной теории повреждений с использованием кривой усталости $S-N$ и эквивалентного напряжения. В ее основе лежит правило Майнера, получившее развитие в виде гипотезы Пальмгрена-Майнера, которая кратко рассматривается ниже. Подробно применение этой теории изложено в разделе 4.

1.7.2. Правило Майнера

В [92] для описания предельного состояния усталостного сопротивления конструкций используются кривые усталости материалов, которые могут описываться различными аппроксимирующими уравнениями [98–101]. Предусмотрен ГОСТ 25.504-82 [102], в котором приведен порядок расчета ресурса конструкций, учитывающий различные влияющие факторы. Помимо этого известно большое количество работ, в которых исследуется в отдельности влияние того или иного фактора на усталостные характеристики детали. Большее распространение в силу своей простоты получила линейная гипотеза накопления повреждений.

Первая гипотеза накопления повреждений была предложена Пальмгреном в 1924 г. и позднее развита Майнером в 1945 г. Эта гипотеза широко используется до сих пор и называется гипотезой Пальмгрена-Майнера или правилом линейного суммирования повреждений. Подробно она рассмотрена в [103]. Ее суть может быть пояснена с помощью кривой усталости ($S-N$), показанной на рисунке 1.15.

Правило Майнера вычисляет усталостное повреждение на основе количества циклов на каждом уровне напряжения. Для заданного уровня напряжения доля повреждения может быть вычислена как отношение количества циклов на этом уровне напряжения к общему количеству циклов до отказа при том же уровне напряжения, выведенных из кривых $S-N$.

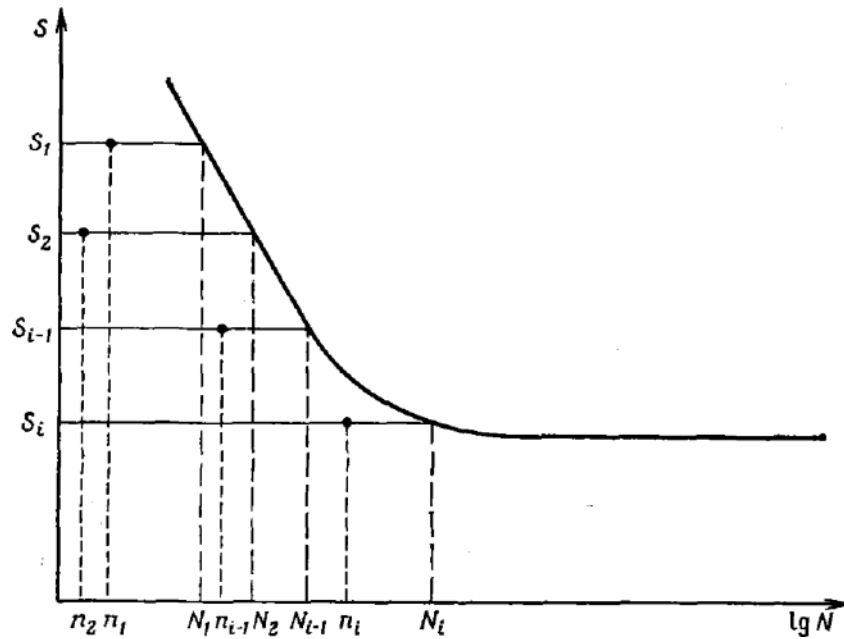


Рисунок 1.15 – Иллюстрация спектра нагружения, соответствующего воздействию n_i циклов каждого из различных уровней напряжений S_i ; N_i – число циклов до разрушения при каждом из уровней S_i

Теория усталости под напряжением – это метод расчета срока службы по минимальным входным данным, показывающим усталостные характеристики материала. Такой подход удобно применить при разработке методики расчета ресурса шпинделей, поскольку в процессе прокатки они подвержены периодическим динамическим нагрузкам.

Основная форма правила Майнера выражается следующим образом [104]:

$$D = \sum_{i=1}^K \frac{n_i}{N_i} . \quad (1.2)$$

где: n_i – количество циклов, испытанных на уровне напряжений S_i ;

N_i – количество циклов до отказа при уровне нагрузки S_i (из кривой $S-N$);

K – количество уровней нагружения;

D – общий накопленный ущерб.

Согласно правилу, отказ происходит, когда общий накопленный ущерб D равен или превышает 1 (при $D \geq 1$ наступает усталостный отказ).

Правило Майнера основано на следующих предположениях:

1. Линейное накопление повреждений. Предполагается, что повреждение накапливается линейно, т.е. каждый цикл нагрузки вносит вклад в повреждение независимо от других циклов, и нет взаимодействия между циклами с различными амплитудами напряжения.

2. Эффекты отсутствия последовательности нагрузок. Предполагается, что порядок приложенных нагрузок не влияет на усталостную долговечность. Например, применение цикла высокого напряжения перед циклом низкого напряжения вызывает те же повреждения, что и применение цикла низкого напряжения первым.

3. Нет памяти о прошлой истории загрузок. Правило предполагает, что после завершения цикла нагрузки материал «забывает» предыдущую историю, что означает, что повреждение от определенного цикла нагрузки не зависит от предыдущих циклов.

Преимущества правила Майнера [104].

1. Простота и удобство использования:

– требует только базовых исходных данных, таких как количество циклов при разных уровнях напряжения и кривой $S-N$ для материала;

– обеспечивает простой способ оценки усталостных повреждений в конструкциях и компонентах, подвергающихся нагрузкам, без использования сложных вычислительных инструментов;

2. Благодаря своей простоте правило Майнера широко используется в таких отраслях, как аэрокосмическая, автомобильная и гражданское строительство. При этом информация о его использовании для металлургического оборудования ограничена (найлены только публикации [25, 27]).

3. Правило служит первым приближением для оценки усталостной долговечности в условиях переменной нагрузки и при оценке риска усталостного разрушения конструкций.

4. Правило Майнера можно использовать для различных материалов, если доступны кривые $S-N$. Эти кривые, описывающие связь между напряжением и усталостной долговечностью, обычно получают с помощью стандартизированных испытаний на усталость.

Безусловно, что наряду с преимуществами правило Майнера обладает недостатками, в числе которых: игнорирование эффекта последовательности загрузки, нелинейность усталостного повреждения, чрезмерное упрощение сложной нагрузки и др. Более подробно эти вопросы рассмотрены в [104]. В этой же публикации утверждается, что «несмотря на свои ограничения, правило Майнера широко используется в качестве практического инструмента во многих инженерных дисциплинах, особенно когда достаточно аппроксимации усталостной долговечности, а условия нагрузки не слишком сложны».

С учетом проведенного анализа гипотеза Пальмгрена-Майнера принята за основу при разработке методики расчета усталостных повреждений и ресурса шпинделя, которая рассматривается в разделе 4.

1.8. Обоснование разработки наблюдателя упругого момента

Для контроля упругих моментов на шпинделях служат следующие технические средства:

1. Телеметрические системы, в которых измеряется скручивание валов с помощью датчиков физических параметров (в большинстве случаев – тензометрических датчиков) [105, 106]. В этом направлении разработана система, внедренная на стане 5000 (в настоящее время не эксплуатируется) [37, 107].

2. Наблюдатели упругого момента, обеспечивающие вычисление (восстановление) данного параметра по координатам электропривода. Разработаны два типа наблюдателей:

– на основе дифференцирования скорости двигателя [46];

– путем интегрирования (приведения к нулю) разницы между полным моментом двигателя, измеряемым на стане, и моментом нагрузки, вычисляемым наблюдателем [43]. Для этого используется регулятор компенсации рассогласования расчетной и фактической скоростей.

В [44] показано, что применение цифровых наблюдателей по сравнению с телеметрическими системами обеспечивает ряд преимуществ, в числе кото-

рых простота, отсутствие необходимости технического обслуживания, высокая долговечность. Обоснованы следующие направления их применения в электромеханических системах прокатных станов:

- для анализа динамических нагрузок, возникающих при захвате металла валками;
- для диагностирования и прогнозирования аварийных режимов;
- при разработке систем автоматического регулирования скорости, обеспечивающих снижение динамических нагрузок за счет обратной связи по упругому моменту.

Вместе с тем, следует выделить еще одно важное направление применения наблюдателей – это расчет усталостного износа механического оборудования, в частности, исследуемых шпиндельных соединений. С этой целью ставится задача разработки усовершенствованного наблюдателя, он является составной частью информационной системы on-line мониторинга упругого момента. Задача разработки такой системы также поставлена в диссертации.

1.9. Выводы и постановка задачи исследований

Выводы:

1. Дана характеристика электрического и механического оборудования объекта исследований – горизонтальной клетки толстолистного стана 5000 ПАО «ММК». Рассмотрены особенности реверсивной прокатки заготовок и динамические режимы, возникающие при входе раскатов в клетку. Отмечены недопустимые увеличения моментов двигателей и упругих моментов на шпинделях верхнего и нижнего валков.

2. В качестве важных причин, приводящих к увеличению амплитуд динамических моментов, названы замыкание угловых зазоров в шпиндельных соединениях в момент захвата и упругие свойства вала. Представлены схемы, поясняющие замыкание углового зазора при вращении в разных направлениях. Отмечено увеличение зазора от первоначального значения 2° на новом

шпинделе до $(5-8)^\circ$ на изношенном шпинделе. Это приводит к усилению динамических нагрузок и усталостным разрушениям механического оборудования. Приведены фотографии, подтверждающие поломки шпиндельного соединения и валка, полученные на стане 5000.

3. Представлены осциллограммы скоростей и упругих моментов, полученные в режимах реверса электропривода и ударного приложения нагрузки при одновременном замыкании зазора. Экспериментально подтверждена сложность переходных процессов, в частности, при разных угловых зазорах ВГП и НГП возникает опасность захлеста раскатов на рабочий валок, что приводит к тяжелым последствиям. Это обуславливает актуальность исследования динамических режимов методом математического моделирования.

4. Дана характеристика известных аналогов, в том числе способа ограничения динамического момента с предразгоном и замедлением после захвата, ранее внедренного на стане. Улучшение динамических характеристик достигается за счет формирования тахограмм с положительным и отрицательным ускорениями соответственно до и после захвата. Это обеспечивает предварительное замыкание углового зазора и частичную компенсацию составляющей динамического момента, обусловленной упругими свойствами вала.

5. Отмечены недостатки известного способа, основным является неравенство длин участков, прокатанных в режиме технологического ускорения после захвата раската валками. Это приводит к возникновению силового взаимодействия горизонтальной и вертикальной клетей, в том числе к возникновению подпора. Такие недостатки обусловлены одинаковыми темпами ускорения и замедления двигателей независимо от реальной скорости в момент захвата.

6. На основе анализа известных методик расчета ресурса электромеханических систем обоснована разработка методики расчета ресурса шпинделей на основе гипотезы Пальмгрена-Майнера. В основу этой гипотезы положено правило накопления усталостных повреждений путем подсчета количества циклов на каждом уровне напряжения, что вполне справедливо для расчета ресурса оборудования при ударных нагрузках.

Постановка задачи исследований. По результатам проведенного анализа конкретизированы задачи, решение которых необходимо для достижения цели диссертационной работы. Основными являются:

1. Краткое представление компьютерной модели в Matlab-Simulink, реализующей алгоритмы известной и разработанной систем управления. Исследование влияния величины углового зазора на амплитуду и временную задержку момента двигателя и упругого момента на шпинделе при замыкании зазора при реверсе. Обоснование оптимального темпа ускорения перед захватом. Оценка амплитуд моментов в зависимости от углового зазора при его замыкании в момент захвата.

2. Разработка способа ограничения динамического момента электропривода с предварительным ускорением и торможением после захвата, отличительным признаком которого является задание темпа торможения пропорциональным скорости двигателя в момент захвата. Исследования методом моделирования с целью обоснования оптимальных темпов замедления при различных угловых зазорах.

3. Анализ амплитуд упругих моментов в динамическом режиме при входе раскатов в клеть, разработка методики расчета усталостных нагрузений, обусловленных ударными нагрузками. Разработка информационной системы online мониторинга упругого момента и наблюдателя с функцией расчета выработанного ресурса.

4. Разработка методики и аналитических зависимостей для вычисления ресурса оборудования, основанных на линейной гипотезе Пальмгрена-Майнера. Оценка результатов расчета ресурса путем обработки массивов моментов двигателя и на шпинделе при прокатке листов различного сортамента.

5. Экспериментальные исследования и промышленное внедрение разработанных технических решений и методик на стане 5000 ПАО «ММК». Оценка качества переходных процессов и снижения динамических нагрузок. Оценка ожидаемого увеличения срока службы шпинделей горизонтальной клетки за счет снижения перегрузок оборудования. Расчет ожидаемого экономического эффекта от внедрения и рекомендации по расширенному использованию разработок.

ГЛАВА 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ УГЛОВОГО ЗАЗОРА НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Анализ литературных источников показал, что полноценного исследования влияния величины угловых зазоров на переходные процессы момента двигателя и упругого момента на шпинделе до настоящего времени не проводилось. Недостатком ранее опубликованных работ является ограниченный объем исследований координат электромеханической системы в динамических режимах, обусловленных замыканием зазоров, в том числе:

1. Недостаточно исследованы процессы при замыкании зазоров в шпиндельных соединениях во время реверса без нагрузки (данный режим является характерным для толстолистовых станков).

2. Не показано влияние величин угловых зазоров на задержку передачи вращающего момента валку, а также на амплитуду электромагнитного и упругого моментов.

3. Не исследованы процессы, обусловленные замыканием зазора с одновременным приложением нагрузки.

Поскольку варьирование углового зазора в эксперименте невозможно, а его прямое измерение на стане затруднительно, целесообразно выполнение исследований методом математического моделирования. Подтверждение адекватности результатов следует выполнять путем их сравнения с осциллограммами, полученными на стане.

Первой задачей, поставленной в главе, является исследование влияния величины углового зазора на амплитуду момента двигателя и упругого момента на шпинделе при замыкании углового зазора в режимах разгона и торможения без нагрузки (при реверсе электропривода). Это позволит дать оценку амплитуд моментов при разных зазорах, а также оценить влияние последних на паузу (время задержки), зависящую от величины угла.

Второй задачей является исследование влияния величины зазора на амплитуды моментов при замыкании зазора одновременно с приложением нагрузки в момент захвата раската валками. Необходим анализ процессов при

захвате в режимах ускорения и замедления, а также анализ известного способа управления электроприводом с предразгоном и торможением после захвата [7].

Таким образом, задачей представленной главы является исследование физических процессов при замыкании углового зазора в механической передаче в различных режимах работы электропривода. Целью таких исследований является обоснование способа управления электроприводами, обеспечивающего снижение амплитуд моментов двигателя и на шпинделе.

Кроме того, необходимо решить дополнительные задачи:

1. Дать обоснование аналитических зависимостей для расчета ускорения при предварительном разгоне, необходимого для гарантированного замыкания углового зазора до захвата раската валками (отсутствие такого алгоритма отмечено в п. 1.5.2).

2. Выполнить моделирование известного способа с предразгоном и торможением после захвата с целью анализа его недостатков и обоснования метода их устранения. Как показано в п. 1.6, основным недостатком является постоянство темпов замедления после захвата. При разных скоростях в момент начала торможения это приводит к отклонениям длины раската, прокатанного за время последующего технологического ускорения. Этот вопрос требует исследований.

Для решения поставленных задач должно быть выполнено моделирование переходных процессов электропривода в указанных сложных режимах. Это позволит выявить недостатки известных алгоритмов управления, рассмотренных в разделе 1, и наметить пути их совершенствования. Предварительно следует привести информацию о динамической модели электропривода (на защиту не выносятся).

2.1. Упрощенная модель электромеханической системы

Для исследования электромеханических систем клетей прокатных станов применяются двухмассовые (реже трехмассовые) модели [19]. Согласно кинематической схеме (рисунок 1.1, б) в главных линиях клетки стана 5000 отсутствуют устройства, обладающие инерцией (массой), соизмеримой с инерцией ротора двигателя и приведенной инерцией валков. Это позволяет представить

главную линию как двухмассовую систему. Кинематическая связь между массами осуществляется с помощью шпинделя выдвижного типа (см. рис. 1.2). [109]. Как было показано выше, он характеризуется упругими свойствами, проявляющимися при ударном приложении нагрузки, и зазорами в соединительных механизмах. Такая двухмассовая система принята для рассмотрения в диссертации. Параметры этой модели наиболее точно могут быть определены экспериментальным путем, методика определения изложена в авторских публикациях [77, 110].

Кинематическая схема двухмассовой системы «двигатель – валок» представлена на рисунке 2.1, а. Блоки 3, 5–7 являются типовыми блоками модели этой системы [47, 54]: блок 5 моделирует зазоры в механических передачах, блок 7 определяет естественное затухание (демпфирование) колебаний в механической части. На рисунке 2.1, б приведена упрощенная схема модели двухконтурной системы автоматического регулирования скорости электропривода. Блок 2 моделирует многомерный контур регулирования момента, его передаточная функция рассмотрена в [77].

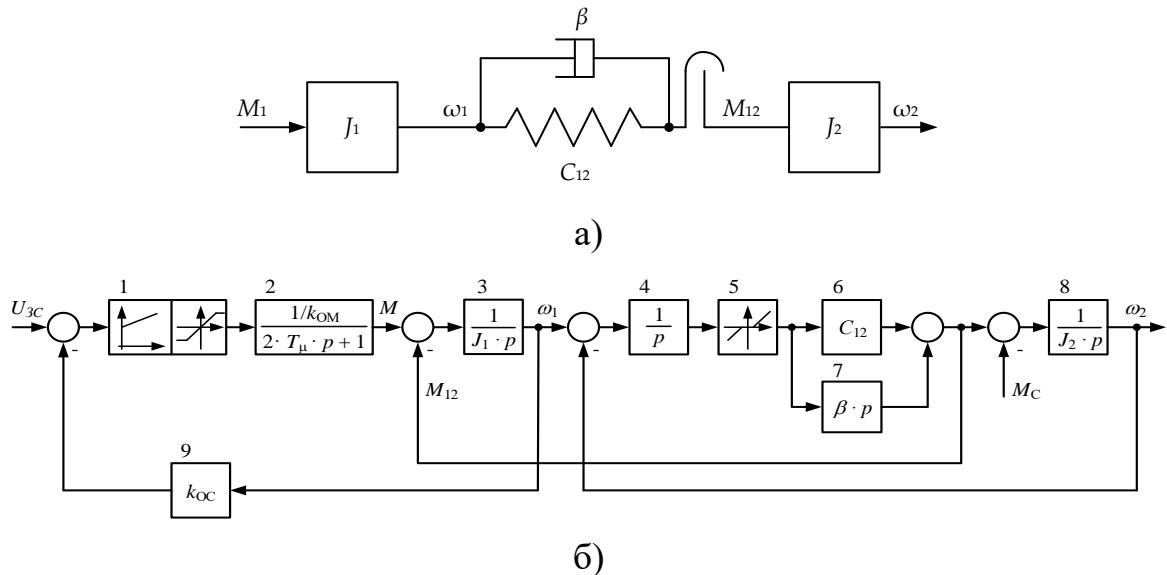


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема двухмассовой системы (а) и структурная схема электропривода клетки (б)

Приняты обозначения: J_1, J_2 – моменты инерции 1-й и 2-й масс; C_{12} – коэффициент упругости механической передачи; β – коэффициент, отвечающий за естественное демпфирование (типа вязкого трения); M_1 – момент двигателя; M_{12} – упругий момент шпинделя; ω_1, ω_2 – скорости двигателя и валка (1-й и 2-

й масс); T_μ – некомпенсируемая постоянная времени; k_{OC} , k_{OM} – коэффициенты обратных связей по скорости и моменту.

Параметры моделируемого объекта приведены в таблице 2.1, они определены изготовителями двигателя и валков, поэтому являются усредненными. В реальных условиях на моменты инерции оказывают влияние переменная масса прокатываемой заготовки, инерционные свойства шпинделя, опорных подшипников и других элементов механической передачи. Эти параметры для верхнего и нижнего валков различаются и не могут быть точно заданы при разработке модели. Вместе с тем, приведенные моменты инерции масс могут быть определены по результатам экспериментов на объекте, что обеспечит высокую точность вычисления параметров модели [77].

Таблица 2.1 – Данные для определения параметров двухмассовой системы

Параметр	Единица измерения	Значение
Момент инерции двигателя	кг·м ²	125000
Масса рабочего валка	кг	63000
Диаметр рабочего валка	м	1,2
Масса опорного валка	кг	226400
Диаметр опорного валка	м	2,3

В таблице 2.1 отсутствует величина углового зазора в шпиндельном соединении, которая не может быть рассчитана теоретически, но может быть определена экспериментально. Методика и пример измерения углового зазора в шпиндельных соединениях клетки стана 5000 представлены в авторских публикациях [46, 111, 112] и здесь не рассматриваются.

Контур регулирования момента (блок 2 на рисунке 2.1.), представляющий в реальном приводе многомерный контур регулирования токов, упрощенно представлен апериодическим звеном, передаточная функция которого имеет вид:

$$W_{ЗКМ} = \frac{1/k_{OM}}{T_{ЗКМ} p + 1}, \quad (2.1)$$

где $T_{ЗКМ}=2T_\mu$ в блоке 2 на рисунке 2.1, б.

Постоянная времени $T_{ЗКМ}$ определена по реальным осциллограммам. Методика определения параметров представлена в [75].

Для определения параметров жесткости упругой связи (шпинделя) и коэффициента естественного демпфирования использовалась осциллограмма, полученная при аварийном отключении привода при застревании заготовки в валках. В такой ситуации систему можно рассматривать, как крутильный маятник, включающий ротор двигателя с упругой связью шпинделя. Переходные процессы скорости электропривода при отключении имеют характер затухающих колебаний и показаны на рисунке 2.2. Методика определения коэффициентов C_{12} и β структурной схемы описана в [75].



Рисунок 2.2 – Осциллограммы скоростей ВГП и НГП (1, 2) электроприводов при аварийном отключении; 3 – результат моделирования

Регулятор скорости (блок 1 на рисунке 2.1.) реализован в приводе как ПИ регулятор с функцией ограничения выхода. Ограничение выхода регулятора скорости ограничивает задание на момент двигателя. Таким образом, реализовано ограничение момента двигателя. Регулятор скорости имеет передаточную функцию

$$W_{PC} = \frac{1 + \alpha 8T_{\mu} p}{\alpha 8T_{\mu} p} K_{PC}$$

или

$$W_{PC} = K_{II} + \frac{1}{T_{IP}}. \quad (2.2)$$

На практике при использовании стандартного ПИ- регулятора скорости в многомассовом электроприводе регулятор настраивают по переходным процессам с минимальным перерегулированием скорости при тестовом сигнале в виде скачка задания скорости. Коэффициенты α и K_{PC} получаются несколько ниже, чем расчетные при моменте инерции системы, равном суммарному моменту инерции.

Использование ПИ регулятора, в сравнении с пропорциональным, обеспечивает лучшую синхронизацию между смежными электроприводами (например, в системе «подводящий рольганг – горизонтальная клеть – промежуточный рольганг - вертикальная клеть – отводящий рольганг»). Это упрощает систему управления скоростными режимами (СУРС), а также обеспечивает более точное распределение скоростей между верхним и нижним электроприводами горизонтальной клетки в режиме лыжеобразования.

Практически все производители оборудования станов горячей прокатки (например, SMS, Danieli и др.) применяют ПИ регуляторы скорости электроприводов клеток. Поэтому настройки регулятора скорости взяты из реальной системы, действующей на стане. Вероятно, что ПИ регулятор с оптимальными настройками будет лучше демпфировать колебания упругого момента в валопроводе, однако вопросы настройки регулятора скорости в данной работе не ставились и не исследовались. Было принято, что существующие настройки обеспечивают требуемые показатели систем, участвующих в технологии прокатки (СУРС, РДН, лыжеобразование).

Реализация модели на базе блоков Matlab Simulink представлена на рисунке 2.3. Параметры модели, рассчитанные по методике [75], приведены в таблице 2.2. Адекватность модели объекту доказана в [7] и [75], поэтому данный вопрос здесь не рассматривается.

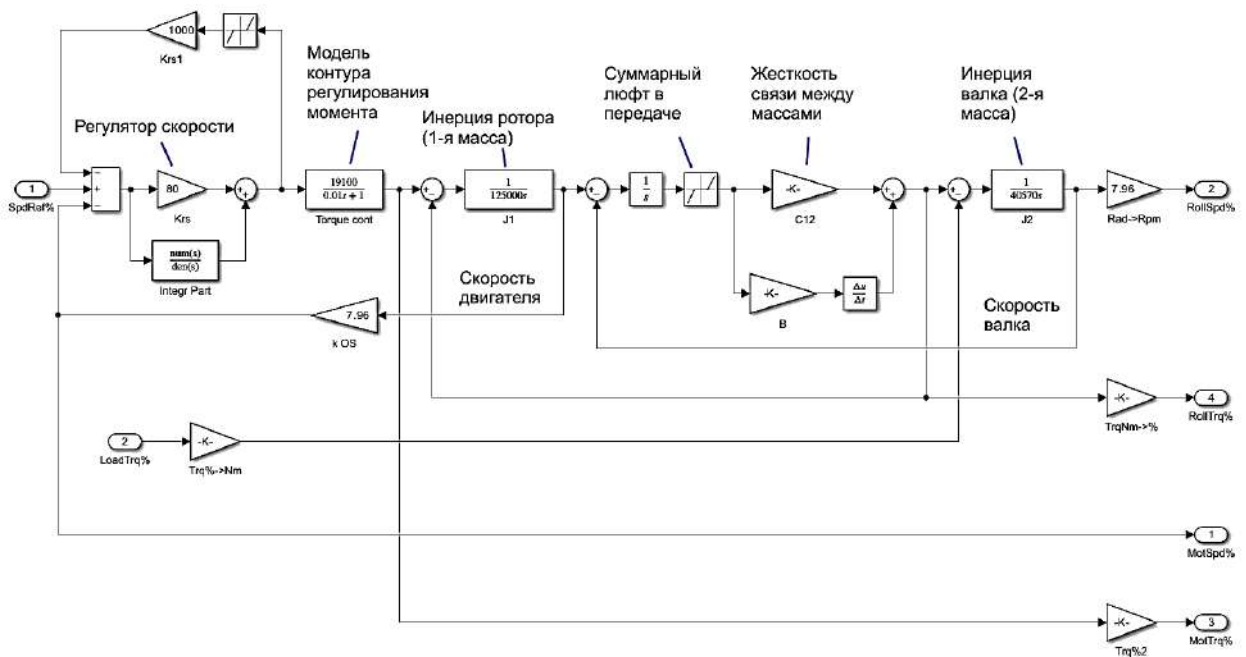


Рисунок 2.3 – Схема модели электромеханической системы в Matlab Simulink

Таблица 2.2 – Параметры модели электропривода стана 5000

Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
Момент инерции первой массы (двигателя)	J_1	кг·м ²	125000
Момент инерции второй массы (валка)	J_2	кг·м ²	114571
Жесткость упругой связи	c_{12}	Н·м/рад.	5934842
Собственная частота упругих колебаний	ω_{12}	рад/с	9,96
Ускорение электропривода	ε_0	рад/с ²	1 – 3
Зазор в передаче	δ	рад	0,017–0,051 (1° – 5°)
Средний упругий момент	M_{12}	МН·м	1,9
Коэффициент демпфирования	β	-	2,817
Декремент затухания	ζ	-	0,172
Коэффициент усиления регулятора скорости	k_{PC}	-	19,5
Постоянная времени регулятора скорости	T_{PC}	с	0,0041

2.2. Анализ физических процессов при замыкании углового зазора

На рисунке 2.4 приведены временные зависимости, полученные в режиме реверса электропривода при отсутствии металла в валках. В интервалах вре-

мени t_1-t_3 и t_3-t_7 происходят соответственно ускорение и торможение двигателя (окно 1). До момента t_5 торможение происходит при разомкнутом угловом зазоре, его замыкание происходит в промежутке t_5-t_6 и сопровождается динамическим отрицательным ростом момента двигателя (окно 2).

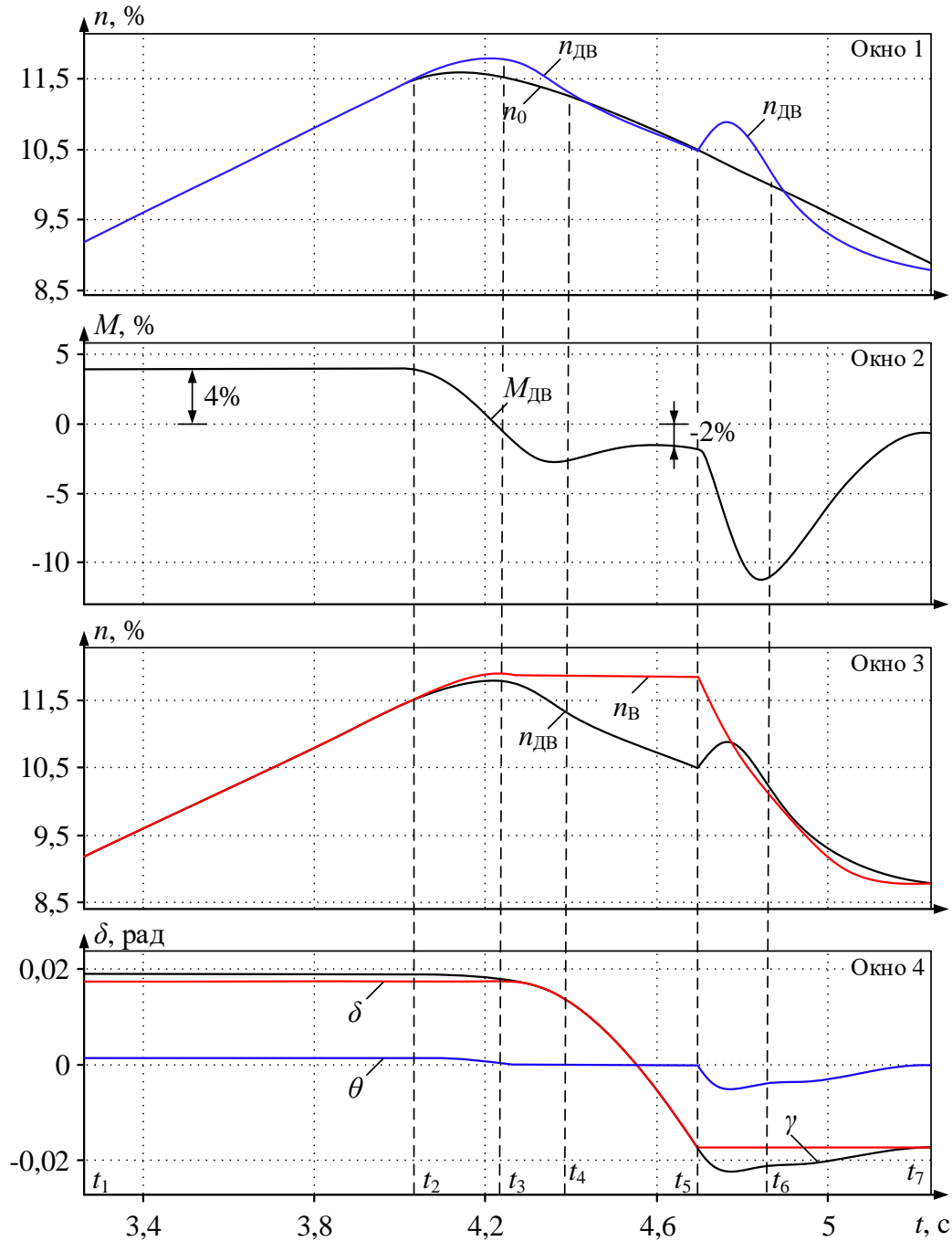


Рисунок 2.4 – Процессы при реверсе и замыкании углового зазора без нагрузки: окно 1 – задание скорости (n_0) и скорость двигателя ($n_{ДВ}$), об/мин; окно 2 – момент двигателя ($M_{ДВ}$), %; окно 3 – скорости двигателя ($n_{ДВ}$) и валка ($n_В$) %; окно 4 – зазор (δ), изгиб γ и закручивание шпинделя θ , рад.

Квазиустановившийся момент в интервале t_4-t_5 составляет около -2% номинального момента двигателя, при замыкании зазора его значение достигает -12%. Переходный процесс происходит в режиме торможения, поэтому момент двигателя имеет отрицательные значения. Поскольку оцениваются амплитуды и установившиеся значения, знак момента далее не учитывается, величины указываются по модулю. Физика процессов поясняется путем анализа представленных временных диаграмм:

1. В интервале t_1-t_2 происходит ускорение двигателей с постоянным положительным моментом 4%, что при номинальном моменте двигателя 1,91 МН·м составляет (по модулю) 76,4 кН·м. Такой низкий момент объясняется низким темпом ускорения около $2,6 \text{ м/с}^2$.

2. В интервале t_3-t_5 происходит торможение при разомкнутых зазорах. Момент двигателя до закрытия зазора (до времени t_5) равен примерно (-2%) номинального, что составляет -38,2к Н·м. Он создается инерцией ротора и шпинделя без валка. В этот период скорость двигателя $n_{\text{дв}}$ (окно 3) снижается, в то время как скорость валка $n_{\text{в}}$ остается постоянной. Это происходит вследствие того, что вращающий момент от двигателя валку не передается.

3. В интервале времени t_5-t_6 угловой зазор замыкается, происходит приложение вращающего момента, обусловленного инерцией валка, к валу двигателя. Отрабатывается возникающий переходный процесс, добавляется динамическая составляющая момента. Момент изменяется от (-2%) до (-12%), что составляет по модулю около 191 кН·м.

4. Далее в интервале времени $t > t_6$ угловой зазор замкнут. Двигатели будут замедляться с постоянным темпом, динамический момент постоянный, в момент t_7 окончания процесса при выходе на установившуюся скорость он равен (-1%) или 19,1 кН·м.

При ударном приложении нагрузки и одновременном замыкании зазора динамическое увеличение упругого момента на шпинделях может в несколько раз превышать установившийся момент прокатки. Исследование этих процессов приводится ниже.

2.3. Моделирование замыкания зазора при реверсе без нагрузки

Как было показано на рисунке 1.6, если зазор в процессе торможения разомкнут, то при реверсе его замыкание происходит в связи со сменой направления вращения. Поэтому данный режим является характерным для электромеханических систем толстолистовых (и других реверсивных) прокатных станов.

2.3.1. Влияние величины зазора на «запаздывание» и амплитуды моментов

Далее выполнен анализ переходных процессов в электромеханической системе ВГП при замыкании угловых зазоров в шпиндельных соединениях в режиме ускорения. Как и в предыдущем случае замыкание происходит за счет реверса двигателя при предварительно разомкнутых зазорах. Расчетные временные зависимости представлены на рисунке 2.5, они получены для четырех значений угла δ : 1° , 2° , 4° и 8° , им соответствуют индексы $i=(1, 2, 3, 4)$, соответственно.

В интервалах $t < 4$ с и $t > 4$ с осуществляются ускорение и торможение электропривода. Темп торможения (и дальнейшего ускорения в режиме «назад»), принят равным $-20\%/с$. Такой высокий темп принят для наглядного представления влияния угловых зазоров на амплитуды моментов. Характер зависимостей соответствует осциллограммам, представленным в окнах 3, 4 на рисунке 1.6, и зависимостям на рисунке 2.4. Поэтому увеличение момента происходит в отрицательном направлении и далее анализируется по модулю. Из-за разницы значений δ выбор зазоров и соответственно увеличение моментов начинаются с запаздыванием через промежутки времени $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \Delta t_4$.

Непосредственно замыкания зазоров начинаются в моменты времени t_1, \dots, t_4 . До начала этих процессов скорость валка и момент на шпинделе постоянные и не зависят от скорости и момента двигателя. Эту ситуацию демонстрируют зависимости $M_{дв4}$ и $n_{в4}$ в интервале от начала реверса до момента t_4 замыкания зазора в 8° . Интервалы $\Delta t_1, \dots, \Delta t_4$ и амплитуды моментов двигателя $\Delta M_{двi}=(\Delta M_{дв1}, \dots, \Delta M_{дв4})$ и моментов $\Delta M_{шi}=(\Delta M_{ш1}, \dots, \Delta M_{ш4})$ на шпинделе

(на рисунке не обозначены) зависят от величины угла, они приведены в таблице 2.3 (индекс i соответствует номеру угла). В ней дополнительно показаны амплитуды моментов при зазорах 3° , 5° , 6° и 7° , не показанные на рисунке 2.5. Как видно, при увеличении зазора в 8 раз от 1° до 8° амплитуда момента двигателя $\Delta M_{\text{ДВ}}$ возросла в 1,9 раза (от 831,24 до 1567,9 кН·м). Аналогично, амплитуда момента шпинделя $\Delta M_{\text{Ш}}$ увеличилась в 2,5 раза от 470,4 кН·м до 1176,8 кН·м. Большой рост амплитуд моментов двигателей по сравнению с приращением моментов на шпинделе объясняется тем, что двигатель обеспечивает вращение обеих масс двухмассовой системы, в то время как момент на шпинделе «вращает» только валок.

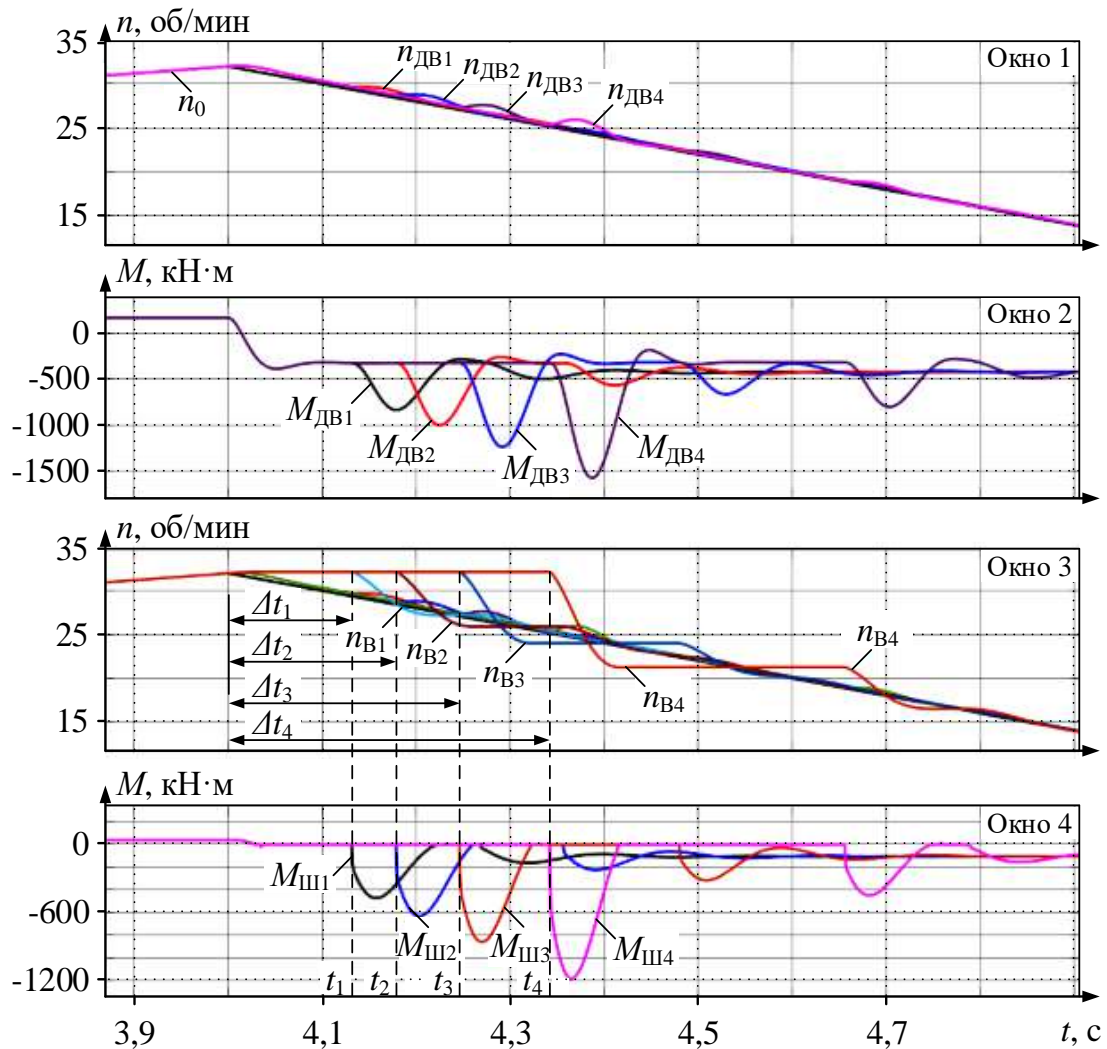


Рисунок 2.5 – Переходные процессы при замыкании зазоров 1° , 2° , 4° и 8° : окно 1 – задание и скорость двигателя, об/мин; окно 2 – момент двигателя, кН·м; окно 3 – скорости валка, об/мин; окно 4 – момент на шпинделе, кН·м

Из рисунка 2.5 логично предположить, что помимо величины углового зазора на амплитуды моментов оказывает влияние темп замедления во время паузы Δt_i , обусловленной замыканием зазора. Ниже представлены результаты анализа влияния этого темпа на амплитуды моментов.

