

**Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное учреждение
высшего образования
«Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет)»**

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**

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

Научный консультант

Дмитриев В.Г.

доктор технических наук, профессор

Москва 2017

Кондратенко Леонид Анатольевич

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

в двух томах

Том первый

ОГЛАВЛЕНИЕ

Том первый

	стр
Введение	7
Глава 1. Состояние вопроса. Цель, задачи, методы и методики исследования	21
1.1. Закрепление теплообменных труб с высоким качеством и производительностью – путь решения задачи по реализации новых энергетических установок с улучшенными показателями надежности....	21
1.2. Анализ литературных данных.....	27
1.3. Некоторые конструкции узлов крепления теплообменных труб.....	43
1.4. Детали узлов крепления труб.....	45
1.5. Отверстия в трубных досках (коллекторах).....	50
1.6. Основные методы пластической деформации концов труб при закреплении в отверстиях в АЭУ.....	50
Глава II. Анализ процессов при создании соединений с натягом труба- трубная доска (коллектор)	55
2.1. Основные свойства труб в состоянии поставки.....	55
2.2. Характеристики соединения труба- доска трубная (коллектор).....	57
2.3. Контакт между роликом и трубой при роликовом вальцевании.....	63
2.4. Структурные изменения металла трубы в зоне контакта с роликом.....	72
2.5. Деформация свободной трубы от воздействия роликов.....	76
2.6. Механизм профилегибочной деформации после первого устойчивого контакта между трубой и стенкой отверстия.....	88
2.7. Особенности гидрораздачи.....	96

2.8. Определение контактного напряжения между трубой и стенкой отверстия после операции гидрораздачи.....	101
2.9. Напряженное состояние зонда для гидрораздачи.....	102
Глава III. Разработка вопросов механики роликовой вальцовки....	106
3.1. Схемы вальцевания.....	106
3.2. Макродеформация трубы и перемещение веретена. Первый критерий вальцевания.....	108
3.3. Некоторые особенности кинематики вальцовки.....	111
3.4. Силовые взаимодействия в вальцовке. Второй критерий вальцевания	114
3.5. Геометрическое проскальзывание ролика относительно трубы.....	118
3.6. Воздействие ролика на корпус и подшипник.....	120
3.7. Цифровые исследования силовых взаимодействий.....	122
3.8. Оценка работоспособности роликов и веретена.....	125
3.9. Основное уравнение роликового вальцевания. Третий критерий вальцевания.....	131
Глава IV. Анализ напряженного состояния трубной доски (решетки).....	140
4.1. Напряжения и деформации перемычки между отверстиями.....	140
4.2. Контактное напряжение между трубой и стенкой отверстия после завершения роликового вальцевания.....	146
4.3. Исследование полей напряжений в перфорированной сетке трубных досок теплообменных аппаратов.....	151
Глава V. Экспериментальные исследования.....	165
5.1. Выбор механических свойств материалов труб и досок трубных.....	165
5.2. Определение рационального радиального нормального напряжения в зоне контакта поверхностей трубы и отверстия.....	168
5.3. Изменение свойств теплообменных труб в процессе роликового	

вальцевания.....	170
5.4. Динамические явления при роликовом вальцевании.....	172
5.5. Динамические особенности при вальцевании труб наружным диаметром 16 мм из стали ферритного класса.....	173
5.6. Динамические особенности при вальцевании труб наружным диаметром 16 мм из стали аустенитного класса.....	177
5.7. Динамические особенности при вальцевании труб наружным диаметром 16 мм из стали 10X2М.....	179
5.8. Подвальцовка концов труб перед сваркой.....	183
Глава VI. Основы динамики системы привод- рабочие органы роликовой вальцовки.....	188
6.1. Общие закономерности движения исполнительного органа....	188
6.2. Уравнения количества движения и момента количества движения в дифференциальной форме.....	190
6.3. Связь скоростей движения частиц элементарного объема упругого стержня с напряжениями.....	193
6.4. Уравнение колебаний массы, закрепленной на конце стержня.....	195
6.5. Дополнение к модели Зинера.....	198
6.6. Колебания веретена при импульсном воздействии.....	202
6.7. Новые математические модели механических линий.....	207
6.8. Уравнение движения исполнительного органа механизма при согласованной нагрузке.....	210
6.9. Частотная характеристика веретена с роликами и корпусом.....	214
6.10. Система с электрическим двигателем.....	216
6.11. Система с пневматическим двигателем.....	220
6.12. Система с гидравлическим двигателем.....	227
Глава VII. Разработка методологии исследований и новые технические решения по закреплению теплообменных труб повышения качества узлов крепления теплообменны труб.....	239

7.1. Суть методологии исследования нестационарных профилегибочных процессов при закреплении теплообменных труб.....	239
7.2. Способ соединения труб с коллектором парогенератора.....	241
7.3. Сравнение условий работы при выполнении операций труб.....	246
7.4. Технические решения, обеспечивающие повышение производительности труда, импортнезависимости, ресурса и безопасности энергетических установок.....	250
Основные выводы.....	263
Список литературы.....	266

Том второй

Приложения	3
Приложение №П1. Оборудование для выполнения профилегибочных операций.....	3
Приложение №П2. Методика ЦНИИТМАШ исследования остаточных (технологических) напряжений в кольцевых образцах.....	11
Приложение №П3. Методика настройки вальцовочных машин с использованием устройства ПЗ16-25 и весов типа БРНЦ-10.....	14
Приложение № П4. Методы и методики экспериментальных исследований.....	23
Приложение №П5. Технология проведения экспериментальных исследований.....	29
Приложение № П6. PROGRAMM ROHR.....	40
Приложение № П7. PROGRAM PROFTR2.....	47
Приложение №П8. Гидрораздача. PROGRAM HYDRR.....	56
Приложение № П9. PROGRAMM SILW.....	69
Приложение № П10. PROGRAMM OSTAT.....	74
Приложение № П11. PROGRAMM DOSKA.....	77
Приложение №П12. PROGRAM GD_5 (гидропривод).....	79
Приложение № П13. Выбор режима гидрораздачи и роликового вальцевания.....	88
Приложение № П14. РАСЧЕТ (ориентировочный) трудоемкости закрепления т/о труб.....	101
Акты внедрения	104

ВВЕДЕНИЕ

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

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

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 упругопластическое деформирование трубы, приводящее к увеличению ее диаметров и созданию требуемого контактного напряжения между сопрягаемыми поверхностями, обеспечивающих получение соединения с натягом.

Широко применяемое роликовое вальцевание сопровождается циклическими профилегибочными 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 профилирующих 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 (деформативности, герметичности, прочности) 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, импортнезависимости, 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.

Степень разработанности темы исследования. Вопросы, связанные с различными аспектами закрепления теплообменных труб рассмотрены в

работах Юзика С.И., Ткаченко Г.П. и Брифа В.М., Целищева М.Ф.; Гизатулина А.А., Ризванова В.Г., Хабировой Г.Ф.; Даниленко В.Г., Терехова В.М., Казанцева А.Г., Судакова В.И. и др.

Исследования общего напряженного состояния в коллекторах парогенераторов выполняли такие специалисты, как Даничев В.В.; Халутин А.А., Лякишев С.Л., Шарый Н.В., Семишкин В.П. Из зарубежных авторов, работы которых опубликованы, следует отметить Krips H., Podhorsky M., разработавших основы теории гидравлической раздачи труб.

На основании работ Ткаченко Г.П. и Брифа В.М., выполненных со значительными допущениями, в России в основном для нефтегазохимической отрасли разработано несколько нормативных документов, регламентирующих процесс роликового вальцевания теплообменных труб.

Вопросы, связанные с созданием необходимых конфигурации щели и контакта сопрягаемых поверхностей, рассмотрены в работах Аврутина Р.Д., Абрамова Е.И. и др., Киселева П.Г., Прохорова А.М., Сидякина Ю.И., Овсеевко 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., Чичинадзе А.В., Седова Л.И., Биргера И.А. и др.

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

Вопросы динамики электро-гидро и пневмосистем рассмотрены в работах Чиликина М.Г., Прокофьева В.Н., Попова Д.Н. и др.

Следует отметить, что научных публикаций по вопросам закрепления теплообменных труб крайне мало, поскольку фирмы, выпускающие оборудование для выполнения таких операций не разглашают нюансы своих товаров и исследований. При этом качество соединения оценивают в основном по

радиальной деформации трубы, что является важным, но не достаточным условием. В настоящее время многие вопросы, влияющие на качество закрепления, не рассмотрены. К ним относятся:

- технологические напряжения и деформации в самих трубах и в многогнездных узлах крепления, обусловленных профилегибочными процессами;

- динамика роликового вальцевания, учитывающая циклические профилегибочные процессы;

- динамика инструментально-технологического комплекса системы «привод – стержень – исполнительный орган» и связанные с ними качественные характеристики трубных соединений с натягом.

Не разработана методология комплексных исследований НДС узлов крепления теплообменных труб, на основе которой возможно создание единого технологического регламента для изготовления ответственных неразъемных трубных соединений различной конструктивной формы и перспективных материалов в атомном машиностроении и других отраслях отечественной экономики.

Целью работы является разработка расчетно-экспериментальных методов исследования технологических напряжений и деформаций, обусловленных профилегибочными процессами 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 профилигибочных 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 профилигибочные 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 профилигибочных процессах разработаны оригинальные методики и 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 теплообменных труб.

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 профилегибочного процесса.

7. Разработана методология системного подхода исследования НДС неразъемных трубных соединений, обусловленного профилегибочными 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 профилегибочных 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 теплообменных труб.

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 профилирующих 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 однострунных и многотрунных 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 теории автоматического управления, 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», Волгодонском филиале «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 и др, что подтверждено актами 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) и старшего научного сотрудника ГНЦ НПО «ЦНИИТМАШ». 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 циклических профилегибочных процессов изготовления трубных соединений с натягом на основе принятых положений механики сплошной среды, теоретической и прикладной механики, теорий колебаний и автоматического управления с возможным использованием для новых трубных конструкций нестационарного профиля и многослойных материалов.

2. Математические модели исследования напряженно-деформированного состояния неразъемного трубного соединения с натягом «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 профилирующих процессов крепления теплообменных труб в трубных решетках с учетом комплексного рассмотрения всех факторов влияния взаимосвязанной цепи «неразъемное соединение с натягом – профилирующий 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.

ГЛАВА I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ, ЗАДАЧИ, МЕТОДЫ И МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1. Закрепление теплообменных труб с высоким качеством и производительностью – путь решения задачи по реализации новых энергетических установок с улучшенными показателями надежности

Современная промышленность в настоящее время выпускает разнообразные теплообменные аппараты:

1. Парогенераторы (для АЭС).
2. Холодильники ГОСТ 14244-79, ГОСТ 15120-79.
3. Теплообменники ГОСТ 14245-79, ГОСТ 14246-79.
4. Конденсаторы ГОСТ 15120-79, 14247-79.
5. Испарители с паровым пространством ГОСТ 14248-79 и др.

Составной частью, определяющей основные характеристики отмеченных аппаратов, является теплообменная секция.

Принцип действия теплообменника показан на рис. 1.1 [23], [101].

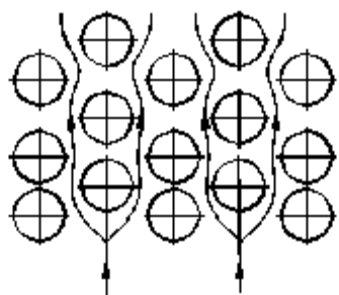
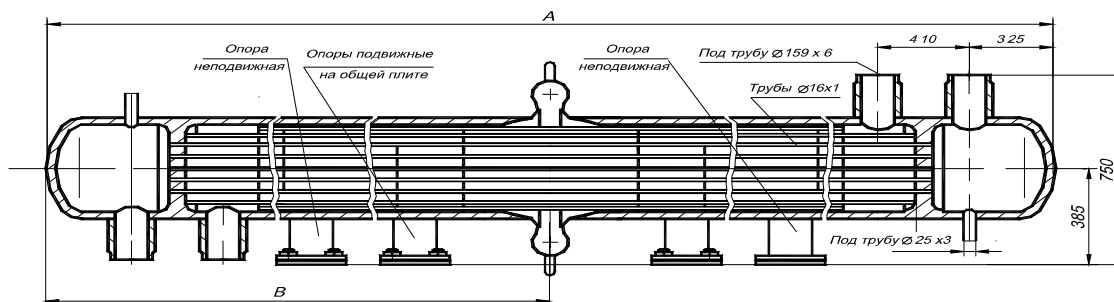


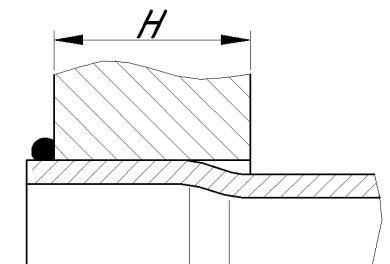
Рис. 1.1.
Схема действия теплообменника

Здесь снизу вверх, по направлению стрелок, подается например холодная среда, а внутри труб течет какой-либо агент, который необходимо охладить. Вследствие теплопередачи через металлические стенки труб тепло передается перемещающемуся по ним агенту.

На рис.1.2 в качестве примера приведен модуль $\varnothing 325$ мм. Здесь же показан узел крепления трубы.



a



б

Рис 1.2. Модуль (теплообменный) $\varnothing 325$ с опорами:
a – продольный разрез; б – узел крепления трубы

Трубы, часто имеющие длину 8- 12 м, наружные диаметры 10- 76 мм и толщины стенки 0,5-14 мм, на концах должны быть так закреплены в трубных досках (коллекторах, решетках), 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.

В связи со стремлением изготавливать теплообменные аппараты с максимальной удельной мощностью в их конструкциях устанавливается максимально возможное число труб, работающих при повышенных нагрузках. Последнее приводит к необходимости использования более прочных материалов (чаще всего - это однослойная сталь или толстостенные трубы). Однако повышение прочностных характеристик таких деталей, применение их новых видов (биметаллических труб, труб из титановых сплавов и др.) вызывает появление новых требований, как к параметрам закрепления, так и увеличению нагрузки на инструменте, используемом для

закрепления. При этом возникает проблема получения надежного соединения с натягом. Причина этой проблемы заключена в особенностях сборки и работы теплообменного аппарата.

При сборке трубного пучка отверстия в трубных досках выполняются с плюсовым допуском. Так, для труб $\varnothing 16 \times 1,5$ мм отверстие имеет диаметр $\varnothing 16,25^{+0,17}$ мм, а наружные диаметры труб имеют размер $\varnothing 16 \pm 0,2$ мм. Колебания толщины стенки трубы могут достигать 40%.

Соединение концов труб с трубной доской с помощью только сварки, как показал опыт, быстро выходит из строя. Причина заключается в переменных механических и термических нагрузках на трубах, обусловленных функционированием теплообменного аппарата. Поэтому для предотвращения излома сварной шов защищают созданием соединения с натягом между трубой и стенкой отверстия. После герметизации торца трубы между поверхностью отверстия, длина которого равна толщине доски (решетки, коллектора) и может составлять до 500 мм, образуется кольцевая щель. Осадки рабочей среды, образующиеся в процессе теплообмена, проникают в зазор и приводят к щелевой коррозии. Это явление оказывается основной причиной снижения ресурса многих энергетических установок.

Поэтому в современных конструкциях теплообменных аппаратов закрепление труб производят с помощью сварки и упругопластическим деформированием концов труб таким образом, чтобы не было кольцевой щели. Причем последняя операция выполняется посредством или роликового вальцевания, или гидравлической раздачи, или взрыва. При закреплении труб часто применяют комбинацию указанных способов, но обязательно используют роликовое вальцевание. В ряде конструкций применяют только роликовое вальцевание без сварки. На рис.1.3,а показаны роликовое вальцевание и гидрораздача (рис. 1.3,б).

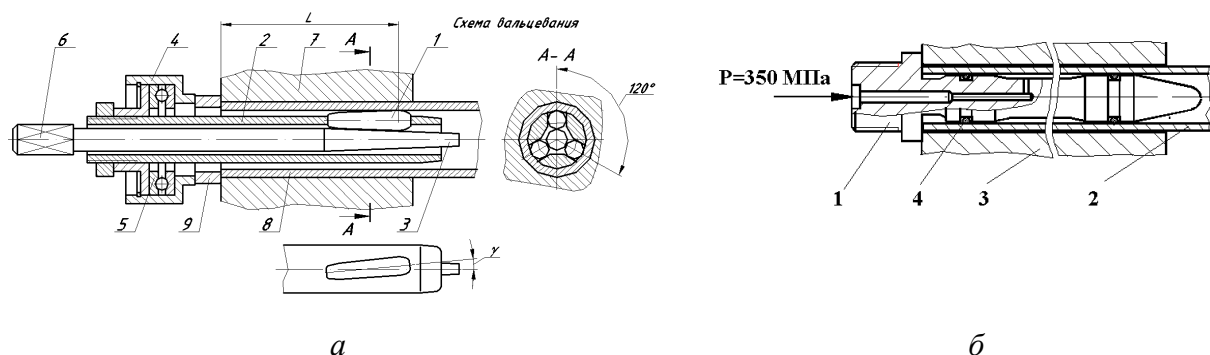


Рис. 1.3. Методы закрепления: *а* - роликовое вальцевание: 1- ролики; 2- корпус; 3- веретено; 4-обойма; 5- подшипник; 6- хвостовик; 7-доска трубная; 8- труба; *б* - гидрораздача: 1- зонд; 2- труба; 3- доска трубная; 4- уплотнительные кольца)

Вальцевание происходит следующим образом. После ввода вальцовки, состоящей из роликов 1, корпуса 2, веретена 3, подшипника 4, размещенного в обойме 5, в трубу 7, установленную в отверстии доски трубной 8, квадратный хвостовик 6 веретена соединяется с выходным валом вальцовочной машины. Когда вал и веретено начинают вращаться, ролики 1, оси которых переkreщаются с осью веретена под углом $\gamma=1...3^\circ$, контактируют с конической поверхностью веретена и вращаясь втягивают его вглубь трубы. Тем самым с каждым оборотом радиус окружности, по которой ролики перемещаются в относительном движении, увеличивается. При этом вращающиеся ролики давят на внутреннюю поверхность трубы, приводя к ее радиальной деформации.

В настоящее время узлы крепления теплообменных труб при выполнении операции роликового вальцевания изготавливают и ремонтируют в соответствии с ГОСТ Р 55601-2013 [111] и отраслевыми стандартами ОСТ 26- 17- 01- 83 [112], ОСТ 26- 02- 1015- 85², и дополнениям к ним, разработанными в нефтехимической промышленности и основанными на исследованиях, выполненных с большими допущениями.

Роликовое вальцевание труб может осуществляться также либо в соответствии с конструкторской и технологической документацией предприятий- изготовителей конкретного оборудования, либо на основании рекомендаций фирм, производителей оборудования для закрепления труб.

² ОСТ 26-02-1015-85 «Крепление труб в трубных решетках»

Такие документы в ряде случаев базируются на опыте, экспериментальных исследованиях, достаточно ограниченных и не учитывающих требований отраслей промышленности, в частности атомной отрасли, но могут разрабатываться исходя из технологических возможностей конкретного предприятия, что не гарантирует требуемого качества.

Следует отметить, что в указанных документах основным критерием качества закрепления трубы является *раздача труб*, т.е. увеличение ее диаметров, внутреннего и наружного. Рекомендуемый крутящий момент не учитывает такие параметры используемого инструмента- вальцовки, как угол перекрещивания осей роликов и веретена, их диаметры, угол конусности веретена, сильно влияющие на конечные результаты.

Гидравлическая раздача труб производится с помощью специального, в основном импортного оборудования, давлением жидкости до 400 МПа, подводимой в камеру между уплотнительными кольцами 4. Эта операция осуществляется на основании рекомендаций фирм, изготовителей такого оборудования или на основании результатов ограниченных испытаний предприятий- изготовителей оборудования для атомных энергоустановок (АЭУ).

Для закрепления труб используется также энергия взрывчатых веществ (ВВ) (ГОСТ 23693-79³). В связи с тем, что такая операция применяется в специальных изделиях с достаточно «толстыми» перемычками, и в настоящее время ее стараются не применять, то в последующем рассмотрении раздачи с помощью ВВ касаться практически не будем.

Нормативные документы [111, 112], ОСТ 26-01-1015-85 и все рекомендации фирм базируются на положениях, изложенных в работе [135], в которой процесс деформации трубы при роликовом вальцевании с рядом других допущений рассматривается как постепенное сближение двух концентрических поверхностей. Как показали последние исследования, такое допущение весьма грубо и при изготовлении ответственных теплообменных

³ ГОСТ 23693-79 Соединения труб с трубными решетками и коллекторами теплообменных аппаратов.

аппаратов в современных условиях необходимое качество сопряжения не всегда получается. Металлографические исследования узлов, выполненные по технологическим указаниям, разработанным диссертантом для производственных соединений изделий АЭС, собранных при точном выполнении указанных рекомендаций, показали, что нередко качество таких соединений не соответствовало требованиям ПНАЭГ-7-010-89 (Правила контроля. Оборудование и трубопроводы атомных энергетических установок...).

Соединение с натягом также создает в доске трубной (коллекторе, решетке) дополнительные напряжения, которые совместно с другими технологическими операциями образуют соответствующее поле напряжений. Проведенные исследования применительно к коллекторам парогенераторов [137] показали значительные напряжения. При избыточном напряженном состоянии несущие детали деформируются, что снижает надежность и ресурс изделия и в некоторых случаях приводило к образованию трещин в отмеченных деталях.

Роликовое вальцевание применяют в большинстве ответственных теплообменных аппаратов, оно приводит к динамическому изменению профиля трубы и определяет качество узла крепления.

При разработке новых конструкций теплообменных аппаратов, кроме решения основных конструктивных проблем, неизбежно в случае использования новых материалов или форм соединения, проявляется задача надежного закрепления концов теплообменных труб. При этом всегда возникает необходимость проведения исследований.

В предлагаемом диссертационном исследовании рассматриваются вопросы упругопластического деформирования с изменением профиля теплообменных труб при создании неразъемного соединения труба – трубная доска (коллектор, решетка) с помощью роликового вальцевания и гидравлической раздачи, а также возникающие при этом изменения

напряженно-деформированного состояния несущих деталей (доска трубная, коллектор, решетка).

Проведем анализ публикаций, касающихся проблеме закрепления теплообменных труб, публикации по вопросам контактного взаимодействия, динамики рассмотрены ниже в соответствующих разделах.

1.2. Анализ литературных данных

Общие вопросы по созданию отмеченного соединения в изделиях атомной промышленности изложены в следующих нормативных документах: НП-089-014 (ПНАЭГ-7-008-89), ПНАЭГ-7-009-89, ПНАЭГ-7- 010-89 и др.

При создании качественного соединения труба – трубная доска для новых изделий АЭС на основании утверждаемых программ обычно после опытного закрепления образцов проводились металлографические исследования по изучению качества сварки, радиальных зазоров до и после термоциклических испытаний и на основании полученных результатов выбирался оптимальный вариант закрепления. Изучения напряженного состояния, расчетно-аналитической оценки степени образования контакта и напряжений деталей узла крепления, оценки влияния динамики процессов не проводилось.

Несмотря на длительный срок применения роликового вальцевания и гидрораздачи научных публикаций по этим вопросам крайне мало. При изучении проблемы во многом приходится ориентироваться на каталоги выпускающих вальцовочное оборудование фирм, которые очень неохотно дают действительные характеристики машин и результаты своих исследований. Вероятно поэтому, в атомной энергетике, при изготовлении изделий которой часто используется импортная техника и для которых вследствие специфики требуются особые меры, обеспечивающие надежность и безопасность работы, в настоящее время отсутствуют утвержденные нормативные документы. Выполнение требований таких документов

гарантировало бы стабильное качество и надежность узлов крепления теплообменных труб.

Впервые роликовая вальцовка, у которой оси конических роликов перекрещиваются с осью веретена, как изобретение, было зарегистрировано в СССР в начале 20 века. С тех пор роликовое вальцевание широко применяется во многих отраслях. Изучением этого процесса занимается ряд исследователей.

В России в настоящее время практически одними из основных официальными нормативными документами, регламентирующими роликовое вальцевание, являются ГОСТ Р 55601- 2013, ОСТ 26-17-01-83 [111, 112] и ОСТ 26-02-1015-85], разработанные сотрудниками ОАО «ВНИИПТ-химнефтеаппаратуры» (г. Волгоград) Бриф В.М., Каганом В.Л., Шейнбаумом С.А., Поповичем Г.А. В этих документах приведен ряд конструкций узлов крепления теплообменных труб, указаны технические требования к развальцовочному инструменту и оборудованию. Указаны оптимальные (по мнению авторов) значения крутящих моментов развальцовки. Для принятой авторами схемы пластической деформации трубы даны расчетные значения наименьшего остаточного контактного напряжения и давления разгерметизации соединений для ряда типовых конструкций труб и трубных досок. Приведены данные (расчетные) по гарантированной прочности вальцовочных соединений. Кроме того, в приложениях указаны методы расчета внутреннего диаметра трубы после развальцовки, определения наименьшего остаточного давления (напряжения) в вальцовочных соединениях. Указаны правила определения диаметра развальцованной поверхности, т.е. раздачи, являющейся практически основным критерием, характеризующим качество крепления теплообменных труб. Этот критерий, как будет показано ниже, часто дает ошибочную информацию при изготовлении стандартной аппаратуры и не дает информации в случае использования нестандартных узлов крепления.

Кроме указанных, в ОАО «ВНИИПТхимнефтеаппаратуры» разработаны такие документы: СТО 00220 368-014- 2009, ОСТ 26-17-02-83, СТО 00220 368-015-2009, дополнительно регламентирующие рассматриваемый процесс.

В основе этих трудов лежат научные представления, изложенные в монографии Ткаченко Г.П. и Брифа В.М. [135]. В ней была принята гидростатическая модель процесса развальцовки, включающая следующие стадии:

I-я стадия – упругое, упругопластическое деформирование трубы до соприкосновения с поверхностью отверстия;

II-я стадия – совместная пластическая деформация трубы и упругое, упругопластическое или пластическое деформирование трубной решетки;

III-я стадия – упругая разгрузка трубы и трубной решетки.

Приняты были следующие допущения:

- 1) упрочнение материала трубы и решетки отсутствует;
- 2) трубная решетка заменяется эквивалентной цилиндрической втулкой диаметром $D_3 = d_p + 2\alpha(t - d_p)$, где $\alpha = 1,6$ при расположении центров отверстий по вершинам равностороннего треугольника и $\alpha = 1,75$ при расположении центров отверстий по вершинам квадрата;
- 3) на стадии I развальцовки осевая деформация и напряжения равны нулю;
- 4) на стадии II осевые напряжения равны нулю, а осевая деформация трубы постоянна по всему сечению;
- 5) уменьшение толщины стенки трубы на давление развальцовки не учитывается.

Исходя из этого, рассмотрены разные диаграммы вальцевания, причем давление во время II-й стадии развальцовки на внутренней поверхности трубы равно $p_1 = p_2 + (2/3^{1/2})\sigma_{TT} \ln \beta$, где p_2 - давление на трубную решетку; σ_{TT} - предел текучести материала трубы.

Условие возможности создания требуемого вальцовочного соединения записывается в форме

$$\left. \begin{aligned} (2/3^{1/2})\sigma_{TT}, \\ (2/3^{1/2})\sigma_{TT}\ln\beta + (2/3^{1/2})\sigma_{TT}\ln k, \\ 4A3^{-1/2}\sigma_{TT}\ln\beta/(A-1) \end{aligned} \right\} \geq (p_{ocm}^D + 2/3)\sigma_{TT}\ln\beta)/(A-1),$$

где p_{ocm}^D - задаваемое давление по обеспечению герметичности.

При проверке данного условия в левой части неравенства берется меньшее значение, вычисленное по приведенным выражениям. Исходя из изложенного, определяется граница применения развальцовки труб.

Кроме того, в рассматриваемой работе утверждается, что прочность вальцовочного соединения возрастает с увеличением шероховатости, поскольку более мягкая труба заполняет неровности в поверхности решетки.

В книге [135] проведен также кинематический анализ работы роликовой вальцовки. Здесь дана связь частоты вращения корпуса с частотой вращения веретена, которое может быть ведущим или ведомым звеном, движение ролика за цикл вальцевания описано как движение по логарифмической спирали с некоторым полярным радиусом.

Здесь выведена также формула для оптимального крутящего момента от вращения веретена

$$M_{opt} = \varepsilon \zeta^{-1} p_E l d_i^2 D (D + d_i)^{-1} z \sin(\pi/z) \operatorname{tg} \varphi \sin(\gamma/2),$$

где p_E - давление, обусловленное текучестью материала трубы и решетки; ζ - коэффициент, учитывающий потери на трение; l - длина вальцевания; ε - коэффициент скольжения; d_i - внутренний диаметр трубы; z - число роликов; φ - угол наклона оси ролика относительно оси веретена; γ - угол конусности веретена.

Однако не учитываются диаметральные размеры ролика и веретена.

С опорой на изложенный подход было выполнено исследование процесса закрепления труб Целищевым М.Ф. [158, 159]. Он, кроме других вопросов, изучал влияние закрепления теплообменных труб на трубную

доску. В качестве примера был взят маслоохладитель МБ-270-330 с доской из стали 12X18H10T диаметром 1200 мм, толщиной 42 мм с шагом перфорации 21 мм, где на глубину 30 мм закреплялись трубы $\varnothing 16 \times 0,8$ мм из стали 08X18H10T. С этой целью была разработана плоская конечно-элементная модель, состоящая из 2-х цилиндров, описывающих трубку и эквивалентную втулку диаметром $D_3=31,12$ мм.

Задача решалась в упругой постановке на основании метода, изложенного в [135]. Расчеты и эксперименты проводили с целью исследования изменения плоскостности доски, и они показали, что прогиб доски может достигать $\Delta=+0,2 \div 0,6$ мм, а максимальное сдвиговое усилие, которое может выдержать вальцованное соединение, составляет $2600 \div 3785$ Н.

Указанные результаты, касающиеся закрепления труб, совершенно не совпадают с практическими данными, наблюдаемыми при отработке технологии закрепления теплообменных труб на ОАО «ЗиО-Подольск». Обычно после вальцевания труб роликовым инструментом усилие сдвига указанных труб в досках из стали 12X18H10T составляли $16000 \div 30000$ Н, а максимальное контактное напряжение в момент остановки вращения веретена для таких труб не превышало $\sigma = 50$ МПа.

Численное исследование процесса роликового вальцевания трубы $\varnothing 20 \times 2$ и анализ напряжений выполняли авторы [17, 25]. Ими применен метод конечно-элементного моделирования с исходными данными, опирающимися на выводы [135], без привязки к реальным силовым взаимодействиям между трубой и роликом и для диаметральной раздачи $\Delta=1$ мм в 1-й работе и $\Delta=0,6$ мм – во 2-й. Суть результатов в обеих работах разная. Так, в [17] различные остаточные напряжения равномерно распределены по всей длине вальцевания. Исключение составляет участок перехода от вальцованной к невальцованной трубе, где имеет место всплеск напряжений. Это явление очевидное, т.к. здесь ролики своими концами раздвигают металл трубы во всех направлениях.

Однако в зоне вальцевания авторы [17] выявили сжимающие окружные напряжения, в то время как при экспериментальных исследованиях [50], [51], [53] обнаружены растягивающие окружные напряжения.

В работе же [25] расчеты выявили всплески напряжений по краям и в середине ролика. Причина последнего, по всей видимости, заключается в том, что авторы [25] моделировали комплексное воздействие на трубу, от гидрораздачи и от роликового вальцевания, имеющих место при закреплении труб в коллекторе парогенератора ПГВ-1000. При этом после гидрораздачи за уплотнительными кольцами вне зонда труба находится в недеформированном состоянии. Ролик в операции довальцовки размещается так, что на его середине находится участок повышения напряжений от конца зонда.

Вопросу снижения напряжений в узле заделки труб парогенератора БН-600 посвящена статья [155]. В ней рассмотрены проблемы, обусловленные созданием сварного соединения между концом трубы и трубной доской при выполнении других операций (взрыва, роликовая вальцовка и подвальцовка). С применением расчета по методу конечных элементов показано, что выполнением проточки вокруг выступающих концов труб можно снизить напряжения в зоне сварного шва. Из результатов исследования также следует, что в окрестностях контакта трубы со стенкой отверстия за пределами указанной проточки остаются напряжения, превышающие 70 МПа, а в теле трубной доски напряжения составляют 30-60 МПа. При этом перемычка между отверстиями в этой конструкции весьма «толстая» и составляет 12 мм.

Серьезные исследования процессов вальцевания выполнены в работе Юзика С.И. [163]. Несмотря на то, что основным объектом исследования здесь были судовые теплообменные аппараты, многие положения монографии используются при изготовлении подобных изделий в других отраслях промышленности. В частности автором установлено:

а) ухудшение герметичности при использовании на входе в узел крепления конусом;

б) малое влияние на герметичность кольцевых канавок на внутренней поверхности отверстия доски трубной при некотором повышении прочности;

в) экспоненциальная зависимость предельного давления p_{np} от длины l вальцовочного пояса (чем больше l , тем меньше приращение p_{np});

г) экспоненциальная зависимость плотности соединения от степени развальцовки;

д) влияние степени развальцовки на остаточные напряжения и др.

При этом Юзик использует для оценки воздействия на трубу критерий-степень развальцовки, определяемый с помощью выражения

$$K = [1 - (d_0 - d_b) / (2sd_n / d_0)] 100\%,$$

где d_0 – диаметр отверстия в трубной решетке; d_b – внутренний диаметр трубы после развальцовки; d_n – наружный начальный диаметр трубы; s – толщина стенки трубы. Величина K может принимать значения от 4% до 25%.

Основным критерием качества закрепления теплообменных труб, как следует из выше отмеченных работ, является раздача трубы. Рекомендуемый разными документами крутящий момент не учитывает такие параметры вальцовок, как угол перекрещивания осей роликов и веретена, угол конусности веретена, диаметры роликов и веретена.

Ниже будет показано, что выполнение этого критерия, т.е. степени развальцовки, не обеспечивают качественного изготовления соединения.

В основе выше изложенного подхода к анализу процессов вальцевания лежит представление о том, что труба по мере обкатывания её роликами равномерно прижимается к стенке отверстия и при этом её стенка оказывается как бы под действием некоторого давления, подобного гидравлическому. Тогда, следуя такому представлению, в ней до контакта со стенкой отверстия развиваются только окружные напряжения, а после

контакта по всей зоне соприкосновения дополнительно появляются практически одинаковые по величине сжимающие, радиальные, напряжения.

Так происходит при гидравлической раздаче, прессовой раздаче труб, т.е. в случае воздействия на всю внутреннюю поверхность жидкостью, эластичной втулкой, дорном и т.д.

В действительности процесс роликового вальцевания протекает по-иному. В каждый момент времени ролики опираются на поверхность трубы в z точках (z – число роликов). В этих точках происходит изгиб, упруго-пластическая деформация. Поскольку здесь эквивалентное напряжение или, следуя Феодосьеву [153] – интенсивность напряжения σ_i , по всему сечению достигает значений, превышающих предел текучести, то происходит не только изгиб, но и удлинение каждой мгновенной хорды с последующим прижатием к стенке отверстия. Поэтому фактическая деформация трубы, увеличение диаметральных размеров, осуществляется при меньших затратах мощности и сил, контактное взаимодействие трубы со стенкой отверстия происходит по другим законам, нежели взаимодействие двух практически концентрических поверхностей, постепенно сближающихся друг с другом.

Кроме того, пренебрежение таким явлением, как упрочнение материала в процессе деформации, не оправдано, поскольку происходит холодная пластическая деформация, размеры которой всегда переводят металл в зону упрочнения. Из опыта известно, что материал трубы в процессе раздачи сильно упрочняется. Твердость ряда сталей во время вальцевания увеличивается на 30...200%.

В приведенной в книге [135] формуле по определению оптимального крутящего момента, указанной выше, кроме точно находимых геометрических параметров соединяемых деталей и инструмента прямо пропорционально и обратно пропорционально входят коэффициенты скольжения и проскальзывания и величина давления, обусловленного текучестью материалов трубы и решетки, которые определить весьма сложно. Тем более, что как ниже будет показано, у решетки имеются только

упругие деформации. Здесь также не использованы диаметральные характеристики роликов и веретена. Из-за этого использовать предлагаемую формулу очень непросто. Видимо поэтому не были детально исследованы силовые взаимодействия в роликовой вальцовке.

Если же величину потребного крутящего момента рассчитывать не от условий текучести материалов, а от значений фактического контактного напряжения между трубой и стенкой отверстия, развиваемого при вальцевании по фактическому крутящему моменту, как это предлагается автором данной работы, то такое соотношение можно использовать практически, например, в цехе, зная механические характеристики вальцовочных машин. При этом не нужны точные знания о проскальзывании и коэффициентах трения. Используя выведенную автором формулу по определению потребного крутящего момента, удалось с погрешностью до 5% оценить силовые взаимодействия в вальцовке.

Несмотря на указанные недостатки разработанный в 70 – 80-х годах 20-го века подход к проблеме закрепления теплообменных труб, дополненный экспериментальными данными, позволил в СССР разработать нормативные документы, обеспечивающие изготовление энергетического оборудования. Однако современные требования к оборудованию, в котором возрастают удельные мощности, приводят к необходимости использования более прочных как однослойных, так и биметаллических труб, новых материалов досок. Логика же выше упомянутых работ часто не допускает этого.

Кроме того, в конструкции ряда теплообменных аппаратов с помощью роликовой вальцовки необходимо лишь удалить радиальный зазор в узле крепления. Это может быть обусловлено тем, что в процессе изготовления устройство подвергается термической обработке, после которой натяг, возникающий в соединении, вследствие неизбежной рекристаллизации исчезает, а также необходимостью снижения гидравлических потерь для текущего потока среды в зоне перехода от вальцованного участка к невальцованному. При таком изготовлении узла крепления величина

крутящего момента на хвостовике веретена должна определяться особым образом, определенным после специальных исследований.

Много лет занимались вопросами закрепления теплообменных труб с помощью роликовых вальцовок Коневских В.А., Майорский Б. Ш. Майорский разработал стенд и способ определения герметичности модели трубного пучка, позволяющий выявлять отдельные дефектные узлы крепления и место дефекта. Качество закрепления при этом оценивалось по раздаче труб, что нередко давало ошибку.

Серьезный вклад в развитие технологии закрепления теплообменных труб внесли диссертация на соискание ученой степени д.т.н., засл. изобретателя РФ, проф. Терехова В.М.[137], сотрудники ЦНИИТМАШ Клауч Д.Н., Носов Д.П., Гунин А.В.и др. При участии известных специалистов Белоусова В.П. [8], Даниленко В.Г. [26], а также автора, разработаны и внедрены в производство на ОАО «Машиностроительном заводе «ЗиО-Подольск» такие методы, как гидравлическая и прессовая раздача труб, различные технологии и некоторые инструменты для роликового закрепления. Автор разработал и запатентовал новый способ вальцевания, основанный на новом критерии вальцевания, базирующемся на экспериментальном определении в модели с типовыми контактирующими парами радиального нормального напряжения в зоне контакта между трубой и стенкой отверстия, и совместно с указанными специалистами внедрил его в производство. В исследовании [137] был использован новый критерий качества вальцевания – контактное напряжение между трубой и стенкой отверстия, по которому в дальнейшем происходит выбор потребного крутящего момента на хвостовике вальцовки. Однако здесь и в работе [138] рассмотрены лишь общие вопросы процесса. Детального изучения механизма деформации, взаимодействия трубы со стенкой отверстия, колебаний удельной мощности в контактирующих деталях, динамических явлений при вальцевании и т.д. не производилось.

Автором [137] анализировался ряд вопросов изготовления отверстий для узлов крепления теплообменных труб, в том числе, динамики глубокого сверления с помощью ружейного сверла. Для разработки математической модели этой операции [47], выполненной совместно с диссертантом, был применен математический прием, использованный в 1987 г. автором настоящего исследования для изучения динамики забойных устройств (долота, гидромашин) [75], а также других устройств [48]. Однако в [137] не приведено достаточных доказательств обоснованности использования предложенного приема и не рассмотрены колебания напряжений в стебле. Знание же этого параметра, как показали последующие исследования, дают возможность, используя критерий Одингга [113], [114], оценивать ресурс деталей, подвергающихся переменным воздействиям, в частности, применительно к веретену и роликам вальцовки.

Решение проблемы качественного роликового закрепления связано с решением ряда других задач: экспериментальные исследования процесса роликового вальцевания; определение силовых взаимодействий в роликовой вальцовке; расчет напряжений в развальцовываемой трубе, учитывающий воздействие роликов на трубу; влияние расположения зоны вальцевания на ресурс трубы; влияние колебаний развиваемого момента на движение привода и на качество закрепления; расчет ресурса инструмента и т.д.

Изучение процесса роликового вальцевания не может быть качественным без экспериментального определения изменения различных параметров. В мировой практике не упоминалось о стенде, где фиксируются практически все динамически изменяющиеся параметры процесса вальцевания. По техническому заданию, разработанному диссертантом, и при его активном участии в НПО «ЦНИИТМАШ» был спроектирован и изготовлен такой стенд [139]. На нем впервые получены уникальные результаты по динамике процесса роликового вальцевания [45- 48]. Несмотря на многолетний опыт использования в имеющейся литературе не было опубликовано работ, где бы подробно рассматривались силы, действующие

при роликовом вальцевании. При этом изготовители регулярно интересовались стойкостью продаваемого инструмента, не учитывая нагрузок. В этой связи в статье [140], написанной при участии автора впервые были получены полные уравнения, описывающие силовые и энергетические взаимодействия при роликовом вальцевании.

Анализ процессов при роликовом вальцевании труб невозможен без учета особенностей взаимодействия ролика с трубой. По контактному взаимодействию имеется множество работ, например, [27], [43], [79], [83], [162] и др. Однако в этих публикациях не рассматривались уникальные особенности контактного взаимодействия конического ролика с мягкой податливой трубой с учетом действующих сил, не изучался подробно профилирующий процесс. Поэтому диссертантом был разработан приближенный метод расчета изменений напряжений в трубе и ее деформаций, учитывающий силовые взаимодействия во время вальцевания, с использованием ПЭВМ [55, 56], имея в виду, что при необходимости полученные результаты могут стать опорой точного численного метода исследований – метода конечных элементов (МКЭ). Следует отметить, что использование МКЭ тогда оправдано, когда есть приближенные оценки рассматриваемого процесса [4], поскольку ввод недостоверных данных или машинные дефекты могут привести к ошибочным выводам.

Кроме того, в имеющихся публикациях вообще не рассматривалась динамика роликового вальцевания, а рекомендованный [111] динамометрический ключ для измерения крутящего момента вальцовочной машины применяется в режиме останова с использованием контрольных труб. На такой способ оказывают влияние и свойства контрольных вальцуемых труб и трение в состоянии покоя. В связи с этим автором был разработан новый способ динамического измерения крутящего момента вальцовочной машины [59, 61], при котором на показания не влияют трение покоя и свойства труб.

В книге [135] полагали, что в процессе роликового вальцевания происходит упругопластическая деформация слоев охватывающего трубу тела. Диссертантом показано [54], что в действительности здесь имеет место только упругая деформация. Поэтому все выводы авторов [111, 135], касающиеся остаточных напряжений, нуждаются в корректировке.

Операция подвальцовки перед приваркой концов труб очень важна для получения качественного узла крепления. Однако сведений о ней в открытых публикациях не удалось обнаружить. В связи этим автор выполнил анализ процессов, сопровождающих подвальцовку [55], и в составе группы авторов предложил технические решения по обеспечению качественного предварительного перед обваркой закрепления концов труб [148, 149].

Кроме роликовых вальцовок с перекрещивающимися осями роликов и веретена в последние годы используется инструмент, у которого указанные оси параллельны. С помощью такого инструмента осуществляют закрепление концов труб в установках «МА-2500» (фирма «Maus», Италия), «Vernon» (США). С участием диссертанта подана заявка на устройство, способное выполнять подобные действия [146]. В связи с тем, что, как следует из открытых публикаций, критерием вальцевания у западных специалистов принята диаметральная раздача труб, то вопросами силовых взаимодействий между рабочими органами вальцовок и деталями узла крепления там не занимались. Особенность применения такого инструмента заключается в том, в процессе вальцевания практически отсутствует осевая деформация трубы, что благоприятно сказывается на ресурсе узла крепления. В этих установках вращение веретена осуществляется одним приводом, а осевое перемещение – другим. В западной Европе часто закрепление труб в «толстых» трубных досках выполняют только с помощью установок МА-2500.

Качество изготовления узлов крепления и сам процесс закрепления с помощью профилегибочных операций в диссертации сравниваются с подобными характеристиками процесса гидрораздачи. В связи с чем в работе

был выполнен анализ публикаций и проведены некоторые исследования этой операции.

Основы теории гидрораздачи изложены в работе [85]. Авторами получен ряд формул и графиков, дающих возможность выбрать необходимые режимы гидрораздачи. Однако в принципе их выбор определяется по пластической деформации перемычки сетки отверстий. Следует отметить, что сейчас в РФ нет нормативного документа, регламентирующего данную операцию.

В работе [85] параметры сцепления трубы и решетки оцениваются исходя из предела текучести трубы и решетки. В реальных условиях напряжения в решетке и тем более в трубе выходят за пределы зоны текучести. Поэтому здесь необходимо учитывать реальную диаграмму напряжений используемых материалов. Но тогда предлагаемое условие сцепления должно иметь другую форму. Авторы [85] не учли и другие особенности, сопровождающие процесс гидрораздачи. При контакте концентрических поверхностей их взаимодействие носит один характер. Однако на практике обработанная поверхность отверстия может иметь овальность или местные отклонения от концентричности. В этом случае взаимодействия контактирующих поверхностей имеют совсем другой характер. Кроме того, геометрические и механические свойства трубы на всей длине узла крепления разные. Вследствие этого пластическая деформация трубы и в радиальном и в осевом направлениях будет разной и неравномерной. Именно эти обстоятельства привели к необходимости использования вместе с гидрораздачей и роликового вальцевания.

Численное моделирование процесса гидрораздачи выполнено в работе [25]. Здесь показано, что для труб $\varnothing 16 \times 1,5$ овальность отверстия до 0,2 мм не влияет на качество прилегания трубы. Однако, как следует из опыта, гидрораздача практически не обеспечивает требуемую герметичность и прочность соединения. Причина такого расхождения заключается в наличии на поверхности отверстия других отклонений от концентрической формы, а

также в неравномерности свойств трубы и ее напряженного состояния. Кроме того, здесь из расчетов следует, что осевая деформация трубы может составлять до 9 мм. Такого никогда на практике не наблюдалось.

Диссертантом совместно с Тереховым В.М. были выполнены численные исследования процесса гидрораздачи [141], посредством динамического моделирования. Здесь получены результаты весьма близкие к практическим наблюдениям.

Изучению напряженного состояния деталей, в которых закрепляются гладкие концы труб уделяют серьезное внимание. Однако, если в работе [159] рассматривалась задача прогиба плоской доски, обусловленная возникающими силами в процессе закрепления труб, направленными перпендикулярно к плоскости доски, то в диссертации Терехова В.М.[137] описаны расчеты с применением метода конечных элементов и приведены некоторые экспериментальные данные по напряженному состоянию коллектора парогенератора ПГВ-1000. Там показано, что после закрепления труб взрывом или с помощью гидрораздачи деформации коллектора в первом случае оказываются существенно выше. Кроме того, по результатам анализа экспериментальных данных отмечено, что после всех технологических операций в коллекторе развиваются значительные остаточные напряжения, негативно влияющие на ресурс этой детали. В этой связи любое снижение напряжений после технологических операций имеет важное значение для ресурса ответственного аппарата.

Напряженно-деформированное состояние коллектора парогенератора ВВЭР-1000 изучал Даничев В.В.[24]. Им применялся метод расчета с использованием суперэлементов (МСЭ). Как следует из автореферата, вопросами изменения напряженного состояния коллектора от использования гидрораздачи и роликового вальцевания автор не занимался. Исследовалась взрывная технология. Отмечено, что расчеты с помощью МКЭ не позволяют охватить весь комплекс взаимодействий, имеющих место в коллекторе.

Применение численных методов (МКЭ, МСЭ), описывающих обработку металлов давлением чрезвычайно важно, однако его использование при расчете точных значений компонентов напряжений и деформаций только тогда оправдано, если результаты таких исследований сходятся с аналитическими оценками или с результатами более простых расчетов [4]. Это связано с тем, что любая постановка подобной задачи предполагает в качестве входных данных свойства материала и закон взаимодействия инструмента и обрабатываемого материала. Такие входные данные должны быть определены либо экспериментально, либо другим достаточно надежно описывающим процессы способом. Погрешности будут влиять на точность результатов вычислений и в конечном итоге приведут к ошибочным результатам вычислений. Кроме того, при использовании компьютерных программ требуется контроль за ошибками разной природы, возникающими в процессе счета. Поэтому для получения правильного ответа необходимо приближенное и точное, например, на основе МКЭ, решение задачи, что является обычной практикой использования электронных средств исследования.

В диссертации изложен практически аналитический метод оценки напряженного состояния в клетке сетки отверстий доски трубной, возникающего после закрепления концов труб.

На основании разработанных положений и опытных данных автором предложена методика выбора рациональных режимов роликового вальцевания с указанием конкретных для разных труб требуемых значений радиальных нормальных напряжений в зоне контакта трубы со стенкой отверстия [53], [55].

Роликовое вальцевание может осуществляться с применением разных приводов: электрического, пневматического, гидравлического, ручного. Первые три используют на производстве, когда необходимо выполнить вальцевание в большом количестве узлов крепления. Ручной способ может применяться в экспериментальных целях и при ремонте, когда возникает

необходимость в вальцевании одного или нескольких соединений. На качество соединения влияют особенности применения приводов, впервые достаточно подробно рассмотренные диссертантом в работах [55], [61].

Проведенные исследования стали основой новых способов закрепления теплообменных труб [58], [142], на базе которых разработаны и внедрены в производство технологии закрепления теплообменных труб в парогенераторах, подогревателях, конденсаторах и др. изделиях, выпускаемых ПАО «ЗиО-Подольск», ОАО «Атоммаш»; нового внедренного оборудования [59], обеспечивающего правильную настройку вальцовочных машин на требуемый режим вальцевания. Диссертантом также в составе группы авторов получены патенты на вальцовочные машины [148], [149], использование которых позволит повысить стабильность качества изготовления теплообменного оборудования. Кроме того, отмеченные вальцовочные машины могут быть изготовлены в России, что обеспечит импортозамещение.

1.3. Некоторые конструкции узлов крепления теплообменных труб

На рис. 1.4 приведены некоторые конструкции узлов крепления теплообменных труб. Отметим, что в ряде из них предусмотрена приварка концов труб к доске (решетке) трубной, в других – нет.

Конструкция, изображенная на рис. 1,4,а, является базовой. Здесь отверстие в трубной доске выполнено гладким. Шероховатость не должна быть меньше Ra 6,3.

Такие узлы крепления обычно выполняют в случае предельно плотной сетки отверстий. В ряде теплообменных устройств в поверхности отверстий протачивают кольцевые канавки. Их может быть одна, две или несколько.

Считается, что при вальцевании часть металла трубы «входит» в канавку и тем самым повышается прочность соединения. Есть конструкции, где участок трубы, примыкающий к зеркалу доски трубной, т.е. поверхности

доски, противоположной поверхности, контактирующей с межтрубным пространством, выполняется конусным. Некоторые авторы считают, что такая конструкция повышает прочность соединения.

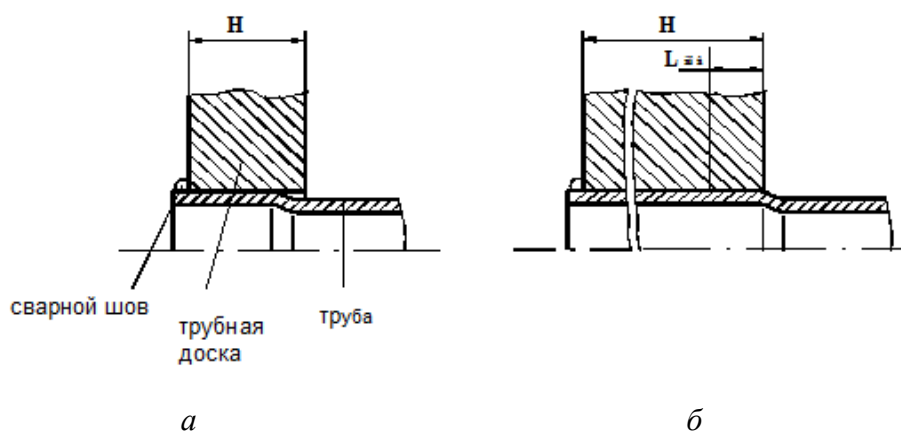


Рис. 1.4. Некоторые узлы крепления труб:
a – стандартный, тип P1, $H \geq 19$ мм; *б* – нестандартный для $H=80-500$ мм.

Конструкция на рис. 1.4,б обычно применяется в теплообменных устройствах с «толстыми» трубными досками, коллекторами. Здесь кроме роликового вальцевания применяют другие способы раздачи трубы, обычно менее производительные, если учитывать подготовительно-заключительные работы.

В ГОСТе [111] даются и другие конструкции узлов крепления труб. Имеются конструкции, примененные в теплообменниках проекта Сахалин-2, в которых радиальный зазор между трубой и доской удаляется лишь в зонах, примыкающих к обеим поверхностям доски трубной, а между ними имеется трубчатый канал с толщиной стенки, равной разности радиусов отверстия в доске и наружной поверхности трубы.

Для конструкций, указанных на рис. 1.4 автором в 1996 – 2011 гг. на основании проведенных изысканий были разработаны технологические инструкции с указанием режимов закрепления. Отказов в работе узлов крепления не имелось.

Применяются также в промышленности конструкции, где концы теплообменных труб закрепляются в профильных гнездах (рис.1.5).

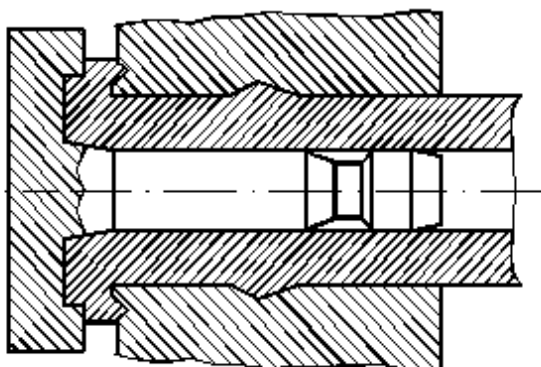


Рис.1.5. Крепление труб в профильные гнезда

Этот метод разработан в СГАУ им. Королева [84]. Очевидно, что вследствие дорнования отверстий в досках могут возникать значительные остаточные напряжения. Не ясна также степень герметизации, особенно при проверке гелием, т.к. гидроиспытания жидкостью не всегда дают правильный ответ и т.д.

Для закрепления труб применяют также их гидравлическую раздачу, раздачу импульсным воздействием и т.д. Цель применения разных конструкций узлов крепления теплообменных труб обусловлена конструктивными требованиями при разработке аппарата, а также применяемыми давлениями и характеристиками рабочих сред и условий работы.

1.4. Детали узлов крепления

Детальными узлами крепления являются трубы, доски трубные, коллекторы, сварные швы.

Трубы, применяемые в теплообменных аппаратах, выпускаются либо по стандартам, например, ГОСТ 11068-81, ГОСТ 8734-58, либо по техническим условиям. Так, трубы из стали 08X18H10T изготавливают по ТУ14-3-197-89. Реальная труба может иметь характеристики, следующие из диаграммы растяжения (рис.1.6), полученной на разрывной испытательной машине ТС- FR 100 TL/a 80. Из рис. 1.6 видно, что $\sigma_{0,2} = 380$ МПа, предел прочности $\sigma_g = 716$ МПа, относительное удлинение $\delta = 36\%$.

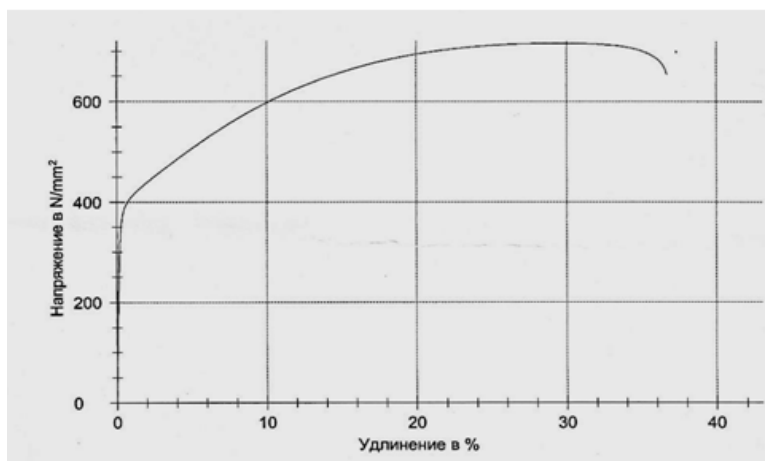


Рис.1.6.
 Диаграмма растяжения
 образца из стали
 08X18H10T

Из общего списка можно выделить стальные трубы 2-х структурных классов: аустенитного (08X18H10T) и ферритного (08X14МФ),- имеющих разное кристаллическое строение (соответственно ГЦК и ОЦК) и свои особенности. Для этих труб в зоне, примыкающей к наружной поверхности, в состоянии поставки имеют место остаточные сжимающие тангенциальные напряжения до -150 МПа, а в зоне, примыкающей к внутренней поверхности – растягивающие тангенциальные напряжения до $+120$ МПа.

Изготавливаются теплообменные трубы обычно методом поперечно-винтовой холодной прокатки с последующей прокаткой в калибрующих станах. На наружной поверхности достаточно часто можно видеть спиральные следы. Это обстоятельство позволяет говорить о том, что макроструктура трубы представляет собой совокупность спирально изогнутых волокон. На сборку поступают трубы разных партий и плавов. Их механические характеристики отражаются в сертификатах.

Для изделий атомной энергетики трубы могут подвергаться электрохимическому полированию. В этом случае шероховатость поверхностей трубы будет достаточно малой, примерно $Ra\ 1,0$ мкм. При других способах обработки шероховатость обеих поверхностей окажется выше.

В зависимости от применения трубы имеют разную точность изготовления [112]. Так для трубы, размером – $\varnothing 16 \times 1,5$ наружный диаметр может иметь размеры $d_n = 16 \pm 0,3$ мм; толщина стенки – $s = 1,5^{+15\%}_{-15\%}$ мм.

Из-за некачественной атмосферы в печи во время термообработки на трубном предприятии во внутренней поверхности труб типа 10X2M $\varnothing 16 \times 3$ возможно обезуглероживание, что снижает механические свойства такой поверхности.

Кроме стальных труб при изготовлении теплообменных аппаратов могут применять трубы из меди, латуни, сплава МНЖ 5-1 и др. (см.[111]).

Обычно поступающие на сборку трубы не подвергаются дополнительной обработке. Однако в ряде случаев из-за слишком высокой прочности или низкой пластичности (например, для труб из МНЖ 5-1) возникает необходимость отжига. При этом следует иметь в виду, что отжиг концов трубы вызывает неоднородность по длине механических свойств. Из-за периодических воздействий потоков рабочих сред такая неоднородность может привести к поломке трубы. Кроме того, термообработка приводит к образованию окалины, которую необходимо удалять, что не всегда удается выполнить качественно. В этой связи отжиг целесообразно выполнять в вакууме или в инертной атмосфере, помещая всю трубу в печь.

Трубные доски, решетки, коллекторы изготавливают из сталей 22К, 22КШ, 10ГН2МФА, 08X18Н10Т, 10X2М и др. На рис.1.7 приведена упрощенная конструкция доски трубной. Здесь указана возможная сетка отверстий.

Технология изготовления отверстия часто включает сверление и развертывание. Если в отверстии предусмотрены радиальные канавки, то будет операция нарезания или накатывания канавок. При изготовлении глубоких отверстий ($l/d > 5$) часто происходит искривление оси отверстия. Так, по данным Могутова И.В.[105], увод оси при сверлении ружейными сверлами досок трубных может достигать 0,1 мм на 100 мм отверстия. Кроме того, в процессе сверления и последующего развертывания возможна

разбивка отверстия, огранка, бочкообразность, конусность, местные (на каком-либо участке) искажения профиля отверстия.

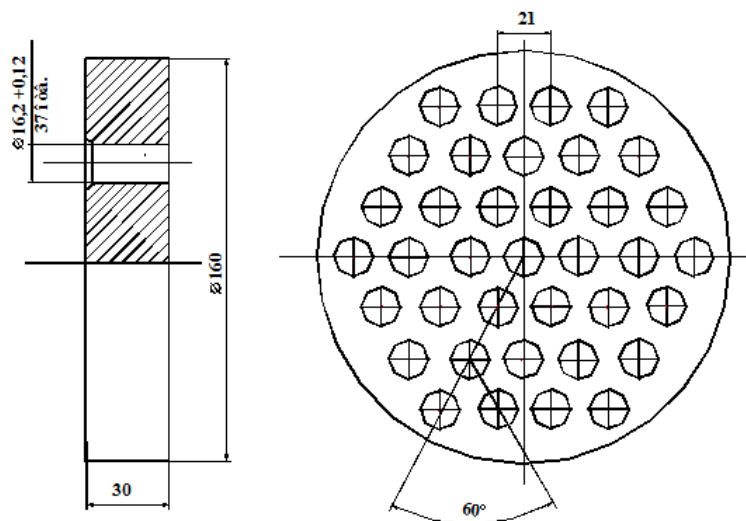


Рис. 1.7 Пример чертежа доски трубной

В процессе изготовления отверстия в стенке доски (решетке, коллекторе) развиваются разнообразные остаточные напряжения. Они переменны как по глубине слоя, так и по длине отверстия, и зависят от вида обработки. На рис. 1.8 в качестве примера приведены определенные на стенде АО НПО «ЦНИИТМАШ» тангенциальные остаточные напряжения в стенке отверстия $\text{Ø}16,25^{+0,17}$ мм доски трубной в зависимости от глубины травления h . Необходимо отметить, что сварной шов является третьей деталью узла крепления.

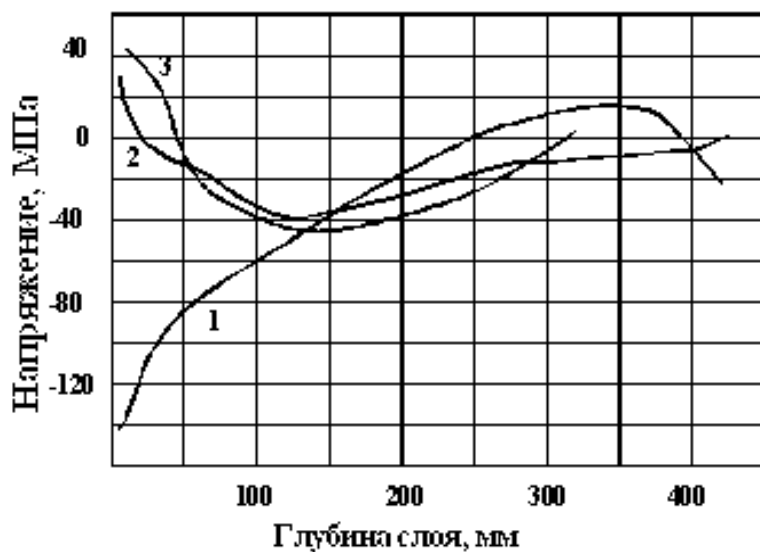


Рис. 1.8. Тангенциальные остаточные напряжения в стенке отверстия доски из стали 10Х2М ВД: 1- вход после сверления и развертывания; 2- выход после сверления и развертывания; 3- вход после сверления [137]

Сварка конца трубы с доской трубной (решеткой, коллектором) во многом обеспечивает надежность работы узла крепления. Однако качество сварного шва во многом зависит от подготовки выходного (входного) участка узла крепления, а также от последующего роликового вальцевания на заданную глубину. Если конец трубы в отверстии будет размещен с зазором, то во время сварки газы, несущие различные частицы, образующиеся при сварке, могут попасть в щель. Это будет способствовать усилению или возникновению коррозионных процессов, и снижению ресурса аппарата. В случае излишне герметичного контакта в зоне сварки в процессе наплавления образующиеся газы приведут к образованию недопустимых свищей. Если же по уже выполненному сварному шву будет производиться обкатывание роликами вальцовки, то такое механическое воздействие в материалах с закаливающимися участками может привести к возникновению трещин (рис.1.9, а), а также дополнительным остаточным напряжениям, которые могут ускорить коррозионные процессы и снизить ресурс изделия. При некачественном изготовлении узла крепления в зоне сварного шва или при выходе трубы в межтрубное пространство возможно возникновение щелевой коррозии (рис. 1.9,б).



(трещина)
(непровар).

а



б

Рис. 1.9. Дефекты в сварном шве: *а* – некачественная сварка; *б* – щелевая коррозия

Такие дефекты, не всегда выявляемые при изготовлении, могут проявиться в процессе эксплуатации. В промышленности применяются также теплообменные аппараты без приварки труб к трубным доскам. Это обусловлено рядом обстоятельств, в том числе и невозможностью сварки. В

настоящее время выпускают аппараты, как с обвариванием концов труб, так и без нее. **Ниже вопросы сварки не рассматриваются.**

1.5. Отверстия в трубных досках (коллекторах)

Отверстия в трубных досках (коллекторах, решетках) могут иметь гладкий профиль (рис. 1.4) или радиальные канавки, выполненные на гладком профиле. Они изготавливаются сплошным сверлением с последующим зенкерованием и развертыванием. В зависимости от конструкции деталей и особенностей производства зенкерование может исключаться.

Качество изготовления узлов крепления труб во многом зависит от качества изготовления отверстий и свойств поставляемых труб. Для обработки коротких и глубоких отверстий применяют стандартные спиральные и ружейные сверла, сверла конструкции ВТА [99], развертки как стандартные, так и специального изготовления, зенкера, инструмент для изготовления канавок в отверстиях.

При изготовлении отверстий в трубных досках важное значение имеет получение точных размеров и качества обрабатываемой поверхности, а также эффективности принятой технологии.

1.6. Основные методы пластической деформации концов труб при закреплении в отверстиях АЭУ

В настоящее время механическое закрепление теплообменных труб в АЭУ осуществляется с помощью роликового вальцевания (рис. 1.10) и гидравлической раздачи труб (рис. 1.11). Импульсные источники давления стараются не применять из-за высокого уровня остаточных напряжений. Поэтому такой способ в работе не рассматривается.

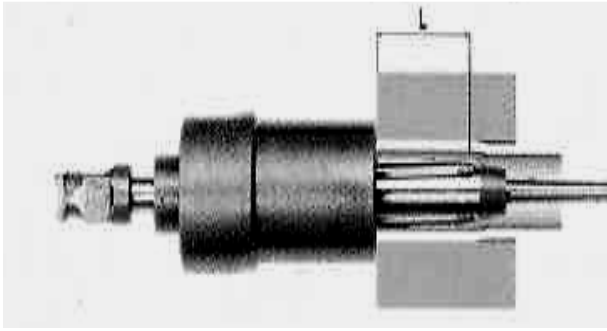


Рис. 1.10.
Роликовое
вальцевание

В роликовой вальцовке вращение веретена осуществляется с помощью электродвигателя, пневмодвигателя, гидропривода и ручным способом через квадратный хвостовик. Во время вращения из-за перекрещивания осей роликов и веретена последнее втягивается в трубу, а ролики, вращаясь, в переносном движении перемещаются на орбиты с увеличенным диаметром. При этом они воздействуют на трубу, вызывая перемещение ее участков в радиальном, окружном и осевом направлениях. Применяемое вальцовочное оборудование описано в приложении № П1.

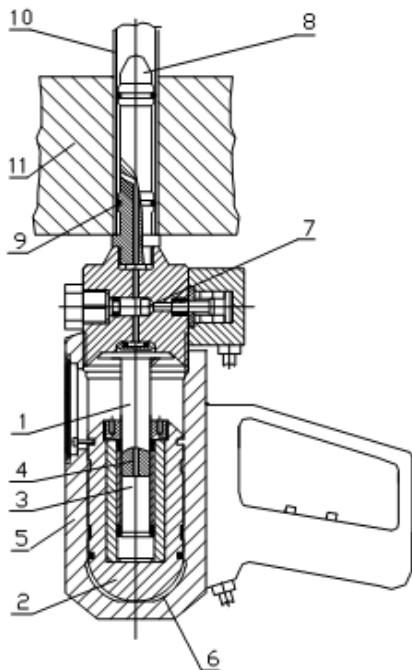


Рисунок 1.11. Инструмент (пистолет) конструкции «НУТЕХ» для закрепления теплообменных труб в трубных решетках (коллекторах) методом раздачи жидкостью высокого давления и метод гидрораздачи труб: 1 – шток; 2 – поршень; 3 – камера высокого давления; 4-отверстие в штоке для подвода жидкости; 5 – корпус; 6 – камера низкого давления масла; 7 – головка пистолета; 8 – зонд; 9 – кольцо уплотнительное; 10 – труба; 11 – доска трубная

Гидравлическая раздача труб производится разными способами, один из которых приведен на рис. 1.11. Здесь жидкость (например, дистиллированная вода) давлением до 400 МПа с помощью системы

автоматики через каналы в зонде 8 подводится в камеру между уплотнительными резиновыми кольцами 9 твердостью по Шору 90. Вследствие этого труба деформируется.

Процесс закрепления труб в плоской доске трубной с помощью роликового вальцевания показан на рис. 1.12.

В приложении № П1 подробно описаны конструкции вальцовок, указано, что веретено и ролики изготавливают из стали ШХ15. Рассмотрены вальцовочные машины: пневматические, электрические, с гидроприводом. Приведены российские предприятия, выпускающие оборудование и инструмент для роликового вальцевания.



Рис. 1.12. Выполнение операции вальцевания с помощью привода M4V установки фирмы «MAUS», Италия (каталог фирмы «MAUS»).

Дано описание установки гидрораздачи «НУТЕХ» (Германия). Отмечено, что уплотнительные кольца и оборудование в Россию поставляются из других стран.

Изложен способ прессовой раздачи, в котором эластичная, например полиуретановая втулка, сжимается до состояния жидкости и воздействуя на трубу прижимает ее к стенке отверстия. Из-за сложности получения требуемой длины раздаваемой зоны и др. такой метод применяется редко.

В приложениях №П2-П5 описаны методы, методики и технология проведения экспериментальных исследований. Здесь рассмотрен стенд

ЦНИИТМАШа и методика для определения по методу академика Давиденкова остаточных напряжений в трубах и ложементях; устройство, созданное диссертантом, для определения механических характеристик вальцовочных машин, методика проведения на нем исследований и обоснование применения в сравнении с другими способами измерения крутящего момента; оригинальный стенд для изучения динамических процессов при роликовом вальцевании, разработанный и изготовленный с активным участием диссертанта и методика проведения на нем исследований; методы измерения микротвердости и наклепа; методы и устройства для проведения исследования герметичности соединений; метод исследований с ручным вальцеванием; метод исследования динамики гидропривода. Технология проведения экспериментальных исследований приведена в приложении № 5.

Заключение по главе I

В разделе выполнен анализ публикаций по вопросу закрепления теплообменных труб методами пластической деформации- роликовым вальцеванием, гидрораздачей, с помощью взрывчатых веществ. Показано, что применяемые в настоящее время нормативные документы по роликовому вальцеванию разработанные для нефтегазхимии, основаны на работах, где использованы большие допущения, в связи с чем, часто результаты испытаний не соответствуют расчетам. Отмечено, что по гидрораздаче в РФ нет нормативного документа.

Кроме того, здесь рассмотрены некоторые конструкции узлов крепления теплообменных труб и основные свойства их деталей. Выполнен краткий анализ методов пластической деформации концов теплообменных труб при создании соединения труба – доска трубная, включающий: роликовое вальцевание, гидравлическую раздачу (гидрораздачу), использование энергии взрыва (ВВ).

Показано, что гидрораздача, несмотря на внешнюю простоту, имеет ряд недостатков, приводящих к необходимости усложнения операции закрепления и использованию импортного оборудования и комплектующих. При этом роликное вальцевание поддается автоматизации и чаще применяется даже при «толстых» трубных досках.

Отмечено, что в приложениях изложено описание используемого вальцовочного оборудования, проведен анализ методов исследований и даны методики экспериментальных исследований, примененные в диссертации.

ГЛАВА II. АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ ПРИ СОЗДАНИИ СОЕДИНЕНИЙ С НАТЯГОМ ТРУБА – ТРУБНАЯ ДОСКА (КОЛЛЕКТОР)

2.1. Основные свойства труб в состоянии поставки

При изготовлении энергетических аппаратов широко применяются разные однослойные теплообменные трубы: холоднокатанные трубы из таких материалов, как стали 08X18H10T, 08X14MФ, 10X2M и др.; латунные (Л96, ЛАМш 77-2-0,05...); трубы из меди (М3) и др. Эти детали оказывают во многом решающую роль на работу сложных теплообменных устройств.

Трубы из медных сплавов и меди могут поставляться с повышенными механическими свойствами и пониженной пластичностью. При вальцевании это может приводить к разрывам металла в форме отслоений. Для предотвращения этого такие трубы рекомендуют отжигать [163].

Таблица 2.1

Механические свойства некоторых труб

№ №	Труба Марка стали	Фактические при T= 20°C $\sigma_{0,2}$, МПа σ_b , МПа	Норматив- ные $\sigma_{0,2}$, МПа σ_b , МПа, не меньше	δ_{ϕ} , % δ_n , %	$\Delta d_{max \phi}$, % $\Delta d_{max n}$, %	КСУ (по справочным данным) при T= 20°C, Дж/см ²
1	Ø16x1,4 08X14MФ	<u>324</u> 508	<u>320...390</u> 520...560	<u>34</u> 23-34	<u>45</u> 15	160
2	Ø16x1,4 08X18H10T	<u>380</u> 716	<u>196</u> 490	<u>36</u> 40	<u>44,4</u> 10	245
3	Ø16x3 10X2M	<u>385</u> 506	<u>295</u> 390...590	<u>35</u> 20	<u>35,6</u> 10	100

Здесь применены обозначения: δ_n , δ_{ϕ} - соответственно, нормативное (не меньше) и фактическое относительное удлинение; $\Delta d_{max n}$, $\Delta d_{max \phi}$ - максимальное увеличение диаметра трубы при раздаче конусным пуансоном соответственно, по нормативным данным и фактическое.

В таблице 2.1 приведены некоторые характерные параметры используемых стальных труб в состоянии поставки (см. 1.7).

На рис. 2.1 приведены графики изменения указанных остаточных напряжений в некоторых невальцованных трубах [143]. Видно, что в состоянии поставки в слоях металла, прилегающих к наружной поверхности труб, могут возникать растягивающие напряжения, а в слоях, прилегающих к внутренней поверхности, развиваются в основном напряжения сжатия.

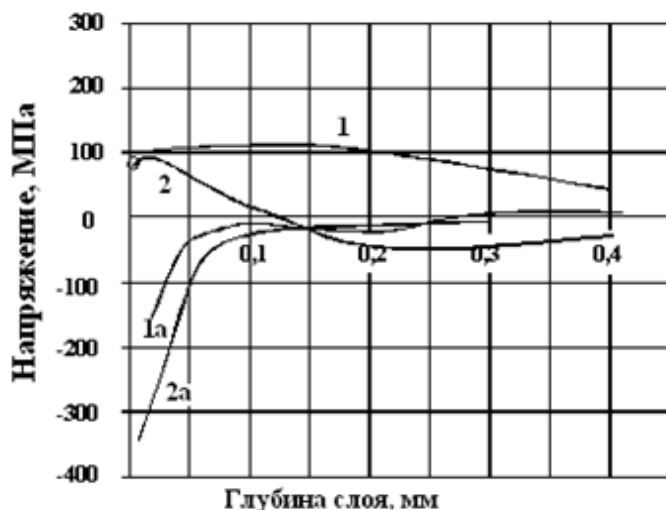


Рис. 2.1 Окружные остаточные нормальные напряжения в невальцованных трубах:
1, 1а- в слоях, прилегающих соответственно к наружной и внутренней поверхностям трубы из стали 08X14МФ;
2, 2а- в слоях, прилегающих соответственно к наружной и внутренней поверхностям трубы из стали 08X18Н10Т.

При обычном в соответствии с ГОСТ 9012-59 (ИСО 6506-1:2014) измерении твердости в 3-х точках по толщине стенки подобных труб получались значения 158 HV5 - для 08X18Н10Т и 180 HV5- для 08X14МФ. Исследуемые трубы имели следующие структуры:

- 08X14МФ – феррит + карбиды, преимущественно расположенные по границам зерен;
- 08X18Н10Т – аустенит;
- 10X2М – феррит + перлит.

Приведенная на рис. 2.1 картина распределения по глубине остаточных напряжений получена на ограниченном объеме испытаний. Очевидно, что напряженное состояние в стенке трубы зависит от технологии их изготовления, отличающейся для разных заводов. Вероятно, не все трубы, поступающие на сборку, имеют описанные характеристики. Однако, если даже для части из них такое справедливо, то наличие в аустенитных трубах

растягивающих напряжений близких 100 МПа в слоях, прилегающих к наружной поверхности, является опасным.

Поэтому теплообменные аппараты, где используются трубы аустенитного класса, потенциально имеют недостаточную коррозионную стойкость, поскольку, если в отдельных образцах зафиксированы напряжения растяжения 100 МПа, то велика вероятность достижения критических значений.

Отмеченное имеет подтверждение на практике.

2.2. Характеристики соединения труба- доска трубная (коллектор)

2.2.1. Герметичность

В нормативном документе ПНАЭГ-7-010-89 указывается, что через вальцованное соединение в зависимости от класса точности и класса герметичности мощность протечек среды через щель должна быть в пределах $N_y = 6,7 \cdot 10^{-11} \dots 6,7 \cdot 10^{-4}$ Вт [$\text{м}^3 \text{Па}/\text{сек}$]. Это означает, что при перепаде давлений $\Delta p = 1 \text{ МПа}$ сферическая капля жидкости радиусом $R_k = 0,5$ мм будет образовываться через $t = V \Delta p / N_y = 10^{-9} \cdot 10^4 \cdot 1,33 \cdot \pi R_k^3 / (6,7 \dots 0,00000067) = 0,78 \dots 7,8 \cdot 10^5$ с. Т.е. за одну мин будет появляться $77 \dots 7,7 \cdot 10^6$ капель, за один час – $4620 \dots 4,6 \cdot 10^4$ капель.

Очевидно, что с увеличением перепада давлений и снижением класса герметичности, т.е. перехода от IV класса к III, и точности определять качество герметичности с помощью жидкости нецелесообразно, поскольку выделившаяся капля за время, превышающее 1 час, испарится. Большой эффект даст проверка при небольшом (до 0,1 МПа) давлении газа или использование гелия (см. Приложение). С другой точки зрения гидроиспытания при давлении, примерно на 25% превышающем рабочее, несмотря на малую информативность по герметичности позволяют оценить прочность изделия.

В связи с отсутствием публикаций по теоретической оценке параметров щели для выполнения требований ПНАЭГ-7-010-89 рассмотрим кольцевую щель, в которой образуется упомянутая капля. При этом будем полагать, что в кольцевой концентрической щели нет облитерации или других процессов, затрудняющих движение среды. Расход здесь можно определить с помощью соотношения [2]

$$Q = \pi D \delta^3 \Delta p / (12 \nu \rho_c l), \quad (2.1)$$

где $D \approx R+r$; R , r – соответственно, радиус наружной и внутренней поверхности щели; $\delta = R-r$ – радиальный зазор; ν – кинематическая вязкость среды; ρ_c – плотность среды; Δp – перепад давлений; l – длина щели.

Учитывая выше приведенное соотношение, запишем

$$N_y / \Delta p = \pi D \delta^3 \Delta p / (12 \nu \rho_c l).$$

Откуда

$$\delta = [N_y 12 \nu \rho_c l / (\Delta p^2 \pi D)]^{1/3}. \quad (2.2)$$

Для трубы наружным диаметром 16 мм при длине щели 30 мм в случае использования жидкости по свойствам, близким воде, получим значения, приведенные в таблице 2.2. Эти результаты близки средним значениям радиальных зазоров, экспериментально определяемых при металлографических исследованиях.

Таблица 2.2

Расчетные значения радиальных зазоров идеальной кольцевой щели в зависимости от перепада давления

Допускаемая мощность протечек, Вт- $N_y = 6,7 \cdot 10^{-10}$ (I – класс герметичности)			
Δp , МПа	1,0	5,0	10,0
δ , мкм	1,7	0,6	0,37
Допускаемая мощность протечек, Вт- $N_y = 6,7 \cdot 10^{-7}$ (III- класс герметичности)			
δ , мкм	17	5,8	3,7

Практические результаты (см.рис. П5.15) имеют хорошую сходимость с расчетными значениями для изделий с параметрами показателя герметичности, соответствующими 3-му классу герметичности

Обычно при среднем диаметральном зазоре $2\delta \leq 6$ мкм узел крепления после сборки выдерживает гидроиспытания на герметичность. Так, протечки через зазор размерами 3,1 мкм при давлении 1МПа соответствуют I классу герметичности. Такие зазоры получаются обычно при роликовом вальцевании.

В связи с изложенным можно по фактическим геометрическим параметрам полученной щели оценивать с помощью выражения (2.2) способность соединения обеспечивать герметичность. Это целесообразно использовать при исследовании образцов.

2.2.2. Прочность

Прочность вальцовочного соединения по ОСТ 26-17-01-83 характеризуется усилием выпрессовки трубы из трубной решетки (доски, коллектора), т.е. усилия, растягивающего трубу при ее извлечении из трубного отверстия. При этом гарантированная прочность определяется по формуле

$$F = \pi d_0 l \mu \sigma_0, \quad (2.3)$$

где d_0 - номинальный диаметр отверстия в доске; l - длина развальцовки; μ - коэффициент трения при выпрессовке трубы; σ_0 - наименьшее остаточное контактное напряжение.

В связи с тем, что значения μ , σ_0 - неопределенны, выражение (2.3) использовать трудно.

Обычно это усилие определяют экспериментально, выдавливая трубу из ложеента.

На рис.2.2 показаны экспериментальные результаты по определению усилия сдвига трубы $\varnothing 16 \times 2$ сталь 07X12НМФБ при разных значениях крутящего момента. Видно, что усилие сдвига растет по некоторой параболической кривой. Подобная тенденция описывается и Юзиком [163], но у него, кроме того, выявлена тенденция к насыщению, т.е. при высоких степенях развальцовки прочность соединения возрастает незначительно.

Заметим, что в случае перепада давлений $p = 10\text{МПа}$ на стальной трубе, т.е. во время работы, увеличение наружного диаметра $d_n = 16\text{ мм}$ составит [1] $\Delta d_n = pd_n^2(1 - \chi/2)/(4Es) = 1,7\text{ мкм}$, где χ - коэффициент Пуассона.

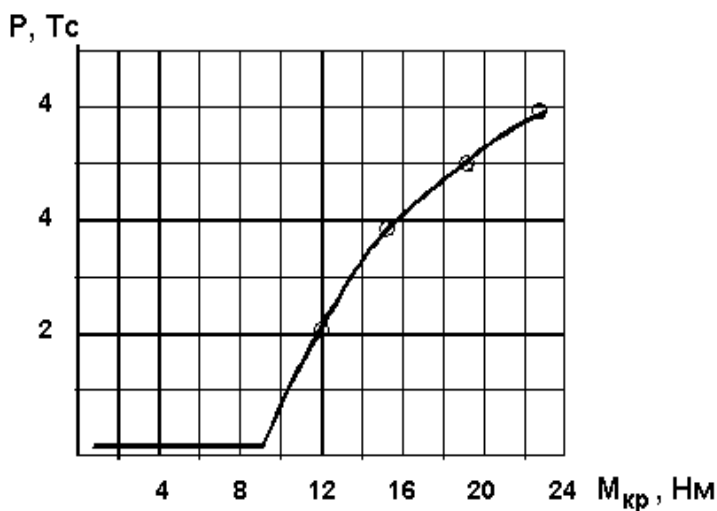


Рис. 2.2 - Зависимость усилия выпрессовки трубы $\text{Ø}16 \times 2$ из ложементов после вальцевания при длине прижатия 30 мм. (по данным Гунина А.В.)

Если труба плотно (без зазора) прижата к ложементу, то первоначальное контактное напряжение возрастет. При наличии зазора, хотя бы в пределах допуска, под действием перепада давлений диаметральные размеры щели несколько уменьшатся.

Следовательно, в работающем на установившемся режиме теплообменном аппарате узел крепления трубы лучше выполняет свои функции, нежели при каких-либо изменениях.

При нагреве образца вальцованного соединения из стальной трубы (07Х12НМФБ) и доски из стали 09Г2САА на 300 °C было выявлено незначительное (6-10%) снижение усилия сдвига при выпрессовке труб из трубной доски.

Вообще работоспособность вальцованного соединения после нагрева требует специального рассмотрения. Поскольку в процессе вальцевания происходит нагартовка материала трубы и доски трубной, приводящая к сжатию и деформации кристаллической решетки зерен, то нагрев вызывает рекристаллизацию. При этом образуются новые зерна, не имеющие искажений, а нагартовка и прижатие с некоторым контактным напряжением двух поверхностей может исчезнуть. Тогда зона вальцевания превратится в

конструкцию, где труба размещается в отверстии доски трубной без зазора или с небольшим зазором. В такой ситуации все осевые нагрузки будут воспринимать сварной шов, а поперечные- стенки доски трубной.

Прочность вальцовочного соединения, кроме того, зависит от прочности самой трубы и свойств трубы и доски. Последнее обусловлено возможностью возникновения между деталями узла крепления адгезионного схватывания.

При этом следует различать трубы из сталей аустенитного и ферритного классов, имеющие строение кристаллов близкое соответственно гранецентрированному кубу (ГЦК) и объемноцентрированному кубу (ОЦК).

Для кристаллов с ОЦК (это стали ферритного класса, типа 08X14МФ) характерно резкое снижение предела текучести и повышение предельной деформации при увеличении гомологической температуры $\theta = T/T_s$ от значений 0,06...0,1. Здесь T_s – температура плавления [111]. Это называется вязкоупругим переходом. В хрупком состоянии такие вещества разрушаются сколом за счет отрыва по плоскости спайности.

Для кристаллов с ГЦК (стали аустенитного класса, типа 08X18Н10Т) при росте гомологической температуры характерно некоторое увеличение предельной деформации при одновременном медленном падении предела текучести.

Оба класса сталей склонны к коррозионному растрескиванию при наличии растягивающих напряжений. При этом, если растягивающие напряжения не превышают некоторого критического значения $\sigma_{кр}$, то коррозионного растрескивания не будет. Это критическое напряжение для стали типа 08X14МФ составляет – 350 МПа, а для стали 08X18Н10Т – 150 МПа [144].

Экспериментально установлено, что при закреплении труб из стали 08X18Н10Т $\varnothing 16 \times 1,4$ [137] гидрораздачей давлением $p = 350$ МПа на длине 165 мм, а также труб из стали 08X14МФ (рис. П5.16) усилие сдвига труб

близко $F=6$ кН, а после роликового вальцевания этих же труб на длине 30 мм, обеспечившем $2\delta \leq 6$ мкм, усилие сдвига было около $F=20$ кН.

2.2.3. Стойкость к щелевой коррозии

Она наблюдается не только при погружении металла в электролит, но и в атмосферных условиях. Существенно ухудшает работу металлических конструкций. Для процесса щелевой коррозии характерна пониженная концентрация окислителей (кислород и др.) по сравнению с концентрацией вне щели в объеме раствора и затрудненность отвода продуктов коррозии, из-за накопления и гидролиза которых возможно изменение рН раствора в щели и кинетики анодного и катодного процессов в щели [28].

Затрудненность доставки в щель окислителя (часто возможна только диффузией) затрудняет катодный процесс, увеличивая деполяризуемость. Снижение рН за счет гидролиза облегчает протекание анодного процесса (облегчает ионизацию металла и затрудняет образование защитных пленок). Это приводит к усиленной работе микропары: металл в щели (анод)- металл открытой поверхности (катод).

Снижение поляризуемости анодного процесса может быть настолько сильным, что будет происходить процесс коррозии с водородной деполяризацией, дополнительно увеличивающий коррозионный ток. Исследования показывают, что края щели работают как анод, а середина - как катод.

Для защиты от щелевой коррозии в теплоэнергетике применяют специальные материалы, например аустенитные или ферритные стали, на наружной поверхности имеющие напряжения сжатия или небольшие напряжения растяжения, и повышенное уплотнение на краях щели. При этом в середине щели длиной 100- 500 мм можно иметь нулевой или небольшой зазор. Часто это обеспечивается с помощью гидравлической или прессовой раздачи труб.

2.3. Контакт между роликом и трубой при роликовом вальцевании

В связи с тем, что в качестве теплообменных труб используют пластичные материалы (иначе весьма трудно обеспечить ее плотное прилегание к поверхности отверстия), а ролики и веретено, обычно изготавливают из закаленной стали типа ШХ15, то во время вальцевания происходит вдавливание твердого вращающегося конического ролика в пластичный материал заметной деформируемой трубы с неравномерным по длине контакта напряжением, которая сама впоследствии воздействует на охватывающую стенку отверстия в доске трубной. 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.

Процесс обкатывания роликов вальцовки по внутренней поверхности трубы имеет ряд общих черт с процессом поверхностного пластического деформирования (ППД), часто применяемого для упрочнения поверхностей деталей [131]. Отличие заключается в следующем:

а) на операции ППД повышенные требования по жесткости, виброустойчивости предъявляются ко всей технологической системе [110]; она должна обладать большей жесткостью и виброустойчивостью, чем технологическая система для обработки резанием, а при роликовом вальцевании вся стенка трубы и охватываемой поверхности деформируется как упруго, так и пластически;

б) по всей длине контакта ролика с трубой имеют место разные контактные напряжения и разные скорости движения;

в) скорость взаимодействия роликов и трубы из-за заметной податливости привода и силовых магистралей меняется;

г) задача ППД – повысить поверхностную прочность детали, задача роликового вальцевания – обеспечить прилегание трубы к стенке отверстия с некоторым контактным напряжением, необязательно максимальным.

В общем случае, если рассматривать взаимодействие абсолютно твердого тела (ролика) с относительно мягким телом из изотропного материала (трубы), контактная задача по определению перемещений при учете сил трения имеет решение, приведенное в книге [5]. В этой работе на базе уравнений Ламе с использованием интегрального преобразования Фурье найдены выражения для трансформант перемещений $v(x, h)$, $u(x, h)$ зоны контакта толщиной h :

$$V(\alpha, h) = -(\theta\alpha)^{-1} [L_{11j}(\alpha h)Q(\alpha) - i\varepsilon L_{12j}(\alpha h)T(\alpha)],$$

$$U(\alpha, h) = (\theta\alpha)^{-1} [L_{22j}(\alpha h)T(\alpha) + i\varepsilon L_{12j}(\alpha h)Q(\alpha)],$$

где $\theta = G/(1-\nu)$; $\varepsilon = 0,5(1-2\nu)/(1-\nu)$; G, θ - упругие постоянные полюсы;

$$Q(\alpha) = \int_{-a}^a q(\xi) e^{i\alpha\xi} d\xi; \quad T(\alpha) = \int_{-a}^a \tau(\xi) e^{i\alpha\xi} d\xi; \quad (2.4)$$

$q(x)$, $\tau(x)$ - интенсивность нормальных и касательных воздействий в зоне контакта; x - расстояние по касательной от центра взаимодействия;

$$L_{iil}(u) = ch(2u) - (\pm 1) / [sh(2u) + 2u];$$

$$L_{i i 2}(u) = [2\chi sh(2u) - (\pm 4u)] / [2\chi ch(2u) + 1 + \chi^2]; \quad \chi = 3 - 4\nu.$$

Это решение весьма трудно применить для аналитического исследования. Следует отметить, что строгая математическая теория, описывающая разнообразные контактные взаимодействия, пока не разработана. Однако на базе выше приведенного и других подобных решений получены различные методы численного исследования обработки металлов давлением (ОМД), например метод конечных элементов (МКЭ). При этом любая постановка задачи в теории ОМД предполагает в качестве входных данных свойства материала и закон взаимодействия инструмента и обрабатываемого материала. Такие входные данные должны быть определены либо экспериментально, либо другим достаточно надежно описывающим процессом способом [4]. Погрешности будут влиять на точность результатов вычислений и в конечном итоге приведут к ошибочным результатам вычислений. Кроме того, при использовании компьютерных программ требуется контроль над ошибками разной природы, возникающими

в процессе счета. Поэтому для получения правильного ответа необходимо приближенное и точное, решение задачи, например, на основе МКЭ, что является обычной практикой использования электронных средств исследования.

Вообще по конкретным вопросам упругопластического взаимодействия имеется значительное количество работ, например, [5], [6], [13], [27], [28], [34], [83], [88], [96], [99], [107] и др. Во многих, развивая положения Герца, с различной степенью допущения рассматриваются тела с простой геометрией. Разные геометрии взаимодействия тел рассмотрены в работе [5]. Однако и в этой и других работах не учитываются особенности, присущие роликовому вальцеванию труб: перекрещивание осей инструмента и обрабатываемой детали; неравномерные по длине ролика контактные режимы; низкая жесткость стенки трубы; перемещение металла в радиальном, окружном и осевом направлениях; геометрическое проскальзывание роликов и т.д.

Кроме того, в отмеченных работах недостаточно рассматривается вопрос распределения напряжений вглубь детали от точки контакта. В этой связи возникла потребность приближенного описания процесса взаимодействия конического ролика с трубой, учитывающего указанные особенности, имея ввиду последующее использование МКЭ.

По мнению автора, основой решения поставленной задачи может стать решение, изложенное в работах [27], [45], [79], [107], [162]. В одной из них [45] анализируется взаимодействие резца и обрабатываемого материала.

При действии на пластину удельной силы P , равномерно распределенной по прямой, нормальной плоскости чертежа и проходящей через точку O (рис. 2.3), возникающее в пластине упругое напряженное состояние характеризуется тем, что в любой точке M имеется только радиальное сжимающее напряжение σ_r , другие же – нормальное напряжение σ_t и касательное напряжение τ – отсутствуют.

Траекториями равных радиальных напряжений или, что тоже линиями постоянного наибольшего касательного напряжения

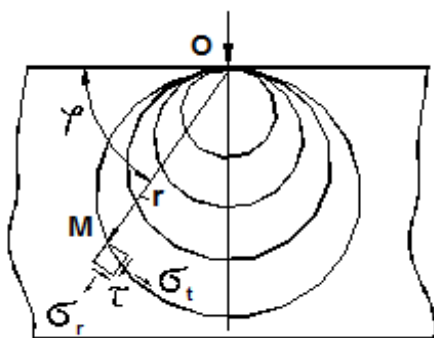


Рис.2.3. Упругое напряженное состояние в пластине, находящейся под действием силы P , перпендикулярной к пластине [45]

(изохроматическими линиями), являются окружности с центром, расположенными на линии действия силы P . Последнее заключение хорошо подтверждается экспериментально.

Математически система радиальных нормальных напряжений в данном случае характеризуется следующим уравнением

$$\sigma_r = -2P \sin \varphi / (\pi r), \quad (2.5)$$

r, φ - полярные координаты.

В работах [27], [79], [162] используется угол отсчета не от горизонтали, а от вертикали. Тогда формула записывается в виде

$$\sigma_r = -2P \cos \theta / (\pi r),$$

но ее суть не меняется.

Если линия действия силы P и внутренняя нормаль к краю пластины составляет угол β , то линии главных напряжений будут прямыми, расходящимися радиально из точки O , и окружностями, имеющими O общим центром.

Существует также решение задачи о давлении штампа с профилем в виде дуги окружности радиуса большого радиуса на упругую полуплоскость [134] рис. 2.4.

По этому решению контактное напряжение под штампом можно описать выражением

$$\sigma = \mu(l^2 - 2x^2) / [2R(1 - \chi)(l^2 - x^2)^{1/2}] + P / [\pi(l^2 - x^2)^{1/2}], \quad (2.6)$$

где $\chi = 0,5\lambda/(\lambda+\mu)$ - коэффициент Пуассона; λ, μ - коэффициенты Ламе.

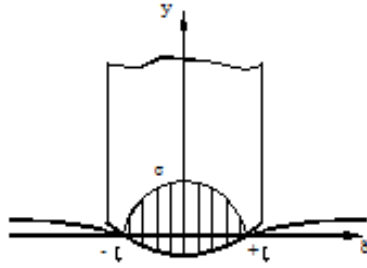


Рис. 2.4.
Взаимодействие штампа с пластиной

Из обоих решений следует, что при малой площади взаимодействия напряжения в зоне контакта стремятся к бесконечности.

При роликовом вальцевании конечная радиальная деформация внутренней поверхности трубы, составляющая около 0,1- 0,5 мм, совершается за достаточно большое количество оборотов корпуса вальцовки ($n_{кор} \approx 20-30$), причем величина $n_{кор}$ возрастает в случае использования смазки. Это означает, что за один оборот корпуса изменение радиуса трубы составляет примерно 12 мкм. Учитывая, что из-за винтового движения роликов металл выталкивается из зоны вальцевания, то один ролик для 3-х роликовой вальцовки во время обкатывания внедряется в трубу за один оборот корпуса на глубину $h \leq 2-3$ мкм. Такой контакт можно принять, как контакт по линии. Поэтому более предпочтительным представляется расчет напряжений по используемой в теории резания формуле (2.5), тем более, что здесь имеется информация о распределении напряжений в глубину обрабатываемой детали.

Из формулы (2.5), как в принципе и из (2.6), следует, что при $r \rightarrow 0$ и $\varphi = \pi/2$ $\sigma_r \rightarrow \infty$. Это означает очень быстрый переход в пластичное состояние в случае малых площадей контакта.

Подобные процессы при анализе пластической деформации в пластичных металлах, которыми являются теплообменные трубы, рассматриваются теорией скольжения [80]. Она опирается на предположение о существовании в материале жестких и пластических зон и дает хорошее приближение, когда материал имеет возможность свободного течения и

вытеснения к краям контактной площадки, образуя зону наплыва. При этом весь вытесненный материал должен быть отнесен в область текучести, а для металлов, по мнению академика Ишлинского А.Ю. [34], оказывается справедливой зависимостью $H = C\sigma_m$, где H – твердость; σ_m – предел текучести материала; C – коэффициент стеснения. При этом область текучести, если рассматривать с физической точки зрения, может быть отнесен и коэффициент стеснения C .

В работе [99] подобным образом описывают новую характеристику пластичности $HM \approx C\sigma_m$, где $C = const$; HM – твердость по Мейеру, рассматриваемая как среднее контактное давление, причем $HM = HV/\sin\gamma_p$; γ_p – угол между гранью и осью пирамиды.

Оценим контактное давление и величину вдавливания ролика в поверхность трубы. До настоящего времени такая оценка не производилась.

При всестороннем сжатии, возникающим в процессе внедрения в металл индентора, когда напряжения очень велики, тензор напряжений является шаровым, т.е. вещество становится жидкостью, движение которой подчиняется закону Навье-Стокса [134]. Похожая ситуация возникает и при плавлении металла [18]. В связи с изложенным примем, что скорость вытекания w образованной при внедрении индентора жидкости из щели между поверхностью индентора и твердыми участками детали, подчиняется, как и в случае движения расплава [18], интегралу Бернулли, т.е.

$$w = (b\zeta)^{-1/2} (2p/\rho)^{1/2}, \quad (2.7)$$

где ζ – коэффициент местного гидравлического сопротивления, определяемый в основном сжатием струй жидкости; b – поправочный коэффициент; p – гидростатическое давление; ρ – плотность металла. Откуда объем выдавленного металла

$$V = f \int_0^T \alpha (2p/\rho)^{1/2} dt.$$

Здесь T – время воздействия; f – площадь щели между поверхностью индентора и твердыми участками прилегающего к нему металла; $\alpha = (b\zeta)^{-1/2}$.

Для наиболее распространенных форм отверстий, многоугольных, квадратных и т.д., величина $\alpha \approx 0,6$, т.е. мало зависит как от формы отверстия, так и от вязкости.

Если допустить, что параметры режима течения металла постоянны во времени, то $V/f \approx \alpha (2p/\rho)^{1/2} T$ и давление под индентором можно описать некоторой функцией [78] $p = V^2 \rho / (2T^2 f^2 \alpha^2) = \psi / (2\rho^{-1} T^2 \alpha^2)$.

В соответствии с ГОСТ 9012-59 и ГОСТ 2999-75 время выдержки заданного усилия вдавливания может составлять 10-15 сек. Полагая, что плотность текущего металла и время воздействия постоянны, давление под индентором опишем выражением $p = f_1(\Psi \alpha^2)$, где Ψ - геометрическая характеристика образованного отпечатка. Очевидно, что характеристика Ψ определяется твердостью материала детали (отпечатком). Коэффициент α , как следует из гидравлики [44], обусловлен силовым взаимодействием струек при движении «жидкого» металла через образованную щель площадью f . Поэтому можно считать, что $\alpha = f_2(F)$. Тогда в общем случае

$$p = f_3(F, HB), \quad (2.8)$$

где HB твердость металла трубы по Бринеллю, а F - сила, действующая на индентор.

В этой связи закон образования гидростатического давления под внедряемым в пластичные материалы телом в первом приближении мало зависит от геометрии этого тела.

С этих позиций рассмотрим результаты вдавливания шарика и пирамиды, используемым при определении твердости металлов по методам Бринелля (ГОСТ 9012-59) и Виккерса (ГОСТ 2999-75).

При вдавливании шарика давление в зоне сжатия равно

$$p = 4F / (\pi d_o^2), \text{ где } d_o \text{ - диаметр отпечатка; } F \text{ - сила.}$$

В этом случае объем выдавленного металла [12]

$$V_u = \pi h^2 (3R - h) / 3, \text{ где } h = R - \sqrt{R^2 - d_o^2 / 4}; \text{ } R \text{ - радиус шарика.}$$

При вдавливании алмазной пирамиды с углом между противоположными гранями 136° давление в зоне сжатия равно $p=2F/d^2$, где d – среднее арифметическое значение длин обеих диагоналей отпечатка.

В этом случае объем выдавленного металла [12]

$$V_n = hd^2/6 = 0,0238d^3, \text{ где } h = d/(2 \cdot 2^{1/2} \cdot \operatorname{tg} 68^\circ) = 0,1428d.$$

Обратившись к указанным ГОСТам, запишем данные испытаний для металлов с твердостью:

$$\text{- 207HB- } d_o = 2,1 \text{ мм; } R = 2,5 \text{ мм; } F = 7355,2 \text{ Н;}$$

$$\text{- 207HV - } d = 0,518 \text{ мм; } F = 294,2 \text{ Н.}$$

Давление в обоих случаях равно $P_{HB} = 2123$ МПа; $P_{HV} = 2192$ МПа. Разница составляет 3,25%. Полагая, что значения близки, составим равенство

$$\left\{ \frac{V^2}{2T^2 f^2} \frac{\rho}{\alpha^2} \right\}_{HB} \approx \left\{ \frac{V^2}{2T^2 f^2} \frac{\rho}{\alpha^2} \right\}_{HV}.$$

Поскольку время вдавливания в обоих случаях примерно 10-15с и одинаково, плотность металла одинакова, коэффициенты расхода примерно одинаковы, то это равенство можно переписать

$$\left\{ \frac{V^2}{f^2} \right\}_{HB} \approx \left\{ \frac{V^2}{f^2} \right\}_{HV}.$$

Подставив сюда площадь щелей $f_{HB} = 0,1\pi d_o$; $f_{HV} = 0,1 \cdot 4d/2^{1/2}$, получим

$$\left\{ \frac{V^2}{f^2} \right\}_{HB} = 0,616 \text{ мм}^2; \left\{ \frac{V^2}{f^2} \right\}_{HV} = 0,511 \text{ мм}^2.$$

Разница значений составляет около 20%.

Этот результат показывает, что при внедрении индентора любой формы в первом приближении давление можно оценивать с помощью обобщенной формулы (2.8).

Для оценки влияния усилия вдавливания на напряжение под шариком был проведен эксперимент по вдавлыванию стального шарика диаметром 5 мм в разные материалы. Усилие создавалось с помощью прибора измерения твердости по Бринеллю типа ТБ, а измерения отпечатков осуществлялись

посредством универсального микроскопа УИМ-21. Результаты эксперимента для ряда марок сталей приведены на рис. 2.5 – кривые $p(F)$.

