

На правах рукописи



КОНДРАТЕНКО ЛЕОНИД АНАТОЛЬЕВИЧ

**РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ
ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ И
ДЕФОРМАЦИЙ В НЕРАЗЪЕМНЫХ ТРУБНЫХ
СОЕДИНЕНИЯХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК**

**Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры**

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук**

Москва 2017

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

Научный консультант:

доктор технических наук, профессор **Дмитриев Владимир Георгиевич.**

Официальные оппоненты:

Морозов Евгений Михайлович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Физика прочности» ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский ядерный университет МИФИ», г. Москва;

Москвитин Геннадий Викторович, доктор технических наук, профессор, заведующий лабораторией «Надежность и долговечность при термомеханических циклических воздействиях» ФГБУН «Институт Машиноведения им. А.А. Благонравова» РАН, г. Москва;

Белашова Ирина Станиславовна, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Технология конструкционных материалов» ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», г. Москва.

Ведущая организация – АО ОКБ «ГИДРОПРЕСС», г. Подольск, Московская область.

Защита состоится «20» декабря 2017 г. в 15⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.125.05 при ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»: 125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в научно-технической библиотеке ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» и на сайте <https://mai.ru/upload/iblock/088/kondratenko.pdf>.

Автореферат разослан «___» _____ 2017 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Г.В. Федотенков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Теплообменные аппараты, состоящие из размещаемых в различных корпусах трубных пучков с большим количеством труб, закрепленных в коллекторах (трубных досках), широко применяются в различных отраслях промышленности. В судостроении они используются для передачи мощности к гребному винту с помощью атомной паропроизводящей установки. В ракетно-космической отрасли теплообменные аппараты предполагается использовать в ядерных энергодвигательных установках.

В настоящее время атомный энергопромышленный комплекс составляет одну из приоритетных отраслей Российской экономики с высокой долей объема валового национального продукта. Разработка ядерных энерготехнологий нового поколения для атомных электростанций, создание современных теплоэнергетических агрегатов, генерирующих большие мощности, требуют новых конкурентоспособных технологических решений, направленных на обеспечение ядерной и радиационной безопасности, укрепление инновационного потенциала российских ядерных технологий и расширение сферы их использования¹.

В соответствии с постановлением Правительства РФ «Развитие атомного энергопромышленного комплекса России...» № 605 от 06.10.06 и его распоряжением № 215-р от 22.02.08 до 2020 года планируется ввести 32,3 ГВт генерирующих мощностей, в результате чего установленная мощность АЭС России должна превысить 53 ГВт. Выполнение программы позволит к 2020-му году увеличить долю производства электроэнергии на АЭС до 20 ÷ 30% в целом по стране и до 30 ÷ 40% в европейской части России.

Решение отмеченных задач возможно при создании установок или строительстве АЭС, содержащих в основном агрегаты, включающие новые теплообменные аппараты с большим количеством труб, только в случае гарантированного высокого качества изготовления как самих аппаратов, так и узлов крепления труб.

Одной из сложнейших и ответственных технологических операций изготовления трубных пучков теплообменных аппаратов является крепление труб в трубных решетках (досках, коллекторах). Так, для реализации отмеченной правительственной программы потребуется ввести в строй до 35 парогенераторов типа ПГВ-1000, в которых необходимо изготовить порядка 800000 узлов крепления теплообменных труб. Они могут выполняться с помощью взрыва, гидравлической раздачи, роликового вальцевания, сварки, а в ряде случаев комбинацией этих операций. Создание такого неразъемного соединения включает упруго-пластическое деформирование трубы, приводящее к увеличению ее диаметров и созданию требуемого контактного напряжения между сопрягаемыми поверхностями, обеспечивающих

¹ Постановление Правительства РФ от 2 июня 2014 г. № 506-12 «Об утверждении государственной программы Российской Федерации «Развитие атомного энергопромышленного комплекса»

получение соединения с натягом. Широко применяемое роlikовое вальцевание сопровождается циклическими профилигибочными процессами и связанными с этим динамическими явлениями в технологическом оборудовании, оказывающими воздействие на исходный процесс в сочетании с возникающим остаточным напряженным состоянием конструкции. Ещё на стадии изготовления, имеют место сложное нагружение, неравномерная деформация металла в зоне контакта, концентрация технологических напряжений в окрестностях соединения, высокоградиентное напряженное состояние узла крепления, ведущее при определенных условиях как к неплотному соединению трубы с трубной доской, так и образованию технологических дефектов в виде деформативности, трещин, шелушения, коррозии и пр.

Кроме этого, теплообменные процессы в аппаратах сопровождаются колебаниями нагрузки и температуры, выпадением осадка. На трубы в поперечном и осевом направлениях действуют переменные силы. Сочетание колебаний силовых факторов, наличие или образование между контактирующими поверхностями щелей, в которые проникает осадок в течение достаточно длительного интервала времени, либо приводит к щелевой коррозии с последующей разгерметизацией теплообменных контуров, либо к быстрой потере плотности и прочности узла крепления труб. В обоих случаях происходит потеря несущей способности агрегатов, радиоактивное загрязнение оборудования и трубопроводов, выход из строя оборудования. Устранение последствий подобных ситуаций требует многомиллиардных затрат.

Следует отметить также, что основными тенденциями развития отечественного и мирового атомного машиностроения является использование новых материалов для теплоносителей, биметаллических труб, однослойных труб разных размеров и форм, способных существенно повысить удельную мощность агрегатов. При этом проблема ресурса, надежности и безопасности оборудования атомных энергоустановок (АЭУ) становится все более важной, если не преобладающей. Для таких конструкций методы закрепления труб еще не разработаны, поскольку отсутствует оборудование и инструменты. Назревшая необходимость внедрения современных технологий требует разработки инструментально-технологического комплекса нового поколения.

Кроме этого теоретические модели для новых трубных конструкций с резким изменением профиля в сечении (шестигранным и пр.), из новых материалов, включая многослойные и разнородные материалы, слабо разработаны. Эти вопросы освещены в упрощенной постановке, в основном, без учета динамических профилигибочных процессов и влияния инструментально-технологического комплекса на прочность и качество получаемых неразъемных соединений. Отсутствует единая концепция оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) узлов крепления труб и качественных показателей (деформативность, герметичность,

прочность) с учетом выбора рациональных технологий закрепления и применения производственного оборудования.

Создание инновационных методов закрепления труб различной конструктивной формы из перспективных материалов на основе новых конструкторских и технологических решений возможно только после проведения комплексных исследований, способствующих научно обоснованному выбору тех или иных способов производства. Такой подход также способствует повышению конкурентоспособности изделий и соответствует современной инновационной политике в рамках Приоритетных направлений развития науки, технологий и техники в Российской Федерации, определяемых Перечнем критических технологий Российской Федерации, утвержденных Президентом РФ от 7 июля 2011 года Пр-№ 899.

В этой связи разработка расчетно-экспериментальных методов исследования технологических напряжений и деформаций, обусловленных профилирующими процессами изготовления трубных соединений с натягом, позволяет выработать комплексные подходы к изучению закономерностей и связей, динамических процессов в инструментально-технологическом комплексе, напряженно-деформированного состояния узлов крепления труб, обусловленные технологиями закрепления, а также выработать методологию исследований, включающую, необходимую последовательность выполнения расчетно-экспериментальных исследований, выбор или разработку нового оборудования и способов закрепления, обеспечивающих требуемые прочность и герметичность соединения, повышение производительности труда, импортонезависимости, улучшению условий труда и др.

Это способствует производству перспективных конструкций теплообменных аппаратов АЭУ с повышенными энергетическими и эксплуатационными характеристиками. Отсюда непосредственно вытекает *актуальность* темы диссертационной работы.

Целью работы является разработка расчетно-экспериментальных методов исследования технологических напряжений и деформаций профилирующих процессов изготовления трубных соединений с натягом, позволяющих создать с позиции системного подхода методологию исследований напряженно-деформированного состояния узлов крепления теплообменных труб с учетом влияния инструментально-технологического комплекса и его динамики, а также разработка на базе проведенных исследований нового оборудования и инновационных способов закрепления, обеспечивающих импортонезависимость и реализацию перспективных конструкций атомных энергоустановок.

Для достижения указанной цели поставлены и решены следующие *основные задачи*:

1. Разработаны и теоретически обоснованы расчетно-экспериментальные методы исследования напряженно-деформированного состояния неразъемного соединения «труба – трубная доска»; позволяющие получить

математические модели упругого деформирования трубы, условия ее перехода в пластическое состояние и решения по определению деформаций и технологических напряжений в узлах крепления теплообменных труб при сложном нагружении, профилирующих процессов: роликовым вальцеванием и гидравлической раздачей.

2. Получены аналитические решения по определению интенсивности напряжений в неразъемном соединении «труба – трубная доска» с учетом параметров перфорации трубной доски, многогнездности конструкции и особенностей воздействий инструментально-технологического комплекса.

3. Изучены профилирующие процессы при создании неразъемного соединения «трубная доска (коллектор) – труба» и разработаны вопросы механики роликовой вальцовки: кинематика; силовые взаимодействия; метод оценки работоспособности её рабочих органов. Получены математические модели механики роликового вальцевания и определены критерии вальцевания, включающие необходимые условия пластического деформирования трубы для создания неразъемного соединения с натягом с требуемыми параметрами конструкционных и эксплуатационных характеристик (деформативности, герметичности, прочности, коррозионной стойкости).

4. Для изучения закономерностей и связей динамических явлений в профилирующих процессах разработаны оригинальные методики, стенды и впервые проведены экспериментальные исследования динамики роликового вальцевания, остаточных напряжений в деталях узлов крепления труб с учетом особенностей пластического деформирования трубы при её закреплении в трубной доске.

5. Разработаны основы динамики системы «привод – рабочие органы роликовой вальцовки», дающие возможность оценивать влияние различных факторов (трение, температура, геометрические размеры, участие человека-оператора) на процесс вальцевания и качественные параметры узлов крепления.

6. Разработан новый аналитический метод исследования колебаний скоростей движения и напряжений в системе «привод – стержень – исполнительный орган», позволяющий на основании расчета частотных характеристик и критерия Одингга оценивать ресурс детали в ходе профилирующего процесса.

7. Разработана методология системного подхода исследования НДС неразъемных трубных соединений, обусловленного профилирующими процессами, включающая последовательное проведение расчетно-экспериментальных исследований, выбор рациональной технологии пластической деформации труб и оборудования на основе минимизации уровней остаточных напряжений в узлах крепления, повышения степени автоматизации процесса изготовления, качества закрепления, снижения импортозависимости и улучшения условий труда в реализации перспективных конструкций АЭУ.

8. Разработаны новые конструкции вальцовочных машин и сформулированы пути развития современного инструментально-технологического комплекса, позволяющие разрабатывать и внедрять инновационные технологии закрепления новых конструкций неразъемных соединений повышенного качества с высокой производительностью труда при изготовлении и ремонте энергетических установок.

9. Применена на практике методология исследования нестационарных профилирующих процессов при закреплении теплообменных труб в АЭУ ВВЭР-1000, БН-800, БН-1200 и других энергоустановках.

Научная новизна результатов работы заключается в следующем:

1. Дано теоретическое обоснование закономерностей деформирования теплообменных труб в операциях закрепления, определены условия перехода их в пластическое состояние и получены новые математические модели напряженно-деформированного состояния неразъемного соединения «труба – трубная доска» с учетом особенностей сложного силового взаимодействия профилирующих процессов.

2. Численным методом исследован механизм деформации трубы при роликовом вальцевании и впервые доказано отсутствие пластических деформаций в трубных досках с высокой степенью перфорации и многогнездными креплениями труб. Установлено, что степень прилегания трубы к стенке отверстия в изделии целесообразно оценивать по радиальному нормальному напряжению в зоне контакта между трубой и стенкой отверстия.

3. Разработана механика роликовой вальцовки; получены уравнения кинематики, силовых взаимодействий и динамики работы, выявлено геометрическое проскальзывание роликов относительно трубы, ведущее к относительно высокочастотным колебаниям момента сопротивления, произведена оценка работоспособности инструмента.

4. Получены новые математические модели профилирующего процесса роликового вальцевания и обоснованы критерии вальцевания, выполнение которых обеспечивает требуемые качественные, прочностные и эксплуатационные характеристики узлов крепления труб, повышение надежности теплообменных аппаратов, импортнезависимости, производительности и улучшения условий труда изготовления и ремонта.

5. Разработан новый аналитический метод определения остаточных напряжений, дана количественная оценка напряженного состояния в окрестностях узла крепления теплообменных труб при роликовом вальцевании и гидравлической раздаче. Впервые решение построено для области многогнездного крепления труб с высокой степенью перфорации решетки без использования классической задачи приведения в силу сложного нагружения, обусловленного особенностями профилирующих процессов.

6. Впервые проведены экспериментальные исследования динамики роликового вальцевания и установлены закономерности силовых факторов в работе вальцовок при закреплении труб в отверстиях. Получены

экспериментальные зависимости окружных остаточных напряжений в трубах до и после вальцевания с использованием оригинальных методик и стендов.

7. Разработаны основы динамики системы «привод – рабочие органы роликовой вальцовки» с учетом конструкции веретена и использования различных приводов вальцовочной машины: электро, пневмо, гидродвигателя,- а также реакции человека-оператора, дающие возможность оценить многофакторное влияние на качество узла крепления.

8. Разработан новый метод исследования колебаний скоростей движения и напряжений в системе «привод – стержень – исполнительный орган», дающий возможность оценивать колебания скорости движения роликов и напряжений в веретене, а также эксплуатационный ресурс деталей вальцовки, существенно влияющие на уровни технологических напряжений и деформаций в узлах крепления труб.

9. Разработана и применена на практике методология исследований технологических напряжений и деформаций циклических профилированных процессов при закреплении ряда теплообменных труб, заключающаяся в последовательном определении: НДС неразъемных трубных соединений с натягом; технологичности операции закрепления (трудоемкость, возможность реализации имеющимися или разработке новых методов закрепления); радиального нормального напряжения в зоне контакта поверхностей трубы и отверстия, величины крутящего момента в зонах соединения с учетом динамики взаимодействия контактирующих поверхностей и используемых механизмов; технологических напряжений и параметров неразъемного соединения, а также сварного шва, до и после термоциклических испытаний в однострубных и многотрубных образцах.

10. Получены патенты и внедрены в производство новые способы закрепления теплообменных труб; устройство для настройки вальцовочных машин. Разработаны и запатентованы новые стенды для исследований; вальцовочные машины, позволяющие реализовывать перспективные конструкции узлов крепления (с биметаллическими, толстостенными и др. трубами), повысить стабильность требуемого качества изготовления, ресурс, надежность и безопасность АЭУ, обеспечить импортонезависимость, а также улучшить условия труда.

Новизна технических решений подтверждена восьмью патентами.

Достоверность полученных результатов обеспечивается использованием основных положений механики сплошной среды, методов теории упругости, теоретической и прикладной механики, теории колебаний и автоматического регулирования, корректностью экспериментальных методов определения остаточных напряжений с применением современной аппаратуры, а также апробированных методов и пакетов математического моделирования. Корреляция теоретических и экспериментальных исследований с погрешностью, не превышающей 10%, в достаточно полной мере гарантирует обоснованность и достоверность результатов диссертационной работы.

Практическая значимость и внедрение результатов. Результаты исследований диссертационной работы внедрены на ПАО «ЗиО-Подольск», филиале ЗАО «АЭМ-технологии» АТОММАШ» при изготовлении изделий АЭС, в числе которых: парогенераторы ПГВ-1000М, ПГВ-1000МКП, подогреватели ПВД-К, ПНД, ПСВ, энергоблоки БН-600, БН-800, теплообменники СПОТ, конденсаторы, подогреватели, бойлеры Курской АЭС; изделия нефтегазхимии: АВО, теплообменники проекта Сахалин-2, регенераторы РВП-3600, теплообменники «Famek», подогреватели «PLENTY» и др, что подтверждено актом внедрения. Результаты теоретических исследований могут быть использованы в нефтехимической, судостроительной и других отраслях отечественной экономики.

Личное участие автора

Результаты исследований и разработок являются итогом многолетней работы автора, как старшего научного сотрудника ВНИИБТ, начальника бюро, ведущего технолога отдела главного технолога ОАО «Машиностроительный завод «ЗиО-Подольск», доцента Московского государственного машиностроительного университета (МАМИ), старшего научного сотрудника ГНЦ НПО «ЦНИИТМАШ», докторанта МАИ. Диссертантом разработаны все математические модели и теоретические положения, выполнены все расчеты, в том числе с помощью оригинальных программ на ПЭВМ. Он принимал непосредственное участие в разработке ряда запатентованных конструкций инструментов и установок, способов изготовления теплообменных аппаратов, а также применяемых в производстве технологических указаний и инструкций, экспериментальных методик и оборудования, в проведении экспериментальных исследований для выработки технических решений в операциях закрепления теплообменных труб.

На защиту выносятся:

1. Расчетно-экспериментальные методы исследования технологических напряжений и деформаций нестационарных профилигибочных процессов изготовления трубных соединений с натягом в атомных энергоустановках на основе принятых положений механики сплошной среды, теорий колебаний и автоматического управления с возможным использованием для новых трубных конструкций нестационарного профиля и многослойных материалов.

2. Математические модели исследования напряженно-деформированного состояния трубного соединения «труба – трубная решетка», обусловленного пластическим деформированием трубы в операциях закрепления – гидравлической раздачей и роликовым вальцеванием с учетом многогнездности крепления и высокой степени перфорации трубной решетки.

3. Механика роликовой вальцовки, критерии вальцевания и математические модели кинематики, силовых взаимодействий, динамики работы инструмента с оценкой его работоспособности.

4. Механика процесса роликового вальцевания с обоснованием выбора режимов работы, обеспечивающих требуемые параметры качественных, прочностных и эксплуатационных характеристик АЭУ.

5. Результаты экспериментальных исследований динамики роликового вальцевания, остаточных напряжений в трубах и параметров операций закрепления.

6. Метод исследования колебаний скоростей движения и напряжений в системе «привод – стержень – исполнительный орган» и основы динамики системы «привод – рабочие органы роликовой вальцовки», позволяющие оценивать колебания инструмента с учетом реакции человека-оператора, рассчитывать параметры, режимы работы применяемого и нового вальцовочного оборудования с целью повышения качества изготовления и ремонта узлов крепления теплообменных труб.