Таблица 2.3 – Амплитуды моментов при замыкании угловых зазоров

Параметр	Ед. измер.	Величина							
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Зазор δ	град.	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
	%	43,5	52,2	58,9	69,5	69,5	74,1	78,2	82,1
$ \Delta M_{дв_i} $	кН·м	831,2	996,3	1124,2	1327,8	1327,8	1414,4	1493,8	1567,9
	%	24,6	32,9	39,3	44,8	49,6	53,9	57,9	61,6
$ \Delta M_{ш_i} $	кН·м	470,4	628,6	751,2	854,9	946,6	1029,5	1105,7	1176,8

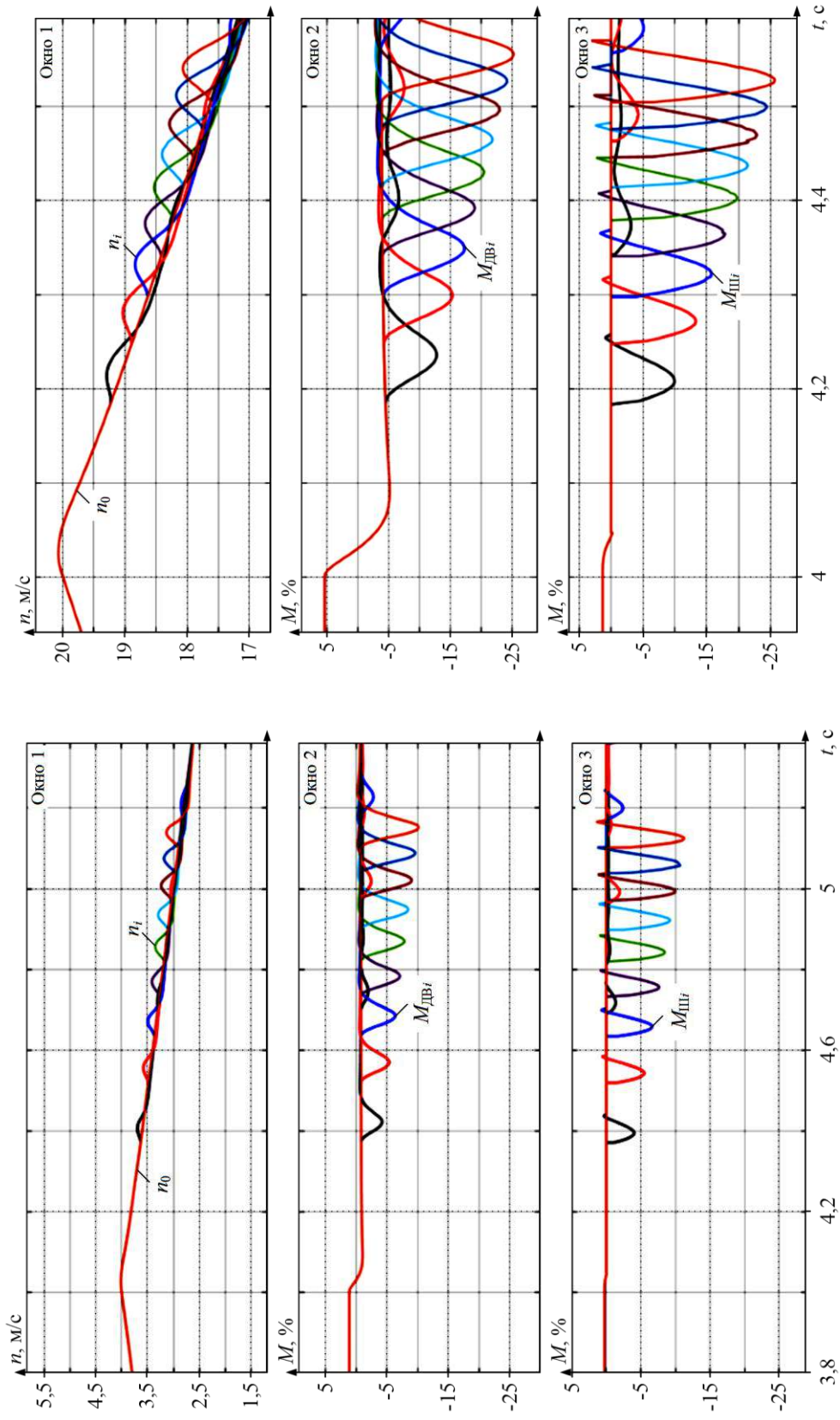
2.3.2. Влияние темпа замедления на амплитуды моментов

На рисунке 2.6 представлены зависимости амплитуд момента двигателя (окно 2) и момента на шпинделе (окно 3) от темпа замедления при реверсе (окно 1). Они получены для девяти угловых зазоров в диапазоне от $0,5^\circ$ до $4,5^\circ$, темпы замедления указаны под рисунком. Размерность величин – % относительно номинальных значений скорости и момента двигателя.

Результаты обработки представленных зависимостей приведены в таблице 2.4. Значения угловых зазоров приведены в первой строке, темпы замедления – в последнем столбце.

Таблица 2.4 – Амплитуды моментов двигателя при разных зазорах и темпах замедления

Зазор	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	Темп, %/с ²
Ампл. момента двигателя, % M_H	-13,31	-15,95	-17,91	-19,65	-21,22	-22,58	-23,82	-25,07	-26,13	5,00
	-10,7	-12,9	-14,8	-16,2	-17,6	-18,8	-19,9	-20,9	-21,9	3,75
	-7,95	-9,8	-11,3	-12,5	-13,6	-14,6	-15,5	-16,4	-17	2,50
	-4,9	-6,24	-7,3	-8,18	-8,98	-9,68	-10,3	-10,9	-11,5	1,25
	-4,23	-5,45	-6,38	-7,18	-7,9	-8,51	-9,11	-9,62	-10,1	1,00
	-3,52	-4,56	-5,38	-6,07	-6,69	-7,23	-7,76	-8,2	-8,65	0,75
	-2,73	-3,58	-4,26	-4,81	-5,33	-5,77	-6,19	-6,59	-6,94	0,50



а) б)

Рисунок 2.6 – Переходные процессы при разных угловых зазорах и темпах замедления 1%/c² (а) и 5%/c² (б): окно 1 – скорость двигателя; окно 2 – моменты двигателя; окно 3 – моменты на шпинделе

По этим данным на рисунке 2.7 построены зависимости амплитуды момента двигателя от величины зазора при разных темпах замедления. Линия 1 соответствует темпу $0,5\%/c^2$, линия 7 – темпу $5\%/c^2$, остальные соответствуют промежуточным значениям, приведенным в крайнем правом столбце. Они подтверждают, что динамические моменты двигателя (и, очевидно, на шпинделе) при замыкании зависят от величины зазора (люфты) и от темпа замедления. Это объясняется тем, что эти два параметра определяют скорость замыкания и соответственно кинетическую энергию, передаваемую от шпинделя валку. При этом не следует забывать, что на амплитуду момента также оказывает влияние упругость шпинделя (и ряд других факторов).

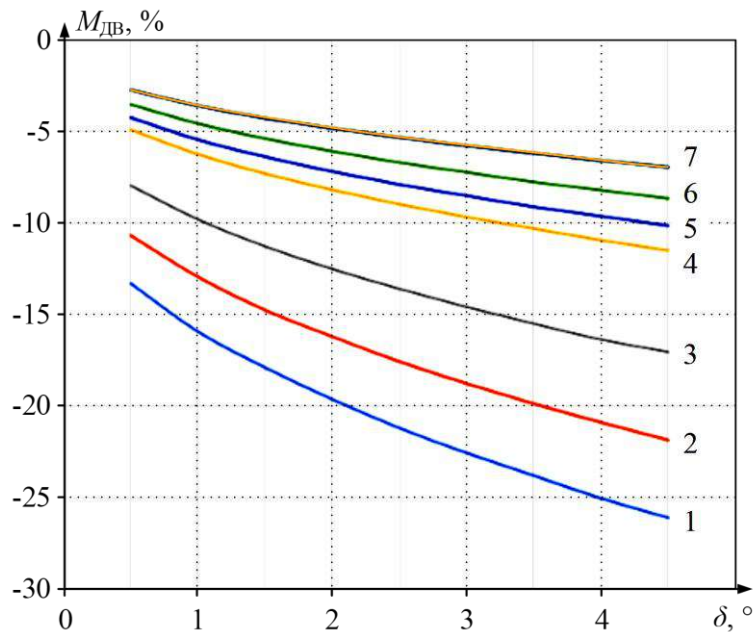


Рисунок 2.7 – Зависимости амплитуды момента двигателя от углового зазора при разных темпах замедления

На рисунке 2.8 представлены графики, построенные по результатам моделирования, являющиеся обобщением проведенного анализа для случая, когда моменты определяются только замыканием зазоров без приложения нагрузки. Из рисунка 2.8, а следует, что независимо от величины зазора в диапазоне от 1° до 5° минимальная амплитуда будет достигнута при минимальном замедлении. Так, при темпе $1\%/c^2$ и изменении люфты в указанном диапазоне амплитуда момента на шпинделе изменяется в пределах от 0,5 до 10%. Для момента на шпинделе (рисунок 2.8, б) она достигает 12%.

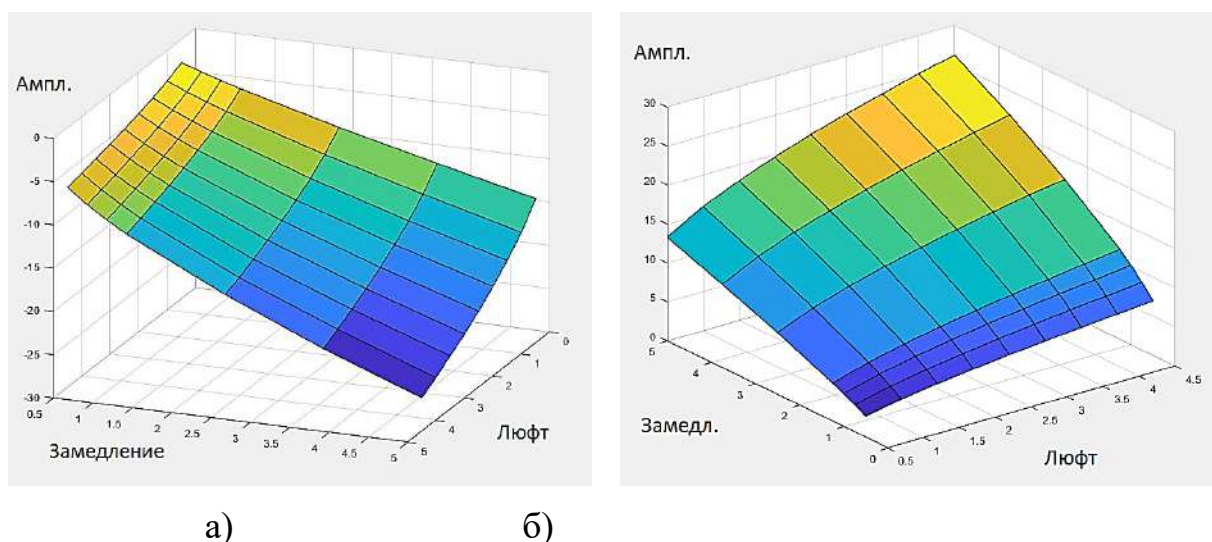


Рисунок 2.8 – Амплитуды моментов двигателя (а) и моментов на шпинделе (б) в функции угловых зазоров и темпа замедления

Представленные результаты позволяют сделать вывод о существенном влиянии углового зазора на амплитуды исследуемых моментов. Это влияние будет наиболее значимо при ударном приложении нагрузки, происходящем одновременно с замыканием зазора. Ниже этот вопрос анализируется методом моделирования. Предварительно решается задача разработки методики определения темпа ускорения электропривода в режиме предразгона, достаточного для замыкания углового зазора при различных его величинах.

2.3.3. Обобщение результатов моделирования реверса

С целью обобщения результатов на рисунке 2.9 приведены диаграммы амплитуд моментов для режима замыкания зазоров при реверсе без нагрузки. Они построены для углов в диапазоне от 1° до 8° с интервалом $0,5^\circ$ по данным, представленным выше с таблице 2.3. По ним можно оценить соотношение амплитуд моментов двигателя и на шпинделе для каждого значения зазора. При аппроксимации линейными зависимостями углы наклона этих зависимостей практически одинаковы (линии «Ампл. мом. двиг.» и «Ампл. мом. шпинд.» параллельны). Это подтверждает результаты, полученные авторами [113], и «облегчает» исследования при отсутствии системы мониторинга упругого момента.

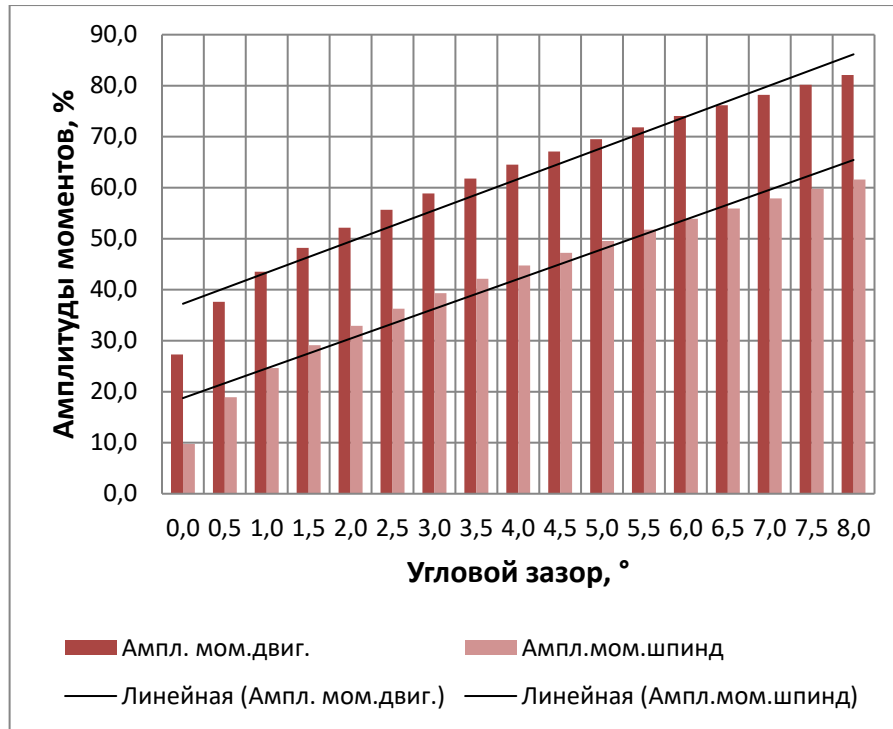


Рисунок 2.9 – Изменение амплитуд моментов двигателя и на шпинделе в зависимости от углового зазора при реверсе без нагрузки

В Приложении 1 на рисунках П.1.1 – П.1.4 представлены графики, построенные для темпов замедления $5\%/c^2$, $10\%/c^2$, $15\%/c^2$ и $20\%/c^2$, соответственно. В таблицах П.1.1 – П.1.4 приведены амплитудные значения моментов двигателя и на шпинделе для этих случаев. На графиках также приведены прямые, полученные при линейной аппроксимации амплитуд. В результате анализа этих рисунков сделаны следующие выводы:

1. При постоянных замедлениях амплитуды моментов пропорциональны величине углового зазора. Из них следует, что на рабочем участке – в диапазоне угловых зазоров от 1° до 8° на каждом графике анализируемая зависимость близка к линейной. При этом наклон аппроксимирующих зависимостей для амплитуд момента двигателя и момента на шпинделе практически одинаков.

2. При увеличении темпа замедления наклоны линий трендов на рисунках П.1.1 – П.1.4 не меняются, происходит их параллельное смещение по вертикальной оси. Это значит, что амплитуды моментов существенно зависят от темпов торможения, но при фиксированном темпе пропорциональны величине угла.

3. Темп замедления влияет на амплитуды моментов сильнее, чем величина угла. При увеличении темпа замедления в 2 раза значения амплитуд увеличиваются в 1,5 раза. Это объясняется созданием отрицательного динамического момента при торможении.

Таким образом, при увеличении темпа торможения независимо от величины зазора амплитуда момента увеличивается. Это значит, что амплитуда при отсутствии нагрузки и при одинаковых углах определяется только темпом замедления. Этот вывод является важным для разработки способа управления электроприводом, обеспечивающего уменьшение динамического момента.

2.4. Методика расчета ускорения в режиме предразгона

Как было отмечено выше, для снижения динамического момента двигателя приложение нагрузки должно происходить при полностью замкнутых угловых зазорах. Это означает, что времени ускорения после реверса должно быть достаточно для их замыкания. При неизменном зазоре это время может варьироваться регулированием темпа ускорения двигателя. Расчет оптимального ускорения выполняется на примере осциллограмм, представленных на рисунке 2.10 [46].

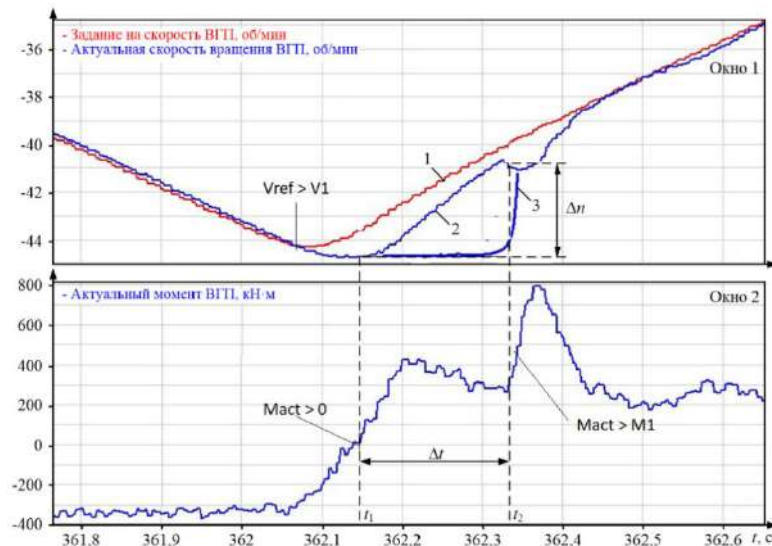


Рисунок 2.10 – Осциллограммы при замыкании зазора в режиме ускорения после реверса: окно 1 – заданная (1) и фактическая (2) скорости двигателя, об/мин, и изменение скорости при раскрытом зазоре (3); окно 2 – фактический момент двигателя, кН·м

В момент времени t_1 , когда момент двигателя изменяет знак, происходит раскрытие зазора. К моменту t_2 зазор закрывается, что подтверждает последующий рост момента от ~ 300 до 800 кН·м. Предполагая, что скорость шпинделя при раскрытом зазоре постоянна (изменяется по кривой 3), величину угла можно рассчитать по зависимости:

$$\delta = \frac{1}{2} \Delta n \cdot \Delta t \cdot 0,1047, \quad (2.3)$$

где $0,1047$ – коэффициент перевода [об/мин] в [рад/с].

В данном случае $\Delta n=4$ об/мин, интервал времени $\Delta t=0,18$ с, соответственно угловой зазор $\delta=0,038$ рад или около $2,2^\circ$.

Согласно (2.3), величина углового зазора δ пропорциональна площади треугольника, ограниченного участками кривых 2 и 3 на временном отрезке Δt . Искомое ускорение α_{Ref} связано с заданием линейной скорости v_{Ref} зависимостью:

$$v_{Ref} = \alpha_{Ref} \cdot t. \quad (2.4)$$

Поскольку осциллограмма 2 в процессе выбора зазора в интервале Δt изменяется по линейному закону, операция интегрирования может быть заменена приближенным вычислением по формуле:

$$\delta = \varepsilon \cdot \frac{\Delta t^2}{2} = \frac{\alpha_{Ref}}{2R_W} \cdot \Delta t^2, \quad (2.5)$$

где: ε – угловое ускорение; R_W – радиус вала.

Это выражение поясняется тем, что при равноускоренном движении путь определяется выражением

$$S = \frac{a \cdot \Delta t^2}{2}.$$

С учетом (2.5) угловой зазор в радианах

$$\delta = \frac{1}{2R_W} \alpha_{Ref} \Delta t^2, \quad (2.6)$$

здесь $[R_W]=\text{м}$.

Соответственно ускорение, необходимое для замыкания зазора:

$$\alpha_{Ref} = \frac{\delta \cdot 2R_W}{\Delta t^2}. \quad (2.7)$$

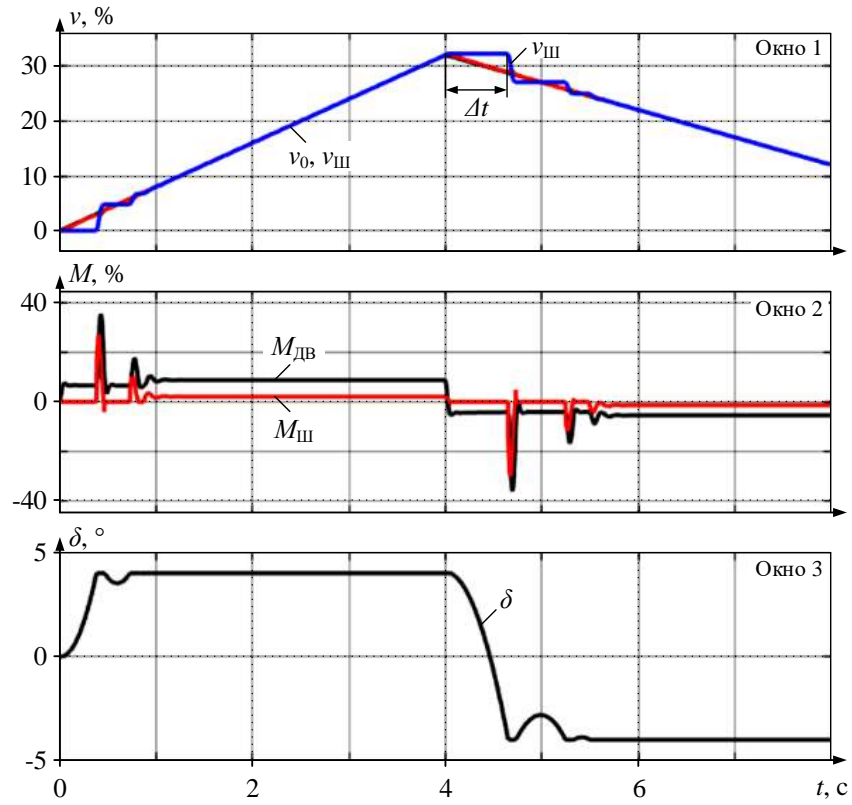
Время Δt для замыкания зазора δ согласно предложенному алгоритму определяется по осциллограммам. Это поясняют результаты моделирования, представленные на рисунке 2.11. Они рассчитаны при зазорах 1° (рис. 2.11, а) и 8° (рис. 2.11, б) при заданном одинаковом времени замыкания $\Delta t=0,5$ с, (это время от начала реверса до импульса момента, возникающего на графиках в окнах 2).

В обоих случаях ускорение происходит с темпом $8\%/с^2$ ($32\%/с$ за 4 с) или $0,584\text{ м/с}^2$. Замедление на рисунке 2.11, а происходит с темпом $5\%/с^2$ ($20\%/с$ за 4 с) или $0,365\text{ м/с}^2$, на рисунке 2.11, б – с темпом $20\%/с^2$ ($40\%/с$ за 2 с) или $1,46\text{ м/с}^2$. Это означает, что при изменении зазора от $\delta=1^\circ$ до 8° для того чтобы обеспечить одинаковое время замыкания зазора $\Delta t\approx 0,5$ с необходимо увеличить темп замедления от $0,365\text{ м/с}^2$ (окно 1 на рисунке 2.10, а) до $1,46\text{ м/с}^2$ (окно 1 на рисунке 2.11, б). То есть при увеличении угла от 1° до 8° темп замедления должен быть увеличен в 4 раза. В этом случае углы в указанном диапазоне будут гарантированно замкнуты за 0,5 с.

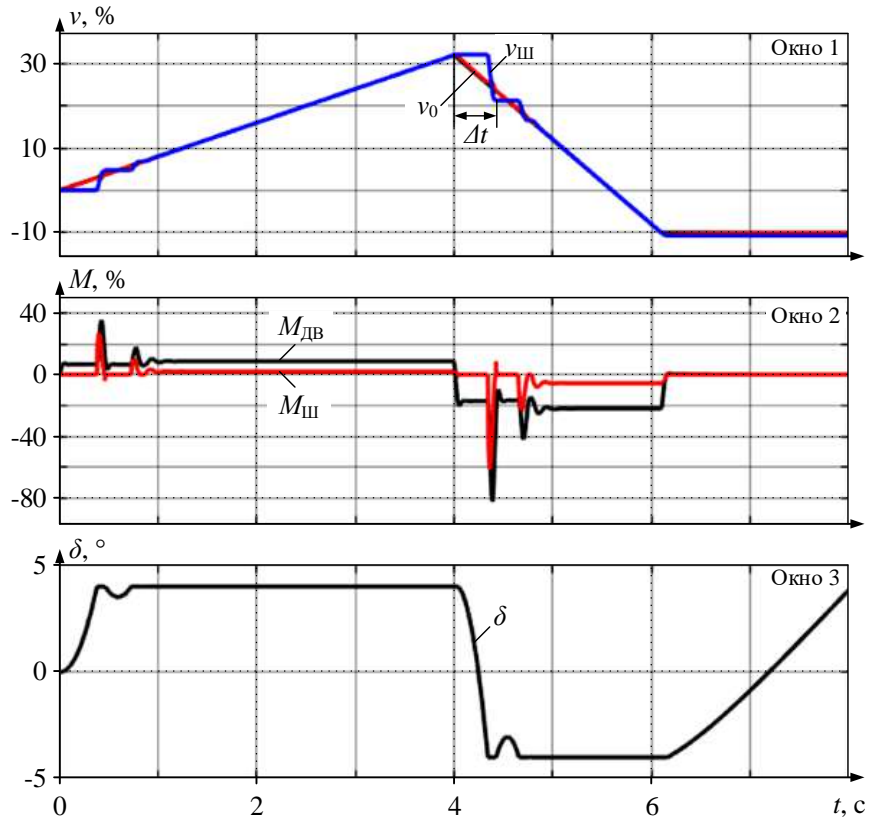
Аналогичные расчеты показали, что при изменении δ в том же диапазоне от 1° до 8° при заданном времени $\Delta t=0,2$ с величина α_{Ref} должна быть увеличена от $0,91\text{ м/с}^2$ до $3,65\text{ м/с}^2$, т.е. в те же 4 раза. Это подтверждает линейный характер процессов при замыкании зазора.

Для выполнения расчетов по данному алгоритму разработана «Программа расчета скоростного режима электроприводов клетки прокатного стана по условию минимума амплитуды упругого момента в валопроводах», зарегистрированная в Государственном реестре [114]. Свидетельство представлено в Приложении 4.

Примечание: Анализ осциллограмм позволяет дать следующую рекомендацию: по мере износа шпиндельного соединения темп замедления электропривода нужно увеличивать. Это может быть осуществлено за счет обратной связи от виртуальной модели, вычисляющей угловой зазор, к объекту, что относится к категории цифрового двойника [115]. Данную задачу следует признать перспективной при планировании дальнейших исследований.



а)



б)

Рисунок 2.11 – Переходные процессы при замыкании угловых зазоров 1° (а) и 8° (б) за время $\Delta t=0,5$ с

2.5. Анализ динамических моментов при замыкании зазоров и приложении нагрузки

2.5.1. Составляющие упругого момента

В [74] выполнена декомпозиция упругого момента на передающем валу с выделением составляющей, обусловленной ударом, вызванным замыканием зазоров, и периодической составляющей, обусловленной упругими свойствами валопровода. Согласно такому подходу упругий момент рассчитывается по уравнению

$$M_{12} = M_{12c} + \frac{c_{12} \cdot \omega_{нач}}{\omega_{12}} \cdot \sin(\omega_{12} \cdot t) - M_{12c} \cdot \cos(\omega_{12} \cdot t), \quad (2.8)$$

где $M_{12c} = J_2 \cdot \varepsilon_{cp} + M_c$ – средний упругий момент.

$$\varepsilon_{cp} = \frac{M_1 - M_{12}}{J_1 + J_2} \text{ – среднее ускорение после выбора зазора;}$$

$$\omega_{12} = \sqrt{\frac{c_{12} \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}} \text{ – собственная частота колебаний упругой двух-}$$

массовой системы.

В выражении (2.8) присутствуют две переменные составляющие:

$$M_{12y} = -M_{12c} \cdot \cos(\omega_{12} \cdot t) \quad (2.9)$$

$$M_{12\delta} = \frac{c_{12} \cdot \omega_{нач}}{\omega_{12}} \cdot \sin(\omega_{12} \cdot t) \quad (2.10)$$

Момент, рассчитанный по (2.9) определяется жесткостью (упругими свойствами) передачи, момент, рассчитанный по (2.10) – это колебания, возникающие в следствие удара при замыкании зазора. Это позволило рассматривать переходные процессы при захвате как результат суперпозиции влияния названных параметров. В результате анализа графиков изменения момента M_{12} и составляющих, рассчитанных по выражениям (2.9) и (2.10), установлено, что при учете раскрытого зазора при захвате, амплитуда второй составляющей может превышать амплитуду первой и оказывает более существен-

ное влияние на динамический момент. Характер изменения моментов при захвате на открытый зазор существенно отличается от процессов с выбранным зазором перед захватом.

Возникающие в результате упругого удара механические колебания приводят к увеличению момента нагрузки на передачи. Оценить превышение динамического момента можно с помощью упомянутого выше коэффициента динамичности:

$$k_{\text{Д}} = \frac{M_{12\text{max}}}{M_{12c}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 \cdot \omega_{\text{нач}}^2}{\omega_{12}^2 \cdot M_{12c}^2}} \quad (2.11)$$

или

$$k_{\text{Д}} = \frac{M_{12\text{max}}}{M_{12c}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{c_{12}^2 \cdot 2 \cdot \varepsilon_0 \cdot \delta}{\omega_{12}^2 \cdot M_{12c}^2}}.$$

Таким образом, показана возможность декомпозиции упругого момента. В общем случае согласно основному уравнению электропривода выражение (2.8) должно быть дополнено составляющей момента статической нагрузки.

Представленная декомпозиция позволила выполнить анализ переходных процессов при захвате и замыкании зазора, а также обосновать оптимальный темп замедления после захвата.

2.5.2. Переходные процессы при захвате

Предыдущие исследования проведены для режимов ускорения и замедления электропривода без металла в валках. По ним вычислено ускорение, необходимое для полного замыкания зазора перед захватом. Однако наибольший интерес представляет анализ процессов при одновременном замыкании зазора и захвате раската валками. Переходные процессы, рассчитанные для такого режима для электромеханической системы ВГП, представлены на рисунке 2.12. Приложение нагрузки осуществлялось при тех же угловых зазорах 1°, 2°, 4° и 8°, им соответствуют зависимости с индексами $i=1, 2, 3, 4$. Прикладывалась нагрузка, равная 50% номинального момента двигателя, ей соответствуют установившиеся значения момента $M_{\text{дв_ст}}$ в окне 2. При данной

нагрузке привод не заходит в режим ограничения момента двигателя. Как видно, замыкание и соответственно увеличение нагрузки происходят с запаздыванием Δt_i , зависящим от величины зазора.

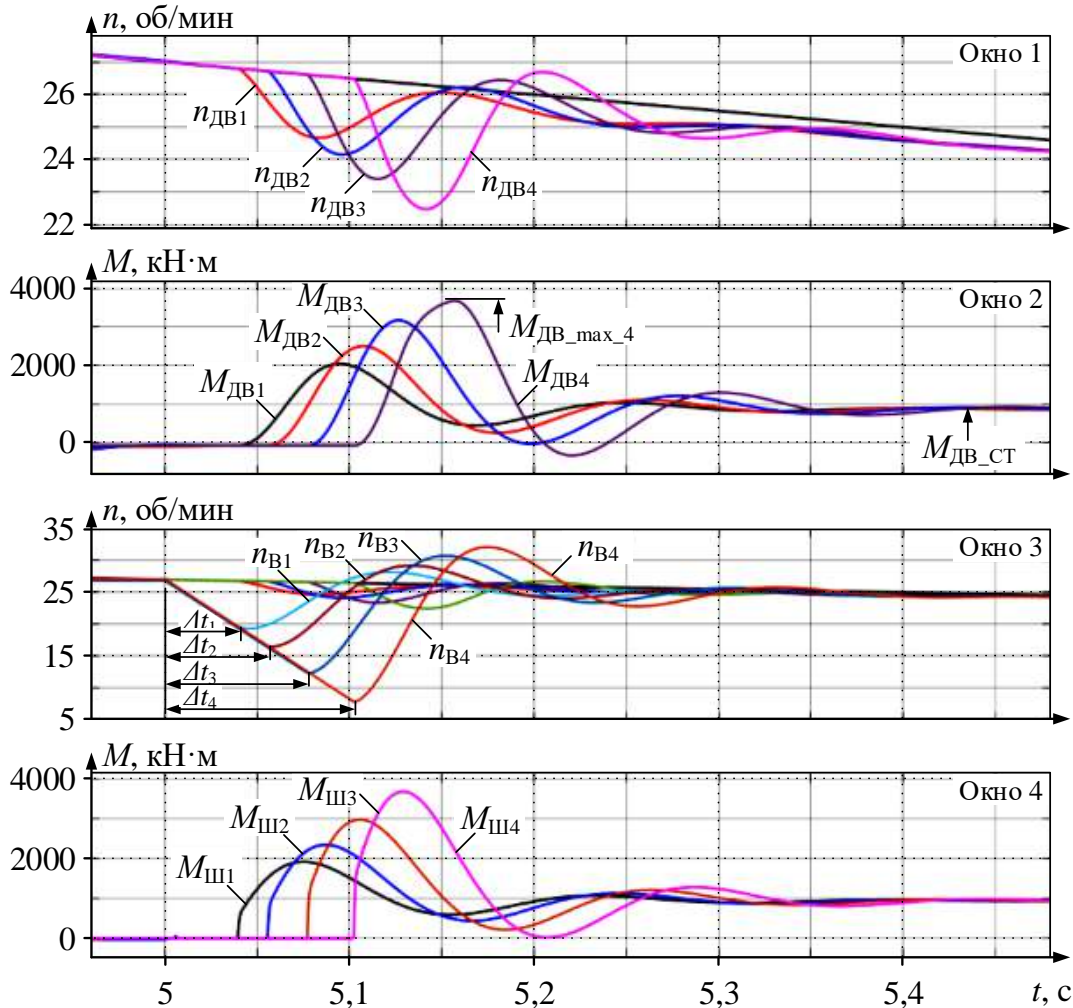


Рисунок 2.12 – Переходные процессы при захвате металла валками при различных угловых зазорах: окна 1, 3 – скорости двигателя $n_{дв_i}$ и валка $n_{в_i}$, об/мин; окно 2 – моменты двигателя $M_{дв_i}$ и на шпинделе $M_{ш_i}$, кН·м

Амплитудные значения моментов двигателя $M_{дв_max_i}$ и на шпинделе $M_{ш_max_i}$ приведены в таблице 2.5. Из них следует, что амплитуда момента двигателя при $\delta=1^\circ$ превышает установившийся момент прокатки $M_{дв_ст}$ в 2 раза, а при $\delta=8^\circ$ – в 3,7 раза. Таким образом, при увеличении углового зазора в 8 раз максимальное значение момента двигателя возрастает в 1,8 раза. Близкое соотношение наблюдается для амплитуд моментов на шпинделе.

Таблица 2.5 – Амплитуды моментов при захвате и замыкании зазоров

Параметр	Ед. изм.	Величина								
		0,01	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Зазор δ	град.	0,01	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
	%	66,67	100,58	124,07	142,91	159,15	173,41	184,66	189,85	193,20
$M_{ДВ_max_i}$	кН·м	1274,0	1910	2368,4	2731,3	3036,9	3311,9	3527,0	3626,1	3690,1
	Кратность $k_{ДВ}$	-	1,33	2,01	2,48	2,86	3,18	3,47	3,69	3,8
$M_{Ш_max_i}$	%	68,84	98,46	120,34	138,09	153,46	166,99	179,90	190,25	201,31
	кН·м	1314,8	1880,6	2298,5	2637,7	2931,1	3189,7	3436,1	3633,8	3845,0
Кратность $k_{Ш}$	-	1,38	1,97	2,41	2,76	3,07	3,34	3,60	3,80	4,03

На рисунке 2.13 представлены диаграммы, аналогичные представленным на рисунке 2.9, построенные по данным таблицы 2.5 с шагом углового зазора $0,5^\circ$. Их анализ показал, что при зазоре 8° пиковые величины моментов возрастают в 2,9 раза по сравнению со значениями в электроприводе с зазором $0,01^\circ$.

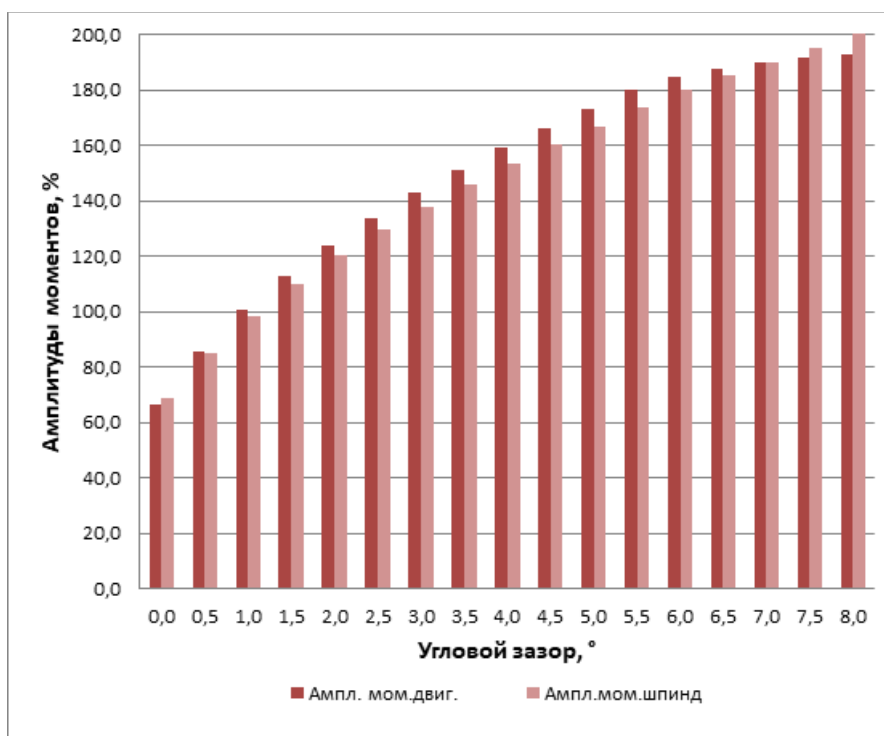


Рисунок 2.13 – Изменение амплитуд моментов двигателя и на шпинделе при замыкании зазора одновременно с захватом

В этом режиме амплитуда моментов зависит от трех воздействий, возникающих при захвате: статического момента, момента вследствие удара при замыкании зазора, и динамической составляющей, обусловленной темпом замедления. При этом момент статической нагрузки является постоянной величиной (в данном случае равной 50% M_H). С учетом этого, применяя принцип суперпозиции приращений моментов, можно утверждать, что амплитуда при постоянной нагрузке и заданном зазоре определяется только темпом замедления после захвата. При этом зависимость является линейной.

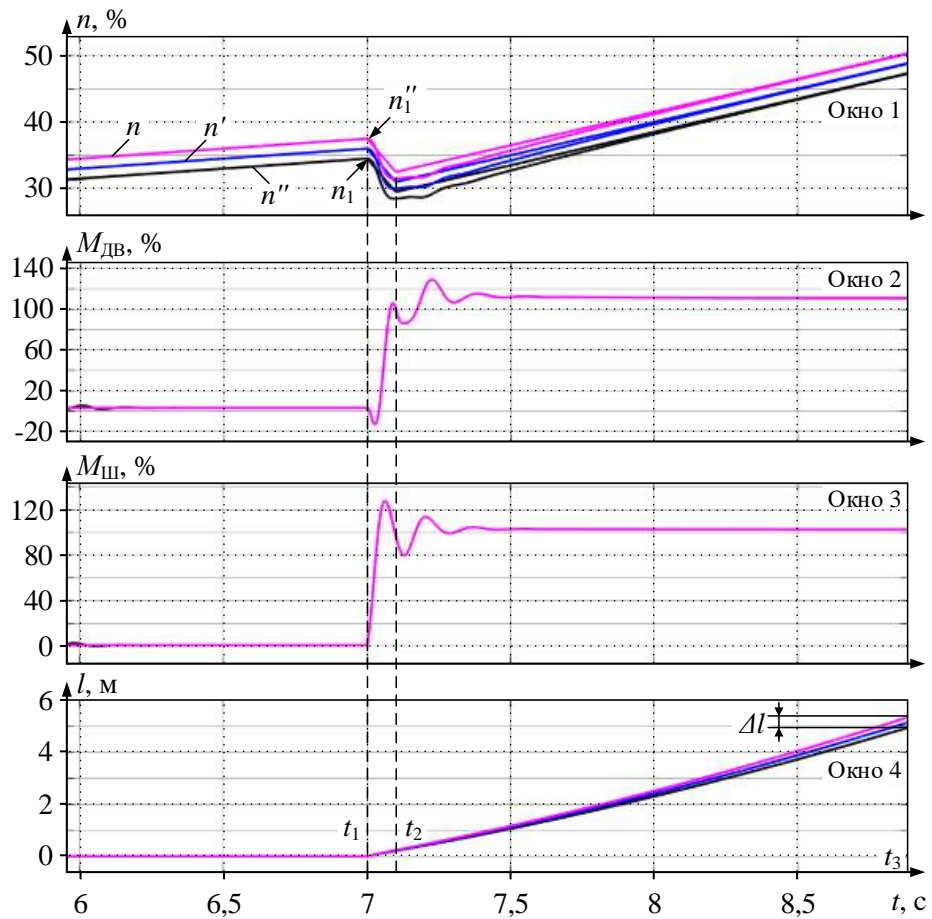
Вывод: С учетом того, что величина приращения скорости в момент замыкания углового зазора пропорциональна величине зазора, для обеспечения равенства скоростей в момент окончания замедления темп замедления должен быть пропорционален скорости в момент захвата. В этом случае будет обеспечено равенство скоростей после замыкания зазоров.

Этот важный вывод положен в основу разрабатываемого усовершенствованного способа управления электроприводами клетки, который рассмотрен в разделе 3.

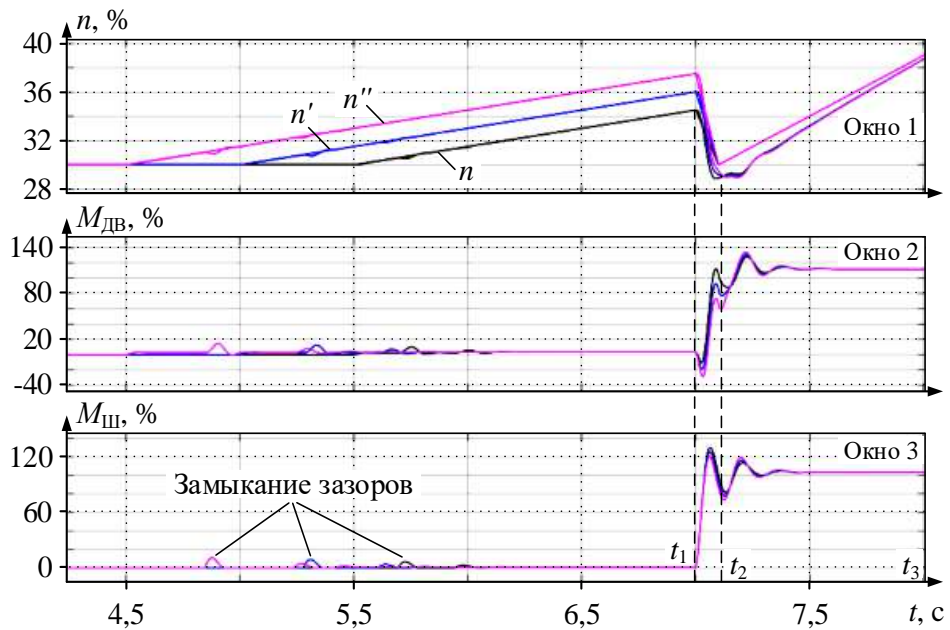
2.6. Моделирование известного способа с предразгоном и торможением после захвата

На следующем этапе были исследованы переходные процессы при реализации способа управления с предразгоном и торможением, рассмотренного в п. 1.6 [7]. Как отмечалось выше, в данном способе осуществляется торможение после входа раскатов в клеть, при этом темп замедления принимается одинаковым независимо от скорости двигателя после захвата. Сказанное поясняют процессы, представленные на рисунке 2.14, а.