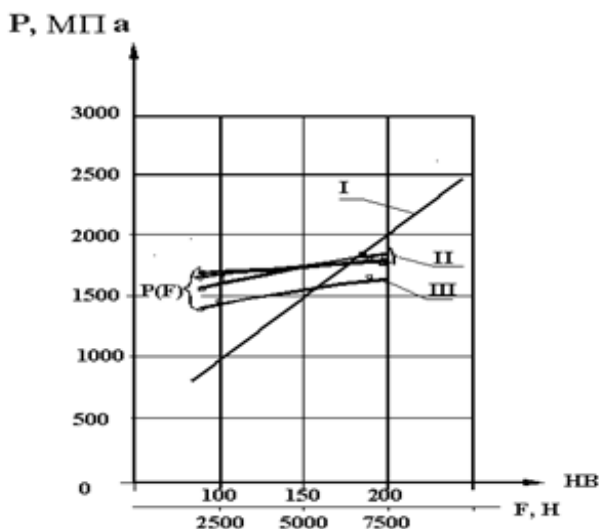


Рис. 2.5. Экспериментальные зависимости напряжений от усилия прижатия F и от твердости металла HB ::
I- $p(HB)$; II- сталь 08Х18Н10Т, Ст. 3, 20; III- сталь 09Г2С.

Анализ зависимостей $p(F)$ показывает, что для них характерно некоторое повышение напряжения с ростом усилия. Причем наклон линий $p(F)$ мало отличается для разных материалов. Наложение на один график зависимостей $p(F)$ и $p(HB)$ дало основание говорить о зависимости напряжения под индентором от твердости материала. Примем, что эту зависимость можно записать в форме $p = C_1 F^\alpha HB^\beta$.

На основании изложенного, а также данных, приведенных в ГОСТ 9012-59, были рассчитаны значения напряжений для сталей разной твердости $p(HB)$ и построен график, нанесенный на рис. 2.6 (I) [55].

Используя прием, применяемый в теории резания [19], прологарифмируем приведенное выражение, приняв $HB = const$, а

$$p = C_{1n} F^\alpha: \lg p = \lg C_{1n} + \alpha \lg F.$$

Подставив сюда разные экспериментальные данные и вычитая одно уравнение из другого, получим $\alpha = (\lg p_2 - \lg p_1) / (\lg F_2 - \lg F_1) \approx 0,094$.

Выполнив подобную процедуру при $F = const$, $HB = var$, получим

$$\beta = (\lg p_2 - \lg p_1) / (\lg HB_2 - \lg HB_1) = 0,99; \quad C_1 = 4,64.$$

В итоге, для напряжения под шариком, вдавливаемом в стальную деталь усилием F , получим выражение [55], [144] $p = 4,64 F^{0,094} HB^{0,99}$.

Здесь сила подставляется в [Н], НВ в соответствии с ГОСТ 9012-59 «Металлы. Метод измерения твердости», в безразмерных единицах. Последующие исследования с использованием этой формулы дали сходимые результаты с опытными данными.

При вдавливании под роликом, считая его цилиндром диаметром d_{pc} , образуется площадка размерами $S_k = b_k l_k$, где b_k, l_k – соответственно, ширина и длина отпечатка, – напряжения в которой уравнивают внешнюю силу.

Примем, учитывая изложенное, что характер изменения напряжения под роликом приближенно можно описать функцией (2.8). Тогда площадь отпечатка под роликом вальцовки будет $S_k = F/p = 0,216 F^{0,906} HB^{-0,99}$ [мм²].

Поскольку угол конусной образующей ролика мал, то можно оценить его углубление h в поверхность трубы, используя формулу, выведенную для цилиндрических тел со средним диаметром ролика d_{pc} [12]:

$$h = 0,5 d_{pc} \{ 1 - [1 - S_k^2 / (l_k d_{pc})^2]^{0,5} \}. \quad (2.9)$$

Так, для НВ 111; $d_{pc} = 4$ мм; $l_k = 30$ мм; $F = 6900$ Н получим $h \approx 3$ мкм. Такое усилие реализуется в случае развальцовки стальной трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ сталь 20 при крутящем моменте $M_{кр} = 20$ Нм. Диаметральная раздача трубы в этом случае составляет 0,3...0,9 мм, давление под роликом $p = 1127$ МПа, а площадь контакта $S_k = 6,1$ мм².

Полученная величина углубления ролика $h \approx 3$ мкм близка выше рассмотренному углублению ролика за один оборот корпуса вальцовки, что свидетельствует о допустимости изложенного подхода в диссертации.

2.4. Структурные изменения металла трубы в зоне контакта с роликом

На рис. 2.6 изображена схема качения ролика по внутренней поверхности трубы. В процессе качения ролик вдавливает металл, расположенный впереди по ходу движения, а после прохождения точки А, мгновенного центра скоростей [164], происходит упругая отдача трубы. При

этом в точке B вектор скорости движения точек ролика перпендикулярен радиусу вектору 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.

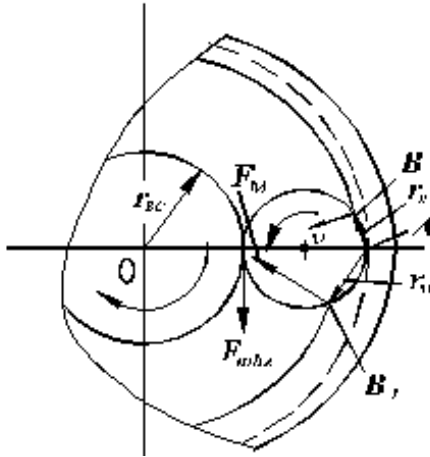


Рис.2.6. Качение ролика по внутренней поверхности трубы (пунктир- мгновенное положение кривой, по которой катится ролик).

Окружная сила на веретене $F_{mbz} = M_{kp0z}/r_{bc}$ (см. раздел 3.4) на плече r_m создает реактивный момент $M_m = F_m r_m$, преодолевающий сопротивление изгиба участка трубы AB_1 . В связи с тем, что сила, приложенная в точке B и препятствующая движению ролика, существенно меньше F_m , то $M_m \approx M_{kp0}/z$. Здесь M_{kp0} – момент, затрачиваемый на деформацию трубы z роликами вальцовки. Этот же момент, как и окружной момент в косозубых колесах, создает осевое усилие на веретене.

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.

Изложенное подтверждается экспериментом (рис. 2.7) по вальцеванию трубы $\varnothing 25 \times 1,6$ сталь 08X18H10T инструментом, у которого рабочие участки веретена и роликов были цилиндрическими, а входные конусными. Здесь

видно, что после ввода вальцовки на разглаживание трубы затрачивается значительный крутящий момент. При этом радиальные усилия от веретена по линии OA (см. рис. 2.6) равны нулю.

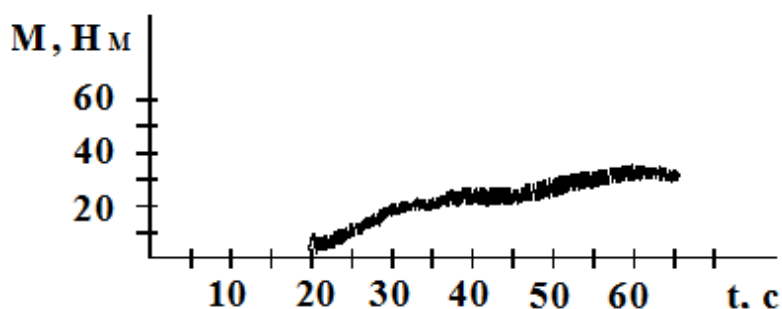


Рис.2.7. Вальцевание на стенде (рис. 1.18) трубы $\varnothing 25 \times 1,6$ вальцовкой с цилиндрическими роликами. (Осциллограмму предоставил Гунин А.В.).

Вопросы фрикционного контакта в сталях, подобных сталям теплообменных труб, исследованы в работе [82], где говорится: «...Величина сжимающих контактных напряжений приблизительно соответствует значениям микротвердости на поверхности трения. Эти напряжения инициируют протекание превращений $\gamma \rightarrow \epsilon$, характеризующихся отрицательным объемным эффектом, но в аустенитных сталях тормозят превращения $\epsilon \rightarrow \alpha$ и $\gamma \rightarrow \alpha$, происходящих с увеличением объема.

Смена знака напряжения приводит к активизации в поверхностном слое мартенситных $\epsilon \rightarrow \gamma$ и $\gamma \rightarrow \alpha$ превращений, к развитию процессов разрушения поверхности и отделению частиц изнашивания.

Образование нанокристаллических структур ϵ - мартенсита снижает коэффициент трения ($\mu < 0,3$) и повышает сопротивление адгезионному изнашиванию.

Сжимающие и растягивающие напряжения, последовательно действующие в зоне фрикционного контакта, препятствуют возникновению и развитию микротрещин и создают условия для реализации больших пластических деформаций и формирования нанокристаллических структур в тонком слое толщиной до 10 мкм.

У обладающих малой стабильностью к мартенситному $\gamma \rightarrow \alpha$ превращению стали 12X18H9T, $\gamma \rightarrow \alpha$ мартенситное превращение происходит уже в начальный момент трения, распространяясь на глубину в десятки и

сотни мкм от поверхности. Последующее разрушение поверхности и образование частиц изнашивания локализовано в слое, претерпевшем практически полное $\gamma \rightarrow \alpha$ превращение.

Смена знака напряжения приводит к активизации в поверхностном слое мартенситных $\varepsilon \rightarrow \gamma$ и $\gamma \rightarrow \alpha$ превращений, к развитию процессов разрушения поверхности и отделению частиц изнашивания».

Во время проведения электронной микроскопии разрушения стали 08X18N10T вследствие многоциклового воздействия, возникающего при обкатывании со скольжением роликами, авторами [31] установлено, что в стали, многофазном поликристаллический материал, всегда отделяются частицы карбидной фазы. Обработка таких участков лазером, электронными пучками и т.п. позволит повысить усталостную долговечность.

В некоторых условиях отмеченные частицы становятся достаточно большими (толщина чешуек может быть до 1 мкм, а длина до 5 мм) и тогда говорят, что произошло «шелушение». ОСТ 26-17-01-83 считает такое явление дефектом [52].

Таблица 2.3

Некоторые примеры возникновения «шелушения» труб

	Характеристика трубы	Режимы вальцевания	Описание дефекта
1	Ø16x2,5; сталь 20	$F_{rci} = 5620\text{Н}; d_{pc} = 3,64\text{ мм};$ $l_{крв} = 35\text{мм}; n = 370\text{ об/мин}$	После 2-х- 3-х кратного вальцевания сильное шелушение
2	Ø16x2; сталь 08X14МФ	$F_{rci} = 8870\text{Н}; d_{pc} = 3,64\text{ мм};$ $l_{крв} = 37\text{мм}; n = 370\text{ об/мин}$	После 2-х кратного вальцевания небольшое шелушение
3	Ø20x1; сплав МНЖ5-1 в состоянии поставки	$F_{rci} = 1860\text{Н}; d_{pc} = 5,2\text{ мм};$ $l_{крв} = 22\text{мм}; n = 370\text{ об/мин}$	Разрывы труб в виде отслоений по дуге после 1-го вальцевания. После отжига разрывы исчезли.
4	Ø16x3; сталь 10X2М	$F_{rci} = 1740; d_{pc} = 3,3\text{ мм};$ $l_{крв} = 6\text{мм}; n = 370\text{ об/мин}$	Сильное шелушение после 1-й подвальцовки.

В то же время из выше изложенного следует, что отделение частиц изнашивания происходит практически всегда, однако в ряде случаев

«чешуйки» оказываются весьма заметными. В таблице 2.3 приведены некоторые случаи возникновения «шелушения».

Микроструктура сталей труб в результате роликового вальцевания заметно не изменяется, только в зоне контакта с роликами в ряде случаев наблюдается уплотнение.

2.5. Деформация свободной трубы от воздействия роликов

До исследовательских работ диссертанта вопросы изгиба профиля стенки трубы, имеющее место при создании соединения с натягом между трубой и поверхностью отверстия при роликовом вальцевании, не рассматривались. Здесь следует выделить контактное взаимодействие инструмента с внутренней поверхностью трубы, последующий переход ее в пластическое состояние и условия прижатия внешней поверхности трубы к стенке отверстия. В связи с этим появляется необходимость исследовать воздействие роликов на внутреннюю поверхность трубы и взаимодействие ее наружной поверхности со стенкой отверстия. Сформулируем постановку данной задачи.

Подводимая к вращающемуся веретену мощность затрачивается на осевое перемещение веретена, вращение роликов, перемещение участка трубы в осевом, радиальном и окружном направлениях. Под действием силовых факторов в стенке трубы возникает неоднородное напряженно-деформированное состояние.

Определим силовые воздействия при передаче движения от вращающегося веретена на ролики, контактные силовые факторы, напряжения, возникающие в стенке трубы и деформации ее участков для следующих случаев:

Первый – рассматривается свободная труба, т.е. не имеющая контакта с внутренней поверхностью ложементов или отверстия в доске (решетке) трубной.

Второй – рассматривается труба после первого устойчивого контакта [55, 64].

На рис. 2.8,а для 1-го случая показано сечение, иллюстрирующее взаимодействие роликов вальцовки в плоскости, перпендикулярной оси веретена и проведенной через середину линии рабочего контакта деталей, а на рис.2.8,б пространственное изображение взаимодействия ролика, веретена и трубы.

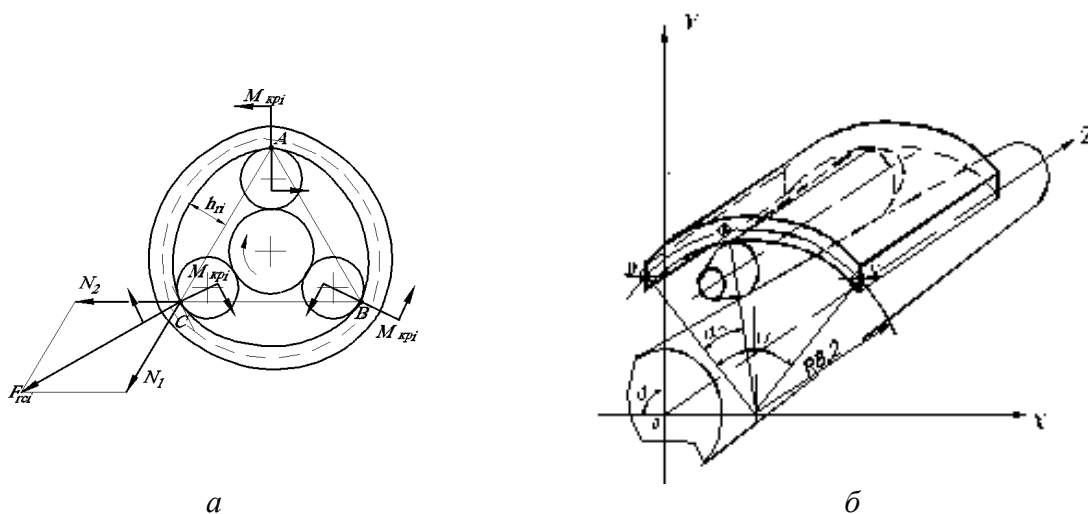


Рис. 2.8. Деформация свободной трубы.

Под действием окружной силы $F_{m\Omega}$ ролик перекатывается по поверхности трубы на угол

$$\alpha_p = r_{вс} \alpha (1 - \zeta_1) / r_{рс}, \quad (2.10)$$

а корпус поворачивается на угол $\alpha_{кор} \approx \alpha/4$. Здесь ζ_1 – коэффициент проскальзывания ролика относительно веретена.

Опыт и эксперименты показали, что, чем больше будет передаваемый крутящий момент, тем оказывается больше коэффициент проскальзывания, и тем на меньший угол будет поворачиваться корпус вальцовки. Осевое смещение веретена составляет

$$\Delta x = \Delta \alpha r_{рс} (1 - \zeta_1) \sin \gamma. \quad (2.11)$$

Радиальное смещение центра ролика можно описать выражением

$$\Delta h = 0,5 K_g \Delta x, \quad (2.12)$$

где $K_\delta = 2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{вк}}$ - конусность веретена.

Во время обкатывания ролик оказывает на участок трубы сложное воздействие:

а) от радиальной силы F_{rci} развиваются изгибающий момент; в зоне контакта появляются переменные по толщине стенки радиальные и окружные нормальные напряжения; вальцуемый участок удлиняется и изгибается из-за внедрения ролика;

б) от окружной силы $F_{m,mz}$ образуется изгибающий момент, равный M_m ;

в) осевая суммарная сила, действующая на ролик, одновременно приложена и к трубе. При этом вдоль поверхности трубы развиваются касательные напряжения, выталкивающие слои трубы из отверстия и убывающие по мере углубления в ее стенку;

д) во время обкатывания между трубой и роликом имеет место проскальзывание;

е) ролик из-за перекрещивания оси вращения роликов и веретена с углом γ создает волну деформации, распространяющуюся в осевом и окружном направлениях.

Для оценки условий возникновения пластической деформации трубы сначала оценим напряжения, возникающие в стенке трубы на этапе упругих деформаций. В этом случае будем полагать, что итоговые напряжения в каждой точке трубы алгебраически суммируются от действия каждого силового фактора.

В связи с отмеченным сначала рассмотрим воздействие на трубу радиальных сил F_{rci} . На рис. 2.9 приведена основная схема 1-го расчета [55]. В качестве расчетной модели принимаем кольцевую раму, используя расчетный метод – метод сил [56].

Рассматриваемая задача является три раза статически неопределимой с симметрией относительно действия сил. Поэтому принимаем $N_B = N_C = F_{rci} / 2$, $M_B = M_C$.

В сечении с угловой координатой θ изгибающий момент от силы F_{rci} будет $M_F = 0,5F_{rci}R(1-\sin\theta)$. Момент единичного силового фактора $M_I = -1$.

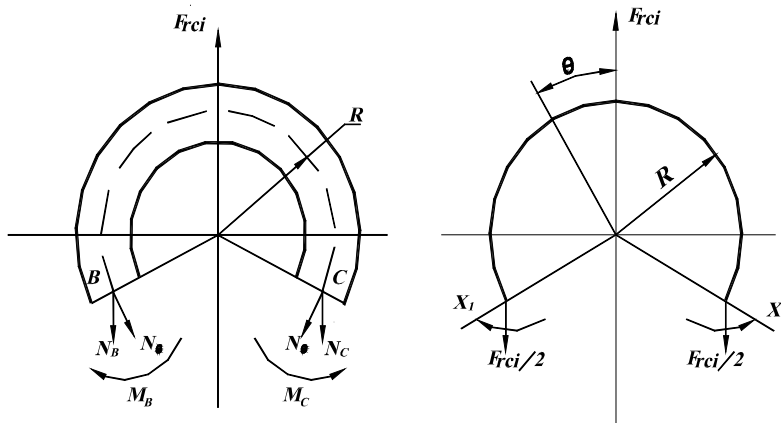


Рис. 2.9.
Основная схема
расчета

Коэффициенты канонического уравнения при решении по методу сил будут

$$\delta_{II} = \int_0^{2\pi/3} (EJ_s)^{-1} M_I^2 R d\theta = 2\pi R / (3EJ_s);$$

$$\begin{aligned} \delta_{IP} &= \int_0^{2\pi/3} (EJ_b)^{-1} M_F M_I R d\theta = -(EJ_b)^{-1} \int_0^{2\pi/3} 0,5 F_{rci} R (1-\sin\theta) R d\theta = \\ &= -F_{rci} R^2 (EJ_s)^{-1} (\pi/3 - 0,75) = -0,297 F_{rci} R^2 (EJ_s)^{-1}. \end{aligned}$$

Каноническое уравнение с учетом симметричности записывается в форме

$$\delta_{II} X_I + \delta_{IM} = 0,$$

где X_I – изгибающий момент.

Тогда

$$X_I = -\delta_{IM} / \delta_{II} = F_{rci} R^2 0,297 * 3 / (2\pi R) = 0,142 F_{rci} R. \quad (2.13)$$

Изгибающий момент от радиальных сил F_{rci} в произвольном сечении равен

$$\begin{aligned} M_u(\theta) &= M_F - X_I = 0,5 F_{rci} R (1-\sin\theta) - 0,142 F_{rci} R = \\ &= F_{rci} R (0,5 - 0,5 \sin\theta - 0,142) = 0,5 F_{rci} R (0,716 - \sin\theta). \end{aligned} \quad (2.14)$$

Из этого выражения следует, что максимальный изгибающий момент будет при $\theta = 0$, т.е. в зоне действия ролика.

Заметим, что в этой же точке действует и максимальный перекашивающий момент $M_M = M_{kpi}$.

Кроме того, в окружном направлении на стенку трубы действует нормальная сила

$$N_{\theta} = N_B \cos 30^{\circ} = 0,433 F_{rci}. \quad (2.15)$$

а в радиальном – сила F_{rci}

От изгибающего, перекашивающего моментов и окружной силы в стенке трубы при контакте с роликом развиваются в окружном направлении нормальные напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_{\theta} &= (M_u + M_{kpi})y/J_s + N_{\theta}/f = \\ &= 12(0,358RF_{rci} + M_{kpi})y/(s^3 l_{крв}) + 0,433F_{rci}/(s l_{крв}), \end{aligned} \quad (2.16)$$

где y – радиальное расстояние от окружности со средним диаметром

$$d_{cp} = 0,5(d_n + d_i) \text{ трубы до рассматриваемой точки сечения; } s = 0,5(d_n - d_i)$$

– толщина стенки трубы.

От радиальной силы F_{rci} на линии ОА (рис. 2.7) развиваются радиальные нормальные напряжения сжатия

$$\sigma_r = -2F_{rci}/(\pi \rho l'_{крв}), \quad (2.17)$$

где ρ – расстояние по линии ОА от точки контакта; $l'_{крв}$ – фактическая длина контакта прижимаемой трубы со стенкой отверстия, т.е. $l'_{крв} = l_{крв} - b_k$, где b_k – суммарная ширина радиальных канавок в стенке отверстия; $l_{крв}$ – длина вальцевания.

В связи с тем, что для среднего сечения ролика (см. также (3.10))

$$F_{rci} = M_{кр0} \operatorname{tg} \gamma (z r_{pc} \sin \alpha_{\theta}). \quad (2.18)$$

выражение (2-16) можно переписать в форме

$$\begin{aligned} \sigma_{\theta I} &= 12[0,358RM_{кр0} \operatorname{tg} \gamma (z r_{pc} \sin \alpha_{\theta}) + M_{кр0}/z]y/(s^3 l_{крв}) + \\ &+ 0,433[M_{кр0} \operatorname{tg} \gamma (z r_{pc} \sin \alpha_{\theta})]/(s l_{крв}) = (M_{кр0}/z) \{ [4,296R \operatorname{tg} \gamma (r_{pc} \sin \alpha_{\theta}) + \\ &+ 12]y/(s^3 l_{крв}) + 0,433 [\operatorname{tg} \gamma (z r_{pc} \sin \alpha_{\theta})]/(s l_{крв}) \}. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Заметим, что $M_{кр0}$ – часть крутящего момента на веретене, затрачиваемая на деформацию трубы.

Из раздела (3.5) следует, корпус вальцовки, а, значит, и труба растягиваются силой

$$F_{осрк} = zF_{tr}tg\gamma + zF_{rci}\mu_{pm} \sin(B+\gamma) + zF_{rci}\mu_{pm} \cos(B+\gamma)\cos(\gamma)/tg(\gamma+B+\rho_k),$$

где $F_{tr} = M_{кр0} z/r_{pc}$, B - угол между векторами сил, действующих на ролик; μ_{pm} - коэффициент трения между роликом и трубой.

Подставив сюда выражение, соответствующее F_{rci} , получим для трубы

$$\begin{aligned} F_{осм} &= M_{кр0}tg\gamma + M_{кр0}tg\gamma(r_{pc}\sin\alpha_8)\mu_{pm}\sin(B+\gamma) + \\ &+ M_{кр0}tg\gamma(r_{pc}\sin\alpha_8)\mu_{pm}\cos(B+\gamma)\cos(\gamma)/tg(\gamma+B+\rho_k) = \\ &= M_{кр0}tg\gamma\{1 + [\mu_{pm}/(r_{pc}\sin\alpha_8)][\sin(B+\gamma) + \\ &+ \cos(B+\gamma)\cos(\gamma)/tg(\gamma+B+\rho_k)]\}. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Если вальцевание осуществляется по схемам рис. 3.1 с учетом наличия втулки, ограничивающей осевое перемещение трубы на опорную поверхность обоймы вальцовки, или после приварки конца трубы, то под действием силы $F_{осм}$ в трубе (рис. 2.10) до прижатия к стенке отверстия доски трубной в зоне контакта втулки 3 и трубы, ограниченной диаметрами d , d_b , будут развиваться контактные напряжения сжатия. В участке трубы от зоны контакта ролика с трубой до втулки в основном будут нормальные напряжения сжатия

$$\sigma_{внк} = 4F_{осм}/[\pi(d^2 - d_b^2)]. \quad (2.21)$$

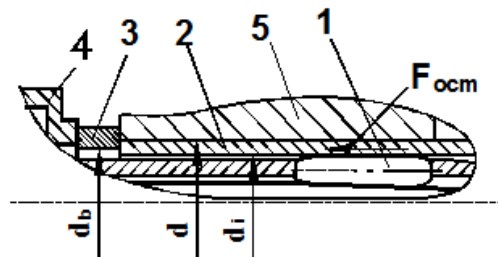


Рис.2.10 Схема продольного сжатия трубы:
1- ролик; 2- труба;
3- втулка; 4- корпус обоймы; 5- доска трубная

Кроме того, в каждое мгновение от сосредоточенной касательной силы, действующей в окружном направлении, $F_{trr} = M_{кр0}z/r_{pc}$ в прилегающих слоях трубы развиваются нормальные напряжения в окружном направлении [27] (рис. 2.11)

$$\sigma_x = -4F_{осм}/[\pi(d^2 - d_i^2)]. \quad (2.22)$$

$$\sigma_{\theta 2} = -2F_{tr}\cos(\theta_i)/(\pi r l'_{крв}). \quad (2.23)$$

Из этой формулы следует, что непосредственно в точке приложения силы в направлении ее действия развиваются максимальные нормальные напряжения, величину которых можно оценить выражением

$$\sigma_{\theta 2} = -2F_{tr} / (\rho \pi l'_{крв}). \quad (2.24)$$

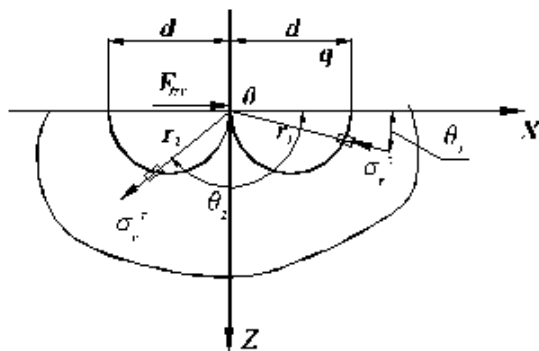


Рис. 2.11 Распределение напряжений при действии сосредоточенной касательной силы

По линии контакта каждого ролика действуют в осевом направлении распределенные касательные силы, равнодействующая которых для каждого ролика равна $F_{осм}/z$. Эти силы приводят к образованию распределенных касательных напряжений, имеющих осевое направление. Учитывая мнение Чичинадзе [160], влиянием касательных напряжений, возникающих от таких сил, по сравнению с действием других сил пренебрежем.

С учетом этого на основе уравнений (2.16) ÷ (2.24), (3.7) ÷ (3.22) была составлена программа расчета [63], [64] максимальной интенсивности напряжений в каждой радиальной точке сечения трубы, вычисляемой в соответствии с условием Губера-Мизеса-Генки (Huber-Mises-Hencky) [96], [153]

$$\sigma_i = 2^{-1/2} [(\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_x)^2 + (\sigma_x - \sigma_\theta)^2]^{1/2}. \quad (2.25)$$

На рис. 2.12 приведены результаты расчета интенсивности напряжений по сечению стенки трубы с помощью разработанной автором программы “ROHR” (приложение № П6), на рис. 2.13- результат ручного вальцевания (см. рис. П4.10), а на рис. 2.14- машинного вальцевания. Расчеты проводились для трубы $\varnothing 16 \times 1,4$ мм из стали 08X18H10T, имеющей предел текучести $\sigma_m = 200$ МПа и среднюю твердость НВ 158 при вальцевании инструментом с параметрами: $d_{pmax} = 4,5$ мм; $d_{вmax} = 6,5$ мм; $z = 3$; $\gamma = 1,5^\circ$; $l'_{крв} = 30$ мм.

Из сравнения этих данных можно отметить, что в начале вальцевания напряжения на внутренней поверхности трубы превышают предел текучести σ_m . При этом веретено внедряется (переменная x на рис. 2.13, линия 1 на рис. 2.14) в трубу. При крутящем моменте $M_{кр} = 1$ Нм на наружной поверхности трубы напряжения не превышают σ_m и труба не прижимается к стенке отверстия. Если $M_{кр} = 2$ Нм, то на наружной поверхности трубы напряжения достигают предела текучести и контакт осуществляется. Результаты эксперимента и расчета сходятся.

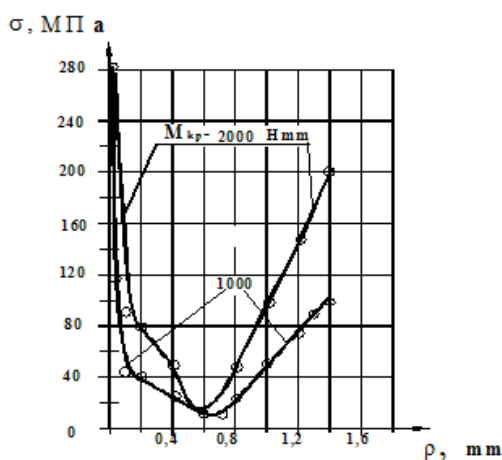


Рис. 2.12. Вальцевание трубы $\varnothing 16 \times 1,4$ из стали 08X18H10T (расчет)

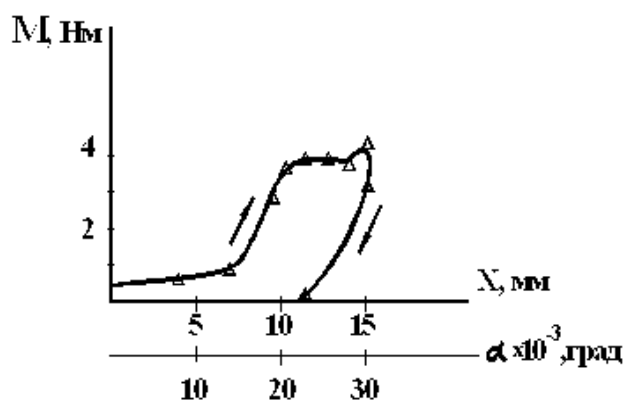


Рис. 2.13. Экспериментальная зависимость изменения крутящего момента при ручном вальцевании трубы $\varnothing 16 \times 1,4$ мм из стали 08X18H10T (x, α - соответственно осевое и угловое перемещения веретена)

Из анализа рис. 2.12 видно, что при $\rho \leq 0,1$ мм, т.е. в зоне, прилегающей к роликам, металл трубы «течет». Это явление имеет место практически для всех значений крутящего момента. Только толщина такой зоны будет разной. При малых значениях $M_{кр}$ будет происходить деформация микронеровностей, а с увеличением крутящего момента, станет расти толщина зоны пластической деформации участков внутренней поверхности трубы и вследствие вращения ролика часть такого металла будет выдавливаться к поверхности доски трубной, на которую опирается обойма вальцовки. Такой факт всегда имеет место при вальцевании по схеме на рис.3.1,а.

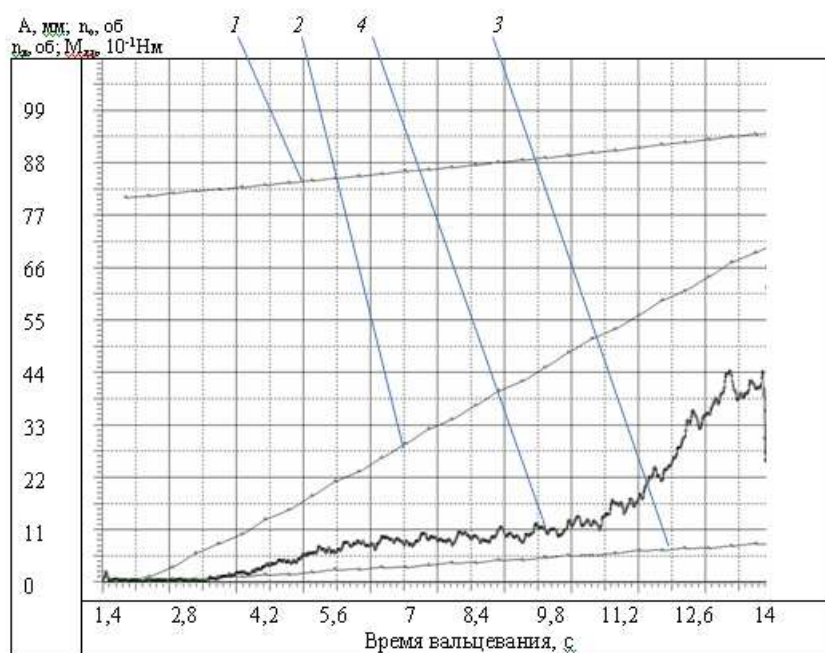


Рис.2.14. Оциллограмма механического вальцевания трубы $\varnothing 16 \times 1,4$ из стали 08X18H10T в ложементе с отверстием $\varnothing 16,4$ мм при $M_{кр} = 4,4$ Нм, $n = 400$ об/мин вальцовкой ИН 6679/В:

1 – перемещение каретки с заготовкой (А) за время вальцевания, мм; 2 – количество оборотов веретена ($n_в$) за время вальцевания, об; 3 – количество оборотов корпуса ($n_о$) за время вальцевания, об; 4 – крутящий момент при вальцевании ($M_{кр}$), дНм

При этом в зоне внутренней поверхности трубы образуется конусообразный нарост, свидетельствующий также о значительных осевых силах, направленных в сторону сварного шва.

Из рис. 2.12 видно, что в то мгновение, когда $M_{кр} \geq 2$ Нм, напряженное состояние наружных слоев соответствует работе за пределами упругости, а напряжения слоев, прилегающих к нейтральной линии, в это же время не превышает предела упругости. Однако в следующие мгновения начинается цепная реакция, быстрого повышения интенсивности напряжений в стенке, поскольку наружный слой из-за того, что он «потек», практически не воспринимает нагрузку, и она перекладывается на ниже лежащие. Это явление, подобное уменьшению толщины стенки, при наличии растягивающей силы в конечном итоге ведет к повышению интенсивности напряжений по всему остающемуся сечению трубы. Поэтому практически одновременно с изгибом происходит и удлинение в окружном направлении стенки трубы.

Следует также отметить, что трубы, приходящие на сборку теплообменного аппарата, имеют своеобразную картину распределения остаточных напряжений, зависящую от глубины залегания слоя.

Исследования показали, на внутренней поверхности трубы чаще всего имеют место окружные напряжения сжатия, а наружной могут быть как окружные напряжения сжатия, так и растяжения. При этом часто твердость слоев, прилегающих к наружной поверхности выше, чем у внутренней поверхности. Так, например, в трубе $\varnothing 16 \times 3$ сталь 10X2M было обнаружено, что в зоне, прилегающей к внутренней поверхности трубы, твердость составляет 145 HV5 (здесь уменьшенное количество перлитных зерен), а к наружной поверхности – 158...162 HV5. При исследовании механических свойств получено: предел текучести составляет 385 МПа, предел прочности- 506 МПа.

В работах [93], [94], [99] с изменением твердости связывают и изменение предела текучести σ_m . Например, авторы [93], [94] для сталей типа 20, 12ХМФ, 12Х18Н9Т, т.е. материалов, используемых для изготовления теплообменных труб, используют, соответственно, соотношения $\sigma_m = 0,333\text{HB}$, $\sigma_m = 0,383\text{HB}$. Учитывая это, можно утверждать, что если у наружной поверхности трубы наблюдается повышенная твердость, то слои, прилегающие к этой поверхности, имеют более высокий предел текучести. Отмеченное, в свою очередь, приведет к тому, что в процессе роликового вальцевания внутренние слои трубы будут выдавливаться в сторону поверхности доски трубной, на которую опирается обойма вальцовки, а увеличения диаметра наружной поверхности трубы не произойдет. Следовательно, в таком случае процесс вальцевания трубы не будет реализован. Для указанных труб такой факт был экспериментально выявлен. При этом на торце трубы в зоне, прилегающей к внутренней поверхности, образовывался конусообразный наплыв.

Таким образом, из изложенного следует, что при вальцевании свободная труба упругопластически изгибается в зонах контакта с роликами. Причем сначала деформируются только участки под роликами внутренней поверхности, а затем по достижении требуемого крутящего момента и наружной. При этом напряженное состояние в указанных зонах в процессе

изгиба становится таковым, что упругопластический изгиб затем, вероятно, переходит в чисто пластический и при этом одновременно происходит удлинение в окружном направлении слоев металла трубы. Характер изгиба зависит от свойств металла трубы.

Затраты крутящего момента на пластическую деформацию трубы можно оценить еще одним способом. Схему сил, действующих в каждый момент времени на участок трубы, можно привести к рис. 2.15.

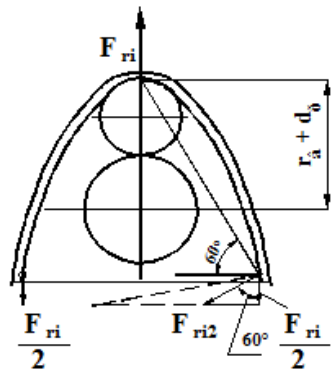


Рис.2.15
Схема действия сил на свободную трубу при вальцевании 3-х роликовым инструментом

В каждый момент времени один из роликов воздействует на трубу с усилием $F_{ri} = F_{rci}$ [55] (см. также раздел (3.10)), которое приводит к изгибу участка трубы, расположенного между остальными двумя роликами (для 3 – роликовой вальцовки). Реакции сил по краям участка равны $F_{ri}/2$. Если допустить, что между роликами участок трубы близок по величине и положению стороне равностороннего треугольника, то от указанной реакции возникает составляющая F_{ri2} , которая приводит к изгибающему моменту $M_u = F_{rci} * a$, где $a = 2 * 0,866(r_{вс} + d_{pc})$; $r_{вс}$, d_{pc} - средние значения радиуса веретена и ролика.

Из треугольника сил следует $F_{ri2} = F_{rci} / (2 \sin 30^\circ) = F_{ri}$.

Тогда изгибающий момент равен $M_u = F_{rci} * 2 * 0,866(r_{вс} + d_{pc}) = 0,866 d_i F_{rci}$, где d_i - диаметр развальцованного участка.

Учитывая выше приведенные значения, получим выражение для изгибающего момента в сечении участка

$$M_u = \sin \chi (z r_{pc} \operatorname{tg} \alpha_e)^{-1} M_{кр} 0,866 d_i. \quad (2.26)$$

В работе [102] говорится, что изгиб может быть чистопластическим с упрочнением, чисто пластическим без упрочнения, упругопластическим без упрочнения.

Положим, что при вальцевании труб имеет место чисто пластический изгиб без упрочнения. Тогда изгибающий момент для прямоугольного сечения согласно [102] равен

$$M_u = 1,5W\sigma_m = 1,5l'_{кр} s^2 \sigma_m / 6. \quad (2.27)$$

Здесь σ_m – предел текучести материала трубы; s – толщина стенки трубы.

Подставим параметры выше примененной вальцовки в (2.26) и (2.27)

$$M_u = 0,0262(3*2,11/60)M_{кр} 13,5*0,866 = 2,9M_{кр};$$

$$M_u = 1,5*32*1,4^2 200 / 6 = 3136 \text{ Нмм}.$$

Таким образом, чтобы выше рассмотренная труба деформировалась, крутящий момент на хвостовике веретена должен быть равен

$$M_{кр} = 3136 / 2,9 = 1081,4 \text{ Нмм} = 1,08 \text{ Нм}.$$

Сравнивая этот результат с кривыми на рис. 2.13 и рис. 2.14, характеризующими изменение крутящего момента $M_{кр}$ в процессе вальцевания, видим, что начало интенсивного роста $M_{кр}$ находится в окрестности значений $M_{кр} = 1-2 \text{ Нм}$, т.е. результаты эксперимента и расчета по формуле (2.27) имеют сходимость. Если в зоне контакта роликов и трубы участок последней будет располагаться не по хорде, а по некоторой дугообразной кривой, то, как показано на рис. 2.15 пунктиром, составляющая реакции, вызывающая изгиб участка трубы, станет еще больше, а необходимый для изгиба крутящий момент окажется меньше.

Вариант чисто пластического изгиба трубы подходит для достаточно пластичных труб. В случае использования материалов с более высокими показателями прочности следует использовать другие формулы. Можно, например, в (2.27) ввести коэффициент $k_{чп}$, учитывающий степень чистопластичности, тогда изгибающий момент для трубы будет

$$M_u = 1,5l'_{кр} s^2 k_{чп} \sigma_m / 6. \quad (2.28)$$

В этой формуле $k_{\text{уп}} = 1$ для труб, материал которых подобен 08X18H10T. В случае более жестких труб $k_{\text{уп}} > 1$.

2.6. Механизм деформации после первого устойчивого контакта между трубой и стенкой отверстия

Анализ результатов опытных и производственных испытаний позволяет сделать предположение о механизме прижатия трубы к стенке отверстия, обоснование которого изложено ниже.

В процессе вальцевания труба постепенно раздается и в некоторое мгновение происходит в z - точках контакт трубы со стенкой отверстия. Здесь z – число роликов вальцовки. Такой процесс поясняется рис. 2.16 для 3-х роликовой вальцовки.

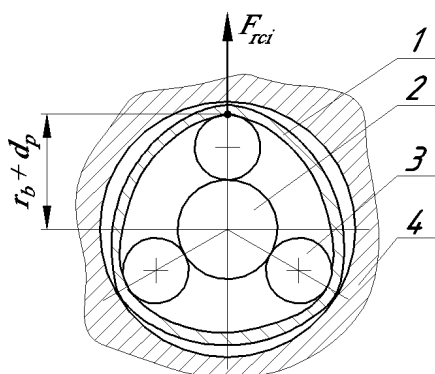


Рис.2.16
Ориентировочный профиль трубы при первом ее касании стенок отверстия: 1-труба; 2-веретено; 3- ролик; 4- доска трубная.

После 1-го касания и дальнейшего качения роликов из-за упругости трубы контакт нарушается. Поскольку положение обоймы вальцовки, т.е. корпуса, где размещен упорный подшипник, относительно трубы не изменяется, а труба обычно закреплена от проворачивания, то через период вращения ролики опять попадают в зоны, находящиеся в окрестностях точек 1-го касания. Из-за осевого смещения конического веретена радиальное усилие и потребляемый крутящий момент возрастают. Это обстоятельство приводит к тому, что в некоторое мгновение после окружного смещения роликов контакт в z - точках не нарушается. Одной из причин данного явления может быть адгезионное схватывание.

После образования устойчивого контакта трубы со стенкой отверстия в процессе вальцевания возникают новые условия, ведущие к изменению напряженного состояния в стенке трубы и ее деформации. Если в свободной трубе, т.е. не прижатой к стенке отверстия, каждый ролик 3-х роликовой вальцовки деформировал $2/3$ окружности трубы, то после устойчивого контакта в 3- точках каждый ролик будет воздействовать на $1/3$ окружности трубы. Такую ситуацию можно представить рис. 2.17.

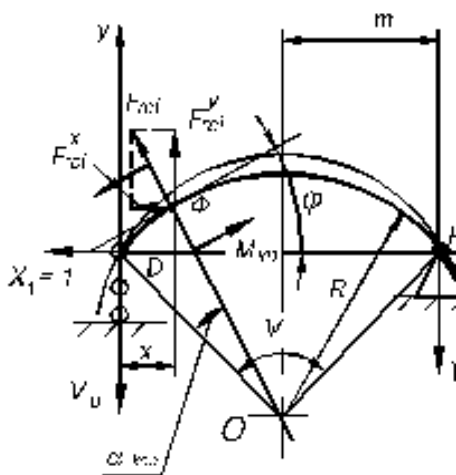


Рис. 2.17. Положение участка трубы после первого устойчивого прижатия в 3-х точках к стенке отверстия для 3-х роликовой вальцовки

Здесь применены следующие обозначения [55], [56]: $\alpha_{кор}$ – 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 в точке Φ и хордой DK ; $\psi < 90$ угол для дуги окружности большего радиуса, нежели радиус отверстия.

Необходимость учета крутящего момента на веретене M_{kpz0} , действующего на ролики, была рассмотрена выше.

Для обоснования предполагаемого механизма вальцевания решим задачу по исследованию изменения напряженного состояния участка трубы DK . В качестве расчетной модели принимаем криволинейную балку с перерезанной упругой связью по хорде DK (рис. 2.17). Такая задача относится к статически неопределимой. Используем расчетный метод – метод сил.

Примем следующие допущения.

Предполагаем, что материал трубы пластически деформируется. Касательными напряжениями пренебрегаем.

В таком случае в соответствии с условием Губера – Мизеса – Генки интенсивность напряжений в точке превышает предел текучести σ_m . То есть

$$\sigma_i = 2^{-1/2} [(\sigma_\theta - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_x)^2 + (\sigma_x - \sigma_\theta)^2]^{1/2} \geq \sigma_m, \quad (2.29)$$

где σ_θ и σ_r – нормальные напряжения в окружном и радиальном направлениях соответственно.

Взаимное смещение разреза хорды для основной системы принимаем равное нулю.

В решении задачи вектор радиальной силы F_{rci} рассматриваем как геометрическую сумму проекций по оси y

$$F_{rci}^y = F_{rci} \cos \varphi \text{ и по оси } x - F_{rci}^x = F_{rci} \sin \varphi. \text{ При этом } \varphi = 0,5\psi - \alpha_{кор}.$$

Решение задачи приводим применительно к следующим исходным данным: вальцуемая труба – труба $\varnothing 16 \times 1,5$ мм; радиус контакта дуги ДК наружной поверхности – $R = 8,9$ мм, длина хорды – $DK = 14$ мм. Данные взяты по результатам графического анализа контакта дуги наружной поверхности трубы.

Площадь сечения изгибаемого участка трубы $f = \delta l_{крв}$; геометрический момент инерции $J = l_{крв} \delta^3 / 12$, где δ , $l_{крв}$ – соответственно, толщина стенки трубы и длина вальцевания.

Для решения были построены графики $y(\varphi)$, $x(\varphi)$, из которых получены аппроксимирующие выражения

$$y = 3,05 - 0,00146\varphi^2; \quad x = 5,51 - 8,16\varphi, \quad (2.30)$$

где y и x – координаты точки на дуге ДК (см. рис. 2.17).

Перемещение по дуге ДК определялось выражением

$$s = R(0,5\psi - \varphi), \text{ то } ds = -Rd\varphi.$$

Изложим ход решения данной задачи.

Решение искалось для 3-х силовых факторов, вертикальной F_{rci}^y , горизонтальной F_{rci}^x составляющей F_{rci} и крутящего момента M_{kpz} , действующих на трубу от одного ролика. Затем результаты, суммировались.

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

$$\delta^y_{11}X_I^y + \Delta_{IF}^y = 0; \delta^x_{11}X_I^x + \Delta_{IF}^x = 0; \delta^M_{11}X_I^M + \Delta_{IM} = 0, \quad (2.31)$$

где X_I^y , X_I^x , X_I^M – неизвестные горизонтальные силы при действии только F_{rci}^y или F_{rci}^x или M_{kpz} ; $\Delta_{IF}^y, \Delta_{IF}^x, \Delta_{IM}$ – перемещения по направлению, соответственно, X_I^y для F_{rci}^y , X_I^x для F_{rci}^x , X_I^M для M_{kpz} ; δ^y_{11} – взаимное смещение сечений разреза по направлению X_I^y от $X_I^y = 1$; δ^x_{11} – взаимное смещение сечений разреза по направлению X_I^x от $X_I^x = 1$; δ^M_{11} – взаимное смещение сечений разреза по направлению X_I^M от $X_I^M = 1$.

Следует отметить, что изгибающий момент от единичной силы будет $\bar{M}_1 = y$; поперечная сила- $\bar{Q}_1 = \sin \varphi$; продольная сила- $\bar{N}_1 = \cos \varphi$.

Поскольку взаимное смещение сечений разреза по направлению единичных сил X_{Iy} , X_{Ix} , X_{IM} определяется выражением

$$\delta_{11} = \int_0^s \bar{M}_1^2 (EJ)^{-1} ds + \int_0^s \bar{N}_1^2 (Ef)^{-1} ds + 2m/(Ef),$$

где для всех сил слагаемые одинаковы, то

$$\delta^y_{11} = \delta^x_{11} = \delta^M_{11} = \delta_{11} = -R(EJ)^{-1} \int_{\varphi_D}^{\varphi_K} y^2 d\varphi - R(Ef)^{-1} \int_{\varphi_D}^{\varphi_K} \cos^2 \varphi d\varphi + 2m/(Ef). \quad (2.32)$$

При вычислении величин $\Delta_{IF}^y, \Delta_{IF}^x, \Delta_{IM}$ хорда ДК разбивалась на два участка, определяемых координатой точки Φ , которая в свою очередь зависит от угла поворота $\alpha_{кор}$ корпуса вальцовки. При этом $x_\Phi = 5,51 - 8,16\varphi_\Phi$, $y_\Phi = 3,05 - 0,00146\varphi_\Phi^2$. Значения на 1-м участке вычислялись для углов φ в интервале $(\varphi_D, \varphi_\Phi)$, а на 2-м участке – в интервале углов $(\varphi_\Phi, \varphi_K)$. Затем результаты алгебраически складывались. Здесь нижний индекс означает, что рассматривается угол φ в точках D, или Φ , или K.

Для нахождения эпюр значения нормальных сил от растяжения на 1-м и 2-м участках дуги вычислялись с помощью формул

$$N_i(x_1) = F_i t_i; N_i(x_2) = F_i w_i, \quad (2.33)$$

где $i = 1, 2, 3$; $F_1 = F_{rci}^y$; $t_1 = \sin(\varphi)(\psi - \alpha_{кор})/\psi$; $F_2 = F_{rci}^x$; $t_2 = \cos(\varphi)(\psi - \alpha_{кор})/\psi$; $F_3 = M_{кр}$; $t_3 = 0$; $w_1 = (\alpha_{кор}/\psi) \sin(\varphi)$; $w_2 = (\alpha_{кор}/\psi) \cos(\varphi)$; $w_3 = 0$.

После подстановки соотношений (2.30) в формулы

$$M_i(x_1) = F_i u_i / (2m), M_i(x_2) = F_i v_i, \quad (2.34)$$

$$X_i = -\Delta_{Ii} / \delta_{I1}, \quad (2.35)$$

где $u_1 = (2m - x_\phi)x_1$; $u_2 = x_1 y_\phi$; $u_3 = x_1$; $v_1 = x_\phi[x_2/(2m) - 1]$; $v_2 = y_\phi[x_2/(2m) - 1]$; $v_3 = [x_2/(2m) - 1]$; $\Delta_{I1} = \Delta_{IF^y}$; $\Delta_{I2} = \Delta_{IF^x}$; $\Delta_{I3} = \Delta_{IM}$, $X_1 = X_1^y$; $X_2 = X_1^x$; $X_3 = X_1^M$,

подинтегральные выражения

$$\Delta_{Ii} = \sum_{(s)} \int y M_i (EJ)^{-1} ds + \sum_{(s)} \int \cos \varphi N_i (Ef)^{-1} ds; \quad (2.36)$$

были представлены в форме степенных алгебраических многочленов. Это позволило с помощью разработанной автором программы для ПЭВМ вычислить интегралы и определить для любого угла поворота $\alpha_{кор}$ корпуса вальцовки величины Δ_{IF^y} , Δ_{IF^x} , Δ_{IM} — перемещений по направлению действия силовых факторов, соответственно, F_{rci}^y , F_{rci}^x , $M_{кр}$. При этом основная система, например для силы F_{rci}^y , получена из рис. 2.17 удалением двух других силовых факторов, т.е. F_{rci}^x , $M_{кр}$. Подобным образом действовали при рассмотрении воздействия других силовых факторов.

Определением сил X_{Iy} , X_{Ix} , X_{IM} статическая неопределимость была разрешена. Уравнения изгибающих моментов действующих сил для каждого варианта определялись с помощью выражений

$$M_{ui}(x_1) = X_i y + F_i v_i x_1; \quad (2.37)$$

$$M_{ui}(x_2) = X_i y + F_i v_i x_2 + F_i \omega_i, \quad (2.38)$$

где $v_1 = -(2m - x_\phi)/(2m)$; $v_2 = y_\phi/(2m)$; $v_3 = 1/(2m)$; $\omega_1 = x_2 - x_\phi$; $\omega_2 = y_\phi - y$; $\omega_3 = -1$.

Тангенциальное нормальное напряжение в сечении криволинейной балки вычислялось для точки Φ по формуле

$$\sigma_{\theta} = 12[M_{u1}(x_{\phi}) + M_{u2}(x_{\phi}) + M_{u3}(x_{\phi})]y_c / (\delta^3 l'_{крв}) + 2F_{rci}(\cos \varphi_{\phi} \sin \varphi_{\phi})/f, \quad (2.39)$$

где y_c - расстояние от нейтральной линии балки.

Радиальное нормальное напряжение в зоне контакта вычислялось по формуле [27], [79], [107]

$$\sigma_r = -2 F_{rci} / (\pi \rho l'_{крв}), \quad (2.40)$$

где ρ – расстояние от точки контакта ролика и трубы; $l'_{крв}$ – фактическая длина контакта ролика и трубы.

Касательными напряжениями из-за малости пренебрегали.

Перемещение точки контакта трубы и ролика вычислялось для F^y_{rci} и F^x_{rci} , т.е. определяли y_y, y_x . Суммарный прогиб вычислялся по формуле

$$y = (y_y^2 + y_x^2)^{1/2}.$$

В соответствии с теоремой Кастильяно находили

$$y_y = \partial U / \partial F^y_{rci} = \int_0^s M(x) (\partial M / \partial F^y_{rci}) (EJ)^{-1} ds + \int_0^s N_F^y(x) (\partial N_F^y / \partial F^y_{rci}) (EJ)^{-1} ds; \quad (2.41)$$

$$y_x = \partial U / \partial F^x_{rci} = \int_0^s M(x) (\partial M / \partial F^x_{rci}) (EJ)^{-1} ds + \int_0^s N_F^x(x) (\partial N_F^x / \partial F^x_{rci}) (EJ)^{-1} ds. \quad (2.42)$$

При этом $\partial M_x(x_j) / \partial F^y_{rci}, \partial M_x(x_j) / \partial F^x_{rci}, \partial N^y_F(x_j) / \partial F^y_{rci}, \partial N^x_F(x_j) / \partial F^y_{rci}$ определялись из формул (2-33), (2-37), (2-38), а значения $\partial X_j^y / \partial F^y_{rci}; \partial X_j^x / \partial F^x_{rci}$ вычислялись с учетом формул (2-31) и (2-35). Здесь индекс $j=1$ соответствовал интервалу $(\varphi_D, \varphi_{\phi})$, а индекс $j=2$ соответствовал интервалу $(\varphi_{\phi}, \varphi_K)$.

На основании вычислений для разных углов поворота корпуса вальцовки по формулам (2.29) ÷ (2.42) с помощью разработанной автором программы вычислений «PROFTR» (приложение № П7) были построены графики изменения интенсивности напряжений (рис. 2,18,а,б) и график

возможной радиальной деформации стенки трубы в точке приложения силы F_{rci} на дуге DK (рис. 2.18,в).

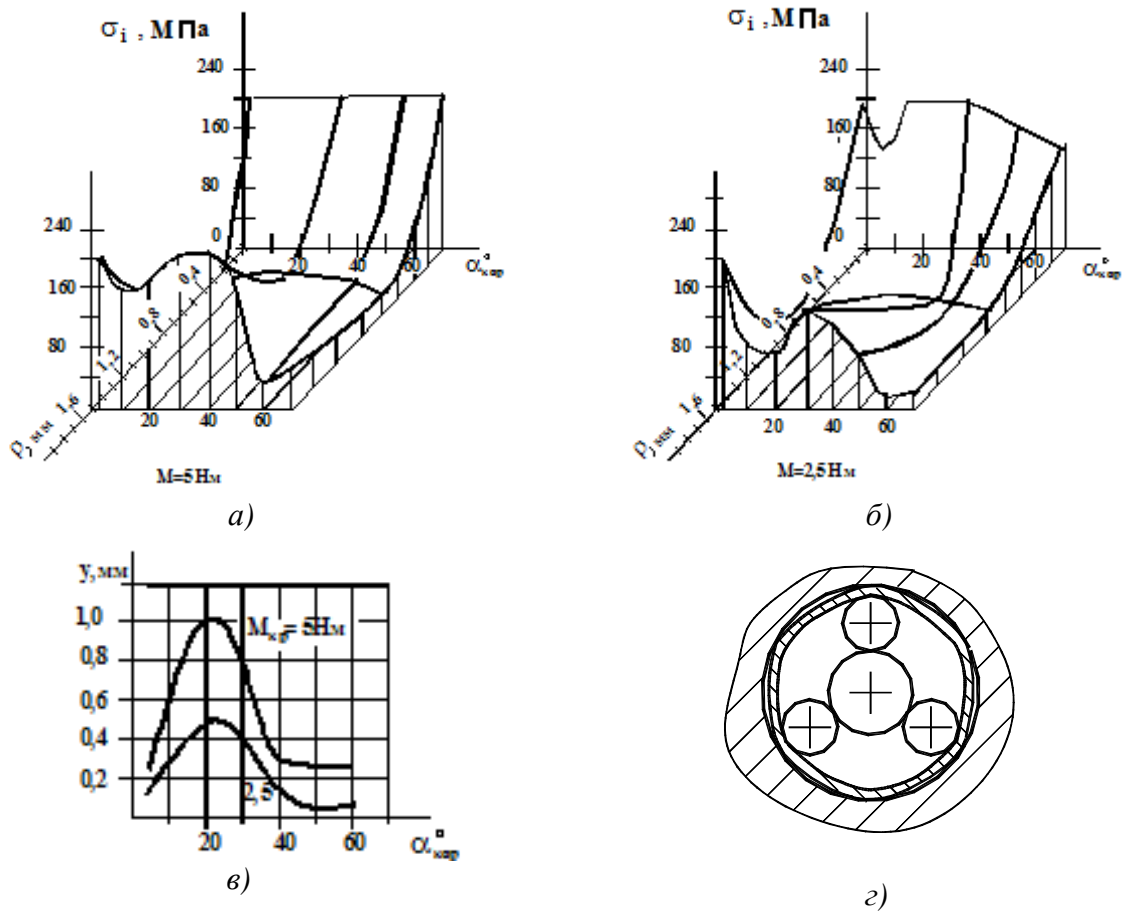


Рис. 2.18. Изменение напряженно-деформированного состояния трубы при вальцевании: а, б) изменение интенсивности напряжений σ_i в стенке трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ при вальцевании с разными крутящими моментами; в) изменение радиальной деформации при вальцевании с разными крутящими моментами; г) новый профиль трубы

Впервые полученные результаты [55], [56] показывают, что в наружных слоях стенки трубы во время вращения корпуса вальцовки интенсивность напряжений достигает максимума вблизи точки D, от которой начинается деформация рассматриваемого участка, и примерно в середине дуги DK. На внутренней поверхности трубы практически на всех режимах интенсивность напряженности равна или превышает предел текучести материала. Деформация трубы в точке приложения силы F_{rci} достигает максимума при угле поворота корпуса $\alpha_{корп} = 20 \dots 25^\circ$. Очевидно радиальная деформация $y \approx 1$ мм невозможна. Но это означает, что при крутящем

момент $M_{кр} = 2,5$ Нм в интервале $10^\circ \leq \alpha_{кор} \leq 35^\circ$ будет прижатие трубы к стенке отверстия, а за пределами указанного интервала контакта нет.

Следовательно, для данной трубы вальцевание с ограничением крутящего момента величиной $M_{кр} = 2,5$ Нм не обеспечивает полного (по всей окружности) контакта трубы и стенки отверстия. Если же крутящий момент в процессе вальцевания ограничивается величиной $M_{кр} = 5$ Нм, то в этом случае обеспечивается лучшее, но не полное, прилегание трубы к стенке отверстия.

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.

Кроме того, в проводимых на ПАО «ЗиО-Подольск» испытаниях на герметичность пузырьковым методом (рис.П8.6) моделей, содержащих 19 (для труб 25x1) или 37 (для труб 16x1,5) узлов крепления, собранных только однократным роликовым вальцеванием, когда раздача соответствовала требованиям нормативных документов, в одном или двух отверстиях практически всегда имелась микротечь (см. рис.П5.7, П5.8).

Таким образом, сделанное предположение о процессе деформации трубы во время роликового вальцевания имеет подтверждение результатами численного и физического моделирования.

Проведенные исследования подтверждают также один из выводов статьи [138] и работы Терехова [137], что контроль качества вальцевания только по раздаче трубы дает неправильную информацию о качестве закрепления. Здесь кроме раздачи необходимо знать и величину радиального нормального напряжения в зоне контакта трубы и стенки отверстия, которое можно оценить при знании крутящего момента, параметров вальцовки и трубы по формуле, выведенной ниже и впервые приведенной в [138].

2.7. Особенности гидрораздачи

Основы теории гидравлической раздачи теплообменных труб изложены в работе [85], где на основе известных уравнений, например [153], и условия текучести Мизеса определяются требуемое контактное давление и условия сцепления трубы с доской трубной. При этом расчеты ведутся с использованием предела текучести трубы, хотя в процессе деформации напряжения в ее стенке обычно превышают предел текучести.

Опыт применения и выполнения в последние годы исследований показали, что в настоящее время имеются вопросы, знание ответов на которые весьма важны для производства.

Так в статье [25] в процессе цифрового моделирования гидрораздачи с использованием контактных элементов (CONTACT 172 и TARGE 169) изучалась радиальная и осевая деформация трубы. Авторами [25] наряду с результатами, имеющими хорошую сходимость с практическими данными, получено также, что осевая деформация трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ длиной 160 мм после гидрораздачи может составлять значительную величину. На практике такого не наблюдалось.

В связи с этим диссертант совместно с Тереховым В.М. осуществил цифровое исследование процесса гидрораздачи [141]. Разработка математической и цифровой модели базировалась на следующих соображениях.

1. Напряженное состояние трубы и трубной доски является согласно классификации Феодосьева В.И. простым, когда можно в рассмотрение вводить лишь деформации и напряжения, действующие по главным направлениям относительно оси трубы: радиальном, окружном и осевом.

2. Деформации и напряжения в трубе и доске подчиняются обобщенному закону Гука.

При разработке цифровой модели учитывались уравнения движения гидросистемы, включающей насос объемного типа, дроссель, масляную

напорную магистраль, шток и высоконапорную камеру, объем металла участка трубы ($\varnothing 16 \times 1,5$) с начальной длиной $l = 160$ мм принимался неизменным.

$$\begin{aligned}
 \sigma_i &= 2^{-0,5} [(\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_m)^2 + (\sigma_m - \sigma_t)^2]^{0,5} \\
 E_i &= d\sigma_i / d\varepsilon_i. \\
 \varepsilon_r &= dw / dr = E^{-1}_i [\sigma_r - \mu(\sigma_m + \sigma_t)], \\
 \varepsilon_t &= w/r = E^{-1}_i [\sigma_t - \mu(\sigma_m + \sigma_r)], \\
 \sigma_r &= P_g (u^2_{1-} - 1)^{-1} [1 - (b/r)^2], \\
 \sigma_t &= P_g (u^2_{1-} - 1)^{-1} [1 + (b/r)^2], \\
 Q_n &= v_f + Q_y + Q_{dp} + V_g \int_{pg}^1 dP_g / dt, \\
 P_g f &= M dv / dt + P_s f_s + h v, \\
 v f_s &= \int_{pg}^1 V_g dP_g / dt + dV_m / dt, \\
 dV_m / dt &= 2\pi L_p a da / dt. \\
 \Delta L_p &= 2L_p (a \Delta a - b \Delta b) / (b^2 - a^2),
 \end{aligned} \tag{2.43}$$

Поведение всей установки в динамике изучалось посредством решения на ПЭВМ методом Рунге-Кутты (приложение №П8) системы дифференциальных уравнений (2.43), в которой применены следующие обозначения: σ_t , σ_r , σ_m – соответственно окружное, радиальное и осевое напряжения; ε_i – интенсивность деформации; ε_r и ε_t – соответственно, относительные радиальная и окружная деформации; μ – коэффициент Пуассона; r – радиус; w – радиальная деформация, P_g – давление раздачи; $u_{1-} = b/a$; b , a – наружный и внутренний диаметры трубы; Q_n – расход насоса; Q_y , Q_{dp} – расходы на утечки и через дроссель; f , v – соответственно, площадь и скорость движения жидкости в гидросистеме; f_s – площадь высоконапорного штока; V_g , \int_{pg}^1, P_g – соответственно, объем, приведенный модуль упругости масла и давление в напорной магистрали; M – масса движущихся частей; h – коэффициент потерь на трение, пропорциональных скорости движения поршня; dV_m / dt – скорость изменения внутреннего объема трубы, V_g , \int_{pg}^1 – соответственно, объем и модуль упругости жидкости

в раздаваемой трубе; L_p – сокращение длины раздаваемой трубы; E_i – обобщенный модуль упругости.

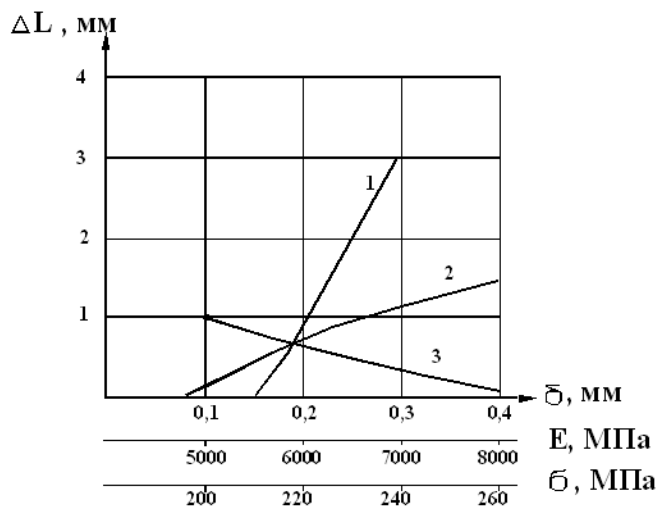


Рис.2.19

Сокращение длины трубы в зависимости от зазора δ (1), модуля упругости E_y (2) и предела текучести σ_T

Некоторые результаты численного решения системы (2.43) приведены на рис. 2.19. Из них, в частности, следует, что с увеличением зазора между трубой и трубной доской сокращение длины возрастает. Однако для заданных параметров при зазоре меньшем 0,17 мм наблюдается увеличение длины трубы. Если модуль упругости E_y материала трубы возрастает, то труба сокращается больше. При повышении предела текучести материала труба сокращается меньше. Для трубы $\varnothing 16 \times 1,5$; $\mu=0,3$; $\sigma_m=180-250$ МПа; $L_p=160$ мм; $E_y=4000..8000$ МПа в основном имело место сокращение длины до 0,3 мм.

Эти результаты оказались сходимыми с практическими наблюдениями. (Из табл. 5.2 следует, что даже после взрыва осевая деформация трубы меньше, чем после роликового вальцевания).

Другой проблемой гидрораздачи стало устранение радиального зазора в соединении. Авторы [25] показали, что для труб $\varnothing 16 \times 1,5$ овальность отверстия до 0,2 мм не влияет на качество прилегания трубы. Однако, как следует из практического опыта, гидрораздача не обеспечивает требуемую герметичность и прочность соединения (рис. П5.8, П5.16). Причина такого расхождения заключается в наличии на поверхности отверстия других

отклонений от концентрической формы, а также в неравномерности свойств трубы и ее напряженного состояния.

Поверхность отверстия нередко имеет неровности с радиусом, существенно меньшим внутреннего радиуса трубы [14], [16], [105]. Причина - вибрация режущего инструмента, неравномерные свойства материала, колебания, возникающие в процессе резания. Наружная поверхность трубы также имеет неровности, обусловленные сходными причинами..

Кроме того, из-за неравномерных свойств металла труба деформируется тоже неравномерно. В совокупности изложенные факторы должны неизбежно при контакте поверхностей приводить к появлению неплотностей, ведущих к недостаточной герметичности и прочности (рис.П5.7, П5.8, П5.16). Чтобы труба плотно прилегла к углублению радиусом r_0 в стенке отверстия необходимо в оболочке, развить напряжения, превышающие предел текучести. При этом в соответствии с уравнением Лапласа [153] давление раздачи должно превышать $P_i \geq \sigma_{tt} h / r_0$, где σ_{tt} – напряжение, при котором «течет» труба.

Для трубы с радиусом h такое же соотношение записывается в форме $P_i \geq \sigma_{tt} h / b$.

В случае, если $\sigma_{tt} = \sigma_{tt1}$, то должно выполняться неравенство $P_i \geq P_{i1} b / r_0$. Если же допустить, что эти уравнения справедливы и для участков с неплотным прилеганием, то давление, при котором «текут» наружные волокна $P_i = \sigma_{tt} [b^2 (b-h)^{-2} - 1]$.

Здесь уменьшение наружного радиуса при неизменной толщине h аналогично стремлению b к h , а значит, в этом случае P_i стремится к бесконечности.

Изложенные соображения свидетельствуют о необходимости существенного, практически на порядок по сравнению с расчетом для гладкой трубы, повышения давления раздачи, обеспечивающим требуемую герметичность соединения. Однако в этом случае неизбежна пластическая деформация перемычки доски. Поэтому без специальных способов

обработки поверхностей отверстия и трубы трудно обеспечить высокую герметичность рассматриваемого соединения.

К выше рассмотренным дефектам следует также отнести овальность отверстия в доске трубной.

На качество прилегания трубы к ложементу оказывает влияние технологическая наследственность, возникающая при ее изготовлении. Обычно теплообменные трубы изготавливаются методом поперечно-винтовой прокатки. В поступающих на сборку трубах очень часто видны следы такой обработки. Это означает, что тело трубы состоит из множества спиралевидных слоев. Под действием гидростатического давления, действующего на внутреннюю поверхность, труба на всей длине гидрораздачи из-за таких слоев не сможет равномерно деформироваться. У нее образуется сложный изгиб. Чем больше длина узла крепления, тем сильнее окажется этот дефект.

На процесс гидрораздачи влияют также физические процессы, протекающие при сжатии жидкости до высокого давления, когда объемный модуль упругости жидкости оказывается в сильной зависимости от давления. Эти вопросы изучались рядом исследователей [90]-[92], [122-124], [127], [156], [157], а также диссертантом [121].

Изложенные сведения свидетельствуют, что предложенные авторами [85] уравнения не позволяют гарантировать качественного закрепления трубы, поскольку не учитывают ряд факторов.

Отмеченные особенности привели к достаточно сложной запатентованной с участием диссертанта технологии [142] закрепления труб с использованием гидрораздачи, которая включает подвальцовку роликовым инструментом на глубину до 6 мм, обварку по торцу, гидрораздачу на большую часть длины узла крепления, роликовое вальцевание начального и выходного участков трубы.

2.8. Определение контактного напряжения между трубой и стенкой отверстия после операции гидрораздачи

Рассмотрим процесс гидрораздачи при закреплении трубы в решетке, у которой начальный диаметр отверстий $d_{i0} = 16,3$ мм, а диаметр эквивалентной втулки $D_0 = 24,3$ мм. Труба изготовлена из стали 08X18H10T. Диаграмма растяжения приведена на рис. 1.6.

Доска изготовлена из стали 22 К, условный предел текучести которой составляет $\sigma_m = 520$ МПа.

Под действием давления $p = 350$ МПа жидкости труба прижимается к стенке отверстия доски. При этом часть давления

$$p_{mm} = 0,5 * \sigma_{mm} [(8/6,5)^2 - 1] = 97,8 \text{ МПа.}$$

затрачивается на пластическую деформацию трубы. В этом случае эквивалентная втулка увеличивается в своих размерах.

Внутренний ее диаметр возрастает [153] на

$$\Delta d_{20} = 2 (p - p_{mm}) [(1 - \mu)r_{20}^3 + (1 + \mu)r_{20}r_{2n}^2] E^{-1} / [r_{2n}^2 - r_{20}^2] = 0,068 \text{ мм,} \quad (2.44)$$

а наружный - на

$$d_{2n} = 2 (p - p_{mm}) [(1 - \mu)r_{20}^2 r_{2n} + (1 + \mu)r_{20}^2 r_{2n}] E^{-1} / [r_{2n}^2 - r_{20}^2] = 0,071 \text{ мм} \quad (2.45)$$

Коэффициенты Пуассона здесь приняты, равными 0,3.

Средние начальные диаметры эквивалентной втулки и трубы соответственно равны $D_{cp} = (16,3 + 24,3)/2 = 20,3$ мм; $d_{cp} = (16 + 13)/2 = 14,5$ мм.

Увеличение среднего диаметра эквивалентной втулки составляет $\Delta D_{cp} = 0,0695$ мм, а увеличение среднего диаметра трубы -

$$\Delta d_{cp} = [(16,368^2 - 16^2 + 13^2)^{1/2} + 16,368] / 2 - 14,5 = 0,409 \text{ мм;}$$

В относительных величинах будет $\varepsilon_{cp} = 0,0695/20,3 = 0,0034$; $\varepsilon_m = 0,409/14,5 = 0,0282$.

Такой деформации трубы по графику рис. 1.6 соответствует напряжение 450 МПа. Напряжение при деформации эквивалентной втулки близко к пределу пропорциональности. После удаления жидкости происходит разгрузка узла соединения. При этом деформация трубы будет

$\Delta d_{m p} = 14,5 * 450 / 2,1 * 10^5 = 0,0310$ мм, а эквивалентной втулки доски, в случае полной разгрузки – $0,0695$ мм.

Следовательно, между контактирующими деталями образуется натяг $\Delta = 0,0384$ мм. При таком натяге, следуя [153], можно оценить величину контактного напряжения

$$p_k = E \Delta (d_{io}^2 - d_{it}^2) (D_9^2 - d_{io}^2) / [2 d_{io}^3 (D_9^2 - d_{it}^2)] = 2,1 * 10^5 * 0,0384 (16,3^2 - 13,3^2) \times (24,3^2 - 16,3^2) / [2 * 16,3^3 (24,3^2 - 13,3^2)] = 65,0 \text{ МПа.} \quad (2.46)$$

Эта величина сходима с результатом расчета МКЭ в работе [25].

При этом надо учитывать, что в процессе гидрораздачи давлением 350 МПа напряжение в перемычке может превысить допустимое значение, определяемое по формуле [85]

$$P_i > \sigma_0 (u_p^2 - 1) / (u_R^2 + 1) + \sigma_{mm} (u_R^2 - 1) / 2 = 520 (1,496^2 - 1) / (1,496^2 + 1) + 380 (1,23^2 - 1) / 2 = 345,7 \text{ МПа.} \quad (2.47)$$

Из-за допусков на изготовление пластическая деформация может произойти и при меньшем давлении.

Тогда после выполнения этой операции в перемычке появятся дополнительные остаточные напряжения, обусловленные ее пластической деформацией. Для прямоугольной формы сечения перемычки, следуя [102], их величину можно оценить выражением $\sigma_{ост} = 0,5 \sigma_{mm}$.

2.9. Напряженное состояние зонда для гидрораздачи

Для осуществления гидрораздачи в трубу вводится зонд. Один из возможных вариантов изготовления партии зондов приведен на рис. 2.20.

Посадочные места для уплотнительных колец (виды В и Г) на зонде выполнены несколько жестче по сравнению с отечественным ГОСТом 9833-73. Диаметр внутри канавки, обозначенный на рисунке D_n , выполняется на $2...5\%$ больше, ширина канавки на $10...14\%$ меньше, чем по ГОСТ 9833-73 и обычно он меньше диаметра шейки зонда D_{ng} .

Для сборки трубного пучка следует изготавливать партию зондов с посадочными диаметрами, различающимися на 0,1 мм. Это обусловлено значительными допусками на изготовление труб и на отверстия в досках трубных.

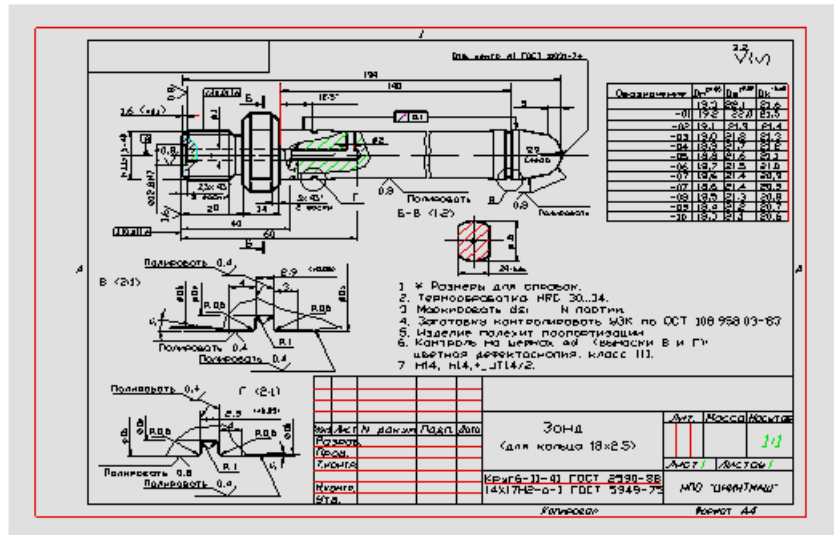


Рис. 2.20. Зонд

При создании в камере зонда, размещенной между уплотнительными кольцами, давления гидрораздачи p_h в сечении, примыкающем к первому уплотнительному кольцу, развиваются следующие напряжения [153]:

осевые напряжения

$$\sigma_m = p_h(D_s^2 - D_n^2)/(D_n^2 - d_o^2) ; \sigma_{ms} = p_h k_z ; \quad (2.48)$$

радиальные напряжения $\sigma_r = -p_h ; \quad (2.49)$

окружные напряжения $\sigma_t = -p \quad (2.50)$

эквивалентное напряжение или интенсивность напряжений

$$\begin{aligned} \sigma_i &= 2^{-1/2} [(\sigma_r - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_{ms})^2 + (\sigma_{ms} - \sigma_r)^2]^{1/2} = (\sigma_r^2 + \sigma_t^2 + \sigma_{ms}^2 - \sigma_r \sigma_{ms} - \sigma_t \sigma_{ms} - \sigma_t \sigma_r)^{1/2} = \\ &= [p_h^2 + p_h^2 + p_h^2 k_z^2 + 2 p_h^2 k_z - p_h^2]^{1/2} = p_h [1 + k_z^2 + 2 k_z]^{1/2} = p_h (1 + k_z), \end{aligned} \quad (2.51)$$

где D_s - диаметр посадочного выступа зонда; d_o - диаметр отверстия для подвода жидкости; $k_z = (D_s^2 - D_n^2)/(D_n^2 - d_o^2)$ - коэффициент зонда.

Так, для трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ один из вариантов зонда может иметь параметры:

$$D_s = 13,1 \text{ мм}; D_n = 9,3 \text{ мм}; k_z = 1,01.$$

При давлении гидрораздачи 350 МПа интенсивность напряжений будет $\sigma_i = 703 \text{ МПа}$.

В установках «Hytex» зонды обычно изготавливают из поковок стали 14X17H2, которая может иметь [133] при закалке в масло или на воздухе с 970- 1020°C, отпуске при 620- 670°C с охлаждением на воздухе условный предел текучести $\sigma_{0,2} = 540 \text{ МПа}$, предел прочности $\sigma_B \approx 700 \text{ МПа}$.

Очевидно, что такие зонды будут обрываться. Практика показывает достаточную работоспособность зондов, но это объясняется тем, что в справочнике указывают минимальные значения, а обычно механические характеристики деталей более высокие.

Следует также иметь ввиду, что во время вставления зонда с резиновыми кольцами и в процессе гидрораздачи в зонде развиваются напряжения, которые могут привести к отрыву части зонда. Эта часть зонда в таком случае «пролетает» в трубную систему, откуда ее весьма сложно удалить. Кроме того, при вставлении зонда в трубу из-за плотного прилегания резиновых колец к поверхности трубы оператор должен прикладывать значительные усилия. При этом зонд вводится в трубу с перекосом, из-за чего конец и поверхность зонда в зоне крайнего посадочного места может соприкасаться с внутренней поверхностью трубы, на которой могут образовываться риски. Риски могут возникать и на посадочной поверхности зонда. Такие повреждения оказывают негативное влияние на ресурс трубы и на рабочий процесс при гидрораздаче. Поскольку даже небольшие царапины при высоких перепадах давления на узле уплотнения вызывают его повреждение, т.е. кольца на таких зондах будут быстро рваться и не станут обеспечивать необходимого давления.

Изложенные обстоятельства и опыт работы позволяют считать, что после появления первых рисков на зондах этот инструмент следует удалить из производственного цикла. Для труб диаметром 16 мм зонд не должен совершать больше 1000 -2000 операций раздачи.

Заключение по главе II

Исследованы основные свойства теплообменных труб в состоянии поставки. Экспериментально доказано, что аустенитные трубы имеют высокие значения растягивающих окружных напряжений в наружных поверхностных слоях. Это приводит к снижению запасов коррозионной стойкости.

Выполнен анализ показателей качества соединений: герметичности, прочности.

Рассмотрены вопросы контакта между роликом и трубой, и проведен анализ действующих факторов профилегибочного процесса.

Исследован процесс деформации трубы при роликовом вальцевании. Получены новые математические модели определения напряжений и деформаций, обусловленных сложным нагружением, для свободной трубы, не имеющей контакта с внутренней поверхностью отверстия трубной доски, и трубы после первого устойчивого контакта.

Получены новые математические модели определения напряжений и деформаций применительно к гидравлической раздаче. Установлено, что напряжения в зонде близки к пределу прочности.

Численным экспериментом показано, что в процессе вальцевания труба прижимается к стенке отверстия лишь в точках, соответствующих числу роликов, и качество соединения зависит от величины крутящего момента. Установлено, что контакт сопрягаемых поверхностей при гидрораздаче зависит от свойств труб и качества обработанной поверхности отверстия и в конструкциях с «тонкими» перемычками не гарантирует герметичность узла. Высокое давление при гидрораздаче вызывает сложные процессы при сжатии жидкости и высокие напряжения в зонде.

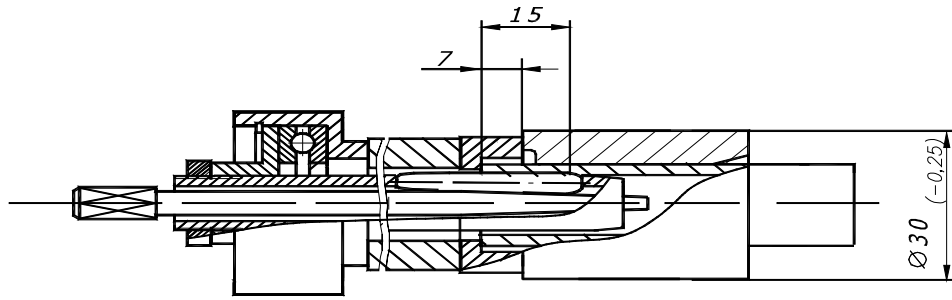
Глава III. РАЗРАБОТКА ВОПРОСОВ МЕХАНИКИ РОЛИКОВОЙ ВАЛЬЦОВКИ

3.1. Схемы вальцевания

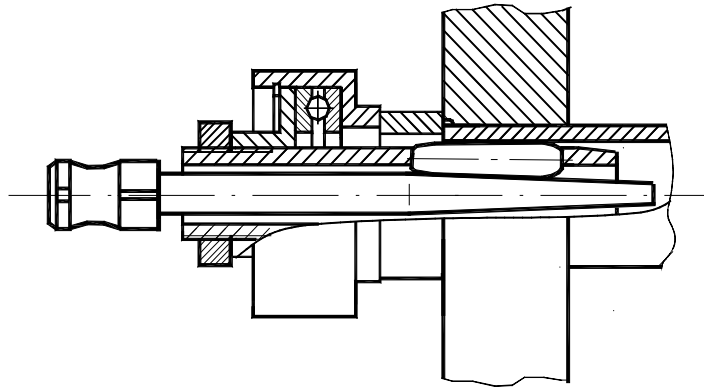
Закрепление теплообменных труб посредством роликового вальцевания преследует несколько целей. В одних конструкциях теплообменных устройств, когда нельзя использовать сварку, такая пластическая деформация необходима для обеспечения плотности и прочности соединения труба- доска трубная. В других эта операция является резервом по обеспечению герметичности и в то же время предохраняет сварной шов от переменных нагрузок, действующих на трубы в процессе эксплуатации изделия. В некоторых теплообменных аппаратах с помощью роликового вальцевания устраняют зазор без создания необходимого контактного напряжения.

На рис. 3.1 приведены применяемые на производстве схемы вальцевания. Режим подвальцовки (рис. 3.1, а) предназначен для подготовки трубы к сварке. Обычно эта операция осуществляется на небольшую глубину 4- 8 мм, а крутящий момент, при котором останавливается вал привода, тоже невелик. Особенность этой операции заключается в том, что здесь необходим достаточный, но небольшой крутящий момент, обеспечивающий такой контакт соединяемых поверхностей, чтобы получился качественный сварной шов. Практически крутящий момент здесь затрачивается на деформацию участка трубы, т.е. для большей раздачи должен быть большой момент.

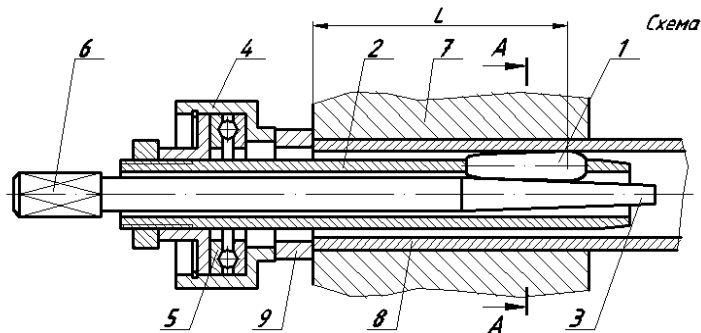
Однако после прижатия этот момент затрачивается на создание контактного напряжения. Поскольку трубы и отверстия в досках имеют допуск на диаметры, то прижатие здесь без принятия специальных мер всегда будет нестабильным.



а



б



в

Рис. 3.1. Схемы роликового вальцевания:

- а) подвальцовка; б) вальцевание на входе трубы; в) вальцевание в глубине доски: 1- ролики; 2- корпус; 3- веретено; 4-подшипник упорный; 5- обойма; 6- квадратный хвостовик; 7 - труба, 8- доска трубная; 9- втулка

Закрепление по схеме рис. 3.1,б часто проводится для относительно «тонких» досок. 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.

По схеме на рис. 3.1, в вальцевание труб производится в «толстых» досках трубных. В таких узлах крепления вальцевание 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.

3.2. Макродеформация трубы и перемещение веретена. Первый критерий вальцевания

Производственный опыт роликового вальцевания показывает, что периодически встречаются случаи невозможности создания таким способом соединения с натягом. Несмотря на многолетний опыт применения до сих пор не разработаны критерии, только при выполнении которых возможна реализация отмеченной операции. В связи с этим в диссертации рассмотрено более детально использование роликовых вальцовок и впервые сформулированы критерии вальцевания.

Перед операцией механического вальцевания трубы (поз. 8 на рис. 3.1, в) размещаются в отверстии диаметром $d_{нд}$ доски трубной (поз. 7). Между сопрягаемыми поверхностями всегда имеется зазор.

В таком отверстии после развальцовки произойдет увеличение диаметров трубы с удлинением слоев металла:

$$\text{- по наружной поверхности } \varepsilon_n = (d_{нд} - d_{н0})/d_n;$$

$$\text{- по внутренней поверхности } \varepsilon_i = (d_i - d_{i0})/d_0,$$

где $d_{н0}$, d_{i0} - соответственно наружный и внутренний диаметры трубы до вальцовки; $d_{нд}$, d_i - соответственно наружный и внутренний диаметры трубы после вальцовки. (Здесь $d_{нд}$ равен диаметру отверстия в доске трубной).

Полагая площадь, занимаемую металлом в сечении вальцуемой трубы, постоянной, минимальный внутренний диаметр станет

$$d_{i\min} = (d_{нд}^2 - d_{н0}^2 + d_{i0}^2)^{1/2}.$$

В действительности d_i будет больше, поскольку вследствие перекрещивания под углом γ осей веретена (поз. 3) и роликов (поз. 1) металл из зоны вальцевания выдавливается.

Так, для трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ сталь 08X14МФ при развальцовке в отверстии диаметром 16,3 мм получим следующие относительные удлинения: $\varepsilon_n = 100(16,3 - 16)/16 = 1,9\%$; $\varepsilon_{imin} = 100(13,37 - 13)/13 = 2,8\%$.

Во время роликового вальцевания обычно веретено, вращаясь, втягивается в трубу. При этом корпус через обойму и втулку опирается на поверхность доски трубной (коллектора, решетки). Такой метод обеспечивает стабильную зону вальцевания, в основном равную рабочей длине роликов. Существуют также приемы, когда во время вращения и втягивания веретена происходит также и осевое смещение корпуса вальцовки. В этом случае зона вальцевания переменна и ее длина превышает рабочую длину роликов. В данной работе рассматривается первый прием, как наиболее массовый.

При нормальном вальцевании по осевому перемещению веретена можно судить о деформации наружной поверхности трубы и о качестве вальцевания.

В процессе роликового вальцевания часть металла трубы выдавливается в обе стороны из зоны вальцевания [163]. При этом веретено может в осевом направлении сместиться на значительную величину, а наружный диаметр трубы останется практически неизменным. Тем самым механического закрепления трубы фактически не будет.

Если допустить, что металла из зоны вальцевания выдавливается мало, то площадь сечения трубы до и после прижатия будет одной и той же. Тогда из соотношения

$$d_{n0}^2 - d_{i0}^2 = d_{ni}^2 - (d_{i0} + \Delta d_{bcp})^2,$$

где d_{n0} , d_{i0} – начальные значения наружного и внутреннего диаметров трубы; d_{ni} – текущий наружный диаметр трубы; Δd_{bcp} – изменение среднего диаметра веретена.

Отсюда следует

$$\Delta d_{bcp} = -d_{io} + (d_{io}^2 + d_{ni}^2 - d_{n0}^2)^{1/2}.$$

В случае прижатия вместо d_{ni} следует подставлять диаметр отверстия в доске d_o .

Поскольку изменение диаметра веретена связано с его осевым перемещением Δx посредством соотношения $\Delta d_{bcp} = K_g \Delta x$, то в качестве **первого критерия вальцевания трубы роликовым инструментом** может быть принято приближенное равенство, связывающее перемещение веретена с увеличением наружного диаметра трубы

$$\Delta x \approx [-d_{io} + (d_{io}^2 + d_{ni}^2 - d_{n0}^2)^{1/2}] / K_g, \quad (3.1)$$

где K_g – конусность веретена (обычно $K_g = 1/25 \dots 1/40$).

Так, для трубы $\varnothing 16 \times 2$, $d_{ni} = d_o = 16,3$ мм, $K_g = 1/30$, получим $\Delta x \approx 11,9$ мм. Из-за выдавливания металла и проскальзывания фактическая величина Δx должна быть больше правой части выражения (3.1).

Этот параметр критерия может быть действителен при условии, что во время вальцевания проскальзывание веретена относительно ролика и ролика относительно трубы невелики, а наружный диаметр трубы возрастает. В противном случае будет иметь место длительное вращение веретена со значительным нагреванием вальцовки, выдавливанием по внутренней поверхности металла трубы и незначительным увеличением ее наружного диаметра. Для рассматриваемой трубы при отсутствии смазки перемещение веретена во время подвальцовки составляет $\Delta x \approx 12 \dots 15$ мм. при 40...100 его оборотах.

Для роликового вальцевания характерно изменение длины вальцуемого участка трубы. Юзик С.И. [163] считает, что осевая деформация в сторону трубного пучка составляет до 40%.

Нужно отметить, что даже при наличии втулки 9 (см.рис.3.1), ограничивающей осевое перемещение трубы, после операции подвальцовки, предназначенной для обеспечения качественного сварного шва, имеет место выдавливание внутренних слоев металла трубы под втулку. При этом торец

трубы приобретает форму усеченного конуса, высота которого для труб диаметром 16 мм составляет до 1 мм.

Диссертантом были на ПАО «ЗиО-Подольск» были проведены сравнительные испытания по оценке осевой деформации труб после роликового вальцевания и взрыва (табл. 5.2). Установлено, что осевая деформация при роликовом вальцевании (оси роликов и веретена перекрещиваются) существенно больше, нежели после взрыва, и зависит от крутящего момента на хвостовике веретена.

Осевая деформация трубы обусловлена винтовым движением роликов относительно трубы. Однако не во всех случаях (для толстых досок) необходимо высокое контактное напряжение по всей зоне закрепления. В ряде конструкций надежный контакт достаточен лишь на выходе из узла крепления на участке длиной порядка 30 мм, а в остальных участках необходимо устранить зазор. Существуют даже конструкторские решения соединений, например, в теплообменниках проекта Сахалин-2, где в центральной зоне между надежно закрепленными концами труба размещается с начальным зазором.

3.3. Некоторые особенности кинематики вальцовки

Кинематика роликовой вальцовки достаточно подробно рассмотрена в работе [135]. Однако иной подход к вопросам деформирования труб привел к необходимости вывода новых формул. В этой связи обратимся к конструкции, изображенной на рис. 3.1, в.

Здесь веретено 3, приводимое через квадрат 6 во вращение с частотой n_6 по направлению часовой стрелки каким-либо приводом (электрическим, пневматическим, гидравлическим) из-за трения своей конической рабочей частью вращает конические ролики 1. Эти детали, оси которых перекрещиваются под углом γ с осью веретена, вращаются относительно собственной оси против часовой стрелки и одновременно по направлению

часовой стрелки совершают планетарное движение. Вследствие этого движения происходит вращение корпуса 2, опирающегося на размещенный в обойме 4 упорный шариковый подшипник 5, обуславливающее воздействие роликов по всему периметру внутренней поверхности трубы 8. Перекрещивание осей роликов и веретена при закреплении трубы по торцу сваркой или другим способом приводит к появлению силы $F_{осв}$, направленной вправо и втягивающей веретено в трубу, а также осевой силы $F_{оск}$ на корпусе и подшипнике, направленной вправо. Это усилие воспринимается доской трубной (коллектором) 7 через втулку 9. Кроме того, здесь действуют силы в радиальном и касательном направлениях.

Рассмотрим подробнее механику роликовой вальцовки, движение роликов, веретена и корпуса в которой подобно движению деталей в коническом роликовом подшипнике. Поэтому ряд кинематических и силовых соотношений взят из справочника [118].

При частоте вращения веретена n_6 частота вращения корпуса, в котором размещены ролики, имеет тоже направление, но равна

$$n_k = n_6 K_1, \quad (3.2)$$

где $K_1 = 0,5(\operatorname{tg} \alpha_6 - \operatorname{tg} \alpha_p) \operatorname{ctg} \alpha_6$; α_p - угол конусности ролика; α_6 - с учетом допусков примерно равен углу конусности веретена.

Обычно в вальцовках $\alpha_6 \approx 2\alpha_p$, поэтому $K_1 \approx 0,25$.

Следовательно, корпус вращается примерно в 4 раза медленнее веретена, но в том же направлении. Эти результаты неоднократно подтверждались в начале непосредственного вальцевания. Однако после достижения некоторого крутящего момента происходит заметное увеличение проскальзывания между веретеном и роликами, роликами и корпусом, роликами и трубой и величина K_1 изменяется. Чаще происходит уменьшение.

Частота вращения ролика относительно корпуса [118]

$$n_{pk} = - n_6 (\operatorname{tg} \alpha_6^2 - \operatorname{tg}^2 \alpha_p) \cos \alpha_6 / (2 \operatorname{tg} \alpha_6 \operatorname{tg} \alpha_p) = 0,75 n_6 \cos \alpha_6. \quad (3.3)$$

Это выражение справедливо при отсутствии проскальзывания.

Уравнения движения для конической части веретена можно записать в форме:

$$\tau(t)W_p = M_{кр0}(t) + M_{мп}(t) + J_{np}d\Omega/dt; \vartheta d\tau/dt = \Omega_1 - \Omega, \quad (3.4)$$

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); $\vartheta = l_\sigma / (r_{\sigma 0} G)$ - коэффициент, характеризующий крутильную упругость веретена; $l_\sigma, r_{\sigma 0}, G$ - длина, радиус сечения цилиндрической части и модуль сдвига материала веретена; $M_{мп}$ - 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.

Воспользовавшись основным законом вращательного движения, где производная момента количества движения по времени равна приложенному моменту сил, момент инерции вращающегося корпуса вальцовки, приведенный к оси веретена, опишем выражением

$$J_k = K_I m(R^2 + r^2)/2 = 0,5\rho_{mk}l_k\pi(R_{нк}^4 - r_{вк}^4)K_I \quad (3.5)$$

где ρ_{mk} - удельный вес металла корпуса; $R_{нк}; r_{вк}; l_k$ - наружный, внутренний диаметры и длина корпуса.

Собственный момент инерции ролика определим так $J'_p = 0,5\rho_{mp}\pi d_p r_{cp}^4$, а с учетом передаточного отношения между веретеном и роликом и переносного движения, приводя к оси веретена,

$$J_p = 0,5z\pi d_p \rho_{mp} [i_p r_{pc}^2 + K_I (r_{pc} + r_{\sigma c})^2] r_{pc}^2, \quad (3.6)$$

где K_I - передаточное отношение между роликом и корпусом; $r_{pc}, r_{\sigma c}$ - соответственно, средние диаметры ролика и веретена; i_p - передаточное отношение между роликом и веретеном.

Для случая закрепления трубы $\varnothing 16 \times 2$ получаем следующие параметры: $J_k = 0,5\pi 10^3 \cdot 7,8 \cdot 9,8 [(1,15/2)^4 - (0,95/2)^4] 0,25 / (980 \cdot 10^3) =$

$$=1,785 \cdot 10^{-5} \text{ Нсм сек}^2; J_p = 0,5 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 7,8 \cdot 9,8 [1 \cdot 0,04 + 0,25 \cdot (0,2 + 0,2)^2] / 0,04 / (980 \cdot 10^3) = 3,53 \cdot 10^{-7} \text{ Нсмсек}^2.$$

Из приведенных значений видно, что моментом инерции роликов по сравнению с моментом инерции корпуса можно пренебречь.

В зависимости от конструкции устройства, в котором необходимо роликовым вальцеванием закрепить трубу корпус вальцовки в принципе может иметь значительную длину. В этом случае также возрастет и момент инерции, что при определенных условиях способно оказать влияние и на процесс вальцевания.

3.4. Силовые взаимодействия в вальцовке. Второй критерий вальцевания

Рассмотрим взаимодействие ролика с трубой и веретеном.

Вначале допустим, что между роликом и внутренней поверхностью трубы нормальная удельная по длине нагрузка F_{q1} постоянна по всей длине контакта. Такое допущение будет оправдано, если ролик под действием радиального усилия полностью прилегает к поверхности веретена и трубы. Поэтому после определения сил это предположение необходимо проверить.

В результате взаимодействия элементарного участка длиной dx_1 поверхностей ролика и трубы в плоскости, перпендикулярной оси вращения веретена, (рис. 3.2) в точке их касания развивается элементарная окружная сила $dF_{tr} = dM_{кр0}/r_p$.

При этом радиус сечения ролика можно описать функцией $r_p = r_{pc}(1 + K_p x_1 / r_{pc})$, где $K_p = \text{tg } \alpha_p$ - коэффициент, характеризующий наклон образующей ролика к его оси; r_{pc} - средний радиус сечения, если расположить ось координат $Y_1 O_1 X_1$ в центре ролика. В этом случае крутящий момент на ролике будет

$$M_{кр0z} = \int_{-l/2}^{l/2} r_{pc}(1 + K_p x_1 / r_{pc}) F_{q1} \mu_{птк} dx = r_{pc} F_{q1} l \mu_{птк},$$

где l – длина контакта; $\mu_{\text{рпк}}$ – коэффициент, характеризующий взаимодействие ролика и трубы.

Следовательно, окружная сила, действующая на поверхности ролика и перпендикулярная ОХ, равна

$$F_{tr} = M_{\text{кр}0} z / r_{\text{pc}} = l F_{q1} \mu_{\text{рпк}} \cos \gamma.$$

Перпендикулярно к оси ролика действует сила $F_1 = F_{tr} / \cos \gamma$.

Ролики в процессе гипоциклоидального обкатывания внутренней поверхности трубы толкают ее в противоположном направлении с силой

$$F_{oc1} = F_{tr} \tan \gamma. \quad (3.7)$$

Если труба не закреплена, то она выходит из доски трубной. При закреплении торца трубы, например сваркой, эта же сила прикладывается к корпусу вальцовки, растягивая его.

При этом на ролик по его оси от зеркала доски трубной действует сила

$$F_{ocp1} = F_{tr} \sin \gamma. \quad (3.8)$$

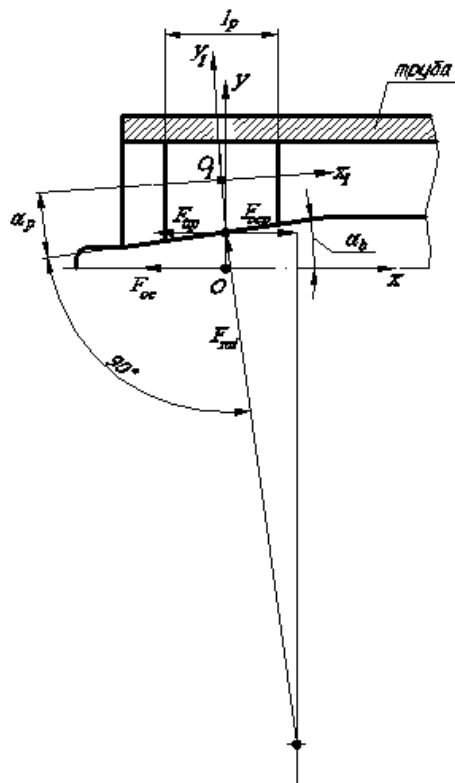


Рис. 3.2. Взаимодействие ролика, веретена и трубы

Допустив, что ролик полностью прилегает к поверхности веретена, примем также, что удельная нормальная к образующей нагрузка между роликом и веретеном F_{q2} постоянна по длине контакта. В этом случае

крутящий момент $M_{крвi}$, развиваемый рабочей, конической, частью веретена и мощность N , затрачиваемую на работу вальцовки, можно описать выражениями

$$M_{крвi} = F_{q2} \mu_{pв} r_{вci}; N = F_{q2} \mu_{pв} r_{вci} \Omega, \quad (3.9)$$

где $r_{вci}$ - средний текущий радиус рабочей части веретена, меняющийся по мере углубления веретена в трубу; $\mu_{pв}$ - коэффициент трения между веретеном и роликом.

Этот момент преодолевает, как силу сопротивления трубы, так и трение в вальцовке. Преодоление сопротивления трубы осуществляется за счет одновременного смещения веретена вглубь ее. Из-за наличия перекрещивающихся сил здесь реализуется силовая динамика [164]. Примем, что на веретено в этом случае действует осевая сила $F_{осв} = zF_{осп1}$.

Поскольку веретено имеет конусность с углом $\alpha_в$, то при его вытягивании возникает эффект клина, приводящий к значительным радиальным усилиям, действующим нормально на поверхности ролика и веретена

$$F_{rci} = F_{осв} / (z \sin \alpha_в) = M_{кр0} \operatorname{tg} \gamma / (z r_{pc} \sin \alpha_в). \quad (3.10)$$

Такая же сила действует от ролика на поверхность трубы, т.е. $F_{rci} = F_{q1} l$.

В связи с тем, что ролики имеют коническую образующую, то в процессе их прижатия к трубе силой F_{rci} может возникать результирующая (см. рис.3.2), выталкивающая веретено из трубы. Рассмотрим эту составляющую.

