

На правах рукописи

Тарасевич Владимир Владимирович

**РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И МЕТОДОВ РАСЧЕТА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ
ПРОЦЕССОВ В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ**

Специальность 05.23.16 – Гидравлика и инженерная гидрология

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук

Новосибирск, 2017

Работа выполнена
на кафедре Гидротехнических сооружений и гидравлики
Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет
(Сибстрин)»

Научный консультант

Доктор технических наук, профессор,
действительный член Российской АН

Васильев Олег Фёдорович

Официальные оппоненты:

- Орехов Генрих Васильевич, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО "Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет", кафедра гидравлики и гидротехнического строительства

- Воеводин Анатолий Фёдорович, доктор физико-математических наук, профессор, ФГБУН «Институт гидродинамики им. М.А. Лаврентьева» Сибирского отделения Российской академии наук, главный научный сотрудник.

- Черных Геннадий Георгиевич, доктор физико-математических наук, профессор, ФГБУН «Институт вычислительных технологий» Сибирского отделения Российской академии наук (ИВТ СО РАН), главный научный сотрудник

Ведущая организация: ФГБУН «Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева» Сибирского отделения Российской академии наук (г. Иркутск)

Защита состоится “ “ 2017 г. в часов на заседании диссертационного совета Д999.038.04 по защите диссертаций на соискание ученой степени доктора технических наук в ФГБОУ ВПО «Новосибирский государственный архитектурно-строительный университет (Сибстрин)» по адресу:
630008, г. Новосибирск, ул. Ленинградская, 113, аудитория

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО НГАСУ (Сибстрин) и на сайте университета по адресу: <http://www.sibstrin.ru/news/dissertation/>

Автореферат разослан 2017 г.
Ученый секретарь диссертационного совета

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования.

Актуальность и важность темы работы обусловлена чрезвычайной распространенностью и разнообразием напорных трубопроводных систем. Водопроводные и тепловые сети, магистральные трубопроводы различного назначения, гидроприводы машин и механизмов, системы подачи топлива, нефтепроводы и продуктопроводы, и даже кровеносную систему можно отнести к объектам такого рода.

Напорные трубопроводные системы являются важной частью многих гидротехнических сооружений, строительных машин и механизмов, и других объектов в машиностроении и технике. В состав трубопроводных систем, как правило, входят насосы и исполнительные устройства, клапаны различных видов, фильтры, компенсаторы и другая гидроаппаратура.

Ответственность задач, связанных с трубопроводными системами, предъявляют особые требования к их надежности. От правильного и надежного функционирования трубопроводной системы во многом зависит безопасность объекта, на котором они установлены. Для правильного проектирования и оценки параметров гидравлической системы необходимо знание не только статических, но и динамических характеристик процесса для всего диапазона штатных и нештатных (в том числе и аварийных) ситуаций.

Исследования переходных процессов в трубопроводных системах имеют большую важность и актуальность, поскольку они связаны с вопросами обеспечения защиты трубопроводов сети и гидрооборудования от повышенных давлений жидкости (гидравлических ударов). Несмотря на то, что изучением переходных процессов и в частности, гидравлических ударов, занимаются давно, нельзя в настоящее время считать эту проблему полностью решенной. До сих пор в практике эксплуатации трубопроводных систем имеют место различного вида отказы и аварийные ситуации, вызванные гидравлическими ударами, что снижает в целом надежность работы.

Наличие в настоящее время нерешенных вопросов, связанных с переходными процессами, может быть объяснено рядом причин.

Во-первых, это связано с уникальностью объектов и сложностью их структуры. Такие сооружения, как, например, системы технологических трубопроводов атомных электростанций, или гидропривод красноярского судоподъемника являются уникальными и весьма сложными объектами, которые требуют специального рассмотрения с учетом всей специфики объекта.

Во-вторых, изучение закономерностей переходных процессов в действующих трубопроводных системах наталкивается на большие трудности, связанные с отсутствием всей необходимой для проведения таких расчетов информации. Несмотря на значительное количество работ, посвященных исследованию неустановившихся течений жидкости в трубопроводных системах, практика эксплуатации трубопроводных систем в современных

условиях ставит новые гидродинамические задачи, призванные обеспечить надежную эксплуатацию системы при переменных гидравлических режимах.

Цель и задачи. Основной целью диссертации является разработка достаточно общего и универсального подхода к математическому описанию трубопроводных систем и нестационарных режимов их работы, и создание на этой основе эффективных численных методов и алгоритмов решения достаточно большого класса практических задач.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

1. Опираясь на аппарат теории графов и объектно-ориентированный подход, построить достаточно общее математическое описание трубопроводной системы;

2. В рамках используемой парадигмы разработать: а) достаточно простую инженерную модель гидравлического удара, сопровождающегося кавитацией потока жидкости; б) модель гидравлического удара в системе коаксиальных труб;

3. Разработать эффективные численные достаточно универсальные методы для расчета: а) быстропротекающих процессов со значительными градиентами; б) плавно протекающих процессов; в) течений с кавитацией.

4. На основе моделей с сосредоточенными параметрами разработать упрощенный инженерный подход для описания нестационарных процессов в трубопроводных системах и создать «быстрые» модели и алгоритмы расчета этих процессов.

5. Разработать технологии эквивалентирования и упрощения больших и сложных трубопроводных систем, имитационные модели, позволяющие исследовать функционирование отдельных частей трубопроводной системы.

Область исследования. Содержание диссертации соответствует области исследования п.1 «Научные основы равновесия, движения и взаимодействия жидкостей и газов, закономерности движения обычных, взвесенесущих, аэрированных и стратифицированных потоков, прогнозирования их характеристик и кинематической структуры» и п.2 «Стационарные и нестационарные течения жидкости в трубах, каналах, естественных и искусственных руслах, гидротехнических сооружений различного назначения, взаимодействия потоков с обтекаемыми ими граничными поверхностями, телами и сооружениями, гидравлические сопротивления» паспорта специальности 05.23.16 – «Гидравлика и инженерная гидрология».

Методы исследования. Для решения поставленных задач использовались методы математического моделирования, численный эксперимент. Теоретической и методологической основой диссертационного исследования послужили труды отечественных и зарубежных исследователей в области гидравлического удара и трубной гидравлики.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем: –

Впервые детально аналитически исследован процесс разрыва сплошности потока на примере гидравлического удара в простом наклонном трубопроводе,

без учета трения (идеальная жидкость) и с учетом трения.

Выявлена возможность образования каверны не только у задвижки, но и в средней части потока, при развитии вторичной кавитации; выведены формулы для определения времени зарождения и местоположения этой каверны, определена продолжительность её существования.

Установлено, что для описания процесса кавитации в наклонном трубопроводе без трения и с учетом трения, недостаточно использовать модель изолированной каверны, так как помимо «крупных» каверн образуется обширная зона мелкопузырьковой кавитации, пульсирующая вместе с прохождением волн гидравлического удара. Модель изолированных каверн применима только для случая горизонтального трубопровода без учета трения, т.е. является вырожденным неустойчивым случаем.

Получена приближенная формула для определения максимального давления в трубопроводе с учетом трения, обобщающая известную формулу Н.Е.Жуковского на случай возникновения кавитации.

В рамках положений теории Н.Е.Жуковского разработана математическая модель гидравлического удара в коаксиальном трубопроводе (наружная и внутренняя труба), учитывающая взаимодействие через стенку внутренней трубы (обмен импульсом). Установлено, что процесс распространения возмущений в такой системе представляет собой единый связный гиперболический процесс, имеющий две различные скорости распространения возмущений в прямом направлении и две различные скорости в обратном направлении.

Предложена универсальная явно-неявная схема бегущего счета, позволяющая гибко приспосабливаться к геометрии системы («длинные» и «короткие» трубы).

Предложен оригинальный подход, позволяющий описывать трубопроводную систему как систему с сосредоточенными параметрами. Это позволяет создавать «быстрые» приближенные методы расчета. Предложена методика эквивалентирования трубопроводной системы (или её части).

Предложен оригинальный подход («математический испытательный стенд»), позволяющий достаточно достоверно моделировать и рассчитывать отдельные части трубопроводной системы без привлечения моделирования и расчета остальной части трубопроводной системы.

Положения, выносимые на защиту. На защиту выносятся:

1. Методика построения математической модели сложной трубопроводной системы в общем виде с использованием объектно-ориентированного подхода
2. Математическая модель гидравлического удара в коаксиальном трубопроводе;
3. Результаты исследований гидравлического удара, сопровождающегося разрывом сплошности потока;
4. Семейство методов расчета на основе схем бегущего счета для быстропотекающих и плавнопротекающих процессов, включая явно-неявную схему.

5. Применение моделей с сосредоточенными параметрами 1-го и 2-го порядка для описания трубопроводных систем.
6. Эквивалентирование больших трубопроводных систем.
7. Технология имитационного моделирования «математический испытательный стенд».

Достоверность и обоснованность научных положений, рекомендаций и выводов обеспечивается корректным использованием методов исследования, согласованностью выводов с известными теоретическими результатами, а также подтверждается сопоставлением решения тестовых задач с известными аналитическими решениями; сопоставлением результатов расчетов с экспериментальными исследованиями.

Практическая ценность и внедрение результатов работы. Полученные в результате работы методики, алгоритмы и программное обеспечение могут применяться во всех прикладных сферах, связанных с расчетами нестационарных режимов трубопроводных систем, как на стадии проектирования, так и на стадии эксплуатации.

Результаты работы внедрены во ФГУП «СибНИА им. С.А. Чаплыгина», а также в НТП «Трубопровод» (г. Москва) и, посредством этого предприятия, в ОАО «НИИК», АО Ангарскнефтехимпроект, ООО "Ленгипронефтехим" и др., всего 34 наименования.

Апробация результатов. Результаты исследований докладывались на многочисленных конференциях, семинарах, как всесоюзных и всероссийских, так и международных.

На XX, XXVIII, XXIX, XXX, XXXI, XXXIV Конгрессах МАГИ (IAHR).

15-th (IMACS) World Congress on Scientific Computation, Modelling and Applied Mathematics. Berlin, August 1997.

16th IMACS WORLD CONGRESS on Scientific Computation, Applied Mathematics and Simulation, Lausanne, Switzerland, August 21-25, 2000.

International Symposium «Water Industry Systems: modelling and optimization applications», Exeter, UK, 1999.

International Symposium “Water Industry Systems: modelling and optimization applications” (Eds. D.Savic, G.Walters), vol.2, Research Studies Press ltd., Baldock, Hertfordshire, England, 1999.

International Symposium “Water Network Modelling for Optimal Design and Management”, Eds. G.Walters and D.Savic, Exeter, UK, 11-12 September 2000,

4th International Conference on Hydroscience & Engineering - ICHE 2000, Seoul, Korea, September 26-29, 2000.

13th IAHR-APD Congress (6-8 August 2002, Singapore).

3rd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT 2004), 21 – 24 June 2004, Cape Town, South Africa.

Всесоюзная конференция по проблемам гидравлической устойчивости (Тбилиси, 19-21 сентября, 1975) - Тбилиси: Груз. политехн. ин-т, 1975.

Всесоюзный симпозиум «Численные методы в гидравлике» (Телави, Груз. ССР, 14-18 апреля 1980) - Ленинград: ВНИИГ, 1980.

II Всероссийский семинар по динамике пространственных и неравновесных течений жидкости и газа (Миасс, 5 - 7 октября 1993 г.).

АМСА-95. Advanced Mathematics, Computations and Applications (Novosibirsk, June 20-24, 1995).

Математические модели и численные методы механики сплошных сред (Россия, Новосибирск, Академгородок, 27 мая - 2 июня 1996г.)/Материалы Международной конференции - Новосибирск, 1996.

ИНПРИМ-96. II Сибирский Конгресс по прикладной и индустриальной математике (Новосибирск, 1996)

Динамика систем, механизмов и машин. II Международная научно-техническая конференция (Омск, ноябрь, 1997)

V Семинар СНГ "Акустика неоднородных сред" Новосибирск, 26 -30 мая 1998.

ИНПРИМ-98. Третий Сибирский Конгресс по прикладной и индустриальной математике, посвященного памяти С.Л. Соболева (1908-1989). Новосибирск, Академгородок, 22 - 27 июня 1998 г.

Проблемы управления и моделирования в сложных системах: Труды международной конференции. /Под ред. акад. В.П.Мясникова, акад. Н.А.Кузнецова, проф. В.А.Виттиха. - Самара: Сам. научный центр РАН, 1999, 2000, 2001, 2002, 2003, 2004 гг.

«Математические модели и методы анализа и оптимального синтеза развивающихся трубопроводных и гидравлических систем», Всероссийский научный семинар с международным участием // Иркутск, 1998, 2000, 2002, 2004, 2006, 2008, 2010, 2012, 2016.

Четвертый сибирский конгресса по прикладной и индустриальной математике (ИНПРИМ-2000), посвященного памяти М. А. Лаврентьева (1900-1980), Новосибирск, Академгородок, 26 июня - 1 июля 2000 г

Публикации. Основные результаты исследований по теме диссертации опубликованы в более чем 40 печатных работах, в том числе в 13 статьях в рецензируемых изданиях, рекомендованных ВАК РФ, в 27 публикациях в сборниках научных работ, трудах и материалах научных конференций.

В опубликованных работах автору принадлежат результаты, изложенные в тексте диссертации.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, 7 глав основного содержания, заключения, списка литературы. Основное содержание представлено на 213 страницах, включая 1 таблицу, 97 рисунков и список литературы из 229 источников.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **Введении** обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи исследования, определены научная новизна и практическая ценность работы. Формулируются проблемы, стоящие перед исследователем в области расчета гидравлического удара и намечаются пути их решения.

В **Главе 1** «Обзор и анализ работ по теме диссертации» приводится обзор работ по нестационарным процессам в сложных напорных трубопроводных (гидравлических) системах.

Наиболее естественной представляется классификация работ по исторически сложившимся отраслям применения трубопроводных систем. Исходя из такого подхода, можно выделить следующие области исследований гидравлических систем. Наиболее крупными отраслями применения трубопроводных систем будут:

- водоснабжение,
- теплоснабжение,
- атомная энергетика,
- трубопроводный транспорт,
- гидропривод.

В каждой из этих отраслей, исходя из их специфики, сложился свой круг задач, свои методы исследования и свои подходы к решению задач.

Впервые удобную инженерную теорию для расчета параметров нестационарного процесса в трубопроводе дал Н.Е.Жуковский в своей знаменитой работе о гидравлическом ударе в трубах.

Эта работа Н.Е.Жуковского является классической и не устарела по сей день. Им сформулированы основные положения теории гидравлического удара, приведены дифференциальные уравнения гидравлического удара, изложена методика аналитического расчета и даны решения задачи для некоторых практически важных случаев; получена достаточно простая формула для оценки ударного давления (т.н. «формула Н.Е.Жуковского»).

Классическая теория Н.Е.Жуковского стала основой многочисленных последующих исследований гидравлического удара. Эта теория опирается на следующие положения.

- Жидкость и стенки трубы подчиняются закону Гука, т.е. линейно зависят от изменений давления;
- малые сечения трубопровода деформируются независимо от соседних; инерцией этих «колечек» пренебрегается;
- течение жидкости одномерное;
- трение о стенки не учитывается.