В окне 1 представлены скорости двигателя, аналогичные диаграммам задания скоростей, представленным на рисунке 1.12. Согласно этим диаграммам ускорение электропривода осуществляется до захвата металла независимо от времени начала предразгона (моменты t'_1 , t_1 , t''_1 на рисунке 1.12). На зависимостях на рис. 2.14, а это приводит к тому, что скорости n'_1 , n_1 , n''_1 в момент t_1 захвата различаются. В результате по окончании замедления с одинаковым темпом скорости в момент захвата t_2 также различаются.



а)



б)

Рисунок 2.14 – Переходные процессы при реализации известного способа при одинаковых (а) и разных (б) темпах технологического ускорения: окно 1 – скорости двигателя, %; окно 2 – моменты двигателя, %; окно 3 – моменты на шпинделе, %; окно 4 – прокатанная длина, м

Последующее технологическое ускорение в интервале $t > t_2$ также происходит с одинаковым темпом. Это приводит к тому, что длины прокатанных участков (окно б) не одинаковы. В момент t_3 разница в длинах n'_1 и n''_1 составляет $\Delta l = 0,4$ м. Накопленная ошибка в длине будет сохраняться в течение всего времени прохода, вплоть до выхода раската из клетки. Как отмечалось выше, это приводит к усилению силового взаимодействия между горизонтальной и вертикальной клетями, что может привести к возникновению подпора вертикальной клетки. Подробное исследование взаимодействия валков проведено в диссертации [71].

Как отмечено в п. 1.6.2, для предотвращения недостатков в [7] предложен алгоритм управления электроприводами с переменным технологическим ускорением. Он реализован с помощью системы, представленной на рисунке 1.13, и поясняется расчетными зависимостями, представленными на рисунке 1.14. Результаты моделирования данного алгоритма представлены на рисунке 2.14, б. Из них следует, что, благодаря разным темпам ускорения в интервале $t > t_2$, скорости двигателей достаточно быстро выравниваются (к моменту t_3 они одинаковы). Однако это не обеспечит равенство длин прокатанных участков, поскольку длина определяется интегралом скорости за время технологического ускорения. Поскольку скорости в интервале $t_2 - t_3$ различаются, устранение указанного выше недостатка не обеспечивается.

Кроме того, практическая реализация и соответственно внедрение данного алгоритма вызывают затруднения. Это связано с тем, что вмешательство в программу прокатки с целью регулирования технологического ускорения невозможно. Программы прокатки разрабатываются специальной службой (калибровочным бюро комбината) и задаются как нормативный документ, не подлежащий изменению. Коррекция скоростей может осуществляться оператором вручную, но это не приведет к изменению ускорения.

Вместе с тем, темпы замедления после захвата в интервале $t_1 - t_2$ на рисунке 2.14, а могут задаваться в автоматическом режиме и изменяться в зависимости от фактической скорости (n'_1, n_1, n''_1) двигателя в момент захвата металла валками. Эту возможность предложено использовать при разработке способа управления электроприводами, рассмотренного в следующем разделе.

ВЫВОДЫ

1. С использованием разработанной модели и осциллограмм, полученных на стане, выполнен анализ физических процессов, происходящих при ударном приложении нагрузки и замыкании углового зазора. Исследовано влияние на динамический момент задержки приложения нагрузки к валку, обусловленной угловым зазором. Показано влияние величины зазора на «запаздывание» и амплитуду момента при реверсе без металла в валках при разных угловых зазорах. Сделан вывод, что амплитуда момента при реверсе наряду с величиной зазора определяется ускорением во время замыкания зазора. Подчеркнута важность полного замыкания зазора до приложения нагрузки, вызванного входом раската в клеть.

2. Выполнено исследование динамических моментов в режиме захвата при различных зазорах в передаче. Показано, что при изменении углового зазора от 1° до 8° максимальное значение момента двигателя увеличивается в 1,8 раза. При $\delta=8^\circ$ амплитуда момента превышает установившийся момент прокатки в 3,7 раза, что не является допустимым. При минимальном угле $\delta=1^\circ$ возникает двукратное превышение, что также приводит к нежелательным последствиям. Это подтверждает целесообразность ограничения динамических нагрузок даже при минимальных угловых зазорах, имеющихся на новых шпинделях.

3. Предложены аналитические зависимости для вычисления ускорения, необходимого для гарантированного замыкания угловых зазоров различной величины в режиме предразгона. Проведены исследования, показавшие, что при увеличении зазора от 1° до 8° для замыкания зазора за 0,5 с необходимо увеличение темпа замедления электропривода после захвата в 4 раза. Это позволяет рекомендовать коррекцию темпа предразгона по мере износа шпиндельного соединения.

4. На основе анализа переходных процессов при захвате в режимах ускорения и замедления отмечена эффективность кратковременного интенсивного торможения двигателя после ударного приложения нагрузки. Создаваемый от-

рицательный динамический момент обеспечивает снижение амплитуды упругого момента на шпинделе. Этот способ прошел промышленную апробацию на стане 5000.

5. В результате моделирования подтвержден недостаток данного способа, обусловленный постоянным темпом торможения двигателя вне зависимости от его скорости в момент захвата. Это приводит к отклонению реальной тахограммы от заданной и обработке технологического ускорения после захвата за разное время. В результате возникает отклонение длины участка, прокатанного в режиме технологического ускорения.

6. Для устранения указанного недостатка необходимо формирование тахограмм с переменным отрицательным ускорением после захвата. Установлено, что для обеспечения равенства скоростей в момент окончания замедления темп замедления должен быть пропорционален скорости в момент захвата. В этом случае будет обеспечено равенство скоростей и длин полос, прокатанных во время технологического ускорения независимо от величины зазора и скорости электропривода в момент захвата.

ГЛАВА 3. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СПОСОБА ОГРАНИЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО МОМЕНТА ПРИ ЗАХВАТЕ МЕТАЛЛА ВАЛКАМИ

Предыдущие исследования подтвердили недопустимые амплитуды динамического момента двигателя и упругого момента на шпинделе при входе раскатов в клеть и одновременном замыкании углового зазора в шпиндельных соединениях. В соответствии с поставленными задачами должен быть разработан способ управления электроприводами валков, обеспечивающий устранение недостатков ранее разработанных способов ограничения динамических нагрузок [70] и [7]. Как было показано в предыдущей главе, недостатком способа [7] является задание темпа торможения после захвата, не зависящим от величины углового зазора и соответственно от фактической скорости двигателя в момент захвата. Это приводит к отклонению скорости двигателя от заданной тахограммы с вытекающими негативными последствиями (ошибка формирования длины прокатанного участка, нарушение силовой взаимосвязи между горизонтальной и вертикальной клетями).

Разработанный способ должен обеспечить устранение данного недостатка за счет задания темпа торможения в функции фактической скорости в момент захвата. Это преимущество должно быть подтверждено результатами моделирования. Предварительно должно быть дано обоснование способа.

Поставлена задача разработки методики вычисления оптимального темпа замедления после захвата, обеспечивающего минимальное значение коэффициента динамичности и соответственно минимальную амплитуду упругого момента при ударном приложении нагрузки. Для этого необходимо проанализировать зависимость кратности упругого момента от углового зазора и темпа замедления. Целесообразна разработка модели в Matlab Simulink, с помощью которой должен быть выполнен данный анализ.

Кроме этого необходимы моделирование процессов при захвате, а также оценка длины участка, прокатанного за время технологического ускорения.

Рассмотрению перечисленных вопросов посвящена представленная глава.

3.1. Обоснование разработки способа управления электроприводом с предзагоном и регулируемым темпом подтормаживания

3.1.1. Захват в режимах ускорения и замедления

С целью подтверждения актуальности предварительного замыкания зазора перед входом раската в клеть выполнено моделирование процессов захвата в режимах ускорения и замедления электропривода. Характерные временные зависимости (расчетные осциллограммы) представлены на рисунке 3.1. Сравнивались режимы захвата при замкнутых зазорах (индекс «1») и на торможении, когда зазоры размыкаются (индекс «2»). Величина зазора принята равной 2° , скорости и моменты построены в % относительно номинальных значений, указанных в таблице 1.1.

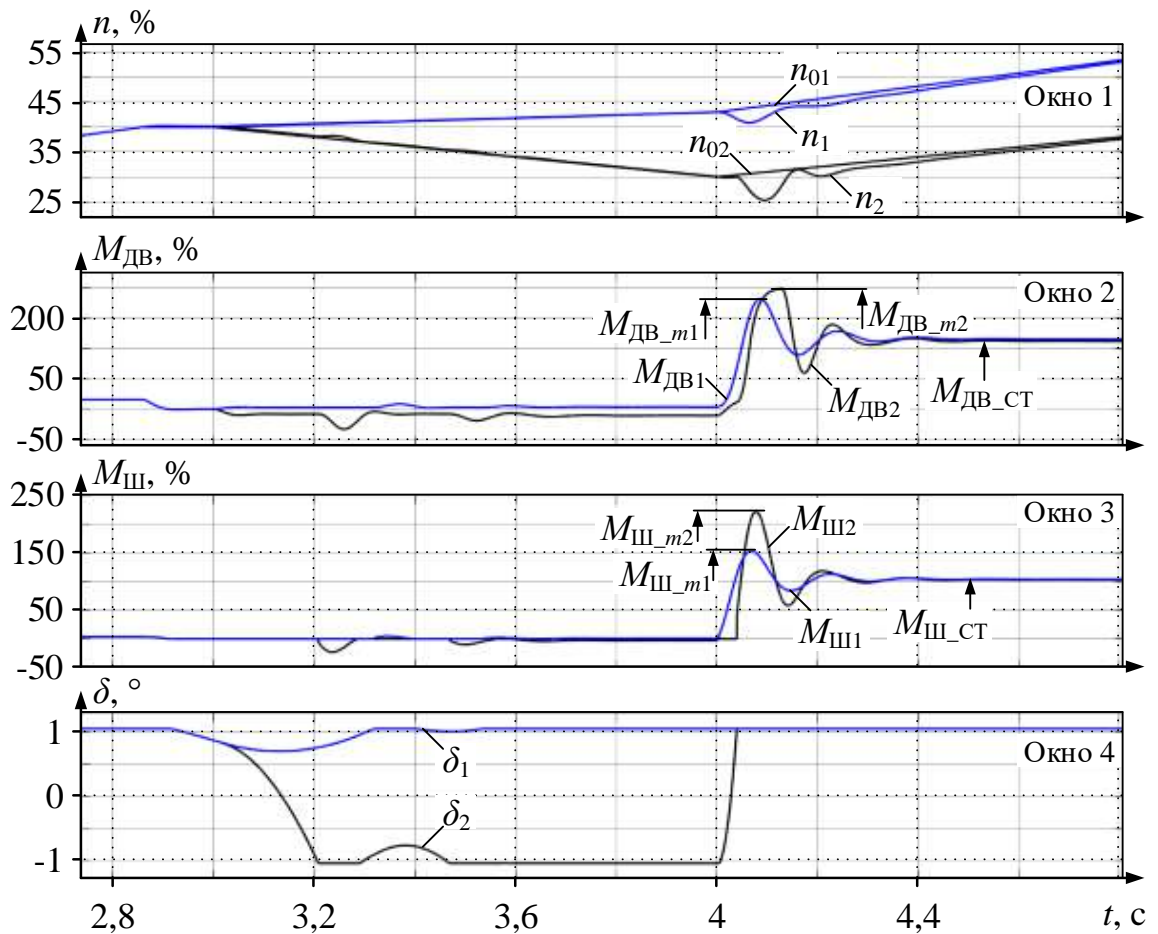


Рисунок 3.1 – Захват в режимах ускорения (кривые с индексом «1») и торможения (кривые с индексом «2»): окно 1 – скорости, %; окно 2 – моменты двигателей, %; окно 3 – моменты на шпинделях, %; окно 4 – зазор, $^\circ$

Предварительный анализ позволил предположить, что кратковременное интенсивное торможение (подтормаживание) после входа раската в клеть является эффективным способом снижения амплитуд и коэффициента динамичности моментов. Как было отмечено в разделе 1, в этом случае создается отрицательный динамический момент, который снижает воздействие от момента, обусловленного приложением нагрузки и замыканием зазора. Сказанное поясняют зависимости, представленные на рисунке 3.2.

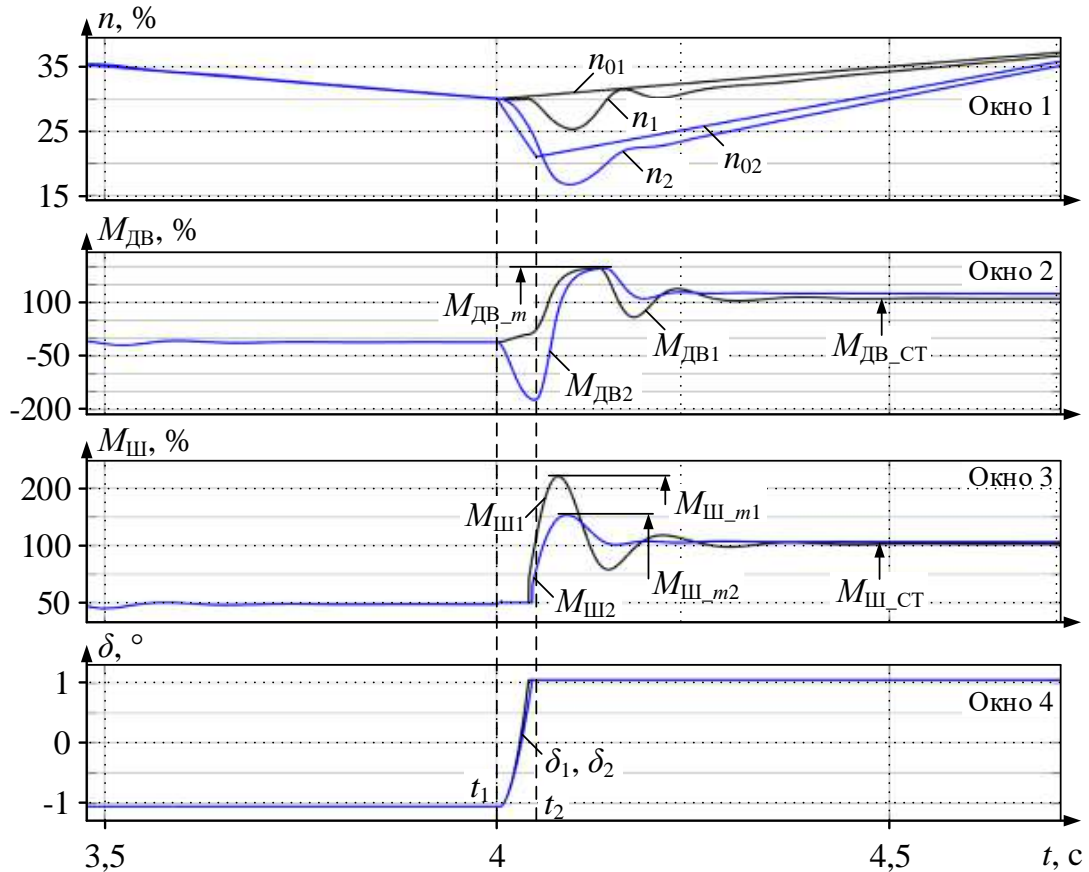


Рисунок 3.2 – Переходные процессы при разомкнутых зазорах с технологическим ускорением после захвата (индекс «1») и подтормаживанием (индекс «2»)

Захват раската валками происходит в момент времени t_1 , в интервале t_1 – t_2 осуществляется подтормаживание (окно 1). Зависимости в окне 2 показывают, что оно малоэффективно с точки зрения ограничения амплитуды момента двигателя $M_{дв2}$. Однако эта кривая демонстрирует появление отрицательного динамического момента, который, согласно идее подтормаживания, должен обеспечить снижение амплитуды момента на шпинделе. Эта амплитуда уменьшается, что демонстрируют зависимости в окне 3.

Результаты анализа амплитуд моментов, полученных по расчетным зависимостям на рисунках 3.1 и 3.2, приведены в таблице 3.1. Из них следуют выводы:

1. Амплитуды моментов двигателя для анализируемых режимов на обоих рисунках отличаются несущественно и находятся в пределах 180–200%.

2. В то же время амплитуды моментов на шпинделе различаются: на рисунке 3.1 для случая ускорения амплитуда $M_{ш_m1}=150\%$, при торможении $M_{ш_m2}=220\%$. Коэффициент динамичности при разомкнутых зазорах в 1,5 раза выше, чем при замкнутых.

3. Такие же значения наблюдаются на рисунке 3.2. Амплитуда момента без подтормаживания составляет около $M_{ш_m1}=220\%$, в то время как с его реализацией – $M_{ш_m2}=150\%$, т.е. уменьшается в 1,5 раза.

Таблица 3.1 – Кратность динамических моментов двигателя и на шпинделях при захвате раската

№ рисунка	Момент двигателя, %		$k_{д_дв}$, о.е.	Момент на шпинделе, %		$k_{д_ш}$, о.е.
	$M_{дв_ст}$	$M_{дв_м}$		$M_{ш_ст}$	$M_{ш_м}$	
3.1	110	200	1,8	100	220	2,2
		180	1,64		150	1,5
3.2		200	1,8		220	2,2
		200	1,8		150	1,5

Таким образом, результаты сравнения представленных расчетных осциллограмм подтверждают эффективность подтормаживания двигателя после захвата. При этом остается открытым вопрос обоснования темпа подтормаживания, поскольку он определяет отрицательный динамический момент двигателя.

В целом, анализ кривых позволяет сделать следующие выводы:

1. Если непосредственно после захвата резко затормозить электропривод, как показано на рисунке 3.2, то динамические нагрузки снижаются.

2. Торможение целесообразно осуществлять до скорости, предшествующей началу предразгона, т.е. на величину приращения скорости при предразгоне (зависимость n_{01} в окне 1 на рисунке 3.1).

Эти выводы приняты во внимание при разработке способа ограничения динамического момента, рассматриваемого в п. 3.2. Предварительно анализируется зависимость коэффициента кратности упругого момента от величины зазора.

3.1.2. Зависимость амплитуды упругого момента от величины зазора при захвате на открытый зазор

На рисунке 3.3 построена зависимость кратности упругого момента от величины зазора (люфта) и коэффициента упругости (жесткости) C_{12} передачи. Она рассчитана путем многократного автоматизированного моделирования с вариациями параметров люфта и коэффициента жесткости модели, приведенных в предыдущем разделе. Моделирование осуществлялось по команде на исполнение кода модели из скрипта в Matlab Simulink, приведенного в Приложении 2 (информация о нем приводится в п. 3.2).

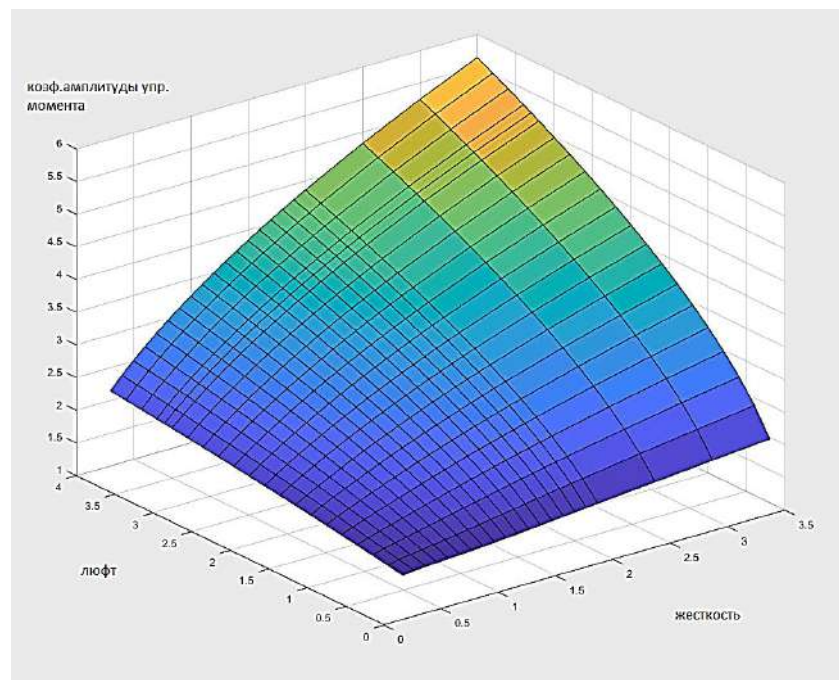


Рисунок 3.3 – Зависимость кратности упругого момента от величины люфта и жесткости упругой передачи

Здесь под коэффициентом жесткости понимается коэффициент превышения реальной величины C_{12} над расчетной величиной (согласно таблице 2.2, $C_{12}=5934842$ Н·м/рад). Приведение к относительным единицам целесообразно, т.к. работа с семизначными числами является неудобной. Из приведенного

графика следует, что каждая из этих величин (люфта и жесткости) в отдельности не вызывает экстремального воздействия на упругий момент. Так, увеличение люфта от 0 до 4° при абсолютно жесткой передаче приводит к увеличению k_d примерно в 2 раза. Аналогичный рост k_d наблюдается при увеличении жесткости от 0 до 3,5. Однако при одновременном влиянии этих факторов возникает нежелательный синергетический эффект, при котором возникает рост коэффициента динамичности до 5,6. Таким образом, амплитуда упругого момента будет увеличена в 5,6 раза, что является недопустимым.

Кроме того, из графика следует, что с увеличением зазора возрастает амплитуда упругого момента, и при тех же условиях, чем больше жесткость передачи, тем выше амплитуда упругого момента. Для уточнения данного вывода на рисунке 3.4 приведена зависимость, аналогичная рисунку 3.3, построенная в более наглядном виде (за счет взаимной замены горизонтальных осей) при большем диапазоне жесткости (от 1 до 6 о.е.).

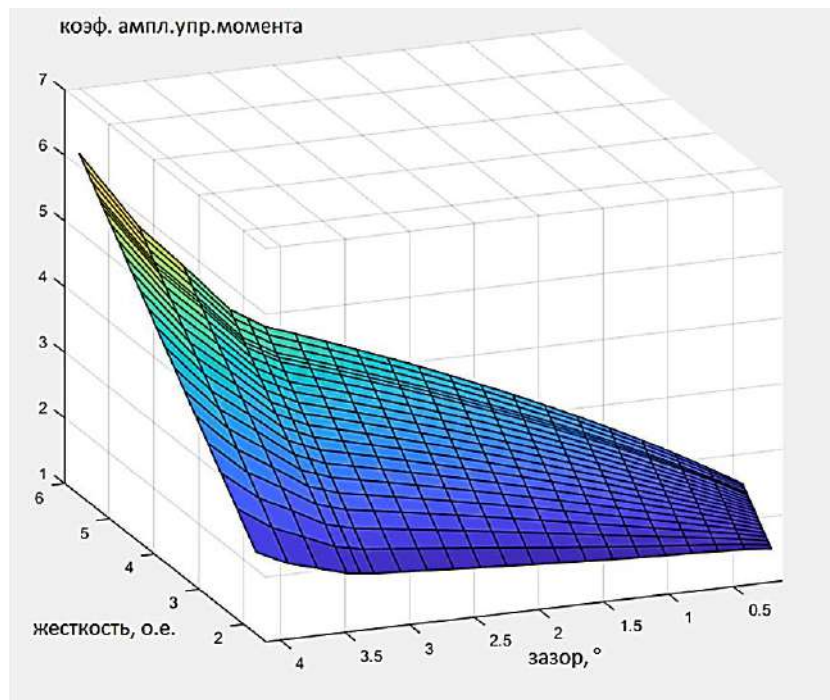


Рисунок 3.4 – Зависимость кратности упругого момента от величины люфта и жесткости упругой передачи, аналогичная рисунку 3.3

Характер этой поверхности демонстрирует нелинейность коэффициента амплитуды. Зависимость этого параметра от углового зазора в диапазоне от 0°

до $3,5^\circ$ плавно нарастающая. При коэффициенте жесткости, равном 1, влияние зазора минимально, при жесткости, равной 6, – максимально. При зазоре от $3,5^\circ$ до 4° коэффициент наклона кривой увеличивается, т.е. влияние зазора становится более существенным. При максимальных величинах зазоров и жесткости кратность упругого момента достигает экстремальных значений (до 5,6).

Таким образом, наклон поверхности зависит от величины зазора, причем зависимость является нелинейной. Поэтому темп замедления после захвата должен выбираться с учетом величины зазора. Обнаруженное свойство положено в основу разрабатываемого способа управления электроприводами, согласно которому нужно осуществлять подтормаживание после захвата. Как показано в п. 2.5.2, для обеспечения равенства скоростей в момент окончания подтормаживания темп замедления должен быть пропорционален скорости в момент захвата.

3.2. Разработка способа управления электроприводами

Предложенный усовершенствованный способ управления поясняет условная тахограмма, представленная на рисунке 3.5.

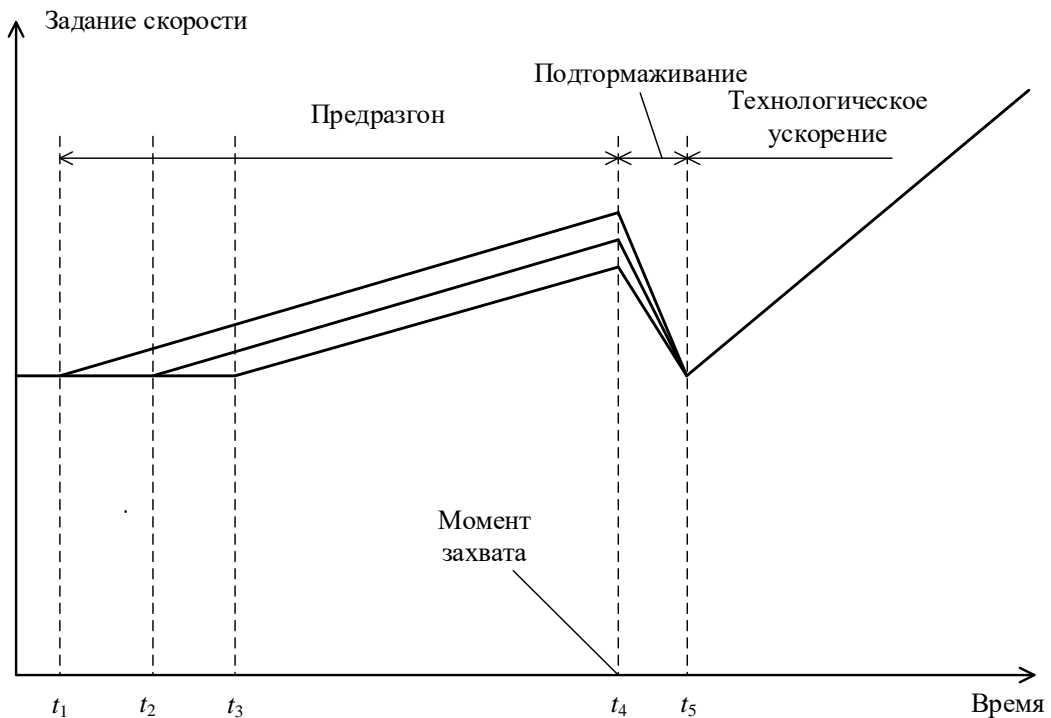


Рисунок 3.5 – Тахограмма, поясняющая разработанный способ управления

Как следует из рисунка, отличительным признаком является задание разных темпов торможения в интервале времени t_4 – t_5 . Благодаря этому скорости двигателя в момент времени t_5 одинаковы (в отличие от графиков, представленных на рисунке 1.12, поясняющих известный способ). Это обеспечивает последующее технологическое ускорение с одинаковым темпом и соответственно равенство скоростей в каждый момент времени в интервале $t > t_5$.

Структурная схема электроприводов, реализующая данный способ, показана на рисунке 3.6. Принцип управления до захвата металла валками не отличается от варианта, рассмотренного в п. 1.2. Система реализует способ управления, согласно которому захват раската валками осуществляется в режиме предразгона электропривода. Реализация способа осуществляется путем добавления в проектную схему задатчика интенсивности (ЗИ) предразгона и блока контроля положения раската относительно клетки. Также в структуре присутствует переключатель режимов, обеспечивающий подключение задания на ускорение и последующее торможение электропривода. Эта часть схемы аналогична представленной на рисунке 1.13, однако алгоритм, реализованный в ней, имеет существенные отличия.

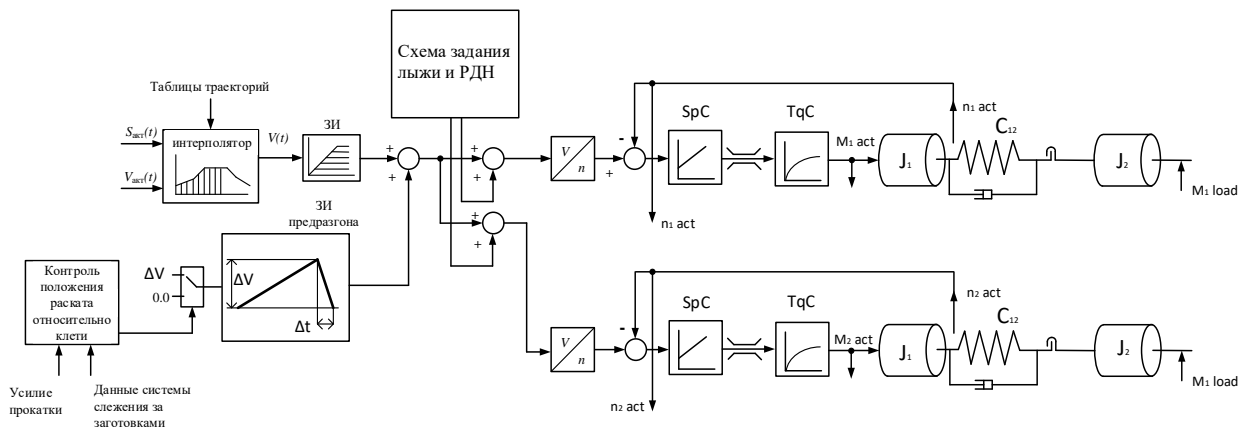


Рисунок 3.6 – Функциональная схема системы управления скоростью электроприводов, реализующая разработанный способ

Захват металла на участке ускорения электропривода гарантирует замыкание зазоров в шпиндельных соединениях до входа раската в клеть. Это обеспечивает снижение ударного момента в электромеханических системах. В этой части принцип управления не отличается от принципа, рассмотренного в п.

1.6.1, реализованного в известной системе. Однако время предразгона должно быть рассчитано исходя из условия полного закрытия зазора согласно методике, рассматриваемой в п. 2.4.

Отличительным признаком является торможение с заданным темпом, зависящим от фактической скорости двигателя в момент захвата (в момент t_4 на рисунке 3.5), как видно, скорости в этот момент различаются. Данный признак реализует ЗИ предразгона, который регулирует время подтормаживания t_4-t_5 и соответственно темп замедления электропривода. Благодаря этому скорости в момент времени t_5 «приходят в одну точку», тем самым обеспечивается их равенство в начальный момент технологического ускорения. Исследование данного режима методом моделирования рассматривается в п. 3.4.

Кроме названных блоков на рис. 4.3 показан блок задания изгиба переднего конца раската (формирования «лыжи») и регулятора деления нагрузок РДН двигателей верхнего и нижнего валков. Они рассмотрены в [80, 81] и к рассмотренному способу управления электроприводами прямого отношения не имеют.

Одной из задач, решение которой необходимо при настройке алгоритма, является автоматическое задание темпа замедления в зависимости от скорости в момент t_4 . Оптимальный темп торможения после захвата должен обеспечить максимальное снижение амплитуды упруго момента. Этот вопрос рассматривается ниже.

3.3. Обоснование темпа замедления после захвата

На рисунке 3.7 построены временные зависимости координат, рассчитанные с помощью модели, рассмотренной в п. 2.1, для различных темпов замедления перед захватом раскатов валками. Они рассчитаны для зазора $4,5^\circ$ при приложении нагрузки 50% номинального момента двигателя и следующих темпах торможения: индекс 1 – при (-10) %/с; индекс 2 – при (-90 %/с); индекс 3 – при (-200) %/с.

Графики построены при захвате на открытый зазор. Амплитуда момента на шпинделе зависит от темпа подтормаживания и имеет минимальное значение при определенном темпе (график момента на шпинделе при (-90 %/с) расположен ниже остальных). Таким образом, зависимости кратности амплитуды от темпа торможения имеют экстремальный характер с неким минимумом. Наличие экстремума позволяет предположить, что для каждой величины зазора существует оптимальный темп замедления, при котором коэффициент кратности и соответственно амплитуда упругого момента будут иметь минимальные значения.

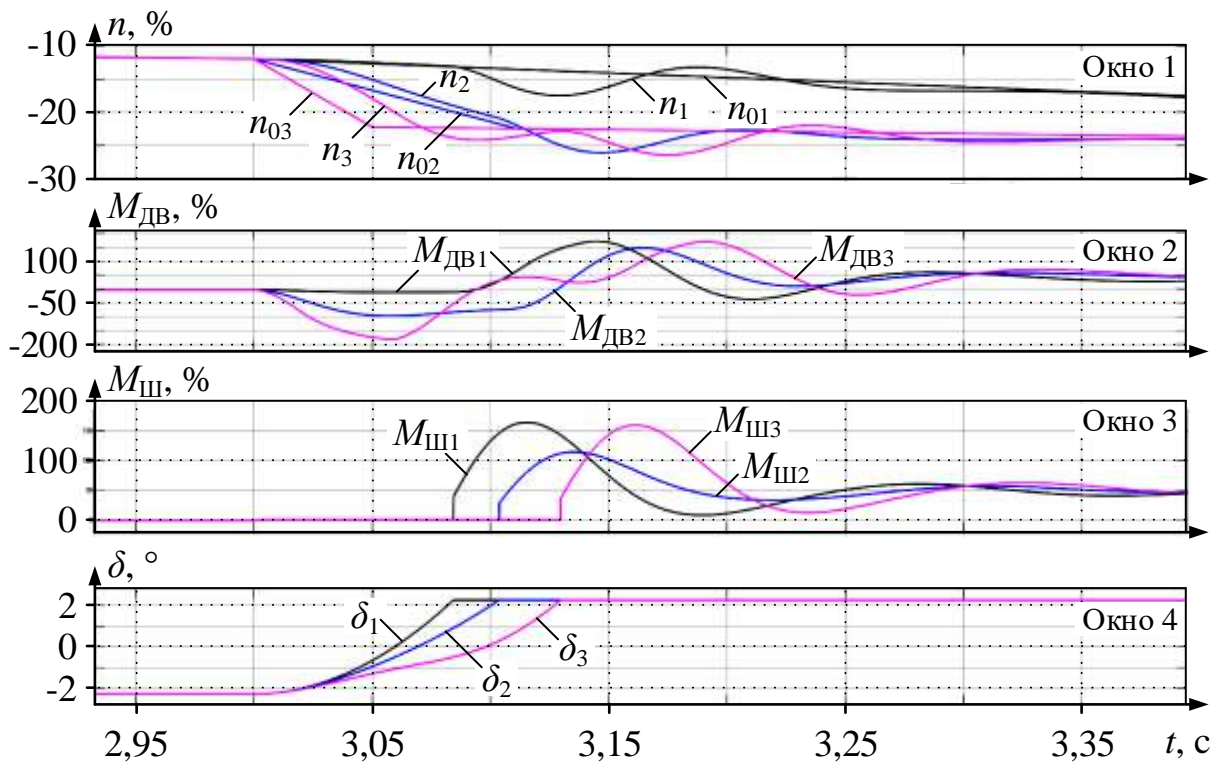


Рисунок 3.7 – Зависимости при захвате при различных темпах подтормаживания: окно 1 – заданная и фактическая скорости, %; окно 2 – момент двигателя, %; окно 3 – момент на шпинделе, %; окно 5 – зазор, °

Для того чтобы определить оптимальный темп замедления, который обеспечит минимальную амплитуду упругого момента при различных угловых зазорах, необходимо наглядно представить зависимость кратности упругого момента от углового зазора и темпа замедления. С этой целью разработаны модель в пакете Matlab Simulink, представленная на рисунке 3.8, и набор команд (скрипт) на языке Matlab, представленный в Приложении 2. С его помощью

выполнен расчет зависимости коэффициента динамичности от зазора и темпа торможения, которая представлена на рисунке 3.9.

Как видно, она имеет сложный характер с явно выраженными экстремумами – минимальными значениями, характеризующими изменение направления «изгиба» поверхности. Это подтверждает, что для любых значений углового зазора существует оптимальный темп замедления, который обеспечит минимальный коэффициент динамичности и соответственно минимум амплитуды упругого момента.

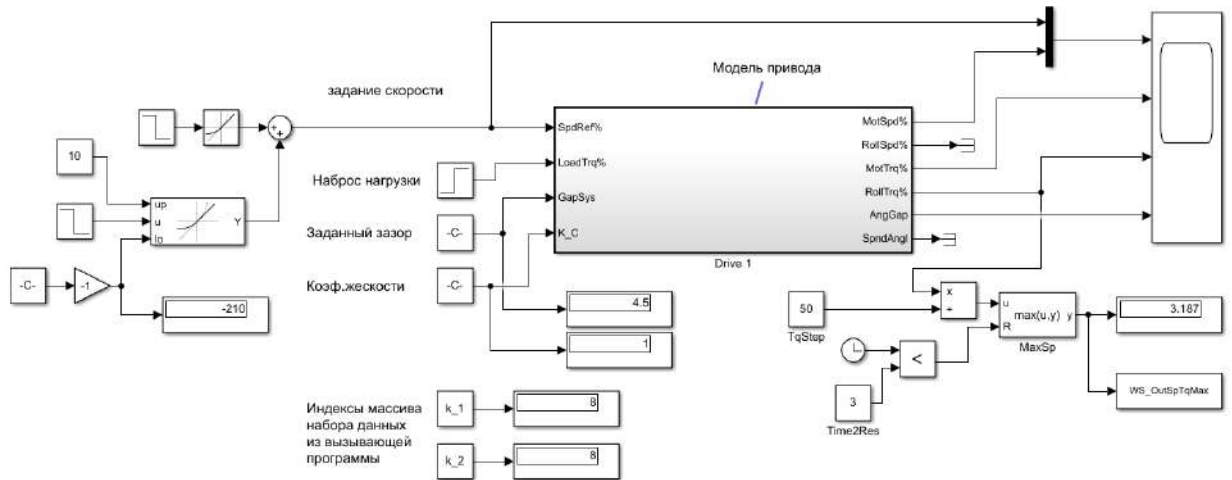


Рисунок 3.8 – Модель для расчета коэффициента динамичности упругого момента

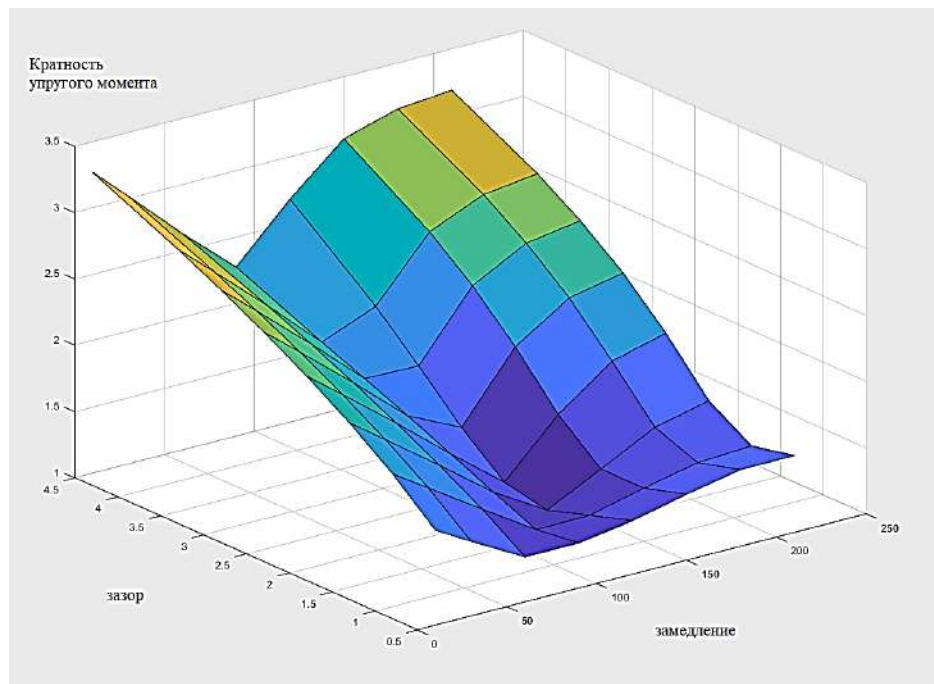


Рисунок 3.9 – Результат расчета кратности упругого момента

Ввиду сложности представленной зависимости данный коэффициент сложно определить аналитически, но возможно представить в виде зависимости оптимального темпа замедления в функции углового зазора. Такой график представлен на рисунке 3.10, он построен по точкам, взятым из поверхности на рисунке 3.9 в диапазоне от $0,5^\circ$ до 5° . Зазор от 0 до $0,5^\circ$ считается закрытым, принято, что он равен минимальному углу для нового шпинделя.