От силы F_{rci} на поверхности веретена развивается сила трения $F_{тр} = \mu_{pв} F_{rci} \cos \alpha_в$ действует сила, направленная против выталкивания веретена. Кроме того, от каждого ролика имеется осевая составляющая $F_{осп} = F_{rci} \sin \alpha_в$. Тогда от одного ролика на веретено вдоль его оси будет действовать выталкивающая сила

$$F_{ос2} = F_{rci} (\sin \alpha_в - \mu_{pв} \cos \alpha_в). \quad (3.11)$$

Если $\operatorname{tg} \alpha_в \leq \mu_{pв}$, то выталкивания не будет.

Таким образом, при $tg\alpha_6 > \mu_{p6}$, на веретено в осевом направлении может воздействовать усилие

$$\begin{aligned} F_{oc} &= - M_{кр0} r_{pc}^{-1} \sin \gamma + tg \gamma (r_{pc} \sin \alpha_6)^{-1} M_{кр0} (\sin \alpha_6 - \mu_{p6} \cos \alpha_6) = \\ &= M_{кр0} r_{pc}^{-1} \sin \gamma [-1 + (\sin \alpha_6 - \mu_{p6} \cos \alpha_6) / (\sin \alpha_6 \cos \gamma)], \end{aligned} \quad (3.12)$$

а в случае $tg\alpha_6 \leq \mu_{p6}$ - $F_{oc} = - M_{кр0} r_{pc}^{-1} \sin \gamma$.

Из уравнения (3-12) видно, что при некоторых условиях возможно выдавливание веретена назад и прекращение вальцевания. Поскольку $\alpha_6 = 0,0125 \dots 0,02$ рад, а $\gamma = 0,0262 \dots 0,0523$ ($1,5 \dots 3^\circ$), то выталкивание возможно в особых случаях.

Подобная ситуация и с роликам, на которые тоже действуют выталкивающие силы.

Для оценки контактных давлений между роликом и веретеном воспользуемся методикой, изложенной в [118], и, полагая, что ролик контактирует с веретеном на длине $l_{кр6}$, запишем выражения для максимального напряжения

$$\sigma_{kmax} = 2F_{rci} (\pi l_{кр6} b)^{-1}, \quad (3.13)$$

где $b = 3,34 * 10^{-3} (F_{rci} / \Sigma \rho l_{кр6})^{0,5}$; $\Sigma \rho = r_{pc}^{-1} + r_{вс}^{-1}$; $r_{вс}$ - радиус веретена в точке касания середины ролика при остановке веретена.

После подстановки коэффициентов в работе получено выражение для контактного напряжения между роликом и веретеном

$$\sigma_{kmax} = 190,7 [F_{rci} (r_6 + r_{pc}) / (l_{кр6} r_6 r_{pc})]^{1/2}. \quad (3.14)$$

При размерности F_{rci} в [Н], геометрических параметров в [мм] контактные напряжения измеряются в [МПа].

Очевидно, что контактные напряжения между роликом и веретеном, не должны превышать допустимых значений.

Поэтому **вторым критерием вальцевания** должно быть выполнение неравенства

$$\sigma_{kmax} \leq [\sigma]. \quad (3.15)$$

3.5. Геометрическое проскальзывание ролика относительно трубы

Ролик в процессе вальцевания совершает гипоциклоидальное качение по внутренней поверхности трубы. В этом движении, кроме отталкивания от трубы (см. (3.8)) также имеет место разница в перемещениях точки ролика по окружности относительно своей оси и в переносном движении от вращения корпуса. Из-за перекрещивания собственной оси и оси веретена под углом γ между роликом и трубой всегда осуществляется геометрическое проскальзывание, когда ролик как бы «убегает» из корпуса, который его тормозит. При этом относительно оси веретена, повернувшегося на угол $\Delta\varphi_6$, перемещение точки ролика по дуге составит $\Delta l_{\theta p} = \Delta\varphi_6 d_{pe}/2$. Относительно трубы в идеале ролик перекачивается на такую же дугу. Это перемещение обозначим буквой a (рис. 3.3).

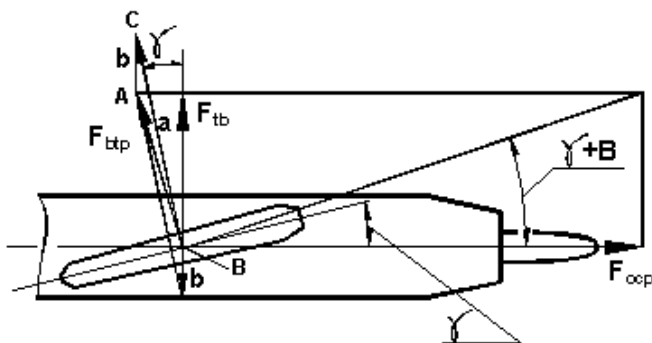


Рис. 3.3. Перемещения точки контакта ролика и трубы в относительном (а) и переносном (b) движениях.

Из-за переносного движения перемещение (b) точки контакта составляет

$$\Delta l_{\theta k} = 0,5 \Delta\varphi_k d_i = 0,5 K_1 d_i \Delta\varphi_6,$$

где d_i - внутренний диаметр развальцованного участка трубы; φ_6 - угол поворота веретена.

Поскольку угол между направлениями этих перемещений равен $(\pi - \gamma)$, то геометрическую разницу между ними (отрезок АВ) определим с помощью известного приема [12]. Предварительно угол между сторонами АС и ВС обозначим буквой $C = \gamma$, угол напротив стороны a будет – A , а напротив стороны b – B .

После этого из соотношений

$$tg[(A-B)/2] = (a-b)ctg(C/2)/(a+b); (A+B)/2 = 90^\circ - C/2$$

находим А и В

$$A = \arctg\{[(d_{p6} - K_1 d_i)/(d_{p6} + K_1 d_i)]/tg(0,5\gamma)\} + \pi/2 - \gamma/2,$$

$$B = \pi/2 - \gamma/2 - \arctg\{[(d_{p6} - K_1 d_i)/(d_{p6} + K_1 d_i)]/tg(0,5\gamma)\}.$$

Откуда геометрическая разница между перемещениями составит

$$c = (\Delta\alpha_6 d_{p6}/2) \sin\gamma \sin A. \quad (3.16)$$

Тогда скорость проскальзывания будет

$$v_{скл} = dc/dt = 0,5\Omega_6 d_{p6} \sin\gamma \sin A. \quad (3.17)$$

Причем проскальзывание может происходить как непрерывно, так и периодически. Из осциллограмм (глава 6) следует, что проскальзывание вызывает колебания момента сопротивления с частотой, близкой частоте вращения веретена и амплитудой до $0,2M_{кр}$.

Так, для $d_{p6} = 6,8 \text{ мм}$; $d_i = 15 \text{ мм}$; $\gamma = 1,5^\circ$; $\Omega_6 = 24 \text{ с}^{-1}$ получим углы $A = 3,1 \text{ рад}$; $B = 0,009 \text{ рад}$; $v_{скл} = 58,3 \text{ мм/с}$.

Силу от геометрического проскальзывания, действующую по оси на поверхность ролика и направленную от обоймы вальцовки по оси веретена, можно определить следующим образом

$$F_{оср2} = F_{rci} \mu_{pm} \sin(B + \gamma), \quad (3.18)$$

а в окружном направлении $F_{окр} = F_{rci} \mu_{pm} \cos(B + \gamma)$, где μ_{pm} – коэффициент трения между трубой и роликом.

При этом мощность, затрачиваемая на проскальзывание, будет равна

$$N_{скл} = 0,5\Omega_6 d_{p6} F_{rci} \mu_{pm} \sin\gamma \sin A. \quad (3.19)$$

Во время работы каждый ролик движется по внутренней поверхности трубы по винтовой линии, имеющей наклон к оси трубы (веретена) $(\gamma + B)$. Вследствие этого движения, осуществляемого под действием окружной силы $F_{окр}$, по закону винтовой пары от каждого ролика развивается осевая сила, параллельная оси трубы

$$F_{оср3} = F_{окр} / tg(\gamma + B + \rho_k), \quad (3.20)$$

где ρ_k - угол трения движения ролика по трубе.

Движение ролика по внутренней поверхности трубы включает обкатывание и проскальзывание. В связи с этим угол трения движения лежит в интервале $\rho_{скол} > \rho_k > \rho_{кач}$, где $\rho_{скол}$, $\rho_{кач}$ – углы трения от скольжения и качения.

В конечном итоге, охарактеризовав такое трение коэффициентом μ_{pm} , можно определенным образом описать взаимодействие ролика и трубы. Тогда $\rho_k = \arctg(\mu_{pm})$.

При этом по оси ролика действует сила $F_{оср3z} = F_{оср3} \cos(\gamma)$.

Силовое воздействие на корпус от винтового движения роликов будет $F_{ос3к} = z F_{оср3z}$.

Таким образом, в процессе вальцевания на ролик по его оси действует сила

$$F_{осрз} = F_{тр} \sin \gamma + F_{rci} \mu_{pm} \sin(B) + F_{rci} \mu_{pm} \cos(B + \gamma) \cos(\gamma) / \operatorname{tg}(\gamma + B + \rho_k). \quad (3.21)$$

Корпус вальцовки в случае закрепления торца трубы растягивается силой

$$F_{осрк} = z F_{тр} \operatorname{tg} \gamma + z F_{rci} \mu_{pm} \sin(B + \gamma) + z F_{rci} \mu_{pm} \cos(B + \gamma) \cos(\gamma) / \operatorname{tg}(\gamma + B + \rho_k). \quad (3-22)$$

3.6. Воздействие ролика на корпус и подшипник

Под действием этой силы нагружается упорный подшипник, на трение в котором тратится момент

$$M_n = \mu_n F_{осрк} D_w. \quad (3.23)$$

где μ_n , D_w – коэффициент трения и диаметр размещения центров шариков подшипника.

Этот момент воспринимается боковыми поверхностями роликов, трущихся о стенки прорезей в корпусе.

Пусть средний радиус зоны контакта будет $r_{срк} = r_{вс} + 0,5 r_{рс}$. В этом случае потери момента будут

$$M_{тпрк} = \mu_{рк1} M_n / (z r_{срк}), \quad (3.24)$$

где μ_{pk1} - коэффициент трения скольжения между боковой поверхностью ролика и прорезью в корпусе.

При вальцевании осевые силы прижимают ролик к перемычке в корпусе вальцовки- подпятнику. Мощность, выделяющуюся при трении ролика в такой осевой опоре, можно определить следующим образом.

Момент трения равен некоторой функции

$$M_{mpp} = f \psi [\sigma_{pk} \mu_{pk}(T, \sigma_{pk}) \rho],$$

где f - площадь контакта площадки корпуса и торца ролика; $\mu_{pk}(T, \sigma_{pk})$ - коэффициент трения для каждого радиуса ρ , в зависимости от температуры и контактного напряжения; σ_{pk} - контактное напряжение.

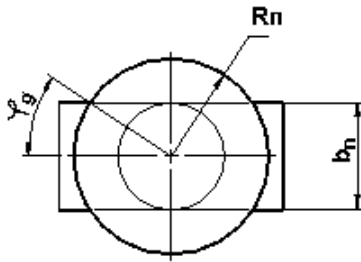


Рис. 3.4. Контакт ролика с опорой в корпусе вальцовки

В связи с тем, что ширина подпятника b_n для ролика меньше диаметра опорной поверхности с радиусом R_n (рис.3.4), то момент трения выразим следующим образом

$$M_{mpp} = \sigma_{pk} \left(2\pi \int_0^{b_n/2} \mu_{pk}(T, \sigma_{pk}) \rho^2 d\rho + 4 \int_0^{\varphi_g} \int_{b_n/2}^{R_n} \mu_{pk}(T, \sigma_{pk}) \rho^2 d\rho d\varphi_g \right) \approx \\ \approx \sigma_{pk} \mu_{срк} [b_n^3 (2\pi - 4\varphi_g) / 24 + 4\varphi_g R_n^3 / 3],$$

где $\sigma_{pk} = F_{оср3z} / f_{крп}$ - контактное напряжение между роликом и перемычкой в корпусе; $\mu_{срк}$ - среднее значение коэффициента трения между роликом и корпусом.

Площадь контакта между пяткой ролика и перемычкой (подпятником) определим следующим образом [12]

$$f_{крп} = 4\varphi_g R_n^2 + 2[2R_n \sin(\pi/2 - \varphi_g) b_n / 2] = 4\varphi_g R_n^2 + 2R_n \cos(\varphi_g) b_n,$$

где $\varphi_g = \arctg[b_n / (2R_n)]$.

Поскольку угловая скорость ролика относительно корпуса равна $\Omega_{рк} = 0,75\Omega_g \cos \alpha_g$, то мощность, выделяющаяся при трении ролика в осевой опоре ролика будет

$$N_{mpp-n} = 0,75\Omega_g \cos \alpha_g * \sigma_{рк} \mu_{срп} [b_n^3 (2\pi - 4\varphi_g)/24 + 4\varphi_g R_n^3/3].$$

Таким образом, крутящий момент, затрачиваемый на деформацию трубы равен

$$M_{кp0} = M_{кp} - M_n - M_{mppк} - M_{mpp}.$$

Для последующего анализа воспользуемся формулой, приведенной в работе [130], связывающей контактное напряжение между трубой и стенкой отверстия и крутящим моментом, затрачиваемым на деформацию трубы

$$\sigma_k = 4M_{кp0} \operatorname{tg} \gamma (s \pi l'_{крв} z d_{pc} \operatorname{tg} \alpha_g), \quad (3.25)$$

где s - толщина стенки трубы; $l'_{крв}$ - фактическая длина контакта прижимаемой трубы со стенкой отверстия, т.е. $l'_{крв} = l_{крв} - b_k$; b_k - суммарная ширина радиальных канавок в стенке отверстия.

Вывод этой формулы будет показан ниже.

Колебания момента сопротивления, обусловленные проскальзыванием, оказывают влияние и на процесс вальцевания, и на ресурс инструмента.

3.7. Цифровые исследования силовых взаимодействий

Для оценки величины крутящего момента $M_{кp0}$, а также оценки напряжений в деталях вальцовки с использованием выше приведенных уравнений была разработана программа расчета (приложение № П9). В ней для заданных частоты вращения и крутящего момента $M_{кp}$ на хвостовике и конкретной вальцовки, используемой для закрепления теплообменных труб $\varnothing 16 \times 1,5$, методом последовательного приближения при варьировании величины $M_{кp0}$ определялось для разных коэффициентов трения $\mu_{рт}$, $\mu_{рк}$ значение $M_{кp0}$. Коэффициент трения качения в подшипнике в расчете был равен $\mu_n = 0,004$, коэффициент трения боковой поверхности ролика о стенку

прорези в корпусе - $\mu_{pk1} = 0,15$. Ошибка расчета не превышала 0,1% $M_{кр}$.
 Результаты расчетов приведены на рис. 3.5, 3.6.

В процессе счета выяснилось, что осевая сила $F_{осзк}$ от винтового движения роликов по поверхности трубы на порядок превышает остальные составляющие.

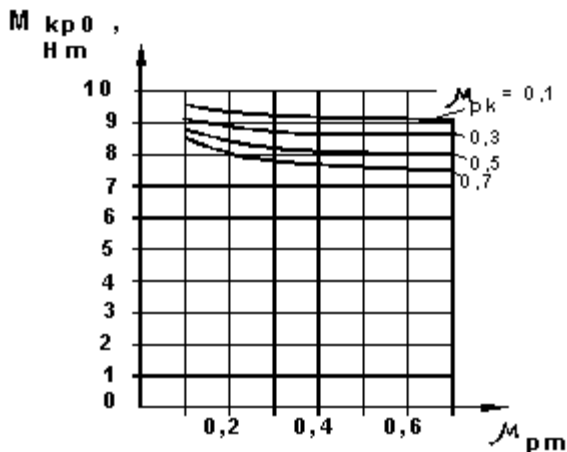


Рис. 3.5 Величина крутящего момента $M_{кр0}$, затрачиваемая на деформацию трубы при нагрузке на хвостовике $M_{кр} = 10$ Нм

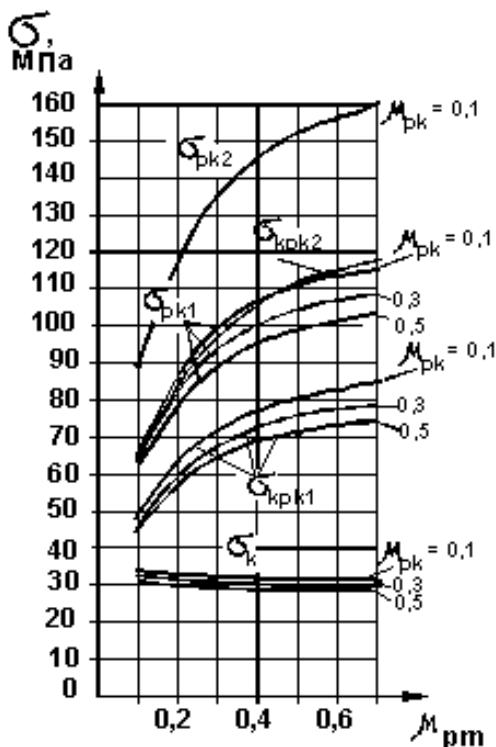


Рис. 3.6. Напряжения при вальцевании:
 σ_{pk1} - растягивающие в корпусе при длине вальцевания $l'_{крв} = 30$ мм. ($M_{кр} = 10$ Нм);
 σ_{pk2} - растягивающие в корпусе при $l'_{крв} = 42$ мм. ($M_{кр} = 13,8$ Нм) ;
 $\sigma_{крк1}$ - контактные между роликом и подпятником корпуса при $l'_{крв} = 30$ 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)

Проведенные расчеты показали, что значительный износ осевой опоры роликов, приводящий к увеличению коэффициента трения μ_{pk} , не оказывает существенного влияния на контактное давление между трубой и стенкой отверстия. Однако возрастание μ_{pk} и увеличение коэффициента трения μ_{pt}

при движении роликов по поверхности трубы существенно влияют на осевые силы в вальцовке, приводя к значительным контактным напряжениям $\sigma_{крк}$ в осевой опоре роликов и напряжениям растяжения в корпусе $\sigma_{рк}$. Осевые усилия на корпусе передаются также и на втулку 9 (см. рис.3.1), которая часто устанавливается для проведения предварительного вальцевания (подвальцовки). Такая операция обеспечивает как требуемую конфигурацию входного (выходного) участка узла крепления, предотвращая чрезмерное выдавливание трубы из доски, так и равномерность прилегания трубы к стенке отверстия. В тоже время трение между роликом и трубой, роликом и корпусом влияет на действующие силы в пределах 5%.

Поскольку глубина подвальцовки невелика (обычно до 10 мм), а контактное усилие между трубой и стенкой отверстия меньше, чем при окончательном закреплении, то сила, воздействующая на втулку не очень значительна. Однако из-за того, что действующую силу воспринимает лишь достаточно тонкое кольцо сечения, здесь часто развиваются значительные напряжения, приводящие к пластической деформации втулки.

Нужно отметить, что изменение длины контакта ролика с трубой при одинаковых значениях контактного напряжения σ_k , может привести к сильному изменению напряжений ($\sigma_{крк2}$, $\sigma_{рк2}$ на рис. 3.6) в рабочих органах вальцовки и значительному снижению ее ресурса. Производственный опыт неоднократно подтверждал отмеченное.

Как видно из расчетов, напряжения растяжения и контактные напряжения в корпусе, также нагрузка на втулке, весьма значительны и могут быть предельными [49]. Поэтому корпус и втулку необходимо делать из достаточно прочного износостойкого материала.

В связи с тем, что определить точное значение коэффициентов трения для конкретных условий очень трудно, то оценивать работоспособность вальцовки для заданных условий работы можно с применением изложенной методики. Полученные результаты теперь позволяют оценить прилегание ролика к веретену и трубе.

Пусть при закреплении трубы $\varnothing 16 \times 2$ применяется 3-х роликовая вальцовка с параметрами: $d_{pc} = 4$ мм, рабочей длиной ролика $l_p = 30$ мм; $\gamma = 1,5^\circ$; $\mu_{pm} = \mu_{pk} = 0,15$. Используя выше выведенные формулы, получим при крутящем моменте на веретене 14 Нм радиальную силу, действующую на ролик $F_{rci} = 3662$ Н.

Очевидно, что вначале вальцевания ролик своими краями опирается на внутреннюю поверхность трубы, а действующая в его середине радиальная сила F_{rci} вызывает прогиб. Величину прогиба определим с помощью известного соотношения [153]

$$y = F_{rci} l_p^3 / (48 E J_x) = 0,82 \text{ мм.}$$

Теоретический зазор между трубой и серединой ролика оценим из следующих соображений. Проекция расстояния между точками контакта на плоскость, перпендикулярную оси корпуса вальцовки, равна $b_r = l_p \sin \gamma$. Отсюда с использованием простых геометрических соотношений, получим величину максимального зазора между трубой и роликом

$$\delta = 0,5 d_i - [(0,5 d_i)^2 - (l_p^2 \sin^2 \gamma) / 4]^{0,5} = 0,0128 \text{ мм.}$$

Из этого следует, что даже при небольших нагрузках ролик полностью прилегает к поверхностям трубы и веретена и выше использованное допущение оправдано.

3.8 Оценка работоспособности роликов и веретена

Для оценки работоспособности рабочих органов вальцовки необходимо учитывать, что обычно в процессе сборки нового изделия вальцевание происходит непрерывно пока не будут закреплены все концы труб. В этом случае тепло от работающего инструмента отводится плохо, особенно при использовании смазки, наносимой на ролики или на поверхность трубы. Поэтому в первом приближении можно допустить, что удельная потенциальная энергия, затрачиваемая на деформацию детали, остается в данной детали.

На рис. 3.7 показан чаще всего встречающийся вид износа веретена. Подобным образом изнашиваются также и ролики. В ряде случаев происходят поломки этих деталей. Однако обычно оператор при наличии износа, подобного рис. 3.7, производит замену рабочих органов.



Рис. 3.7. Веретено (изношенное)

Из рис. 3.7 видно, что износ происходит в форме удаления частиц металла с поверхности трения. Хотя между роликом и веретеном происходит проскальзывание, все таки основное взаимодействие между ними заключается в сжатии во время обкатывания. Практически вся мощность, затрачиваемая на деформацию трубы передается через сжатие роликов и веретена. Потенциальная энергия, затрачиваемая на упругую деформацию этих деталей вызывает их нагрев. В этой связи, учитывая мнение Дроздова Ю.Н.[46], что температура – ключ к проблеме износостойкости, попытаемся использовать критерий, изложенный Одингом И.А. [113]. Из этого критерия следует, что перед разрушением металл независимо от формы колебаний должен поглотить определенное количество удельной энергии, затрачиваемой на искажение кристаллической решетки

$$A_q \cong c\rho T_s \text{ [Дж/м}^3\text{]}, \quad (3.26)$$

где c – удельная теплоемкость, Дж/(кг*град); T_s – абсолютная температура плавления металла; ρ – плотность металла, кг/м³.

Хотелось бы отметить, из критерия следует, что от такого количества тепла A_q не расплавится зона деформации, а произойдет разрушение кристаллической решетки в некоторой дефектной точке, где осталось такое количество тепла. После этого события начнется процесс разрушения, для описания которого разработано много методов.

Поскольку изложенный критерий достаточно прост, автор сделал попытку использовать его для приближенной оценки стойкости рабочих органов вальцовки.

С этой целью была рассмотрена вальцовка с роликами, изготовленными из стали ШХ15 и имеющими геометрические параметры: $D_{rm} = 7,7$ мм- максимальный диаметр; $l_p = 35$ мм- рабочая длина; $K = 1:60$ – конусность. Средние рабочие диаметры ролика $d_{pc} = 7,4$ мм, веретена $d_{ec} = 8,88$ мм. Радиальная нагрузка $F_{rsi} = 2750$ Н. Контактное напряжение между веретеном и роликом $\sigma_{pe} = 1200$ МПа. При вальцевании с крутящим моментом $M_{кр} = 27,3$ Нм обеспечивалось контактное напряжение между трубой и стенкой отверстия, равное 50 МПа.

Частота вращения ролика относительно трубы

$$\Omega_p = \pi n_e * d_{cp} / (30 d_{cpp}) = \pi 400 * 8,88 / (7,4 * 30) = 50,24 \text{ рад/сек.}$$

Во время вальцевания ролик, вращающийся с частотой Ω_p , прижимается к трубе веретеном, вращающимся относительно собственной оси с частотой Ω . При этом по мере углубления веретена в трубу силовое взаимодействие между роликом и веретеном возрастает.

Максимальная сила составляет F_{rci} . Таким образом, при сборке одного узла крепления за цикл однократного вальцевания крутящий момент $M_{кр}$, действующий на веретено, изменяется от минимума до максимума (см. рис. 3.8).

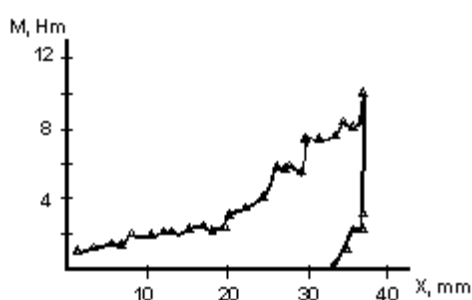


Рис. 3.8. Экспериментальная зависимость изменения крутящего момента от осевого перемещения веретена при вальцевании трубы $\varnothing 16 \times 2$ сталь 08X14МФ роликовым инструментом

Контактное напряжение между роликом и веретеном обуславливает работоспособность рабочих органов вальцовки и зависит от крутящего момента $M_{кр}$. Под действием радиального усилия F_{rci} в сечении ролика развиваются напряжения. Закономерность изменения интенсивности напряжений можно описать выражением $\sigma_i = a \tau_e^n$, где $\tau_e = t/t_e = x/x_m$ –

безразмерное время; t_g - время вальцевания; x, x_m - соответственно, текущее и конечное осевые перемещения веретена; a, n – коэффициенты.

Так как удельная потенциальная энергия, затрачиваемая на деформацию единицы объема ролика равна $A_{np} = 0,5\sigma_i^2/E$ [67], то соответствующая мощность будет

$$N_{np} = \sigma_i E^{-1} d\sigma_i / d\tau_g = a^2 n E^{-1} \tau_g^{2n-1}.$$

Тогда удельную работу за весь цикл однократного вальцевания можно описать с помощью выражения

$$A_{цсп} = \int_0^1 a^2 n E^{-1} \tau_g^{2n-1} d\tau = 0,5 a^2 E^{-1}. \quad (3.27)$$

Коэффициент « a » определим при $\tau_g = 1$ из соотношения $\sigma_i = a \tau_g^n$. Этот коэффициент равен максимальной интенсивности напряжения в конце вальцевания, т.е. $a = \sigma_{imax}$.

Оценим далее величину интенсивности напряжения.

При определении напряжений от изгиба учтем, что проекция расстояния между точками контакта ролика с трубой на плоскость, перпендикулярную оси корпуса вальцовки равна

$$b = l_p \sin \gamma = 35 \sin 2^\circ = 1,22 \text{ мм.}$$

Тогда напряжение от изгиба будет

$$\sigma_z = 32 * 0,25 F_{rst} b / (\pi d_{cpp}^3) = 8 * 2750 * 1,22 / (1286,2) = 20,9 \text{ МПа.}$$

В связи с тем, что ролики и веретено, изготавливаемые обычно из стали ШХ15 (HRC 61...63) во время работы пластически не деформируются, то модуль упругости для роликов можно принять равным $E_i = E = 2,1 * 10^5$ МПа.

В процессе вальцевания ролик вращается и сжимается диаметрально действующими усилиями, от веретена и от трубы. Поэтому примем, что радиальные напряжения в рабочем сечении ролика близки контактными напряжениям, т.е. $\sigma_r = 1200$ МПа.

Окружными и касательными напряжениями пренебрежем. Тогда интенсивность напряжений

$$\sigma_{imax} = 2^{-1/2} [(\sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z)^2]^{1/2} = 2^{-1/2} [1200^2 + 1179^2 + 20,9^2]^{1/2} = 1193,2 \text{ МПа.}$$

Отсюда, учитывая (3-26), ресурс ролика при условии отсутствия дефектов в сечении и непрерывной работе может составлять

$Z_p = \rho c T_s / [0,5 E^{-1} \sigma_{imax}^2] = 10^{-6} * 2 * 7,8 * 10^3 * 1773 * 477 * 2,1 * 10^5 / 1193,2^2 \cong 1948$ операций.

При контактном давлении между трубой и стенкой отверстия $\sigma_k = 70$ МПа параметры напряженного состояния будут $F_{rsi} = 3850$ Н; $\sigma_{pe} = 1407$ МПа; $\sigma_z = 29,3$ МПа; $\sigma_{imax} = 1913,3$ МПа. Ресурс в этом случае станет равным $Z = 757$ операций.

Анализ производственных результатов закрепления труб из стали 15ХМ в 10 регенераторах РВП- 3600 на ОАО «ЗиО-Подольск» показал, что средняя наработка на отказ вальцовки (при использовании 25 вальцовок) по причине выхода из строя ролика составила 1530 операций вальцевания. Следовательно, полученные формулы позволяют оценить ресурс роликов вальцовки.

Указанные изделия содержат большое количество узлов крепления. В процессе работы из-за охлаждения, осуществляемого за счет теплоотвода в окружающий воздух или в металл трубной доски, ролики не успевают охладиться. Поэтому здесь ресурс будет минимальным. Однако в случае качественного охлаждения срок службы вальцовки может быть увеличен.

Обратимся теперь к веретену. На рис. 3.9 приведена схема действия сил. Здесь веретено подвергается в основном воздействию, как касательных, так и вращающихся радиальных сил, действующих в точках с 3-х сторон.

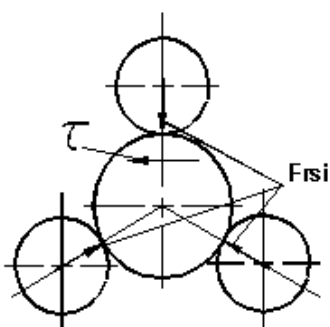


Рис. 3.9.
Схема действия сил на веретено

Интенсивность напряжения равна

$$\sigma_{is} = (\sigma_r^2 + 3\tau^2)^{1/2} . \tag{3.28}$$

В рассматриваемом случае имеет место в основном объемное сжатие, поэтому при анализе деформаций можно использовать модуль всесторонней объемной упругости $K \cong E/[3(1-2\nu)]$, где ν – коэффициент Пуассона (для данной стали $\nu = 0,29$). Тогда, по аналогии с предыдущим, удельную работу за весь цикл однократного вальцевания можно описать с помощью выражения

$$A_{\text{цвв}} = \int_0^1 a_1^2 n K^{-1} \tau_0^{2n-1} d\tau = 0,5 a_1^2 K^{-1}, \quad (3.29)$$

где $a_1 = \sigma_{\text{ивmax}}$.

Определим интенсивность напряжений. Касательные напряжения в рабочем сечении веретена равны

$$\tau = 16 M_{\text{кр}} / (\pi d_{\text{св}}^3) = 27,3 * 10^3 * 16 / (\pi * 8,88^3) = 198,7 \text{ МПа}.$$

Тогда

$$\sigma_{\text{ивmax}} = 2^{-1/2} (2\sigma_r^2 + 6\tau^2)^{1/2} = 2^{-1/2} (2 * 1200^2 + 6 * 198,7^2)^{1/2} = 1203,6 \text{ МПа}.$$

Следовательно, ресурс веретена может составлять

$$Z_6 = 3\rho c T_s K / [0,5 \sigma_{\text{ивmax}}^2] = \\ = 10^{-6} * 6 * 7,8 * 10^3 * 1773 * 477 * (2,1/1,26) * 10^5 / 1203,6^2 \cong 4554 \text{ операции}$$

вальцевания.

Анализ производственных результатов закрепления труб из стали 15ХМ в 10 регенераторах РВП- 3600 на ОАО «ЗиО-Подольск» показал, что средняя наработка на отказ вальцовки (при использовании 25 вальцовок) по причине выхода из веретена составила 5901 операций вальцевания. Сходимость результатов удовлетворительная.

Если вальцовка используется в работе периодически с длительными перерывами, то ресурс следует рассчитывать, учитывая режимы, где напряжения превышают предел выносливости материала σ_L . В этом случае происходящие искажения кристаллической решетки накапливаются.

Из предыдущих вычислений видно, наибольшее влияние на ресурс оказывают контактные напряжения между роликом и веретеном, которые с учетом (3-14) можно переписать в форме

$$\sigma_{kmax} = 190,7 k_{m\sigma}^{1/2} M_{кр}^{1/2}, \quad (3.30)$$

где $k_{m\sigma} = \sin \gamma (r_6 + r_{pc}) / [l_{кр} r_6 r_{pc} z \operatorname{tg}(\alpha_6)]$.

Тогда для ролика накопленную удельную энергию за однократное вальцевание можно определить из выражения

$$A_{успл} = \int_{\tau_1}^1 a^2 n E^{-1} \tau_6^{2n-1} d\tau_6 = 0,5 \sigma_{imax}^2 E^{-1} (1 - \tau_1^{2n}), \quad (3.31)$$

где x_{-1} ; $\tau_1 = x_{-1} / x_m$ – соответственно, смещение веретена, при котором напряжения превышают предел усталости и безразмерное время, соответствующее этому смещению

Используя это выражение, ресурс ролика можно оценить следующим образом

$$Z_{p1} = \rho c T_s / [0,5 E^{-1} \sigma_{imax}^2 (1 - \tau_1^{2n})]. \quad (3.32)$$

Применив аналогичный прием, для ресурса веретена получим

$$Z_6 = 3(E/1,26) \rho c T_s / [0,5 \sigma_{imax}^2 (1 - \tau_1^{2n})]. \quad (3.33)$$

3.9. Основное уравнение роликового вальцевания. Третий критерий вальцевания

В предыдущем разделе было показано, что во время вальцевания труба может контактировать со стенкой отверстия не по всей поверхности. Это обстоятельство ухудшает качество закрепления. Поэтому для максимально плотного контакта необходимо правильно выбирать режим вальцевания.

Режим вальцевания обусловлен параметрами вальцовки, напряжением в зоне контакта трубы и стенки отверстия, частотой вращения роликов, параметрами и свойствами трубы, параметрами и свойствами отверстия в доске трубной.

Выше была выведена формула (3.10) по определению радиальной силы, действующей на ролик $F_{rci} = M_{кр} \operatorname{tg} \gamma (z r_{pi} \sin \alpha_6)$.

В разделе 3.7 было показано, что при закреплении трубы $\varnothing 16 \times 2$ вальцовкой с параметрами: $\gamma = 1,5^\circ$; $d_{pc} = 4$ мм; $l = 30$ мм, $\mu_{pm} = \mu_{pk} = 0,15$ при

крутящем моменте 14 Нм и $F_{rci} = 3662 \text{ Н}$ получен прогиб середины ролика 0,82 мм. При этом максимальный зазор между трубой и роликом составлял $\delta = 0,0128 \text{ мм}$. Т.е. ролик полностью прилегает к поверхности трубы, создавая соответствующее контактное напряжение.

Когда труба плотно прижата к поверхности отверстия, то усилие от нее передается и стенке отверстия. При этом имеет место и молекулярный контакт, в связи с чем можно предположить, что напряжения в подобных сопряжениях распространяются как в единой детали. В работах [27], [45], [79], [107], [162] приводится формула, характеризующая распределение радиальных нормальных напряжений в контактирующих деталях

$$\sigma_r = -2F_y \sin \varphi / (\pi r),$$

где φ , r - полярные координаты; F_y - удельное по длине контакта усилие.

Рассматривая только случай максимальных напряжений при $\varphi = \pi/2$, из этой формулы получим $\sigma_r = -2F_y / (\pi r)$. Откуда выражение, характеризующее радиальное нормальное напряжение в зоне контакта между трубой и стенкой отверстия, учитывая, что $F_y = F_{rci} / l_{крв}$, может быть записано в форме

$$\sigma_r = -4M_{кр0} \operatorname{tg} \gamma / (r \pi l'_{крв} z d_{pc} \operatorname{tg} \alpha_в). \quad (3.34)$$

Здесь $l'_{крв}$ - фактическая длина контакта прижимаемой трубы со стенкой отверстия, т.е. $l'_{крв} = l_{крв} - b_k$, где b_k - суммарная ширина радиальных канавок в стенке отверстия.

Подставив в эту формулу вместо r толщину стенки трубы s , определим значение радиального нормального напряжения в зоне контакта между трубой и поверхностью отверстия σ_k , возникающее при вальцевании с крутящим моментом $M_{кр}$.

Учитывая результаты исследований в разделе 3.7, требуемое значение крутящего момента на вале привода, обеспечивающее в мгновение остановки веретена необходимое радиальное нормальное напряжение σ_k в зоне контакта трубы и ролика должно быть

$$M_{кр} = \sigma_k s \pi l'_{крв} z d_{pc} \operatorname{tg}(\alpha_в) / [4 \eta_{мс} \operatorname{tg}(\gamma)], \quad (3.35)$$

где $\eta_{me}=0,9...0,95$ – механический к.п.д. процесса вальцевания.

Правильно выбранная величина $M_{кр}$ определяет качество изготовления теплообменного аппарата.

В настоящее время такую задачу при стандартной форме узла заделки решают на основе исследований [135], выполненных со значительными допущениями с использованием двух критериев: 1) по оптимальному крутящему моменту; 2) по величине внутреннего диаметра развальцованной трубы. В ГОСТе 55601-2013 и ОСТ 26-17-01-83 указываются как равноправные оба выше названных критерия, причем последний трактуется иначе, чем в рекомендациях различных фирм, изготавливающих вальцовочное оборудование и инструмент.

Рассмотрим подробнее каждый из отмеченных критериев.

В ОСТ 26-17-01-83 (в ГОСТе Р 55601-2013 требования по вальцеванию скопированы из отмеченного ОСТа) приводятся в табличной форме данные об оптимальном крутящем моменте развальцовки разных типов труб при различном сочетании материалов. Однако, следует заметить, даже такие сведения не охватывают и, вероятно, не могут охватить весь спектр применяемых материалов и труб. Кроме того, в этом же документе регламентируются длины роликов, которые могут быть использованы при вальцевании тех или иных труб. Предполагается, что при выдерживании предложенных режимов будут обеспечены требуемое значение остаточного давления прижатия трубы к стенке отверстия и требуемая герметичность соединения. В то же время радиальная деформация трубы прямо не увязана с величиной крутящего момента. По всей видимости, при варьировании длины вальцевания крутящий момент следует также соответственно изменить. Однако в указанном ОСТе не отмечено, как учитывать разные толщины стенки трубы, которые не всегда соответствуют приведенным в этом документе; не указано как учитывать геометрию вальцовочного инструмента, которая тоже может быть разной.

Известно, что работоспособность вальцовочного соединения зависит от контактного давления, возникающего между трубой и стенкой отверстия. Из формулы (3.35) видно, что указание только величины крутящего момента, длины и толщины стенки трубы недостаточно, чтобы выполнить требования по обеспечению необходимого контакта. Поэтому более рационально в качестве критерия режима вальцевания выбрать конкретное давление между трубой и стенкой отверстия (3.34), а также контактные напряжения между роликом и веретеном (3.14).

Второй из рассматриваемых критерий, конкретизирующий величину внутреннего диаметра развальцованных труб, имеет несколько интерпретаций.

В ОСТ 26-17-01-83 приводятся рекомендуемые диаметры развальцованных труб для достаточно широкого, но все равно ограниченного спектра труб, а также метод расчета такого диаметра. Причем в расчете используется степень развальцовки B , взятая в свою очередь из ОСТ 26-02-1015-85. В этом документе даются рекомендации по выбору величины B в зависимости от параметров труб, особенностей конструкции узла закрепления. При этом $B = d_{ik} - (d_i + \Delta_3 \beta)$, где d_{ik} , d_i - соответственно, внутренний диаметр трубы после и до развальцовки; $\Delta_3 = d_p - d_b$ - диаметральный зазор между трубой и отверстием; $\beta = d_b / d_i$ - коэффициент толстостенности трубы.

Следует отметить, что в работе [163] под степенью развальцовки понимается величина $\kappa = 1 - (d_i - d_{ik}) / (2s d_b d_p^1)$, где s - толщина стенки трубы. Значения степени развальцовки здесь также приводятся для разных случаев.

Многие фирмы, специализирующиеся на изготовлении вальцовочного инструмента предлагают следующую универсальную формулу

$$d_{ik} = d_i + \Delta_3 + \kappa_1 s, \quad (3.36)$$

где $\kappa_1 = 0,1; 0,2$ - коэффициент, учитывающий тип аппарата.

Рассмотрим подробнее этот случай.

Объем металла развальцованного участка трубы, как известно, равен $V_m = \pi(d_b^2 - d_i^2)l/4$. Разложим это выражение в ряд Тейлора [12], пренебрегая производными высокого порядка,

$$\begin{aligned} V_m &= V_{m0} + \Delta V_m = V_{m0} + (\partial V_m / \partial d_b) \Delta d_b + (\partial V_m / \partial d_i) \Delta d_i + (\partial V_m / \partial l) \Delta l = \\ &= V_{m0} + 0,25\pi[2l_0(d_{bo}\Delta d_b - d_{io}\Delta d_i) + (d_{bo}^2 - d_{io}^2)\Delta l]. \end{aligned}$$

Здесь V_{m0} , l_0 , d_{bo} , d_{io} – начальные значения параметров; Δl , Δd_b , Δd_i – соответствующие приращения. Допустимость такого разложения легко проверяется по остаточному члену [12].

Полагая, что объем металла раздаваемого участка трубы не меняется, т.е. $\Delta V_m = 0$, получим

$$2l_0(d_{bo}\Delta d_b - d_{io}\Delta d_i) + (d_{bo}^2 - d_{io}^2)\Delta l = 0. \quad (3.37)$$

Равенство (3.37) взаимно увязывает изменение всех составляющих, от которых зависит величина V_m . Поскольку после окончания раздачи наружный диаметр трубы практически равен диаметру отверстия, то примем $d_{bo} = d_p$, а $\Delta d_b = d_p - d_{bo}$. Тогда изменение внутреннего диаметра развальцованной трубы равно

$$\Delta d_i = d_{bo}(d_p - d_{bo})/d_{io} + (d_{bo}^2 - d_{io}^2)\Delta l / (2l_0d_{io}) = \beta\Delta_3 + (d_{bo}^2 - d_{io}^2)\Delta l / (2l_0d_{io}), \quad (3.38)$$

а изменение длины развальцованного участка трубы

$$\Delta l = -2l_0[d_{bo}(d_p - d_{bo}) - d_{io}\Delta d_i] / (d_{bo}^2 - d_{io}^2).$$

Не трудно увидеть, что из выражения (3.38) следует

$$B = (d_{bo}^2 - d_{io}^2) \Delta l (2l_0d_{io})^{-1}, \quad (3.39)$$

т.е. степень развальцовки B зависит также и от начальных геометрических параметров трубы, длины вальцевания и изменения длины вальцованного участка трубы.

Очевидно, критерий – степень развальцовки, не совсем точно отражает процесс деформации при закреплении трубы, и если его можно применять для длин вальцевания, указанных в упомянутых документах, то при изменении величины l_0 и соотношений, имеющих место в формуле (3.39), значение этого критерия должно быть в принципе иным.

Другая интерпретация данного критерия сводится к выбору режима вальцевания по диаметру развальцованной трубы, вычисляемому с помощью формулы (3.36). Сравнивая (3.36) и (3.38), видим, что здесь также не учитывается длина вальцованного участка, его удлинение и другие соотношения.

Известно, что работоспособность вальцовочного соединения зависит от контактного напряжения, возникающего между трубой и стенкой отверстия. Из формул (3.35), (3.36) видно, что указание только величины крутящего момента, длины и толщины стенки трубы недостаточно, чтобы выполнить требования по обеспечению необходимого контакта. Поэтому более рационально в качестве **критерия режима вальцевания выбрать конкретное радиальное нормальное напряжение в зоне контакта между трубой и стенкой отверстия, которое можно рассчитать с помощью уравнения (3.35), подставив в него толщину стенки $r = s$.**

Этот критерий будет **третьим рекомендуемым критерием** вальцевания для вальцовок с перекрещивающимися осями роликов и веретена. Он следует из патента диссертанта [58]. Другие критерии см. разделы 3.2, 3.4.

Величину необходимого радиального напряжения σ_k в зоне контакта трубы и ролика целесообразно определять по результатам закрепления и испытаний опытного образца [58]. В связи с тем, что не всегда перед операцией вальцевания стоит задача обеспечения герметичности, то объем проверок при выборе σ_k будет специальным для каждого типа изделия. При этом искомое напряжение следует вычислять по формуле

$$\sigma_k = 4M_{кр} \eta_{мс} \operatorname{tg} \gamma [s \pi l'_{крв} z d_{рс} \operatorname{tg}(\alpha_6)]. \quad (3.40)$$

Уравнения (3.35) и (3.40) принимаем в качестве основных уравнений роликового вальцевания, которые по определению вытекают друг из друга. Проведенные с помощью их расчеты позволяют выбирать режимы вальцевания и выполнить требования по обеспечению необходимого контакта.

При таком вальцевании средняя величина внутреннего диаметра вальцуемого участка трубы \bar{d}_{ik} определяется из соотношения

$$\bar{d}_{ik} = d_i + \Delta * \beta + B, \quad (3.41)$$

где d_i – внутренний диаметр трубы до развальцовки; Δ - среднее значение диаметрального зазора между отверстием в трубной доске и наружным диаметром d трубы.

Для вычисления степени развальцовки целесообразно использовать выражение, полученное диссертантом [58]

$$B = B_0 + 0,0293(d - 16) + (s - 1,5) d^{0,92}, \quad (3.42)$$

где для соединений с двумя канавками в отверстии величина B_0 принималась $B_0 = 0,39$; для соединений с одной канавкой или с микроканавками – $B_0 = 0,31$; для соединений с гладкими сопрягаемыми поверхностями – $B_0 = 0,09$.

Эта формула получена посредством аппроксимации данных, приведенных в ОСТ 26-02-1015-85. При этом среднее значение диаметрального зазора Δ определяется в соответствие с ОСТ 26-17-01-83:

$$\Delta = (\delta d + \delta d_o) / 2 + \Delta_{min}, \quad (3.43)$$

где $\delta d, \delta d_o$ – соответственно, поле допуска для наружного диаметра трубы и отверстия в доске трубной; $\Delta_{min} = d_{omin} - d - \delta d$ – наименьшее значение диаметрального зазора между диаметром трубного отверстия и наружным диаметром трубы.

При использовании данного метода минимальный и максимальный внутренний диаметры трубы будут

$$d_i = \bar{d}_{ik} \pm [\beta^2 \delta d^2 + 2 \delta s^2 + (\beta - 1)^2 \delta d_o^2]^{1/2}. \quad (3.44)$$

Здесь δs - поле допуска на толщину стенки трубы.

В настоящее время используются вальцовочные установки, например МА-2500, «Vernon», где веретено подается в трубу посредством гидравлического цилиндра, а угол перекрещивания осей роликов и корпуса γ либо равен нулю, либо меньше 1° . В принципе здесь может быть применено и внешнее механическое усилие. Поскольку в этом случае мощность,

затрачиваемая на деформацию трубы, создается двумя независимыми источниками энергии, то возникает необходимость в определении требуемых значений осевого поджатия и крутящего момента на веретене. Критерием вальцевания здесь должно быть радиальное нормальное напряжение в зоне контакта трубы и стенки отверстия.

Выше величина этого напряжения для вальцовок, где осевое перемещение веретена осуществляется за счет явления силовой динамики, определялась уравнением (3.40)

$$\sigma_k = 4M_{кр} \eta_{ме} \operatorname{tg} \gamma [s \pi l'_{кр} z d_{рс} \operatorname{tg}(\alpha_6)].$$

При этом в осевом направлении на корпус вальцовки действует сила (3.22)

$$F_{осрк} = z F_{tr} \operatorname{tg} \gamma + z F_{rci} \mu_{pm} \sin(B + \gamma) + z F_{rci} \mu_{pm} \cos(B + \gamma) \cos(\gamma) / \operatorname{tg}(\gamma + B + \rho_k) = \\ = M_{кр0} \operatorname{tg} \gamma \gamma_{рс}^{-1} [1 + \mu_{pm} \sin(B + \gamma) / (\sin \alpha_6) + \mu_{pm} \cos(B + \gamma) \cos(\gamma) / (\operatorname{tg}(\gamma + B + \rho_k))]. \quad (3.45)$$

По всей видимости, такое же усилие на веретено должно создавать внешнее устройство. Эта сила создает требуемое напряжение в зоне контакта. При этом крутящий момент будет затрачиваться на переносное движение роликов и на их собственное вращение, сопровождающееся изгибом неприжатой части к трубе.

При использовании установок с дополнительным осевым поджатием веретена, величину осевой силы при известном нормальном напряжении в зоне контакта следует определять из выражения (3-45) для коэффициента трения $\mu_{pm} = 0,15$.

Заключение к главе III

Исследованы и описаны кинематика и силовые взаимодействия в роликовой вальцовке.

Впервые сформулированы и выведены три критерия вальцевания, учитывающие перемещение веретена, напряжения между роликом и веретеном, между трубой и стенкой отверстия, обеспечивающие требуемые

параметры качественных, прочностных и эксплуатационных характеристик неразъемных трубных соединений с натягом.

По разработанным оригинальным методикам проведены экспериментальные исследования изменения крутящего момента от осевого перемещения веретена при вальцевании трубы $\varnothing 16 \times 2$ сталь 08Х14МФ роликовым инструментом.

Получен метод оценки работоспособности рабочих органов данного инструмента, позволяющий оптимизировать конструкцию и технологические режимы закрепления труб, что во многом определяет качество, прочность и ресурс теплообменных установок. Результаты расчетов подтверждены экспериментальными данными.

Численным методом по авторским расчетным программам определены уровни растягивающих и контактных напряжений в деталях вальцовочного инструмента при вальцевании.

ГЛАВА IV. АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБНОЙ ДОСКИ (РЕШЕТКИ)

4.1. Напряжения и деформация перемычки между отверстиями

При рассмотрении роликового вальцевания в ГОСТ Р 55601-2013 (ОСТ 26-17-01-83) и других работах часто говорят о упругопластической деформации трубных досок. В этой связи проведем анализ механизма создания прочного соединения труба - трубная решетка.

На рис. 4.1 показано воздействие роликов вальцовки на трубу и доску трубную, в теле которой выполнено определенное количество отверстий, где должны закрепляться трубы.

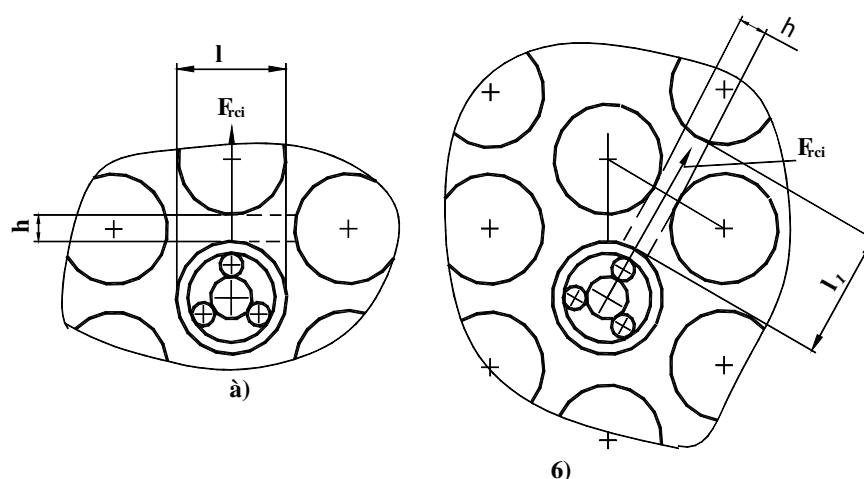


Рис.4.1. Воздействие роликов вальцовки на трубу и доску трубную

Во время вальцевания ролики вальцовки периодически с возрастающим усилием через трубу воздействуют на участки доски трубной. Под действием таких сил перемычка между отверстиями определенным образом прогибается. Поскольку участки доски в зоне вальцевания имеют достаточно сложную форму, то для оценки деформаций и напряжений эти участки в работе [135], на основе которой разработаны основные нормативные документы по вальцеванию, представляют в виде эквивалентной цилиндрической втулки диаметром $d_{2n} = d_{20} + 2\alpha_j(t - d_{20})$, где d_{20} – диаметр отверстия в трубной решетке (ложементе); α_j – параметр

трубной решетки, при $j=1$ отверстия располагаются по вершинам равностороннего треугольника и $\alpha_1 = 1,6$, при $j=2$ отверстия располагаются по вершинам квадрата и $\alpha_2 = 1,75$; t – шаг отверстий.

Рассматривая часто применяемую сетку отверстий для размещения труб наружным диаметром 16 мм, выполненную в форме равностороннего треугольника с шагом 21 мм, получим наружный диаметр эквивалентной цилиндрической втулки $d_{2n} = 31,12$ мм.

Авторы [135] при анализе взаимодействия трубы и эквивалентной втулки полагают, что вначале под действием роликов вальцовки происходит упругопластическая деформация трубы и отмеченной втулки, а после удаления вальцовки вследствие упругой отдачи, разной для втулки и трубы, образуется натяг между соединяемыми деталями.

Уточним, как деформируется металл, окружающий отверстие в доске. Из рис. 4.1 видно, что при вальцевании 3-х роликовой вальцовкой, которая применяется чаще других конструкций, возможны два сильно отличающихся варианта взаимодействия.

По первому варианту, ролик вальцовки с некоторой силой F_{rci} через трубу давит в середину перемычки толщиной h , длиной l между отверстиями. По второму – ролик с силой F_{rci} давит по оси перемычки. При этом перемычка имеет переменное сечение, а ее опоры защемлены в арочных конструкциях. Представим схему взаимодействия (рис. 4.2) в виде прямоугольной балки длиной l , толщиной h , шириной $l_{крв}$, с концами защемленными в середине прямоугольных балок длиной $l_{он}$, толщиной $h_{он} > h$, шириной $l_{крв}$, концы которых также защемлены [55], [56].

Поскольку жесткость действительных арочных конструкций существенно выше по сравнению с предложенной схемой, а перемычка имеет переменную толщину, то результаты по изучению напряженного состояния перемычки и зоны окружающей отверстие будут заметно превышать фактические.

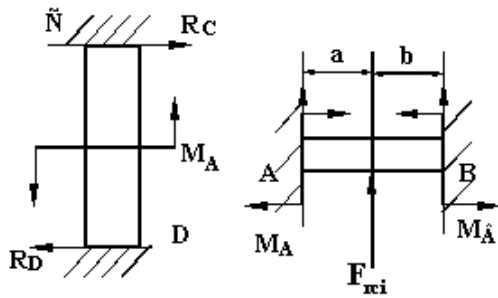


Рис. 4.2 Схемы нагружения перемычки

Обе схемы нагружения на рис. 4.2 представляют собой статически неопределимые задачи. С целью определения деформаций и напряжений в перемычке воспользуемся известными формулами:

- по вычислению изгибающего момента в середине пролета [150], [151] $M_u = 2 \cdot 0,5^4 F_{rci} l$, а значит и напряжения при изгибе, определяемого известным способом, $\sigma_u = M_u h / (2J_x)$;

- по вычислению максимальных касательных напряжений на нейтральной линии перемычки (формула Журавского) $\tau = 1,5 \cdot F_{rci} / (l_{крв} h)$;

- по вычислению нормальных радиальных напряжений в зоне контакта $\sigma_k = 4M_{кр0} \sin \gamma / (s \pi l'_{крв} z d_{рс} \operatorname{tg} \alpha_6)$,

где s – толщина стенки трубы; $l'_{крв}$ – фактическая длина контакта прижимаемой трубы со стенкой отверстия, т.е. $l'_{крв} = l_{крв} - b_k$, где b_k – суммарная ширина радиальных канавок в стенке отверстия; $M_{кр0}$ – крутящий момент, затрачиваемый на деформацию трубы; γ – угол перекрещивания осей веретена и роликов; z – число роликов; $d_{рс}$ – средний диаметр ролика; α_6 – угол конусности веретена; $J_x = l_{крв} h^3 / 12$ – геометрический момент инерции сечения перемычки; $F_{rci} = M_{кр0} \operatorname{tg} \gamma / (z r_{pi} \sin \alpha_6)$ – радиальная сила, действующая на ролик.

Прогиб в середине пролета непосредственно от силы F_{rci} вычисляется по формуле [151] $y_{nf} = F_{rci} l^3 / (192 E J_x)$.

Под действием перекашивающих моментов $M_A = M_B = 0,125 F_{rci} l$ середины опор А, В поворачиваются на угол β , увеличивая прогиб центра перемычки на величину $y_M = 0,5 l \beta$.

Для оценки угла поворота центра опорных балок воспользуемся решением, приведенным в книге [151], из которого следует, что на опорах С, D от перекашивающего момента M_A развиваются

- изгибающие моменты $M_C = M_D = 0,25 M_A$,

- реакции $R_C = |R_D| = 6M_A 0,25/l_{on}$,

где l_{on} – длина опорной балки.

Допустив, что в точках С и D поворота нет, угловое перемещение центра опорной балки после составления уравнения изменения по длине изгибающего момента опишем выражением

$$\beta_M = [M_C 0,5 l_{on} + R_C 0,125 l_{on}^2] / (EJ) = 0,3125 M_A l_{on} / (EJ_{on}), \quad (4.1)$$

где $J_{on} = l_{крв} h_{on}^3 / 12$.

Поэтому суммарный прогиб центра балки АВ будет $y_s = y_{nf} + y_M$.

Такому прогибу соответствует сила $P = F_{rci} y_s / y_{nf}$. Тогда в точке приложения силы будет изгибающий момент $M_{us} = M_u y_s / y_{nf}$ и напряжения $\sigma_{us} = M_{us} h / (2J_x)$.

Интенсивность напряжений на внутренней поверхности перемычки будет [153]

$$\sigma_i \approx (\sigma_{us}^2 + \sigma_{us} \sigma_k + \sigma_k^2)^{0,5}. \quad (4.2)$$

Для параметров режима закрепления трубы $\varnothing 16 \times 1,5$: $M_{кр} = 15 \text{ Нм}$;
 $F_{rci} = 3460 \text{ Н}$; $d_o = 16,4 \text{ мм}$; $d_{pc} = 4,15 \text{ мм}$; $d_{ec} = 5,07 \text{ мм}$; $\gamma = 1,5^\circ$; $z = 3$; $l = 16,4 \text{ мм}$;
 $l_p = 30 \text{ мм}$; $h = 4 \text{ мм}$ получим следующие значения: $\sigma_{us} = 48,24 \text{ МПа}$;
 $\tau = 43 \text{ МПа}$; $\sigma_k = 35 \text{ МПа}$; $\sigma_i = 73,4 \text{ МПа}$; $y_{nf} = 2,37 \text{ мкм}$; $y_M = 2,78 \text{ мкм}$;
 $y_s = 5,15 \text{ мкм}$.

Рассмотрим теперь особенности деформирования охватывающей цилиндрической втулки. Такого рода ложементы, в которых закрепляется теплообменная труба, часто изготавливают и исследуют в качестве опытных однотрубных образцов.

Для определения напряжений, обусловленных процессом вальцевания, в качестве расчетной модели принимаем кольцевую раму и используем расчетный метод – метод сил, рис. 4.3.

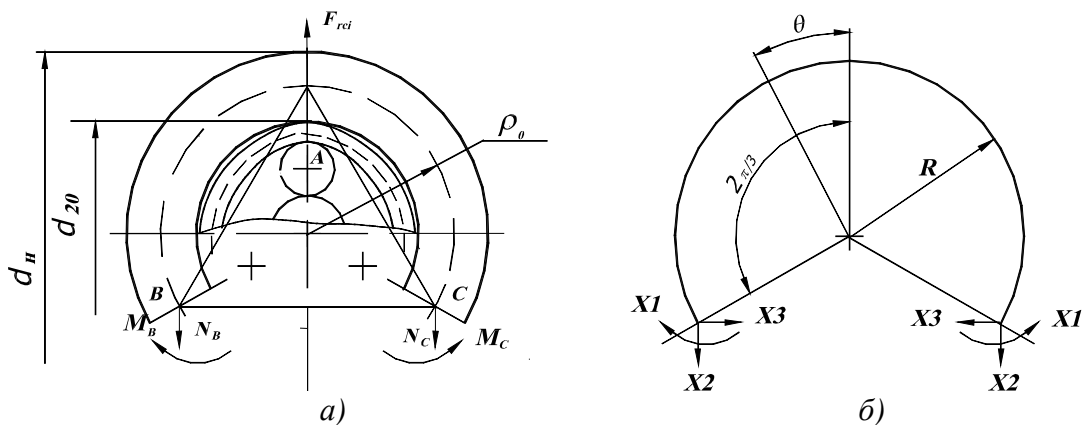


Рис. 4.3. Схема действия сил на охватывающую втулку и основная система для расчета

В то мгновение, когда ролики устойчиво прижали трубу к стенке отверстия в 3-х точках, а веретено остановилось, ложемент оказывается под воздействием сил, показанных на рис. 4.3,а. Здесь ρ_0 – радиус окружности центров тяжести сечений втулки; $h = r_{2н} - r_{20}$ – высота сечения втулки; $r_{2н} = 0,5d_{2н}$; $r_{20} = 0,5d_{20}$.

Пусть анализируются напряжения при закреплении методом роликового вальцевания трубы диаметром 16 мм во втулке наружным диаметром $d_{2н} = 16,4 + 2 * 1,6 * (21 - 16,4) = 31,12$ мм и диаметром отверстия $d_{20} = 16,4$. Длина вальцевания составляет 30 мм.

В этом случае $\rho_{01} = 0,25(d_{2н} + d_{20}) = 11,88$ мм; $h_1 = 7,36$ мм.

Рассматриваемое кольцо является три раза статически неопределимым с симметрией относительно действия сил. Поэтому $N_B = N_C = F_{rci} / 2$, $M_B = M_C$. Система канонических уравнений записывается в форме:

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \delta_{1P} = 0;$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \delta_{2P} = 0;$$

$$\delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \delta_{3P} = 0,$$

где X_1 - изгибающий момент; X_2, X_3 – нормальная и перерезывающая силы.

Пренебрежем нормальными и перерезывающими силами и учтем наличие симметричности, тогда $\delta_{12} = \delta_{12} = 0$; $\delta_{23} = \delta_{32} = 0$; $\delta_{13} = \delta_{31} = 0$; $X_1 = -\delta_{1P} / \delta_{11}$.

В сечении с угловой координатой θ изгибающий момент от силы F_{rci} будет $M_P = 0,5F_{rci}R(1 - \cos \theta)$. Момент единичного силового фактора $M_1 = -1$.

Определим коэффициенты канонического уравнения

$$\delta_{I1} = \int_0^{3\pi/2} (EJ_b)^{-1} M_1^2 R d\theta = 2\pi R / (3EJ_b);$$

$$\delta_{IP} = \int_0^{3\pi/2} (EJ_b)^{-1} M_P M_1 R d\theta = -(EJ_b)^{-1} \int_0^{3\pi/2} 0,5 F_{rci} R (1 - \cos \theta) R d\theta =$$

$$= -F_{rci} R^2 (EJ_b)^{-1} (\pi/3 - 0,866) = -0,181 F_{rci} R^2 (EJ_b)^{-1},$$

где $J_b = l_p h^3 / 12$ – геометрический момент инерции продольного сечения кольца.

$$\text{Тогда } X_I = F_{rci} R^2 0,181 * 3 / (2\pi R) = 0,0865 F_{rci} R.$$

Изгибающий момент в произвольном сечении равен

$$M_u(\theta) = M_P - X_I = 0,5 F_{rci} R (1 - \sin \theta) - 0,0865 F_{rci} R =$$

$$= F_{rci} R (0,5 - 0,5 \sin \theta - 0,0865) = 0,5 F_{rci} R (0,827 - \sin \theta). \quad (4.3)$$

Из этого выражения следует, что максимальный изгибающий момент $M_{u\max} = 0,4135 F_{rci} R$ будет при $\theta = 0$. Тогда максимальные напряжения от изгиба на внутренней поверхности эквивалентной втулки при закреплении на выше рассмотренном режиме и диаметре отверстия 16,4 мм будут

$$\sigma_u = 6 * 0,4135 F_{rci} \rho_{01} / (l_p h_1^2) = 6 * 0,4135 * 3460 * 11,88 / (30 * 7,36^2) = 62,7 \text{ МПа.}$$

Проведенные расчеты показывают, что при практически максимальном крутящем моменте для данной трубы и рассматриваемой схемы взаимодействия в перемычке или в стенке эквивалентной втулки не могут происходить пластические деформации. Этот вывод неоднократно подтверждался на практике. При сборке теплообменного аппарата по тем или иным причинам в отдельных узлах крепления труб, как имеющих обварку, так и без нее, в процессе проверки герметичности периодически возникают протечки. Повторное вальцевание дефектных узлов даже при более высоком крутящем моменте позволяет устранить дефект. Кроме того, в отличие от рекомендуемой авторами [135], [158] специальной схемы вальцевания соединений, на производстве закрепление труб производится часто последовательно по рядам. В этих случаях, если следовать гидростатической модели, в соседних отверстиях, в которых плотно

установлены трубы, должны произойти пластические деформации, способные нарушить герметичность. В действительности даже при предельно тонких перемычках такого практически не наблюдается, а дефекты обусловлены либо отклонениями свойств материала труб, либо особенностями вальцевания.

Таким образом, во время роликового вальцевания имеет место иной по сравнению с ранее рассматриваемым механизм создания прочного соединения труба – трубная решетка.

4.2. Контактное напряжение между трубой и стенкой отверстия после завершения роликового вальцевания

Перед операцией механического вальцевания трубы размещаются в отверстия диаметра $d_{н0}$ доски трубной. Между сопрягаемыми поверхностями всегда имеется зазор. Схема действия радиальных нормальных напряжений в некоторое мгновение во время остановки веретена показана на рис. 2.4. Здесь семейство окружностей, сходящихся в точке касания O , изображают линии равных напряжений.

Обычно процесс вальцевания завершается, когда крутящий момент на веретене достигнет некоторого значения. При этом в мгновение остановки вращения веретена между трубой и ложементом развивается требуемое контактное напряжение σ_k (см. (3.40)), которое после извлечения вальцовки обеспечивает в соединении выполнение всех предъявляемых требований. В принципе в это мгновение труба плотно прилегает не по всей поверхности вальцевания, а в ν - количестве зон контакта. Причем в z – зонах, где z – число роликов вальцовки, контактное напряжение равно σ_k , а в $(\nu - z)$ – оно отличается на величину, обусловленную разгрузкой, т.к. ролики ушли из этих зон.

Оценим величину остаточных напряжений после пробега ролика. С этой целью опишем изменение внутреннего диаметра трубы, когда

вращающееся веретено втягивается в трубу и вызывает тем самым ее диаметральною деформацию.

Из-за перекрещивания осей роликов и веретена последнее втягивается в трубу. При повороте веретена на угол α_6 его осевое перемещение составит

$$x = \zeta_1 r_6 \alpha_6 \sin \gamma \quad (4.4)$$

где ζ_1 – коэффициент проскальзывания ролика относительно веретена и ролика относительно трубы.

По мере втягивания средний радиус веретена возрастает на величину $\Delta r_6 = 0,5 K_6 x$, т.е. $x = \zeta_1 (r_{60} + 0,5 K_6 x) \alpha_6 \sin \gamma$. Откуда после преобразований, получим

$$x = \zeta_1 r_{60} \alpha_6 \sin \gamma / (1 - 0,5 \zeta_1 K_6 \alpha_6 \sin \gamma), \quad (4.5)$$

где r_{60} – начальный средний радиус веретена; K_6 – конусность веретена.

В процессе вальцевания происходит увеличение внутреннего диаметра трубы $\Delta d_i = K_6 x$. Подставим сюда (4.5), получим

$$\Delta d_i = A_6 r_{60} \alpha_6 / (1 - 0,5 A_6 \alpha_6), \quad (4.6)$$

где $A_6 = K_6 \zeta_1 \sin \gamma$.

Следовательно, если в начале рассматриваемого движения диаметр ролика совпадает с линией ОА на рис. 4.4, то после поворота на некоторый угол $\alpha_k = 4\alpha_6 = \angle C$ точкой контакта станет В с радиусом

$$OB = a = 0,5(d_{60} + \Delta d_i) + d_{pc},$$

где d_{pc} – средний радиус ролика; d_{60} – начальный диаметр веретена.

Длину отрезка АВ = c определим следующим образом [55]

$$c = a \sin(C) / \sin(A), \quad (4.7)$$

$$A = (\pi - C) / 2 + \arctg[(a-b)(a+b)^{-1} \operatorname{ctg}(C/2)]; b = 0,5 d_{60} + d_{pc}.$$

Если бы не было увеличения диаметра, то для угла α_k дуга перемещения составила бы $l_n = \alpha_k b$. Поэтому приращение дуги на указанном изменении равно

$$\Delta l = c - \alpha_k b, \quad (4.8)$$

а относительное перемещение будет

$$\varepsilon_{ii} = (c - \alpha_k b) / (\alpha_k b) = c / (\alpha_k b) - 1. \quad (4.9)$$

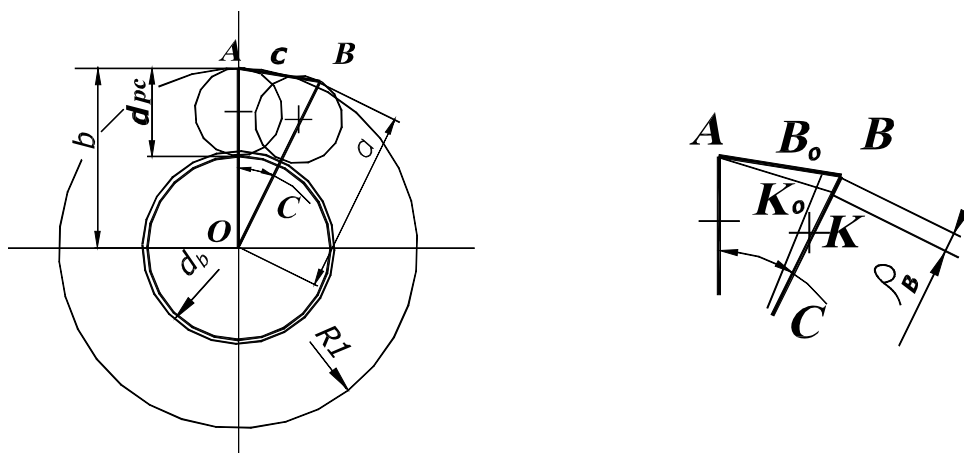


Рис. 4.4. Перемещение ролика при вальцевании

При описанном перемещении роликов во внутреннем слое разовьются напряжения, превышающие предел текучести материала.

Для оценки этих напряжений разложим 1/3 оборота корпуса вальцовки на множество α_k поворотов. Вычисляя для каждого из них по формулам (4.6), (4.7) элементарные приращения, и суммируя их, получим удлинение дуги окружности при смещении веретена на величину x , обусловленную поворотом корпуса вальцовки на угол α_k . Если значение d_{e0} соответствует условию окончательного прижатия трубы к стенке отверстия, то, учитывая (4.8), получим величину относительного окружного удлинения внутреннего слоя трубы при повороте корпуса на один оборот

$$\varepsilon_t = 3\Delta l / (2\pi b). \quad (4.10)$$

Для k – оборотов цикл вычислений следует повторить k – раз, соответственно увеличивая значение d_{e0} .

Так, применительно к трубе $\varnothing 16 \times 1,5$ 08X18H10T с использованием 3-х роликовой вальцовки с максимальным диаметром ролика $d_{pmax} = 4,5$ мм, максимальным диаметром веретена $d_{vmax} = 6,5$ мм, длиной вальцевания $l_{zk} = 30$ мм; углом перекрещивания осей роликов и веретена $\gamma = 1,5^\circ$ после первого прижатия, применив разработанную программу вычислений «OSTAT», (приложение № П9) получим диаметр $d_i = 13,37$ мм.

Выполнив 5 оборотов при коэффициенте проскальзывания $\zeta_l = 0,5$ получим внутренний диаметр трубы $d_i = 13,50$ мм, а относительное окружное удлинение внутреннего слоя трубы $\varepsilon_t = 0,7\%$. Этому удлинению из графика на рис. 1.8 соответствует напряжение $\sigma = 400$ МПа, при котором происходит пластическая деформация. В случае удаления вальцовки произойдет разгрузка, при которой изменение относительной деформации составит $\Delta\varepsilon_t = \sigma/E = 100\% * 400 / 2,1 * 10^5 = 0,19\%$.

Следовательно, на внутреннем слое образуется остаточная окружная деформация растяжения $\varepsilon_{to} = (0,7 - 0,19)\% = 0,51\%$, которая составляет

$$\delta_{et} = \varepsilon_{to} / \varepsilon_t = 0,51 / 0,7 = 0,728.$$

Допустим, что в зоне контакта ролика с трубой, например на дуге АВ, после 5 оборотов корпуса относительное удлинение составило ε_{ii} . Этому удлинению соответствовало радиальное перемещение точки В, равное $\rho_B = 0,5 \Delta d_i$. Поскольку после удаления вальцовки дуга АВ сократится на 0,19% от образовавшейся длины, то из подобия треугольников АВК и АВ₀К₀ можно допустить, что и относительное радиальное перемещение точки В₀ будет меньше в такой же пропорции и составит $\Delta\rho_{B0} = 0,5 * 0,728 \Delta d_i = 0,364 \Delta d_i$.

Расчеты по данному алгоритму с использованием программы OSTAT (приложение № П10) показали, что в момент остановки веретена при относительном радиальном сжатии $\varepsilon_{ri} = 3,64 * 10^{-4}$ радиальное напряжение в стенке трубы составило $\sigma_r = E\varepsilon_{ri} = 2,1 * 10^5 * 3,64 * 10^{-4} = 76,4$ МПа, а после разгрузки $\sigma_{ro} = 0,728 \sigma_r = 55,6$ МПа.

Эти результаты свидетельствуют, что даже сильное воздействие роликами на трубу не вызывает пластических деформаций в перемычке.

Поскольку z роликов все же удерживают обе детали узла крепления от упругих деформаций при разгрузке, предположим, что в то мгновение, когда веретено остановилось, радиальное нормальное напряжение в зоне контакта между трубой и стенкой доски трубной или ложементы (при однотрубном образце) по всему периметру контакта равно σ_k . Под действием этого

напряжения внутренний диаметр втулки (эквивалентной втулки) увеличится на [1]

$$\Delta d_{2e} = 2\sigma_k [(1-\mu)r_{20}^3 + (1+\mu)r_{20}r_{2n}^2]E^{-1}/[r_{2n}^2 - r_{20}^2] \quad (4.11)$$

а наружный – на

$$\Delta d_{2n} = 2\sigma_k [(1-\mu)r_{20}^2 r_{2n} + (1+\mu)r_{20}^2 r_{2n}]E^{-1}/[r_{2n}^2 - r_{20}^2]. \quad (4.12)$$

Например, для отверстия диаметром 16,3 мм при $\sigma_k = 40 \text{ МПа}$
 $\Delta d_{2e} = 0,0067 \text{ мм}$; $\Delta d_{2n} = 0,0048 \text{ мм}$.

Следовательно, относительное радиальное сокращение стенки втулки составляет $\varepsilon_{r2} = -0,5(\Delta d_{2e} - \Delta d_{2n})/s_2 = -0,5(6,7-4,8)10^{-3}/6,85 = 1,4 \cdot 10^{-4}$, а относительное окружное увеличение по среднему радиусу –

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\varphi 2} &= \{2\pi\{(r_{20} + 0,5\Delta d_{2e}) + (r_{2n} + 0,5\Delta d_{2n})\}/2 - 2\pi(r_{20} + r_{2n})/2\} / (2\pi(r_{20} + r_{2n})/2) = \\ &= 0,5(\Delta d_{2e} + \Delta d_{2n}) / (r_{20} + r_{2n}) = 0,00025. \end{aligned} \quad (4.13)$$

Здесь $s_2 = 6,85 \text{ мм}$ - толщина стенки втулки (эквивалентной втулки).

Для принятых параметров трубы и отверстия, пользуясь методикой, изложенной в ГОСТ Р 55601-2013 и в разделе 3.9 (формула 3.40), определим изменение диаметра трубы после касания сопрягаемых поверхностей трубы и отверстия значения внутреннего диаметра трубы, полученные в результате вальцевания $d_{i1} = 12,558 \dots 13,443 \text{ мм}$.

С помощью формулы (3-42) $B = B_0 + 0,0293(d - 16) + (s - 1,5)d^{0,92} = 0,09$ определим степень развальцовки. Тогда внутренний диаметр трубы вначале соприкосновения поверхностей будет $d_{i10} = d_{i1} - B = 12,468 \dots 13,353 \text{ мм}$.

Положим, что на поверхности отверстия втулки нет каких-либо канавок, тогда изменение внутреннего диаметра рассматриваемой трубы после прижатия составит $B = 0,09 \text{ мм}$. Следовательно, относительное сокращение толщины стенки трубы равно

$$\varepsilon_{r1} = -(0,09 - \Delta d_{2e}) / (16,3^{+0,12} - 12,468^{+0,885}) = -(0,021 \dots 0,028),$$

а относительное окружное удлинение

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\varphi 1} &= 0,5(\Delta d_{1e} + \Delta d_{2e}) / (r_{10} + r_{20}) = \\ &= 0,5(0,0067 + 0,09) / (0,5(16,3^{+0,12} + 12,468^{+0,885})) = 0,0032 \dots 0,00336. \end{aligned}$$

Поскольку, охватывающая втулка деформируется упруго, то после извлечения вальцовки ее размеры должны восстановиться. Однако в наружных и внутренних поверхностях труб после вальцевания в ряде слоев образуются окружные и радиальные остаточные напряжения сжатия. Поэтому в процессе разгрузки будет происходить как сжатие, так и растяжение. Такое объяснение соответствует соображениям авторов [143]. Аналитически оценить величину окончательного контактного напряжения в узле крепления в настоящее время затруднительно. Этот параметр целесообразней оценивать посредством эксперимента или же каким-либо численным моделированием.

4.3. Исследование полей напряжений в перфорированной сетке трубных досок теплообменных аппаратов

Процесс создания трубного неразъемного соединения осуществляется пластическим деформированием трубы, приводящим к увеличению ее внутреннего диаметра и созданию требуемого контактного напряжения между сопрягаемыми поверхностями. Поскольку при закреплении образуется соединение с натягом, то целесообразно оценить напряженное состояние трубных досок и коллекторов с целью выбора оптимальной технологии закрепления, обеспечивающей требуемое качество узла крепления с минимальным уровнем остаточных напряжений. До настоящего времени такие исследования не проводились.

Вопросам изучения напряженно-деформированного состояния перфорированных плит посвящено много работ. Так, например, в монографии Н.П. Мельникова [98] приведено решение задачи определения напряженного состояния перфорированных плит различной толщины, основанного на применении метода потенциальной энергии в предположении, что форма их упругой поверхности подобна форме изгиба сплошных плит. Используя расчетные приведенные упругие постоянные

(модуль упругости и коэффициент Пуассона), автор определяет напряжения и деформации из уравнений тонких и толстых сплошных плит с учетом приведенной цилиндрической жесткости и параметра перфорации (ширина перемычки, шаг отверстия). Схема нагружения в предложенном методе включает действие сосредоточенной и равномерно распределенной нагрузки на торцевую поверхность плиты с различными вариантами ее заземления.

Подобные принципы к оценке напряженного состояния доски применены в работах [20], [21], [33],[150]. В случаях закрепления труб в трубных досках существующими способами такой подход не может быть взят за основу, поскольку технология создания неразъемного соединения имеет принципиальные отличия.

Авторы статьи [155] по результатам анализа отработавших модулей парогенератора РУ БН-600, где выявлены течи по корням сварных швов узлов крепления труб $\varnothing 16$ мм, сделали вывод, что причиной дефекта является повышение к периферии доски уровня радиальных напряжений, приводящих к оваллизации труб. Как видно из статьи, это обусловлено созданием расчетного давления в камере и прогибом доски. Выводя за счет проточек глубиной свыше 15 мм зону сварки за пределы доски, они делают вывод, что этим можно существенно повысить ресурс узла крепления. Однако при этом из контрольного расчета следует, что за пределами выточки интенсивность напряжений по телу трубы и в доске весьма высока. Вероятно, это связано с использованием взрыва при закреплении трубы, когда в радиальном направлении относительно оси трубы действуют значительные напряжения.

В работе [137] экспериментально выявлены высокие уровни остаточных напряжений в коллекторах.

В случае закрепления труб в трубных досках существующими способами при таком подходе не учитываются отмеченные напряжения, способные заметно влиять на напряженное состояние таких деталей.

Из числа прочих публикаций, посвященных данной тематике, следует выделить работу [85], в которой изложена методика расчета режимов гидрораздачи. Её основные положения заключаются в том, что:

- в трубной доске создается осесимметричное поле напряжений;
- напряжения в осевом направлении отсутствуют;
- эквивалентное напряжение определяется из условия текучести Мизеса;
- отсутствие упругопластических деформаций в перемычке трубной решетки обеспечивается выполнением неравенства граничного давления и предела текучести трубной доски (граничное давление трубной доски должно быть меньше ее предела текучести).

Для заданной геометрии доски и материала трубы выбирается граничное давление гидрораздачи, при котором отсутствует деформация перемычки, и определяется давление сцепления после разгрузки.

Предложенный метод расчета не рассматривает теоретический аспект определения полей напряжений в перфорированной трубной доске, а сам выбор параметров предельного давления заведомо исключает упругопластические деформации её перемычки. Однако таким предположением нельзя пренебрегать, поскольку зонам технологического влияния с высокоградиентными режимами нагружения зачастую присущи переходные упругопластические процессы [109], [110]. Поэтому в предлагаемом исследовании сделана попытка найти решение оценки остаточного напряженного состояния трубных решеток без учета их прогиба и провести сравнительный анализ максимальных уровней полей таких напряжений, возникающих в перемычках перфорации при изготовлении узлов крепления существующими технологиями. Следует заметить, что в открытой печати автору не удалось найти соответствующих публикаций.

В настоящее время оценка полей напряжений в конструкциях, где имеются соединения с натягом, может решаться путем анализа его напряженного состояния в некоторой эквивалентной втулке, охватывающей

одну трубу. Размеры такой втулки определяются из учета применяемой сетки отверстий. Но, если рассматривать какую-либо точку в трубной доске (коллекторе), то вокруг нее будут располагаться несколько отверстий, в которых запрессованы другие концы трубных пучков. Поэтому общее НДС трубной доски нельзя рассматривать с позиции силовых воздействий только в одном гнезде крепления. В принципе такие задачи можно решать с помощью МКЭ и т.п. Однако, по мнению Александровой Н.Н [4]., изложенному в ее докторской диссертации, неточные входные данные, ошибки разного рода в процессе счета, могут привести к неправильным результатам. Поэтому перед использованием мощных программных средств целесообразно хотя бы в первом приближении оценить значения тех или параметров. В этой связи весьма полезными могут быть аналитические методы или относительно простые программы, которые позволят оценить те или иные изменения.

Для оценки изменения напряженного состояния в трубной доске введем новый характерный термин конструкции – «клетка». Клеткой будем называть элементарное звено сетки перфорации, в узлах которой располагаются отверстия. В клетке будем рассматривать три и более отверстий. В каждой из них развиваются радиальные нормальные остаточные напряжения, создающие в теле конструкции поле напряжений. Из производственной практики известно, что вследствие закрепления труб происходит деформирование охватывающих деталей (трубных решеток, коллекторов), выраженное в изменении размеров и формы их поверхности. Это свидетельствует о наличии значительных внутренних напряжений, локализованных в узких перемычках зоны перфорации. И хотя считается, что внутренние напряжения самоуравновешенные [11], [20, 21] они в процессе эксплуатации агрегата могут являться концентраторами напряжений при статических и переменных нагрузках, что, несомненно, влияет на ресурс теплообменных аппаратов.

Сформулируем следующую постановку задачи.

Положим, что в стальной доске достаточно большого радиуса R выполнены отверстия радиусом r_0 , в которых запрессованы (завальцованы) трубы. Выделим в ней произвольную область Θ , включающую, для примера, четыре посадочных гнезда, принимая, что оси отверстий перпендикулярны плоскости доски, рис.4.5. Совместим начало координат координатной плоскости XOY с центром отверстия 1. Принимаем, что в каждом соединении после закрепления образуются радиальные остаточные напряжения, которые равномерно распределены по окружности отверстия.

Оценим остаточное напряженное состояние выделенной области трубной доски. В качестве исходных данных принимаем, что доска изготовлена из изотропного материала, например, это стальная поковка. Схема нагружения клетки перфорации представлена на рис. 4.5.

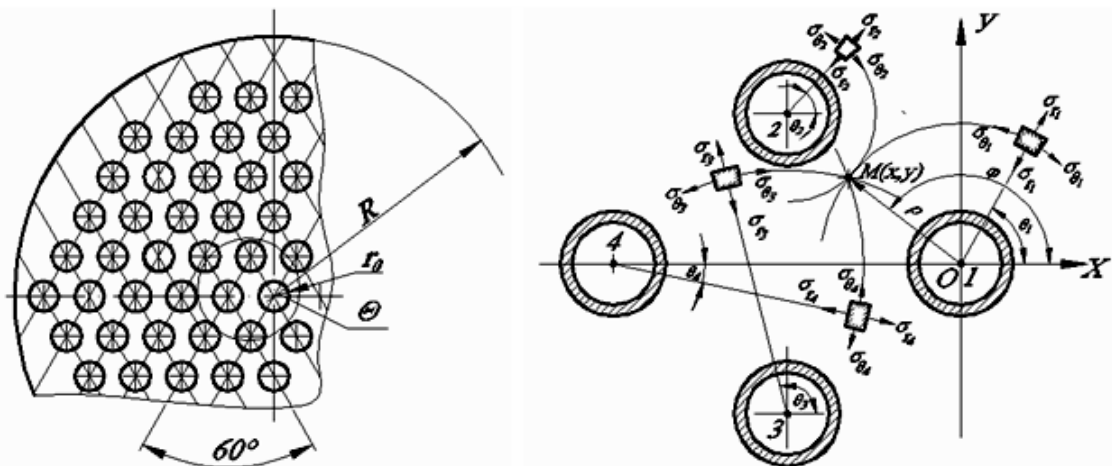


Рис. 4.5. Схема нагружения клетки перфорации в трубной доске

В качестве расчетной модели принимаем пластину средней толщины с правильной треугольной решеткой, геометрическое построение которой описывается двоякопериодической функцией [20].

Полагаем, что остаточные напряжения имеют осесимметричное распределение в сечении и постоянны по длине узла крепления. В связи с этим касательными напряжениями пренебрегаем [11], [42], имея, таким образом, трехосное напряженное состояние: σ_r , σ_θ , σ_z – радиальные, окружные и осевые напряжения соответственно. После закрепления труб

методом пластической деформации в соединениях между контактирующими поверхностями образуются остаточные контактные напряжения σ_k .

Выберем в области Θ произвольную точку $M(x, y)$. От каждого источника напряжений распространяются нормальные радиальные σ_r и окружные σ_θ напряжения, величину которых в текущей точке M можно описать выражениями [153]:

$$\sigma_{ri} = \sigma_{kj} \frac{r_0^2}{R^2 - r_0^2} \left(1 - \frac{R^2}{\rho_{ji}^2} \right), \quad \sigma_{\theta i} = \sigma_{kj} \frac{r_0^2}{R^2 - r_0^2} \left(1 + \frac{R^2}{\rho_{ji}^2} \right). \quad (4.14).$$

Здесь индексом i обозначен номер исследуемой точки, а индексом j – номер отверстия, ρ_{ji} – расстояние от центра источника напряжений до текущей точки $M(x, y)$, которое однозначно определено заданными координатами x и y в координатной плоскости XOY .

Следует отметить, что осевые напряжения существуют в каждом узле трубного соединения и определяются формулой

$$\sigma_{zi} = \frac{\lambda}{(\lambda + \mu)} \cdot \frac{r_0^2}{R^2 - r_0^2} \sigma_{ki}, \quad (4.15)$$

где λ и μ – параметры Ламе.

Поскольку $R \gg r_0$, и рассматриваются четыре близко лежащих отверстия, то источники напряжений считаем точечными, а для каждого узла крепления в формулах (4.14) и (4.15) используем одно и то же значение R .

Введя параметр t , для произвольного поперечного сечения трубной доски запишем соотношения компонент напряжений (4.14) и (4.15) от каждого источника напряжений в параметрическом виде

$$\sigma_{ri} = t(1 - R^2/\rho_{ij}^2) \sigma_k, \quad (4.16)$$

$$\sigma_{\theta i} = t(1 + R^2/\rho_{ij}^2) \sigma_k, \quad (4.17)$$

$$\sigma_z = 0,$$

где $t = r_0^2/(R^2 - r_0^2)$.

Радиальные и окружные напряжения для произвольно выбранной точки будут определяться суммарными значениями величин (4.16) и (4.17) соответственно

$$\sigma_{r(M)} = \sum_{i=1}^4 \sigma_{ri}, \quad \sigma_{\theta(M)} = \sum_{i=1}^4 \sigma_{\theta i}. \quad (4.18)$$

Траекториями нормальных радиальных и окружных напряжений являются концентрические окружности с радиусами – векторами ρ_{ji} , исходящими из центров отверстий 1, 2, 3, 4. Поэтому любую текущую точку $M_i(x_i, y_i)$ целесообразно выразить через полярные координаты $M_i(\rho_i, \phi_i)$, рис.4.6, а.

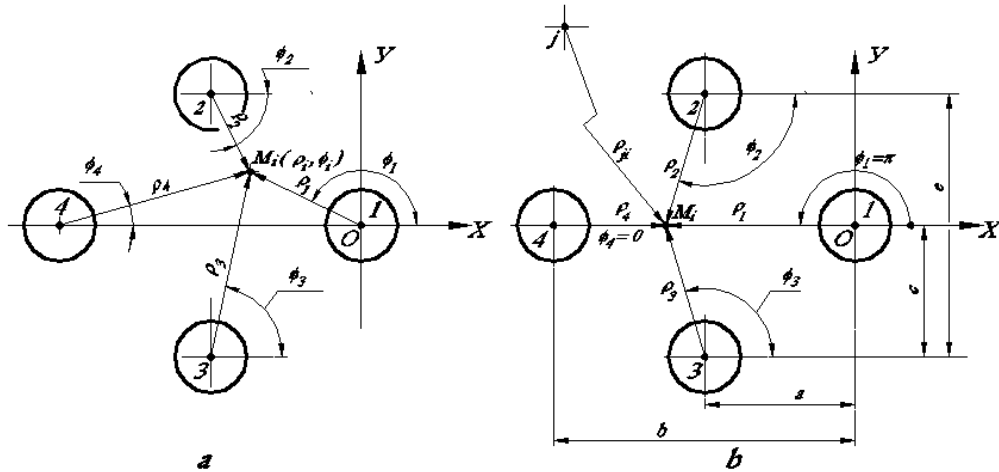


Рис. 4.6. Координаты текущей точки: а – произвольно выбранная точка; б – заведомо выбранная точка

Рассмотрим влияние разных, близко лежащих, источников напряжений на произвольно выбранную точку внутри клетки перфорации. Для упрощения, положим, что исследуемая точка находится на оси абсцисс OX , рис. 4.6, б. Компоненты остаточных напряжений от всех четырех действующих источников определяются как проекции векторов напряжений на оси OX и OY (для радиальных и окружных соответственно), рис. 4.7.

Величина суммарного радиального нормального напряжения внутри клетки сумме четырех слагаемых

$$\sigma_{r(j=4)} = \sigma_{r1} + \sigma_{r2} \cos \varphi_2 + \sigma_{r3} \cos \varphi_3 + \sigma_{r4}, \quad (4.19)$$

а величина суммарного окружного напряжения – соответственно

$$\sigma_{\theta(j=4)} = \sigma_{\theta1} + \sigma_{\theta2} \sin \theta_2 + \sigma_{\theta3} \sin \theta_3 + \sigma_{\theta4}. \quad (4.20)$$

$$\theta_i = \pi/2 - \varphi_i.$$

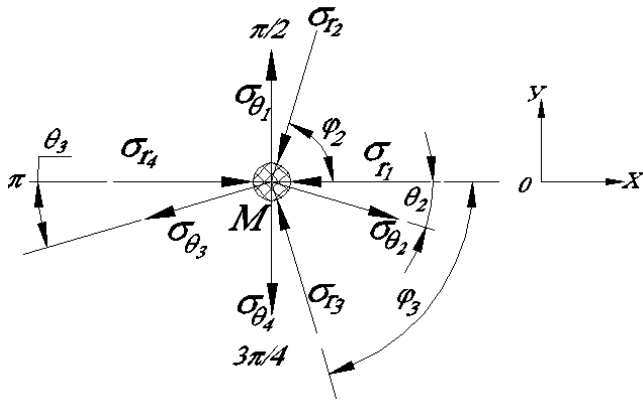


Рис. 4.7. Компоненты векторов напряжений в точке M

Не будем забывать, что остаточные напряжения, возникающие от действия силовых нагрузок при раздаче труб в других отверстиях, также оказывают влияние на поле напряжений в рассматриваемой клетке перфорации. Однако их воздействие через перфорированное пространство будет ослаблено. Поэтому суммарные напряжения в исследуемой i -той точке при одинаковых параметрах узлов крепления с учетом (4.16)–(4.20) можно описать выражениями

$$\sigma_{r(M)} = \sigma_{r(j=4)} + t\sigma_{kir} \cdot \sum_{j=5}^m k_{ocrj} \left(1 - \frac{R^2}{\rho_{ij}^2}\right) \cos \varphi_{ij};$$

$$\sigma_{\theta(M)} = \sigma_{\theta(j=4)} + t\sigma_{kir} \cdot \sum_{j=5}^m k_{oc\theta j} \left(1 + \frac{R^2}{\rho_{ij}^2}\right) \sin \theta_{ij},$$

где k_{ocrj} , $k_{oc\theta j}$ – соответственно, коэффициенты ослабления радиальной и окружной составляющих напряжений.

Во всех формулах этого раздела величины $\cos \varphi$, $\sin \theta$ принимают по их модульным значениям.

Поскольку перемещения внутри рассматриваемой клетки перфорации малы по сравнению с расстояниями до отверстий в других клетках, то можно принять фон напряжений от других отверстий постоянным, т.е.

$$\psi_r = t\sigma_{kir} \sum_{j=5}^m k_{ocrj} (1 - R^2/\rho_{ij}^2) \cos \varphi_{ij}; \quad \psi_\theta = t\sigma_{kir} \sum_{j=5}^m k_{oc\theta j} (1 + R^2/\rho_{ij}^2) \sin \theta_{ij}.$$

С учетом последнего запишем для исследуемой точки окончательные расчетные формулы определения остаточных напряжений

$$\sigma_{r(M)} = \sigma_{r1} + \sigma_{r2} \cos \varphi_2 + \sigma_{r3} \cos \varphi_3 + \sigma_{r4} + \psi_r, \quad (4.21)$$

$$\sigma_{\theta(M)} = \sigma_{\theta_1} + \sigma_{\theta_2} \sin \theta_2 + \sigma_{\theta_3} \sin \theta_3 + \sigma_{\theta_4} + \psi_{\theta}. \quad (4.22)$$

Текущие значения модулей радиусов- векторов для источников 2, 3 определяются известными соотношениями решения косоугольных треугольников [12], рис.4.8.

$$\rho_{i2} = \rho_{i1} \frac{\sin A}{\sin C}; \quad C = \frac{1}{2} \left[\pi - A + 2 \arctg \left(\frac{\rho_{i1} - \rho_{21}}{\rho_{i1} + \rho_{21}} \right) \operatorname{ctg} \frac{A}{2} \right]. \quad (4.23)$$

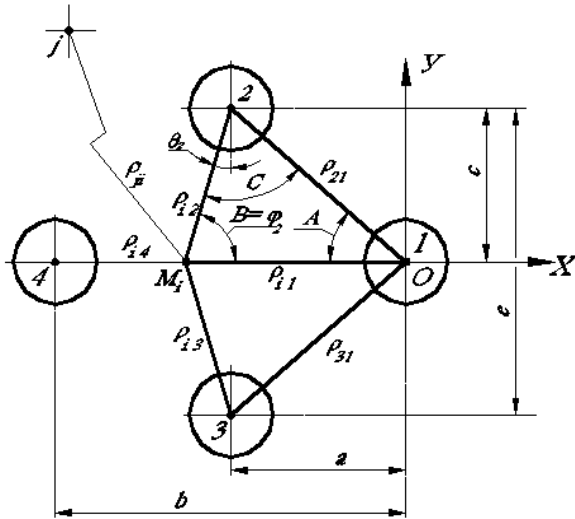


Рис. 4.8. Расчетная схема к определению остаточных напряжений

Углы действия компонентов остаточных напряжений соответствующих источников будут равны

$$\varphi_2 = \arctg \frac{c}{|\rho_{i1} - a|}; \quad \theta_2 = \arctg \frac{c}{|\rho_{i1} - a|}; \quad A = \arctg \frac{a}{c}. \quad (4.24)$$

Здесь a и c – шаг перфорации отверстий; ρ_{i1} – заданная величина, ρ_{21} – параметр перфорации.

В соответствии с условием Губера-Мизеса-Генки [96], [107] интенсивность напряжений определяем по формуле

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_{ir}^2 + \sigma_{i\theta}^2 - \sigma_{ir}\sigma_{i\theta}}. \quad (4.25)$$

Рассмотрим в качестве примера клетку правильной треугольной решетки, описываемой двоякопериодической функцией построения [20]. В силу свойств последней, ($\rho_{i2} = \rho_{i3}$; $\varphi_2 = \varphi_3 = \varphi$) и с учетом того, что напряжения источников 2 и 3 будут равны между собой ($\sigma_{r2} = \sigma_{r3}$), уравнения (4.19), (4.20) можно переписать в следующей форме

$$\sigma_{r(M)} = t\sigma_k \left[2(1 + \cos \varphi) - R^2 \xi \right]; \quad (4.26)$$

$$\sigma_{\theta(M)} = t\sigma_k [2(1 + \cos \varphi) + R^2 \xi]. \quad (4.27)$$

Здесь переменная ξ - функция, зависящая от текущей координаты ρ_{i1} и параметров перфорации, определяемая выражением

$$\xi = \left[\frac{1}{\rho_{i1}^2} + \frac{1}{(b - \rho_{i1})^2} \right] = \frac{1}{\rho_{i1}^2} \cdot \left[1 + \left(\frac{b}{\rho_{i2}} - 1 \right)^{-2} \right], \text{ при условии, что } \rho_{ji} > r_0.$$

После подстановки (4.26), (4.27) в (4.25) и соответствующих преобразований, получим

$$\sigma_i = \sigma_k \frac{r_0^2}{(R^2 - r_0^2)} \cdot \sqrt{4(1 + \cos \varphi)^2 + 3R^4 \xi^2}.$$

Или

$$\sigma_i \approx \sigma_k r_0^2 \zeta \sqrt{3}, \quad (4.28)$$

$$\text{где } \zeta = \xi + \frac{2}{\rho_{i2}^2} \cos \varphi = \frac{1}{\rho_{i1}^2} \cdot \left[1 + \left(\frac{b}{\rho_{i2}} - 1 \right)^{-2} \right] + \frac{2}{\rho_{i2}^2} \cos \varphi.$$

Из соотношения (4.28) следует, что диаметр доски мало влияет 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. 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, (см. раздел 4.2).

Расчеты проводились по вышеизложенной методике с помощью разработанной программы «DOSKA» (приложение №П11). Величины контактных напряжений при гидрораздаче и роликовом вальцевании были взяты из настоящего исследования (разделы 2.7, 4.2) и составили – 65 МПа и 55,6 МПа соответственно.

По формулам (4.26) и (4.27) определялись нормальные радиальные и окружные напряжения, далее рассчитывалась величина интенсивности напряжений по текущей координате с шагом 0,2 мм. Выборочные результаты расчетов приведены в табл. 4.1, графики интенсивности напряжений при гидрораздаче и роликовом вальцевании иллюстрированы рис. 4.9.

Таблица 4.1.

Интенсивность остаточных напряжений в трубной доске

Контактное напряжение σ_k , МПа	Текущая координата, мм						
	8,35	8,95	9,55	10,15	10,75	11,35	11,95
65	Интенсивность напряжений σ_r , МПа. Гидрораздача						
	165,96	155,5	149,1	146,1	146,4	150,2	157,5
55,6	Интенсивность напряжений σ_r , МПа. Роликовое вальцевание						
	150,1	140,6	134,8	132,1	132,4	135,8	142,4

Из приведенных результатов следует, что остаточные напряжения в трубной доске имеют максимум в зоне прилегающей к источникам напряжений, т.е. к узлам заделки и минимум, примерно в середине между отверстиями. Это сходится с расчетами МКЭ [155].

Следовательно, такой прием можно применять в случае необходимости какой-либо экстренной проверки а также для предварительной оценки напряженного состояния в проектируемых установках.

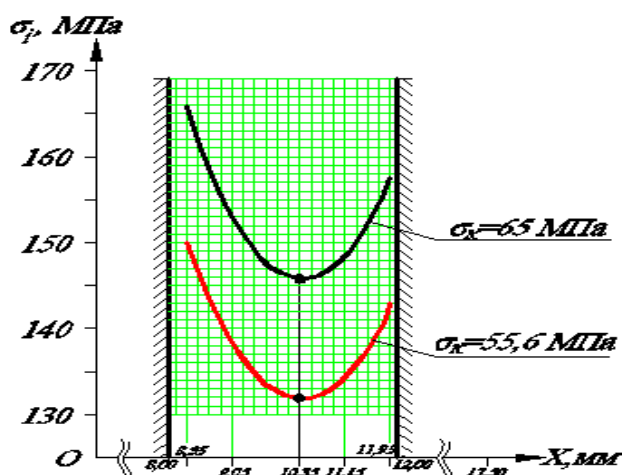


Рис. 4.9. Интенсивность напряжений в исследуемой клетке перфорации трубной доски после закрепления труб гидрораздачей и роликовым вальцеванием: $\sigma_k = 68,5$ МПа (гидрораздача); $\sigma_k = 55,6$ МПа (роликовое вальцевание)

Из приведенных расчетов видно также, что при использовании роликового вальцевания напряжения в доске несколько меньше, по

сравнению с закреплением труб гидрораздачей. С увеличением стенки перфорации уровень остаточных напряжений снижается.

Напряжения в источниках клетки могут быть разные, например во 2-м, 3-м и 4-м определяются сваркой σ_c , а в 1-м развиваются напряжения от сварки и механического закрепления труб σ_3 . В этом случае из уравнений (4.21), (4.22) для точки M_i получим

$$\sigma_{\theta i} = t\sigma_c[1 + 2\cos\varphi + k - R^2\xi_1], \quad \sigma_{r i} = t\sigma_c[1 + 2\cos\varphi + k + R^2\xi_1], \quad (4.29)$$

где $k = \sigma_3/\sigma_c$; $\xi_1 = \frac{1}{(b - \rho_{i1})^2} + \frac{2\cos\varphi}{\rho_{i2}^2} + \frac{k}{\rho_{i1}^2}$.

Подставив (4.29) в (4.25), получим

$$\sigma_{iM} = t\sigma_c\sqrt{(1 + 2\cos\varphi + k)^2 + 3R^4\xi_1^2} \approx \sigma_c r_o^2 \xi_1 \sqrt{3}. \quad (4.30)$$

Для сетки отверстий $\varnothing 16$ мм на рис. 4.10 интенсивность напряжений в середине клетки описывается выражением $\sigma_i = \sigma_c * 110,72(0,0028 + 0,0016k)$.

Если допустить, что напряжения от сварки в окрестности узла крепления близки 70 МПа [155], а в процессе роликового вальцевания радиальные нормальные напряжения -100 МПа, то $k = 1,43$. Это приведет к увеличению напряжения в клетке в процессе выполнения операции в 1,15 раза. В случае использования гидрораздачи труб давлением 350 МПа будет $k = 5$. Тогда напряжения в процессе раздачи возрастут в 2,44 раза.