7. Методология исследований циклических профилегибочных процессов крепления теплообменных труб в трубных решетках с учетом комплексного рассмотрения всех факторов влияния взаимосвязанной цепи «неразъемное соединение с натягом – профилегибочный процесс – инструмент – оборудование» с целью выявления особенностей деформирования деталей узлов крепления, определения и минимизации уровней технологических напряжений, создания качественных узлов крепления, повышения надежности теплообменных аппаратов, импортонезависимости, производительности и улучшения условий труда при изготовлении и ремонте.

8. Новые конструкции вальцовочного оборудования и стенды для исследований, дающие возможность повысить качество изготовления узлов крепления теплообменных труб и импортонезависимость, во многом определяющих надежность, ресурс, безопасность и эффективность работы АЭУ.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях и семинарах: **1.** Ежегодные Международные научные семинары «Технологические проблемы прочности», Подольский филиал МГМУ (МАМИ), Подольск, 2003-2015гг. **2.** Секция НТС «Технологии атомного машиностроения» ГК «Росатом», Москва, 30.11.2014. **3.** Научные чтения им. И.А. Одингга «Механические свойства современных конструкционных материалов», Москва, ИМЕТ РАН, 2016. **4.** Международная конференция «Vibroengineering-2016», Москва, 2016, ИМАШ, РАН. **5.** V международный научный семинар «Динамическое деформирование и контактное взаимодействие тонкостенных конструкций при воздействии полей различной физической природы», МАИ, 2016. **6.** XXIII Международный симпозиум «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред им. А.Г. Горшкова», МАИ, Москва, 2017.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 64 работы, включая 25 научных статей в изданиях, входящих в перечень ведущих рецензируемых

научных журналов, рекомендованных ВАК РФ, а также 3 монографии и 8 патентов, 5 из которых являются патентами на изобретение и 3 патента на полезную модель.

Структура и объем работы. Диссертация изложена в двух томах. В первом томе приводится основное содержание работы на 275 листах машинописного текста, состоящего из введения, семи глав и списка литературы из 166 наименований. Во втором томе (106 стр.) приведены приложения, где представлены оригинальные программы вычислений, технология проведения экспериментов, ориентировочные расчеты трудоемкости операций, а также акты внедрения результатов проведенных исследований. В текст двух томов включены 16 таблиц и 105 рисунков.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертационной работы, сформулирована цель диссертации и новизна проведенных исследований, касающихся таких важных жизненных циклов энергетических установок, как этапов изготовления и ремонта, во многом определяющих надежность, ресурс, безопасность и эффективность работы. Указаны объекты внедрения диссертационной работы.

В первой главе изложены состояние вопроса, задачи, методы и методики исследования. Выделены особенности технологий изготовления и ремонта узлов крепления теплообменных труб в энергетических установках. Такими способами закрепления являются: роликовое вальцевание, гидравлическая и прессовая раздача, импульсное воздействие с помощью взрывчатых веществ и некоторые другие. Наиболее широко используются первые два из указанных выше способов, рис.1, которые и исследуются в данной работе.

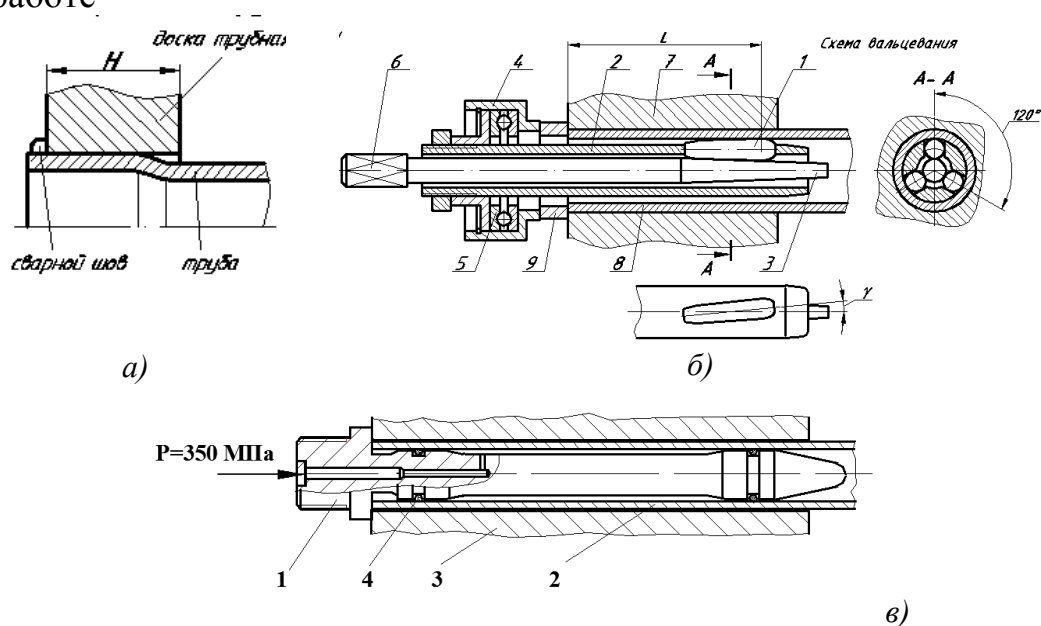


Рис. 1. Общий вид узла крепления теплообменной трубы и методы закрепления: а – узел крепления; б - роликовое вальцевание: 1- ролики; 2- корпус; 3- веретено; 4- обойма; 5- подшипник; 6- хвостовик; 7-доска трубная; 8- труба; в- гидрораздача: 1- зонд; 2- труба; 3- доска трубная; 4- уплотнительные кольца)

При создании неразъемного соединения «труба – трубная доска» (коллектор) установленную в отверстие трубу пластически деформируют, чтобы создать требуемый натяг, гарантирующий герметичность, прочность и коррозионную стойкость узла крепления.

Так, при роликовом вальцевании (рис. 1,б) коническая часть вращающегося веретена из-за трения вызывает вращение и переносное движение конических роликов, которые вследствие перекрещивания их осей с осью веретена втягивают последнее в трубу, приводя к увеличению диаметра окружности переносного движения. При этом происходит неравномерное возрастание внутреннего диаметра трубы с последующим также неравномерным образованием контакта с поверхностью отверстия. При гидрораздаче (рис. 1,в), применяемой в АЭУ, подводимая по каналу в зонде жидкость, попадая в камеру между двумя уплотнительными кольцами давлением до 400 МПа, раздает трубу, неравномерно прижимая ее к стенке отверстия. Метод закрепления труб с помощью взрывных технологий из-за высоких остаточных напряжений в последние годы стараются не применять и поэтому в данной работе не рассматривается.

Трубы с сечением в виде кольца, часто имеющие длину 8÷12 м, наружные диаметры 10÷76 мм и толщины стенки 0,5÷14 мм, на концах должны быть закреплены в трубных досках так, чтобы соединение было герметичным, а между трубой и стенкой отверстия не развивалась щелевая коррозия. В противном случае может произойти разгерметизация контуров с последующим перемешиванием сред и возможными авариями, поломками, взрывами и т.п., устранение последствий которых потребует многомиллиардных затрат. Определение технологического напряженно-деформированного состояния трубного пучка весьма важная задача в создании качественного неразъемного соединения, во многом определяющего эксплуатационный ресурс атомных установок.

Проведен анализ литературных источников по вопросам исследования процесса закрепления теплообменных труб и напряженно-деформированного состояния трубных досок, возникающего при этом. Показано, что при обычно применяемой подготовке к выпуску изделия АЭУ не применялась расчетно-аналитическая оценка профилеобразования конструкции и возникающих уровней напряжений в зоне контакта, а динамика процесса при роликовом вальцевании и вовсе не рассматривалась.

Отмечено что, несмотря на длительный срок применения роликового вальцевания и гидравлической раздачи, научных публикаций по этой тематике имеется крайне малое количество. Нередко при изучении проблемы роликового вальцевания во многом приходится ориентироваться на каталоги фирм, выпускающих вальцовочное оборудование. Более того, в настоящее время отсутствуют утвержденные нормативные документы для изготовления и ремонта теплообменных аппаратов атомного машиностроения, обычно имеющих оригинальные конструкции узлов крепления труб. Выполнение

требований таких документов гарантировало бы стабильное качество и надежность работы атомных энергоустановок.

Также отмечено, что в настоящее время практически одними из основных официальных нормативных документов, регламентирующих роликное вальцевание, являются ГОСТ Р 55601- 2013, ОСТ 26-17-01-83, ОСТ 26-02-1015-85 и несколько СТО, разработанные сотрудниками ОАО «ВНИИПТ-химнефтеаппаратуры» (г. Волгоград). В них приведен ряд конструкций узлов крепления теплообменных труб, указаны технические требования к развальцовочному инструменту и оборудованию, а также оптимальные, по мнению разработчиков, значения крутящих моментов развальцовки. В основе отмеченных документов лежат научные представления, изложенные Ткаченко Г.П. и Брифом В.М. в монографии «Изготовление и ремонт кожухо-трубной теплообменной аппаратуры». В данной работе был принят ряд допущений, в числе которых считалось, что контакт трубы и отверстия в трубной решетке осуществляется как контакт двух постепенно сближающихся концентрических поверхностей, а трубная решетка в процессе соединения пластически деформируется. Предложенный авторами расчет параметров вальцевания обычными роликными вальцовками не учитывал их конструктивные особенности (конусность роликов и веретена, угол перекрещивания и пр.). При современных требованиях к безопасности АЭС и применении новых конструкций необходимы другие подходы и методы, позволяющие получить более точные расчеты с учетом особенностей профилегибочного процесса и влияния инструментально-технологического комплекса при получении неразъемных трубных соединений с натягом. Особенно важными здесь являются разработка и проведение экспериментальных исследований, которые могли бы в достаточной степени подтвердить или опровергнуть расчетные данные.

Исследования в области закрепления труб были проведены Целищевым М.Ф.; Гизатулиным А.А., Ризвановым В.Г., Хабировой Г.Ф.; Даниленко В.Г., Тереховым В.М., Казанцевым А.Г., Судаковым В.И.; Даничевым В.В.; Юзиком С.И. и другими специалистами. Проблеме снижения напряжений в узле заделки труб парогенератора БН-600 посвящена работа Халутина А.А., Лякишева С.Л., Шарого Н.В., Семишкина В.П. Основы теории гидравлической раздачи труб разработали Krips Н.и Podhorsky М.

Вопросы, связанные с созданием необходимых конфигурации щели и контакта сопрягаемых поверхностей, рассмотрены в работах Аврутина Р.Д., Абрамова Е.И., Киселева П.Г., Прохорова А.М., Сидякина Ю.И., Овсеенко А.Н., Александрова В.М., Коваленко Е.В., Александровой Н.Н., Буланова Э.А., Джонсона К., Ишлинского А.Ю., Котеневой Н.В., Лурье А.И., Mises R., Надаи А., Колесникова К.С., Колесникова Ю.В., Морозова Е.М., Чичинадзе А.В., Седова Л.И., Биргера И.А. и других авторов.

Вопросы упругой деформации, колебаний и прочности материалов рассмотрены в работах Феодосьева В.И., Тимошенко С.П., Кац А.М., Григолюк Э.И., Фильштинского Л.А., Бабакова И.М., Безухова Н.И., Попова Е.П., Мельникова Н.П. и др. ученых.

Динамика электро-гидро- и пневмосистем рассмотрена в работах Чиликина М.Г., Прокофьева В.Н., Попова Д.Н. и пр.

Проведенный анализ показал, что проблемы создания герметичного и прочного узла крепления труб теплообменных секций охватывают весьма широкий круг вопросов, теоретическая формализация которых в настоящее время не полностью осуществлена, а в ряде случаев методы описаний и вовсе отсутствуют. Так, например, при роликовом вальцевании мало освещены: вопросы деформации трубы; контактное взаимодействие конических роликов и поверхности деформирующейся трубы; динамика работы роликовой вальцовки, особенно при большой длине инструмента и нестабильности его положения, оценка ресурса вальцовок, а также влияние использования ряда приводов, взаимодействие трубы и стенки отверстия и т.д. Изучение и экспериментальное подтверждение отмеченных вопросов представляет собой как научный, так и практический интерес специалистов в области создания безопасного энергетического оборудования. Кроме того, при создании АЭУ с новыми конструкциями труб, например, биметаллическими или другими геометрическими формами (шестигранными, толстостенными) требуется разработка новых способов крепления и соответствующего инструментально-технологического комплекса.

Отмечено, что сложное высокоградиентное нагружение в совокупности с физико-механическими свойствами материалов, особенности деформации труб в густо перфорированных трубных решетках не позволяют применять хорошо разработанные классические методы теории упругости. Применение численных методов (МКЭ, МСЭ и др.), описывающих обработку металлов давлением, чрезвычайно важно, однако их использование при расчете точных значений компонентов напряжений и деформаций не всегда оправдано. При отсутствии простых, надежно и приближенно описывающих методов, ошибки при вводе данных и другой природы в ЭВМ могут привести к неправильным выводам. В этой связи на основе разработанных математических моделей были выполнены расчеты по собственным оригинальным программам, представленных в приложении диссертации.

В главе описаны некоторые стандартные и нестандартные конструкции узлов крепления труб, методы процесса закрепления, более подробно изложенные в Приложении, кратко рассмотрены детали и элементы узлов крепления: трубы, трубные доски, сварной шов. Показаны дефекты сварного шва, обусловленные как некачественной сваркой, так и неправильным вальцеванием. Отмечено, что в промышленности выпускают аппараты как с приваркой концов труб, так и без нее. Вопросы сварки в работе не рассматривались.

Также отмечено, что изучение профилирующих процессов при роликовом вальцевании и гидрораздаче труб, кроме аналитических исследований, нуждалось в проведении большого количества экспериментов на нестандартном оборудовании, а также в разработке методик, стендов и технологии проведения исследования. Эти вопросы подробно изложены в Приложении, где указано, что по инициативе и при участии диссертанта

разработаны, запатентованы и используются в работе стенды для настройки вальцовочных машин, исследования процесса вальцевания, разработаны методики исследования и др.

Во второй главе выполнен анализ процессов при создании соединений с натягом «труба – трубная доска» (коллектор) и разработаны теоретические методы исследования возникающих технологических напряжений и деформаций.

Рассмотрены свойства теплообменных труб в состоянии поставки и приведены результаты экспериментального исследования их остаточного напряженного состояния. Отмечено, что в ряде случаев в трубах, выполненных из сталей аустенитного класса, имеют место значительные растягивающие напряжения (рис. 2), которые после дополнительных технологических операций могут стать причиной коррозионной неустойчивости изделия. За этим вытекает очевидность определения напряженно-деформированного состояния элементов конструкций неразъемных соединений, существенно определяющего качество и надежность узлов крепления теплообменных труб.

Важным показателем качества изготовления узла крепления труб является герметичность, зависящая от величины зазора δ в соединении.

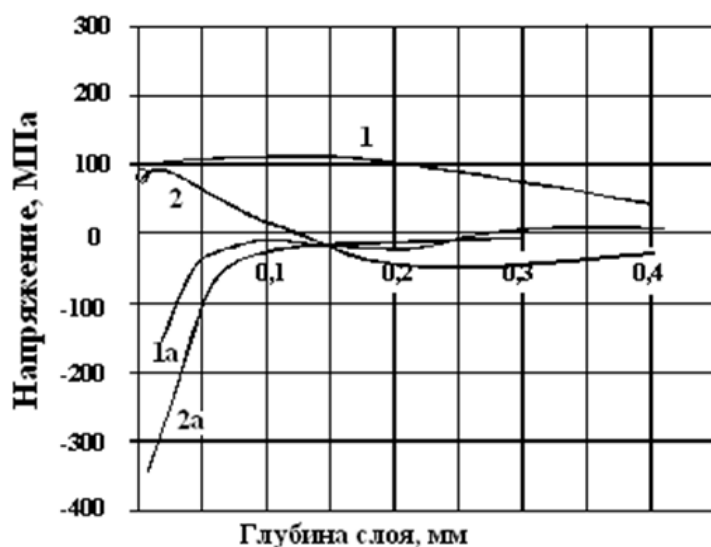


Рис. 2 Окружные остаточные нормальные напряжения в невальцованных трубах:
1, 1а- в слоях, прилегающих соответственно к наружной и внутренней поверхностям трубы из стали 08X14МФ;
2, 2а- в слоях, прилегающих соответственно к наружной и внутренней поверхностям трубы из стали 08X18Н10Т

Параметр герметичности для изделий АЭ, мощность протечек N_y , установлен ПНАЭГ-7-010-89. Обычно его проверяют экспериментально по образованию капель. Расчет с помощью формулы, выведенной в работе, и опытные данные свидетельствуют, что при среднем диаметральном зазоре $2\delta \leq 6$ мкм узел крепления после сборки выдерживает испытания на герметичность. В случае обеспечения указанного зазора усилие сдвига трубы после роликового вальцевания значительно превышает требования ГОСТ Р 55601- 2013. Эти показатели гарантируют отсутствие щелевой коррозии и

обеспечивают прочность узла крепления. Отмечено, что усилие сдвига после гидрораздачи существенно меньше, чем после роликового вальцевания.

При создании соединения вращающиеся твердые конические ролики (выполненные обычно из закаленной стали ШХ15) воздействуют на пластичную трубу, которая впоследствии сама давит на охватывающую упруго деформирующуюся стенку в трубной доске. При этом металл трубы перемещается в радиальном, окружном и осевом направлениях. Такие особенности взаимодействия деталей выделяют эту пару из обычно рассматриваемых при решении контактных задач.

Несмотря на имеющееся общее решение задачи контактного взаимодействия твердого тела с относительно мягким (работы Александра В.М., Коваленко Е.В., Джонсона К, Mises R., Надаи А. и др.), возникла потребность уточненного описания процесса взаимодействия конического ролика с пластичной трубой. Основой отмеченного решения является математическая система радиальных нормальных напряжений, которая характеризуется следующим уравнением

$$\sigma_r = - 2P \sin \varphi / (\pi r), \quad (1)$$

r, φ - полярные координаты, P - удельная по длине сила.

В связи с тем, что при повороте корпуса ролик внедряется на глубину $h \leq 2-3$ мкм, то контакт был принят, как контакт по линии. Соотношение (1) не учитывает особенности деформирования трубы при силовом воздействии на нее ролика.