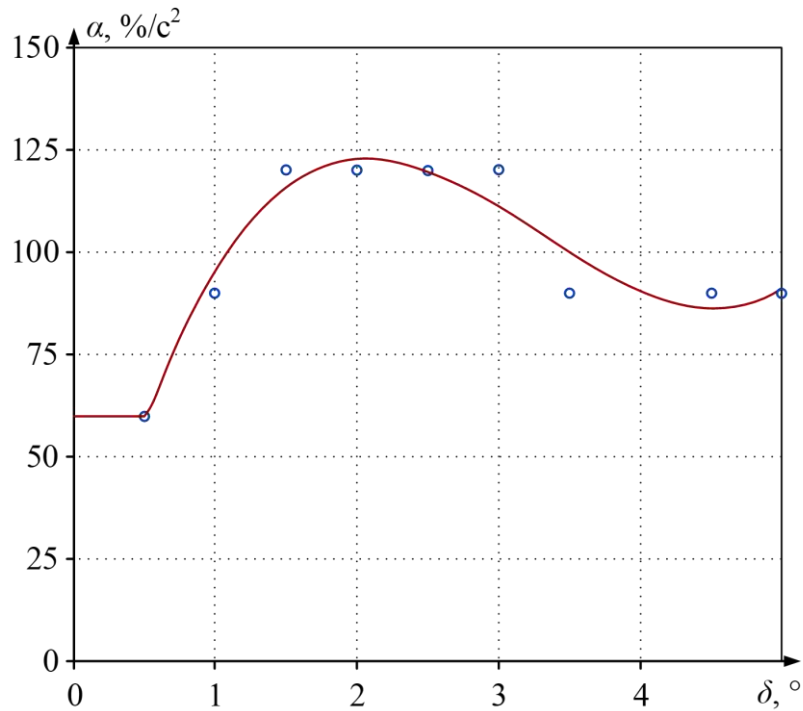


Рисунок 3.10 – Зависимость оптимального темпа замедления от углового зазора, рассчитанные по зависимости рис. 3.9

Размерность по оси ординат – $[\%/с^2]$, при этом за базовое значение принят темп замедления номинальной скорости $[\text{рад}/с^2]$. Данная зависимость позволяет определить оптимальный темп замедления. Для того чтобы была возможность задать его значение в систему управления (рисунок 3.6) выполнена ее аппроксимация полиномом 3-го порядка:

$$p(x) = p_1x^n + p_2x^{n-1} + \dots + p_nx + p_{n+1}. \quad (3.5)$$

С использованием программного обеспечения Matlab определены коэффициенты полинома, приведенные в таблице 3.2. По этому полиному на рисунке 3.10 построена непрерывная кривая.

Таблица 3.2 – Коэффициенты полинома (3.5)

Коэффициент полинома	p_1	p_2	p_3	p_4
значение	5,0084	-49,5088	140,7194	-0,7887

Эти данные задаются в систему управления в виде таблицы и в дальнейшем используются в алгоритме управления скоростным режимом. Алгоритм вычисления желаемого темпа торможения при раскрытом зазоре:

$$dec_{set} = \begin{cases} g < 0.5, & 60 \\ 5 \geq g > 0.5, & 5g^3 - 49g^2 + 140g - 0.7. \\ & 5, & 90 \end{cases}$$

По зависимости (3.5) для каждой величины зазора можно определить оптимальный темп замедления, обеспечивающий минимальную амплитуду упругого момента. С этой целью разработана и официально зарегистрирована «Программа расчета амплитуды упругого момента в валопроводах главных электроприводов прокатного стана» (см. Приложение 4) [118]. Этот темп задается в алгоритм управления в автоматическом режиме. Данная процедура также может выполняться персоналом вручную после определения углового зазора с помощью наблюдателя во время плановых остановок [46].

3.4. Анализ переходных процессов

3.4.1. Влияние подтормаживания на динамику упругого момента

Для подтверждения обнаруженного свойства, согласно которому интенсивное подтормаживание электропривода после захвата оказывает положительное влияние на амплитуду упругого момента при входе раскатов в клеть, выполнено моделирование переходных процессов. Характерные расчетные осциллограммы представлены на рисунке 3.11. Как и в предыдущих случаях, кривые с индексом «1» соответствуют проектной системе управления (без предразгона и без подтормаживания после захвата). Зависимости с индексом «2» рассчитаны при реализации разработанного способа. В окне 1 приведены задание скорости и скорость электропривода, в окнах 2 и 3 – моменты двигателя и упругие моменты на шпинделе. Размерности по осям ординат – проценты относительно номинальных значений.

Моделировалось приложение нагрузки при захвате в момент времени t_2 , статическая нагрузка $M_{ДВ_СТ}$ равна 100% номинального момента. В интервале $t_1 - t_2$ происходит предиктивный разгон электропривода, в интервале $t_2 - t_3$ – подтормаживание после захвата (зависимость n_{01} в окне 1 – задание скорости, зависимость n_1 – скорость двигателя). Далее при $t > t_3$ выполняется технологическое ускорение.

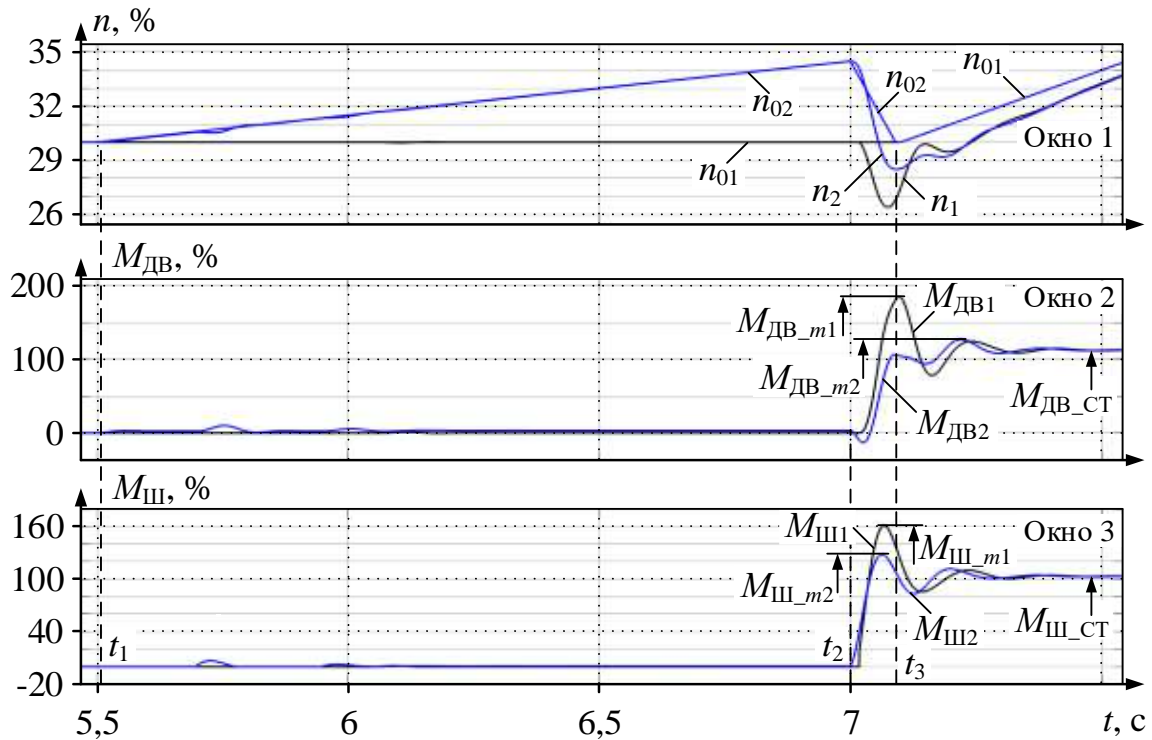


Рисунок 3.11 – Временные зависимости ударного приложения нагрузки на постоянной скорости (кривые 1) и при реализации разработанного способа управления (кривые 2)

Коэффициенты динамичности и амплитуды моментов двигателя и на шпинделе представлены в таблице 3.3. Они аналогичны показателям, приведенным в таблице 3.1.

Таблица 3.3 – Кратность динамических моментов двигателя и на шпинделях при захвате металла

Момент двигателя, %		$k_{ДДВ}$, о.е.	Момент на шпинделе, %		$k_{ДШ}$, о.е.
$M_{ДВ\ ST}$	$M_{ДВ\ m}$		$M_{Ш\ ST}$	$M_{Ш\ m}$	
110	180	1,8	100	160	1,6
	100	1,0		125	1,25

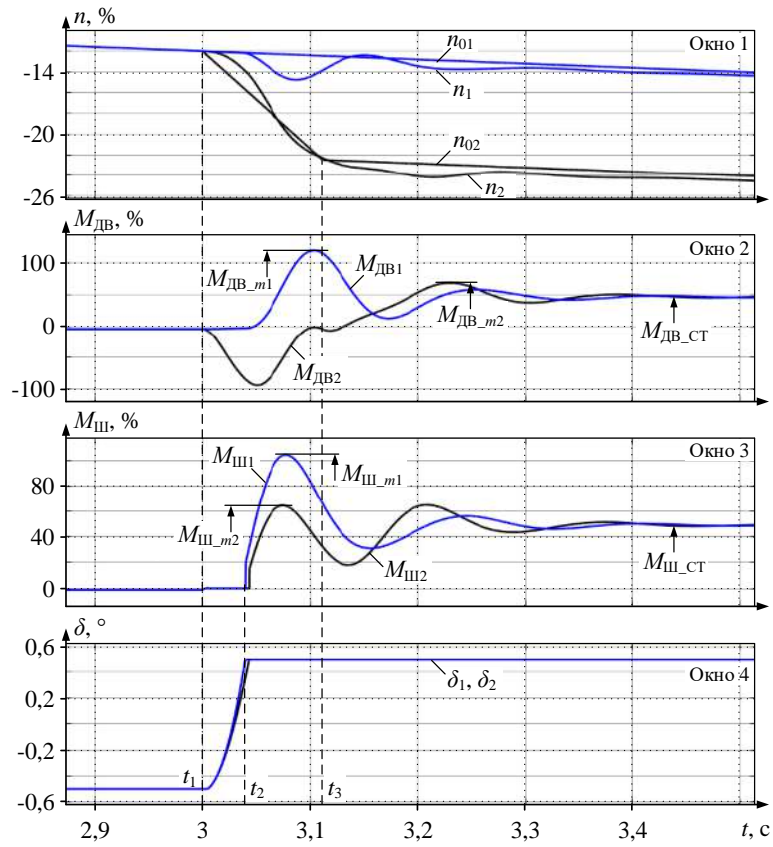
Анализ приведенных значений позволяет сделать вывод, что реализация разработанного способа обеспечивает снижение амплитуд как динамического момента двигателя (окно 2), так и момента на шпинделе (окно 3). Так первый максимум момента двигателя $M_{дв_m1}$ снижается от 180% практически до $M_{дв_m2}=M_{дв_ст}=100\%$. Аналогичные значения для момента на шпинделе составляют $M_{ш_m1}=160\%$ и $M_{ш_m2}=125\%$, коэффициенты динамичности $k_{д_дв}$, и $k_{д_ш}$ снижаются в 1,8 и 1,3 раза, соответственно.

Если сопоставить зависимости на рисунках 3.11 и 3.2, то следует вывод что интенсивное торможение электропривода после захвата обеспечивает снижение амплитуды упругого момента как при разомкнутых (рис. 3.2), так и при замкнутых зазорах (рис. 3.11). Этот вывод является важным для предотвращения последствий вмешательства оператора, когда он в ручном режиме осуществляет коррекцию скорости клетки. Такой режим показан в разделе 1 на рисунке 1.8, он привел к сильному удару при входе раската в клеть и едва не привел к аварии.

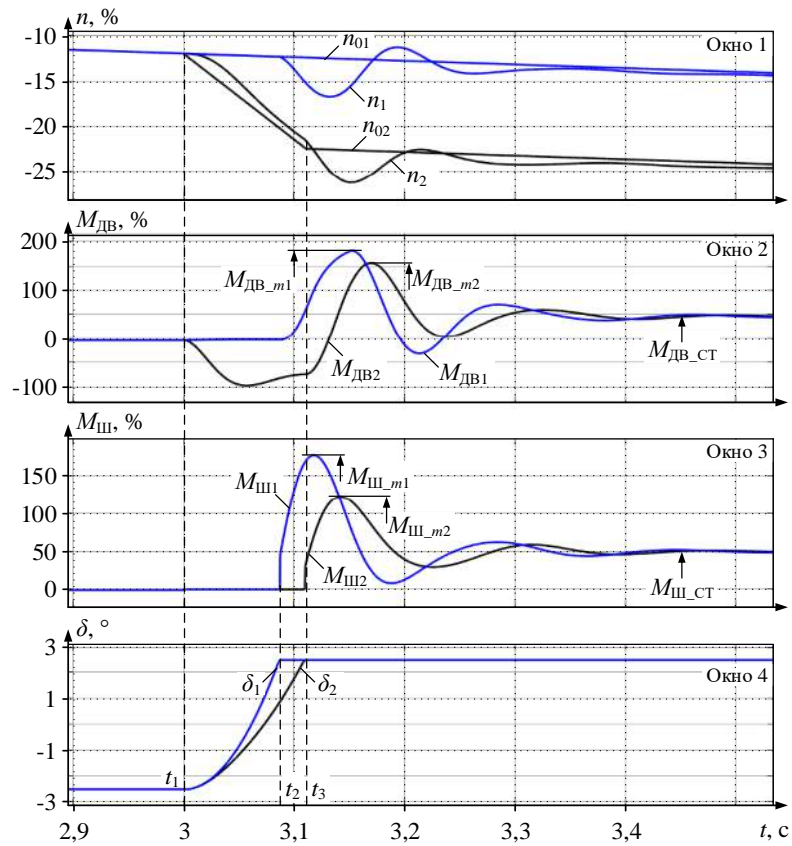
На рисунке 3.12 представлены результаты моделирования режимов, аналогичных представленному на рисунке 3.11. Отличием является то, что захват происходит в режиме торможения при полностью раскрытых зазорах. Дополнительно показано окно 4, в котором приведены переходные процессы углового зазора. Зависимости рассчитаны при угловых зазорах 1° (рис. 3.12, а) и при 5° (рис. 3.12, б). Аналогичные процессы при углах 2° , 3° и 4° приведены в Приложении 2 на рисунках П.2.1, П.2.2 и П.2.3, соответственно.

На всех рисунках вход раската в клеть происходит в моменты времени t_1 , в интервале $t_1 - t_2$ замыкается угловой зазор, в интервале $t_1 - t_3$ для кривых с индексом «2» осуществляется режим подтормаживания. Для зависимостей с индексом «1» после отработки захвата продолжается замедление с тем же темпом, что и до момента t_1 . При моделировании не предусмотрено технологического ускорения после окончания подтормаживания. Это условие не оказывает влияния на переходные процессы моментов при захвате, поэтому с точки зрения анализа амплитуд моментов не имеет значения.

Результаты обработки представленных расчетных осциллограмм представлены в таблице 3.4. Обозначения аналогичны приведенным в таблице 3.1.



а)



б)

Рисунок 3.12 – Результаты моделирования процессов в режиме захвата при торможении: угловой зазор 1° (а) и 5° (б)

Таблица 3.4 – Коэффициенты динамичности моментов на рисунке 3.12

№ рисунка	Момент двигателя, %		$k_{д\,дв}$, о.е.	Момент на шпинделе, %		$k_{д\,ш}$, о.е.
	$M_{дв_ст}$	$M_{дв_м}$		$M_{ш_ст}$	$M_{ш_м}$	
3.12, а	50	120	2,4	50	104	2,08
		65	1,3		65	1,3
3.12, б		170	3,4		175	3,5
		152	3,0		120	2,4

Коэффициенты динамичности (кратности) упругих моментов, определенные по аналогичным зависимостям, рассчитанным для других углов, приведены на рисунке 3.13. По оси абсцисс отложены угловые зазоры от 1° до 5° , по оси ординат – кратность упругого момента на шпинделе для проектного алгоритма управления (диаграммы «без торможения») и для внедренного способа (диаграммы «с торможением»).

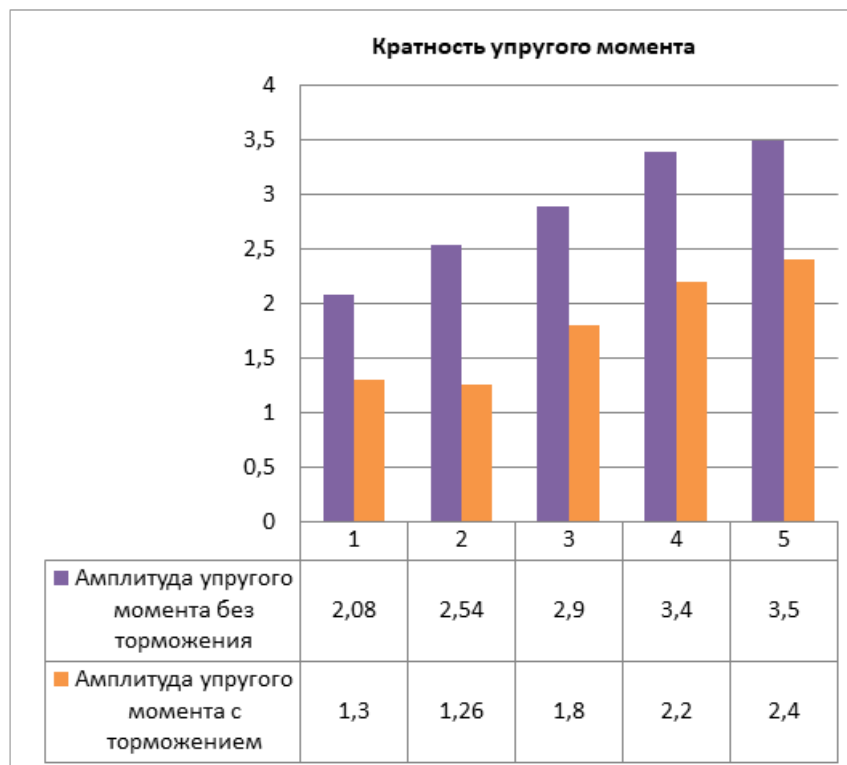


Рисунок 3.13 – Влияние замедления при захвате на кратность упругого момента при разных угловых зазорах

Из сопоставления этих результатов следует вывод: разработанный способ управления при правильном выборе темпа торможения после захвата обеспечивает значительное снижение амплитуды упругого момента при захвате. Так,

при зазоре 1° коэффициент динамичности уменьшается в 1,6 раза (от 2,08 до 1,3 о.е.), при зазоре 5° – в 1,46 раза (от 3,5 до 2,4 о.е.). Отсюда вывод: относительное снижение данного показателя слабо зависит от величины углового зазора и близко к полуторокартному. Это подтверждает выводы, сделанные в п. 2.3.3.

Проведенный анализ позволяет рекомендовать разработанный способ управления для промышленной апробации в электроприводах стана 5000. Подтверждение (либо опровержение) полученных результатов должно быть дано методом экспериментальных исследований (их результаты приведены в разделе 5).

3.4.2. Анализ длины прокатанного участка

Выше в подразделе 2.6 по результатам моделирования сделан вывод, что торможение с одинаковым темпом при разных начальных скоростях приводит к отклонению длин участков, прокатанных за время технологического ускорения. Это было названо основным недостатком способа, разработанного в [7]. Ниже представлены результаты анализа влияния темпа замедления после захвата на длину прокатанного участка при реализации разработанного способа. Дополнительно дается оценка амплитуды упругого момента.

На рисунке 3.14 показаны расчетные зависимости скоростей (окна 1), моментов двигателей (окна 2) и на шпинделе (окна 3), а также длин прокатанных участков раската (окна 4). Они получены при реализации известного (рис. 3.14, а) и разработанного (рис. 3.14, б) способов управления электроприводом. Обозначения соответствуют обозначениям зависимостей на рис. 2.14. Отличие заключается в том, что в приведенном масштабе зависимости в окнах 1 достигают установившихся скоростей прокатки в моменты времени t_3 по окончании технологического ускорения.

Расчетные осциллограммы на рисунке 3.14, а получены при одинаковых темпах замедления, поэтому обладают теми же недостатками, что и зависимости на рисунке 2.13, а. Выход на установившуюся скорость прокатки происходит в разные моменты времени t'_3 , t_3 , t''_3 . Это приводит к тому, что за время торможения после захвата и последующего технологического ускорения прокатываются участки разной длины (l'_3 , l_3 , l''_3). Анализ показал, что разница длин $\Delta l = l''_3 - l'_3$ в этом случае составляет 0,4 м или 13% длины, прокатанной

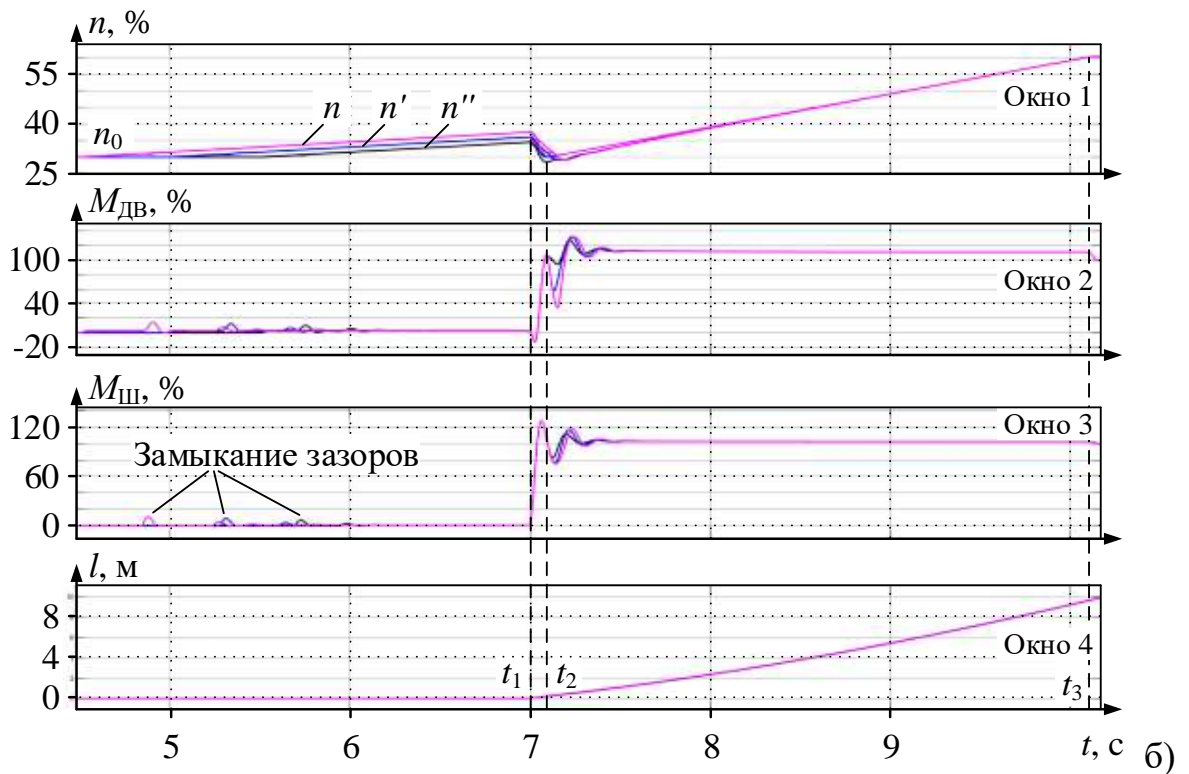
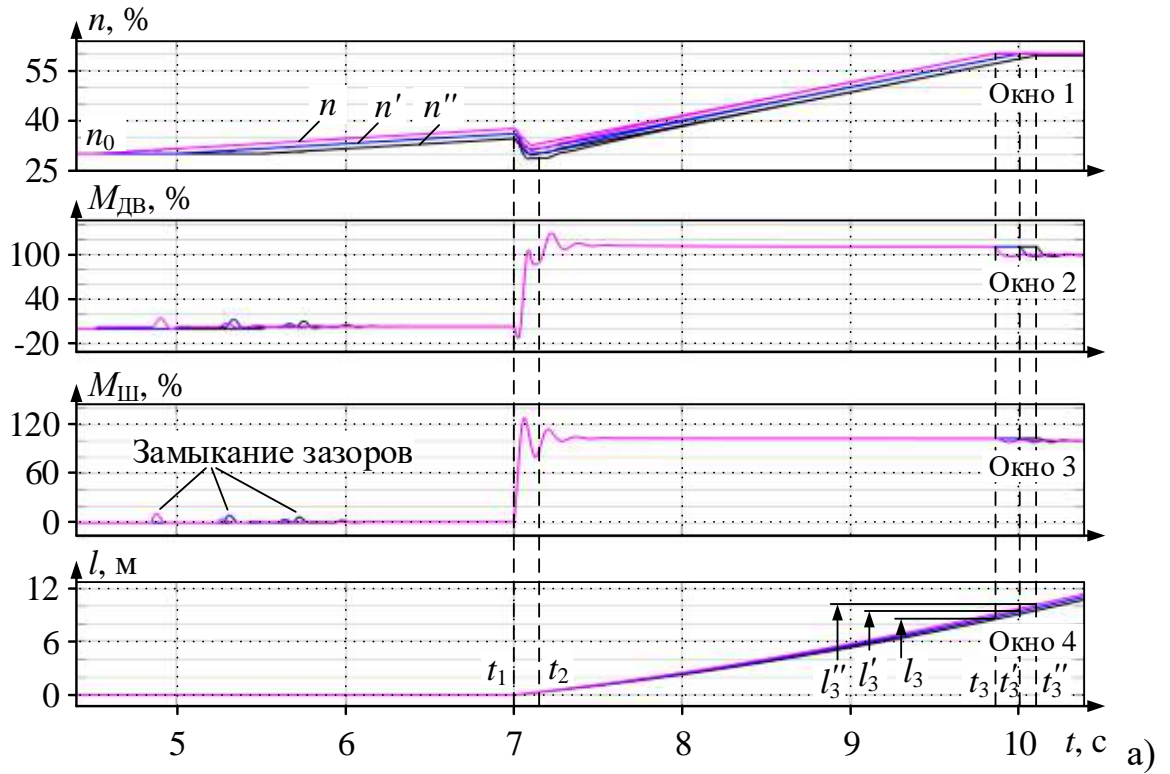


Рисунок 3.14 – Переходные процессы при реализации способа [7] (а) и разработанного способа (б); окна 1 – скорости двигателя, %; окна 2 – моменты двигателя, %; окна 3 – моменты на шпинделе, %; окна 4 – прокатанная длина, м

от момента захвата. Как отмечалось выше, такая разница длин прокатанных участков недопустима, т.к. может привести к возникновению подпора между вертикальной и горизонтальной клетями и нарушению устойчивости процесса прокатки. Кроме того, нарушается программа прокатки, что влияет на ритмичность технологического процесса и производительность стана.

Те же процессы при моделировании разработанного способа с переменным темпом замедления после захвата представлены на рисунке 3.14, б. В нем дополнительно реализован алгоритм, когда независимо от того, какая скорость была достигнута при предразгоне (в момент t_1), к моменту t_2 она снижается до исходного значения n_0 . Иными словами, приращение скорости, полученное во время предразгона, сбрасывается до нуля. Технологическое ускорение начинается в момент времени t_2 при одинаковых скоростях, равных заданной скорости n_0 . Окончание процесса происходит в момент t_3 , что обеспечивает одинаковую длину l_3 прокатанных участков.

В отличие от кривых, показанных на рисунке 2.13, б, указанное преимущество обеспечено не за счет коррекции технологического ускорения, задаваемого программой прокатки (вмешательство в которую нежелательно), а за счет коррекции темпа замедления электропривода после захвата. Данный темп рассчитывается и задается при настройке электроприводов и доступен для регулирования в автоматическом режиме.

Таким образом, результаты моделирования позволяют сделать вывод, что разработанный способ обеспечивает устранение недостатков, присущих известным способам ограничения динамических нагрузок, схемы которых приведены на рисунках 1.10 и 1.13. Для подтверждения преимуществ в разделе 5 приводятся результаты экспериментальных исследований.

ВЫВОДЫ

1. Путем анализа результатов моделирования показано, что величины зазора и жесткости вала по отдельности не вызывают экстремального увеличения амплитуд упругого момента (коэффициент кратности не превышает 2). Однако при одновременном влиянии этих факторов возникает синергетический эффект, при котором возникает рост коэффициента динамичности до 5,6, что недопустимо.

2. Установлено, что темп замедления после захвата должен выбираться пропорциональным скорости в момент захвата, зависящей от величины зазора. Это свойство положено в основу разрабатываемого способа управления электроприводами.

3. Разработан усовершенствованный способ управления электроприводами с предразгоном и торможением двигателя после захвата, включающий следующую последовательность действий:

– предразгон электропривода перед входом раската в клеть, продолжительность и темп которого рассчитываются исходя из условия полного замыкания разомкнутого углового зазора до начала захвата;

– торможение электропривода после захвата до скорости, предшествующей предразгону;

– автоматическое задание темпа замедления пропорциональным скорости двигателя в момент захвата.

4. Представлена модель Matlab Simulink для вычисления упругого момента и скрипт на языке Matlab, позволяющие выполнить расчет коэффициента динамичности в зависимости от величины углового зазора. Обоснованы аналитическая зависимость (полином) и алгоритм вычисления оптимального темпа замедления в функции углового зазора.

5. Выполнен анализ переходных процессов методом математического моделирования. Показано, что дополнительное торможение двигателя после захвата обеспечивает уменьшение кратности динамического момента в 1,6 раза при угловом зазоре 1° и в 1,46 раза при угловом зазоре 5° . Таким образом, при внедрении алгоритма, реализующего разработанный способ, обеспечивается практически одинаковое снижение динамических нагрузок независимо от величины углового зазора в шпиндельных соединениях.

6. Выполнено моделирование режима технологического ускорения после захвата раската валками. Доказано, что задание темпов замедления как функции скорости двигателей в момент захвата обеспечивает равенство длин участков раската, прокатанных за время технологического ускорения. В результате устраняется опасность нарушения силовой взаимосвязи между последовательно расположенными горизонтальной и вертикальной клетями стана.

В целом, по результатам исследований дана рекомендация о промышленной апробации разработанного способа на стане 5000.

ГЛАВА 4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА РЕСУРСА ШПИНДЕЛЕЙ КЛЕТИ ПРОКАТНОГО СТАНА НА ОСНОВЕ ON-LINE ИЗМЕРЕНИЙ УПРУГОГО МОМЕНТА

Целью, поставленной в настоящем разделе, является разработка методики расчета усталостного износа и ресурса шпинделей, подвергающихся в процессе прокатки динамическим нагрузкам. Для ее достижения ставятся следующие задачи:

- разработка системы on-line мониторинга упругого момента на шпинделях ВГП и НГП на основе наблюдателя упругого момента;
- анализ амплитуд упругих моментов в динамических режимах при входе раскатов в клеть;
- разработка методики расчета усталостных нагружений, обусловленных ударными нагрузками;
- расчет и оценка ресурса шпинделей на основе подсчета количества перегрузок шпинделей и оценки их амплитуд;
- анализ зависимости выработки ресурса от кратности момента при однократном и многократном нагружениях.

Предварительно рассматриваются метод исследований, основанный на обработке данных, полученных в ходе экспериментов, и правило Майнера, упомянутое в п. 1.7.2, положенное в основу методики расчета ресурса оборудования при многократных нагружениях. Разработка системы мониторинга упругого момента выполняется на базе усовершенствованного наблюдателя упругого момента, принцип которого рассмотрен в [7] и получил развитие в авторских публикациях [44, 45].

Очевидно, что показать в тексте диссертации результаты измерений в on-line режиме невозможно. Поэтому все рассуждения и пояснения выполняются на примере осциллограмм, предварительно записанных на стане. Это позволяет продемонстрировать подход, который может быть применен в on-line режиме. В последнем случае система мониторинга будет выполнять функции наблюдателя упругого момента и вычисления его амплитуд непосредственно в процессе прокатки. В текущем случае система выполняет функции записи и хранения данных, которые подлежат дальнейшей информационной обработке.

4.1. Метод исследований

Решение поставленной задачи основано на анализе осциллограмм упругих моментов. Расчеты выполняются с использованием массивов данных, записанных в on-line режиме. Осциллограммы, записанные при восстановлении упругого момента для отдельных проходов, представлены в [119]. Они подтверждают вывод о высоких динамических нагрузках на шпинделях при входе раскатов в клеть. Однако оценки их влияния на техническое состояние и ресурс шпинделя не выполнялось.

Пример таких осциллограмм представлен на рисунке 4.1. Они зафиксированы системой сбора данных IBA PDA [120], установленной на стане (далее – система PDA), при реверсивной прокатке заготовки за 19 проходов (5 проходов черновой прокатки и 14 проходов чистовой прокатки). В окнах 1 и 2 приведены осциллограммы скоростей ($n_{ВГП}$ и $n_{НГП}$) двигателей верхнего и нижнего валков, в окнах 3 и 4 – осциллограммы моментов ($M_{ВГП}$ и $M_{НГП}$). Эти зависимости получены при прокатке «тяжелого» сортамента при начальном рассогласовании скоростей двигателей (лыже) около 15% [121].

Из этих осциллограмм следует, что в проходах №№5-15 моменты двигателей выходят на ограничение $M_{ОГР}$, установленное на уровне 4200 кН·м. В разделе 1 показано, что это приводит к потере управляемости двигателей (размыканию контура регулирования скорости), усилению колебательных свойств электропривода и увеличению амплитуд упругого момента на шпинделе при захвате раскатов валками. В частности, это подтверждают осциллограммы, представленные на рисунке 1.4. Однако зависимости упругих моментов на рисунке 4.1 не показаны. Кроме того, из осциллограмм в окнах 3 и 4 следует, что $M_{ВГП}$ и $M_{НГП}$ в любой точке отличаются в несколько раз, соответственно, в несколько раз отличаются амплитуды упругих моментов. Объяснение этому приведено в [18, 122], вместе с тем, амплитуды упругого момента по проходам до настоящего времени не анализировались. Проведение такого анализа является первой задачей, решаемой в настоящем разделе. Предварительно рассматривается разработанная информационная система on-line измерений момента на шпинделях.

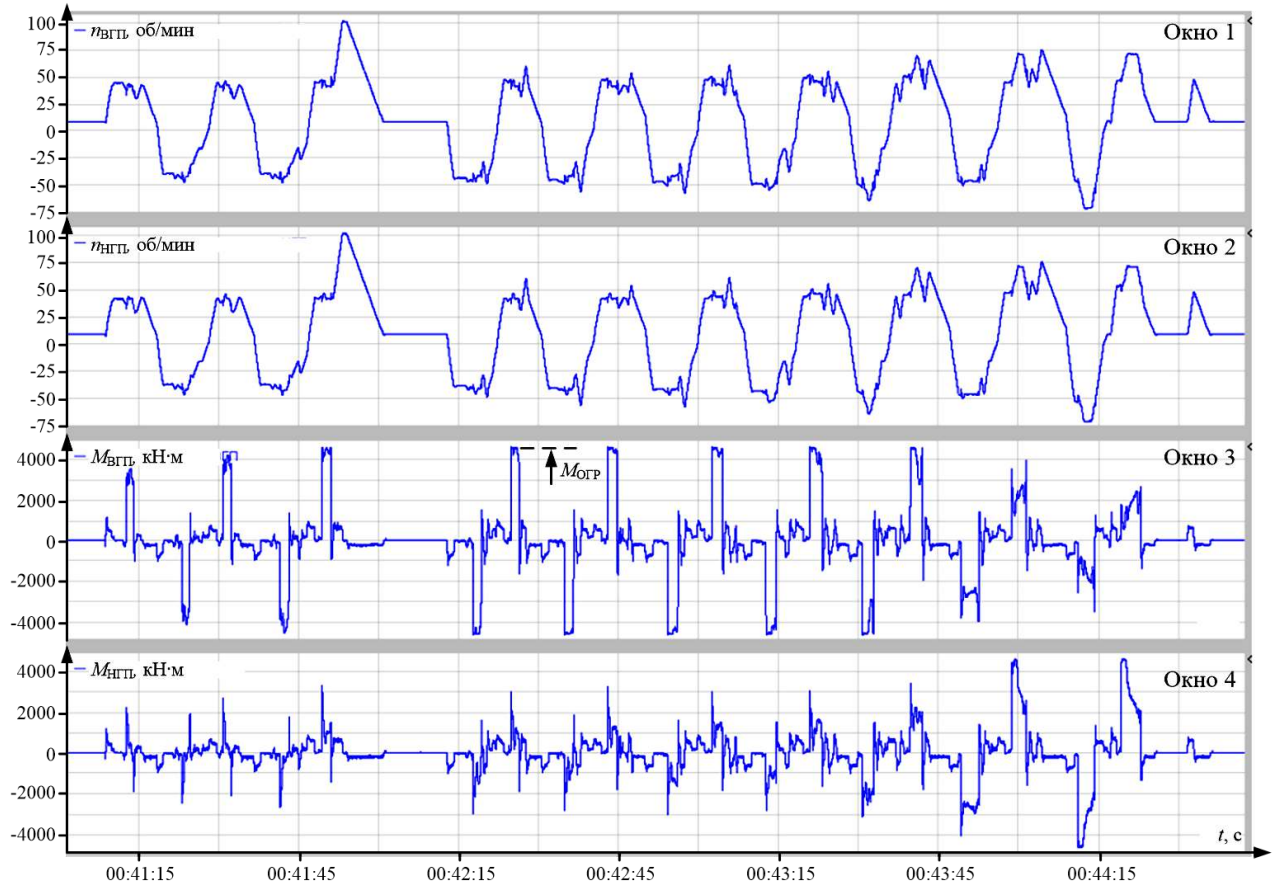


Рисунок 4.1 – Осциллограммы скоростей и моментов двигателей ВГП и НГП стана 5000 при прокатке листов «тяжелого» сортамента

В качестве второй задачи обоснована разработка методики расчета ресурса механического оборудования при периодических динамических нагрузениях. Поставлена задача сравнительного анализа ресурса шпинделей ВГП и НГП при неодинаковых нагрузках по проходам согласно осциллограммам, представленным на рисунке 4.1.

4.2. Структура информационной системы on-line мониторинга упругого момента

Для автоматизированного сбора, хранения и анализа результатов периодических измерений предлагается информационная система, структура которой представлена на рисунке 4.2 [123]. В ней может быть использован любой упомянутый в п. 1.8 наблюдатель упругого момента, также может вестись обработка сигналов, полученных от физической системы on-line мониторинга [37, 107]. В исследуемом варианте восстановление упругого момента обеспечивается с помощью наблюдателя, рассматриваемого в п. 4.3.

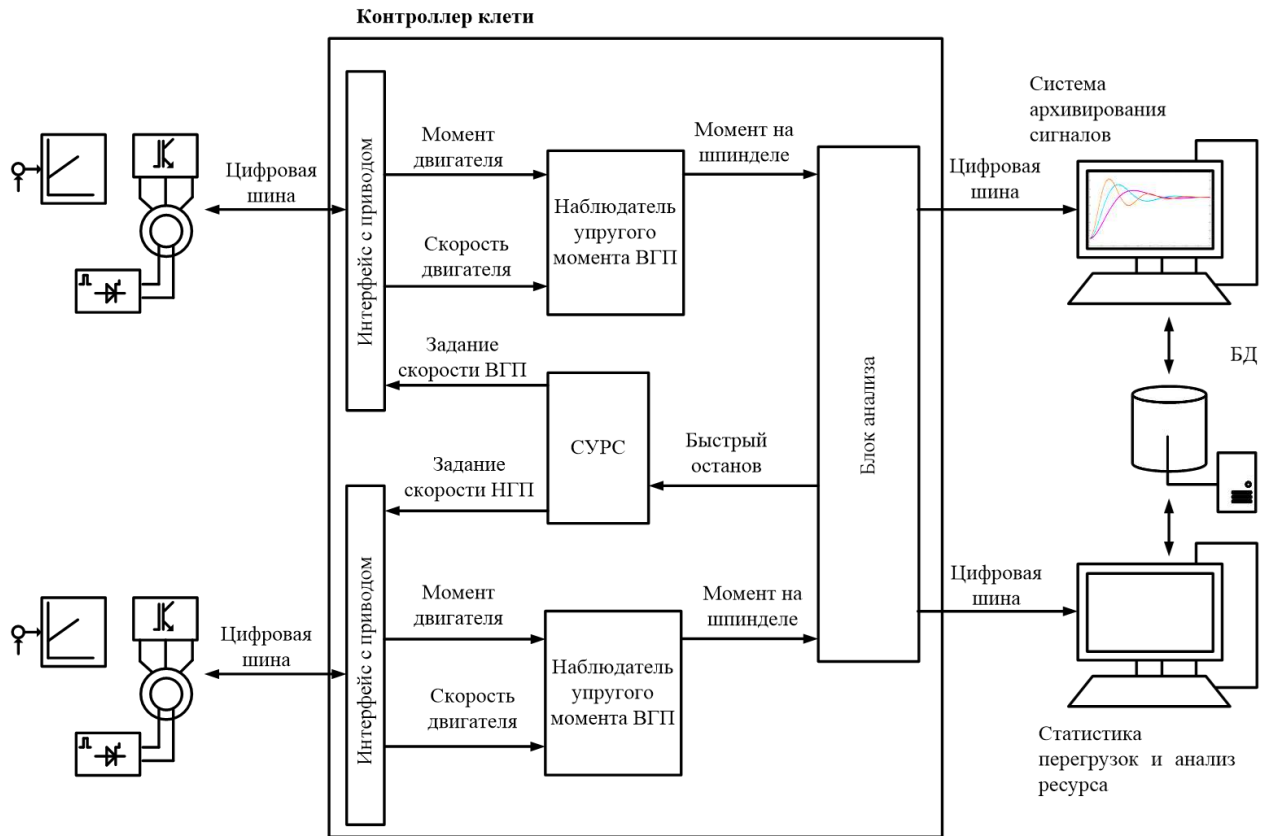


Рисунок 4.2 – Структуры информационной системы on-line мониторинга упругого момента

Для выполнения вычислительных процедур массивы данных о скоростях и моментах двигателей, сохраненные системой PDA, экспортируются в программное обеспечение Matlab Simulink, где сформирован контроллер расчета ресурса шпинделей (рисунок 4.3). Он выполняет следующие функции:

- подсчет случаев перегруза шпинделя;
- отключение при моменте на шпинделе, превышающем 400% номинального, т.к. вероятна поломка;
- подсчет количества превышений уровня 330% для статистического анализа.

Поскольку эти значения значительно превышают параметры, указанные в таблице 1.1, дублирования функций, выполняемых системой защиты, нет. Для системы защиты заданы: номинальный момент двигателя $M_H=1,91$ МН·м, это значение принято за 100%; при прокатке допускается рабочая перегрузка до 200%, ограничение установлено на уровне 225%.