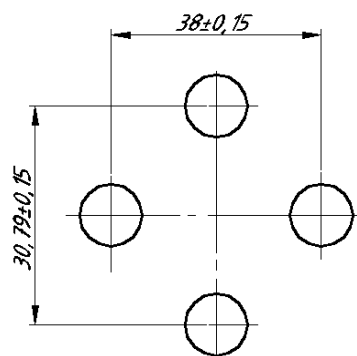


Рис. 4.10. Сетка отверстий

Эти результаты свидетельствуют, что при выполнении гидрораздачи интенсивность напряжений в доске трубной (коллекторе) может превысить допускаемую величину. Вероятность такого события при роликовом вальцевании существенно меньше.

Необходимо отметить, что в случае использования роликовых вальцовок с перекрещивающимися осями роликов и веретена возникает явление осевой пластической деформации обрабатываемого участка трубы. В ряде конструкций это мало приемлемо. В этой связи перспективным для России является способ вальцевания, используемый в вальцовочной установке «Vernon» (США) и в автоматизированном центре МА-2500 «Maus» (Италия) [36], а также в заявке на вальцовочную машину [146], разработанной диссертантом совместно с Тереховым В.М., где оси роликов и веретена параллельны, а мощности для вращения веретена и его осевого перемещения подводятся по разным каналам. В этом случае осевое перемещение участков труб мало и сравнимо с гидрораздачей. Следует отметить, что фирма «Maus» с помощью своего центра МА-2500 давно осуществляет закрепление труб в «толстых» досках посредством роликового вальцевания.

Кроме того, роликовое вальцевание в «толстых досках» обычными вальцовками можно применять при специальной схеме обработки, где разные участки узла крепления вальцуются разными способами.

Таким образом, можно сделать выводы:

1. Полученные теоретические формулы не противоречат основным положениям первой теории пластичности, что позволяет с достаточной для практики точностью определять остаточное напряженное состояние трубных досок, выбирать рациональные технологии качественного закрепления труб и назначать параметры перфорации, удовлетворяющие как конструктивной, так и технологической необходимостям.

2. Поскольку напряжения в деталях при выполнении гидрораздачи существенно превышают напряжения при роликовом вальцевании, то последний способ обеспечивает более качественное изготовление теплообменного оборудования.

2. Специальная технология роликового вальцевания может быть заложена в основу технических условий для повышения качества изготовления теплообменных аппаратов.

Заключение к главе IV

Проведен анализ напряжений и деформаций в перемычках трубной доски, выполненный с использованием методов прикладной механики и теории упругости.

Получены математические модели определения высокоградиентных полей напряжений и деформаций в узлах крепления теплообменных труб при сложном нагружении, обусловленном технологиями закрепления: гидравлической раздачей и роликовым вальцеванием.

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 уровней технологических напряжений в деталях при выполнении гидрораздачи по сравнению с роликовым вальцеванием.

Показано, что при роликовом вальцевании в перемычках трубной доски пластическая деформация отсутствует. Контактное напряжение после вальцевания между трубой и стенкой отверстия обусловлено наличием растягивающих напряжений в наружных слоях охватывающей эквивалентной втулки, а также окружных и радиальных напряжений сжатия во внутренних слоях. При разгрузке происходят процессы, как сжатия, так и растяжения.

При исследовании полей напряжений в перфорированной сетке трубных досок разработан новый упрощенный метод по оценке изменений напряженного состояния в клетке перфорации, результаты которого имеют сходимость с результатами вычислений МКЭ.

ГЛАВА V. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

5.1. Выбор механических свойств материалов труб и досок трубных

Экспериментальные исследования, которые выполнял диссертант или в которых принимал активное участие, осуществлялись на ПАО «ЗиО-Подольск», филиале МАМИ в Подольске и в НПО «ЦНИИТМАШ».

В диссертации описаны исследования процессов закрепления некоторых из множества применяемых однослойных стальных труб наружным диаметром 16 мм. Данные работы проведены при выполнении производственных заданий на ПАО «ЗиО-Подольск» и договоров НПО «ЦНИИТМАШ» с рядом предприятий (ПАО «ЗиО-Подольск», АО «Атоммаш» и др. Для этих целей использовалось устройство [59], [61], результаты металлографических исследований центра лабораторных исследований и метрологии (ЦЛИМ ПАО «ЗиО-Подольск»), стенд НПО «ЦНИИТМАШ» [139], созданный при активном участии и по техническому заданию ПАО «ЗиО-Подольск», разработанному диссертантом, стенд НПО «ЦНИИТМАШ» по исследованию остаточных напряжений в деталях и др.

Технология проведения экспериментальных исследований приведена в приложении № 8.

В предыдущих главах результаты теоретического анализа подкреплялись соответствующими экспериментальными данными. В этом разделе зачастую экспериментальным данным даются соответствующие теоретические пояснения.

В процессе проведения экспериментальных исследований и обработки полученных результатов диссертантом была составлена таблица 5.1 изменения твердости материала труб и трубных решеток (досок) разных изделий после обычного роликового вальцевания. Следует отметить, что твердость измерялась без удаления труб из соединения.

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

Труба, р-р, Сталь	Показатель твер- дости материала трубы*		Ложемент, мм Сталь	Показатель твердости материала ложемента		Изделие
	До вальце- вания	После вальцева- ния		До валь- цевания	После вальце- вания	
$\frac{\text{Ø}25 \times 2,5}{09 \times 18 \text{H}9}$	HV5 199- 201	HV5 217	$\frac{\text{Ø}25,3}{10 \times 18 \text{H}9}$	НВ 166.	HV5 197	БН-600
$\frac{\text{Ø}25 \times 0,8}{15 \times 5 \text{M}}$	HV5 135-139	HV5 190	$\frac{\text{Ø}25,3}{22 \text{K}}$	НВ 103- 105	НВ 115- 125	РВП- 3600-04
$\frac{\text{Ø}16 \times 2,5}{10 \times 2 \text{M-ВД}}$	HV5 169...199	HV5 249-302	$\frac{\text{Ø}16,3}{10 \times 2 \text{M-ВД}}$	НВ152	HV5 180- 184	БН-600
$\frac{\text{Ø}16 \times 1,4}{08 \times 18 \text{H}10 \text{T}}$	HV5 158	HV5 192-195	$\frac{\text{Ø}16,3}{22 \text{K}}$	НВ136	HV5 156 (130-133)	ПВД-К
$\frac{\text{Ø}16 \times 2}{08 \times 14 \text{MФ}}$	HV5 180	HV5 330	$\frac{\text{Ø}16,3}{22 \text{ КШ}}$	НВ143	HV5 166	СПП- 1000

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

Анализ этой таблицы дает основание утверждать, что после роликового вальцевания твердость материала труб возрастает примерно на величину от 8% до 80%. Причем наименьшее изменение твердости у стали 08X18H9, а наибольшее – у стали 08X14MФ.

Твердость внутренней поверхности отверстий в досках таблицы 5.1 после вальцевания несколько повышается. Для приведенных сталей это возрастание составляет 15...19%. Если использовать соотношение Матюнина [87], то увеличение предела текучести досок после вальцевания составит $\Delta\sigma_{m0} = 0,383 \cdot \Delta H = 0,383 \cdot (20...30) = 7,66...11,5$ МПа. Для труб подобное приращение равно $\Delta\sigma_{mm} = 6,51...57,45$ МПа.

Эти цифры свидетельствуют, что изменения напряженного состояния досок после роликового вальцевания незначительны. Ранее такой вывод был получен теоретически.

Из анализа таблицы можно сделать еще один практический вывод. Вследствие пластической деформации твердость и, соответственно, прочность труб растут. Причем конечная твердость труб может быть выше

твердости материала досок трубных. Изделия, указанные в таблице изготовлены много лет назад и успешно работают. При этом первоначальная твердость труб была выше, нежели твердость досок. Ориентируясь на работы [93], [94], можно сказать, здесь и первоначальные пределы текучести труб были выше, нежели у досок.

Это противоречит требованию ОСТ 26-02-1015-82, из которого следует, что для создания надежного закрепления предел текучести трубы должен быть меньше предела текучести доски. Исходя из такого требования, нередко возникала необходимость проведения дополнительной термообработки материала досок с целью повышения их предела текучести. Обусловлено это было ошибочным допущениями [135].

В связи с изложенным, при роликовом вальцевании требование о соотношении пределов текучести труб и досок трубных (решеток) не является необходимым.

В ПАО «ЗиО-Подольск» по инициативе диссертанта с целью выявления величины удлинения трубы были проведены сравнительные исследования с трубами $\varnothing 25 \times 2,5$ сталь 09Х18Н9. Закрепление осуществлялось механическим способом в интервале от зеркала доски трубной 0- 100 мм и комбинированным способом: сначала с помощью взрывчатых веществ (ВВ) на глубину 90 мм, а затем механическим вальцеванием в интервале 20- 58 мм, причем на начальном участке длиной ≈ 6 мм после подвальцовки проведена приварка трубы. Результаты приведены в таблице 5.2.

Из них следует два вывода:

1. После взрыва длина трубы изменяется мало.
2. При механическом вальцевании с крутящим моментом, обеспечивающим плотное прилегание трубы к стенке отверстия происходит заметное удлинение трубы, составляющее для испытываемого объекта 2,1...8,7мм.

Удлинение трубы в зависимости от способа закрепления

№ №	Раздача на расстоянии 45мм от торца трубы, мм	Удлинение, мм	Радиальный (средний) зазор на расстоянии 45мм от торца трубы, мкм	$M_{кр}$, Нм	Примечание
1	0,30...0,73	2,1...3,9	2,25	28	
2	0,39...0,75	2,7...4,8	2,5	30	
3	0,63...1,32	4,7...8,7	2	32	
4	1,149...1,74	0,5...1,45 (после ВВ -0,1...0,3)	2,5	30	После ВВ и мехвальцевания на глубине 20- 58 мм

5.2. Определение рационального радиального нормального напряжения в зоне контакта поверхностей трубы и отверстия

При проведении опытных работ по роликовому вальцеванию диссертантом было разработано устройство измерения крутящего момента вальцовочной машины [59], [61]. Это устройство использовалось затем для настройки вальцовочных машин на требуемый режим работы. Впоследствии оно было запатентовано.

С помощью такого устройства и с применением выведенных формул в рамках рассматриваемой методологии были исследованы модели теплообменных аппаратов, содержащие разные узлы крепления труб. Следует отметить, что перед проведением опытных работ проводились измерения геометрических параметров вальцовок с определением следующих параметров: конусности роликов; конусности веретена; рабочей длины роликов; максимальных диаметров роликов и веретена.

Угол перекрещивания осей корпуса (веретена) и роликов брался из паспортных данных или чертежа вальцовки.

Некоторые данные по результатам таких исследований, где узел крепления труб полностью соответствовал требованиям конструкторской документации, приведены в таблице 5.3, при этом радиальное нормальное

напряжение в зоне контакта трубы и стенки отверстия рассчитывалось по формуле (3-40).

Таблица № 5.3

Экспериментальные значения напряжений в паре труба- доска трубная, обеспечивающих герметичность узла соединения после механического вальцевания

№ №	Доска. диаметр отверстия, материал	Труба, геометрия, материал	Предел текуч. доски Предел текуч. трубы $\sigma_{тд}/ \sigma_{тт}$, МПа	Радиальное нормальное напряжение в зоне контакта, МПа
1	14,5 ^{+0,11} Ст.3	14x1,2 08X18H10T	$\frac{245}{200-216}$	46,3
2	15,1...15,2 ЛО62	15x1 М3	$\frac{\sigma_{в}=185}{\sigma_{в}=200}$	48,2
3	19,32...19,41 Ст.3	19x1 Л-96 (упрочн.дробью)	$\frac{245}{63}$	73,3
4	ЛО62-1	12x1 МНЖМц30-1-1	$\frac{\sigma_{в}=185}{200}$	58,9

Следует отметить, из-за значительных колебаний механических свойств поставляемых труб одной марки и одной плавки при выполнении операции закрепления может возникнуть необходимость дополнительного (повторного) вальцевания, с некоторым увеличением крутящего момента. 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.

На основе разработанной методики диссертантом совместно с сотрудниками «Машиностроительного завода «ЗиО – Подольск» был внедрен цикл технологических процедур (указаний), обеспечивших выпуск продукции «Машиностроительного завода «ЗиО- Подольск» в течение 1995-2002 гг.

5.3. Изменение свойств теплообменных труб в процессе роликового вальцевания

В разделе 2.1 были рассмотрены свойства труб в состоянии поставки. В результате роликового вальцевания их свойства меняются. Сначала труба деформируется без прижатия к стенке отверстия, а затем контактирует с ним.

После того, как труба первый раз прижалась в 3-х точках к стенке отверстия, происходит следующий этап ее деформации. В это время из-за переносного движения ролика по кривой, подобной спирали Архимеда, происходит растяжение в окружном направлении слоев, прилегающих к внутренней поверхности трубы и сжатие слоев, прилегающих к наружной поверхности трубы. Описанное явление имеет место для всех испытанных труб. Различия заключаются в основном в значениях напряжений. Этот процесс иллюстрируется графиками на рис. 5.1, из которых видно, что наружная поверхность трубы в узле крепления сжата. Этим обеспечивается коррозионная стойкость такой поверхности.

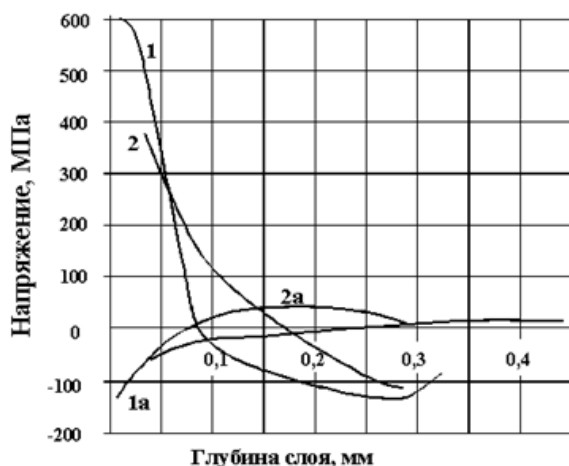


Рис. 5.1. Окружные остаточные нормальные напряжения в трубе $\varnothing 16 \times 1,5$ после вальцевания при $M_{кр} = 3,8 - 5 \text{ Нм}$, $n = 400 \text{ об/мин}$, диаметре отверстия $\varnothing 16,4 \text{ мм}$:

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

Оценим, используя формулу $\sigma_r = -2 F_{rci} / (\pi r l'_{крв})$ (см. (2-40)), характер изменения радиальных нормальных напряжений, образующихся в процессе вальцевания. Вычисления сведены в таблицу 5.4. В ней приведены значения радиальных нормальных напряжений в стенке трубы после вальцевания при $M_{кр} = 5 \text{ Нм}$, что соответствует режимам получения зависимостей на рис.

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

Таблица 5.4

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

Из данной таблицы следует, что на глубине меньшей 0,1 мм после остановки веретена радиальные сжимающие напряжения превышают предел текучести. Причем на глубине до 10-15 мкм металл, учитывая мнение Седова Л.И.[134], в окрестности линии контакта фактически является жидкостью.

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.

В процессе работы теплообменного аппарата из-за движения потоков сред трубы подвергаются различным воздействиям, приводящим, в том числе, к поперечным колебаниям. При наличии концентраторов напряжений в трубах может начаться ускоренное развитие всегда имеющихся микротрещин. Особенно это опасно при использовании высокопрочных труб, что обусловлено повышением уровня запасенной упругой энергии σ^2/E (E -

модуль Юнга). Чем больше это отношение, тем больше вероятность наступления нестабильной трещины.

К концентраторам напряжений в узлах крепления труб относятся: ступенчатообразные выступы в зоне вальцевания; царапины от роликов; участки с увеличенной радиальной деформацией, участки с перевальцовкой и т.п. Поэтому в случае применения высокопрочных труб целесообразны специальные исследования по определению пределов выносливости для разных вариантов закрепления

5.4. Динамические явления при роликовом вальцевании

При изучении процесса вальцевания автором с помощью инженера А.Н. Крылова было обнаружено явление, ранее не описанное другими исследователями. В этом опыте закрепление трубы осуществлялось ручным способом, т.е. веретено вращалось рукой, как показано на схеме рис. 1.27, с использованием пружинного динамометра типа АТЭ- 1. При вальцевании использовался инструмент со следующими параметрами: $\gamma = 1,5^\circ$; конусность веретена 1:40. Из графика на рис. 3.8 видно, что в процессе закрепления потребный крутящий момент при осевом перемещении веретена в интервале $x = 0 - 20$ мм возрастает сравнительно медленно. В интервале $x = 20 - 36$ мм скорость возрастания M существенно выше. При этом в процессе подъема величина M изменялась скачкообразно. Наличие этого факта означает, в процессе вальцевания крутящий момент колеблется, оказывая динамическое воздействие на все детали привода.

Подобные исследования, проведенные с другими трубами (см. также рис. 1.28) позволили установить факт, что при вальцевании всех труб потребный крутящий момент по мере втягивания веретена растет по степенной зависимости, которую можно описать выражением

$$M = a \tau^n, \quad (5.1)$$

где a , n - коэффициенты, определяемые по характеристике; $\tau_g = t/t_g = x/x_m$ - безразмерное время; t_g - время вальцевания; x , x_m - соответственно, текущее и конечное осевые перемещения веретена.

На рис. 5.2 приведены для разных труб зависимости относительного крутящего момента от относительного перемещения веретена. Обращает внимание значительный крутящий момент, требующийся при начале вальцевания толстостенных труб (кривая 3).

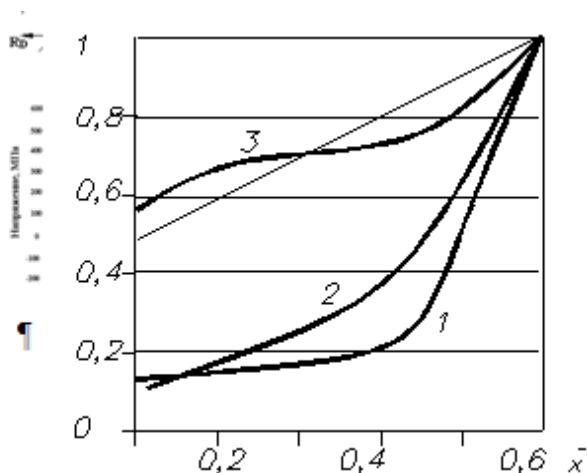


Рис. 5.2. Зависимость относительного крутящего момента от относительного осевого перемещения веретена:
 1- труба $\varnothing 16 \times 1,4$ сталь 08X18H10T;
 2- труба $\varnothing 16 \times 2$ сталь 08X14МФ;
 3- труба $\varnothing 16 \times 3,3$ сталь 10X2М
 ($M = M_g/M_{max}$; $\bar{x} = x/x_{max}$).

При выполнении исследований на стенде, изготовленном в ЦНИИТМАШ, схема которого показана на рис. 1.18, впервые в мире получены осциллограммы процесса роликового вальцевания (рис. 1.20, 2.14), из которых видна, весьма сильная динамичность.

Подобные колебания при вальцевании тысяч отверстий, например в досках ПВД-К, приводят к усталости металла инструмента, а в случае его поломки могут стать причиной повреждения трубы с последующим ослаблением коррозионной стойкости узла крепления. В связи с этим динамика роликового вальцевания требует специальных исследований.

5.5. Динамические особенности при вальцевании труб наружным диаметром 16 мм из стали ферритного класса

Испытания проводились с образцами труб из материала 08X14МФ совместно с ложементами, изготовленными из материала 09Г2СА-А. На

рисунках 5.3,а-в приведены некоторые осциллограммы процесса вальцевания.

Результаты испытаний приведены в таблице 5.6. В процессе вальцевания были выявлены некоторые закономерности.

Таблица 5.6

Результаты испытаний некоторых труб наружным диаметром 16 мм из стали 08Х14МФ

№№	$M_{кр}$, кНм	n , об/мин	$\frac{d_{i0}}{d_i}$, мм	$\frac{\Delta s}{s}$, мм	$\frac{\Delta l, мм, \%}{l_p, мм}$	$\frac{\Delta d_{нз}}{мм}$ -»-, %	$\frac{Ra_i}{Ra_0}$, МКМ	$F_{сдв 10}$, Н	d_o , мм
1	5,8	400	$\frac{13,0}{13,5}$	$\frac{0,05}{1,4}$	$\frac{0,9(3)}{30}$	$\frac{0,4}{3}$		9166	16,4
2	14,2	400	$\frac{13}{13,6}$	$\frac{0,1}{1,4}$	$\frac{1,1(4)}{30}$	$\frac{0,4}{3}$	0,18- 0,21	11875	16,4
3	6	400	$\frac{13}{14,2}$	$\frac{0,1}{1,4}$	$\frac{0,6(2)}{30}$	$\frac{1,0}{6}$		3750	17
4	15,4	400	$\frac{13}{14,3}$	$\frac{0,15}{1,4}$	$\frac{0,9(3)}{30}$	$\frac{1,0}{6}$		7690	17
5	11	400	$\frac{13,6}{14,3}$	$\frac{0,05}{1,2}$	$\frac{0,6(2)}{30}$	$\frac{0,6}{4}$	0,45	-	16,6

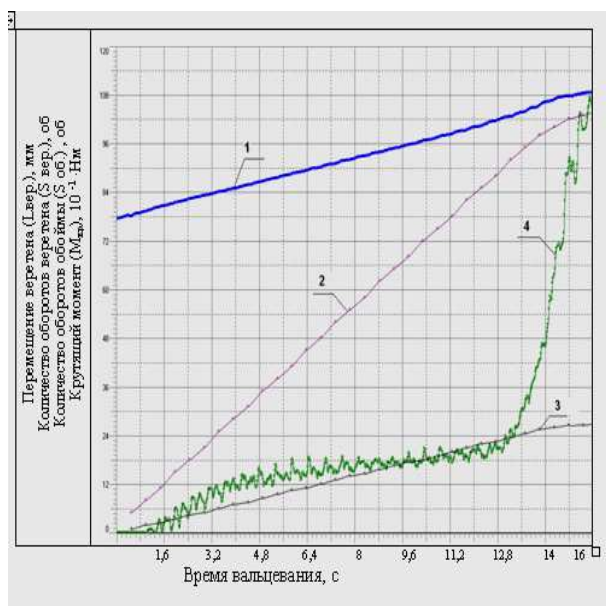
В таблице использованы следующие обозначения:

$M_{кр}$ - максимальный крутящий момент; d_{i0} , d_i - внутренний диаметр трубы до и после вальцевания; n - частота вращения; Δl - удлинение образца; Ra_0 , Ra_i - шероховатость внутренней поверхности трубы до и после вальцевания; $F_{сдв10}$ - усилие сдвига труб на длине контакта 10 мм; s , Δs - толщина и утонение стенки трубы; d_o - диаметр отверстия в ложементе; $\Delta d_{нз}$ - изменение наружного диаметра трубы; l_p - длина вальцевания ролика.

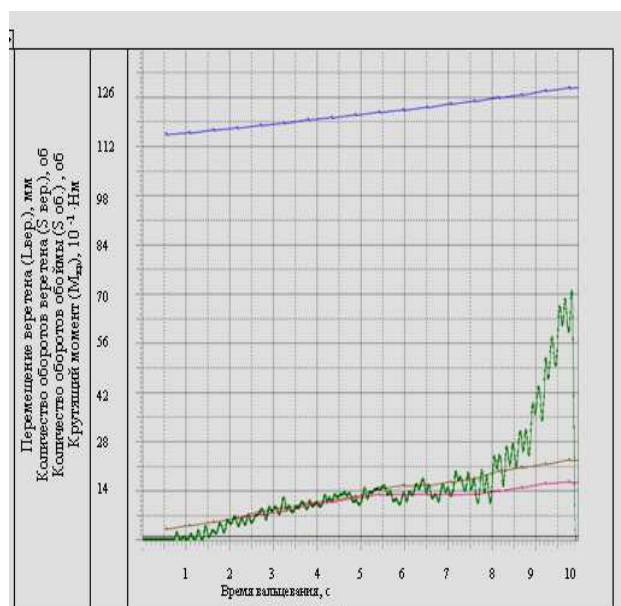
При вальцевании на стенде для штатного отверстия (рис. 5.3, б) примерно через $t = 0,5T_{ц}$ ($T_{ц}$ - время цикла вальцевания; t - время вальцевания) появляется близкий к горизонтальному участок зависимости $M(t)$, а через $0,8T_{ц}$ момент резко возрастает. На графике ручного вальцевания рис.3.8 отмеченное явление более сглажено, хотя на протяжении всего цикла вальцевания более резко проявляются всплески потребляемого момента.

Из осциллограмм видно, что вращение веретена сопровождается регулярными колебаниями крутящего момента. Приблизительно число таких колебаний равно числу оборотов веретена, а амплитуда составляет

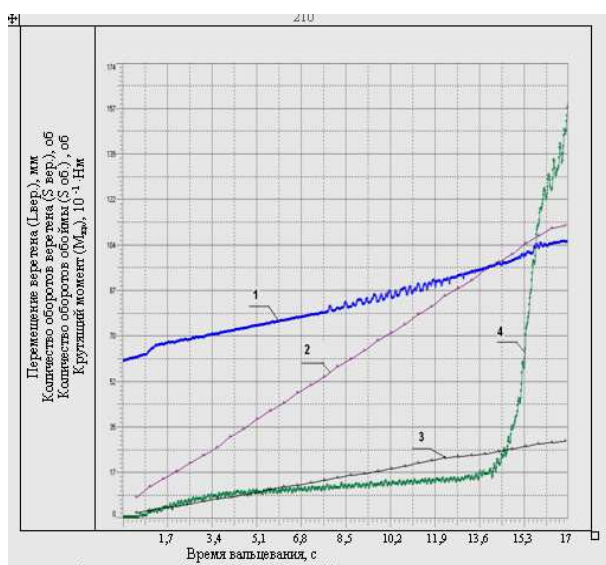
(0,15...0,20) $M_{кр}$. Вероятной причиной таких колебаний является проскальзывание ролика относительно трубы.



а)



б)



в)

- 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

Рис. 5.3. Осциллограммы процесса вальцевания труб из стали 08Х14МФ:

- а) $\varnothing 16 \times 1,4$; в ложементе с отверстием $\varnothing 17,0^{+0,1}$ мм при $M_{кр} = 12$ Нм, $n = 400$ об/мин вальцовкой СР-13;
- б) $\varnothing 16 \times 1,4$; в ложементе с отверстием $\varnothing 16,25^{+0,17}$ мм при $M_{кр} = 6,8$ Нм, $n = 150$ об/мин вальцовкой СР-13;
- в) $\varnothing 16 \times 1,2$; в ложементе с отверстием $\varnothing 17^{+0,1}$ мм при $M_{кр} = 15$ Нм, $n = 400$ об/мин вальцовкой СР-13.

Следует отметить, что указанная амплитуда колебаний получена с помощью тензометрического измерителя испытательного стенда. Такие колебания особенно при значительных осевых нагрузках оказывают заметное влияние на ресурс инструмента и качество вальцевания.

Полученные осциллограммы позволяют установить, что при вальцевании в штатном отверстии и невысоком значении крутящего момента

количество оборотов веретена, корпуса и осевое перемещение веретена (каретки) линейно связаны со временем вальцевания. В случае закрепления трубы в отверстии большего диаметра появляется нелинейная зависимость. Так для $\varnothing 17^{+0,1}$ мм нелинейность указанных переменных начинается с $0,85 T_y$. Кроме того, при закреплении в увеличенных отверстиях горизонтальный участок осциллограммы начинается при $t \approx 0,3-0,4 T_y$.

Процесс роликового вальцевания состоит из 2-х отличающихся друг от друга стадий: а)пластическая деформация (раздача) свободной трубы; б) пластическая деформация трубы, уже имеющей контакт со стенкой отверстия.

При вальцевании трубы со стенкой толщиной 1,4 мм переход на горизонтальный участок кривой $M(t)$ происходит примерно через 6 мм осевого перемещения веретена. Этот показатель практически не зависит от диаметра отверстия в ложементе.

Ускоренный рост крутящего момента начинается, когда труба первый раз прижимается к стенке отверстия в ложементе. При этом для трубы толщиной стенки $s= 1,4$ мм получено:

- при диаметре отверстия в ложементе $d_o = 16,25^{+0,17}$ мм

$dM/dx= 2,04$ Нм/мм, $dM/dt= 2,45$ Нм/с;

- при диаметре отверстия в ложементе $d_o = 17^{+0,1}$ мм

$dM/dx= 1,08$ Нм/мм, $dM/dt= 2,8$ Нм/с;

Для трубы с толщиной стенки $s= 1,2$ мм и $d_o = 17^{+0,1}$ мм

$dM/dx \approx 1,16$ Нм/мм, $dM/dt \approx 4,6$ Нм/с.

Таким образом, скорость нарастания крутящего момента в большей мере зависит от толщины стенки.

Из линейных участков полученных осциллограмм следует, что отношение количества оборотов веретена к количеству оборотов корпуса независимо от величины d_o составляет $K_{вк} \approx 3,82$, а отношение оборотов веретена к его осевому перемещению - $K_{об-х} = 2,7- 3,12$ об/мм.

При штатном диаметре отверстия, отсутствии смазки и частоте вращения веретена $n = 400$ об/мин время одного цикла вальцевания примерно равно $T_{ц} = 10$ с, а для $d_o = 17$ мм оно увеличивается до $T_{ц} = 16$ с. Смазка приводит к увеличению этого показателя, но вносит неопределенность, обусловленную переменностью коэффициентов трения.

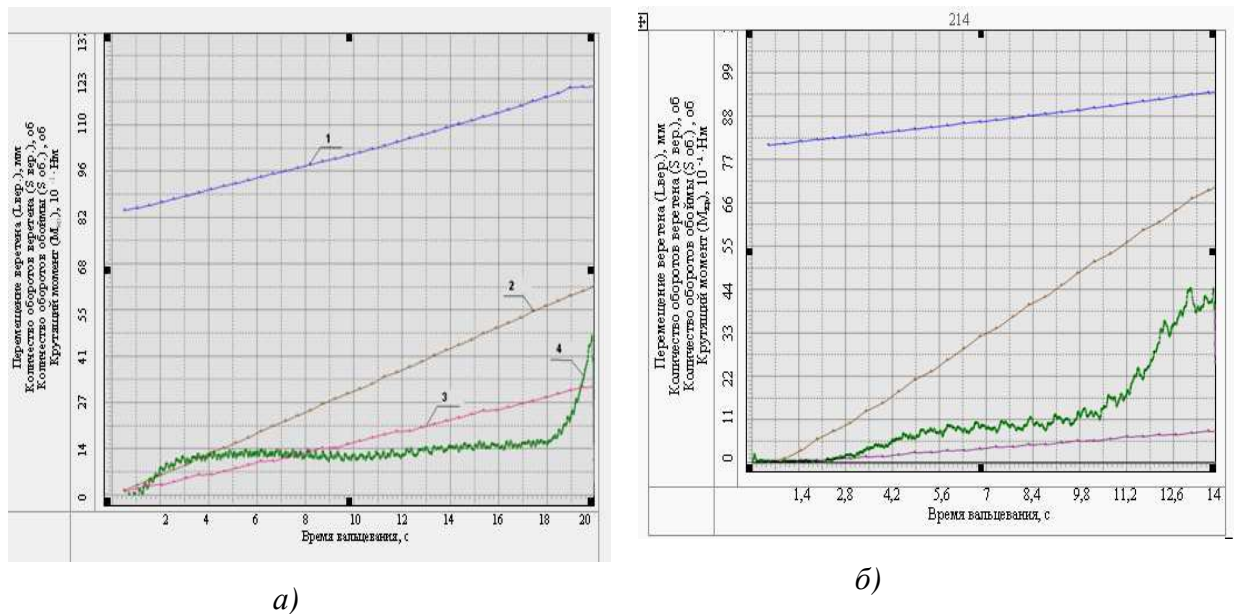
С увеличением частоты вращения веретена или величины крутящего момента осциллограмма процесса меняется, но характер ее остается практически одним и тем же.

5.6. Динамические особенности при вальцевании труб наружным диаметром 16 мм из стали аустенитного класса

Испытания проводились с образцами труб из материала 08X18H10T совместно с ложементами, изготовленными из стали 10ГН2МФА. На рис. 5.4 а, б приведены некоторые осциллограммы процесса машинного вальцевания, а на рис. 1.28 приведены зависимости при ручном вальцевании. Здесь, как и при вальцевании труб ферритного класса имеют место колебания крутящего момента с частотой примерно равной частоте вращения веретена и амплитудой до $0,2 M_{кр}$. Результаты испытаний приведены в таблице 5.7. Диаграмма растяжения этой стали приведена на рис. 2.19.

Полученные осциллограммы позволяют установить, что при вальцевании в штатном отверстии и невысоком значении крутящего момента количество оборотов веретена, корпуса и осевое перемещение веретена (каретки) линейно связаны со временем вальцевания. Ускоренный рост

крутящего момента начинается в то мгновение, когда труба первый раз прижимается к стенке отверстия в ложементе.



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

Рис. 5.4. .Осциллограммы процесса вальцевания труб из стали 08X18H10T:
а) $\varnothing 16 \times 1,5$; в ложементе с отверстием $\varnothing 17^{+0,1}$ мм при $M_{кр} = 5$ Нм, $n = 150$ об/мин вальцовкой ИН 6679/В;
б) $\varnothing 16 \times 1,5$; в ложементе с отверстием $\varnothing 16,4$ мм при $M_{кр} = 4,4$ Нм, $n = 400$ об/мин вальцовкой ИН 6679/В.

При этом для трубы толщиной стенки $s = 1,5$ мм получено:

- при диаметре отверстия в ложементе $d_o = 16,25^{+0,17}$ мм

$dM/dx = 0,88$ Нм/мм, $dM/dt = 1,24$ Нм/с;

- при диаметре отверстия в ложементе $d_o = 17^{+0,1}$ мм

$dM/dx = 0,28$ Нм/мм, $dM/dt = 1,12$ Нм/с.

При штатном диаметре отверстия, отсутствии смазки и частоте вращения веретена $n = 400$ об/мин время одного цикла вальцевания. примерно равно $T_y = 14$ с., а для $d_o = 17$ мм оно увеличивается до $T_y = 20$ с. Смазка приводит к увеличению этого показателя.

Результаты испытаний некоторых труб наружным диаметром 16мм из стали 08X18H10T

№	$M_{кр}$, кНм	n , об/ми н	$\frac{d_{i0}}{d_i}$, мм	$\frac{\Delta s}{s}$, мм	$\frac{\Delta l, \text{мм, \%}}{l_p, \text{мм}}$	$\frac{\Delta d_{нз}}{\text{мм}}$ ->-, %	$\frac{Ra_i}{Ra_0}$, МКМ	$F_{сдв 10}$, Н	d_o , мм
1	4	400	$\frac{13,0}{13,5}$	$\frac{0,05}{1,5}$	$\frac{0,5(1,7)}{30}$	$\frac{0,6}{3,8}$	0,14		16,6
2	5	400	$\frac{12,8}{14,1}$	$\frac{0,15}{1,6}$	$\frac{0,5(1,7)}{30}$	$\frac{1,0}{6}$		450	17
3	5	400	$\frac{12,8}{13,3}$	$\frac{0,05}{1,6}$	$\frac{1,(3,3)}{30}$	$\frac{0,4}{2,5}$			16,4
4	15	400	$\frac{12,8}{13,4}$	$\frac{0,1}{1,6}$	$\frac{1,2(4)}{30}$	$\frac{0,4}{2,5}$			16,4
5	15	400	$\frac{12,8}{14,2}$	$\frac{0,2}{1,6}$	$\frac{1(3,3)}{30}$	$\frac{1,0}{6}$			17
6	5,8	400	$\frac{12,8}{13,5}$	$\frac{0,15}{1,6}$	$\frac{0,3}{1,4}$	$\frac{0,4}{2,5}$		5870	16,4
7	18	1000	$\frac{12,8}{13,7}$	$\frac{0,25}{1,6}$	$\frac{0,7}{3,1}$	$\frac{0,4}{2,5}$		8409	16,4

$M_{кр}$ - максимальный крутящий момент; d_{i0} , d_i - внутренний диаметр трубы до и после вальцевания; n - частота вращения; Δl - удлинение образца; Ra_0 , Ra_i — шероховатость внутренней поверхности трубы до и после вальцевания; $F_{сдв 10}$ - усилие сдвига труб на длине контакта 10 мм; s , Δs - толщина и утонение стенки трубы; d_o - диаметр отверстия в ложементе; $\Delta d_{нз}$ - изменение наружного диаметра трубы; l_p - длина вальцевания ролика.

5.7. Динамические особенности при вальцевании труб наружным диаметром 16 мм из стали 10X2M

В качестве инструмента для закрепления труб $\varnothing 16 \times 2 \dots 16 \times 3$ использовались вальцовки производства ОАО «ЗиО-Подольск» НТЦТ-266, ИН-6005/Д, имеющие параметры, приведенные в таблице 5.8. Приведенные параметры соответствуют требованиям ТУ 14-0161-208-2002.

Испытания проводились с образцами труб из материала 10X2M совместно с ложементами, изготовленными из материала 10X2M. Диаграмма растяжения для данной стали приведена на рис. 1.22, из которой следует, что

при нормальных условиях условный предел текучести составляет $\sigma_{0,2} = 385$ МПа, предел прочности $\sigma_b = 506$ МПа, относительное удлинение $\delta = 35\%$.

Таблица 5.8

Геометрические параметры вальцовок

Вальцовка	Макс. диаметр ролика, мм, $d_{p\ max}$	Макс. диаметр веретена, мм, $d_{в\ max}$	Угол пере- крещивания осей ролика и веретена, град	Конус- ность веретена	Рабочая длина ролика, мм	Приме- чание
НТЦТ-266	3,8	5,8	2	30^{-1}	19	
ИН-6005/Д	3,3	5,6	2	30^{-1}	20	

На рисунках 5.5 а, б приведены некоторые осциллограммы процесса вальцевания. Результаты испытаний некоторых характерных труб приведены в таблице 5.9.

Таблица 5.9

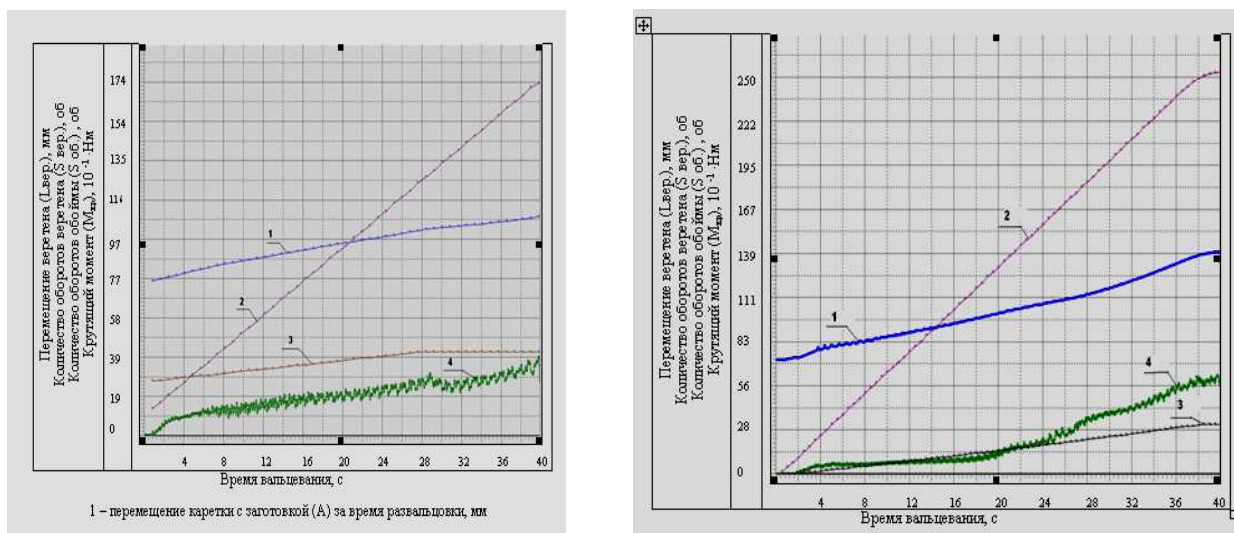
Результаты испытаний некоторых характерных труб наружным диаметром 16 мм из стали 10X2М

№№	$M_{кр}$, кНм	n , об/мин	$\frac{d_{i0}}{d_i}$, мм	$\frac{\Delta s}{s}$, мм	$\frac{\Delta l, \text{ мм, } (\%) }{l_p, \text{ мм}}$	$\frac{\Delta d_n, \text{ мм}}{-\gg-, \%}$	$\frac{Ra_i}{Ra_0}$, мкм	$F_{сдв\ 10}$, Н	d_o , мм
1	6	400	$\frac{10,4}{12,0}$	$\frac{0,55}{2,8}$	-	$\frac{1}{6,25}$	$\frac{4}{0,7}$	-	17
2	9	400	$\frac{10,4}{12,6}$	$\frac{0,6}{2,8}$	-	$\frac{1,0}{6}$	$\frac{2,1}{0,7}$		17
3	6,9	400	$\frac{10,3}{10,9}$	$\frac{0,05}{2,8}$	$\frac{0,4(2,1)}{19}$	$\frac{0,4}{2,5}$		450	16,4
4	20	400	$\frac{10,4}{11,0}$	$\frac{0,1}{2,8}$	$\frac{0,5(2,6)}{19}$	$\frac{1}{6,25}$			16,4
5	7,4	400	$\frac{10,4}{11,8}$	$\frac{0,2}{2,8}$	$\frac{0,8(4,2)}{19}$	$\frac{1}{6,25}$		450	17
6	20	400	$\frac{10,4}{12,8}$	$\frac{0,7}{2,8}$	$\frac{2,8(14,7)}{19}$	$\frac{1}{6,25}$			17

$M_{кр}$ - максимальный крутящий момент; d_{i0} , d_i - внутренний диаметр трубы до и после вальцевания; n - частота вращения; Δl - удлинение образца; Ra_0 , Ra_i — шероховатость внутренней поверхности трубы до и после вальцевания; $F_{сдв\ 10}$ - усилие сдвига труб на длине контакта 10 мм; s , Δs - толщина и утонение стенки трубы; d_o - диаметр отверстия в ложементе; Δd_n - изменение наружного диаметра трубы; l_p - длина вальцевания ролика.

Из осциллограмм можно выявить ряд особенностей. В процессе вальцевания отношение числа оборотов веретена к числу оборотов корпуса составляет $K_{вк} \approx 4,4-7$. Отношение оборотов веретена к его осевому перемещению $K_{об-х} = 7,33-4$ об/мм. При этом для коэффициента $K_{вк}$ меньшее значение получено, когда вальцевание осуществлялось с $M_{кр} = 8$ Нм, а большее- $M_{кр} = 4$ Нм, а для коэффициента $K_{об-х}$ меньшее значение получено при $M_{кр} = 4$ Нм, а большее- при $M_{кр} = 8$ Нм.

Из приведенных осциллограмм можно сделать заключение, что при закреплении машинным способом на глубину 8мм при $M_{кр} = 8$ Нм в определенный момент времени происходит резкое увеличение $M_{кр}$, связанное с прижатием трубы к стенке отверстия. Во время вальцевания таким же способом, но с меньшими моментами этого явления не наблюдается.



а)

б)

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

Рис. 5.5. Осциллограммы процесса вальцевания труб из стали 08Х18Н10Т:

а): $\varnothing 16 \times 3$; в ложементе с отверстием $\varnothing 16,25^{+0,1}$ мм при $M_{кр} = 4$ Нм, $n = 250$ об/мин вальцовкой ИН 6005/Д;

б) $\varnothing 16 \times 2,5$; в ложементе с отверстием $\varnothing 17^{+0,1}$ мм при $M_{кр} = 6$ Нм, $n = 400$ об/мин вальцовкой НТЦТ-266

Во время вальцевания таким же способом из рисунка 5.5,а следует, что через 28 сек процесса корпус практически перестал вращаться, хотя осевое перемещение веретена происходило. При вальцевании имело место

достаточно сильное шелушение тонкого слоя (толщиной 0,01-0,04мм) внутренней поверхности труб (рис. 5.6). При этом в ниже лежащих слоях нарушений сплошности не наблюдалось. Кроме того, исследовались процессы роликового вальцевания отмеченных труб при повышенных частотах вращения (до 1000 об/мин) и повышенных (для данных труб) крутящих моментах.



Рис. 5. 6. Образец трубы с шелушением и форма чешуек

труба

Принципиальных особенностей не было выявлено, но стало ясно, что использование любого нового материала в узле крепления труб требует детального обследования с точек зрения вальцуемости, работоспособности и получения требуемых свойств соединения.

Следует также иметь ввиду, что в процессе изготовления рассматриваемого узла всегда имеются некоторые дефекты: передавливание трубы на выходе в межтрубное пространство, неравномерная деформация трубы из-за перекашивания вальцовки и др. Такие отклонения, например при повышенной прочности труб, могут из-за повышения уровня запасенной энергии деформации σ^2/E стать причиной образования нестабильной трещины [87]. Поэтому в новых изделиях необходимы исследования с учетом возможных дефектов деталей.

5.8. Подвальцовка концов труб перед сваркой

При изготовлении ряда узлов крепления производится на коротком участке трубы предварительное вальцевание – подвальцовка (рис. 5.7).

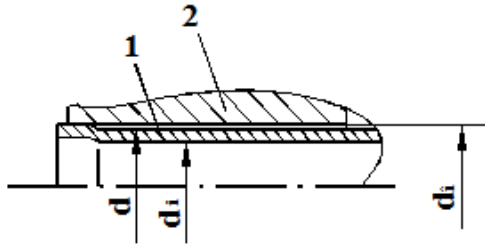


Рис. 5.7. Схема подвальцовки:
1- труба; 2- доска трубная

Эта операция очень важна для получения сварного шва, удовлетворяющего требованиям ПНАЭГ-7-010-89. Если не будет предварительной деформации трубы, то кольцевой зазор станет неконцентричным, качество шва окажется низким, а образующиеся после сварки вещества, попав в щель, приведут к снижению коррозионной стойкости соединения. Тот же дефект будет и при слабом прижатии конца трубы. Если начальный участок трубы сильно прижать к стенке отверстия, то образующиеся при сварке газы вызовут появление газовых пузырей в шве, что недопустимо.

Из рис. 5.7 видно, что после этой операции контакт трубы и ложемент происходит на коротком цилиндрическом участке. Во время вальцевания этого короткого участка трубы потребляемый крутящий момент можно учитывая (2.26), (2.28), (3.35), оценить с помощью выражения

$$M_{кр} = \sigma_s \pi l'_{кр} z d_{pc} \operatorname{tg}(\alpha_0) / [4 \eta_{me} \operatorname{tg}(\gamma)] + 0,144 l'_{кр} s^2 k_{un} \sigma_m z d_{pc} \operatorname{tg} \alpha_0 / [\sin(\gamma) d_i] \approx [z l'_{кр} d_{pc} \operatorname{tg}(\alpha_0) / \operatorname{tg}(\gamma)] [\sigma_s \pi / (4 \eta_{me}) + 0,144 s^2 k_{un} \sigma_m / d_i], \quad (5.8)$$

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

При вальцевании участка трубы, расположенного в отверстии, доля крутящего момента, затрачиваемого на деформацию свободной трубы мала. Однако при подвальцовке напряжение в зоне контакта невелико, поэтому

доля затрат момента на деформацию участка трубы, имеющего к тому же выступ относительно зеркала доски трубной, будет значительно выше.

Очевидно также, что чем больше зазор между трубой и отверстием, тем больше станет деформироваться труба. Это приведет к выходу процесса пластической деформации в зону упрочнения (см. рис. 1.28), где напряжение, при котором происходит пластическая деформация, существенно возрастает. Поэтому, чем больше зазор, тем выше потребляемый крутящий момент. Часто, участок зоны подвальцовки трубы сравним с конструктивным выступом трубы относительно поверхности доски трубной. В таком случае после прижатия трубы к стенке отверстия весь крутящий момент окажется сосредоточенным на меньшей площади. Это приведет к повышенным контактным напряжениям между трубой и стенкой отверстия и ухудшению процесса сварки.

В процессе опытных работ по подвальцовке с трубами $\varnothing 16 \times 2$ из стали 07Х12НМФБ были установлены некоторые особенности. Такие опытные работы производились вальцовками с параметрами:

$$\gamma = 2^\circ; K = 1/30; d_{pb} = 6,5 \text{ мм}; d_{pc} = 4 \text{ мм}; l_p = 30 \text{ мм};$$

диаметр отверстия в ложементе составлял $d_o = 16,4 \dots 16,5 \text{ мм}$.

Перед началом опытов поверхности трубы и имитатора доски обезжиривались. На рис. 5.8 приведена осциллограмма при машинном вальцевании, из которой видно, что вращение веретена сопровождается регулярными колебаниями крутящего момента. Приблизительно число таких колебаний равно числу оборотов веретена, а амплитуда после некоторого демпфирования составляет $(0,15 \dots 0,20)M_{кр}$. Вероятной причиной таких колебаний является проскальзывание ролика относительно трубы.

Следует отметить, что указанная амплитуда колебаний получена после демпфирования в тензометрическом измерителе. Такие колебания особенно при значительных осевых нагрузках оказывают заметное влияние на ресурс корпуса вальцовки.

Во время ручной подвальцовки оборот веретена совершался примерно за 1 сек. Результаты таких экспериментов приведены на рис. 5.9.

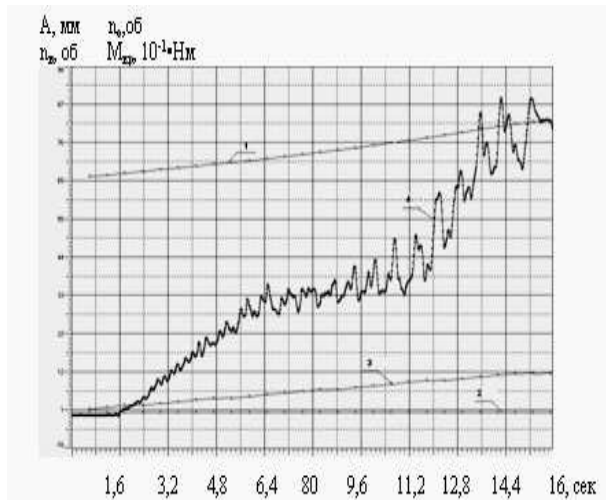
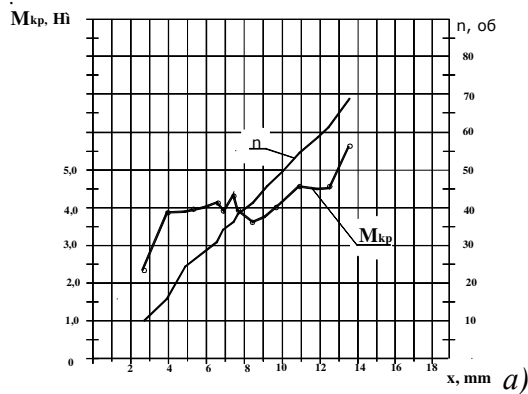


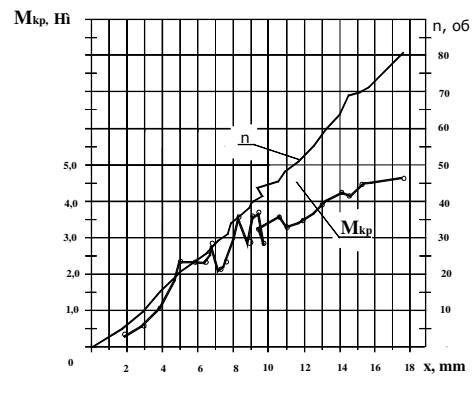
Рис. 5.8. Осциллограмма процесса подвальцовки при частоте вращения $n = 400$ об/мин.:

1 – перемещение веретена относительно вальцуемой заготовки за время развальцовки, мм; 2 – количество оборотов веретена (S вер.) за время развальцовки, об; 3 – количество оборотов обоймы (S об.) за время развальцовки, об; 4 – крутящий момент при развальцовке ($M_{кр}$), $10^{-1} \cdot \text{Нм}$

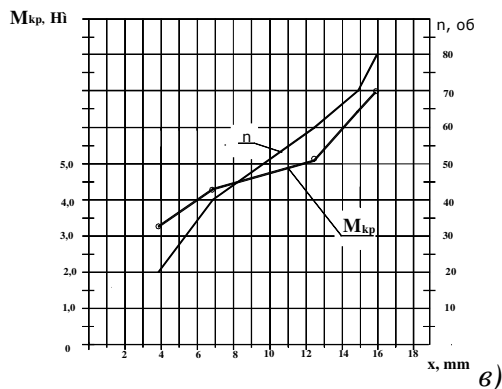
Кривые на рис. 5.9, а получены при достаточно частых перерывах во вращении веретена, затрачиваемых на фиксацию параметров.



$d_o = 16,5$ мм; $d_{н0} = 16$ мм; $d_{i0} = 12,0 \dots 12,1$ мм; $d_i = 12,5$ мм; $d_n = 16,3$ мм

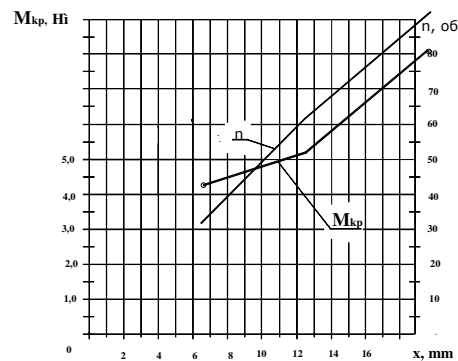


$d_o = 16,5$ мм; $d_{н0} = 16$ мм; $d_{i0} = 12,0 \dots 12,1$ мм; $d_i = 12,5$ мм; $d_n = 16,3$ мм



$d_o = 16,4$ мм; $d_{н0} = 16$ мм; $d_{i0} = 12,0 \dots 12,1$ мм; $d_i = 12,7$ мм; $d_n = 16,5$ мм

* $d_{н0}, d_n, d_{i0}, d_i$ -соответственно, начальные и конечные значения наружного и внутреннего диаметров трубы; n - число оборотов веретена.



г) $d_o = 16,4$ мм; $d_{н0} = 16$ мм; $d_{i0} = 12,0 \dots 12,1$ мм; $d_i = 12,7$ мм; $d_n = 16,5$ мм.

Рис. 5.9. Изменение параметров при ручном вальцевании труб $\varnothing 16 \times 2$ из стали 07Х12НМФБ от осевого перемещения веретена x

Эти точки отмечены кружочками. Измерения на рис. 5.9, б, в, г производились более редко, причем первая точка на рис. 5.9, б получена через 10 оборотов веретена, на рис. 5.9, в - через 20 оборотов, а на рис. 5.9, г - через 30 оборотов веретена. Заметного «шелушения» в проведенных опытах не наблюдалось.

Из экспериментальных зависимостей рис. 5.9 видно, что перемещение веретена начинается практически после первых его оборотов. Поскольку интенсивность напряжений на наружной поверхности не достигла в этот момент времени предела текучести, то, очевидно, что в начале вращения веретена только внутренние слои подвергаются пластической деформации, площадь которой увеличивается с каждым оборотом.

При этом в случае частой остановки вращения, вероятно из-за явлений релаксационного характера, скорость нарастания крутящего момента уменьшается. Для смещения $x \approx 5$ мм веретена из начального положения значения крутящих моментов, затрачиваемых на деформацию трубы, отличаются примерно на 60% (меньшее при частых остановках). В остальных экспериментах для такого смещения веретена величины $M_{кр}$ примерно одинаковы. После внедрения веретена на 8...10 мм скорость нарастания крутящего момента для всех случаев снизилась. Причем для опыта с частыми остановками имеются точки с обратным осевым движением веретена.

Выше рассмотренные факты характеризуют захватывание веретена, т.е. эффективное начало и продолжение вальцевания. Если захватывания не произойдет, то веретено станет пробуксовывать и процесс вальцевания прекратится. Ясного понимания отмеченного на настоящий момент нет. Вероятно, это связано с явлениями релаксации, течения металла в слоях, прилегающих к ролику. Очевидно одно, вращение со скоростью свыше 60 об/мин при отсутствии смазки должно обеспечивать непрерывное вальцевание.

Имеющиеся допуски на механические свойства и диаметральные размеры труб и отверстий обуславливают неопределенность в операции подвальцовки. Единственной альтернативой выполнения данной операции может стать вальцовочная установка, в которой бы учитывалась скорость нарастания величины потребляемого крутящего момента, и при ее критическом значении происходил бы останов вала привода. Эта идея может быть реализована в случае применения установки, описанной в патентах [140], [141], разработанных при участии диссертанта.

Заключение к главе V

Описаны различные экспериментальные исследования, выполненные как в производственных условиях, так и в АО НПО «ЦНИИТМАШ». Показано, что трубы до начала вальцевания, имевшие твердость меньше, чем у доски трубной в конце вальцевания могут быть более твердыми, чем доска. Из собранных на производстве данных следует также, что соотношение твердостей досок и труб не является решающим для изготовления качественного соединения.

Определены рациональные радиальные напряжения в зоне контакта трубы и доски для ряда контактирующих пар. Впервые на стенде АО «ЦНИИТМАШ», экспериментально определены окружные остаточные напряжения в поверхностных слоях труб до и после вальцевания. Выполнена оценка технологических возможностей однослойных теплообменных труб.

На оригинальном стенде АО «ЦНИИТМАШ», разработанном по техническому заданию диссертанта и при его активном участии, впервые проведены исследования динамических явлений при роликовом вальцевании разных труб.

При анализе процесса подвальцовки выведено уравнение для определения необходимого крутящего момента. Проведены исследования при ручном и машинном способах подвальцовки.

ГЛАВА VI. ОСНОВЫ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ ПРИВОД – РАБОЧИЕ ОРГАНЫ РОЛИКОВОЙ ВАЛЬЦОВКИ

6.1. Общие закономерности движения исполнительного органа

На рис.6.1 приведена схема рассматриваемой системы. В качестве муфты 2 может быть гидропривод, состоящий из насоса, гидравлических магистралей и гидромотора. Редуктор в этом случае не всегда устанавливается. Могут применяться электрический или пневматический двигатели.

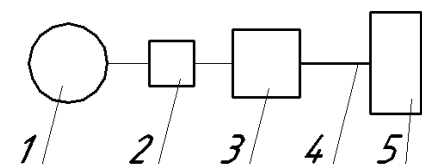


Рис. 6.1. Схема системы:

- 1- электродвигатель;
- 2- муфта; 3- редуктор;
- 4- веретено;
- 5- исполнительный орган (ролики с корпусом).

Поскольку на исполнительный орган действуют переменные крутящий момент и осевая сила, то вся система испытывает переменные нагрузки. Вследствие этого определенным образом меняются скорость вращения роликов, конической части веретена и напряжения в нем.

В общем случае изображение по Лапласу колебаний частоты вращения конической части веретена Ω_θ можно описать уравнением

$$\Omega_\theta(s) = U_d(s)W_{dv}(s) - M_c(s)W_{Mv}(s), \quad (6.1)$$

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.

Момент сопротивления в свою очередь с осевой нагрузкой G связан соотношением

$$M_c(s) = (\partial M_c / \partial \Omega_s) \Omega(s) + (\partial M_c / \partial G) G(s). \quad (6.2)$$

Из уравнений (6.1) и (6.2) видно, что при исследовании динамики конической части веретена необходимо изучать крутильные и продольные колебания.

Обычно упругие колебания в стержнях сравнительно точно описывают уравнением типа [134]

$$\partial^2 u / \partial t^2 = \chi' \rho^{-1} \partial^2 u / \partial x^2, \quad (6.3)$$

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. Нас же интересует колебания частоты вращения и напряжений. Кроме того, как показали реологические исследования [116,128,154], параметр упругости может зависеть от частоты колебаний ω и математического ожидания напряжения p .

Поскольку при использовании уравнения типа (6.3) нельзя в явной форме учесть отмеченное, то был разработан специальный математический прием [47, 48, 75, 147], заключающийся в использовании двух дифференциальных уравнений первого порядка, связывающих ускорение движения и скорость изменения напряжения с градиентами изменения скорости и напряжения.

Несмотря на внешнее одинаковое описание передачи продольного перемещения или вращения имеют отличия.

6.2. Уравнения количества движения и момента количества движения в дифференциальной форме

Согласно [134] уравнение количества движения в дифференциальной форме для продольного перемещения при пренебрежении массовыми силами записывается следующим образом

$$\rho \partial v / \partial t = \partial \sigma / \partial x, \quad (6.4)$$

где $v = \partial u / \partial t$; u - продольное перемещение; σ - продольное нормальное напряжение.

Второе уравнение применяется редко. Поэтому вывод здесь покажем подробнее.

Умножив известное уравнение $m d\mathbf{v} / dt = \mathbf{F}$ (\mathbf{v} , \mathbf{F} , dt - соответственно, векторы скорости движения и внешней силы, время) векторно слева на радиус-вектор \mathbf{r} рассматриваемой точки массой m относительно некоторой точки O - начала инерционной системы координат, получим уравнение моментов количества движения для точки

$$d\mathbf{K} / dt = \mathbf{\Phi},$$

где $\mathbf{K} = \mathbf{r} \times m\mathbf{v}$, $\mathbf{\Phi} = \mathbf{r} \times \mathbf{F}$.

Далее символы, написанные жирным шрифтом, будем понимать как векторы.

Для массы n материальных точек с массами m_i , движущимися со скоростями \mathbf{v}_i , можно написать

$$d(\mathbf{r}_i \times m_i \mathbf{v}_i) = \mathbf{r}_i \times \mathbf{F}_i,$$

где \mathbf{F}_i - главный вектор всех, в том числе и внутренних сил по отношению ко всей системе сил, действующих на рассматриваемую точку с массой m_i .

В сумме для $\mathbf{K} = \sum_{i=1}^n (\mathbf{r}_i \times m_i \mathbf{v}_i)$ получим

$$d\mathbf{K} / dt = \sum_{i=1}^n (\mathbf{r}_i \times \mathbf{F}_i^{(e)}).$$

Здесь справа в силу 3-го закона Ньютона стоит сумма моментов только внешних для всей системы сил.

Следует отметить, что момент количества движения системы материальных точек можно записать в форме

$$\mathbf{K} = \mathbf{r}^* \times m \mathbf{v}^* + (\mathbf{r}_{i \text{ отн}} \times m \mathbf{v}_{i \text{ отн}}),$$

где $\mathbf{r}_{i \text{ отн}}$, $\mathbf{v}_{i \text{ отн}}$ - радиус- вектор и скорость движения i -й точки относительно центра масс и движущейся вместе с центром масс.

Моментом количества движения конечного объема V сплошной среды обычно называют [134]

$$\mathbf{K} = \int_V \mathbf{r} \times \mathbf{v} \rho d\delta,$$

Если скорость объема δ сплошной среды $\mathbf{v} = \mathbf{v}^* + \mathbf{v}_{\text{отн}}$, где \mathbf{v}^* - скорость рассматриваемой точки относительно центра масс, то можно записать

$$\mathbf{K} = \mathbf{r} \times \mathbf{Q} + \int_{\delta} \mathbf{r}_{\text{отн}} \times \mathbf{v}_{\text{отн}} \rho d\delta,$$

где $\mathbf{Q} = m \mathbf{v}^*$ - количество движения материальной точки массы m , совпадающей с центром масс.

Возможна также запись

$$\mathbf{K}^* = \int_{\delta} \mathbf{r}_{\text{отн}} \times \mathbf{v}_{\text{отн}} \rho d\delta.$$

Момент количества движения равен [134]

$$\mathbf{K} = \int_V \mathbf{r} \times \mathbf{v} \rho d\delta + \int_V \mathbf{k} \rho d\delta,$$

где \mathbf{k} - плотность собственных или внутренних моментов количества движения.

С учетом изложенного уравнение моментов количества движения системы материальных точек конечного индивидуального объема V сплошной среды можно записать в форме

$$d(\int_V \mathbf{r} \times \mathbf{v} \rho d\delta + \int_V \mathbf{k} \rho d\delta)/dt =$$

$$= \int_V \mathbf{r} \times \mathbf{a} \rho d\delta + \int_{\Sigma} \mathbf{r} \times \boldsymbol{\sigma}_n df + \int_V \mathbf{h} \rho d\delta + \int_{\Sigma} \boldsymbol{\theta}_n df. \quad (6.5)$$

Производная по времени от момента количества движения произвольного индивидуального объема V сплошной среды (с учетом собственных моментов) равна сумме моментов внешних массовых и поверхностных сил, действующих на этот объем, и сумме моментов, действующих на этот объем распределенных массовых и поверхностных пар, вызванных внешними по отношению к объему материальными объектами. Здесь вектором \mathbf{a} обозначено ускорение от массовых сил, например ускорение свободного падения.

Уравнение (6.5) является базисным векторным уравнением, и оно применяется для любых сплошных сред.

В классическом случае уравнение (6.5) при отсутствии внутренних моментов количества движения и распределенных массовых и поверхностных пар имеет вид

$$d\left(\int_V \mathbf{r} \times \mathbf{v} \rho d\delta\right)/dt = \int_V \mathbf{r} \times \mathbf{a} \rho d\delta + \int_{\Sigma} \mathbf{A} df,$$

где $\mathbf{A} = \mathbf{r} \times \boldsymbol{\sigma}_n$

В случае непрерывных движений сплошной среды можно, воспользовавшись равенством

$$\mathbf{A} = A_1 \cos(\mathbf{n}, x) + A_2 \cos(\mathbf{n}, y) + A_3 \cos(\mathbf{n}, z)$$

и теоремой Гаусса-Остроградского, получить

$$\int_{\Sigma} \mathbf{A} df = \int_V \operatorname{div} \mathbf{A} d\delta.$$

Моменты распределенных поверхностных пар можно представить в виде $\mathbf{Q}_n = \mathbf{Q}_i n_i$.

Тогда с помощью теоремы Гаусса-Остроградского

$$\int_{\Sigma} \mathbf{Q}_n df = \int_V \operatorname{div} \mathbf{Q}_n d\delta.$$

Полагая $dm = \rho d\delta = \text{const}$, уравнение (6.5) перепишем

$$d\int_V (\mathbf{r} \times \mathbf{v} \rho + k \rho d\delta)/dt =$$

$$= \int_V \mathbf{r} \times \mathbf{a} \rho d\delta + \int_V [\operatorname{div} \mathbf{A} + \operatorname{div} \mathbf{Q}_n] d\delta + \int_V \mathbf{h} \rho d\delta. \quad (6.6)$$

Откуда в дифференциальной форме

$$\rho d(\mathbf{r} \times \mathbf{v} + \mathbf{k})/dt = \rho \mathbf{r} \times \mathbf{a} + \operatorname{div} \mathbf{A} + \operatorname{div} \mathbf{Q}_n + \mathbf{h} \rho. \quad (6.7)$$

Так, для вращающегося относительно своей оси с угловой скоростью Ω стержня при отсутствии массовых сил ($\mathbf{a}=0$), распределенных массовых ($\mathbf{h}=0$) и поверхностных пар ($\mathbf{Q}_n = 0$) дифференциальное уравнение момента количества движения запишется $\rho \partial (r^2 \Omega) / \partial t = \partial (r\tau) / \partial x$. Здесь $k = r^2 \Omega$; $\partial A / \partial x = \partial (r\tau) / \partial x$; τ - касательные напряжения по сечению стержня.

Если рассматривать максимальные касательные напряжения на наружной цилиндрической поверхности радиусом r_0 и учитывать, что возникающие напряжения направлены в противоположную от скорости движения сторону, то это уравнение можно переписать в форме

$$r_0 \rho \partial \Omega / \partial t = - \partial \tau_{\max} / \partial x. \quad (6.8)$$

6.3. Связь скоростей движения частиц элементарного объема упругого стержня с напряжениями

Рассмотрим *продольные* колебания в прямом стержне при отсутствии массовых сил. Из (6.4) определим $\partial v / \partial t$ и, подставив это в

$$\partial^2 u / \partial t^2 = (E/\rho) \partial^2 u / \partial x^2, \text{ при } \chi' = E.$$

$$\text{Получим } \rho^1 \partial \sigma / \partial x = E \rho^1 \partial^2 u / \partial t^2.$$

Проинтегрируем полученное по x , полагая, что при $x=0$ $\sigma = \text{const}$, будем иметь

$$E^1 \int_0^x (\partial \sigma / \partial x) dx = \int_0^x (\partial^2 u / \partial x^2) dx.$$

$$E^1 (\sigma_x - \sigma_0) = (\partial u / \partial x)_x - (\partial u / \partial x)_{x=0}.$$

Дифференцируем по t , получим

$$E^1 (\partial \sigma_x / \partial t) = \partial v / \partial x. \quad (6.9)$$

Обозначим текущее значение напряжения σ_x через σ . Учитывая, что поверхностные силы, действующие на каждую точку сечения элементарного объема направлены в противоположную сторону от направления скорости движения полученное уравнение и уравнение (6.4) перепишем в форме

$$\rho \partial v / \partial t = - \partial \sigma / \partial x, \quad (6.10)$$

$$E^{-1}(\partial \sigma / \partial t) = - \partial v / \partial x. \quad (6.11)$$

Уравнения (6.10), (6.11) описывают взаимосвязь скоростей продольного перемещения сечений элементарного объема прямого стержня и изменений продольных напряжений с градиентами изменений этих же переменных по длине.

Для коротких стержней уравнения можно записать в обыкновенных производных следующие соотношения

$$\rho d v / d t = - d \sigma / d x, \quad (6.12)$$

$$E^{-1}(d \sigma / d t) = - d v / d x. \quad (6.13)$$

Для *крутильных* колебаний прямого цилиндрического стержня при отсутствии массовых сил, распределенных массовых и поверхностных пар перепишем уравнение (6.8) [59, 134]

$$r_0 \rho \partial \Omega / \partial t = - \partial \tau / \partial x. \quad (6.14)$$

Здесь и далее под τ будем понимать максимальные касательные напряжения.

Поскольку $\partial^2 \varphi / \partial t^2 = \partial \Omega / \partial t$, то учитывая (6.14) и, подставив это в $\partial^2 \varphi / \partial t^2 = (G / \rho) \partial^2 \varphi / \partial x^2$, получим $-(r_0 \rho)^{-1} \partial \tau / \partial x = G \rho^{-1} \partial^2 \varphi / \partial x^2$.

Полагая, что при $x=0$ $\tau = const$, $\partial \varphi / \partial x = const$, интегрируем полученное по координате x , а затем дифференцируем по времени t , получим

$$(rG)^{-1} \partial \tau / \partial t = - \partial \Omega / \partial x. \quad (6.15)$$

Уравнения (6.14), (6.15) описывают взаимосвязь скорости сдвига относительно оси стержня плоских сечений элементарного объема прямого цилиндрического стержня и скорости изменения максимальных касательных напряжений с градиентами изменений этих же переменных по длине.

Для короткого стержня можно уравнения переписать в обыкновенных производных

$$r_0 \rho d \Omega / d t = - d \tau / d x, \quad (6.16)$$

$$(rG)^{-1} d \tau / d t = - d \Omega / d x. \quad (6.17)$$

Поскольку крутильные и продольные колебания описываются практически одинаково, то, рассматривая систему с сосредоточенными параметрами, запишем уравнения колебаний в обобщенном виде

$$\rho d v / d t = - d p / d x, \quad (6.18)$$

$$\chi^{-1} d p / d t = - d v / d x, \quad (6.19)$$

где $v = \Omega$, $p = \tau$, $\chi = Gr_0$ – для крутильных колебаний; $v = u$, $p = \sigma$, $\chi = E$ – для продольных колебаний.

6.4. Уравнение колебаний массы, закрепленной на конце стержня

Рассмотрим достаточно короткий стержень длиной l с массой m или маховым моментом инерции J на конце (рис. 6.2), сосредоточенной в точке. Ведущим здесь является конец – толкатель или шпиндель, в обозначениях которых применен нижний индекс «1». Предполагается, что колебания движения массы не оказывают влияния на скорость движения ведущего конца.

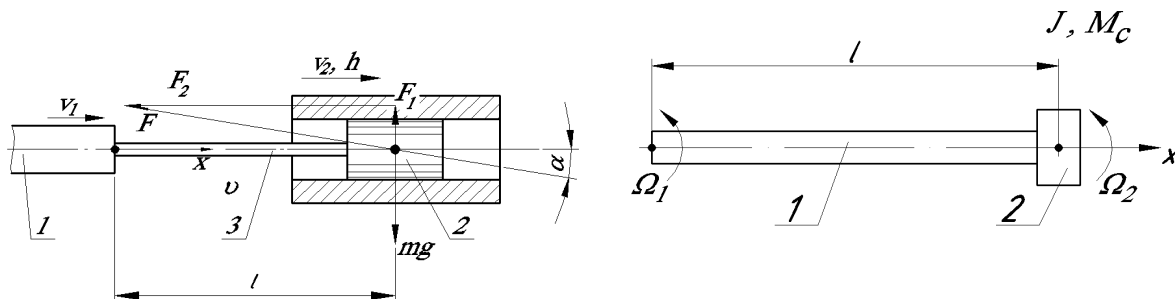


Рис. 6.2. Модели стержня с массой: а) - при продольных колебаниях; б) - при крутильных колебаниях; F_2 , M_c - соответственно, сила и момент сопротивления.

Проинтегрируем по x уравнение (6.19), получим

$$\chi^{-1} \int_0^l (dp/dt) dx = - \int_0^l (dv/dx) dx$$

$$l\chi^{-1} dp/dt = v_1 - v_2 \quad \text{или} \quad \vartheta' dp/dt = v_1 - v_2, \quad (6.20)$$

где $\vartheta' = \vartheta'_{n0} = l\chi^{-1}$ – коэффициент, характеризующий упругость при колебаниях.

Из этого уравнения следует, что скорость изменения напряжения в стержне прямо пропорциональна разности скоростей движения ведомого и ведущего концов.

Если уравнение (6.20) проинтегрировать еще раз по t , то получим известное уравнение

$$p\vartheta' = (v_1 - v_2)t \quad \text{или} \quad p\vartheta' = \Delta u, \quad \text{т.е.}$$

$\sigma\vartheta'_{n0} = \Delta l$ – для продольных и $\vartheta'_k \tau = \Delta \varphi$ – для крутильных колебаний, иллюстрирующее закон Гука.

В то же время известно

$$\sigma = F/f, \quad \tau = M_c/W_p, \quad (6.21)$$

где f – площадь сечения стержня в месте контакта материальной точки и стержня; $W_p = \pi d^3/16$ – геометрический полярный момент сопротивления сечения стержня.

Обозначим силовые факторы символом Ψ_c , а геометрическую характеристику сечения символом ζ . Тогда вместо (6.21) будет

$$p = \Psi_c/\zeta. \quad (6.22)$$

Развиваемые в стержне напряжения преодолевают возникающее на ведомом конце сопротивление, равное сумме некоторой составляющей $\Psi_{c0}(t)$, сопротивления от трения $\Psi_{mp}(t)$ и инерционной составляющей $\Psi_u(t) = \mathcal{S}dv/dt$. Здесь $\mathcal{S} = m$ и $\mathcal{S} = J$, соответственно при продольных и крутильных колебаний. При этом сопротивление трения равно $\Psi_{mp} = k_t \Psi_{c0}$, где k_t – коэффициент трения.

Известно, [160] что величина k_t зависит от многих факторов, но для механизма, работающего в конкретных условиях его можно описать функцией, зависящей от контактного давления $p_k = F_n / f_k$ и скорости движения v_2 , т.е. $k_t(p_k, v_2)$. F_n – сила, вектор которой направлен по нормали к поверхности трения. Разлагая эту функцию в ряд Тейлора, силу трения можно описать выражением

$$F_{mp} = [k_{t0} + (\partial k_t / \partial p_k) \Delta p_k + (\partial k_t / \partial v_2) \Delta v_2] F_n.$$

В связи с тем, что F_n , площадь контакта f_k в значительной мере неопределенны, то изменение силы трения целесообразно представить в форме

$$\Delta F_{mp} = (\partial F_{mp} / \partial p_k) \Delta p_k + (\partial F_{mp} / \partial v_2) \Delta v_2 = c' \Delta p_k + h \Delta v_2.$$

Первое слагаемое преобразуем следующим образом

$$c \Delta p_k = (\partial k_t / \partial p_k) \Delta p_k F_n = c f \Delta p_k.$$

Это слагаемое приводит к дополнительному увеличению напряжения в стержне. Причем в случае изменения направления движения знак этой составляющей силы меняется на противоположный. Для смазываемых минеральным маслом поверхностей по аналогии с гидромашинами можно принять $c = 0,025 - 0,09$. Тогда для продольных колебаний:

$$\Delta \Psi_{mp} = \Delta F_{mp},$$

а для крутильных –

$$\Delta \Psi_{mp} = R \Delta F_{mp},$$

где R - характерный радиус.

Второе слагаемое характеризует потери, пропорциональные скорости движения, которые определяются не только трением тела о направляющую h_n , но и гистерезисными потерями, как в нагрузке, так и в механической магистрали. Известно [130] силу, затрачиваемую на демпфирование из-за петли гистерезиса можно описать выражением $F_{mpd} = k_g (v_1 - v_2)$, где k_g – коэффициент демпфирования, определяемый обычно из эксперимента.

С учетом изложенного перепишем в отклонениях уравнение (6.22)

$$p \zeta (1 - c^* \operatorname{sgn} v_2) = \Psi_{c0}(t) + k_g v_1(t) + h v_2 + \mathcal{I} dv_2 / dt, \quad (6.23)$$

где h – коэффициент потерь в магистрали и нагрузке, пропорциональных скорости движения тела.

Решим операторным способом совместно (6.20), (6.23), получим

$$v_1(t)(1-c^* \operatorname{sgn} v_2 - k_g \vartheta_{n0} D) - \vartheta D \Psi_0(t) = v_2(t)(1-c^* \operatorname{sgn} v_2 + h \vartheta D + \mathcal{I} \vartheta D^2), \quad (6.24)$$

где $\vartheta = l(\chi \zeta)^{-1}$ – упругость механической магистрали; $D \equiv d/dt$.

Уравнения (6.20) и (6.23) не учитывают реологические представления о процессе передачи движения в механических линиях. Эти вопросы освещены в работах [116, 128, 154] и др.

В этой связи рассмотрим достаточно общую модель Зинера.

6.5. Дополнение к модели Зинера

Модель Зинера поясним рис. 6.3. Здесь полагается, что имеется тело, которое под действием напряжения упруго деформируется и в то же время может течь. При наложении напряжения, когда $t = t_1$, пружины мгновенно деформируются на величины σ/E_1 и σ/E_2 , а поршень начинает равномерно перемещаться со скоростью $(d\sigma/dt)/\eta = \sigma'/\eta$.

Дифференциальное уравнение записывается в форме

$$\sigma + \eta \sigma' / E_2 = E_1 \theta + \eta \theta'. \quad (6.25)$$

Это более общее уравнение. Если $\theta' = 0$, то оно преобразуется

$\sigma + \eta \sigma' / E_2 = E_1 \theta_0$ с решением

$$\sigma(t) = E_1 \theta_0 + (\sigma_0 - E_1 \theta_0) \exp(-t/\tau_\varepsilon), \quad (6.26)$$

где $\tau_\varepsilon = \eta/E_2$ – время релаксации при условии постоянной деформации.

Если же $\sigma' = 0$, то $\theta(t) = E_1 \sigma_0 + (\theta_0 - \sigma_0/E_1) \exp(-t/\tau_\sigma)$, где $\tau_\sigma = \eta/E_1$ – время ретардации (запаздывания). Тогда общее уравнение записывается в форме

$$\sigma + \tau_\varepsilon \sigma' = E_1 (\theta + \tau_\sigma \theta').$$

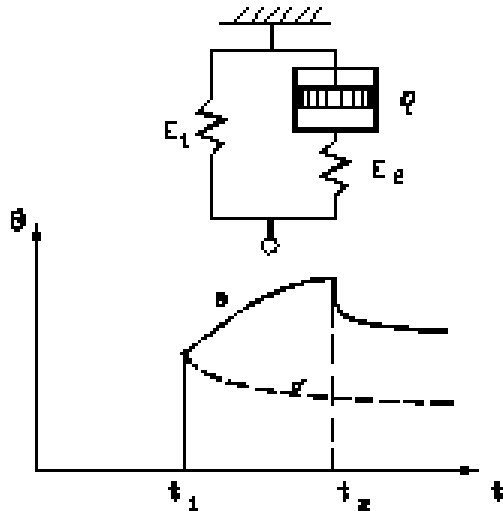


Рис. 6.3.
 Реологическая модель Зинера:
 θ- деформация; η- вязкость;
 σ - нормальное напряжение.

$$(6.27)$$

Реологические исследования [116] дали основание ввести дополнение к закону Гука, учитывающее особенности передачи динамических воздействий

$$E_{\omega} = \sigma(j\omega) / \theta(j\omega) = E_u + jE_v. \quad (6.28)$$

Измеряя скорость распространения звуковых волн, коэффициент затухания, можно определить E_{ω} . Кроме того, для процесса передачи мощности характерна нелинейная зависимость- гистерезисная петля, показанная на рис.6.4 .

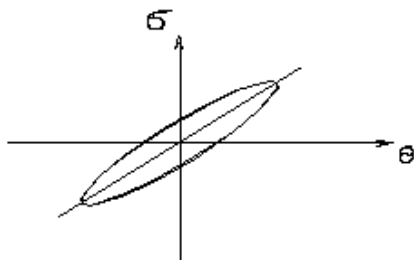


Рис.6. 4.
 Гистерезисная петля.

Обратившись к уравнению (6.25), преобразуем его в операторной форме $D\sigma(t) = E_2 D\theta - \tau^{-1}_{\varepsilon} (\sigma - E_1\theta)$.

Выполним еще одно преобразование

$$\sigma(D + \tau^{-1}_{\varepsilon}) = \theta E_2 [D + (k_{\varepsilon} \tau_{\varepsilon})^{-1}]. \text{ Здесь } k_{\varepsilon} = E_2 / E_1.$$

Переходя при нулевых начальных условиях к преобразованиям по Лапласу, перепишем последнее уравнение

$$\sigma(s)(s + \tau^{-1}_{\varepsilon}) = \theta(s) E_2 [s + (k_{\varepsilon} \tau_{\varepsilon})^{-1}] . \quad (6.29)$$

Изображение по Лапласу изменений напряжения из (6.29) с учетом скачкообразной деформации $\theta(t) = \theta_0 I(t)$, записывается в форме [30]

$$\sigma(s) = \theta_0 E_2 [s + (k_e \tau_\varepsilon)^{-1}] / [(s + \tau_\varepsilon^{-1})s].$$

Оригинал определим с помощью вычетов относительно полюсов:

$$\begin{aligned} \sigma(t) &= \theta_0 E_2 [k_e^{-1} e^{-t/\tau_\varepsilon} - (1 - k_e^{-1} \tau_\varepsilon \tau_\varepsilon^{-1}) (-1) \exp(-t/\tau_\varepsilon)] = \\ &= \theta_0 E_1 [1 + (E_2/E_1 - 1) \exp(-t/\tau_\varepsilon)]. \end{aligned} \quad (6.30)$$

Из выражения (6.30) следует, что при $t_1=0$, т.е. в момент скачкообразного изменения относительной деформации стержня напряжение равно $\sigma(0) = \theta_0 E_2$, но затем с течением времени напряжение уменьшается, релаксируется, при $t_2 > \tau_\varepsilon$ до значения $\sigma(t_2) = \theta_0 E_1$. Этот вывод математически получен диссертантом, а процесс иллюстрируется графиком на рис.6.3.

Очевидно, модуль упругости E_2 соответствует адиабатическому процессу деформации, а E_1 - изотермическому.

Физически это можно представить так. Вначале происходит адиабатическое, без теплопередачи, сближение атомов в кристаллах металла, но при этом вся атомная система становится неуравновешенной-неравновесной. Для того, чтобы ей прийти в равновесное состояние необходимо время релаксации $\tau_\varepsilon = \eta / E_2$, когда атомы, получив свою долю тепловой энергии, займут новое положение. Если деформация будет меняться по гармоническому закону, то напряжение тоже станет меняться по гармоническому закону, но с несколько иной амплитудой и опережением по фазе, зависящими от частоты. Модуль отношения $\sigma(\omega) / \theta(\omega)$ и сдвиг по фазе φ вычисляются с помощью выражений

$$|\sigma(\omega) / \theta(\omega)| = E_1 [1 + (k_e \tau_\varepsilon \omega)^2]^{1/2} [1 + (\tau_\varepsilon \omega)^2]^{-1/2}, \quad (6.31)$$

$$\varphi = \arctg(k_e \tau_\varepsilon \omega) - \arctg(\tau_\varepsilon \omega). \quad (6.32)$$

Графически это изображено на рис.6.5. Причем здесь $\tau'_\varepsilon = k_e \tau_\varepsilon$.

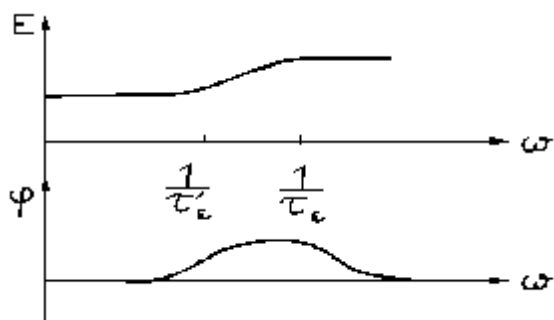


Рис. 6.5.
Особенность прохождения
гармонического сигнала через металл

При частотах, меньших $1/\tau'_\epsilon$, отношение $\sigma(\omega)/\theta(\omega) = E_1$ равно изотермическому модулю упругости, при $\omega > 1/\tau_\epsilon$ это отношение равно адиабатическому модулю упругости E_2 .

Если значение частот окажется равным $\omega = \tau^{-1}_\epsilon$, то это может оказать определенное влияние на свойства механической системы. Так как сплавы, например сталь, содержат разные фазы, то вероятно для каждой из них будет свое сочетание E_2, E_1, τ_ϵ . В этом случае возможно придется учитывать среднее время релаксации, ширину релаксационного спектра и т.п.

В современной открытой технической литературе имеется мало сведений о значениях постоянных релаксации.

Из изложенного следует, что значение модуля упругости сильно зависит от условий эксперимента, в частности от частоты колебаний, релаксационного спектра. Так, для литейной стали 1X15H15M2K3BT статический модуль упругости составил $E_{cm} = 1,617 \cdot 10^5$ МПа, а динамический - $E_\omega = 2,058 \cdot 10^5$ МПа.

Если учесть уравнение (6.29), то (6.20) перепишем в форме

$$(D + a_{\epsilon 1})(D + a_{\epsilon 2})^{-1} l \chi^{-1} a D p = v_1 - v_2, \quad (6.33)$$

где $a_{\epsilon 1} = \tau_\epsilon^{-1}$; $a_{\epsilon 2} = (k_\epsilon \tau_\epsilon)^{-1}$.

Из решения системы уравнений (6.24), (6.33) получим

$$\begin{aligned} v_1 (b_0 + D b_1 + D^2 b_2) - \vartheta D (D + a_{\epsilon 1}) \Psi_{c0} = \\ = v_2 [(1 - c^* \operatorname{sgn} v_2) a_{\epsilon 2} + D a_1 + D^2 a_2 + D^3 a_3], \end{aligned} \quad (6.34)$$

где $b_0 = (1 - c^* \operatorname{sgn} v_2) a_{\epsilon 2}$; $b_1 = 1 - c^* \operatorname{sgn} v_2 - k_g \vartheta a_{\epsilon 1}$; $b_2 = -k_g \vartheta$;

$$a_1 = 1 - c^* \operatorname{sgn} v_2 + h \vartheta a_{\epsilon 1}; a_2 = (h + m a_{\epsilon 1}) \vartheta; a_3 = \mathfrak{I} \vartheta; \vartheta = l \zeta^{-1} \chi a^{-1}.$$

Уравнения (6.33), (6.34), впервые полученные диссертантом, достаточно подробно описывают физический процесс возникновения в стержне движущих сил, преодолевающих сопротивление и обеспечивающих движение тела с массой \mathcal{J} .

6.6. Колебания веретена при импульсном воздействии

Учитывая изложенное и опираясь на систему уравнений (6.33), (6.34), составим структурную схему передачи осевого движения через упругий стержень (рис. 6.6). Здесь буквой N_2 обозначено свойство коэффициента трения, действующего на перемещаемую массу, изменяться в зависимости от скорости ее движения; N_3 - наличие гистерезисных потерь. Буквой N_1 обозначено свойство модуля упругости становится равным нулю при деформациях, когда напряжения превышают предел текучести. Это следует из диаграммы растяжения металлов.

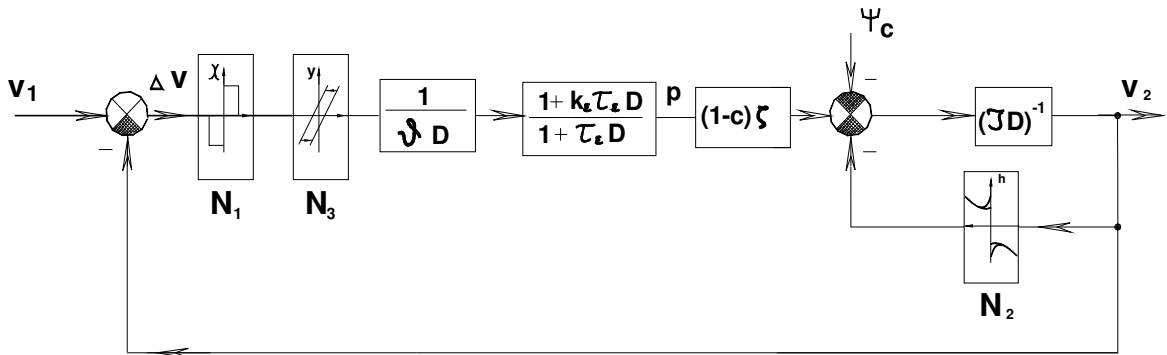


Рис. 6.6. Структурная схема происходящих в механизме процессов при перемещении тела массой (маховым моментом инерции) \mathcal{J}

Если рассматривать случай однонаправленного вращения, когда гистерезисными явлениями можно пренебречь, то уравнения (6.33) и (6.34) будут иметь вид

$$l(G_2 r)^{-1} p \tau (p + a_{e1}) / (p + a_{e2}) = \Omega_1 - \Omega_2, \quad (6.35)$$

$$\begin{aligned} \Omega_{11} (D + a_{e2}) - \vartheta D (D + a_{e1}) M_{c0} = \\ = \Omega_2 [a_{e2} + D(1 + \vartheta h a_{e1}) + D^2 \vartheta (h + J a_{e1}) + D^3 \vartheta J]. \end{aligned} \quad (6.36)$$

В физике [117] упругие колебания в ряде случаев трактуют, как газ фононов. При этом релаксация внутренней энергии в кристаллической решетке описывается кинематическим уравнением для фононов. Релаксация акустическая всегда сопровождается поглощением звука, его дисперсией и зависимостью скорости звука от частоты. Постоянную релаксации можно оценить с помощью формулы [117] $\tau_e = 3\lambda / (C c_3^2)$, где C – теплоемкость кристаллической решетки материала [Дж/(моль*К°)]; λ – теплопроводность металла [Вт/(м*К°)]; c_3 - скорость звука (поперечная) в металле [м/с].

Для стали получим $\tau_e \approx 3 \cdot 40 / (25 \cdot 55,5 \cdot 3100^2) \approx 9 \cdot 10^{-9}$ сек; соотношение между динамическим (адиабатическим) и статическим (изотермическим) модулями упругости стали по данным [15] $k = E_2 / E_1 \approx 1,04 \dots 1,25$.

В связи с тем, что постоянная релаксации очень мала, то ее влияние ощутимо при очень больших скоростях деформации. По всей видимости таким процессом, является проскальзывание ролика относительно трубы, приводящее к периодическим колебаниям момента (Глава 5). Рассмотрим этот процесс детальнее. На рис. 6.7 показано такое колебание.

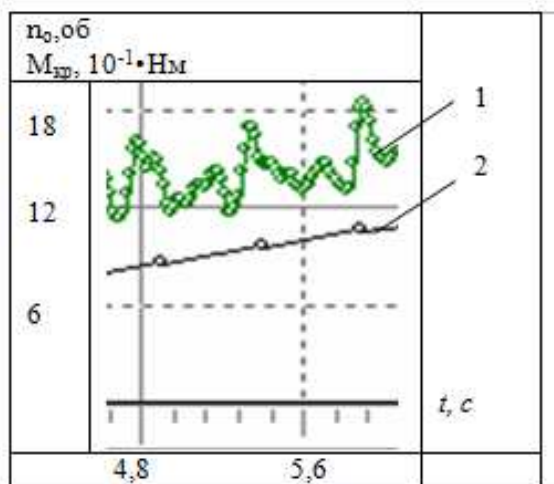


Рис. 6.7.
Изменение крутящего момента при вальцевании:
1- крутящий момент $M_{кр}$;
2- количество оборотов корпуса n_0

Здесь, вероятно, сначала упруго затягивается слоя металла, а затем возникает резкий сброс. Это происходит почти мгновенно. Высокие скорости и большие мгновенные значения крутящего момента сильно влияют на движение роликов и на напряженное состояние веретена. Если полагать, что частота вращения вала привода постоянна $\Omega_1 = const$, то, рассматривая

отклонения от установившегося режима и переходя к изображениям по Лапласу, уравнение колебаний скорости вращения конической части веретена можно записать в форме

$$- \vartheta_k s(s + a_{\varepsilon 1}) M_{c0}(s) = \Omega_2(s) [a_{\varepsilon 2} + s(1 + \vartheta_k h a_{\varepsilon 1}) + s^2 \vartheta_k (h + J a_{\varepsilon 1}) + s^3 \vartheta_k J]. \quad (6.37)$$

Тогда передаточная функция влияния колебаний момента на частоту вращения будет иметь вид

$$W_{M\Omega}(s) = \Omega_2(s) / M_{c0}(s) = - \vartheta_k s(s + a_{\varepsilon 1}) / [a_{\varepsilon 2} + s(1 + \vartheta_k h a_{\varepsilon 1}) + s^2 \vartheta_k (h + J a_{\varepsilon 1}) + s^3 \vartheta_k J]. \quad (6.38)$$

Выразим из (6.38) $\Omega_2(s)$ и подставим в уравнение (6.23), переписанное в изображениях по Лапласу с учетом принятых допущений, получим

$$\tau(s) = [M_{c0}(s) / W_p] [1 + s(\tau_{\varepsilon} + \vartheta_k k) + s^2 \vartheta_k (h \tau_{\varepsilon} + Jk) + s^3 \tau_{\varepsilon} \vartheta_k J].$$

Тогда передаточная функция влияния колебаний момента сопротивления на напряжение в веретене будет

$$W_{M\tau}(s) = \tau(s) / M_{c0}(s) = 1 / \{W_p [1 + s(\tau_{\varepsilon} + \vartheta_k k) + s^2 \vartheta_k (h \tau_{\varepsilon} + Jk) + s^3 \tau_{\varepsilon} \vartheta_k J]\}. \quad (6.39)$$

Воздействие на веретено при проскальзывании роликов относительно трубы эквивалентно действию импульсной функции

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

Передаточная функция (6-38) является изображением по Лапласу импульсной переходной характеристикой $k(t)$ [30]. Для определения $k(t)$ необходимо найти корни характеристического уравнения: С этой целью рассмотрим конкретную вальцовку с параметрами: $d_{\varepsilon} = 6,8$ мм- диаметр цилиндрической части веретена; $K_{\varepsilon} = 1/30$, $l_{\varepsilon} = 210$ 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;

Используя выведенные формулы (глава 3), получим маховой момент инерции упора, гайки и кольца упорного подшипника

$$J_k = 0,5 \rho_{mk} K_1 \pi [l_k (R_{нк}^4 - r_{вк}^4) + l_y (R_{ны}^4 - r_{вы}^4) + l_{\text{оп}} (R_{нн}^4 - r_{вн}^4)] = \\ = 6,492 * 10^{-3} \text{ Н*мм*с}^2;$$

роликов

$$J_p = 0,5z\pi\rho_{mk} [i_p r_{pc}^2 + K_I(r_{pc} + r_{bc})^2] r_{pc}^2 / g = 9 \cdot 10^{-7} \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot \text{с}^2;$$

и суммарный маховой момент инерции вращающихся частей

$$J \approx 6,492 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{мм} \cdot \text{с}^2,$$

где ρ_{mk} – плотность металла деталей; $R_{нк}$; $r_{вк}$; l_k – наружный, внутренний диаметры и длина корпуса; K_I – передаточное отношение между роликом и корпусом; $R_{нy}$; $r_{вy}$; $l_{кy}$ – наружный, внутренний диаметры и длина упора; $R_{нп}$; $r_{вп}$; $l_{кп}$ – наружный, внутренний диаметры и длина диска подшипника.

С учетом приведенных выражений передаточная функция (6.38) может быть записана в форме

$$W_{M\Omega}(s) = -(b_0 s^2 + b_1 s) / (a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3), \quad (6.40)$$

где $a_0 = \vartheta'_k J = 1,25 \cdot 10^{-5} \cdot 6,492 \cdot 10^{-3} = 8,115 \cdot 10^{-8} \text{ [с}^2\text{]}$;

$$a_1 = \vartheta_k (h + J/\tau_\varepsilon) = 1,25 \cdot 10^{-6} (h + 6,492 \cdot 10^{-3} / \tau_\varepsilon) \text{ [с]};$$

$$a_2 = (1 + \vartheta_k h / \tau_\varepsilon) = (1 + h \cdot 1,25 \cdot 10^{-5} / \tau_\varepsilon);$$

$$b_0 = \vartheta'_k = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ [1/Нмм]}; \quad b_1 = 1/\tau_\varepsilon = 1,11 \cdot 10^9 \text{ [с}^{-1}\text{]};$$

$$\vartheta_k = l(rGW_p)^{-1} = 210 \cdot 10^{-3} \cdot 16 / (3,4 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot 10^4 \pi \cdot 6,8^3) = 1,25 \cdot 10^{-5} \text{ [1/Нмм]}.$$

После преобразований (6.40) получим

$$\begin{aligned} W_{M\Omega}(s) &= - \frac{12,78 \cdot 10^{-14} s^2 + 1,42 \cdot 10^{-5} s}{1 + s 1,42 \cdot 10^{-5} h + s^2 1,42 \cdot 10^{-5} (h \cdot 9 \cdot 10^{-9} + 6,492 \cdot 10^{-3}) + s^3 82 \cdot 10^{-17}} \approx \\ &\approx \frac{12,78 \cdot 10^{-14} s^2 + 1,42 \cdot 10^{-5} s}{1 + s 1,42 \cdot 10^{-5} h + s^2 9,22 \cdot 10^{-8} + s^3 82 \cdot 10^{-17}}. \end{aligned} \quad (6.41)$$

Первый вещественный корень характеристического уравнения, определенный методом подбора, равен $\alpha_1 \approx -1,12 \cdot 10^8$. При этом варьирование коэффициента трения влияло только на третий знак после запятой.

После оценки вещественного корня получим

$$W_{M\Omega}(s) \approx - \frac{156 s^2 + 1,73 \cdot 10^{10} s}{(s + 1,12 \cdot 10^8)(s^2 + 154 h s + 1,08 \cdot 10^7)}. \quad (6.42)$$

Из выражения (6.38) определим следующие корни

$$\alpha_{2,3} = -77h \pm i \sqrt{(77h)^2 - 1,08 \cdot 10^7} = \gamma \pm i\lambda. \quad (6.43)$$

Используем решение подобного уравнения, приведенного в [9], для переходной характеристики при ступенчатом воздействии. Поскольку импульсная переходная характеристика равна производной переходной функции [30], то

$$k(t) = \alpha_1 t A \exp(-\alpha_1 t) + [-\lambda B \sin(\lambda t) + \lambda \cos(\lambda t)] \exp(-\gamma t) - \gamma [B \cos(\lambda t) + C \sin(\lambda t)] \exp(-\gamma t), \quad (6.44)$$

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

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

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

$$\ddot{\Omega}_0 = 0.$$

Результаты расчета по уравнению (6.44) приведены на рис.6.8.

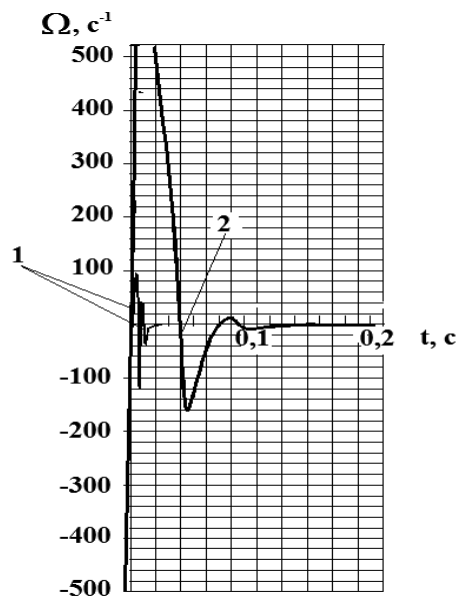


Рис. 6.8. Импульсные переходные характеристики системы хвостовик – рабочие органы вальцовки: 1- $h=10$ Нммсек; 2- $h=1$ Нммсек.

Из приведенных характеристик видно, что трение сильно влияет на колебания конической части веретена. В случае его увеличения длительность переходного процесса $T_{пр}$ существенно сокращается. При $h=10$ Нммс величина трения достигает $T_{пр}=0,02$ с, при $h=1$ Нммс – $T_{пр}=0,1$ с.

В процессе расчета было также установлено, при $t < 10^{-2}$ с. кратковременные колебания скорости превышают 1000 с^{-1} . Кроме того, в процессе счета резкие всплески имеют место для $t=10^{-4}$ 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.

6.7. Новые математические модели механических линий

Поскольку цилиндрическая часть веретена может иметь диаметр около 5 мм при длине около 1-го метра, то при колебаниях нагрузки возникает необходимость учитывать распределенность параметров такого стержня.

Динамические свойства упругих линий следуют из уравнений (6.10), (6.11), в обобщенном виде записываемых в форме

$$\rho \partial v / \partial t = - \partial p / \partial x. \quad (6.45)$$

$$\chi^{-1} \partial p / \partial t = - \partial v / \partial x. \quad (6.46)$$

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

Полагая упругие характеристики, плотность постоянными по всей длине линии, т.е. $\chi = const$, $\rho = const$, пренебрегая для стали внутренним трением, и проводя при нулевых начальных условиях одномерное преобразование по Лапласу [30] уравнений (6.45), (6.46), получим

$$\rho s v(s) = - dp(s)/dx, \quad (6.47)$$

$$\chi dv(s)/dx = - sp(s), \quad (6.48)$$

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

Продифференцируем (6.47) по x , исключим затем с помощью уравнения (6.48) производную $dv(s)/dx$, и введя новую переменную

$$\theta(s) = \pm \{s\chi_u^{-1}[\rho s]\}^{1/2}, \quad (6.49)$$

получим

$$d^2p(s)/dx^2 - \theta^2(s)p(s) = 0. \quad (6.50)$$

Переменная $\theta(s)$, которую называют также операторным коэффициентом распространения волн, характеризует динамические особенности магистралей с распределенными по длине параметрами.

Уравнение (6.50) является дифференциальным уравнением второго порядка с постоянными коэффициентами. Его решение имеет вид

$$\sigma(s, x) = C_1 \exp[\theta(s)x] + C_2 \exp[-\theta(s)x]. \quad (6.51)$$

Постоянные интегрирования C_1, C_2 определяются граничными условиями. Пусть при $x=0$

$$p(s, x) = p_1(s, 0), \quad (6.52)$$

$$dp(s, x)/dx = -\theta^2(s)\chi s^{-1}v_1(s, 0). \quad (6.53)$$

Последнее соотношение получено интегрированием по x (6.50) и заменой в соответствии с законом Гука изображения приращения координаты x отношением $v_1(s, 0)/s$.

Тогда, учитывая (6.52), (6.53) получим

$$C_1 = (1/2)p_1(s, 0) - (1/2)s^{-1}\theta(s)\chi v_1(s, 0);$$

$$C_2 = (1/2)p_1(s, 0) + (1/2)s^{-1}\theta(s)\chi v_1(s, 0).$$

После подстановки этих зависимостей решение будет

$$p(s, x) = (1/2)p_1(s, 0)\{\exp[\theta(s)x] + \exp[-\theta(s)x]\} - \\ - (1/2)s^{-1}\theta(s)\chi v_1(s, 0)\{\exp[\theta(s)x] - \exp[-\theta(s)x]\}$$

или после введения гиперболических функций

$$p(s, x) = p_1(s, 0)ch[\theta(s)x] - \theta(s)s^{-1}\chi v_1(s, 0)sh[\theta(s)x]. \quad (6.54)$$

Решив изложенным способом систему уравнений (6.47), (6.48) относительно $v(s, x)$ получим

$$v(s, x) = v_1(s, 0)ch[\theta(s)x] - s\theta^1(s)\chi^{-1}p_1(s, 0)sh[\theta(s)x]. \quad (6.55)$$

Если длина магистрали l , то вместо x следует в (6.54), (6.55) подставить переменную l .