Возникновение нестационарных режимов течения опасно не только высокими давлениями, но и низкими, вызывающими в потоке появление зон двухфазного течения (разрыв сплошности потока, кавитация), так как при схлопывании образовавшихся паровых полостей (каверн) могут возникать значительные всплески давления.

Кавитация в потоке возникает в различных формах: например, в виде больших полостей (каверн), занимающих все поперечное сечение потока или только его верхнюю часть, в виде мелких пузырьков, распределенных по всему сечению потока, так и по его длине.

Возможность появления кавитации в потоке при эксплуатации трубопроводных систем, в частности, сетей теплоснабжения, особенно в

нестационарных режимах, достаточно высока, т.к. при температуре теплоносителя от 100° до 150° С давление насыщенных паров колеблется от 0,1 до 0,476 МПа, что соответствует давлению на многих участках сети при нестационарных режимах движения.

Обосновано применение гипотезы квазистационарности, согласно которой потери на трение при нестационарном режиме подчиняются тем же зависимостям, что и при нестационарном.

Сделан обзор методы расчета гидравлического удара; отмечено, что явные методы позволяют хорошо отслеживать крутые фронты давления. Отмечается недостаток широко применяемого метода характеристик, возникающий в случае его использования для расчета систем трубопроводов. В этом смысле предпочтительнее будет применение явных схем бегущего счета, обладающих большей гибкостью.

Поставлен вопрос о разработке упрощенных моделей нестационарных течений и методах декомпозиция больших систем.

В Главе 2 «Постановка задачи о нестационарных процессах в трубопроводных системах» приводится описание области определения на языке теории графов, выводятся основные уравнения, описывающие течение жидкости в трубах, на основе одномерных законов сохранения массы, импульса и энергии.

Трубопроводная система представляется как совокупность «труб» и «узлов», соединённых между собой произвольным образом. Первые из них – это простые трубопроводы, входящие в состав системы, которые описываются моделями с распределёнными параметрами. «Узлы» представляют собой «точечные» объекты и описываются моделями с сосредоточенными параметрами. К объектам такого рода относятся точки соединения труб (тройники, крестовины и т.п.), различные устройства и арматура, расположенные на сети (клапаны, задвижки, насосы и т.п.).

Структура трубопроводной системы описывается ориентированным графом, у которого дуги соответствуют трубам системы, а вершины – узлам. Предполагается, что трубы системы (дуги соответствующего графа) пронумерованы от 1 до N и узлы (вершины графа) пронумерованы от 1 до J . Номер трубы i используется в качестве нижнего индекса, а номер узла j – в качестве верхнего. Ориентация дуг графа определяет положительное направление оси x вдоль соответствующей трубы.

Вводится функция инцидентности: $\eta_i^j = +1$, если труба i входит в узел j , и $\eta_i^j = -1$, если труба i выходит из узла j .

Течение жидкости по каждой трубе системы в общем виде описывается одномерными законами сохранения массы, импульса и энергии. В качестве замыкающих соотношений, согласно Н.Е.Жуковскому используются уравнения состояния жидкости и уравнения поведения оболочки. Показано, что для «обычных» малосжимаемых («капельных») жидкостей, в случае отсутствия теплообмена через стенки трубы, влияние гидродинамических параметров на тепловые характеристики потока ничтожно (для воды – не более 0,06%).

Течение таких жидкостей можно описывать системой уравнений гидравлического удара

$$\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = - \frac{\lambda V \cdot |V|}{2d} - g \frac{dz}{dx}, \quad (1)$$

где p – давление, V – скорость, ρ – плотность жидкости, a – скорость распространения малых возмущений по Н.Е.Жуковскому, λ – коэффициент гидравлического трения, d – диаметр трубы, g – ускорение силы тяжести, z – вертикальная отметка.

Ввиду того, что рассматриваемые течения являются существенно дозвуковыми ($|V| \ll a$), вклад конвективных слагаемых $V \partial p / \partial x$ и $V \partial V / \partial x$ мал, и ими часто пренебрегают.

Иногда уравнения гидравлического удара формулируются в переменных V и h , где $h = z + p / \rho g$ – гидростатический напор.

С учетом замыкающих соотношений и справедливости оценок на параметры потока, систему уравнений гидравлического удара (без учета конвективных членов) можно записать в инвариантах Римана в следующем виде

$$\frac{\partial r}{\partial t} + a \frac{\partial r}{\partial x} = -B \cdot (r + s), \quad \frac{\partial s}{\partial t} - a \frac{\partial s}{\partial x} = -B \cdot (r + s) \quad (2)$$

где инварианты Римана

$$r = (V + gh / a) / 2, \quad s = (V - gh / a) / 2. \quad (3)$$

Здесь $B = \lambda \cdot |V| / 2d = \lambda \cdot |r + s| / 2d$.

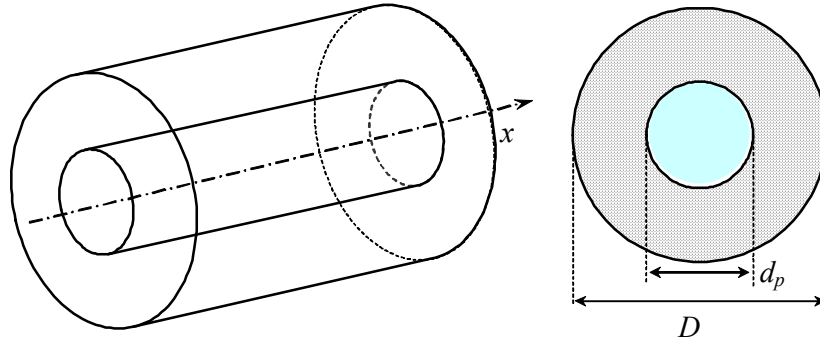


Рисунок 1.

На практике возникают задачи, когда возмущение распространяется по системе коаксиальных труб (рисунок 1). Применяя основные положения теории Н.Е.Жуковского, уравнения гидравлического удара в данном случае описывается системой

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} - e \cdot \left(\frac{\partial p_\kappa}{\partial t} + V \frac{\partial p_\kappa}{\partial x} \right) + \rho a_0^2 \frac{\partial V}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} &= - \frac{\tau \chi}{\rho \omega} - g \frac{dz}{dx}, \\ \frac{\partial p_\kappa}{\partial t} + V_\kappa \frac{\partial p_\kappa}{\partial x} - e_\kappa \left(\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \rho_\kappa \bar{a}_\kappa^2 \frac{\partial V_\kappa}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial V_\kappa}{\partial t} + V_\kappa \frac{\partial V_\kappa}{\partial x} + \frac{1}{\rho_\kappa} \frac{\partial p_\kappa}{\partial x} &= - \frac{\tau_\kappa \chi_\kappa}{\rho_\kappa \omega_\kappa} - g \frac{dz}{dx}, \end{aligned} \quad (4)$$

где индекс «к» показывает принадлежность к кольцевому зазору, a – скорость распространения малых возмущений, τ – напряжение трения на стенках, e – безразмерный коэффициент, характеризующий взаимодействие через стенку внутренней трубы.

Характеристическое уравнение системы (4) представляет собой полином 4-й степени. Доказывается, что корни этого уравнения действительны, причём два из них положительны, а два – отрицательны. Эти корни есть не что иное как скорости волн гидравлического удара. В случае пренебрежения конвективными слагаемыми это характеристическое уравнение превращается в биквадратное уравнение

$$\lambda^4 - \frac{a_0^2 + \bar{a}_\kappa^2}{1 - e \cdot e_\kappa} \lambda^2 + \frac{a_0^2 \bar{a}_\kappa^2}{1 - e \cdot e_\kappa} = 0,$$

корни которого можно выразить в явном виде

$$\lambda_1 = \frac{\sqrt{a_0^2 + \bar{a}_\kappa^2} + \sqrt{(a_0^2 - \bar{a}_\kappa^2)^2 + 4e \cdot e_\kappa a_0^2 \bar{a}_\kappa^2}}{\sqrt{2(1 - e \cdot e_\kappa)}}, \quad \lambda_2 = -\lambda_1, \text{ и}$$

$$\lambda_3 = \frac{\sqrt{a_0^2 + \bar{a}_\kappa^2} - \sqrt{(a_0^2 - \bar{a}_\kappa^2)^2 + 4e \cdot e_\kappa a_0^2 \bar{a}_\kappa^2}}{\sqrt{2(1 - e \cdot e_\kappa)}}, \quad \lambda_4 = -\lambda_3. \quad (5)$$

Можно определить инварианты Римана для системы (4) без учета конвективных слагаемых как

$$y_1 = r = h + \frac{a_0}{g} V - \eta_\kappa \left(h_\kappa + \frac{a_0}{g} V_\kappa \right), \quad y_2 = s = -h + \frac{a_0}{g} V - \eta_\kappa \left(-h_\kappa + \frac{a_0}{g} V_\kappa \right),$$

$$y_3 = r_\kappa = -\eta \left(h + \frac{\bar{a}_\kappa}{g} V \right) + h_\kappa + \frac{\bar{a}_\kappa}{g} V_\kappa, \quad y_4 = s_\kappa = -\eta \left(-h + \frac{\bar{a}_\kappa}{g} V \right) - h_\kappa + \frac{\hat{a}_\kappa}{g} V_\kappa, \quad (6)$$

где η и η_κ – безразмерные коэффициенты, учитывающие взаимовлияние параметров течения во внутренней трубе и кольцевом зазоре. При отсутствии взаимовлияния $\eta = \eta_\kappa = 0$.

В Главе 3 «Математические модели работы гидравлического оборудования» приводятся описания математических моделей для наиболее распространённых типов узлов трубопроводной системы. Рассматриваются: соединение труб без утечек и с утечками, компенсатор (аккумулятор), уравнительный резервуар, местные сопротивления, насосы и др.

Математические модели функционирования узлов выступают в качестве граничных условий (условий сопряжения) для дифференциальных уравнений, описывающих течение жидкости в трубах (см. выше). При разработке этих моделей применяется следующий общий методологический подход. Во-первых, выделяются условия подхода, описывающие взаимодействие потока на конце трубы, примыкающем к узлу, с самим узлом. Во-вторых, выделяется группа собственных параметров узла, которые описывают состояние узла «в целом». Такими параметрами могут быть, например, ход клапана или задвижки, число оборотов насоса и т.п. Для корректности граничных условий необходимо, чтобы общее количество уравнений, описывающих узел, было равно сумме

количества труб, соединенных с данным узлом, и количества собственных параметров.

Соединение труб (рисунок 2) в общем виде будет описываться следующей системой уравнений

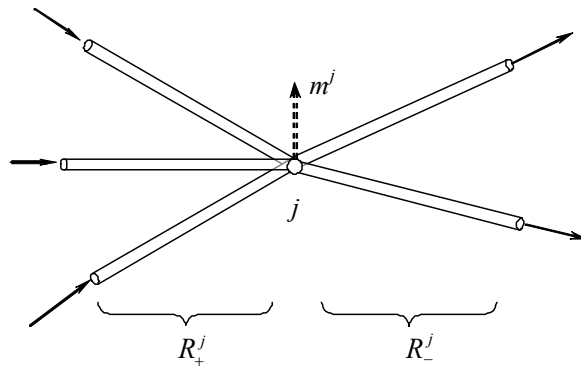


Рисунок 2. Соединение труб

В качестве собственных параметров узла будет выступать напор в узле h^j и утечка (массовая) жидкости из узла m^j .

Условиями подхода будут $p_i^j / \rho_i^j g + z_i^j - h^j = \zeta_i^j \eta_i^j V_i^j |V_i^j| / 2g$, где ζ_i^j – сопротивление соединения i -той трубы и j -того узла, которое, вообще говоря, зависит от направления потока.

Уравнение баланса масс в узле $\sum_{i \in R^j} \eta_i^j M_i^j = m^j$ будет служить уравнением, описывающим собственные параметры узла.

В зависимости от конкретизации утечек из узла m^j , получается семейство граничных условий. Если $m^j = 0$, то имеем соединение труб без утечек; если задана функция $m^j = m^j(t)$, то имеем узел с заданным отбором по времени; если соединение труб присоединено к уравнительному резервуару или компенсатору, то m^j находится из уравнения уравнительного резервуара или компенсатора, соответственно, и т.д.

Схема местного сопротивления представлена на рисунке 3.

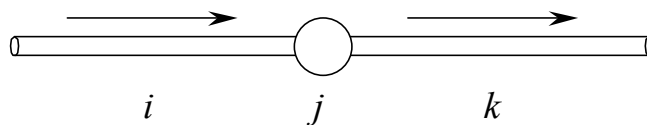


Рисунок 3. Схема местного сопротивления

В качестве собственного параметра узла в данном случае может выступать расход m^j , проходящий через узел j .

В общем случае, потери напора в местном сопротивлении будут задаваться в виде $h_i^j - h_k^j = \mu \cdot A^j \cdot m^j + B^j \cdot |m^j| \cdot m^j / \rho$, где A , B – коэффициенты, характеризующее местное сопротивление, μ – коэффициент динамической вязкости. Эта формула носит достаточно универсальный характер и охватывает значительный класс сопротивлений: сопротивления с ламинарным характером течения ($B=0$), например, фильтры; сопротивления с острыми кромками с квадратичным законом потерь ($A=0$, например, задвижки, клапаны и прочая

арматура); сопротивления в переходной области. Конкретизируя параметры A и B , описываются регулируемые местные сопротивления, обратный и предохранительный клапаны.

Центробежный насос изображен на рисунке 3, где труба i соответствует всасывающему патрубку, а труба k - напорному.

В общем виде работа насосов описывается уравнением $\Delta P / \Delta P_H = f_{HQ}(Q_H / Q_{НОМ}, w / w_{НОМ})$, где f_{HQ} - полная (4-х квадрантная) напорно-расходная характеристика насоса, $\Delta P = p_k^i - p_i^j$, Q_H - расход насоса, $Q_{НОМ}$ - номинальный расход насоса, ΔP_H - номинальный перепад давления на насосе, соответствующий $Q_{НОМ}$, $w_{НОМ}$ - номинальная частота вращения насоса.

Здесь w - частота вращения насоса, которая определяется из уравнения

$$J dw/dt = M_{эд} - M_H, \quad (7)$$

где J - момент инерции на валу агрегата насос-электродвигатель, $M_{эд}$ - момент, развиваемый электродвигателем.

Здесь M_H - момент сопротивления на валу насоса, который в общем случае задается функцией $M_H = f_{JQ}(Q_H / Q_{НОМ}, w / w_{НОМ})$, где f_{JQ} - полная (4-х квадрантная) моментно - расходная характеристика насоса.

Ситуация отключения насоса (потеря привода) задается условием $M_{эд} = 0$.

Характеристики насосов f_{QH} и f_{JQ} являются эмпирическими зависимостями, получаемыми на основании стендовых испытаний.

Объёмный насос схематически так же может быть представлен рисунком 3, где труба i соответствует всасывающему коллектору, труба k - напорному.

Узел может описывать как один насос, так и группу из n параллельно соединенных насосов с одинаковыми характеристиками и работающих в одинаковом режиме.