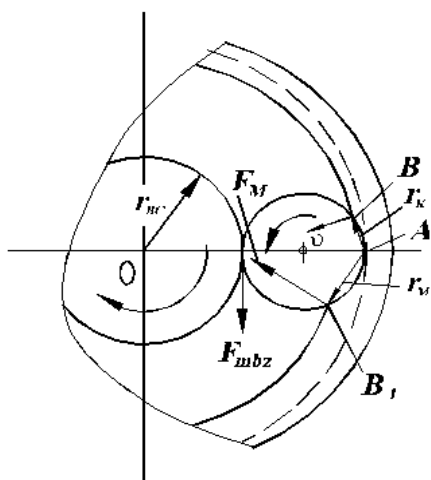


Рис.3. Качение ролика по внутренней поверхности трубы (пунктир - мгновенное положение кривой, по которой катится ролик)

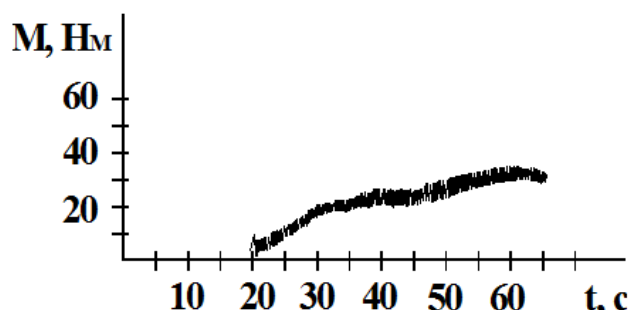


Рис.4. Машинное вальцевание трубы $\varnothing 25 \times 1,6$ на оригинальном стенде вальцовкой с цилиндрическими роликами

В процессе качения ролик вдавливает металл, расположенный впереди по ходу движения, а после прохождения точки А (рис.3), мгновенного центра скоростей, происходит упругая отдача трубы. При этом в точке В вектор скорости движения точек ролика перпендикулярен вектору- радиусу r_k . Это обстоятельство из-за возникшего атомно-молекулярного взаимодействия ролика и трубы способствует отрыву частиц металла трубы. Кроме того,

ролик силой F_M давит в точке B_1 , приводя к упругопластической деформации прилегающего слоя металла трубы. Окружная сила F_{mbz} веретена на плече r_M создает реактивный момент M_M , преодолевающий сопротивление изгиба участка трубы AB_1 , соотношения которых выражены равенствами

$$F_{mbz} = M_{кpOz}/r_{6c}; M_M = F_M r_M.$$

Таким образом, подводимая к вращающемуся веретену мощность затрачивается на осевое перемещение веретена и вращение роликов. При этом в каждое мгновение осевое перемещение веретена силой F_{rci} совершает работу по деформации трубы в направлении OA , а ролики в это же мгновение крутящим моментом M_M деформируют участок трубы AB_1 . Причем первая работа из-за незначительной радиальной деформации существенно меньше второй. Это подтверждает эксперимент (рис.4).

В начале роликового вальцевания труба не касается стенки отверстия. Такая свободная труба в процессе вальцевания приобретает треугольнообразную форму с равномерно увеличивающимися по мере вальцевания сторонами (рис. 5).

Для оценки условий возникновения пластической деформации трубы сначала были рассмотрены напряжения, возникающие в стенке трубы на этапе упругих деформаций. В этом случае полагалось, что итоговые напряжения в каждой точке трубы алгебраически суммируются от действия каждого силового фактора. С этой целью была составлена основная схема расчета (рис. 5), а расчетной моделью принята кольцевая рама. Далее методом сил решалась статически неопределимая задача, и определялись все силовые факторы, обусловленные роликовым вальцеванием.

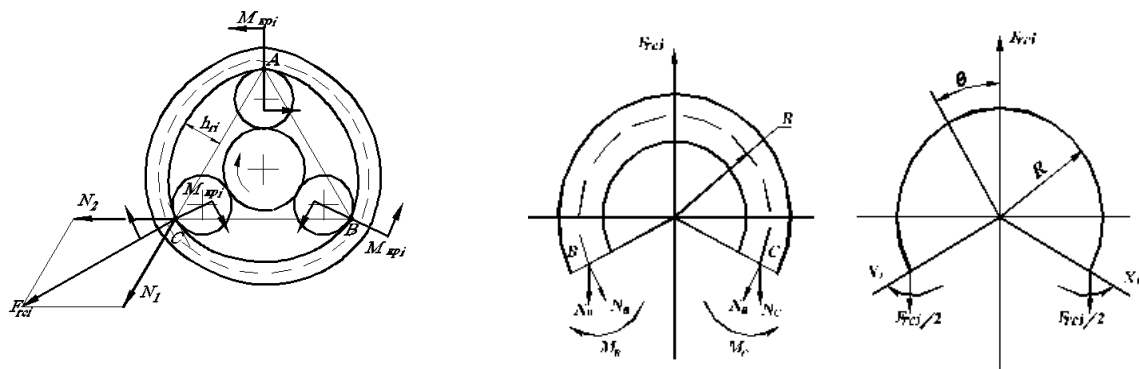


Рис. 5. Расчетная схема

В силу краткости изложения здесь приводятся только основные конечные формулы.

Моменты и усилия:

$$M_u(\theta) = 0,5 F_{rci} R (0,716 - \sin \theta); N_\theta = 0,433 F_{rci};$$

$$F_{\bar{m}\bar{d}} = \dot{I}_{\bar{e}\bar{d}\bar{d}} \operatorname{tg} \gamma \{1 + [\mu_{\bar{d}\bar{d}} / (r_{pc} \sin \alpha_a)] [\sin(B + \gamma) + \cos(B + \gamma) \cos \gamma / \operatorname{tg}(B + \gamma + \rho_k)]\}. \quad (2)$$

Компоненты напряжений:

$$\sigma_r = -2 F_{rci} / (\pi \rho l'_{крв}); \sigma_{\text{внк}} = 4 F_{ocm} / [\pi (d^2 - d_b^2)]; \sigma_x = -4 F_{ocm} / [\pi (d^2 - d_b^2)];$$

$$\sigma_{\theta 1} = (M_{\bar{e}\bar{d}\bar{d}} / z) \{ [4,296 R \operatorname{tg} \gamma / (r_{pc} \sin \alpha_a) + 12] y / (s^3 l_{\bar{e}\bar{d}\bar{d}}) + 0,433 [\operatorname{tg} \gamma / (z r_{pc} \sin \alpha_a) / (s l_{\bar{e}\bar{d}\bar{d}})] \};$$

$$\sigma_{\theta 2} = -2F_{rci} / (\pi \rho l'_{крв}). \quad (3)$$

Приняты следующие обозначения: M_u – изгибающий момент; $M_{кри}$ – перекашивающий момент; F_{rci} – радиальная сила; N_θ – нормальная сила; $F_{осрк}$ – осевое усилие, растягивающее трубу; σ_r – радиальное нормальное напряжение сжатия; σ_x – нормальное напряжение сжатия; $\sigma_{\theta 1}, \sigma_{\theta 2}$ – окружные нормальные напряжения; y – радиальное расстояние от окружности среднего диаметра; s – толщина стенки трубы; ρ – расстояние по линии контакта; $l'_{крв}$ – фактическая длина контакта прижимаемой трубы со стенкой отверстия, $l_{крв}$ – длина вальцевания; B – угол между векторами сил, действующих на ролик; μ_{pm} – коэффициент трения между роликом и трубой.

Максимальная интенсивность напряжений в каждой радиальной точке сечения трубы, вычислялась в соответствие с условием Губера – Мизеса – Генки

$$\sigma_i = \sqrt{0,5(\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_x)^2 + (\sigma_x - \sigma_\theta)^2}. \quad (4)$$

Расчеты производились по разработанной автором программе и выявили режимы, когда материал трубы переходит в пластическое состояние. Результаты расчетов и физического эксперимента приведены на рис. 6. Из чего следует, что при вальцевании свободная труба упругопластически изгибается в зонах контакта с роликами. Причем сначала пластически деформируются только участки внутренней поверхности под роликами, а затем полностью по достижении требуемого крутящего момента и наружной. При этом напряженное состояние в указанных зонах в процессе изгиба становится таковым, что упругопластический изгиб стенки трубы затем, переходит в чистопластический. Одновременно также происходит удлинение слоев металла трубы в окружном и осевом направлениях. Характер изгиба зависит от свойств её материала.

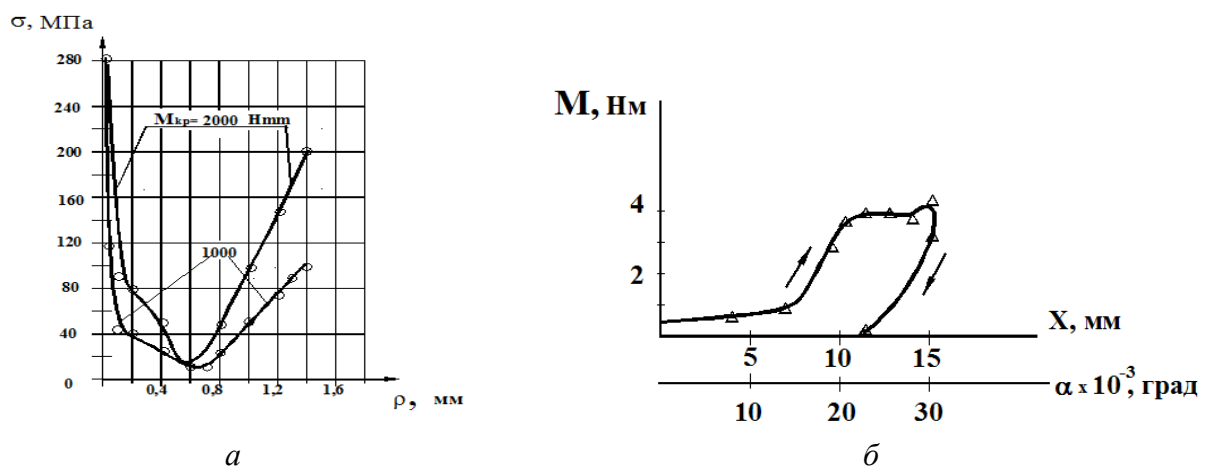


Рис.6. Вальцевание трубы $\varnothing 16 \times 1,4$ из стали 08X18H10T:

а) – расчет с помощью программы "ROHR"; б- эксперимент при ручном вальцевании (X, α – соответственно, осевое и угловое перемещение веретена)

Рассмотрена задача процесса деформации участка стенки трубы после образования первого устойчивого ее контакта со стенкой отверстия, когда

при вальцевании возникают новые условия, ведущие к изменению напряженного состояния в трубе и ее деформации.

Если в свободной трубе, каждый ролик 3-х роликовой вальцовки деформировал 2/3 окружности трубы, то после устойчивого контакта в 3-х точках каждый ролик будет действовать только на 1/3 окружности (рис. 7).

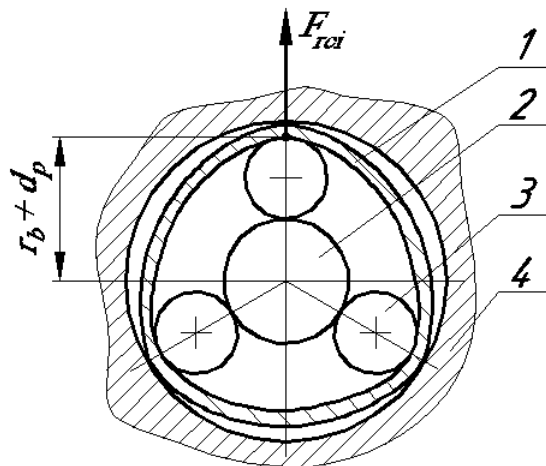


Рис. 7. Профиль трубы при первом ее касании стенок отверстия: 1 - труба; 2 - веретено; 3 - ролик; 4 - доска трубная

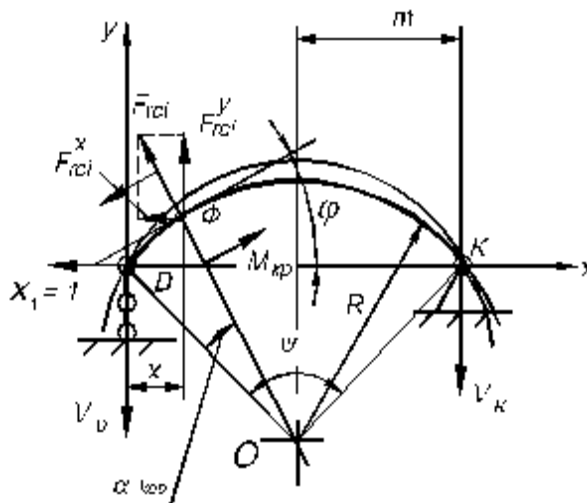


Рис. 8. Расчетная схема

С целью обоснования предполагаемого механизма вальцевания решена задача по исследованию изменения напряженного состояния участка трубы DK. Такая задача относится к статически неопределимой. Предполагалось, что материал трубы пластически деформируется, если в соответствии с условием Губера – Мизеса – Генки интенсивность напряжений в точке превышает предел текучести σ_m , т.е. $\sigma_i \geq \sigma_m$. При этом касательными напряжениями пренебрегали. Эквивалентной схемой расчета выбрана криволинейная балка с перерезанной упругой связью по хорде DK, рис. 8. Применены следующие обозначения α_{kop} – угол поворота корпуса вальцовки; F_{rci} – радиальное усилие на ролик; M_{kpz} – крутящий момент, передаваемый роликом трубе; R – радиус наружной поверхности трубы; φ – угол между касательной к наружной поверхности трубы. Взаимное смещение разреза хорды для основной системы принималось равным нулю. Задача решалась методом сил применительно к трубе $\varnothing 16 \times 1,5$ мм, у которой по результатам графического анализа радиус контакта дуги DK наружной поверхности составлял $R = 8,9$ мм, хорда DK = 14 мм. Для решения были построены графики $y(\varphi)$, $x(\varphi)$, из которых получены аппроксимирующие выражения

$$y = 3,05 - 0,00146\varphi^2; \quad x = 5,51 - 8,16\varphi,$$

где y и x – координаты точки на дуге DK.

Канонические уравнения метода сил для 3-х силовых факторов имеют вид

$$\delta_{11}^y X_1^y + \Delta_{1F}^y = 0; \quad \delta_{11}^x X_1^x + \Delta_{1F}^x = 0; \quad \delta_{11}^M X_1^M + \Delta_{1M} = 0,$$

где X_1^y, X_1^x, X_1^M – неизвестные горизонтальные силы при действии только одного силового фактора $F_{rci}^y, F_{rci}^x, M_{kpz}$; $\Delta_{1F^y}, \Delta_{1F^x}, \Delta_{1M}$ – перемещения по направлению, соответственно, X_1^y для F_{rci}^y, X_1^x для F_{rci}^x, X_1^M для M_{kpz} ; δ_{11}^y – взаимное смещение сечений разреза по направлению X_1^y от $X_1^y = 1$; δ_{11}^x – взаимное смещение сечений разреза по направлению X_1^x от $X_1^x = 1$; δ_{11}^M – взаимное смещение сечений разреза по направлению X_1^M от $X_1^M = 1$.

Получены формулы для нормальных радиальных и окружных напряжений

$$\sigma_r = -2F_{rci} / (\pi \rho l'_{крв});$$

$$\sigma_\theta = 12[M_{ul}(x_\delta) + \dot{I}_\epsilon(\delta_\delta) + \dot{I}_{\epsilon 3}(\delta_\delta)]y_c / (\delta^3 l'_{\delta\delta a}) + 2F_{rci}(\cos \varphi_\delta \sin \varphi_\delta) / f,$$

где y_c – расстояние от нейтральной линии.

Перемещение точки контакта трубы и ролика вычислялось для F_{rci}^y и F_{rci}^x , т.е. определялись компоненты: y_y, y_x . Суммарный прогиб вычислялся по формуле $y = (y_y^2 + y_x^2)^{1/2}$ с использованием теоремы Кастильяно. С помощью программы, разработанной автором по выведенным соотношениям в пределах зоны упругости, построены графики изменения интенсивности напряжений, возможной радиальной деформации стенки трубы с учетом варьирования углов поворота корпуса вальцовки и ожидаемый новый профиль трубы (рис. 9,г).