Количество движения (момент количества движения), переносимое по магистрали, стержню постоянно, поэтому в зависимости от площади сечения будет меняться и скорость движения частиц среды. Учитывая это, введем соотношения

$$Z_1(s) = p_1(s, 0) / [\zeta_0 v_1(s, 0)]; Z_2(s) = p_2(s, l) / [\zeta_0 v_2(s, l)]; Z'_e(s) = Z_e(s) / \zeta_0, \quad (6.56)$$

где p_1, v_1 – напряжение и скорость движения частиц на входе в магистраль; p_2, v_2 – напряжение и скорость движения частиц на выходе из магистрали; ζ_0 – геометрическая характеристика сечения рассматриваемой однородной магистрали.

Умножив уравнения (6.54), (6.55) на ζ_0 и учитывая соотношения (6.56), получим

$$Z_1(s) = Z'_e(s) \{ sh[\theta(s)l] + Z_2(s) [Z'_e(s)]^{-1} ch[\theta(s)l] \} / \{ Z_2(s) [Z'_e(s)]^{-1} sh[\theta(s)l] + ch[\theta(s)l] \}, \quad (6.57)$$

$$Z_2(s) = Z'_e(s) \{ Z_1(s) [Z'_e(s)]^{-1} ch[\theta(s)l] - sh[\theta(s)l] \} / \{ ch[\theta(s)l] - Z_1(s) [Z'_e(s)]^{-1} sh[\theta(s)l] \}. \quad (6.58)$$

Если воздействие прикладывается ко входу магистрали, то $Z_1(s)$ будет входным операторным сопротивлением, а $Z_2(s)$ – операторным сопротивлением нагрузки или, как говорят, – импедансом нагрузки. Когда к концу магистрали подключено устройство, при котором $Z_2(s) = Z'_e(s)$, то нагрузка называется согласованной. При согласованной нагрузке $Z_1(s) = Z'_e(s)$. В этом случае от конца магистрали не отражаются волны возмущений, распространяющихся по ней, так как подключенное устройство пропускает такое же количество движения, которое переносится прямой волной.

6.8. Уравнение движения исполнительного органа механизма при согласованной нагрузке

Дополним уравнение (6.54), (6.55) их граничными условиями, полагая скорость движения знакопостоянной. Для этого положим, что количество движения (момент количества движения), передаваемое исполнительному органу, полностью расходуется на его перемещение, т.е. от конца линии не отражаются волны:

$$\begin{aligned} v(s, l) = v_2(s), \quad v(s, 0) = v_1(s), \quad p(s, l) = p_2(s), \quad p(s, 0) = p_1(s), \\ p_2(s)(1-c) = [\Psi(s) + h v_2(s) + \mathcal{I} s v_2(s)] / \zeta_2. \end{aligned} \quad (6.59)$$

Здесь ζ_2 – геометрическая характеристика сечения магистрали у исполнительного органа массой \mathcal{I} ; c , h_n , Ψ – коэффициенты потерь на трение и сила сопротивления, действующая на исполнительный орган; l – длина магистрали. В коэффициенте h учитываются только потери на трение, пропорциональное скорости движения нагрузки.

Совместно решим (6.54), (6.55) и (6.59), выполнив следующие преобразования

$$\begin{aligned} p_1(s) &= [-v_2(s) + v_1(s)chA] \theta(s)\chi / [sshA] [\Psi(s) + v_2(s)h(1+T_u s)] / \zeta_2 = \\ &= [v_1(s)chA - v_2(s)] \theta(s)chA / (sshA) - v_1(s)\theta(s)\chi shA/s. \\ \Psi(s) \zeta_2^{-1} + v_2(s)[h(1+T_u s) + \theta(s)\chi/thA] &= v_1(s)\theta(s)\chi s^{-1} [ch^2A/shA - shA]. \\ s \Psi(s) \zeta_2^{-1} + v_2(s)[h s(1+T_u s) + \theta(s)\chi/thA] &= \\ &= v_1(s)\theta(s)\chi [ch^2A/shA - shA]. \end{aligned}$$

Здесь $\vartheta(s) = \vartheta Z(s)$; $\vartheta = l\chi^{-1}\zeta_2^{-1}$; $Z(s) = th[\theta(s)l] / [\theta(s)l]$; $T_u = h_n / \mathcal{I}$; $A = \theta(s)l$.

После приведения подобных получим

$$v_2(s)[1-c + h\vartheta_n(s)s + \mathcal{I}\vartheta(s)s^2] = v_1(s)(1-c)ch^{-1}[\theta(s)l] - \Psi(s)\vartheta(s)s. \quad (6.60)$$

Подставим (6.60) в последнее уравнение системы (6.59)

$$\begin{aligned} p_2(s) &= \Psi(s)(1-c)^{-1} \zeta_2^{-1} [1-c + h\vartheta(s)s + \mathcal{I}\vartheta(s)s^2]^{-1} + v_1(s) \times \\ &\times (1-c)^{-1} \zeta_2^{-1} ch^{-1}[\theta(s)l] (h + \mathcal{I}s) [1-c + h\vartheta(s)s + \mathcal{I}\vartheta(s)s^2]^{-1}. \end{aligned} \quad (6.61)$$

Уравнения (6.60), (6.61) дают возможность рассчитать частотные характеристики привода, т.е. определить реакцию привода на гармоническое изменение скорости движения ведущего звена или силы сопротивления, действующей на технологический объект. Так, при $v_1=0$, $s=j\omega$ получим характеристику $W_F(j\omega)$, иллюстрирующую влияние Ψ на v_2 , и характеристику $W_{Fp}(j\omega)$, иллюстрирующую влияние Ψ на p

$$W_F(j\omega) = v_2(j\omega) / \Psi(j\omega) = -\vartheta(j\omega)j\omega / [1-c + h\vartheta(j\omega)j\omega + \mathcal{I}\vartheta(j\omega)(j\omega)^2], \quad (6.62)$$

$$W_{Fp}(j\omega) = p_2(j\omega) / \Psi(j\omega) = (1-c)^{-1} \zeta_2^{-1} / [1-c + h\vartheta(j\omega)j\omega + \mathcal{I}\vartheta(j\omega)(j\omega)^2]. \quad (6.63)$$

Можно получить и другие характеристики. Из (6.62), (6.63) видно, что изменения напряжения и скорости движения исполнительного органа отстают от изменений входных воздействий.

Поскольку

$$Z(j\omega) = th[\theta(j\omega)l] / [\theta(j\omega)l] = th[lj\omega(\rho\chi^{-1})^{0,5}] / [lj\omega l(\rho\chi^{-1})^{0,5}] = j \operatorname{tg} \alpha / (j\alpha) = \operatorname{tg} \alpha / \alpha,$$

$$ch(j\alpha) = \cos \alpha, \text{ где } \alpha = l\omega(\rho\chi^{-1})^{0,5},$$

то

$$\vartheta(j\omega) = \vartheta(\alpha) = \vartheta_0 Z(\alpha) \text{ и } \cos \alpha,$$

не являются комплексными функциями. График вещественной функции $Z(\alpha)$ приведен на рис. 6.9.

Из него видно, что

$$\text{при } \alpha \rightarrow 0, Z_n \rightarrow 1; \text{ при } \pi/2 + k\pi > \alpha > \pi + k\pi, Z_n < 0.$$

Здесь $k = 0, 1, 2, \dots, n$.

Если $\alpha \approx 1$, то уравнение (6.60) приводится к известному уравнению, описывающему динамические процессы в приводе с короткими магистралями

$$v_2(s)[1-c + h\vartheta s + \mathcal{I}\vartheta_0 s^2] = v_1(s)(1-c) - \Psi(s)\vartheta s.$$

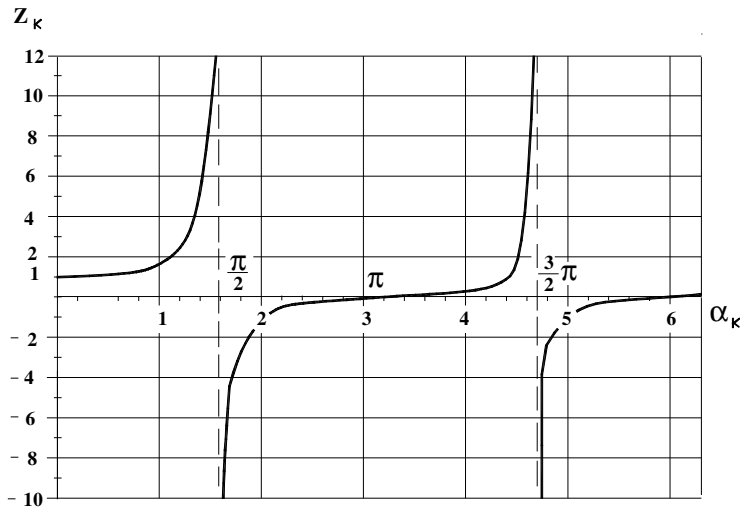


Рис. 6.9.
Изменение функции Z от
безразмерного параметра α

Этот вывод очень важен, поскольку позволяет весьма точно определить, когда динамику в механических приводах можно анализировать по уравнениям для коротких или для длинных магистралей.

Определим амплитуду продольных колебаний груза (рис. 6.10)

$$A_F(\omega) = \vartheta_n(\alpha_n) \omega / \{ [1 - c - m \vartheta_n(\alpha_n) \omega^2]^2 + [h_n \vartheta_n(\alpha_n) \omega]^2 \}^{0,5} = \\ = \{ [1 - c - m \vartheta_n(\alpha_n) \omega^2]^2 / [\vartheta_n(\alpha_n) \omega]^2 + h_n^2 \}^{-0,5}. \quad (6.64)$$

Здесь $\vartheta_n = l / (Ef)$.

Откуда следует, что максимум A_F будет при

$$[1 - c - m \vartheta_n(\alpha_n) \omega^2] / [\vartheta_n(\alpha_n) \omega] = 0. \quad (6.65)$$

Покажем, что это условие аналогично правилу определения собственных частот, приведенному в книге Бабакова И.М. [7], для подобного привода, принимая $c = 0$. Рассмотрим решение примера из указанной книги. Схема модели приведена на рис. 6.10. Пусть масса груза m , отношение массы стержня площадью сечения f к массе груза равны $a = l\mu / m$. Здесь μ - погонная масса стержня. Груз полагается точечным.

Считается, что продольное натяжение стержня при колебаниях уравновешено силой инерции груза. Это приводит к следующему условию на нижнем конце стержня $Ef(\partial y / \partial x)_{x=l} = -m(\partial^2 y / \partial t^2)_{x=l}$.

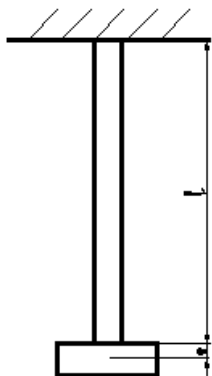


Рис. 6.10.
Груз, подвешенный на стержне

На верхнем закрепленном конце $y(0, t) = 0$.

В начальный момент времени стержень растянут приложенной к нижнему концу силой F и затем без начальной скорости предоставлен самому себе, так что

$$y(x, 0) = Fx/(Ef); \quad dy(x, 0)/dt = 0. \quad (6.66)$$

Решение задачи сводится к вычислению постоянных B , D и значений параметра b в уравнении форм колебаний

$$\varphi(x) = B\cos(bx) + D\sin(bx)$$

в соответствии с указанными краевыми условиями, которые для собственных форм $\varphi(x)$ выражаются соотношениями

$$\varphi(0) = 0; \quad Efd\varphi(l)/dx = mp^2\varphi^2(l), \quad (6.67)$$

и, кроме того, к вычислению постоянных A_i и B_i общего решения

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} [A_i \cos(p_i t) + B_i \sin(p_i t)] \varphi_i(x) \quad (6.68)$$

в соответствии с начальными условиями (6.66).

Из первого краевого условия (6.67) следует $B=0$.

После этого из второго условия получается уравнение частот

$$\beta \operatorname{tg} \beta = a, \quad (6.69)$$

где $\beta = al$.

Таким образом, уравнение собственных форм колебаний стержня имеет вид

$$\varphi_k(x) = D_k \sin(\beta_k x/l), \quad (k = 1, 2, 3, \dots) \quad (6.70)$$

где β_k – корни уравнения (6.69).

Решение уравнения (6.69) может быть выполнено графическим путем. Соответствующие этим значениям β_l наименьшие собственные частоты вычисляются по формуле

$$\omega = p_l = \beta_l l^{-1} (Ef/\mu)^{1/2}. \quad (6.71)$$

Заметим, что погонная масса стержня $\mu = \rho f$. Раскрыв коэффициенты, получаем исходное уравнение

$$\beta \operatorname{tg} \beta = lf\rho / m. \quad (6.72)$$

Обратимся теперь к уравнению (6.65). Разделим числитель левой части на знаменатель, получим

$$Ef(\rho E^{-1})^{1/2} / \operatorname{tg} \alpha = m\omega$$

Проведем еще ряд преобразований, таких, что

$$Efl(\rho/E)^{0.5}/m = l\omega \operatorname{tg} \alpha; \quad fl/m = l\omega \operatorname{tg} \alpha / (E\rho)^{0.5}.$$

После умножения обеих частей последнего уравнения на ρ и приведения подобных получим

$$\rho fl/m = l\omega \operatorname{tg} \alpha (E^{-1}\rho)^{0.5} = \alpha \operatorname{tg} \alpha.$$

Поскольку здесь параметры α и β равнозначны, то можно утверждать, что корни уравнений (6.65) и (6.72) одинаковы. Это подтвердили результаты вычислений.

6.9. Частотная характеристика веретена с роликами и корпусом

Обратимся к системе шпиндель- веретено- ролики с корпусом, рассмотренной в разделе 6.5, но явлениями релаксации и сухого трения пренебрежем. Частотная характеристика влияния колебаний крутящего момента на колебания скорости вращения конической части веретена с учетом распределенности параметров будет

$$W_{M\Omega}(j\omega) = \Omega_2(j\omega)/M_c(j\omega) = -\vartheta_k(j\omega) j\omega [1 + h\vartheta_k(j\omega) j\omega + J\vartheta_k(j\omega)(j\omega)^2], \quad (6.73)$$

где $\nu_k = l(rGW_p)^{-1} = 1,25 \cdot 10^{-5}$ [1/Нмм]; $J \approx 6,492 \cdot 10^{-3}$ [Н*мм*с²];

$$W_{p2} = \pi b,8^3 / 16 = 61,7 [\text{мм}^3].$$

На рис. 6.11 приведены рассчитанные по уравнению (6.73) частотные характеристики. Резонансный всплеск при частоте 3480 с⁻¹ обусловлен маховой массой, а при $\omega = 23714,354$ с⁻¹ - распределенностью параметров веретена.

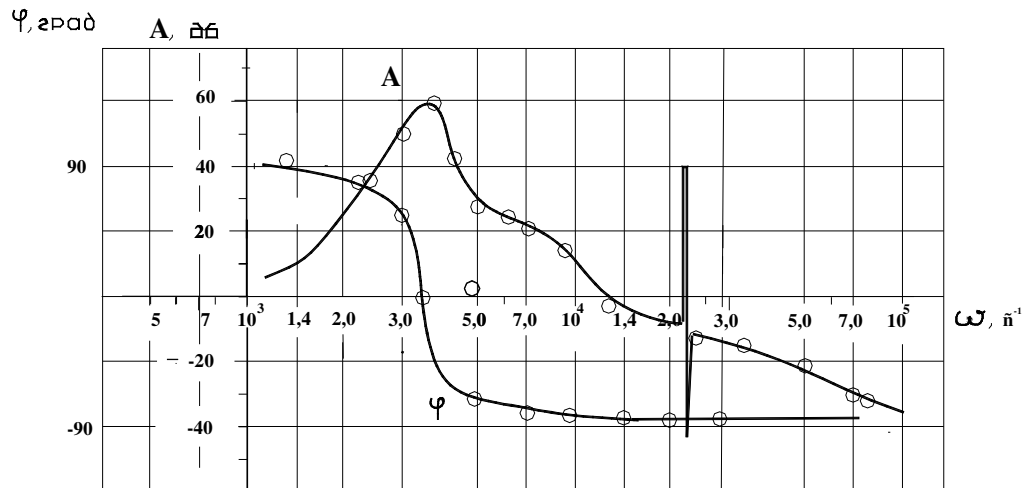


Рис.6.11. Амплитудно-частотная ($A = 20 \lg |W_{M\Omega}(j\omega)|$) и фазочастотная ($\varphi = \arctg(\text{Im}[W_{M\Omega}(j\omega)]/\text{Re}[W_{M\Omega}(j\omega)])$) характеристики веретена с инерционной нагрузкой при коэффициенте трения $h=0,05$ Н*мм*с

Колебания нагрузки на веретене изменяют частоту вращения вала привода веретена, в свою очередь влияющей и на процесс закрепления трубы. Также такие колебания изменяют напряжения, учет которых с использованием частотных характеристик и критерия Одинга дает возможность оценивать ресурс детали [70, 113].

В этой связи ниже будут впервые рассмотрены вопросы динамики всей системы привод- веретенно- рабочие органы вальцовки в предположении, что частота вращения электромагнитного поля для электродвигателя или давление в пневмосети для пневмодвигателя постоянны.

6.10. Система с электрическим двигателем

В публикациях по электродвигателям ([161] и др.) приводится множество формул и уравнений, описывающих характеристики и поведение таких устройств, выражающихся через разнообразные соотношения между токами, напряжениями, сопротивлениями. Эти соотношения позволяют правильно спроектировать электропривод. Несмотря на различие формул, механические характеристики электродвигателей имеют общие черты [97].

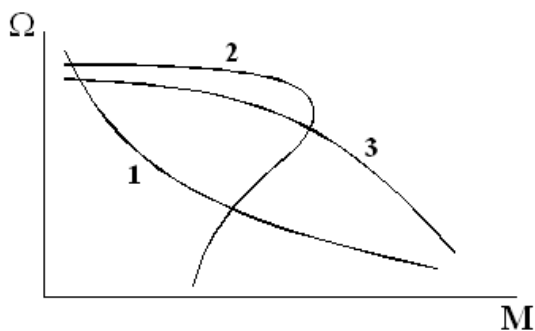


Рис.6.12.

Формы механических характеристик двигателей:

- 1- электродвигатель с последовательным возбуждением;
- 2- асинхронный двигатель;
- 3- пневматический двигатель [97].

В режиме холостого хода частота вращения их роторов максимальна, а с увеличением нагрузки она падает (рис. 6.12), т.е. имеет место «просадка» электродвигателя. Это обстоятельство накладывает определенный отпечаток на динамику изменения частоты вращения технологического объекта и вызывает необходимость ее изучения.

Известно, что на плоский проводящий замкнутый контур, помещенный в однородное магнитное поле, действует момент сил

$$\vec{M} = P_m \vec{B}, \quad (6.74)$$

где \vec{P}_m – вектор магнитного поля контура; B - магнитная индукция.

Учитывая уравнение (6.74), можно утверждать, что крутящий момент, действующий на ротор электродвигателя, равен $M = f_1(B)$, где $f_1(B)$ – некоторая непрерывная функция от магнитной индукции.

В общем случае вращающееся магнитное поле (двигатель) в электродвигателе преодолевает суммарное сопротивление [165]

$$f_1(B) = M_c + h'_s \Omega'_\delta + J_\delta d\Omega_\delta / dt, \quad (6.75)$$

где M_c – момент сопротивления; h'_s – потери на трение в двигателе, пропорциональные скорости вращения; J_δ – приведенный момент инерции ротора двигателя; Ω'_δ – угловая скорость вращения вала двигателя.

Если рассматривать установившийся режим и полагать, что потери момента от скорости малы, то $f_1(B) = M_c$, а в отклонениях от установившегося режима

$$\Delta M_c = (\partial f_1 / \partial B) \Delta B = K_{BM} \Delta B. \quad (6.76)$$

Обратившись к механическим или скоростным характеристикам, приведенным на рис.6.12, можно записать $\Omega'_\delta = f_2(M_c)$.

Рассматривая отклонения, получим

$$\Delta \Omega_\delta = (\partial f_2 / \partial M_c) \Delta M_c = (\partial f_2 / \partial M_c) K_{BM} \Delta B.$$

Перепишем с учетом изложенного применительно к вальцовочной машине в отклонениях уравнение (6.76) и полученное выражение:

$$K_{BM} \Delta B = \Delta M_c + h \Delta \Omega_\delta + J_\delta d(\Delta \Omega_\delta) / dt,$$

$$\Delta \Omega_\delta = \Delta \Omega_n - K_{BM} (\partial f_2 / \partial M_c) \Delta B = \Delta \Omega_n - K_{BП} K_{BM} \Delta B,$$

где $\Delta \Omega_n$ – частота вращения выходного вала машины в режиме холостого хода; $K_{BП} = \partial f_2 / \partial M_c$ – тангенс наклона механической характеристики вальцовочной машины, включающей электродвигатель, соединенный с редуктором, в конкретной ее точке.

Удалим, для простоты символ « Δ » и введем оператор $p \equiv d/dt$

$$K_{BM} B = M_c + h_s \Omega_\delta + J_s p \Omega_\delta, \quad (6.77)$$

$$\Omega_\delta(t) = \Omega_n(t) - K_{BП} K_{BM} B(t), \quad (6.78)$$

где Ω_δ , J_s , h_s – соответственно, колебания частоты вращения, маховой момент инерции ротора и вращающихся частей редуктора, коэффициент потерь в двигателе, пропорциональных скорости вращения Ω_δ выходного вала машины.

Решив алгебраически эту систему, получим уравнение скорости вращения вала электродвигателя

$$\Omega_n(t) - \Omega_\delta(t) = K_{BП} M_c(t) + K_{BП} [h_s \Omega_\delta(t) + J_s d(\Omega_\delta) / dt]. \quad (6.79)$$

Заметим, что коэффициент K_{BM} исчезает.

Если в силовой электрической цепи имеются заметные емкости, индуктивности или и то и другое, то в уравнение (6.78) следует добавить член, зависящий от скорости изменения магнитной индукции. Тогда в левой части уравнения (6.79) появится слагаемое со второй производной.

Пользуясь выше приведенными выражениями, пренебрегая волновыми явлениями в веретене, а также упругостью вала электродвигателя и редуктора, уравнения, характеризующие передачу мощности по силовой части запишем в форме

$$\Omega_0 = \Omega_2 + \vartheta_{кпр0} W_{p2} p \tau; \quad \tau W_{p2} = M_c + h_2 \Omega_2 + J_{np} p \Omega_2, \quad (6.80)$$

где $\vartheta_{кпр0}$ – 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.

Полагая, что при колебаниях скорости вращения нагрузки частота вращения магнитного поля не меняется, запишем уравнения в операторном виде, характеризующие колебания в рассматриваемой электромеханической системе

$$K_{BM} B = M_s(t) + h_s \Omega_0 (1 + T_s p) + \tau(t) W_{p2}, \quad (6.81)$$

$$\Omega_0 = \Omega_n - \vartheta_1 p B, \quad (6.82)$$

$$\Omega_0 = \Omega_2 + \vartheta_2 p \tau, \quad (6.83)$$

$$\tau W_{p2} = M_c + h_2 \Omega_2 (1 + T_2 p), \quad (6.84)$$

где $T_s = J_s / h_s$; $T_2 = J_{np} / h_2$; $\vartheta_1 = K_{BП} K_{BM} / p$; $\vartheta_2 = \vartheta_{кпр0} W_p$; M_s – момент сопротивления на двигателе.

Система уравнений (6.81) – (6.84) решается посредством матричного исчисления [67]. после переписывания в векторной форме

$$\mathbf{A} \mathbf{x}(t) = \mathbf{M}(t),$$

где $x_1 = B$; $x_2 = \Omega_0$; $x_3 = \tau$; $x_4 = \Omega_2$;

$$\mathbf{x}(t) = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} \quad \text{– вектор переменных;} \quad \mathbf{M}(t) = \begin{pmatrix} -\Omega_0 \\ M_s \\ 0 \\ M_c \end{pmatrix} \quad \text{– вектор воздействий ;}$$

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\vartheta_1 p & -1 & 0 & 0 \\ K_{BM} & -h_s(1+T_s p) & -W_{p2} & 0 \\ 0 & 1 & -\vartheta_2 p & -1 \\ 0 & 0 & W_{p2} & -h_2(1+T_2 p) \end{pmatrix} \quad \text{– матрица функциональных коэффициентов.}$$

Переходя к изображениям по Лапласу посредством замены $p=s$, получены передаточные функции:

влияния M_c на Ω_2 при $M_s \equiv 0$ и отсутствии колебаний Ω_n

$$W_{M_c \Omega_2}(s) = \Omega_2(s)/M_c(s) = - \{K_{B\Pi} + s[\vartheta_2 W_{p2}^{-1}(1 + K_{B\Pi} h_s + J_\Delta K_{B\Pi} s)]\} / (a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3), \quad (6.85)$$

влияния M_c на τ при $M_s \equiv 0$ и отсутствии колебаний Ω_n

$$W_{M_c \tau}(s) = \tau(s)/M_c(s) = [W_{p2}^{-1} + (K_{BM} W_{p2})^{-1} K_{B\Pi} h_s(1+T_s s)] / (a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3), \quad (6.86)$$

где $a_0 = K_{BM} W_{p2}$; $a_1 = K_{BM} \vartheta_2 h_2 + W_{p2} \vartheta_1 h_2 + W_{p2} \vartheta_1 h_s$; $a_2 = T_2 \vartheta_2 K_{BM} h_2 + T_2 \vartheta_1 W_{p2} h_2 + \vartheta_1 h_s W_{p2} T_s + \vartheta_2 \vartheta_1 h_s h_2$; $a_3 = \vartheta_1 \vartheta_2 h_s h_2 (T_s + T_2)$.

Полученные выражения в отличие от обычно применяемых уравнений [81] позволяют рассчитывать как колебания скоростей движения, так и колебания напряжений в деталях.

Условия устойчивости, согласно критерия Рауса- Гурвица [12], записываются в форме неравенств

$$a_0 > 0; a_1 > 0; a_2 > 0; a_3 > 0; a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0. \quad (6.87)$$

Из (6.83) следует, что при определенных условиях, когда величина коэффициента потерь на трение h_2 или коэффициента упругости $\nu_{кпр0}$ станет отрицательной, произойдет потеря устойчивости, которая может привести к автоколебательным явлениям.

Отрицательные значения коэффициента потерь на трение обычно возникают при малых скоростях движения исполнительного органа. При вальцевании это может быть обусловлено проскальзыванием роликов или веретена.

Отрицательные значения величины $\nu_{кпр0}$, как показано выше и в [55], образуются также при воздействии переменного момента сопротивления, когда, по всей видимости, происходит потеря формы колебаний. Это возникает в случае нарушения неравенства

$$\operatorname{tg} \alpha / \alpha > 0, \quad (6.88)$$

6.11. Система с пневматическим двигателем

Схема вальцевания с помощью пневматической машины приведена на рис 6.13. Здесь же изображена роликовая вальцовка. В процессе вальцевания веретено вращается по направлению движения часовой стрелки и через трение приводит во вращение ролики. Они вследствие вращения против движения часовой стрелки и при наличии трения втягивают веретено в трубу, которая из-за воздействия, аналогичного эффекту клина, раздается. До соприкосновения с доской трубной деформация трубы имеет форму вращающегося равностороннего треугольника (при 3-х роликах) с увеличивающимися сторонами. После касания происходит разглаживание трубы и ее окончательное прижатие к поверхности отверстия.

Характер изменения крутящего момента от угла поворота веретена α при вальцевании трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ сталь 08X18H10T можно аппроксимировать выражением

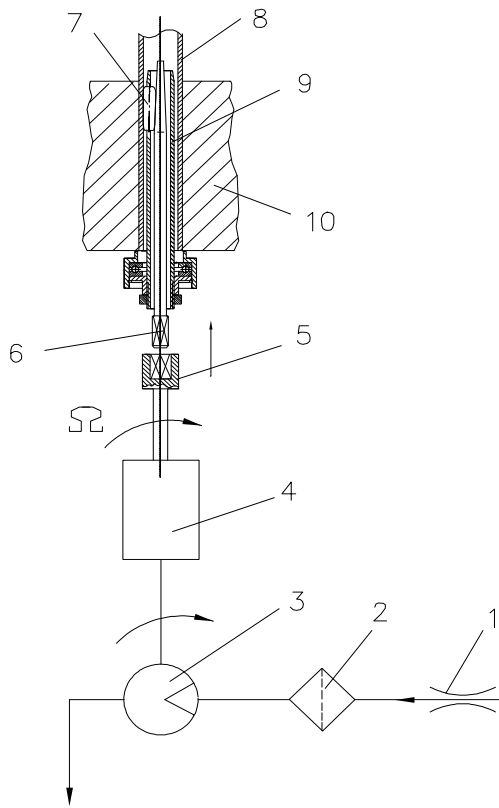


Рис..6.13 Схема вальцевания с помощью пневматической машины:
 1- дроссель на входе в пневмосистему; 2- фильтр; 3- пневмомотор; 4- редуктор; 5- квадрат выходного вала машины; 6- квадрат веретена; 7- вращающийся в подшипниках корпус вальцовки; 8- конические ролики; 9- закрепляемая труба; 10- доска трубная

$$M = 0,3 + 1,35 \cdot 10^{-17} \alpha^4, \quad [\text{Нм}] \quad (6.89)$$

где α – измеряется в град.

Выведем уравнение вращения веретена. Пусть в качестве привода используется пневмомашинa, например, ВМ-200 производства НИТЛ Санкт-Петербургского ГМТУ. Здесь двигателем является шиберный пневмомотор, посредством редуктора передающий движение выходному валу. В качестве источника сжатого воздуха используется центральная заводская пневмомагистраль.

Положим, сжатый воздух является совершенным газом. Тогда его плотность равна [119]

$$\rho = P / (RT^\circ), \quad (6.90)$$

где P – абсолютное давление; T° – абсолютная температура ; $R = 287,14 \text{ м}^2 / (\text{с}^2 \text{К}^\circ)$ – газовая постоянная воздуха.

Расход сжатого воздуха, поступающий в пневмосистему машины, можно описать выражением

$$Q'_n = \rho_{1M}^{-1} DG_l = (RT^\circ / P_{1M}) DG_l, \quad (6.91)$$

где P_{1m} , ρ_{1m} , T_{1m}^o – соответственно, абсолютное давление, плотность воздуха и температура на входе в пневмосистему; $D \equiv d/dt$ – оператор дифференцирования; G_I – массовый расход воздуха.

Этот расход тратится на вращение пневмодвигателя Q_m , протечки Q_y и на деформационные колебания в шланге $Q_{сж}$. Поскольку мощность N_2 , уносимая сжатым воздухом в выходном канале, много меньше подводимой, различными явлениями в этом участке пневмосистемы пренебрежем. Учтем также, что в соответствии с теорией объемного гидромашиностроения, геометрический расход среды, потребляемый объемной гидропневмомашинной можно описать соотношением $Q_m = w\Omega$, где w – объемная постоянная машины; Ω – угловая скорость вращения выходного вала. Кроме того, известно [106], что неизбежно проходящая по щелям мимо рабочих органов часть расхода среды может быть определена выражением

$$Q_y = f_{щ} \zeta_{щ}^{0,5} (2P_{2m} / \rho_{2m})^{0,5}, \quad (6.92)$$

где $f_{щ}$, $\zeta_{щ}$ – площадь щелей и коэффициент местного гидравлического сопротивления при движении потока по щелям мотора; P_{2m} , ρ_{2m} – давление и плотность воздуха перед пневмомотором.

С учетом изложенного запишем уравнение расходов

$$Q_n = w\Omega + \tau' P_{1m} + \vartheta' DP_{1m}, \quad (6.93)$$

где $Q_n = Q'_n \rho_{1m} / \rho_{2m}$ – подводимый из центральной магистрали в пневмосистему вальцовочной установки расход среды; $\vartheta' = V_{1m} / (kP_{2m})$ – упругость пневмосистемы; $k = c_p / c_v$, c_p , c_v – удельные теплоемкости газа, соответственно, при постоянном давлении и постоянном объеме; $\tau' = \partial Q_y / \partial P_{2m} = f_{щ} \zeta_{щ}^{0,5} (2P_{2m} / \rho_{2m})^{0,5}$ – потери расхода.

Уравнение (6.93) дополним уравнением моментов на валу машины, учитывая выводы [122]

$$wP_{2m} = M + h\Omega + Jd\Omega/dt, \quad (6.94)$$

где h – коэффициент потерь, пропорциональных скорости вращения; J – момент инерции вращающихся частей, Ω – угловая скорость вращения веретена.

Кроме того, известно, что расход, уходящий в пневмосистему установки, определяется выражением [106]

$$Q_c = f(\sum \zeta)^{-0,5} (2P_{1M}/\rho_{1M})^{0,5}, \quad (6.95)$$

Здесь f – проходное сечение системы; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов гидравлических сопротивлений, в т.ч. сопротивлений на входе $\zeta_{вх}$, в фильтре ζ_{ϕ} , по длине шланга $\lambda_{ш} l / d_{ш}$, ζ_m – в пневмомоторе.

Из материалов [106] видно, что коэффициенты гидравлических сопротивлений описываются выражениями, где критерий Рейнольдса Re , характеризующий особенности протекания сред по каналам, фигурирует в виде $Re^{-0,14} \dots Re^{-0,25}$. Причем $Re = 2vRz/\nu$, где v – скорость движения среды по каналам; Rz – гидравлический радиус; ν – кинематическая вязкость среды. Экспериментальное определение коэффициента местного сопротивления в щелевых устройствах типа распределителей [1] показывает, что в них его величина для разных режимов приблизительно равна 3. Изложенное свидетельствует, что колебания расхода Q_c из центральной пневмомагистрали при $P_{1M} = const$, $\rho_{1M} = const$ зависят в основном от изменения площади проходного сечения f . Его же величина, в случае отсутствия протечек в соединениях пневмосистемы, определяется только мотором.

Из (6.93) видно, что в установившемся режиме

$$f(\sum \zeta)^{-0,5} (2P_{1M}/\rho_{1M})^{0,5} \rho_{1M} / \rho_{2M} = w\Omega + f_{ц} \zeta_{ц}^{0,5} (2P_{2M}/\rho_{2M})^{0,5}.$$

Откуда следует

$$f_{min} = f_{ц} [(\sum \zeta) / \zeta_{ц}]^{0,5} [P_{2M} \rho_{1M} / (P_{1M} \rho_{2M})]^{0,5} \rho_{2M} / \rho_{1M},$$

при $\Omega = \Omega_{max}$, $Q_y = 0$

$$f_{max} = w\Omega_{max} [(\sum \zeta) \rho_{1M} / (2P_{1M})]^{0,5} \rho_{2M} / \rho_{1M}.$$

Это обстоятельство позволяет в интервале $0 < \Omega < \Omega_{max}$ упрощенно описать изменение подводимого к пневмосистеме расхода следующим образом

$$\Delta Q_n = \Delta Q_{no} + \Delta \Omega K_{Qn}, \quad (6.96)$$

где K_{Qn} – коэффициент, характеризующий связь Ω и Q_n ; $\Delta \Omega$ – приращение скорости вращения; ΔQ_{no} – колебания начального значения подводимого расхода, вызванного изменением щели входного дросселя.

С учетом (6.96) перепишем в приращениях уравнения (6.93), (6.94), а символ приращения « Δ » для упрощения писать не будем

$$Q_{no} + K_{Qn} \Omega = w \Omega + \tau' P_{LM} + \vartheta' dP_{LM} / dt, \quad (6.97)$$

$$w P_{LM} = M + h \Omega + J d\Omega / dt. \quad (6.98)$$

После решения в операторном виде

$$\Omega [1 - K_{Qn} + \tau_n h + D(J\tau_n + \vartheta_{nm} h) + J\vartheta_{nm} D^2] = Q_{no} - M\tau_n (1 + \vartheta_{nm} \tau_n^{-1} D), \quad (6.99)$$

где $\tau_n = w^{-2} \partial Q_y / \partial P_{LM}$; $\vartheta_{nm} = V_{LM} / (w^2 k P_{LM})$; $D \equiv d / dt$.

В установившемся режиме при постоянном расходе это уравнение приводится к форме

$$\Omega = -M\tau_n / (1 - K_{Qn} + \tau_n h). \quad (6.100)$$

Т.е. скорость вращения падает при росте нагрузки.

Из (6.95) следует одна особенность использования пневмомашин. В связи с тем, что потери энергии в пневмосистеме вальцовочной машины могут быть разными, то при рассмотрении одного и того же режима работы, когда $f = const$, $\zeta_m = const$, следует, что в случае повышенных потерь на входе, шлангах, фильтре величина подводимого в пневмосистему вальцовочной установки расхода воздуха будет меньше. Это приводит к меньшему значению частоты вращения в режиме холостого хода. Если теперь нагрузить привод, то до полной остановки выходного вала потребуется, в соответствии с (6.97), меньший момент сопротивления по сравнению со случаем более высокой скорости в режиме холостого хода.

Практическое использование ВМ-200, с учетом выводов раздела III, выявило, что при длине шлангов около 40 м, $P_c = 0,6$ МПа машина останавливается. В это время максимальный вращающий момент близок величине 60 Нм. Тогда из (6.98) можно записать $w = M/P_c = 100$ см³/рад. Пользуясь паспортными данными, оценим еще несколько коэффициентов:

$$h = P_c w / \Omega_{xx} = 0,6 \cdot 10^2 \cdot 30 / (200 \cdot \pi) \approx 287 \text{ [Нсмсек]};$$

$$\tau_n = (Q_c - w \Omega_{xx}) / (w^2 P_c) = (1,6 \cdot 10^6 / 60 - 10^2 \pi 200 / 30) / (10^4 \cdot 0,6 \cdot 10^2) = \\ = 0,041 \text{ [Нмсек]}^{-1};$$

$$\vartheta_{nm} = V_l / (1,4 P_c w^2) = 2020 / (1,4 \cdot 0,6 \cdot 10^2 \cdot 10^4) = 2,42 \cdot 10^{-3} \text{ [Нсмсек]}^{-1}.$$

Примем момент инерции равным $J = 1$ [Нмсек²], $K_n = 10,6 \cdot 10^{-12}$ [Нм/град].

Положим, что изменения подачи расхода из-за дополнительного открытия дросселя и колебаний скорости вращения вала двигателя малы. Тогда уравнение (6.26) можно переписать в форме

$$\Omega [1 + \tau_n h + D(J\tau_n + \vartheta_{nm} h) + J\vartheta D^2] = -M\tau_n (1 + \vartheta_{nm} \tau_n^{-1} D), \quad (6.101)$$

При таких условиях об устойчивости работы системы можно судить по характеристическому уравнению

$$[1 + \tau_n h + D(J\tau_n + \vartheta_{nm} h) + J\vartheta D^2] = 0. \quad (6.102)$$

Из него следует, что при положительных коэффициентах

$(J\tau_n + \vartheta_{nm} h)$ и $J\vartheta D^2$ устойчивость не нарушается. Заметим, что постоянная времени составляет

$$T_n = [J\vartheta_{nm} / (1 + \tau_n h)]^{0,5} = 0,0138 \text{ сек.} \quad (6.103)$$

Если момент, развиваемый вальцовочной машиной, воспринимается руками человека – оператора, то при резких изменениях M , особенно при их предельных значениях, нередко происходит отдача машины. При этом корпус вальцовочной машины поворачивается в обратную сторону, тем самым, уменьшая частоту вращения веретена. В таких случаях человек реагирует определенным образом, возвращая машину в прежнее положение, за счет приложения дополнительного усилия. В общем случае подобные

колебания частоты вращения можно описать выражением в изображениях по Лапласу

$$\Omega(s) = W_{\text{чо}}(s)wP_{2m}(s). \quad (6.104)$$

Здесь $W_{\text{чо}}(s)$ – передаточная функция, описывающая реакцию человека – оператора на изменения момента. Опишем в первом приближении эту функцию.

Положим, что момент, развиваемый пневмомотором, полностью воспринимается человеком- оператором

$$wP_{1mm} = \varphi K_{\text{чо}} + h_{\text{чо}}d\varphi/dt + J_{\text{к}}d^2\varphi/dt^2, \quad (6.105)$$

где φ – угол закручивания корпуса; $K_{\text{чо}}$, $h_{\text{чо}}$ – коэффициенты, зависящие от свойств человека – оператора, автоматически реагирующего на изменение крутящего момента и скорость вращения корпуса; $J_{\text{к}}$ – момент инерции привода, размещенного в руках человека.

Поскольку закручивание φ эквивалентно уменьшению угла поворота выходного вала привода, то примем $\Delta\varphi = \Delta\alpha$. Величина $Q_n(s)w^{-1}$ из (6.104) при отсутствии колебаний соответствует теоретической частоте вращения выходного вала. Поэтому, полагая, что в начале вальцевания $\varphi = 0$, для колебаний развиваемого момента в изображениях по Лапласу можно записать

$$wP_{2m}(s) = \varphi(s)(h_{\text{чо}}s + J_{\text{к}}s^2) = \alpha h_{\text{чо}}s(1 + T_{\text{кчо}}s).$$

Здесь $T_{\text{кчо}} = J_{\text{к}}/h_{\text{чо}}$ – постоянная времени человека- оператора; $h_{\text{чо}}$ – коэффициент потерь, пропорциональных скорости движения; $P_{2m}(s)$, $\varphi(s)$ - изображения пол Лапласу функций колебаний давления на гидромоторе и угла поворота корпуса.

Таким образом, изображение по Лапласу скорости вращения привода в руках человека

$$\Omega_{\text{чо}}(s) = \alpha s = wP_{2m}(s)/[h_{\text{чо}}(1 + T_{\text{кчо}}s)]. \quad (6.106)$$

Подставим это выражение в (6.100), переписанное в изображениях по Лапласу

$$Q_{no}(s) + K_{Qn} \Omega(s) - w P_{2m}(s) / [h_{чо} (1 + T_{кчо} s)] =$$

$$= w \Omega(s) + \tau' P_{2m}(s) + \vartheta' s P_{1mm}. \quad (6.107)$$

Выразив из (6.105) уравнения $P_{2m}(s)$, подставив полученное в (6.107) и приведя подобные, получим операторное уравнение, характеризующее вращение веретена в системе человек – вальцовочная машина- рабочие органы вальцовки

$$Q_n(s) w^{-1} (1 + T_{кчо} s) = \Omega(s) (a_3 + a_2 s + a_1 s^2 + a_0 s^3) +$$

$$+ M(s) (\tau_n + \vartheta_{nm} s) (1 + T_{кчо} s), \quad (6.108)$$

где

$$a_0 = J \vartheta_{nm} T_{кчо}; \quad a_1 = (\vartheta_{nm} h + J \tau_n) T_{кчо} + J \vartheta_{nm};$$

$$a_2 = J \tau_n + \vartheta_{nm} h + \tau_n h T_{кчо}; \quad a_3 = 1 - w^{-1} K_{Qn} + \tau_n h + w^{-1} h h^{-1}_{чо}.$$

Уравнение (6.108) свидетельствует, что при учете реакции человека- оператора упрощенно движение выходного вала можно описать уравнением третьего порядка.

Из характеристического выражения уравнения (6.108) следуют условия устойчивости

$$a_0 > 0; \quad a_1 > 0; \quad a_2 > 0; \quad a_3 > 0; \quad a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0. \quad (6.109)$$

Из них видно: 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.

6.12 Система с гидравлическим двигателем

Использование гидравлического двигателя объемного типа привлекательно тем, что давление жидкости может в несколько раз превышать давление, создаваемое электромагнитными силами в электродвигателях, или давление в пневмоприводах. Вследствие этого габариты гидромотора, развивающего некоторый крутящий момент, будут

меньше по сравнению с габаритами приводов с аналогичной выходной характеристикой, применяю другой вид энергии.

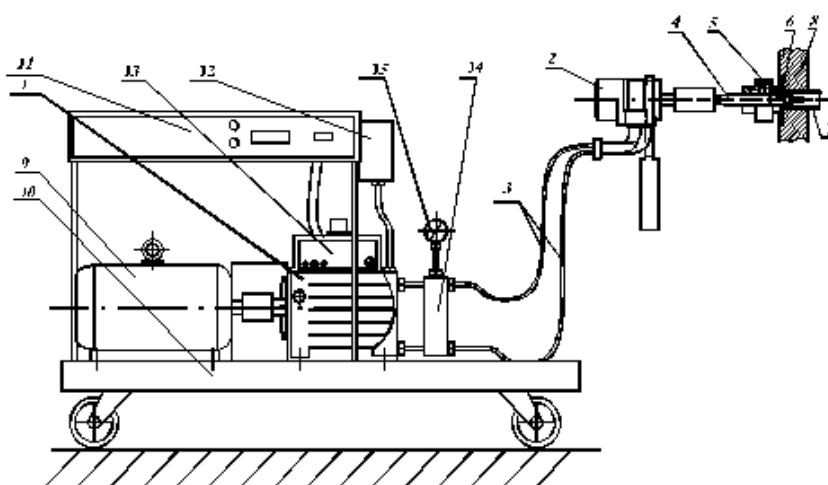


Рис. 6.14.
Общий вид
вальцовочной
машины.

При использовании гидропривода определение крутящего момента по перепаду давления дает более точную информацию, не зависящую от свойств (метеорологических, электромагнитных) окружающей среды.

Для закрепления труб применяют вальцовочные гидравлические машины в фирме “Powermaster” (Индия) и др. Особенность таких установок заключается в том, что веретено приводится во вращение посредством телескопического вала, вращаемого через редуктор гидромотором. Последний в этом случае работает при высоких частотах вращения. Работа с таким устройством в принципе подобна использованию электрической вальцовочной машины. Такая конструкция не позволяет реализовать отмеченное преимущество гидравлических систем. В этой связи целесообразно применение конструкции [149], подобной приведенной на рис. 6.14.

Вальцовочная машина содержит насос 1, например, аксиально-поршневой серии П Д [122], переносной гидромотор 2, например, аксиально-поршневого типа с наклонной шайбой, размещенный в держателе, соединенных гибкими шлангами 3. Выходной вал гидромотора через переходник соединяется с веретеном 4 вальцовки 5 конусные ролики 6,

которой вращаются относительно собственной оси и в переносном движении по окружности с постоянно увеличивающимся радиусом и вследствие клинового эффекта пластически деформируют трубу 7, прижимающуюся к стенке отверстия в доске трубной 8. Насос с приводным электродвигателем 9 размещены на подвижной тележке 10. На этой же тележке на 4-х опорах закреплен электронный блок управления 11, к стенке которого привинчен дополнительный бачок 12 (для масла), соединенный трубопроводом с корпусом насоса 1, где также размещен электрогидравлический механизм управления 13.

К выходным патрубкам насоса прикреплен корпус датчика перепада давления 14, имеющего гидравлическую связь с обоими шлангами 3. Здесь же установлен манометр 15. Аксиально-поршневой регулируемый насос 1 содержит систему управления, которая позволяет осуществлять разные способы регулирования в том числе и метод адаптивного регулирования в зависимости от свойств трубы, изложенный в патенте [149].

В связи с тем, что гидравлическая система имеет достаточно высокую динамичность, рассмотрим такие свойства гидропривода машинного регулирования, используемого в выше приведенной конструкции.

При анализе сначала будем полагать, что электродвигатель, вращающий вал насоса, имеет жесткую характеристику, частота вращения его ротора в динамике не меняется, подводимый момент количества движения полностью поглощается нагрузкой, а вал соединяющий гидромотор с вальцовкой достаточно длинный, что необходимо учитывать его упругость. Эта схема соответствует использованию гидромотора с редуктором.

Запишем систему дифференциальных уравнений:

для гидропривода [3],[41], [66], [67], [71], [73], [77], [108]

$$wP(1-c) - h \Omega_2 (1+TD) = M_c + \tau_2(t)W_{p2}; \quad (6.110)$$

$$\tau_y w^2 P (1+T_2 D) + w \Omega_2 = w_1 \Omega_{12}, \quad (6.111)$$

для вала

$$\tau_2 W_{p2} - h_{k2} \Omega_2 (1 + T_2 D) = M_{c02}; \quad (6.112)$$

$$\tau_2 W_{p2} \vartheta_{k2} D + \Omega_2 - \Omega_2 = 0, \quad (6.113)$$

где $T = J/h$; $T_2 = \vartheta_2 / \tau_2$; $J = J_2 + J_2$ - суммарный маховой момент инерции, преодолеваемый гидроприводом; h - коэффициент потерь в гидроприводе и редукторе, пропорциональных частоте вращения; τ_2 , $\vartheta_2 = V_2 / (\alpha w^2)$ - коэффициенты утечек и упругости в гидроприводе; w_1 , w - соответственно, объемные постоянные насоса и гидромотора; V_2 , α - объем и модуль упругости жидкости в силовой магистрали; c - коэффициент потерь на трение в гидроприводе, пропорциональных перепаду давления P , Ω_1 , Ω_2 - соответственно, частоты вращения валов насоса и гидромотора; M_{c02} - крутящий момент сопротивления на конической части веретена с маховым моментом инерции J_2 ; $T_2 = J_2 / h_{k2}$; $\vartheta_{k2} = 2lr / (GW_{p2})$ - коэффициент упругости веретена; h_{k2} - коэффициент потерь на рабочей части вальцовки, пропорциональных скорости вращения.

Оператор дифференцирования D введен для того, чтобы не перепутать с перепадом давления.

Введем переменные

$$x_1 = P; x_2 = \Omega_2; x_3 = \tau_2; x_4 = \Omega_2$$

и коэффициенты

$$A_{11} = w(1-c); A_{12} = -h(1+TD); A_{13} = -W_{p2}; A_{21} = \tau_2 w^2 (1 + T_2 D); A_{22} = w;$$

$$A_{33} = W_{p2}; A_{34} = -h_{k2}(1+T_2 D); A_{42} = 1; A_{43} = -W_{p2} \vartheta_{k2} D; A_{44} = -1;$$

Систему уравнений (6.110)- (6.113) запишем в векторном виде

$$\mathbf{A} \mathbf{x}(t) = \mathbf{M}(t),$$

где \mathbf{x} - вектор переменных; \mathbf{M} - вектор внешних воздействий,

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & 0 \\ A_{21} & A_{22} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{33} & A_{34} \\ 0 & 1 & A_{43} & -1 \end{pmatrix} \quad \text{- матрица коэффициентов;}$$

$$\mathbf{x}(t) = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix}; \quad \mathbf{M}(t) = \begin{pmatrix} Mc \\ w_1 \Omega_{1z} \\ M_{c02} \\ 0 \end{pmatrix}.$$

В силу физической реализуемости эта система имеет решение.

Решения определяются из соотношений

$$x_1 = P = \Delta_1 / \Delta; \quad x_2 = \Omega_e = \Delta_2 / \Delta; \quad x_3 = \tau_2 = \Delta_3 / \Delta; \quad x_4 = \Omega_2 = \Delta_4 / \Delta, \quad (6.114)$$

где определители Δ_i получаются подстановкой в матрицу \mathbf{A} столбца воздействий вместо столбца соответствующей искомой переменной.

Определитель Δ , по форме соответствующий матрице коэффициентов \mathbf{A} , после раскрытия и приведения подобных членов равен

$$\Delta = -w^2 W_{p2} (a_0 + a_1 D + a_2 D^2 + a_3 D^3 + a_4 D^4),$$

где $a_0 = 1 - c + \tau_y h$; $a_1 = \tau_y (J_e + J_2) + \vartheta_2 (h_{k2} + h) + \vartheta_{k2} h_{k2} (1 - c + \tau_y h)$;

$$a_2 = \vartheta_2 (J_e + J_2) + \vartheta_{k2} J_2 (1 - c + \tau_y h) + \vartheta_{k2} h_{k2} (J_e h + \vartheta_2 h);$$

$$a_3 = [J_2 (J_e \tau + \vartheta_2 h) + h_{k2} \vartheta_2 J_e] \vartheta_{k2}; \quad a_4 = \vartheta_2 \vartheta_{k2} J_2 J_e.$$

Составим и решим определители для переменных $x_1 = P$; $x_3 = \tau_2$, $x_4 = \Omega_2$

$\Delta_1 = -w W_{p2} \{ (M_{c02} + M_c) + (1 - c) w_1 \Omega_{1z} (h + J_2 D) [1 + (h_{k2} + J_2 D) \vartheta_{k2} D] + M_c \vartheta_{k2} h_{k2} (1 + T_2 D) \}$;

$$\Delta_3 = -M_{c02} w^2 \{ 1 - c + [\tau_y h + (\vartheta_2 h + J_e \tau_y) D + \vartheta_2 J_e D^2] \} - w_1 \Omega_{1z} (h_{k2} + J_2 D) + M_c w^2 [\tau_y h + (\vartheta_2 h + J_e \tau_y) D + \vartheta_2 J_e D^2];$$

$$\Delta_4 = M_{c02} w^2 W_{p2} \{ \tau_y + D [\vartheta_{k2} (1 - c) + \tau_y \vartheta_{k2} h + \vartheta_2] + D^2 \vartheta_{k2} (h \vartheta_2 + J_e \tau_y) + D^3 \vartheta_2 \vartheta_{k2} J_e \} + w (1 - c) w_1 \Omega_{1z} W_{p2} + w^2 (\tau_y + \vartheta_2 D) W_{p2} M_c.$$

Подставим полученные выражения в соотношения (6.114):

$$P = w^{-1} \{ (M_{c02} + M_c) + (1 - c) w_1 \Omega_{1z} (h + J_2 D) [1 + (h_{k2} + J_2 D) \vartheta_{k2} D] + M_c \vartheta_{k2} h_{k2} (1 + T_2 D) \} / (a_0 + a_1 D + a_2 D^2 + a_3 D^3 + a_4 D^4); \quad (6.115)$$

$$\tau_2 = W_{p2}^{-1} \{ M_{c02} \{ [1 - c + [\tau_y h + (\vartheta_2 h + J_e \tau_y) D + \vartheta_2 J_e D^2]] \} - w^{-1} (1 - c) w_1 \Omega_{1z} (h_{k2} + J_2 D) + M_c [\tau_y h + (\vartheta_2 h + J_e \tau_y) D + \vartheta_2 J_e D^2] \} / (a_0 + a_1 D + a_2 D^2 + a_3 D^3 + a_4 D^4); \quad (6.116)$$

$$\Omega_2 = -M_{c02} \{ \tau_y + D [\vartheta_{k2} (1 - c) + \tau_y \vartheta_{k2} h + \vartheta_2] + D^2 \vartheta_{k2} (h \vartheta_2 + J_e \tau_y) + D^3 \vartheta_2 \vartheta_{k2} J_e \} + (1 - c) w^{-1} w_1 \Omega_{1z} + (\tau_y + \vartheta_2 D) M_c / (a_0 + a_1 D + a_2 D^2 + a_3 D^3 + a_4 D^4). \quad (6.117)$$

Приведенные уравнения получены впервые.

Если пренебречь упругостью веретена $\vartheta_{k2}=0$, то эти уравнения примут вид:

$$\begin{aligned} \tau_2 = \{ & W_{p2}^{-1} M_{c02} \{ 1-c + [\tau_y h + (\vartheta_2 h + J_2 \tau_y) D + \vartheta_2 J_2 D^2] \} - w(1-c) w_1 \Omega_1 (h_{k2} + J_2 D) + \\ & + M_c [\tau_y h + (\vartheta_2 h + J_2 \tau_y) D + \vartheta_2 J_2 D^2] \} / \{ [1 - c + \tau_y (h + h_{k2}) + \\ & + ((J_2 + J_2) \tau_y + \vartheta_2 (h + h_{k2})) D + \vartheta_2 (J_2 + J_2) D^2] \}; \end{aligned} \quad (6.118)$$

$$\begin{aligned} P = w^{-1} \{ & (M_{c02} + M_c) + (1-c) w^{-1} w_1 \Omega_{1c} (h + J_2 D) \} / \{ [1 - c + \tau_y (h + h_{k2}) + \\ & + ((J_2 + J_2) \tau_y + \vartheta_2 (h + h_{k2})) D + \vartheta_2 (J_2 + J_2) D^2] \}; \end{aligned} \quad (6.119)$$

$$\begin{aligned} \Omega_2 = -M_{c02} \{ & \tau_y + D \vartheta_2 \} + (1-c) w^{-1} w_1 \Omega_{1c} + (\tau_y + \vartheta_2 D) M_c \} / \\ & / \{ [1 - c + \tau_y (h + h_{k2}) + ((J_2 + J_2) \tau_y + \vartheta_2 (h + h_{k2})) D + \vartheta_2 (J_2 + J_2) D^2] \}. \end{aligned} \quad (6.120)$$

Уравнения (6.119), (6.120) совпадают с известными уравнениями теории гидропривода [122].

Устойчивость работы при положительных коэффициентах a_i характеристического уравнения, т.е. знаменателя (6.118)- (6.120), определяется критерием Рауса- Гурвица:

$$H_1 = a_1; H_2 = a_1 a_2 - a_3 a_0 > 0; H_3 = a_1 (a_2 a_3 - a_4 a_1) - a_0 a_3^2 > 0, \quad (6.121)$$

Если рассматривать режим работы в отклонениях от начального состояния, а коэффициенты a_i считать постоянными, то, вводя вместо D оператор Лапласа $s = j\omega$ и переходя к передаточным функциям, можно описать влияние колебаний момента сопротивления M_{c02} на частоту вращения конической части веретена Ω_2 . Так, полагая, что частота вращения насоса не меняется $\Omega_{1c} = const$; а моментом сопротивления самого гидромотора можно пренебречь, т.е. $M_c = 0$, из (6.117) получим

$$\begin{aligned} W_{\Omega M_2}(s) = \Omega_2(s) / M_{c02} = - \{ & \tau_y + s [\vartheta_{k2} (1-c + \tau_y h) + \vartheta_2] + \\ & + s^2 \vartheta_{k2} (h \vartheta_2 + J_2 \tau_y) + s^3 \vartheta_2 \vartheta_{k2} J_2 \} / \\ & / (a_0 + a_1 s + a_2 s^2 + a_3 s^3 + a_4 s^4), \end{aligned} \quad (6.122)$$

а из (6.120)-

$$W_{\Omega M_2}(s) = \Omega_2(s) / M_{c02} =$$

$$=-(\tau_y + s\vartheta_2)/\{[1-c + \tau_y(h+h_{k2}) + ((J_2+J_2)\tau_y + \vartheta_2(h+h_{k2}))D + \vartheta_2(J_2+J_2)D^2]\}$$

или

$$W_{\Omega M2}(s) = \Omega_2(s)/M_{c02} = -b(1+T_b s)/(1+2\zeta T s + T^2 s^2), \quad (6.123)$$

где $b = \tau_y/[1-c + \tau_y(h+h_{k2})]$; $2\zeta T = [(J_2+J_2)\tau_y + \vartheta_2(h+h_{k2})]/[1-c + \tau_y(h+h_{k2})]$;

$T^2 = \vartheta_2(J_2+J_2)/[1-c + \tau_y(h+h_{k2})]$; $T_b = \vartheta_2/\tau_y$.

При таких же допущениях для перепада давления в гидромоторе из (6.115) получим

$$W_{PM2}(s) = P(s)/M_{c02} = w^{-1}M_{c02}/(a_0 + a_1 D + a_2 D^2 + a_3 D^3 + a_4 D^4), \quad (6.124)$$

а из (6.119)-

$$W_{PM2}(s) = P(s)/M_{c02} = k_m M_{c02}/(1 + 2\zeta T s + T^2 s^2), \quad (6.125)$$

где $k_m = w^{-1}[1-c + \tau_y(h+h_{k2})]^{-1}$.

Оценим для примера динамические свойства гидропривода, включающего аксиально-поршневые насос ПД № 1,5, гидромотор Г 15- 22Н, соединенных трубопроводами длиной 5 м. Вал гидромотора является приводом роликовой вальцовки СР-13 (390-420). Данная система имеет параметры:

$$w_I = 1,43 \text{ см}^3/\text{рад}; \quad \Omega_I = 301 \text{ с}^{-1};$$

$$\tau_y = 0,03 \text{ [кГс*см*сек]}^{-1} = 0,306 \text{ [Нмсек]}^{-1};$$

$$h = 0,1 \text{ [кГс*см*сек]} = 0,0098 \text{ [Нмсек]};$$

$$w = 3,185 \text{ см}^3/\text{рад} = 3,185 * 10^{-6} \text{ м}^3/\text{рад};$$

$$J_2 = 0,11 * 10^{-3} \text{ кГс*м*сек} = 1,078 * 10^{-3} \text{ [Нмсек]}; \quad c \approx 0.$$

Пусть проходной диаметр шлангов составляет $d_{out} = 10$ мм. Тогда коэффициент упругости при объемном модуле упругости масла $\alpha = 1,2 * 10^3$ МПа будет

$$\vartheta_2 = L\pi d_{out}^2/(4\alpha w^2) = 500\pi * 1 * 9,8 * 10^{-2}/(4 * 1,2 * 10^3 * 3,185^2) = 3,224 * 10^{-2} \text{ [1/(Нм)]}.$$

Момент инерции вращающихся частей роликовой вальцовки будет

$$J_k = 0,5 \gamma_{MK} g^{-1} l_k \pi (R_{нк}^4 - r_{вк}^4) K_I = \\ = 0,5 * 7,8 * 9,8 * 10^{-3} * 40 * \pi * 0,25 * [(1,2/2)^4 - (0,95/2)^4] = 9,4 * 10^{-2} \text{ [Нмсек}^2].$$

Тогда резонансную частоту определим следующим образом

$$\omega_{рез} = 1/[(J_k + J_2) \vartheta_2]^{1/2} = 1/[9,548 * 10^{-2} * 3,224 * 10^{-2}]^{1/2} = 18,2 \text{ 1/сек}, (2,9 \text{ Гц})$$

а колебания скорости вращения веретена найдем из выражения (6.123)

$$\begin{aligned}\Omega_{2a} &= -M_{ca}(0,306+p3,224*10^{-2})/[1+0,306*0,0098+p(9,548*0,306+ \\ &\quad +3,224*10^{-2}*0,0098)+p^2 9,548*3,224*10^{-2}]= \\ &= -3,224*10^{-2}(0,306+p3,224*10^{-2})/(1+0,003+p2,922+p^2 0,308),\end{aligned}$$

где $p \equiv d/dt$ - оператор дифференцирования.

Если в гидроприводе нет дополнительных утечек, то знаменатель (6.123) будет иметь комплексные корни. Переходя к изображениям по Лапласу, используя передаточные функции и частотные характеристики, можно рассчитать реакцию данной динамической системы на разные возмущающие воздействия. Так для гармонических колебаний момента сопротивления можно получить

$$W_{\Omega M_2}(j\omega) = \Omega_2(j\omega)/M_{c02}(j\omega) = (c_0 + c_1 j\omega)/(a_0 + a_1 j\omega - a_2 \omega^2),$$

где $c_0 = \tau_y$; $c_1 \approx \vartheta_2$; $a_0 = 1 - c + \tau_y(h + h_{k2})$; $a_1 \approx \vartheta_2(h_{k2} + h) + (J_2 + J_k)\tau_y$;

$$a_2 \approx \vartheta_2(J_2 + J_2).$$

После преобразований амплитуду A и фазу φ частотной характеристики можно записать в форме

$$\left. \begin{aligned}A &= \{ [c_0 a_0 + \omega^2(c_1 a_1 - c_0 a_2) + c_1 a_2 \omega^3]^2 + \omega^2(c_0 a_1 - c_1 a_0)^2 \} / \\ &\quad / [a_0 - a_2 \omega^2]^2 + (a_1 \omega)^2 \}^{0,5}, \\ \operatorname{tg} \varphi &= \omega(c_0 a_1 - c_1 a_0) / [c_0 a_0 + \omega^2(c_1 a_1 - c_0 a_2) + c_1 a_2 \omega^3].\end{aligned} \right\} \quad (6.126)$$

Если обратиться к экспериментальным данным в разделе 5, то увидим, что частота колебаний момента сопротивления близка частоте вращения веретена. Так, например, веретено, вращающееся с частотой 370 об/мин, создает колебания частотой $\omega_8 = 38,7$ 1/сек. Поскольку эта частота больше резонансной $\omega_8 > \omega_{рез}$, то привод не станет реагировать на такие кратковременные воздействия, т.е. будет демпфировать подобные относительно высокочастотные колебания. А на возрастание или уменьшение момента сопротивления, происходящие относительно медленно, его реакция будет соответствующей.

В процессе вальцевания частота вращения вала гидромотора может быть как максимальной, так и минимальной. При минимальных частотах вращения для объемного гидропривода существует понятие-работа на нижнем пределе регулирования.

Движение выходного вала в этом случае можно описать нелинейными дифференциальными уравнениями (6.110), (6.111), но вместо коэффициент потерь на трение h должна быть введена нелинейная функция $N_I = h(\Omega)$ [120] (Рис.6.15). Для исследования отмеченных особенностей диссертант выполнил ряд исследований: 1- проведены физические эксперименты по изучению

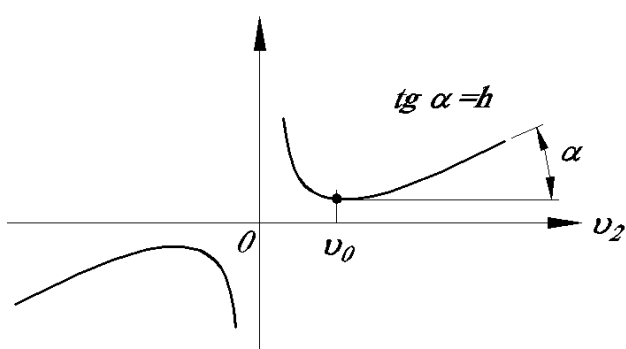


Рис. 6.15. Нелинейная зависимость трения в гидроприводе и нагрузке при работе на нижнем пределе регулирования

работы объемного гидропривода машинного регулирования гидропривода при малых скоростях вращения выходного вала; 2- проведено имитационное моделирование работы гидропривода.

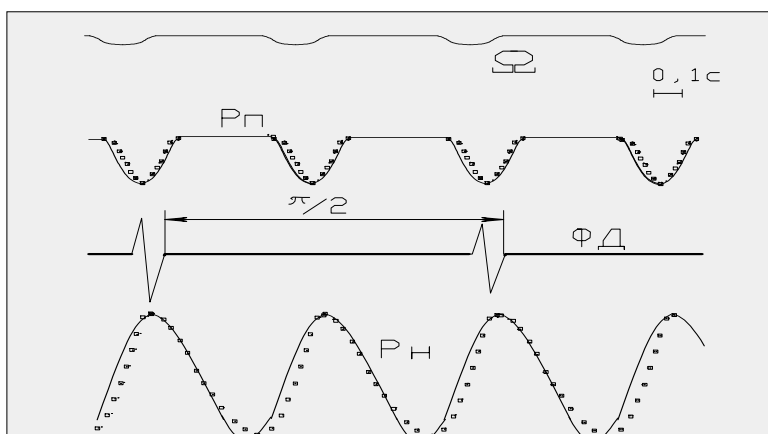


Рис. 6.16. Автоколебания в объемном гидроприводе при работе на нижнем пределе регулирования:
 — эксперимент;
 - расчет;
 ФД- показания фотодатчика, регистрирующего обороты.

Физическое моделирование проводилось на отечественном аксиально-поршневом гидроприводе № 1,5 с использованием стенда (рис. П4.8- П4.10) [125]. При подаче насоса и нагрузке, составляющим 10% от максимальных

значений, был получен режим, когда имело место пульсирование частоты вращения (см. рис.6.16).

Имитационное моделирование выполнялось по программе GD1-5 (приложение № П12), разработанной диссертантом для ПЭВМ. При этом по методу Рунге- Кутта численным способом решалась система нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 F(1) &= [\Delta P(t)w(1-c) - M_c(t) - h\Omega(t)]/J; \\
 F(2) &= [C(1) - w\Omega(t) - Q_{к1}(t) + Q_{к2}(t) - \tau w^2 \Delta P(t) - \\
 &\quad - 0,1 \tau w^2 P_1(t)]\alpha_1 / [V_1 Z_1(\omega)]; \\
 F(3) &= [w\Omega(t) - C(1) + Q_{к1}(t) - Q_{к2}(t) + \tau w^2 P_1(t)]\alpha_2 / [V_1 Z_1(\omega)]; \\
 F(4) &= 0; \\
 F(5) &= Y(6); \\
 F(6) &= (K_{мy}U(t) - Y(5) - a_{1м}Y(6)) / a_{2м},
 \end{aligned}
 \tag{6.127}$$

где $F(i) = dY/dt$; $\Delta P(t) = P_1(t) - P_2(t)$; $P_1(t)$, $P_2(t)$ - давление в напорной и отдающей магистралей; $C(1)$ - подача насоса; Ω_w - теоретическая подача насоса; $Q_{к1}(t)$, $Q_{к2}(t)$ - перетечки через предохранительные клапаны соответственно из напорной и отдающей магистралей; $Z_1(s)$, $Z_2(s)$ - функции, учитывающие распределенность гидравлических магистралей; $U(t)$ - напряжение на обмотках управляющего электромагнита; L - длина гидравлических магистралей; f_1 , f_2 - площади сечения гидравлических магистралей; α_1, α_2 - модули упругости гидравлических магистралей; $a_{1м}$, $a_{2м}$ - коэффициенты механизма управления.

Результаты моделирования (см. также [71]- [73]) приведены на рис.6.16 (кривая из точек). Видно, что моделирование и эксперимент сходятся.

Наличие подобных колебаний может вызвать некоторые осложнения. Однако, отмеченное явление обусловлено движением поршней используемого гидромотора [39], [40], [59], [108], [109], [129]. В случае применения героторного механизма (рис. П...), где нет дискретности подачи или вращения, этого быть не должно.

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

Заключение к главе VI

Предложен новый подход к описанию колебаний в стержневых системах и разработан новый метод исследования колебаний скоростей движения и напряжений в системе «привод – стержень – исполнительный орган», позволяющий учитывать реологические особенности процесса передачи движения. Найден критерий учета распределенности параметров упругой механической системы.

Разработаны основы динамики системы привод – рабочие органы роликовой вальцовки, необходимость изучения которой обусловлена переменностью момента сопротивления, ведущей к снижению ресурса инструмента, повреждению теплообменных труб в случае внезапной поломки.

Впервые выведены уравнения, учитывающие использование электродвигателя в сочетании с длинным веретеном; пневмодвигателя, гидродвигателя с учетом гидравлических магистралей. Рассмотрено влияние человека-оператора.

Построены переходные и частотные характеристики, позволяющие оценивать условия работы и ресурс инструмента, и его влияние на качество и прочность узлов крепления труб.

Определены некоторые особенности вальцевания с использованием указанных двигателей. Полученные математические модели имели

экспериментальное подтверждение и могут стать основой для дальнейших исследований динамических процессов в рассматриваемой системе.

С использованием нового описания крутильных колебаний в стержнях рассмотрены динамические особенности роликовой вальцовки, в конечном итоге влияющие на качество закрепления теплообменных труб.

ГЛАВА VII. РАЗРАБОТКА МЕТОДОЛОГИИ ИССЛЕДОВАНИЙ И НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПО ЗАКРЕПЛЕНИЮ ТЕПЛООБМЕННЫХ ТРУБ

7.1. Суть методологии исследования нестационарных профилегибочных процессов при закреплении теплообменных труб

При изготовлении теплообменных аппаратов в настоящее время применяются трубы из разных материалов (сталь, медь, сплавы меди, титановые сплавы и др.), разных размеров ($\varnothing 10-76$ мм), разных конструкций (однослойные, шестигранные и др.). С развитием техники номенклатура труб, зависящая от конструкций трубных досок, применяемых теплоносителей будет изменяться. В связи с тем, что энергоустановки, особенно атомного машиностроения, являются опасными промышленными объектами, нарушения в работе которых могут приводить к тяжелым последствиям, при разработке новых конструкции и технологий их изготовления необходимо проведение комплекса исследований, выполнение рекомендаций которых гарантирует качественное и технологичное изготовление узлов крепления теплообменных труб. В этом случае будут обеспечены при изготовлении высокая производительность, снижение импортозависимости и улучшение условий труда, а бездефектная работа приведет к увеличению ресурса и повышению эксплуатационных показателей ответственных аппаратов, что соответствует постановлению Правительства РФ.

Выполненные исследования позволили разработать методологию исследований, обеспечивающую решение поставленной задачи.

Суть методологии заключена в следующем.

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. Для обычно применяемых труб вопросы выбора режимов вальцевания изложены в работах диссертанта [55], [57] (приложение № П13).

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 однострунных образцах, необходимы подобные исследования на многотрубных моделях. Это обусловлено взаимовлиянием процессов закрепления в соседних узлах крепления.

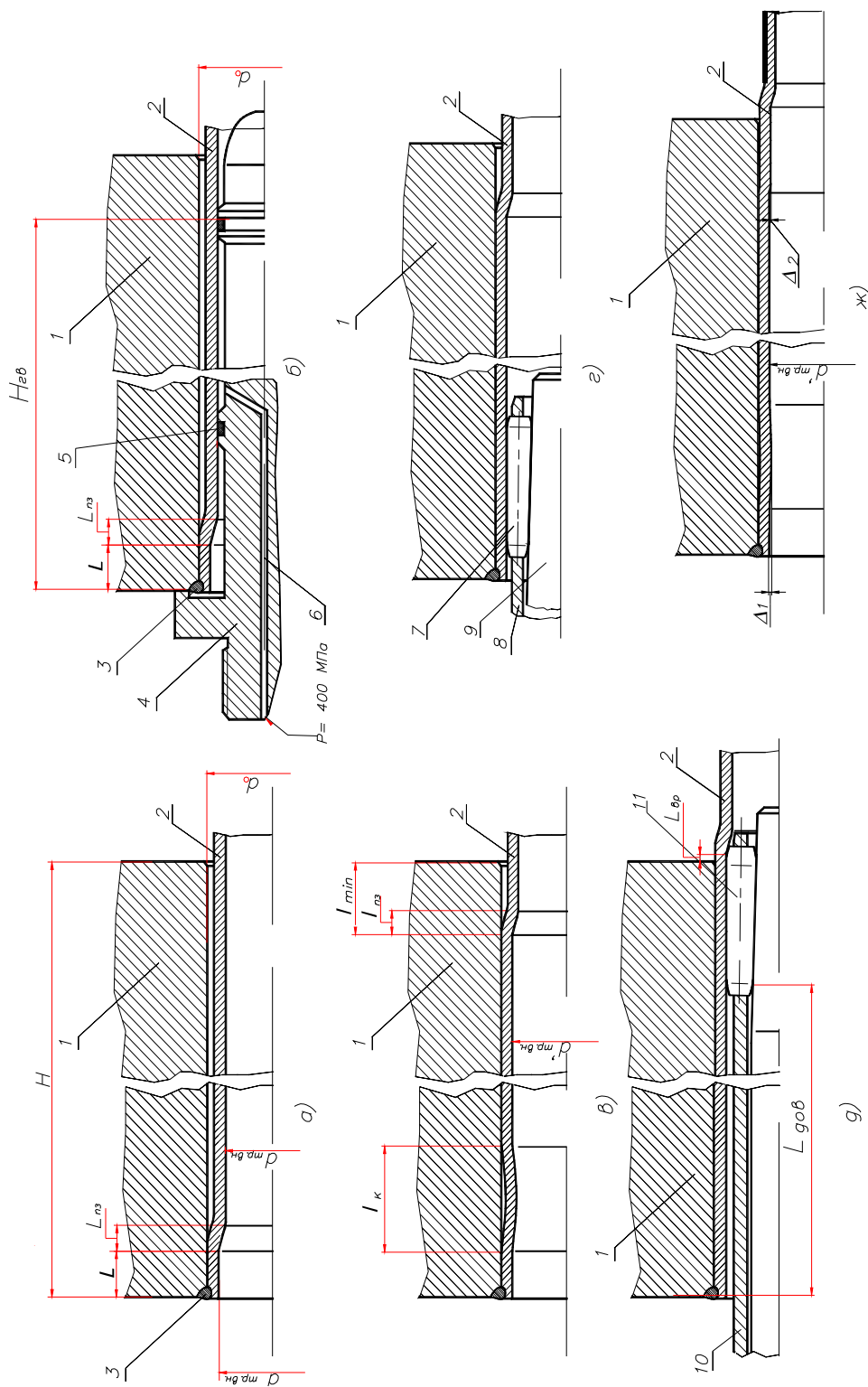
8. В процессе проведения исследований на многотрубных моделях, подобных реальным изделиям после выполнения операций закрепления необходимы исследования после термоциклических испытаний, характерных для конкретных изделий. Такие работы должны включать: металлографические исследования, исследования качества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

Указанная методология использована при внедрении на ПАО «ЗиО-Подольск» патента №2524461 «Способ соединения труб с коллектором парогенератора» в энергоблоке ВВЭР-1000, а также при выполнении договорных работ между организациями: АО «НПО» ЦНИИТМАШ», ПАО «ЗиО-Подольск», Волгодонским филиалом «АЭМ-технологии» Атоммаш» .

С целью создания качественных узлов крепления теплообменных труб с требуемыми эксплуатационными показателями для изделий атомной энергетики, где очень важна безопасность, на базе изложенной методологии должен быть разработан «Технологический регламент по механическому креплению теплообменных труб».

7.2. Способ соединения труб с коллектором парогенератора

На основании изложенных выше особенностей был разработан способ крепления труб с коллектором парогенератора [142] . Последовательность операций показана на рис.7.1 Технический результат, который обеспечивается в решении поставленной задачи, заключается в повышении ресурса работы узла крепления труб. Это достигается тем, что осуществляется соединение труб с коллектором трубообразного типа известного парогенератора, включающим предварительную раздачу концов труб на внутренней поверхности коллектора, сварку труб, гидравлическую раздачу в пределах толщины



Фиг. 7.1. Этапы закрепления трубы и контролируемые параметры

коллектора, раздачу переднего конца в зоне, прилегающей к внутренней поверхности, и механическую развальцовку в зоне, прилегающей к наружной поверхности коллектора, при этом раздачу переднего конца труб производят механическим вальцеванием 3-х роликовыми вальцовками в интервале $0-6^{+1}$ мм, исчисляемом от внутренней поверхности коллектора, с

ограничением крутящего момента на вале привода величиной $M_{кр1} = 2,2^{+0,196}$ Нм, после этого выполняют гидравлическую раздачу преимущественно за 2 перехода в интервале $0 - H_{зв}$, причем $H_{зв} = H - I_{min}$, где H - толщина стенки коллектора (длина образца); $I_{min} = 8...12$ мм, затем с помощью 3-х роликовой вальцовки в зоне, прилегающей к внутренней поверхности коллектора, в интервале $l_n = 0 - 15_{-1}$ мм производят механическое вальцевание при ограничении крутящего момента величиной $M_{кр3} = 2,45^{+0,196}$ Нм, затем для удаления «кармана» в зоне, примыкающей к наружной поверхности коллектора, производится механическое вальцевание (довальцовка) с помощью 3-х роликовой вальцовки за один проход, начинающееся на глубине $L_{дов} = 133_{-1}^{+2}$ мм при ограничении крутящего момента величиной $M_{кр4} = 2,94 - 3,92$ Нм, причем выступание рабочей конической поверхности ролика относительно наружной поверхности коллектора не должно превышать $L_{ер} = 6_{-1}$ мм, а перепад диаметров внутренней поверхности трубы между зонами механического вальцевания и участком, на котором осуществляют гидравлическую раздачу, с целью снижения гидравлических потерь не должен быть больше 0,75...1% от наружного диаметра теплообменной трубы.

Указанный технический результат может быть также достигнут тем, что гидравлическую раздачу осуществляют за 2 перехода, на 1-м переходе которой в камеру между уплотнительными элементами зонда и стенкой трубы подводят рабочую среду с давлением $p_1 = 196^{+9,8}$ МПа и выдерживают в течение 1-5 сек, затем для устранения «кармана» между зоной механического вальцевания переднего конца труб и началом зоны гидравлической раздачи производят механическое вальцевание 3-х роликовой вальцовкой в интервале $l_n = L + l_k = 0 - 15_{-1}$ мм с ограничением крутящего момента значением $M_{кр2} = 1,96^{+0,196}$ Нм, после этого на 2-м переходе устанавливают зонд с размещением уплотнительных элементов на увеличенном диаметре зонда, а в камеру между уплотнительными

элементами на зонде и стенкой отверстия подводят рабочую среду с давлением $p_2 = 343^{+9,8}$ МПа и выдерживают в течение 3-5 сек.

Существует еще один способ достижения указанного результата заключающийся в том, что выполняют гидравлическую раздачу за один переход, устанавливая зонд с размещенными на его увеличенном диаметре уплотнительными элементами, а в камеру между уплотнительными элементами на зонде и стенкой трубы подводят рабочую среду с давлением $p_2 = 343^{+9,8}$ МПа и выдерживают в течение 3-5 сек.

Применение изобретения показано на рис. 7.6, где приведены этапы закрепления труб в имеющем трубообразную форму коллекторе водоводяного парогенератора типа ПГВ и проверяемые параметры.

Как и при реализации известных технологий, в данном способе в отверстия коллекторов 1 с толщиной стенки H преимущественно выше 100 мм вводят концы подготовленных труб 2 и устанавливают торцы последних заподлицо или с некоторым выступанием относительно внутренней поверхности коллектора. Затем осуществляют раздачу переднего (входного) конца всех труб 2 на ограниченном участке длиной $L = 6^{+1}$ мм от $d_{тр.вн}$ до $d'_{тр.вн}$ и до полного устранения кольцевых зазоров между концами труб 2 и стенками отверстий в коллекторе 1 (фиг. 7.1,а) механическим вальцеванием 3-х роликовым инструментом при ограничении крутящего момента величиной $M_{кр1} = 2,2^{+0,196}$ Нм. После этого выполняют кольцевую сварку 3 с использованием известных устройств, например, сварочной головки АГ-10-18. В последнем случае повышается качество соединения и отпадает необходимость промежуточной обработки отверстий соединения для выполнения последующих операций. Фрагмент узла соединения после завершения этих операций показан на фиг.7.1,а. После завершения последней операции появляется переходная зона $L_{пз}$ от $d_{тр.вн}$ до $d'_{тр.вн}$.

Следующий этап изготовления соединения труб 2 с коллектором 1 заключается в раздаче трубы 2 в пределах толщины стенки коллектора 1.

Более целесообразно этот этап гидрораздачи трубы 2 в пределах толщины стенки коллектора 1 осуществить следующим образом. Для этого (см. фиг. 7.1,б) в трубу 2 вводят зонд 4 с наружным диаметром уплотнительных колец 5 под размер $d_{трвн}$, при этом оба кольца располагают в трубе 2 в пределах толщины доски трубной 1, но при этом кольцо, лежащее ближе к внутренней поверхности коллектора, находится за переходной зоной $L_{нз}$ после раздачи входного участка L трубы 2, а кольцо, лежащее ближе к наружной поверхности коллектора, находится на расстоянии от внутренней поверхности коллектора $H_{зв} = H - I_{min}$, где H - толщина стенки коллектора (длина образца); $I_{min} = 8...12$ мм. По каналу 6 зонда 4 в кольцевой зазор между уплотнительными элементами 5 и трубой 2 подают рабочую среду, поднимают ее давление до необходимого значения для обеспечения раздачи и выдерживают при давлении раздачи необходимое время $t = 1...5$ сек. При этом не должно быть пластической деформации перемычек между отверстиями в коллекторе. Затем давление среды сбрасывают, среду отсасывают из кольцевого зазора и зонд 4 удаляют из трубы 2. После этого для уменьшения перепада диаметров в интервале глубин $l_n = L + l_k = 0 - 15_{-1}$ мм производится механическое вальцевание 3-х роликовым инструментом с ограничением крутящего момента величиной $M_{кр2} = 1,96^{+0,196}$ Нм. Затем выполняется 2-й переход, когда в трубу устанавливается зонд 4, где обычно уплотнительные элементы размещаются на расточках с увеличенным диаметром, и в камеру между уплотнительными элементами 5 и трубой 2 подводится рабочая среда с давлением $p_2 = 343^{+9,8}$ МПа и выдерживается там в течение 3-5 сек.

Фрагмент узла соединения после рассмотренного этапа показан на рис. 7.1,в. В образовавшихся после операции гидрораздачи «карманах» (рис. 7.1,в) длинами l_k и l_{min} могут возникать застойные зоны, ускоряющие процесс электрохимической коррозии. Как показали проведенные исследования, их целесообразно устранять посредством обработки этих участков роликовой вальцовкой.

Для удаления ближайшего к внутренней поверхности коллектора «кармана» в расширенный участок трубы 2 на глубину $l_n = L + l_k = 0 - 15$ мм вводят вальцовку с роликами 7, размещенными в относительно коротком корпусе 8 таким образом, чтобы они перекрывали зону длиной l_k (фиг. 7.1,г). После этого вращением веретена 9 вальцовки образованный «карман» удаляется. Величина крутящего момента должна быть $M_{крз} = 2,45^{+0,196}$ Нм.

При устранении дальнего длиной l_{min} «кармана» вальцовку с относительно длинным корпусом 10 вводят в трубу 2 так, чтобы ролики 11 перекрывали этот «карман» (фиг. 7.1,д). При этом довальцовка начинается на глубине $L_{дов} = 133^{+3}_{-1}$ мм, а выступание рабочей конической поверхности роликов не должно превышать $L_{ер} = 6,1$ мм.

В обоих случаях перепад диаметров между зонами механического вальцевания и участком, где пластическая деформация выполнялась рабочей средой, сжатой до высокого давления, для снижения гидравлических потерь выдерживается не более 0,75...1% от наружного диаметра теплообменной трубы. В операциях механического вальцевания необходимо учитывать, что в случае использования вальцовок с иным, чем три нечетным числом роликов z_{ii} крутящий момент должен быть увеличен в $z_{ii}/3$ раз.

7.3 Сравнение условий работы при выполнении операций закрепления труб

Перед проведением гидрораздачи для каждой из нескольких тысяч труб должен быть подобран соответствующий по диаметру зонд.

В процессе выполнения этой операции в трубу вводится зонд. Один из возможных вариантов изготовления партии зондов приведен на рис. 2.20.

При вводе зонда в отверстие доски (коллектора) (рис. 7.2) вальцовщик должен преодолеть силу сопротивления уплотнительных колец. Так, при гидрораздаче труб $\varnothing 16,5 \times 1,5$ может использоваться зонд с диаметром пояса 12,9 мм и резиновыми кольцами $8 \times 2,5$. Канавка для колец имеет

глубину 1,8 мм. После ввода зонда радиус сечения кольца упруго деформируется.

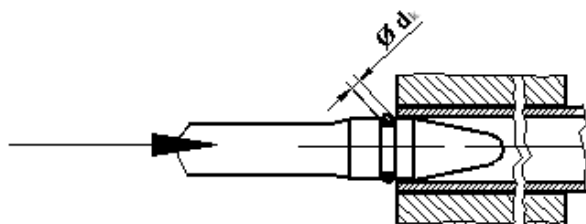


Рис. 7.2. Ввод зонда в трубу

С целью оценки усилий, необходимых для проталкивания зонда, положим, что при растяжении профиль сечения кольца не меняется, а изменяется только радиус r_k . Пусть в начальном состоянии кольцо имеет размеры $D_k = 8$ мм; $d_k = 2r_k = 2,5$ мм. После размещения кольца в канавке зонда с диаметром $D_z = 10,2$ мм происходит увеличение среднего диаметра кольца.. Так как площадь сечения кольца при деформации не меняется, то можно составить соотношение

$$(D_k + d_k)d_k^2 = (D_z + d_{kz})d_{kz}^2,$$

где d_{kz} - новый диаметр сечения кольца.

Для определения нового диаметра сечения нужно решить кубическое уравнение

$$d_{kz}^3 + D_z d_{kz}^2 - (D_k + d_k)d_k^2 = 0. \quad (7.1)$$

Определив d_{kz} , затем вычислим изменение диаметра профиля кольца

$$\Delta d_k = d_k - d_{kz}.$$

Полагая, что деформация кольца при сжатии эквивалентна деформации плоского сплошного диска объемом, равным объему резины кольца с высотой равной d_k , силу, затрачиваемую на такую деформацию, определим с помощью выражения

$$F_p = \Delta d_k S E_p / d_k, \quad (7.2)$$

где E_p - модуль упругости резины; $S = \pi^2 (D_k + d_k) d_k^2 / 4$ - площадь эквивалентного диска.

Резина, применяемая при гидрораздаче, имеет твердость по Шору 90 и поэтому ее модуль упругости равен 21 МПа [2].

Решая методом подбора уравнение (7.1) и подставляя результат в (7.2) получим, что при гидрораздаче трубы $\varnothing 16 \times 1,5$ для сжатия кольца необходимо приложить силу 969,6 Н, а для трубы $\varnothing 25 \times 15$ с кольцом $18 \times 2,5$ -силу 1038 Н.

Поскольку в процессе ввода уплотнения зонда скользят по поверхности трубы, имеющей определенную шероховатость, то сила сопротивления движению образуется от трения поверхности кольца о внутреннюю поверхность трубы. При этом сила F_p образуется вследствие сдавливания кольца в радиальном направлении, ибо в первоначальном положении диаметр поверхности кольца больше внутреннего диаметра трубы. Таким образом, силу трения, оказывающую сопротивление перемещению зонда, можно определить с помощью соотношения

$$F_{тр} = \mu F_p, \quad (7.3)$$

где μ - коэффициент трения резины о трубу.

Из практики выполнения операции гидрораздачи поверхность трубы обезжиривается спиртом, поэтому можно принять $\mu = 0,3-0,5$.

В этом случае усилия, прикладываемые операторами, во время ввода зонда оказываются весьма значительными. При усилиях 300- 400 Н, с которыми операторы давят на инструмент, трудно обеспечить движение зонда по оси отверстия. Зонд должен неизбежно касаться стенки трубы. Это приведет к царапине, поскольку труба изготовлена из довольно мягкого материала. Царапина является концентратором напряжений и может вызвать снижение коррозионной стойкости трубы. Это же является одной из основных причин появления на головке зонда многочисленных царапин и необходимости его замены. После проведения гидрораздачи внутренняя поверхность трубы должны быть очищена от воды.

Исследования показали, что выполненная в производственных условиях гидрораздача по усилию сдвига труб в основном обеспечивает выполнение требований ОСТ 26-17-01-83. Однако эти требования минимальны. Так, для труб $\varnothing 16 \times 1,5$ усилие сдвига должно быть не меньше

6000 Н. Однако конструкторы часто требуют более высокие показатели. Этого можно добиться только с помощью роликового вальцевания, после которого усилия сдвига превышают 20000 Н.

Для выполнения операции гидрораздачи давлением 350- 400 МПа применяют импортные установки “Nytex” (Германия), “Hydrex”(“Maus”Италия) и др. Стоимость таких устройств до 400тыс.дол. Кроме того, необходимо регулярно приобретать уплотнительные кольца импортного производства. Производство зондов осуществляется в РФ.

Роликовое вальцевание в производственных условиях выполняется с помощью вальцовочных машин (установок). При этом в стесненных условиях или при вальцевании труб диаметром труб с наружным диаметром до 20 мм оператор воспринимает реактивный крутящий момент. Величина крутящего момента в случае закрепления труб диаметром до 20 мм не превышает 20Нм. Для плеча условного рычага длиной 0,4 м, воспринимающего этот крутящий момент, усилие составляет до 50 Н. При вальцевании труб больших диаметров применяют специальные удлинители для снижения нагрузки оператору. В случае вальцевания с помощью машин типа М4V или МЭР-3, где крутящий момент воспринимает станина установки, то здесь физическая нагрузка на операторе минимальна. В связи с тем, что вальцовка выполнена с учетом значительных колебаний внутренних диаметров труб (для $\varnothing 16 \times 1,5$ такая разность может достигать 0,9 мм). Поэтому здесь отсутствует необходимость в селективном подборе инструмента по сравнению с гидрораздачей. В процессе вальцевания оператор должен периодически осматривать рабочие органы вальцовки для своевременной замены дефектных деталей. В противном случае из-за поломки ролика или веретена может произойти заклинивание инструмента с повреждением внутренней поверхности трубы, что недопустимо.

Для выполнения операции вальцевания могут применяться вальцовочные машины как импортного производства (стоимость около 50

тыс. евро), так и отечественного изготовления. Вальцовки также могут использоваться как отечественного производства, так и импортные.

Производительность труда при роликовом вальцевании примерно на 50% выше по сравнению с гидрораздачей (см. приложение № П14). Это обусловлено необходимостью для выполнения для последней подготовительно-заключительных операций (селективная подпорка, дополнительное роликовое вальцевания и т.д.).

При роликовом вальцевании, применяемом в РФ, из-за перекрещивания осей роликов и веретена имеет место заметное удлинение вальцуемых труб.

7.4. Технические решения, обеспечивающие повышение производительности труда, импортнезависимости, ресурса и безопасности энергетических установок

В предыдущих разделах подробно рассматривались процессы пластической деформации теплообменных труб методами роликового вальцевания и гидравлической раздачи при сборке соединения труба-трубная доска (решетка, коллектор). Причем в разделах 2.3- 2.6, главе 3 изложен способ роликового вальцевания по патенту [58] диссертанта, применяемый на производстве. Метод раздачи с помощью взрыва практически не анализировался, поскольку он создает высокие контактные напряжения в соединении и его, по возможности, стараются в последние годы не применять. Не анализировался также метод прессовой раздачи, где пластическая деформация трубы осуществляется эластичной втулкой, сжатой стержнем до состояния текучести ее материала.

Исследования, описанные в предыдущих разделах, показали, что процессы деформации при роликовом вальцевании и гидравлической раздаче теплообменных труб отличаются. При этом гидравлическая раздача удаляет диаметральный зазор в соединении, но не гарантирует герметичность.

Однако при ее использовании труба практически не имеет осевой остаточной деформации. Производственный опыт показал, что гидрораздача должна сопровождаться роликовым вальцеванием для получения герметичного и прочного соединения. Роликовое вальцевание, рабочими органами которого являются конические ролики с осями, перекрещивающимися под углом γ с осью веретена, может обеспечить требуемую герметичность и прочность соединения, но при этом происходит изменение длины вальцуемого участка, осевой сдвиг слоев металла трубы, приводящий к повышенным напряжениям в сварном шве, а также цикловые деформации трубы. Контактное напряжение между трубой и стенкой отверстия, а также напряжения в теле доски трубной, после роликового вальцевания несколько ниже по сравнению с гидрораздачей. При этом в процессе роликового вальцевания напряжения в зоне контакта трубы и доски не превышают 120 МПа, а доска подвержена только упругим деформациям. В процессе гидрораздачи под действием давления жидкости до 400 МПа напряжения в доске (коллекторе) близки к пределу текучести материала этой детали, но в некоторых случаях могут вызывать недопустимые пластические деформации. Физическая работа операторов, совершаемая при гидрораздаче, существенно превышает такой же показатель при роликовом вальцевании.

Таким образом, достоинство гидрораздачи одним движением закрепить трубу обесценивается необходимостью выполнения длительных подготовительных и заключительных действий, относящихся к самой операции, необходимостью проведения роликового вальцевания по удалению карманов и обеспечению необходимой герметичности и прочности на выходе из узла крепления, необходимостью применения значительных физических усилий операторов и практически невозможностью автоматизации процесса.

Исследования, проведенные диссертантом в НПО «ЦНИИТМАШ» и ПАО «МЗ «ЗиО-Подольск», показали, что в случае закрепления труб цикловые деформации, возникающие при механическом вальцевании, не

могут стать причиной ограничения ресурса теплообменных аппаратов. Однако осевая деформация слоев труб и слоев металла в них при использовании роликового инструмента в настоящее время вносит определенное ограничение по его применению. В этой связи представляется очень перспективным закрепление труб с помощью автоматического центра фирмы «Maus» MA-2500, а также установок типа «Vernon». В этих установках вальцевание осуществляется с помощью конических роликов, оси которых параллельны оси веретена, поджимаемого в осевом направлении во время работы специальным гидравлическим механизмом. Это обстоятельство означает, что осевая деформация труб здесь должна быть близкой гидрораздаче, а воздействие на стенку таким же, как и при обычном роликовом инструменте. Подобная идея использована в вальцовочной машине «винторол», конструкция которой описана в заявке [146], разработанной при участии диссертанта. В установках MA-2500 и «Vernon» мощности для осевого перемещения веретена и его вращения передаются с помощью двух независимых двигателей. Это приводит к громоздкости конструкции. Автоматизированный центр MA-2500 представляет собой станок с ЧПУ, который целесообразно применять при массовом производстве теплообменных аппаратов с плоскими трубными досками (решетками). Установка «Vernon» тоже достаточно громоздка и ее нельзя использовать при вальцевании в стесненных условиях, например в коллекторе. В конструкции «винторола» мощности для осевого перемещения веретена и его вращения подводятся по разным каналам, но исходным источником является один двигатель (электрический, гидравлический, пневматический), размещенный в машине. Такая конструкция оказывается компактной. Ее широкое применение позволит существенно снизить нагрузки в сварных швах узлов крепления труб, и тем самым повысить безопасность ядерных установок. Кроме того, если такой способ будет реализован, то повысится и производительность труда.

Из выше приведенного описания процесса закрепления труб в коллекторе ПГВ-1000 видно, что эта операция весьма трудоемка. В приложении 6 дан ориентировочный расчет трудоемкости при выполнении всех переходов. Он составил для одного коллектора 1948, 5 н-часа. Там же приведен ориентировочный расчет трудоемкости при использовании только роликового вальцевания, если это удастся реализовать. В этом случае трудоемкость составит 1325,7 н-часа, т.е. производительность может быть повышена примерно на 50%.

В случае необходимости производства большой серии теплообменных аппаратов с плоскими трубными досками целесообразно использование установок типа МА-2500. Этот автоматизированный центр имеет производительность во много раз выше обычного механического вальцевания, а с его помощью можно также торцевать, обваривать концы труб. Поэтому, учитывая дефицит квалифицированных исполнителей, необходимость стабильного качества выполнения работ, такой метод является в настоящее время весьма прогрессивным. Его применение сдерживается конструктивными решениями теплообменных аппаратов, когда к зеркалу доски, поверхности коллектора невозможно подвести инструменты центра, а также объемом предстоящей работы.

Другое направление работ по повышению надежности изготовления узлов крепления теплообменных труб заключается в создании вальцовочных машин с новой системой управления.

В настоящее время после пуска любой машины вальцевание идет самопроизвольно и только при превышении потребляемой мощности некоторого заранее определенного значения происходит автоматическое отключение с последующей либо остановкой привода, либо остановке и обратному вращению.... В современных вальцовочных машинах нет средств для управления режимом вальцевания в зависимости от возникающего сопротивления. Это приводит к тому, что во время вальцевания частота вращения оказывается почти постоянной. При такой работе практически

валом гидромотора 2, а вальцовка 5 вставляется в трубу 7, ранее размещенную в отверстии доски трубной 8. Посредством нажатия кнопки пуск к сопротивлению 31 подводится входное напряжение $U_{вх}$, вырабатываемое в известном электронном блоке. Сигнал от усилителя 30 подводится к обмотке электромагнита 29. Возникающие при этом силы вызывают отклонение заслонки и последующее за этим смещение золотника 18.

Такое движение приводит к созданию давления в магистралях силовых гидроцилиндров 19 и повороту люльки 16 на угол γ , пропорциональный величине $U_{вх}$. Связанная с люлькой жесткая обратная связь 17 возвращает золотник в нейтральное положение, а люлька 16 остается повернутой на угол γ , обеспечивая требуемую объемную постоянную насоса w_1 . Насос вырабатывает соответствующий расход $Q = \Omega_1 w_1$, а в магистралях 3 создается поток жидкости, приводящий к вращению вала гидромотора 2 со скоростью $\Omega = Q/w$ (w - объемная постоянная гидромотора), который в свою очередь вращает веретено 4. Последнее воздействует на ролики, которые, вращаясь, из-за трения втягивают в трубу веретено и деформируют трубу 7. В процессе прижатия трубы 7 на валу гидромотора растет потребляемый крутящий момент $M_{кр}$ и в магистралях 3 повышается перепад давлений Δp , равный $\Delta p = M_{кр}/w$, который приводит к перемещению золотника 27. При этом его осевые высокочастотные колебания демпфируются дросселирующими нарезками на одном торце. Электрический сигнал от датчика перемещения 28, жестко связанного с золотником 27, через устройство 34 подводится к сравнивающему устройству, состоящему из деталей 35, 36, где с помощью резистора 36 выставлено пропорциональное требуемому крутящему моменту напряжение. В процессе вальцевания потребляемый крутящий момент растет, приводя к повышению перепада давления Δp и дальнейшему перемещению золотника 27 и сердечника датчика перемещения 28. При этом электрический сигнал от него, проходя через устройство 34, резистор 32, по заданному закону

вычитается из входного напряжения и через усилитель сопло-заслонка 20, силовые гидроцилиндры 19 вызывает поворот люльки насоса, уменьшающий собственную объемную постоянную w_1 . Это приводит к уменьшению расхода жидкости Q , подводимой к гидромотору 2, и к соответствующему снижению частоты вращения Ω его вала и веретена.

При достижении величины сигнала от датчика перемещения 28 некоторого значения, пропорционального заданному крутящему моменту $M_{кр0}$, при котором должно прекратиться вальцевание, происходит срабатывание сравнивающего устройства и на вход усилителя 30 подводится сигнал, снижающий величину U_{ex} и вызывающий уменьшение угла поворота γ люльки 16 и возвращению люльки 16 в нейтральное положение с последующей остановкой вала гидромотора.

Далее цикл повторяется.

Применение такой вальцовочной машины позволит:

Во-первых: при основном вальцевании первую половину цикла вращать веретено с частотами до 1000 об/мин, а затем по мере повышения момента сопротивления снижать частоты вращения при одновременном повышении развиваемого крутящего момента;

Во-вторых: во время выполнения операции подвальцовки на первом этапе вращение веретена будет нормальным, а по мере приближения вальцуемого участка трубы к стенке отверстия при увеличении скорости роста момента сопротивления выше некоторого значения, заранее определенного экспериментальным путем, будет подан сигнал на возврат люльки насоса в нулевое положение, т.е. остановку привода.

Реализация таких машин позволит повысить производительность труда до 50% при основном вальцевании. Кроме того, за счет снижения частоты вращения в конце цикла вальцевания повысится ресурс вальцовок, что повысит стабильность качества изготовления и ремонта узлов крепления труб, а значит повысит безопасность ядерных установок.

За счет введения в механизм управления узла, реагирующего на скорость изменения перепада давления на гидромоторе, при подвальцовке машина будет автоматически останавливаться при первом контакте раздаваемой трубы с поверхностью отверстия. Это будет способствовать повышению качества сварных швов и ресурса, а также безопасности энергетических установок.

Создать систему, автоматически реагирующую при подвальцовке на первый контакт трубы со стенкой отверстия можно и с помощью электрической вальцовочной машины, на которую получен патент на изобретение № 2473409. Принципиальная схема управления этой машины, разработанная при участии диссертанта, приведена на рис. 7.4 .

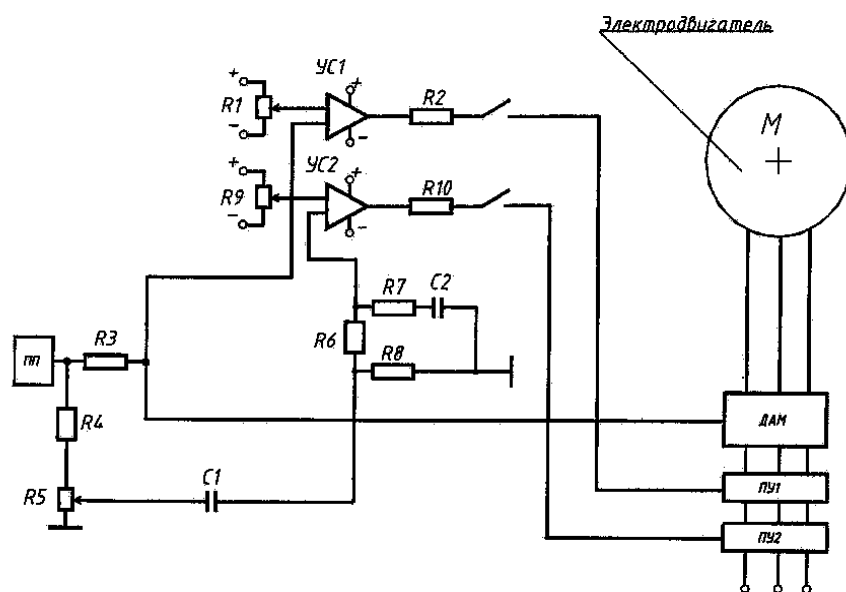


Рис. 7.4. Принципиальная схема управления электродвигателем вальцовочной машины по величине и скорости нарастания крутящего момента на выходном валу.