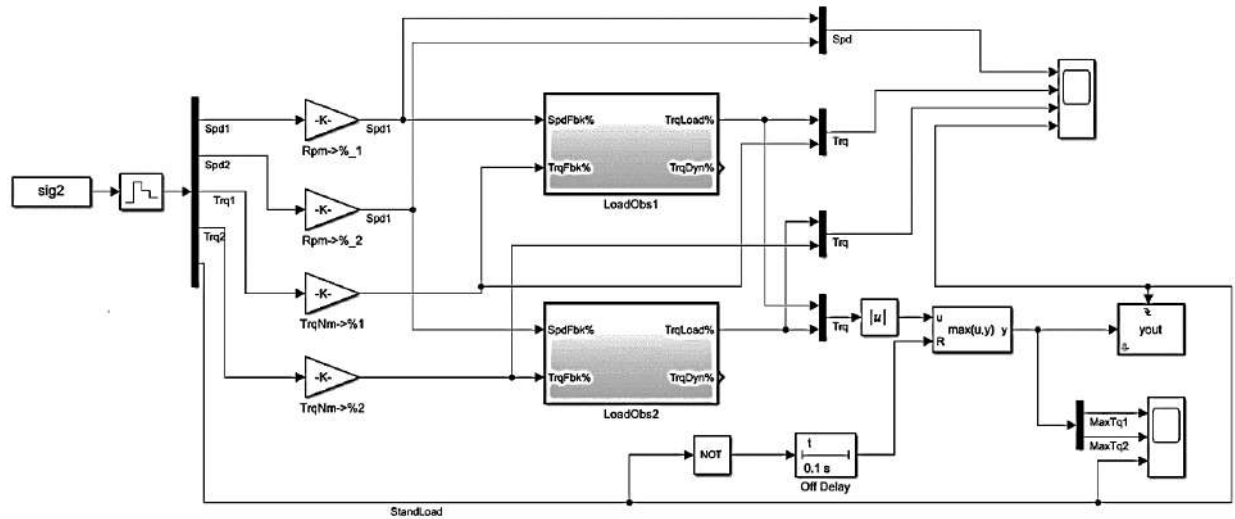


Рисунок 4.3 – Схема контроллера для мониторинга перегрузок и расчета ресурса шпинделей в Matlab Simulink

С помощью алгоритма данного контроллера на основе массивов, сформированных наблюдателем по осциллограммам, приведенным на рисунке 4.1, выполнен расчет амплитуд упругих моментов на шпинделях ВГП и НГП. Результаты представлены на рисунке 4.4. Эти данные предназначены для расчета усталостных нагрузений и ресурса механического оборудования. Для этого разработана методика, основанная на линейной гипотезе Пальмгрена-Майнера, рассматриваемая ниже в п. 4.5 [124, 125].

4.3. Разработка наблюдателя упругого момента на шпинделе

4.3.1. Принцип восстановления момента

При экспериментальных исследованиях и внедрении алгоритмов управления электроприводом, призванных обеспечить снижение динамических нагрузок на шпинделе, прежде всего, необходимо «увидеть» упругий момент, т.е. получить его осциллограммы. Этому вопросу в литературе уделено значительное внимание. Как отмечалось в п. 1.8, разрабатываются и внедряются системы прямого измерения упругого момента, значительная часть которых выполнена на основе тензометрических датчиков, наклеиваемых на валы. К ним относятся системы [126–129], их более подробный обзор представлен в [36]. В этой же публикации рассмотрена телеметрическая система мониторинга упругого момента на шпинделях клетки стана 5000, разработанная при участии автора. Обоснование ее разработки приведено в [45].



Рисунок 4.4 – Амплитуды упругих моментов шпинделей ВГП и НГП за 19 проходов, показанных на рисунке 4.1

Альтернативой прямому измерению является косвенное определение (восстановление) упругого момента по измеряемым параметрам электропривода. Авторы [130] обоснованно утверждают, что: «Многим исследователям пришла в голову идея использования наблюдателей, основанных на динамике, вместо датчиков». Примеры таких наблюдателей рассмотрены в авторских публикациях [12, 90].

Разрабатываемый наблюдатель целесообразно построить по принципу вычисления производной скорости вращения двигателя (рисунок 4.5) по основному уравнению движения электропривода, записанному для одномассовой системы [15]:

$$M_{\text{дин}} = M_{\text{дв}} - M_{\text{ст}} = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (4.1)$$

где $M_{\text{дин}}$ – динамический момент, который подлежит восстановлению;

J – момент инерции, приведенный к валу двигателя;

ω – угловая скорость.

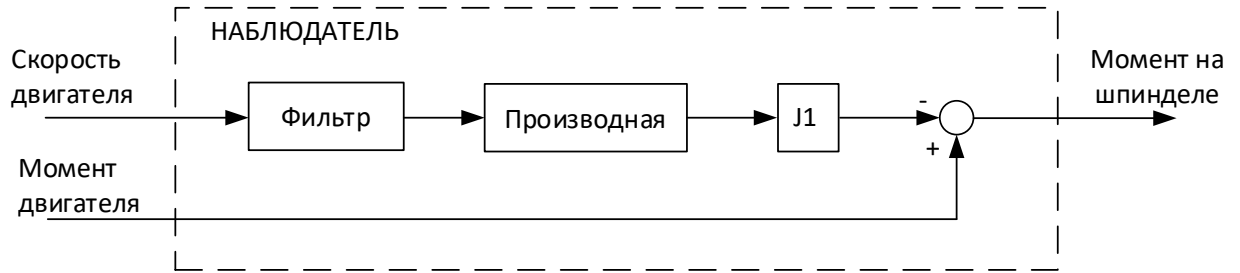


Рисунок 4.5 – Схема, поясняющая принцип восстановления упругого момента в известном наблюдателе

Данный подход применен при разработке наблюдателя. Его создание основано на математической модели электромеханической системы, рассмотренной в разделе 2.

4.3.2. Наблюдатель координат неуправляемой массы

При разработке наблюдателя из структуры, представленной на рисунке 2.1, б, исключены нелинейный блок 5, моделирующий зазоры, и блоки 1, 8, реализующие контур регулирования скорости [45]. Полученная схема представлена на рисунке 4.6, а. Матричной структуре (рисунок 4.6, б) соответствует уравнение в пространстве состояний:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} M_1 \\ \omega_1 \\ M_{12} \\ \omega_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_m} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_1} & 0 & -\frac{1}{J_1} & 0 \\ \frac{\beta}{J_1} & C_{12} & -\beta \frac{J_1+J_2}{J_1*J_2} & -C_{12} \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_2} & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} M_1 \\ \omega_1 \\ M_{12} \\ \omega_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_m K_{OM}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{\beta}{J_2} \\ 0 & -\frac{1}{J_2} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} M_{1ref} \\ M_c \end{bmatrix}, \quad (4.2)$$

где M_{1ref} – заданный момент двигателя;

T_m – электромеханическая постоянная времени.

Для нее записаны вектор состояния $X=[M_1, \omega_1, M_{12}, \omega_2]$ и матрицы:

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_m} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_1} & 0 & -\frac{1}{J_1} & 0 \\ \frac{\beta}{J_1} & C_{12} & -\beta \frac{J_1+J_2}{J_1*J_2} & -C_{12} \\ 0 & 0 & \frac{1}{J_2} & 0 \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_m K_{oM}} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{\beta}{J_2} \\ 0 & -\frac{1}{J_2} \end{bmatrix}; \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.3)$$

Соответственно справедлива система дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{dM_1}{dt} &= -\frac{1}{T_m} M_1 + \frac{1}{T_m K_{oM}} M_{1ref} \\ \frac{d\omega_1}{dt} &= \frac{1}{J_1} M_1 - \frac{1}{J_1} M_{12} \\ \frac{dM_{12}}{dt} &= C_{12} \omega_1 - C_{12} \omega_2 + \frac{\beta}{J_1} M_1 - \beta \frac{J_1 + J_2}{J_1 * J_2} M_{12} + \frac{\beta}{J_2} M_{CT} \\ \frac{d\omega_2}{dt} &= \frac{1}{J_2} M_{12} - \frac{1}{J_2} M_{CT} \end{aligned} \quad (4.4)$$

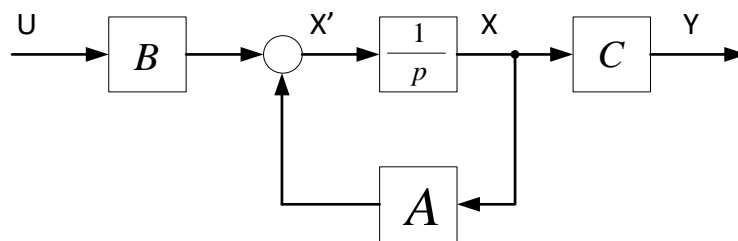
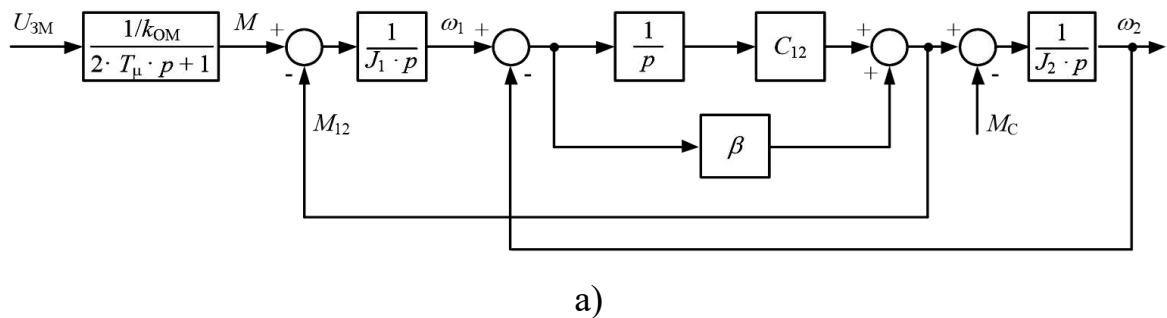


Рисунок 4.6 – Представление модели двухмассовой системы для разработки наблюдателя (а) и в матричном виде (б)

На основе этих уравнений разработан наблюдатель упругого момента, скорости 2-й массы и момента нагрузки, структура которого представлена на

рисунке 4.7, а. Схема наблюдателя в пакете Matlab Simulink с указанием параметров модели приведена на рисунке 4.7, б (в этой программе для обозначения оператора Лапласа используется символ s).

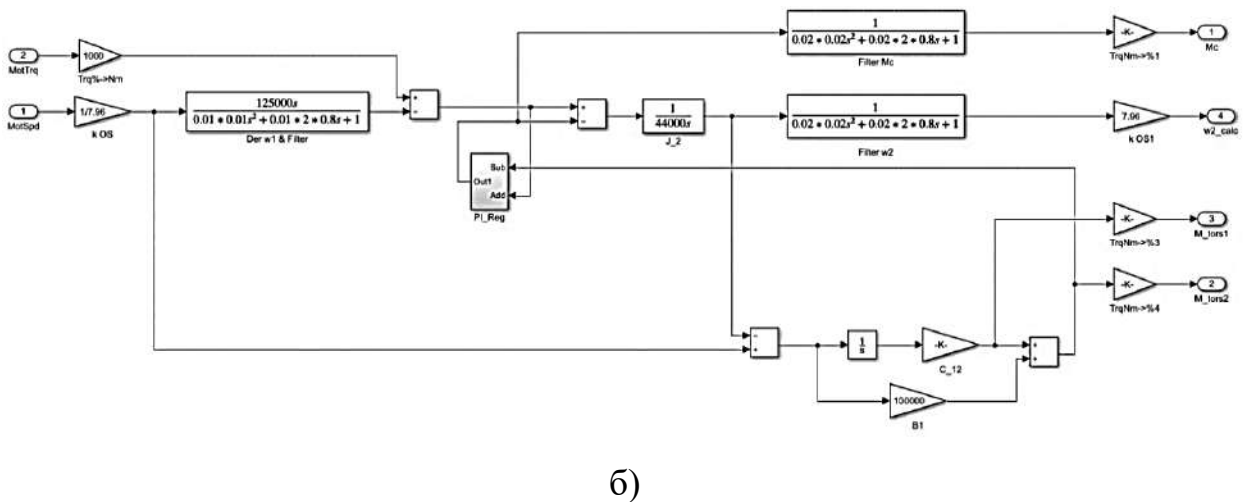
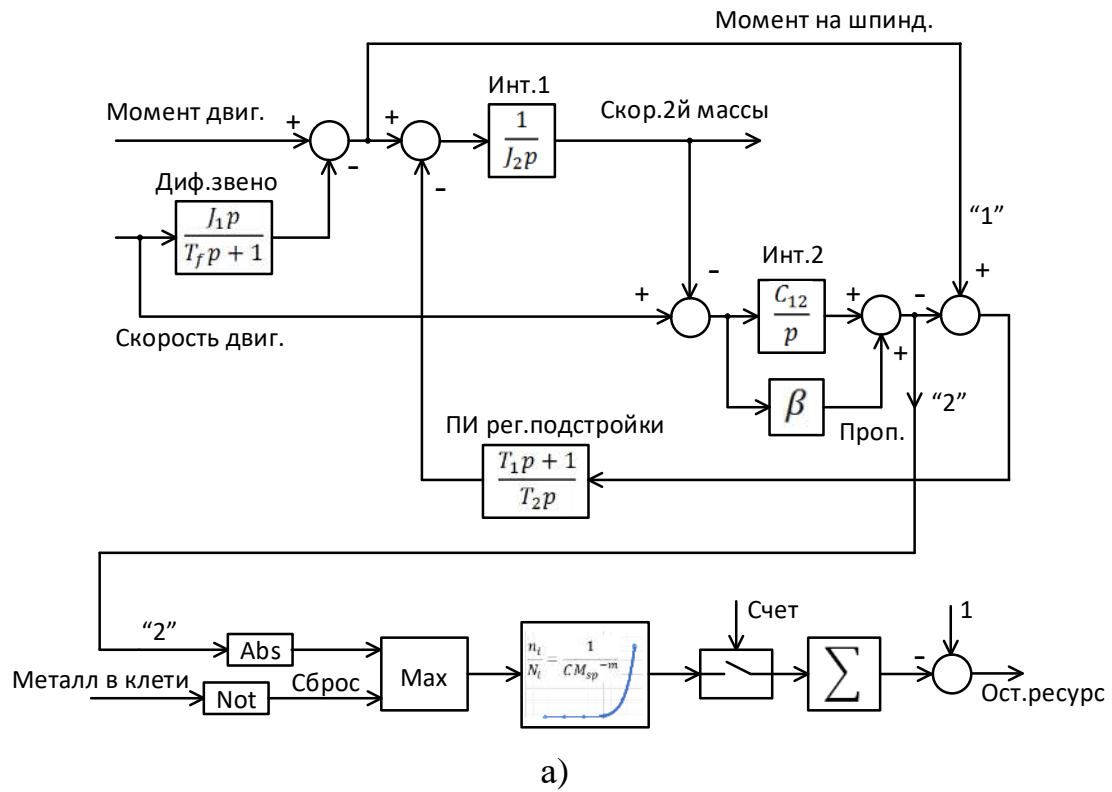


Рисунок 4.7 – Структурная схема разработанного наблюдателя (а) и ее реализация в Matlab Simulink (б)

В соответствии со схемой на рисунке 4.6, а необходимо обеспечить восстановление скорости ω_2 , при задании момента U_{3M} . Для непосредственного

измерения доступны момент двигателя M и скорость ω_1 первой массы, возмущающим воздействием является момент нагрузки $M_{СТ}$. Сложность настройки заключается в том, что наблюдатель должен обеспечивать восстановление переходных процессов при изменении статического момента $M_{СТ}$ практически скачком. В замкнутой системе регулирования координат неуправляемой массы отработка этого режима без перерегулирования и колебаний требует больших коэффициентов усиления регуляторов (в пределах тысяч – десятков тысяч единиц), что в реальных условиях невозможно. К тому же такая настройка неизбежно приводит к потере устойчивости системы.

Поэтому при разработке наблюдателя предложен подход, суть которого заключается в подключении в модель, построенную на основе представленных выше уравнений, реальных сигналов скорости и момента двигателя в on-line режиме. По сути, это соответствует методике виртуальной настройки системы управления на основе цифрового двойника. Такая методика обоснована в авторской публикации [115] и использована при вводе в эксплуатацию нескольких электромеханических систем ПАО «ММК» [131–134]. Данный подход позволяет выполнить расчет параметров двойника с учетом фактического темпа нарастания момента, который существенно ниже, чем при идеализированном его изменении скачком.

Кроме восстановления упругого момента представленный наблюдатель обеспечивает расчет выработанного либо остаточного ресурса шпинделя. Методика основана на подсчете количества превышений упругим моментом предела, установленного равным 1,2 номинального момента двигателя ($1,2M_H$). Данная процедура осуществляется с помощью нелинейного блока, реализующего зависимость снижения ресурса от амплитуды момента, и дополнительных вычислительных блоков, обеспечивающих его работу. Это является усовершенствованием – отличительным признаком от наблюдателя, рассмотренного в [7]. Приведенная структура реализована в виде алгоритма в информационной системе (рисунок 4.2), но может работать и самостоятельно.

4.4. Проверка адекватности восстановления упругого момента

На рисунке 4.8 показаны реальные сигналы момента нагрузки $M_{ДВ(измер)}$ и скорости $n_{ДВ}$ двигателя, записанные системой IBA PDA. По ним с использованием наблюдателя восстановлены переходные процессы упругого момента $M_{Ш(восст)}$ и скорости валка $n_{В}$. Также приведены реальные кривые $M_{Ш(измер)}$ и скорости валка $n_{В}$. Из них следует, что сигнал статического момента нарастает не мгновенно, а за время $\Delta t \approx 0,07$ с.

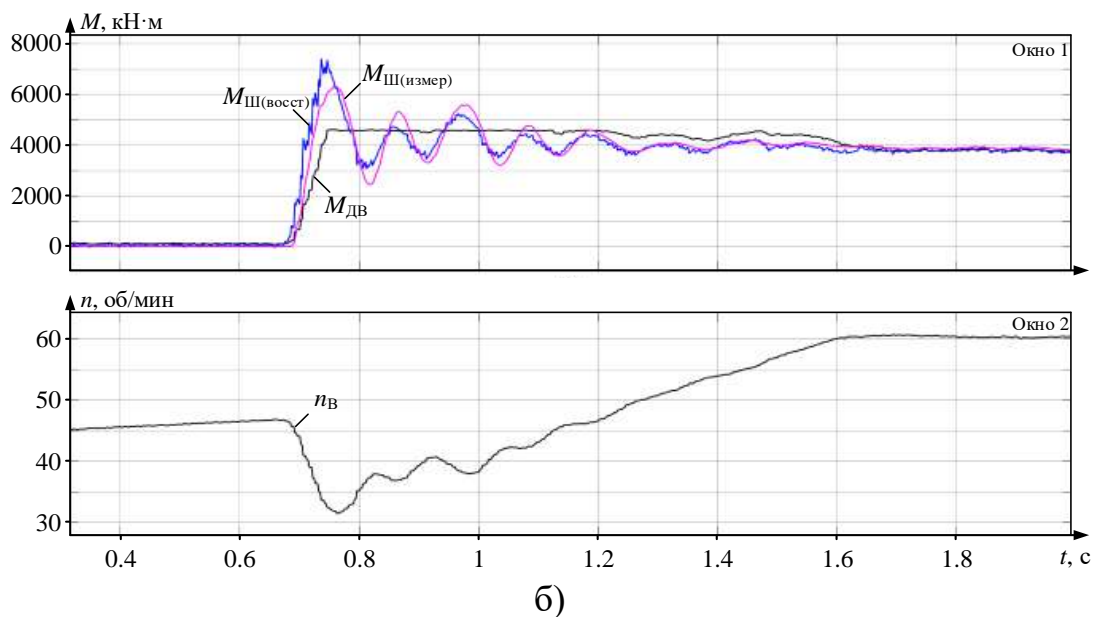
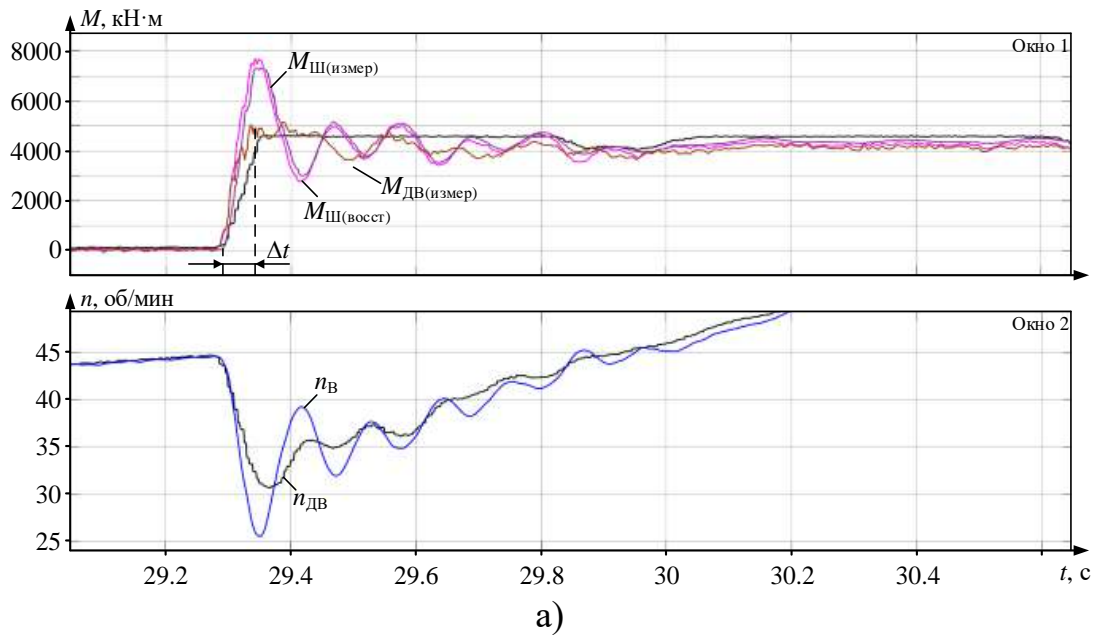


Рисунок 4.8 – Переходные процессы измеренных и восстановленных координат при отработке захвата в виртуальной системе (а) и непосредственно на стане (б)

На рисунке 4.8, а переходные процессы упругих моментов, восстановленного $M_{\text{Ш(восст)}}$ и полученного экспериментально $M_{\text{Ш(измер)}}$, совпадают как по характеру, так и по амплитудам. Погрешность не превышает 5%. Кривые скорости проверяются только на модели, т.к. на стане скорость вала не измеряется. Эти зависимости получены для случая, когда угловые зазоры в шпиндельных соединениях предварительно замкнуты. Поэтому динамический удар, вызванный их замыканием в момент захвата, отсутствует, а потому не вносит погрешности в восстановление момента. Как было неоднократно отмечено выше, на стане внедрена система управления электроприводами, обеспечивающая предварительное замыкание углового зазора. Поэтому модель и объект являются адекватными, и рассматриваемые переходные процессы совпадают.

Результаты проверки работы наблюдателя при подключении реальных сигналов приведены на рисунке 4.8, б. Сопоставление зависимостей на рисунках (а) и (б) позволяет сделать вывод об их идентичности.

В ходе проведенных экспериментов было получено большое количество осциллограмм захвата металла при полностью открытых угловых зазорах в шпиндельных соединениях. Они аналогичны представленным на рисунке 4.8 и здесь не приводятся. В этом случае возникает дополнительная составляющая динамического момента, вызванная непосредственно ударом при замыкании зазора. За счет этого сигнал упругого момента $M_{\text{Ш(измер)}}$, поступающий от датчика, увеличивается, в то время как характер восстановленного момента $M_{\text{Ш(восст)}}$ остается прежним. В результате погрешность восстановления возрастает и составляет 8-10%, при этом амплитуда восстановленного момента превышает амплитуду момента на реальной осциллограмме.

Эксперименты, проведенные при прокатке заготовок одного сортамента в одинаковых проходах, позволили сделать вывод, что замыкание зазоров оказывает существенное влияние на динамический момент на шпинделе. Поэтому необходимым условием успешного применения систем регулирования координат на основе разработанного наблюдателя является обеспечение замыкания угловых зазоров в шпинделе перед входом металла в клеть.

Обобщенные результаты, полученные при анализе восстановленных зависимостей и экспериментально снятых осциллограмм упругого момента для

раскатов различной толщины, представлены на рисунке 4.9 [45]. Показаны диаграммы амплитудных значений момента на шпинделе при замкнутых и разомкнутых зазорах в соединениях (диаграммы «с зазором» и «без зазора», соответственно). Предварительное замыкание зазора обеспечивалось за счет захвата в режиме ускорения электропривода, подробно рассмотренного выше. Захват при разомкнутых зазорах обеспечивался путем торможения электропривода, рассмотренного в разделе 3. Также на рисунке 4.9 приведены диаграммы, построенные по осциллограммам, восстановленным с помощью наблюдателя. Результаты обобщения приведены в таблице 4.1.

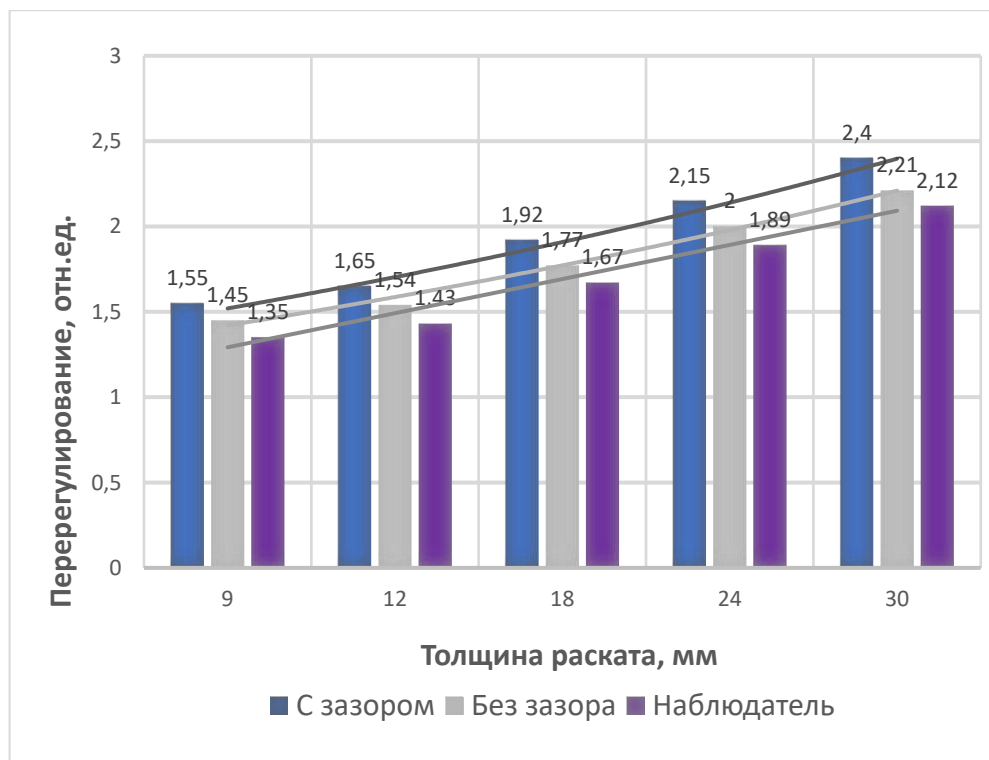


Рисунок 4.9 – Диаграммы максимальных значений моментов в режиме захвата, полученные экспериментально и при восстановлении наблюдателем

Анализ представленных результатов позволил сделать следующие выводы:

1. С увеличением толщины раската перерегулирование момента увеличивается. Так, при толщине 9 мм, т.е. в последних проходах, амплитуда при захвате «без зазора» составляет 35%, а «с зазором» – 45%. При толщине 30 мм (в первых проходах) – 212% и 240%, соответственно.

Таблица 4.1 – Максимальные отклонения моментов в режиме захвата

Толщина	Измеренные				Восстановленные				
	M_{\max} (зазор)	M_{\max} (без)	ΔM_{\max} (заз./без)		M_{\max} (восст)	$ \Delta M_{\max} $ (вос./зазор)		$ \Delta M_{\max} $ (вос./без)	
мм	о.е.	о.е.	о.е.	%	о.е.	о.е.	%	о.е.	%
9	1,55	1,45	0,1	6,9	1,35	0,2	13,8	0,1	6,9
12	1,65	1,54	0,11	7,1	1,43	0,22	14,3	0,11	7,1
18	1,92	1,77	0,15	8,5	1,67	0,25	14,1	0,1	5,6
24	2,15	2	0,15	7,5	1,89	0,26	12,1	0,11	5,5
30	2,4	2,21	0,19	8,6	2,12	0,28	11,7	0,09	4,1

2. Влияние составляющей момента, обусловленной непосредственно ударом при замыкании зазора, относительно невелико – 6,9% при толщине 9 мм (разница амплитуд 1,55 и 1,45 о.е.) и 8,6% при толщине раската 30 мм (соответственно 2,4 и 2,21 о.е.). Это косвенно подтверждает, что максимальное влияние на перерегулирование момента оказывает «упругая» составляющая момента [30].

3. Относительная разница измеренных и восстановленных значений с увеличением толщины уменьшается. Так, при толщине 9 мм она составляет 6,9%, при толщине 18 мм – 5,6%, а при 30 мм – 4,1% (дать однозначное объяснение этому выводу сложно).

4.5. Методика расчета усталостных нагружений на основе гипотезы Пальмгрена-Майнера [123]

Согласно гипотезе, упомянутой в п. 1.7.2, справедливо соотношение:

$$\sum_{i=1}^K \frac{n_i}{N_i} = 1, \quad (4.5)$$

расшифровка обозначений приведена в п. 1.7.2.

Принимается, что каждое нагружение, превышающее заданный порог, снижает ресурс на величину Δn_i . Кривая усталости представляется уравнением

$$N = C \sigma_a^{-m}, \quad (4.6)$$

где C – коэффициент кривой усталости;

σ_a – амплитуда напряжений;

m – степенной параметр кривой усталости.

Вместо амплитуд напряжений предлагается использовать амплитуды моментов на шпинделе (с пересчетом коэффициентов C):

$$N = C M_{sp}^{-m}, \quad (4.7)$$

где M_{sp} – кратность перегрузки по моменту.

С учетом этого элементы суммы $\frac{n_i}{N_i}$ в выражении (4.5) для каждого нагружения рассчитываются по зависимости

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{1}{C M_{sp}^{-m}}. \quad (4.8)$$

Эта зависимость подтверждает ускоренный износ (выработку ресурса) одного из шпинделей при нагрузках, показанных на рисунке 4.1, т.к. кратности перегрузок ВГП и НГП различаются.

Для аппроксимации зависимости (4.7) предлагается степенной полином

$$N = 1 * 10^9 M_{sp}^{-12.01}, \quad (4.9)$$

после его подстановки в (4.8) получено выражение

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{1}{C M_{sp}^{-m}} = \frac{1}{1 * 10^9 M_{sp}^{-12.01}}. \quad (4.10)$$

Зависимость (4.9) $N=f(M_{sp})$ ниспадающая, т.к. имеет экспоненциальный характер с отрицательным показателем степени. Большие показатели степеней говорят о резком снижении допустимого числа циклов нагружения при увеличении кратности амплитуды момента на шпинделе.

При расчете принимались следующие исходные данные:

- нормативный срок эксплуатации шпинделя 8 лет, за это время пройдет примерно 11.000.000 циклов нагружения (проходов), что соответствует 1.400.000 циклов в год;

- шпиндель имеет 7 кратный запас прочности;

- 1,2 кратный (и ниже) динамический момент не будет разрушать шпиндель раньше выработки его ресурса.

Зависимость выработки ресурса от кратности момента за один проход, построенная по выражению (4.10) с учетом принятых условий, представлена

на рисунке 4.10. Она задается в виде таблицы в нелинейный блок наблюдателя на рисунке 4.7, а. Ее анализ позволяет сделать следующие выводы:

– при однократном нагружении моментом, кратность амплитуды которого не превышает 4-х значений M_H , влияние динамических нагрузок на ресурсе шпинделя не сказывается;

– при одноразовом нагружении моментом амплитудой $5,6M_H$ происходит поломка шпинделя, т.к. выработанный ресурс становится равным единице.

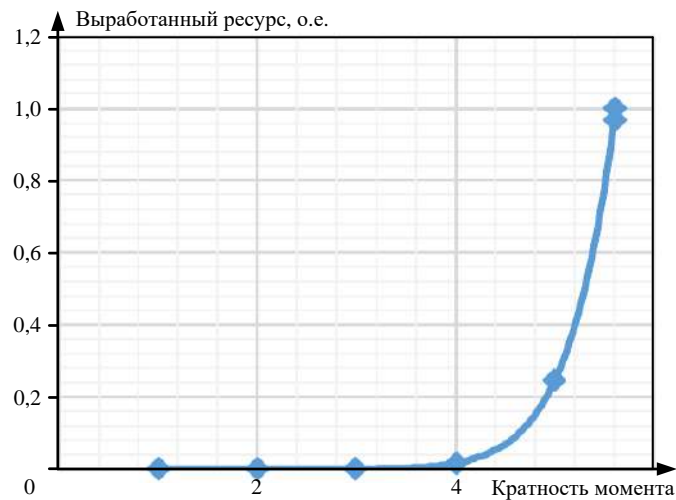


Рисунок 4.10 – График зависимости выработки ресурса от кратности момента при захвате

4.6. Расчет выработанного ресурса [123]

С использованием разработанной системы on-line мониторинга упругого момента (рисунок 4.2) и контроллера расчета перегрузки и ресурса шпинделей, реализованного в Matlab Simulink (рисунок 4.3), выполнен анализ амплитуд упругого момента при прокатке двух заготовок стали К-60. Осциллограммы моментов при прокатке в черновой и чистовой фазах представлены на рисунке 4.11.

На рисунке 4.12 (окно 1) представлены амплитудные значения моментов по проходам на шпинделе верхнего валка, выделенные с помощью контроллера перегрузки. В окне 2 представлены графики снижения ресурса за каждый проход, рассчитанные по разработанной методике расчета усталостных нагрузений. В окне 3 приведены графики суммарной выработки ресурса при прокатке двух заготовок.

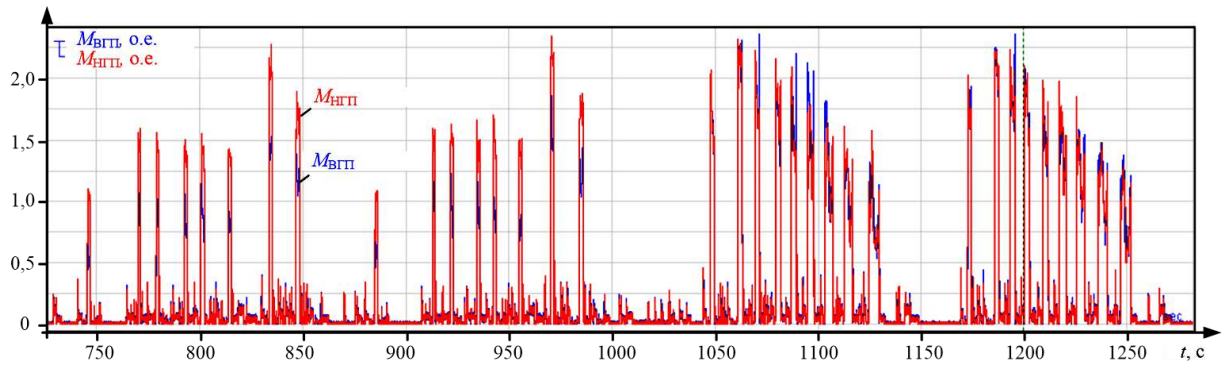


Рисунок 4.11 – Моменты на шпинделях при прокатке двух заготовок, о.е.

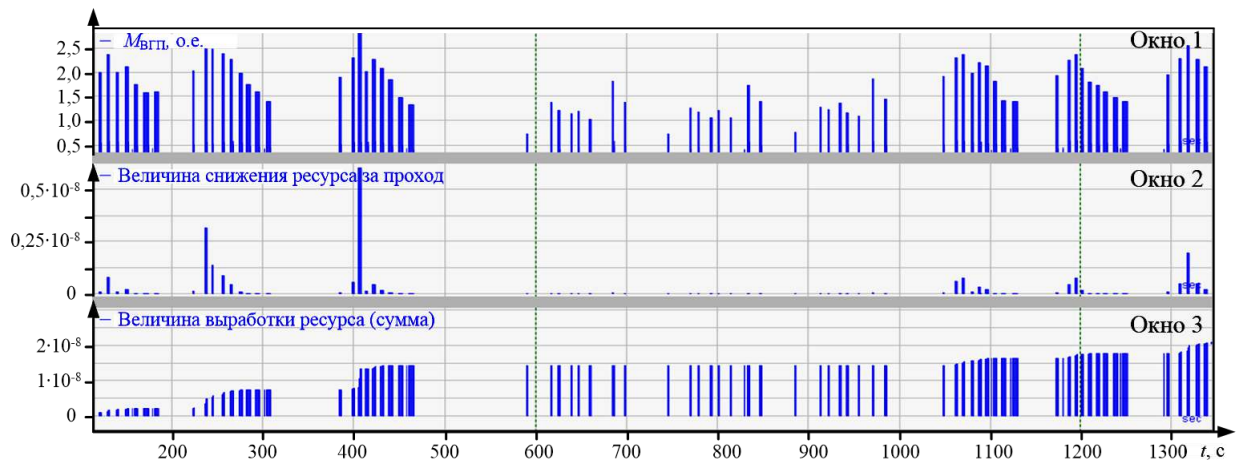


Рисунок 4.12 – Амплитуды моментов, выделенные разработанной системой, и результаты расчета ресурса при прокатке согласно рис. 4.11: окно 1 – амплитуда момента, о.е.; окно 2 – снижение ресурса за проход (в условных циклах); окно 3 – сумма при прокатке двух заготовок (выработка ресурса)

Анализ приведенных графиков позволяет сделать следующие выводы:

1. Амплитуды упругих моментов в черновой стадии прокатки превышают установившиеся значения в 1,5–3 раза. Это подтверждает достоверность ранее полученных результатов, упомянутых во введении.

2. Разработанная система и алгоритм позволяют эффективно и достоверно осуществлять мониторинг упругого момента как в on-line режиме, так и при обработке данных, экспортированных системой IBA PDA.

Далее был выполнен расчет выработки ресурса шпинделей за цикл прокатки при распределении упругих моментов, показанном на рисунке 4.4. Получены численные значения: 0,00162 для ВГП и 0,00015 для НГП. Таким образом, следствием неравномерного динамического нагружения является 10 кратная разница в выработке ресурсов шпинделей.

На рисунке 4.13 построены графики выработанного ресурса за 2.800.000 циклов нагружений, что соответствует примерно 2 годам эксплуатации при нормативном графике профилактических остановок. Они построены на базе массивов скоростей и моментов двигателей за 30 суток работы стана. При этом выполнен анализ исходных данных для более чем 116 тыс. заготовок. Ресурс по вертикальной оси отложен в относительных единицах (о.е.), за базовое значение принято предельное количество циклов нагружений за нормативный период эксплуатации, равное 11.000.000.

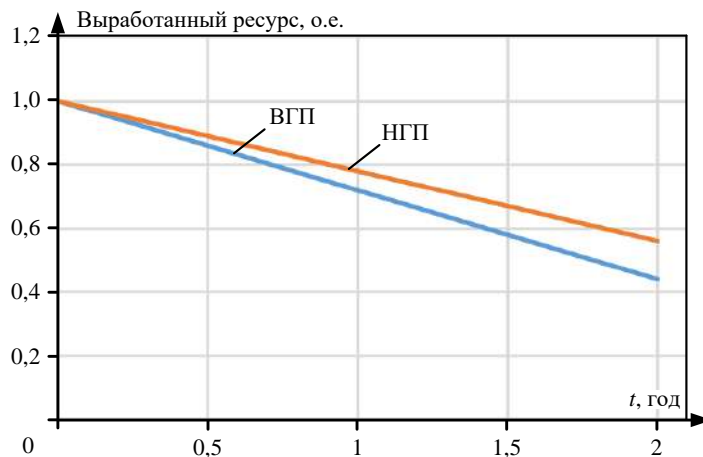


Рисунок 4.13 – Расчетная выработка ресурса за 2 года прокатки условного сортамента

Полученные данные обработаны в автоматизированном режиме по рассмотренной выше методике. При этом условно принимается, что сортамент, прокатываемый в течение двух лет непрерывной работы, будет сохраняться таким же, как и за исследованные 30 суток. Как следует из графиков, через 2 года эксплуатации ресурс шпинделя НГП составит 0,58 о.е., а ресурс шпинделя ВГП – 0,43 о.е., таким образом, кратность составляет 1,35 раза. Если экстраполировать эти зависимости до пересечения с горизонтальной осью, то полная выработка ресурса шпинделя ВГП произойдет примерно через 3,5 года, а шпинделя НГП – через 4,5 года.

Конечно, такие результаты не являются абсолютно корректными, поскольку получены при условии, что в течение 2-х лет будет выполняться прокатка одинакового сортамента по месяцам. Однако они подтверждают принцип и возможность расчета остаточного ресурса на основе гипотезы Паль-

мгрена-Майнера. Для достоверной оценки выработки ресурса необходимо организовать сбор и хранение информации об амплитудах упругого момента, количестве превышений над нормативным показателем (равным $1,2M_H$) и других значений, необходимых для расчета по изложенной методике. Это может быть осуществлено средствами системы, представленной на рисунке 4.2, и контроллера ресурса (рисунок 4.3).

Поскольку, в год прокатывается более 50 000 заготовок различного сортамента, каждая примерно за 27 проходов (итого 1 млн 400 тыс. захватов металла), для достоверного контроля состояния оборудования прокатного стана целесообразно внедрять облачные технологии. Также следует использовать возможности BigData, такие как статистика, пространственный анализ, семантика, интерактивное изучение, визуализация и др.

ВЫВОДЫ

1. Разработаны система измерения упругого момента и схема контроллера, предназначенного для подсчета количества случаев превышения упругим моментом заданного значения. Система может быть применена как для вычислений по сигналам, поступающим в on-line режиме, так путем обработки предварительно записанных массивов данных. Методика вычисления основана на подсчете количества превышений упругим моментом предела, установленного равным $1,2$ номинального момента двигателя.

2. Разработан наблюдатель упругого момента, обеспечивающий его восстановление по координатам электропривода, измеряемым в on-line режиме. Он может быть реализован как в структуре системы измерения момента, так и решать самостоятельные задачи. Дополнительной функцией (и отличительным признаком) алгоритма является расчет ресурса шпинделя.

3. Выполнена проверка адекватности упругих моментов, восстановленных наблюдателем. С этой целью проведено сравнение восстановленных моментов и осциллограмм, полученных на стане. Дано обобщение результатов, подтвердившее приемлемую точность определения упругого момента.

4. Рассмотрена методика вычисления ресурса, основанная на линейной гипотезе Пальмгрена-Майнера, приведены аналитические зависимости, поясняющие расчет. Проанализирована зависимость выработки ресурса от кратности момента при однократном нагружении. Сделан вывод, что следствием различия нагружений шпинделей ВГП и НГП за цикл прокатки (19 проходов) является кратное отличие показателей выработки их ресурсов.

5. Представлены результаты автоматизированного расчета ресурса за 1 месяц, полученные по результатам обработки массивов при прокатке реального сортамента. Построены зависимости, характеризующие различие ожидаемых сроков эксплуатации шпинделей ВГП и НГП за 2 года при условном предположении, что исследованный сортament будет прокатываться в течение каждого месяца. Путем экстраполяции показано, что полная выработка ресурса шпинделя ВГП произойдет примерно через 3,5 года, а шпинделя НГП – через 4,5 года.