Работа такой группы насосов описывается уравнением: $Q_H = nWw - nK_y \cdot (P_H - P_{BC}) / \mu$, где Q_H - подача насоса в напорный коллектор, P_H - давление в нагнетательном патрубке, P_{BC} - давление во всасывающем патрубке, n - число параллельно работающих насосов, K_y - коэффициент утечек насоса (из нагнетательной полости во всасывающую), W - рабочий объем насоса, w - частота вращения.

Частота вращения w также определяется из уравнения (7), где M_H находится как $M_H = (P_H - P_{BC})W\eta_0 / \eta_{\Sigma}$. Здесь η_{Σ} - эффективный к.п.д. насоса, η_0 - объемный к.п.д. насоса.

Для регулируемого насоса задается закон изменения подачи $dW/dt = f(P_H)$.

Потребитель является типичным объектом, например, для тепловых сетей и изображён на рисунке 4.

Функционирование потребителя описывается уравнениями: $p_{i_1} = p_{i_2} = p_{nag}$, $p_{k_1} = p_{k_2} = p_{sl}$, $Q_{i_1} = Q_{i_2} + q_{\Pi}$, $Q_{k_1} = Q_{k_2} - q_{\Pi}$, $q_{\Pi} = f_{\Pi}(p_{nag} - p_{sl})$, где q_{Π} - расход,

потребляемый потребителем, $f_{\Pi} = f_{\Pi}(t)$ – проводимость потребителя (известная функция времени).

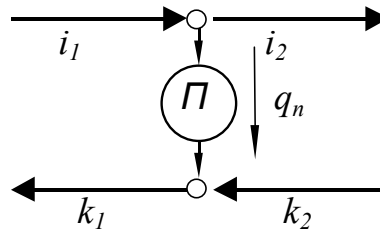


Рисунок 4. Схема потребителя

Здесь собственные параметры узла p_{nag} , p_{sl} , q_{Π} .

Граничные условия можно переписать в инвариантах Римана (3), тогда их можно интерпретировать как законы отражения волн от узлов.

Главе 4 «Разрыв сплошности потока при гидравлическом ударе» посвящён вопросам возникновения кавитации, или разрыва сплошности потока, во время гидравлического удара. Разрыв сплошности потока проявляется в появлении в потоке полостей (каверн), мелких пузырьков и значительных пузырей при значительном понижении давления. Кавитация опасна тем, что при схлопывании этих неоднородностей возникает значительное повышение давления, которое может привести к разрушению трубопровода и оборудования гидравлической системы.

В качестве модельной задачи в первых параграфах раздела 4 рассматривается возникновение одиночной каверны в простом трубопроводе при внезапном отсечении потока (рисунок 5). Целью исследования было установить критерии возникновения кавитации и определить параметры потока после схлопывания каверн, в первую очередь оценить возникающее при схлопывании максимальное давление.

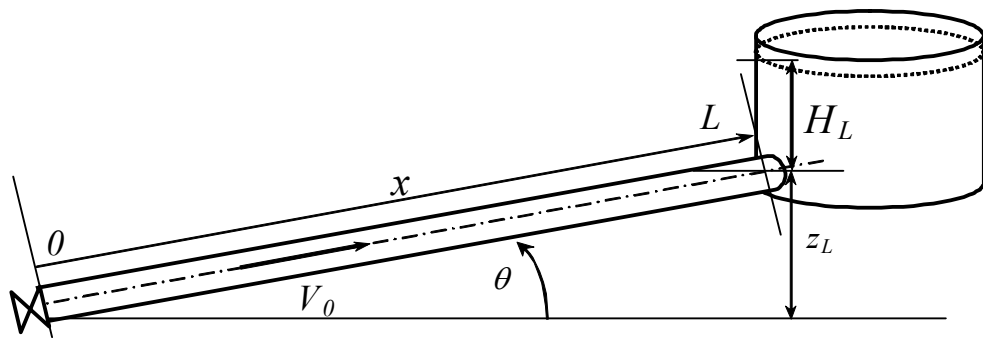


Рисунок 5. Простой наклонный трубопровод

Если пренебречь трением, то указанная задача имеет аналитическое решение. Получены критерии возникновения кавитации в зависимости от начальных параметров потока – начальной скорости V_0 и напора $H_L + z_L$.

Если не учитывать возможное возникновение кавитации, то максимальные и минимальные напоры в трубопроводе будут соответствовать

известной формуле Н.Е.Жуковского $h_{\max} = h_L + aV_0/g$, $h_{\min} = h_L - aV_0/g$, где $h_L = H_L + z_L + p_{\text{env}}/\rho g$ – напор на правом конце трубопровода (p_{env} – давление внешней среды).

При соблюдении условия

$$h(x,t) \geq h_{\text{cav}}(x) \quad (8)$$

поток будет сплошным, при нарушении условия (8) возникает разрыв сплошности потока. Здесь $h_{\text{cav}}(x) = z(x) + p_v/\rho g$, величина p_v – давление, при котором возникает кавитация (давление насыщенных паров жидкости).

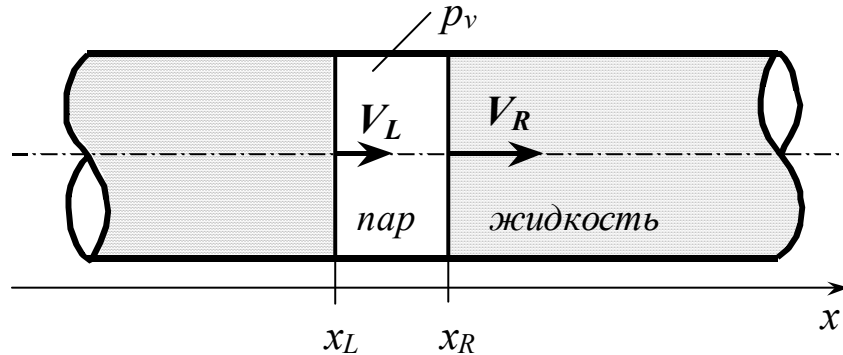


Рисунок 6. Единичная каверна

Рассматривалась модель изолированной каверны (см. рисунок 6). Эта модель предполагает: а) каверна занимает всё поперечное сечение потока; б) стенки каверны перпендикулярны оси потока и перемещаются со скоростью прилегающих слоёв жидкости; в) каверна заполнена парами жидкости под давлением p_v .

Установлено, что при отрицательном уклоне трубопровода кавитация не описывается моделью изолированной каверны; в этом случае образуется обширная зона мелкопузырьковой кавитации (см. рисунок 7).

При неотрицательном уклоне трубопровода кавитацию можно описать возникновением изолированной каверны у задвижки (точка $x = 0$).

Обозначим $K = \rho a V_0 / (\rho g h_L - p_v) = N + q$, где N – целая часть числа K , а q – дробная часть K . Тогда неравенство $K > 1$ будет условием возникновения кавитации у задвижки.

Найдено время жизни первичной каверны у задвижки: момент схлопывания будет $t_{\text{clp}} = T \cdot N \cdot (N + 1) / (N + 1 - q)$, где $T = 2L/a$ – удвоенное время пробега волны гидравлического удара по трубопроводу (период колебаний).

Определена в фазовой плоскости картина поведения давления и скорости. Установлено, что максимальный напор после схлопывания каверны будет равен

$$h_{\max} = h_L + a \cdot V_0 / g + 2(1 - q) \cdot (h_L - h_{\text{cav}}(0)). \quad (9)$$

Здесь первых два слагаемых – формула Н.Е.Жуковского, а последнее слагаемое – добавка вследствие схлопывания каверны, которая представляет собой величину, колеблющуюся от 0 до $2(h_L - h_{\text{cav}}(0))$, в зависимости от начальной скорости V_0 .

Таким образом, зависимость h_{\max} от V_0 представляет собой пилообразную

линию (см. рисунок 8); т.е. в отличие от случая сплошного течения максимальное давление может падать с ростом начальной скорости V_0 ! Добавка вследствие наступления кавитации может достигать значительной величины, но не превосходит $2(h_L - h_{cav}(0))$.

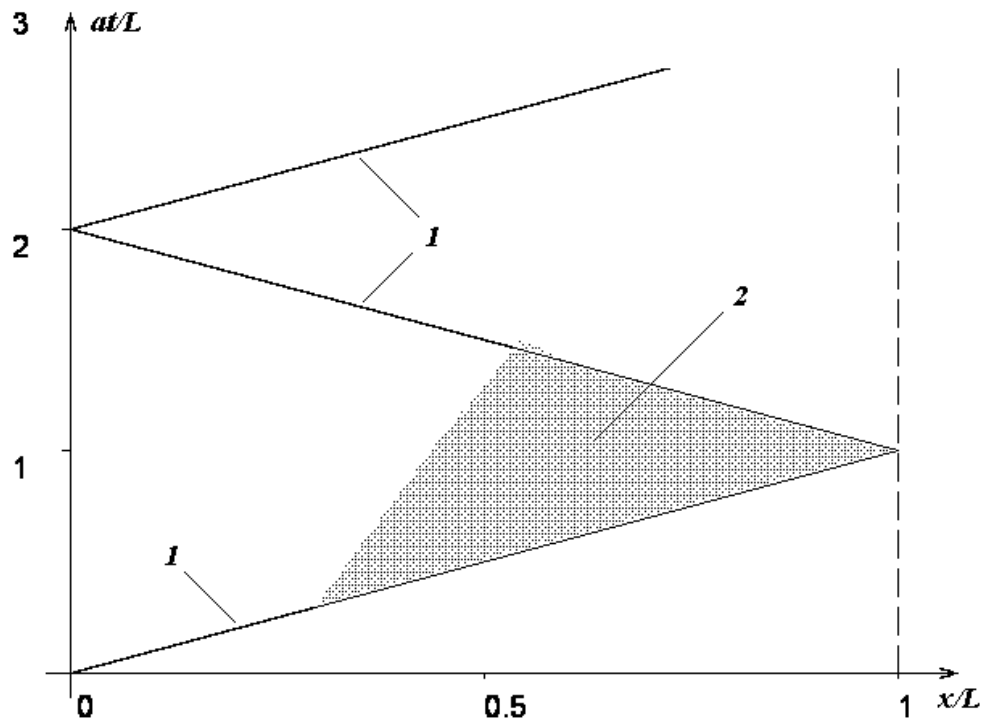


Рисунок 7. Возникновение мелкопузырьковой кавитации при отрицательном уклоне трубопровода.
1 – линии характеристик; 2 – зона мелкопузырьковой кавитации.

Изучено развитие вторичной кавитации. Определен момент времени, когда у задвижки вновь образуется каверна. Помимо этого, установлено, что образуется ещё одна каверна во внутренней части потока; определено место и время возникновения этой каверны.

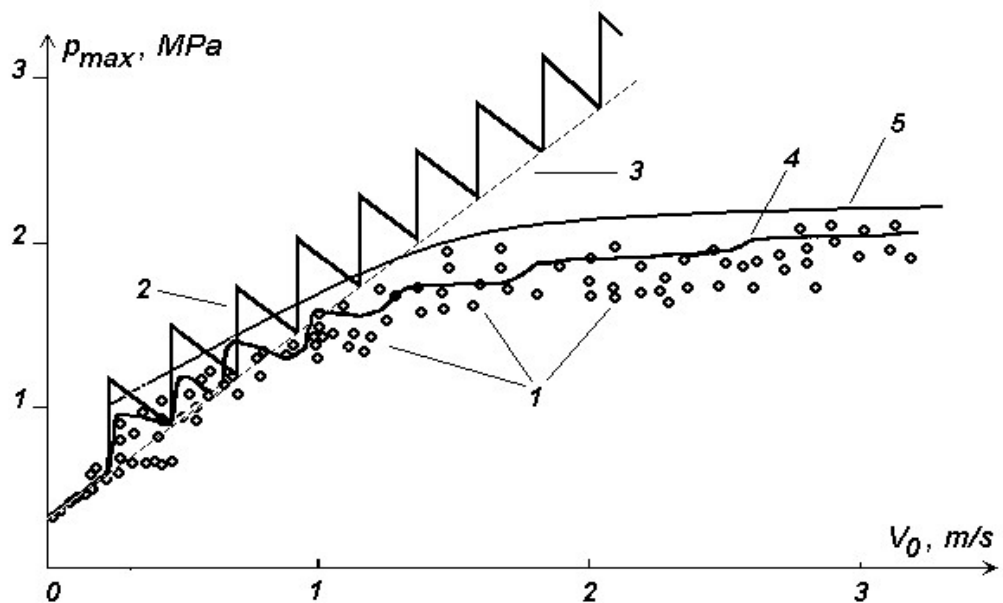


Рисунок 8. Зависимость P_{max} от V_0 :
1 – экспериментальные данные Смирнова и Зубова; 2 – по формуле (6); 3 – по формуле Н.Е.Жуковского;
4 – расчет на ЭВМ с учетом трения ($\lambda \neq 0$); 5 – по формуле 10).

Изучен процесс развития кавитации при наличии трения (реальная жидкость). Установлено, что в этом случае недостаточно модели изолированной каверны для локализации кавитации, т.к. в этом случае помимо каверны у задвижки образуется обширная зона мелкопузырьковой кавитации, пульсирующая с прохождением волн давления.

Получена приближенная формула для оценки максимального напора (давления), обобщающая формулу Н.Е.Жуковского

$$h_{\max} = h_L + \frac{a}{g} V_0 \frac{1}{\sqrt{1 + (\varepsilon K)^2}} + \frac{th(2\varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \frac{h_L - h_{cav}(0)}{1 + (\varepsilon K)^2 + \varepsilon K \cdot th(2\varepsilon) \cdot \sqrt{1 + (\varepsilon K)^2}}, \quad (10)$$

где $\varepsilon = \sqrt{\frac{\lambda}{2} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{g \cdot (h_L - h_{cav}(0))}{a^2}}$ – безразмерное трение.

В Главе 5 «Расчеты гидравлического удара в трубопроводных системах на основе схем бегущего счета» описывается методика вычислений и приводятся примеры расчета.

Для проведения вычислений используется прямоугольная разностная сетка с шагом τ по времени и шагами Δx_i по длине каждой i -той трубы. Пусть k – номер расчетной точки по оси времени и n – номер расчетной точки по оси x .

Для расчета высокоинтенсивных быстропротекающих процессов применяется явная разностная схема бегущего счета. Схема использует представление уравнений и граничных условий в инвариантах Римана. Заменяя производные в уравнении (2) конечными разностями, получаем расчетные соотношения

$$\begin{aligned} r_n^{k+1} &= \left[(1 - \mu) r_n^k + \mu r_{n-1}^k - \tau B_n^k s_n^k \right] / (1 + \tau B_n^k), \text{ при } n = 1, \dots, N_i; \text{ и} \\ s_n^{k+1} &= \left[(1 - \mu) s_n^k + \mu s_{n+1}^k - \tau B_n^k r_n^k \right] / (1 + \tau B_n^k), \text{ при } n = N_i - 1, \dots, 0. \end{aligned} \quad (11)$$

где $\mu_i = a_i \tau / \Delta x_i$ коэффициент Куранта.