В этой конструкции с датчика активной мощности ДАМ, реагирующего на изменение потребляемой мощности, на блок сравнения (R3-R8, C1, C2), поступает сигнал. Этот блок включает дифференцирующую цепочку R6, R7, C2. Сигнал с этой цепочки затем поступает на усилитель УС2 и далее, если скорость изменения мощности превышает некоторое заданное значение, на пусковое устройство ПУ2 идет сигнал отключающий электропитание двигателя.

Реализация такого устройства на операции подвальцовки, позволит, как и предыдущего устройства, повысить качество сварных швов.

В вальцовочной машине на рис. 7.5 реализована схема разделения подводимой мощности на два потока.

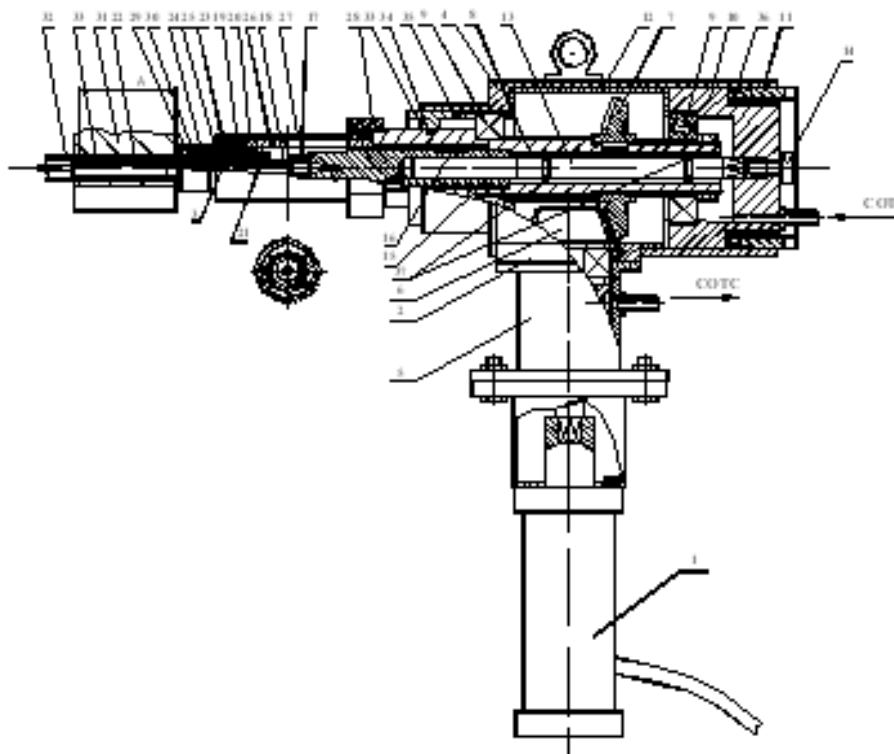


Рис.7.5. Вальцовочная машина (Винторол) (Заявка №20156904)

Один вызывает вращение веретена, а другой - осевое перемещение веретена. При этом оси роликов вальцовки параллельны оси вращения корпуса и веретена. Этим предотвращается осевая нагрузка на трубу и сварной шов, что повышает надежность и качество изготовления узла крепления теплообменных труб.

Вальцовочная машина содержит двигатель 1, например, от установки МЭР-16 (г. Волгоград), соединенный с блоком управления (на чертеже не показан), преобразователь движения 2 и роликовую вальцовку 3. Преобразователь движения состоит из корпуса 4 и патрубка 5. В патрубке размещен на подшипниках вал-шестерня 6, находящийся в зацеплении с коническим зубчатым колесом 7 и через муфту с выходным валом двигателя 1. Зубчатое колесо 7 с помощью шпонки, втулок и гайки закреплено на

выходном вале 8, который посредством подшипников 9, крышки 10, гайки 11, проставочной втулки 12 и дисков установлен в корпусе 4 преобразователя движения 2. В отверстии вала 8 размещен стержень 13, один конец которого с квадратным хвостовиком закреплен с помощью винта 14 в крышке 10, а другой конец посредством ходовой резьбы соединен со штоком 15. Шток, кроме того, размещен в отверстии вала 8 и через шпонку 16 может вращаться вместе с валом 8.

В конусном отверстии штока с помощью накидной гайки 17 закреплено веретено 18. Несущая обойма вальцовки 3 с содержащимися в ней первом упорном подшипнике 19, упором 20, закрепленном с помощью резьбы и стопорного винта 21 на корпусе вальцовки 22, через сборный промежуточный упор, состоящий из венца 23 и втулки 24, соединенных посредством соответствующей посадки и стопорного винта 25, проставочную втулку 26 с пазами для ввода ключа гаечного или выколотки, обеспечивающей разборку конусного соединения, закреплена в ниппеле 27. Ниппель через выступ с помощью накидной гайки 28 жестко прижат к торцу вала 8. На втулке 24 промежуточного упора с помощью стопорного кольца закреплена обойма 29, содержащая второй упорный подшипник 30 и внешний выступ, контактирующий с доской трубной 31 и трубой 32, которая деформируется в радиальном направлении коническими роликами 33, размещенными в прорезях корпуса 21, причем их оси параллельны оси корпуса. На вале 8, крышках 11,33 установлены уплотнительные элементы 34, 35, 36, обеспечивающие герметичность машины. Для снижения потерь на трение в кольцевых пазах стержня 13 размещены стальные шарики 37.

Закрепление трубы с помощью вальцовочной машины происходит следующим образом.

Сначала на вальцовке выставляется требуемая глубина вальцевания А. Для этого стопорный винт 21 ослабляется и упор 20 с прижатыми к обойме вальцовки 3 деталями 23-25, 29, 30 вращением на резьбе корпуса 22 смещается таким образом, чтобы расстояние от торца обоймы 29 до ролика

33 соответствовало требуемой величине А. После этого винт 21 затягивается до упора. Затем на обойму вальцовки 3 надвигается ниппель 27 и в него вводится втулка 26. После этого веретено 18 вальцовки вставляется в конусное отверстие штока 15 таким образом, чтобы прямоугольная лапка веретена вошла в прямоугольное отверстие штока. Через пазы во втулке 26 при сдвинутом ниппеле 27 вводится гаечный ключ для гайки 17, а другой гаечный ключ устанавливается в пазе выходного вала 8. Гайка 17 затягивается, ниппель 27 вводится в вал 8 и гайка 28 затягивается.

После ввода роликов 32 в трубу 31, предварительно размещенную в отверстии доски 30, на глубину, определяемую расстоянием от роликов до выступа обоймы 29, в полость преобразователя 2 через штуцер подводится СОТС (смазочно-охлаждающее техническое средство), а затем включается двигатель 1, для которого в блоке управления (на чертеже не показан) заранее выставлено ограничение по развиваемой мощности или моменту. Вращающийся вал двигателя приводит во вращение вал-шестерню 6, от взаимодействия с которой начинается вращение колеса 7 и связанного с ним вала 8. Через подвижное шпоночное соединение вал 8 приводит во вращение шток 15, который при этом по ходовой резьбе между стержнем 13 и штоком 15 перемещается поступательно. Закрепленное в штоке веретено 18 одновременно вращается и, поступательно перемещаясь, упирается в ролики 33, вызывая их радиальное перемещение до тех пор, пока они не прижмутся к внутренней поверхности закрепляемой трубы 32. Из-за трения ролики вращаются и приводят во вращение корпус 21 вальцовки. При этом осевое усилие на веретене 18 уравнивается силой трения роликов 33 о трубу 32 и через корпус 22, упор 20, подшипник 19, венец 23, ниппель 27 передается на корпус 4 преобразователя 2. Поскольку от винтовой нарезки на стержне 13 осевое усилие передается через крышку 10, гайку 11 корпусу 4, то система осевых сил оказывается замкнутой. Оператор в процессе вальцевания должен лишь воспринимать крутящий момент, как при обычном вальцевании, и создать предварительное осевое усилие, чтобы произошел захват роликов

трубы. При этом частота вращения вала 8 и обоймы вальцовки 3 будет определяться частотой вращения колеса 7, а частота вращения корпуса 22 вальцовки 3 обуславливается взаимодействием веретена 18 и роликов. Подводимая СОТС, например, в виде воздушно-масляной смеси обеспечивает смазку редуктора, подвижных резьбового и шпоночного соединений, а также по щелям подводится к роликам. Этим снижаются потери на трение в рабочих органах вальцовки. Чтобы не происходило трения между вращающимся ниппелем 27 и неподвижной доской трубной на промежуточном упоре 24 закреплена обойма с упорным подшипником, выступ которой, контактируя с неподвижной доской трубной, также остается неподвижным.

Заключение к главе VII

Изложена суть методологии исследований нестационарных профилирующих процессов при закреплении теплообменных труб, включающая исследования, дающие информацию конструктору для введения в документацию требований к узлам крепления, а также цикл исследований по определению режимов крепления, учитывающих динамику процесса крепления, ресурс инструмента, качество крепления и др.

Проведен анализ выполняемых на производстве операций гидрораздачи и роликового вальцевания. Показано, что в первом случае из-за необходимости сжатия резиновых уплотнительных колец при вводе зонда в отверстие силовые усилия и физическая работа вальцовщика значительно превышают такие же параметры при роликовом вальцевании. Это обстоятельство приводит к дефектам труб, снижающим коррозионную стойкость теплообменного оборудования. Кроме того, напряжения в зоне контакта трубы с трубной доской меньше в случае использования роликового вальцевания.

Описан запатентованный способ закрепления труб в коллекторе парогенератора, применяемый на производстве.

Описаны новые технические решения, по которым получены патенты, для закрепления теплообменных труб, обеспечивающие повышение производительности труда, импортнезависимости, ресурса и безопасности энергетических установок.

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 профилегибочного 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 новые стенд для исследования процесса вальцевания, конструкции вальцовочных машин, учитывающие динамические особенности профилегибочного 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 ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е.И. и др. Элементы гидропривода. Справочник. Киев."Техніка". 1969. 320.
2. Аврутин Р.Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. М. Машиностроение. М-Л. 1965. 268 с.
3. Адаменко А.И., Кондратенко Л.А. Влияние глубины скважины на динамику винтовых забойных двигателей. Проблемы машиностроения и надежность машин. № 6, 2001, с. 28- 33.
4. Александрова Н.Н. Разработка методов анализа процессов пластичного деформирования и разрушения при обработке металлов давлением. Автореферат на соискание уч. степ. д.т.н.. М.. 1999.
5. Александров В.М., Коваленко Е.В. Задачи механики сплошных сред со смешанными граничными условиями. М Наука. 1986. 334 с.
6. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. Высшая школа. М. 1968. 512 с.
7. Бабаков И.М. "Теория колебаний". Госизд. технико- теоретической литературы. М. 1958. с.628..
8. Белоусов В.П. Технологическое обеспечение качества прессовых соединений труб с трубными решетками и коллекторами теплообменных аппаратов. Диссертация на соискание уч. степени к.т.н. М. 2003.
9. Бесекерский В.А. "Сборник задач по теории автоматического регулирования и управления". М.Наука.1972, с. 587.
10. Бесекерский В.А. Динамический синтез систем автоматического регулирования. М. 1970.
11. Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: Машиностроение, 1968, 247с.
12. Бронштейн И.Н, Семендяев К.А. Справочник по математике. М. Наука. 1965. С.407.
13. Буланов Э.А. Универсальные зависимости между параметрами деформации и нагрузкой при упругопластическом внедрении шарового индентора в упругое полупространство. Проблемы машиностроения и надежность машин. №1, 2009, стр. 25...29.
14. Веремейчук И.С. "Сплошное сверление глубоких отверстий". М. Оборонгиз. 1940, с.290 .
15. Вульфсон М. И. Колебания машин с механизмами циклового действия. Л. Машиностроение. 1990, 309с.
16. Виноградов Ю.М. Труды семинара АН СССР по качеству поверхности. сб. № 1, 1951; сб. №2, 1953.
17. Гизатулин А.А, Ризванов В.Г., Хабирова Г.Ф. Численное моделирование процесса развальцовки трубы в трубной решетке теплообменника. УГФТУ. Нефтегазовое дело. 2006.

18. Голдин Н.М., Чистяков В.В., Шатульский А.А. Литниковые системы и прибыли для фасонных отливок. М. Машиностроение. 1992, с. 252.
19. Грановский Г.И., Грановский В. Г. Резание металлов. М. Высшая школа. 1985. 304с.
20. Григолюк Э.И., Фильштинский Л.А. Перфорированные пластины и оболочки. – М.: Наука, 1970, 556с.
21. Григолюк Э. И., Селезнев И.Т. Неклассическая теория колебаний стержней, пластин, и оболочек. М.1973.
22. Гузь А.Н., Бабич И.Ю. Трехмерная теория устойчивости деформированных тел. К. 1985.
23. Гребер Г., Эрк С. Основы учение о теплообмене. М. ОНТИ. 1936.
24. Даничев В.В. Разработка численных методов и комплекса вычислительных программ для расчета напряженно-деформированного состояния коллектора парогенератора ВВЭР-1000. Автореферат на соискание уч. степ. к.т.н. Москва. 2000.
25. Даниленко В.Г., Терехов В.М., Казанцев А.Г., Судаков В.И. Моделирование процесса запрессовки трубок в трубные доски теплообменных аппаратов. Сб, тр. 5-й конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GMBH. 21-22.04.05. М.2005
26. Даниленко В.Г. Разработка и исследование усовершенствованных технологических процессов механической обработки. Диссертация на соискание уч. степени к.т.н. М. 2003.
27. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.Мир. 1989. 510с.
28. Друянов Б.А., Непершин Р.И. Теория технологической пластичности. М. Машиностроение. 1990. с.272 .
29. Жук Н.П. Курс коррозии и защиты металлов. М. Металлургия. 1976. 472 с.
30. Иванов В.А., Чемоданов В.К., Медведев В.С. Математические основы теории автоматического регулирования. Высшая школа. М. 1971. 797с.
31. Иванов Ю.Ф., Громов В.Е., Горбунов С.В., Воробьев С.В., Коновалов С.В. «Градиентные структурно- фазовые состояния, формирующиеся в стали 08X18H10T при многоциклового усталости до разрушения». Физика металлов и металловедение. 2011, Т.112, № 1, с.85-93.
32. Иванов М. Н. Детали машин. М.Высшая школа. 1991. 383 с.
33. Илюшин А.А. Труды (1946 – 1966). Т2 / Пластичность. Составители Е.А. Илюшина, М.П. Короткина. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004, 480.
34. Ишлинский А.Ю. Осесимметричная задача пластичности и проба Бринелля. Прикладная математика и механика. 1944, т.8, вып.3, с. 201-224.
35. Каталог компании POWERMASTER (Индия) «Инструмент для обработки труб».2010.
36. Каталог компании “Maus” (Италия).2010.
37. Каталог фирмы «Техремэкс». Волгоград. 2012.
38. Кардашов А.А. Анализ качества системы автоматического регулирования методом понижения порядка дифференциального уравнения. Автоматика и телемеханика. 1968.№ 8.

39. Causemann P. “ Messungen der Ungleichformigkeiten ...von Hydromotoren”. Tech. Mitt. 1970, Heft № 9, 428-435.
40. Causemann P. “Analyse des Bewegungsverhaltens und der an den einzelnen Bauteilen auftretenden Verluste bei Radialkolbenmotoren im niedrigen Drehzahlbereich”. Dissertation TH Aachen, 1974.
41. Казмиренко В.Ф. Электрогидравлические модули движения. М. Радио и связь, 2001. 431 с.
42. Кац А.М. Теория упругости. М.-Л. Госиздат ТТЛ. 1956.
43. Качанов Л.М. Теория ползучести. М. Физматгиз. 1960.
44. Киселев П. Г. Справочник по гидравлическим расчетам. М.-Л. Госэнергоиздат. 1956. 352 с.
45. Клушин М.И. Резание металлов. М. Машгиз. 1958, с.453.
46. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. Высшая школа м.1991. 318 С.
47. Кондратенко Л.А., Терехов В.М. «Численное исследование динамических свойств сверл одностороннего резания». Проблемы машиностроения и надежность машин, №4, 1996, с. 78-82.
48. Кондратенко Л.А. Особенности механического привода при передаче мощности по длинной магистрали. Проблемы машиностроения и надежность машин. М. № 1. 2005,с. 40- 44.
49. 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
50. 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
51. 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 МГТУ «МАМИ»; 1(19). Т2. 2014, с. 103-107.
52. 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.
53. 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.
54. Кондратенко Л.А. Гидростатическая модель операции роликового вальцевания теплообменных труб.

55. Кондратенко Л.А. Механика роликового вальцевания теплообменных труб. М. «Спутник». 2015. с. 158.
56. Кондратенко Л.А. Напряженное состояние и деформация трубы при прижатии роликового вальцевателя к стенке отверстия. Вестник машиностроения, №12, 2015г., с.95-101.
57. Кондратенко Л.А. Выбор режима роликового вальцевания при закреплении теплообменных труб. Материалы XXII международного научного семинара “Технологические проблемы прочности”. Подольск, 2015, с.195-202.
58. Кондратенко Л.А. Способ крепления труб в трубных решетках развальцовкой. Патент № 2360762.
59. Кондратенко Л.А. Колебания и методы управления скоростью движения технологических объектов. М. МГОУ. 2005. с. 448.
60. 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.
61. Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Клауч Д.Н., Гунин А.В., Мосюк А.Л. Устройство контроля крутящего момента веретена вальцовки. Патент №136886 U1 от 20.01.14.
62. Кондратенко Л.А. Соотношение осевых и крутильных колебаний при роторном бурении. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2001, №9-10, с. 2-6.
63. Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Винников В.С. Силовые взаимодействия в роликовой вальцовке. Технология машиностроения, 2012, №7, с. 24-28.
64. Кондратенко Л.А. Изменение напряженного состояния трубы при механической вальцовке. Материалы XVI международного научного семинара “Технологические проблемы прочности”. Подольск, 2009, с. 190- 202.
65. Кондратенко Л.А. Колебания частоты вращения долота при одновременном бурении ротором и забойными гидромашинами. АН СССР. Машиноведение. 1987, № 4, с. 44- 52.
66. Кондратенко Л.А. Гидропривод машинного регулирования с положительной обратной связью по давлению нагрузки. Тезисы докладов на XIV Всесоюзном совещании по гидроавтоматике. 1976. Владимир.
67. Кондратенко Л.А. Расчет колебаний скоростей движения и напряжений в узлах и деталях машин. М.. 2008. 317 с.
68. Кондратенко Л.А. Влияние соотношений твердости материалов трубы и доски на качество закрепления трубы. Технология машиностроения. 2006, №11, с. 73-
69. 98. Кондратенко Л.А., Терехов В.М., Винников В.С., Аверин А.С. Технологические возможности теплообменных труб в операции закрепления. Технология машиностроения, №7, 2014, с.52-56.

70. Кондратенко Л.А. Оценка работоспособности рабочих органов вальцовки. Технология машиностроения. №8, 2007, с.30-34.
71. . Кондратенко Л.А. Гидропривод с положительной обратной связью по перепаду давления. АН РФ. Проблемы машиностроения и надежность машин. 2002, № 1, с. 79-84.
72. 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.
73. . Кондратенко Л.А., Николаева Т.В. Цифровое моделирование движения технологических объектов при использовании объемного гидропривода. Материалы международного научного семинара “Технологические проблемы прочности”. Подольск, 2005, с. 61- 68.
74. 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.
75. Кондратенко Л.А. Колебания частоты вращения долота при одновременном бурении ротором и забойными гидромашинами. АН СССР. Машиноведение-. 1987- № 4- С. 44- 52.
76. Кондратенко Л.А. Исследование колебаний при сверлении глубоких отверстий методом БТА. Материалы XXI международного научного семинара “Технологические проблемы прочности”. Подольск, 2014, с.54-63.
77. Кондратенко Л.А. Гидропривод с положительной обратной связью по перепаду давления. АН РФ. Проблемы машиностроения и надежность машин. 2002, № 1, с. 79-84.
78. Кондратенко Л.А. Особенности перевальцовки теплообменных труб. Технология машиностроения 2011, № 6, с.13- 17.
79. Колесников К.С. (ред.) Машиностроение. Энциклопедия. Т.1-3. Книга 1. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. 1994, 533с.
80. . Колесников Ю.В., Морозов Е.М. Механика контактного разрушения. М. ЛКИ. 2007.с.219.
 81. Коловский М.З Динамика мвашин. Л. Машиностроение. 1989, 253с.
82. Коршунов Л.Г., Шабашов В.А., Черненко Н.А., Пилюгин В.П «Влияние напряженного состояния зоны фрикционного контакта на формирование структуры поверхностного слоя и трибологические свойства сталей и сплавов». Физика металлов и металловедение. 2008, Т.105, №1, с.70-85.
83. Котенева Н.В. Упругопластический контакт гладкой сферы с плоской поверхностью при динамическом нагружении. Изв. Алтайского ГТУ. 2005. Т308.№2, с.115- 119.

84. . Козий С.С. Способ ре5монта трубных пучков теплообменных аппаратов. Патент № 238519899 от 10.01.2006.
85. Krips H., Podhorsky M. Hydraulisches Aufweiten - ein neus Verfahren zur Befestigungen fjn Rohren.// VGB Kraftwerkstechnik. 56. 1976. № 7. S. 456- 464.
86. Лаврентьев М.А., Шабат Б.В. “ Методы теории функций комплексного переменного”. Наука. М. 1965,с.716.
87. Лахтин Ю.М., Леонтьева В.П. Материаловедение. М.1990. Машиностроение.
88. Лурье А.И. Теория упругости. Наука. 1970. 939 с.
89. Льюис Э, Стерн Х. “Гидравлические системы управления”. Перевод. М. Мир. 1966. 407.
90. Мандельштам Л.И., Леонтович М.А. “Доклад АН СССР”. 1956, №3.
91. Мандельштам Л.И., Леонтович М.А. Журнал экспериментальной и теоретической физики. 1937, №7.
92. Мандельштам Л.И., Леонтович М.А. Журнал экспериментальной и теоретической физики. 1937, №7.
93. Матюнин В.М. Методы и средства безобразцовой экспресс оценки механических свойств в конструкционных материалах. М. Изд-во МЭИ. 2001.93 с.
94. Марковец М.П. Определение механических свойств по твердости. М. Машиностроение. 1979. 191 с.
95. Мееров В.В. Об учете малых параметров при исследовании устойчивости системы авторегулирования. Электричество, №6, 1947
96. Mises, R. (1913). Mechanik der Festen Korper im plastisch deformablen Zustand. Göttin. Nachr. Math. Phys., vol. 1, pp. 582–592.
97. Мелкозеров П.С. Приводы в системах автоматического управления. Энергия. М.- Л. 1966. 384 с.
98. Мельников Н.П. Конструктивные формы и методы расчета ядерных реакторов. – М.: Атомиздат, 1972. - 550с
99. Мильман Ю.В., Чугунова С.И., Гончарова И.В. Пластичность, определяемая методом индентирования, и теоретическая пластичность материалов. Известия РАН. Сер. Физическая, 2009, т. 73, №9, с. 1282-1289.
100. Минков М.А. “Технология изготовления глубоких и точных отверстий”. М.-Л. Машиностроение. 1965, с. 176.
101. Михеев М.А. Основы теплопередачи М. Госэнергоиздат 1956.
102. Мошнин Е.Н. Гибка и правка на ротационных машинах. М.Машиностроение. 1967.270с.
103. Миронова Л.И. Исследование термонапряженного состояния сварного соединения тонкостенной оболочки с призматическим основанием / Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2015. – №2. – С. 92 – 96..
104. Миронова Л.И. Расчетная модель теории эксперимента определения остаточных напряжений. Обозрение прикладной и промышленной математики. Том 19, вып.3, 2012, с.456

105. . Могутов И.В. Повышение производительности обработки глубоких отверстий в трубных решетках и коллекторах теплообменных аппаратов для АЭС. Диссертация на соискание уч. степ. к.т.н. М. 2013.
106. Мочан С.И.(ред.) Аэродинамический расчет котельных установок. Энергия. 1977. 255 с.
107. Надаи А. Пластичность. ОНТИ. 1936.
108. Nonenmacher G. “Das Anlaufverhalten von Hydromotoren”. “O+P.” т.17, № 5, 1973..
109. Nehls H. “Physikalische Eigenschaften von Hydraulikölen und der Einfluss auf das Betriebverhalten”. O.+P”, 1970, 14.2.
110. Овсеенко А.Н., Gajek М.М., Серебряков В.И. Формирование поверхностного слоя деталей машин технологическими методами. М. Янус-К. 2004, 296 с.
111. ГОСТ Р 55601-2013 «Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках.»
112. ОСТ 26-17-01-83 Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения стандартные. Технические требования к развальцовке труб с ограничением крутящего момента..
113. . Одинг И.А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М.-С. Машгиз. Л. 1962.
114. Одинг И.А. Проблема прочности в машиностроении. Известия АН СССР. Отделение технических наук.№12, 1949.
115. Остроумов Г.А. “Основы нелинейной акустики.” Изд. Ленинградского университета. 1957
116. Постников В.С. Внутреннее трение М. Металлургия 1974. 350с
117. Прохоров А.М. Физическая энциклопедия. Т3.М. Большая энциклопедия. 1992. 670 с.
118. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения. Справочник. М. Машиностроение. 1992. С. 606.
119. Попов Д.Н. “ Динамика и регулирование гидро-пневмосистем”. М.Машиностроение, 1977, с. 423.
120. Попов Е.П. Прикладная теория процессов управления в нелинейных системах”. М.Наука,1973, с. 584..
121. Прокофьев В.Н., Кондратенко Л.А. Сжимаемость жидкости и методы ее определения. Машиностроительные материалы. Гидропривод. РЖ,3. 1975.
122. . Прокофьев В. Н. (ред.) и др. Аксиально-пооршневой регулируемый гидропривод. . Машиностроение.М.1969, с. 495.
123. Прокофьев В.Н. (ред.) и др. Динамика гидропривода. М.Машиностроение.1972,с. 584
124. Прокофьев В.Н., Кондратенко Л.А. “ Влияние газовой фазы на частотные характеристики гидропривода”, РЖ № 3, 1975, Деп.НИИМАШ, 28.08.74, № 64.

125. Прокофьев В.Н., Кондратенко Л.А. Гидропривод машинного регулирования с положительной обратной связью по перепаду давления. Изв. ВУЗов. Машиностроение 11, 1974, с. 96-101.
126. Прокофьев В.Н. и др. "Модуль объемной упругости рукавов высокого давления". Изв. ВУЗов. Машиностроение, № 4, 1974.
127. Прокофьев В.Н. (ред) и др. "Машиностроительный гидропривод". М. Машиностроение, 1978, с. 495.
128. Рейнер М. Реология. "Наука". 1965. 223 с.
129. Renius K. T. Untersuchungen zur Reibung zwischen Kolben und Zylinder bei Schrägscheiben axialkolbenmaschinen. 1974. VDI. - Forsch- Heft. 561.
130. Решетов Д.Н. Машиностроение. Энциклопедия. Т.IV-1. М. Машиностроение. 1995. 863 с.
131. Сидякин Ю.И. Разработка метода расчета упругопластических контактных деформаций в процессах упрочнения поверхностным пластическим деформированием. Автореферат дисс. на соискание уч. степ. д.т.н. М. 2008. 34 с.
132. Сидоренко Л.С. Математическое моделирование некоторых физических процессов резания металла на основе законов реологии. СТИН, №5, 2000, с. 16-20.
133. Сорокина В.Г. (ред.) Марочник сталей и сплавов. М. Машиностроение. 1989. 639 с.
134. Седов Л.И. Механика сплошной среды. Т1,Т2. Недра.1970, с.492, с.490.
135. Ткаченко Г.П., Бриф В.М. Изготовление и ремонт кожухо-трубной теплообменной аппаратуры. М. Машиностроение. 1980.
136. Технические условия «Материалы, изготовление и сварка сосудов высокого давления» (Проект Сахалин II объединенный береговой технологический комплекс).
137. Терехов В.М. Технологические основы обеспечения качества глубоких отверстий и соединений теплообменных труб с трубными решетками и коллекторами аппаратов атомных энергоустановок. Диссертация на соискание уч. степени д.т.н. М. 2006.
138. Терехов В.М., Даниленко В.Г., Белоусов В.П., Кондратенко Л.А. О выборе критерия механического вальцевания теплообменных труб. Технология машиностроения. №5, 2001, с.21-23.
139. Терехов В.М., Рубцов А.Н., Клауч Д.Н., Кондратенко А.И., Гунин А.В. Стенд для исследования процесса развальцовки теплообменных труб с помощью роликового инструмента. Патент № 2474483 от 12.07.2011.
140. Терехов В.М., Кондратенко Л.А. Винников В.С. Силовые взаимодействия в роликовой вальцовке. Технология машиностроения, 2012, №7, с. 24-28
141. Терехов В.М., Кондратенко Л.А. Математическая модель процесса закрепления теплообменных труб посредством гидрораздачи. М. Технология машиностроения, №1, 2001, с. 55-57

142. Терехов В.М., Котов И.В. Рубцов А.Н., Кондратенко Л.А. Способ соединения труб с коллектором парогенератора. Патент № № 2524461 от 27.07.14.
143. Терехов В.М., Винников В.С., , Кондратенко Л.А., Клауч Д.Н., Гунин А.В., Мосюк А.Л., Носов Д.П., Ягуткин Е.Г.. Изменение свойств однослойных стальных холоднокатаных труб при закреплении в трубных досках. Материалы XXI международного научного семинара “Технологические проблемы прочности”. Подольск, 2014, с. 220-232
144. Терехов В.М. Даниленко В.Г.Белоусов В.П., Кондратенко Л.А. Особенности контактного взаимодействия при раздаче теплообменных труб роликовой вальцовкой. Технология машиностроения. 2002, № 1,с. 20- 23.
145. Терехов В.М., Кондратенко Л.А. Колебания в приводе продольного перемещения при несогласованной нагрузке. Материалы XV международного научного семинара “Технологические проблемы прочности”. Подольск, 2008, с. 172- 182
146. Терехов В.М., Кондратенко Л.А. Автоматическая вальцовочная машина. Заявка № 2015156904 от 30.12.2015.
147. Терехов В.М., Кондратенко Л.А. “О математической модели процесса сверления глубоких отверстий”. Проблемы машиностроения и надежности машин. № 1, 1999, с.55-61.
148. Терехов В.М., Кондратенко Л.А.,Крылов А.Н., Сивченко К.С. Вальцовочная машина. Патент № 2473409 от 06.12.10.
149. Терехов В.М,Кондратенко Л.А., Котов И.В., Клауч Д.Н., Гунин А.В., Мосюк А.Л. Вальцовочная машина. Патент № 142200 от 22.08.2012
150. Тимошенко С.П. Прочность и колебания элементов конструкции. М. Наука.1975, 703с.
151. Timoshenko S. P., Gere J. M. Meshanics of materials. S. Peterburg-Moskow. 2000. Лань. 670 с
152. Ульянин Е.А. Коррозионностойкие стали и сплавы. М. 1991.
153. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. ФМЛ. М. 2001. 588 с.
154. Frederick R. Eirich (Edit.) Rheologiy. V1. 1956. N.York. С. 824
155. Халтунин А.А., Лякишев С.Л., Шарый Н.В., Семишкин В.П.Снижение напряжений в узле заделки теплообменных труб в трубную доску. .М. Тяжелое машиностроение. 2016. № 6. С. 14-19.
156. Hayward A.T.J. “Commenit estimer le module de compressibilite des fluides hudrauliques”, Juin, 1970, EFL+ HPA.
157. Хохлов В.А. и др. Электрогидравлические следящие системы. М. Машиностроение. 1971,с.432
158. Целищев М.Ф. Напряженно-деформированное состояние элементов трубной системы кожухотрубных теплообменных паротурбинных установок. Диссертация на соискание уч. степени к.т.н. 2010.
159. Целищев М.Ф., Плотников П.Н. Моделирование вальцевания трубок и его влияние на напряженно-деформированное состояние

- трубных досок теплообменных аппаратов паротурбинных установок. Теплоэнергетика 2008, № 3, с.33- 36.
160. Чичинадзе А.В. (ред.) Трение, износ и смазка. М. Машиностроение . 2003.с. 573
161. Чиликин М.Г. Общий курс электропривода. М. Энергоиздат. 1981, 576 с.
162. Щербаков С.С., Сосновский Л.А.. Механика трибофатических систем –Минск: БГУ, 2011.
163. Юзик С.И. Развальцовка труб в судовых теплообменных аппаратах. Судостроение. Л. 1978. 144 с.
164. Яблонский А.А., Никифорова В.М. Курс теоретической механики. Ч.1.М. 1977. 368 с.
165. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике. Наука. М. 1974, 942с
166. Ягуткин Е.Г. Обеспечение качества поверхностного слоя соединений труба- коллектор, труба- трубная доска теплообменного оборудования атомных энергоустановок с учетом технологической наследственности при их изготовлении. Диссертация на соискание уч. степ. к.т.н. М. ЦНИИТМАШ. 2015.

Кондратенко Леонид Анатольевич

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

Том второй

ОГЛАВЛЕНИЕ

	стр
Приложения.....	3
Приложение №П1. Оборудование для выполнения профилегибочных операций.....	3
Приложение №П2. Методика ЦНИИТМАШ исследования остаточных (технологических) напряжений в кольцевых образцах.....	11
Приложение №П3. Методика настройки вальцовочных машин с использованием устройства ПЗ16-25 и весов типа БРНЦ-10.....	14
Приложение № П4. Методы и методики экспериментальных исследований.....	23
Приложение №П5. Технология проведения экспериментальных исследований.....	29
Приложение № П6. PROGRAMM ROHR.....	40
Приложение № П7. PROGRAM PROFTR2.....	47
Приложение №П8. Гидрораздача. PROGRAM HYDRR.....	56
Приложение № П9. PROGRAMM SILW.....	69
Приложение № П10. PROGRAMM OSTAT.....	74
Приложение № П11. PROGRAMM DOSKA.....	77
Приложение №П12. PROGRAM GD_5 (гидропривод).....	79
Приложение № П13. Выбор режима гидрораздачи и роликового вальцевания.....	88
Приложение № П14. РАСЧЕТ (ориентировочный) трудоемкости закрепления т/о труб.....	101
Акты внедрения.....	104

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение №11

Оборудование для выполнения профилированных операций

В книге [163] приводятся некоторые конструкции вальцовочного инструмента. Наиболее применяемым является тип вальцовки, изображенных на рис.П.8.1. Здесь в качестве рабочих органов используются конические ролики и веретено с конической поверхностью, у которых ось роликов перекрещивается под углом γ с осью веретена.



Инструмент фирмы
«Maus» (Италия);

Рис. П1.1. Роликовые вальцовки: 1-ролик; 2- корпус; 3- веретено; 4- обойма; 5- подшипник упорный; 6- хвостовик (квадратный)

Существует множество конструкций подобного инструмента, производителями которого являются: НИТЛ ГМТУ (С.- Петербург), ТЕХРЕМЭКС (Волгоград); ПАО «ЗиО-Подольск», «Airltool» (США), «Elliot Wilson» (США), «ТЕСО» (США), «Maus» (Италия), «Sugino» (Япония), «Powermaster» (Индия) и др.

В вальцовках на рис. П1.1 не предусмотрена смазка. Ролики 1 в данной конструкции имеют конусность, равную 1: 60, 1:80, контактируют с рабочей поверхностью веретена 3 с конусностью 1:30, 1:40. Работает инструмент следующим образом. После ввода корпуса 2 вальцовки в трубу веретено поджимают рукой вправо до упора. Затем совмещают хвостовик веретена с квадратным отверстием соединительной муфты вальцовочной машины. При включении вальцовочной машины веретено посредством хвостовика вращается в направлении движения часовой стрелки, если смотреть со стороны хвостовика. Трение между роликами и веретеном приводит во вращение конические ролики.

Отмеченные конструкции не имеют охлаждения. Однако существуют вальцовки, где применяется охлаждение какой-либо СОЖ.

Следует отметить, что в процессе вальцевания происходит вдавливание роликами различных частиц в поверхность трубы. Это может оказать негативное влияние на работоспособность узла крепления и должно оговариваться в конструкторской документации на изделие. Поэтому использование смазки не всегда допустимо.

Направление их вращения - против движения часовой стрелки. Ролики одновременно контактируют с внутренней поверхностью трубы и рабочей поверхностью веретена. Поскольку первые наклонены к оси веретена под углом $\gamma = 1- 3^\circ$, то их вращение создает силу, втягивающую веретено внутрь трубы. Таким образом создается эффект клина, при котором на стенки трубы воздействует усилие, приводящее к ее радиальной деформации. Для удаления вальцовки из трубы необходимо придать веретену обратное вращение, поскольку в противном случае для удаления инструмента потребуется очень большое усилие, которое может привести к разрыву деталей.

Рабочие органы вальцовок, конические ролики и веретено обычно изготавливают из стали ШХ15 или ей подобной. Эта сталь по справочнику после термообработки (закалка $T = 830^\circ\text{C}$, отпуск $T = 150^\circ\text{C}$) имеет следующие параметры: $\sigma_b = 2160$ МПа; $\sigma_{-1} = 804$ МПа; $\sigma_{0,2} = 1670$ МПа; НВ 582...670.

Корпус часто изготавливают из среднеуглеродистой стали, например 40Х, закаленной до твердости HRC 47...52. Обычно заготовкой здесь является соответствующая труба. Если возникает необходимость вальцевания на значительной глубине, свыше 300 мм, то при не очень высоких нагрузках можно изготавливать сборный корпус, однако при этом всегда следует иметь ввиду, что:

а) в случае высоких нагрузок и при достаточно длинных роликах из-за больших осевых сил возможен разрыв корпуса;

б) при поломке веретена в ряде случаев возникают значительные проблемы по извлечению вальцовки из трубы;

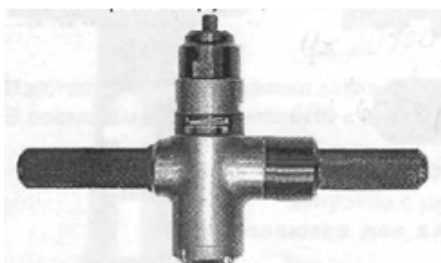
в) в случае использования относительно длинных роликов при крутящем моменте, обеспечивающем создание требуемого контактного напряжения между трубой и стенкой отверстия, возможен быстрый износ опорных поверхностей роликов, т.е. подпятников-участков корпуса. При этом будет изменяться интервал вальцевания.

Кроме отмеченных вальцовок для закрепления труб используются ленточно-винтовые труборасширители [163]. Раздача труб с их помощью осуществляется роликами труборасширителя, описывающими на внутренней поверхности закрепляемой трубы винтовую полосу или ленту. Недостаток этой конструкции заключается в недостаточной надежности рабочих органов, поломка которых приведет к серьезным трудностям по устранению дефекта.

Общий недостаток роликовых инструментов обусловлен образованием относительно резкого искривления поверхности трубы в зоне вальцевания. Однако опыт эксплуатации теплообменных аппаратов показывает, что обычно разрушения узлов крепления проходят не по таким концентраторам напряжений.

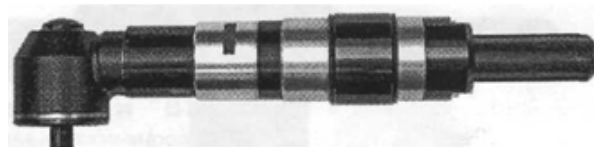
Рассмотрим конструктивные особенности оборудования для роликового вальцевания. В современном производстве при закреплении теплообменных труб применяются вальцовочные машины с автоматическим ограничением крутящего момента на хвостовике веретена. Это означает, что при постоянно возрастающем крутящем моменте, необходимом для деформации трубы, в некоторое мгновение, когда труба с требуемым контактным напряжением прижалась к стенке отверстия, вал привода останавливается. Причиной остановки является либо механическая муфта, настраиваемая на заданный крутящий момент, либо электрический или другой сигнал, функционально связанный с развиваемым крутящим моментом. После остановки сразу или через некоторое время осуществляется реверс, во время которого веретено вальцовки освобождается от силового контакта с роликами вальцовки. Реверс может осуществляться автоматически или принудительно оператором. На рис.П.1.2 показаны широко применяемые некоторые отечественные пневматические вальцовочные машины производства С.-Петербургской НИТЛ при ГМТУ.

ВМ-200



Применяется для развальцовки стальных труб 20x2- 32x3,5 мм

ПВЛ-к-57



Применяется для развальцовки стальных труб 51x4- 60x3,5 мм

Рис. П.1.2. Пневматические вальцовочные машины конструкции С.-Петербургского ГМТУ

К их рукояткам прикрепляют шланг от пневмоисточника. Давление воздуха должно быть не меньше 0,5 МПа. При этом к ротору пневмомотора должен подводиться обезвоженный воздух с каплями (парами) масла. Такая схема предотвращает засорение пневмосистемы и обеспечивает необходимую смазку трущихся деталей.

Упрощенная схема работы силового тракта пневматической вальцовочной машины и принципиальная конструкция пластинчатого пневмодвигателя объемного типа приведены на рис.П1.3.

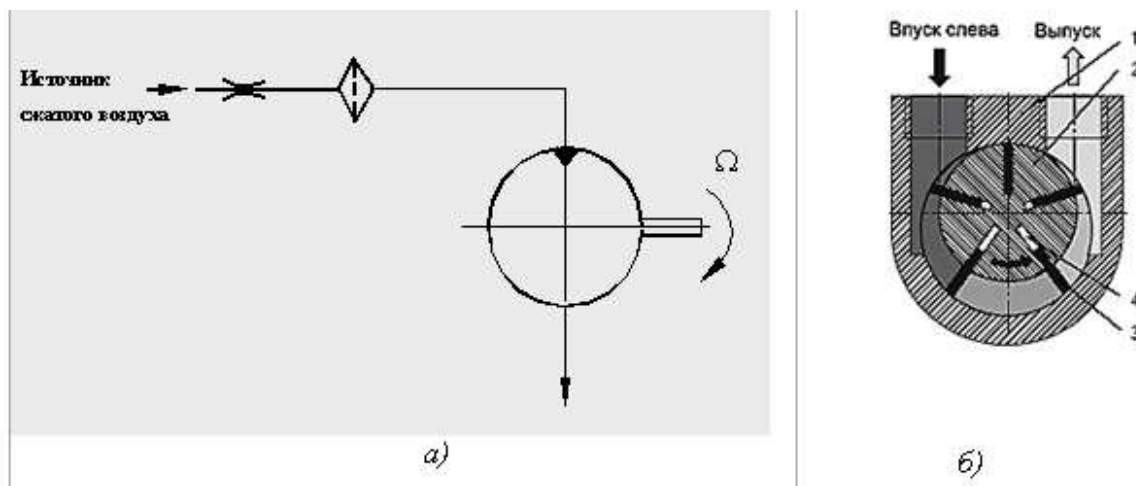


Рис.П1.3. Упрощенная схема силового тракта пневматической вальцовочной машины (а 1- пневмодвигатель; 2- регулируемый дроссель; 3- фильтр) и принципиальная конструкция пневмодвигателя (б- 1-корпус; 2-ротор; 3- лопасти (пластины); 4- пружины).

Ограничение по крутящему моменту осуществляется настройкой механической муфты. Для этого в открывающемся окошке необходимо повернуть шайбу на соответствующее количество делений. Настройку машины осуществляют по результатам закрепления нескольких концов труб. Следует отметить, что из-за температуры, загрязнений, износа настройка муфты может измениться. Поэтому возникает необходимость периодической проверки машины.

На рис. П1.4 приведена используемая на многих объектах тепловой энергетики и нефтехимической промышленности отечественная вальцовочная установка производства «ТЕХРЕМЭКС» МЭР-3 [37] с электроприводом. Остановка вала здесь осуществляется по достижению некоторой электрической мощности N_3 , для которой в предположении, что частота вращения по сравнению с режимом холостого хода, не меняется, можно вычислить величину крутящего момента $M_{кр} = 30N_3 / (\pi n_{xx})$, где n_{xx} - частота вращения вала привода вальцовки в режиме холостого хода. При поставке этой установки в сопровождающей документации имеется некоторая тарифовочная характеристика, по которой можно соответствующим образом настроить работу МЭР-3. В связи с тем, что электрическая мощность, срабатываемая на электродвигателе, зависит от ряда факторов ($\cos \varphi$, электромагнитные воздействия и др.), величина N_3 может меняться даже на разных участках одного цеха. Особенно сильно здесь влияет электросварка. Поэтому для качественного процесса вальцевания настройку вальцовочной установки необходимо периодически проверять.

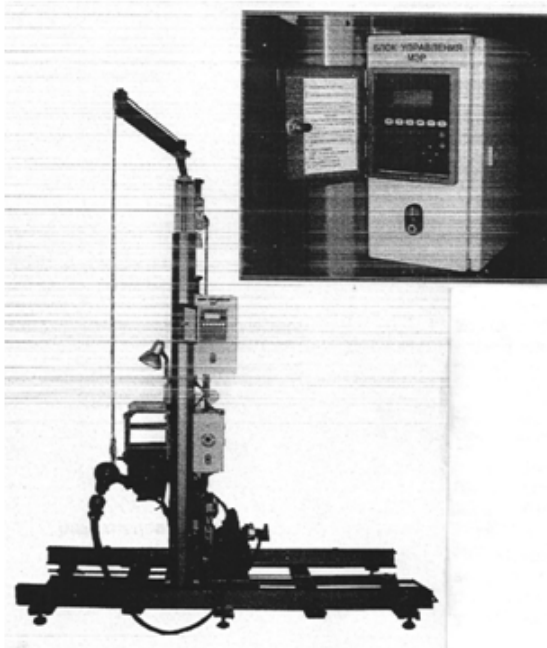


Рис. П1.4. Электрическая вальцовочная машина МЭР-3 фирмы «ТЕХРЕМЭКС» (Волгоград)

На рис. П1.5 показана полуавтоматическая вальцовочная установка М4V фирмы «MAUS» (Италия) с электроприводом. Остановка вала здесь осуществляется тоже по достижению некоторой электрической мощности. Электродвигатели в подобных конструкциях имеют более мягкую механическую характеристику (рис.П1.6). Поэтому остановка вала производится при достижении некоторой мощности, определяемой настройкой соответствующего переключателя, положению которого соответствует и некоторый крутящий момент.



Рис. П1.5. Электрическая вальцовочная машина М4V фирмы "MAUS"(Италия)

Причем переключением рычага на двигателе и переключателя в блоке управления можно достаточно широких пределах изменять передаточное отношение привода. С использованием этой установке можно выполнять операцию вальцевания только переставляя ручным способом пистолет (привод) из одного отверстия в другое. Привод же в автоматическом режиме будет вальцевать, останавливаться, выдерживать заданную паузу, реверсировать и опять включаться на вальцевание после заданной паузы.

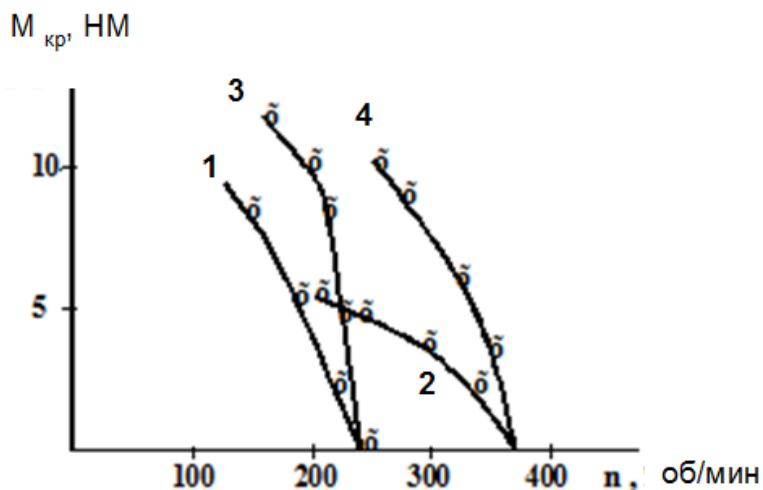


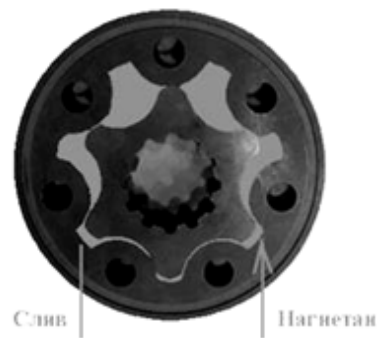
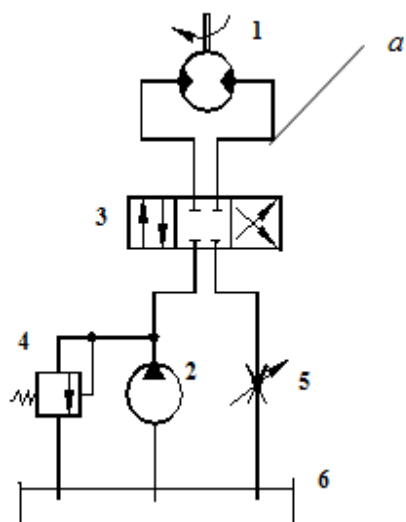
Рис.П.1.6. Зависимость частоты вращения от крутящего момента (привод МР-1) (характеристика определена автором):

- 1- $U=27$ В; $n_o=240$ об/мин.;
- 2- $U=27$ В; $n_o=370$ об/мин.;
- 3- $U=42$ В; $n_o=240$ об/мин.;
- 4- $U=42$ В; $n_o=370$ об/мин.

Процесс вальцевания с использованием этой машины показан на рис.1.12. Он заключается в следующем. Для известных в конкретном изделии труб выбирается вальцовка с комплектом запасных частей (обычно роликов и веретена). Вальцовочная машина настраивается на заданный режим работы (частота вращения, крутящий момент, время обратного вращения, время перехода к другому отверстию). Осуществляется вальцевание последовательно всех труб с периодической проверкой раздачи и состояния рабочих органов инструмента. В случае необходимости производится замена.

В Западной Европе в последние годы широко применяется автоматизированный центр МА-2500[36] (типа станка с ЧПУ). Этот центр осуществляет программную обработку торцев труб, вальцевание, обварку концов труб. Совмещение осей инструмента и отверстия производится с помощью лазерного устройства. При вальцевании вращение и осевая подача веретена осуществляются разными приводами. У вальцовок оси роликов и веретена практически параллельны. Это обстоятельство означает, что осевая деформация труб здесь должна быть близкой гидрораздаче, а воздействие на стенку таким же, как и при использовании обычного роликового инструмента. Кроме того, выбрав определенную схему вальцевания в глубоком отверстии, можно значительно уменьшить осевую деформацию трубы. В процессе вальцевания труб в глубоких отверстиях производится автоматическое по длине трубы перемещение роликовой вальцовки. Производительность центра типа МА-2500 во много раз выше обычного механического вальцевания, а качество закрепления, определяющее ресурс теплообменного аппарата, выполняется автоматически. Установка МА-2500 позволяет также торцевать концы труб с высокой производительностью, обваривать эти концы.

Фирмой «Powermaster» (Индия) разработана вальцовочная машина, где двигателем является гидромотор объемного действия, приводимый в действие с помощью насосной станции, а веретену через телескопический вал крутящий момент передается с помощью редуктора, связанного с валом гидромотора. Особенность такой машины заключается в том, что здесь можно достаточно четко фиксировать по перепаду давления крутящий момент на выходном вале. На рис. П1.7 приведена схема силового тракта гидравлической вальцовочной машины и гидромотор.



Героторный гидромотор

Рис. П1.7. Упрощенная схема силового тракта гидравлической вальцовочной установки:
 1- гидромотор объемного типа; 2- насос объемного типа; 3- распределитель (золотник);
 4- клапан предохранительный; 5- дроссель регулируемый; 6- бак с маслом

Здесь при переключении золотника 3 в одно из положений жидкость от насоса подается в рабочую магистраль «а».

Это вызывает вращение ротора гидромотора 1, выходной вал которого через редуктор и телескопический вал вращает веретено, или же непосредственно воздействует на веретено. Насос в такой системе вырабатывает больше жидкости, чем это нужно. Поэтому часть жидкости сбрасывается в бак. В качестве гидромотора может применяться героторный, поршневой или другого типа механизм. Существуют и другие конструкции полуавтоматических вальцовочных установок. В конструкции вальцовочной машины «Вернон» вальцевание осуществляется с помощью двух приводов. Один с помощью героторного гидромотора вращает веретено, а другой через гидроцилиндр смещает веретено в осевом направлении. Такая конструктивная особенность позволяет использовать вальцовки с рабочими органами, оси которых параллельны, т.е. также, как и в МА-2500.

Рассмотрим особенности профилигибочного процесса гидрораздачи. Гидравлическая раздача может осуществляться с помощью специальных установок, развивающих давление жидкости до 400 МПа. Так, на МЗ «ЗиО- Подольск» используются установки типа «НУТЕХ», закупленные в Германии у фирмы «Balcke-Durg» или собственные разработки подобного же действия. В них происходит мультипликация (повышение) давления дистилата (дистиллированная вода) до 400 МПа. Под действием такого давления пластически деформируется участок трубы, размещенный между уплотнительными поясками 9 зонда-инструмента устройства (рис. П.1.8). Гидравлическая раздача осуществляется с помощью специального технологического оснащения пистолета (рис. П1.8), основными деталями которого являются шток 1 и поршень 2. Из камеры пистолета 3 через сверления 4 в трубу подается высокое (200- 400 МПа) давление жидкости (обычно дистиллированная вода). Это давление развивается вследствие подвода в корпус 5, камеру 6 масла под давлением около 20-30 МПа. При подготовке пистолета в камеру 3 с помощью системы автоматики через обратный клапан 7 подается жидкость. Во время рабочего хода поршня высокое давление вследствие мультипликации через сверления в зонде 8 попадает в камеру, ограниченную резиновыми

уплотнительными кольцами 9, и вызывает деформацию трубы 10, которая с некоторым контактным давлением прижимается к стенке отверстия доски трубной 11.

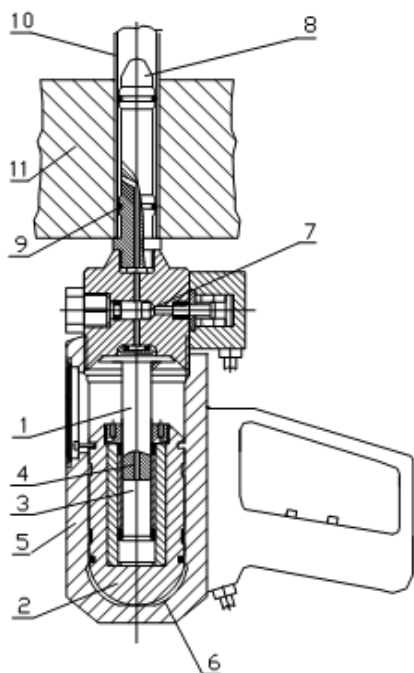


Рис.П1.8 Инструмент (пистолет) конструкции “НУТЕХ” для закрепления теплообменных труб в трубных решетках (коллекторах) методом раздачи жидкостью высокого давления и метод гидрораздачи труб

Из описания видно, что высокое давление развивается только в пистолете, с которым оператор может размещаться в любом месте. Этот инструмент соединен с блоком управления и насосно-клапанным агрегатом посредством электрокабелей и гибких шлангов, по которым под давлением до 30 МПа подводится минеральное масло и дистиллированная вода. Управляющие шланги, кабели объединены в одну связку длиной около 10 м. Глубина гидрораздачи - до 450 мм; производительность - 50 отверстий в час. Такая относительно невысокая производительность обусловлена необходимостью использования роликового вальцевания отдельных участков узла крепления, а также подготовительно-заключительными операциями.

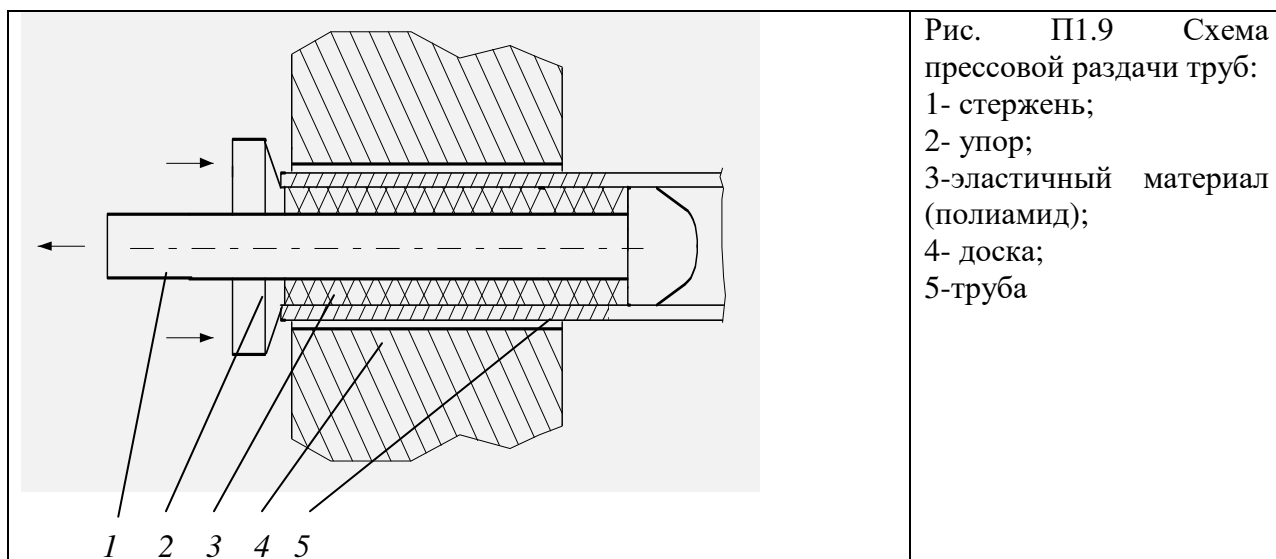
Кроме таких устройств, применяются установки, где высокое давление создается в насосно-клапанном агрегате и по специальному гибкому шлангу подводится к пистолету. В нем может производиться дополнительная мультипликация давления («Hydrex 5000» фирма «Maus» Италия).

Процесс гидрораздачи проходит следующим образом. Для известных труб подбирается комплект зондов (обычно 10-12 штук), диаметр поясков которых отличается на 0,1 мм. Перед началом операции селективно подбираются отверстия для которых подходит тот или иной зонд. Затем на выбранный зонд одеваются уплотнительные резиновые кольца, твердость которых по Шору не должна быть меньше 90 единиц. Данный зонд вставляется в трубу, размещенную в заранее определенном отверстии и в полость между кольцами подводится жидкость. В случае неудачно выбранного зонда или повреждения уплотнительного кольца операция должна быть повторена либо с новым размером зонда, либо с новым уплотнением.

Недостатки метода: необходимость высококачественной обработки отверстий, недостаточная герметичность соединения, значительные затраты физических сил рабочих особенно при наличии «толстых» трубных досок и неровных, хотя и в пределах допуска, внутренних поверхностей труб; необходимость селективной подборки диаметров зондов под внутренние диаметры труб, возможность задиров внутренних поверхностей труб; наличие мертвых зон за уплотнительными кольцами; обрывы зондов; значительное

воздействие на доску или коллектор; потребность в деталях и установках импортного производства. Однако процесс достаточно прост, мала осевая деформация труб.

Подобием гидрораздачи являются прессовая раздача (рис. П1.9).



Здесь на стержень 1 и упор 2 воздействует шток и гильза гидроцилиндра. Под действием сил напряжения в полиамиде достигают предела текучести и между упором 2 и головкой стержня образуется жидкость, воздействующая на трубу 5 и прижимающая ее к стенке отверстия. Из-за сложности получения требуемой длины зоны раздачи и значительной длины инструмента такой метод применяется редко.

Закрепление теплообменных труб производится также при использовании источников импульсного давления (раздача взрывом). Поскольку в этом процессе развиваются высокие напряжения в досках трубных (коллекторах), то раздачу взрывом в последние годы стараются не применять. Поэтому в данной работе такой процесс не рассматривается.

Приложение № П2.

Методика ЦНИИТМАШ исследования остаточных (технологических) напряжений в кольцевых образцах

Схема установки ЦНИИТМАШ для исследования остаточных напряжений в кольцевых образцах показана на рис. П2.1. Электрохимическое травление образцов проводится при постоянной силе тока, равной 3А.

При проведении экспериментов изготавливались трубчатые образцы с последующей отрезкой колец шириной 6мм. При этом проводились замеры изменения диаметра отверстия после вырезки, отрезки и при разрезке образца. Регистрация перемещений флажка может производиться разными способами, в т.ч. лазерным.

По данным измерителя строится график перемещения флажка в реальном времени. После завершения травления полученные данные обрабатываются при помощи разработанной программы.

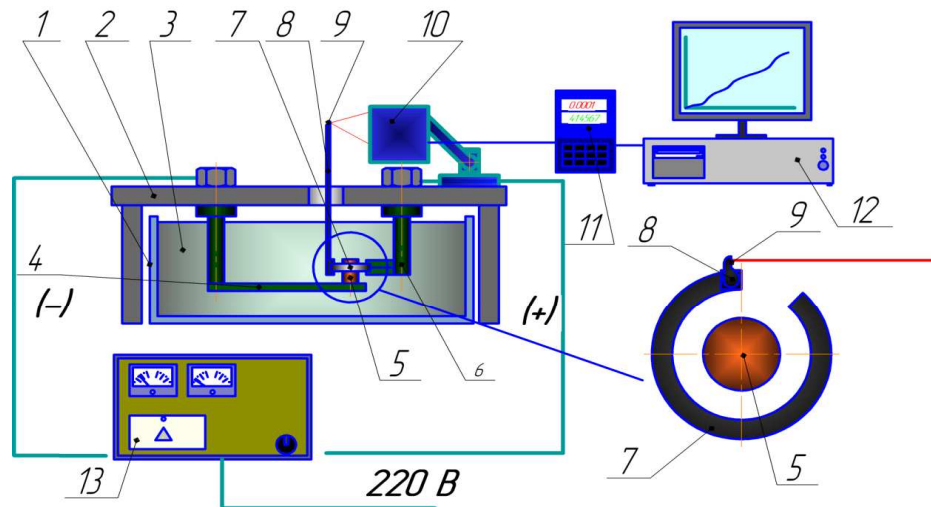


Рис.П2.1 Схема установки для исследования остаточных напряжений в кольцевых образцах по методу академика Н.Н. Давиденкова
 1 – ванна; 2 – крепежная плита; 3 – электролит; 4 – крепление катода; 5 – катод;
 6 – крепление анода; 7 – анод(кольцевой образец); 8 – рычаг; 9– плоский отражающий флажок; 10, 11 – измеритель перемещения; 12- компьютер;
 13 – лабораторный выпрямитель тока.

Производится расчет остаточных напряжений и построение графиков распределения остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя отверстия.

Исходные остаточные напряжения (до разрезки на образцы) обозначаются $-\sigma_r(x)$. После вырезки кольцевого образца они изменяются на величину σ_r^B , а после его разрезки ещё изменяются на величину $\sigma_r^P(x)$. В образце в виде криволинейного бруса, который используется для определения остаточных напряжений $\sigma_r^P(x)$ в поверхностном слое (ПС) путём его постепенного удаления (травления), будет алгебраическая сумма перечисленных выше напряжений, т. е.:

$$\sigma_r^0(x) = \sigma_r(x) + \sigma_r^B + \sigma_r^P(x).$$

Тогда исходные остаточные напряжения будут:

$$\sigma_r(x) = \sigma_r^0(x) - \sigma_r^B - \sigma_r^P(x), \quad (\text{П2.1})$$

где:

$$\sigma_{\tau}^0(x) = \pm(E/3)(\delta-x)(D_p \pm x)^{-2} \{ (\delta-x)df(x)/dx - 2f(x)[2 + (\delta-x)/(D_p \pm x)] + 2 \int_0^x f(\zeta)(D_p \pm \zeta)^{-2} d\zeta \}, \quad (\text{П2.2})$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\tau}^B &= E\Delta D_B/D_0; \\ \sigma_{\tau}^P(x) &= \pm E\Delta D_p(\delta-2x)/D_B^2, \end{aligned} \right\} \quad (\text{П2.3})$$

D_0 – средний диаметр кольца до вырезки из детали;

D_B – средний диаметр кольца после вырезки из детали;

D_p – средний диаметр кольца после разрезки;

$$\left. \begin{aligned} \Delta D_B &= D_B - D_0; \\ \Delta D_p &= D_p - D_B \end{aligned} \right\} \quad (\text{П2.4})$$

или

$\Delta D_p = 0,5(\varphi_0 + \sin\varphi_y) = \Delta l/\pi$; $\Delta l = L_p - l_0$; φ_y – угол сектора который вырезается из кольцевого образца; $\varphi_0 = 2\pi - \varphi_y$; l_0 – расстояние между рисками вырезаемого сектора до разрезки кольца; L_p – расстояние между рисками вырезаемого сектора после разрезки кольца; Δl – разность расстояний между рисками до и после разрезки кольца; δ – исходная толщина кольца (до травления); $f(x)$ – изменение среднего диаметра кольца D_p после удаления слоя x ; (при увеличении D_p $f(x)$ имеет знак (+), при уменьшении – знак (-)); $f(\zeta)$ – функция изменения среднего диаметра кольца D_p по текущей координате ζ ; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала кольца.

Знак (+) в формулах (П2.2) и (П2.3) берется при расчете напряжений в поверхностном слое отверстия, знак (-) при расчете остаточных напряжений в наружном поверхностном слое кольца. При этом значения $\sigma_{\tau}^0(x)$, σ_{τ}^B , $\sigma_{\tau}^P(x)$ рассчитываются с учетом знаков $f(x)$, ΔD_B , ΔD_p , полученных при их определении по формулам (П2.3-П2.4).

Если после вырезки $D_B > D_0$, то равномерно по всему сечению кольца исходные остаточные напряжения $\sigma_{\tau}(x)$ растяжения увеличились, а остаточные напряжения сжатия уменьшились.

Если после вырезки $D_B < D_0$, то равномерно по всему сечению кольца исходные остаточные напряжения $\sigma_{\tau}(x)$ растяжения уменьшились, а остаточные напряжения сжатия увеличились.

После разрезки происходит изгиб образца (криволинейного стержня радиусом $0,5 D_B$) с увеличением или уменьшением среднего диаметра D_B и изменением остаточных напряжений по линейному закону (для кольца тонкостенного).

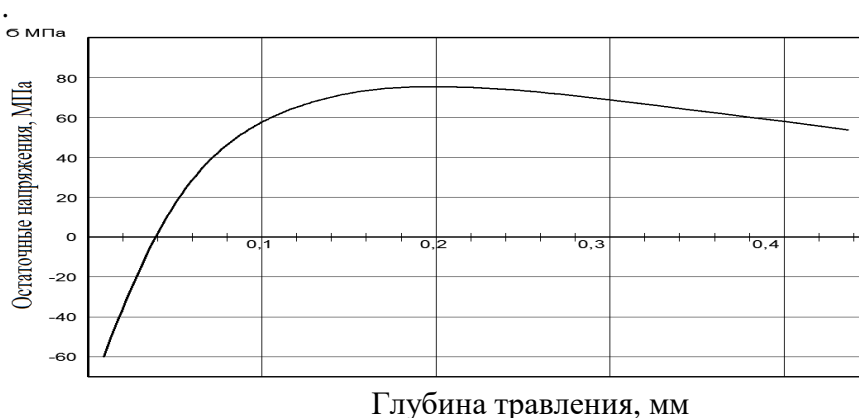


Рис. П2.2– Остаточные напряжения в поверхностном слое наружной поверхности трубы из стали 07Х12НМФБ до вальцевания

Если после разрезки $D_p > D_B (+\Delta D_p)$, то в слое на внешней поверхности кольца остаточные напряжения растяжения уменьшаются, а на внутренней (поверхности отверстия) увеличиваются.

В случае $D_p < D_B (-\Delta D_p)$, в слое на внешней поверхности остаточные напряжения растяжения увеличиваются, а на внутренней – уменьшаются. С остаточными напряжениями сжатия в поверхностном слое происходит противоположный процесс.

.Если после разрезки $D_p > D_B$, то имеем $(+\Delta D_p)$ и остаточные напряжения сжатия на внешней поверхности увеличатся, а на внутренней – уменьшатся. Если $D_p < D_B$, то имеем $(-\Delta D_p)$ и остаточные напряжения сжатия на внешней поверхности уменьшаются, а на внутренней – увеличиваются.

Изложенные выше особенности обязательно необходимо учитывать в виде знаков (+) или (-) в расчетных формулах (П2.1) ... (П2.4).

На основании выполненных исследований и расчетов строятся графики остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя. Пример одного из них приведен на рис.П2-2

Приложение № ПЗ
Методика настройки вальцовочных машин с использованием устройства
ПЗ16-25 и весов типа БРНЦ-10.

1. Введение*

Для настройки вальцовочной машины на заданный режим работы необходимо знать ее механическую характеристику.

Знание механической характеристики вальцовочной машины, т.е. зависимости крутящего момента $M_{кр}$, при котором происходит автоматическая остановка вала привода, от показаний регулирующего механизма D_i , позволяет правильно выбрать режим процесса закрепления теплообменной трубы.

Несмотря на то, что качество соединения трубы с доской трубной (коллектором) во многом зависит от деформации (раздачи) трубы в зоне вальцевания, именно величина крутящего момента определяет контактное напряжение между трубой и стенкой отверстия.

Настоящая методика предназначена для использования в цехах предприятия. Она рассматривает процесс измерения крутящего момента вала привода вальцовочной установки с блоком управления в пределах 0,1- 12 Нм с использованием пружинного динамометра (весов).

2. Размещение оборудования.

В связи с тем, что вальцовочные машины, включающие привод, блок управления, развивающие указанный крутящий момент, легко перемещаются, то оборудование для измерения может быть размещено на каком-либо участке цеха, например, в инструментальной кладовой, где обычно хранится подобный инструмент.

На рис. ПЗ.1 показан пример размещения оборудования.

Необходимо отметить, что устройство ПЗ16-25 должно быть с помощью болтов жестко закреплено. Опорные поверхности устройства и весов могут располагаться на разных уровнях.

Весы должны быть официально поверены.

На гирях или разновесах должны быть указаны их веса или массы.

Полоса коромысла после закрепления тормозной ленты на шкиве должна размещаться внутри вилки корпуса, чтобы в момент возможного реверса не было травмы экспериментатора.

Перед размещением тормозной ленты цилиндрическая поверхность шкива должна быть смазана..

3. Настройка оборудования.

Настройка осуществляется при полностью ослабленной тормозной ленте.

В начальном положении, когда имеется некоторая неуравновешенность, болт коромысла упирается в чашку весов. Обычно эта чашка опускается до упора. Соответственно показывающая стрелка смещается влево (см. рис.ПЗ.1).

На выступающий квадрат вала установки вводится переходник вальцовочной машины

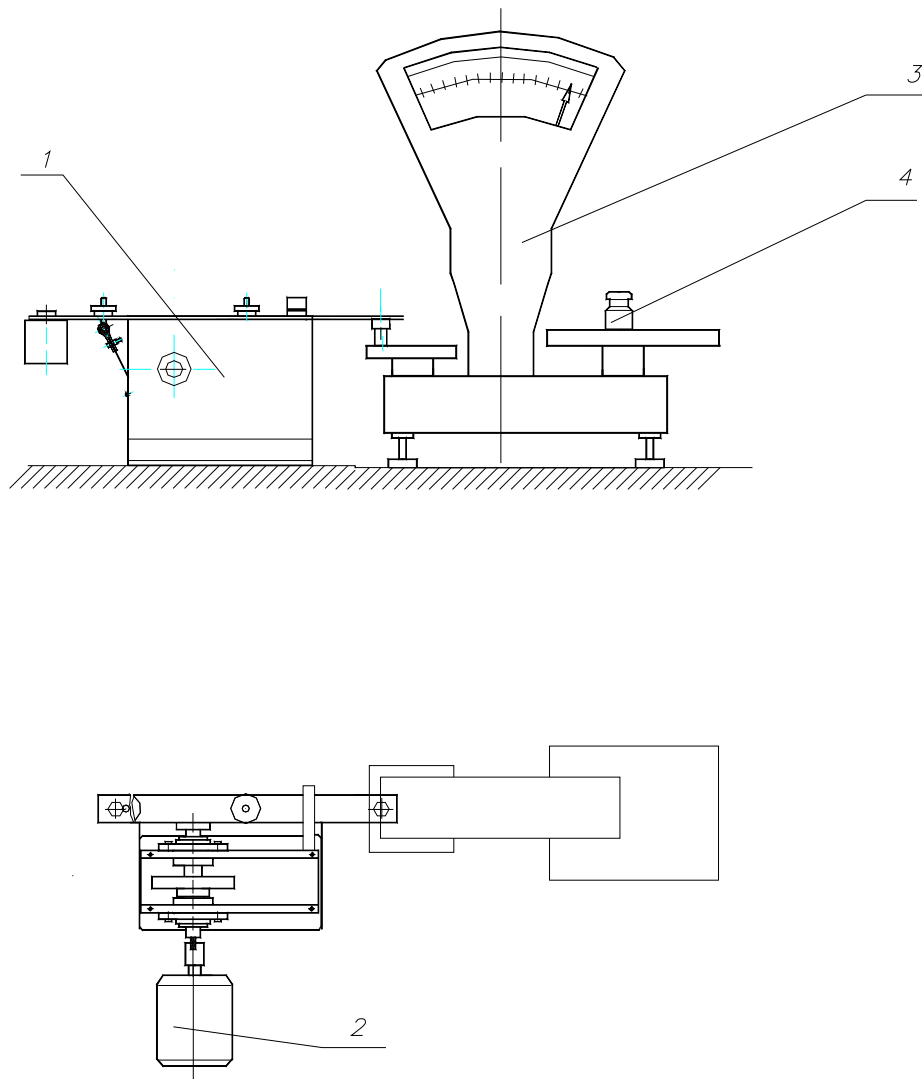


Рис.П3.1 Размещение оборудования для измерения крутящего момента:

1- ПЗ16-25; 2- привод вальцовочной машины; 3- весы; 4-разновесы.

4. Процесс измерения.

4.1. На 1-м этапе измерения на правой чашке размещается гиря весом $P_r=1$ кгс. При этом показывающая стрелка смещается вправо.

Нажатием соответствующей кнопки включается машина.

Во время вращения из-за трения коромысло правым концом давит на чашку весов. Показывающая стрелка смещается влево на Z_1 делений. Это означает, что сила воздействия коромысла равна

$$P_c = P_r + Z_1 * q, \text{ кгс}$$

где q - цена деления.

На 1-м этапе будет $P_c = 1 + Z_1 * q, \text{ кгс}$.

Ступенчато затягивая маховички устройства и тем самым, увеличивая силу трения, получим несколько значений P_c . Для этих значений необходимо зафиксировать данные показывающего прибора вальцовочной машины D_i .

В процессе измерения надо следить, чтобы полоса коромысла не опиралась на щеки ограничивающей вилки устройства.

4.2. Если сила затяжки маховичков такова, что коромысло опирается на нижнюю щеку вилки, то следует увеличить вес гирь на правой чашке, например до $P_r = 2$ кгс.

Далее повторить все операции п.п.4.1.

При этом $P_c = P_r + Z_1 * q$, кгс .

4.3. Последовательно увеличивая вес гирь на правой чашке получить данные во всем диапазоне нагрузок.

Развиваемый крутящий момент будет равен

$$M_{кр} = 0,25P_c \text{ [кгс*м]}$$

или

$$M_{кр} = 2,45 * P_c \text{ [Нм]}.$$

Испытания для каждой экспериментальной точки выполнить 3 раза.

Дата	№ опыта	Показания динамометра серии испытаний			Значения $M_{кр}$ серии испытаний			Данные показывающего прибора	Средний $M_{кр}$, Нм
		1	2	3	1	2	3		

На основании данных таблицы строится график $M_{кр}(D_i)$. Возможные примеры приведены на рис.П3.2, 3.

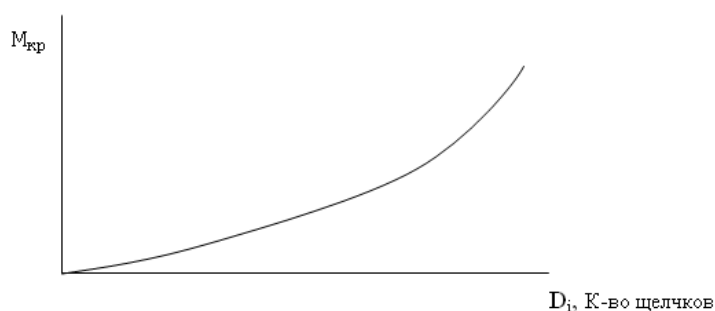


Рис. П3.2. Примерная механическая характеристика пневматической машины

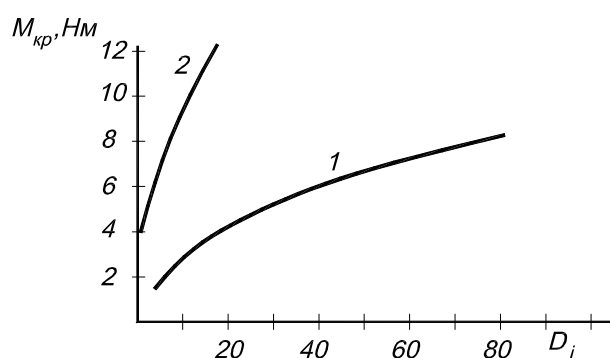


Рис.П3.3 Примерная механическая характеристика электрической машины (D_i - показания блока управления):
1- $U=27$ В, $n=240$ об/мин; 2- $U=42$ В, $n=240$ об/мин.

Первые листы паспорта устройства для настройки вальцовочных машин.



Государственный научный центр РФ
Акционерное общество
«Научно-производственное объединение
«Центральный научно-исследовательский институт
технологии машиностроения (ЦНИИТМАШ)»
АО «НПО «ЦНИИТМАШ»

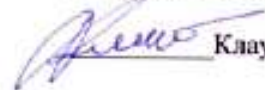
УТВЕРЖДАЮ
Зам. Генерального директора-
Директор ИМиМ


Лебедев А.Г.

УСТРОЙСТВО
для настройки вальцовочных машин

Паспорт
ПЗ16-25.00.000 ПС

Заведующий отделом


Клауч Д.Н.

2016 г.

Серия

№

Подпись и дата

Имя, № дубля

Имя или №

Имя, № года

.Л

СОДЕРЖАНИЕ

1. Введение.....	3
2. Назначение и принцип действия.....	3
3. Технические данные.....	6
4. Состав устройства.....	7
5. Техническое обслуживание и периодичность проверок устройства.....	8
6. Методика выполнения измерений	
6.1. Требования к погрешности измерений.....	10
6.2. Средства измерений, вспомогательные устройства.....	10
6.3. Общая методика измерений.....	10
6.4. Требования безопасности, охрана окружающей среды.....	10
6.5. Требования к квалификации операторов.....	10
6.6. Условия проведения измерений.....	10
6.7. Подготовка к выполнению измерений.....	11

Периодичность	
Страна №	
Подоб. и дата	
Этаж № этажа	
Владелец №	
Подоб. и дата	
Имя № изделия	

ПЗ 16-25.00.000 ПС									
Имя	Лич	Имя	Подпись	Дата	Устройство для настройки вальцовочных машин	Лист	Листа	Листов	
Разраб.		Кондратенко					2	12	
Пров.		Мальшова							
Рух.									
И. востр.		Басов И.В.							
Учт.		Беляков							
						ОАО НПО «ЦНИИТМАШ»			
А (14-1)									

Обоснование применения фрикционного устройства

В большинстве современных вальцовочных установок (машин) имеются приспособления, иллюстрирующие относительную величину развиваемого крутящего момента. Для этого используют специальный дисплей и кулачковую настройку электронного блока управления («MAUS», Италия); настройку ограничительной муфты через поворот шайбы с угловыми делениями (пневматические машины типа ВМ производства С.- Петербургского ГМТУ); резисторный регулятор и показывающий прибор (МЭР-3 и др.). В связи с тем, что механические характеристики электрического и пневматического двигателей являются нелинейными, особенно при нагрузке, близкой к максимальной, и зависящими от внешних условий и собственных особенностей, то для правильной настройки вальцовочных установок необходимо точно знать их характеристики и периодически и регулярно проверять.

Стендовые испытания (проверки) являются важным этапом производственного цикла разработки конструкции, изготовления, и эксплуатации каких-либо устройств, разработки технологии их применения. В связи с тем, что стенд сам имеет некоторые характеристики, то для оценки свойств испытываемого объекта необходимо знание свойств такого стенда.

Испытания приводов обязательно сопровождаются определением энергетических или механических характеристик. Это невозможно сделать без создания на исполнительном органе соответствующего сопротивления.

Поскольку нас интересует устройство вращательного действия, то здесь могут применяться следующие способы торможения:

- 1) электромеханические, например тормоза порошкового типа;
- 2) гидравлические устройства;
- 3) по моменту от груза, размещенного на тросике, перекинутом через вращающийся маховик, насаженный на вал вальцовочной машины;
- 4) динамометрический ключ.

На основе анализа этих способов, был принят новый способ определения механических характеристик вальцовочных машин [55], [59], [61]. Здесь настройка вальцовочной машины основывается на определении механической характеристики машины с помощью стенда (рис.П3.4) в зависимости от данных ее показывающего прибора.

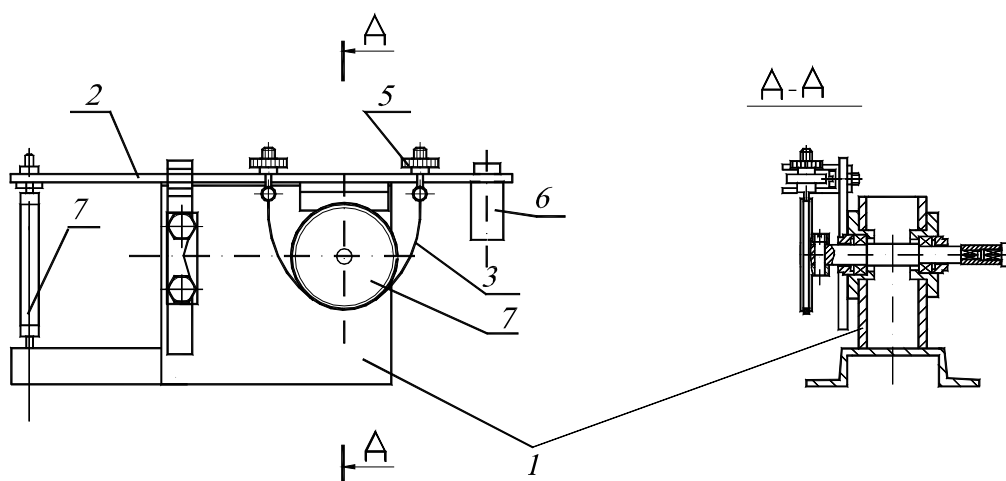


Рис. П.3.4. Стенд для определения механических характеристик вальцовочной установки: 1- корпус; 2- коромысло; 3- тормозная лента; 4- ограничитель перемещения коромысла; 5- маховичок; 6- противовес; 7- измеритель (динамометр)

Осуществляется процесс измерения соединением вала машины посредством переходника с соответствующими квадратными отверстиями с валом устройства для настройки, установленном в подшипниках, размещенных в жестком корпусе 1. На другом конце вала закреплен маховик, имеющий на внешнем диаметре желоб, на котором установлена тормозная лента 3 и колодка, закрепленная на коромысле 2.

Один из концов коромысла связан с измерителем 7, пружинного типа и размещен внутри вилки 4, закрепленный на корпусе устройства и ограничивающий перемещение коромысла при обратном вращении вала машины. В качестве измерителя могут применяться весы пружинного или тензометрического типа. При этом коромысло или измеритель имеют возможность демпфировать возникающие колебания. Измерение осуществляется на вращающемся маховике затягиванием тормозной ленты посредством подвижных резьбовых соединений в коромысле и последующим считыванием показателей с измерителя и показывающего прибора машины (D_i).

На рис.П3.5 приведена рабочая характеристика установки М4V, где D_i – безразмерный параметр показывающего прибора; n_{xx} – частота вращения в режиме холостого хода. Этот стенд используется для настройки вальцовочных машин в ПАО «ЗиО-Подольск», Вологодском филиале «АЭМ-технологии» Атоммаш.

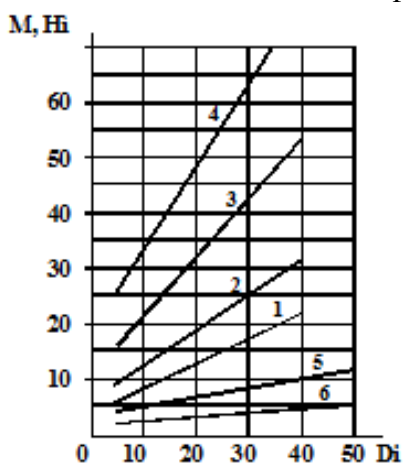


Рис. П3.5. Рабочая характеристика М4V:

- 1- $U = 42 \text{ В}; n_{xx} = 750 \text{ об/мин};$
- 2- $U = 42 \text{ В}; n_{xx} = 500 \text{ об/мин};$
- 3- $U = 42 \text{ В}; n_{xx} = 280 \text{ об/мин};$
- 4- $U = 42 \text{ В}; n_{xx} = 180 \text{ об/мин};$
- 5- $U = 26 \text{ В}; n_{xx} = 500 \text{ об/мин};$
- 6- $U = 26 \text{ В}; n_{xx} = 750 \text{ об/мин};$

Приведем обоснование применения фрикционного способа измерений.

В процессе определения характеристик вальцовочной машины в качестве измерителя использовались весы пружинного типа и стандартные меры массы для компенсации усилия, превышающего величину допускаемую весами. При измерении один конец коромысла опирается на тарелку весов. Во время затягивания маховичков 5 тормозная лента 3 и башмак на коромысле 2 сжимают вращающийся шкив, через вал соединенный с приводом (электрическим двигателем, пневмодвигателем).

Во время вращения диск трется о тормозную ленту и башмак. Поскольку один конец коромысла опирается на весы, то оно вращаться не может и передает весам усилие $P = M_{кр} / L$, где L – плечо; $M_{кр}$ – крутящий момент.

Величина крутящего момента здесь определяется только силами трения. Мощность, вырабатываемая двигателем машины $N_d = M_d \pi n / 30$, где M_d – крутящий момент на валу двигателя; n – частота вращения вала в об/мин.

Эта мощность расходуется на трение по шкиву и в подшипниках. Поскольку потери в подшипниках качения незначительны, то практически вся мощность, развиваемая двигателем, расходуется на трение. Поэтому крутящий момент на коромысле практически равен крутящему моменту на двигателе. Очевидно, что величина коэффициентов трения здесь не имеет какого-либо значения.

Погрешность метода зависит от точности считывания показателей измерителя. При измерении статических величин точность не хуже $\pm 3\%$.

Особенность изложенного метода заключается в том, что здесь нельзя использовать рычажные весы. Между измерителем и приводом должна существовать упругая обратная связь. Эту особенность поясним следующими рассуждениями.

Если для измерения используется подпружиненный механизм, то пренебрегая влиянием распределенных свойств, гистерезисными явлениями в пружине, уравнение движения можно записать в линейном виде [9], [10], [30],

$$v_2(t)(1 + h v_{np0} p + m v_{np0}^2 p^2) = v_1(t) - F(t) v_{np0} p, \quad (\text{П3.1})$$

где $p \equiv d/dt$; v_2 , v_1 - скорости движения ведомого и ведущего концов; v_{np0} - коэффициент упругости; m - масса тела; h - коэффициент трения, пропорциональный скорости движения; F - внешняя сила.

Это операторное уравнение заменим системой

$$v_1(t) = v_2(t) + v_{np0} f p \sigma_y(t); \quad \sigma_y(t) f = F(t) + h v_2(t) + m p v_2(t). \quad (\text{П3.2})$$

Первое уравнение, иллюстрирует закон сохранения количества движения, полученного системой тело-пружина от толкателя. Второе уравнение - второй закон Ньютона. Передача движения может быть представлена структурной схемой рис. П3.6, полученной на основе уравнения (П3.2).

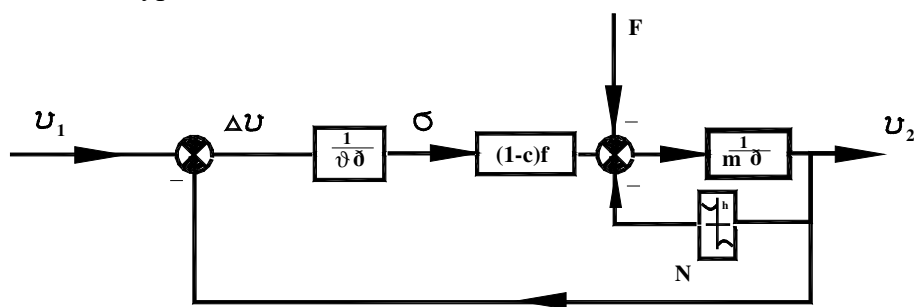


Рис. П3.6. Структурная схема подпружиненного механизма

Пусть в начальный момент времени $v_1(t) = v_2(t) = 0$. Из схемы на рис. П3.6 и системы уравнений (П3.2) следует, что при возрастании нагрузки F изменяется скорость перемещения v_2 на выходе механизма и скорость изменения напряжения $\sigma_y(t) = \sigma$ в пружине. Через некоторое время, зависящее от постоянной времени механизма, напряжение в пружине достигнет такого значения, когда силы сопротивления уравновесят внешнюю силу F . В это мгновение движение прекратится, а длина пружины несколько сократится. Если же обратная связь, т.е. передача сигнала v_2 на первый сумматор структурной схемы, окажется разорванной, то первое же приращение силы вызовет потерю устойчивости системы. Такая особенность характерна при использовании рычажных весов, где для уравновешивания груза на другой тарелке подбирается соответствующий противовес. Применение в рассматриваемой системе измерения рычажных весов не позволит производить требуемую работу.

Рассматриваемый стенд (устройство) состоит из привода, характеристика которого подлежит изучению, вала с соединительной муфтой, подшипников, шкива (диска), измерительного устройства, коромысла с башмаком и фрикционной лентой. Приводом может быть электрический, пневматический или гидравлический двигатели. Каждый из них имеет свои особенности, которые будут рассмотрены ниже.

Стенды фрикционного действия, с помощью которых исследуются механические характеристики приводов вращательного действия используются во многих отраслях: турбиностроении; двигателестроении и т.п. Это наиболее надежный метод исследования, дающий прямой результат без каких-либо других пересчетов. Вместе с этим здесь, как и в

любом процессе передачи движения, имеются узкие, недостаточно исследованные моменты. В первую очередь отмеченное касается выбора фрикционных материалов и обеспечения устойчивости работы во всем диапазоне измерения. Точность измерения здесь определяется точностью показывающих приборов.

В отличие от рекомендуемого ГОСТ Р 55601-2013 динамометрического ключа для проверки вальцовочной машины крутящий момент здесь определяется в динамическом режиме и не зависит от свойств контрольных труб и трения в состоянии покоя.. Более подробно достоинство такого метода изложены в книге [55].

Описанный способ измерения удобен, компактен и много лет применяется на ПАО «ЗиО-Подольск» для контроля в производственных цехах настройки вальцовочных машин. В настоящее время он используется также в ОАО «Атоммаш» и на ОАО «ТКЗ».

Приложение № П 4 Методы и методики экспериментальных исследований

Стендовые исследования динамики роликового вальцевания.

В НПО «ЦНИИТМАШ» совместно с ОАО «ЗиО-Подольск» по техническому заданию, разработанному диссертантом, был при участии диссертанта разработан и изготовлен специальный стенд [139], который позволяет производить вальцевание в широком диапазоне частот вращения и крутящих моментов. При этом осуществляется осциллографическая запись величин крутящего момента, частот вращения веретена, корпуса, осевого перемещения веретена. Принципиальная схема стенда показана на рис. П.4.1, узел крепления труб – на рис. П.4.2, общий вид в приложении № П5 (рис. П5.4) Осциллограмма процесса приведена на рис. П.4.3.

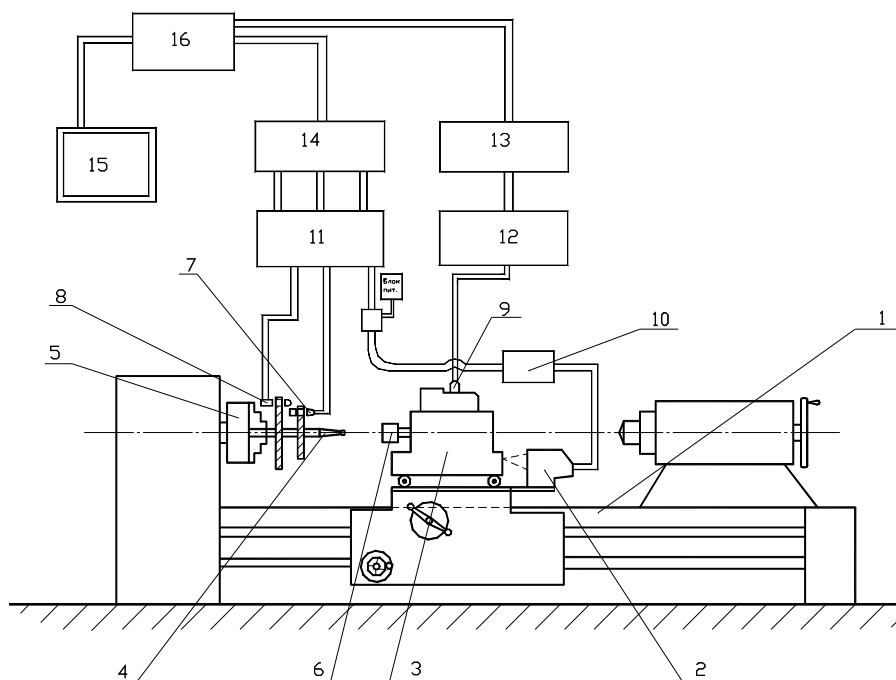


Рис. П.4.1. Принципиальная схема стационарного стенда для исследования динамики вальцевания:

- 1- токарный станок; 2- лазерный измеритель подачи; 3- узел крепления труб;
- 4- вальцовка; 5- патрон токарного станка; 6- муфта крепления трубы и втулки;
- 7- датчик оборотов веретена; 8- датчик оборотов обоймы; 9- узел измерения крутящего момента; 10- усилитель лазерного сигнала; 11- обработка аналоговых сигналов AS Cross LTR 11; 12- обработка сигналов тензодатчика AC Gross LTR 212; 13- усилитель тензосигналов LTR-213; 14- усилитель аналоговых сигналов LTR 11; 15- монитор;
- 16- компьютер IBM

Стенд создан на базе токарного станка 16К20 и оснащен датчиками и электронной аппаратурой для замеров указанных параметров процесса. Квадрат веретена вальцовки вместе с датчиками оборотов закрепляется в патроне станка. Затем узел крепления трубы и втулки вместе с этими деталями, размещенный на суппорте, подводится таким образом, чтобы корпус вальцовки с роликами вошел в трубу на заданную глубину. Стенд имеет следующие характеристики:

- частота вращения веретена, об/мин,..... $n = 12 - 1000$;
- крутящий момент, Нм,..... $M_{кр} = 2 - 200$;
- погрешность измерения крутящего момента, %..... $\Delta = 2 - 3$;

- допускаемые габариты образца $d \times l$, мм,25x200;
- погрешность измерения осевого перемещения, мм,0,5;
- погрешность измерения частоты вращения корпуса вальцовки %,5;
- чувствительность при измерении крутящего момента, Нм,0,5;
- габариты станда, мм3000x3000x1500;
- пределы перемещения веретена, мм0- 150.

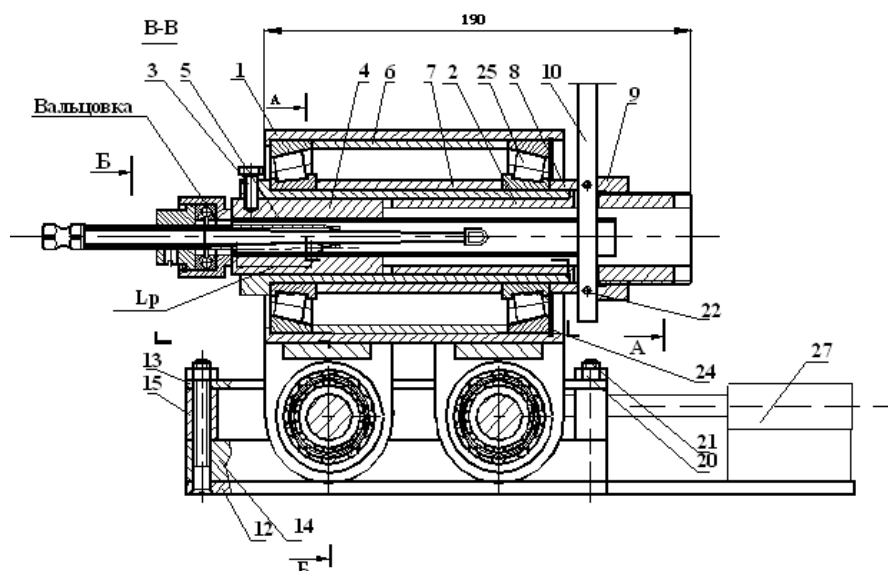


Рис. П.4.2. Узел крепления труб и втулки: 1-корпус; 2, 7-9- детали ротора; 3- испытываемая труба; 4- втулка; 10- рычаг; 12-15, 20,21- детали салазок; 22-24- крепеж; 25- подшипники; 27- датчик измерения осевого перемещения

Работа его осуществляется следующим образом. Включается электродвигатель и вращающееся веретено натягивает на себя трубу с узлом крепления трубы и втулки (ложемента). При этом труба и ложемент упираются в торец обоймы вальцовки. Реактивный крутящий момент воспринимается динамометром, а частоты вращения- датчиками оборотов. Осевое перемещение через смещение каретки измеряется с помощью лазерного дальномера. Ограничение крутящего момента осуществляется с помощью предохранительной муфты.

Перед и после вальцевания микрометром или штангенциркулем измеряются геометрические параметры образцов. Кроме того, фиксируются геометрические параметры вальцовки: максимальные диаметры роликов и веретена; конусность веретена; угол перекрещивания осей роликов и веретена. Экспериментальные исследования, проведенные на этом станде, впервые позволили зарегистрировать динамические процессы, возникающие во время роликового вальцевания.

$A, \text{мм}$ $n_o, \text{об}$
 $n_p, \text{об}$ $M_{кр}, 10^{-1} \cdot \text{Нм}$

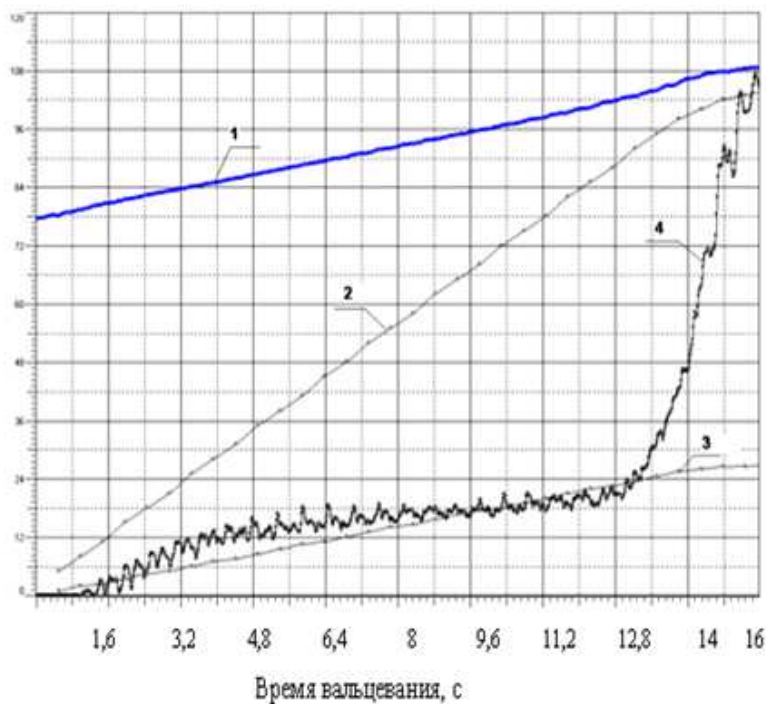


Рис. П.4.3.
 Оциллограмма процесса вальцевания трубы $\varnothing 16 \times 1,4$ из стали 08X14МФ при частоте вращения веретена $n = 400$ об/мин.:
 1 – перемещение веретена относительно вальцуемой заготовки за время развальцовки A , мм;
 2 – количество оборотов веретена (n_p) за время развальцовки, об;
 3 – количество оборотов корпуса (n_o) за время развальцовки, об;
 4 – крутящий момент при развальцовке ($M_{кр}$), дНм

Ниже приводятся методики проведения экспериментальных исследований процесса роликового вальцевания и оценки деформационного упрочнения.

Методики проведения экспериментальных исследований процесса роликового вальцевания.

1. Перед вальцеванием проводятся замеры следующих параметров:
 - длина отрезка трубы ; - наружный диаметр трубы; - внутренний диаметр трубы; - внутренний диаметр втулки; - твердость материала трубы.

2. По сертификатам, а также выборочно проверяется материал труб (использовались: стали 08X18Н10Т, 08X14МФ, 10X2М, 07X12НМФБ и др.).

По сертификатам, а также выборочно проверяется материал втулок (ложементов) (использовались стали: 10ГН2МФА, 22К, 09Г2СА, 10X2М и др..).

3. Перед вальцеванием на специальных образцах в соответствии с ГОСТ 1497-84 определялись исходные свойства труб и ложементов.

4. После размещения в роторе приспособления каждой пары (втулка- отрезок трубы) в трубу вводится вальцовка, хвостовик которой закрепляется в шпинделе станка.

При вальцевании использовался инструмент, изготовленный на ОАО «ЗиО-Подольск» для выполнения производственных технологических операций, а именно ИН-7167/8, СР-13, НТНЦ-266, ИНН-6005/Д, ИН6679/В, ИН-7648/Б. Геометрические параметры этого инструмента проверялись непосредственным измерением.

5. В процессе вальцевания фиксировались:
 - обороты веретена; - обороты корпуса с роликами; - крутящий момент, развиваемый на веретене; - перемещение рабочего инструмента.

6. После вальцевания выполнялись следующие операции:
 - внешний осмотр образцов (отслоение, шелушение, микротрещины и др.) при необходимости применялось ЦД (цветная дефектоскопия) и МПД (магнитнопорошковая дефектоскопия); - определялось удлинение трубы;

- определялось изменение диаметра трубы;
- измерялась шероховатость поверхности в зоне вальцевания трубы;
- измерялась твердость материала вальцованного участка трубы;
- на ряде образцов производилось определение усилия выпрессовки;
- на ряде образцов определялись остаточные напряжения по методике, описанной ниже;
- на ряде образцов определялась зона перехода между трубой и стенкой отверстия (радиальный зазор);
- на многотрубных моделях проверялась герметичность соединения.

Деформационное упрочнение оценивалось путем измерения микротвердости на приборе ПМТ-3. Для измерения деформационного упрочнения в ряде исследований изготавливался образец с косым шлифом под углом $1,5^\circ - 2^\circ$ к образующей отверстия, что позволяет увеличить длину участка измерения, соответствующего глубине наклепанного слоя в среднем в 20 раз. Подготовка шлифов производится по специальной методике, практически исключая завалы на краях шлифов, дополнительные пластические деформации и другие заметные искажения состояния поверхностного слоя.



Рис. П4.4 Прибор ПМТ-3

Степень наклепа рассчитывается по формуле:

$$U_n = (HV - HV_0) / HV_0, \%$$

где HV , HV_0 – микротвердость наклепанного и основного металла.

Микротвердость измерялась при нагрузке 5, 20, 100 г.

Твердость определялась также стандартным методом в соответствии с ГОСТ 9012-59 (по Бринеллю) и ГОСТ 2999-75 (по Виккерсу).