ГЛАВА 5. ПРОМЫШЛЕННОЕ ВНЕДРЕНИЕ. ОБОБЩЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

Алгоритм, реализующий разработанный способ управления электроприводом с предразгоном и регулируемым темпом подтормаживания после захвата, внедрен в опытно-промышленную эксплуатацию на стане 5000 ПАО «ММК». Для подтверждения эффективности снижения динамических нагрузок следует провести экспериментальные исследования переходных процессов при прокатке листов различного сортамента. Необходим сравнительный анализ амплитуд упругого момента на шпинделях ВГП и НГП в режиме захвата при следующих алгоритмах управления:

- при разомкнутых угловых зазорах и работе проектной системы без предразгона;
- при известном алгоритме с предразгоном, ранее внедренном на стане;
- при апробации алгоритма, реализующего предложенный способ.

Ставится задача сравнительного анализа динамических процессов с целью определения актуальности внедрения нового решения. Целесообразно провести сравнение результатов при прокатке одинаковых заготовок при ранее внедренной и разработанной систем управления. Следует выполнить обобщенный анализ моментов двигателей и на шпинделях при известном способе управления электроприводами, а также дать сравнение с аналогичными результатами, полученными при новой системе. Предварительно целесообразно выполнить сравнение амплитуд моментов на шпинделях верхнего и нижнего валков, а также сравнить моменты на шпинделе в установившихся и динамических режимах. Подобный комплекс исследований динамики моментов на шпинделе ранее не проводился.

На завершающем этапе необходима оценка технико-экономической эффективности внедрения результатов диссертационной работы. Она должна проводиться по актам выполнения НИОКР, проведенной на стане в 2020–2022 годах.

Акты внедрения и опытно-промышленных испытаний находятся в Приложении 3. Результаты внедрения разработанной системы представлены в них

отдельным пунктом, этого достаточно для оценки полученных результатов. Расчет экономического эффекта следует выполнить по акту аварии, вызванной поломкой шпинделя, с учетом затрат на его замену.

Перечисленные вопросы рассматриваются в представленной главе.

5.1. Экспериментальные исследования алгоритма ограничения динамического момента при захвате

5.1.1. Анализ осциллограмм захвата

Экспериментальные исследования режима захвата металла, представленные в разделе 1, показали, что при существующих алгоритмах управления скоростными режимами амплитуда моментов двигателей превышает установившиеся значения в 1,5–2 раза. При этом максимальные значения упругих моментов превышают номинальный момент двигателей в 2,5–3,5 раза. Неблагоприятная ситуация возникает при выходе момента двигателей на ограничение. Это подтверждают осциллограммы, представленные на рис. 1.4. По результатам моделирования разработанного способа управления электроприводом, рассмотренного в разделе 3, сделан вывод, что он обеспечивает снижение динамического момента двигателя и упругого момента на шпинделе в 1,5 и более раза (см. п. 3.4.1).

Разработанный алгоритм внедрен в опытно-промышленную эксплуатацию на стане 5000. На рисунке 5.1 приведены осциллограммы моментов двигателя $M_{дв}$, упругих моментов на шпинделях $M_{ш}$, задания $v_{0дв}$ и фактической линейной скорости $v_{дв}$ двигателя при его внедрении. Они получены для режима захвата при замкнутых угловых зазорах (рис. 5.1, а) и при захвате на открытый зазор в шпиндельных соединениях (рис. 5.1, б).

Предварительное замыкание зазора обеспечивается за счет предразгона с небольшим ускорением. На рисунке 5.1, а он проходит в интервале t_1-t_3 , замыкание зазора происходит в момент t_2 , о чем свидетельствует кратковременный «всплеск» момента двигателя. В момент t_3 захвата в обоих случаях включается функция подтормаживания с темпом бо́льшим, чем ускорение до захвата. Задание на торможение $v_{0дв}$ действует в интервале t_3-t_4 . Благодаря этому моменты двигателя $M_{дв}$ в динамике не выходят на отсечку, контур скорости не

размыкается и нет колебаний момента шпинделя. Через некоторое время в момент t_5 двигатель выходит на ограничение по моменту, но это происходит плавно и не приводит к колебаниям и динамическим перегрузкам шпинделя. Работа в режиме ограничения продолжается практически до времени t_6 начала торможения по окончании прокатки.

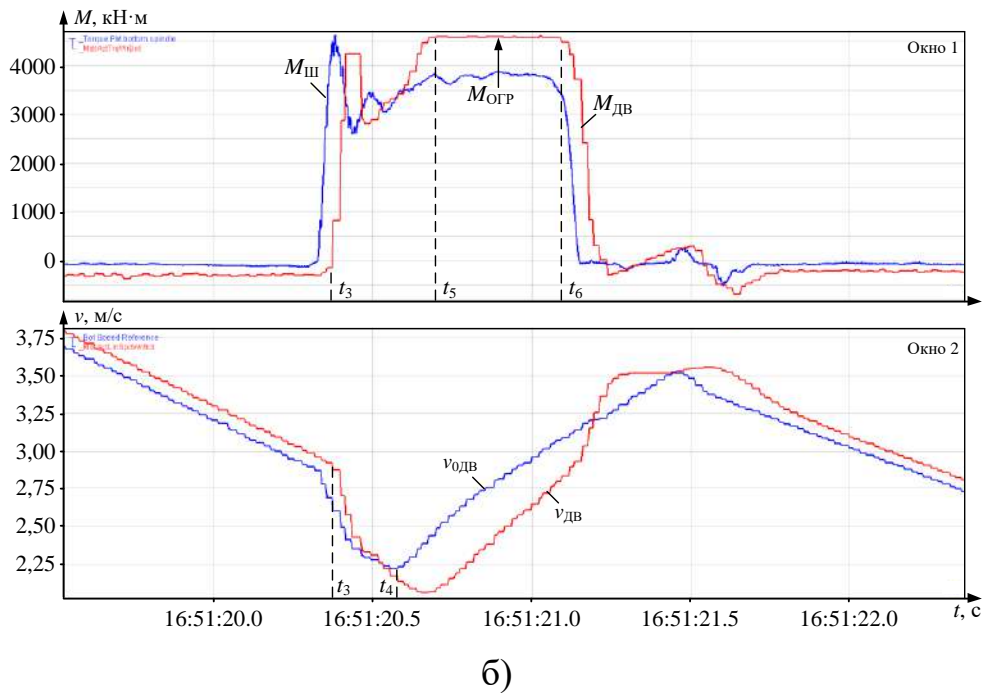
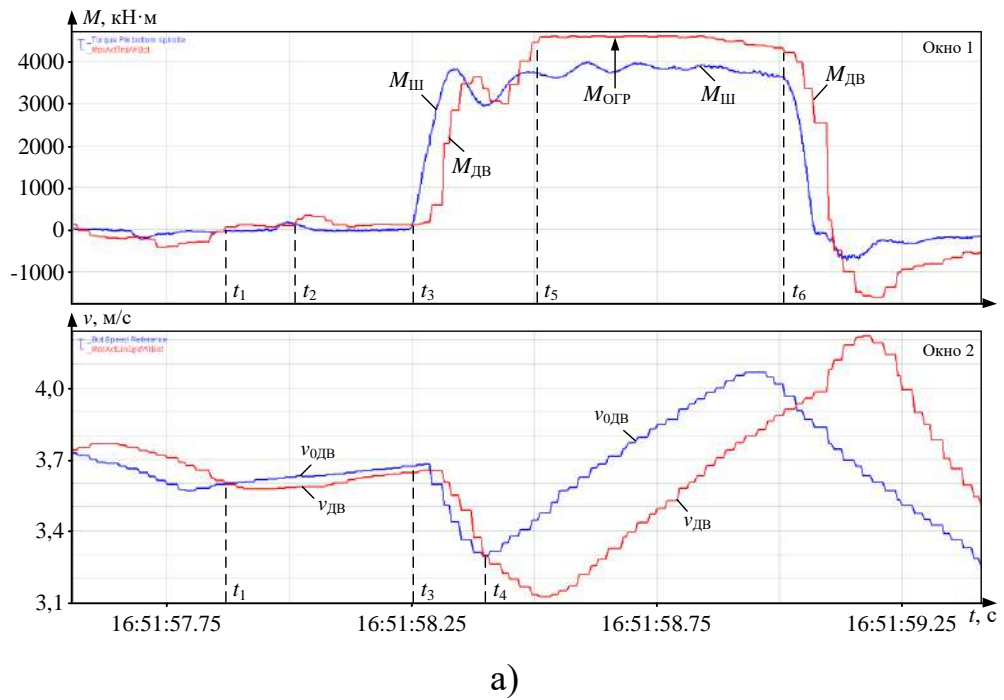


Рисунок 5.1 – Осциллограммы моментов и скоростей с предразгоном и торможением (а) и при разомкнутых зазорах в соединениях (б)

Захват на участке торможения (рис. 5.1, б) сопровождается бо́льшими амплитудами моментов двигателя и на шпинделе. Амплитуда $M_{дв}$ достигает ограничения момента двигателя $M_{огр}$. Хотя колебаний момента не происходит, переходный процесс на рисунке 5.1, а при разработанном алгоритме предпочтительнее.

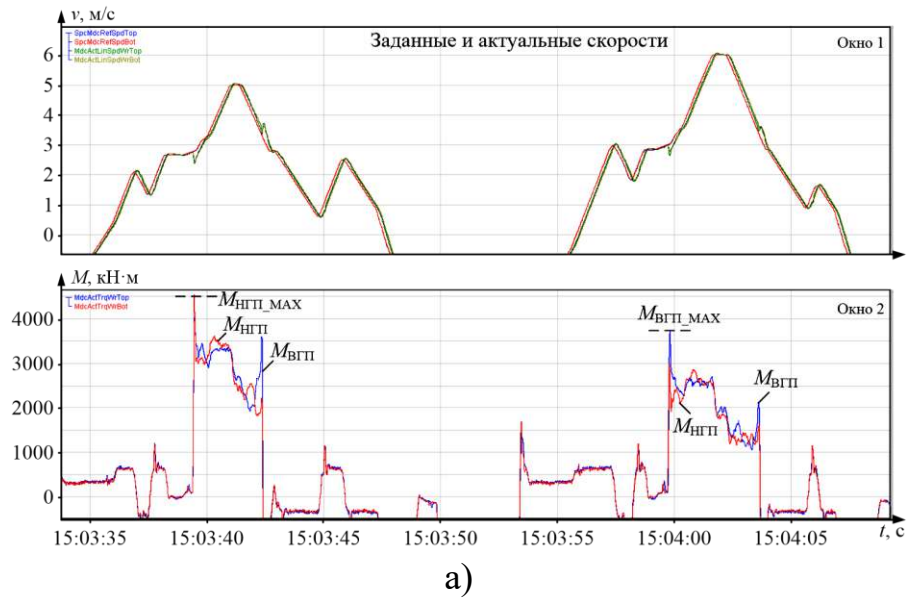
В целом, из рисунков следует, что в обоих случаях максимальные моменты на шпинделях $M_{ш}$ не превышают установившихся значений, равных 4580 кН·м. Следовательно, коэффициенты динамичности в обоих случаях близки к 1. Эти результаты лучше ожидаемых, полученных при моделировании, где коэффициенты динамичности составляют 1,3 (см. данные в таблице 3.4). Оба режима подтверждают эффективность торможения после захвата как средства ограничения момента на шпинделе.

Таким образом, даже в случае захвата на открытый зазор (рисунок 5.1, б) за счет интенсивного подтормаживания после захвата динамические показатели момента двигателя и момента на шпинделе улучшаются.

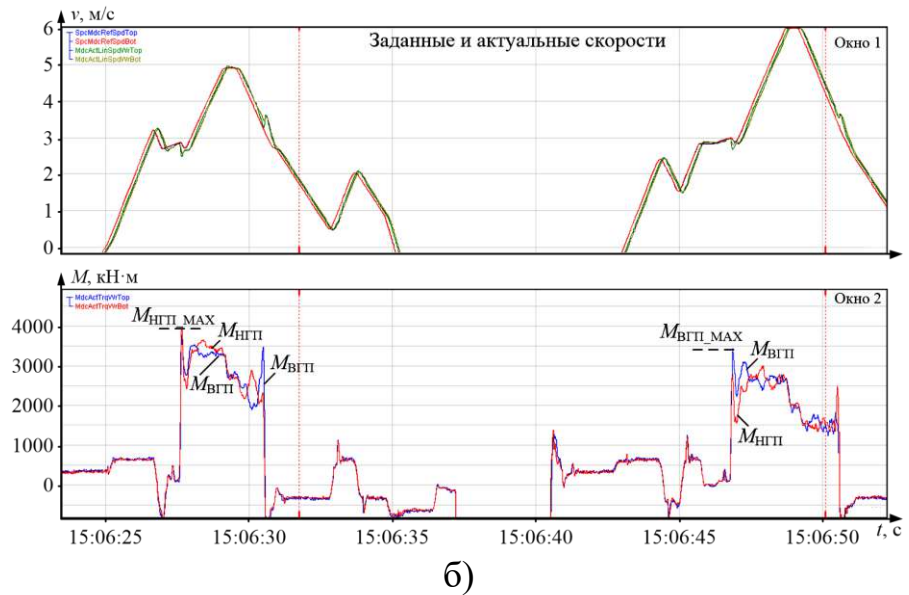
5.1.2. Осциллограммы за несколько проходов

В течение длительного времени разработанный алгоритм ограничения динамических нагрузок находится в работе. Проведены эксперименты, в ходе которых сравнивались осциллограммы моментов двигателей ВГП и НГП при прокатке заготовок в первых проходах черновой стадии. Анализировались процессы при последовательно идущих заготовках одной партии при подключенной и отключенной системе подтормаживания. Характерные осциллограммы представлены на рисунке 5.2, они получены для случаев прокатки с предразгоном в существующей системе (рис. 5.2, а) и при разработанном алгоритме (рис. 5.2, б). На рисунке (в) увеличен масштаб осциллограмм в окне скоростей. Это сделано для пояснения режима подтормаживания.

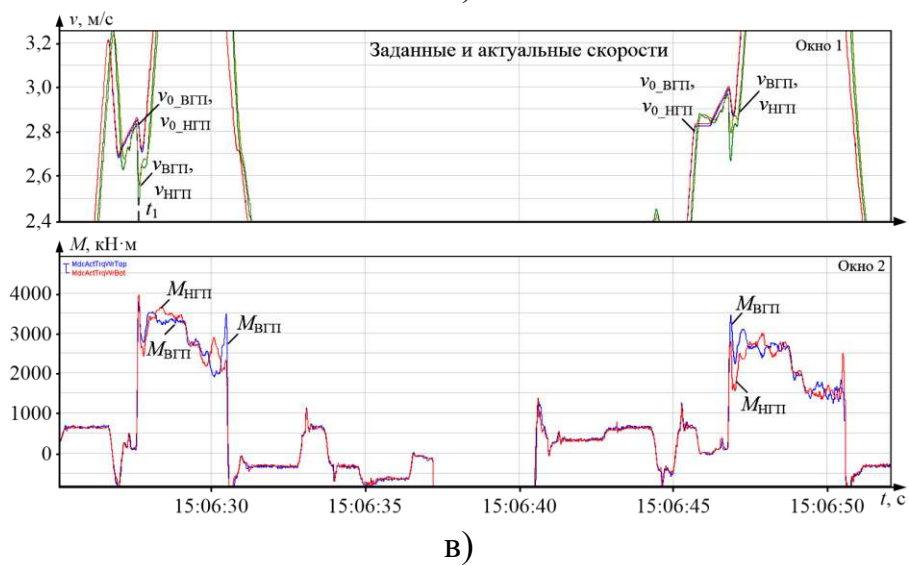
На рисунке 5.2, а амплитуды моментов двигателей $M_{НГП_МАХ}$ в первом проходе и $M_{ВГП_МАХ}$ во втором проходе превышают установившиеся моменты после захвата в 1,5 раза. При этом момент двигателя нижнего валка $M_{НГП_МАХ}$ достигает ограничения 4200 кН·м. Аналогичная картина наблюдается во втором проходе, но без выхода на ограничение, т.к. моменты прокатки меньше.



а)



б)



в)

Рисунок 5.2 – Осциллограммы скоростей и моментов в двух проходах в системе с предразгоном (а) и с подтормаживанием после захвата в обычном (б) и увеличенном (в) масштабах скорости

На рисунке 5.2, б представлены процессы, аналогичные показанным на предыдущем рисунке, но при внедренном алгоритме подтормаживания. Амплитудные значения моментов $M_{\text{НГП_МАХ}}$ и $M_{\text{ВГП_МАХ}}$ при захвате в обоих проходах значительно ниже, чем на рисунке 5.2, а и не превышают 110% установившихся значений. Это происходит благодаря отрицательному динамическому моменту, возникающему при подтормаживании, которое начинается в момент t_1 на рисунке 5.5, в. Этот режим задается непосредственно после окончания динамической просадки скорости.

5.1.3. Сопоставление осциллограмм

Для уточнения полученных результатов выполнен анализ процессов при прокатке заготовок различного сортамента при внедренном алгоритме управления. Результаты подтвердили выводы, сделанные в результате анализа осциллограмм в п. 5.1.2. В подтверждение, на рисунке 5.3 приведены осциллограммы, снятые при чистовой прокатке одинаковых заготовок за 9 проходов каждая. Зафиксированы линейные скорости $V_{\text{ВГП}}$, $V_{\text{НГП}}$ и моменты двигателей верхнего и нижнего валков.

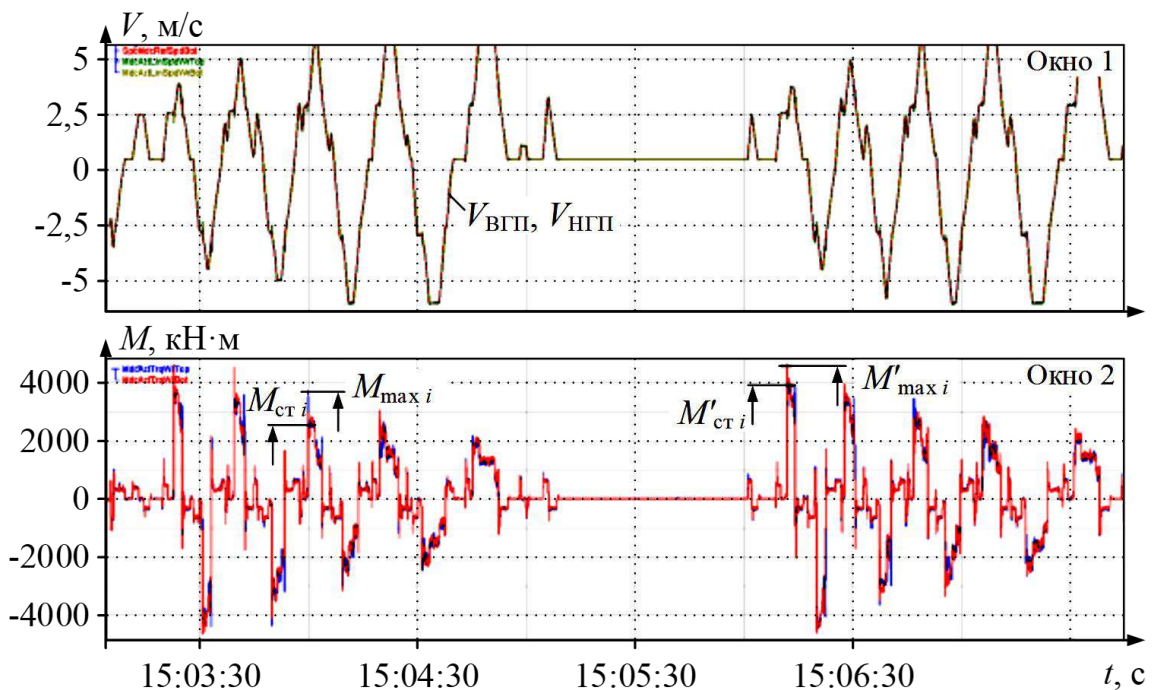


Рисунок 5.3 – Чистовая прокатка одинаковых заготовок
без подтормаживания (левая часть рисунка)
и с подтормаживанием после захвата (правая часть)

Прокатка первой заготовки (9 проходов в левой части рисунка, обозначения без штриха) выполнена при проектной настройке, прокатка второй заготовки (правая часть рисунка, обозначения со штрихом) – при предразгоне и подтормаживании после захвата. Прокатка ведется с небольшой заданной «лыжей», моменты ВГП и НГП визуально не различаются, поэтому они обозначены одним символом M . Наглядность представленных осциллограмм поясняется тем, что моменты двигателей не выходят на ограничение.

Амплитудные значения моментов двигателей по проходам $M_{\max i}$, $M'_{\max i}$ и средние значения $M_{\text{СТ} i}$, $M'_{\text{СТ} i}$ после захвата до включения РДН приведены в таблице 5.1. Здесь же приведены коэффициенты кратности динамических моментов $k_{\text{ДВМ} i}$ и $k'_{\text{ДВМ} i}$. Коэффициенты кратности по проходам отличаются на 10–25% (за исключением последних проходов, в которых захват происходит без динамических перегрузок). Их средние значения отличаются на 7%, это объясняется тем, что прокатывается не самый тяжелый сортамент. Тем не менее, проведенный анализ подтверждает, что реализация алгоритма предразгона с последующим торможением обеспечивает снижение динамических нагрузок двигателей ВГП и НГП.

Таблица 5.1 – Динамические отклонения моментов при захвате

Номер прохода (i)	Величина на осциллограммах*					
	первая заготовка			вторая заготовка		
	$M_{\max i}$	$M_{\text{СТ} i}$	$k_{\text{ДВМ} i}$	$M'_{\max i}$	$M'_{\text{СТ} i}$	$k'_{\text{ДВМ} i}$
	кН·м		ед.	кН·м		ед.
1	4700	3700	1,27	4800	3950	1,22
2	4800	4400	1,09	4700	4300	1,09
3	4750	3400	1,4	4000	3500	1,14
4	4250	3150	1,35	3600	3050	1,18
5	3800	2700	1,4	3500	2750	1,27
6	3050	2600	1,17	3150	2600	1,21
7	3050	2500	1,22	2900	2650	1,09
8	2300	2200	1,05	2400	2250	1,07
9	2050	2000	1,03	2150	2100	1,02
Среднее значение			1,22			1,14

*Значения моментов приняты по модулю

Выводы: В результате проведенных экспериментальных исследований доказано, что при внедрении разработанного алгоритма даже в случае захвата на открытый зазор динамические показатели моментов двигателя и на шпинделе улучшаются. Это происходит благодаря отрицательному динамическому моменту, возникающему при кратковременном подтормаживании электропривода после захвата. Амплитудные значения моментов двигателей и упругих моментов на шпинделях при захвате не превышают 110-150% установившихся значений, что существенно ниже, чем до внедрения. Однако необходимо учитывать, что на динамические нагрузки помимо указанных факторов оказывают влияние условия захвата, в частности соотношение скорости металла на рольганге и окружной скорости валков. Поэтому целесообразны дальнейшие исследования.

Алгоритм управления электроприводами, реализующий разработанный способ ограничения динамического момента на шпинделях внедрен и находится в промышленной эксплуатации на стане 5000 ПАО «ММК». Внедрение выполнено в рамках НИОКР ФГАОУ «Южно-Уральский государственный университет» по договору с ПАО «ММК». Исследования и внедрение проведены при участии автора диссертации, выполнение НИОКР завершено в 2022 году. В Приложении 3 приведен акт, подтверждающий внедрение системы в комплексе других разработок. Выполнен расчет ожидаемого годового экономического эффекта, информация о нем приведена в п. 5.5.

5.2. Анализ упругого момента при известном способе управления электроприводами

На рисунке 5.4 представлены осциллограммы скоростей двигателей главных приводов верхнего и нижнего валков (окно 1) за 9 проходов чистовой прокатки, интервалы которых условно показаны в окне 4 [135]. Они практически совпадают. В окне 2 приведены осциллограммы моментов двигателей ВГП и НГП, вычисленные системой PDA, которые также совпадают, поэтому обозна-

чены символом $M_{дв}$. В окне 3 приведены аналогичные осциллограммы моментов на шпинделях, измеренные разработанной системой, рассмотренной в предыдущем разделе, они обозначены как $M_{ш}$.

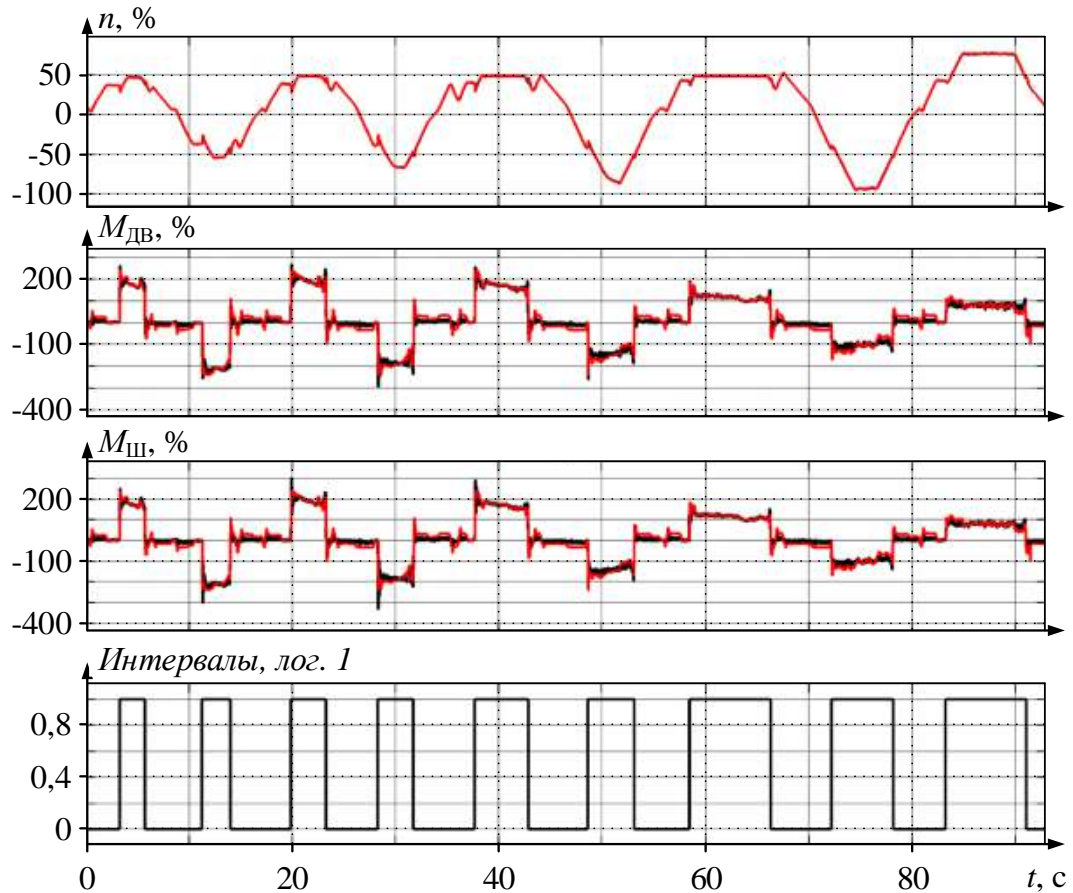


Рисунок 5.4 – Осциллограммы скоростей и моментов двигателей и моментов на шпинделях ВГП и НГП за 9 проходов реверсивной прокатки

Анализ моментов в установившихся режимах прокатки

Выполнено сопоставление осредненных установившихся значений $M_{дв_вгп}$ и $M_{ш_вгп}$, а также $M_{дв_нгп}$ и $M_{ш_нгп}$ во всех проходах (обозначения на рисунке не показаны). Для привода нижнего валка их численные значения и процентные соотношения указаны в таблице 5.2. Они показывают, что разница моментов двигателя и на шпинделе не превышает 2,6% при средней погрешности 1,12%. Аналогичные результаты получены по осциллограммам $M_{дв_вгп}$ и $M_{ш_вгп}$ (здесь не приводятся). Это вывод подтверждает предположение о незначительном проявлении упругой составляющей момента в установившемся режиме прокатки.

Таблица 5.2 – Сравнение моментов двигателя и на шпинделе НГП в установившихся режимах прокатки

Номер прохода	Средний момент в установившемся режиме*, кН·м		Соотношение, %
	двигателя	на шпинделе	
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
1	185	182	1,6
2	208	206	0,9
3	199	199	0
4	196	197	0,5
5	173	174	0,6
6	153	156	2,0
7	116	119	2,6
8	107	106	0,9
9	96	95	1,0
Среднее различие			1,12

*В этой и последующих таблицах значения моментов приняты по модулю

Выводы:

1. Анализ зависимостей, представленных на рисунке 5.4, показывает, что в установившихся режимах прокатки во всех проходах электромагнитные моменты двигателей и моменты на шпинделях различаются не более чем на 2,6%. При этом среднее различие составляет 1,12%. Это подтверждает предположение о незначительном проявлении упругой составляющей момента в установившемся режиме прокатки.

2. В результате сопоставления упругих и электромагнитных моментов, выполненного при прокатке листов различного сортамента при различных нагрузках, сделан вывод, что во всех проходах их средние значения совпадают с погрешностью не выше 5%. Такая погрешность является допустимой для промышленных электромеханических систем. Поэтому точность результатов измерения, обеспечиваемая системой, рассмотренной в п.п. 4.2, 4.3, является удовлетворительной. Соответственно эта система может быть применена для измерения упругого момента на шпинделе в динамических режимах при любом сортаменте.

Амплитуды динамических моментов

На рисунке 5.5 представлены диаграммы амплитуд динамических моментов ВГП и НГП, построенные по осциллограммам, представленным в окнах 2 и 3 на рисунке 5.4. Их численные значения приведены в таблице 5.3. Из них следует, что для обоих шпинделей амплитуды моментов не превышают 13% установившегося момента прокатки. Указанные динамические моменты являются допустимыми и не приведут к перегрузкам шпиндельных соединений.

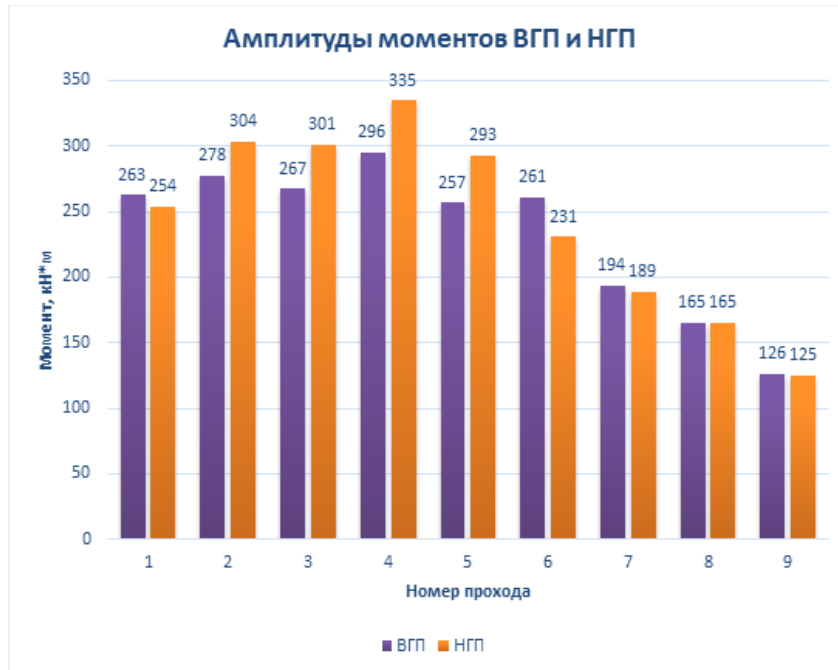


Рисунок 5.5 – Амплитуды динамических моментов на шпинделях верхнего и нижнего валков при реализации известного способа

В то же время в режиме ударного приложения нагрузки влияние упругих свойств валопровода является существенным. Это подтверждают данные, приведенные в таблице 5.4, из которых следует, что в отдельных проходах перерегулирование момента превышает его установившееся значение более чем на 60% (в 1,5–1,67 раза).

Сравнение установившихся значений моментов на шпинделе, представленных в столбце 3 таблицы 5.2, и амплитуд моментов в столбце 3 таблицы 5.3 показывает, что максимальный динамический момент имеет место в 6-м проходе (объяснение этому отсутствует). Разница динамического и установившихся значений (перегрузка по моменту) составляет 105 кН·м или 67% установившегося значения.

Таблица 5.3 – Амплитуды моментов на шпинделях верхнего и нижнего валков согласно рисунку 5.5

Номер прохода	Максимальный момент на шпинделе, кН·м		Разность	
	НГП	ВГП	кН·м	%
<i>l</i>	2	3	4	5
1	254	263	9	3,4
2	304	278	26	9,3
3	301	267	34	11,3
4	335	296	39	11,6
5	293	257	36	12,3
6	231	261	30	13,0
7	189	194	5	2,6
8	165	165	0	0
9	125	126	1	0,8
Среднее значение			20	7,1

Таблица 5.4 – Сравнение моментов на шпинделе ВГП в установившихся и динамических режимах

Номер прохода	Момент на шпинделе ВГП, кН·м			Перегрузка
	в установившемся режиме прокатки	максимальный	кратность	кН·м
<i>l</i>	2	3	4	5
1	182	263	1,45	81
2	206	278	1,35	72
3	199	267	1,34	68
4	197	296	1,5	99
5	174	257	1,47	83
6	156	261	1,67	105
7	119	194	1,63	76
8	106	165	1,57	59
9	95	126	1,33	31

В таблице 5.4 также представлены абсолютные и относительные значения амплитуд упругого момента для всех проходов. Видно, что в последних проходах перегрузки снижаются, это происходит вследствие уменьшения обжатий и соответственно снижения статических нагрузок. Это подтверждает важ-

ный вывод, согласно которому величина обжатий является фактором, влияющим на динамические нагрузки [18]. Это объясняется тем, что при увеличении обжатия увеличиваются усилия прокатки и скорость деформации (течения) металла в очаге. Данный вопрос требует отдельных исследований и будет рассмотрен в дальнейшем.

5.3. Анализ амплитуд упругих моментов при внедрении разработанного алгоритма

5.3.1. Амплитуды моментов ВГП и НГП

Согласно разработанному способу управления электроприводами осуществляется компенсация составляющей упругого момента на шпинделе, обусловленной упругостью вала. С этой целью осуществляется кратковременное интенсивное торможение электропривода непосредственно после захвата раската валками с регулируемым темпом замедления. Отрицательный динамический момент двигателя при правильном выборе темпа замедления обеспечивает полную компенсацию динамической составляющей, обусловленной упругими свойствами вала [7, 70]. В подтверждение сказанному на рисунке 5.6 представлены осциллограммы, аналогичные приведенным на рисунке 5.4, зафиксированные при реализации разработанного алгоритма ограничения упругого момента.

На рисунке 5.7 представлены диаграммы амплитуд моментов ВГП и НГП для девяти проходов. Результаты обработки приведены в столбцах 2 и 3 таблицы 5.5 В ней же показаны разность амплитуд моментов в абсолютных значениях (столбец 4) и в процентах относительно моментов ВГП (столбец 3).

Если сопоставить значения, приведенные в таблицах 5.3 и 5.5, то следует вывод, что при внедрении разработанного способа амплитуды упругих моментов шпинделей ВГП и НГП существенно снижаются. Так, средняя разность амплитуд за 9 проходов уменьшилась в 3,3 раза (от 20 до 6,1 кН·м). Вычисление средней разницы в % не является корректным, поэтому в этих таблицах не приводится. Это связано с тем, что расчет величин в столбце 5 выполнялся при разных базовых значениях моментов для каждого прохода, указанных в столбце 3. В связи с этим сравнение процентных величин в таблицах 5.3 и 5.5

было бы некорректным. Также некорректным является вычисление средней разницы в процентах (столбец 5 последняя строка).

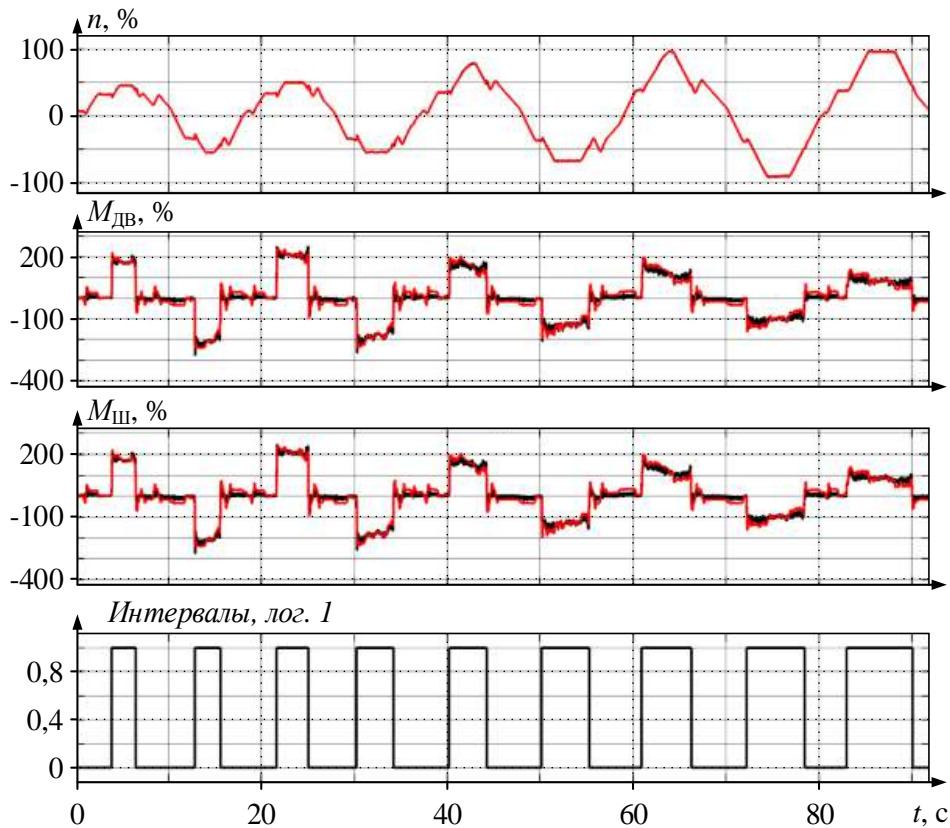


Рисунок 5.6 – Осциллограммы, аналогичные рис. 5.4, при внедрении разработанного алгоритма ограничения упругого момента

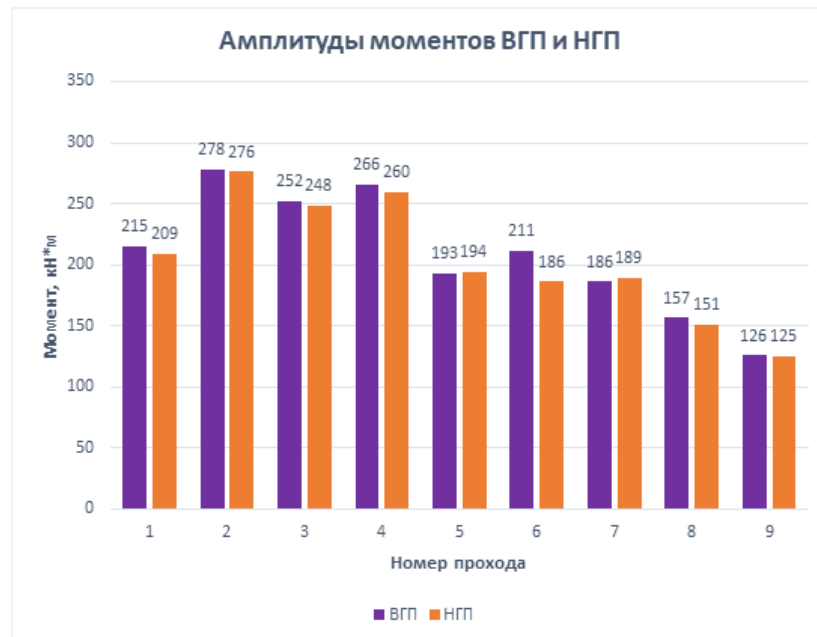


Рисунок 5.7 – Амплитуды динамических моментов на шпинделях при внедрении разработанного способа

В целом, приведенные диаграммы и таблица подтверждают снижение амплитуд моментов на рис. 5.6 по сравнению с осциллограммами на рис. 5.4 как для ВГП, так и для НГП. Более подробное подтверждение данного вывода проводится ниже.

Таблица 5.5 – Амплитуды моментов на шпинделях верхнего и нижнего валков согласно рисунку 5.7

Номер прохода	Максимальный момент на шпинделе, кН·м		Разность	
	НГП	ВГП	кН·м	%
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
1	209	215	6	2,8
2	276	278	2	0,7
3	248	252	4	1,6
4	260	266	6	2,3
5	194	193	1	0,5
6	186	211	25	11,8
7	189	186	3	1,6
8	151	157	7	4,5
9	125	126	1	0,8
Среднее значение			6,1	-

5.3.2. Сравнение амплитуд при известном и разработанном способах управления

С целью сравнительного анализа результатов, полученных при действующей и внедренной системах управления электроприводами, на рисунке 5.8 представлены графики амплитуд моментов при действующей системе (обозначение «без предразгона») и разработанной системе (обозначение «с предразгоном»). На рисунке 5.8, а построены амплитуды моментов для шпинделя ВГП, на рисунке 5.8, б – для шпинделя НГП.

Результаты сопоставления этих диаграмм представлены в таблице 5.6. Как видно, величины перерегулирований моментов по проходам (столбцы 5 и 9) различаются и носят стохастический характер. Вероятно, что это связано с тем, что на амплитуду упругого момента влияет много факторов.

Таблица 5.6 – Сравнение моментов за 9 проходов для электромеханических систем верхнего и нижнего валков*

Номер прохода	Максимальный момент на шпинделе ВГП, кН·м		Снижение		Максимальный момент на шпинделе НГП, кН·м		Снижение	
	<i>Без предразгона</i>	<i>С предразгоном</i>	кН·м	%	<i>Без предразгона</i>	<i>С предразгоном</i>	кН·м	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	263	215	48	18,2	254	209	45	17,7
2	278	258	20	7,8	304	276	28	9,2
3	267	252	15	5,6	301	248	53	17,6
4	296	266	30	10,1	335	260	75	22,4
5	257	193	64	24,9	293	194	99	33,8
6	261	211	50	19,2	231	186	45	19,5
7	194	186	8	4,1	189	180	9	4,8
8	165	157	8	4,8	165	151	14	8,5
9	126	113	13	10,3	125	106	19	15,2
Среднее снижение динамического момента			28,4	–	Среднее снижение динамического момента		43	–

*Значения моментов и их отклонения приняты по модулю

В результате анализа данных, представленных в таблице, сделаны следующие выводы:

1. Тенденции изменения амплитуд для ВГП и НГП в каждом проходе сохраняются (изменения по проходам для ВГП и НГП происходят в одинаковых направлениях).