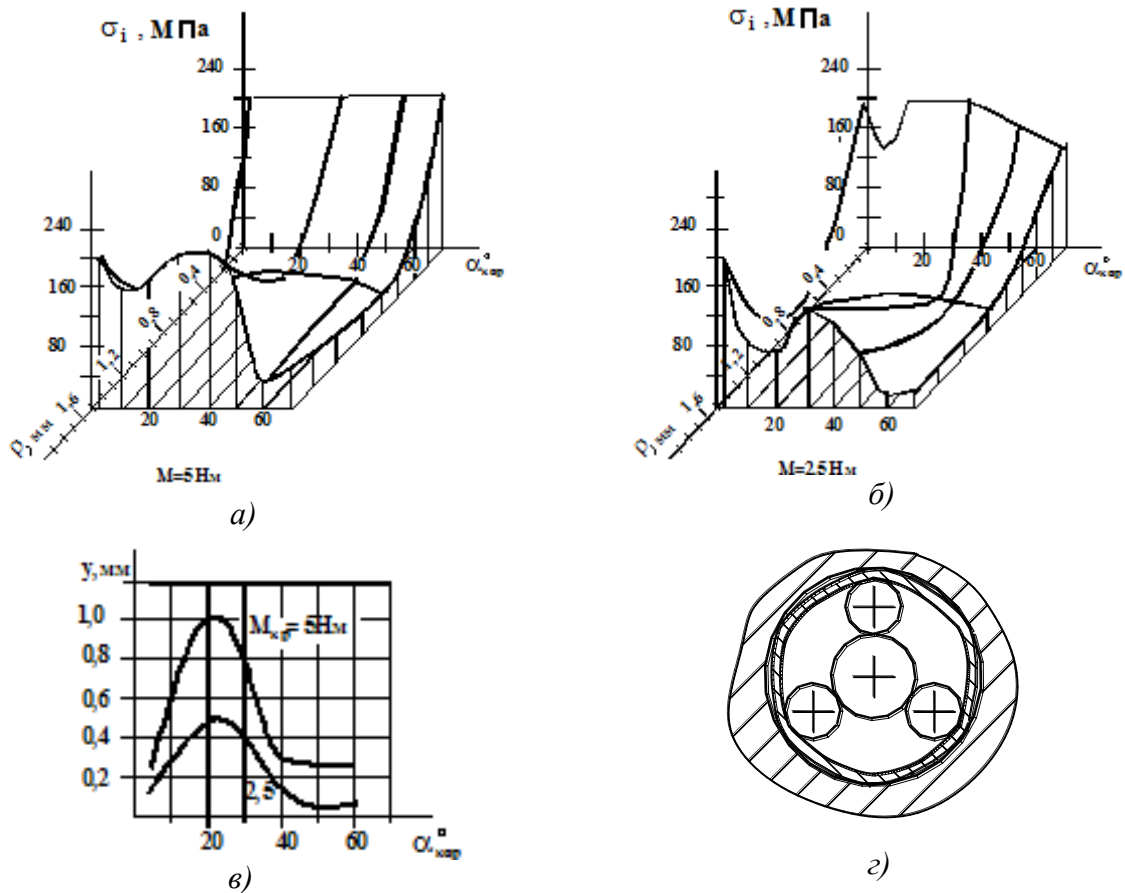


Рис.9. Изменение напряженно-деформированного состояния трубы при вальцевании: а, б) изменение интенсивности напряжений σ_i в стенке трубы $\varnothing 16 \times 1,5$; в)- изменение радиальной деформации при вальцевании с разными крутящими моментами; г) новый профиль трубы

Проведенные расчеты показали, что во время вальцевания напряжение в хорде ДК постепенно растет, а при $\sigma_i \geq \sigma_m$ происходит слом хорд треугольнообразной фигуры с образованием нового шестигранника и так далее. Причем для слома сторон новой фигуры требуется более высокий крутящий момент. Геометрические измерения деформации трубы после 1-го излома сторон (при малом $M_{кр}$) обычно свидетельствуют о достижении требуемой раздачи, но при испытании образцов герметичность в некоторых узлах не обеспечивалась. В этом процессе, кроме раздачи, необходимо знать величину радиального нормального напряжения в зоне контакта трубы и стенки отверстия, которую можно оценить при заданных крутящем моменте, параметрах вальцовки и трубы. Отсюда вытекают возможности выбора рациональной технологии закрепления и оптимизации режимов вальцевания.

Для сравнения приведен анализ показателей качества узлов крепления теплообменных труб после операции гидравлической раздачи под давлением жидкости до 400 МПа.

Несмотря на имеющиеся разработанные основы теории специалистами Krips Н. и Podhorsky М., вопросы исследования изменения длины участка трубы и герметичности соединения не получили должного освещения. В диссертации при рассмотрении этих вопросов была составлена система дифференциальных уравнений, описывающая процесс гидрораздачи. Ее решения выполнено на ПЭВМ методом Рунге – Кутты с помощью программы, разработанной диссертантом. При этом учитывалось, что модуль упругости жидкости изменялся по уравнению $\alpha_u = \alpha_{u0} + A_u (P - P_0)$, где α_{u0} – изотермический модуль упругости жидкости при отсутствии давления P ; A_u – коэффициент, учитывающий влияние давления на модуль упругости воды. Из расчетов выяснилось, что с увеличением зазора между участком трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ длиной 160 мм и трубной доской сокращение длины возрастает, но эти изменения составляют десятые доли мм. Однако для заданных параметров при зазоре меньшем 0,17 мм наблюдается увеличение длины трубы. Если модуль упрочнения материала трубы возрастает, то труба сокращается по длине больше. При повышении предела текучести материала труба сокращается меньше. Эти результаты оказались сходными с практическими наблюдениями.

Анализ причин недостаточной герметичности и прочности таких соединений показал, что из-за неравномерности свойств трубы и неровности поверхности отверстия в доске труба без существенного повышения давления гидрораздачи P не может заполнить дефектные зоны. Из-за этого усилие сдвига труб в 3-4 раза меньше, чем после вальцевания. Возрастание же величины P приводит к пластической деформации перемычек доски, что недопустимо конструктивными требованиями. В процессе гидрораздачи из-за большой пластической деформации трубы напряжения в ней обычно превышают предел текучести σ_m . Этот фактор не учитывался Krips Н. и Podhorsky М.

Показано также, что на гидрораздачу влияют физические процессы, изученные диссертантом, протекающие при сжатии жидкости до высокого давления (до 400 МПа).

Изложен разработанный прием, позволивший вычислять упрощенным способом величину остаточного контактного напряжения в рассматриваемом соединении по формуле

$$p_k = \frac{E\Delta(d_{i0}^2 - d_{it}^2)(D_s^2 - d_{i0}^2)}{2d_{i0}^3(D_s^2 - d_{it}^2)}, \quad (5)$$

где E – модуль упругости материала трубы; d_{i0} – диаметр отверстия; d_{it} – диаметр внутренней поверхности трубы; D_s – наружный диаметр эквивалентной втулки; Δ – натяг, учитывающий особенности деформирования трубы и эквивалентной втулки. Так, для трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ из стали 08X18H10T после гидрораздачи давлением 350 МПа получено значение, сходимое с расчетом МКЭ ($p_k = 65$ МПа).

При гидрораздаче возможен разрыв зонда с последующим повреждением труб, что существенно влияет на качество изготовления теплообменного аппарата. Поэтому рассмотрен вопрос прочности данного инструмента. Получена формула эквивалентного напряжения $\sigma_i = p_h (1 + k_z)$, где p_h – давление гидрораздачи; k_z – коэффициент, учитывающий параметры зонда. Определена интенсивность напряжений для конкретной конструкции зонда из стали 14X17H2 ($\sigma_i = 703$ МПа) и трубы $\varnothing 16 \times 1,5$, близкая к предельным значениям.

Таким образом, комплексное исследование напряженно-деформированного состояния неразъемного соединения «труба – трубная доска» в условиях операций закрепления и их всестороннее изучение позволяет получить достоверную информацию о качестве соединения, выработать практические рекомендации, направленные на совершенствование технологий изготовления и разработку инструментально-технологического комплекса нового поколения. Такой подход, способствует разработке мер по повышению надежности и ресурса энергетических установок.

Третья глава посвящена разработке вопросов роликовой вальцовки, как инструмента, используемого при изготовлении практически всех изделий атомного машиностроения.

В механике роликового вальцевания рассмотрены три схемы операции: подвальцовка (проводится в интервале глубин 4-8 мм для подготовки трубы к сварке); вальцевание в досках, толщина которых близка длине ролика; вальцевание в глубине досок, толщиной кратно превышающей длину роликов. Отмечены особенности таких схем. Так, например, при подвальцовке необходим достаточный, но небольшой крутящий момент, обеспечивающий такой контакт соединяемых поверхностей, чтобы получился качественный сварной шов. При закреплении труб по 2-й схеме ОСТ 26-02-1015-85 рекомендует вальцевание осуществлять так, чтобы концы роликов находились на некотором расстоянии от плоскости доски,

контактирующей с межтрубным пространством. Однако такое исполнение в некоторых конструкциях может привести к щелевой коррозии. Вальцевание в «толстых» досках может осуществляться как по всей длине, так и в отдельных участках. Причем такие отдельные участки могут располагаться на входе, в середине и на выходе узла крепления.

При изучении кинематики были получены уравнения движения конической части веретена

$$\tau(t)W_p = M_{кр0}(t) + M_{тр}(t) + J_{np}d\Omega/dt; \mathcal{G}d\tau/dt = \Omega_1 - \Omega, \quad (6)$$

где τ – максимальные касательные напряжения в сечении веретена, примыкающем к хвостовику; Ω_1, Ω – угловые скорости вращения сечений веретена у квадрата и вблизи рабочей (конической) части; J_{np} – приведенный к оси веретена момент инерции вращающихся частей (роликов, рабочей части веретена, корпуса, деталей подшипника); $\mathcal{G} = l_e / (r_{e0}G)$ – коэффициент, характеризующий крутильную упругость веретена; l_e, r_{e0}, G – длина, радиус сечения цилиндрической части и модуль сдвига материала веретена; $M_{тр}$ – потери момента на трение; $M_{кр0}$ – крутящий момент, затрачиваемый на деформацию трубы; W_p – геометрический полярный момент сопротивления сечения веретена, примыкающего к квадрату; t – время.

Выведен ряд уравнений, описывающих силовые взаимодействия и кинематику, в том числе:

- радиальное усилие, действующее нормально на поверхности ролика и веретена

$$F_{rci} = M_{кр0}tg\gamma / (zr_{pc}\sin\alpha_e); \quad (7)$$

- осевая сила, действующая на корпус вальцовки в случае закрепления торца трубы

$$F_{осрк} = zF_{тр}tg\gamma + zF_{rci}\mu_{pm}\sin(B+\gamma) + zF_{rci}\mu_{pm}\cos(B+\gamma)\cos(\gamma)/tg(\gamma+B+\rho_k). \quad (8)$$

- радиальное нормальное напряжение в зоне контакта трубы и стенки отверстия

$$\sigma_k = 4M_{кр}\eta_{мс}tg\gamma / (s\pi l'_{кр}z d_{pc}tg\alpha_e), \quad (9)$$

- степени развальцовки

$$B = B_0 + 0,0293(d - 16) + (s - 1,5)d^{-0,92}, \quad (10)$$

где z – число роликов; $r_{pc} = 0,5 d_{pc}$ – средний радиус сечения ролика; α_e – угол конусности веретена; $F_{тр}$ – сила трения; μ_{pm} – коэффициент трения между трубой и роликом; γ – угол перекрещивания осей веретена и роликов; B – угол между векторами силы $F_{тр}$ и направлением переносного движения; ρ_k – угол трения движения ролика по трубе; $\eta_{мс} = 0,9 \dots 0,95$ – механический к.п.д. процесса вальцевания.; $M_{кр}$ – крутящий момент на хвостовике веретена; $l'_{кр}$ – длина контакта ролика и трубы с толщиной стенки s ; B_0 – начальная табличная степень развальцовки.

Получены три критерия вальцевания, позволяющие получить качественное соединение «труба – трубная доска» с учетом конструктивных и технологических особенностей, как самих структурных элементов, так и способов изготовления, инструментов вальцевания и пр.

Из первого критерия вальцевания следует, что вальцевание произошло, если осевое перемещение веретена Δx связано с увеличением диаметра трубы соотношением

$$\Delta x \approx \frac{1}{K_e} \left(-d_{i0} + \sqrt{d_{i0}^2 + d_{ni}^2 + d_{n0}^2} \right), \quad (11)$$

где K_e – конусность веретена; d_{n0} , d_{i0} , d_{ni} – соответственно, начальные наружный и внутренний, а также текущий наружный диаметры трубы.

Второй критерий вальцевания построен на выполнении условия

$$\sigma_{kmax} \leq [\sigma], \quad (12)$$

где $\sigma_{kmax} = 190,7 [F_{rci}(r_e + r_{pc}) / (l_{крв} r_e r_{pc})]^{1/2}$ – контактное напряжение между роликом и веретеном; r_e – радиус веретена; $[\sigma]$ – допускаемое контактное напряжение.

Третий критерий вальцевания заключается в выборе конкретного радиального нормального напряжения σ_k в зоне контакта трубы и стенки отверстия, рассчитанного по формуле (9), где величина крутящего момента определяется на основании испытаний опытного образца, включающего трубу из исследуемого материала с любой толщиной стенки, а степень развальцовки определяется по новой формуле

$$B = B_0 + 0,0293(d - 16) + (s - 1,5) d^{-0,92},$$

где принималось: для соединений с 2-мя канавками в отверстии $B_0 = 0,39$; для соединений с одной канавкой или с микроканавками $B_0 = 0,31$; для соединений с гладкими сопрягаемыми поверхностями $B_0 = 0,09$.

Произведенные расчеты позволили определить характер изменения напряжений в деталях вальцовки и требуемую величину крутящего момента, обеспечивающего плотное соединение (рис.10). Показано, что трение между роликом и трубой сильно влияет на осевые силы в вальцовке, что может стать причиной обрыва корпуса, а между роликом и трубой, роликом и корпусом вальцовки влияет на действующие силы в пределах 5-10%.

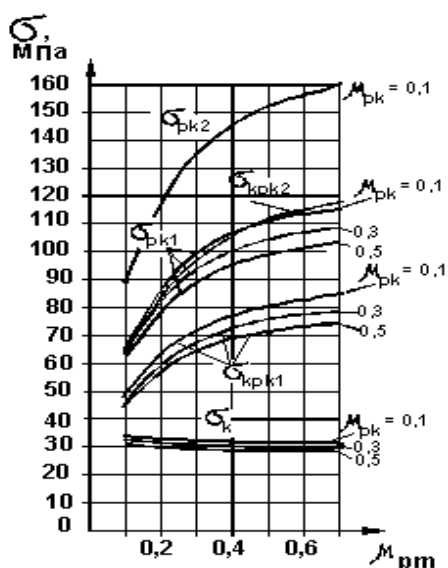


Рис..10 Напряжения при вальцевании:

$\sigma_{рк1}$ - растягивающие в корпусе при длине вальцевания $l'_{крв} = 30$ мм. ($M_{кр} = 10$ Нм);

$\sigma_{рк2}$ - растягивающие в корпусе при $l'_{крв} = 42$ мм. ($M_{кр} = 13,8$ Нм) ;

$\sigma_{крк1}$ - контактные между роликом и подпятником корпуса при $l'_{крв} = 30$ мм;

$\sigma_{крк2}$ - контактные между роликом и подпятником корпуса при $l'_{крв} = 42$ мм;

σ_k - контактные между трубой и стенкой отверстия (при $M_{кр} = 10$ и $M_{кр} = 13,8$ Нм)

Разработан с использованием критерия Одингга метод оценки допустимого количества циклов вальцевания (один показан на рис. 11) рабочих органов вальцовки роликов и веретена соответственно

$$Z_p = \rho c T_s / [0,5 E^{-1} \sigma_{imax}^2]; \quad Z_e = 3 \rho c T_s K / [0,5 \sigma_{ieimax}^2], \quad (13)$$

где E , K – соответственно, модули упругости и всесторонней объемной упругости; T_s – температура плавления; c – удельная теплоемкость металла; σ_{imax} , σ_{ieimax} – интенсивность напряжений в ролике и веретене.

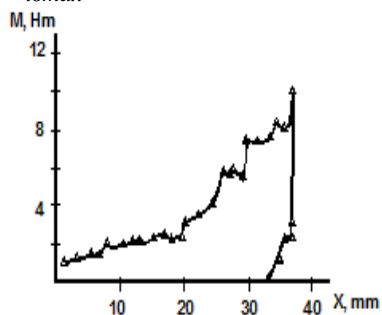


Рис. 11. Экспериментальная зависимость изменения крутящего момента от осевого перемещения веретена при вальцевании трубы $\varnothing 16 \times 2$ сталь 08Х14МФ роликовым инструментом

Производственный эксперимент закрепления труб из стали 15ХМ в регенераторах РВП-3600 с обработкой 25 вальцовок показал, что средняя наработка на отказ из-за ролика составляла около $Z_{pэ} = 1530$ операций вальцевания, из-за веретена – $Z_{eэ} = 5901$. Расчеты дали значения, соответственно: $Z_p = 1948$; $Z_e = 4554$. Сходимость удовлетворительная.

Исследование показало наличие геометрического проскальзывания ролика относительно трубы, генерирующего в процессе работы относительно высокочастотные колебания возмущающего момента сопротивления.

В четвертой главе выполнен анализ напряженно-деформированного состояния трубной доски с высокой степенью перфорации в соединении с натягом «труба – трубная доска». Аналитически доказано, что в процессе вальцевания в трубной доске возникают только упругие деформации. Схемы нагружения приведены на рис. 12, 13. Обе схемы нагружения представляют собой статически неопределимые задачи. Для конкретной конструкции трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ при $M_{кр} = 15 \text{ Нм}$; $F_{rci} = 3460 \text{ Н}$; диаметре отверстия $d_o = 16,4 \text{ мм}$; геометрических параметров вальцовки $d_{pc} = 4,15 \text{ мм}$; $\gamma = 1,5^\circ$; $z = 3$; $l = 16,4 \text{ мм}$; $h = 4 \text{ мм}$ получены следующие параметры: $\sigma_i = 73,4 \text{ МПа}$, $\tau = 43 \text{ МПа}$; напряжение в зоне контакта $\sigma_k = 35 \text{ МПа}$; изгибающее напряжение $\sigma_{из} = 48,24 \text{ МПа}$; суммарный прогиб перемычки в точке приложения силы – $y_s = 5,15 \text{ мкм}$.

Эти результаты свидетельствуют о том, что даже сильное воздействие роликами на трубу не вызывает пластических деформаций в перемычке. Подобные результаты получены экспериментально при анализе воздействия на кольцевой ложемент.

Для оценки остаточных напряжений по разработанной автором программе рассчитаны деформации прилегающих к ролику слоев металла. Для случая, когда начальный зазор выбран, напряжение определяется в зоне контакта после пяти оборотов корпуса.

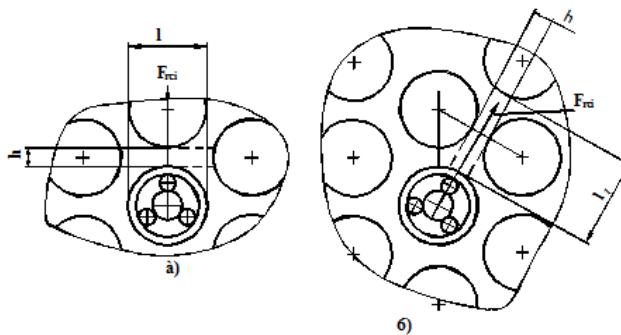


Рис.12. Воздействие роликов вальцовки на трубу и доску трубную

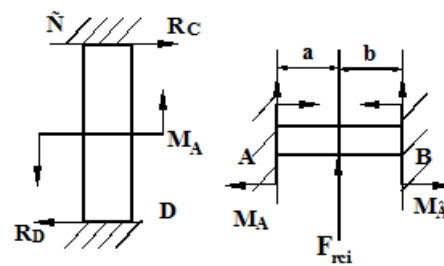


Рис.13.Схемы нагружения перемычки

Рассматривалось вальцевание применительно к трубе $\text{Ø}16 \times 1,5$ 08X18H10T с использованием 3-х роликовой вальцовки с максимальным диаметром ролика $d_{p \max} = 4,5$ мм, максимальным диаметром веретена $d_{в \max} = 6,5$ мм, длиной вальцевания $l_{zk} = 30$ мм; углом перекрещивания осей роликов и веретена $\gamma = 1,5^\circ$ при коэффициенте проскальзывания $\zeta_l = 0,5$ и диаметральной раздаче 0,5 мм. После 5 оборотов определялась относительная окружная деформация, по которой с использованием диаграммы растяжения определялись напряжения в теле трубы и остаточные деформации. Расчеты показали остаточное напряжение $\sigma_{ro} = 55,6$ МПа.