Эти соотношения позволяют легко рассчитывать значения неизвестных r_n^{k+1} и s_n^{k+1} на новом $k+1$ -ом шаге по времени по известным значениям r_n^k и s_n^k на предыдущем k -том шаге, за исключением граничных значений выходящих инвариантов r_0^{k+1} и s_N^{k+1} . Для нахождения этих граничных значений используются уравнения граничных условий, записанные в инвариантах Римана.

Явная схема (9) устойчива при соблюдении условия Куранта

$$\mu_i = a_i \tau / \Delta x_i \leq 1. \quad (12)$$

Эта схема хорошо отслеживает фронты гидравлического удара и другие резкие градиенты течения, обеспечивая хорошую точность результатов, алгоритмически достаточно проста и легка в программной реализации, т.к. граничные условия решаются для каждого узла отдельно.

Недостатком явной схемы является ограничение на шаг счета по времени (12), что может вызвать, при наличии в системе «разномасштабных» (как «длинных», так и «коротких») трубопроводов, значительные непроизводительные затраты вычислительных ресурсов, т.к. условие (12) для

самого короткого трубопровода будет ограничивать снизу число расчетных точек и шаг счета.

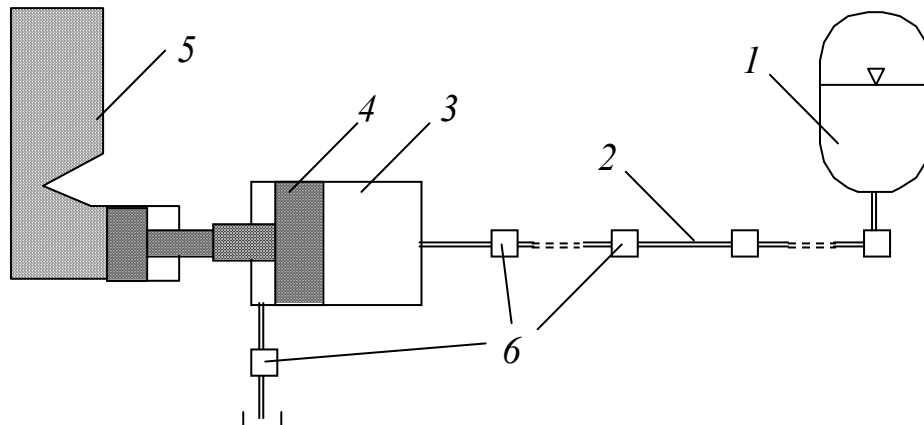


Рисунок 9. Расчетная схема механизма прессования.

1 – аккумулятор; 2 – напорный трубопровод; 3 – поршневая полость цилиндра прессования; 4 – пресс-поршень; 5 – пресс-форма; 6 – местные сопротивления.

По вышеописанной схеме рассчитывался гидропривод машины литья под давлением. Схема гидропривода представлена на рисунке 10. Нестационарный процесс возникал вследствие удара пресс-поршня 4 о жидкий металл 5.

На рисунке 10 представлены результаты расчета и эксперимента. Сопоставление с расчета натурным экспериментом показывают хорошую степень согласования как количественных, так и качественных характеристик нестационарного процесса.

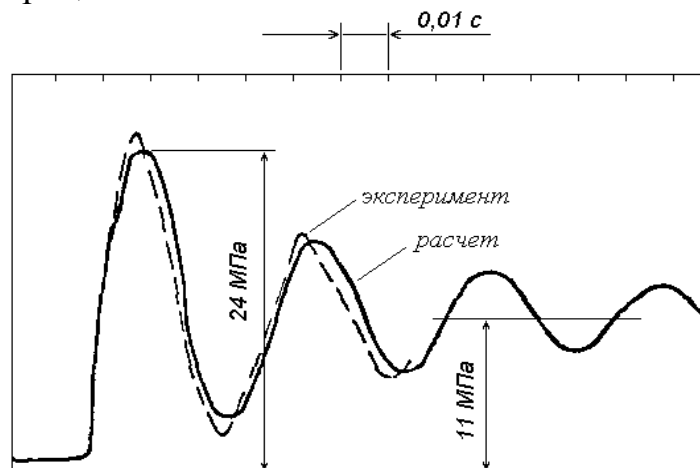


Рисунок 10. Давление в полости цилиндра прессования

Для расчета плавноизменяющихся, низкоинтенсивных процессов может оказаться эффективным применение неявной схемы бегущего счета.

Аппроксимируя уравнения (2) по неявной разностной схеме бегущего счета (индекс i для простоты опущен), получаем следующие расчетные зависимости

$$\begin{aligned} r_n^{k+1} &= (\mu r_{n-1}^{k+1} + r_n^k - \tau B_n^k s_n^k) / (1 + \mu + \tau B_n^k), \text{ при } n = 1, \dots, N_i; \\ s_n^{k+1} &= (\mu s_{n+1}^{k+1} + s_n^k - \tau B_n^k r_n^k) / (1 + \mu + \tau B_n^k), \text{ при } n = N_i - 1, \dots, 0. \end{aligned} \quad (13)$$

Первая формула позволяют последовательно (двигаясь от 1 до N_i) рассчитать на новом $k+1$ -ом шаге значения неизвестных r_n^{k+1} , если известно значение выходящего граничного инварианта r_0^{k+1} . Вторая формула позволяют последовательно (двигаясь в обратном направлении, от $N_i - 1$ до 0) рассчитать на новом $k+1$ -ом шаге значения неизвестных s_n^{k+1} , если известно граничное значение выходящего инварианта s_N^{k+1} . Для нахождения выходящих инвариантов используются итерации или прогонка (для графа типа «дерево»).

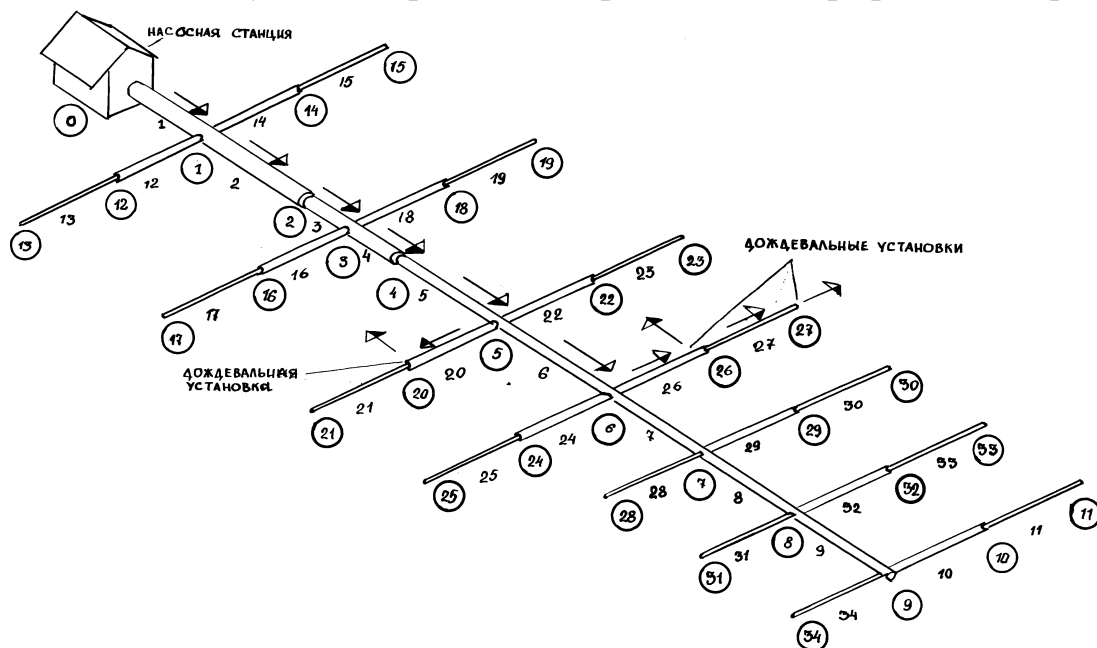


Рисунок 11. Схема напорной оросительной системы

Неявная схема обладает абсолютной устойчивостью, позволяя вести устойчивый счет при любых значениях пространственных и временных шагов. Это дает возможность менять шаг счета в процессе вычислений, увеличивая шаг счета на медленно меняющейся стадии процесса.

Однако недостатком неявной схемы, помимо ее алгоритмической сложности, является ее свойство «размазывать», сглаживать решения, особенно на участках с большими градиентами. Поэтому неявную схему целесообразно применять для расчетов достаточно плавно изменяющихся течений.

В качестве примера расчета приводится расчет нестационарного процесса в напорной оросительной сети, возникающего вследствие подключения или отключения дождевальных установок. Схема напорной оросительной сети изображена на рисунке 11. Трубы и узлы системы пронумерованы. Номера в кружках — номера узлов, номера без кружков — номера труб.

Рассматривается переходной процесс, возникающий при отключении гидранта в конце 27-й трубы. Этот процесс задаётся графиком снижения расхода в узле 27 от $0,1 \text{ м}^3/\text{сек}$ до 0 в течение первых 40 секунд (кривая 1 на рисунке 12); далее гидрант закрыт. Этот график снижения расхода, являясь источником возмущения параметров потока во всей сети, носит достаточно плавный характер.

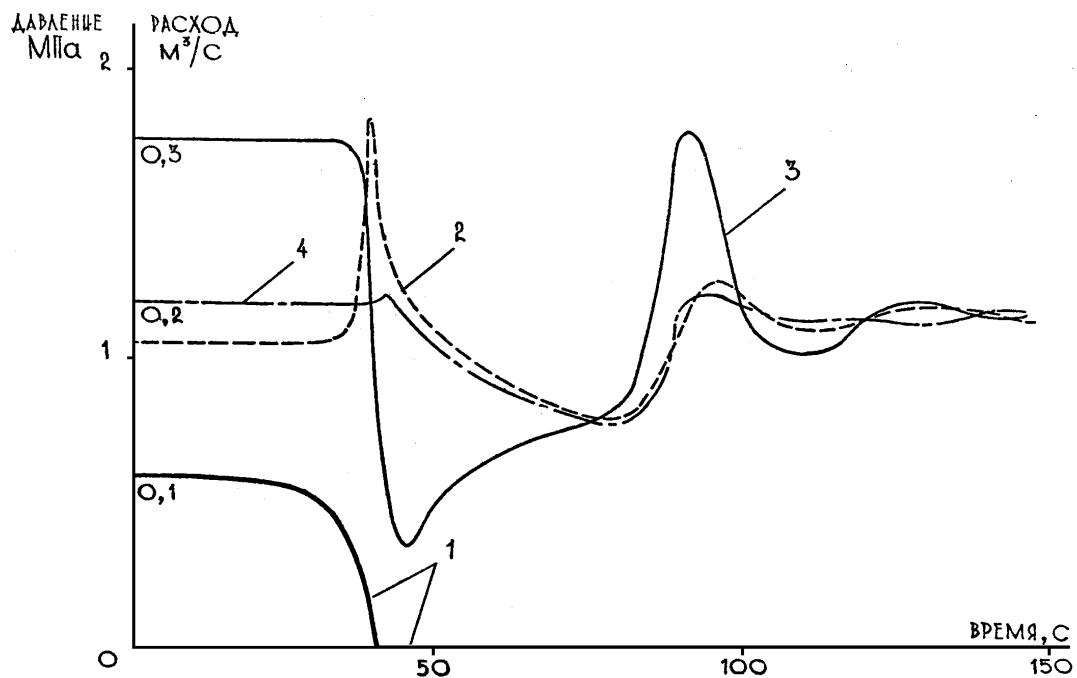


Рисунок 12. Результаты расчета

На рисунке 12 представлены результаты расчета. Наиболее интенсивный всплеск давления (гидравлический удар) будет наблюдаться у закрывающегося гидранта (кривая 2); а наиболее сильные и продолжительные колебания расхода будут наблюдаться на выходе из насосной станции (кривая 3).

Наиболее эффективной для расчетов нестационарных процессов в трубопроводной системе представляется следующая явно-неявная схема, которая является комбинацией схем (9) и (11) (индекс i для простоты опущен)

$$\begin{aligned} r_n^{k+1}(1+\mu-\eta+\tau \cdot B_n^k) &= r_n^k(1-\eta) + \eta \cdot r_{n-1}^k + (\mu-\eta) \cdot r_{n-1}^{k+1} - \tau \cdot B_n^k \cdot s_n^k, \\ s_n^{k+1}(1+\mu-\eta+\tau \cdot B_n^k) &= s_n^k(1-\eta) + \eta \cdot s_{n+1}^k + (\mu-\eta) \cdot s_{n+1}^{k+1} - \tau \cdot B_n^k \cdot r_n^k. \end{aligned} \quad (14)$$

Параметр η выбирается следующим образом

$$\eta_i = \min(1, \mu_i).$$

Эта схема позволяет гибко приспособливаться к индивидуальным особенностям системы и нестационарного процесса, осуществляя счет на одних (более «важных») участках сети по явной схеме, а на других (менее «значительных») – по неявной. Кроме того, указанная схема позволяет преодолеть так называемую «проблему коротких труб».

При помощи указанной схемы проводился расчет распространения возмущений в системе технологических трубопроводов АЭС (рисунок 13).

Рабочая жидкость (вода) от четырех главных циркуляционных насосов (ГЦН) поступает в напорный коллектор (НК), откуда по 22 раздаточным коллекторам (РК) подается через систему водяных трубопроводов (по 45 трубопроводов от каждого раздаточного коллектора) в рабочую зону.

Нестационарный режим работы в системе возникает вследствие нестационарной работы дросселей-регуляторов ДР1 – ДР4, расположенных на напорных патрубках ГЦН (например, кривая 1 на рисунке 14). Возмущение носит достаточно хаотический характер, и распространяется по всем трубопроводам системы.

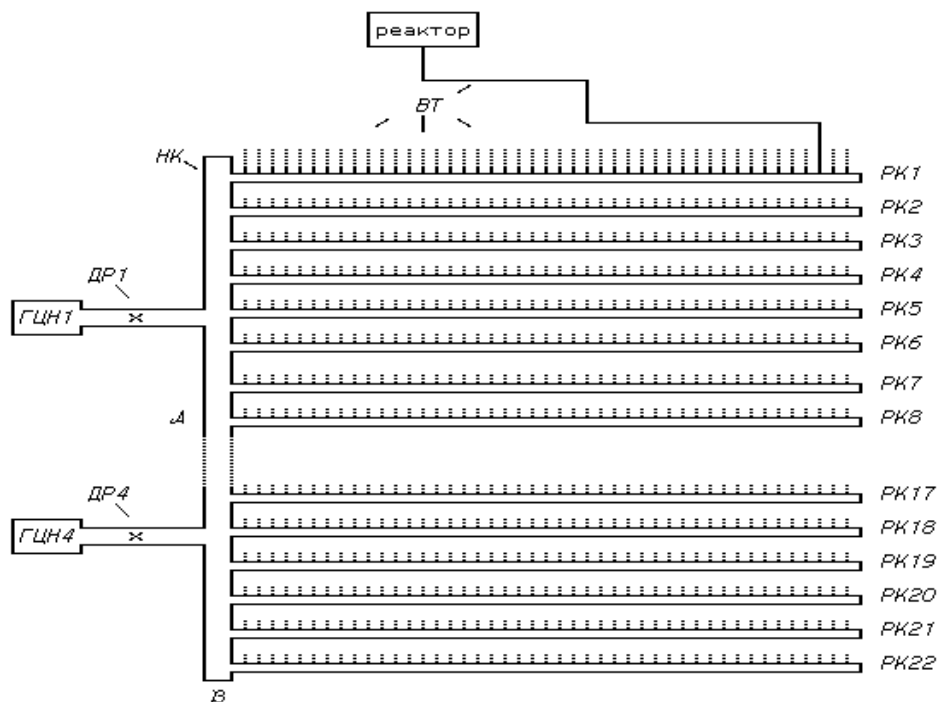


Рисунок 13. Упрощенная схема системы технологических трубопроводов АЭС. ГЦН1 - 4 – главные циркуляционные насосы; ДР1 - 4 – дроссели-регуляторы; НК - напорный коллектор; РК1 – 22 – раздаточные коллекторы; ВТ - водяные трубопроводы.