Исследование и фотографирование микроструктуры выполнялось на микроскопе «Axiovert 40 MAT» (Германия), оснащенный телеанализатором ProgRes C3. Микроструктуры выявлены с помощью 10% р-ра хромового ангидрида при 8В, 60 секунд.

Исследование качественных характеристик узла крепления

Качество закрепления труб после роликового вальцевания оценивалось по следующим параметрам:

1) по герметичности; 2) по размерам зоны перехода между трубой и стенкой отверстия (часто этот параметр называют радиальным зазором); 3) по прочности или усилию сдвига трубы.

Для определения *радиальных зазоров* модель с выполненными узлами крепления в соответствие с поставленными задачами разрезалась.

Осмотр осуществлялся под микроскопом (рис.П4.5). По подобной схеме осуществлялась подготовка сегментов для изучения структуры металлов.

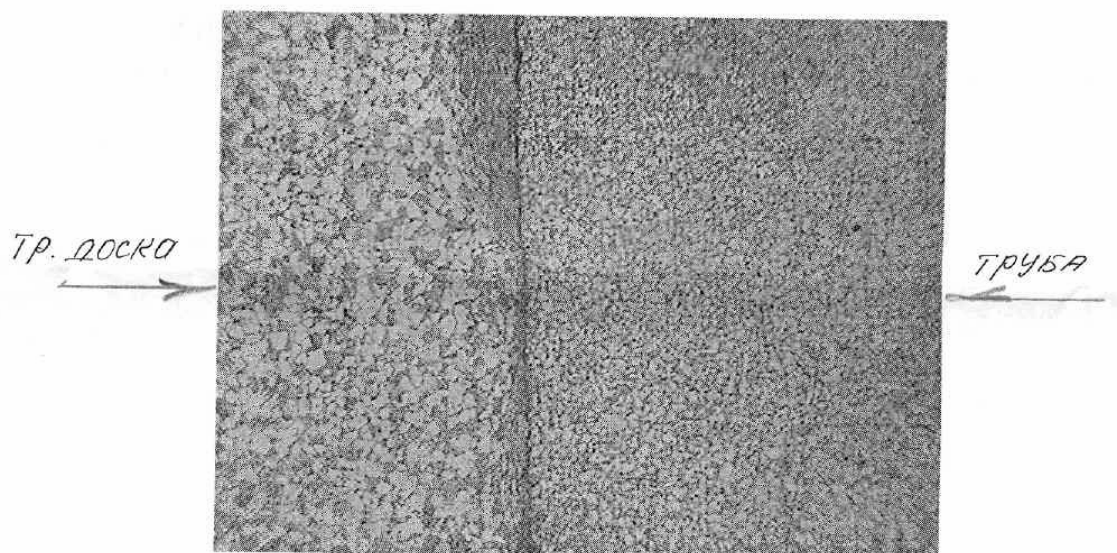


Рис. П4.5 Структуры металлов и зона перехода между трубой и доской

Проверка герметичности

В ответственных изделиях при исследовании образцов герметичность проверяется разными способами: а) пузырьковым методом; б) с помощью гелия (ПНАЭГ- 7- 019- 89.) (см. рис.П5.6, П5.9- П5.11). Оба вида проверки могут проводиться до и после термоциклических испытаний, когда температура длительное время изменяется по графику, зависящему от требований, предъявляемых к конструкции теплообменного устройства.

Существуют и другие способы проверки герметичности изделий.

Усилие сдвига определялось с помощью динамометра ДСН-5.



Рис. П4.6. Динамометр для измерения усилия сдвига трубы.

Ручной способ измерения заключается в следующем (рис.П4.7).

Особенности роликового вальцевания во многом зависят от скорости вращения веретена. Если для прижатия трубы при разных скоростях требуется примерно один и тот же крутящий момент, то на работоспособность вальцовки, а также на реакцию материала трубы на пластическую деформацию большое влияние оказывает подводимая в зону деформации мощность, во многом обусловленная скоростью вращения.

Вращение здесь осуществляется с перерывами на определение силы растяжения, величины перемещения. Одна из экспериментальных зависимостей при ручном вальцевании приведена на рис.2.13. Точность измерения по моменту составляет $\Delta = \Delta F / F_n \approx (0,2/6)100\% = 3,33\%$.

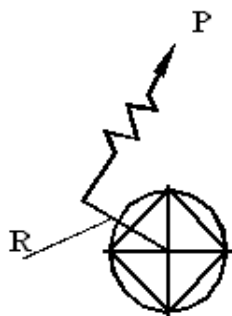


Рис. П4.7. Схема создания крутящего момента при ручном вальцевании

Исследование колебаний в гидроприводе

Поскольку вращать веретено может гидромотор, то возникает необходимость изучения процесса вальцевания при использовании гидропривода. Очевидно, что речь может быть только об объемном или дроссельном гидроприводе [89], [157], устройствах способных создавать высокие контактные нагрузки в своих рабочих органах.

На рис. П4.8 показана схема измерения параметров вращения выходного вала аксиально-поршневого гидромотора, на рис. П4.9 – конструктивные особенности аксиально-поршневого гидромотора, а на рис. П4.10 – принципиальная схема стенда для исследования работы гидропривода.

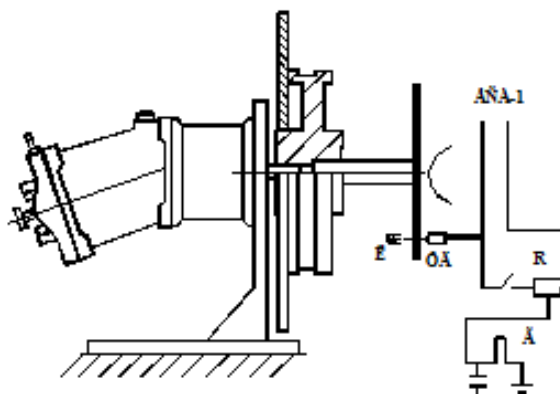


Рис. П4.8 Схема измерения параметров вращения вала гидромотора

Как следует из рис.П4.8, на выходном вал гидромотора, здесь показан отечественный аксиально-поршневой гидромотор ПМ № 1,5, насажен инерционный диск со шкивом для создания фрикционной нагрузки. В диске выполнены отверстия, через которые по мере вращения вала свет от лампочки попадает на фотодатчик ФД. Сигнал от него идет в регистрирующее устройство. Таким образом, можно определять как среднюю частоту вращения, так и частоту вращения в зависимости от угла поворота вала гидромотора.

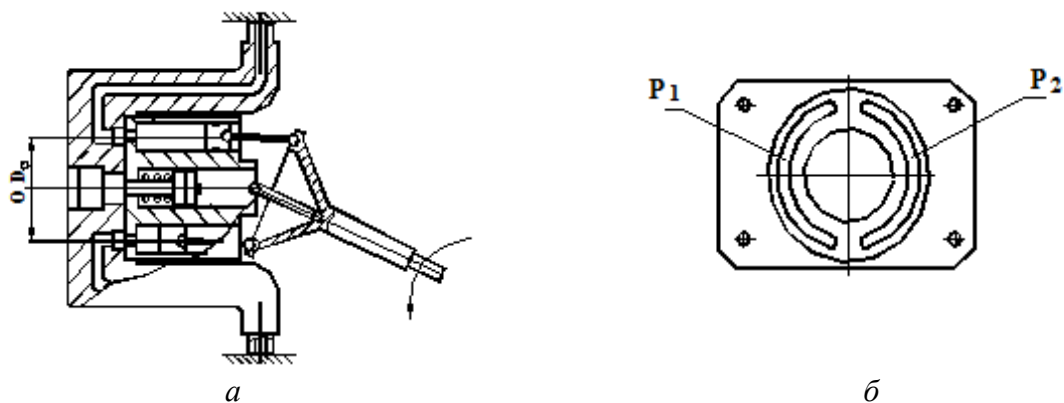


Рис.П4.9 Конструктивная схема аксиально-поршневого насоса:
 а) продольный разрез; б) распределитель жидкости.

Для исследования динамических процессов в стенде (рис. П4.10) установлены тензометрические датчики давления 13 в напорной и отдающей магистралях. Кроме того, (на схеме не показано) в процессе ряда экспериментов выходной вал соединялся с тахогенератором, регистрирующим колебания частоты вращения вала. Статическая нагрузка на вал создавалась фрикционным способом через затягивание гаек на коромысле (см. рис.П3.4).

В начале исследований определялись частоты вращения входного вала насоса и выходного вала гидромотора, потом объемно-метрическим способом были найдены объемные постоянные гидромотора (w) и насоса (w_1). Затем была определена кинематическая характеристика механизма управления и его частотные свойства [59], [71], [72].

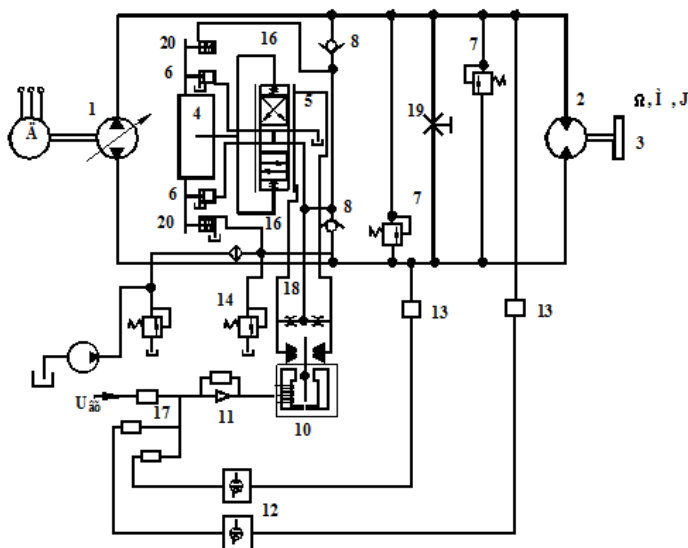


Рис.П4.10. Принципиальная схема стенда для исследования работы объемного гидропривода[67]: 1- насос; 2- гидромотор; 3- нагрузка; 4...20- элементы системы управления насосом; 13- датчики давления в гидравлических магистралях.

Приложение № П5.

Технология проведения экспериментальных исследований.

1. Закрепление труб проводилось в многотрубных (рис.П5.1) и однострубных (рис.П5.2) образцах

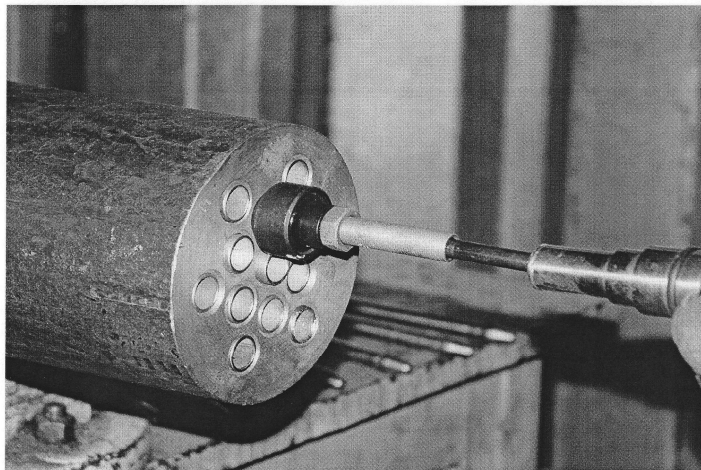


Рис. П5.1 Механическое (роlikовое) вальцевание труб $\varnothing 16 \times 1,5$ приводом МР-1 в многотрубной модели.

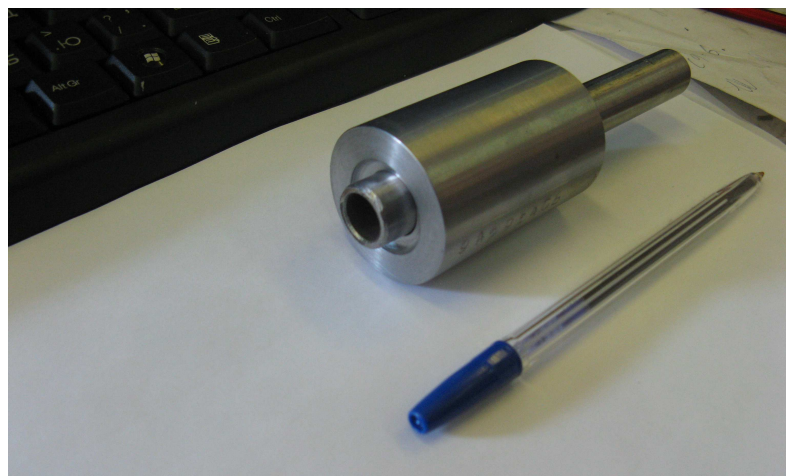


Рис. П5.2 Однострубная модель.

В качестве инструмента использовались вальцовки изготовления ПАО «ЗиО-Подольск» и ГМТУ г. С.- Петербург. Зонды для гидрораздачи были производства ПАО «ЗиО-Подольск» (рис. П5.3)

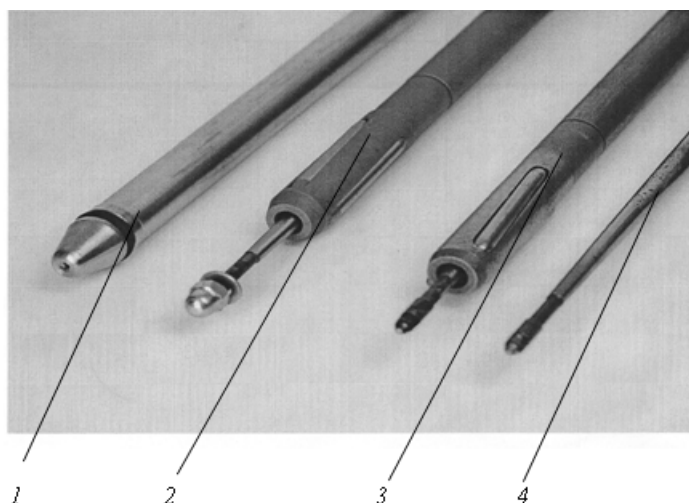


Рис. П5.3. Инструменты, используемые для пластической деформации труб при закреплении в досках трубных (коллекторах):

- 1- зонд с уплотнительными кольцами для гидрораздачи (кольца импортного производства, зонд- ЗиО-Подольск);
- 2- вальцовка производства ГМТУ г. С.- Петербург;
- 3- вальцовка производства ПАО «ЗиО-Подольск»;
- 4- веретено.

Закрепление труб роликовым вальцеванием осуществлялось с помощью вальцовочных машин МР-1, М4-V («Maus» Италия), МЭР-3 («Техремэкс» Волгоград), показанных в приложении №П1, станда, показанного рис. П5.4 (см. также рис. П4.1) Гидрораздача осуществлялась с помощью установки «НУТЕХ» (Balcke-Durr, Германия) (см. рис.П5.5)



Рис.П5.4 – Стенд для исследования операций механической развальцовки



Рис.П5.5. Установка для гидравлической раздачи труб.

2. Заводские экспериментальные исследования проводились на основании утвержденных программ исследований или отработки режимов закрепления и оформлялись специальными отчетами, которые утверждались в соответствии с принятым порядком. В отчетах указывались результаты, подписанные ответственными лицами, в том числе сотрудниками ОТК и ЦЛИМ.

После выполнения операций закрепления труб осуществлялась проверка на герметичность. Модели подвергались воздействию давлением воздуха до 0,7 МПа в межтрубное пространство, с проверкой пузырьковым методом и применением этилового спирта или технической воды в качестве пробной жидкости, гидроиспытаниям расчетным давлением. Один из методов, разработанный инж. Майорским Б.Ш., показан на рис. П5.6 Он позволяет проверить плотность соединения как при испытаниях воздухом (для давлений до 0,5 МПа), так при гидроиспытаниях (для давлений до 10 МПа).

Разумеется, должны соблюдаться требуемые меры техники безопасности. Здесь исследуемый узел крепления труб размещается в основной доске 3. После этого целесообразней всего закрепление труб во вспомогательной доске 4, которая может изготавливаться из другого материала, нежели основная доска, производить с помощью сварки угловым швом. Тем самым устраняются осевые напряжения в трубе и заделке, возникающие из-за продольной деформации труб во время вальцевания.

Если испытания проводятся воздухом, то модель может располагаться на опоре, как это показано на рис. П5.6.

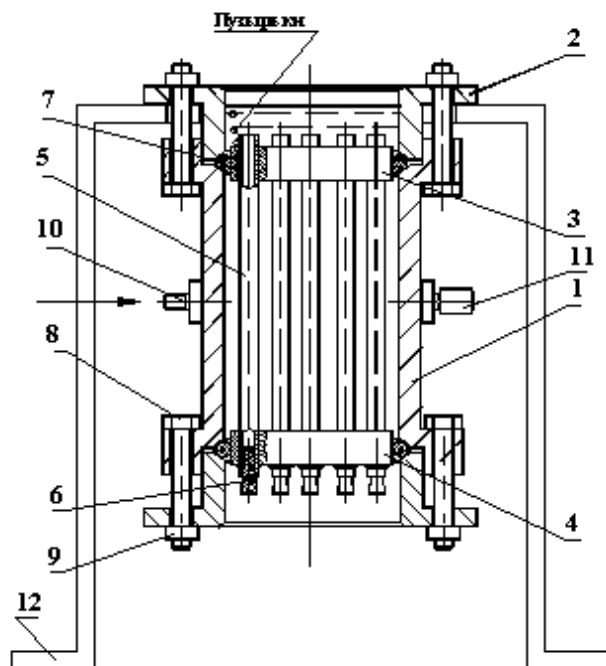


Рис.П5.6.
Проверка герметичности по способу Майорского Б.Ш.:

- 1-корпус модели; 2- крышка;
- 3- доска трубная основная;
- 4- доска трубная вспомогательная; 5- трубы; 6- пробка резиновая коническая; 7- кольцо уплотнительное; 8- болт; 9- гайка; 10- штуцер; 11- заглушка; 12- опора.

Тогда заглушка 11 должна быть затянута до упора. После этого в трубы устанавливаются резиновые пробки 6, а на зеркало основной доски наливается либо вода, либо спирт (этиловый). Создается необходимое давление и модель выдерживается требуемое время. При некачественном закреплении из зоны дефекта выделяются газовые пузырьки. В такой модели хорошо видны дефектные зоны.

В случае гидроиспытаний модель должна располагаться горизонтально, а заглушку 11 необходимо снять. Процесс заполнения жидкостью завершается, когда из штуцера начнется течь. После этого заглушка затягивается, а модель размещается на столе опоры. Давление жидкости может создаваться разными устройствами, например поршневым насосом с ручным приводом и соответствующим манометром в напорной магистрали. После закачивания необходимого количества жидкости модель выдерживается под заданным давлением требуемое время, а затем производится осмотр узлов крепления. Появление капли свидетельствует о наличии дефекта.

На рис. П5.7 , П5.8 для примера приведены некоторые результаты испытаний на герметичность 19-ти трубных моделей для регенератора РВП-3600 и 37- трубной модели в рамках официального отчета «по отработке технологии и возможности ее применения для закрепления труб Φ 25x1 из стали 15ХМ в трубных решетках из сталей 12ХМ и 22КШ методом прессовой раздачи упругой втулкой многоразового использования взамен механической вальцовки.» и подготовке «Технологии закрепления теплообменных труб Φ 16x1 в подогревателе низкого давления». При прессовой раздаче

Здесь видно, что при прессовой раздаче (см. рис.П1.9) полиуретановой втулкой, доведенной сжатием до состояния жидкости, когда развиваемое гидростатическое давление пластически деформирует трубу не изменяя конфигурации отверстия, во всех соединениях имеются зазоры. При однократном роликовом вальцевании (механической вальцовке) по крайней мере в одном из 19 узлов крепления имеется микротечь, которую удается ликвидировать повторным вальцеванием.

Результаты проверки 12.07.97 герметичности 19-трубной модели РВП-3600 (трубы ф25х1, сталь 15ХМ

NN	Технология закрепления	К-во неплотных соединений при проверке воздухом P=0,5 МПа на воду, шт/%	Контроль плотности при гидропрессовке, МПа													
			0,1	0,2	0,5	1	2	4	6	2	5	7	9	10		
			Количество неплотных соединений													
1	Прессовая раздача P*=6МПа+ 8МПа	38 100		25	38											
1	Механическое вальцевание Δ=0,55- 1,0мм	2 микротечи	0	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1			
2	Довальцовка ΔM _{кр} = +20%	0														

Вед. инж.-технолог

Нач. НТЦПТ

Кондратенко Л.А.

Терехов В.М.

Рис. П5.7 Таблица испытаний на герметичность узлов крепления с трубами Ø25х1.
Результаты проверки 18.08.12 герметичности 37- трубной модели ПНД
д.о. 999.8340, 999.8341 (трубы ф 16х1, ст. 08Х18Н10Т)

NN	Технология закрепления	К-во неплотных соединений при проверке воздухом P=0,5 МПа на воду	Контроль плотности при Гидропрессовке, МПа		
			0,5	5	10
1	Механическое вальцевание Δ=0,5- 0,9 мм	2	0	1	1
2	Довальцовка ΔM _{кр} =+20%	0	0	0	0

Вед. инж. - технолог

Нач. НТЦПТ-
зам.гл. технолога

Кондратенко Л.А.

Терехов В.М.

Рис. П5.8 Таблица испытаний на герметичность узлов крепления с трубами Ø16х1

При однократном вальцевании труб Ø16х1, когда раздача удовлетворяла нормативным документам, в одном узле наблюдалась одна микротечь при пневмоиспытании давлением 0,5 МПа и имелась неплотность при гидроиспытаниях. Для досок с количеством отверстий в несколько тысяч образование капли в образце, содержащем 37 отверстий, недопустимо. Повторная завальцовка устранила дефект.

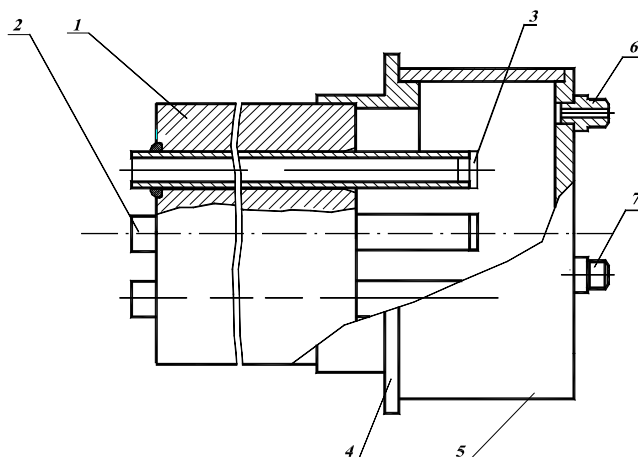


Рис. П5.9 Проверка узлов крепления труб на герметичность:
 1- образец;
 2- отрезки труб;
 3- заглушка;
 4, 5, 6- камера;
 7- штуцер для подвода жидкости;

В ряде случаев использовались модели, пример которых приведен на рис. П5.9, а внешний вид - на рис. П5.10.

После первых испытаний на герметичность в зависимости от программы модель помещалась в термокамеру, где в соответствии с программой производилось циклическое термонагружение. После этого опять осуществлялась проверка на герметичность.



Рис.П5.10. Внешний вид модели ПВД-К: 1- модель; 2- камера; 3,4- штуцеры.

Некоторые изделия проверялись на герметичность с помощью гелия (см. рис.П8.11).

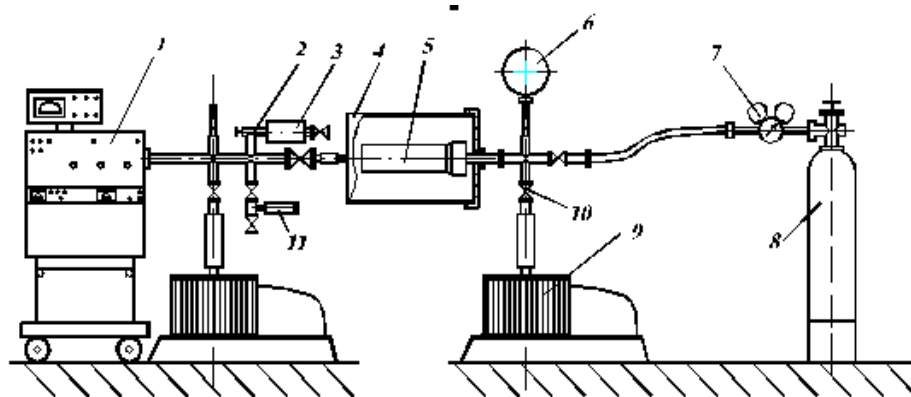


Рис. П5.11. Схема установки для контроля герметичности способом вакуумной камеры: 1- гелиевый течеискатель; 2- натекатель; 3- баллон с аргоном; 4- камера; 5- изделие; 6- мановакуумметр; 7- редуктор; 8- баллон с гелием; 9- вакуумный насос; 11 – калиброванная течь

Затем удалялись вспомогательные детали и через приваренные к трубам заглушки производилось на прессе ЦЛИМ выдавливание некоторых, заранее отмеченных труб. Тем самым определялось усилие сдвига. После таких операций образцы разрезались по специальным заранее определенным схемам.

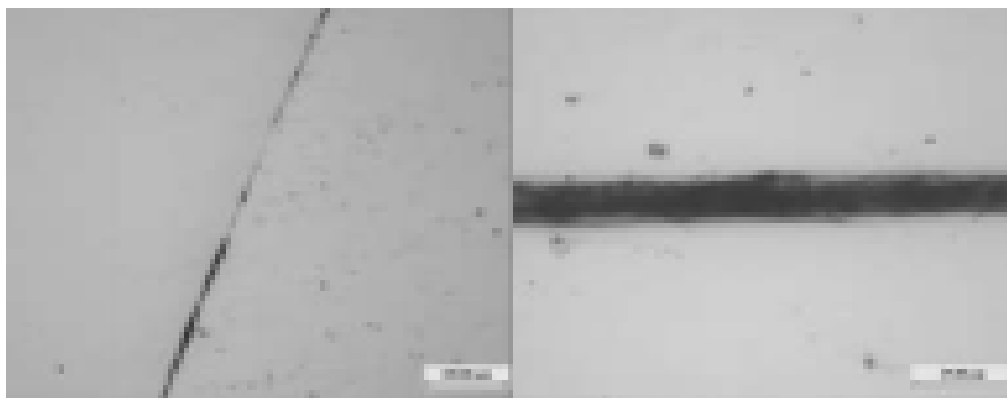
Вырезанные фрагменты модели, каждый из которых имел свой номер, подвергались металлографическим исследованиям. После отрезания производилось шлифование и полирование. На рис. П5.12, 13 показано одно из поперечных сечений после операции гидрораздачи, а на рис. П5.14 один из продольных разрезов узла укрепления трубы после выполнения операций подвальцовки, обварки и роликового вальцевания.

Зазоры в соединении определялись с помощью микроскопа и оформлялись отчетом. (Один из отчетов ЦЛИМ завода приведен на рис.П5.15).

В случае использования однострубных образцов исследование на сдвиг проводилось на какой-либо одной модели из нескольких, где роликовое вальцевание осуществлялось на таких же режимах. Один из протоколов испытаний приведен на рис. П5.16



Рис. П5.12 Поперечное сечение фрагмента образца.



а)

б)

Рис. П5.13. Характерные участки образца после закрепления трубы гидрораздачей: а)- увеличение в 125 раз; б)- увеличение в 500 раз [51].

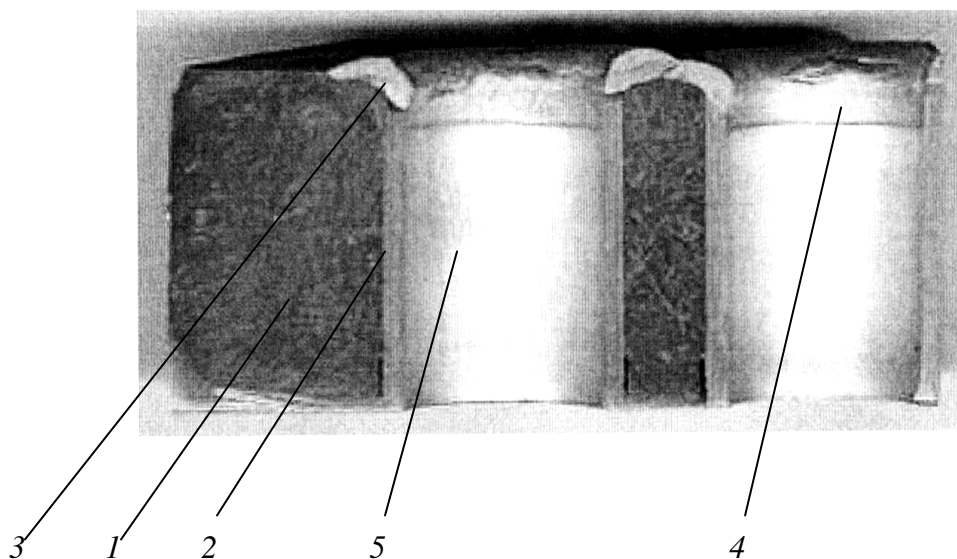


Рис. П5.14. Продольный разрез узла крепления трубы. 1- доска; 2- труба; 3- сварной шов; 4- зона подвальцовки; 5 вальцованный участок

Твердость материалов в ЦЛИМ измерялась в соответствии с ГОСТ 9012-59 и ISO 6506-1:2014 "Metallic materials-Brinell hardness test- Part 1: Test method".

	ОАО "Машиностроительный завод «ЗиО-Подольск»	форма СПП-85/П						
Центр лабораторных испытаний и метрологии МЕТАЛЛОГРАФИЧЕСКАЯ ЛАБОРАТОРИЯ		70210-13						
ОТЧЕТ № 3195/50								
" 21 " 07 2008 г								
Результаты металлографических исследований Образца труба- трубная доска из стали 10Х2М, труба Ø16х3 мм.								
Полученных от НТЦПТ								
На основании служебной записки № 41/489								
От " 18 " 07 2008 г.								
ОПИСАНИЕ МЕТАЛЛОГРАФИЧЕСКОГО АНАЛИЗА								
Результаты замеров зазоров между трубой и трубной доской представлены в таблице 1.								
Таблица 1								
№ гр.	Величина зазоров, мкм (сторона без клейм)							
1	0	5	10	15	5	5	5	5
2	0	5	0	5	0	0	0	0
3	0	5	0	0	0	0	0	0
4	0	15	5	0	0	0	0	0
5	0	10	5	10	0	0	0	0
6	0	5	10	0	0	10	5	0
7	0	5	15	0	0	5	0	0
	Величина зазоров, мкм (с клеймами)							
1	0	15	5	0	0	0	0	0
2	0	0	0	5	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	15	5	0	15	0	0	5
5	0	5	10	10	0	0	0	0
6	0	5	10	0	0	10	0	0
7	0	5	5	0	0	0	5	0
		Начальник ЦЛИМ <i>Г.Я.Шерман</i>			Г.Я.Шерман			
ЦЛИМ		Начальник металлографической лаборатории <i>Т.И.Евсеева</i>			Т.И.Евсеева			

Рис. П5.15. Отчет ЦЛИМ по определению зазоров в соединении труба-трубная доска после выполнения операции роликового вальцевания.

Испытания модели № 3 (ПВД-К) 14.04.2004

Результаты измерений диаметров по модели № 3															
Пара метр	Расстояние от торцам, мм	Диаметры отверстий (труб), мм													Примечание
		Номер отверстия (трубы)													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	16
D1	50	16,25	16,25	16,20	16,30	16,20	16,27	16,26	16,23	16,24	16,29	16,26	16,30	16,28	При измерении отс. нутромером
D3	200	16,28	16,20	16,22	16,28	16,25	16,28	16,27	16,24	16,21	16,28	16,23	16,27	16,24	овальность до 0,12
D5	400	16,28	16,22	16,20	16,28	16,22	16,26	16,26	16,26	16,24	16,25	16,28	16,28	16,26	
		М.в	М.в	М.в	М.в	М.в	М.в	Г.р	Г.р	М.в	М.в	Г.р	Г.р	М.в	
d	50	15,89	15,89	15,89	15,90	15,88	15,88	15,89	15,88	15,90	15,89	15,89	15,88	15,88	
d _i		13,14	13,11	13,13	13,18	13,12	13,14	13,12	13,08	13,14	13,12	13,12	13,11	13,14	
d	200	15,90	15,89	15,90	15,92	15,89	15,90	15,90	15,89	15,90	15,90	15,90	15,90	15,90	
d _i		13,12	13,10	13,10	13,14	13,12	13,13	13,12	13,15	13,11	13,10	13,20	13,15	13,16	
d	400	15,89	15,89	15,90	15,89	15,89	15,89	15,88	15,89	15,91	15,89	15,90	15,90	15,90	
d _i		13,11	13,16	13,11	13,13	13,11	13,13	13,11	13,13	13,12	13,15	13,17	13,10	13,14	
D-d	ср. зазор	0,377	0,333	0,31	0,383	0,337	0,38	0,37	0,357	0,327	0,380	0,36	0,39	0,367	
F	Сдвиг, кН	24,5	25,5	23,2	24,5	29,6	24,5	14,3	8,6	28,7	20,9	8,6	3,5	29,6	
R2	раздача	0,34	0,3	0,32	0,3	0,32	0,3	0,35	0,35	0,35	0,32	0,32	0,28	0,44	По непосредственным замерам

М.в- мехвальцевание $M_{\text{в}}=6-8$ Нм, Г.р - гидрораздача $P=260-270$ МПа.

Вед. инж.-технолог

Нач. НТЦПТ

Кондратенко Л.А.

Терехов В.М.

Рис. П5.16. Испытания многотрубной модели ПВД-К.

PROGRAMM ROHR

```

REM  Расчет напряжений в трубе
COMMON /RM1/ HNB,HV,Db,DI0,S,Do,ALr,Sgr,AKb,Gamma,ALk
COMMON /RM2/ Drmax,Dbmax,Zp,Blkr,Dpc,AMkrt,Pkrb,TAU
COMMON /RM3/ AMkr0,AMkr,Frci,fk,pt,sigr,Ftrz,Fosz
COMMON /RM4/ T,Rnr,bn,Dpod,OMb,Amurt
EXTERNAL SILW
OPEN(UNIT=10,FILE='D:\Rezultat\rez',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=11,FILE='D:\Rezultat\rez1',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(6,100)
100 FORMAT(' 1. Оцениваем вальцуемость трубы
*' 2. Определяем напряжения в вальцовке.'/
*' 3. Чтение и печать результатов см. с:\rez'//
*' ===== ')
1012 WRITE(6,1002)
1002 FORMAT (' Введите код информ. запроса, AKz.'/
*' Информация о публикациях по теме,AKz=1.'/
*' Инфозапрос не нужен, AKz=0.')
```

```

READ(6,1)ZK1
AKz=ZK1
IF(AKz.EQ.0.) GO TO 1020
IF(AKz.EQ.1.) GO TO 1003
1 FORMAT (6F10.4)
WRITE(6,51)
51 FORMAT(' Введите крутящий момент на хвостовике Mkr,Nm'/
*' температуру T, радиус пятки ролика, перемычку корпуса'/
*' диам. подшипника Dw;обороты веретена ob/min'/
*' 10.,100.,3.,2.,23.,370.')
```

```

READ(6,1)Z21,Z22,Z23,Z24,Z25,Z28
AMkr0=Z21*1000.
AMkr=AMkr0
T=Z22
Rnr=Z23
bn=Z24
Dpod=Z25
OMb=3.14*Z28/30.
WRITE(6,5)
5 FORMAT (' Введите наружный в мм. Db и внутренний- Di'/
*' диам.трубы, толщину стенки(мм) S,мин. диаметр отв. доски Do,/'
*' предел прочн. матер. ролика _Sgr,МПа/'
*' Пример:16.,13.,1.5,16.3,2355.- для ШХ15')
```

```

READ(6,1)ZZ12,ZZ13,ZZ14,ZZ15,ZZ17
Db=ZZ12
DI0=ZZ13
S=ZZ14
Do=ZZ15
ALr=30.
rem ZZ16
Sgr=ZZ17
DDTAU=Sgr/SQRT(3.)
AMkrt=0.
WRITE(6,1105)
1105 FORMAT(' Введите угол перекоса осей – gamma, grad, макс. диаметр'/
*' ролика Drmax, веретена Dbmax, конусность веретена'/
*' Akb; число роликов Zp; длину вальцевания'/
```

```

*' Пример:1.5,4.5,6.5,30.,3.,32. ENTER')
READ(6,1)ZZ18,ZZ19,ZZ20,ZZ21,ZZ22,ZZ23
Gamma=ZZ18*3.14/180.
Drmax=ZZ19
Dbmax=ZZ20
AKb=1./ZZ21
Zp=ZZ22
Blkr=ZZ23
rem Raszet srednego diam. rolka
Dpc=Drmax-AKb*Blkr/4.
Dcrr=Dpc
WRITE(6,1)Dpc
WRITE(6,10)
10 FORMAT(' Wwedite predel tekuzesti, HB trubi/'
*' koef.otlizija zistoplast, akzi=1 dlia HB<220/'
*' Primer: 200.,160.,1.')
READ(6,1)ZZ24,ZZ25,ZZ26
SIG=ZZ24
HB(1)=ZZ25
rem HB<200- Akzi=1; HB>280- Akzi=0.5
rem IF(ZZ25.LE.220.) Akzi=1.
rem IF(ZZ25.GE.220.) Akzi=0.5
Akzi=ZZ26
210 FORMAT (6E12.4)
201 FORMAT (7F10.4)
150 FORMAT (2I6)
rem DO=Z4
rem Alr=Z5
rem Gamma=Z7*3.14/180.
rem Dpc=Z8
rem AKb=Z9
rem HB(1)=160.
rem HB(5)=180.
HHB=HB(1)
R=(Db+DI0)/4.
rem DDb=Z5
rem DMINDT=DO-Db-DDb/2
rem DDS=Z6
rem DDO=Z7
KS=140
rem S/0.01
WRITE(10,1)R
K1=1
200 CONTINUE
rem DO 206 K1=1,100
rem AMkr=AMkr0+K1*20.
rem 200.+K1*200.
rem GO TO 1200
rem Расчет сил
CALL SILW(AMkr,HHB)
WRITE(10,53)Frci,Fosz,Ftrz,AMkr
53 FORMAT(' Frsi,H=',E10.4,' Fosz,H=',E10.4,' Ftrz,H=',E10.4,
*' AMkr,Hmm=',E10.4)
rem 200.+K1*200.
rem k- wibiraetsa zeloe iz s/0.05
rem KS=S/0.05

```



```

DO 205 K=1,KS
ro=0.01*K
Y=-S/2+ro
Frsi=Frci
rem2.*AMkr*SIN(GAMMA)/(Akb*3.*Dpc)
sigt1=12.*(0.358*R*Frsi+AMkr/Zp)*Y/(s*s*s*Blkr)+
*0.433*Frsi/(s*Blkr)
sigr=-2.*Frsi/(3.14*(ro+0.0001)*Blkr)
sigt2=2.*AMkr*Amurt/(Zp*0.5*Dpc*3.14*Blkr*(ro+0.0001))
sigt= sigt1+sigt2
rem osevoe napriazen. v trube
sigx=-4*Fosz/(3.14*(db**2-di0**2))
rem FT=(1.44*R-0.866)*12.*Y/(S*S*S)+0.64/(ro+0.001)
rem FTn=(Frsi/Blkr)*(Akzi*1.73-0.29)*Y*R*12./(S*S*S)
rem FRn=(Frsi/Blkr)*0.64/(ro+0.001)
rem FR=0.64/(ro+0.001)+3.*(0.25*S*S-Y*Y)/(S*S*S)
yr=Gamma
rem fkz=3.14*(s/2.)**2
rem fkks=fk+BLkr*ro
WRITE(11,102)sigr,sigt,sigx,y
102 FORMAT(' sigr=',E10.4,' sigt=',E10.4,' sigx=',E10.4,' y=',E10.3)
F1=(sigt-sigr)**2+(sigr-sigx)**2+(sigx-sigt)**2
rem F1=FT*FT+FR*FR-FT*FR+3.*taur*taur
SIGI=SQRT(F1)/SQRT(2.)
rem AMkr=Sig*Alr*0.5*Dpc*3./(2.*SQRT(F1)*AKb*SIN(GAMMA))
WRITE(6,4)R,ro,Y,AMkr,SIGI
WRITE(11,4)R,ro,Y,AMkr,SIGI
4 FORMAT(' +-+--+ +_-.Rcp= ',F10.4,' ro=',F10.4,' Y=',F10.4/
*' AMkr=',E10.4,' Sigi=',E10.4)
SK=S-0.1
rem IF (ro.GE.SK) GO TO 12
IF(ro.LT.S/10.) GO TO 205
IF(ro-SK) 205,211,211
211 IF (SIGI.GE.2.*SIG) GO TO 212
205 CONTINUE
GO TO 215
206 K1=K1+1
IF(K1.LT.100.) GO TO 200
WRITE(10,214)
214 FORMAT('  $\pi \leq \beta \alpha \cap \delta \alpha \pm \geq \Phi \approx \sigma \pm \Omega \Phi \varphi \sigma \Sigma \sigma \left[ \varepsilon \approx \infty \Phi \leq \sigma \geq \pm \right]$  ')
212 CONTINUE
SIGIT=SIGI
rem AMkrt=AMkr
rem WRITE(10,214)ro,Y,AMkr,SIGI
rem WRITE(6,214)ro,Y,AMkr,SIGI
rem 214 FORMAT(' ro=',F10.4,' Y=',F10.4,' AMkr=',E10.4,' SIGI='E10.4)
rem WRITE(6,2000)
rem 2000 FORMAT('====='/'
rem '* +_+<_|| +-+<_+' )
rem SUBROUTINE PROZNM (AMK,ZK,Dit)
rem Zp=ZZ6
215 CONTINUE
Bk=1./AKb
y=Gamma/57.4
sny=SIN(y)
rem Blkr=ZZ9

```



```

I1=1
20 CONTINUE
rem AMurk=0.05+0.05*I1
AMurk=0.15
AI2=0.
yr=GAMMA
rem DO 22 I=1,15
AMurt=0.15
rem 0.05+0.05*I
rem DO 21 I1=1,5
rem WRITE(10,50)AMurt,11.
rem WRITE(6,50)AMurt,11.
DDr=BLkr*AKb/2.
DCR0=(2.*Drmax-DDr)/2.
DCB0=(Di0/2.-DCR0)*2.
rem GO TO 21
15 CONTINUE
rem Kontaktnoe naprjazenie doska-truba
WRITE(6,50)AMkr
Ptd=4.*AMkr*SIN(yr)/(3.*3.14*BLKR*DCR0*S*0.5*AKb)
rem AMkr=pt*3.14*Aldt*0.5*DCR0*S*AKb/(4.*SIN(yr))
Frci=AMkr*SIN(yr)/(3.*0.5*DCR0*0.5*AKb)
rem WRITE(6,50)Frci,12.
rem ploshad sezenia uzastka trubi
fkt=3.14*(Db**2-Di0**2)/4.
rem ploshad kontakta rolika i trubi
Frl=0.906*ALOG(Frci)
HBl=0.99*ALOG(HHB)
fk=0.216*EXP(Frl)/EXP(HBl)
Frr1=Frci*0.5*(DCR0+DCB0)/(BLkr*0.25*DCR0*DCB0)
WRITE(6,50)Frr1,fk,13.
rem WRITE(10,50)Frr1,fk,13.
rem kontaktnoe napriazenie rolík- truba
pt1=0.094*ALOG(Frci)
Frs=EXP(pt1)
rem HBB=EXP(HB1)
pt=4.64*EXP(pt1)*EXP(HB1)
WRITE(6,50)Pt,Frci,Frs,1.
rem WRITE(10,50)Pt,Frci,Frs,1.
rem Napriazenie kontakta rolík-wereteno
SIGr=190.7*SQRT(Frr1)
rem T=293.
T=0.
QRts=0.
rem DO 14 I=1,998
rem 15 CONTINUE
rem AMu1=0.0069*T-1.16*T*T/100000.
rem AMu=0.1*(1.+0.67*EXP(AMu1))+0.05*pt/30.
rem SIGX=0.3185*Fr*(AMu+2.*ALdt*SIN(yr)/DCR0)/((0.5*DCR0)**2)
rem TYz=Fr*0.5*AKb/(SIN(yr)*fk)
rem TYX=Fr*AMu/fk
rem SIGIs=SIGr**2+(SIGr-SIGX)**2+SIGX**2+6.*(TYz**2+TYX**2)
rem SIGI=SQRT(SIGIs)/SQRT(2.)
rem Sili
rem Okruznaja sila na rolíke
Ftrz=AMkr/(3.*0.5*DCR0)

```

```

rem Sila N1 po osi rolíka
Fos1z=Ftrz*SIN(yr)
rem Sila N1 po osi korpuca ot rolíkov
Fos1k=3.*Ftrz*TAN(yr)
rem Proskalzivanje
rem Tekusij vnutrenij diam. trubi
Di=DI0+0.3
DD1=DCR0-0.25*DI
DD2=DCR0+0.25*DI
DD3=yr/2.
DD4=DD1/(DD2*TAN(DD3))
UA=ATAN(DD4)+1.57-DD3
UB=1.57-DD3-ATAN(DD4)
VC=0.5*OMb*SIN(yr)/SIN(UA)
WRITE(10,50)VC,UA,UB,2.
rem Osevaja sila N2 na rolíke
UBYr=UB+yr
Fos2z=Frci*Amurt*sin(UByr)
Fos2k=3.*Frci*Amurt*sin(UB)
rem Sila ot vintovogo dwizenia rolíka
rem Fos3z=fk*pt*Amurt/TAN(UB)
Ftktz=Ftrz*COS(yr)
rokt=ATAN(Amurt)
yrrokt=yr+rokt+UB
rem+UB
rem FoS3z=Ftktz/TAN(yrrokt)
Fos3z=fk*pt*Amurt/TAN(yrrokt)
Fos3z=Frci*AMurt*COS(UByr)/TAN(yrrokt)
rem WRITE(10,50)yrrokt,Ftktz,FoS3z,2.
UBY=UB+yr
rem TGUB=SIN(UB)/COS(UB)
Fos3k=3.*FoS3z
rem fk*pt*cos(UBY)/TGUB
rem WRITE(10,1)TGUB,fk,pt
rem TAN(UB)
rem Itogovie sili po osi rolíka i korpusa
Fosz=Fos1z+Fos2z+Fos3z*COS(yr)
Fosk=Fos1k+Fos2k+Fos3k
rem Moment trenia v podsipnike
Amp=0.004*Fosk*Dpod
tauk=AMtp/Wk
rem Moment trenija po bokovoj poverchn.rolíkov
AMtrpk=0.15*Amp/(0.5*DCB0+0.25*DCR0)
rem pp=AMurk*Frci/Srk
rem Plosad kontakta rolíka-korpus Srk
Fig1=bn/(2.*Rnr)
Fig=ATAN(Fig1)
SNfig=3.14-2.*Fig
Srk=Rnr**2*(2.*Fig+SIN(SNfig))
Srk=4.*Rnr**2*Fig+2.*Rnr*COS(Fig1)*bn
rem Moment trenija rolík-korpus
Pp=Fosz/Srk
AMtrkz=Pp*Amurk*(bn**3*(6.28-4.*Fig)/24.+4.*Fig*Rnr**3/3.)
rem moshnost trenia v podpiatnike rolíka
ANTRN=COSAb*0.75*OMb*AMtrkz
Skor=3.14*(12.**2-9.**2)/4.

```

```

Sigk=Fosk/Skor
ANTRrk=AMtrk*COSAb*0.75*AMtrk
rem WRITE(10,50)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,Skor,AMkr
rem WRITE(6,210)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,AMkr,Sigk,Pp,Pt,Ptd
WRITE(6,25)AI2
WRITE(10,25)AI2
25 FORMAT(' I1=',F6.1)
rem WRITE(10,11) AKtep,SI,DQT
rem WRITE(10,12)Fr,AIFWs,Qrt,SIGi,AMu,DT,T
rem 11 FORMAT(' AKtep=',F7.4,' I=',F8.2,' DQT=',E10.4)
rem 12 FORMAT(' Fr=',E10.4,' AIFws=',E10.4,' Qrt=',E10.4,
rem *' Sigi=',E10.4,' AMu=',E10.4,' DT=',E10.4,' T=',E10.4)
AMkr1=AMkr0-AMtrkz*3.-AMtp-AMtrpk
DAM=AMkr1-AMkr
DDAM=DDAM/AMkr0
H=ABS(DDAM)
WRITE(10,50)DAM,H,14.
IF(H.LE.0.001) GO TO 14
rem WRITE(10,10)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,AMkr,H,Sigk,Pp
AMkr=AMkr1
AI2=AI2+1.
WRITE(6,50)AI2
WRITE(10,50)AI2,15.
IF(AI2.GE.2000.) GO TO 14
GO TO 15
14 WRITE(10,16)AMurt,AMurk
16 FORMAT(' AMurt=',F6.3,' Amurk=',F6.3)
rem AMkrt-moment na deformatiu trubi
AMkrt=AMkr1
rem WRITE(10,17)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,AMkr,Sigk,Pp
rem 17 FORMAT(' Fos1k=',E10.3,' Fos2k=',E10.3,' Fos3k=',E10.3/
rem *' Fosk=',E10.3,' AMkr=',E10.3,' Sigk=',E10.3,' Pp=',E10.3)
WRITE(10,50)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,AMkr,H,Sigk,Pp,Ptd,tauk
WRITE(10,50)AMtrpk,AMkrt
rem AMkr=AMkr0
rem AI2=0.
rem GO TO///
rem 20 CONTINUE
rem DO 21 I=1,10
rem T=20.+(I-1)*100.
rem AMu1=0.0069*T-1.16*T*T/100000.
rem AMu=0.1*(1.+0.67*EXP(AMu1))+0.05*ptc/30.
22 CONTINUE
rem AI1=I1
rem IF(AI1.EQ.15.) GO TO 21
rem I1=I1+1
rem GO TO 20
WRITE(10,50)AMkrt,100.
21 CONTINUE
RETURN
END

```

Приложение №П7

PROGRAM PROFTR2

```
REM Расчет деформации трубы после вальцевания и контакта
DIMENSION A1(10),B1(10),C1(10)
COMMON /RM1/ R,E,AJ,fs,fi2,fif,psi,del11,AMM,a,d11Fy
COMMON /RM2/ X1Y,X1X,ALFkop,Fyr,Fxr,DX1DFy,DL1Fx
COMMON /RM3/ DLM,AMkr,PRGx,PRGy,yf,xf,DX1DFX
EXTERNAL D1Mkr,PRX,D1FX,PRY,DL11,D1FY
OPEN(UNIT=10,FILE='d:\REZULTAT\rez',STATUS='UNKNOWN')
1010 FORMAT (5E12.4)
1001 FORMAT (7F10.4)
WRITE(6,1002)
1002 FORMAT (' Введите номинальные значения наружного . Db, внутреннего.Di,/'
*' диаметров трубы , толщину стенки трубы S, длину вальцев.,Lrv./')

*' Пример: 16.,13.,1.5,30.')
READ(6,1001)Z1,Z2,Z3,Z12
Db=Z1
Di=Z2
S=Z3
Alrv=Z12
rem Blkr- faktiz. dlina kontkta rol. i trubi
Blkr=Alrv-2.*3.
rem B=Z8
WRITE(6,1003)
1003 FORMAT(' Введите значение диаметра отверстия трубной доски Do,/'
*' раб. Длину ролика Lr,mm; предел текучести трубы,МПа;/'
*' угол gamma, grad; средн. Диаметр ролика Dpc,mm:/'
*' конусность веретена АКb; HB trubi: Пример/'
*' 16.3,32.,200.,1.5,2.25,30.,160')
READ(6,1001)Z4,Z5,Z6,Z7,Z8,Z9,Z10
D0=Z4
Alr=Z5
Sigt=Z6
Gamma=Z7*3.14/180.
Dpc=Z8
AKb=Z9
HB=Z10
R0=(Db+Di)/4.
WRITE(6,1010)Dpc
rem R0- radius nejtralnoj okruznosti trubi
rem DDb=Z5
rem DMINDT=DO-Db-DDb/2
rem DDS=Z6
rem DDO=Z7
rem DO 6 K1=1,5
rem Krutiasii moment,Nmm
AMkr=5000.
E=2.1*100000.
rem R-radius sredinnoi linii uzastka D L, mm
R=8.2
DK=12.3
Amm=DK/2.
fid=38*3.14/180.
fik=-38*3.14/180.
```

```

psi=75.88*3.14/180.
rem 90.45
rem AJ-moment inertzii cezenija ctenki; fs-plosad sezenija
AJ=s*s*s*Alrv/12.
fs=Alrv*s
Fokr=AMkr/(3.*0.5*Dpc)
FokrS=Fokr*cos(GAMMA)
Frci=2.*AMkr*SIN(GAMMA)*AKb/(3.*Dpc)
E=2.1*100000.
rem WRITE(10,1010)psi*180./3.14
rem izmenenie ugla povorota weretena
WRITE(10,1008)
1008 FORMAT(' M Sigi Y Fif Alfkop')
AlfB=0.
DO 1006 K1=1,40
AlfB=(AlfB+K1*10.)*3.14/180.
AlfB=K1*10.*3.14/180.
rem WRITE(10,1010)ALFB,9.
rem ps1=0.5*DK/Rsrl
rem psi=2.*ASIN(ps1)
Alfkop=AlfB/4.
Alfkop2=Alfkop/2.
psi2=psi/2.
fif=psi2-Alfkop
rem WRITE(10,1010)fif,psi2,Alfkop,8.
fif1=psi2-fif
rem a=a, m=Amm
Fyr=Frci*cos(fif)
Fxr=Frci*sin(fif)
Yf=-0.00146*fif*fif+3.05
xf=5.51-8.16*fif
a=xf
rem 5.51-8.16*fi
rem WRITE(6,1010)Yf,3.
CALL DL11(fid,fik)
CALL D1FY(fid,fif,fik)
X1Y=-dl1Fy/del11
WRITE(6,1010)X1Y,7.
CALL D1FX(fid,fif,fik)
X1x=-D11Fx/del11
CALL D1Mkr(fid,fif,fik)
X1M=-DLM/del11
CALL PRY(fid,fif,fik)
CALL PRX(fid,fif,fik)
WRITE(10,64)PRGY,PRGX
64 FORMAT(' PRGy=',E10.4,' PRGx=',E10.4)
PRS1=PRGY**2+PRGX**2
rem progib ot Fyr i Fxr
PRS=SQRT(PRS1)
rem naprjazeniya ot Fur i Mkr po s i v tozke prilozeniya Fyr
DO 1061 K2=1,15
ro=0.1*K2
Yc=-0.75+ro
remK2*0.1
rem raset momentov i norm. sil v tozke prilozeniya Fyr
rem yf=3.05-0.00146*fif*fif

```

```

rem   xf=5.51-8.16*fif
      AMy=X1Y*Yf-Fyr*((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*Xf
      ANy=Fyr*sin(fif)
      AMx=X1x*Yf+Fxr*(Yf/(2.*AMM))*Xf
      ANx=Fxr*cos(fif)
      AMMkr=X1M*Yf+AMkr*Xf/(2.*AMM)
rem   WRITE(10,62)AMy,AMx,AMMkr,Yf,Xf
      62 FORMAT(' AMy=',E10.4,' AMx=',E10.4,' AMMkr=',E10.4/
      *' Yf=',E10.4,' Xf=',E10.4)
rem   WRITE(10,63)X1y,X1x,X1M
      63 FORMAT(' X1y=',E10.4,' X1x=',E10.4,' XiM=',E10.4)
rem   Okruznie naprijazenia ot izgiba v tozke F
      SigM=(AMy+AMx+AMMkr)*12.*Yc/(Alrv*s*s*s)
rem   normalnie naprijazenia po duze
      SigN=(ANy+ANx)/fs
rem   radialnie naptjazenia ot kontakta rolka i trubi
rem   Frs1=0.094*LOG(Frci)
rem   Frs2=EXP(Frs1)
rem   HB1=0.99*LOG(HB)
rem   HB2=EXP(HB1)
rem   Sigr=4.64*Frs2*HB2
      Sigr=-2.*Frci/(3.14*(ro+0.001)*Blkr)
rem   intensivnost naprijazenj
      Sig1=(sigM+sigr)**2+Sigr**2+SigM**2
      Sigi=SQRT(Sig1)/SQRT(2.)
      WRITE(10,1010)Sigi,Sigr,SigM
      IF(Sigi.GE.Sigt) Sigi=Sigt
      WRITE(10,1010)AMkr,Sigi,Yc,fif*180./3.14,Alfkop*180./3.14
      WRITE(10,61)Alfkop,PRS
      61 FORMAT(' Alfkop=',E10.4,' PRGs,mm=',E10.4)
1061 CONTINUE
1006 CONTINUE
      WRITE(10,7)
      7 FORMAT(' Konez szeta')
      STOP
      END
      SUBROUTINE DL11(Z,Z1)

COMMON /RM1/ R,E,AJ,fs,fi2,fif,psi,del11,AMM,a,dl1Fy
      COMMON /RM2/ X1Y,X1X,ALFkop,Fyr,Fxr,DX1DFy,DL1Fy
      COMMON /RM3/ DLM,AMkr,PRGx,PRGy,yf,xf,DX1DFX
      10 FORMAT(6E10.4)
rem   raszet smeshenija hordi DK
rem   raszet zasti smeshenija razreza hordi DK dlia Fyr
rem   Z=fiD, Z1=fik
      fi=Z
      fi2=2.*fi
      del1FysD=(fi*fi*fi*fi*fi*2.132/(5000000.)-
      *fi*fi*fi*3/1000.+9.3*fi)
      del1FysD1=(0.5*fi+0.25*sin(fi2))
      WRITE(6,10)fi,4.
      fi=Z1
      fi2=2.*fi
      del1FysK=(fi*fi*fi*fi*fi*2.132/(5000000.)-
      *fi*fi*fi*3/1000.+9.3*fi)
      del1FysK1=(0.5*fi+0.25*sin(fi2))

```



```

del11=-((R/(E*AJ))*(del1FysK-del1FysD)-
*R/(E*fs))*(del1Fysk1-del1FysD1)+14./(E*fs)
rem WRITE(10,11)del11
11 FORMAT(' del11=',E10.4)
RETURN
END
SUBROUTINE D1FY(Z2,Z3,Z4)
rem Z2-fid, Z3-fif, Z4-fik
COMMON /RM1/ R,E,AJ,fs,fi2,fif,psi,del11,AMM,a,d1Fy
COMMON /RM2/ X1Y,X1X,ALFkop,Fyr,Fxr,DX1DFy,DL1Fy
COMMON /RM3/ DLM,AMkr,PRGx,PRGy,yf,xf,DX1DFX
20 FORMAT(6E10.4)
fi=Z3
d1Fy1f=(1.-a/(2*AMM))*(16.8*fi-12.44*fi**2-
*2.68*fi*fi*fi/1000.+2.98*fi*fi*fi*fi/1000.)
d1Fy2f=(a*R/(2*AMM))*(3.05*(5.51-2*AMM)*fi-12.44*fi*fi-
*(0.487/1000.)*(5.51-2*AMM)*fi*fi*fi+(2.98/1000.)*(fi**4))
fi2=2.*fi
d1FyN1f=((psi-Alfkop)/psi)*cos(fi2)
d1FyN2f=(Alfkop/psi)*cos(fi2)
fi=Z2
d1Fy1D=(1.-a/(2.*AMM))*(16.8*fi-12.44*fi**2-
*2.68*fi*fi*fi/1000.+2.98*fi*fi*fi*fi/1000.)
fi2=2.*fi
d1FyN1D=((psi-Alfkop)/psi)*cos(fi2)
fi=Z4
d1Fy2K=(a*R/(2*AMM))*(3.05*(5.51-2*AMM)*fi-12.44*fi*fi-
*(0.487/1000.)*(5.51-2*AMM)*fi*fi*fi+(2.98/1000.)*(fi**4))
fi2=2.*fi
d1FyN2K=(Alfkop/psi)*cos(fi2)
d1Fy1=(d1Fy1f-d1Fy1D)
d1Fy2=(d1Fy2K-d1Fy2f)
d1Fy=-((R/(E*AJ))*Fyr*(d1Fy1+d1Fy2)-
*0.25*Fyr*(R/(E*fs))*(d1FyN1f-d1FyN1D+d1FyN2K-d1FyN2f))
DX1DFy=d1Fy/(Fyr*del11)
rem WRITE(10,21)DX1DFy, d1Fy
21 FORMAT(' DX1/DFy=',E10.4,' D11Fy=',E10.4)
RETURN
END
SUBROUTINE PRY(Z2,Z3,Z4)
rem opredelenie progiba Zy
rem Z2-fid, Z3-fif, Z4-fik
COMMON /RM1/ R,E,AJ,fs,fi2,fif,psi,del11,AMM,a,d1Fy
COMMON /RM2/ X1Y,X1X,ALFkop,Fyr,Fxr,DX1DFy,DL1Fy
COMMON /RM3/ DLM,AMkr,PRGx,PRGy,yf,xf,DX1DFX
rem opredelenie dX1y/dFy
fi=Z3
rem TZ1f=(X1Y*DX1DFy*(0.00146**2)*fi*fi*fi*fi/5.+
rem *((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*(fi**4)*0.00146*8.16/4.+
rem *(8.16**2+X1Y*DX1DFy*6.1*1.46/1000.)*fi*fi*fi/3.+
rem *(((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*(3.05*8.16+
rem *5.51*1.46/1000.))-
rem *(((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*Fyr*2*5.51*8.16)*fi*fi/2.+
rem *(X1Y*(3.05**2)*DX1DFy-((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+
rem *Fyr*DX1DFy)*
rem *3.05*5.51+((2.*AMM-a)/(2.*AMM))**2*Fyr*5.51**2)*fi

```

```

TZ15=X1Y*DX1DFy*(0.00146**2)*fi*fi*fi*fi*fi/5.
TZ14=((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*(fi**4)*
*0.00146*8.16/4.
TZ13=(8.16**2+X1Y*DX1DFy*6.1*1.46/1000.)*fi*fi*fi/3.
TZ12=((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*(3.05*8.16+
*5.51*1.46/1000.)-
*((2.*AMM-a)/(2.*AMM))**2)*Fyr*2*5.51*8.16)*fi*fi/2.
TZ11=(X1Y*(3.05**2)*DX1DFy-((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+
*Fyr*DX1DFy)*
*3.05*5.51+((2.*AMM-a)/(2.*AMM))**2)*Fyr*5.51**2)
TZ1f=TZ15+TZ14+TZ13+TZ12+TZ11
rem TZ2f=X1Y*DX1DFy*fi*fi*fi*fi*fi*(1.46/1000.)**2/5.+
rem *(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*8.16*1.46*(fi**4)/(8.*AMM)+
rem *((X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*5.51*1.46/(1000.*2.*AMM)-
rem *X1Y*DX1DFy*6.1*0.00146-(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*0.00146+
rem *Fyr*(a*8.16/(2.*AMM)**2)*fi*fi*fi/3.+
rem *(-Fyr*(a/(2.*AMM))**2*2.*5.51*8.16-Fyr*a*a*8.16/AMM-
rem *(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*8.16*3.05/(2.*AMM))*fi*fi-
rem *(X1Y*DX1DFy*(5.51**2)+Fyr*5.51*a*a/AMM+Fyr*a*a+
rem *X1Y*DX1DFy*(3.05**2)-(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*5.51*3.05/(2.*AMM)+
rem *(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*3.05)*fi
TZ25=X1Y*DX1DFy*fi*fi*fi*fi*fi*(1.46/1000.)**2/5.
TZ24=(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*8.16*1.46*(fi**4)/(8.*AMM)
TZ23=(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*5.51*1.46/(1000.*2.*AMM)-
*X1Y*DX1DFy*6.1*0.00146-(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*0.00146+
*Fyr*(a*8.16/(2.*AMM)**2)*fi*fi*fi/3.
TZ22=(-Fyr*(a/(2.*AMM))**2*2.*5.51*8.16-Fyr*a*a*8.16/AMM-
*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*8.16*3.05/(2.*AMM))*fi*fi/2.
TZ21=(X1Y*DX1DFy*(5.51**2)+Fyr*5.51*a*a/AMM+Fyr*a*a+
*X1Y*DX1DFy*(3.05**2)-(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*5.51*3.05/(2.*AMM)+
*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*3.05)*fi
TZ2f=TZ25+TZ24+TZ23+TZ22+TZ21
fi=Z2
rem TZ1d=X1Y*DX1DFy*fi*fi*fi*fi*fi*(1.46/1000.)**2/5.-
rem *((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*(fi**4)*1.46*8.16/4.+
rem *(8.16**2+X1Y*DX1DFy*6.1*1.46/1000.)*fi*fi*fi/3.+
rem *((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*(3.05*8.16+5.51*
rem *1.46/1000.)-
rem *((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*Fyr*2*5.51*8.16)*fi*fi/2.+
rem *(X1Y*(3.05**2)*DX1DFy-((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*
rem *3.05*5.51+((2.*AMM-a)/(2.*AMM))**2)*Fyr*5.51**2)*fi
TZ15=X1Y*DX1DFy*(0.00146**2)*fi*fi*fi*fi*fi/5.
TZ14=((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*(fi**4)*
*0.00146*8.16/4.
TZ13=(8.16**2+X1Y*DX1DFy*6.1*1.46/1000.)*fi*fi*fi/3.
TZ12=((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*(3.05*8.16+
*5.51*1.46/1000.)-
*((2.*AMM-a)/(2.*AMM))**2)*Fyr*2*5.51*8.16)*fi*fi/2.
TZ11=(X1Y*(3.05**2)*DX1DFy-((2.*AMM-a)/(2.*AMM))*(X1Y+
*Fyr*DX1DFy)*
*3.05*5.51+((2.*AMM-a)/(2.*AMM))**2)*Fyr*5.51**2)
TZ1d=TZ15+TZ14+TZ13+TZ12+TZ11
DX1DFY2=-((R/(E*AJ))*(1-a/(2.*AMM)))*(16.8*fi-12.44*fi*fi-
*2.68*fi*fi*fi/1000.+2.98*(fi**4)/1000.)

```

```

DX1DFY4=-(R/(E*AJ))*(2.132*fi*fi*fi*fi*fi/5000000.-
*3*fi*fi*fi/1000.+9.3*fi)-(R/(E*fs))*(fi/2.+sin(fi2)/4)
fi2=2.*fi
TZ1ND=-0.25*sin(fi2)+0.5*fi
fi=Z4
rem TZ2K=X1Y*DX1DFy*fi*fi*fi*fi*fi*(1.46/1000.):**2/5.+
rem *(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*8.16*1.46*(fi**4)/(8.*AMM)+
rem *((X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*5.51*1.46/(1000.*2.*AMM)-
rem *X1Y*DX1DFy*6.1*0.00146-(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*0.00146+
rem *Fyr*(a*8.16/(2.*AMM)**2)*fi*fi*fi/3.+
rem *(-Fyr*(a/(2.*AMM))**2*2.*5.51*8.16-Fyr*a*a*8.16/AMM-
rem *(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*8.16*3.05/(2.*AMM))*fi*fi-
rem *(X1Y*DX1DFy*(5.51**2)+Fyr*5.51*a*a/AMM+Fyr*a*a+
rem *X1Y*DX1DFy*(3.05**2)-(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*5.51*3.05/(2.*AMM)+
rem *(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*3.05)*fi
TZ25=X1Y*DX1DFy*fi*fi*fi*fi*fi*(1.46/1000.):**2/5.
TZ24=(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*8.16*1.46*(fi**4)/(8.*AMM)
TZ23=(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*5.51*1.46/(1000.*2.*AMM)-
*X1Y*DX1DFy*6.1*0.00146-(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*0.00146+
*Fyr*(a*8.16/(2.*AMM)**2)*fi*fi*fi/3.
TZ22=(-Fyr*(a/(2.*AMM))**2*2.*5.51*8.16-Fyr*a*a*8.16/AMM-
*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*8.16*3.05/(2.*AMM))*fi*fi/2.
TZ21=(X1Y*DX1DFy*(5.51**2)+Fyr*5.51*a*a/AMM+Fyr*a*a+
*X1Y*DX1DFy*(3.05**2)-(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*5.51*3.05/(2.*AMM)+
*(X1Y+Fyr*DX1DFy)*a*3.05)*fi
TZ2k=TZ25+TZ24+TZ23+TZ22+TZ21
fi2=2.*fi
TZN1K=-0.25*sin(fi2)+0.5*fi
PRGy=-(R/(E*AJ))*(TZ1f-TZ1d+TZ2K-TZ2f)-
*R/(E*fs)*(TZN1K-TZ1ND)
WRITE(10,41)PRGy
41 FORMAT(' PRGy=',E10.4)
RETURN
END
SUBROUTINE D1FX(Z5,Z6,Z7)
rem Z5=fid; Z6=fif, Z7=fik
COMMON /RM1/ R,E,AJ,fs,fi2,fif,psi,del11,AMM,a,d11Fy
COMMON /RM2/ X1Y,X1X,ALFkop,Fyr,Fxr,DX1DFy,DL1Fx
COMMON /RM3/ DLM,AMkr,PRGx,PRGy,yf,xf,DX1DFX
30 FORMAT(6E10.4)
fi=Z7
D1FxK1=(1./(2.*AMM))*(2.04*0.00146*(fi*fi)**2-1.837*0.00146*fi*
*fi*fi-3.05*4.08*fi*fi+3.05*5.51*fi)
D1FxK2=3.05*fi-0.00146*fi*fi*fi/3.
fi2=2.*fi
D1FxK3=((psi-ALfkop)/psi)*(0.5*fi+0.25*sin(fi2))+
*(ALfkop/psi)*(0.5*fi+0.25*sin(fi2))
fi=Z5
D1FxD1=(1./(2.*AMM))*(2.04*0.00146*(fi*fi)**2-1.837*0.00146*fi*
*fi*fi-3.05*4.08*fi*fi+3.05*5.51*fi)
WRITE(6,30)D1FxD1,71.
fi=Z6
fi2=2.*fi
D1FxF2=3.05*fi-0.00146*fi*fi*fi/3.
WRITE(6,30)D1FxF2,72.

```

```

D1FxF3=((psi-Alfkop)/psi)*(0.5*fi+0.25*sin(fi2))+
*(Alfkop/psi)*(0.5*fi+0.25*sin(fi2))
WRITE(6,30)D1FxF3,73.
WRITE(6,30)Fxr,D1FxK1,D1FxD1,D1FxK2,D1FxF2,D1FxK3,D1FxF3,
*E,R,AJ,yf,fs
DL1FX=-.(1./(E*AJ))*R*Fxr*yf*(D1FxK1-D1FxD1+D1FxK2-D1FxF2)-
*(1./(E*fs))*R*Fxr*(D1FxK3-D1FxF3)
DX1DFX=d11Fx/(Fxr*del11)
WRITE(6,30)DL1FX,DX1DFX,8.
RETURN
END
SUBROUTINE PRX(Z8,Z9,Z10)
rem Z8=fid,Z9=fif,Z10=fik

COMMON /RM1/ R,E,AJ,fs,fi2,fif,psi,del11,AMM,a,d11Fy
COMMON /RM2/ X1Y,X1X,ALFkop,Fyr,Fxr,DX1DFy,DL1Fx
COMMON /RM3/ DLM,AMkr,PRGx,PRGy,yf,xf,DX1DFX
fi=Z9
TX21=X1X+Fxr*DX1DFX
TX22=yf/(2.*AMM)
rem TX1f=X1X*DX1DFX*fi*fi*fi*fi*fi*(0.00146**2)/5.+
rem *(X1X+Fxr*DX1DFX)*yf*8.16*0.00146*(fi**4)/(8.*AMM)+fi*fi*fi*
rem *(-X1X*DX1DFX*6.1*0.00146-(X1X+Fxr*DX1DFX)*
rem *yf*5.51*0.00146/(2.*AMM)+Fxr*yf*(8.16**2)/(2.*AMM))/3.+
rem *fi*fi*(-(X1X+Fxr*DX1DFX)*yf*8.16*3.05/(2.*AMM)-Fxr*yf*2.*5.51*8.16/
rem *(2.*AMM))/2.+
rem *fi*(X1X*DX1DFX*(3.05**2)+(X1X+Fxr*DX1DFX)*(yf/(2.*AMM))*5.51*3.05+
rem *Fxr*(yf/(2.*AMM))*(5.51**2))
TX15=X1X*DX1DFX*fi*fi*fi*fi*fi*(0.00146**2)/5.
TX14=(X1X+Fxr*DX1DFX)*yf*8.16*0.00146*(fi**4)/(8.*AMM)
TX13=fi*fi*fi*(-X1X*DX1DFX*6.1*0.00146-(X1X+Fxr*DX1DFX)*
*yf*5.51*0.00146/(2.*AMM)+Fxr*yf*(8.16**2)/(2.*AMM))/3.
TX12=fi*fi*(-(X1X+Fxr*DX1DFX)*yf*8.16*3.05/(2.*AMM)-Fxr*yf*2.*
*5.51*8.16/(2.*AMM))/2.
TX11=fi*(X1X*DX1DFX*(3.05**2)+(X1X+Fxr*DX1DFX)*(yf/(2.*AMM))*
*5.51*3.05+Fxr*(yf/(2.*AMM))*(5.51**2))
TX1f=TX15+TX14+TX13+TX12+TX11
TX2f5=fi*fi*fi*fi*fi*((X1X+Fxr*DX1DFX+X1*D1X1DFX)*(0.00146**2)+
*Fxr*(0.00146**2))/5.
TX2f4=(fi**4)*(X1X+Fxr*DX1DFX+2.*Fxr)*8.16*0.00146*X1X
TX2f3=fi*fi*fi*(-X1*DX1DFX*6.1*0.00146-(X1X+Fxr*DX1DFX)*
*5.51*0.00146*
*(yf/(2.*AMM))-(X1X+Fxr*DX1DFX)*(6.1*0.00146-0.00146*yf)+
*Fxr*((yf*8.16/(2.*AMM)**2)-Fxr*6.1*0.00146)/3.
TX2f2=fi*fi*(-(X1X+Fxr*DX1DFX)*3.05*8.16*(yf/(2.*AMM))-2.*Fxr*
*(yf/(2.*AMM))*(8.16*3.05-8.16*yf)-Fxr*((yf/(2.*AMM)**2)*
*2.*5.51*8.16)/2.
TX2f1=fi*(X1X*DX1DFX*(3.05**2)+TX21*TX22*5.51*3.05+
*TX21*(3.05**2-3.05*yf)+2.*Fxr*TX22*(3.05**2-3.05*yf)+
*2.*Fxr*TX22*(5.51*3.05-5.51*yf)+Fxr*(TX22*5.51)**2+
*Fxr*(3.05**2-6.1*yf+yf**2))
TX2f=TX2f5+TX2f4+TX2f3+TX2f2+TX2f1
fi2=fi*2.
TX3f=((psi-Alfkop)/psi)**2*(0.5*fi+0.25*sin(fi2))
TX4f=((Alfkop/psi)**2)*(0.5*fi+0.25*sin(fi2))
fi=Z8

```

$TX15=X1X*DX1DFX*fi*fi*fi*fi*(0.00146**2)/5.$
 $TX14=(X1X+Fxr*DX1DFX)*yf*8.16*0.00146*(fi**4)/(8.*AMM)$
 $TX13=fi*fi*fi*(-X1X*DX1DFX*6.1*0.00146-(X1X+Fxr*DX1DFX)*$
 $*yf*5.51*0.00146/(2.*AMM)+Fxr*yf*(8.16**2)/(2.*AMM))/3.$
 $TX12=fi*fi*(-(X1X+Fxr*DX1DFX)*yf*8.16*3.05/(2.*AMM)-Fxr*yf*2.*$
 $*5.51*8.16/(2.*AMM))/2.$

$TX11=fi*(X1X*DX1DFX*(3.05**2)+(X1X+Fxr*DX1DFX)*(yf/(2.*AMM))*$
 $*5.51*3.05+Fxr*(yf/(2.*AMM))*(5.51**2))$

$TX1d=TX15+TX14+TX13+TX12+TX11$

$TX21=X1X+Fxr*DX1DFX$

$TX22=yf/(2.*AMM)$

$TX2f5=fi*fi*fi*fi*((X1X+Fxr*DX1DFX+X1*D1X1DFX)*(0.00146**2)+$
 $*Fxr*(0.00146**2))/5.$

$TX2f4=(fi**4)*(X1X+Fxr*DX1DFX+2.*Fxr)*8.16*0.00146*X1X$

$TX2f3=fi*fi*fi*(-X1*DX1DFX*6.1*0.00146-(X1X+Fxr*DX1DFX)*$
 $*5.51*0.00146*$

$*(yf/(2.*AMM))-(X1X+Fxr*DX1DFX)*(6.1*0.00146-0.00146*yf)+$
 $*Fxr*((yf*8.16/(2.*AMM)**2)-Fxr*6.1*0.00146)/3.$

$TX2f2=fi*fi*(-(X1X+Fxr*DX1DFX)*3.05*8.16*(yf/(2.*AMM))-2.*Fxr*$
 $*yf/(2.*AMM))*(8.16*3.05-8.16*yf)-Fxr*(yf/(2.*AMM)**2)*$
 $*2.*5.51*8.16)/2.$

$TX2f1=fi*(X1X*DX1DFX*(3.05**2)+TX21*TX22*5.51*3.05+$
 $*TX21*(3.05**2-3.05*yf)+2.*Fxr*TX22*(3.05**2-3.05*yf)+$
 $*2.*Fxr*TX22*(5.51*3.05-5.51*yf)+Fxr*(TX22*5.51)**2+$
 $*Fxr*(3.05**2-6.1*yf+yf**2))$

$TX2d=TX2f5+TX2f4+TX2f3+TX2f2+TX2f1$

rem

$*fi*(X1X*DX1DFX*(3.05**2)+(X1X+Fxr*DX1DFX)*(yf/(2.*AMM))*5.51*3.05+$
 $TX3d=((psi-Alfkop)/psi)**2*(0.5*fi+0.25*sin(fi2))$

$fi=Z10$

$fi2=2.*fi$

$TX2f5=fi*fi*fi*fi*((X1X+Fxr*DX1DFX+X1*D1X1DFX)*(0.00146**2)+$
 $*Fxr*(0.00146**2))/5.$

$TX2f4=(fi**4)*(X1X+Fxr*DX1DFX+2.*Fxr)*8.16*0.00146*X1X$

$TX2f3=fi*fi*fi*(-X1*DX1DFX*6.1*0.00146-(X1X+Fxr*DX1DFX)*$
 $*5.51*0.00146*$

$*(yf/(2.*AMM))-(X1X+Fxr*DX1DFX)*(6.1*0.00146-0.00146*yf)+$
 $*Fxr*((yf*8.16/(2.*AMM)**2)-Fxr*6.1*0.00146)/3.$

$TX2f2=fi*fi*(-(X1X+Fxr*DX1DFX)*3.05*8.16*(yf/(2.*AMM))-2.*Fxr*$
 $*yf/(2.*AMM))*(8.16*3.05-8.16*yf)-Fxr*(yf/(2.*AMM)**2)*$
 $*2.*5.51*8.16)/2.$

$TX2f1=fi*(X1X*DX1DFX*(3.05**2)+TX21*TX22*5.51*3.05+$
 $*TX21*(3.05**2-3.05*yf)+2.*Fxr*TX22*(3.05**2-3.05*yf)+$
 $*2.*Fxr*TX22*(5.51*3.05-5.51*yf)+Fxr*(TX22*5.51)**2+$
 $*Fxr*(3.05**2-6.1*yf+yf**2))$

$TX2k=TX2f5+TX2f4+TX2f3+TX2f2+TX2f1$

$TX4k=((Alfkop/psi)**2*(0.5*fi+0.25*sin(fi2))$

$PRGx=(-(R/(E*AJ))*(TX2k-TX2f+TX1f-TX1d)-(R*Fxr/(E*fs))*$
 $*(TX3f-TX3d+TX4k-TX4f)$

$WRITE(10,51)PRGx$

$51 FORMAT(' PRGx=',E10.4)$

$RETURN$

END

$SUBROUTINE D1Mkr(Z11,Z12,Z13)$

```

COMMON /RM1/ R,E,AJ,fs,fi2,fif,psi,del11,AMM,a,d11Fy
COMMON /RM2/ X1Y,X1X,ALFkop,Fyr,Fxr,DX1DFy,DL1Fx
COMMON /RM3/ DLM,AMkr,PRGx,PRGy,yf,xf,DX1DFX
fi=Z12
DM1f=(AMkr/(2.*AMM))*(fi*fi*fi*fi*8.16*0.00146/4.-
*fi*fi*fi*5.51*0.00146/3.-fi*fi*8.16*3.05/2.+5.51*3.05*fi)
DM2f=AMkr*(-0.00146*fi*fi*fi/3.+3.05*fi)
fi=Z11
DM1d=(AMkr/(2.*AMM))*(fi*fi*fi*fi*8.16*0.00146/4.-
*fi*fi*fi*5.51*0.00146/3.-fi*fi*8.16*3.05/2.+5.51*3.05*fi)
fi=Z13
DM2k=AMkr*(-0.00146*fi*fi*fi/3.+3.05*fi)
DLM=-(R/(E*AJ))*(DM1f-DM1d+DM2k-DM2f)
RETURN
END

```

Гидрораздача

```

PROGRAM HYDRR
REM ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ гидрораздачи
REM Y(1)- скорость движения поршня см/сек
REM Y(4)- деформация трубы,см; Y(2),Y(3)- давления,кг/кв.см
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EP,S,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
rem DIMENSION Y1(300),Y2(300),Y3(300),Y7(300),X1(300),CM(300),
rem *Y5(300)
EXTERNAL BESTIM,BLOCKF,RUNKU
EXTERNAL SIGr,SIGt
rem
rem EXTERNAL EM1i П
rem 19.02.98
rem разобрать с изменением толщины трубы при сокращении длины
rem
REAL KX
OPEN(UNIT=10,FILE='d:\rez',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=11,FILE='d:\rez1',STATUS='UNKNOWN')
1 FORMAT (6E10.4)
rem График изменения Етрубы от eps
DATA DTi / 2000000.,27000.,128.,17.,3.76,1.,1.,1.,1.,1./
rem График изменения Еколлектора от напряжения
DATA DT1i / 2000000.,270000.,12800.,1700./
KX=0.2
rem C(1),C(4)-модули упругости материала трубы и доски (кг/кв.мм)
rem C(2),C(5)- модули упрочнения (кг/кв.мм);
rem C(3),C(6)-пределы текучести материала трубы(кг/кв.мм)
rem C(6)=Dp-поршень,C(18)=Dst,см- шток; C(7)- тяга
rem C(11)-масса;C(13),C(14)- объемы камер, куб.см
rem C(20)-C(30)- параметры жидкостей; Ro- нач.диам.трубы
rem C(38)=S; C(32)=ALi; C(33)=Ri; C(34)=Ro; C(35)=R2; C(36)=ALF2i;
rem C(37)=amu; HMM=C(39)
WRITE(6,70)
70 FORMAT(' Введите параметры трубы:внутренний,наружный радиус;/'
*' модуль упрочнения в кг/кв.мм, предел текучести в кг/кв.мм;/'
*' коэффициент Пуассона для трубы./'
*' Пример: 6.5,8.,600.,22.,0.3')
READ(6,9)Z1,Z2,Z3,Z4,Z5
A1(1)=Z1
B1(1)=Z2
C(2)=Z3
C(3)=Z4
C(41)=Z5
rem A1(1)=13./2
rem B1(1)=16./2
WRITE(6,71)
71 FORMAT(' Введите параметры трубной доски: эквивалентный наружный/'
*' радиус, внутренний радиус, модуль упрочнения в кг/кв.мм, пре-/'
*' дел текучести в кг/кв.мм, коэффициент Пуассона для доски./')

```

*' Пример: 15.2,8.2,600.,22.,0.3')

READ(6,9)Z6,Z7,Z8,Z9,Z10

B2(1)=Z6

A2(1)=Z7

C(5)=Z8

C(6)=Z9

C(42)=Z10

rem A2(1)=16.1/2

A2(2)=A2(1)

B2(1)=15.2

A1(2)=A1(1)

B1(2)=B1(1)

C(1)=20000.

C(4)=20100.

rem C(7)- диаметр штока в трубе, в мм; C(16)- диаметр поршня пистолета

rem в см.

C(7)=10.

C(16)=5.5

C(17)=1.

C(8)=0.1

C(9)=20000.

C(10)=1415.7

C(11)=0.005

REM C(11)- масса движущихся частей,кг*сек*сек/см

C(12)=1000.

C(13)=10*5

C(14)=2000.0/10

REM C(13)- объем камеры под плунжером для воды, куб.см

REM C(14)- об,ем магистрали перед поршнем,куб.см

C(15)=0.465

rem C(16)=0.

rem C(17)=20*100.

rem C(18)- диаметр штока поршня пистолета в см

C(18)=1.2

C(19)=0.

rem Расход насоса гидросистемы C(20) в куб.см/сек

C(20)=50.*2

rem C(21)=ALt; C(22)=ALm

C(21)=500.

C(22)=45.

C(23)=1735.

C(24)=0.

C(25)=0.1

C(26)=8.

C(27)=8.

C(28)=0.005

C(29)=0.005

C(30)=10000.

C(31)=20000.

REM Параметры трубы

rem C(32)- начальная длина участка трубы, подвергающегося раздаче

C(32)=160.

C(33)=0.7

C(34)=0.8

C(35)=500.

C(36)=3.14*40/180


```

rem C(37)- коэффициент трения
  C(37)=0.5
  C(38)=0.1
rem C(39)=HMM- соотв. скор. пласт.деформ. v=0,01mm/сек
  C(39)=16E+6
rem C(51)= SIGrost; C(52)= SIGtost- остаточные напряжения в трубе
rem                                     после "течи" трубы
  C(51)=1.1
  C(52)=4.
rem C(40)- рабочая длина зонда
  C(40)=C(32)
  ALm=C(40)
rem C(41)=0.3
rem C(42)=0.25
  C(43)=0.
  C(44)=0.
  C(45)=0.
  C(46)=0.
  C(47)=0.
rem C(48)- настройка высокого давления гидрораздачи
  C(48)=20.
  C(49)=50.
REM Определение для заданной геометрии контактного давления
REM amup2-коэфф. Пуассона для доски
  Ur=B1(1)/A1(1)
  Up=B2(1)/A2(1)
  amup1=C(41)
  amup2=C(42)
  SIGFR=C(3)
  SIGFP=C(6)
  PPO=(3*(Ur*Ur)**2+1)
  Up1=1.
  Po1=SIGFR*(2*(Up1**2-1)/(SQRT(PPO)*(Up1**2*(1+amup2)+1-amup2))+
  *(Ur**2-1)/2)
  Po=SIGFR*(2*(Up**2-1)/(SQRT(PPO)*(Up**2*(1+amup2)+1-amup2))+
  *(Ur**2-1)/2)
9 FORMAT(5F6.2)
  WRITE(6,25)Po1,Po
25 FORMAT(' При заданных условиях давление, при котором течет труба'/
*' равно',1F6.2,'кГ/кв.мм,а давление, при котором восстановление '/
*' доски и трубы одинаково равно Po=',1F6.2,' кГ/кв.мм'//
*' Введите давление раздачи в кГ/кв.мм. Оно должно быть больше Po'/
*' Пример:20. ')
  READ(6,9)Z1
  Pi=Z1
  C(48)=Pi
rem Контактное давление при давлении раздачи Pi
  Ph1=(1+amup2)*(Up**2+(1-amup2)/(1+amup2))/(C(4)*(Up**2-1))
  Ph2=(1+amup1)*(1/(Ur**2)+(1-amup1)/(1+amup1))/(C(1)*(1-1/(Ur**2)))
  Ph=(Pi-Po)*(Ph1/(Ph1+Ph2))
rem N-Число диф.уравнений
  N=9.
  K=C(49)
  DO 100 M=1,20
100 AC(M)=0.
  AC(11)=50.

```

```

WRITE (10,1)(AC(M),M=1,20)
P=0.
rem  A2=C(27)
      VG1=C(28)
      VG2=C(29)
      QB1=C(30)
      QB2=C(31)
      Da1=0.
      Db1=0.
      DL=0.
      B=0.
REM  WRITE (*,104)QB2
      WRITE (6,1)A1(1),B1(1),C(32),C(1),C(2),C(3),C(41),A2(1),B2(1),
      *C(4),C(5),C(6)
      WRITE (10,1)(C(L),L=1,49)
      WRITE (10,104)QB2,C(1)
104  FORMAT (' модуль упругости жидкости =,F10.4,' скорость=,F10.1)
      DO 2 I=1,N
      Y0(I)=AC(I)
      2 Y(I)=Y0(I)
REM  L=C(48)-задает режим;L=0.-В3Д без ДГК
rem  KX=1.
      KX=5.0
      K=1000.
      WRITE(10,1)(Y(I),I=1,N)
REM  WRITE (*,99)C(48),C(33),DK
rem  WRITE (10,99)C(48),C(34),DK
rem  99  FORMAT (' L=0- В3Д, L=1- ДГК, L=,F3.1,'CK1=,F5.1,'DK=,F5.2)
      DO 8 K2=1,1
      H=(0.003-K2*0.001)/4
      H=0.001/10
REM  WRITE (*,102)H
      WRITE (10,102)H
102  FORMAT (' ШАГ H=,F10.4,//5X,'Y(1)',6X,'Y(2)',6X,'Y(3)',
      *6X,'Y(4)',6X,'SYGy',6X,'P',6X,'X')
      WRITE(11,103)H
103  FORMAT(' ШАГ H=,F10.4,//6X,'A1',7X,'B1',7X,'A2',7X,'B2',
      *7X,'ALt',7X,'Y(2)',7X,'X')
      DO 50 I=1,N
      F(I)=0.
      D2(I)=0.
      D3(I)=0.
      D4(I)=0.
50  D1(I)=0.
      DO 98 I=1,N
88  Y(I)=Y0(I)
      X=0.
      II=0.
      J=K
      KK1=10.
      J1=KK1
REM  WRITE (*,7)Y(1),Y(2),Y(3)
rem  WRITE (10,7)Y(1),Y(2),Y(3)
rem  GAMMA=C(21)
      B=0.
      BB1=0.

```

```

A01=A1(1)
Da1=0.
DDa=0.
DA01=0.
B01=B1(1)
Db01=0.
Db1=0.
B02=B2(1)
Db2=0.
A02=A2(1)
ALt=C(32)
Da2=0.
BA2=0.
Y1=0.
DLT=0.
DL0=0.
DBo1=0.
Dbo2=0.
DT1=0.
KL=0
DT1i(2)=0.
4 CONTINUE
DT1=DT1i(2)
rem DT2=DT1i(2)-DT1
CALL RUNKU(BLOCKF)
IF(KL.EQ.1) GO TO 23
DT2=DT1i(2)-DT1
IF(DT2) 22,23,23
22 DTmax=DT1
KL=1.
23 CONTINUE
DLa=Y(7)*X
rem WRITE(10,7)Db2,B2(1)
ALt=C(32)+EPS
Y(1)=Y0(1)+Y(1)
rem IF(Y1.GE.10.) Y1=10.
rem Y1=Y(3)*X
ALm=C(32)-Y(1)
rem B=B+DDa
Daa1=Y(5)*X
Dbb1=Y(8)*X
Dbb2=Y(9)*X
BB1=BB1+Db1
BA2=BA2+Da2
rem A1(1)=A01+B
A1(1)=A01+Da01
A11=Y(3)*H
B1(1)=B01+Db1
A2(1)=A02+Da2
B2(1)=B02+Db2
Dbo1=Db1
rem IF(B1(1)-A2(1)) 105,105,106
52 CONTINUE
rem IF(B1(1).GE.A2(1)) B1(1)=A2(1)
7 FORMAT (7E12.4)
J1=0.

```

```

GO TO 109
107 J1=J1+1
109 IF(J-K) 6,5,5
5 WRITE(10,7)Y(1),Y(2),Y(3),Y(4),SIGy,P,X,FF,AC(19),AC(18)
WRITE(11,7)A1(1),B1(1),A2(1),B2(1),ALt,SIGy,X,ALm,Y(4)
3 FORMAT (' Идет счет' )
J=0.
IF(X-KX) 6,8,8
6 J=J+1
GO TO 4
8 CONTINUE
WRITE(10,37)
37 FORMAT(' Контактное давление в сопряжении и распределение напряже
*ний'/
*5X,'RK',5X,'SIG2rr',5X,'SIG2tt',5X,'Pk',4X,'Daa2')
WRITE(10,7)Daa2
B2(1)=B2(1)
DO 220 IR=1,200
RK1(IR)=A2(1)+(IR-1)*(B2(1)-A2(1))/200

SIG2rr=SIG2r(Ph,A2(1),B2(1),RK1(IR))
SIG2tt=SIG2t(Ph,A2(1),B2(1),RK1(IR))
Daa2=RK1(IR)*(SIG2tt-0.3*SIG2rr)/C(4)
AIR=IR
220 WRITE(10,7)RK1(IR),SIG2rr,SIG2tt,Ph,Daa2
WRITE(6,7)AC(16)
WRITE(6,215)Pi,Ph,EPS,DTmax,KX
215 FORMAT(' Pi Ph DLt SIG2t T'/
*5F6.2)
WRITE(10,106)
WRITE(6,106)
106 FORMAT(' Paszet zakonzen')
STOP
END
SUBROUTINE RUNKU (BLOCKF)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
EXTERNAL E,HM,QU,SIGr,SIGt
1000 FORMAT (6E11.4)
HH=H/2
XX=X+HH
XXX=X+H
CALL BESTIM (X,Y,D1)
CALL BLOCKF(X,Y,D1)
DO 10 I=1,N
110 D1(I)=H*F(I)
10 Y(I)=Y0(I)+D1(I)/2
CALL BESTIM (X,Y,D1)
CALL BLOCKF (XX,Y,D2)
DO 11 I=1,N
D2(I)=H*F(I)
11 Y(I)=Y0(I)+D2(I)/2

```

```

CALL BESTIM (XX,Y,D2)
CALL BLOCKF (XX,Y,D3)
DO 12 I=1,N
D3(I)=H*F(I)
12 Y(I)=Y0(I)+D3(I)
CALL BESTIM (XX,Y,D3)
CALL BLOCKF (XXX,Y,D4)
DO 13 I=1,N
D4(I)=H*F(I)
13 Y(I)=Y0(I)+(D1(I)+2*D2(I)+2*D3(I)+D4(I))/6
CALL BESTIM (XXX,Y,D4)
221 CONTINUE
116 DO 16 I=1,N
16 Y0(I)=Y(I)
X=XXX
Dc=C(18)
am1=0.1
IF (Y(7).GE.Y(3)) Y(7)=Y(3)
DD=A2(1)-B1(1)
IF (DD) 216,216,218
218 CONTINUE
IF(AC(1).EQ.1) GO TO 216
AK=10.
ALk=1.0
SSG=(B1(1)**2)-(A1(1)**2)
Htr=0.1
SIGm=0.
rem Радиальное напряжение в стенке трубы
SIGrr=SIGr(Y(2),A1(1),B1(1),B1(1))
rem Окружное напряжение в стенке трубы
SIGtt=SIGt(Y(2),A1(1),B1(1),B1(1))
rem Интенсивность напряжений в трубе
SIGII=((SIGtt-SIGrr)**2+(SIGrr-SIGm)**2+(SIGm-SIGtt)**2)/2
SIGI=SQRT(SIGII)
SIGy=SIGI
DDS=(A1(1)+B1(1))/2
SIGts=SIGt(Y(2),A1(1),B1(1),DDS)
SIGrs=SIGr(Y(2),A1(1),B1(1),DDS)
rem Изменение толщины стенки трубы
EE=E(C(1),C(2),C(3),SIGI)
DS=(B1(1)-A1(1))*(SIGrs-0.5*(SIGm+SIGts))/EE
Y(6)=DS/H
rem Изменение наружного (Db1) и внутреннего диаметров (Da1) трубы
Db1=B1(1)*(SIGtt-0.5*(SIGrr+SIGm))/EE
DDAB=A2(1)-B1(2)
IF(Db1.GE.DDAB) Db1=DDAB
SIGttv=SIGt(Y(2),A1(1),B1(1),A1(1))
SIGrrv=SIGr(Y(2),A1(1),B1(1),A1(1))
Daa1=A1(1)*(SIGttv-0.5*(SIGrrv+SIGm))/EE
Da1=Db1-DS
Y(5)=(Da1-Da01)/H
IF(Y(5).GE.0.1) Y(5)=0.1
AC(19)=EE
Y(8)=Db1/H
Da01=Da1
IF(Y(5).LE.0) Y(5)=0.