Впервые предложен метод расчета остаточного напряженного состояния трубной доски с учетом запрессовки труб. Получено решение контактной задачи сопрягаемых поверхностей неразъемного соединения «труба – трубная доска» после закрепления трубы гидравлической раздачей и роликовым вальцеванием. Решение построено для области многогнездного крепления трубных пучков без использования классической задачи приведения в силу сложного нагружения, обусловленного особенностями процессов закрепления.

Для более детального анализа введен новый характерный термин конструкции – «клетка», подразумевающий элементарное звено сетки перфорации, в узлах которой располагаются отверстия-источники напряжений, рис. 14.

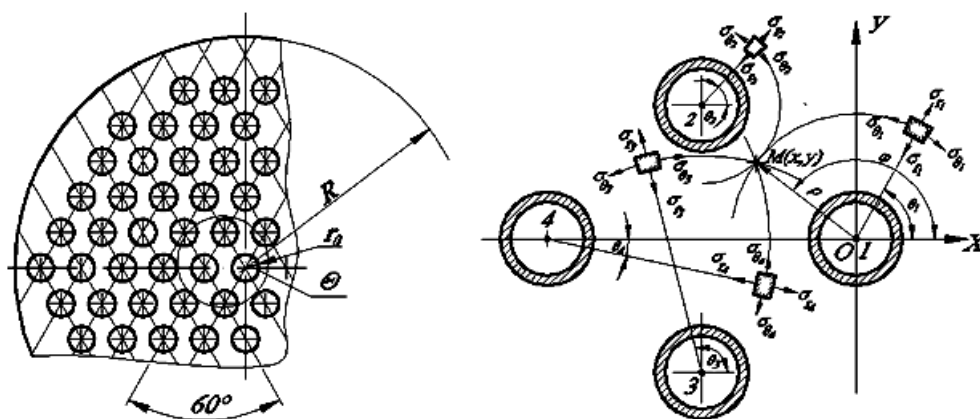


Рис. 14. Схема нагружения клетки перфорации в трубной доске

Для произвольного поперечного сечения трубной доски записаны соотношения компонент напряжений от каждого источника напряжений в параметрическом виде

$$\sigma_{ri} = t \cdot \left(1 - \frac{R^2}{\rho_{ij}^2}\right) \sigma_k; \quad \sigma_{\theta i} = t \cdot \left(1 + \frac{R^2}{\rho_{ij}^2}\right) \sigma_k; \quad \sigma_z = 0, \quad \text{где } t = \frac{r_0^2}{R^2 - r_0^2}.$$

Траекториями нормальных радиальных и окружных напряжений являются концентрические окружности с радиусами – векторами ρ_{ji} , исходящими из центров отверстий 1, 2, 3, 4, рис. 15.

Получены окончательные расчетные формулы для определения остаточных напряжений с учетом фона напряжений от остальных отверстий (ψ_r, ψ_θ)

$$\sigma_{r(M)} = \sigma_{r1} + \sigma_{r2} \cos \varphi_2 + \sigma_{r3} \cos \varphi_3 + \sigma_{r4} + \psi_r, \quad \sigma_{\theta(M)} = \sigma_{\theta1} + \sigma_{\theta2} \sin \theta_2 + \sigma_{\theta3} \sin \theta_3 + \sigma_{\theta4} + \psi_\theta.$$

Приращение интенсивность напряжений при одинаковых и разных напряжениях в источниках определялась соотношением

$$\sigma_i \approx \sigma_k r_0^2 \zeta \sqrt{3}, \quad \text{где } \zeta = \frac{1}{(b - \rho_{i1})^2} + \frac{2|\cos \varphi|}{\rho_{i2}^2} + \frac{k}{\rho_{i1}^2}, \quad (14)$$

где $k = \sigma_3 / \sigma_k$; σ_3, σ_k - напряжения, текущее в источнике №1 и остаточное в других источниках, соответственно.

Из соотношения (14) установлено малое влияние диаметра доски на приращение напряженности в теле клетки сетки перфорации. Этот показатель определяется в основном контактными напряжением и параметрами перфорации.

Результаты выполненного анализа были использованы для оценки напряженного состояния в клетке правильной треугольной решетки с параметрами перфорации: $a = 10, 25$ мм, $c = 17.5$ мм, $r_0 = 8$ мм.

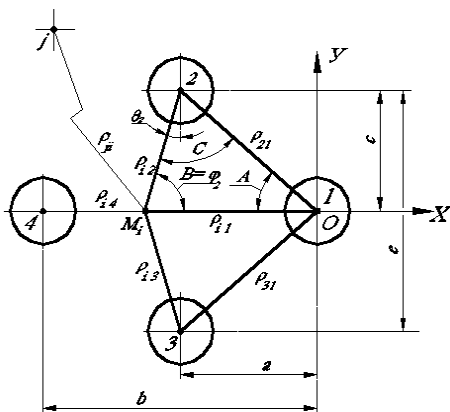


Рис. 15. Расчетная схема к определению остаточных напряжений

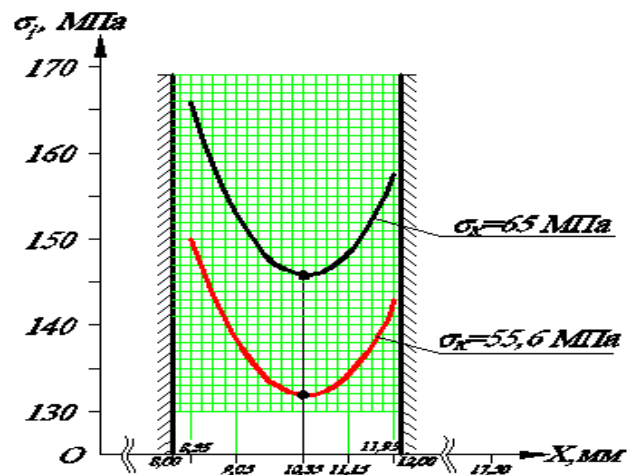


Рис. 16. Интенсивность напряжений в исследуемой клетке перфорации трубной доски после закрепления труб гидрораздачей ($\sigma_k = 65$ МПа) и роликовым вальцеванием: ($\sigma_k = 55,6$ МПа)

Исходными данными являются: – трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ мм из стали 08X18H10T, материал трубной доски – 22К с условным пределом текучести $\sigma_T = 520$ МПа, давление гидрораздачи – 350 МПа; раздача трубы при роликовом вальцевании составила 0,5 мм. Характер кривых и значения напряжений (рис.16) сходится с расчетами МКЭ. Следовательно, такой прием можно применять в случае необходимости какой-либо экстренной проверки, а также для предварительной оценки напряженного состояния в проектируемых установках. Из приведенных расчетов видно также, что при использовании роликового вальцевания остаточные напряжения в доске несколько меньше, а в процессе выполнения операции закрепления они существенно ниже, по сравнению с закреплением труб гидрораздачей. С увеличением стенки перфорации уровень остаточных напряжений снижается. Такой подход дает возможность выбирать рациональные технологии качественного закрепления труб и назначать параметры перфорации, удовлетворяющие как конструктивной, так и технологической потребностям. Эта задача решена диссертантом в докторантуре МАИ.

В пятой главе описаны экспериментальные исследования процессов закрепления и возникающих технологических напряжений, выполненные как в производственных условиях по специальным программам, так и в рамках официальных научно-исследовательских работ. На ПАО «ЗиО-Подольск» проведен ряд исследований по изучению процессов закрепления теплообменных труб. Для этих целей использовался стенд, разработанный диссертантом, а также результаты металлографических исследований заводского центра лабораторных исследований и метрологии. Опыты по вальцеванию и гидрораздаче проводились на специальных многотрубных и однотрубных образцах с разными инструментами и оборудованием. Данные анализа приведены в табл. 1.

Табл. 1. Изменение твердости трубы и трубной доски (ложемента) после роликового вальцевания

Труба, р-р, Сталь	Показатель твердости материала трубы*		Ложеме нт, мм Сталь	Показатель твердости материала ложемента		Изделие
	До валь- цевания	После валь- цевания		До валь- цевания	После валь- цевания	
$\varnothing 25 \times 2,5$ 09X18H9	HV5 199- 201	HV5 217	$\varnothing 25,3$ 10X18H9	НВ 166.	HV5 197	БН-600
$\varnothing 25 \times 0,8$ 15X5М	HV5 135-139	HV5 190	$\varnothing 25,3$ 22К	НВ 103- 105	НВ 115-125	РВП- 3600-04
$\varnothing 16 \times 2,5$ 10X2М-ВД	HV5 169...199	HV5 249- 302	$\varnothing 16,3$ 10X2М-ВД	НВ1 52	HV5 180-184	БН-600
$\varnothing 16 \times 1,4$ 08X18H10T	HV5 158	HV5 192- 195	$\varnothing 16,3$ 22К	НВ1 36	HV5 156 (130-133)	ПВД-К
$\varnothing 16 \times 2$ 08X14МФ	HV5 180	HV5 330	$\varnothing 16,3$ 22 КШ	НВ1 43	HV5 166	СПП- 1000

*Примечание: показатели HV5 и НВ для этих сталей практически одинаковы.

Установлено, что вследствие пластической деформации твердость и, соответственно, прочность труб растут. Причем конечная твердость труб может быть выше твердости материала досок трубных. В изделиях, указанных в таблице, изготовленных и успешно работающих много лет, первоначальная твердость труб была выше, нежели твердость досок.

На основании этих данных с учетом анализа публикаций сделан вывод, что требование о соотношении пределов текучести труб и трубных досок (решеток) не является необходимым.

По результатам производственных исследований на основе 3-го критерия вальцевания для ряда сочетаний труба- доска трубная получены рациональные режимы вальцевания. В этих соединениях среднее значение ширины зоны перехода между сопрягаемыми поверхностями трубы и доски (зазор) по результатам металлографического анализа составляло 4- 6 мкм. Усилие сдвига труб при рабочей длине роликов 30÷40 мм превышало величину 20кН.

Разработанная методика позволила изготавливать разные узлы, в том числе и те, где материал труб в отличие от известных рекомендаций имеет более высокую прочность по сравнению с материалом трубной доски.

Совместно с сотрудниками ПАО «Машиностроительный завод «ЗиО – Подольск» разработан и внедрен цикл технологических процедур (указаний) и инструкций, обеспечивших выпуск продукции с 1995г. по настоящее время, подтвержденный патентами №№ 2360762, 2524461.

При исследовании особенностей вальцевания теплообменных труб впервые получены на стенде НПО «ЦНИТМАШ» эпюры окружных остаточных нормальных напряжений, представленные на рис. 17

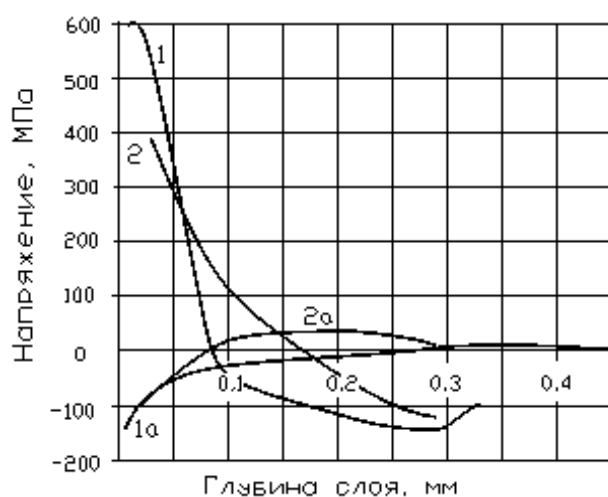


Рис. 17. Окружные остаточные нормальные напряжения в трубе $\varnothing 16 \times 1,5$ после вальцевания при $M_{кр} = 3,8 - 5 \text{ Нм}$, $n = 400$ об/мин, диаметре отверстия $\varnothing 16,4$ мм:
1, 1а - соответственно, слои, прилегающие к внутренней и наружной поверхностям трубы из стали 08X14МФ;
2, 2а - соответственно, слои, прилегающие к внутренней и наружной поверхностям трубы из стали 08X18Н10Т

При этом характер изменения радиальных нормальных напряжений, образующихся в процессе вальцевания, определенный с помощью формулы $\sigma_r = -2 F_{rci} / (\pi \rho l'_{крв})$, можно установить по таблице 2, где приведены значения радиальных нормальных напряжений в стенке трубы после вальцевания при $M_{кр} = 5 \text{ Нм}$, что соответствует режимам полученных зависимостей рис. 17.

В этой операции на ролик в конце вальцевания действует радиальная сила $F_{rci} = 1690$ Н.

Из анализа этих результатов следует, что, несмотря на формирование вблизи от внутренней поверхности трубы зоны с окружными растягивающими напряжениями, в стенке трубы развиваются радиальные сжимающие напряжения, а в слое внутренней поверхности трубы толщиной до 0,01 мм независимо от диаметра отверстия в доске трубной образуются напряжения или происходят явления, устраняющие микротрещины. Это обеспечивает необходимую коррозионную стойкость внутренней поверхности, что подтверждает многолетний опыт эксплуатации узлов крепления, изготовленных с применением роликового вальцевания. Микроструктура металла труб после вальцевания практически не изменяется, только в тонком слое, прилегающем к внутренней поверхности, образуется некоторое уплотнение.

Табл. 2. Распределение радиальных нормальных сжимающих напряжений в стенке трубы

<i>r, мкм</i>	2	4	10	100	1000	1500
<i>σ, МПа</i>	17951	8976	3590	359	35,9	23,9

При отработке на ОАО «ЗиО-Подольск» технологий закрепления труб в различных теплообменных аппаратах использовались модели, содержащие разные узлы крепления. В результате выполнения исследований, являющихся составной частью рассматриваемой методологии: определение геометрических параметров инструмента и оборудования; свойств металлов труб и досок трубных до и после вальцевания; определение режимов вальцевания; металлографические исследования до и после термоциклических испытаний,- были определены рациональные значения радиальных нормальных напряжений σ_r в зоне контакта. Например, для трубы из стали 08X18H10T $\sigma_r \approx 46$ МПа.

При этом среднее значение ширины зоны перехода между сопрягаемыми поверхностями трубы и доски по результатам металлографического анализа составляло 4- 6 мкм. Усилие сдвига труб при рабочей длине роликов 40 мм превышало величину 20кН.

При ручном вальцевании диссертантом впервые был выявлен нестационарный характер процесса деформирования трубы (см. рис.11). Последующие исследования при машинном вальцевании с использованием оригинального стенда, подтвердив отмеченное, впервые обнаружили относительно высокочастотные колебания крутящего момента. Одна из многочисленных осциллограмм такого процесса приведена на рис. 18.

Сделан вывод, что причиной быстрых изменений крутящего момента и соответственно, частоты вращения роликов, является их проскальзывание, в том числе и геометрическое, относительно трубы. Такие колебания кроме негативного влияния на качество закрепления, приводят к усталости

металла корпуса и рабочих органов вальцовки, роликов и веретена. Их разрушение может привести к повреждению поверхности теплообменной трубы, снизив ее коррозионную стойкость.

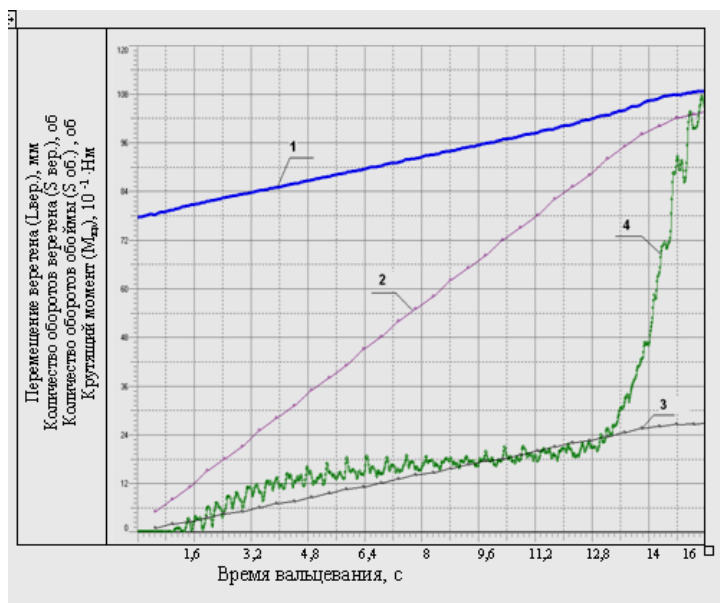


Рис. 18 – Оциллограмма механического вальцевания трубы $\varnothing 16 \times 1,4$ из стали 08X14МФ в ложементе с отверстием $\varnothing 17,0^{+0,1}$ мм при $M_{кр} = 12$ Нм, $n = 400$ об/мин вальцовкой СР-13: 1 – перемещение каретки с заготовкой (А) за время развальцовки, мм; 2 – количество оборотов веретена (n_v) за время развальцовки, об; 3 – количество оборотов корпуса (n_o) за время развальцовки, об; 4 – крутящий момент при развальцовке ($M_{кр}$), дНм

При выполнении исследований в рамках договоров с ПАО «ЗиО-Подольск» определены различные параметры нестационарного профилегбочного процесса труб наружным диаметром 16 мм из сталей аустенитного, ферритного и перлитного классов.

Впервые установлено, что отношение частот вращения веретена и корпуса в режиме холостого хода близкое 4 при вальцевании труб с увеличением нагрузки падает.

Установлено также, что использование любого нового материала в узле крепления труб требует детального обследования с точек зрения вальцуемости, работоспособности и получения требуемых свойств соединения. При этом необходимо учитывать существенное ухудшение работоспособности в случае использования высокопрочных труб из-за увеличения параметра σ_a^2 / A , ведущего к образованию нестабильной трещины и быстрому разрушению. Поскольку в таких конструкциях величина $M_{кр}$ возрастает, то из-за динамичности процесса повышается вероятность образования местного дефекта, снижающего надежность узла.

Операция подвальцовки при изготовлении узлов крепления с применением сварки играет большую роль. Обычно в этом случае производят раздачу роликовым вальцеванием труб на глубину 4- 8 мм.. Величина крутящего момента при подвальцовке должна быть небольшой, чтобы из-за герметичного пояса качество сварного шва не страдало, однако наличие большого зазора тоже нежелательно из-за попадания в щель продуктов сварки. Выведено уравнение, с помощью которого можно оценить величину потребляемого крутящего момента

$$M_{кр} \approx [z l'_{кр} d_{рс} \operatorname{tg}(\alpha_в) / \operatorname{tg}(\gamma)] [\sigma_{кс} s \pi / (4 \eta_{мс}) + 0,144 s^2 k_{чп} \sigma_m / d_i],$$

где d_i – диаметр развальцованного участка; $k_{ин}$ – коэффициент, учитывающий степень чистопластичности при изгибе свободной трубы.

Кроме того, при выполнении ручным способом опытов по подвальцовке и вальцеванию было установлено, что в процессе вращения возможны остановка или обратное осевое движение веретена. Вероятно, это связано с явлениями релаксации, течением металла в слоях, прилегающих к ролику.

В шестой главе разработаны основы динамики системы привод-рабочие органы роликовой вальцовки.

Показано, что динамику системы можно описать уравнением

$$\Omega_g(s) = U_d(s)W_{dv}(s) - M_c(s)W_{Mv}(s),$$

где $U_d(s)$, $M_c(s)$ – соответственно, изображения колебаний управляющего воздействия, влияющего на частоту вращения вала двигателя и момента сопротивления на веретене; $W_{dv}(s)$, $W_{Mv}(s)$ – соответственно, передаточные функции каналов воздействия на частоту вращения вала двигателя и передачи момента сопротивления на веретено; s – оператор Лапласа.

При этом момент сопротивления с нагрузкой связан соотношением

$$M_c(s) = (\partial M_c / \partial \Omega_g) \Omega(s) + (\partial M_c / \partial G) G(s).$$

Откуда следует, что при исследовании динамики конической части веретена необходимо изучать крутильные и продольные колебания.

Обычно упругие колебания в стержнях сравнительно точно описывают уравнением типа $\partial^2 u / \partial t^2 = \chi' \rho^{-1} \partial^2 u / \partial x^2$, где u – перемещение (продольное или угловое) сечения; x – продольная координата; χ' – параметр упругости (модуль продольной упругости E или модуль сдвига G); t – время. Решение такого уравнения в конечном итоге выражает связь между перемещениями входной и выходной координат механического привода, причем здесь возникает необходимость учета форм колебаний.

Из приведенного выше интерес представляет соотношение изменения скоростей колебания частоты вращения и напряжений. Кроме того, как показали реологические исследования, параметр упругости может зависеть от частоты колебаний ω и математического ожидания напряжения p . Такой подход к проблеме разработан диссертантом в докторантуре МАИ.

Поскольку при использовании указанного уравнения нельзя в явной форме учесть отмеченное, то был разработан специальный математический прием, основанный на уравнениях количества и момента количества движения и заключающийся в выводе и применении двух дифференциальных уравнений первого порядка, связывающих ускорение движения и скорость изменения напряжения с градиентами изменения скорости и напряжения:

$$\rho \partial v / \partial t = - \partial p / \partial x; \quad (15)$$

$$\chi^1 \partial p / \partial t = - \partial v / \partial x, \quad (16)$$

где $v = \Omega$ – угловая скорость, $p = \tau$ – максимальное касательное напряжение, $\chi = Gr_0$ – для крутильных колебаний; $v = v$ – скорость перемещения, $p = \sigma$ – нормальное напряжение, $\chi = E$ – для продольных колебаний.

При рассмотрении моделей (рис.19) для случая коротких магистралей были выведены уравнения в отклонениях, описывающие движение исполнительных органов (массы или диска)

$$p \zeta(1-c^* \operatorname{sgn} v_2) = \Psi_{c0}(t) + k_g v_1(t) + h v_2 + \mathfrak{J} dv_2/dt; \quad (17)$$

$$v_1(t)(1-c^* \operatorname{sgn} v_2 - k_g \mathfrak{G}_{n0} D) - \mathfrak{G} D \Psi_0(t) = v_2(t)(1-c^* \operatorname{sgn} v_2 + h \mathfrak{G} D + \mathfrak{J} \mathfrak{G} D^2), \quad (18)$$

где h – коэффициент потерь в магистрали и нагрузке, пропорциональных скорости движения тела; $\mathfrak{G} = l(\chi \zeta)^{-1}$ – упругость механической магистрали; $D \equiv d/dt$; Ψ_{c0} – силовой фактор при внешнем воздействии ($\Psi_{c0} = \zeta p$); ζ – геометрическая характеристика сечения (площадь или геометрический момент сопротивления); \mathfrak{J} – инерция (масса или маховой момент инерции).

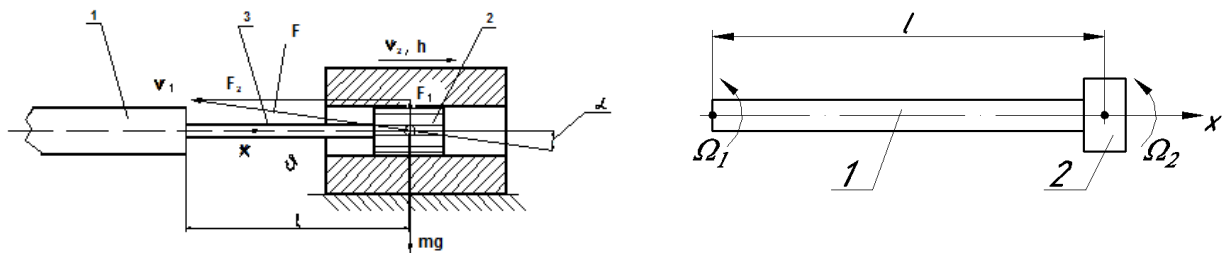


Рис. 19. Модели стержня с массой: а) -при продольных колебаниях; б) - при крутильных колебаниях; F_2, M_c - соответственно, сила и момент сопротивления

Поскольку в экспериментах выявлены быстрые изменения сил, то целесообразно было подробней рассмотреть процесс передачи движения. С этой целью обратились к феноменологической модели Зинера. Было получено новое уравнение, характеризующее создание напряжения в стержне

$$\sigma(s)(s + \tau_\varepsilon^{-1}) = \theta(s) E_2 [s + (k_e \tau_\varepsilon)^{-1}]. \quad (19)$$

и описание изменения напряжения при скачкообразной деформации, т.е. $\theta(t) = \theta_0 I(t)$

$$\sigma(t) = \theta_0 E_1 [1 + (E_2/E_1 - 1) \exp(-t/\tau_\varepsilon)], \quad (20)$$

где E_1, E_2 - соответственно, изотермический и адиабатический модули упругости; τ_ε - время релаксации; $k_e = E_2/E_1$.

С учетом (19, 20) уравнение (18) движения исполнительного органа записывается в форме

$$v_1 (b_0 + D b_1 + D^2 b_2) - \mathfrak{G} D (D + a_{\varepsilon 1}) \Psi_{c0} = v_2 [(1-c^* \operatorname{sgn} v_2) a_{\varepsilon 2} + D a_1 + D^2 a_2 + D^3 a_3], \quad (21)$$

где $b_0 = (1-c^* \operatorname{sgn} v_2) a_{\varepsilon 2}$; $b_1 = 1-c^* \operatorname{sgn} v_2 - k_g \mathfrak{G} a_{\varepsilon 1}$; $b_2 = -k_g \mathfrak{G}$; $a_{\varepsilon 1} = \tau_\varepsilon^{-1}$; $a_{\varepsilon 2} = (k_e \tau_\varepsilon)^{-1}$; $a_1 = 1-c^* \operatorname{sgn} v_2 + h \mathfrak{G} a_{\varepsilon 1}$; $a_2 = (h + m a_{\varepsilon 1}) \mathfrak{G}$; $a_3 = \mathfrak{J} \mathfrak{G}$; $\mathfrak{G} = l \zeta^{-1} \chi a^{-1}$.

Применительно к крутильным колебаниям веретена для случая постоянной частоты вращения хвостовика, однонаправленного вращения и пренебрежения гистерезисными явлениями была получена передаточная функция влияния колебаний момента на частоту вращения конической части веретена

$$W_{M\Omega}(s) = \Omega_2(s)/M_{c0}(s) = -\mathfrak{G}_k s (s + a_{\varepsilon 1}) / [a_{\varepsilon 2} + s(1 + \mathfrak{G}_k h a_{\varepsilon 1}) + s^2 \mathfrak{G}_k (h + J a_{\varepsilon 1}) + s^3 \mathfrak{G}_k J].$$

(22)

По рекомендациям Физической энциклопедии (ред Прохоров А.М.) была определена постоянная релаксации $\tau_\varepsilon \approx 9 \cdot 10^{-9}$ сек и соотношение $E_2/E_1 \approx 1,04 \dots 1,25$.

Поскольку причиной резких изменений крутящего момента, по всей видимости, является проскальзывание ролика относительно трубы, эквивалентное действию импульсной функции

$$\int_{-\varepsilon}^{\varepsilon} \delta(t) dt = 1 \text{ при любом } \varepsilon > 0,$$

то из (22) с помощью известных методов была получена импульсная переходная характеристика

$$k(t) = \alpha_1 t A \exp(-\alpha_1 t) + [-\lambda B \sin(\lambda t) + \lambda \cos(\lambda t)] \exp(-\gamma t) - \gamma [B \cos(\lambda t) + C \sin(\lambda t)] \exp(-\gamma t), \quad (23)$$

где

$$A = \frac{(\gamma^2 + \lambda^2)\Omega_0 + 2\gamma\dot{\Omega}_0 + \ddot{\Omega}_0}{(\gamma - \alpha_1)^2 + \lambda^2}; \quad B = \frac{\alpha_1(\alpha_1 - 2\gamma)\Omega_0 + 2\gamma\dot{\Omega}_0 - \ddot{\Omega}_0}{(\gamma - \alpha_1)^2 + \lambda^2};$$

$$C = \frac{\alpha_1(\lambda^2 - \gamma^2 + \gamma\alpha_1)\Omega_0 + (\alpha_1^2 - \gamma^2 + \lambda^2)\dot{\Omega}_0 + (\alpha_1 - \gamma)\ddot{\Omega}_0}{\lambda[(\gamma - \alpha_1)^2 + \lambda^2]}.$$

$$\Omega_0 = 25,12 \text{ с}^{-1}; \quad \dot{\Omega}_0 = -12,78 \cdot 10^{-14} / (82 \cdot 10^{-17}) = -156 \text{ с}^{-2}; \quad \ddot{\Omega}_0 = 0;$$

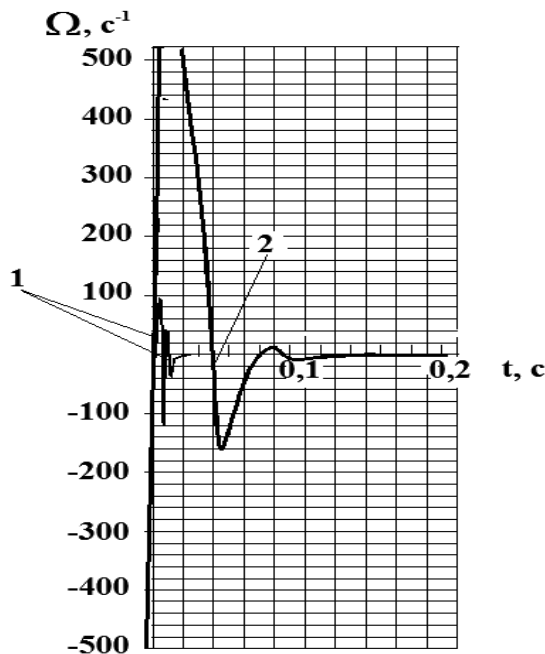


Рис. 20. Импульсные переходные характеристики системы хвостовик – рабочие органы вальцовки:
1 – $h = 10$ Нммсек;
2 – $h = 1$ Нммсек

Здесь значения коэффициентов определены для вальцовки с параметрами: $d_\varepsilon = 6,8$ мм – диаметр цилиндрической части веретена; $K_\varepsilon = 1/30$, $l_u = 210$ мм – конусность рабочего участка и длина цилиндрической части веретена; $l_p = 42$ мм, $d_{mp} = 4,5$ мм, $K_p = 1/60$ – соответственно, рабочая длина, максимальный диаметр и конусность ролика; $d_{нк} = 12$ мм, $d_{вк} = 8$ мм, $l_k = 200$ мм –

соответственно, наружный, внутренний диаметры и длина корпуса. Данные расчетов представлены на рис. 20.

Из результатов расчета (рис.20) по уравнению (23) видно, что трение (h) сильно влияет на колебания конической части веретена. В случае его увеличения длительность переходного процесса T_{np} существенно сокращается. При $h=10$ Нммс – $T_{np}=0,02$ с, при $h=1$ Нммс – $T_{np}=0,1$ с. Также установлено, при $t < 10^{-2}$ с кратковременные колебания скорости превышают 1000 с^{-1} . Кроме того, в процессе счета резкие всплески имеют место для случая $t = 10^{-4}$ с. Эти явления обусловлены релаксационными процессами. Резкие колебания скорости неизменно приводят к сильным изменениям напряжения, что негативно сказывается на ресурсе инструмента и, в конечном итоге, на качестве изготовления узла крепления трубы. Эта задача решена диссертантом в докторантуре МАИ.

Если пренебречь явлениями релаксации и внутреннего трения, то из уравнений (15,16) для длинных механических линий (веретено при диаметре до 5 мм может иметь длину до 1м.) с постоянными по длине плотностью и модулем упругости (сдвига), применив одномерное преобразование Лапласа при нулевых начальных условиях получим

$$\rho s v(s) = - dp(s)/dx; \quad (24)$$

$$\chi dv(s)/dx = - sp(s), \quad (25)$$

где $v(s)$, $p(s)$ – изображения по Лапласу соответственно $v(t)$ – скорости перемещения и $p(t)$ – напряжения; s – оператор Лапласа.

После дифференцирования (24) по x , исключения с помощью (25) производной $dv(s)/dx$ и ввода новой переменной $\theta(s) = \pm \{\chi \rho s\}^{1/2}$, было выведено уравнение $d^2 p(s)/dx^2 - \theta^2(s)p(s) = 0$. Его решение с граничными условиями при $x=0$: $p(s,x) = p_1(s,0)$, $dp(s,x)/dx = -\theta^2(s)\chi s^{-1}v_1(s,0)$ записано в форме

$$p(s,x) = p_1(s,0)ch[\theta(s)x] - \theta(s)s^{-1}\chi v_1(s,0)sh[\theta(s)x]. \quad (26)$$

Аналогичное решение системы уравнений (24, 25) относительно $v(s)$ приведено в виде

$$v(s,x) = v_1(s,0)ch[\theta(s)x] - s\theta^1(s)\chi^1 p_1(s,0)sh[\theta(s)x]. \quad (27)$$

Используя выведенные уравнения для описания движения исполнительного органа механизма при согласованной нагрузке, когда от конца магистралей не отражаются волны возмущений, распространяющихся по ней, для граничных условий

$$v(s,l) = v_2(s), v(s,0) = v_1(s), p(s,l) = p_2(s), p(s,0) = p_1(s); \\ p_2(s)(1-c) = [\Psi(s) + h v_2(s) + \mathfrak{I} s v_2(s)] / \zeta_2,$$

были выведены уравнения

$$v_2(s)[1-c + h \mathfrak{G}_n(s)s + \mathfrak{I} \mathfrak{G}(s)s^2] = v_1(s)(1-c)ch^{-1}[\theta(s)l] - \Psi(s)\mathfrak{G}(s)s; \quad (28)$$

$$p_2(s) = \Psi(s)(1-c)^{-1}\zeta_2^{-1}[1-c + h \mathfrak{G}(s)s + \mathfrak{I} \mathfrak{G}(s)s^2]^{-1} + v_1(s)x \\ \times (1-c)^{-1}\zeta_2^{-1}ch^{-1}[\theta(s)l](h + \mathfrak{I}s)[1-c + h \mathfrak{G}(s)s + \mathfrak{I} \mathfrak{G}(s)s^2]^{-1}, \quad (29)$$

где $\mathfrak{G}(s) = \mathfrak{G}Z(s)$; $\mathfrak{G} = l\chi^{-1}\zeta_2^{-1}$; $Z(s) = th[\theta(s)l]/[\theta(s)l]$; $T_u = h_n/\mathfrak{I}$.

В такой постановке задача решена в докторантуре МАИ.

Уравнения (28, 29) дают возможность изучать динамику любого механического привода, а знание амплитуды колебаний напряжений позволяет, используя критерий Одингга, оценивать ресурс детали.

В качестве примера была получена при $\Omega_1 \equiv 0, s = j\omega$ характеристика $W_{M\alpha}(j\omega)$, иллюстрирующая влияние изменения момента сопротивления M_c на скорость движения исполнительного органа Ω_2 - конуса веретена:

$$W_{M\alpha}(j\omega) = \Omega_2(j\omega)/M_c(j\omega) = -\mathcal{G}(j\omega)j\omega / [1-c + h\mathcal{G}(j\omega)j\omega + \mathfrak{I}\mathcal{G}(j\omega)(j\omega)^2]. \quad (30)$$

Поскольку

$$Z(j\omega) = th[\theta(j\omega)l] / [\theta(j\omega)l] = th[lj\omega(\rho G^{-1})^{0,5}] / [j\omega l(\rho G^{-1})^{0,5}] = \\ = j \operatorname{tg} \alpha / (j\alpha) = \operatorname{tg} \alpha / \alpha; \quad ch(j\alpha) = \cos \alpha, \text{ где } \alpha = l\omega(\rho G^{-1})^{0,5},$$

то $\mathcal{G}(j\omega) = \mathcal{G}(\alpha) = \mathcal{G}_0 Z(\alpha)$ и $\cos \alpha$, не являются комплексными функциями.

График вещественной функции $Z(\alpha)$ приведен на рис. 21. Из него видно, что при $\alpha \rightarrow 0, Z_n \rightarrow 1$; при $\pi/2 + k\pi > \alpha > \pi + k\pi, Z_n < 0$. Здесь $k = 0, 1, 2, \dots, n$.

Если $\alpha \rightarrow 0$, то уравнение (28) приводится к известному уравнению, описывающему динамические процессы в приводе с короткими магистралями $v_2(s)[1-c + h\mathcal{G}s + \mathfrak{I}\mathcal{G}_0 s^2] = v_1(s)(1-c) - \Psi(s)\mathcal{G}s$.

График на рис. 21 показывает, что для случаев, когда $\alpha \approx 1$ магистрали в системе можно рассматривать, как короткие.

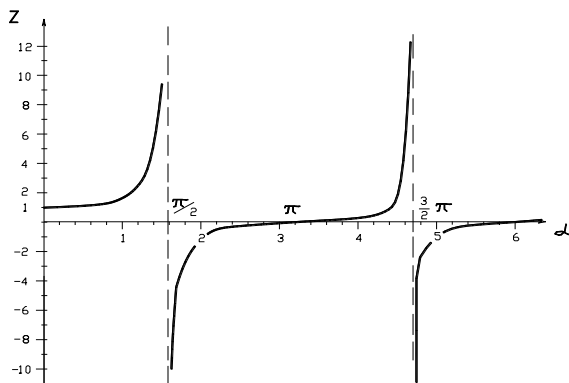


Рис. 21. Изменение функции Z от безразмерного параметра α

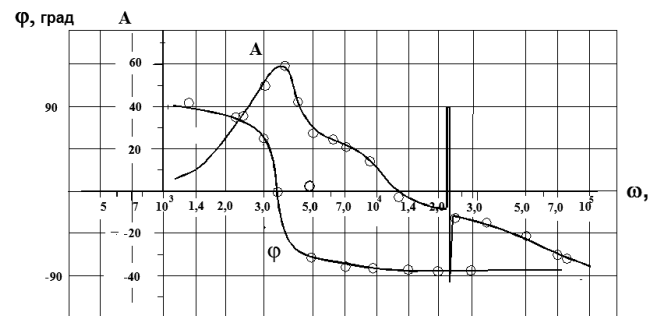


Рис.22. Амплитудно-частотная ($A = 20 \lg W_{M\alpha}(j\omega)$) и фазочастотная $\operatorname{arctg}(\operatorname{Im}[W_{M\alpha}(j\omega)]/\operatorname{Re}[W_{M\alpha}(j\omega)])$ характеристики веретена с инерционной нагрузкой при коэффициенте трения $h=0,05$ Н*мм*с

На рис. 22 приведены амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики веретена с роликами и корпусом, рассчитанные по выражению (30). Резонансный всплеск при частоте 3480 с^{-1} обусловлен маховой массой, а при $\omega = 23714,354 \text{ с}^{-1}$ - распределенностью параметров веретена.

Из частотной характеристики (30) следует, что если рассматривать продольные колебания груза массой m , то максимум амплитуды колебаний будет при выполнении условия

$$[1-c - m\mathcal{G}_n(\alpha_n)\omega^2] / [\mathcal{G}_n(\alpha_n)\omega] = 0. \quad (31)$$

Это выражение полностью соответствует выражению, приведенному в книге Бабакова И.М., что еще раз подтверждает правильность выполненных преобразований.

Колебания в системе привод- веретено- долото оказывают влияние, как на ресурс инструмента, так и на качество изготовления узла крепления труб, поэтому ниже рассмотрено влияние двигателей, используемых в качестве механических приводов.

В связи с тем, что частота вращения выходного вала электродвигателя с увеличением нагрузки (момента) падает (проседает), то в работе после ввода коэффициентов, учитывающих просадку, влияние магнитной индукции B , веретена, была выведена система уравнений, описывающих динамику системы электродвигатель - веретено- нагрузка

$$K_{BM}B = M_s(t) + h_s \Omega_0 (1 + T_{sp}) + \tau(t)W_{p2}, \quad \Omega_0 = \Omega_n - \mathcal{G}_1 pB, \\ \Omega_0 = \Omega_2 + \mathcal{G}_2 p \tau, \quad \tau W_{p2} = M_c + h_2 \Omega_2 (1 + T_2 p), \quad (32)$$

где $K_{BII} = \partial f_2 / \partial M_c$ – тангенс наклона механической характеристики вальцовочной машины, включающей электродвигатель, соединенный с редуктором, в конкретной ее точке; $K_{BM} = \Delta M_c / \Delta B$; $\mathcal{G}_{кпр0}$ – приведенная крутильная упругость тракта, включающего муфту, часть веретена; W_{p2} – полярный момент сопротивления сечения цилиндрической части веретена; Ω_2 – угловая скорость (частота) вращения сечения веретена, примыкающего к его конусной части; J_{np} – приведенный к выходному валу редуктора маховой момент инерции вращающихся частей редуктора, соединительного вала, нагрузки; h_2 – приведенный к входному валу редуктора коэффициент потерь на трение, пропорциональное скорости вращения Ω ; M_c – момент сопротивления в роликах вальцовки.

Решение системы (32) матричным методом позволяет получить ряд передаточных функций, в частности передаточную функцию влияния колебаний момента сопротивления на колебания частоты вращения конической части веретена

$$W_{M_c \Omega_2}(s) = \Omega_2(s) / M_c(s) = - \{ K_{BII} + s [\mathcal{G}_2 W_{p2}^{-1} (1 + K_{BII} h_s + J_0 K_{BII} s)] \} / \\ / (a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3), \quad (33)$$

где

$$a_0 = K_{BM} W_{p2}; \quad a_1 = K_{BM} \mathcal{G}_2 h_2 + W_{p2} \mathcal{G}_1 h_2 + W_{p2} \mathcal{G}_1 h_s; \quad a_2 = T_2 \mathcal{G}_2 K_{BM} h_2 + \\ + T_2 \mathcal{G}_1 W_{p2} h_2 + \mathcal{G}_1 h_s W_{p2} T_s + \mathcal{G}_2 \mathcal{G}_1 h_s h_2; \quad a_3 = \mathcal{G}_1 \mathcal{G}_2 h_s h_2 (T_s + T_2).$$

Из (33) следуют условия устойчивости

$$a_0 > 0; \quad a_1 > 0; \quad a_2 > 0; \quad a_3 > 0; \quad a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0. \quad (34)$$

В случае использования пневматического двигателя сжатый воздух и гибкие шланги оказывают сильное демпфирующее влияние. В работе получено уравнение движения собственной системы привод- веретено- нагрузка

$$\Omega [1 - K_{Qn} + \tau_n h + D (J \tau_n + \mathcal{G}_{nm} h) + J \mathcal{G}_{nm} D^2] = Q_{no} - M \tau_n (1 + \mathcal{G}_{nm} \tau_n^{-1} D), \quad (35)$$

где $\tau_n = w^{-2} \partial Q_y / \partial P_{1M}$; $\mathcal{G}_{nm} = V_{1M} / (w^2 k P_{1M})$; $D \equiv d / dt$; Q_y – расход среды через щели; P_{1M} – давление на входе в пневмосистему; $k = c_p / c_v$, c_p , c_v –

удельные теплоемкости газа, соответственно, при постоянном давлении и постоянном объеме; $D \equiv d/dt$; w – объемная постоянная пневмомотора.

Поскольку пистолет – вальцовочную машину часто оператор держит в руках, то колебания крутящего момента влияют на положение вальцовочной машины, изменяя воздействие на трубу. Эту особенность отражает выведенное уравнение

$$Q_n(s)w^{-1}(1+T_{кчо}s) = \Omega(s)(a_3 + a_2s + a_1s^2 + a_0s^3) + M(s)(\tau_n + \mathcal{G}_{nm}s)(1 + T_{кчо}s), \quad (36)$$

где $a_0 = J\mathcal{G}_{nm}T_{кчо}$; $a_1 = (\mathcal{G}_{nm}h + J\tau_n)T_{кчо} + J\mathcal{G}_{nm}$; $a_2 = J\tau_n + \mathcal{G}_{nm}h + \tau_n hT_{кчо}$; $a_3 = 1 - w^{-1}K_{Qn} + \tau_n h + w^{-1}hh^{-1}_{чо}$; $T_{кчо} = J_{к}/h_{чо}$ – постоянная времени человека-оператора; $h_{чо}$ – коэффициент потерь, пропорциональных скорости движения; K_{Qn} – коэффициент, характеризующий связь частоты вращения вала Ω и подводимого расхода Q_n .

Уравнение (36) свидетельствует, что при учете реакции человека-оператора упрощенно движение выходного вала можно описать уравнением 3-го порядка.

Из характеристического выражения уравнения (36) следуют условия устойчивости

$$a_0 > 0; \quad a_1 > 0; \quad a_2 > 0; \quad a_3 > 0; \quad a_1a_2 - a_0a_3 > 0. \quad (37)$$

Из них видно, что при $h < 0$ или $h_{чо} < 0$ система способна потерять устойчивость. Подобные явления автору приходилось наблюдать в процессе вальцевания с максимальными для человека нагрузками. Такой нестабильный режим может привести к некачественному закреплению труб.

При анализе влияния гидропривода на процесс роликового вальцевания необходимо рассматривать две схемы: 1- веретено вращается с помощью телескопического вала, который приводится во вращение валом редуктора с установленным на его входе гидродвигателем; 2- веретено вращается с помощью вала гидромотора, размещенного в специальном держателе, пистолете, который удерживает в руках оператор-вальцовщик. Составлена система из четырех дифференциальных уравнений, учитывающая гидропривод и веретено ($d = 3-6$ мм, $l = 50-600$ мм)

$$wP(1-c) - h\Omega_2(1+TD) = M_c(t) + \tau_2 W_{p2}; \quad \tau_y w^2 P(1+T_2D) + w\Omega_2 = w_1\Omega_{1z};$$

$$\tau_2 W_{p2} - h_{k2}\Omega_2(1+T_2D) = M_{c02}; \quad -\tau_2 W_{p2}\mathcal{G}_{k2}D + \Omega_2 - \Omega_2 = 0,$$

где $T = J/h$; $T_2 = \mathcal{G}_2/\tau_y$; $T_2 = J_2/h_{k2}$, Ω_1 , Ω_2 , Ω_2 – соответственно, частоты вращения валов насоса и гидромотора, конической части веретена; $J = J_2 + J_2$ – суммарный маховой момент инерции; M_{c02} – крутящий момент сопротивления на веретене с маховым моментом инерции J_2 ; P – перепад давления; τ_2 – касательные напряжения в веретене; τ_y , \mathcal{G}_2 ; w_1 , w , h , V_2 , α – параметры гидропривода; W_{p2} , h_2 , h_2 , \mathcal{G}_{k2} – параметры веретена.

Аналитическое решение найдено с помощью матричного исчисления. Получены выражения для различных передаточных функций. Так, влияние момента сопротивления на колебания частоты вращения рабочей части веретена описано передаточной функцией при постоянном расходе насоса

$$W_{\Omega M2}(s) = \Omega_2(s)/M_{c02}(s) = -b(1+T_b s)/(1+2\zeta Ts + T^2 s^2), \quad (38)$$

где $b = \tau_y / [1 - c + \tau_y(h + h_{k2})]$; $2\zeta T = [(J_2 + J_2)\tau_y + \mathcal{G}_2(h + h_{k2})] / [1 - c + \tau_y(h + h_{k2})]$; $T^2 = \mathcal{G}_2(J_2 + J_2) / [1 - c + \tau_y(h + h_{k2})]$; $T_b = \mathcal{G}_2 / \tau_y$; s – оператор Лапласа.

Кроме того, указанная система уравнений с учетом имеющихся в гидроприводе нелинейностей решалась на основе метода Рунге-Кутты по программе, разработанной автором. Проведены экспериментальные и численные исследования работы объемного аксиально-поршневого гидропривода. Выявлены особенности функционирования на нижнем пределе регулирования (рис.23), свидетельствующие о возможности появления неустойчивых режимов в поршневых механизмах, которые можно избегать, используя либо героторные двигатели, либо специальное регулирование.

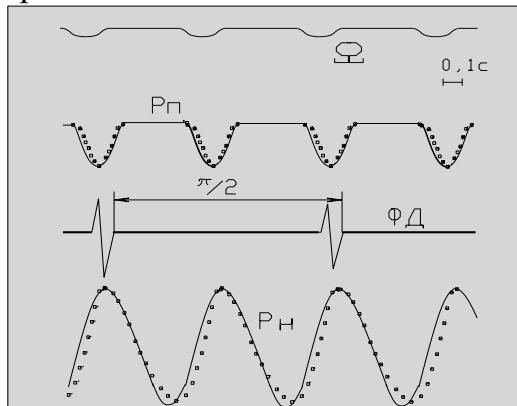


Рис. 23. Работа объемного гидропривода на нижнем пределе регулирования:
 — эксперимент; □ - расчет;
 ФД- показания фотодатчика, регистрирующего обороты

Теоретический аспект динамики системы «привод – рабочие органы роликовой вальцовки» дает возможность оценивать колебания инструмента и рассчитывать параметры, а также режимы работы вальцовочного оборудования для повышения стабильности высокого качества изготовления и ремонта узлов крепления теплообменных труб в новых теплообменных аппаратах.

В седьмой главе изложена суть методологии исследований профилирующих процессов при закреплении теплообменных труб и регламентирован порядок проведения работ. Некоторые положения из них приводятся ниже.

1. При разработке нового теплообменного аппарата конструктор должен ясно с набором количественных данных представлять условия работы узла крепления теплообменных труб.

2. На основании отмеченных данных в документации должны быть указаны способы и параметры закрепления трубы: длина зоны закрепления, особенности закрепления на разных участках узла крепления (в зоне подвальцовки, если она необходима; на основном участке узла крепления, на выходе в межтрубное пространство).

3. При выборе способа закрепления должны быть проведены исследования по оценке напряженного состояния в теле трубной доски (коллектора), оценке трудоемкости и возможности реализации имеющимися методами операции закрепления.

4. При определении параметров закрепления должны быть проведены исследования по выбору режима подвальцовки, оказывающего сильное

влияние на качество сварного шва. Здесь должен быть выбран оптимальный крутящий момент на веретене.

5. Для определения режимов закрепления трубы за зоной подвальцовки, где при роликовом вальцевании развивают максимальные крутящие моменты и скорости вращения, должны быть проведены исследования по выбору радиальных нормальных напряжений в зоне контакта и частоты вращения веретена; рассмотрены динамические особенности процесса, оценены качество контакта между трубой и стенкой отверстия, производительность труда и возможная работоспособность инструмента.

6. В процессе оценки качества контакта между трубой и стенкой отверстия необходимы исследования остаточного напряженного состояния трубной доски и трубы, качества поверхностного слоя внутренней поверхности трубы.

7. После предварительного решения вопросов по п. 2...6, которые целесообразно проводить на однотрубных образцах, необходимы подобные исследования на многотрубных моделях. Это обусловлено взаимовлиянием процессов закрепления в соседних узлах крепления.

8. В процессе проведения исследований на многотрубных моделях, подобных реальным изделиям после выполнения операций закрепления необходимы исследования после термоциклических испытаний, характерных для конкретных изделий. Такие работы должны включать: металлографические исследования, исследования качества соединения (прочность, герметичность и др.).

Указанная методология использована при внедрении на ПАО «ЗиО-Подольск» патента №2524461, а также при выполнении договорных работ между организациями: АО «НПО» ЦНИИТМАШ», ПАО «ЗиО-Подольск», Волгодонским филиалом «АЭМ-технологии» Атоммаш».

В работе проведено сравнение роликового вальцевания и гидрораздачи. Установлено, что роликовое вальцевание создает меньшие нагрузки в досках трубных (коллекторах) при более прочном соединении, оно производительнее, требует меньших физических затрат операторов, чем при гидрораздаче, оборудование в отличие от гидрораздачи изготавливают в РФ. Однако при использовании современного оборудования в этом способе развиваются значительные осевые нагрузки на трубы и сварной шов.

Рассмотренные выше особенности роликового вальцевания и гидрораздачи привели к необходимости разработки и внедрения специальной технологии по закреплению теплообменных труб в «толстых» трубных досках (решетках, коллекторах). На такую технологию для ПГВ-1000 получен патент на изобретение, соавтором которого является диссертант.

С целью повышения стабильности получения соединений труба-доска трубная высокого качества определено два новых направления развития оборудования для закрепления теплообменных труб. К первому из них относится разработка вальцовочных машин с новой системой управления частотой вращения веретена в зависимости от величины и скорости изменения момента сопротивления. Здесь получено два патента, где

диссертант является соавтором. Второе направление касается разработки новой автоматической вальцовочной машины, где в отличие от известных конструкций энергия к рабочим органам вальцовки подводится по двум каналам от одного двигателя, а оси роликов вальцовки параллельны оси веретена. Здесь подана заявка на получение патента, соавтором которой является диссертант.

Реализация таких направлений позволит устранить осевые деформации труб, снизить уровни технологических напряжения в сварных швах, минимизировать напряжения в перемычках досок, повысить ресурс инструмента, увеличить производительность труда до 50%, изготавливать соединения с биметаллическими трубами, снизить импортозависимость. Кроме того, роликовое вальцевание с применением указанной новой вальцовочной машины вместо гидрораздачи, улучшит условия труда операторов. Это обстоятельство является дополнительным фактором, способствующим повышению ресурса и безопасности энергоустановок.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. В работе решена крупная научно-техническая проблема, имеющая важное значение для атомного энергомашиностроения при планах по увеличению производства электроэнергии в основном за счет ввода новых теплообменных аппаратов, заключающаяся в разработке расчетно-экспериментальных методов определения технологических напряжений и деформаций и применении на практике разработанной методологии исследований нестационарных профилирующих процессов при изготовлении неразъемных трубных соединений, выполнение которых позволяет реализовывать перспективные атомные энергоустановки с повышенными показателями надежности, снизить импортозависимость оборудования и инструментов, обеспечить требуемые показатели прочности, герметичности, коррозионной стойкости с высокой производительностью и улучшенными условиями труда.

2. Получены математические модели и выполнены расчеты по определению высокоградиентных полей напряжений и деформаций в узлах крепления теплообменных труб при сложном нагружении, обусловленном технологиями закрепления: гидравлической раздачей и роликовым вальцеванием. Установлен новый механизм пластической деформации трубы и даны аналитические решения по определению интенсивности напряжений в неразъемном соединении «труба – трубная доска» с учетом многогнездности узла крепления, параметров перфорации и особенностей воздействий инструментально-технологического комплекса. Показано существенное повышение напряжений в деталях при выполнении гидрораздачи по сравнению с роликовым вальцеванием

3. Разработаны вопросы механики роликовой вальцовки, определены кинематика, силовые взаимодействия, получен метод оценки работоспособности рабочих органов данного инструмента, позволяющие

оптимизировать конструкцию и технологические режимы закрепления труб, во многом определяющие качество, прочность и ресурс теплообменных установок. Получены три критерия вальцевания, обеспечивающие требуемые параметры качественных, прочностных и эксплуатационных характеристик неразъемных трубных соединений с натягом.

4. Разработаны основы динамики системы «привод – рабочие органы роликовой вальцовки», учитывающие использование электро-, пневмодвигателя, гидропривода, реакцию человека-оператора, определяющие пути дальнейших исследований для изучения колебаний инструмента и расчета параметров и режимов работы вальцовочного оборудования с целью обеспечения высокого качества и надежности неразъемного соединения с натягом при изготовлении и ремонте теплообменных аппаратов.

5. Разработан новый метод исследования колебаний скоростей движения и напряжений в системе «привод – стержень – исполнительный орган», дающий возможность учитывать реологические особенности процесса передачи движения и определивший критерий учета распределенности параметров упругой механической системы; построены переходные и частотные характеристики, позволяющие оценивать условия работы и ресурс инструмента и его влияние на качество и прочность узлов крепления труб.

6. С использованием оригинального стенда впервые исследована динамика роликового вальцевания; сняты осциллограммы; установлены зависимости, характеризующие особенности профилирующего процесса при закреплении трубы и определены факторы влияния на напряженно-деформированное состояние соединения с натягом. Даны рекомендации, обеспечивающие требуемые параметры качественных, прочностных и эксплуатационных характеристик узлов крепления теплообменных установок.

7. Разработаны оригинальные методики и впервые проведены экспериментальные исследования технологических напряжений в деталях узлов крепления труб с учетом особенностей пластического деформирования трубы в процессе роликового вальцевания.

8. Теоретически обоснованы, разработаны и внедрены в производство новые способы закрепления теплообменных труб, подтвержденные патентами и применяемые на производстве.

9. Разработаны новое устройство, способ и методика настройки вальцовочных машин на заданный режим работы, используемые на производстве, позволяющие изготовить узлы крепления теплообменных труб высокого качества, во многом определяющие надежность и ресурс АЭУ.

10. Разработаны и запатентованы новый стенд для исследования процесса вальцевания, конструкции вальцовочных машин, учитывающие динамические особенности профилирующего процесса, сформулированы пути развития современного инструментально-технологического комплекса, позволяющие разрабатывать и внедрять инновационные технологии закрепления, обеспечивающие повышение качества неразъемных соединений

«труба – трубная доска», производительности труда, импортнезависимости и улучшение условий труда при изготовлении и ремонте энергетических установок, способствующие выполнению новых требований к теплообменному оборудованию в связи с планами по дальнейшему наращиванию выработки электроэнергии.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в рецензируемых изданиях из списка ВАК РФ:

1. Прокофьев В.Н., Кондратенко Л.А. Гидропривод машинного регулирования с положительной обратной связью по перепаду давления. / Известия ВУЗов. – Машиностроение. – 1974. – № 11. – С. 96-101.
2. Кондратенко Л.А. Колебания частоты вращения долота при одновременном бурении ротором и забойными гидромашинами. АН СССР. Машиноведение. – 1987. – № 4. – С. 44- 52.
3. Кондратенко Л.А., Терехов В.М. Численное исследование динамических свойств сверл одностороннего резания / Проблемы машиностроения и надежность машин. – 1996. – №4. – С. 78-82.
4. Терехов В.М., Кондратенко Л.А. О математической модели процесса сверления глубоких отверстий / Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1999. – № 1. – С.55-61.
5. Адаменко А.И., Кондратенко Л.А. Влияние глубины скважины на динамику винтовых забойных двигателей./ Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2001. – № 6. – С. 28- 33.
6. Терехов В.М., Кондратенко Л.А. Математическая модель процесса закрепления теплообменных труб посредством гидрораздачи. / Технология машиностроения. – 2001. – №1. – С. 55-57.
7. Терехов В.М., Даниленко В.Г., Белоусов В.П., Кондратенко Л.А. О выборе критерия механического вальцевания теплообменных труб / Технология машиностроения. – 2001. – №5. – С.21-23.
8. Терехов В.М., Даниленко В.Г., Белоусов В.П., Кондратенко Л.А. Особенности контактного взаимодействия при раздаче труб роликовой вальцовкой / Технология машиностроения – 2002. – № 1. – С. 20- 23.
9. Кондратенко Л.А. Гидропривод с положительной обратной связью по перепаду давления / Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2002. – № 1. – С. 79-84.
10. Кондратенко Л.А. Гидропривод с положительной обратной связью по перепаду на гидромоторе при наличии длинных магистралей / Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2003. – № 2. – С. 25-29.
11. Кондратенко Л.А. Особенности механического привода при передаче мощности по длинной магистрали / Проблемы машиностроения и надежность машин. – 2005. – № 1. – С. 40-44.
12. Кондратенко Л.А. Влияние соотношений твердости материалов трубы и доски на качество закрепления трубы / Технология машиностроения. – 2006. – №11. – С. 73-76.

13. Кондратенко Л.А. Оценка работоспособности рабочих органов вальцовки / Технология машиностроения. – 2007. – №8. – С. 30-34.
14. Кондратенко Л.А., Хализов Д.О. Продольные колебания при передаче механической энергии посредством деталей из неметаллических материалов / Вестник машиностроения. – 2008. – № 1. – С. 6-9.
15. Кондратенко Л.А. Колебания частоты вращения и напряжений вала с двумя сосредоточенными маховыми массами / Вестник машиностроения. – 2008. – № 8. – С. 21- 23.
16. Кондратенко Л.А. Особенности перевальцовки теплообменных труб / Технология машиностроения. – 2011. – № 6. – С. 13- 17.
17. Терехов В.М., Кондратенко Л.А., Винников В.С. Силовые взаимодействия в роликовой вальцовке. / Технология машиностроения. – 2012. – № 7. – С. 24-28.
18. Кондратенко Л.А. Гидростатическая модель операции роликового вальцевания теплообменных труб / Технология машиностроения – 2013. – № 10. – С. 57-60.
19. Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Винников В.С., Аверин А.С. Технологические возможности теплообменных труб в операции закрепления / Технология машиностроения – 2014. – № 7. – С. 28-33.
20. Кондратенко Л.А., Ягуткин Е.Г., Гунин А.В., Могутов И.В. Исследование процесса обработки глубоких отверстий и закрепления труб в деталях теплообменного оборудования АЭУ / Известия Московского государственного технического университета МАМИ. – 2014. – 1(19). – Т2. – С. 103-107.
21. Кондратенко Л.А., Миронова Л.И. К вопросу об упрочнении материала вальцовочных соединений в теплообменных аппаратах / Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2016. – №3. – С. 106 – 112.
22. Кондратенко Л.А. К задаче об исследовании полей напряжений в перфорированной сетке трубных досок теплообменных аппаратов / Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2016. – №4. – С.110 – 116.
23. Терехов В.М., Кондратенко Л.А., Миронова Л.И. Некоторые динамические особенности взаимодействия режущей части ружейного сверла с деталью / Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2016. – №4. – С. 78 – 84.
24. Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Миронова Л.И. К вопросу о влиянии динамики роликового вальцевания на качество изготовления теплообменных аппаратов в атомных энергетических установках / Тяжелое машиностроение. – 2016. – № 10. – С. 10 – 14.
25. Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Миронова Л.И. К вопросу о влиянии динамики роликового вальцевания на качество изготовления теплообменных аппаратов в атомных энергетических установках / Тяжелое машиностроение. – 2016. – №10. – С 10-14.

Публикации в других изданиях:

26. Кондратенко Л.А. Уравнения колебаний скорости движения некоторых технологических объектов при использовании электромеханического

- привода. Материалы XI международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2004, с. 139- 147.
27. Кондратенко Л.А. Некоторые особенности взаимодействия режущей части ружейного сверла с деталью. Научные технологии производства РКТ. Сборник научн. трудов ФГУП «НПО «Техномаш». – 2004, с. 90-94.
28. Кондратенко Л.А. Цифровое моделирование движения технологических объектов при использовании объемного гидропривода. Материалы XII международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2005, с. 61- 68.
29. Кондратенко Л.А. Продольные колебания в механизмах с твердотельными магистралями, потерявшими устойчивость. Материалы XIII международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2006, с. 27- 33.
30. Кондратенко Л.А. Колебания в механических приводах с переменной упругостью магистралей. Материалы XIII международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2006, с. 43- 49.
31. Кондратенко Л.А. Напряженное состояние в узле крепления теплообменной трубы и вальцовочном инструменте. Материалы XIV международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2007, с. 46- 55.
32. Kondratenko L.A., Khalizov D.O. LONGITUDINAL OSCILLATIONS IN ENERGY TRANSFER THROUGH NONMETALLIC MATERIALS / Russian Engineering Research. – 2008. – Т. 28. – № 1. – С. 5-8.
33. Кондратенко Л.А. Колебания скорости вращения и напряжений в механическом приводе, имеющем «просадку» электродвигателя / Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. – 2008. №1. – С. 26-31.
34. Кондратенко Л.А., Терехов В.М. Колебания в приводе продольного перемещения при несогласованной нагрузке. Материалы XV международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2008, с. 172- 182.
35. Кондратенко Л.А. Изменение напряженного состояния трубы при механической вальцовке. Материалы XVI международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2009, с. 190- 202.
36. Кондратенко Л.А. Шелушение поверхности теплообменных труб при вальцевании. Материалы XVII международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2010, с. 152-158.
37. Кондратенко Л.А. Закрепление труб в трубных решетках с использованием нового критерия. Материалы XVIII международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2011, с. 137-142.
38. Кондратенко Л.А., Винников В.С., Щегольков Н.Н., Ягуткин Е.Г. О причине обрыва корпуса роликовой вальцовки. Материалы XIX

международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2012, с.220-227.

39. Клауч Д.Н., Кондратенко Л. А., Кущева М.Е., Овсеенко А.Н., Гунин А.В. Мосюк А.Л. Проведение опытно-конструкторских и технологических работ по участию в отработке технологии изготовления, испытаниях и исследованиях узла заделки теплообменных труб 16x2 мм из стали 07X12НМФБ в трубных досках парогенератора для проекта АЭС с реактором БН-1200. Отчет НИР. – Москва, НПО «ЦНИИТМАШ», 2012.

40. Клауч Д.Н., Кондратенко Л.А., Кущева М.Е., Овсеенко А.Н., Гунин А.В. Мосюк А.Л., Носов Д. Исследование процессов раздачи труб с помощью роликовых вальцовок и совершенствование технологии и инструмента для закрепления теплообменных труб в теплообменных аппаратах. Отчет НИР. – Москва, НПО «ЦНИИТМАШ», 2012.

41. Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Котов И.В., Клауч Д.Н., Гунин А.В. Экспериментальные исследования процесса роликового вальцевания теплообменных труб. Материалы XX международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2013, с.162-168.

42. Кондратенко Л.А., Ягуткин Е.Г. Создание прогрессивной технологии обработки глубоких отверстий и закрепления труб в узлах ответственных теплообменных аппаратов АЭУ. Материалы заседания секции НТС «Технологии атомного машиностроения». – ГК «Росатом». – 30.11.2014.

43. Клауч Д.Н., Кондратенко Л. А., Кущева М.Е., Овсеенко А.Н., Гунин А.В., Носов Д.П., Лыткин Д.Н. Аттестация технологии обработки глубоких отверстий и закрепления теплообменных труб в коллекторах ПГВ-1000. Отчет НИР. – Москва, НПО «ЦНИИТМАШ», 07.05.2014.

44. Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Винников В.С. Клауч Д.Н., Гунин А.В., Мосюк А.Л., Носов Д.П. Изменение свойств однослойных стальных холоднокатаных труб при их закреплении в досках трубных. Материалы XXI международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2014, с.44-54.

45. Кондратенко Л.А. Исследование колебаний при сверлении глубоких отверстий методом БТА. Материалы XXI международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2014, с.54-63.

46. Кондратенко Л.А. Выбор режима роликового вальцевания при закреплении теплообменных труб. Материалы XXII международного научного семинара «Технологические проблемы прочности». – Подольск, 2015, с.195-202.

47. Кондратенко Л.А. Напряженное состояние и деформация трубы при прижатии роликового вальцевателя к стенке отверстия / Вестник машиностроения. – 2015. – №12. с.95-101.

48. Кондратенко Л.А., Миронова Л.И. Особенности образования внутренних поверхностных дефектов теплообменных труб в процессе их перевальцовки. Труды Научных чтений им. И.А. Одингга «Механические свойства

современных конструкционных материалов». – Москва, ИМЕТ РАН, 2016, с.59-60.

49.Терехов В.М., Кондратенко Л.А., Клауч Д.Н. особенности остаточного напряженного состояния некоторых однослойных холоднокатанных теплообменных труб. Труды Научных чтений им. И.А. Одингга «Механические свойства современных конструкционных материалов». – Москва, ИМЕТ РАН, 2016, с.131.

50.Kondratenko L., Terekhov V., Mironova L. The aspects of roll-forming process dynamics. Сборник статей Международной конференции «Vibroengineering-2016». – Москва, 2016, ИМАШ, РАН, с.460-465. Vibroengineering PROCEDIA. AT the 22nd International Conference on Vibroengineering, Moscow, 2016.

51.Кондратенко Л.А. Дмитриев В.Г., Миронова Л.И. Метод исследования изменений напряжений и скоростей движения в системе шпиндель – вал – технологический объект. Тезисы докладов XXIII Международного симпозиума «Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред им. А.Г. Горшкова». МАИ (НИУ). – Москва, 2017, с. 101-103.

52. Kondratenko L., Dmitriev V., Mironova L. Simulation of a drive with a long connecting link. 26th International Conference Vibroengineering, St. Petersburg, Russia. JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. 2017, Vol. 12. ISSN 2345-0533, pp.231-236.

Crossref DOI link: <https://doi.org/10.21595/vp.2017.18743>

Монографии

53.Кондратенко Л.А. Колебания и методы управления скоростью движения технологических объектов. – М.: МГОУ, 2005, 448с.

54.Кондратенко Л.А. Расчет колебаний скоростей движения и напряжений в узлах и деталях машин. – М.: Спутник, 2008, 317с.

55.Кондратенко Л.А. Механика роликового вальцевания теплообменных труб. – М.: Спутник, 2015, 158с.

Патенты

56.Патент на изобретение 857556 Союз Советских Социалистических Республик, F04 C 5/00, E21 B 4/02. Винтовой забойный двигатель. Балденко Д.Ф., Кондратенко Л.А., Семенец В.И., заявитель Всесоюзный научноисследовательский институт буровой техники (ВНИИБТ). Заявл. 29.06.79, опубл. 23.08.81.

57.Патент на изобретение. 2294258 Российская Федерация, МПК B21D39/06. Вальцовка. Даниленко В.Г., Белоусов В.П., Овсенко А.Н., Клауч Д.Н., Кущева М.Е., Кондратенко Л.А., Крылов А.Н., Терехов М.В.; заявитель и патентообладатель ОАО "Машиностроительный завод "ЗиО-Подольск" (RU). Заявл. 21.04.2005, опубл.27.02.2007.

58.Патент на изобретение 2473409 Российская Федерация, МПК B21D39/06. Вальцовочная машина. Терехов В.М., Кондратенко Л.А., Бугаков В.П., Сивченко К.А., Крылов А.Н.. заявитель и патентообладатель ОАО

"Машиностроительный завод "ЗиО-Подольск" (RU). Заявл. 12.06.2010, опубл.27.01.2013.

59. Патент. на полезную модель 124200 Российская Федерация, МПК В21D39/06. Вальцовочная машина. Терехов В.М., Котов И.В., Клауч Д.Н., Кондратенко Л.А., Гунин А.В., Мосюк. Заявитель и патентообладатель ОАО НПО «ЦНИИТМАШ» (RU). 201235955/02, заявл. 22.08.2012, опубл. 20.01.2013.

60. Патент на изобретение 2524461 Российская Федерация, МПК В21D39/06. Терехов В.М., Котов И.В., Кондратенко Л.А., Рубцов А.Н. Способ соединения труб с коллектором парогенератора. Заявитель и патентообладатель ОАО "Машиностроительный завод "ЗиО-Подольск" (RU). № 201243868/02, заявл. 16.10.2012, опубл.27.07.2014.

61. Патент на изобретение 2360762 Российская Федерация, МПК В21D39/10. Кондратенко Л,А, Способ крепления труб в трубных решетках развальцовкой. Заявитель и патентообладатель Кондратенко Л,А. (RU) № 2007132544/02, заявл. 29.08.2007, опубл. 10.03.2009.

62. Патент на полезную модель 136886 Российская Федерация, МПК В21D39/06 Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Клауч Д.Н., Гунин А.В., Мосюк А.Л. Устройство контроля крутящего момента веретена вальцовки Заявитель и патентообладатель АО НПО «ЦНИИТМАШ» (RU). № 2013142563, заявл. 18.09.2013, опубл. 20.01.2014

63. Патент на полезную модель 163422. Российская Федерация, МПК В21D39/06, В21D41/02. Стенд для исследования процесса вальцевания теплообменных труб. Кондратенко Л.А., Клауч Д,Н, Носов Д,П, Гунин А.В.. Заявитель и патентообладатель АО НПО «ЦНИИТМАШ» (RU). №201611142/02, заявл. 28.03.2016, опубл. 20.07.2016.

64. Терехов В.М., Кондратенко Л.А. Автоматическая вальцовочная машина. Заявка № 2015156904 от 30.12.2015.