На рисунке 14 представлены результаты расчета нестационарного процесса в системе вследствие случайных колебаний дросселя-регулятора ДР1. Здесь кривая 1 описывает давление в источнике возмущения (за дросселем ДР1), кривая 2 – давление в средней части НК (точка “А”) и кривая 3 – в тупике НК (точка “В”). Результаты расчетов использовались при оценках надежности работы АЭС.

Гидравлический удар, сопровождающийся разрывом сплошности потока, относится, несомненно, к высокоинтенсивным процессам. Для его расчета применяется подход, когда разрыв сплошности потока контролируется не по всему потоку, а некоторых («контрольных») точках, описываемых моделью изолированных каверна. На практике алгоритмически удобно помещать такие «пробные» каверны в расчетные точки разностной сетки.

На участках между контрольными точками течение считается однородным (жидкая фаза) и рассчитывается по явной разностной схеме (9). Для узлов создаётся дополнительный комплект граничных условий для случаев, когда там образуется кавитационная полость. Например, образование полостей на местном сопротивлении, появление полости в месте соединения труб, кавитации во всасывающем патрубке насоса, и т.п.

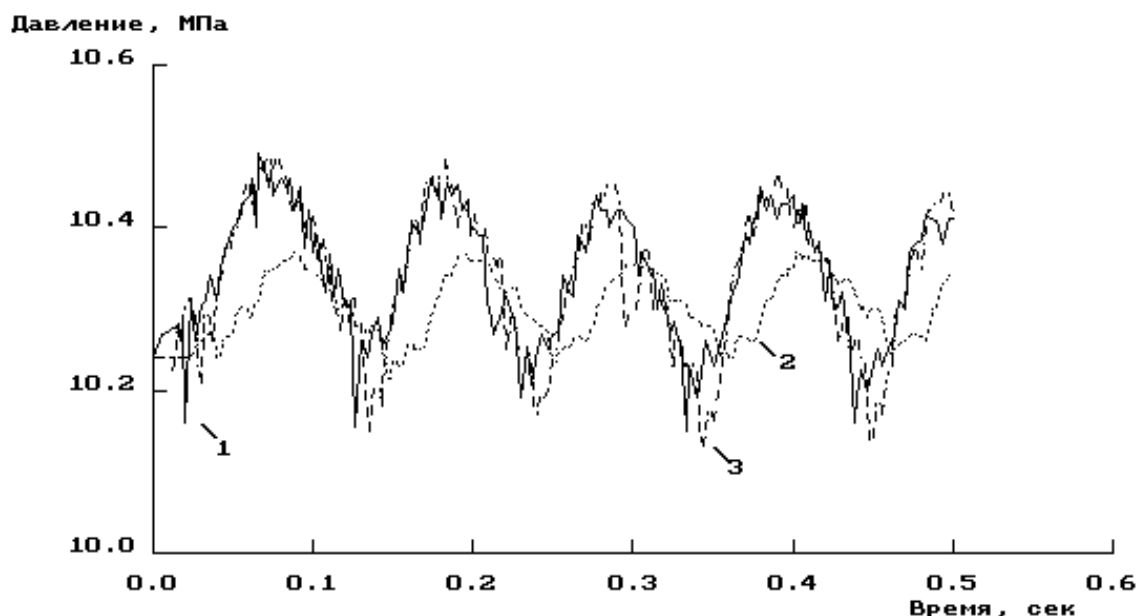


Рисунок 14. Давление в различных точках системы технологических трубопроводов АЭС.

1 – давление в источнике возмущения (за дросселем ДР1),

2 – давление в средней части НК;

3 – давление в тупике НК (точка “В”).

Для тестирования указанной методики проводился обсчет экспериментальных данных для простого трубопровода, приведенных в работе Смирнова и Зубова. В начале трубопровода задано постоянное давление; в конце трубопровода расположена быстродействующая задвижка. Начальная скорость течения жидкости в трубопроводе V_0 задана. Гидравлический удар в трубопроводе создавался практически мгновенным закрытием задвижки. После начального всплеска давления (гидравлический удар) в последующей фазе понижения давления при больших значениях V_0 наблюдалось появление разрыва сплошности потока (кавитации).

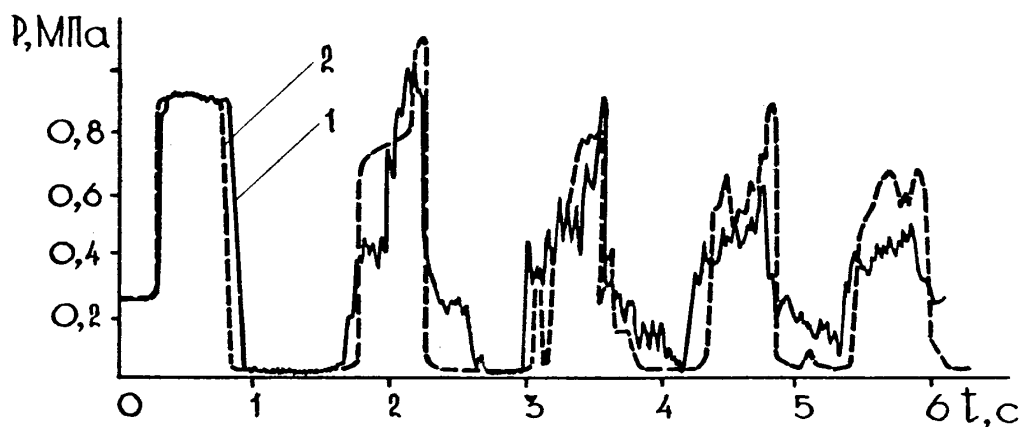


Рисунок 15. Давление у задвижки при $V_n = 0,48$ м/сек.

1 – эксперимент Смирнова и Зубова; 2 – расчет по методу контрольных точек.

На рисунках 15 и 16 приведено сопоставление экспериментальных данных с результатами расчета для различных начальных скоростей. Сопоставление посчитанных максимальных давлений с экспериментальными данными приведено также на рисунке 8.

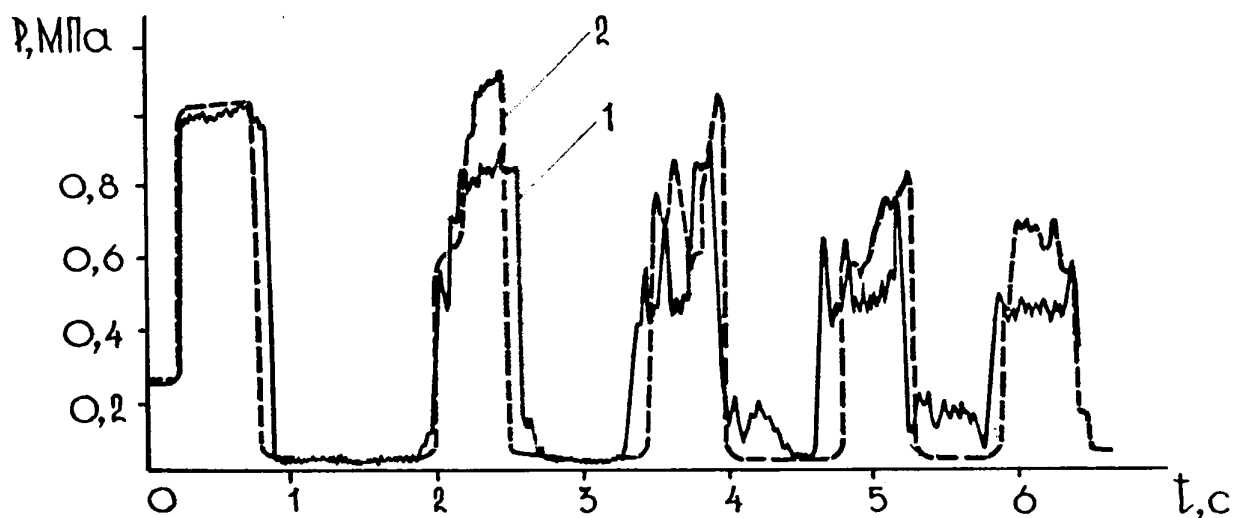


Рисунок 16. Давление у задвижки при $V_n = 0,6$ м/сек
1 – эксперимент Смирнова и Зубова; 2 – расчет по методу контрольных точек.

Гидравлический удар в системе коаксиальных труб существенно отличается от гидравлического удара в простом трубопроводе наличием взаимодействия через стенку внутренней трубы.

Примером нестационарного процесса такого рода может служить гидравлический удар, возникающий во время тампонажа скважины при посадке разделительной пробки на дно обсадной трубы.

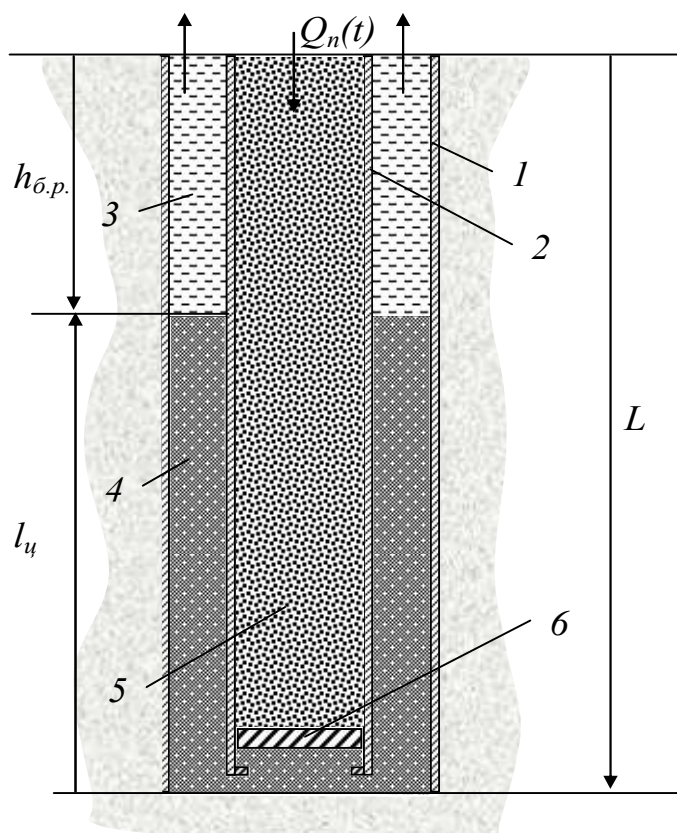


Рисунок 17. Схема заполнения межтрубного пространства и посадки разделительной пробки.
Здесь 1 – стенка скважины; 2 – обсадная труба; 3 – буровой раствор;
4 – тампонажный (цементный) раствор; 5 – продажный раствор;
6 – разделительная пробка.

Процесс тампонажа скважины изображен на рисунке 17. По внутренней трубе в скважину закачивается продавочный раствор 5, график подачи которого $Q_n(t)$ считается известным. Под давлением продавочного раствора разделительная пробка 6 перемещается вниз и вытесняет цементный раствор 4 в затрубное пространство. После прохождения всей протяженности скважины L (т.е. когда весь цементный раствор вытеснен в затрубное пространство) разделительная пробка упирается в специальные ограничители и останавливается.

Возникающий при этом гидравлический удар является существенным фактором, влияющим на гидроразрыв и поглощение пластов.

Движение жидкости в данной трубопроводной системе описывается системой уравнений (4). Для верха скважины (дневная поверхность) задается подача для трубы и равенство атмосферному давлению на выходе из затрубного пространства. Учитывая что $z(0)=0$ (нулевая отметка расположена на дневной поверхности), $V(0,t)=Q_n(t)/\omega$, $h_k = h_{k,am} = p_{ам}/\rho_k g$. На дне скважины задаются условия непротекания как для трубы, так и для затрубного пространства.

Для расчетов используется прямоугольная разностная сетка (рисунок 18). Методика расчета использует запись задачи в инвариантах Римана (6), при этом вышеописанные граничные условия переформулируются в инвариантах как условия отражения волн. На рисунке 18 линии, отмеченные номерами 1, ..., 4, представляют собой отрезки характеристик, соответствующие волнам (5).

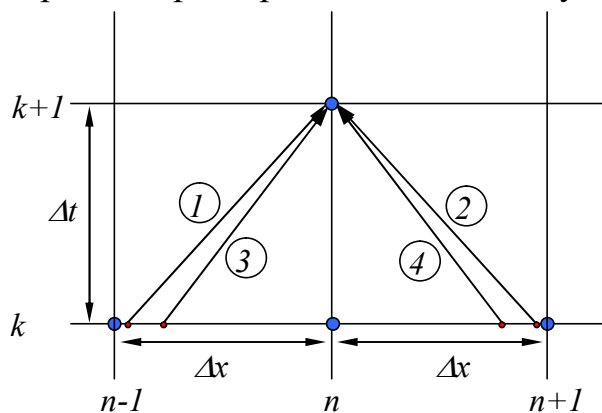


Рисунок 18. Разностная сетка.

Результаты расчетов представлены на рисунках 19 и 20. На первом из них показаны графики поведения давления у разделительной пробки (на дне обсадной колонны) как в самой трубе (линия 1), так и в затрубном пространстве (линия 2). На полученных графиках отчетливо видны два всплеска давления, вызванные двумя возмущениями с различными скоростями распространения.

На рисунке 20 представлены мгновенные профили давлений по длине скважины для фиксированного момента времени. На рисунке также отчетливо видно, что за первым фронтом возмущения распространяется второй фронт с меньшей скоростью. Для сравнения на рисунке представлены результаты расчета без взаимовлияния, т.е. при $\varepsilon = 0$ и $\varepsilon_k = 0$ (когда возмущения

распространяются по трубам «независимо» друг от друга). В этом случае, во-первых, отсутствует второй всплеск возмущения (вторая волна), а во-вторых, значительно отличается амплитуда.

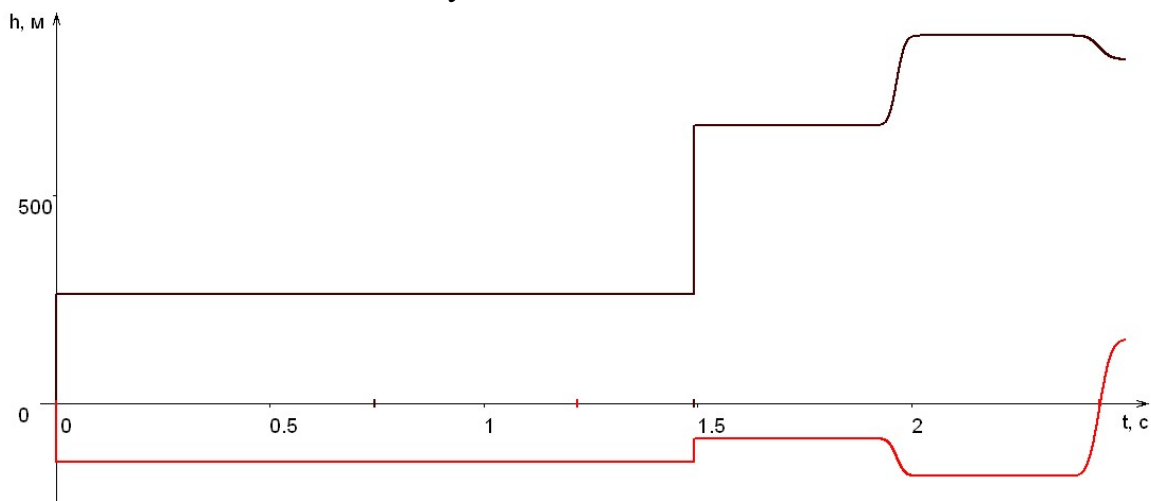


Рисунок 19. Давления у разделительной пробки.
Здесь: 1 – давление в обсадной трубе; 2 – давление в затрубном пространстве.

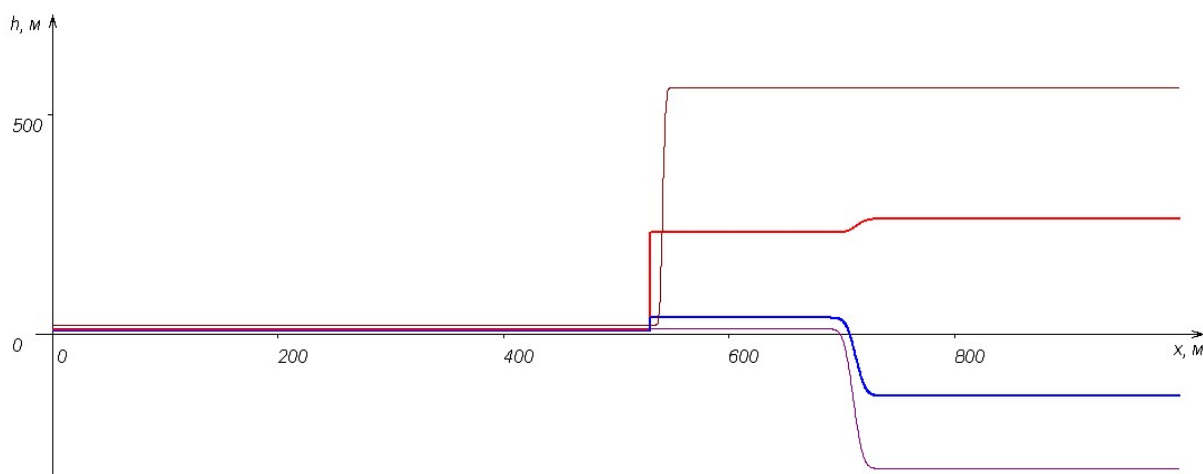


Рисунок 20. Профили давления в момент времени 0,35 сек.
Здесь: 1 – давление в обсадной трубе; 2 – давление в затрубном пространстве; 3 – давление гидравлического удара в обсадной трубе при отсутствии взаимовлияния; 4 – то же для затрубного пространства.

Отсюда видно, что гидравлический удар в системе коаксиальных труб имеет свою специфику, и наличие взаимовлияния через стенку оказывается весьма существенным.

В Главе 6 «Упрощенные методы расчета нестационарных процессов в гидросистемах на основе моделей с сосредоточенными параметрами»

Трубопроводные системы могут иметь большой объем и сложную структуру. Например, система технологических трубопроводов АЭС состоит из более чем 2000 труб и близкого количества узлов. Расчет нестационарных процессов в таких системах требует значительных вычислительных ресурсов. Поэтому задача снижения затрат вычислительных ресурсов является весьма актуальной.

С другой стороны, многие возникающие на практике задачи, например, задача оперативного управления, требуют быстрых вычислений и предсказания состояний системы в режиме реального времени. Хотя увеличение производительности вычислительной техники и усовершенствование вычислительных алгоритмов приводит к уменьшению времени счета, но более перспективным представляется разработка «быстрых» (упрощенных) моделей.

Один из путей решения этой задачи основан на замене исходных систем с распределенными параметрами (СРП) на системы с сосредоточенными параметрами (ССП). При этом требуется подобрать характеристики новой системы так, чтобы параметры процесса в ней были как можно ближе к параметрам процесса в исходной системе.

Осредняя по длине трубы уравнения (1), можно получить систему уравнений

$$\dot{p}_* W/K_e = Q_0 - Q_L, \quad \dot{Q}_* \rho L/\omega_* = p_0 - p_L - \rho g(z_L - z_0) - \rho L \overline{\lambda|Q|Q}/2d_*\omega_*^2, \quad (15)$$

где p_* – среднее по длине трубопровода давление, $\dot{p}_* = dp_*/dt$, Q_L – расход в конце трубопровода ($x=L$), Q_0 – расход в начале трубопровода ($x=0$), W – объем жидкости в трубопроводе, $K_e = \rho a^2$ – приведенный модуль объемного сжатия данного участка трубопровода, учитывающий упругость жидкости и стенок трубопровода; Q_* – средний по длине трубопровода расход, $\dot{Q}_* = dQ_*/dt$, p_L и z_L – давление и отметка в конце трубопровода ($x=L$), p_0 и z_0 – давление и отметка в начале трубопровода ($x=0$), ω_* , d_* – средние по длине значения площади поперечного сечения и диаметра трубопровода, соответственно; $\overline{\lambda|Q|Q}$ – среднее по длине значение составляющих члена трения.

Коэффициент $C_H = W/K_e$ можно трактовать как "гидравлическую емкость" данного участка гидросистемы (аналогично электрической емкости), а коэффициент $L_H = \rho L/\omega$ можно трактовать как "гидравлическую индуктивность".

Для замыкания модели с сосредоточенными параметрами (15) средние величины необходимо выразить через «концевые» значения, например, так $p_* \approx \alpha_0 p_0 + \alpha_L p_L$, $Q_* \approx \beta_0 Q_0 + \beta_L Q_L$, где α_0 , α_L , β_0 , β_L – весовые коэффициенты. При $\alpha_0 = 1/2$, $\beta_0 = 1/2$ имеем формулу трапеций. В этом случае средние величины p_* и Q_* не совпадают с точным решением ни по амплитуде, ни по частоте (см. Рисунок 21).

Используя для аппроксимации средних величин p_* и Q_* более точную формулу Ланцоша: $p_* \approx (p_0 + p_L)/2 + L \cdot (p'_0 - p'_L)/12$, где $p'_0 = \partial p/\partial x(0,t)$, $p'_L = \partial p/\partial x(L,t)$, и т.п. $Q'_0 = \partial Q/\partial x(0,t)$, $Q'_L = \partial Q/\partial x(L,t)$, получаем модель с сосредоточенными параметрами 2-го порядка точности:

$$\begin{aligned} C_H (\dot{p}_0 + \dot{p}_L)/2 - C_H L_H (\ddot{Q}_0 - \ddot{Q}_L)/12 - C_H L_H (R_0 \dot{Q}_0 - R_L \dot{Q}_L)/24d\omega = Q_0 - Q_L, \\ L_H (\dot{Q}_0 + \dot{Q}_L)/2 - C_H L_H (\dot{p}_0 - \dot{p}_L)/12 = p_0 - p_L - \rho g(z_L - z_0) - \rho L \overline{\lambda|Q|Q}/2d\omega^2, \end{aligned} \quad (16)$$

где $R = (2\lambda + Q d\lambda/dQ)|Q|$.

Сопоставление этих моделей для расчета гидравлического удара при закрытии задвижки в простом трубопроводе представлено на рисунке 21.

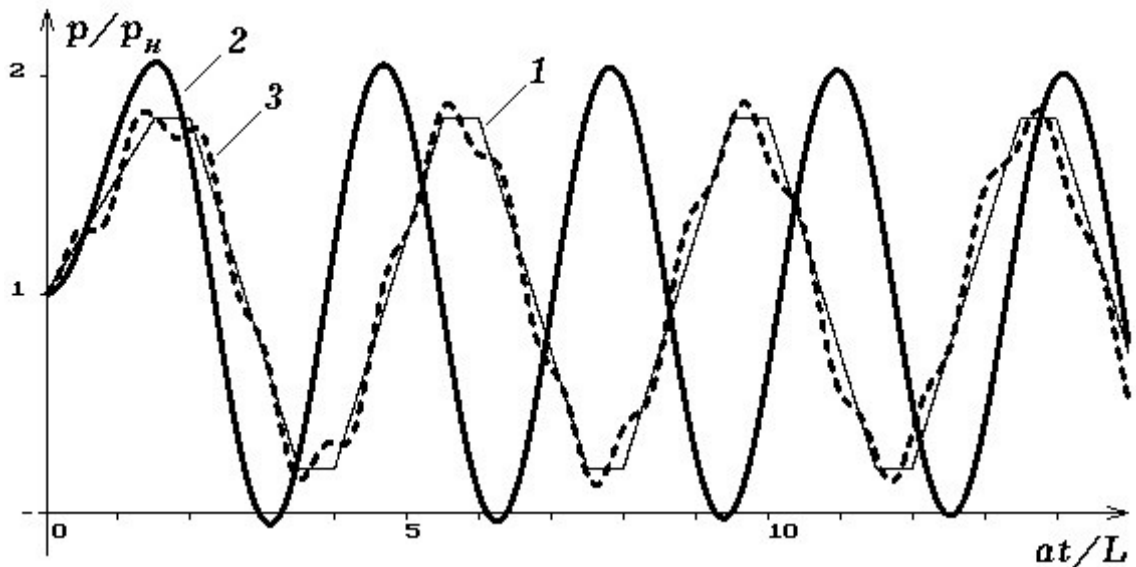


Рисунок 21. Давление у задвижки при $t_3/T = 1,5$ (линейное закрытие).

1 – точное решение; 2 – расчет по модели 1-го порядка (15); 3 – расчет по модели 2-го порядка (16).

Отсюда видно, что модели с сосредоточенными параметрами вполне подходят для описания достаточно плавно протекающих процессов, например, не прямых гидравлических ударов.

Используя замену моделей с распределенными параметрами моделями на модели с сосредоточенными параметрами, можно строить отдельные узлы, описывающие фрагменты трубопроводной системы моделями с сосредоточенными параметрами. Процедура эквивалентирования представлена на рисунках 22 – 23.

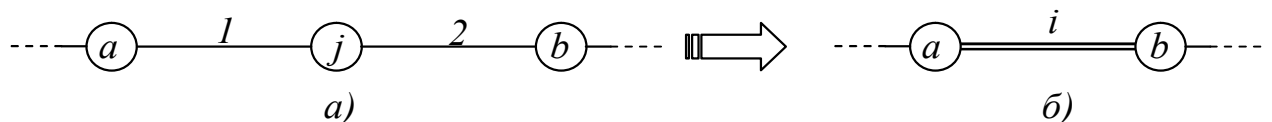


Рисунок 22.

При этом при последовательном соединении труб (рисунок 24) складываются и упругие, и инерционные характеристики: $C_H^{экв} = C_{H,1} + C_{H,2}$, $L_H^{экв} = L_{H,1} + L_{H,2}$, а также сопротивления $S = S_1 + S_2$.

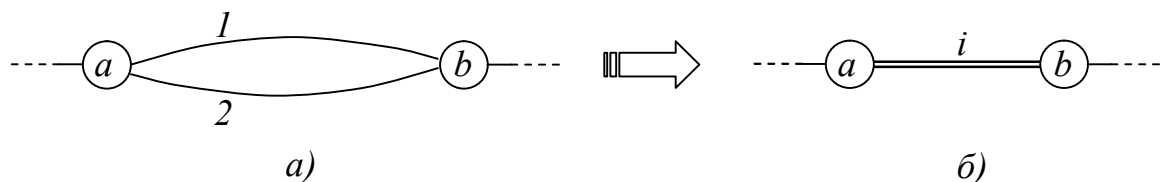


Рисунок 23.

При параллельном соединении труб (рисунок 23), аналогично предыдущему, складываются упругие характеристики, а для инерционных характеристик складываются обратные величины: $L_H^{экв} = (1/L_{H,1} + 1/L_{H,2})^{-1}$; для сопротивлений складываются проводимости $S = S_1 \cdot S_2 / (\sqrt{S_1} + \sqrt{S_2})^2$.

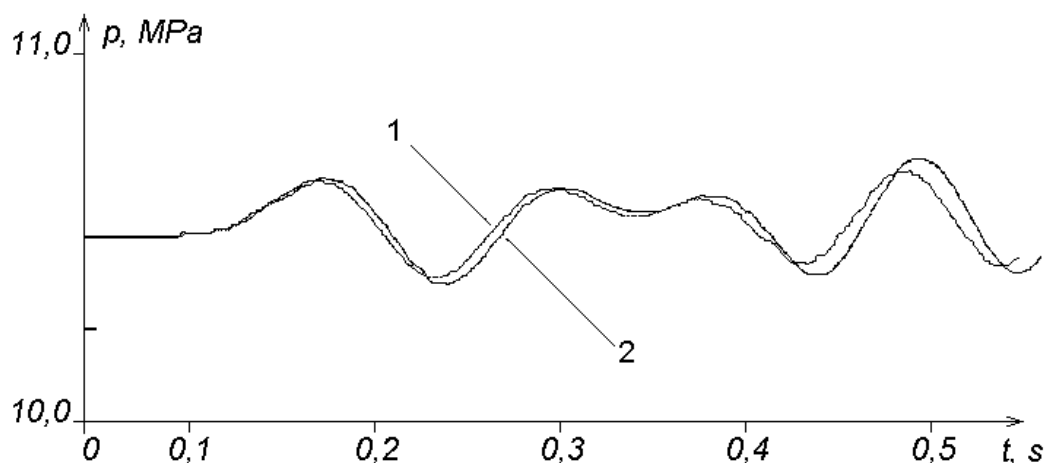


Рисунок 24. Давление в системы технологических трубопроводов АЭС.
Сопоставление расчетов по полной (кривая 1) и упрощенной моделям (кривая 2).

Используя эту методику эквивалентирования, была значительно упрощена расчетная схема системы технологических трубопроводов АЭС (рисунок 13) – каждая ветвь с напорным коллектором и 45 отходящими водяными трубопроводами заменялась одним узлом с сосредоточенными параметрами с эквивалентными характеристиками. На рисунке 24 представлено сопоставление расчетов по полной и упрощенной моделям, откуда видно, что применение эквивалентирования порождает незначительную погрешность и вполне оправдано.

В заключительном параграфе раздела 6 рассмотрена специальная гидравлическая система, течение жидкости в которой можно достаточно точно рассчитывать по моделям с сосредоточенными параметрами.