2. Для внедренной системы амплитуды моментов снижаются у обоих электроприводов. Амплитуды упругих моментов в первых шести проходах отличаются наиболее существенно и находятся в диапазоне от 15 до 64 кН·м для ВГП и от 28 до 99 кН·м для НГП.

Результаты подтвердили среднее снижение динамического момента двигателя при захвате в 1,3–1,5 раза. При этом для ВГП максимальные значения момента находятся в пределах 4–25% установившегося значения, данный показатель для НГП изменяется в диапазоне 5–34%. Это подтверждает снижение динамических нагрузок электромеханических систем клетки.

В целом, проведенные испытания подтвердили техническую эффективность внедрения на стане 5000 предложенного алгоритма управления скоростными режимами электроприводов реверсивной клетки. Преимущество заключается в снижении динамических нагрузок и, как было обосновано в разделе 4, повышении ресурса оборудования.



а)



б)

Рисунок 5.8 – Амплитуды моментов на шпинделях при прокатке с предразгоном (согласно [70]) и с внедренным алгоритмом для шпинделя ВГП (а) и для шпинделя НГП (б)

Вместе с тем, сделать однозначную количественную оценку результатов внедрения на основании анализа прокатки за малое количество проходов не совсем корректно. Для повышения достоверности оценки необходимо провести длительную запись осциллограмм с анализом и статистической обработкой результатов. Это планируется сделать в дальнейшем.

5.4. Оценка технико-экономической эффективности внедрения

Внедрение способа обеспечивает:

- сокращение времени аварийных простоев стана, обусловленных поломками шпиндельных соединений;
- сокращение затрат на устранение последствий аварий, замену и восстановление аварийного оборудования;
- повышение срока службы электрического и механического оборудования: подтверждено ожидаемое увеличение ресурса шпинделей от 3,5-х до 8-и лет для НГП и от 4,5 до 8 лет для ВГП;
- снижение расходного коэффициента за счет сокращения брака, обусловленного аварийными отключениями.

Расчет годового ожидаемого экономического эффекта от внедрения способа управления электроприводами горизонтальной клетки.

Экономическая эффективность достигается за счет изменения затрат на закуп и установку шпинделя в аварийном и регламентном режимах. Расчет выполнен согласно методике расчета ожидаемого годового эффекта за счет сокращения простоев стана, связанных с поломками оборудования в линиях главных электроприводов стана 5000.

Исходные данные для расчета:

1. Расчет выполнен по информации о затратах аварийного выхода из строя шпинделя стана 5000 в 2012 году. Исходные данные и результаты приведены в таблице 5.7.

2. Расчет выполняется из условия увеличения ресурса шпинделя от 3 до 8 лет.

3. Ожидаемый годовой эффект от реализации НИОКР рассчитан на изменении затрат на закуп и установку шпинделя в аварийном и регламентном режимах с учетом ожидаемой стойкости по формуле:

$$\text{Э}_{\text{Год}} = ((\text{Ц} + \text{С}_{\text{у}} + \text{С}_{\text{МТР2}} + \text{Г}) / \text{T}_2 - (\text{Ц} + \text{С}_{\text{у}} + \text{С}_{\text{МТР1}} + \text{Г}) / \text{T}_1 - \text{С}_{\text{НИОКР ГОД}} \times \text{Е}_{\text{н}}) \times \text{К}_{\text{д}};$$

$$\begin{aligned} \text{Э}_{\text{Год}} &= ((53044 + 874,6 + 6665,3 + 744,5) / 3 - (53044 + 874,6 + 2652,7 + 744,5) / 8 - 4250 \times 0,33) \times 0,5 = \\ &= (61328,4 / 3 - 57315,8 / 8 - 4250 \times 0,33) \times 0,35 = (20442,8 - 7164,5 - 1402,5) \times 0,5 = 5937,9 \\ &\text{тыс. руб.} \end{aligned}$$

Таблица 5.7 – Результаты расчета экономического эффекта

№ п/п	Наименование показателя	Ед. изм.	Условное обозначение	До внедрения	После внедрения	Примечание
1	Стоимость шпинделя	тыс. руб./шт.	Ц	53044	53044	по перечню аварийного акта 2012 года
2	Стоимость услуг на установку шпинделя	тыс. руб./шт.	С _у	84,6	84,6	
3	Стоимость запасных частей на установку шпинделя по регламенту	тыс. руб./замену	С _{МТР1}		2652,7	
4	Стоимость запасных частей при аварийной замене шпинделя	тыс. руб.	С _{МТР2}	6665,3		
5	Потери коксового газа в объеме 4 тыс. м ³ во время простоя при замене шпинделя	тыс. руб.	Г	744,5		
6	Срок службы					
6.1	до внедрения системы (межремонтный срок)	лет	T ₁	3,0		
6.2	после внедрения системы	лет	T ₂		8,0	
7	Стоимость НИОКР	тыс. руб.	С _{НИОКР}		8500	
8	Стоимость НИОКР в год	тыс. руб.	С _{НИОКР год}		4250	
8	Нормативный коэффициент эффективности		E _н		0,33	
9	Коэффициент долевого участия		K _д		0,35	

Следует учесть, что эффект достигается за счет совершенствования алгоритмов управления электроприводами без дополнительных вложений.

Расчет выполнен по данным акта аварии, произошедшей в 2012 г. Это объясняется тем, что данных по перечням аварийных актов за более поздний период нет (хотя подобные аварии имели место). С учетом увеличения стоимости шпинделя и запасных частей на установку, по сравнению с данными 2012 года, экономический эффект будет значительно выше.

5.5. Рекомендации по расширенному внедрению

Очевидно, что разработанная система может быть внедрена на любых прокатных станах, клетки которых выполнены с индивидуальным электропри-

водом валков. Прежде всего, она рекомендуется для внедрения на толстолистовых станах 5000, расположенных в городах Выкса и Колпино, эти станы являются аналогами стана 5000 ПАО «ММК». Краткая информация о них приведена в [7]. Данная система также рекомендуется для внедрения в черновых группах клетей непрерывных широкополосных станов горячей прокатки. Наиболее доступными для внедрения являются станы 2000 и 2500 ПАО «ММК». Рекомендуется ее использование в черновых клетях сортовых станов и на трубопрокатных агрегатах. Также возможно применение на других промышленных агрегатах, при этом главными критериями являются индивидуальный электропривод и ударное изменение нагрузки.

Предложенная методика расчета ресурса шпинделя на основе гипотезы Пальмгрена-Майнера может использоваться для проверки долговечности механического оборудования технологических агрегатов различного назначения. Такая оценка позволит применить современные технологии технического обслуживания и за счет этого снизить аварийность оборудования. При этом будет достигнут экономический эффект в результате уменьшения затрат на обслуживание и ремонт и за счет снижения простоев технологического оборудования.

ВЫВОДЫ

1. Выполнены экспериментальные исследования алгоритма, реализующего разработанный способ управления электроприводами на стане 5000. Представлены осциллограммы моментов двигателя и упругих моментов на шпинделе, полученные в режиме захвата при замкнутых и разомкнутых угловых зазорах в соединениях. Подтверждена эффективность торможения после захвата как средства ограничения упругого момента на шпинделе.

2. Для уточнения полученных результатов выполнен анализ осциллограмм при прокатке одинаковых заготовок без подтормаживания (при проектном алгоритме управления) и при реализации разработанного способа. В результате доказано среднее снижение коэффициента динамичности от 1,22 до

1,14. В этом случае амплитудные значения моментов двигателей и упругих моментов на шпинделях при захвате не превышают 110-150% установившихся значений, что существенно ниже, чем до внедрения.

3. Выполнен сравнительный анализ амплитуд упругого момента за 9 проходов при известном алгоритме с предразгоном, разработанном в [70], и при алгоритме, реализующем разработанный способ управления с регулируемым темпом замедления после захвата. Результаты подтвердили среднее снижение ударного момента двигателя при захвате в 1,3–1,5 раза. Тем самым подтверждена техническая эффективность разработанного способа управления.

5. Алгоритм управления электроприводами, реализующий разработанный способ ограничения динамического момента на шпинделях внедрен и находится в эксплуатации на стане 5000 ПАО «ММК», что подтверждено соответствующим актом. В результате снижения динамических нагрузок ожидается увеличение ресурса шпинделя в среднем в 2 раза (от 3,5 до 8 лет для НПП и от 4,5 до 8 лет для ВПП).

Ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов составляет 5,94 млн руб./год. Экономическая эффективность достигается за счет изменения затрат на закуп и установку шпинделя в аварийном и регламентном режимах.

5. Разработанный способ управления рекомендуется для внедрения на прокатных станах с индивидуальным электроприводом валков и на других промышленных агрегатах, работающих с ударным изменением нагрузки. Предложенная методика расчета ресурса рекомендуется для использования при проектировании, реконструкции и замене оборудования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В результате литературного обзора и экспериментальных исследований показано, что на амплитуды моментов двигателей и моментов на шпинделях клетки толстолиствого прокатного стана оказывают влияние упругие свойства вала и угловой зазор в шпиндельных соединениях. Амплитуда упругого момента в режиме захвата раскатов валками превышает установившийся момент прокатки в 2,5–3 раза. Вследствие этого продолжительность эксплуатации (ресурс) шпинделей верхнего и нижнего валков снижается до 3-4-х лет при нормативе 8 лет.

2. Разработан способ управления электроприводом, обеспечивающий снижение амплитуды упругого момента за счет предразгона и торможения после захвата, отличительным признаком которого является задание темпа торможения пропорциональным скорости в момент захвата.

3. Обоснованы аналитические зависимости для расчета темпа ускорения электропривода в режиме предразгона, обеспечивающего замыкание углового зазора до входа раската в клетку. Представлены модель для вычисления упругого момента и скрипт на языке Matlab, позволяющие выполнить расчет требуемого замедления в режиме торможения в зависимости от величины углового зазора.

4. Представлены структура системы измерения упругого момента и схема контроллера, предназначенного для подсчета количества превышений им допустимого значения ($2M_H$). Разработан наблюдатель упругого момента, обеспечивающий его восстановление путем дифференцирования скорости электропривода, измеряемой в on-line режиме. Дополнительной функцией алгоритма является расчет ресурса шпинделя.

5. Рассмотрена методика вычисления ресурса, основанная на гипотезе линейного накопления усталостных разрушений Пальмгрена-Майнера. Приведены аналитические зависимости, обеспечивающие расчет выработки ресурса при однократных нагружениях. Показано, что ожидаемая полная выработка ресурса шпинделя ВГП произойдет через 3,5 года, а шпинделя НГП – через 4,5 года, что соответствует реальным срокам их эксплуатации. Разница ресурсов обусловлена неодинаковыми нагрузками двигателей клетки во время прокатки.

6. Проведен комплекс экспериментальных исследований, подтвердивший эффективность торможения после захвата как средства ограничения динамического момента. Доказаны снижение амплитуд моментов двигателей и упругих моментов на шпинделях до 110-150% установившихся значений и среднее снижение коэффициента динамичности на 6,5% (от 1,22 до 1,14).

7. Сравнительный анализ амплитуд упругого момента при известном алгоритме с предразгоном и при алгоритме, реализующем разработанный способ управления, показал среднее снижение ударного момента двигателя при захвате в 1,3–1,5 раза. Тем самым подтверждена техническая эффективность разработанного способа управления.

8. Алгоритм управления электроприводами, реализующий разработанный способ ограничения динамического момента, внедрен в эксплуатацию на стане 5000 ПАО «ММК», что подтверждено соответствующим актом. В результате снижения нагрузок ресурс шпинделей увеличивается до 8 лет. Ожидаемый экономический эффект от внедрения составляет 5,94 млн руб./год. Он достигается за счет совершенствования алгоритмов управления без дополнительных затрат.

9. Разработанный наблюдатель упругого момента на шпинделях также внедрен в эксплуатацию в виде алгоритма АСУ ТП горизонтальной клетки. Проанализирована зависимость выработки ресурса от кратности момента при однократном и многократных нагружениях. Сделан вывод, что следствием различия нагружений шпинделей ВГП и НГП за цикл прокатки партии является отличие показателей выработки их ресурсов на 20%.

10. Разработанный способ управления рекомендуется для внедрения на прокатных станах с индивидуальным электроприводом валков и на других промышленных агрегатах, работающих с ударным изменением нагрузки. Предложенная методика расчета ресурса рекомендуется для использования при эксплуатации, обосновании замены и внедрении прогрессивных методов технического обслуживания и ремонтов электрического и механического оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анализ рынка листового металлопроката в России - 2025. Показатели и прогнозы: [Электронный ресурс]. – URL: <https://tebiz.ru/mi/rynok-listovogo-metalloprokata-v-rossii> (дата обращения 07 января 2024).
2. Ковалева, А. А. Специальные стали и сплавы: учеб. пособие / А. А. Ковалева, В. С. Лопатина, В. И. Аникина, Т. Р. Гильманшина. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2016. – 232 с.
3. Салганик, В. М. Тонкослябовые литейно-прокатные агрегаты для производства стальных полос / В. М. Салганик, И. Г. Гун, А. С. Карандаев, А. А. Радионов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 506 с.
4. Стали для электросварных труб класса прочности X70 (K56-K60) [Электронный ресурс]. – URL: <http://metal-archive.ru/metallurgiya/766-stali-dlya-elektrosvarnyh-trub-klassa-prochnosti-h70-k56-k60.html> (дата обращения 12 января 2024).
5. Гасияров, В. Р. Нагрузочные режимы электроприводов клеток стана 2000 при прокатке трубной заготовки / В. Р. Гасияров, Е. А. Маклакова, А. Г. Шубин // Электротехника: Сетевой электронный научный журнал. – 2016. – Т. 3. – №2. – С. 32–39.
6. Гугис, Н. Н. Развитие прокатного производства Российской Федерации в 2015-2017 годах / Н. Н. Гугис // Труды XI конгресса прокатчиков. – Магнитогорск, 2017. – С. 11 – 21. – 1 т.
7. Гасияров, В. Р. Совершенствование электротехнических систем реверсивной клетки толстолистового прокатного стана: дис. ... докт. техн. наук: 05.09.03 / Гасияров Вадим Рашитович. – Челябинск: ЮУрГУ, 2021. – 358 с.
8. Настич, С. Ю. Освоение производства на стане 5000 ОАО «ММК» толстолистового проката из низколегированных сталей с повышенными характеристиками прочности и хладостойкости / С. Ю. Настич, Ю. Д. Морозов, М. Ю. Матросов // Металлург. – 2011. – № 11. – С. 57–63.
9. Матросов, Ю. И. Разработка и технологический процесс производства трубных сталей в XXI веке / Ю. И. Матросов, Ю. Д. Морозов, А. С. Болотов и др. // Сталь. – 2001. – № 4. – С. 58–62.
10. Матросов, М. Ю. Использование ускоренного охлаждения для

повышения механических и технологических свойств толстолистого проката для изготовления газопроводных труб большого диаметра / М. Ю. Матросов, Л. И. Эфрон, В. И. Ильинский // *Металлург*. – 2005. – № 6. – С. 49–54.

11. Radionov, A. A. Limitation of dynamic loads of the mechatronic system of the rolling stand / A. A. Radionov, B. M. Loginov, K. E. Odintsov, O. A. Gasiyarova // *2022 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM)*. – 2022. – P. 1157–1162. – DOI 10.1109/ICIEAM54945.2022.9787233.

12. Radionov, A. A. Development of an automatic elastic torque control system based on a two-mass electric drive coordinate observer / A. A. Radionov, A. S. Karandaev, V. R. Gasiyarov, B. M. Loginov, E. A. Gartlib // *Machines*. – 2021. – № 9. – P. 305. – DOI 10.3390/machines9120305.

13. Setiawan, R. Failure analysis of ICDP work roll of hot strip mill: Case study of shell-core interface spalling / R. Setiawan, E. Siradj, F. Iman // *Jurnal Pendidikan Teknologi Kejuruan*. – 2022. – № 5(1). – P. 28–34. – DOI 10.24036/jptk.v5i1.27023.

14. Report on Torque Measurements and Process - ACIDA. Musterbericht - ACIDA Torque Measurement Services by ACIDA GmbH Report on Torque Measurements and Process Analyses at the Heavy. ACIDA GmbH [Электронный ресурс]. – October 2004. – URL: <https://vdocuments.site/report-on-torque-measurements-and-process-acidamusterbericht-acida-torque.html?page=1> (дата обращения 06 февраля 2024).

15. Артюх, В. Г. Основы защиты металлургических машин от поломок / В. Г. Артюх. – Мариуполь: Издат. группа «Университет», 2015. – 288 с.

16. Артюх, Г. В. К вопросу защиты от поломок непрерывных широкополосных станов / Г. В. Артюх, В. Г. Артюх, В. С. Артюх // *Защита металлургических машин от поломок*. – Мариуполь. – 1997. – Вып. 2. – С. 58–68.

17. Крисанов, А. Ф. Выбор места предохранительного звена в главной линии прокатного стана с учетом динамики электропривода / А. Ф. Крисанов, А. А. Шведченко, Г.Я. Пушкарь // *Защита металлургических машин от поломок*. – М. – 1972. – Вып. 1. – С. 112–128.

18. Jiao, Z. Torque model in plate rolling process with biting impact considered / Z. Jiao, C. He, L. Wang, Y. Cai, X. Wang, X. Sun // *ISI International*. – 2021.

– Vol. 61(1). – P. 239 – 247. – DOI 10.2355/isijinternational.ISIJINT-2020-230.

19. Веренев, В.В. Особенности проявления зазоров в главных линиях прокатных клетей / В.В. Веренев, В.И. Большаков // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь. – 1999. – Вып. №4. – С. 26 – 36.

20. Radionov, A. A. Method for forecasting the remaining useful life of a furnace transformer based on online monitoring data / A. A. Radionov, I. V. Liubimov, I. M. Yachikov, I. R. Abdulvelev, E. A. Khramshina, A. S. Karandaev // *Energies*. – 2023. Vol. 16. – Art. № 4630. – DOI 10.3390/en16124630.

21. Иванченко, Ф. К. Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф. К. Иванченко, П. И. Полухин, М. А. Тылкин, В. П. Полухин. – М.: Металлургия, 1970. – 486 с.

22. Подобедов, Н. И. Условия эффективности использования ускорения привода прокатной клетки, как способа закрытия зазоров / Н. И. Подобедов, А. М. Юнаков // *Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии: сб. науч. тр.* – Дніпропетровськ.: ІЧМ НАН України, 2006. – Вып. 12. – С. 311–317.

23. Смирнов, В. В. Механика приводов прокатных станов / В. В. Смирнов, Р. Я. Яковлев. – М.: Металлургия, 1977. – 216 с.

24. Кравченко, В. М. Износ лопастей универсального шпинделя прокатного стана [Электронный ресурс] / В. М. Кравченко, В. А. Сидоров, В. В. Буцукин // *Вісник Приазовського державного технічного університету. Сер.: Технічні науки.* – 2012. – Вып. 24. – С. 262–265. – URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/vpdy_2012_24_42 (дата обращения 12 февраля 2024).

25. Анцупов, А. В. Модель отказов шарниров универсальных шпинделей по критерию износостойкости бронзовых вкладышей / А. В. Анцупов (мл), А. В. Анцупов, М. В. Налимова, В. П. Анцупов, В. А. Русанов // *Фундаментальные исследования.* – 2017. – № 4 (часть 1). – С. 9–12.

26. Анцупов, А. В. Методика прогнозирования надежности и

оценка износостойкости деталей узлов трения металлургического оборудования / А. В. Анцупов, В. П. Анцупов, А. В. Анцупов (мл.), М. В. Налимова, А. С. Губин // Вестник МГТУ им. Г. И. Носова. – 2007. – № 1. – С. 80–83.

27. Анцупов, А. В. (мл.). Аналитический метод проектной оценки ресурса элементов металлургических машин / А. В. Анцупов (мл.), А. В. Анцупов, В. П. Анцупов // Известия высших учебных заведений. Черная Металлургия. – 2017. – № 60(1). – С. 30–35. – DOI 10.17073/0368-0797-2017-1-30-35.

28. Antsupov, V. P. The kinetic approach to the design evaluation of the reliability of machine parts / V. P. Antsupov, A. A. Fedulov, A. V. Antsupov // Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). ICIE 2021. A. A. Radionov, V. R. Gasiyarov (eds). – Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2021. – DOI 10.1007/978-3-030-54814-8_31

29. Xu, H. A study of nonlinear coupling dynamic characteristics of the cold rolling mill system under different rolling parameters / H. Xu, L.-L. Cui, D.-G. Shang // Advances in Mechanical Engineering. – 2017. – Vol. 9(7). – DOI 10.1177/1687814017713706.

30. Громыка Д. С. Обзор методов оценки механизмов изнашивания исполнительных органов горных машин / Д. С. Громыка, Т. Г. Утенкова, О. Ю. Короткова // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – № 2. – С. 75–86. – DOI 10.25018/0236-1493-2021-2-0-75-86.

31. Крот, П. В. Телеметрические системы мониторинга динамических нагрузок в линиях привода прокатных станов / П. В. Крот // «Вибрация машин: измерение, снижение, защита». Научно-технический и производственный сборник статей. – Вып. 1. – Донецк: ДонНТУ, 2008. – С. 46–53.

32. Gao, Y. Wireless remote monitoring system for the agc svibration fault of rolling mill / Yan Gao, Baoquan Jin and Hongjuan Zhang // Journal of Applied Sciences. – 2013. – Vol. 13. – P. 4875–4880. – DOI 10.3923/jas.2013.4875.4880.

33. Kimura, Y. Analysis of chatter in tandem cold rolling mills / Y. Kimura, Y. Sodani, N. Nishiura, N. Ikeuchi, Y. Mihara // ISIJ Int. – 2003. – Vol. 43. – P. 77–84. – DOI 10.2355/isijinternational.43.77.

34. Rothera, A. A brief review and the first application of time-frequency-based analysis methods for monitoring of strip rolling mills / A. Rothera, M. Jelali,

D. Soffker // J. Process. Contr. – 2015. Vol. 35. – P. 65–79. – DOI 10.1016/j.jprocont.2015.08.010.

35. Kowalak, P. A statistical approach to zero adjustment in torque measurement of ship propulsion shafts / P. Kowalak, T. Borkowski, M. Bonisławski, M. Hołub, J. Myśków // Measurement. – 2020. – Vol. 164. – Art. № 108088. – DOI 10.1016/j.measurement.2020.10.

36. Voronin, S. S. Telemetry system to monitor elastic torque on rolling stand spindles / S. S. Voronin, B. M. Loginov, O. A. Gasiyarova, S. A. Evdokimov, A. S. Karandaev, V. R. Khramshin // J. Manuf. Mater. Process. – 2024. – Vol. 8. – Art. № 85. – DOI 10.3390/jmmp8030085.

37. Храмшин В. Р. Обоснование разработки телеметрической системы мониторинга упругого момента главной линии клетки прокатного стана / В. Р. Храмшин, С. А. Евдокимов, О. А. Гасиярова, А. С. Карандаев, Б. М. Логинов // Электротехнические системы и комплексы. – 2022. – № 3(56). – С. 70–79. – DOI 10.18503/2311-8318-2022-3(56)-70-79.

38. Коцегуб, П. Х. Цифровой наблюдатель состояния двухмассового электромеханического объекта [Электронный ресурс] / П. Х. Коцегуб, О. И. Толочко, Р. В. Федоряк // Збірник наукових праць Донецького державного технічного університету. – Серія: "Електротехніка і енергетика". – Випуск 41. – Донецьк: ДонДТУ, 2002. – С. 146–156. – URL: <http://masters.donntu.org/2004/eltf/tsyb/library/art3.htm> (дата обращения 24 февраля 2024).

39. Толочко, О. И. Система подчинённого регулирования скорости с наблюдателем динамического и статического токов первого порядка [Электронный ресурс] / О. И. Толочко, П. Х. Коцегуб, В. Ю. Мариничев, П. И. Розкаряка // Проблемы создания новых машин и технологий. Научные труды КГПУ. – Випуск 1/2001(10). – Кременчуг: КГПУ, 2001. – С. 103–109. – URL: <http://masters.donntu.org/2004/eltf/cherkasov/library/art1/art1.htm> (дата обращения 04 марта 2024).

40. Толочко, О. И. Параметрический синтез цифровой системы модального управления двухмассовым электромеханическим объектом / О.

И. Толочко, П. Х. Коцегуб, Р. В. Федоряк // Вісник Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”. Збірка наукових праць. Тематичний випуск. – Харків: НТУ ХПІ, 2003. – Т. 1. – № 10. – С. 97–100.

41. Коцегуб, П. Х. Цифровые наблюдатели состояния для систем с прямым цифровым управлением [Электронный ресурс] / П. Х. Коцегуб, Ю. В. Губарь, О. И. Толочко, В. Ю. Мариничев // Сборник научных трудов ДонГТУ. Серия: Электротехника и энергия. – Вып. 5. – ДонГТУ, 2000. – URL: <http://masters.donntu.org/2003/eltf/lebedeva/library/stet4.htm> (дата обращения 08 мая 2024).

42. Loginov, B. M. Development of digital pressure observer in hydraulic cylinders for vertical balancing of rolling stand spindles / B. M. Loginov, O. A. Gasiyarova, V. R. Khramshin, S. S. Voronin // Russian Workshop on Power Engineering and Automation of Metallurgy Industry: Research & Practice (PEAMI). – 2023. – P. 177–182. – DOI 10.1109/PEAMI58441.2023.10299916.

43. Loginov, B. M. Digital observer of elastic torque of rolling stand two-mass system / B. M. Loginov, V. R. Khramshin, O. A. Gasiyarova, A. Y. Semitko, V. R. Gasiyarov // Lecture Notes in Electrical Engineering. – 2023. – Vol. 986. – P. 6. – DOI 10.1007/978-3-031-22311-2_24.

44. Gasiyarov, V. R. Development and practical implementation of digital observer for elastic torque of rolling mill electromechanical system / V. R. Gasiyarov, A. A. Radionov, B. M. Loginov, A. S. Karandaev, O. A. Gasiyarova, V. R. Khramshin // J. Manuf. Mater. Process. – 2023. – Vol. 7. – Art. № 41. – DOI 10.3390/jmmp7010041.

45. Радионов, А. А. Разработка цифрового наблюдателя упругого момента электромеханической системы клетки прокатного стана / А. А. Радионов, Р. В. Гасияров, Б. М. Логинов, Е. А. Гартлиб, О. А. Гасиярова // Электротехнические системы и комплексы. – 2021. – № 2(51). – С. 19–29. – DOI 10.18503/2311-8318-2021-2(51)-19-29.

46. Gasiyarova, O. A. Developing digital observer of angular gaps in rolling stand mechatronic system / O. A. Gasiyarova, A. S. Karandaev, I. N. Erdakov, B. M. Loginov, V. R. Khramshin // Machines. – 2022. – Vol. 10. – Art. № 141. – DOI 10.3390/machines10020141.

47. Целиков, А. И. Машины и агрегаты металлургических заводов. Машины и агрегаты для производства проката / А. И. Целиков, П. И. Полухин, В. М. Гребеник и др. – М.: Металлургия, 1988. – 680 с. – 3 т.
48. Целиков, А. И. Теория расчета усилий в прокатных станах / А. И. Целиков. – М.: Металлургиздат, 1962. – 494 с.
49. Выдрин, В. Н. Динамика прокатных станов / В. Н. Выдрин. – Свердловск: Металлургия, 1960. – 256 с.
50. Дружинин, Н. Н. Непрерывные станы как объект автоматизации / Н. Н. Дружинин. – М.: Металлургия, 1975. – 336 с.
51. Артюх, В. Г. Горизонтальные силы при прокатке / В. Г. Артюх, Г. В. Артюх, В. О. Мазур // Мариуполь: Вестник Приазовского Государственного Технического Университета. – 2009. – Вып. №19. – С. 128–132.
52. Артюх, В. Г. Нагрузки и перегрузки в металлургических машинах / В. Г. Артюх. – Мариуполь: ПГТУ, 2008. – 246 с.
53. Бычков, В. П. Электропривод и автоматизация металлургического производства / В. П. Бычков. – М.: Высшая школа, 1977. – 391 с.
54. Ключев, В. И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В. И. Ключев. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
55. Ключев, В. И. Теория электропривода : Учеб. для вузов / В. И. Ключев. – М.: Энергоатомиздат, 2001. – 760 с.
56. Терехов, В.М. Системы управления электроприводов / В.М. Терехов, О.И. Осипов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 304с.
57. Мещеряков, В. Н. Оценка соотношения составляющих момента нагрузки при расчете вращающего момента электродвигателя / В. Н. Мещеряков, Е. Е. Диденко // Электрика. – 2012. – № 10. – С. 31–33.
58. Мещеряков, В. Н. Математическое моделирование способа снижения динамических нагрузок электропривода черновой клетки прокатного стана / В. Н. Мещеряков, Д. В. Мигунов // Электротехнические комплексы и системы управления. – 2011. – № 3. – С. 21–26.
59. Пятибратов, Г. Я. Влияние противо-ЭДС двигателя на колебания электромеханических систем / Г. Я. Пятибратов, А. А. Даньшина, Н. А. Сухенко // Вестник ЮУрГУ. Сер. «Энергетика». – 2015. – № 2. – С. 57–66. – 15 т. – DOI 10.1429/ power150208.

60. Pyatibratov, G. Ya. Methods of efficient parameters multifactorial determination of industrial manipulators gears and electric drives / G. Ya. Pyatibratov, A. A. Danshina, L. L. Altunyan // *Procedia Engineering*. – 2016. – Vol. 150. – P. 1403–1409.
61. Pyatibratov, G. Ya. Multifactorial determination of the electric drive for the force compensating manipulator / G. Ya. Pyatibratov, A. A. Danshina // *IOP Conference Series: Materials Science 19 and Engineering*. – 2017. – Vol. 177. – № 1. – DOI 10.1088/1757-899X/177/1/012138.
62. Kravchenko, O. A. Synthesis of optimal control in electromechanical systems with elastic couplings / O. A. Kravchenko, G. Ya. Pyatibratov // *Izv. vuzov. Electromekhanika [Proceedings of the Universities. Electromechanics]*. – 1998. – № 4. – P. 58–63.
63. Кравченко, О. А. Принципы построения многокоординатных силокомпенсирующих систем / О. А. Кравченко // *Известия вузов. Электромеханика*. – 2008. – № 3. – С. 43–47.
64. Plate mill for MMK [Электронный ресурс] // *Electric equipment and automation from single source*. – URL: <https://docplayer.ru/42247373-Tolstolitsovoy-stand-dlya-mmk-elektrooborudovanie-i-avtomatizaciya-iz-odnih-ruk.html> (дата обращения 10 февраля 2024).
65. Кнеппе, Г. Hot strip rolling technology: Tasks for the new century / G. Кнеппе, D. Rozentel // *MPT International*. – 1998. – Vol. 22. – № 3. – P. 56–67.
66. Kucsera, P. Hot rolling mill hydraulic gap control (HGC) thickness control improvement / P. Kucsera, Z. Beres // *Acta Polytechnica Hungarica*. – 2015. – Vol. 12. – № 6. – P. 93–106.
67. Филатов, А. А. Разработка теоретических основ проектирования и совершенствование трансмиссий высокомоментных главных приводов прокатных клетей : дис. ... докт. техн. наук: 05.03.05 / Филатов Александр Андреевич. – М.: ВНИИМетмаш, 2004. – 333 с.
68. Денисов, С. В. Развитие научных основ, создание и реализация эффективных технологий прокатки низколегированных стальных полос и листов с повышенными потребительскими свойствами : дис. ... докт. техн. наук: 05.16.05 / Денисов Сергей Владимирович. – Магнитогорск: МГТУ, 2009. – 368 с.

69. Храмшин, В. Р. Разработка электротехнических систем непрерывной группы стана горячей прокатки при расширении сортамента полос : дис. ... докт. техн. наук: 05.09.03 / Храмшин Вадим Рифхатович. – Магнитогорск: МГТУ, 2013. – 393 с.

70. Логинов, Б. М. Ограничение динамических нагрузок электроприводов горизонтальной клетки толстолиствого прокатного стана : дис. ... канд. техн. наук: 05.0.9.03 / Логинов Борис Михайлович. – Челябинск: ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», 2019. – 164 с.

71. Воронин, С. С. Совершенствование электротехнических систем клетки толстолиствого прокатного стана в режиме регулируемого изменения формы раската : дис. ... канд. техн. наук: 05.0.9.03 / Воронин Станислав Сергеевич. – Челябинск: ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», 2021. – 150 с.

72. Шубин, А. Г. Обоснование способов ограничения динамических нагрузок электромеханических систем клетки прокатного стана / А. Г. Шубин, Б. М. Логинов, В. Р. Гасияров, Е. А. Маклакова // Электротехнические системы и комплексы. – 2018. – № 1(38). – С. 14–25. – DOI 10.18503/2311-8318-2018-1(38)-14-25.

73. Гасияров, В. Р. Снижение динамического момента в главной линии прокатной клетки толстолиствого стана / В. Р. Гасияров, С. Н. Басков, О. А. Гасиярова, Б. М. Логинов, Д. Ю. Усатый // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2019. – № 3. – С. 22–32. – 19 т.

74. Gasiyarov, V. R. Dynamic torque limitation principle in the main line of a mill stand: explanation and rationale for use / V. R. Gasiyarov, V. R. Khramshin, S. S. Voronin, T. A. Lisovskaya, O. A. Gasiyarova // Machines. – 2019. – Vol. 7(4). – Art. № 76. – DOI 10.3390/machines7040076.

75. Gasiyarov, V. R. Method for defining parameters of electromechanical system model as part of digital twin of rolling mill / V. R. Gasiyarov, A. A. Radionov, B. M. Loginov, M. A. Zinchenko, O. A. Gasiyarova, A. S. Karandaev, V. R. Khramshin // Journal of Manufacturing and Materials Processing. – 2023. – Vol. 7(5). – Art. № 183. – DOI 10.3390/jmmp7050183.

76. Патент на изобретение RU 2822900 C1 Российская Федерация.

Способ управления приводными двигателями клетки толстолиствого прокатного стана с индивидуальным электроприводом валков / Храмшин В. Р., Карандаев А. С., Храмшин Р. Р., Логинов Б. М., Зинченко М. А.; патентообладатель ФГБОУ ВО "Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова". – Заявка № 2024101781 от 25.01.2024; опублик. 16.07.2024, Бюл. № 20.

77. Карандаев, А. С. Экспериментальное определение параметров двух-массовой электромеханической системы прокатного стана / А. С. Карандаев, А. А. Радионов, Б. М. Логинов, О. А. Гасиярова, Е. А. Гартлиб, В. Р. Храмшин // Изв. вузов. Электромеханика. – 2021. – Т. 64. – № 3. – С. 24–35. – DOI 10.17213/0136-3360-2021-3-24-35.

78. Krot, P. V. Hot rolling mill drive train dynamics: torsional vibration control and backlash diagnostics [Электронный ресурс] / P. V. Krot // Millennium Steel China. Annual Issue. – 2009. – P. 91–95. – URL: https://www.researchgate.net/publication/202044159_Hot_rolling_mill_drive_train_dynamics_torsional_vibration_control_and_backlashes_diagnostics (дата обращения 28 апреля 2024).

79. Karandaev, A. S. Method limiting dynamic loads of electromechanical systems of plate mill stand / A. S. Karandaev, V. R. Gasiyarov, E. A. Maklakova, B. M. Loginov, E. A. Khramshina // 2018 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering (EIConRus), Moscow and St. Petersburg, Russia. – 2018. – P. 651–656. – DOI 10.1109/EIConRus.2018.8317180.

80. Карандаев, А. С. Регулирование скоростей электроприводов клетки толстолиствого прокатного стана в режиме формирования «лыжи» / А. С. Карандаев, Б. М. Логинов, М. А. Зинченко, В. Р. Храмшин // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. – 2022. – Т. 65. – № 3. – С. 16–31. – DOI 10.17213/0136-3360-2022-3-16-31.

81. Храмшин, В. Р. Способ управления электроприводами клетки толстолиствого стана в режиме асимметричной прокатки головной части раската / В. Р. Храмшин, М. А. Зинченко, Б. М. Логинов, А. С. Карандаев // Электричество. – 2023. – № 4. – С. 61–72. – DOI 10.24160/0013-5380-2023-4-61-72.

82. Anders, D. A. Dimensional analysis of front-end bending in plate rolling applications / D. A. Anders, T. Münker, J. Artel, K. Weinberg // J Mater Process

Technol. – 2012. – Vol. 212. – № 6. – P. 1387–1398. – DOI 10.1016/j.jmatprotec.2012.02.005.

83. Веренев, В. В. Влияние скорости захвата полосы на динамические нагрузки в приводе прокатной клетки / В. В. Веренев, В. И. Большаков, Н. И. Подобедов // Сб. науч. тр. ИЧМ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии». – 2007. – Вып.14. – С. 260–266.

84. Подобедов, Н. И. Условия эффективности использования ускорения привода прокатной клетки, как способа закрытия зазоров / Н. И. Подобедов, А. М. Юнаков // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии: сб. науч. тр. – Дніпропетровськ.: ІЧМ НАН України, 2006. – Вып. 12. – С. 311–317.

85. Авторское свидетельство № 718192 СССР, А21В 37/00. Способ управления скоростным режимом чистовой группы клеток непрерывного широкополосного стана / С. Л. Коцарь, Б. А. Поляков, А. Н. Цупров и др. – Оpubл. 28.02.1980.

86. Авторское свидетельство № 279748 СССР, МКИ В21В 35/02. Способ управления электродвигателем привода валков непрерывного прокатного стана / Г. В. Бобылев. – Оpubл. 26.08.1970.

87. Диденко, Е. Е. Способы снижения динамических нагрузок трансмиссий рабочих валков при входе полосы в клетки чистовой группы стана горячей прокатки / Е. Е. Диденко // Автоматизированные технологии и производства. – 2017. – №1. – С. 25–27.

88. Крот, П. В. Экспериментальные исследования и промышленное опробование способов снижения динамических нагрузок в редукторных линиях приводов черновых клеток НТЛС 1680 / П. В. Крот, А. Ю. Путьноки, О. М. Клевцов, А. А. Ермоленко // В кн.: «Труды V Конгресса прокатчиков, Череповец, 21-23 октября 2003 г.». – М.: ОАО «Черметинформация». – 2004. – С. 523–529.

89. Radionov, A. A. Dynamic load limitation in electromechanical systems of the rolling mill stand during biting / A. A. Radionov, V. R. Gasiyarov, A. S. Karandaev, D. Yu. Usatyy, V. R. Khramshin // IEEE 11th International Conference on Mechanical and Intelligent Manufacturing Technologies (ICMIMT). – 2020. – DOI 10.1109/ICMIMT49010.2020.9041192.

90. Radionov, A. A. Use of automated electric drives for limiting dynamic loads in shaft lines of roll mill stands / A. A. Radionov, V. R. Gasiyarov, A. S. Karandaev, V. R. Khramshin, A. S. Maklakov // *The Journal of Engineering*. – The 9th International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2018). – 2018. – 4 p. – DOI 10.1049/joe.2018.8135.
91. Соколов, Л. Д. Исследование прокатного оборудования: монография / Л. Д. Соколов, В. М. Гребеник, М. А. Тылкин. – М.: Металлургия, 1964. – 488 с.
92. Ерпалов, А. В. Исследование характеристик сопротивления усталости материалов и расчет ресурса конструкций при асимметричном случайном нагружении : дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Ерпалов Алексей Викторович. – Челябинск: ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», 2017. – 144 с.
93. Kauzlarich, J. J. The Palmgren-Miner rule derived / J. J. Kauzlarich // *Tribology Series*. – 1989. – Vol. 14. – P. 175–179. – DOI 10.1016/s0167-8922(08)70192-5.
94. Fuštar, B. Review of fatigue assessment methods for welded steel structures / B. Fuštar, I. Lukačević, D. Dujmović // *Advances in Civil Engineering*. – 2018. – P. 1–16. – DOI 10.1155/2018/3597356.
95. Murakami, Y. What is fatigue damage? A view point from the observation of low cycle fatigue process / Y. Murakami, K. Miller // *International Journal of Fatigue*. – 2005. – Vol. 27. – № 8. – P. 991–1005. – DOI 10.1016/j.ijfatigue.2004.
96. Kim, E. S. Fatigue life evaluation of spindle of rolling mill using ADINA structure and WINLIFE / E. S. Kim // *J Mech Sci Technol*. – 2020. – Vol. 34. – P. 3991–3996. – DOI 10.1007/s12206-020-2209-6.
97. Lee, H.-S. Fatigue analysis on the end coupling of the aluminum hot rolling equipment / H.-S. Lee, J.-W. Lee, Y.-S. Lee // *International Journal of Modern Physics B*. – 2011. – Vol. 25. – № 31. – P. 4225–4228. – DOI 10.1142/s0217979211066635.
98. Когаев, В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. – М.: Изд-во "Машиностроение", 1977. – 232 с.
99. Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Справочник. Часть 1 / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. – Киев: Наукова думка, 1987. – 348 с.

100. Шульгинов, Б. С. Определение параметров экспоненциальной функции при описании кривой усталости / Б. С. Шульгинов // Проблемы прочности. – 2008. – № 3. – С. 82–91.

101. Шульгинов, Б. С. К вопросу об использовании степенной функции для описания результатов усталостных испытаний / Б. С. Шульгинов, А. П. Коломиец // Проблемы прочности. – 2007. – № 3 – С. 147–155.

102. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – М.: Стандартинформ, 1982. – 55 с.

103. Коллинз, Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ. Предсказание. Предотвращение / Дж. Коллинз; пер. с англ. – М.: Мир, 1984 – 624 с.

104. The Miner-Palmgren Rule: An Overview [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.quadco.engineering/en/know-how/an-overview-of-the-palmgren-miner-rule.htm> (дата обращения 14 апреля 2024).

105. Hou, Y. Research on online monitoring for the main drive system of rolling mill / Y. Hou, J. Y. Kong, X. D. Wang // Applied Mechanics and Materials. – 2011. – Vol. 127. – P. 444–448. – DOI 10.4028/www.scientific.net/amm.127.444.

106. Filho, A. C. L. Self-powered telemetric torque meter / A. C. L. Filho, F. A. Belo, J. L. Alves dos Santos, A. E. Gomes // ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control. – 2011. – Vol. 133. – № 4. – Art. № 045001. – DOI 10.1115/1.4003264.