```

```

S1=(B1(1)-A1(1))+DS
S=-A1(1)+B1(1)
DD=A2(1)-B1(1)
DD1=A2(2)-B1(2)
201 AC(16)=C(32)**2*(-B1(2)*Db1+A1(2)*Da1)/(B1(2)**2-A1(2)**2)
DDL=ABS(DL)
203 IF(DD.LE.0) AC(19)=C(1)
DY7=DL-DL0
DL=C(32)**2*(A1(2)*Da1-B1(2)*(A2(2)-B1(2)))/(B1(2)**2-
*A1(2)**2)
EPS=DL
rem EPS=-MIN(DDL,DDL1)
Y(7)=ABS(DY7)/H
rem WRITE(10,1000)AC(16),A1(2),Daa1,B1(2),A2(2)-B1(2),Db1
DL0=DL
rem AC(18)=B1(1)/A1(1)
rem IF(Y(7).GE.Y(3)) Y(7)=Y(3)
IF(DD.GE.0) GO TO 217
rem GO TO 217
216 CONTINUE
SIGrost=C(51)
SIGtost=C(52)
rem amup- коэффициент Пуассона
amup1=C(41)
amup2=C(42)
SIGrr=SIGr(Y(2),A1(1),B1(1),B1(1))+SIGrost
IF(SIGrr.GE.C(3)) SIGrr=C(3)
rem Окружное напряжение в стенке трубы, при касании отверстия
SIGtt=SIGt(Y(2),A1(1),B1(1),B1(1))+SIGtost
IF(SIGtt.GE.C(3)) SIGtt=C(3)
DTi(1)=SIGtt
DTi(2)=SIGrr
DTi(3)=SIGm
rem Интенсивность напряжений в трубе, при касании отверстия
SIGII=Y(2)
SIGy=Y(2)
AC(1)=1.
Y(7)=0.
Y(5)=0.
B1(1)=A2(1)
A1(1)=B1(1)-S
Da1=0.
DL=0.
IF(Y(2)-0.2) 223,219,219
219 P=Y(2)*A1(1)/B1(1)
GO TO 222
t=30.
alb=1.6
Dek=2*A2(1)+2*alb*(t-2*A2(1))
AKek=Dek/(2*A2(1))
rem U- натяг после пластических деформаций
U=0.1
P=U/(((1-amup1)*Bett*Bett+1+amup1)/(EE*(Bett**2-1))+
+(1-amup2+(1+amup2)*(AKek**2))/(EE*(AKek**2-1)))
222 CONTINUE
rem Напряжения в трубной доске

```

```

rem   в зоне контакта

      SIG2rr=SIG2r(P,A2(1),B2(1),A2(1))
      SIG2tt=SIG2t(P,A2(1),B2(1),A2(1))
      Da2=A2(1)*(SIG2tt-0.3*(SIG2rr+SIGM))/C(4)
rem   на границе условного отверстия
      SIG2rr=SIG2r(P,A2(1),B2(1),B2(1))
      SIG2tt=SIG2t(P,A2(1),B2(1),B2(1))
      DT1i(2)=SIG2tt
      AC(18)=SIG2tt
rem   SIGm=am1*AK*A1(1)*ALk*Y(4)/SSG
      SIGm=0.
      Db2=B2(1)*(SIG2tt-amup2*(SIG2rr+SIGM))/C(4)
rem   SIGm=am1*AK*A1(1)*ALk*Y(4)/SSG
      Db1=A02-B01+Da2
      Y(8)=Da2/H
      Y(9)=Db2/H
217 CONTINUE
      RETURN
      END
      SUBROUTINE BESTIM (T,Z,D)
      COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
      COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
      COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
      COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
      COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
      COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
      EXTERNAL E,HM,QU,SIGr,SIGt,SIG2r,SIG2t
      IF (Y(4).LE.0) Y(4)=0.1
      IF (Y(4).GE.160.) Y(4)=160.
      IF (Y(1).LE.0.) Y(1)=0.
21 IF (Y(1).GE.50.) Y(1)=50.
      IF(Y(2).LE.0) Y(2)=0.
      IF(Y(2).GE.C(48)) Y(2)=C(48)
27 CONTINUE
242 CONTINUE
      RETURN
      END
      SUBROUTINE BLOCKF(T,Z,D)
      COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
      COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
      COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
      COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
      COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
      COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
1001 FORMAT (6E10.4)
      AY0=Y(1)
      AY=Y(2)
      AY1=Y(3)
      AY2=Y(4)
rem   Dc-диаметр высоконапорного штока пистолета
      Dc=C(18)
      Dp=C(16)
      Ro=C(34)
      R2=C(35)
      ALF2i=C(36)

```

```

amu=C(37)
AM1=0.5
TET=0.1
Ri=Ro+Y(4)
DK=Ri
rem Fp-площадь поршня пистолета
rem Fum-площадь сечения водяного цилиндра
Fp=0.786*(Dp**2)
Fum=3.14*(A1(1)**2-(C(7)/2)**2)
rem ALk-длина хорды укл.кольца, трущейся о стенку высоконапорного
rem цилиндра, мм
ALk=1.0
aKtr=0.2
QK=0.00001
QD=C(20)*(1-EXP(-1*X))/2
IF(X-2.1) 333,333,334
333 KT=1.
GO TO 335
334 KT=-3.
335 CONTINUE
FF=3.14*Y(2)*((C(18)*10/2)**2+2*A1(1)*aKtr*ALk)
Vg=1500./2
Eg=10000.
rem hp- потери на трение, зависящие от скорости движения поршня
hp=50.
rem Vum- объем уругого материала, куб.мм
Vum=Fum*C(32)+1.0
rem Eum- модуль упругости дистилата кг/кв.мм
Eum=200.
rem Y(1)- перемещение штока; Y(2)-давление упругого материала
rem Y(3)-скорость перемещения штока; Y(4)-гидродавление в пистолете
rem Y(5)-скорость изменения внутреннего диаметра трубы;
rem Y(7)- скорость изменения длины трубы
rem Y(8)- скорость перемещения линии контакта трубы и отверстия
rem Y(6)- скорость перемещения наружной границы отверстий в доске
F(1)=Y(3)
DY7Y3=Y(7)-Y(3)
F(2)=(Y(3)*3.14*((C(18)*10/2)**2)-3.14*(2*A1(1)*Y(5)*(C(32))))*Eum
*/Vum
F(3)=(Y(4)*Fp-FF-hp*Y(3))/C(11)
AC(15)=Y(4)*Fp
F(4)=KT*(QD-0.001*QU(AY2))*Eg/Vg
332 CONTINUE
F(5)=0.
F(6)=0.
F(7)=0.
F(8)=0.
F(9)=0.
rem E(AY,A1,QB1,VG1)/C(14)
rem СЖАТИЕ УПРУГОГО МАТЕРИАЛА (ВОДЯНОЙ СМЕСИ)
rem Y(4)-давл.воды;Y(3)-скорость раздувания трубы
rem S-толщина стенки трубы,см; Dm-диаметр мультипликатора,см
rem ALm- длина контакта трубы с дистилатом; Vm- объем дистилата
RETURN
END
FUNCTION QU(Z)

```



```

COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
DDY=Z
IF (DDY-1) 32,32,33
32 QU=0.
RETURN
33 IF (DDY-C(17)) 34,34,35
34 QU=0.1*DDY
GO TO 36
35 QU=0.1*C(17)
36 CONTINUE
RETURN
END
FUNCTION HM(Z)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
A=C(36)
AB=C(37)
AAC=C(38)
HM=10*Z
RETURN
END
FUNCTION EMi(Z5,Z6)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
IF (Z6) 401,401,400
400 IT=Z5/0.001
IF (IT.GT.0.AND.IT.LE.1.) IT=1.
IF (IT.GT.1.AND.IT.LE.2.) IT=2.
IF (IT.GT.2.AND.IT.LE.3.) IT=3.
IF (IT.GT.3.AND.IT.LE.4.) IT=4.
IF (IT.GT.4.AND.IT.LE.5.) IT=5.
IF (IT.GT.5.AND.IT.LE.6.) IT=6.
EMi=DTi(IT)
P=C(39)
GO TO 402
401 EMi=DTi(1)
P=C(39)/5
402 Y0(20)=EMi
RETURN
END
FUNCTION EM1i(Z7)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0

```

```

COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
REAL IT
2001 FORMAT (3E10.3)
400 IT=Z7/1700.
    AIT=IT
    IF (IT.GT.0.AND.IT.LE.1.0) IT=1.
    IF (IT.GT.1.AND.IT.LE.1.5) IT=2.
    IF (IT.GT.1.5.AND.IT.LE.2.) IT=3.
401 EM1i=DT1i(IT)
403 CONTINUE
rem  WRITE (6,2000) Z7,AIT,EM1i
    RETURN
    END
    FUNCTION E(ZZ1,ZZ2,ZZ3,ZZ4)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
rem  Z4- интенсивность напряжения в металле ,кг/кв.мм
rem  Z3- предел текучести
    EU=ZZ1
    EP=ZZ2
    EE1=EP/EU
    YT=ZZ3
rem  DDS- интервал напряжений при переходе от EU к EP (модулю упрочн.)
    DDS=0.05
    AK=-ALOG(EE1)/(DDS*YT)
    YY=ZZ4
    IF(YY.GE.YT) GO TO 100
    E=EU
    GO TO 101
100 XH=YY-YT
    IF(XH-DDS*YT) 170,170,171
170 E=EU/(EXP(-AK*XH))
    GO TO 101
171 E=EP
101 CONTINUE
    RETURN
    END
    FUNCTION SIGr(Z1,Z2,Z3,Z4)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
3000 FORMAT(6E10.3)
    PP=Z1
    A=Z2
    BB=Z3
    r=Z4

```

```

SIGr=PP*(1-(BB/r)*(BB/r))/((BB/A)**2-1)
RETURN
END
FUNCTION SIGt(Z1,Z2,Z3,Z4)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
3010 FORMAT(6E10.3)
PP=Z1
A=Z2
BB=Z3
r=Z4
SIGt=PP*(1+(BB/r)**2)/((BB/A)**2-1)
rem WRITE(10,3010)SIGt,PP,r,BB,A
RETURN
END
FUNCTION SIG2r(Z1,Z2,Z3,Z4)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
3100 FORMAT(6E10.3)
PP=Z1
A=Z2
BB=Z3
r=Z4
SIG2r=PP*(1-(BB/r)*(BB/r))/((BB/A)**2-1)
RETURN
END
FUNCTION SIG2t(Z1,Z2,Z3,Z4)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(100),AC(20),A01,A02,B01,B02,DL0
COMMON /RK3/ A1(10),B1(10),A2(5),B2(5),QB1,QB2,VG1,VG2,DK,RK1(500)
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,DTi(10),DT1i(4)
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20),Da01,DDa
COMMON /RK6/ QD,S,SIGy,ALm,FF,Da1,Da2,Db1,Db2,DL,ALt
3110 FORMAT(6E10.3)
PP=Z1
A=Z2
BB=Z3
r=Z4
SIG2t=PP*(1+(BB/r)**2)/((BB/A)**2-1)
rem WRITE(10,3010)SIGt,r,BB,A
RETURN
END

```

Приложение № П.9

```
PROGRAMM SILW
REM Raszet sil w walzovke
rem  DIMENSION Q(10),AM(10),AH(10),FI0(10)
      OPEN(UNIT=10,FILE='d:\REZULTAT\rez',STATUS='UNKNOWN')
      10 FORMAT (6E12.4)
      1 FORMAT (7F10.4)
rem  WRITE(6,2)
rem  2 FORMAT (' wvedite dlja trubi naruzn Db i wnutren diam Di0,/'
rem  *' tolshinu stenki S, dlinu walzevania ldt, twerdost trubi HB./'
rem  *' Primer: 16.,13.,1.5,30.,160.')
rem  READ(6,1)Z1,Z2,Z3,Z4,Z10
rem  Db0=Z1
rem  Di0=Z2
rem  S=Z3
rem  ALdt=Z4
rem  HB=Z10
      E=2.1*100000.
      G=8*10000.
      Db0=22.
      Di0=18.8
rem 13.
      Wk=3.14*(Db0**3-Di0**3)/16.
      S=1.6
      S1=0.8
rem 1.5
      ALdt=30.
      HB=300.
rem Koeff., uzitiwaet svjaz Mkr i Mkra
      Akp=0.15
rem 160.
rem
rem  WRITE(6,3)
rem  3 FORMAT(' wvedite rab.dlinu roluka(mm) lr; konusnost weretena Kb,/'
rem  *' max diametri weretena i roluka Dbm, Drm v mm, ugol gamma yr/'
rem  *' radiusi sfer roluka Rw1,Rw2/'
rem  *' 30.,30.,6.8,4.5,1.5, 10.,15.')
rem  READ(6,1)Z5,Z6,Z7,Z8,Z9,Z13,Z14
rem  ALr=Z5
rem  AKb=1./Z6
rem  Dbm=Z7
rem  Drm=Z8
rem  yr=3.14*Z9/180.
rem  Rw1=Z13
rem  Rw2=Z14
      ALr=16.
rem 30.
      AKb=1./30.
      Dbm=9.4
rem6.5
rem 6.8
```

```

    Drm=5.6
rem4.
rem 4.5
    yr=3.14*2./180.
rem1.5/180.
    DRmin=Drm-0.5*AKb*ALr
    Rw1=10.
    Rw2=15.
rem  WRITE(6,4)
rem  4 FORMAT(' Wwedite koeffizient trenija rolik-truba,/'
rem    '*Akr= 0.3; rolik-korpus Akrk= 0.5; v podsipnike = 0.004')
rem  READ(6,1)Z15,Z26,Z27
rem  Amurt=Z15
rem  Amurk=Z26
    Amupod=0.004
rem  Z27
    TANAb=AKb/2.
    TANab1=1+TANAb**2
    SINAb=TANAb/SQRT(TANab1)
    COSAb=1./SQRT(TANab1)
    DDr=ALdt*AKb/2.
    Drmini=DRm-DDr
rem  nazalnij srednij diametr rolika i weretena
    DCR0=(2.*Drm-DDr)/2.
    DCB0=(Di0/2.-DCR0)*2.
    WRITE(6,5)
5 FORMAT(' Wwedite krutjasij moment na chvostowike Mkr,Nm/'
*' temperaturu T, radius piatki rolika, peremizku korpusa/'
*' diam. podsipnika Dw;oboroti weretena ob/min/'
*' 10.,100.,3.,2.,23.,370.')
```

```

    READ(6,1)Z21,Z22,Z23,Z24,Z25,Z28
    AMkr0=Z21*1000.
    AMkr=AMkr0
    T=Z22
    Rnr=Z23
    bn=Z24
    Dpod=Z25
    Omb=3.14*Z28/30.
    I1=1
20 CONTINUE
    AMurk=0.05+0.05*I1
    AI2=0.
    DO 22 I=1,15
    AMurt=0.05+0.05*I
rem  DO 21 I1=1,5

rem  WRITE(10,1)11.
    15 CONTINUE
rem Kontaktnoe naprjazenie doska-truba
    Ptd=4.*AMkr*SIN(yr)/(3.*3.14*Aldt*DCR0*S*0.5*AKb)
    Ptds=4.*AMkr*SIN(yr)/(3.*3.14*Aldt*DCR0*S1*0.5*AKb)

```

```

rem  AMkr=pt*3.14*Aldt*0.5*DCR0*S*AKb/(4.*SIN(yr))
    Frci=AMkr*SIN(yr)/(3.*0.5*DCR0*0.5*AKb)
rem  ploshad sezenia uzastka trubi
    fkt=3.14*(Db0**2-Di0**2)/4.
rem  ploshad kontakta rolika i trubi
    Fr1=0.906*ALOG(Frci)
    HB1=0.99*ALOG(HB)
    fk=0.216*EXP(Fr1)/EXP(HB1)
    Frr1=Frci*0.5*(DCR0+DCB0)/(ALdt*0.25*DCR0*DCB0)
rem  kontaktnoe napriazenie rolik- truba
    pt1=0.094*ALOG(Frci)
    Frs=EXP(pt1)
    HBB=EXP(HB1)
    pt=4.64*EXP(pt1)*EXP(HB1)
    WRITE(10,1)Pt,Frci,Frs,1.
rem  Napriazenie kontakta rolik-wereteno
    SIGr=190.7*SQRT(Frr1)
rem  T=293.
    T=0.
    QRts=0.
rem  DO 14 I=1,998
rem  15 CONTINUE
rem  AMu1=0.0069*T-1.16*T*T/100000.
rem  AMu=0.1*(1.+0.67*EXP(AMu1))+0.05*pt/30.
rem  SIGX=0.3185*Fr*(AMu+2.*ALdt*SIN(yr)/DCR0)/((0.5*DCR0)**2)
rem  TYz=Fr*0.5*AKb/(SIN(yr)*fk)
rem  TYX=Fr*AMu/fk
rem  SIGIs=SIGr**2+(SIGr-SIGX)**2+SIGX**2+6.*(TYz**2+TYX**2)
rem  SIGI=SQRT(SIGIs)/SQRT(2.)
rem  Sili
rem  Okruznaja sila na roliske
    Ftrz=AMkr/(3.*0.5*DCR0)
rem  Sila N1 po osi rolika
    Fos1z=Ftrz*SIN(yr)
rem  Sila N1 po osi korpuca ot rolikov
    Fos1k=3.*Ftrz*TAN(yr)
rem  Proskalzivanje
rem  Tekusij vnutrenij diam. trubi
    Di=DI0+0.3
    DD1=DCR0-0.25*DI
    DD2=DCR0+0.25*DI
    DD3=yr/2.
    DD4=DD1/(DD2*TAN(DD3))
    UA=ATAN(DD4)+1.57-DD3
    UB=1.57-DD3-ATAN(DD4)
    VC=0.5*OMb*SIN(yr)/SIN(UA)
rem  WRITE(10,1)VC,UA,UB,2.
rem  Osevaja sila N2 na roliske
    UBYr=UB+yr
    Fos2z=Frci*Amurt*sin(UByr)
    Fos2k=3.*Frci*Amurt*sin(UB)

```

```

rem Sila ot vintovogo dwizenia rolika
rem Fos3z=fk*pt*Amurt/TAN(UB)
  Ftktz=Ftrz*COS(yr)
  rokt=ATAN(Amurt)
  yrrokt=yr+rokt+UB
rem+UB
rem FoS3z=Ftktz/TAN(yrrokt)
  Fos3z=fk*pt*Amurt/TAN(yrrokt)
  Fos3z=Frci*AMurt*COS(UByr)/TAN(yrrokt)
  WRITE(10,1)yrrokt,Ftktz,FoS3z,2.
  UBY=UB+yr
rem TGUB=SIN(UB)/COS(UB)
  Fos3k=3.*FoS3z
rem fk*pt*cos(UBY)/TGUB
rem WRITE(10,1)TGUB,fk,pt
rem TAN(UB)
rem Itogovie sili po osi rolika i korpusa
  Fosz=Fos1z+Fos2z+Fos3z*COS(yr)
  Fosk=Fos1k+Fos2k+Fos3k
rem Moment trenia v podsignike
  Amp=Amupod*Fosk*Dpod
  tauk=AMtp/Wk
rem Moment trenija po bokovoj poverchn.rolikov
  AMtrpk=0.15*Amp/(0.5*DCB0+0.25*DCR0)
rem pp=AMurk*Frci/Srk
rem Plosad kontakta rolika-korpus Srk
  Fig1=bn/(2.*Rnr)
  Fig=ATAN(Fig1)
  SNfig=3.14-2.*Fig
  Srk=Rnr**2*(2.*Fig+SIN(SNfig))
  Srk=4.*Rnr**2*Fig+2.*Rnr*COS(Fig1)*bn
rem Moment trenija rolik-korpus
  Pp=Fosz/Srk
  AMtrkz=Pp*Amurk*(bn**3*(6.28-4.*Fig)/24.+4.*Fig*Rnr**3/3.)
rem moshnost trenia v podpiatnike rolika
  ANTRN=COSAb*0.75*OMb*AMtrkz
  Skor=3.14*(12.**2-9.**2)/4.
  Sigk=Fosk/Skor
rem ANTRrk=AMtrk*COSAb*0.75*AMtrk
  WRITE(10,10)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,Skor,AMkr
  WRITE(6,10)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,AMkr,Sigk,Pp,Pt,Ptd
  WRITE(6,25)AI2
  WRITE(10,25)AI2
25 FORMAT(' I1=',F6.1)
rem WRITE(10,11) AKtep,SI,DQT
rem s WRITE(10,12)Fr,AIFWs,Qrt,SIGi,AMu,DT,T
rem 11 FORMAT(' AKtep=',F7.4,' I=',F8.2,' DQT=',E10.4)
rem 12 FORMAT(' Fr=',E10.4,' AIFws=',E10.4,' Qrt=',E10.4,
rem *' Sigi=',E10.4,' AMu=',E10.4,' DT=',E10.4,' T=',E10.4)
  AMkr1=AMkr0-AMtrkz*3.-AMtp-AMtrpk
  tauoc=Fosz/(1.*fk)

```

```

    taut=Ftrz/(1.*fk)
    Aq10=0.5*(Ptds**2)/E
    Aq1=4.*37*(Ptds**2)*(Akp**2)/E
rem 0.5*(Ptds**2)/E
    Aq230=(tauoc**2+taut**2)*0.5/G
    Aq23=4.*37*(tauoc**2+taut**2)*Akp**2/G
rem   Aq40=29.4
    Aq4=(0.5+0.637*((37*Akp*Ptds)**2)*20.)/E
    Aqs=Aq10+Aq1+Aq230+Aq23+Aq4
    DAM=AMkr1-AMkr
    DDAM=DAM/AMkr0
    H=ABS(DDAM)
    IF(H.LE.0.001) GO TO 14
rem   WRITE(10,10)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,AMkr,H,Sigk,Pp
    AMkr=AMkr1
    AI2=AI2+1.
    WRITE(6,10)AI2
    IF(AI2.GE.2000.) GO TO 14
    GO TO 15
14 WRITE(10,16)AMurt,AMurk
16 FORMAT(' AMurt=',F6.3,' Amurk=',F6.3)
rem   WRITE(10,17)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,AMkr,Sigk,Pp
rem 17 FORMAT(' Fos1k=',E10.3,' Fos2k=',E10.3,' Fos3k=',E10.3/
rem   '* Fosk=',E10.3,' AMkr=',E10.3,' Sigk=',E10.3,' Pp=',E10.3)
    WRITE(10,10)Fos1k,Fos2k,Fos3k,Fosk,AMkr,H,Sigk,Pp,Ptd,tauk
    WRITE(10,1)AMtrpk
    WRITE(10,1)AMkr,Frci,Ftrz,Fosz,Ptd,Ptds,fk,4.
    WRITE(10,1)Ptds,tauoc,taut, Aqs
    AMkr=AMkr0
    AI2=0.
rem   GO TO///
rem 20 CONTINUE
rem   DO 21 I=1,10
rem   T=20.+(I-1)*100.
rem   AMu1=0.0069*T-1.16*T*T/100000.
rem   AMu=0.1*(1.+0.67*EXP(AMu1))+0.05*ptc/30.
22 CONTINUE
    AI1=I1
    IF(AI1.EQ.15.) GO TO 21
    I1=I1+1
    GO TO 20
21 CONTINUE
    STOP
    END

```


Приложение №П10

PROGRAMM OSTAT

```
rem Расчет остаточных напряжений после вальцевания
DIMENSION HB(5)
COMMON /RM1/ HNB,HV,Db,DI0,S,Do,ALr,AKb,Gamma,ALk
COMMON /RM2/ Drmax,Dbmax,Zp,Blkr,Dpc,AMkrt,Pkrb,TAU,Wk
COMMON /RM3/ AMkr0,AMkr,Frci,fk,pt,sigr,Ftrz,Fosz
COMMON /RM4/ T,Rnr,OMb,AKSI1,DL,DD,b,X,D1
EXTERNAL UDLIN
OPEN(UNIT=10,FILE='D:\Rezultat\rez',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=11,FILE='D:\Rezultat\rez1',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(6,100)
1 FORMAT (6F10.4)
WRITE(6,51)
51 FORMAT(' Введите крутящий момент Mkr,Nm/'
*' температуру T, обороты веретена ob/min/'
*' 10.,100.,370.')
```

```
READ(6,1)Z21,Z22,Z23
AMkr0=Z21*1000.
AMkr=AMkr0
T=Z22
OMb=3.14*Z23/30.
WRITE(6,5)
5 FORMAT (' Введите наружный в мм. Db и внутренний Di,/'
*' трубы, толщину стенки (мм) S, диаметр отв. доски Do,/'
*' предел прочн. матер. ролика_Sgr,МПа/'
*' Пример:16.,13.,1.5,16.3,2355.- для ШХ15')
```

```
READ(6,1)ZZ12,ZZ13,ZZ14,ZZ15,ZZ17
Db=ZZ12
DI0=ZZ13
S=ZZ14
Do=ZZ15
ALr=30.
REM VNUTR.DIAM. PRIZATOJ TRUBI
RII=(0.5*Do)**2-(0.5*Db)**2+(0.5*DI0)**2
DI=2.*SQRT(RII)
Sgr=ZZ17
DDTAU=Sgr/SQRT(3.)
AMkrt=0.
WRITE(6,1105)
1105 FORMAT(' Введите угол перекоса осей gamma, grad, макс. диаметр/'
*' ролика Drmax, веретена Dbmax, конусность веретена/'
*' Akb; число роликов Zp; длину вальцевания/'
*' Пример:1.5,4.5,6.5,30.,3.,32. ENTER
```

```
READ(6,1)ZZ18,ZZ19,ZZ20,ZZ21,ZZ22,ZZ23
Gamma=ZZ18*3.14/180.
Drmax=ZZ19
Dbmax=ZZ20
AKb=1./ZZ21
Zp=ZZ22
Blkr=ZZ23
rem Raszet srednego diam. rolika
Dpc=Drmax-AKb*Blkr/4.
Dcrr=Dpc
REM Raszet nazalnogo diametra veretena
```

```

Dbp0=2.*(0.5*DI-Dpc)
AKSI1=0.5
WRITE(6,1)Dpc
WRITE(6,10)
10 FORMAT(' Wwedite predel tekuzesti, HB trubi'/
*' Primer: 200.,160.')
READ(6,1)ZZ24,ZZ25
SIG=ZZ24
HB(1)=ZZ25
210 FORMAT (6E12.4)
201 FORMAT (7F10.4)
150 FORMAT (2I6)
HHB=HB(1)
R=(Db+DI0)/4.
KS=S/0.01
K1=1
200 CONTINUE
CALL UDLIN(Dbp0,HHB)
epst=DL/(0.2*b)
epsr=DD/(Do-DI)
WRITE(10,1)DD,DI,Do
SIGR=2.1*100000.*epsr
WRITE(10,120)DI0,dbp0,X,D1,epst,epsr,SIGR
120 FORMAT(' DI0=',E10.4,' dbp0=',E10.4,' X=',E10.4,/
*' D1=',E10.4,' epst=',E10.4,' epsr=',E10.4,/
*' SIGR=',E10.4)
WRITE(10,316)Db,S
316 FORMAT('=====/'
*' Рассчитывается труба' ,F4.1,' x',F4.1/
*' =====')
1200 CONTINUE
WRITE(6,2000)
2000 FORMAT('=====/'
*' Конец счета')
STOP
END
SUBROUTINE UDLIN(Z,ZZ)
COMMON /RM1/ HHB,HV,Db,DI0,S,Do,ALr,AKb,Gamma,ALk
COMMON /RM2/ Drmax,Dbmax,Zp,Blkr,Dpc,AMkrt,Pkrb,TAU,Wk
COMMON /RM3/ AMkr0,AMkr,Frci,fk,pt,sigr,Ftrz,Fosz
COMMON /RM4/ T,Rnr,OMb,AKSI1,DL,DD,b,X,D1
WRITE(10,50)500.
rem Z=dbp0
50 FORMAT(7E10.4)
alfab=0.
X=0.
DD=0.
DL=0.
DL0=0.
rem I1- zislo oborotov korpusa
DO 21 I1=1,5
24 CONTINUE
SZ1=I1
DO 22 I=1,1
alfab=I*0.2
Ab=Akb*AKSI1*sin(GAMMA)

```

```

DX=AKSI1*0.5*Z*0.2*sin(Gamma)/(1-0.5*0.2*Ab)
X=X+DX
WRITE(11,50)Z
DDI=Ab*0.5*Z*0.2/(1-0.5*Ab*0.2)
DD=DD+DDI
a=0.5*(Z+DD)+Dpc
b=0.5*Z+Dpc
CU=0.2/4.
AU1=((a-b)/(a+b))/TAN(CU/2.)
AU=(3.14-CU)/2+ATAN(AU1)
c=a*sin(CU)/sin(AU)
c1=2.*b*sin(CU/2.)
DL1=c-c1
D1=2*a
rem CU*b
DL=DL+DL1
WRITE(11,50)sz1,alfab,X,DX,DD,D1,c,DL1,DL
22 CONTINUE
Z=Z+DD
DL=DL0+DL
WRITE(11,50)Z,DL,DD,100.
21 CONTINUE
RETURN
END

```

Приложение №П11

PROGRAM DOSKA

```
REM Расчет напряжений в перемычке
  DIMENSION Q(10),AM(10),AH(10),FI0(30),C(30),A1(30),
  *SIGR1(30),SIGT1(30),SIGR2(30),SIGT2(30),SIGR3(30),
  *SIGT3(30),A2(30),SIGRS(30),SIGTS(30),SIGI(30),SIGR4(30),
  *SIGT4(30),A3(30),DC(30)
  OPEN(UNIT=10,FILE='d:\REZULTAT\rez',STATUS='UNKNOWN')
10 FORMAT (6E12.4)
1 FORMAT (7F10.4)
  WRITE(6,2)
2 FORMAT (' vvedite naruznij Db, diametr otv Di,/'
  *' Ugol issledov Ais./'
  *' vvedite: 600.,16.3,1.57')
  READ(6,1)Z1,Z2,Z3
  DL=Z1
  Di=Z2
  Ais=Z3
  Rt=Di/2.
rem
  WRITE(6,3)
3 FORMAT(' vvedite ostatoznoe naprjazen Po,/'
  *' radius setki B1/'
  *' 20.,12.15,')
  READ(6,1)Z4,Z5
  Po=Z4
  B1=20.3
  bb1=Z5
  DO 5 I=1,30
5 C(I)=0.
  DO 7 I=1,20
  C(I)= Di/2.+I*0.2
  FIA1=1.041
  AA1=(C(I)-B1)/(C(I)+B1)
  AA2=FIA1/2.
  AA3=1./TAN(AA2)
  AA4=AA1*AA3
  FIC1=(3.14-FIA1+2.*ATAN(AA4))/2.
  WRITE(10,10)FIC1,10.
  FIB1=3.14-FIA1-FIC1
  A1(I)=C(I)*SIN(FIA1)/SIN(FIC1)
  SIGR1(I)=Po*(Rt**2)*(1.-(0.5*DL)**2/C(I)**2)/((0.5*DL)**2-Rt**2)
  SIGT1(I)=Po*(Rt**2)*(1.+(0.5*DL)**2/C(I)**2)/((0.5*DL)**2-Rt**2)
  SIGR2(I)=Po*Rt**2*(1.-(0.5*DL)**2/A1(I)**2)/((0.5*DL)**2-Rt**2)
  SIGT2(I)=Po*Rt**2*(1.+(0.5*DL)**2/A1(I)**2)/((0.5*DL)**2-Rt**2)
  FIA2=1.57+FIA1
  AA21=FIA2/2.
  AA31=1./TAN(AA21)
  AA41=AA21*AA31
  FIC2=(3.14-FIA2+2.*ATAN(AA41))/2.
  FIB2=3.14-FIA2-FIC2
  A2(I)=C(I)*SIN(FIA2)/SIN(FIC2)
  SIGR3(I)=Po*Rt**2*(1.-(0.5*DL)**2/A2(I)**2)/((0.5*DL)**2-Rt**2)
```

```

SIGT3(I)=Po*Rt**2*(1.+(0.5*DL)**2/A2(I)**2)/((0.5*DL)**2-Rt**2)
A3(I)=B1-C(I)
SIGR4(I)=Po*Rt**2*(1.-(0.5*DL)**2/A3(I)**2)/((0.5*DL)**2-Rt**2)
SIGT4(I)=Po*Rt**2*(1.+(0.5*DL)**2/A3(I)**2)/((0.5*DL)**2-Rt**2)
SIGRS(I)=SIGR1(I)+ SIGR2(I)*COS(FIB1)+SIGR3(I)*COS(FIB2)+
*SIGR4(I)
SIGTS(I)=SIGT1(I)+ SIGT2(I)*COS(FIB1)+SIGR3(I)*COS(FIB2)+
*SIGT4(I)
SIG= SIGTS(I)**2+SIGRS(I)**2+(SIGTS(I)-SIGRS(I))**2
SIGI(I)=SQRT(SIG)/SQRT(2)
rem raset po formule
AF1=1./(C(I)**2)+1./(A3(I)**2)
AF2=2.*COS(FIB1)/(A1(I)**2)
AF=AF1+AF2
SIGF=Po*(0.5*Di)**2*AF*SQRT(3.)
SI=I
WRITE(10,10)SI,C(I),AF,SIGF,3.
WRITE(10,10)C(I),A1(I),A2(I),A3(I),1.
WRITE(10,10)SIGR1(I),SIGR2(I),SIGR3(I)
WRITE(10,10)SIGT1(I),SIGT2(I),SIGT3(I)
WRITE(10,10)SIGRS(I), SIGTS(I),2.
6 WRITE(10,10)SI,SIGI(I)
7 CONTINUE
DO 8 I1=1,19
AC=C(I1)
SIG=SIGI(I1)
DSIG=SIGI(I1+1)-SIGI(I1)
WRITE(10,10)SIG,DSIG,AC
8 CONTINUE
STOP
END

```

Приложение П12

PROGRAM GD_5

РЕМ ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ГИДРОПРИВОДА

```

REM Y(1)-скорость вращения вала,рад/с;Y(2),Y(3)- давления, кг/кв.см
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(70),AC(20),OMO
COMMON /RK3/ A1,A2,QB1,QB2,VG1,VG2,DK,ZAL1,ZAL2,FQ
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,CM,AUE
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20)
DIMENSION AA(300),FI(300),Y1M(300),AUEM(300),XU(300),X1M(300)
COMPLEX*16 S,SH1,SH2,CH1,CH2,V1,V2,CA1,CA2,ZZAL1,ZZAL2,BF,EF,
*AS1F,ASF,BA,EV
EXTERNAL BESTIM,BLOCKF,RUNKU
REAL KX
OPEN(UNIT=10,FILE='d:\rezultat\rez',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=11,FILE='d:\rezultat\rez1',STATUS='UNKNOWN')
OPEN(UNIT=12,FILE='d:\rezultat\rez2',STATUS='UNKNOWN')
rem OPEN(UNIT=13,FILE='e:\AB\r2',STATUS='UNKNOWN')
1 FORMAT (6E10.4)
401 FORMAT (6F10.4)
KX=20.
C(1)=30.
C(2)=7.
C(3)=7.
C(4)=0.
C(5)=0.1
C(6)=3.98
WRITE(6,400)
400 FORMAT(' Wwedite AUE, B. Primer: 10.')
READ(6,401)ZU1
AUE=ZU1
WRITE(6,403)
403 FORMAT(' Wwedite RW0,AKSI1,Yw,AKB. /'
*/ Primer:3.,0.3,1.5,30.')
READ(6,401)ZU2,ZU3,ZU4,ZU5
C(43)=ZU2
C(44)=ZU3
C(45)=ZU4*3.14/180.
C(47)=1./ZU5
WRITE(6,405)
405 FORMAT(' Wwedite parametri uzla kreplenia trubi /'
*/ Dn0,Di0,D0,Lp mm. /'
*/ Primer: 16.,13.,16.4,30.')
READ(6,401)ZU6,ZU7,ZU8,ZU9
DN0=ZU6
DI0=ZU7
D0=ZU8
ALP=ZU9
C(51)=DN0
C(52)=DI0
C(53)=D0
C(54)=ALP
rem XP-smesenie pri rezonanse momenta
XPw=(D0-DN0)/C(47)
C(55)=XPw
rem C(56)- koefizient rosta momenta; C(57)= AKSIM

```

C(56)=0.05
 C(57)=0.1
 C(7)=0.005
 C(8)=0.005
 C(9)=309.
 C(10)=1.43
 C(11)=0.555
 REM C(11)- момент инерции на валу двигателя, кг*см*сек*сек
 C(12)=800.
 C(13)=C(12)
 C(14)=0.
 C(15)=0.
 C(16)=0.
 C(17)=250.
 C(18)=250.
 C(19)=120.
 C(20)=0.97
 REM C(21) - удельный вес жидкости,Кг/куб.см
 C(21)=0.87/1000.
 C(22)=0.0536
 C(23)=1735.
 C(24)=4.1
 C(25)=0.1
 C(26)=8.
 C(27)=8.
 C(28)=0.0005
 C(29)=0.005
 C(30)=14000.
 C(31)=1.
 REM C(31)- диаметр клапана.см
 C(32)=7.
 C(33)=1.
 C(34)=20.
 C(35)=20.
 C(36)=20000.
 C(37)=0.
 C(38)=0.
 C(39)=0.
 C(40)=20000.
 C(41)=0.
 C(46)=0.
 C(49)=0.
 N=C(32)
 AC(1)=0.
 AC(2)=C(2)
 AC(3)=C(3)
 DO 100 M=4,20
 100 AC(M)=0.
 AC(11)=5.
 AC(19)=0.
 AC(20)=0.
 WRITE (10,1)(AC(M),M=1,20)
 A1=C(26)
 A2=C(27)
 VG1=C(28)
 VG2=C(29)

```

QB1=C(30)
QB2=C(30)
WRITE (6,1)(C(L),L=1,49)
WRITE (10,1)(C(L),L=1,49)
WRITE (10,104)QB2,C(12)/3.14
104 FORMAT ( ' модуль упругости жидкости =',F10.4,' длина =',F10.1)
WRITE (10,103)C(17),C(18)
103 FORMAT ( ' Ограничение P P1=',F10.4,' P2=',F10.4)
AUE0=0.02
WRITE(10,36)
36 FORMAT(25X,'F',10X,'L',10X,'w ')
KW=2
XK0=10.
KX=XK0
X=0.
IG=1
DO 2 I=1,N
Y0(I)=AC(I)
2 Y(I)=Y0(I)
DK=C(31)
H=0.0011
H=0.0001
WRITE (10,102)H
102 FORMAT ( ' ШАГ H=',E11.4,//5X,'Y(1)',6X,'Y(2)',6X,'Y(3)',
*6X,'DPH',6X,' Mkr',6X,'Xwer',6X,'X')
DO 50 I=1,N
F(I)=0.
D2(I)=0.
D3(I)=0.
D4(I)=0.
50 D1(I)=0.
DO 98 I=1,N
98 Y(I)=Y0(I)
K=10
II=0.
J=K
KK1=10.
J1=KK1
GAMMA=C(21)
DD=11.8
KZ=3.
Y1M=0.
X1M=0.
Y1MM=0.
X1MM=0.
AUEM=0.01
AUES=0.
AUESN=0.
JY1=0
ALAMB=0.05
ro1=GAMMA/980.
XK=6.28*3
II=1
W=1.
4 CONTINUE
IF(IG.EQ.0) GO TO 35

```



```

X1=W*(X-XK0)
W=OMO+0.01
RES=0.
S=DCMPLX(RES,W)
SN=sin(X1)
AUES=(SN)*AUE0
AUES=0.
Vt=C(1)/(3.14)
VV1=(S+ALAMB*Vt/(4.*1.))*S*ro1/QB1
V1=CDSQRT(VV1)
V2=V1
CA1=V1*C(12)/(3.14*1.*1.)
CA2=CA1
CH1=(CDEXP(CA1)+CDEXP(-CA1))/2.
CH2=(CDEXP(CA2)+CDEXP(-CA2))/2.
SH1=(CDEXP(CA1)-CDEXP(-CA1))/2.
SH2=(CDEXP(CA2)-CDEXP(-CA2))/2.
f1=3.14
f2=f1
Q2K=0.
AKUH=0.0005
TGP=0.
XX1=QB1
XX2=XX1
BF=XX1*V1*SH1/(S*f1)+XX2*V2*(1.-Q2K)*SH2/(S*f2)
P1F=XX1*V1*SH1/(S*f1)+XX2*V2*SH2/(S*f2)-CH2**2/(SH2*CH1*f2*S)
EF=(1.+AKUH*(1.+TGP*S)*P1F/CH1)/
*(1.+CH1*XX1*V1*AKUH*(1.+TGP*S)/(S*SH1*f1))
AS1F=(CH1/SH1)*V1*XX1*EF*CH1/S+f1*(CH2**2)*V2*XX2*(1.-Q2K)/
*(S*f2*SH2)
ASF=CH1*V1*XX1*EF/(SH1*S)+f1*CH2*V2*XX2/(SH2*S*f2)
BA=(AS1F-f1*BF)/ASF
FQ=DREAL(BA)
EV=EF+1.
ZZAL1=SH1/(CH1*CA1)
ZAL1=DREAL(ZZAL1)
ZAL2=ZAL1
AKP=-0.07
UAKP=AKP*(Y(2))
UAKP=0.
YY5=UAKP*0.02+Y(5)
35 C(1)=YY5*C(10)*C(9)
IF(IG.EQ.0) ZAL1=1.
IF(IG.EQ.0) FQ=1.
XP=6.28*10./KW
CALL RUNKU(BLOCKF)
YY=(Y(2)-C(17))/C(17)
IF(X.LE.2.) GO TO 32
IF(X.LE.XP) GO TO 32
IF(Y1M(KW)-Y(2)) 31,31,32
31 Y1M(KW)=Y(2)
X1M(KW)=X
32 CONTINUE
YY1=ABS(YY)
7 FORMAT (7F10.4)
J1=0.

```

```

D1L11=(2./0.008)*(4./(3.14*0.008**2))**2
D1L12=(3./0.014)*(4./(3.14*0.014**2))**2
D1L1=D1L11+D1L12
QS=C(6)*Y(1)/1000000.
DPS=2.*(0.03*(8500./19.6)*QS**2*D1L1)/1000000.
DPH=DPS+(Y(2)-Y(3))
109 IF(J-K) 6,15,15
15 WRITE (10,7)Y(1),Y(2),Y(3),DPH,CM,C(41),X
WRITE(10,134)AC(20),XPW,C(42)
134 FORMAT('AC(20)=' ,E10.4,' Xpw=' ,E10.4,' DD=' ,E10.4)
WRITE(6,7)Y(1),Y(2),Y(3),X,CM,C(1),ZZAL1,AUE
J=0.
IF(X-KX) 6,37,37
6 J=J+1
GO TO 4
37 CONTINUE
34 FORMAT(6F10.2)
WRITE(6,51)
51 FORMAT(' Продолжать ли счет? Нет -0; Да- 1/'
rem *' Продолжать с гармоническим изменением AUE - 2/'
*' Изменить момент- 2./'
*' Изменить AUE - 3. ')
READ(6,34)AAA
IF (AAA.EQ.0) GO TO 55
IF (AAA.EQ.1.) GO TO 53
IF (AAA.EQ.2.) GO TO 54
IF (AAA.EQ.3.) GO TO 57
54 CONTINUE
WRITE(6,56)
56 FORMAT(' Введите значение момент сопротивления, кГсм/'
*' Пример: 50. - ENTER')
READ(6,34)Z1
AC(20)=Z1
GO TO 53
57 WRITE(6,58)
58 FORMAT(' Введите значение AUE. Пример: 5.- ENTER')
READ(6,34)Z2
AUE=Z2
53 CONTINUE
KX=X+XK0
GO TO 4
55 CONTINUE
8 CONTINUE
WK=KW
ALA=Y1M(KW)/AUE0+0.01
ALG=ALOG10(ALA)*20.
FI1=WK*X1M(KW)*57.3/360.
FI2=(AINT(FI1))
FI(KW)=(FI1-FI2)*360.-90.
STOP
END
SUBROUTINE RUNKU (BLOCKF)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPSP,P,H,N,C(70),AC(20),OMO
COMMON /RK3/ A1,A2,QB1,QB2,VG1,VG2,DK,ZAL1,ZAL2,FQ
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,CM,AUE

```

```

COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20)
EXTERNAL E,HM,QU,QKL
1000 FORMAT (6F10.4)
  HH=H/2
  XX=X+HH
  XXX=X+H
  CALL BESTIM (X,Y,D1)
  CALL BLOCKF(X,Y,D1)
  DO 10 I=1,N
110 D1(I)=H*F(I)
  10 Y(I)=Y0(I)+D1(I)/2.
  CALL BESTIM (X,Y,D1)
  CALL BLOCKF (XX,Y,D2)
  DO 11 I=1,N
  D2(I)=H*F(I)
  11 Y(I)=Y0(I)+D2(I)/2.
  CALL BESTIM (XX,Y,D2)
  CALL BLOCKF (XX,Y,D3)
  DO 12 I=1,N
  D3(I)=H*F(I)
  12 Y(I)=Y0(I)+D3(I)
  CALL BESTIM (XX,Y,D3)
  CALL BLOCKF (XXX,Y,D4)
  DO 13 I=1,N
  D4(I)=H*F(I)
  13 Y(I)=Y0(I)+(D1(I)+2.*D2(I)+2.*D3(I)+D4(I))/6.
  CALL BESTIM (XXX,Y,D4)
116 CONTINUE
221 CONTINUE
  DP=Y(2)-Y(3)
  DDP=ABS(DP)
  Y(4)=(DDP*0.786*DK*DK-143.*0.786*DK*DK)/C(33)
  IF(Y(4).LE.0) Y(4)=0.
  DO 16 I=1,N
16 Y0(I)=Y(I)
  IF(AC(20).EQ.0) OMO=0.
  X=XXX
  Y(7)=Y(1)*X
  Yw=C(45)
  AB=C(47)*C(44)*SIN(YW)
  C(48)=AB
  C(41)=C(44)*C(43)*Y(7)*SIN(YW)/(1.-0.5*Y(7)*AB)
rem C(42)-uvelizenie Di trubi
  C(42)=AB*C(43)*Y(7)/(1.-0.5*AB*Y(7))
  IF(C(42).GE.4.) C(42)=4.
  AKM=C(56)
  AKSIM=C(57)
  DI=C(52)+C(42)
  DND1=C(51)**2-C(53)**2+DI**2
  DND=SQRT(DND1)
  DDN=C(53)-DND
  T=1./C(55)
  XW=C(41)
  XP1=((1.-(XW*T)**2)**2+(2.*AKSIM*T*XW)**2)
rem Dwizenie weretena otkluzeno*****
  RETURN

```

```

END
SUBROUTINE BESTIM (T,Z,D)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(70),AC(20),OMO
COMMON /RK3/ A1,A2,QB1,QB2,VG1,VG2,DK,ZAL1,ZAL2,FQ
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,CM,AUE
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20)
EXTERNAL E,HM,QU,QKL
18 IF(Y(2).GE.C(17)) Y(2)=C(17)
   IF(Y(3).LE.AC(3)) Y(3)=AC(3)
   IF(Y(3).GE.C(17)) Y(3)=C(17)
   IF(Y(1).LE.0.1) Y(1)=0.1
   YY1=C(1)/C(6)
   YY11=3.*YY1
   IF(F(1).GE.200.) F(1)=200.
   IF(F(2).GE.500.) F(2)=500.
120 CONTINUE
   RETURN
   END
SUBROUTINE BLOCKF(T,Z,D)
COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(70),AC(20),OMO
COMMON /RK3/ A1,A2,QB1,QB2,VG1,VG2,DK,ZAL1,ZAL2,FQ
COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,CM,AUE
COMMON /RK5/ D1(20),D2(20),D3(20),D4(20)
1001 FORMAT (6F10.4)
   GAMMA=C(21)
   IF (X-1.) 330,331,331
330 CM=0.
   GO TO 332
331 OM=(Y(1)*1.)*X
   OMO=Y(1)*1.
   CM=AC(20)*(1+SIN(OM)/200.)
332 CONTINUE
   AY0=ABS(Y(1))
   AY=Y(2)
   AY1=Y(3)
   AY2=Y(4)
   YZ=1.0
   TAU=0.03
   DOM=80.-Y(1)
342 F(1)=((Y(2)-Y(3))*C(6)*C(20)-CM-ABS(DOM)*HM(AY0))/C(11)
   QKL2=QKL(AY,AY1)
   QKL3=QKL(AY1,AY)
   DP2=Y(2)-Y(3)
   DP3=Y(3)-Y(2)
   IF(DP2) 351,348,348
351 QKL2=0.
   GO TO 349
348 QKL3=0.
   FQ=1.
   AZ=1.
349 F(2)=(C(1)*FQ-C(6)*Y(1)-QKL2+QKL3-0.1*TAU*AY*C(6)*C(6)-
   *TAU*(DP2)*C(6)*C(6))*C(30)/(ZAL1*C(12))
   DQ=Y(1)*C(6)-C(1)*FQ+QKL2-QKL3+TAU*(DP2)*C(6)*C(6)
   ZAL2=1.

```

```

346 F(3)=(DQ-1.*TAU*(AY1)*C(6)*C(6))*C(30)/(ZAL2*C(12))
  F(4)=0.
  F(5)=Y(6)
  F(6)=(0.02*AUE-Y(5)-C(22)*Y(6))*C(23)
344 CONTINUE
  RETURN
  END
  FUNCTION QU(Z,Z1)
  COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
  COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(70),AC(20),OMO
  COMMON /RK3/ A1,A2,QB1,QB2,VG1,VG2,DK,ZAL1,ZAL2,FQ
  K2=2.
  DY=Z-Z1
  DDY=ABS(DY)/(1000.*K2)
  QU=C(7)*10.*(DDY**3)*C(6)
  QU=0.05*C(6)*C(6)*DY
  RETURN
  END
  FUNCTION QKL(Z1,Z2)
  COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
  COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(50),AC(20),OMO
  COMMON /RK3/ A1,A2,QB1,QB2,VG1,VG2,DK,ZAL1,ZAL2,FQ
  COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,CM,AUE
  AKSI=2./15.
  TAU=0.
  AMU=SQRT(AKSI)
  DP=Z1-Z2
  DDP=ABS(DP)
  QKL=AMU*3.14*Y(4)*Y(4)*Y(4)*Y(4)*DK*SQRT(DDP)
  IF(QKL.GE.C(1)) QKL=C(1)
  RETURN
  END
  FUNCTION HM(Z)
  COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
  COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(70),AC(20),OMO
  COMMON /RK3/ A1,A2,QB1,QB2,VG1,VG2,DK,ZAL1,ZAL2,FQ
  COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,CM,AUE
2000 FORMAT(E12.4)
  KH=4.
  IF(Z.LE.3.) Z=3.
  ZZ1=1.08*ALOG(Z)
  ZZ2=EXP(ZZ1)
61 HM=(0.04+1.6/ZZ2)*100./9.8
  C(46)=HM
  RETURN
  END
  FUNCTION E(Z1,Z2,Z3,Z4)
  COMMON /RK1/ Y(20),Y0(20),F(80)
  COMMON /RK2/ X,B,EPS,P,H,N,C(70),AC(20),OMO
  COMMON /RK3/ A1,A2,QB1,QB2,VG1,VG2,DK,ZAL1,ZAL2,FQ
  COMMON /RK4/ AY0,AY,AY1,AY2,CM,AUE
  AK=1.
  P0=1.
  ZZ1=ABS(Z1)
  E1=Z4/(1-Z4)
  E2=(P0+1)/(ZZ1+1)

```

```
E3=ALOG(E2)/AK
E4=EXP(E3)
E5=(Z2*ZZ1+Z3)/(Z2*P0+Z3)
E6=ALOG(E5)/Z2
E7=EXP(E6)
E8=E7*E4*E1*(Z2*ZZ1+Z3)/(AK*ZZ1+AK)+1
E9=E7*E4*E1+1
E=E9*(Z2*ZZ1+Z3)/E8
RETURN
END
```

Приложение П13

Выбор режима гидравлической раздачи и роликового вальцевания.

При выборе режима гидрораздачи необходимо учитывать следующее:

- давление жидкости должно обеспечивать прижатие трубы к стенке отверстия;
- в процессе закрепления трубы отверстие в доске трубной не должно пластически деформироваться.

В первом случае из-за разных причин, описанных выше, необходимое прижатие может быть обеспечено только при достаточно больших давлениях, развиваемых в камере высокого давления (между уплотнительными кольцами на зонде). Однако при этом существует опасность пластической деформации доски (коллектора).

Поэтому при выборе режима гидрораздачи необходимо выбрать приоритетную задачу.

Часто давление гидрораздачи выбирают максимальным, но не приводящим к деформации доски. Это можно осуществить экспериментом, измеряя диаметры отверстий, прилегающих к тому, где производилась опытная раздача трубы. Однако при этом следует учитывать, что в процессе измерения диаметра отверстия индикаторным нутромером из-за неправильного положения инструмента будут разные показания, достаточно сильно отличающиеся друг от друга. Кроме того, переменные по разным направлениям свойства материала доски также приведут к разным показателям. В этой связи выбор давления гидрораздачи целесообразно осуществлять в результате комбинированного метода.

Сначала целесообразно расчетно-графическим путем оценить величину потребного давления жидкости, а затем проверить его экспериментальным способом.

Чтобы не было деформации перемычки должно выполняться неравенство

$$[p_i - \sigma_{it}(u_{R-}^2 - 1)/2](u_p^2 + 1)/(u_p^2 - 1) \leq \sigma_{id}, \quad (\text{П13.1})$$

где σ_{FR} - предел текучести трубы; $u_p = R_a/R_i$ (см. рисунок 7.2); $u_R = r_a/r_i$; σ_{id} - предел текучести материала доски; R_a, R_i - соответственно, радиус эквивалентной втулки и радиус отверстия; r_a, r_i - соответственно, наружный и внутренний начальные радиусы трубы.

Это неравенство приводится к виду

$$p_i/\sigma_{it} \leq (\sigma_{id}/\sigma_{it})(u_p^2 - 1)/(u_p^2 + 1) + (u_{R-}^2 - 1)/2. \quad (\text{П13.2})$$

Для выбора режима гидрораздачи необходимо знать:

- диаметры трубы d_a, d_i ;
- диаметр отверстия в доске (коллекторе) D_i ;
- толщину перемычки h ;
- пределы текучести материала доски σ_{id} и трубы σ_{it} .

После этого, учитывая, что

$$u_p = R_a/R_i = (0,5 D_i + h)/(0,5 D_i) = 1 + h/(0,5 D_i) = 1 + h/R_i,$$

вычисляется отношение h/R_i .

Затем определяются для применяемых материалов величины

$$k_\sigma = \sigma_{id}/\sigma_{it}; \quad k_t = d_a/d_i.$$

После этого в номограмме от точки на оси 0- h/R_i , соответствующей заданному значению h/R_i проводится вертикально вверх линия до

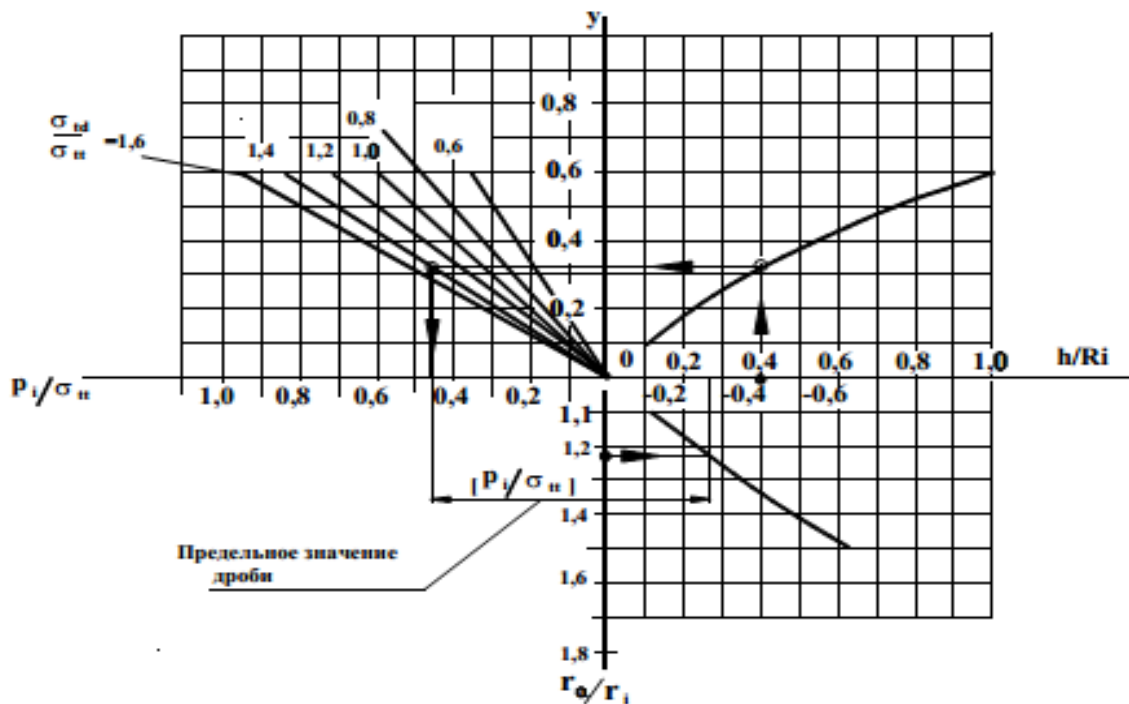


Рис.П13.1 Номограмма для выбора режима гидрораздачи трубы.

пересечения с кривой $y = (u_p^2 - 1)/(u_p^2 + 1)$. От точки пересечения ведется горизонтальная линия до пересечения во 2-м квадранте с лучом $0- k_{\sigma}$. Если такого луча нет, то его можно провести из следующих соображений.

Пусть $\sigma_{id}/\sigma_{тt} = 1,25$, а $y = 0,5$, тогда можно записать некоторую функцию $z = (\sigma_{id}/\sigma_{тt})y = 1,25 * 0,5 = 0,625$.

Откладываем от точки на оси $0-Y$, равной $y = 0,5$ отрезок соответствующий на оси $0- p_i/\sigma_{тt}$ отметке $0,625$ и проводим через эту точку и начало координат луч.

После этого из этой второй точки пересечения, расположенной в 3-м квадранте, вертикально вниз опускаем поисковую линию до пересечения с осью $0- p_i/\sigma_{тt}$. Затем из точки на оси $0- r_c/r_i$, соответствующей отношению радиусов используемой трубы, проводится поисковая линия до пересечения с кривой $f = (u_R^2 - 1)/2$, проходящей в 4-м квадранте. Из третьей точки пересечения вертикально вверх проводится поисковая линия до пересечения с осью $0- p_i/\sigma_{тt}$.

Сумма получившихся отрезков на оси $0- p_i/\sigma_{тt}$ равны допускаемой для данной трубы величине $[p_i/\sigma_{тt}] = B$.

Теперь, зная предел текучести трубы можно определить предельное значение давления гидрораздачи

$$[p_i] = B * \sigma_{тt} \quad (П13.3)$$

Выбор режима роликового вальцевания.

При выборе режимов основного роликового вальцевания, производящего увеличение диаметральных размеров участка трубы, необходимо руководствоваться задачами, поставленными конструкторами перед этой операцией. Такими задачами могут быть следующие:

- 1) в связи с невозможностью выполнения приварки труб вальцованное соединение должно обеспечивать требуемые параметры герметичности,

- прочность;
- 2) при сварке концов труб с трубной доской (решеткой, коллектором) основной задачей роликовой вальцовки является обеспечение необходимой прочности, т.е. защиты сварного шва от механических колебаний, действующих в теплообменнике на трубы;
 - 3) обеспечение сопряжения соединяемых поверхностей без создания значительного контактного напряжения, способного уменьшить ресурс узла крепления.

В зависимости от задачи в соответствии с предложениями, изложенными в разделе 3.9 необходимо определить желаемое радиальное нормальное напряжение в зоне контакта трубы и стенки отверстия.

Затем необходимо определить максимальный диаметр развальцованной поверхности трубы.

Для этого применяется методика, изложенная в ОСТ 26-17-01-83 и формула $B = B_0 + 0,0293(d - 16) + (s - 1,5) d^{0,92}$.

В этом случае максимальный d_{imax} и минимальный d_{imin} диаметры развальцованной поверхности трубы равны, соответственно,

$$d_{imin} = d_{icp} - \delta_{dicp}/2; \quad d_{imax} = d_{icp} + \delta_{dicp}/2, \quad (\text{П13.4})$$

где $d_{icp} = d_{i0} + \Delta \cdot \beta + B$ - средний диаметр внутренней поверхности трубы после вальцевания; $\Delta = (\delta_{dn} + \delta_{d0})/2 + \Delta_{min}$ - средний диаметральный зазор между отверстием в доске и наружным диаметром трубы; Δ_{min} - минимальный диаметральный зазор между отверстием в доске и наружным диаметром трубы; $\beta = d_n/d_{i0}$ - коэффициент толстостенности трубы; $\delta_{dn}, \delta_{d0}, \delta_{d0}$ - поле допуска на диаметры наружной, внутренней поверхности трубы до вальцевания и отверстия в доске трубной; $\delta_{dicp} = [(\beta \delta_{d0})^2 + 2\delta_s^2 + (\beta - 1)^2 \delta_{dn}^2]^{1/2}$ - поле допуска на средний диаметр развальцованной внутренней поверхности трубы; δ_s - поле допуска на толщину стенки трубы; $d_{i0min} = d_n - 2s - 0,5(\delta_{dn}^2 + 2\delta_s^2)^{1/2}$ - наименьший внутренний диаметр трубы до вальцевания.

В таблице П13.1 приведены значения d_{imax} для разных диаметров, толщин стенки труб, наличии канавок в отверстии доски трубной, рассчитанные по приведенным формулам.

Промежуточные значения могут быть вычислены методом линейной интерполяции.

Пример: Определить d_{imax} для трубы $\varnothing 16 \times 1,2$ мм.

Из таблицы для труб наружным диаметром 16 мм имеем следующие значения: $s_1 = 1$ мм- $d'_{imax} = 14,67$ мм; $s_2 = 1,5$ мм- $d''_{imax} = 13,84$ мм.

Решение:

$$d_{imax} = d'_{imax} + [(s_i - s_1)/(s_2 - s_1)](d''_{imax} - d'_{imax}) = 14,67 + [(1,2 - 1)/(1,5 - 1)] * (13,84 - 14,67) = 14,67 + (0,2/0,5) * (-0,83) = 14,338 \text{ мм.}$$

В связи с тем, что вальцевание часто производят на глубине $l_{крв}$, меньшей по сравнению с рабочей длиной ролика l_p , то необходимо вычислять средний рабочий диаметр ролика

$$d_{pc} = d_{pmax} - K_g l_{крв}/4, \quad (\text{П13.5})$$

где $K_g = 2 \operatorname{tg} \alpha_g$ - конусность веретена; d_{pmax} - максимальный диаметр ролика.

Тогда на поверхности отверстия в доске трубной величина потребного крутящего момента на валу привода должна быть

$$M_{кр} = \{ \sigma_k \pi s z / [8 \eta \sin(\gamma)] \} k_k (K_{el} d_{pmax} - K_{el}^2 / 4). \quad (\text{П13.6})$$

где $K_{bl} = K_{\theta} l_{кр\theta}$; K_{θ} , $l_{кр\theta}$ - конусность веретена и глубина вальцевания; $k_k = l'_{кр\theta} / l_{кр\theta}$ - коэффициент, учитывающий наличие канавок в отверстии доски трубной.

Формулу (П10-6) можно представить в виде

$$M_{кр} = \sigma_k k_s K_{pw} K_{m1}, \quad (\text{П13.7})$$

где $K_{m1} = K_{\theta} d_{pmax} - K_{\theta} l^2 / 4$; $K_{pw} = \pi z / [8 \eta \sin(\gamma)]$.

Построенные на основании формулы (П13.7) номограммы приведены на рисунках П13.2, П13.3. При этом на втором из этих рисунков приведена номограмма для определения крутящего момента относительно тонких труб.

В 4-м квадранте этих диаграмм нанесены линии, соответствующие разным напряжениям в зоне контакта трубы и доски трубной. Если канавок нет, коэффициент k_k равен 1 и для определения

крутящего момента следует использовать нанесенные линии. Наличие канавок изменяет длину контактной линии и тогда необходим пересчет. Так, если ролик введен на глубину 30 мм, а суммарная ширина канавок 6 мм, то $k_k = 24/30 = 0,8$, то нанесенная линия для $\sigma_k = 20$ МПа в данной конструкции узла будет соответствовать $\sigma_k = 20/0,8 = 24$ МПа.

Сплошной линией со стрелками показана последовательность определения крутящего момента на квадрате веретена.

Определение максимального диаметра развальцованной внутренней поверхности трубы. Таблица П13.1

№№ №	Кол- во кана- вок	Толщина стенки s_0 , мм	Максим. диаметр развальцованной внутренней поверхности d_{imax} , мм													Приме- чание
			Степень развальцовки В													
			Наружный диаметр трубы d_n , мм													
10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0				
1	0	50	<u>9.47</u> -.05	<u>10.48</u> -.03	<u>11.49</u> -.02	<u>12.49</u> -.01	<u>13.50</u> .00	<u>14.50</u> .00	<u>15.51</u> .01	<u>16.52</u> .02	<u>17.52</u> .03	<u>18.53</u> .03	<u>19.53</u> .04	<u>20.54</u> .04	<u>21.54</u> .05	Допуск на диаметр отверсти я 0,17 мм
2		1.00	<u>8.68</u> .01	<u>9.68</u> .02	<u>10.67</u> .03	<u>11.67</u> .03	<u>12.67</u> .04	<u>13.67</u> .05	<u>14.67</u> .05	<u>15.67</u> .06	<u>16.67</u> .06	<u>17.67</u> .07	<u>18.68</u> .07	<u>19.68</u> .07	<u>20.68</u> .08	
3		1.50	<u>7.92</u> .07	<u>8.89</u> .08	<u>9.88</u> .08	<u>10.87</u> .08	<u>11.86</u> .08	<u>12.85</u> .09	<u>13.84</u> .09	<u>14.84</u> .09	<u>15.84</u> .10	<u>16.84</u> .10	<u>17.83</u> .10	<u>18.83</u> .10	<u>19.83</u> .11	
4		2.00		<u>8.13</u> .13	<u>9.10</u> .13	<u>10.07</u> .13	<u>11.05</u> .13	<u>12.04</u> .13	<u>13.03</u> .13	<u>14.02</u> .13	<u>15.01</u> .13	<u>16.00</u> .13	<u>17.00</u> .13	<u>17.99</u> .14	<u>18.99</u> .14	
5		2.50			<u>8.34</u> .18	<u>9.30</u> .18	<u>10.26</u> .17	<u>11.24</u> .17	<u>12.22</u> .17	<u>13.20</u> .17	<u>14.19</u> .17	<u>15.17</u> .17	<u>16.16</u> .17	<u>17.16</u> .17	<u>18.15</u> .17	
6		3.00				<u>8.55</u> .22	<u>9.49</u> .22	<u>10.45</u> .21	<u>11.42</u> .21	<u>12.39</u> .20	<u>13.37</u> .20	<u>14.35</u> .20	<u>15.34</u> .20	<u>16.32</u> .20	<u>17.31</u> .19	
7		3.50					<u>8.75</u> .26	<u>9.68</u> .25	<u>10.63</u> .25	<u>11.60</u> .24	<u>12.56</u> .24	<u>13.54</u> .23	<u>14.52</u> .23	<u>15.50</u> .23	<u>16.48</u> .22	
8		4.00						<u>8.95</u> .29	<u>9.87</u> .29	<u>10.81</u> .28	<u>11.77</u> .27	<u>12.73</u> .27	<u>13.70</u> .26	<u>14.68</u> .26	<u>15.66</u> .25	
9		4.50						<u>8.25</u> .34	<u>9.14</u> .32	<u>10.05</u> .31	<u>10.99</u> .31	<u>11.94</u> .30	<u>12.90</u> .29	<u>13.87</u> .29	<u>14.84</u> .28	

Примечание: Промежуточные значения диаметра d_{imax} для трубы наружным диаметром d при новой толщине стенки трубы следует вычислять по формуле $d_{imax} = d^{t+1}_{imax} - \Delta s_i \Delta d_t / \Delta s_t$; где $\Delta d_t = (d^{t+1}_{imax} - d^t_{imax})$, $\Delta s_t = (s_{t+1} - s_t)$ - разница табличных значений диаметров и толщин стенок; $\Delta s_i = (s_{t+1} - s_i)$ - разница между толщиной стенки с максимальным d^{t+1}_{imax} и искомой толщиной стенки трубы; d^{t+1}_{imax} - максимальное табличное значение d_{imax} при табличной толщине стенки s_{t+1} ; d^t_{imax} - минимальное табличное значение d_{imax} при табличной толщине стенки s_t ; s_i - толщина стенки искомой трубы.

№ №	Кол- во кана вок	Толщин а стенки s_0 , мм	Максимальный диаметр развальцованной внутренней поверхности трубы d_{max} , мм														Примеча- ние
			Степень развальцовки В														
			Наружный диаметр трубы d_n , мм														
24,0	25,0	26,0	27,0	28,0	30,0	32,0	34,0	36,0	38,0	40,0	44,0	48,0	52,0				
10	0	0,50	<u>23.57</u> .06	<u>24.65</u> .06	<u>25.66</u> .07	<u>26.66</u> .07	<u>27.66</u> .08	<u>29.67</u> .09	<u>31.68</u> .10	<u>33.68</u> .10	<u>35.69</u> .11	<u>37.70</u> .12	<u>39.71</u> .13	<u>43.72</u> .14	<u>47.73</u> .16	<u>51.74</u> .17	Допуск на диаметр отверстия 0,28 мм
11		1,00	<u>22.71</u> .09	<u>23.78</u> .09	<u>24.78</u> .09	<u>25.78</u> .10	<u>26.78</u> .10	<u>28.79</u> .11	<u>30.79</u> .12	<u>32.80</u> .12	<u>34.80</u> .13	<u>36.81</u> .14	<u>38.81</u> .14	<u>42.82</u> .16	<u>46.83</u> .17	<u>50.85</u> .18	
12		1,50	<u>21.85</u> .11	<u>22.92</u> .12	<u>23.92</u> .12	<u>24.92</u> .12	<u>25.92</u> .13	<u>27.92</u> .13	<u>29.92</u> .14	<u>31.92</u> .14	<u>33.93</u> .15	<u>35.93</u> .15	<u>37.94</u> .16	<u>41.94</u> .17	<u>45.95</u> .18	<u>49.96</u> .20	
13		2,0	<u>21.01</u> .14	<u>22.07</u> .14	<u>23.06</u> .14	<u>24.06</u> .15	<u>25.06</u> .15	<u>27.06</u> .15	<u>29.06</u> .16	<u>31.06</u> .16	<u>33.06</u> .17	<u>35.06</u> .17	<u>37.06</u> .18	<u>41.07</u> .19	<u>45.08</u> .20	<u>49.08</u> .21	
14		2,0	<u>20.16</u> .17	<u>21.22</u> .17	<u>22.21</u> .17	<u>23.21</u> .17	<u>24.21</u> .17	<u>26.20</u> .17	<u>28.20</u> .18	<u>30.20</u> .18	<u>32.20</u> .19	<u>34.19</u> .19	<u>36.20</u> .19	<u>40.20</u> .20	<u>44.20</u> .21	<u>48.21</u> .22	
15		3,0	<u>19.32</u> .19	<u>20.38</u> .19	<u>21.37</u> .19	<u>22.36</u> .19	<u>23.36</u> .20	<u>25.35</u> .20	<u>27.34</u> .20	<u>29.34</u> .20	<u>31.33</u> .20	<u>33.33</u> .21	<u>35.33</u> .21	<u>39.33</u> .22	<u>43.33</u> .23	<u>47.33</u> .24	
16		3,50	<u>18.48</u> .22	<u>19.54</u> .22	<u>20.53</u> .22	<u>21.52</u> .22	<u>22.51</u> .22	<u>24.50</u> .22	<u>26.49</u> .22	<u>28.48</u> .22	<u>30.47</u> .22	<u>32.47</u> .22	<u>34.46</u> .23	<u>38.46</u> .23	<u>42.46</u> .24	<u>46.46</u> .25	
17		4,0	<u>17.65</u> .25	<u>18.70</u> .25	<u>19.69</u> .24	<u>20.68</u> .24	<u>21.67</u> .24	<u>23.65</u> .24	<u>25.63</u> .24	<u>27.62</u> .24	<u>29.61</u> .24	<u>31.61</u> .24	<u>33.60</u> .24	<u>37.59</u> .25	<u>41.59</u> .25	<u>45.59</u> .26	
18		4,5	<u>16.82</u> .27	<u>17.87</u> .27	<u>18.86</u> .27	<u>19.84</u> .27	<u>20.83</u> .27	<u>22.80</u> .26	<u>24.78</u> .26	<u>26.77</u> .26	<u>28.76</u> .26	<u>30.75</u> .26	<u>32.74</u> .26	<u>36.73</u> .26	<u>40.72</u> .27	<u>44.72</u> .27	

Ъ

№№	Кол-во канавок	Толщина стенки s_0 , мм	Максим.диаметр развальцованной внутренней поверхности d_{imax} , мм												Примечание	
			Степень развальцовки В													
			Наружный диаметр трубы d_n , мм													
			10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0	
19	3	0,50	<u>9.77</u> .25	<u>10.78</u> .27	<u>11.79</u> .28	<u>12.79</u> .29	<u>13.80</u> .30	<u>14.80</u> .30	<u>15.81</u> .31	<u>16.82</u> .32	<u>17.82</u> .33	<u>18.83</u> .33	<u>19.83</u> .34	<u>20.84</u> .34	<u>21.84</u> .35	Допуск на диаметр отверстия 0,17 мм
20		1,00	<u>8.98</u> .31	<u>9.98</u> .32	<u>10.97</u> .33	<u>11.97</u> .33	<u>12.97</u> .34	<u>13.97</u> .35	<u>14.97</u> .35	<u>15.97</u> .36	<u>16.97</u> .36	<u>17.97</u> .37	<u>18.98</u> .37	<u>19.98</u> .37	<u>20.98</u> .38	
21		1,50	<u>8.22</u> .37	<u>9.19</u> .38	<u>10.18</u> .38	<u>11.17</u> .38	<u>12.16</u> .38	<u>13.15</u> .39	<u>14.14</u> .39	<u>15.14</u> .39	<u>16.14</u> .40	<u>17.14</u> .40	<u>18.13</u> .40	<u>19.13</u> .40	<u>20.13</u> .41	
22		2,00		<u>8.43</u> .43	<u>9.40</u> .43	<u>10.37</u> .43	<u>11.35</u> .43	<u>12.34</u> .43	<u>13.33</u> .43	<u>14.32</u> .43	<u>15.31</u> .43	<u>16.30</u> .43	<u>17.30</u> .43	<u>18.29</u> .44	<u>19.29</u> .44	
23		2,50			<u>8.64</u> .48	<u>9.60</u> .48	<u>10.56</u> .47	<u>11.54</u> .47	<u>12.52</u> .47	<u>13.50</u> .47	<u>14.49</u> .47	<u>15.47</u> .47	<u>16.46</u> .47	<u>17.46</u> .47	<u>18.45</u> .47	
24		3,00				<u>8.85</u> .52	<u>9.79</u> .52	<u>10.75</u> .51	<u>11.72</u> .51	<u>12.69</u> .50	<u>13.67</u> .50	<u>14.65</u> .50	<u>15.64</u> .50	<u>16.62</u> .50	<u>17.61</u> .49	
25		3,50					<u>9.05</u> .56	<u>9.98</u> .55	<u>10.93</u> .55	<u>11.90</u> .54	<u>12.86</u> .54	<u>13.84</u> .53	<u>14.82</u> .53	<u>15.80</u> .53	<u>16.78</u> .52	
26		4,00						<u>9.25</u> .59	<u>10.17</u> .59	<u>11.11</u> .58	<u>12.07</u> .57	<u>13.03</u> .57	<u>14.00</u> .56	<u>14.98</u> .56	<u>15.96</u> .55	
27		4,50							<u>9.44</u> .62	<u>10.35</u> .61	<u>11.29</u> .61	<u>12.24</u> .60	<u>13.20</u> .59	<u>14.17</u> .59	<u>15.14</u> .58	

№ №	Кол- во кана- вок	Толщин а стенки s_0 , мм	Максимальный диаметр развальцованной внутренней поверхности трубы d_{max} , мм													Примеча- ние	
			Степень развальцовки В														
			Наружный диаметр трубы d_n , мм														
			24,0	25,0	26,0	27,0	28,0	30,0	32,0	34,0	36,0	38,0	40,0	44,0	48,0		52,0
28	3	0,50															Допуск на диаметр отверстия 0,28 мм
29		1,00	<u>23.07</u> .39	<u>24.08</u> .39	<u>25.08</u> .39	<u>26.08</u> .40	<u>27.08</u> .40	<u>29.09</u> .41	<u>31.09</u> .42	<u>33.10</u> .42	<u>35.10</u> .43	<u>37.11</u> .44	<u>39.11</u> .44	<u>43.12</u> .46	<u>47.13</u> .47	<u>51.15</u> .48	
30		1,50	<u>22.22</u> .41	<u>23.22</u> .42	<u>24.22</u> .42	<u>25.22</u> .42	<u>26.22</u> .43	<u>28.22</u> .43	<u>30.22</u> .44	<u>32.22</u> .44	<u>34.23</u> .45	<u>36.23</u> .45	<u>38.24</u> .46	<u>42.24</u> .47	<u>46.25</u> .48	<u>50.26</u> .50	
31		2,0	<u>21.37</u> .44	<u>22.37</u> .44	<u>23.36</u> .44	<u>24.36</u> .45	<u>25.36</u> .45	<u>27.36</u> .45	<u>29.36</u> .46	<u>31.36</u> .46	<u>33.36</u> .47	<u>35.36</u> .47	<u>37.36</u> .48	<u>41.37</u> .49	<u>45.38</u> .50	<u>49.38</u> .51	
32		2,50	<u>20.52</u> .47	<u>21.52</u> .47	<u>22.51</u> .47	<u>23.51</u> .47	<u>24.51</u> .47	<u>26.50</u> .47	<u>28.50</u> .48	<u>30.50</u> .48	<u>32.50</u> .49	<u>34.49</u> .49	<u>36.50</u> .49	<u>40.50</u> .50	<u>44.50</u> .51	<u>48.51</u> .52	
33		3,0	<u>19.68</u> .49	<u>20.68</u> .49	<u>21.67</u> .49	<u>22.66</u> .49	<u>23.66</u> .50	<u>25.65</u> .50	<u>27.64</u> .50	<u>29.64</u> .50	<u>31.63</u> .50	<u>33.63</u> .51	<u>35.63</u> .51	<u>39.63</u> .52	<u>43.63</u> .53	<u>47.63</u> .54	
34		3,50	<u>18.85</u> .52	<u>19.84</u> .52	<u>20.83</u> .52	<u>21.82</u> .52	<u>22.81</u> .52	<u>24.80</u> .52	<u>26.79</u> .52	<u>28.78</u> .52	<u>30.77</u> .52	<u>32.77</u> .52	<u>34.76</u> .53	<u>38.76</u> .53	<u>42.76</u> .54	<u>46.76</u> .55	
35		4,0	<u>18.02</u> .55	<u>19.00</u> .55	<u>19.99</u> .54	<u>20.98</u> .54	<u>21.97</u> .54	<u>23.95</u> .54	<u>25.93</u> .54	<u>27.92</u> .54	<u>29.91</u> .54	<u>31.91</u> .54	<u>33.90</u> .54	<u>37.89</u> .55	<u>41.89</u> .55	<u>45.89</u> .56	
36		4,5	<u>17.20</u> .57	<u>18.17</u> .57	<u>19.16</u> .57	<u>20.14</u> .57	<u>21.13</u> .57	<u>23.10</u> .56	<u>25.08</u> .56	<u>27.07</u> .56	<u>29.06</u> .56	<u>31.05</u> .56	<u>33.04</u> .56	<u>37.03</u> .56	<u>41.02</u> .57	<u>45.02</u> .57	

№№	Кол-во канавок	Толщина стенки s_0 , мм	Максим. диаметр развальцованной внутренней поверхности d_{max} , мм													Примечание
			Степень развальцовки В													
			Наружный диаметр трубы d_n , мм													
10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0	21,0	22,0				
37	1 (микро-канавки)	50	<u>9.69</u> .17	<u>10.70</u> .19	<u>11.71</u> .20	<u>12.71</u> .21	<u>13.72</u> .22	<u>14.72</u> .22	<u>15.73</u> .23	<u>16.74</u> .24	<u>17.74</u> .25	<u>18.75</u> .25	<u>19.75</u> .26	<u>20.76</u> .26	<u>21.76</u> .27	Допуск на диаметр отверстия 0,17 мм
38		1.00	<u>8.90</u> .23	<u>9.90</u> .24	<u>10.89</u> .25	<u>11.89</u> .25	<u>12.89</u> .26	<u>13.89</u> .27	<u>14.89</u> .27	<u>15.89</u> .28	<u>16.89</u> .28	<u>17.89</u> .29	<u>18.90</u> .29	<u>19.90</u> .29	<u>20.90</u> .30	
39		1.50	<u>8.14</u> .29	<u>9.11</u> .30	<u>10.10</u> .30	<u>11.09</u> .30	<u>12.08</u> .30	<u>13.07</u> .31	<u>14.06</u> .31	<u>15.06</u> .31	<u>16.06</u> .32	<u>17.06</u> .32	<u>18.05</u> .32	<u>19.05</u> .32	<u>20.05</u> .33	
40		2.00		<u>8.35</u> .35	<u>9.32</u> .35	<u>10.29</u> .35	<u>11.27</u> .35	<u>12.26</u> .35	<u>13.25</u> .35	<u>14.24</u> .35	<u>15.23</u> .35	<u>16.22</u> .35	<u>17.22</u> .35	<u>18.21</u> .36	<u>19.21</u> .36	
41		2.50			<u>8.56</u> .40	<u>9.52</u> .40	<u>10.48</u> .39	<u>11.46</u> .39	<u>12.44</u> .39	<u>13.42</u> .39	<u>14.41</u> .39	<u>15.39</u> .39	<u>16.38</u> .39	<u>17.38</u> .39	<u>18.37</u> .39	
42		3.00				<u>8.77</u> .44	<u>9.71</u> .44	<u>10.67</u> .43	<u>11.64</u> .43	<u>12.61</u> .42	<u>13.59</u> .42	<u>14.57</u> .42	<u>15.56</u> .42	<u>16.54</u> .42	<u>17.53</u> .41	
43		3.50					<u>8.97</u> .48	<u>9.90</u> .47	<u>10.85</u> .47	<u>11.82</u> .46	<u>12.78</u> .46	<u>13.76</u> .45	<u>14.74</u> .45	<u>15.72</u> .45	<u>16.70</u> .44	
44		4.00						<u>9.17</u> .51	<u>10.09</u> .51	<u>11.03</u> .50	<u>11.99</u> .49	<u>12.95</u> .49	<u>13.92</u> .48	<u>14.90</u> .48	<u>15.88</u> .47	
45		4.50							<u>9.36</u> .54	<u>10.27</u> .53	<u>11.21</u> .53	<u>12.16</u> .52	<u>13.12</u> .51	<u>14.09</u> .51	<u>15.06</u> .50	

№ №	Кол- во кана- вок	Толщи на стенки s_0 , мм	Максимальный диаметр развальцованной внутренней поверхности трубы d_{max} , мм													Примечание	
			Степень развальцовки В														
			Наружный диаметр трубы d_n , мм														
			24,0	25,0	26,0	27,0	28,0	30,0	32,0	34,0	36,0	38,0	40,0	44,0	48,0	52,0	
37	1 (микро ка- навки)	0,50															Допуск на диаметр отверстия 0,28 мм
38		1,00	<u>22.99</u> .31	<u>24.00</u> .31	<u>25.00</u> .31	<u>26.00</u> .32	<u>27.00</u> .32	<u>29.01</u> .33	<u>31.01</u> .34	<u>33.02</u> .34	<u>35.02</u> .35	<u>37.03</u> .36	<u>39.03</u> .36	<u>43.04</u> .38	<u>47.05</u> .39	<u>51.07</u> .40	
39		1,50	<u>22.14</u> .33	<u>23.14</u> .34	<u>24.14</u> .34	<u>25.14</u> .34	<u>26.14</u> .35	<u>28.14</u> .35	<u>30.14</u> .36	<u>32.14</u> .36	<u>34.15</u> .37	<u>36.15</u> .37	<u>38.16</u> .38	<u>42.16</u> .39	<u>46.17</u> .40	<u>50.18</u> .42	
40		2,0	<u>21.29</u> .36	<u>22.29</u> .36	<u>23.28</u> .36	<u>24.28</u> .37	<u>25.28</u> .37	<u>27.28</u> .37	<u>29.28</u> .38	<u>31.28</u> .38	<u>33.28</u> .39	<u>35.28</u> .39	<u>37.28</u> .40	<u>41.29</u> .41	<u>45.30</u> .42	<u>49.30</u> .43	
41		2,50	<u>20.44</u> .39	<u>21.44</u> .39	<u>22.43</u> .39	<u>23.43</u> .39	<u>24.43</u> .39	<u>26.42</u> .39	<u>28.42</u> .40	<u>30.42</u> .40	<u>32.42</u> .41	<u>34.41</u> .41	<u>36.42</u> .41	<u>40.42</u> .42	<u>44.42</u> .43	<u>48.43</u> .44	
42		3,0	<u>19.60</u> .41	<u>20.60</u> .41	<u>21.59</u> .41	<u>22.58</u> .41	<u>23.58</u> .42	<u>25.57</u> .42	<u>27.56</u> .42	<u>29.56</u> .42	<u>31.55</u> .42	<u>33.55</u> .43	<u>35.55</u> .43	<u>39.55</u> .44	<u>43.55</u> .45	<u>47.55</u> .46	
43		3,50	<u>18.77</u> .44	<u>19.76</u> .44	<u>20.75</u> .44	<u>21.74</u> .44	<u>22.73</u> .44	<u>24.72</u> .44	<u>26.71</u> .44	<u>28.70</u> .44	<u>30.69</u> .44	<u>32.69</u> .44	<u>34.68</u> .45	<u>38.68</u> .45	<u>42.68</u> .46	<u>46.68</u> .47	
44		4,0	<u>17.94</u> .47	<u>18.92</u> .47	<u>19.91</u> .46	<u>20.90</u> .46	<u>21.89</u> .46	<u>23.87</u> .46	<u>25.85</u> .46	<u>27.84</u> .46	<u>29.83</u> .46	<u>31.83</u> .46	<u>33.82</u> .46	<u>37.81</u> .47	41.81	<u>45.81</u> .48	
45		4,5	17.12 .49	<u>18.09</u> .49	<u>19.08</u> .49	<u>20.06</u> .49	<u>21.05</u> .49	<u>23.02</u> .48	<u>25.00</u> .48	<u>26.99</u> .48	<u>28.98</u> .48	<u>30.97</u> .48	<u>32.96</u> .48	<u>36.95</u> .48	<u>40.94</u> .49	<u>44.94</u> .49	

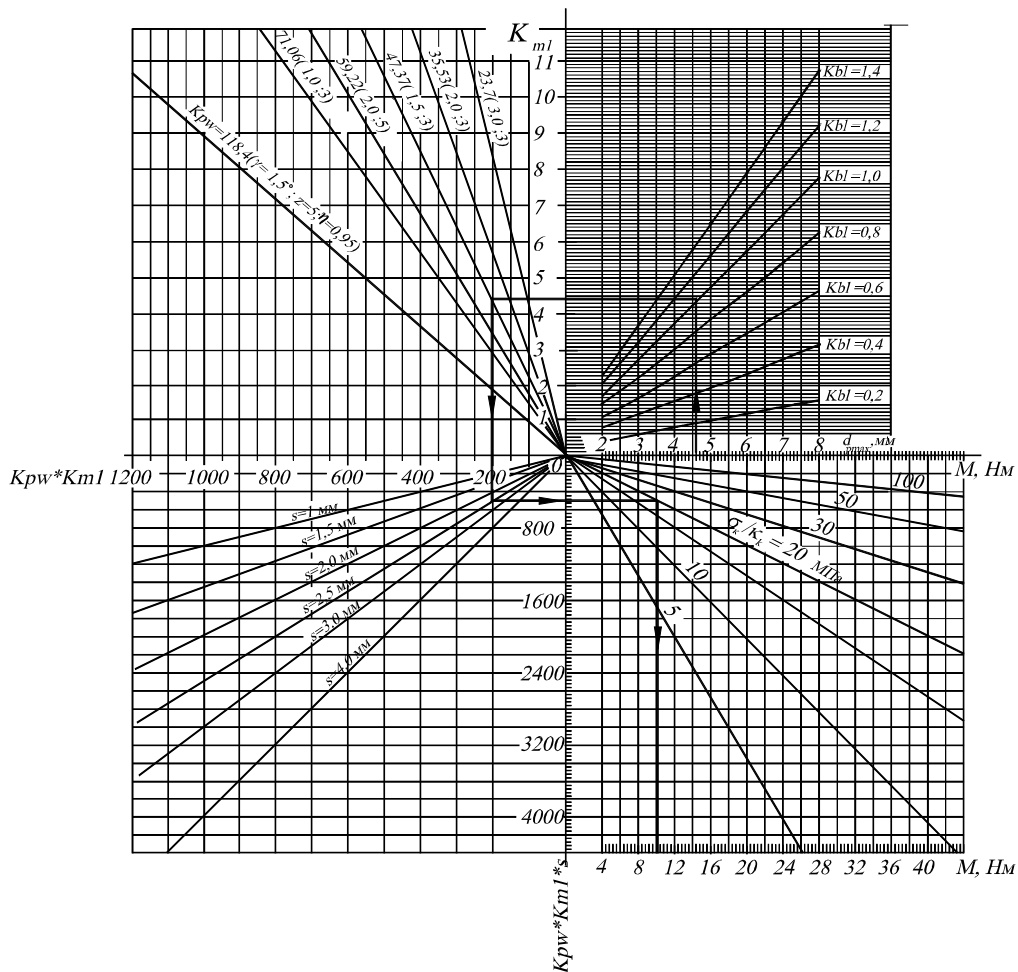


Рис. П13.2 Номограмма для определения крутящего момента при вальцевании.

Промежуточные значения можно определить, применив метод линейной интерполяции, показанный выше.

Максимальный диаметр развальцованной внутренней поверхности трубы d_{imax} с максимальным диаметром ролика d_{pmax} и минимальным допустимым диаметром веретена $d_{вдmin}$ можно связать соотношением

$$d_{imax} = 2(d_{pmax} + 0,5 d_{вдmin}). \quad (\text{П13.8})$$

При выборе максимального диаметра ролика, обеспечивающего максимальную раздачу, из (П13.8) получим

$$d_{pmax} = 0,5(d_{imax} - d_{вдmin}).$$

Поскольку величина $d_{вдmin}$ менее 1 мм нецелесообразна, для оценки максимального диаметра ролика можно использовать неравенство

$$d_{pmax} > 0,5(d_{imax} - 1).$$

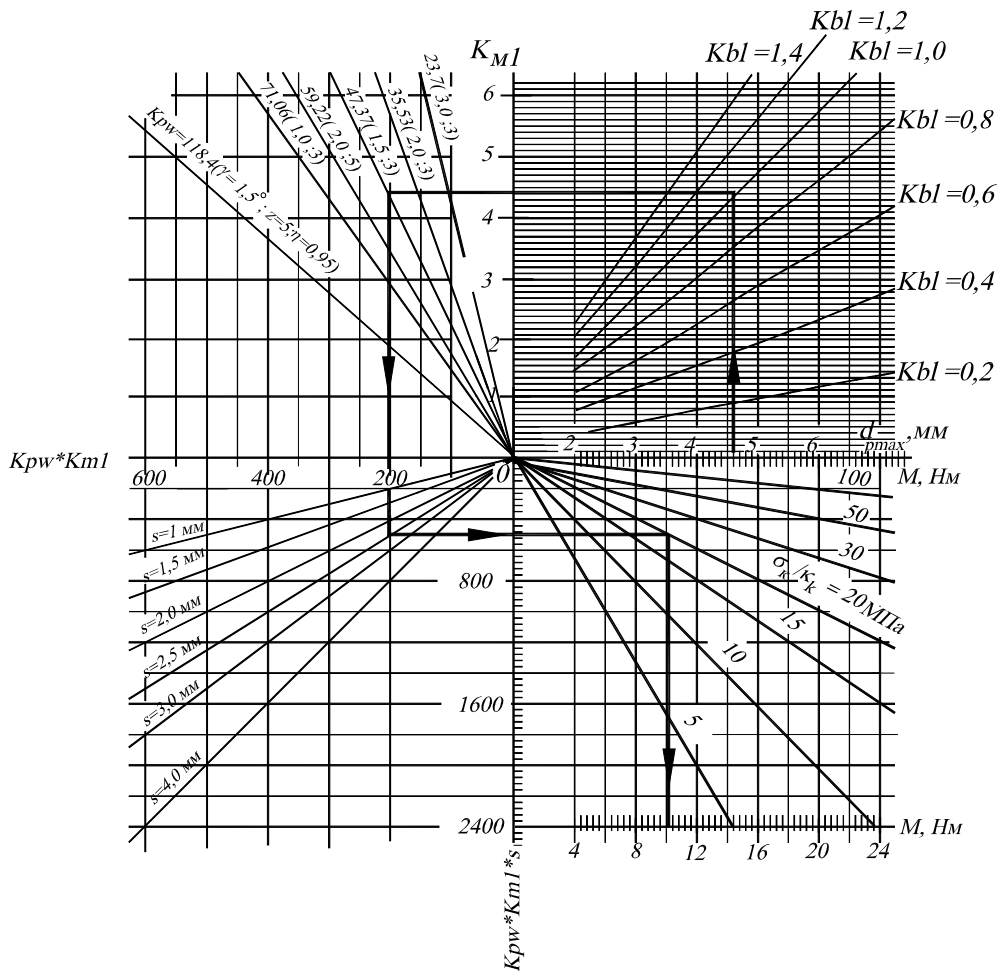


Рис.П13.3 Номограмма для определения крутящего момента

Обычно для вальцевания какой-либо трубы применяют вальцовки фирм, изготавливающих этот инструмент. Поэтому максимальный диаметр ролика легко узнать, измерив его. Однако при выборе режима вальцевания необходимо знать, способен ли применяемый инструмент нормально работать в таких условиях. Поскольку очень высокие нагрузки приводят к катастрофическому или быстрому износу рабочих органов вальцовки.

Для решения такой задачи следует обратиться к формуле по расчету контактного напряжения между роликом и веретеном, которую, учитывая (3.14), можно записать в виде

$$\sigma_{крв\ max} = 190,7 [F_{rci}(r_{pc} + r_e) / (l_{кpw} r_{вс} r_{pc})]^{0,5} = (M_{кpw} / z)^{1/2} \mathcal{R}, \quad (\text{П13.9})$$

где $\mathcal{R} = 190,7 [2tg \gamma (r_{bc} + r_{pc}) / (K_{bl} r_{pc}^2 r_{bc})]^{1/2}$ – геометрическая характеристика поверхностей контакта.

Подставив в (П13.9) выражения, расшифровывающие параметры r_{pc} и $r_{вс}$, получим

$$\mathcal{R} = 190,7 \{ 2tg \gamma (d_{imax} - d_{pmax} + K_{bl}/8) / [K_{bl} (0,5d_{pmax} - K_{bl}/8)^2 \times (0,5d_{imax} - d_{pmax} + K_{bl}/4)] \}^{1/2}. \quad (\text{П13.10})$$

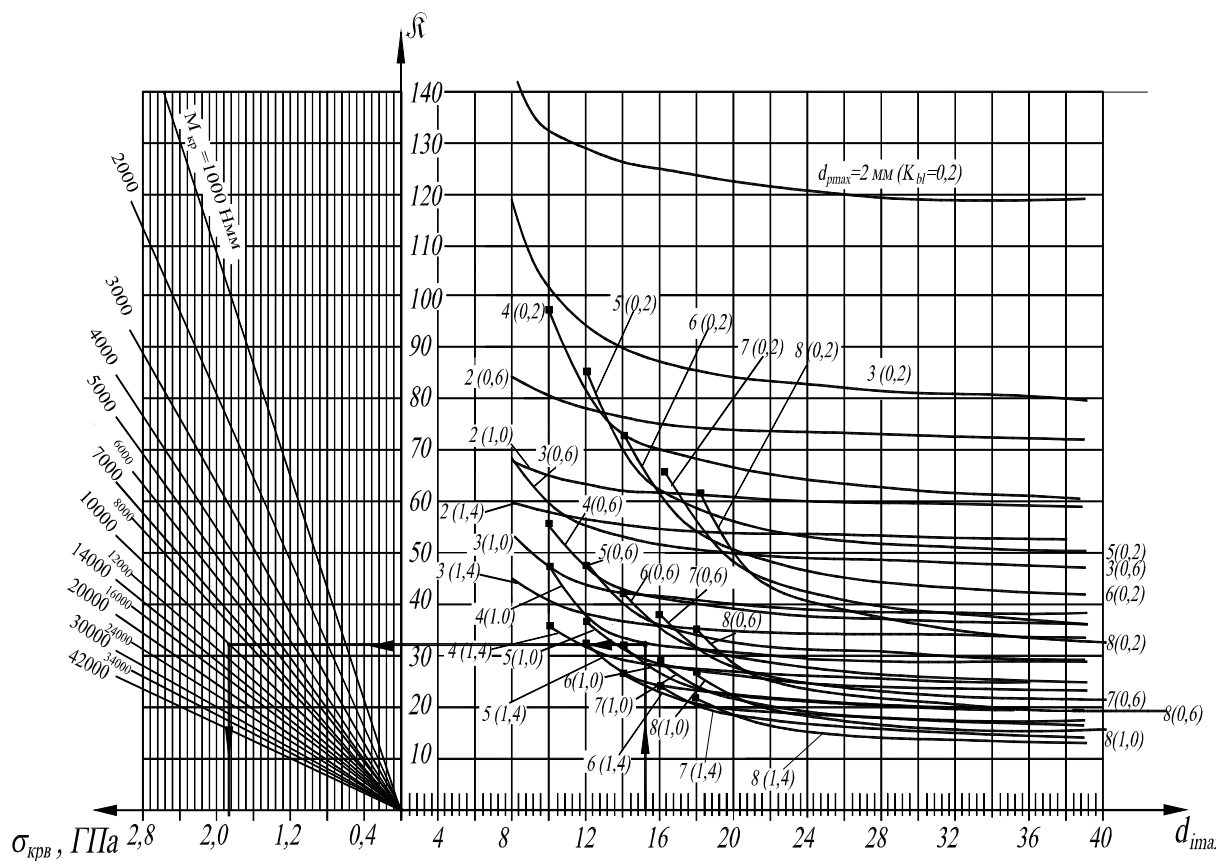


Рис. П13.4 Номограмма для определение контактного напряжения между роликом и веретеном

На рис. П13.4 приведена номограмма с примером (сплошная линия со стрелками) определения контактного напряжения между роликом и веретеном, полученный из анализа формул (П13.9), (П13.10). Черными квадратиками показаны граничные точки, для которых при меньших значениях d_{imax} получают средний диаметр веретена меньше 2 мм и средний диаметр ролика меньше 1 мм. Заметим, что контактное напряжение здесь указано в ГПа, т.е. $p^* \cdot 10^3$ МПа.

Промежуточные значения здесь тоже определяются методом линейной интерполяции (см. выше).

Последовательность выбора режима вальцевания при знании необходимого радиального нормального напряжения σ_k в зоне контакта трубы и стенки отверстия:

- по заданным диаметру и толщине стенки трубы определяется максимальный диаметр развальцовки;
- в имеющейся вальцовке определяются (либо непосредственным замером, либо по паспортным данным) геометрические параметры инструмента;
- для заданной глубины вальцевания и величине σ_k вычисляется необходимый крутящий момент;
- для расчетного значения d_{imax} и имеющегося d_{rmax} оценивается величина контактных напряжений между роликом и веретеном $\sigma_{krv max}$. Если его значение превышает допустимую величину для применяемых материалов (для ШХ15 - $[\sigma_{krv max}] \approx 2355$ МПа), то необходимо облегчать режим вальцевания или применять его, имея ввиду, что поломка вальцовки может произойти после нескольких вальцеваний.

Выбор режима вальцевания возможен также с помощью программы вычисления MEWALK, разработанной автором.

Приложение №П14

РАСЧЕТ (ориентировочный)
трудоемкости закрепления т/о труб
в коллекторе ПГВ-1000 с использованием гидрораздачи и роликового вальцевания.

1. Операция подвальцовки.

$$T_{шт1} = T_1 + T_2 = 40 \text{ с.}$$

где T_1 - время ввода- вывода инструмента;

T_2 - время вальцевания.

Общее время на подвальцовку 1-го коллектора:

$$T_{сум1} = (T_{шт1}Z)(1+0,01K_{обс}+0,01K_{отд}) = \\ = 40 * 11000 * 1,12 / 3600 = 136,9 \text{ н-час,}$$

где $K_{обс} = 4\%$; $K_{отд} = 8\%$ - коэффициенты, учитывающие время на обслуживание и отдых [19]; Z- число отверстий в коллекторе.

2. 1-я операция гидрораздачи:

$$T_{шт2} = T_3 + T_4 + T_5 + T_6 = 107 \text{ с.}$$

где T_3 - время собственно гидрораздачи;

T_4 - время ввода- вывода;

T_5 - время протирки отверстия;

T_6 - время установки полиэтиленовой трубки.

Общее время на гидрораздачу ПГВ:

$$T_{сум2} = K_{пз}(T_{шт2}Z + T_{пер})(1+0,01K_{обс}+0,01K_{отд}) = \\ = 1,5 * (107 * 11000 + 3600) * 1,12 / 3600 = 550,9 \text{ н-час,}$$

где $K_{пз} = 1,5$ - коэффициент, учитывающий дополнительные запрессовки;

$T_{пер} = 3600$ с.- время перехода.

3. 1-я операция удаления кармана:

$$T_{шт3} = T_7 + T_8 = 30 \text{ с.}$$

где T_7 - время ввода- вывода инструмента;

T_8 - время вальцевания.

Общее время на удаление кармана в ПГВ:

$$T_{сум3} = (T_{шт3}Z)(1+0,01K_{обс}+0,01K_{отд}) = \\ = 30 * 11000 * 1,12 / 3600 = 69,57 = 102,7 \text{ н-час.}$$

4. 2-я операция гидрораздачи

$$T_{шт5} = T_3 + T_4 + T_5 + T_6 = 107 \text{ с.}$$

Общее время на 2-ю гидрораздачу в 1-м коллекторе ПГВ:

$$T_{сум4} = K_{пз}(T_{шт2}Z + T_{пер})(1+0,01K_{обс}+0,01K_{отд}) = \\ = 1,5 * (107 * 11000 + 3600) * 1,12 / 3600 = 550,9 \text{ н-час,}$$

где $K_{пз} = 1,5$ - коэффициент, учитывающий дополнительные запрессовки;

$T_{пер} = 3600$ с.- время перехода.

5. 2-я операция удаления кармана

$$T_{шт3} = T_7 + T_8 = 30 \text{ с.}$$

где T_7 - время ввода- вывода инструмента;

T_8 - время вальцевания.

Общее время на удаление кармана в ПГВ:

$$T_{сум5} = (T_{шт3}Z)(1+0,01K_{обс}+0,01K_{отд}) = \\ = 30 * 11000 * 1,12 / 3600 = 69,57 = 102,7 \text{ н-час,}$$

6. Операция довальцовки:

$$T_{шт6} = T_8 + T_9 + T_{10} = 80 \text{ с.}$$

где T_8 - время смазки;

T_9 - время ввода- вывода инструмента;

T_{10} - время вальцевания.

Общее время на довальцовку ПГВ:

$$T_{сум6} = K_{пв} (T_{шт34}) (1 + 0,01K_{обс} + 0,01K_{отд}) = \\ = 1,3 * 80 * 11000 * 1,12 / 3600 = 355,9 \text{ н-час,}$$

где $K_{пв} = 1,5$ - коэффициент, учитывающий повторную вальцовку.

5. Пыжевание

$$T_{шт7} = 148,5 \text{ н-час.}$$

Суммарное время на закрепление труб в одном коллекторе ПГВ (без обварки) :

$$T_{с0} = 136,9 + 550,9 + 550,9 + 102,7 + 102,7 + 355,9 + 148,5 = 1948,5 \text{ н-час.}$$

Время на гидрораздачу- 1101,8 н-час.

Время на механическое вальцевание- 846,7 н-час.

РАСЧЕТ (ориентировочный)
трудоемкости закрепления т/о труб
в коллекторе ПГВ-1000 с использованием только роликового вальцевания.

При раздаче трубы только роликовым вальцеванием предполагается, что в вальцовке обойма устанавливается в крайнем левом положении, а на корпусе устанавливаются втулки, длина которых будет сокращаться по мере заканчивания вальцевания каждого из пяти поясков (рабочая длина роликов 40мм). При этом операции подвальцовки и довальцовки остаются неизменными. Во время раздачи труб в интервале 5-150 режим вальцевания будет несколько ослабленным по сравнению режимом довальцовки.

1. Операция подвальцовки.

$$T_{шт1} = T_1 + T_2 = 40 \text{ с.}$$

где T_1 - время ввода- вывода инструмента;

T_2 - время вальцевания.

Общее время на подвальцовку 1-го коллектора:

$$T_{сум1} = (T_{шт1} Z) (1 + 0,01K_{обс} + 0,01K_{отд}) = \\ = 40 * 11000 * 1,12 / 3600 = 136,9 \text{ н-час,}$$

где $K_{обс} = 4\%$; $K_{отд} = 8\%$ - коэффициенты, учитывающие время на обслуживание и отдых [61]; Z- число отверстий в коллекторе.

2. Вальцевание в интервале 5- 150 мм.

$$T_{шт2} = T_3 + T_4 = 30 \text{ с.}$$

где T_7 - время ввода- вывода инструмента;

T_8 - время вальцевания.

Общее время на удаление зазора в интервале 5-150 мм в ПГВ:

$$T_{сум3} = 5 (T_{шт3} Z) (1 + 0,01K_{обс} + 0,01K_{отд}) = \\ = 5 * 40 * 11000 * 1,12 / 3600 = 684,4 \text{ н-час.}$$

3. Операция довальцовки:

$$T_{шт6} = T_8 + T_9 + T_{10} = 80 \text{ с.}$$

где T_8 - время смазки;

T_9 - время ввода- вывода инструмента;

T_{10} - время вальцевания.

Общее время на довальцовку ПГВ:

$$T_{\text{сумб}} = K_{\text{пв}} (T_{\text{шт34}})(1 + 0,01K_{\text{обс}} + 0,01K_{\text{отд}}) = \\ = 1,3 * 80 * 11000 * 1,12 / 3600 = 355,9 \text{ н-час,}$$

где $K_{\text{пв}}=1,3$ - коэффициент, учитывающий повторную вальцовку.

6. Пыжевание

$$T_{\text{шт7}} = 148,5 \text{ н-час.}$$

Суммарное время на закрепление труб в одном коллекторе ПГВ (без обварки) :

$$T_{\text{со}} = 136,9 + 684,4 + 410,7 + 148,5 = 1325,7 \text{ н-час.}$$

Таким образом, использование только роликового вальцевания позволяет повысить производительность работ по закреплению теплообменных труб примерно на 50%

Акты внедрения:

ПАО «МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД «ЗИО-ПОДОЛЬСК»



Утверждаю:
Главный инженер

А. Н. Рубцов

внедрения научно- технического мероприятия _____

Изделие АЭС, _____

(наименование объекта, на котором внедрено мероприятие)

Парогенераторы ПГВ-1000М, ПГВ-1000 МКП _____

(обозначение детали, изделия или оснастки)

(обозначение детали, изделия или оснастки)

(обозначение детали, изделия или оснастки)

Составлен комиссией в составе:

Председатель Зам. директора по операционной деятельности-
Главный технолог, д.т.н. Терехов В.М.

(должность, фамилия, инициалы)

Члены комиссии: Зам. Главного технолога Мазур Е.З.

(должность, фамилия, инициалы)

и.о. Начальника ПП №510 (Ц-№7) Деревянко А.Г.

(должность, фамилия, инициалы)

Краткое описание и преимущества внедренного мероприятия:

Кондратенко Л.А. в составе группы авторов исследовал, разработал и внедрил в 2014.г. «Способ соединения труб с коллектором парогенератора» (патент Российской Федерации № 2524461), обеспечивший выпуск и успешную работу парогенераторов для АЭС с ВВЭР.

Председатель комиссии _____ В.М.Терехов
(подпись и дата) (инициалы, фамилия)

Члены комиссии: _____ Е.З.Мазур
(подпись и дата) (инициалы, фамилия)

_____ А.Г.Деревянко
(подпись и дата) (инициалы, фамилия)

ОАО «МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД «ЗиО-ПОДОЛЬСК»

Утверждаю:

**Исполнительный директор
Главный инженер**

А. С. Давыдов

10.05.2012г.



АКТ № 4-ПТ-048

внедрения научно- технического мероприятия _____

Изделия АЭС, нефтегазхимии и других отраслей промышленности:

(наименование объекта, на котором внедрено мероприятие)

парогенераторы ПГВ-1000М, ПГВ-1000МКП; подогреватели ПВД-К, ПНД, ПСВ;

(обозначение детали, изделия или оснастки)

энергоблоки БН-600, БН-800; теплообменники СПОТ; конденсаторы, подо-

(обозначение детали, изделия или оснастки)

греватели, бойлеры Курской АЭС; АВО; теплообменники проекта Сахалин-2,

(обозначение детали, изделия или оснастки)

регенераторы РВП-3600; теплообменники «Famek»; »), подогреватели «PLENTY»

(обозначение детали, изделия или оснастки)

и другие изделия, изготовленные в 1996- 2011 г.г.

Составлен комиссией в составе:

Председатель Главный технолог, д.т.н. Терехов В.М.

(должность, фамилия, инициалы)

Члены комиссии: Директор по производству Сержантов В.В.

(должность, фамилия, инициалы)

Зам. главного технолога Мазур Е.З.

Начальник НТЦ ПТ Карюхин В.С.

Краткое описание и преимущества внедренного мероприятия:

Кондратенко Л.А. исследован, разработан и внедрен в 1996- 2011 г.г. комплекс технологических инструкций (указаний) по закреплению запатентованным им способом (патент РФ № 2360762) теплообменных труб, обеспечивший выпуск и успешную работу изделий для предприятий атомной, нефтегазохимической и других отраслей промышленности.

Председатель комиссии _____

(подпись и дата)

В.М. Терехов

(инициалы, фамилия)

Члены комиссии: _____

(подпись и дата)

В.В. Сержантов

(инициалы, фамилия)

Е.З. Мазур

(инициалы, фамилия)

В.С. Карюхин

(инициалы, фамилия)

ОАО "МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД "ЗиО- ПОДОЛЬСК"



Утверждаю:

Зам. Генерального директора-
Главный инженер

В.П. Белоусов

АКТ № 41-048-14

внедрения научно- технического мероприятия _____
Парогенератор ПГВ- 1000У, цех № 33
(наименование объекта, на котором внедрено мероприятие)

на _____
(обозначение детали, изделия или оснастки)

на _____
(обозначение детали, изделия или оснастки)

Составлен комиссией в составе:

Председатель Главный технолог, к.т.н. Терехов В.М.
(должность, фамилия, инициалы)

Члены комиссии: Нач. цеха № 33 Корнюхин А.М.
(должность, фамилия, инициалы)

Нач. тех. бюро цеха № 33 Сидоров А.Н.
Вед. инж.-технолог Крылов А.Н.

Краткое описание и преимущества внедренного мероприятия:

Внедрена в 1995 г новая технология изготовления глубоких отверстий в коллекторах из стали 08X18H10T , разработанная при непосредственном участии Кондратенко Л.А., позволившая оснастить Ровенскую АЭС парогенераторами нового поколения.

Председатель комиссии _____ В.М. Терехов
(подпись и дата) (инициалы, фамилия)

Члены комиссии: _____ А.М. Корнюхин
_____ А.Н. Сидоров
_____ А.Н. Крылов