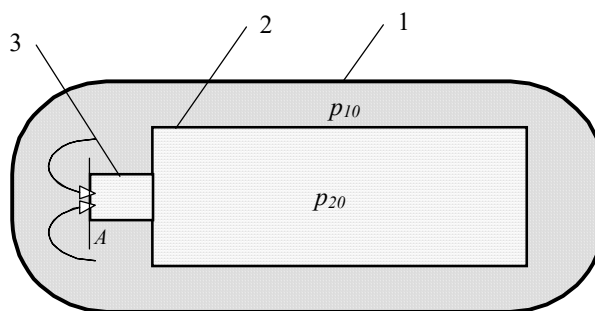


Рисунок 25. Специальная гидравлическая система.

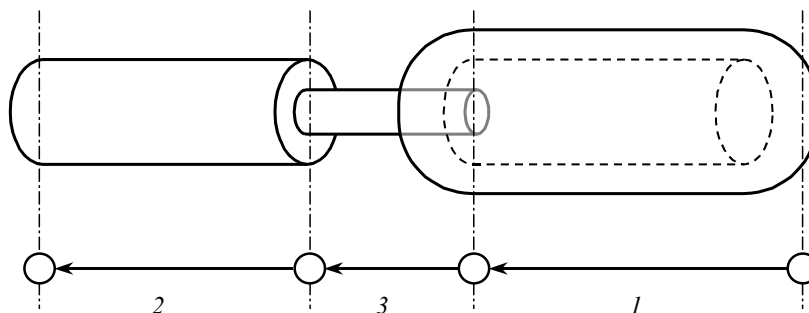


Рисунок 26. Схематизация специальной гидравлической системы
в виде последовательно соединенных труб.

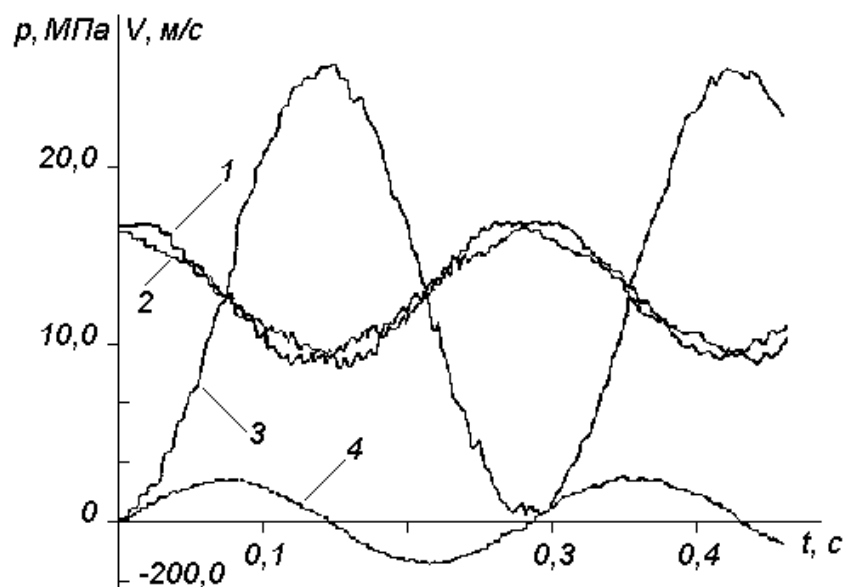


Рисунок 27. Переходный процесс в системе.

1 - давление в начале внешнего цилиндра; 2 - давление в конце внешнего цилиндра; 3 - давление в начале внутреннего цилиндра; 4 - скорость в конце переходного патрубка (3-я труба).

В Главе 7 «Имитационное моделирование» описан оригинальный подход «математический испытательный стенд», позволяющий осуществлять декомпозицию трубопроводной системы и проводить «автономный» расчет её отдельных частей. Суть метода состоит в выделении интересующей нас части системы и замене оставшихся («внешних») частей системы «сигналами», поступающими от внешней части системы. В качестве таких сигналов выступают приходящие инварианты Римана.

Используя такую технологию, были исследованы система автоматического регулирования давления тепловой сети (рисунок 28) и система подогрева сырой воды узла водоподготовки на ТЭЦ (рисунок 29).

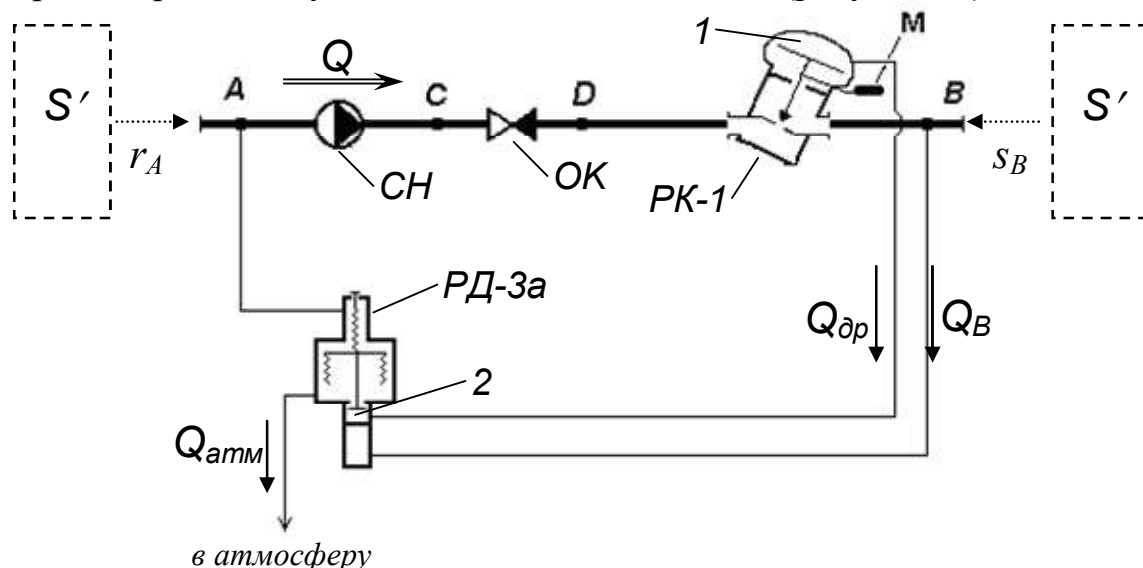


Рисунок 28.

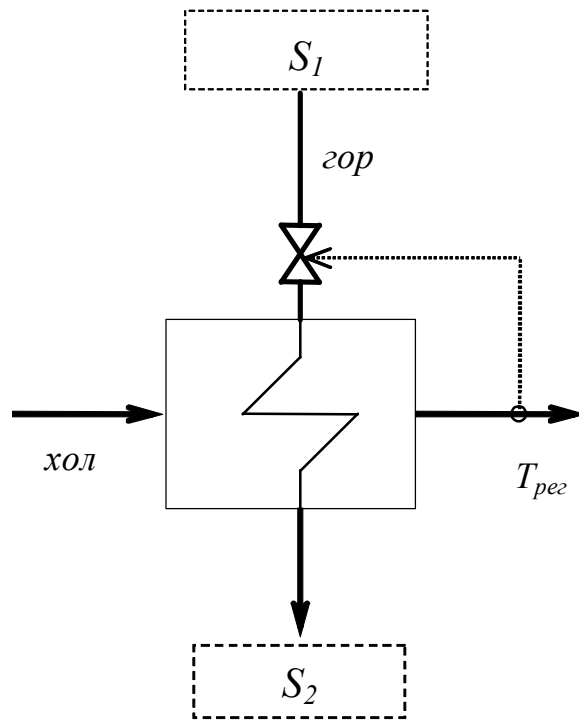


Рисунок 29. Схема узла подогрева сырой воды.

На рисунке 30 представлены результаты расчета реагирования системы подогрева на различные виды возмущения температуры на входе в систему.

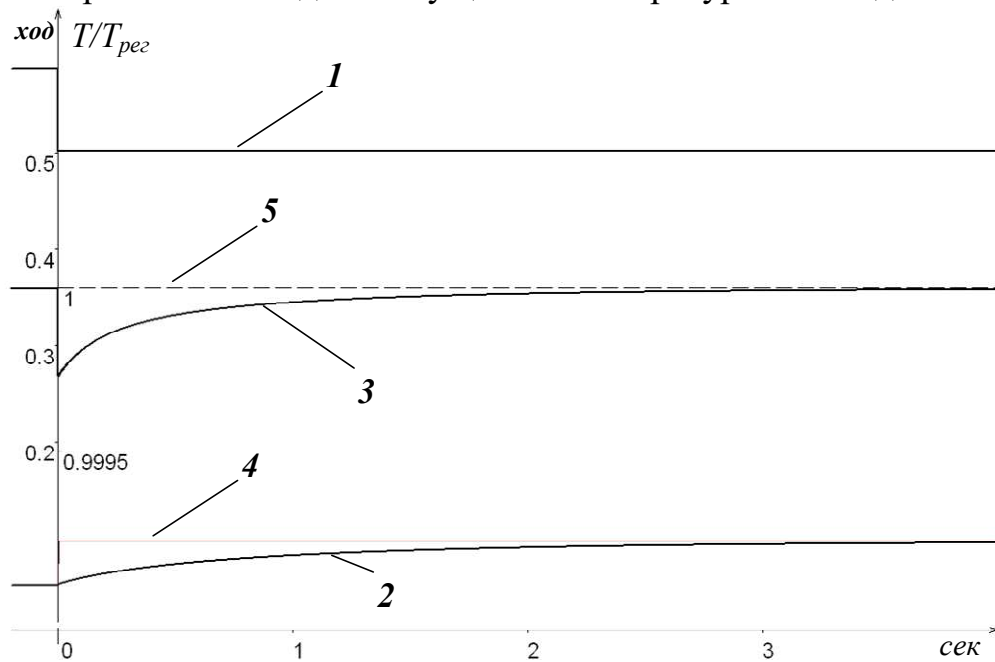


Рисунок 30. Реакция системы регулирования на ступенчатое возмущение. 1 – возмущение; 2 – ход клапана регулирования; 3 – температура на выходе; 4 – «идеальный» ход клапана регулирования; 5 – установочная температура.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Подводя итоги, можно сделать следующие выводы.

1. Математическая постановка задачи формулируется в достаточно общем виде как смешанная задача для гиперболических дифференциальных уравнений

гидравлического удара, определенных на графе. Используя аппарат теории графов, легко описываются трубопроводные сети произвольной структуры.

2. Трубопроводная система структурируется на трубы и узлы. Потоки в трубах характеризуются двумя (например, давление и скорость) или тремя (давление, скорость, температура) физическими параметрами. Для узлов, помимо этих физических параметров, могут быть определены дополнительные собственные параметры узла (например, число оборотов насоса, ход клапана и др.). В узлах задаются краевые (граничные) условия, которые подразделяются на условия подхода (трубы к узлу) и уравнения узла, где, в частности, задействованы и собственные параметры узла. Такая методология позволяет задавать граничные условия в достаточно общем виде.

3. Использование математической постановки задачи в достаточно общей форме поддерживает распространённую с настоящее время объектно-ориентированную парадигму и позволяет легко выстраивать технологическую цепочку «объект исследования – математическая модель – методика расчета – разработка программного обеспечения», облегчая разработку современных высокоэффективных программных продуктов.

4. Рассмотренная задача о гидравлическом ударе в коаксиальных трубопроводах описывается связной системой четырёх уравнений. Показано, что данная система относится к гиперболическому типу; для упрощённой системы уравнений (без конвективных членов) удалось выразить скорости распространения возмущений в явном виде. В данном случае возмущение будет распространяться не с двумя скоростями (прямая и обратная волны), а с четырьмя, т.е. будут существовать четыре различных волны гидравлического удара. Причем две из них будут распространяться вдоль по потоку (прямые волны), и две – против потока (обратные волны).

5. В работе широко применяются инварианты Римана, которые можно трактовать как «образ» волн, или, в другой интерпретации – как «сигналы». Таким образом, наряду с «натуральными» переменными (например, давление p и скорость V), используется «волновой подход» (волны – инварианты r и s). Граничные условия, переформулированные в терминах r и s , можно трактовать как условия отражения волн.

6. В рамках общей математической постановки задачи предложены математические модели работы различного гидравлического оборудования: соединение труб, компенсатор, уравнильный резервуар, местное сопротивление, обратный и предохранительный клапаны, насосы (центробежный и объёмный), потребитель тепловой сети, и т.д. Математические описания работы этих узлов сделаны в рамках вышеупомянутой объектно-ориентированной парадигмы; т.е. легко выделяются «базовые», «родительские» классы (например, местное сопротивление), на основе которых строятся «дочерние» типы (регулируемое местное сопротивление, фильтр, предохранительный клапан и т.п.). Такой подход, во-первых, позволяет легко наращивать «библиотеку граничных условий» в

зависимости от конкретных задач и появления новых типов устройств, а во-вторых, поддерживает и облегчает программную реализацию.

7. Дальнейшее развитие получила теория кавитирующего гидравлического удара. Явление разрыва сплошности потока рассмотрено на модели простого наклонного трубопровода. Критерием возникновения полостей (каверн) в потоке служит падение давления до давления насыщенных паров жидкости. Оценивалось влияние наклона трубопровода, трения о стенки, начальной скорости на возникновение и развитие кавитации. Установлено, что распространённая модель «отрыва» столба жидкости («column separation») является не совсем точной. Помимо одной «большой» каверны, занимающей всё поперечное сечение потока, образуется ещё зона обширной (мелкопузырьковой или плёночной) кавитации, распространяющейся по потоку. Единичная каверна теоретически возможна только при нулевом уклоне, и только для идеальной жидкости. Наличие трения также способствует возникновению обширной зоны мелкопузырьковой кавитации.

8. Оценены параметры возникающей кавитации – время и месторасположение каверн, момент схлопывания каверн, распределение давления в потоке после схлопывания каверн и зона максимального давления. Определены параметры не только первичной, но и вторичной кавитации (в последующей, второй фазе понижения давления). Оценены максимальные давления, время существования каверн, момент и точка возникновения и момент схлопывания в этом случае.

9. Оценено влияние трения на гидравлический удар с разрывом сплошности потока. Трение слабо влияет на максимальную величину гидравлического удара при сплошном течении (справедлива формула Н.Е.Жуковского), но с возникновением разрыва сплошности потока фактор трения становится более весомым. Получена формула, оценивающая весьма точно максимальное давление при гидравлическом ударе, сопровождающимся разрывом сплошности потока, и являющаяся обобщением известной формулы Н.Е.Жуковского.

10. Разработанные методы расчета, в отличие от весьма популярного до сих пор метода характеристик, используют явные и неявные схемы бегущего счета. Явные схемы бегущего счета хорошо отслеживают крутые волновые фронты и хорошо подходят для расчета высокоинтенсивных процессов. Применение явной схемы порождает достаточно простой и ясный алгоритм расчета. К недостаткам этой схемы следует отнести ограничение на шаги счета. В качестве примера расчета именно такого процесса приведен расчет гидравлического удара в гидроприводе машины для литья под давлением, возникающего в системе при ударе пресс-поршня о жидкой металл.

Для расчета медленно протекающих слабоинтенсивных процессов предложена методика расчета по неявной схеме бегущего счета, позволяющая считать с любыми приемлемыми по точности шагами счета. Применение неявной схемы порождает весьма сложный алгоритм расчета. Другим недостатком этой схемы является то, что она при расчетах сильно сглаживает

резкие фронты возмущений, поэтому хорошую точность даёт только при расчетах низкоинтенсивных, достаточно плавных процессов. В качестве примера приведён расчет нестационарного процесса в напорной оросительной сети, возникающий при медленном закрытии гидранта.

11. Значительной проблемой при расчетах по явной схеме (а также и по методу характеристик) является «проблема коротких труб», когда в трубопроводной системе наличествуют как «длинные», так и «короткие» трубы. Наличие «коротких» труб лимитирует допустимый шаг счета, что порождает неоправданно большое число шагов для длинных труб. Неявная схема свободна от этого недостатка.

Автором предложена комбинированная явно-неявная схема бегущего счета, которая на «длинных» трубах считает высокоэффективным явным методом, а на «коротких» – автоматически переходит на неявный счет. В качестве примера приводится расчет распространения и трансформаций возмущений в системе технологических трубопроводов АЭС.

12. Для расчета течений, сопровождающихся появлением разрыва сплошности потока, применяется алгоритм, когда в каждую расчетную точку помещается «вырожденная» каверна, которая начинает расти при достижении давления насыщенных паров жидкости. Процесс роста и схлопывания такой каверны определяется параметрами окружающей каверну жидкости. Кроме того, задаются ещё дополнительные комплекты граничных условий на случай возникновения кавитации в узле.

13. На основе применения моделей с сосредоточенными параметрами предложен оригинальный подход к упрощению методики расчета нестационарных процессов в трубопроводных системах. Разработана методика построения «быстрых» моделей первого и второго порядка точности, позволяющих считать в сотни и более раз быстрее, чем «обычные» численные методы для уравнений гидравлического удара. Оценена точность и сфера применимости таких моделей. Описаны процедуры эквивалентизации больших трубопроводных систем. Используя эту методику, была проведена эквивалентизация части трубопроводной системы АЭС, что позволило значительно уменьшить объем вычислений при сохранении приемлемой точности. На примере специального испытательного стенда было показано, что модель гидравлического удара в данном случае, без особого ущерба для точности вполне может быть заменена системой обыкновенных дифференциальных уравнений на основе модели с сосредоточенными параметрами.

14. Предложенный оригинальный подход («математический испытательный стенд») является очень полезным и эффективным инструментом предварительных исследований, уточнения моделей и используемых параметров, и т.п. Этот подход опирается на трактовку входящих и выходящих инвариантов Римана как входящих и выходящих сигналов; он позволяет тестировать сложную трубопроводную систему «по частям». В качестве примеров приводятся расчеты системы автоматического

регулирования давления в обратной магистрали сети теплоснабжения и узла автоматического регулирования температуры в системах водоподготовки. Применяемый подход позволяет легко оценить время реакции устройства на различные возмущения.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК

1. Г.Я.Мостовщиков, Б.Ф.Ноговицин, В.В.Тарасевич. Гидравлический удар в машинах для литья под давлением. Известия ВУЗов, «Машиностроение», № 3, 1976, с. 126 - 130.
2. В.Л.Лаврентьев, В.В.Тарасевич. Исследование работы системы автоматического регулирования давления в обратной магистрали сети теплоснабжения. Известия ВУЗов, «Строительство и архитектура», № 10, 1977, с. 108 – 113.
3. В.Л.Лаврентьев, В.В.Тарасевич. Исследование работы системы рассечки потока при нестационарных режимах движения жидкости в сети теплоснабжения. Известия ВУЗов, «Строительство и архитектура», № 4, 1980, N 4, с. 101 - 106.
4. В.В.Тарасевич О максимальном давлении при гидравлическом ударе, сопровождающемся разрывом сплошности потока. Гидротехническое строительство, № 8, 1980, с. 15 – 18.
5. В.В.Тарасевич Расчет течений двухфазных смесей в системах трубопроводов. // «Вестник Челябинского государственного университета», т.6, № 1, 1997 г., стр. 134-147. Изд. ЧГУ, ISSN: 1994-2796
6. В.В.Тарасевич, Т.Ю.Шероносова. Моделирование работы системы автоматического регулирования давления в обратной магистрали сети теплоснабжения. Изв. ВУЗов. Строительство, 1999, № 8, с. 70 - 74.
7. А.А.Атавин, В.В.Тарасевич. Описание переходных процессов в сложных трубопроводных системах моделями с сосредоточенными параметрами / Вычислительные технологии, 2001, Том 6, часть 2., специальный выпуск (CD-ROM), с.70-75.
8. Тарасевич В.В., Епишева А.К. Математическое моделирование аварийных ситуаций на подводных трубопроводных переходах. Известия ВУЗов. Строительство, № 5, 2007. с.42 – 48.
9. Тарасевич В.В., Ли А.К. Эффективность обратных клапанов при аварийных режимах канализационного коллектора. Известия вузов. Строительство. 2011 № 10, с. 60-67.
10. Тарасевич В.В., Мороз А.А., Ли А.К.. Квазистационарный подход к описанию течения через местное сопротивление, "Известия ВУЗов. Строительство и Архитектура", № 8 - 9, 2011, с. 104 - 111.
11. Podryabinkin E., Tarasevich V., May R. and Ahmed R. Modelling and Evaluating Surge Pressure while Tripping in a Borehole. "Oil Gas European Magazine, March, 2014, volume 40, No 1. pp. 21 - 23.

12. Podryabinkin, Evgeny, Tarasevich, Vladimir, May, Roland and Bocharov, Oleg. "Modelling of Pressure Fluctuations in a Wellbore While Tripping" – European Oil and Gas journal, March, 2016, 03, pp. OG 14 – OG 16.
13. Тарасевич, В.В. Расчет распространения и трансформации возмущений в системе технологических трубопроводов АЭС. "Известия ВУЗов. Строительство и Архитектура", № 7, 2016, с. 92 – 98.

Статьи в других рецензируемых научных изданиях

14. Тарасевич, В.В. Численный метод решения задач об неустановившемся движении жидкости в сложной системе трубопроводов. Динамика сплошной среды, вып. V. - Новосибирск: Институт гидродинамики СО АН СССР, 1970, с.72 - 78.
15. В.В.Тарасевич. Распространение и трансформация возмущений при гидравлическом ударе, сопровождающемся кавитацией. «Акустика неоднородных сред (Механика сплошной среды)» Сб. научн. тр. - Новосибирск: Ин-т гидродинамики им. М.А.Лаврентьева СО РАН, 1997, вып.112. с. 226 – 234.
16. В.В.Тарасевич. Метод контрольных точек для расчета гидравлического удара, сопровождающегося кавитацией потока жидкости. Труды НИМИ, т. XVII, вып.5. - Новочеркасск: НИМИ, 1975, с.47 – 60.
17. Мороз А.А., Тарасевич В.В. Модификация формулы расхода клапана для неквадратичной зоны сопротивлений. Промышленная гидравлика и пневматика, Всеукраинский научно-технический журнал, №1 (3), 2004, с. 42 – 44.

Материалы докладов, опубликованные в сборниках трудов Международных конференций

18. Tarasevich, V.V. The Simulation and Mathematical Modelling of the Complex Pipe Systems. 15-th (IMACS) World Congress on Scientific Computation, Modelling and Applied Mathematics. Berlin, August 1997. Proceedings, vol. 3., Computational Physics, Chemistry and Biology. P. 115-120. Editor by Achim Sydow.
19. Atavin, A.A. and Tarasevich, V.V. The Numerical Modeling of Flows in the Complex Pipe Networks. Proceedings of IAHR XXVIII Biennial Congress, 22-27 August 1999 in Graz, Austria. Abstract Volume. Papers on CD-Rom - Graz, 1999, p. 110.
20. Tarasevich, V.V. The Unsteady Nonequilibrium Two-phase Flows in Pipeline Systems. Proceedings of IAHR XXVIII Biennial Congress, 22-27 August 1999 in Graz, Austria. Abstract Volume. Papers on CD-Rom - Graz, 1999, p. 106.
21. Sheronosova, T.Yu. and Tarasevich, V.V. The Simulation of Transients in Hydro-Automatic Systems under Flow Control. Water Industry Systems: modelling and optimization applications (Eds. D.Savic, G.Walters), vol.1, Research Studies Press ltd., Baldock, Hertfordshire, England, 1999. p.425-436.
22. Atavin, Arkady A., Vasiliev, Oleg F., Moroz, Andrey A. and Tarasevich, Vladimir V. Transients in the Hydro-drive of Ship Elevator. Proc. of 4th

International Conference on Hydrosience & Engineering - ICHE 2000, Seoul, Korea, September 26-29, 2000.

23. Atavin, A.A. and Tarasevich, V.V. Simulation of Unsteady Processes in piping systems by the systems with lumped parameters. Proceedings of XXIX IAHR Congress, Theme D – Hydraulics of Rivers, Water Works and Machinery, vol.II. – Tsinghua University Press, Beijing 100084, China, 2001, pp. 499 – 504 .
24. Kolevator Yu. V., Moroz A.A., Sabel'nikov V.I. and Tarasevich V.V. Transients in Machinery Hydraulics. Proceedings of XXIX IAHR Congress, Theme D – Hydraulics of Rivers, Water Works and Machinery, vol.II. – Tsinghua University Press, Beijing 100084, China, 2001, pp. 657 – 662.
25. Tarasevich, V.V. Cavitation in pipeline due to water hammer. Proceedings of XXIX IAHR Congress (September 16-21, 2001, China, Beijing), Theme D – Hydraulics of Rivers, Water Works and Machinery, vol.II. – Tsinghua University Press, Beijing 100084, China, 2001, pp. 460 – 465. Ed. Guigen Li
26. Tarasevich, V.V. and Moroz, A.A. Pressure-and-free flows in complex piping systems. Proceedings of the 13th IAHR-APD Congress (6-8 August 2002, Singapore) - Advances in Hydraulics and Water Engineering, vol.I., Wold Scientific, 2002, pp.435 – 440.
27. Tarasevich, V.V., Atavin, A.A., Moroz, A.A., Kolevator, Yu.V. & V.I. Sabel'nikov. "Fast Models for Transient Analysis of Pipe Networks". Abstracts of XXXI IAHR Congress, vol. I. – Korea Water Resource Association, COEX, Seoul, Korea, September 11 – 16, 2005, pp. 221 – 222. (Proceedings on CD-ROM).
28. Tarasevich V.V. Pressure Surges in the Coaxial Pipe Systems. Proceedings of 2013 IAHR Congress © 2013 Tsinghua University Press, Beijing.
29. Tarasevich V.V., Lee, A.K., Moroz, A.A. Imitation of the Hydraulic Devices Operations within the Complex Pipe Systems. Proceedings of 2013 IAHR Congress © 2013 Tsinghua University Press, Beijing.

Материалы докладов, опубликованные в сборниках трудов Всесоюзных и Всероссийских конференций

30. Загорулько Ю.А., Попов И.Г., Тарасевич В.В. Моделирование потоков в сложных системах с применением интеллектуальных технологий. Проблемы управления и моделирования в сложных системах: Труды международной конференции. /Под ред. акад. В.П.Мясникова, акад. Н.А.Кузнецова, проф. В.А.Виттиха. - Самара: Сам. научный центр РАН, 1999, с. 39 - 44.
31. Тарасевич В.В., Шероносова Т.Ю. Имитационное моделирование управляющих воздействий в сложных трубопроводных системах. Проблемы управления и моделирования в сложных системах: Труды международной конференции. /Под ред. акад. В.П.Мясникова, акад. Н.А.Кузнецова, проф. В.А.Виттиха. - Самара: Сам. научный центр РАН, 1999, с. 360-365.
32. Атавин А.А., Лаврентьев В.Л., Тарасевич В.В. «Математическое моделирование сложных трубопроводных сетей» (Раздел 1.1 -стр. 16 - 30.)

- Раздел в коллективной монографии «Гидравлические цепи. Развитие теории и приложения». /Н.Н.Новицкий, Е.В.Сеннова, М.Г.Сухарев и др. - Новосибирск: Наука, Сибирская издательская фирма РАН. - 2000. - 273 с.
33. Атавин А.А., Тарасевич В.В. Упрощенные методы расчета нестационарных процессов в гидросистемах на основе моделей с сосредоточенными параметрами. – раздел 1.1 в коллективной монографии «Трубопроводные системы энергетики: модели, приложения, информационные технологии»/под ред. М.Г. Сухарева. – М.: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2000. – с.11 – 31.
34. Атавин А.А., Колеватов Ю.В., Мороз А.А., Тарасевич В.В., Сабельников В.И. Математическое моделирование переходных процессов в сложных трубопроводных системах (на примере гидропривода). – раздел 1.2 в коллективной монографии «Трубопроводные системы энергетики: модели, приложения, информационные технологии»/под ред. М.Г. Сухарева. – М.: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2000. – с. 31 – 46.
35. Тарасевич В.В., Колеватов Ю.В., Сабельников В.И., Колобердин Д.А., Мороз А.А. Математическое моделирование управления работой силового цилиндра испытательного стенда. Проблемы управления и моделирования в сложных системах: Труды IV Международной конференции/ под ред. акад. В.П.Мясникова, акад.Н.А.Кузнецова, проф.В.А.Виттиха. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2002.- 560 с., с. 517 - 523.
36. Тарасевич В.В., Колеватов Ю.В., Сабельников В.И., Колобердин Д.А., Мороз А.А. Математическое моделирование гидропривода канала нагружения пространственных конструкций / Проблемы управления и моделирования в сложных системах: Труды V Международной конференции/ под ред. акад. В.П.Мясникова, акад. Н.А.Кузнецова, проф. В.А.Виттиха. – Самара: Самарский научный центр РАН, 2003.- 572 с., с. 548 - 554.
37. Атавин А.А., Тарасевич В.В. Процедуры декомпозиции и эквивалентирования больших систем как способы преодоления большой размерности гидросистемы, с. 210 - 211. в сб. Трубопроводные системы энергетики: управление развитием и функционированием /Н.Н.Новицкий, Е.В.Сеннова, М.Г.Сухарев и др. – Новосибирск: Наука, 2004. – 461 с //Под общей редакцией проф. А.Д. Тевяшева.
38. Атавин А.А., Тарасевич В.В. Моделирование больших трубопроводных систем системами с сосредоточенными и распределенными параметрами, с. 7 – 17. // В сб. «Трубопроводные системы энергетики. Методы математического моделирования и оптимизации», Новосибирск, Наука, 2007. – 259 с.
39. Тарасевич В.В., Епишева А.К. Раздел 1.5. «Математическое моделирование аварийных ситуаций на дюкерном переходе», с. 44 – 60 // В книге «Трубопроводные системы энергетики. Развитие теории и методов

- математического моделирования и оптимизации» /В.К.Аверьянов, Н.Н.Новицкий, М.Г.Сухарев и др. – Новосибирск: Наука, 2008. – 302 с.
40. Тарасевич В.В. «Гидравлический удар в системе коаксиальных труб». – с. 124 – 138. // В кн. «Трубопроводные системы энергетики. Математическое моделирование и оптимизация», Новосибирск, «Наука», 2010 г.