107. Radionov, A. A. Implementation of telemetric on-line monitoring system of elastic torque of rolling mill line of shafting / A. A. Radionov, V. R. Gasiyarov, M. M. Tverskoi, V. R. Khramshin, B. M. Loginov // 2nd International Ural Conference on Measurements (UralCon). IEEE. – 2017. – P. 450–455. – DOI 10.1109/URALCON.2017.8120750.

108. Klinkov, M. The virtual rolling mill – enhancing product development and commissioning / M. Klinkov, R. Feist // In Materials Science Forum. Trans Tech Publications, Ltd. – 2016. – Vol. 854. – P. 231–236. – DOI 10.4028/www.scientific.net/msf.854.231.

109. Magomadov, V. The digital twin technology and its role in manufacturing / V. Magomadov // IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng. – 2020. – Vol. 862. – Art. № 032080.

110. Karandaev, A. S. Calculating simulation model parameters for electromechanical system of rolling mill stand / A. S. Karandaev, S. N. Baskov, O. A. Gasiyarova, B. M. Loginov, V. R. Khramshin // International Ural Conference on Electrical Power Engineering (Ural-Con). – 2020. – P. 469–474. – DOI 10.1109/Ural-Con49858.2020.9216265.

111. Radionov, A. A. Angular clearance monitoring for mechanical transmissions of rolling mill stands / A. A. Radionov, O. A. Gasiyarova, S. N. Baskov // Lecture Notes in Mechanical Engineering: Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). – DOI 10.1007/978-3-030-85230-6_80.

112. Гасияров, В. Р. Разработка цифрового наблюдателя углового зазора в шпindelных соединениях главной линии прокатной клетки / В. Р. Гасияров, С. Н. Басков, О. А. Гасиярова, Б. М. Логинов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2020. – Т. 20. – № 3. – С. 137–147. – DOI 10.14529/power200314.

113. Веренев, В. В. Мониторинг динамической нагруженности главных линий клеток широкополосного стана / В. В. Веренев, Н. И. Подобедов, С. В. Белодеденко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2015. – №7. – С. 110–113.

114. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RU 2022666907. Программа расчета скоростного режима электроприводов клетки прокатного стана по условию минимума амплитуды упругого момента в валопроводах / В. Р. Храмшин, Б. М. Логинов, Р. Р. Храмшин, О. А. Гасиярова. – Заявка № 2022666145 от 05.09.2022; опублик. 12.09.2022.

115. Радионов, А. А. Концептуальные направления создания цифровых двойников электротехнических систем агрегатов прокатного производства / А. А. Радионов, А. С. Карандаев, Б. М. Логинов, О. А. Гасиярова // Изв. вузов. Электромеханика. – 2021. – Т. 64. – № 1. – С. 54–68. – DOI 10.17213/0136-3360-2021-1-54-68.

116. Gasiyarov, V. R. The method of bend forming on workpieces in plate

rolling applications / V. R. Gasiyarov, A. S. Karandaev, B. M. Loginov, M. A. Zinchenko, K. E. Odintsov // Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021); A. A. Radionov, V. R. Gasiyarov (eds). – Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. – 2022. – P. 668–678. – DOI 10.1007/978-3-030-85230-6_79.

117. Gasiyarov, V. R. improving the load balancing system of the rolling mill stand drives / V. R. Gasiyarov, B.M. Loginov, M. A. Zinchenko, A.Yu. Semitko // International Russian Automation Conference (RusAutoCon). – 2021. – P. 1067–1073. – DOI 10.1109/RusAutoCon52004.2021.9537462.

118. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ RU 2022666803. Программа расчета амплитуды упругого момента в валопроводах главных электроприводов прокатного стана / В. Р. Храмшин, Б. М. Логинов, Р. Р. Храмшин, О. А. Гасиярова. – Заявка № 2022666180 от 05.09.2022; опубли. 06.09.2022.

119. Maklakova, E. A. Simulation modeling of the rolling mill stand 5000 OJSC MMK / E. A. Maklakova, V. R. Gasiyarov, A. S. Maklakov, S. S. Voronin // 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). IEEE. – 2016. – P. 1–4. – DOI 10.1109/ICIEAM.2016.7911498.

120. ibaPDA Scalable basic software for measured data collection [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.iba-ag.com/ru/ibapda> (дата обращения 07 января 2024).

121. Radionov, A. A. Controlling the electric drives of the reversing rolling stand rolls of a rolling mill to form a curvature at the workpiece front end / A. A. Radionov, V. R. Gasiyarov, A. S. Karandaev, B. M. Loginov, V. R. Khramshin // IEEE 13th International Conference on Power Electronics and Drive Systems (PEDS). IEEE. – 2019. – 7 p. – DOI 10.1109/PEDS44367.2019.8998801.

122. Шохин, В. В. Исследование электромеханической системы прокатной клетки / В. В. Шохин, О. В. Пермякова, Е. С. Кисель // Электротехнические системы и комплексы. – 2014. – № 23. – С. 40–43.

123. Логинов, Б. М. Методика расчета ресурса шпинделей клетки прокатного стана на основе on-line измерений упругого момента / Б. М.

Логинов, О. А. Гасиярова, А. А. Радионов, К. Э. Одинцов // Электротехнические системы и комплексы. – 2024. – № 2(62). – С. 17–26. – DOI 10.18503/2311-8318-2024-2(63)-17-26.

124. Miner, M. A. Cumulative damage in fatigue / M. A. Miner // J. Applied Mechanics. – 1945. – № 12. – P. 159–164. – DOI 10.1115/1.4009458.

125. Huang, T. A modified model for nonlinear fatigue damage accumulation of turbine disc considering the load interaction effect / T. Huang, R.-C. Ding, Y.-F. Li, J. Zhou, H.-Z. Huang // Metals. – 2019. – Vol. 9. – Art № 919. – DOI 10.3390/met9090919.

126. Torque Measurement System. ZETLAB [Электронный ресурс]. – URL: <https://zetlab.com/en/shop/automated-test-systems/torque-measurement-system/> (дата обращения 12 ноября 2024).

127. Tarakçi, S. External torque sensor design providing wireless and real-time data customized for drivetrain / S. Tarakçi, O. Aldemir, T. Solmaz, E. Işık // International Journal of Automotive Engineering and Technologies. – 2022. – Vol. 11. – P. 18–27. – DOI 10.18245/ijaet.982530.

128. Torque measurement on rotating shafts using strain gauge [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.bestech.com.au/blogs/torque-measurement-on-rotating-shafts-using-strain-gauge/> (дата обращения 16 июня 2024).

129. Durbex, A. V. Solutions for torque and speed measurement on electric machine controllers test benches Soluciones para la medición de par y velocidad en bancos de ensayos de controladores de máquinas eléctricas / A. V. Durbex, Y. N. Schwartz, H. E. Tacca // Conference: Revista Elektron - Fac. de Ingeniería - Universidad de Buenos Aires. – June 2021. – DOI 10.37537/rev.elektron.5.1.131.2021.

130. Salman, M. Perturbation observer-based obstacle detection and its avoidance using artificial potential field in the unstructured environment / M. Salman, H. Khan, M.C. Lee // Appl. Sci. – 2023. – Vol. 13. – № 2. – Art № 943. – DOI 10.3390/app13020943.

131. Gasiyarov, V. R. Substantiating and implementing concept of digital twins for virtual commissioning of industrial mechatronic complexes exemplified by rolling mill coilers / V. R. Gasiyarov, P. A. Bovshik, B. M. Loginov, A. S. Karandaev, V. R. Khramshin, A. A. Radionov // Machines. – 2023. – Vol. 11. – Art №

276. –DOI 10.3390/machines11020276.

132. Бовшик, П. А. Совершенствование системы управления электроприводами машины холодной правки листа / П. А. Бовшик, Б. М. Логинов, А. Ю. Семитко, В. Р. Храмшин // Изв. вузов. – Электромеханика. – 2023. – Т. 66. – № 2. – С. 22–34. – DOI 10.17213/0136-3360-2023-2-22-34.

133. Логинов, Б. М. Оценка временных задержек при обмене информацией в структурах цифровых двойников электромеханических и гидравлических систем / Б. М. Логинов // Электротехнические системы и комплексы. – 2023. – №4(61). – С. 67–75. – DOI 10.18503/2311-8318-2023-4(61)-67-75.

134. Radionov, A. A. Control system for electric drives of plate straightening machines / A. A. Radionov, A. Yu. Semitko, B. M. Loginov, V. R. Khramshin, A. A. Filimonova // International Russian Automation Conference (RusAutoCon). – 2023. – P. 1133–1138. – DOI 10.1109/RusAutoCon58002.2023.10272699.

135. Gasiyarova, O. A. Validation of moment monitoring results in rolling mill stand spindles / O. A. Gasiyarova, B. M. Loginov, A. A. Radionov, V. R. Gasiyarov, V. R. Khramshin // International Russian Smart Industry Conference (SmartIndustryCon). IEEE. – 2024. – DOI 10.1109/SmartIndustryCon61328.2024.10515422.

ПРИЛОЖЕНИЯ

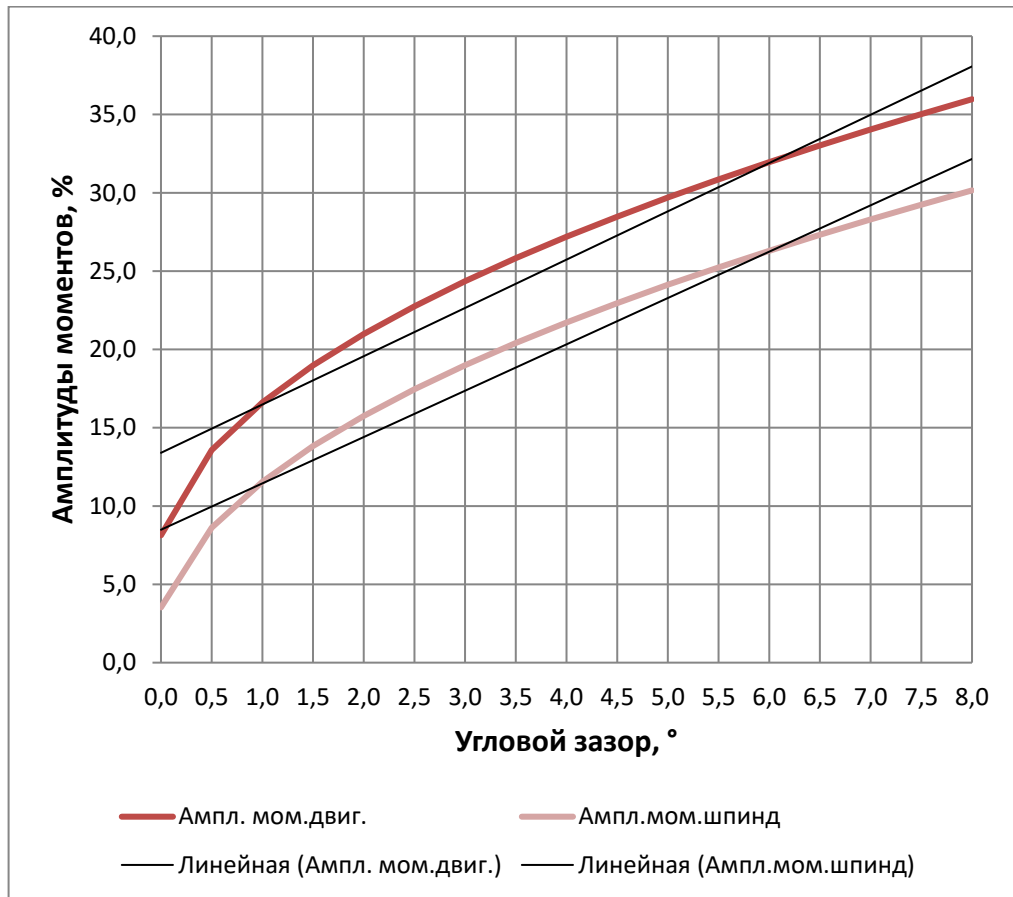


Рисунок П.1.1 – Амплитуды моментов при замыкании угловых зазоров при темпе замедления 5%/с

Таблица П.1.1 – Численные значения амплитуд моментов на рис. П.1.1

Параметр	Ед. измер.	Величина							
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Зазор δ_i	град.	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
	%	16,62	20,98	24,35	27,19	29,70	31,96	34,04	35,98
$ \Delta M_{дв_i} $	кН·м	317,4	403,3	467,5	522,2	570,2	613,6	652,8	690,8
	%	11,55	15,75	18,99	21,72	24,13	26,30	28,30	30,15
$ \Delta M_{ш_i} $	кН·м	221,8	302,4	364,8	417,0	463,3	505,0	543,4	578,9

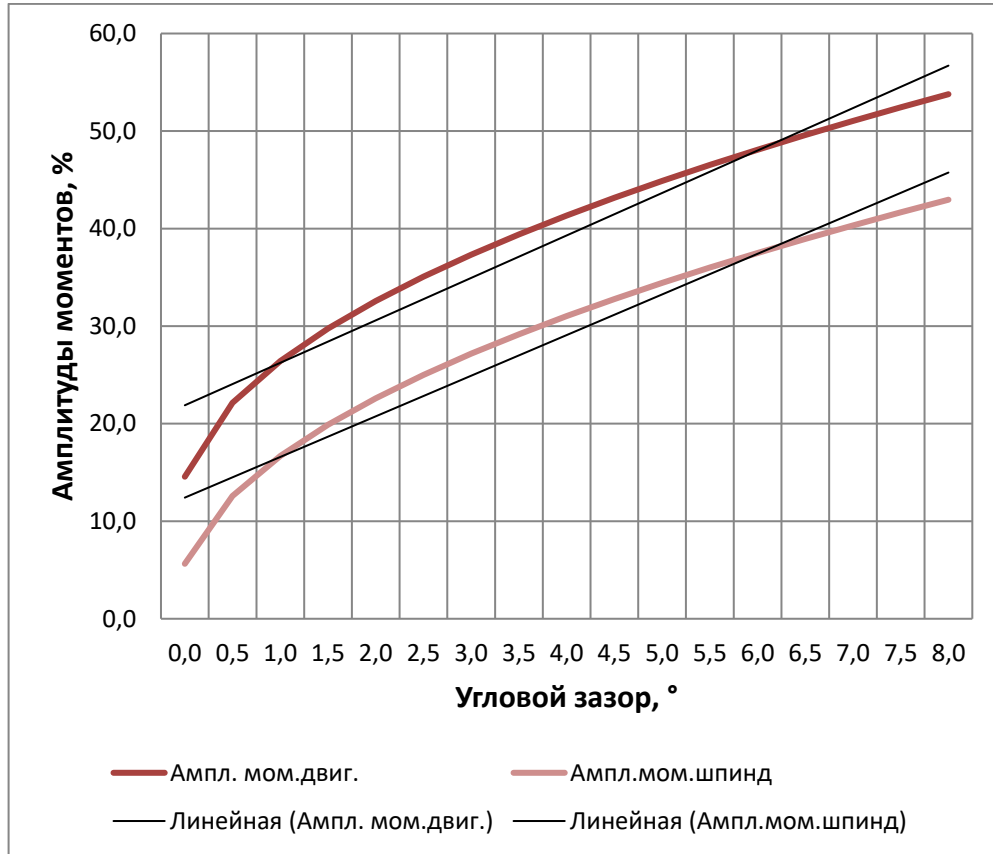


Рисунок П.1.2 – Амплитуды моментов при замыкании угловых зазоров при темпе замедления 10%/с

Таблица П.1.2 – Численные значения амплитуд моментов на рис. П.1.2

Параметр	Ед. измер.	Величина							
		Зазор δ	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0
$ \Delta M_{дв_i} $	%	26,42	32,57	37,32	41,34	44,88	46,52	51,03	53,78
	кН·м	504,2	622,1	712,8	789,6	857,2	888,5	976,7	1027,2
$ \Delta M_{ш_i} $	%	16,7	22,61	27,17	31,03	34,43	37,50	40,33	42,96
	кН·м	319,0	431,9	518,9	592,7	657,6	716,3	770,3	632,1

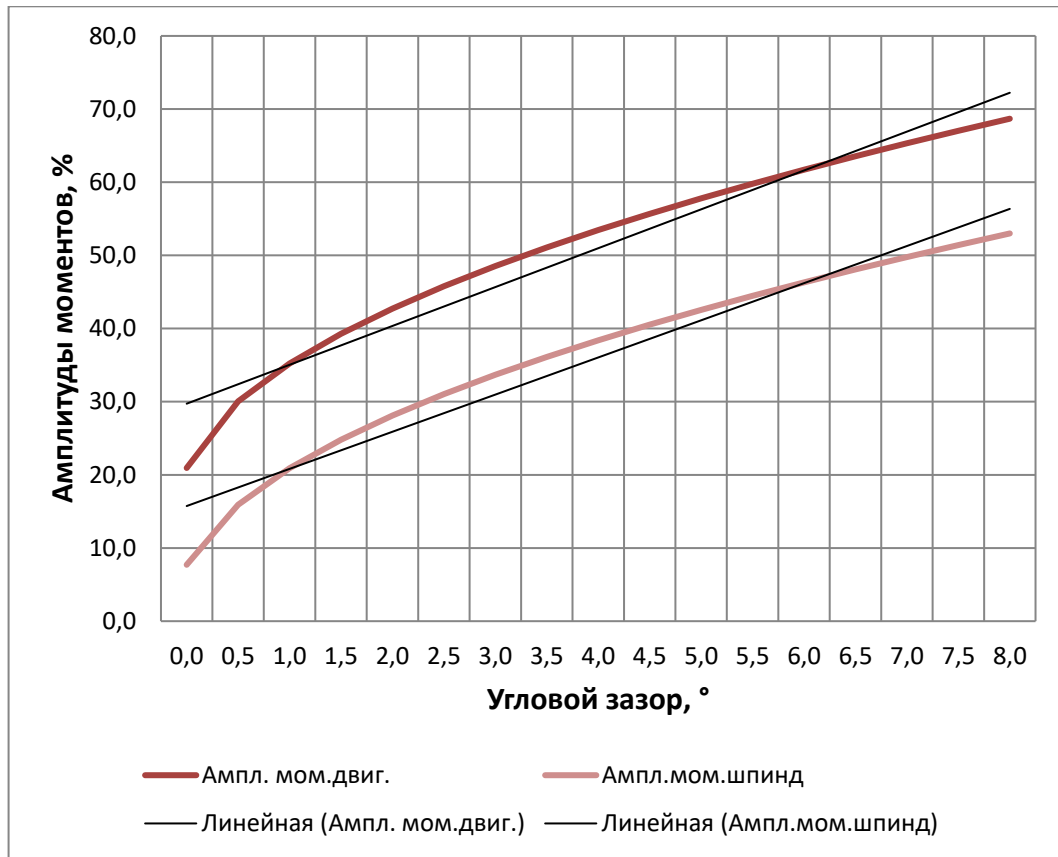


Рисунок П.1.3 – Амплитуды моментов при замыкании угловых зазоров при темпе замедления 15%/с

Таблица П.1.3 – Численные значения амплитуд моментов на рис. П.1.3

Параметр	Ед. измер.	Величина							
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Зазор δ	град.	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
	%	35,22	42,73	48,54	53,46	57,79	61,71	65,32	68,68
$ \Delta M_{дв_i} $	кН·м	672,7	816,1	927,1	1021,1	1103,8	1178,7	1247,6	1311,8
	%	20,91	28,11	33,68	38,4	42,56	46,32	49,78	53,0
$ \Delta M_{ш_i} $	кН·м	399,4	536,9	643,3	733,4	812,9	884,7	950,8	1012,3

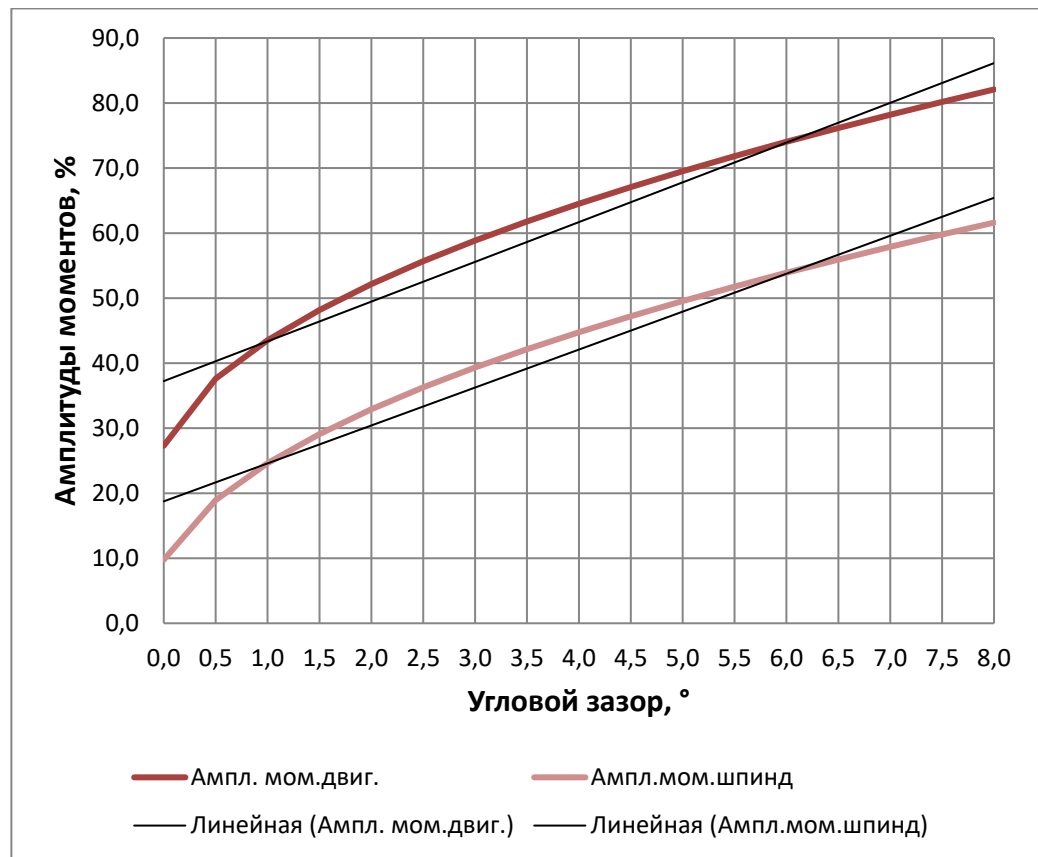


Рисунок П.1.4 – Амплитуды моментов при замыкании угловых зазоров при темпе замедления 20%/с

Таблица П.1.4 – Численные значения амплитуд моментов на рис. П.1.4

Параметр	Ед. измер.	Величина							
		1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
Зазор δ	град.	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
	%	43,52	52,16	58,86	69,52	69,52	74,05	78,21	82,09
$ \Delta M_{дв_i} $	кН·м	831,2	996,26	1124,2	1327,8	1327,8	1414,4	1493,8	1567,9
	%	24,63	32,91	39,33	44,76	49,56	53,90	57,89	61,61
$ \Delta M_{ш_i} $	кН·м	470,43	628,58	751,2	854,9	946,6	1029,5	1105,7	1176,8

**Скрипт в пакете Matlab для вычисления кратности упругого момента
с помощью модели на рис. 3.8.**

```

fprintf('Построение зависимости амплитуды упругого момента при захвате на замедле-
нии\n');
fprintf('на закрытый зазор и торможении\n');
Gap_Set = [ 0.5, 1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5, 4.5];
Dec_Set = [10.0, 30.0, 60.0, 90.0, 120.0, 150.0, 180.0, 210.0];
ResMaxTq=zeros(length(Gap_Set));
fprintf('Загрузка модели\n');
open('TestTqOpenGapMod3.slx'); % название модели 2х-масс.привода
fprintf('Запуск симуляций\n');
Gap_model=Gap_Set(1);
K_C_Model=1.0;
Dec_Model=Dec_Set(1);
for k_2=1:length(Dec_Set)
    for k_1=1:length(Gap_Set)
        Gap_model=Gap_Set(k_1);
        Dec_Model=Dec_Set(k_2);
        try
            sim('TestTqOpenGapMod3'); % запуск моделирования
        catch
            fprintf(' !! Ошибка модели !! \n');
        end
        ResMaxTq(k_1,k_2)=WS_OutSpTqMax.Data(1);
        fprintf('Зазор = %f, темп торм. = %f, Амплитуда упр.момента =
%f\n', Gap_Set(k_1), Dec_Set(k_2), ResMaxTq(k_1,k_2));
    end
end
figure1 = figure;
surf(Dec_Set,Gap_Set,ResMaxTq);
X_Gap = zeros(1,length(Gap_Set));
Y_Dec = zeros(1,length(Gap_Set));
for k_2=1:length(Gap_Set)
    MinTq=100;
    MinGap=0;
    MinDec=0;
    X_Gap(k_2)=0;
    Y_Dec(k_2)=0;
    for k_1=1:length(Dec_Set)
        if ResMaxTq(k_2,k_1) < MinTq
            MinTq = ResMaxTq(k_2,k_1);
            MinGap = Gap_Set(k_2);
            MinDec = Dec_Set(k_1);
            X_Gap(k_2)=MinGap;
            Y_Dec(k_2)=MinDec;
        end
    end
end
end

```

```

fprintf('Минимальное значение. кратность момента = %f, темп торм.
= %f, зазор = %f\n', MinTq, MinDec, MinGap);
end
p = polyfit(X_Gap,Y_Dec,3);
x1 = linspace(0,5);
y1 = polyval(p,x1);
figure2 = figure;
axes1 = axes('Parent',figure2);
plot(X_Gap,Y_Dec,'o')
hold on
plot(x1,y1)
set(axes1,'XGrid','on','YGrid','on');
hold off

```

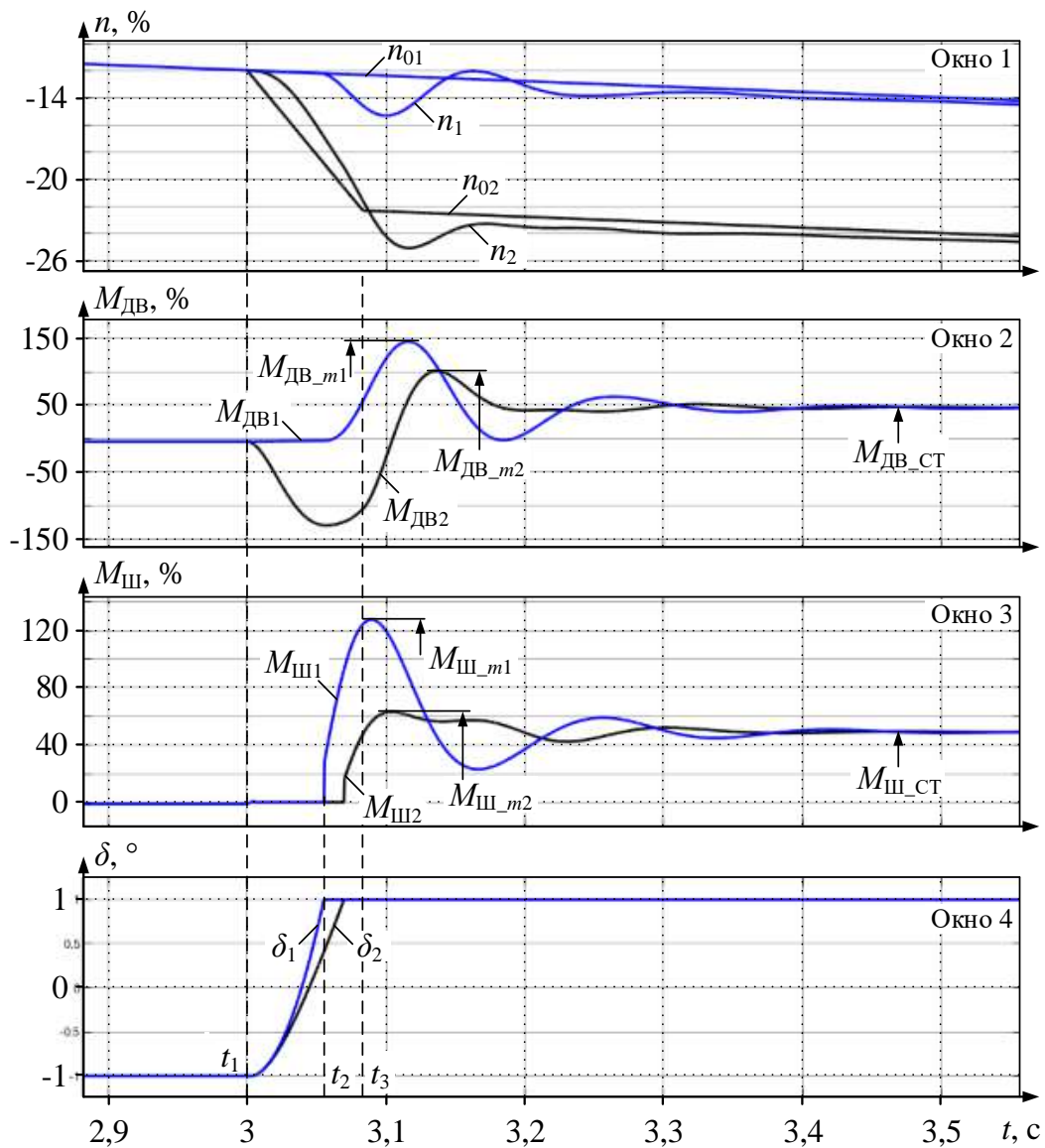


Рис. П.2.1. Результаты моделирования процессов в режиме захвата при торможении: угловой зазор 2°

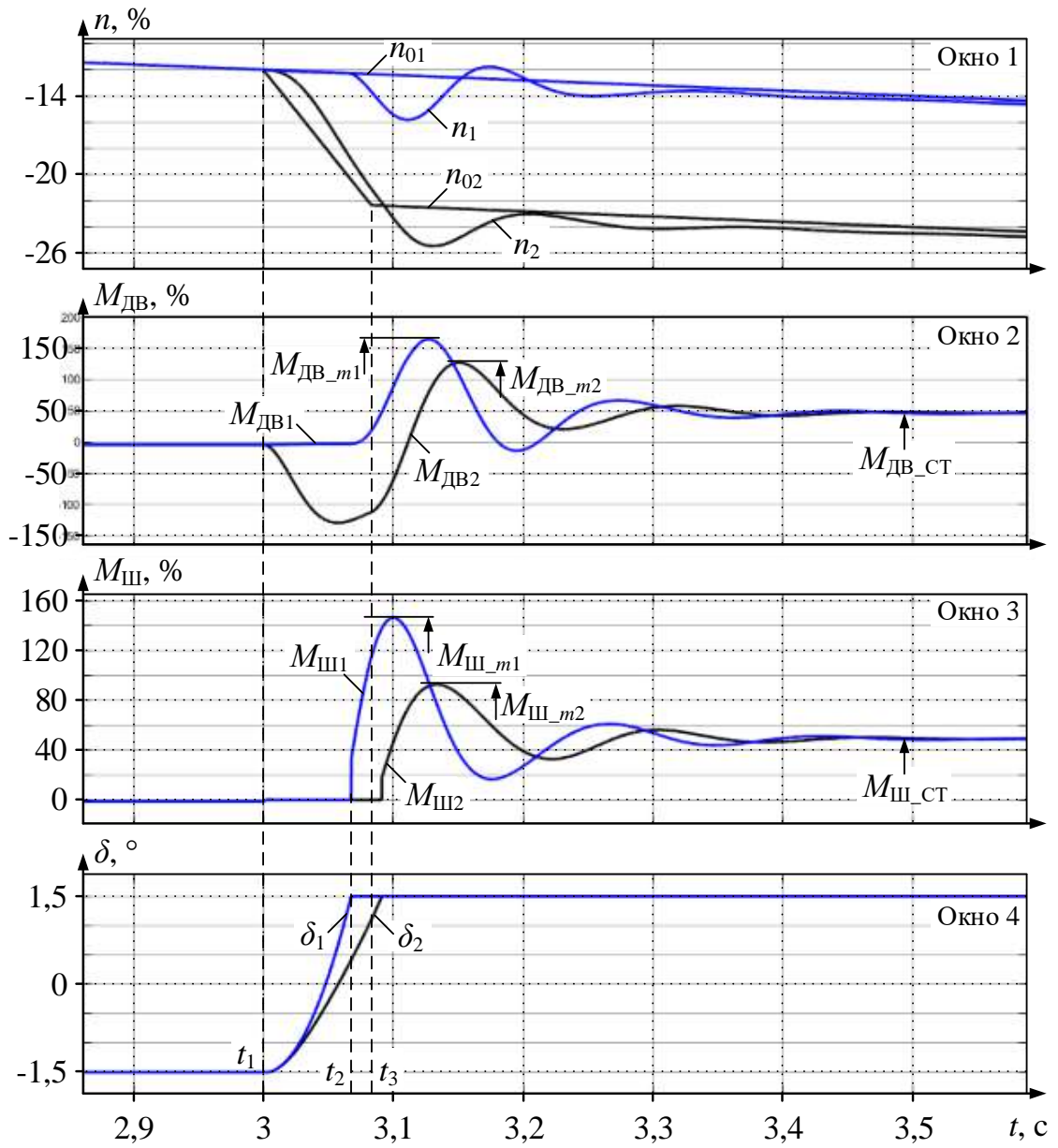


Рис. П.2.2. Результаты моделирования процессов в режиме захвата при торможении: угловой зазор 3°

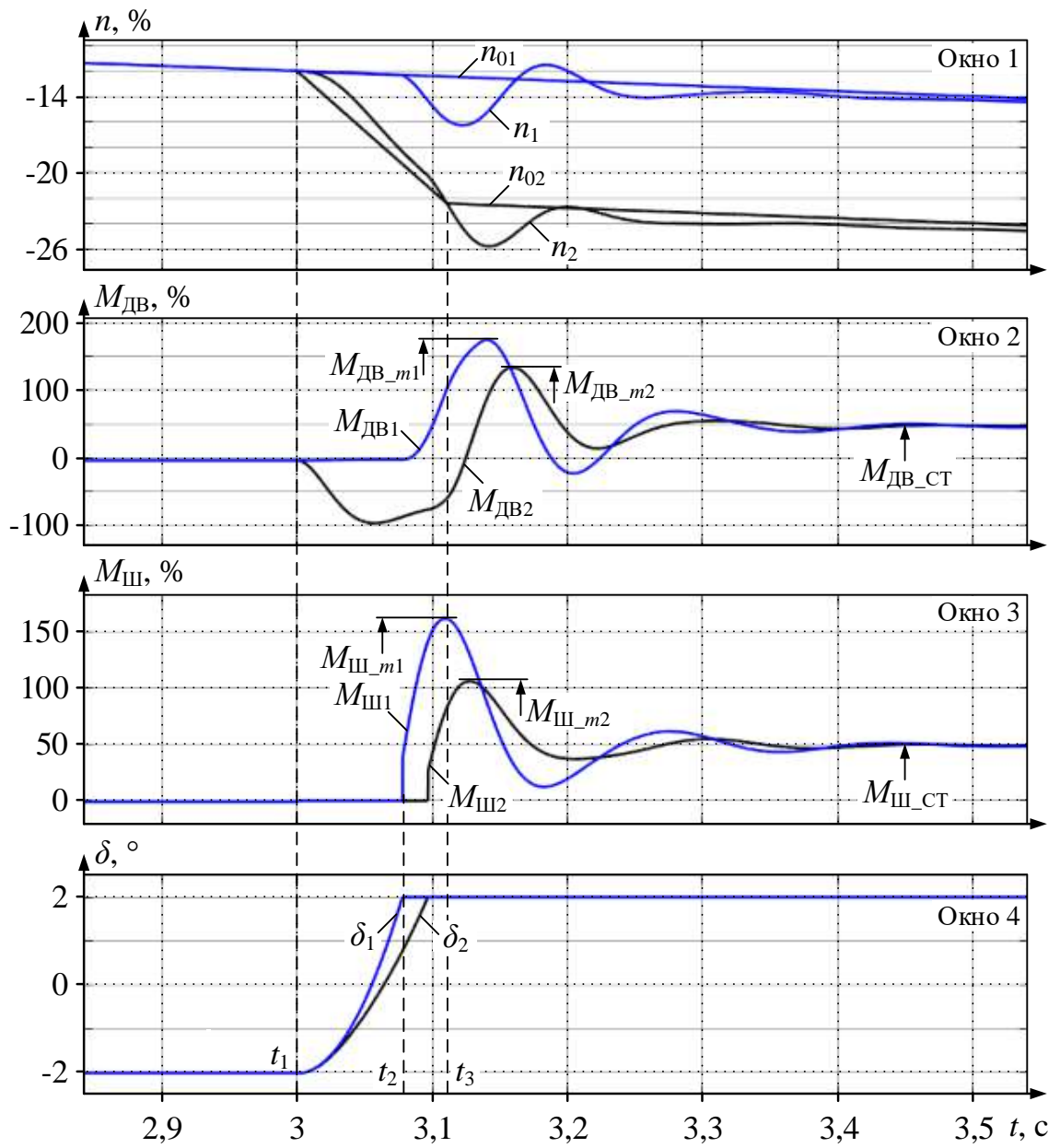


Рис. П.2.3. Результаты моделирования процессов в режиме захвата при торможении: угловой зазор 4°

УТВЕРЖДАЮ:
 Главный специалист группы по
 развитию НТЦ ПАО «ММК»

 И.В. Денисов
 « 17 » _____ 2022 г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ
результатов НИОКР по договору № 243136 от 14.05.2020 г
«Разработка и внедрение алгоритмов оптимизации нагрузочных и тепловых режимов электроприводов горизонтальной клетки стана 5000 при прокатке слэбов расширенного сортамента»

Работа проводится в рамках «раздела VI Энергоэффективность, энергосбережение, ядерная энергетика, п.4. Технологии создания энергосберегающих систем транспортировки, распределения и использования энергии, пп.21 разработка технологий диагностики остаточного ресурса силового электрооборудования» «Перечня научных исследований и опытно-конструкторских разработок, расходы налогоплательщика на которые в соответствии с пунктом 7 статьи 262 части второй Налогового кодекса Российской Федерации включаются в состав прочих расходов в размере фактических затрат с коэффициентом 1,5», утвержденного Постановлением Правительства РФ от 24.12.2008 №968 (в редакции от 18.05.2019)

Краткое описание выполненных работ:

Выполнены сбор и обработка данных по существующим режимам работы механизмов клетки в привязке к технологии производства. Выполнен анализ работы систем лыжеобразования и распределения нагрузок в процессе прокатки слэбов с учетом существующей технологии прокатки. Выполнено исследование распределения нагрузок главных приводов верхнего и нижнего валков (ВГП и НГП) при существующих настройках системы лыжеобразования и регулятора деления нагрузок (РДН).

Разработан способ согласования скоростей двигателей ВГП и НГП в режиме формирования «лыжи» за счет их коррекции в функции разности сигналов заданий на входах регуляторов скоростей.

Разработан адаптивный РДН с переключающейся структурой, обеспечивающий форсированное согласование скоростей электроприводов верхнего и нижнего валков за счет отключения интегральной части РДН и увеличения коэффициента усиления пропорциональной части.

Разработан способ ограничения динамического момента при ударном приложении нагрузки, согласно которому предлагается осуществлять индивидуальную компенсацию составляющих динамического момента, обусловленных ударом при замыкании углового зазора и упругими свойствами механической передачи.

Разработаны алгоритм и программа автоматизированного анализа нагрузочных и тепловых режимов электроприводов. Выполнен анализ режимов двигателей при прокатке слэбов различного сортамента при внедрении разработанных алгоритмов.

Выполнены исследования экстремальных динамических нагрузок на шпинделях в аварийных режимах (окольцевание валка полосой, поломка валка и головки шпинделя при захвате, аварийное отключение во время прокатки). Определены мероприятия по ограничению динамических нагрузок и предотвращению аварийных ситуаций.

Полученный результат:

На АРМ поста управления №2 стана 5000 установлено ПО управляющего контроллера клетки стана 5000: системы управления главным приводом – программа MDC и система управления скоростными режимами, позволяющие внедрить в промышленную эксплуатацию следующие инструменты управления:

- способ согласования скоростей двигателей ВГП и НГП в режиме формирования «лыжи»;
- алгоритм разработанного адаптивного РДН с переключающейся структурой;
- способ ограничения динамического момента при ударном приложении нагрузки;
- алгоритм автоматизированного анализа скоростных и нагрузочных режимов электроприводов.

Внедрение разработанных алгоритмов оптимизации нагрузочных и тепловых режимов электроприводов горизонтальной клетки стана 5000 позволяет обеспечивать достижение следующих показателей:

- снижение неравномерности загрузки двигателей по моменту (рассогласование моментов не более 15% на 80% длины заготовки);
- увеличение срока службы оборудования горизонтальной клетки за счет уменьшения количества перегрузок электрического и механического оборудования – в 1,2 раза;
- сокращение количества внеплановых или аварийных замен шпинделя в 1,5 раза;

- сокращение времени аварийных простоев стана, обусловленных поломками оборудования линий главных приводов - в 1,5 раза.

За счет применения интегрированных алгоритмов оптимизации нагрузочных режимов обеспечена возможность внедрения практических мероприятий по снижению аварийности и продлению сроков эксплуатации технологического оборудования стана.

Способность к правовой охране полученного результата: подготовлены материалы для подачи заявка на регистрацию программы для ЭВМ.

Дата фактического внедрения 1 сентября 2022 г.

Срок полезного использования 2 года.

Отв. исполнитель НИОКР

Согласовано:

Начальник ПТЛ

Начальник ЦЭТЛ

Ответственный по НИОКР от ПТЛ

Ответственный по НИОКР от ЦЭТЛ

Куратор договора (от НТЦ)

А.С. Карандаев

Е.В. Брайчев

А.Г. Шубин

А.М. Овсов

Б.М. Логинов

Л.П. Добрынина

09.09.2022

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**СВИДЕТЕЛЬСТВО**

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022666803**Программа расчета амплитуды упругого момента в валопроводах главных электроприводов прокатного стана**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова» (RU)*

Авторы: *Храмшин Вадим Рифхатович (RU), Логинов Борис Михайлович (RU), Храмшин Рифхат Рамазанович (RU), Гасиярова Ольга Андреевна (RU)*

Заявка № 2022666180

Дата поступления 05 сентября 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 06 сентября 2022 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2022666907

**Программа расчета скоростного режима
электроприводов клетки прокатного стана по условию
минимума амплитуды упругого момента в валопроводах**

Правообладатель: **Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Магнитогорский государственный технический
университет им. Г.И. Носова» (RU)**

Авторы: **Храмшин Вадим Рифхатович (RU), Логинов Борис
Михайлович (RU), Храмшин Рифхат Рамазанович (RU),
Гасиярова Ольга Андреевна (RU)**

Заявка № 2022666145

Дата поступления 05 сентября 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 12 сентября 2022 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов