

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОРДОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ им. Н. П. ОГАРЕВА»

На правах рукописи

КУДАШЕВ СЕРГЕЙ ФЕДОРОВИЧ

**ИНДИВИДУАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ ПУНКТ С ИМПУЛЬСНОЙ
ЦИРКУЛЯЦИЕЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ**

Специальность 05.23.03 – Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование
воздуха, газоснабжение и отопление

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель :
доктор технических наук, профессор
Левцев Алексей Павлович

САРАНСК 2014

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ.....	8
1.1 Способы повышения тепловой эффективности систем теплоснабжения	8
1.2 Пассивные методы повышения теплоотдачи.....	9
1.3 Активные методы интенсификации теплообмена.....	14
1.4 Способы использования дросселируемого напора тепловой сети	20
1.5 Системы с импульсной подачей теплоносителя на основе одноклапанного ПП... ..	22
1.6 Конструкция ударных клапанов.....	25
Выводы по главе.....	30
Цели и задачи исследования.....	31
2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	32
2.1 Схемы ИТП с двухклапанным ПП	32
2.2 Описание колебаний в замкнутой гидравлической системе.....	39
2.3 Определение параметров k и ω в случае колебания жидкости в.....	42
2.4 Возникновение фаз и формирование отраженной волны	43
2.5 Анализ работы двухклапанного ПП.....	46
2.5.1 Особенности работы открытого ударного клапана.....	46
2.5.2 Пояснение к процессу открытия клапанов и возникновению новой отраженной волны	52
2.5.3 Алгоритм расчета положения ударного клапана	53
2.6 Энергетическая цепь подводящего трубопровода с теплообменником.....	58
2.1 Моделирование теплопередачи при импульсном режиме течения теплоносителя.....	61
Выводы по главе.....	63
3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	65
3.1 Назначение экспериментальной установки	65
3.2 Описание экспериментальной установки	65

3.3	Разработка нестандартных узлов.....	69
3.3.1	Преобразователи потока.....	69
3.3.2	Импульсный нагнетатель.....	75
3.4	Теплообменник пластинчатый РИДАН НН №4.....	76
3.5	Контрольно-измерительные приборы и система сбора данных.....	76
4	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	84
4.1	Планирование эксперимента.....	84
4.2	Идентификация экспериментальных зависимостей и модели.....	84
4.3	Определение гидравлической характеристики преобразователя потока.....	86
4.4	Определение упругости системы и скорости распространения упругих волн.....	89
4.5	Определение положения ударного клапана.....	90
4.6	Построение экспериментальной амплитудно-частотной характеристики.....	91
4.7	Определение коэффициента теплопередачи при импульсном и стационарном режимах течения теплоносителя.....	94
4.7.1	Методика проведения сравнительных тепловых испытаний.....	95
4.7.2	Экспериментальное определение коэффициента теплопередачи в импульсном и обычном режимах течения теплоносителя.....	96
4.7.3	Проведение факторного эксперимента.....	100
4.8	Определение производительности мембранных насосов в импульсном режиме.....	104
4.8.1	Проведение полного факторного эксперимента.....	106
5	ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	108
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	121
	ПРИЛОЖЕНИЯ.....	133

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В настоящее время усовершенствование систем теплоснабжения идет по пути аппаратной модернизации отдельных ее элементов. В большинстве случаев их заменяют на более совершенные модификации (кожухотрубчатые теплообменники на пластинчатые, механические регуляторы на электронные и т.п.). При этом более жесткие требования предъявляют к обеспечению гидравлического режима теплосети, который при большой протяженности и разветвленности сети обеспечить сложно. Поэтому при разработке схем развития теплоснабжения городов отдельные участки перспективной застройки отдают под независимое присоединение потребителей.

Одним из методов повышения эффективности существующих систем теплоснабжения с независимым присоединением потребителей может стать перевод течения теплоносителя в импульсный режим. Это может быть достигнуто путем применения гидродинамического водоподъемного устройства, использующего для своего привода гидродинамические силы самого движущегося потока теплоносителя. Основным элементом гидродинамического водоподъемного устройства является преобразователь потока (ПП), от параметров работы которого зависит работоспособность всей установки. Конструкции ПП гидродинамического водоподъемного устройства, как правило, одноклапанные. Однако, одноклапанные конструкции ПП в замкнутых системах теплоснабжения оказались неустойчивыми в работе. Кроме того, одноклапанная конструкция ПП сильно ограничивает расход теплоносителя через контур.

Опыт применения импульсного режима в контуре системы горячего водоснабжения (ГВС) с кожухотрубчатым теплообменником на базе одноклапанного ПП выявил значительный потенциал (на уровне 40 %) при его устойчивой работе. В условиях изменения расхода теплоносителя в греющем контуре ГВС и более высокого гидравлического сопротивления теплообменника конструкция одноклапанного ПП неперспективна. В связи с этим, организация импульсного движения в

греющем контуре ГВС для индивидуального теплового пункта (ИТП) на базе двухклапанного ПП является актуальной и практически значимой.

Степень разработанности темы. Пульсирующее движение теплоносителя как один из способов повышения интенсификации теплообмена в системах теплоснабжения известно более 30 лет, однако должного развития не получило. Это стало возможным с получением положительного опыта эксплуатации одноклапанных гидродинамических водоподъемных устройств в закрытых системах тепло- и водоснабжения.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с приоритетным направлением ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н. П. Огарева» «Энергосбережение и новые материалы», ФЗ №261 «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации», а также в рамках реализации региональной программы «Энергосбережение и повышение энергетической эффективности Республики Мордовия на 2011–2020 г.».

Научную новизну работы составляют:

- усовершенствованный способ организации импульсной циркуляции теплоносителя с двухклапанным ПП в системе теплоснабжения;
- математические модели двухклапанного ПП и гидравлической сети контура ГВС с импульсной циркуляцией теплоносителя.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается:

- в усовершенствовании способа организации импульсной циркуляции теплоносителя с двухклапанным ПП в системе теплоснабжения с изменяющимися расходами;
- в определении рациональных параметров двухклапанного ПП для ИТП с улучшенной теплопередачей, возможности трансформации напора.
- в схемных решениях ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в греющем контуре ГВС с пластинчатыми теплообменниками.

Методология и методы исследования предполагают как математическое, так и физическое моделирование. В математическом моделировании используют

ся системы дифференциальных уравнений, основанных на теории энергетических цепей. Решение таких уравнений осуществляется как в частотном, так и в численном виде. Физическое моделирование включает проведение исследований на ИТП в лабораторном исполнении, оснащенный автоматизированной системой сбора и обработки информации на базе персонального компьютера, контроллера для сбора данных и узла учета тепловой энергии.

Основные положения, выносимые на защиту:

- принципиальная схема ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в греющем контуре ГВС с пластинчатыми теплообменниками;
- математическая модель функционирования двухклапанного ПП в закрытой системе теплоснабжения;
- математическая модель гидравлической сети импульсной системы теплоснабжения с двухклапанным ПП;
- экспериментальные зависимости теплопередачи и производительности мембранных насосов от основных параметров системы теплоснабжения в виде регрессионных уравнений;
- конструкция двухклапанного ПП.

Степень достоверности и апробация результатов подтверждены математическим моделированием, а также экспериментальными исследованиями и производственными испытаниями опытного образца двухклапанного ПП в схеме ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в греющем контуре.

Основные результаты исследования доложены, обсуждены и одобрены на научной конференции молодых ученых, аспирантов и студентов Мордовского государственного университета имени Н. П. Огарева (Саранск, 2010); Международной научно-практической конференции «Моделирование технологических процессов в АПК» (Украина, Мелитополь, 2010); Международной научно-практической конференции «Энергосбережение в теплоэлектроэнергетике и теплоэлектротехнологиях» (Омск, 2010); Международной научно-практической конференции «Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы»

(Саранск, 2012), Молодежном инновационном конвенте Приволжского федерального округа (АУ «Технопарк-Мордовия», Саранск, 2013).

Личное участие автора состоит в разработке математических моделей, моделировании процессов и их анализе, изготовлении конструкторской документации нестандартных узлов, монтаже лабораторной установки ИТП, получении экспериментальных данных, обобщении результатов и их внедрении.

Публикации. Основные положения диссертационной работы отражены в 14 научных публикациях, включая 3 статьи в журналах, рекомендуемых ВАК, 4 патента на полезную модель и 1 патент на изобретение РФ.

Объем и структура диссертации. Диссертация состоит из введения, 5 глав и 5 приложений, изложена на 132 страницах, включает 26 таблиц, 41 рисунок, 124 формулы и список литературы из 121 наименования.

1 АНАЛИЗ СПОСОБОВ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

1.1 Способы повышения тепловой эффективности систем теплоснабжения

В системах теплоснабжения передача теплоты потребителям связана с многократными ее трансформациями в теплообменном оборудовании. Поэтому эффективность систем во многом зависит от эффективности отдельных ее элементов, в частности, теплообменного оборудования. Наиболее доступным способом повышения эффективности существующего и проектируемого теплообменного оборудования является повышение коэффициента теплопередачи. Коэффициент теплопередачи – величина комплексная и зависит от многих компонентов: материала теплопередающей поверхности, т.е. его коэффициента теплопроводности, от коэффициентов теплоотдачи в данном теплообменном оборудовании, а так же от наличия загрязнения на поверхностях нагрева (накипи, шлама, ржавчины и т.д.). Коэффициент теплопередачи не может быть выше составляющих ее коэффициентов. Теплопроводность современных материалов (нержавеющая сталь AISI 316, 10X17H13M2, латунь) теплопередающих поверхностей довольно велика и составляет более $110 \text{ Вт}/(^\circ\text{C}\cdot\text{м})$. Факторами, сдерживающими рост коэффициента теплопередачи, являются низкие коэффициенты теплоотдачи в теплообменнике. Увеличение коэффициентов теплоотдачи возможно путем применения различных интенсификаторов теплообмена. Способы интенсификации теплообмена Бергис А. Е. [97] разделил на активные и пассивные (рисунок 1.1). Имеются также сложные методы интенсификации теплообмена – сочетание нескольких методов интенсификации. Пассивные методы не требуют подвода энергии, они используют энергию движущегося потока теплоносителя. В случае активных методов дополнительная энергия подводится извне и используется для создания пульсаций теплоносителя, вибрации стенки, отсоса пограничного слоя и т. д.

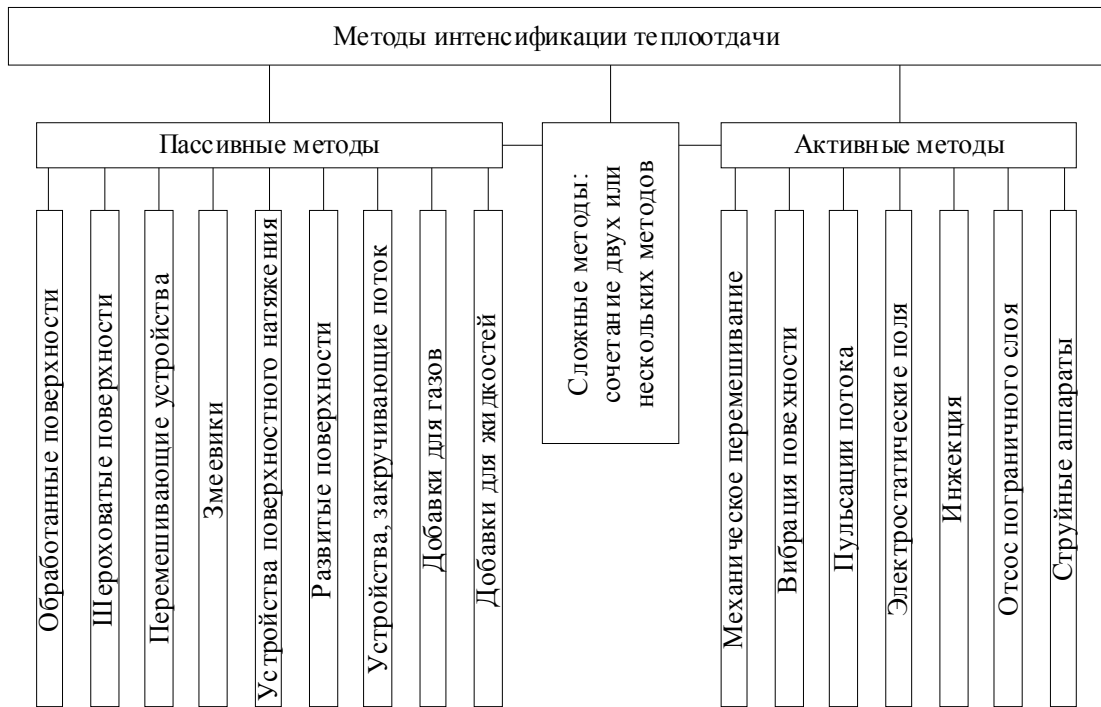


Рисунок 1.1 – Классификация методов интенсификации теплоотдачи

Интенсификация теплообмена – это способ улучшить режим работы теплообменника, понизить температуру стенки при фиксированной температуре, увеличить тепловую мощность существующего теплообменника и т.д., поэтому им уделяется такое пристальное внимание.

1.2 Пассивные методы повышения теплоотдачи

Пассивные методы повышения коэффициента теплоотдачи не требуют дополнительного подвода энергии, поэтому им уделяется большее внимание. В [32, 41, 42, 45, 50, 56, 58, 64, 65, 71- 73, 96, 98, 118-120] рассматриваются, в основном, пассивные методы интенсификации теплообмена, которые с точки зрения энергоэффективности считаются менее затратными. Наибольшее увеличение коэффициента теплоотдачи среди пассивных методов интенсификации теплообмена при ламинарном и переходном режимах течения теплоносителя обеспечивают закручиватели исходного канала и змеевики. Увеличение коэффициента теплоотдачи в случае применения серийно изготавливаемых ленточных вставок достигает 65% при росте гидравлического сопротивления на 160 %.

В закрученном потоке режим течения формируется под действием центробежных массовых сил, поэтому интенсификаторы теплоотдачи типа труб с закрученной лентой, змеевиков, трубы со шнеком, относятся к одному классу – течений в криволинейных каналах [71]. Для снижения гидравлического сопротивления ленточных закручивателей монтировать их в трубе необходимо дискретно, что сложнее и усложняет чистку теплообменника. Установка ленточных вставок по всей ширине трубы применяется в теплообменниках со стороны газообразной среды. Применение ленточных вставок со стороны жидкой среды не рекомендуется. Закрутка потока рассмотрена в [98]. Применение ленточных вставок возможно при условии работы теплообменного аппарата со строгим соблюдением расхода, при котором их эффективность максимальна. Оптимальный относительный шаг закрутки находится в пределах [71] $\bar{S} = 3,94 \div 10,9$, для чисел Рейнольдса $Re \leq 10^4$ повышение коэффициента теплоотдачи составит $1,18 \div 3,81$ раз. С увеличением турбулизации потока, увеличение коэффициента теплоотдачи, в случае применения ленточных закручивателей, незначительно. Все это объясняется отклонениями от номинальных размеров интенсификаторов, протечками между лентой и стенками канала, точностью средств измерения и т.д. [72]. Змеевики как интенсификаторы теплоотдачи значительно уступают всем остальным из данного класса криволинейных каналов [42]. Для поддержания их максимальной эффективности предпочтительно выдерживать область чисел Рейнольдса $Re = 10^3 \div 2 \cdot 10^3$; $Re = 8 \cdot 10^3 \div 1,2 \cdot 10^4$. Оптимальные соотношения чисел Дина и Рейнольдса приведены в [72]. При этом, закрученные трубы и змеевики устраняют возможность возникновения тепловых напряжений в трубном пучке и рекомендуются при разработке вибрационных теплообменных аппаратов [98]. Формулы для теплового и гидравлического расчетов в трубах с постоянной закруткой приведены в [38], а для каналов с местной закруткой потока в [50].

В отдельную группу выделяют пристенные закручиватели, в которых на параметры потока влияют сразу два отдельных механизма: закрутка потока и турбулизация пристенной зоны течения. К ним относят: спиральные проволочные

вставки, спиральные выступы в трубе, трубы со спиральной накаткой. На картину течения влияют как параметры закручивателей, так и свойства самой жидкости. Например, при высокой вязкости теплоносителя и малых углах закрутки спирали $\varphi=20\div 30^\circ$ и величинах параметра $h/D=0,145\div 0,217$ динамику течения можно считать аналогично криволинейным каналам. В случае низкой вязкости теплоносителя, при уменьшении высоты выступов закрутка потока снижается и интенсификаторы работают подобно поперечным выступам. Такое же явление происходит при увеличении угла закрутки независимо от вязкости теплоносителя. С увеличением шага закрутки происходит опережающее снижение гидравлического сопротивления по сравнению с теплообменом. Экспериментально доказано, что закрутка потока в большей степени увеличивает гидравлическое сопротивление, чем теплоотдачу.

Однозаходные и многозаходные трубы со спиральной накаткой исследовались в работе [71], откуда следует, что в случае применения спиральных вставок теплоотдачей выше на 20% по сравнению с трубами со спиральной накаткой. Аналогичные результаты получены и в более ранней работе [72]. Ввиду одновременного воздействия закрутки потока и отрывного течения вряд ли возможно получить теоретические методы теплового и гидравлического расчета таких каналов. Эмпирические формулы для расчета теплоотдачи в случае спиральных выступов приведены в [32], для проволочных вставок в [41, 42, 50]. Исследование пружинных вставок с диаметром проволоки от 0,46 мм до 3 мм с шагом от 10 мм до 60 мм проведены в [72]. Откуда следует, что наилучшими энергетическими показателями обладают пружины с относительно большим шагом и диаметром. В [64, 65] определены оптимальные параметры спиральных выступов для 50% раствора этиленгликоля в воде и установлено, что в узком диапазоне чисел Рейнольдса $Re \approx 10^3 \div 1,7 \cdot 10^3$ их эффективность выше, чем для гладких труб. Применение проволочных вставок особенно эффективно в области низких чисел Рейнольдса с большими углами навивки в случае высокой вязкости теплоносителя. Недостатком пружинных вставок является то, что в некоторых случаях пружины недостаточно плотно прилегают к внутренней стенке трубы, данный недостаток сказывается на эффективности их применения.

К отдельной группе относятся каналы с поперечными выступами, в которых интенсификация теплоотдачи достигается за счет образования вихрей в потоке теплоносителя, что меняет аэродинамику потока. Шероховатые каналы, в которых установлены обтекаемые выступы, относятся к каналам с дискретной шероховатостью. Трубы с поперечными кольцевыми выступами энергетически эффективны в наиболее широком диапазоне чисел Рейнольдса $Re=80 \div 1100$ и $Re=10^4 \div 4 \cdot 10^5$. Кольцевые выступы на трубах могут выполняться путем накатки. Первые исследования теплогидравлических характеристик данных труб опубликованы в работах И. Ф. Новожилова, Э.К. Калинина и др. [41, 42, 50, 54]. Методы расчета таких каналов приведены в [64]. Классификация режимов обтекания неровностей, вопросы моделирования и расчета теплообмена и сопротивления в трубах с поперечными выступами рассмотрены в [65]. В работе [38] доказано, что в случае применения в кожухотрубных теплообменниках труб с кольцевыми выступами их эффективность возрастает до 60 %. В результате технико-экономические показатели кожухотрубных теплообменников будут выше экономических показателей пластинчатых теплообменников. При этом определяющим параметром являются размеры выступов. Для чисел Рейнольдса $Re=10^3 \div 4 \cdot 10^3$ предпочтительнее большая высота выступов. Оптимальные геометрические размеры выступов в случае ламинарного режима течения указаны в [64, 65]. Выступы в трубах могут иметь различную геометрию, т.е. могут быть выполнены типа конфузур-диффузур, трубы с кольцевой или полукольцевой шероховатостью. В [71, 72] проведено сравнение различных видов искусственной шероховатости в трубах и каналах по опытным данным разных авторов. В случае применения труб и каналов слабо обтекаемой формы при больших числах Рейнольдса обеспечивается низкий прирост теплосъема, а коэффициент гидравлического сопротивления возрастает с увеличением числа Рейнольдса, т.е. $Re(\zeta / \zeta_0 \sim Re^a, a > 0)$, а $Nu / Nu_0 = const$. При числах Рейнольдса $Re \approx 10^5$ предельная шероховатость имеет наибольший прирост теплосъема при равных сопротивлениях. В случае малого расстояния между выступами повышение теплосъема обеспечивается за счет развития поверхности, в данном случае

$Nu \sim Re$ и $\zeta = const$. Формулы для расчета теплообмена предложены В.М. Ануфриевым в [72]. В [71], данные по теплообмену и гидравлическому сопротивлению для предельной шероховатости предложено отнести к коэффициенту оребрения. В случае больших чисел Рейнольдса Re , когда турбулентность потока высока, коэффициент теплоотдачи, пересчитанный к полной поверхности, хорошо согласуется с зависимостями для гладкой трубы. В [50] проведен обзор методик расчета теплообмена в кольцевых каналах, также приведены обобщенные рекомендации по выбору типа интенсификатора в зависимости от типа теплообменника, вида теплоносителя, формы каналов.

Влияние искусственной шероховатости на теплообмен в пучках труб рассматривается в [71]. В случае продольного обтекания пучка труб с искусственными шероховатостями в качестве турбуленизатора использовалась проволока, навитая на внешней поверхности каждой из труб. В результате, при продольном обтекании шахматного пучка труб с турбуленизаторами, происходит увеличение теплообмена в два раза при $Re = 2000$, при этом гидравлическое сопротивление также увеличивается в два раза, а с ростом числа Рейнольдса до $Re = 5 \cdot 10^3$ гидравлическое сопротивление увеличивается в три раза, а интенсификация теплообмена остается на том же уровне. Из [98, 96] следует, что при одинаковом гидравлическом сопротивлении повышение теплоотдачи составит 60% при ламинарном режиме течения, с увеличением числа Рейнольдса эффект от применения турбуленизаторов снижается.

Недостатками пассивных методов повышения коэффициента теплоотдачи является невозможность подстройки их под каждый режим течения. Т.е. параметры турбуленизатора (высота ребра, шаг навивки и толщина пластины, толщина проволоки и т.д.) выбираются для наиболее характерного режима работы теплообменника (номинальный, паспортный режим), но энергетическая эффективность интенсификаторов при режимах, отличных от номинального режима работы теплообменника, может быть отрицательна. Поэтому практически для всех интенсификаторов эффективность их применения находится в довольно узком диапазоне чисел Рейнольдса. Данного недостатка лишены интенсификаторы теплообмена на основе активных методов.

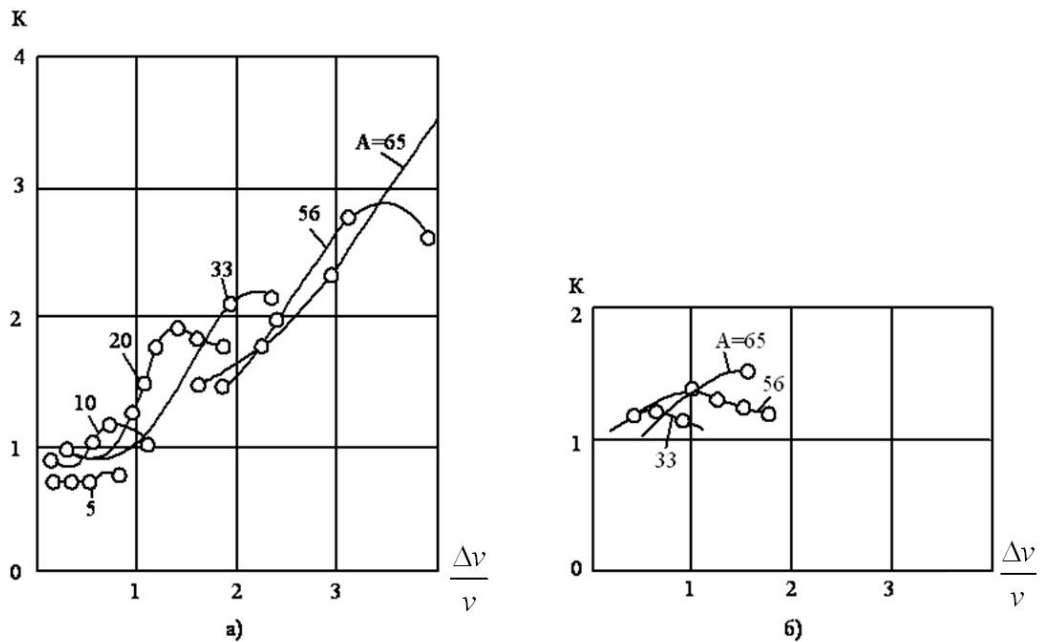
1.3 Активные методы интенсификации теплообмена

Применение того или иного активного метода определяется возможностью его использования в том или ином теплообменном аппарате. Наиболее универсальным способом повышения коэффициента теплоотдачи является создание пульсаций потока. Применение перемешивающих устройств для интенсификации теплоотдачи характерно для теплообменных аппаратов для вязких сред, в основном в пищевой промышленности. Применение пульсационных теплообменников и пульсаций потока теплоносителя пока, как впрочем и других методов интенсификации теплообмена, не получило широкого распространения в энергетике. Но пульсационные теплообменники получают развитие в химической промышленности [25, 78]. Теплообменники с активными интенсификаторами теплообмена представлены в [82, 83].

Повышение теплоотдачи в случае применения пассивных методов интенсификации теплообмена происходит за счет вихреобразования при обтекании препятствия, срыва потока, снижения теплового сопротивления потока, в частности, ламинарного пограничного слоя, а так же турбулентного ядра. Аналогичные процессы можно создавать и при помощи активных методов, требующих в большинстве случаев подвода дополнительной энергии извне.

При пульсирующем режиме течения теплоносителя возникают пристенные вихревые течения и в пределах периода колебания возможен переход от ламинарного режима течения к турбулентному. Благодаря периодическим возмущениям переход к турбулентному режиму течения может происходить при числах Рейнольдса значительно ниже критического значения для стационарного режима течения. Как правило, интенсивные колебания скорости или давления жидкости приводят к увеличению среднего по времени коэффициента теплоотдачи [25]. Изменение коэффициента теплоотдачи в случае применения поршневого пульсатора в [25] представлено на рисунке 1.2. Исследования проводились на трубе диаметром 40 мм. В качестве теплоносителя использовалось масло. Из рисунка 1.2 видно, что коэффициент теплоотдачи увеличивается с увеличением хода

поршня и амплитуды колебания скорости теплоносителя. С увеличением числа Рейнольдса интенсификация теплоотдачи снижается. В пульсирующем режиме подачи теплоносителя в пределах цикла колебаний происходит переход в турбулентный режим [7], что и вызывает увеличение теплоотдачи. В работе не указана частота колебаний потока, что затрудняет сравнение с другими способами создания колебаний скорости теплоносителя.



а) $Re = 1,35 \cdot 10^3$ б) $Re = 3,55 \cdot 10^3$; A – ход поршня пульсатора, мм.

Рисунок 1.2 – Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи K от относительной амплитуды колебания скорости $\frac{\Delta v}{v}$

Результаты исследований, проведенных на теплообменнике типа труба в трубе с внутренним диаметром трубы $d_1 = 35$ мм, наружным диаметром теплообменника $d_2 = 63,5$ мм для чисел Рейнольдса $Re = 1124$ и 2300 представлены на рисунке 1.3 [25].

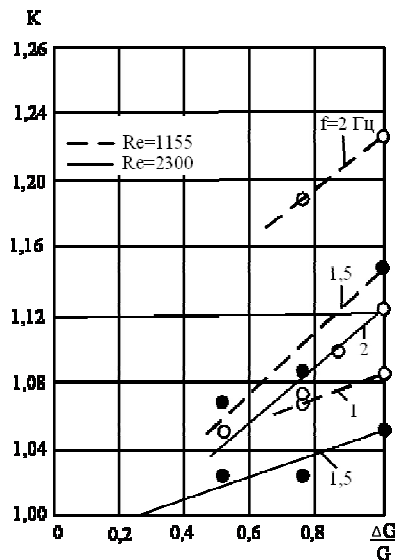
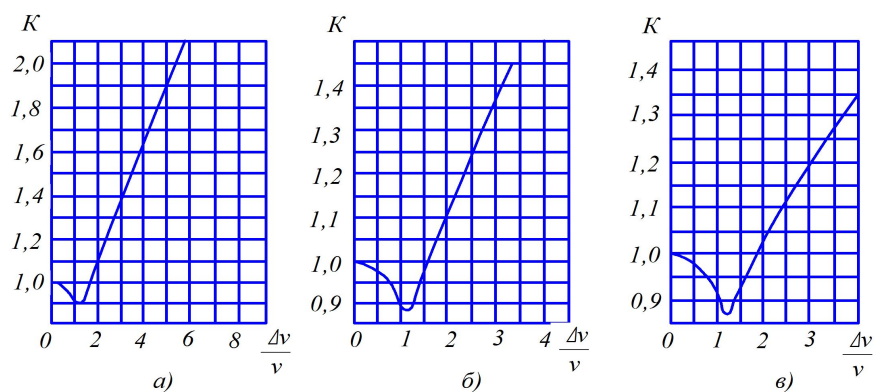


Рисунок 1.3 – Зависимость относительного коэффициента теплоотдачи K от $\frac{\Delta G}{G}$ для различных чисел Рейнольдса Re

Из рисунка 1.3 видно, что для цилиндрического канала наблюдается увеличение коэффициента теплоотдачи со смещением в сторону снижения чисел Рейнольдса и увеличения частоты колебаний. Влияние колебаний скорости теплоносителя на коэффициент теплоотдачи в теплообменнике, изготовленном из медных трубок длиной 940 мм и диаметром 13,5 мм, представлено на рисунке 1.4 [25]. В качестве теплоносителя использовалась вода, обогреваемая паром, колебания скорости теплоносителя создавались при помощи емкости, включенной в систему подачи воды.



а) $Re = 2900$, $f = 0,5 \div 1$ Гц; б) $Re = 6,6 \cdot 10^3$, $f = 0,47 \div 0,75$ Гц; в) $Re = 1,75 \cdot 10^4$,
 $f = 0,48 \div 0,93$ Гц.

Рисунок 1.4 – Зависимость среднего по длине теплообменника коэффициента теплоотдачи K от относительной амплитуды колебания скорости $\frac{\Delta v}{v}$

Пока амплитуда колебаний скорости ниже постоянной составляющей, происходит снижение относительного коэффициента теплоотдачи. Далее с увеличением амплитуды колебаний скорости теплоносителя при $\Delta v/v = 1,1 \div 1,2$ в зависимости от чисел Рейнольдса, наблюдается увеличение коэффициента теплоотдачи тем интенсивнее, чем ниже число Рейнольдса. В случае турбулентного режима течения при частоте колебаний $0,48 \div 0,93$ Гц максимальное увеличение теплоотдачи составляет 35 %. Также влияние пульсаций расхода на теплообмен исследовалось в работе [119] на теплообменнике, изготовленном из трубы диаметром 27 мм и длиной 1 м. Пульсации расхода создавались при помощи поршневого насоса, а в качестве теплоносителя использовалась вода и ее сахарные растворы с концентрацией 30 – 60 %. Исследования проводились в широком диапазоне частот $0,17 - 17$ Гц, относительных амплитуд колебаний $\Delta v/v = 0,027 \div 82,7$, чисел Рейнольдса $Re = 8 \cdot 10^2 \div 3 \cdot 10^4$, чисел Прандтля $Pr = 2,5 \div 112$. Результаты исследований обобщаются следующей зависимостью

$$Nu = 0,57 \cdot 10^{-6} Re_0^{-6} Re_{\Delta u}^{0,31} Re_0^{1,6} - 0,574 \cdot 10^{-5} Re_0 Pr^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (1.1)$$

где $Re_{\Delta u} = \Delta u_0 d / \eta$ - амплитудное число Рейнольдса.

Исследования, проведенные на теплообменнике с сахарными сиропами, приведенные в [112], показывают эффективность пульсаций как интенсификаторов теплообмена. Максимальное увеличение коэффициента теплоотдачи достигнуто при скоростях потока $0,8-1,0$ м/с и максимальной амплитуде пульсаций. Большой вклад в развитие теоретического исследования пульсирующего течения теплоносителя внесли работы Валуевой Е. П. [8-23]. В статье [23] произведен анализ теплоотдачи и гидравлического сопротивления при пульсирующем течении теплоносителя в круглой трубе. В данной работе, как и во многих других [25, 112], установлено, что наиболее интенсивное влияние пульсирующий режим течения теплоносителя на теплоотдачу оказывает при относительно высоких амплитудах колебания расхода. При этом заметное влияние оказывает частота пульса-

ций и число Re . В работе [9] теоретически получена зависимость Nu/Nu_c , которая хорошо согласовывается с опытными данными [9]. На зависимости Nu/Nu_c от A амплитуды колебания расхода наблюдается некоторый минимум Nu/Nu_c при $A \approx 1$ и дальнейшее возрастание Nu/Nu_c с увеличением амплитуды колебаний A . В [21] теоретически получены кривые, из которых следует, что наиболее оптимальным режимом течения является режим при $A=3$ (большей амплитуды не указано) и $Re=10^4$. В данном режиме пульсирующего течения теплоносителя (расчет по квазистационарной модели) затраты на прокачку теплоносителя минимальны и кривая зависимости имеет в данной области заметный минимум при сохранении довольно высокой теплоотдачи. В работе [21] произведен обзор результатов экспериментов и выполнены расчетно-теоретические исследования конвективного теплообмена при пульсирующем течении в условиях, когда можно пренебречь сжимаемостью жидкости. Выяснено, что при низких амплитудах колебаний расхода жидкости ($A \leq 0,25$) увеличение теплоотдачи незначительно и в переходном режиме от ламинарного к турбулентному возможно снижение коэффициента теплоотдачи. Результаты, полученные в [10] путем решения уравнений энергии и движения, позволяют прогнозировать изменение теплоотдачи и затраты гидродинамической мощности в широком диапазоне амплитуд колебаний.

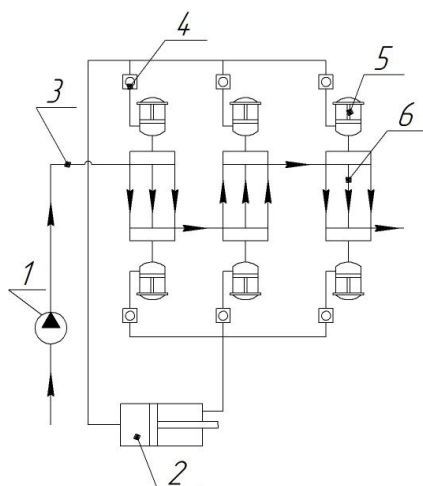
В работе [22] получены зависимости распределения среднего по периоду числа Нуссельта. Изменение числа Нуссельта связано с колебаниями средней массовой скорости и имеет убывающий характер по длине трубы. В условиях появления сжимаемости жидкости [22] расчетным путем доказано существование зон со вторичными течениями, когда радиальная составляющая скорости отлична от нуля, что также подтверждается в [21]. В результате образования вторичных течений происходит изменение гидродинамической картины пристенных течений, что влияет на изменение коэффициента теплоотдачи.

Теоретические исследования теплоотдачи и гидравлического сопротивления при пульсирующем течении жидкости связаны с решением нелинейных дифференциальных уравнений численными методами. Результаты данных исследований представляют большую научную ценность, но при этом использование данных

методов на практике представляется довольно сложным. Все модели процессов построены для круглой трубы, и в них не рассматривается влияние пульсирующего режима течения для другого вида канала.

Основным преимуществом активных способов интенсификации теплообмена является возможность настройки их в любом режиме работы теплообменника на оптимальные параметры. При этом применение дополнительных устройств приводов, автоматики снижает их надежность. Применяемые в лабораторных испытаниях [25, 22, 99, 102] устройства для создания пульсаций расхода довольно сложно перенести на условия производства.

Одна из первых разработок в данной области, примененных в промышленности, описывается в работе [112]. Импульсная система подачи теплоносителя, которая была организована на многоходовом теплообменнике, представлена на рисунке 1.5.



1 – насос, 2 – пульсатор, 3 – трубопровод подачи нагреваемой жидкости, 4 – обратный клапан, 5 – резонатор, 6 – секции теплообменника.

Рисунок 1.5 – Схема импульсного теплообменника

В качестве пульсатора использовался поршневой насос с вынутой клапанной коробкой. Благодаря сдвигу по фазе импульсов и настройке резонаторов на требуемую частоту, достигается снижение затухания импульсов. Исследования проводились на частотах от 0,1 до 17 Гц. В результате максимальное повышение теплоотдачи $\alpha_{\text{т}}/\alpha_0$ достигало до 3,67 раз на горизонтальном участке. В качестве нагреваемого теплоносителя использовался сахарный раствор различной концен-

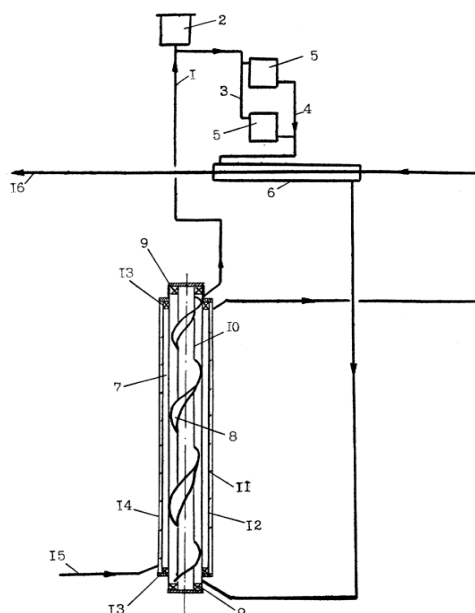
трации. Из результатов исследований [112] видно, что влияние пульсаций на увеличение относительного коэффициента теплоотдачи увеличивается с увеличением концентрации сахарного раствора. Результаты производственных испытаний [112] показали увеличение относительного коэффициента теплопередачи на 87 % при частоте пульсаций 0,61 Гц. Дополнительно подводимая энергия в случае применения активного метода интенсификации, как утверждается в [112], не теряется, а идет на увеличения расхода теплоносителя для теплообменника. При этом дополнительные невосполнимые потери энергии при включении пульсатора составляли 1 кВт, что составляет $\approx 10\%$ от номинальной мощности пульсатора.

Организация импульсного режима течения теплоносителя в системе теплоснабжения на основе одноклапанного ПП рассматривается в [84, 85]. При использовании данного способа создания пульсаций расхода появляется возможность использования располагаемого напора греющего контура для создания циркуляции в нагреваемом контуре.

1.4 Способы использования дросселируемого напора тепловой сети

Одним из путей повышения гидравлической эффективности систем централизованного теплоснабжения является полезное использование дросселируемого напора тепловой сети на абонентском вводе или в ИТП. Данному направлению посвящено ряд работ [59, 112, 117]. Система отопления, предложенная Чумаченко А. Д., представлена на рисунке 1.6.

Горячая сетевая вода поступает в напорный преобразователь 7 по трубопроводу 5. Сетевая вода, проходя между трубами 10 и 14, заставляет вращаться магнитный шнек 11 с цилиндрическим контуром 12, установленным на подшипниках 13. За счет магнитной связи между шнеками 11 и 8 вращение от магнитного шнека 13 передается магнитному шнеку 8, вращающемуся на подшипниках 9. Вращение магнитного шнека 8 создает дополнительный располагаемый напор в отопительном контуре, который состоит из главного стояка 1, расширительного сосуда 2, подающего 3 и обратного стояка 4, нагревательных приборов 5.



1 – главный стояк; 2 – расширительный сосуд; 3, 4 – подающий и обратный стояки; 5 – нагревательные приборы; 6 – теплообменник; 7 – напорный преобразователь; 8 – внутренний шнек; 9 – подшипники; 10 – труба; 11 – внешний шнек; 12 – цилиндрический контур; 13 – подшипники; 14 – наружная труба; 15, 16 – трубопроводы.

Рисунок 1.6 – Система водяного отопления Чумаченко А. Д.

Недостатками данного решения является сложность конструктивной реализации, так как необходима сильная магнитная связь между шнеками для предотвращения их проскальзывания. Низкий КПД данной установки обусловлен малыми скоростями вращения шнеков.

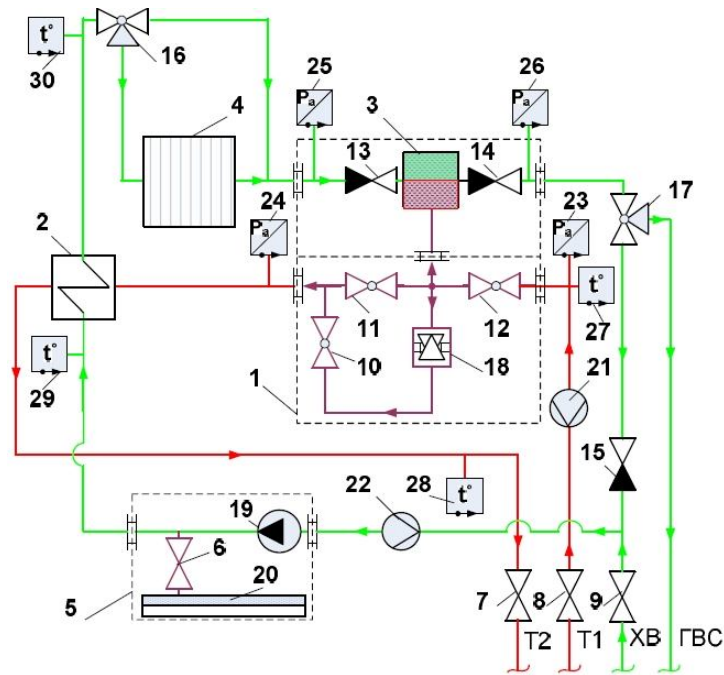
В работе [117] дросселируемый напор теплосети предполагается использовать в гидротурбине. Гидравлическая турбина используется как дросселирующее устройство вместо дросселирующих шайб и регуляторов, создающих потери давления, но при этом она использует дросселируемое давление для получения электрической энергии. При расходе теплоносителя в тепловом пункте до $500 \text{ м}^3/\text{ч}$ при перепаде давления $100 - 300 \text{ кПа}$ количество вырабатываемой электрической энергии может достигать до 50 кВт/ч . Вырабатываемую электроэнергию предполагается использовать для освещения теплового пункта, привода вентиляции, создания микроклимата. Для поддержания заданного гидравлического режима тепловой сети необходимо, чтобы гидравлическое сопротивление гидротурбины со-

ответствовала работе штатных дросселирующих устройств, это достигается применением систем автоматического регулирования. Сложность конструкции данного устройства, а также применение систем автоматического регулирования значительно удорожают данный метод использования дросселируемого давления тепловой сети.

1.5 Системы с импульсной подачей теплоносителя на основе одноклапанного ПП

В системах с импульсной подачей теплоносителя [59, 60, 66, 67] на основе одноклапанного ПП реализована возможность использования дросселируемого напора тепловой сети, а также возможность повышения коэффициента теплопередачи в теплообменном оборудовании. Схемное решение, предложенное в [59, 60, 66, 67], представлено на рисунке 1.7.

В качестве источника пульсаций использовалось гидродинамическое водоподъемное устройство, разработанное и запатентованное [86, 87] автором. Прототипом данного устройства является двухконтурный гидравлический таран. Исследования, проведенные Макеевым А. Н. на кожухотрубном теплообменнике при частоте колебаний до 1 Гц, позволили получить повышение коэффициента теплоотдачи на 12%. Греющий теплоноситель по трубопроводу Т1 через вентиль 8 из тепловой сети поступает на вход самовозбуждаемого генератора гидравлического удара 1, где разделяется на два потока: первый проходит через кран 11, второй через одноклапанный ПП 18, далее оба потока смешиваются и направляются на вход теплообменника 2. Греющий теплоноситель через вентиль 7 направляется в обратный трубопровод теплосети. При возникновении расхода через одноклапанный ПП 18, он начинает генерировать импульсы определенной частоты. Благодаря особой конструкции импульсного нагнетателя 3, содержащего эластичную диафрагму (на схеме не указана), создается движения низкотемпературного теплоносителя через систему обратных клапанов 13, 14 во втором гидравлическом контуре.



1 – самовозбуждаемый генератор гидравлического удара; 2 – водоводяной теплообменник; 3 – импульсный нагнетатель; 4 – тепловая нагрузка (калорифер); 5 – станция автономного водоснабжения; 6 – 17 запорно-регулирующая арматура; 18 – ПП одноклапанный; 19 – насос; 20 – гидроаккумулятор; 21,22 – первичные преобразователи расхода; 23 – 26 первичные преобразователи давления; 27 – 30 первичные преобразователи температуры.

Рисунок 1.7 – Схема экспериментальной установки системы теплоснабжения с импульсной подачей теплоносителя

Распределение тепловой нагрузки на отопление 4 и горячее водоснабжения (ГВС) осуществляли изменением положения открытия трехходовых кранов 16 и 17. В случае работы системы теплопотребления на ГВС или совместную тепловую нагрузку подпитка осуществляется из трубопровода холодной воды ХВ через вентиль 9. Обратный клапан 15 препятствует поступлению холодной воды в систему ГВС, минуя водоводяной теплообменник 2. Вентиль 6, в зависимости от степени открытия, позволяет осуществлять частичное или полное гашение колебаний путем включения в гидравлический контур гидроаккумулятора 20. Циркуляционный насос 19 станции автономного водоснабжения 5 обеспечивает циркуляцию низкотемпературного теплоносителя при работе системы теплоснабжения в традиционном режиме циркуляции теплоносителей.

Результаты моделирования, приведенные в [60] для кожухотрубного теплообменника, показывают высокий потенциал повышения коэффициента теплоотдачи при импульсном режиме до 80 %. В качестве источника пульсаций использовалось гидродинамическое водоподъемное устройство, разработанное и запатентованное [81] автором. Прототипом данного устройства является двухконтурный гидравлический таран. Использование данного решения позволяет использовать располагаемый напор высокотемпературного теплоносителя для создания циркуляции в другом гидравлически несвязанном контуре. Схема, предложенная Макеевым А.Н., отличается простотой и минимальными затратами для создания импульсного режима течения теплоносителя. Используемые узлы просты в изготовлении.

Организация импульсной циркуляции теплоносителя в контуре отопления здания с позонной подачей теплоносителя путем применения гидродинамического водоподъемного устройства предложена в [79]. В схему здания с двумя зонами циркуляции теплоносителя устанавливаются ПП одноклапанной конструкции. Циркуляция теплоносителя в нижней зоне осуществляется при помощи циркуляционного насоса. В данном контуре циркуляции теплоносителя установлен одноклапанный ПП. Он создает пульсации потока теплоносителя, сопровождающиеся пульсационным повышением давления теплоносителя. Под действием пульсационного повышения давления теплоноситель через обратный клапан нагнетается в гидроаккумулятор, откуда и направляется в подающий трубопровод верхней зоны циркуляции. В результате применения ПП становится возможным создать напор в подающем трубопроводе циркуляционного насоса выше его напорной характеристики. Данная схема выполнена на основе ПП одноклапанной конструкции, что лишает его регулирования расходов по зонам циркуляции, т.к. для работы одноклапанного ПП изменения расхода через него должны быть минимальными.

Создание импульсной циркуляции в контуре автономной системы отопления при помощи ПП рассматривается в [80]. Автономная система отопления состоит из замкнутого контура, в котором при помощи насоса циркулирует теплоноситель. ПП в ней используется для создания импульсного режима течения теплоносителя в отопительных приборах, а так же для повышения напора теплоносителя,

закачиваемого в воздушный колпак. Из воздушного колпака жидкость с высоким давлением подается на струйный кавитатор, который используется в качестве теплогенератора в данной схеме. Для компенсации температурного изменения объема, а также для предотвращения резонансных явлений предусматривается установка расширительной емкости. Импульсный режим будет распространяться только на участок между расширительной емкостью и ПП, что снизит эффективность влияния пульсаций расхода на снижение образования отложений на поверхностях нагрева.

Импульсные системы на основе ПП – одно из направлений работы кафедры теплоэнергетических систем Мордовского государственного университета им. Н.П. Огарева. В частности, разрабатываются системы теплоснабжения с двухплечевыми прерывателями потока. В результате применения импульсного режима возможно повышение коэффициента теплоотдачи[112] и использование дросселируемого напора тепловой сети. Необходимо знать реакцию системы на изменение параметров при пульсациях, т.к. от этого зависит работоспособность ПП, а также величина коэффициента теплопередачи и объем перекачиваемой жидкости при использовании ПП в качестве повысительного насоса, а так же прогнозировать возможные нестационарные режимы работы и возможное возникновение резонансного режима, при котором возможно резкое увеличение амплитуды колебаний давления.

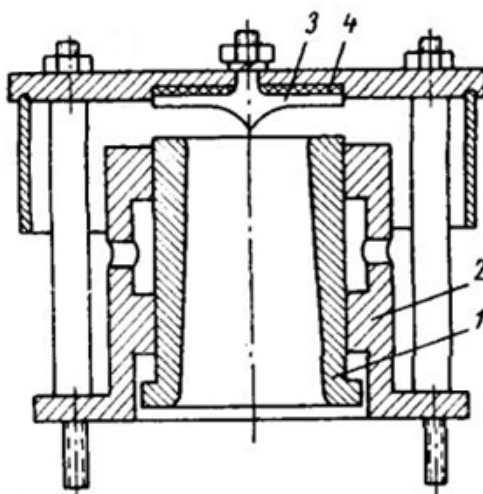
1.6 Конструкция ударных клапанов

Одним из основных элементов систем с импульсной подачей теплоносителя является ПП, от стабильности и качества работы которого зависит надежность и производительность всей системы. В литературе [75] приведено множество конструкций ПП, все они имеют одноклапанную конструкцию, которая работает устойчиво в открытых системах, где расход жидкости в контуре с ПП постоянен. Изменение расхода в контуре с одноклапанным ПП требует изменения силы, открывающей ударный клапан при понижении давления перед ним.

Основными деталями ПП являются ударные клапаны. По виду совершаемого движения они [75] делятся на вертикально-качательные и вертикально-поступательные. Первые совершают вертикально-качательные движения вокруг неподвижной оси. Такие клапаны обладают большей пропускной способностью, ими комплектовались тараны АНГ-50, УИЖ-К-100. Ударные клапаны, совершающие вертикально-качательные движения, как правило, способны работать при малых располагаемых напорах, обладают малым гидравлическим сопротивлением, но при этом имеют большее время закрытия и меньшую производительность.

Ударные клапаны с вертикально-поступательным движением движутся относительно какого-либо направляющего устройства. Такими клапанами комплектуются тараны ТГ и ЕрПИ. Ударные клапаны с вертикально-поступательным движением бывают тарельчатые и чашечные. Большее распространение получили клапаны тарельчатого типа различных модификаций. Эти клапаны обладают коротким временем закрытия, благодаря чему создают прямой удар даже при малых длинах питательного трубопровода. Однако они имеют большее гидравлическое сопротивление и большие напряжения, образующиеся в штоке ударного клапана.

Ударные клапаны чашечного типа лишены данных недостатков (рисунок 1.8).



1 – ударный клапан; 2 – направляющая; 3 – диск; 4 – амортизатор.

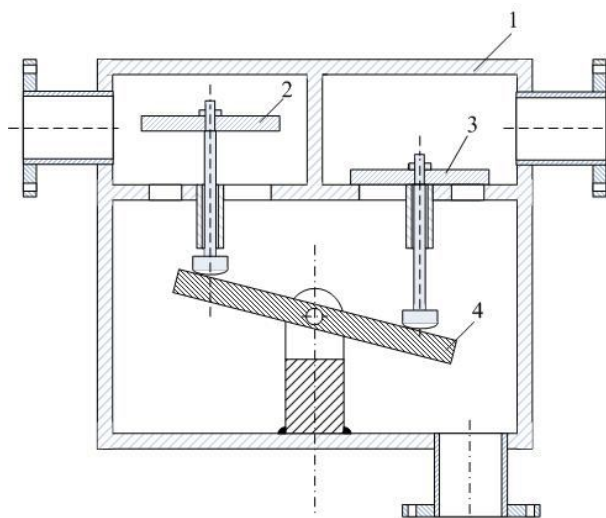
Рисунок 1.8 – Внешний вид ПП с чашечным клапаном:

Ударный клапан с чашечным клапаном, рассматриваемый в [76], выполненный в виде полого цилиндра поднимается и опускается в направляющем корпусе 2. При возникновении расхода через ударный клапан на него начинает действовать сила трения и разность давлений на торцевые площадки, благодаря которым клапан закрывается, ударяясь о неподвижный диск 3, закрепленный на резиновом амортизаторе 4. Чашечные ударные клапаны по сравнению с другими ударными клапанами имеют большую пропускную способность, а напряжения, возникающие на диске 3 минимальны. Чашечный клапан имеет два существенных недостатка: длительное закрытие клапана и требовательность к чистоте питательной воды.

Тарельчатые клапаны имеют большее гидравлическое сопротивление. Но применение тарельчатых клапанов, у которых время закрытия в разы меньше, более приемлемо, т.к. повышается КПД установки. В качестве усилия для открытия ударного клапана во время обратной волны гидравлического удара в таранных установках применяется груз определенной массы. В таком случае при работе ПП с тарельчатым клапаном в штоке возникают значительные усилия, которые могут привести к отрыву шейки штока. Поэтому большая часть веса всей клапанной системы должна располагаться на тарелке, а не на конце штока, и нельзя допускать удара клапана по металлическому седлу. Все это привело к созданию клапана с неподвижным штоком. В новой конструкции ударного клапана шток жестко крепился к корпусу при помощи резьбового соединения, а клапан двигался вдоль штока. Шток изготавливался из более мягкого материала по сравнению с клапаном. После замены тарельчатых ударных клапанов на клапаны с неподвижным штоком в [75] утверждается, что случаи разрыва штока сократились.

Работа при переменном расходе предусматривает изменение сил, действующих на ударный клапан, поэтому необходима конструкция ПП, которая изменяла бы величину возвращающей силы пропорционально изменению расхода. Конструкцией ПП такого типа является двухклапанный ПП коромыслового типа [86], представленный на рисунке 1.9. Он состоит из корпуса 1 с двумя входными и одним выходным отверстиями, двух ударных клапанов 2, 3, установленных в кор-

пусе на втулках, коромысла 4, закрепленного в корпусе с возможностью качательного движения.



1- корпус; 2, 3 – ударные клапаны; 4 – коромысло.

Рисунок 1.9 – Двухклапанный ПП коромыслового типа:

Запуск ударного узла газогидравлического устройства в работу производится либо однократным принудительным смещением клапанов специальным устройством запуска. При полностью закрытом ударном клапане 3, другой, за счет механизма воздействия коромысла 4, остается открытым и через него протекает весь расход теплоносителя. Клапан 2 будет находиться в открытом состоянии до тех пор, пока он под действием расхода теплоносителя не закроется и в канале перед ударным клапаном 2 не возникнет гидравлический удар. После того как положение ударных клапанов 2 и 3 изменится относительно друг друга на противоположное за счет их жесткой связи посредством коромысла, генерация гидравлического удара произойдет во входном канале перед ударным клапаном 3. Далее процесс повторится в той же последовательности и для другого ударного клапана, и будет повторяться автоматически до тех пор, пока будет присутствовать подача рабочей среды через ПП [86].

Хотя и двухклапанный ПП имеет ряд преимуществ (отсутствие возвратной пружины или груза), распространения в закрытых системах он не получил. В работе [66] используется ПП одноклапанной конструкции с возвратной пружинкой, представленный на рисунке 1.10. Ударный узел лишен груза, за счет сил тяжести

которого открывался ударный клапан в гидротаране, что снижает инерцию клапана и силу удара его о седло. Что в свою очередь снижает звуковые эффекты во время работы ударного клапана. В нем учтены все замечания к конструкциям ударных клапанов. Он выполнен в виде тарельчатого клапана, шток и клапан не имеют жесткой связи, но при этом данный ударный клапан рассчитан на жесткий диапазон расходов теплоносителя.



Рисунок 1.10 – ПП одноклапанной конструкции

ПП одноклапанной конструкции имеет ряд недостатков:

- узкий рабочий диапазон расходов;
- низкая пропускная способность.

Переход от использования в качестве возвращающего усилия, открывающего ударный клапан во время обратной волны гидроудара, силы тяжести груза к силе жесткости пружины позволил в закрытых системах повысить пропускную способность ударного клапана, т.к. сила упругости пружины увеличивается по мере ее сжатия, а сила тяжести груза не зависит от положения ударного клапана. Тем не менее, привязанность ударного клапана к фиксированному расходу усложняет его применение в системе теплоснабжения. Необходима конструкция ПП, способная самостоятельно изменять противодействующую на клапан силу с учетом расхода через него. Поэтому, проведя анализ различных конструкций ударных клапанов ПП, было установлено, что для работы в условиях переменных расходов ПП должен быть двухклапанной конструкции.

Выводы по главе

1) Повышение эффективности систем теплоснабжения связано с ростом коэффициента теплопередачи теплообменного оборудования и полезным использованием дросселируемого напора тепловой сети. Рост коэффициента теплопередачи в теплообменном оборудовании возможно осуществить при помощи устройств интенсификации теплоотдачи которые можно разделить на активные и пассивные. Параметры устройств (высота ребра, шаг навивки, толщина проволоки и т.д.) пассивных методов повышения коэффициента теплоотдачи рассчитываются, исходя из номинальных расходов теплоносителей, но их энергетическая эффективность при режимах, отличных от номинального, может быть отрицательна, потому целесообразнее применять активные методы повышения коэффициента теплоотдачи. Основным преимуществом активных способов интенсификации теплоотдачи является возможность настройки их в любом режиме работы теплообменника на оптимальные параметры. Наибольшим потенциалом повышения коэффициента теплоотдачи теплообменного оборудования является создание пульсаций потока теплоносителя.

2) Располагаемый напор на вводе в ИТП при независимом подключении абонентов зачастую превышает величину необходимую для обеспечения заданного расхода теплоносителя в греющем контуре, поэтому часть напора дросселируется в сужающих устройствах и регуляторах. В случае значительных расходов теплоносителя используют дополнительные насосные станции (на подающем и обратном трубопроводах) которые существенно увеличивают затраты на транспорт тепловой энергии.

3) Одноклапанный ПП работает не устойчиво и имеет узкий диапазон рабочих расходов. В связи с этим, актуальным является исследование, направленное на совершенствование конструкции ПП, способного работать в условиях переменных расходов, и развитие на его основе новых схемных решений для систем теплоснабжения.

Цели и задачи исследования

Проведенный анализ состояния вопроса позволил определить научную проблему исследования, которая состоит в обосновании устройства для создания импульсного режима течения теплоносителя, позволяющего повысить коэффициент теплоотдачи в теплообменном оборудовании, а также использовать дросселируемое давление тепловой сети для создания циркуляции в нагреваемом контуре.

Целью исследований является повышение эффективности системы теплоснабжения с независимым присоединением потребителей на основе повышения теплопередачи и трансформации части напора тепловой сети в нагреваемый контур за счет перехода к импульсной циркуляции греющего теплоносителя в индивидуальном тепловом пункте.

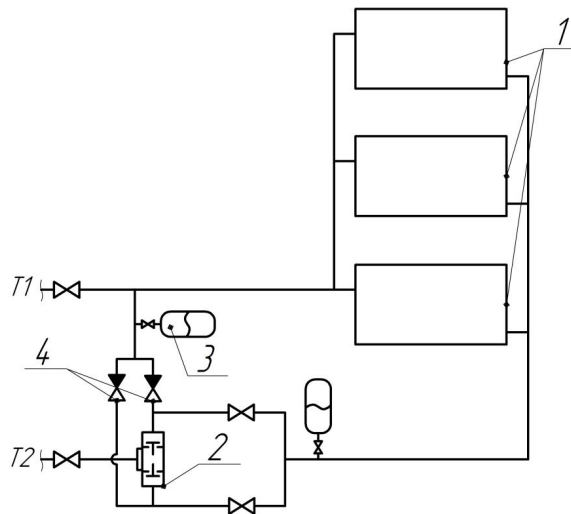
Для достижения этой цели требовалось решить следующие задачи исследований:

- провести анализ способов и средств повышения теплопередачи в системах теплоснабжения с независимым присоединением потребителей;
- разработать принципиальную схему ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя на основе двухклапанного ПП;
- разработать математическую модель функционирования двухклапанного ПП в закрытой системе теплоснабжения и гидравлической сети контура ГВС;
- разработать опытный образец двухклапанного ПП для конкретного применения его в ИТП;
- создать ИТП с опытным образцом двухклапанного ПП, провести его тепловые и гидравлические испытания;
- экспериментальным путем получить регрессионную зависимость коэффициента теплопередачи от расхода нагреваемого теплоносителя, температуры нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник, длины подводящего трубопровода к ударному клапану ПП;
- апробировать и внедрить ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в греющем контуре в системе теплоснабжения с независимым присоединением абонентов.

2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1 Схемы ИТП с двухклапанным ПП

Применение ПП двухклапанной конструкции в системах теплоснабжения требует разработки схем его подключения [53]. В случае зависимого присоединения абонентов к тепловой сети применение двухклапанного ПП позволяет организовать рециркуляцию теплоносителя в контуре отопления. Схема соединения двухклапанного ПП в системе теплоснабжения представлена на рисунке 2.1 [62].



1 – отопительные приборы абонентов; 2 – двухклапанный ПП; 3 – гидроаккумулятор; 4 – обратный клапан; T1, T2 – подающий и обратный трубопроводы соответственно.

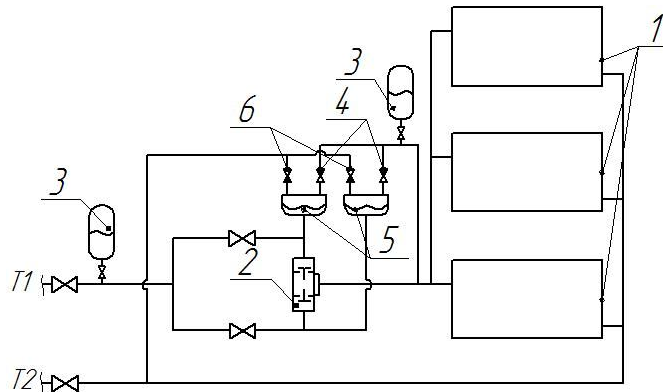
Рисунок 2.1 – Схема абонентского ввода с двухклапанным ПП

В схеме, представленной на рисунке 2.1, ПП 2 установлен в обратную линию системы отопления, что позволяет организовать систему рециркуляции теплоносителя – подачу теплоносителя из обратного трубопровода T2 в подающий трубопровод T1, т.е. ПП используется в качестве гидравлического преобразователя.

Теплоноситель из отопительных приборов 1 поступает в ПП 2 по двум трубопроводам, отдельно к каждому ударному клапану. Наличие расхода в системе отопления определяет гидродинамические силы, действующие на клапаны преобразователя потока, что вызывает закрытие одного из ударных клапанов ПП. При закрытии ударного клапана возникает волновой процесс колебания давления в трубопроводе перед ударным клапаном. При повышении давления, в результате

резкого торможения потока, давление в трубопроводе увеличивается, и часть жидкости из обратного трубопровода Т2 через обратные клапаны 4 поступает в гидроаккумулятор 3 и далее в подающий трубопровод Т1, где оба теплоносителя смешиваются. Повышение давления в подводящем трубопроводе к ударным клапанам сменяется его снижением ниже среднего значения. Гидростатические силы, действующие на закрытый ударный клапан, снижаются вследствие возникновения отрицательной волны колебания давления, что способствует смене положения ударных клапанов. Колебания давления теплоносителя в трубопроводе, генерируемые ударными клапанами, распространяются по трубопроводам с определенным коэффициентом затухания, т.е. с перемещением по длине трубопровода амплитуда колебаний давления теплоносителя снижается. Для демпфирования колебаний давления в обратном трубопроводе после отопительных приборов 1 устанавливается гидроаккумулятор. Так как закрытие ударных клапанов происходит поочередно, то в любой момент времени один из ударных клапанов находится в открытом положении, что снижает гидравлическое сопротивление ПП. Роль дроссельной шайбы, регулирующей расход в системе отопления, выполняет ПП. Устанавливая необходимую величину хода ударных клапанов, регулируется расход в системе отопления. В случае, когда параметры тепловой сети таковы, что нет возможности отрегулировать расход при помощи изменения гидравлического сопротивления ПП, установленного на обратном трубопроводе, ввиду недопустимого повышения давления в отопительных приборах системы отопления, тогда ПП необходимо устанавливать на подающем трубопроводе в соответствии со схемой, представленной на рисунке 2.2 [52]. В данной схеме ПП 2 установлен на подающей линии системы теплоснабжения. На трубопроводах перед ударными клапанами ПП устанавливаются мембранные насосы 5 с гидравлическим приводом. При закрытии ударного клапана происходит повышение давления жидкости в трубопроводе перед ударным клапаном. В результате повышения давления мембраны нагнетателей переместятся в верхнюю точку (период нагнетания), и часть жидкости через выпускные клапаны 4 нагнетается в гидроаккумулятор 3 и далее в подающий трубопровод после ПП 2. С понижением давления в трубопроводе на-

чинается период всасывания, при котором мембраны насосов 5 перемещаются вниз и часть жидкости из обратного трубопровода Т2 через впускные клапаны 6 всасывается в полость насоса.



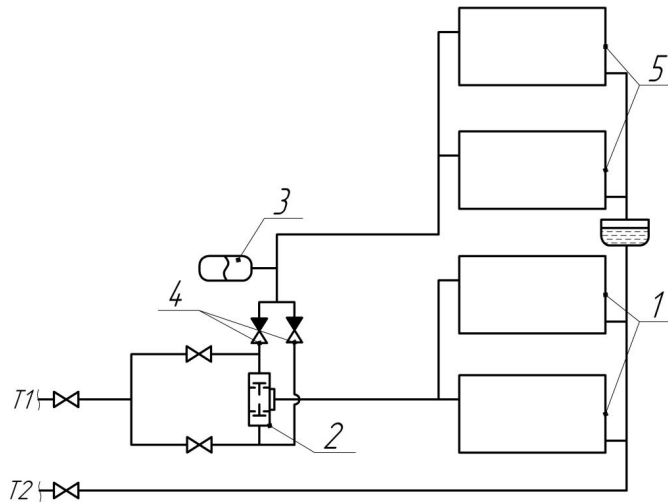
1 – отопительные приборы абонентов; 2 – двухклапанный ПП; 3 – гидроаккумулятор; 4 – впускной клапан; 5 – мембранный насос; 6 - выпускной клапан; Т1, Т2 – подающий и обратный трубопроводы соответственно

Рисунок 2.2 – Схема абонентского ввода с двухклапанным ПП и мембранными насосами

Рекомендуемая схема подключения мембранных насосов параллельная, что увеличивает производительность насосной установки по сравнению с последовательной схемой подключения мембранных насосов.

В случае применения импульсного режима течения теплоносителя на основе двухклапанного ПП возможно организовать систему отопления с зонным разделением без применения повысительного циркуляционного насоса для второй зоны циркуляции. Схема абонентского ввода на основе двухклапанного ПП с разделением системы отопления на две зоны циркуляции представлена на рисунке 2.3.

В данной схеме при помощи подводящих трубопроводов теплоноситель из тепловой сети поступает отдельно к каждому ударному клапану ПП 2, установленному на подводящем трубопроводе системы отопления. На каждом подводящем трубопроводе установлен обратный клапан 4, соединенный с подающим трубопроводом верхней зоны циркуляции системы отопления. Выходной патрубок ПП 2 соединен с подающим трубопроводом нижней зоны циркуляции системы отопления.

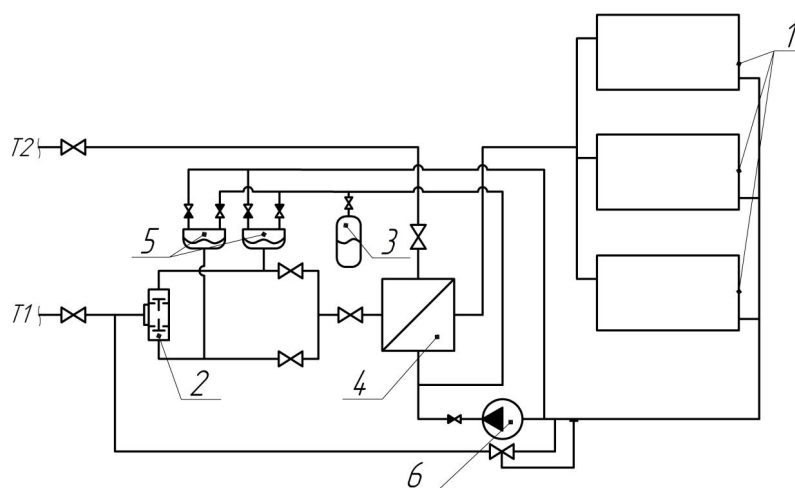


1 – отопительные приборы нижней зоны циркуляции; 2 - преобразователь потока;
3 – гидроаккумулятор; 4 – обратный клапан; 5 – отопительные приборы верхней зоны циркуляции; T1, T2 – подающий и обратный трубопроводы соответственно.

Рисунок 2.3 – Схема абонентского ввода для здания с двумя зонами циркуляции

Во время работы ПП 2 создается колебательный процесс, сопровождающийся колебанием давления в подводящих трубопроводах к ударным клапанам. При этом амплитуда колебаний давления зависит от параметров ПП 2 и скорости распространения упругих волн в жидкости. Во время периода повышения давления теплоноситель через обратные клапаны 4 поступает в гидроаккумулятор 3 и далее в подающий трубопровод системы отопления верхней зоны циркуляции. Остывший теплоноситель из отопительных приборов верхней зоны циркуляции подается в расширительный бак нижней зоны циркуляции системы отопления для предотвращения повышения давления в отопительных приборах. В схеме, представленной на рисунке 2.3, ПП используется в качестве повысительного насоса для подачи теплоносителя в верхние этажи здания.

В случае независимого подключения системы отопления к тепловой сети схема соединения представлена на рисунке 2.4. В данной схеме ПП 2 используется также как устройство для создания импульсного течения теплоносителя, позволяющего повысить коэффициент теплопередачи в теплообменнике системы отопления. В схеме, представленной на рисунке 2.4, ПП 2 установлен со стороны греющего теплоносителя на обратном трубопроводе.



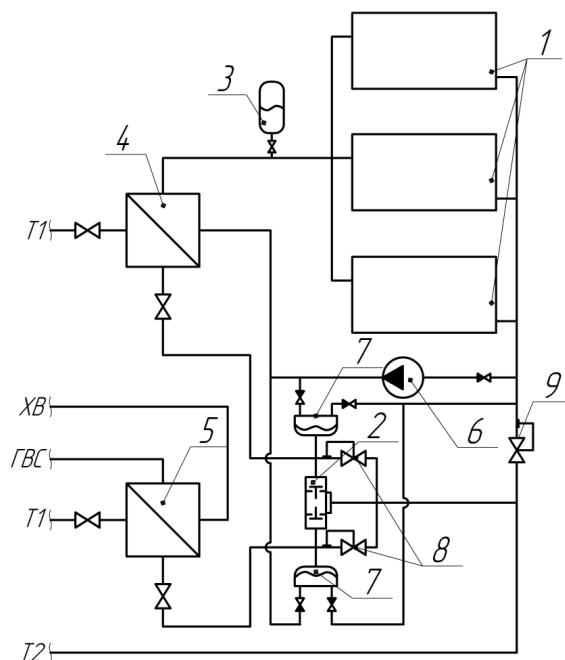
1- отопительные приборы абонентов; 2 – двухклапанный ПП; 3 – гидроаккумулятор; 4 – теплообменник системы отопления; 5 – мембранный насос; 6 – циркуляционный насос; T1, T2 – подающий и обратный трубопроводы соответственно.

Рисунок 2.4 – Схема импульсной системы для независимого подключения системы отопления

К каждому ударному клапану подключен подводящий трубопровод. Подводящие трубопроводы ударных клапанов соединены параллельно к обратному трубопроводу теплообменника 4 системы отопления. Выходной патрубок ПП 2 соединен с обратным трубопроводом тепловой сети. На каждом подводящем трубопроводе установлен мембранный насос 5. Контур отопления замкнутый и состоит из параллельно соединенных отопительных приборов 1, к которым последовательно подключена насосная группа и теплообменник 4 системы отопления. Подпитка контура осуществляется из обратного трубопровода греющего теплоносителя после ПП 2 во всасывающий трубопровод циркуляционных насосов. Насосная группа состоит из одного центробежного 6 и двух мембранных насосов 5. Все насосы подключены параллельно. Всасывающий патрубок мембранных насосов 5 соединен с обратным трубопроводом системы отопления, а напорный – с входным патрубком теплообменника 4. Работа ПП 2 заключается в создании колебаний давления в подводящих трубопроводах. Во время понижения давления в подводящем трубопроводе, на котором установлен мембранный насос 5, силы, действующие на мембрану, распределяются таким образом, что мембрана переместится вниз и произойдет период всасывания. При повышении давления в подводящем

трубопроводе мембрана насоса переместится в верхнюю точку, и произойдет нагнетание теплоносителя. Расход, создаваемый мембранными насосами, ниже необходимого для системы отопления, т.к. расход греющего теплоносителя ниже расхода в системе отопления. Потому необходимо устанавливать циркуляционный насос в контуре отопления. В случае применения данной схемы влияние пульсаций расхода на коэффициент теплопередачи незначительно, т.к. пульсации расхода, создаваемые ударными клапанами ПП, взаимно компенсируются и затухают по длине трубы. В итоге, импульсный режим течения теплоносителя оказывает незначительное влияние на теплообмен.

Ввиду того, что теплообменники отопления и системы ГВС располагаются в одном здании (ИТП), то целесообразнее пользоваться схемой, представленной на рисунке 2.5 [61].



1- отопительные приборы абонентов; 2 – двухклапанный ПП; 3 – гидроаккумулятор; 4 – теплообменник системы отопления; 5 – теплообменник системы горячего водоснабжения; 6 – циркуляционный насос; 7 – мембранный насос; 8 – регулятор давления «до себя»; 9 – регулятор давления «после себя»; T1, T2 – подающий и обратный трубопроводы соответственно.

Рисунок 2.5 – Схема ИТП с импульсной циркуляцией на основе двухклапанного ПП

Данная схема позволяет одновременно использовать влияние импульсного расхода на коэффициент теплопередачи, а также использовать дросселируемый

напор тепловой сети, и представляет собой схему индивидуального теплового пункта с независимым подключением к тепловой сети. Теплообменники ГВС 5 и отопления 4 к тепловой сети подключены параллельно в подводящие трубопроводы ударных клапанов ПП 2. Последовательно с теплообменниками на подводящих трубопроводах установлены мембранные насосы 7. Выходной патрубок ПП 2 соединен с обратным трубопроводом тепловой сети. ПП 2 со стороны каждого ударного клапана байпасирован регулятором давления «до себя» 8. Контур отопления состоит из последовательно соединенных насосной группы циркуляционных насосов теплообменника отопления 4 и отопительных приборов абонентов 1.

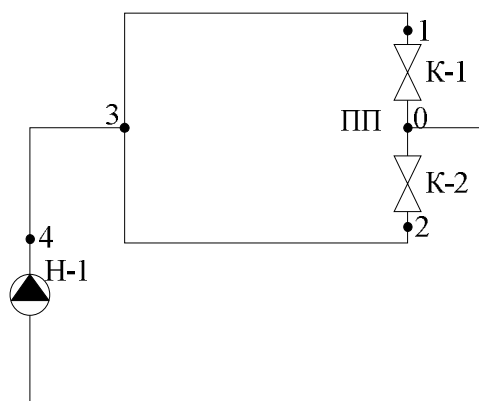
Подпитка контура отопления производится во всасывающий трубопровод циркуляционных насосов из обратного трубопровода греющего контура после ПП 2. Принцип работы данной схемы аналогичен схемам, представленным на рисунках 2.1 – 2.4.

Отличительной особенностью данной схемы является то, что теплообменники установлены на подводящих трубопроводах к ударным клапанам ПП. Это снижает расстояние от источника пульсаций до теплообменника, благодаря чему колебания доходят до теплообменника без изменения амплитуды и длины волны. В случае аварийной ситуации, когда может произойти заклинивание клапанов в одном положении, давление в подводящих трубопроводах начинает возрастать и при достижении установленной величины открывается регулятор давления «до себя» 8, что препятствует полному прекращению расхода теплоносителя. При понижении давления в обратном трубопроводе системы отопления ниже установленной величины регулятор давления «после себя» 9 открывается и подпитывает систему отопления.

В случае применения схемы, представленной на рисунке 2.4, когда оба клапана ПП запитаны от одной линии, увеличивается надежность данной схемы по сравнению со схемой, представленной на рисунке 2.5. Основными неисправностями ПП является заклинивание клапана в крайнем положении. В случае неисправности ПП полного перекрытия трубопровода не произойдет, т.к. конструкция ПП такова, что при закрытии одного из клапанов другой полностью открыт.

2.2 Описание колебаний в замкнутой гидравлической системе

Для рассмотрения колебательных процессов в греющем теплоносителе [44, 57] реальную систему представим в виде идеализированной элементарной схемы с указанными характерными точками, рисунок 2.6.



К-1 и К-2 ударные клапаны ПП, Н-1 – циркуляционный насос.

Рисунок 2.6 – Схема экспериментальной установки с указанными характерными точками

Длины участков трубопроводов между точками 1-3-4 L_{1-3-4} и 2-3-4 L_{2-3-4} равны между собой $L_{1-3-4} = L_{2-3-4} = L_1$, а длина участка трубопровода между точками 1-3-4-0-4 и 2-3-4-0-4 равна L . Т.к. расстояние между клапанами К-1 и К-2 относительно мало, то в некоторых случаях (в случае открытого ударного клапана) точки 0, 1, 2 можно считать совпавшими.

В замкнутом трубопроводе источником движения жидкости с расходом Q является насос Н-1. Будем считать, что распространение возмущающего колебательного процесса одномерное и волна – продольная. В случае резкого изменения расхода теплоносителя в трубопроводе возникает волновой процесс – колебание скорости теплоносителя. Соответствующая фазовая скорость равна a , м/с скорости распространения упругих колебаний в жидкости. В идеальной жидкости возникают две волны: отраженная (против стационарного движения) и прямая (совпадающая по направлению с \vec{v}_0). Источником резкого перепада давлений и возникновения колебаний являются ударные клапаны К-1 и К-2 в закрытом состоя-

нии, поэтому возникают две волны: обратная на участке трубопровода 1-3-4 и прямая 4-3, которая в точке 3 раздваивается и образует две волны разной длины: 4-3-1 длиной L_1 и 4-3-2-0-4 длиной L . В случае идеальной жидкости (в которой отсутствуют силы внутреннего трения) уравнения колебаний

$$\begin{cases} u_1 = A_m \sin(\omega t - kx), \\ u_2 = A_m \sin(\omega t + kx), \end{cases} \quad (2.1)$$

где A_m – амплитуда колебаний, м;

ω – круговая частота, рад/с;

kx – фаза колебаний, рад.

$$\omega = \frac{2\pi}{T}, \quad (2.2)$$

$$k = \frac{2\pi}{\lambda}. \quad (2.3)$$

где T – период колебаний, с;

λ – длина волны, м.

На границе сред волна отражается, и ее фаза скачком меняется на π . В случае идеальной жидкости амплитуда колебаний A_m предполагается для u_1 и u_2 одинаковой и постоянной. В реальной жидкости за счет сил вязкого трения амплитуда $A_m = A_m(t)$ и поэтому для прямой и обратной волн амплитуды разные (между ними есть временной интервал). Для идеальной жидкости в случае сложения прямой и отраженной волн формируется стоячая волна

$$u = u_1 + u_2 = 2A_m \cos(kx) \sin(\omega t). \quad (2.4)$$

Для реальной установки необходимо учесть два фактора:

1) Если волна u_1 возникает в момент времени $t = t_0$ (а не $t=0$), то волна u_2 возникает позже, т.е. в момент времени

$$t = t_0 + \frac{L_1}{a}. \quad (2.5)$$

2) В реальной жидкости за счет диссипативных эффектов происходит затухание колебаний вследствие сил воздействия внутреннего трения жидкости, которое характеризуется коэффициентом затухания [109, 116]

$$\delta = \frac{\eta}{2M}, \quad (2.6)$$

где η – коэффициент динамической вязкости жидкости, Па/с;

M – масса жидкости в трубопроводе, кг.

Масса воды с учетом того, что сечения трубопроводов одинаковы и равны S , на участке трубопровода L_{1-3} и L_{1-2}

$$M_1 = \rho S L_1, \quad (2.7)$$

Уравнение колебаний с учетом коэффициента затухания [109]

$$u_{1m} = A_{0m} e^{\delta(t_0-t)}, \quad (2.8)$$

$$u_{2m} = A_{0m} \cdot e^{\delta(t_1-t)} = u_{1m} \cdot e^{\frac{\delta L_1}{a}}, \quad (2.9)$$

$$u_1(t, x) = u_{1m} \sin(\omega(t - t_0) - kx), \quad (2.10)$$

$$u_2(t, x) = e^{\frac{\delta L_1}{a}} u_{1m} \sin\left(\omega\left(t - t_0 - \frac{L_1}{a}\right) + kx\right). \quad (2.11)$$

Суммарное колебание $u(t, x) = u_1(t, x) + u_2(t, x)$ т.е.

$$u(t, x) = A_0 e^{\delta(t_0-t)} \left[\sin(\omega(t - t_0) - kx) + e^{\frac{\delta L_1}{a}} \sin\left(\omega\left(t - t_0 - \frac{L_1}{a}\right) + kx\right) \right]. \quad (2.12)$$

Аналогичные формулы получим для второй волны с частотой ω_1 и колебательным числом k_1 . Выражение (2.12) можно преобразовать к виду

$$u(t, 0) = A_0 e^{\delta(t_0-t)} \cdot D \cdot \sin[\omega(t - t_0) + \alpha], \quad (2.13)$$

где

$$D \cdot \cos \alpha = 1 + e^{\frac{\delta L_1}{a}} \cos \frac{L_1}{a}, \quad (2.14)$$

$$D \cdot \sin \alpha = -e^{\frac{\delta L_1}{a}} \sin \frac{L_1}{a}, \quad (2.15)$$

В явном виде

$$\left\{ \begin{array}{l} D = \sqrt{1 + e^{\frac{2\delta L_1}{a}} + 2 \cdot e^{\frac{\delta L_1}{a}} \cos \frac{L_1}{a}}, \\ \operatorname{tg} \alpha = - \frac{e^{\frac{2\delta L_1}{a}} \sin \frac{L_1}{a}}{1 + e^{\frac{\delta L_1}{a}} \cos \frac{L_1}{a}}. \end{array} \right. \quad (2.16)$$

2.3 Определение параметров k и ω в случае колебания жидкости в замкнутом трубопроводе

Для определения k и ω в (2.12, 2.13) необходимо определить период колебаний T и длину волны λ . Источником длины волны λ (по X) служит замкнутая труба [30, 31, 111]. Длина волны колебаний λ равна

$$\lambda = 4L, \quad (2.17)$$

и соответственно для клапана К-1 $\lambda_1 = 4L_1$.

Связь фазовой скорости с другими параметрами известна

$$a = \frac{\lambda}{T} = \frac{\lambda_1}{T_1}. \quad (2.18)$$

И потому

$$T = \frac{4L}{a}, \quad T_1 = \frac{4L_1}{a_1},$$

$$k = \frac{\omega}{a} = \frac{\pi}{2L} \quad \text{и} \quad k_1 = \frac{\pi}{2L_1},$$

$$\omega = \frac{\pi a}{2L}, \quad \omega_1 = \frac{\pi a_1}{2L_1}.$$

Если колебания вызваны приращением давления Δp в точке $x=0$, то получим

$$v(x) = \frac{\Delta p}{\rho a} = 2A_m \omega \cos(kx), \quad (2.19)$$

$$v_1(x) = \frac{\Delta p}{\rho a} = 2A_{1m} \omega_1 \cos(k_1 x_1)$$

и в точке $x=0$

$$v(0) = 2A_m \omega = \frac{\pi a A_m}{L}, \quad v_1(0) = 2A_{1m} \omega_1 = \frac{\pi a A_{1m}}{L_1}. \quad (2.20)$$

Так как $\frac{\Delta p}{\rho a} = const$, то u_m , u_{1m} различны и определяются по

$$u_m = \varepsilon \cdot L, \quad u_{1m} = \varepsilon \cdot L_1, \quad (2.21)$$

где $\varepsilon = \frac{\Delta p}{\rho a^2}$. Импульс Δp возник в момент $t=t_0$. В случае открытого клапана ско-

рость складывается из постоянной v_0 , задаваемой насосом и колебательной составляющей скорости [97, 99]

$$v = v_0 + v_m \sin \omega(t - t_0) + v_{1m}(t) \sin \omega_1(t - t_0). \quad (2.22)$$

Уравнение (2.22) - с учетом затухания волн

$$v = v_0 + v_m \sin[\omega(t - t_0) + \alpha] + v_{1m}(t) \sin[\omega_1(t - t_0) + \alpha]. \quad (2.23)$$

2.4 Возникновение фаз и формирование отраженной волны

В момент времени t_0 происходит закрытие одного из двух ударных клапанов – зарождение волнового процесса колебаний расхода теплоносителя. За время

$$t_1 - t_0 = \frac{L_1}{a}, \quad (2.24)$$

волна возмущения со скоростью a распространяется по участку трубопровода 1-3-4 длиной L_1 [25-28]. В результате формируется волна с частотой $\omega_1 = \frac{\pi a}{2L_1}$. И по-

сле момента $t_1 = t_0 + \frac{L_1}{a}$ эта волна присутствует в цепи 4-3-1 как прямая. В момент

времени t_1 возникает также волна с частотой $\omega = \frac{\pi a}{2L}$ [5, 116], эта прямая волна

начинает накладываться на отраженную в точке 4 в момент

$$t_2 = t_1 + \frac{L}{a} = t_0 + \frac{L_1}{a} + \frac{L}{a}. \quad (2.25)$$

И только с момента времени

$$t_3 = t_2 + \frac{L}{a} = t_0 + \frac{L_1 + 2L}{a}. \quad (2.26)$$

В обеих цепях присутствуют колебательные волны с частотами ω и ω_1 [6, 44, 66]. Итоговая волна будет складываться из двух волн с частотами ω и ω_1 . Суммарная волна 1-ый раз вернется в точку 1 (точка зарождения колебаний в момент времени t_0) через

$$\Delta t_4 = t_4 - t_0 = \frac{2(L_1 + L)}{a}, \quad (2.27)$$

т.е. $t_4 = t_0 + \frac{2(L_1 + L)}{a}$.

В момент времени t_0 возникает отраженная волна

$$y_1(t, x) = y_{1m} \sin(\omega_1(t - t_0) - k_1 x),$$

где с учетом затухания $u_{1m} = A_{0m} e^{\delta(t_0 - t)}$,

Соответствующая скорость колебаний

$$v_1(t, x) = v_{0m} e^{\delta(t_0 - t)} B_1 \cos[\omega_1(t - t_0) + \beta_1 - kx], \quad (2.28)$$

где $B_1 = \sqrt{\delta^2 + (\omega_1)^2}$, $\beta_1 = \arctg \frac{\delta}{\omega_1}$. В точке $x \approx 0$ получаем

$$v_1(t, 0) = A_0(t) \cos[\omega_1(t - t_0) + \beta_1], \quad (2.29)$$

$$v_1(t, 0) = B_1 A_{0m} e^{\delta(t_0 - t)} = v_{10}(t). \quad (2.30)$$

Т.к. волна возникает в точке 1 в момент времени t_0 , то

$$v_{10}(t_0) = B_1 A_{0m} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot a}, \quad (2.31)$$

полагая что

$$\Delta p = \frac{v_0^2}{8} \rho. \quad (2.32)$$

Таким образом

$$v_{1\max} = B_1 A_{0m} = \frac{v_0^2}{8\rho a}. \quad (2.33)$$

Окончательно можно положить

$$v_1(t, 0) = \frac{v_0^2}{4\rho \cdot a} e^{\delta(t_0-t)} \cos[\omega_1(t-t_0) + \beta_1], \quad (2.34)$$

для момента времени t ($t_0 \leq t < t_0 - t_1$). Прямая волна возникает в момент времени t_1 в точке 4

$$u_2(t, x) = u_{2m} \sin(\omega_1(t-t_0) - k_1 x), \quad (2.35)$$

$$u_{2m} = A_{0m} e^{\delta(t_0-t)} = u_{1m} e^{\frac{\delta L_1}{a}}. \quad (2.36)$$

И с момента t_2 в точке 1 действует суммарная волна ($x \approx 0$) с частотой ω_1 и скоростью колебаний

$$v_1(t, 0) = \frac{v_0^2}{4\rho a} D_1 \cdot e^{\delta(t_0-t)} \cos[\omega_1(t-t_0) + \beta_1], \quad (2.37)$$

$$D = \sqrt{1 + e^{\frac{2\delta L_1}{a}} + 2 \cdot e^{\frac{\delta L_1}{a}} \cos \frac{L_1}{a}}, \quad (2.38)$$

$$\alpha = -a \operatorname{arctg} \left(\frac{e^{\frac{2\delta L_1}{a}} \sin \frac{L_1}{a}}{1 + e^{\frac{\delta L_1}{a}} \cos \frac{L_1}{a}} \right), \quad (2.39)$$

$$\beta_1 = \alpha_1 + a \operatorname{arctg} \left(\frac{\delta}{\omega_1} \right). \quad (2.40)$$

Из (2.37) следует, что в момент t_1

$$v_1(t_1, 0) = \frac{v_0^2}{4\rho a} e^{\frac{L_1}{a}} \cos \beta_1, \quad (2.41)$$

положим

$$v_{1m}(t_1) = \frac{\Delta p}{\rho a}. \quad (2.42)$$

Т.е перепад давления, порождающий волну с частотой ω , в точке 4

$$v_{1m}(t_1) = \frac{\Delta p}{\rho a} \cdot e^{\frac{L_1}{a}} \cos \beta_1,$$

в промежуток времени $t_1 \leq t < t_3$ в точке $x=0$

$$v_1(t_1, 0) = v_{1m}(t_1) \cdot e^{\delta(t_1-t)} \cos[\omega(t-t_1) + \beta_1], \quad (2.43)$$

$$t_1 = \frac{L_1}{a}, \quad \beta = \operatorname{arctg} \frac{\delta}{\omega}.$$

С момента t_1 на $v_1(t, 0)$ накладывается обратная волна с частотой ω , и суммарная скорость

$$v(t, 0) = \frac{\Delta p_1}{\rho a} D \cdot e^{\delta(t_1-t)} \cos[\omega(t-t_1) + \beta], \quad (2.44)$$

$$D = \sqrt{1 + e^{\frac{2\delta L}{a}} + 2 \cdot e^{\frac{\delta L}{a}} \cos \frac{L}{a}}, \quad (2.45)$$

$$\alpha = -\operatorname{arctg} \left(\frac{e^{\frac{2\delta L}{a}} \sin \frac{L}{a}}{1 + e^{\frac{\delta L}{a}} \cos \frac{L}{a}} \right), \quad (2.46)$$

$$\beta = \alpha + \operatorname{arctg} \left(\frac{\delta}{\omega} \right), \quad (2.47)$$

при $t \geq t_3$.

2.5 Анализ работы двухклапанного ПП

2.5.1 Особенности работы открытого ударного клапана

Для описания работы открытого ударного клапана, представим его в виде упрощенной схемы, рисунок 2.7. В случае открытого ударного клапана через него имеется расход жидкости со скоростью v_1 в сечении с радиусом R . Над клапаном и под ним образуется зона, где скорость жидкости равна нулю и на клапан действует только статическая составляющая жидкости.

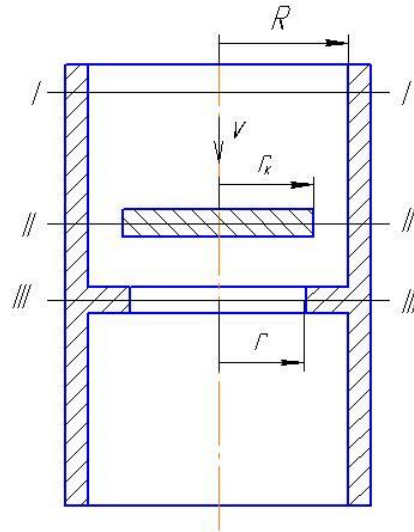


Рисунок 2.7 – Упрощенная схема ударного клапана

А так как радиус проходного сечения над клапаном и под ним различны, то скорость в сечении трубопровода I-I $v_I = v$ будет меньше скорости в сечении III-III $v_{III} > v_I$. Соответственно динамические составляющие давления в сечениях I-I и III-III

$$\frac{(v_{III})^2}{2} \rho > \frac{(v_I)^2}{2} \rho,$$

а приращения статических давлений (без учета ускорений) удовлетворяют – обратным неравенствам $\Delta p_{III} < \Delta p_I$,

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} (v_{III} - v_I)^2. \quad (2.48)$$

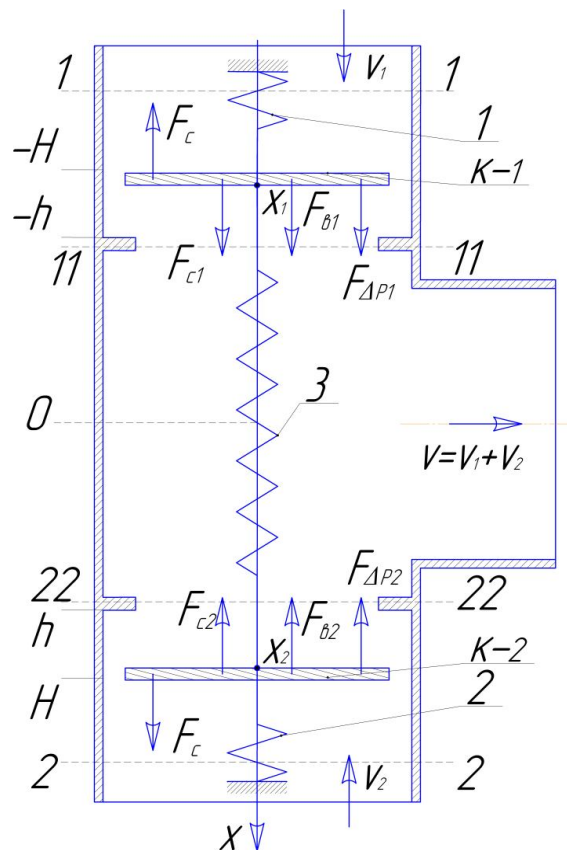
На клапан по направлению оси перемещения действуют силы статического давления по нормали к горизонтальным поверхностям $F_s = \Delta p \cdot S_k$. Силы давления (нормальные напряжения) с боковых сторон, направленные по нормали к данным поверхностям, уравниваются, а касательными напряжениями, ввиду малости площади поверхности боковых сторон клапана, можно пренебречь. Обозначив радиус трубы R в сечении I-I и радиус в сечении седла клапана r (сечение III-III) из закона неразрывности $Q_{III} = Q_I$, получаем $r^2 v_{III} = R v_I^2$ и из (2.48) следует, что

$$\Delta p = \frac{\rho(R^4 - r^4)}{2r^4} v^2, \quad (2.49)$$

значит

$$F_g = \Delta p \cdot \frac{\rho(R^4 - r^4)}{2r^4} v^2. \quad (2.50)$$

В случае закрытого клапана постоянная составляющая скорости течения теплоносителя равна $v_0=0$, а на клапан действуют только колебательная составляющая скорости. При анализе работы двухклапанного ПП необходимо учитывать силы: инерции движущихся частей $m\ddot{x}$; упругости пружин F_c ; давления жидкости F_g ; гидравлического сопротивления $F_{\Delta p}$, обусловленного разностью скоростей ударного клапана и теплоносителя. Схема ПП с указанием сил [31, 32, 46, 47], действующих на ударные клапаны, приведена на рисунке 2.8.



1, 2, 3 – пружины; K-1 – ударный клапан 1; K-2 – ударный клапан 2, x_1 и x_2 – координаты точки на поверхности ударного клапана K-1 и K-2 соответственно, h – положение закрытого ударного клапана, H – положение открытого ударного клапана.

Рисунок 2.8 – Схема ПП с указанием сил, действующих на ударные клапаны:

Дифференциальные уравнения, описывающие работу двухклапанного ПП

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 = -F_c + F_{c1} + F_{\delta 2} + F_{\Delta p 2}, \\ m\ddot{x}_2 = F_c - F_{c2} - F_{\delta 2} - F_{\Delta p 2}, \end{cases} \quad (2.51)$$

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 = -c(\Delta x) - c_1(x_1 - h) + \frac{\mu\rho S}{2}v_1^2 + \frac{\zeta_1\rho S}{2}(v_1 - \dot{x}_1)^2, \\ m\ddot{x}_2 = c(\Delta x) - c_2(x_2 - h) - \frac{\mu\rho S}{2}v_2^2 - \frac{\zeta_2\rho S}{2}(v_2 + \dot{x}_2)^2, \end{cases} \quad (2.52)$$

где m – масса ударного клапана, кг;

x_1, x_2 – координата ударных клапанов К-1 и К-2 соответственно, м;

c, c_2, c_1 – коэффициенты упругости пружин 3, 2, 1 соответственно, Н/м;

Δx – перемещение ударных клапанов К-1 и К-2, $\Delta x = H + h + x_1 - x_2$, м;

v_1, v_2 – скорость жидкости в сечениях 1-1 и 2-2 соответственно, м/с;

S – площадь ударного клапана, м².

Работу двухклапанного ПП рассмотрим по этапам, начиная с момента пуска двухклапанного ПП, при отсутствии колебаний расхода. До пуска двухклапанного ПП оба ударных клапана находятся в промежуточном положении. Для ударного

$$\text{клапана К-1 } \Delta p_1 = \frac{\rho(R^4 - r^4)}{2r^4}v^2 = \frac{\rho\mu}{2}v^2,$$

$$\mu = \frac{R^4 - r^4}{r^4}, \quad (2.53)$$

$$\text{для ударного клапана К-2 } \Delta p_2 = \frac{\rho\mu}{2}v_2^2.$$

Сила, действующая на ударный клапан, за счет его гидравлического сопротивления, возникающего при разности скоростей ударного клапана x_i и скорости теплоносителя v_i , равна

$$F_{\Delta p i} = \frac{\zeta}{2} \rho S (v_i - \dot{x}_i)^2. \quad (2.54)$$

С учетом того, что пружины 1, 2, 3 к ударным клапанам непосредственно не крепятся, а также учитывая, что они изначально сжаты, то уравнения (2.52) перепишем в виде

$$\begin{cases} m\ddot{x}_1 = -c(\Delta x) - c_1(x_1 + h) + \frac{\mu\rho S}{2}v_1^2 + \frac{\zeta_1\rho S}{2}(v_1 - \dot{x}_1)^2, \\ m\ddot{x}_2 = c(\Delta x) - c_2(x_2 - h) - \frac{\mu\rho S}{2}v_2^2 - \frac{\zeta_2\rho S}{2}(v_2 + \dot{x}_2)^2. \end{cases} \quad (2.55)$$

Положение ударных клапанов может меняться в пределах $-H \leq x_1 \leq -h$, $h \leq x_2 \leq H$. В формулах (2.55) v_2, v_1 могут принимать разные значения в зависимости от задачи. В последующих уравнениях полагаем, что массы клапанов $m_2 =$

$m_1 = m$. Введем коэффициенты $a_1 = \frac{c_1}{m}$, $a_2 = \frac{c_2}{m}$, $a_3 = \frac{c}{m}$, $b_1 = \frac{\mu\rho S}{2m}$, $b_2 = \frac{\zeta\rho S}{2m}$.

Дифференциальное уравнение сил при двух открытых клапанах с учетом введенных коэффициентов [106, 107]

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -a_3(\Delta x) - a_1(x_1 - h) + b_1v_1^2 + b_2(v_1 - \dot{x}_1)^2, \\ \ddot{x}_2 = a_3(\Delta x) - a_2(x_2 - h) - b_1v_2^2 - b_2(v_2 + \dot{x}_2)^2. \end{cases} \quad (2.56)$$

Начальные условия $x_1(0) = x_{10}$, $x_2(0) = x_{20}$, $\dot{x}_1(0) = \dot{x}_{10}$, $\dot{x}_2(0) = \dot{x}_{20}$, $v_1 = v_2 = \frac{v_0}{2}$, т.е. клапаны находятся в промежуточном положении $-H < x_1 < -h$, $h < x_2 < H$. Выбор начальных условий можно варьировать. Этот этап заканчивается, когда x_1 или x_2 принимают одно из крайних значений. При достижении $x_1 = -H$ (клапан К-1 полностью открывается) в уравнениях (2.56) ступенчато меняется начальное условие для \dot{x}_1 , а именно, полагается $x_1 = x(t) = -H$, $z_1 = z_1(t) = 0$, $x_2 = x_2(t)$, $z_2 = z_2(t)$, где t – время, за которое достигается $x_1(t) = -H$, т.е. при достижении ударным клапаном крайнего положения дальнейшее его движение ограничено конструктивно (дальнейшее его движение в данном направлении невозможно). При достижении $x_1(t) = -H$ начинается следующий этап. Он характеризуется тем, что в начальный момент скорость ударного клапана К-1 равна нулю. Дифференциальные уравнения при $x_1(t) = -H$ запишутся в виде

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -a_3(\Delta x) - a_1(x_1 - h) + (b_1 + b_2)v_1^2, \\ \ddot{x}_2 = a_3(\Delta x) - a_2(x_2 - h) - b_1v_2^2 - b_2(v_2 + \dot{x}_2)^2. \end{cases} \quad (2.57)$$

Во время предыдущего этапа в трубопроводе нет колебательного процесса и в силу постоянства радиуса R трубы можно считать, $v_2 = v_1 = \frac{v_0}{2}$, v_0 – постоянная скорости потока, создаваемая насосом.

Следующий этап более сложный, он характеризуется зарождением волн колебаний расхода теплоносителя. В некоторый момент времени t_0 происходит изменение расхода, породившего колебательный процесс, тогда в точке $x \approx 0$ получим:

$$v_2 \approx v_1 = \frac{1}{2} \left(v_0 + v_m \cos[\omega(t - t_0) + \alpha] + v_{1m}(t) \cos[\omega_1(t - t_0) + \alpha] \right), \quad (2.58)$$

где

$$\begin{cases} v_m = \omega A_{0m} D \cdot e^{\delta(t_0 - t)}, \\ v_{1m} = \omega_1 A_{0m} D \cdot e^{\delta(t_0 - t)}, \end{cases} \quad (2.59)$$

Это следует из формулы (2.8) дифференцированием. В случае наличия колебаний расхода теплоносителя, при достижении $x_1 = -H$ в уравнениях (2.59) ступенчато меняется начальное условие для \dot{x}_1 , а именно, полагается

$$x_1 = -H, \quad \dot{x}_1 = 0,$$

и продолжается интегрирование уравнений при данных условиях

$$-H \leq x_1 < -h, \quad h \leq x_2 < H.$$

При этом скорость теплоносителя v_2 и v_1 определяется по выражению (2.58).

Аналогично, при достижении $x_2 = H$, полагаются новые начальные условия

$$x_2 = H, \quad \dot{x}_1 = 0.$$

С ограничениями

$$-H \leq x_1 < -h, \quad h \leq x_2 < H.$$

При достижении $x_1 = -h$ на участке трубопровода 1-3 возникает отраженная волна. А расход теплоносителя продолжается через открытый ударный клапан К-2. Интегрируется следующая система уравнений ($v_1 = 0$, $v_2 = v$)

$$\begin{cases} 0 = -a_3(\Delta x) - a_1(x_1 - h) + (b_1 + b_2)v_1^2, \\ \ddot{x}_2 = a_3(\Delta x) - a_2(x_2 - h) - b_1v^2 - b_2(v + \dot{x}_2)^2, \end{cases} \quad (2.60)$$

где $x_1 = -h$, $h < x_2 < H$, а $v = v_0 + A_m \cos[\omega(t - t_0) + \alpha] + u_{1m} \cos[\omega_1(t - t_0) + \alpha_1]$;

t_0 - время возникновения колебания (изменения расхода теплоносителя). Интегрирование (2.60) продолжается до тех пор, пока не закроется ударный клапан К-2, т.е. $x_2 = h$.

При достижении $x_2 = h$, во 2-ой цепи возникает отраженная волна, расход теплоносителя продолжается через ударный клапан К-1. Скорости теплоносителя в трубопроводах перед ударными клапанами К-2 и К-1 соответственно равны $v_2=0$ и $v_1=v$. Уравнение сил, действующих на ударные клапаны

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -a_3(\Delta x) - a_1(x_1 - h) - b_1v^2 - b_2(v + \dot{x}_1)^2, \\ 0 = a_3(\Delta x) - a_2(x_2 - h) - (b_1 + b_2)v^2. \end{cases} \quad (2.61)$$

Интегрирование продолжается до закрытия 2-ого клапана, т.е. до $x_2 = h$. После этого переходим к системе (2.60).

2.5.2 Пояснение к процессу открытия клапанов и возникновению новой отраженной волны

Пусть в некоторый момент времени ударный клапан К-1 клапан закрыт, а К-2 открыт. Постоянная составляющая скорости течения теплоносителя через открытый ударный клапан равна v_0 , на участке трубопровода 3-1 расход отсутствует, и постоянная составляющая течения теплоносителя равна нулю. Но возмущения, вызванные резким изменением давления ΔP , вызвавшим колебание теплоносителя с некоторой амплитудной скоростью v , распространяются по участку трубопровода 1-3. Возмущение передается от точки 3 к точке 1, где отражается от закрытого клапана и возвращается в точку 3 и далее. При этом в точку 1 в идеале возвращается исходное статическое давление, но здесь следует иметь в виду два фактора:

- повышение давления в зоне 3-1 вызывает растяжение стенок труб и сжатие жидкости, которое затем сработает как пружина с большой жесткостью и отправит часть сжатой жидкости в открытый клапан;

- часть жидкости, во время обратного течения теплоносителя перейдя точку 3, попадет в участок 4-3-2-4, будет подхвачена потоком и уже не вернется в 1-3 (другая порция жидкости компенсирует ее во время понижения давления в трубопроводе).

Это значит, что импульсные колебания потока во время (при повышении давления в трубопроводе) обратного течения срабатывают как откачивающий насос и, следовательно, создадут разрежение в точке 1, которое с учетом действия пружин приведет к открытию ударного клапана К-1, и, в конечном итоге, к закрытию ударного клапана К-2.

2.5.3 Алгоритм расчета положения ударного клапана

Для решения системы дифференциальных уравнений численными методами (Рунге – Кутта 4-ого порядка точности) [46] необходимо понижение степени дифференциального уравнения, поэтому(2.57) запишется в виде

$$\begin{cases} z_1 = \dot{x}_1, \\ z_2 = \dot{x}_2, \\ \dot{z}_1 = -[a(h+H) + a_1h] - (a_1 + a)x_1 + a x_2 + b_1v_1^2 + b_2(v_1 - z_1)^2, \\ \dot{z}_2 = [a(h+H) + a_2h] + ax_1 - (a + a_2)x_2 - b_1v_2^2 - b_2(v_2 + z_2)^2. \end{cases} \quad (2.62)$$

Введя обозначения $B_1 = a(h+H) + a_2h$, $B_2 = a$, $B_3 = -(a + a_2)$, $B_4 = -b_1$, $B_5 = -b_2$, $A_1 = -[a(h+H) + a_1h]$, $A_2 = -(a_1 + a)$, $A_3 = a$, $A_4 = b_1$, $A_5 = b_2$, получим уравнения, удобные для решения численным методом [68]

$$\begin{cases} x_1 = u_1 \\ x_2 = u_2 \\ z_1 = u_3 \\ z_2 = u_4 \end{cases} \begin{cases} f_1(t, u_1, u_2, u_3, u_4) = u_3 = \dot{x}_1, \\ f_2(t, u_1, u_2, u_3, u_4) = u_4 = \dot{x}_2, \\ f_3(t, u_1, u_2, u_3, u_4) = A_1 + A_2u_1 + A_3u_2 + A_4(v_1)^2 + A_5(v_1 - u_3)^2, \\ f_4(t, u_1, u_2, u_3, u_4) = B_1 + B_2u_1 + B_3u_2 + B_4(v_2)^2 + B_5(v_2 + u_4)^2. \end{cases}$$

Начальные условия $u_1(t_0) = u_{10}$, $t_0 = 0$, $u_2(t_0) = u_{20}$, $u_3(t_0) = u_{30}$, $u_4(t_0) = u_{40}$. Дифференцирование ведется по алгоритму

$$t_k = t_0 + k\tau$$

где τ – шаг интегрирования, с,

При $k=0$ u_i – задаются $v_{1k} = v_1(t_k)$, $v_{2k} = v_2(t_k)$, $u_{1k} = u_1(t_k)$, $u_{2k} = u_2(t_k)$, $u_{3k} = u_3(t_k)$, $u_{4k} = u_4(t_k)$. Далее вычисляются

$$\begin{cases} S_{i1(k)} = f_i(t_k, u_{1k}, u_{2k}, u_{3k}, u_{4k}) \cdot \tau, \\ S_{i2(k)} = f_i(t_k + \frac{\tau}{2}, u_{1k} + \frac{1}{2}S_{i1(k)}, u_{2k} + \frac{1}{2}S_{21(k)}, u_{3k} + \frac{1}{2}S_{31(k)}, u_{4k} + \frac{1}{2}S_{41(k)}) \cdot \tau, \\ S_{i3(k)} = f_i(t_k + \frac{\tau}{2}, u_{1k} + \frac{1}{2}S_{i2(k)}, u_{2k} + \frac{1}{2}S_{21(k)}, u_{3k} + \frac{1}{2}S_{32(k)}, u_{4k} + \frac{1}{2}S_{42(k)}) \cdot \tau. \\ S_{i4(k)} = f_i(t_k + \frac{\tau}{2}, u_{1k} + \frac{1}{2}S_{i3(k)}, u_{2k} + \frac{1}{2}S_{23(k)}, u_{3k} + \frac{1}{2}S_{33(k)}, u_{4k} + \frac{1}{2}S_{43(k)}) \cdot \tau. \end{cases}$$

и находятся

$$u_{i(k+1)} = u_i + \frac{1}{6}(S_{i1(k)} + 2 \cdot S_{i2(k)} + 2 \cdot S_{i3(k)} + S_{i4(k)}), \quad (2.63)$$

т.е. $u_i(t_{k+1})$ [47, 110]. После выполнения каждого шага проверяются ограничения

$$-H \leq u_{1(k)} \leq -h,$$

$$H \leq u_{2(k)} \leq h.$$

В случае, когда условия $-H \leq u_{1(k)} \leq -h$ и $H \leq u_{2(k)} \leq h$ выполняются, вычисление продолжается по заданной схеме, т.е. начальные условия берутся из вычисленного предыдущего уравнения, либо частично сохраняются старые, в зависимости от этапа. При этом могут меняться функции $v_1(t)$ и $v_2(t)$.

При достижении на k -м шаге предельных значений $u_{1(k)} \leq -H$ (или соответственно $u_{2(k)} \leq H$), т.е. на данном шаге произошло полное открытие одного из ударных клапанов, скорость полностью открытого ударного клапана становится равной нулю, т.к. его дальнейшее движение в данном направлении невозможно, и в начальных условиях для вычисления величины $u_{i(k+1)}$ полагается, что (при $u_{1(k)} \leq -H$) $u_{1(k)} = -H$, $u_{3(k)} = 0$, а значение $u_{2(k)}$, $u_{4(k)}$ для следующего шага вычислений берутся из вычисленных значений, (при $u_{2(k)} \leq H$) $u_{2(k)} = H$, $u_{4(k)} = 0$, а $u_{1(k)}$, $u_{3(k)}$ берутся из вычисленных значений. Значения скорости теплоносителя в

трубопроводе непосредственно перед ударным клапаном $x \approx 0$ при условии $u_{2(k)} \leq H$ $u_{1(k)} \leq -H$, $v_1(t)$ и $v_2(t)$ вычисляются

$$v_1(t) = v_1(t) = \frac{v_0}{2} + v(t). \quad (2.64)$$

При достижении $u_{1(k)} \geq -h$ (закрытие ударного клапана К-1) в функциях f_2, f_4 меняются начальные условия $u_{1(k)} = -h$, $u_{3(k)} = 0$, а величины $u_{2(k)}$ и $u_{4(k)}$ берутся из вычисленных значений. Скорость жидкости в подводящем трубопроводе к ударному клапану К-1 на участке 1-3 будет равна

$$v_1(t) = \frac{v_0^2}{8\rho a} e^{\delta(t_k-t)} \left[D_1 \cos[\omega_1(t-t_k) + \beta_1] + e^{\frac{L_1}{a}} \cos \beta_1 \cdot \cos[\omega(t-t_k) + \beta] \right]$$

а на участке 2 равна-3 $v_2(t) = v_0 + v_1(t)$.

Предварительно вычисляются

$$\left\{ \begin{array}{l} D_1 = \sqrt{1 + e^{\frac{2\delta L_1}{a}} + 2 \cdot e^{\frac{\delta L_1}{a}} \cos\left(\frac{L_1}{a}\right)} = D(L_1), \\ \beta_1 = -\arctg\left(\frac{e^{\frac{\delta L_1}{a}} \cdot \sin\left(\frac{L_1}{a}\right)}{1 + e^{\frac{\delta L_1}{a}} \cos\left(\frac{L_1}{a}\right)}\right) + \arctg\left(\frac{\delta}{\omega_1}\right) = \beta(L_1, \omega_1), \\ D = \sqrt{1 + e^{\frac{2\delta L}{a}} + 2 \cdot e^{\frac{\delta L}{a}} \cos\left(\frac{L}{a}\right)} = D(L), \\ \beta = -\arctg\left(\frac{e^{\frac{\delta L}{a}} \cdot \sin\left(\frac{L}{a}\right)}{1 + e^{\frac{\delta L}{a}} \cos\left(\frac{L}{a}\right)}\right) + \arctg\left(\frac{\delta}{\omega}\right) = \beta(L, \omega). \end{array} \right.$$

Эти изменения сохраняются до тех пор, пока выполняется условие $u_{1(k)} \geq -h$.

В случае, когда $u_{2(k)} \leq h$, (закрытие ударного клапана К-2), в функциях f_3, f_4 начальные условия берутся для $u_{2(k)} = h$, $u_{4(k)} = 0$, а величины $u_{2(k)}$ и $u_{4(k)}$ берутся из вычисленных значений.

Скорость жидкости в подводящем трубопроводе к ударному клапану К-2

$$v_2(t) = \frac{v_0^2}{8\rho a} e^{\delta(t_k-t)} \left[D_1 \cos[\omega_1(t-t_k) + \beta_1] + e^{-\frac{L_1}{a}} \cos \beta_1 \cdot \cos[\omega(t-t_k) + \beta] \right],$$

в подводящем трубопроводе к ударному клапану К-1 $v_1(t) = v_0 + v_2(t)$.

Изменения сохраняются, пока выполняется условие $u_{2(k)} \leq h$, когда $-H < u_{1(k)} < -h$, и $H > u_{2(k)} > h$, (оба ударных клапана находятся в промежуточном положении), что может быть при пуске ПП. Когда отсутствует колебательная составляющая скорости жидкости, то $v_1(t) = v_2(t) = \frac{v_0}{2}$. В случае, когда условия $-H < u_{1(k)} < -h$ и $H > u_{2(k)} > h$ появляются во время работы ПП, тогда

$$v_1(t) = v_2(t) = \frac{v_0}{2} + v(t). \quad (2.65)$$

После каждого закрытия ударного клапана К-1 или К-2 ($u_{2(k)} \leq h, u_{1(k)} \geq -h$) генерируются колебания скорости жидкости, т.е. значения $v_{1(k)}(t) = v_{1(k)}(t_0)$ или $v_{2(k)}(t) = v_{2(k)}(t_0)$.

Изменение положения ударного клапана является важным параметром работы ПП, от которого зависит амплитуда колебаний давления в подводящем трубопроводе. На основании реальных значений скорости распространения упругих волн в жидкости, а также сопротивления ударного клапана, получили графики изменения положения ударного клапана во время работы ПП (рисунки 2.9, 2.10). Значения параметров для моделирования представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Значения параметров для моделирования положения ударного клапана

L_1	a	c_1	c_2	c_2	m_k
м	м/с	Н/м	Н/м	Н/м	кг
57	1200	1000	60	0	0,13
57	1200	2000	60	0	0,13
57	1200	1000	60	0	0,23
57	1200	1000	60	0	0,33

Жесткость пружины c_2 приравняли нулю т.к. в конструкции ПП, применяемого в опытах, она отсутствовала.

На основании результатов математического моделирования установлено, что частота колебаний клапана снижается с увеличением массы ударного клапана и со снижением жесткости центральной пружины.

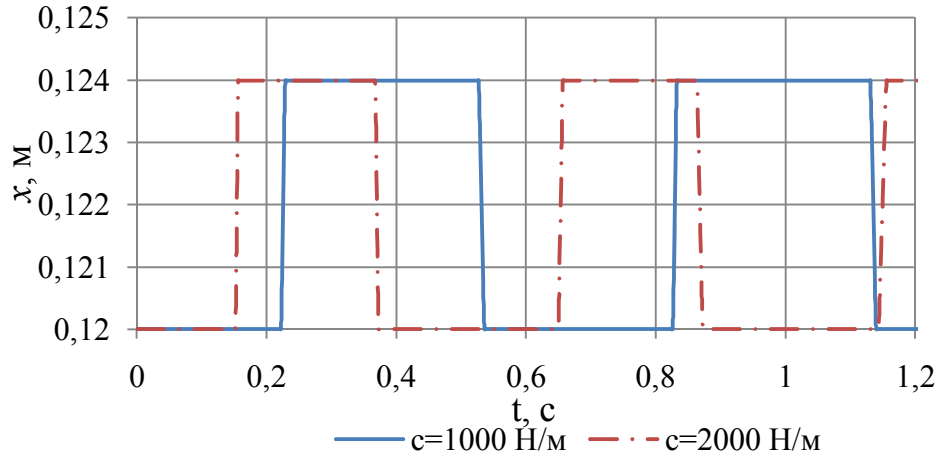


Рисунок 2.9 – Изменение положения ударного клапана при различной жесткости c центральной пружины

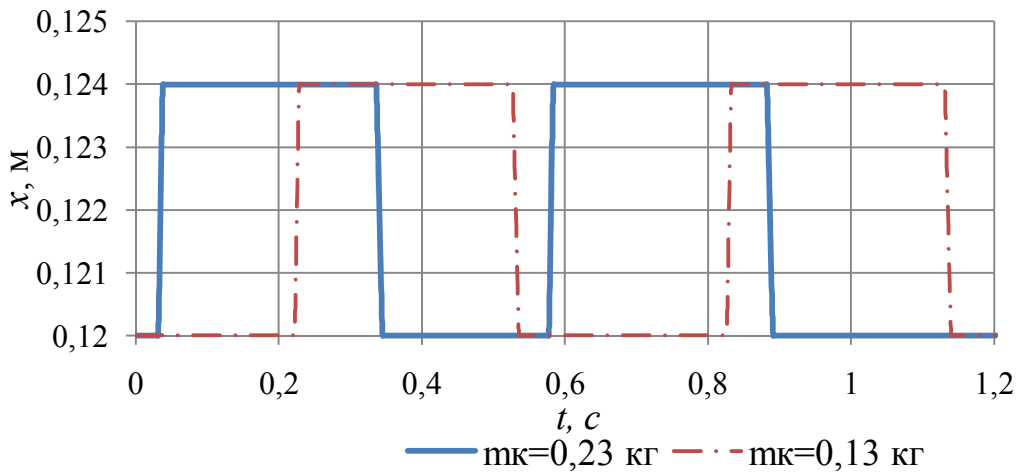


Рисунок 2.10 – Изменение положения ударного клапана при различной массе m_k ударного клапана

С изменением жесткости центральной пружины c в два раза, от 2000 Н/м до 1000 Н/м, при массе ударного клапана 0,13 кг период колебаний ударного клапана увеличился в 1,46 раз. С увеличением массы ударного клапана от 0,13 кг, до 0,23 кг период колебаний увеличился в 1,12 раза, что связано с инерцией клапана.

2.6 Энергетическая цепь подводящего трубопровода с теплообменником

Гидравлические процессы в контуре с двухклапанным ПП рассматриваются с помощью теории цепей. Энергетическая цепь [43, 76] одного плеча гидравлической сети представлена на рисунке 2.11, она включает два звена. Теплообменник с податливостью пластин l_1 , массой воды в каналах m_1 , активным гидравлическим сопротивлением r_1 , соединительный трубопровод с массой воды m_2 , активным гидравлическим сопротивлением r_2 , и податливостью материала трубопровода l_2 [76, 94, 95].

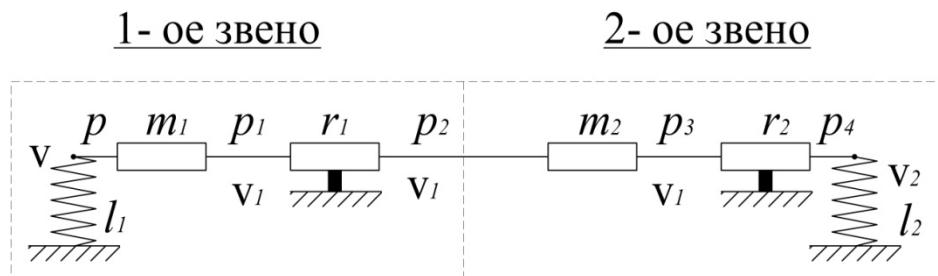


Рисунок 2.11 – Гидравлическая цепь подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником

Уравнение звеньев цепи:

$$\begin{cases} p = m_1 \dot{v}_1 + r_1 v_1^2 + p_2, \\ v = l_1 \dot{p} + v_1, \end{cases} \quad (2.66)$$

$$\begin{cases} p_2 = m_2 \dot{v}_1 + r_2 v_1^2 + p_4, \\ v_1 = l_2 \dot{p}_4 + v_2. \end{cases} \quad (2.67)$$

где p, p_4 – давление теплоносителя на входе в подводящий трубопровод и на выходе из него соответственно, Па;

v_1, v_2 – объемный расход теплоносителя на входе в подводящий трубопровод и на выходе из него соответственно, $\text{м}^3/\text{с}$.

Давление и объемный расход на входе в цепь

$$\begin{cases} p = m_1 \dot{v}_1 + r_1 v_1^2 + m_2 \dot{v}_1 + r_2 v_1^2 + p_4, \\ v = l_1 \dot{p}_2 + l_2 \dot{p}_4 + v_2. \end{cases} \quad (2.68)$$

Объемный расход и давление теплоносителя было представлено в виде постоянной составляющей и отклонения:

$$v = v_0 + \bar{v}, \quad p = p_0 + \bar{p}. \quad (2.69)$$

В этом случае ввиду малости $v^2 \approx v_0^2 + 2 v_0 \bar{v}$, $\dot{v} = \dot{\bar{v}}$ и т.п.

Уравнение на давление p

$$\begin{aligned} p = (m_1 l_2 + m_2 l_2) \ddot{\bar{p}}_4 + \bar{p}_4 + p_{40} + (m_2 + m_1) \dot{\bar{v}}_2 + \\ + (2r_1 v_{20} + 2r_2 v_{20}) \bar{v}_2 + (r_1 + r_2) v_{20}^2. \end{aligned} \quad (2.70)$$

С учетом введенных коэффициентов $a_1 = m_1 l_2 + m_2 l_2$, $a_2 = 1$, $b_1 = m_2 + m_1$, $b_2 = 2r_1 v_{20} + 2r_2 v_{20}$, уравнение (2.70) представим в виде

$$p = a_1 \ddot{\bar{p}}_4 + a_2 \bar{p}_4 + a_3 p_{40} + b_1 \dot{\bar{v}}_2 + b_2 \bar{v}_2 + b_3 v_{20}^2. \quad (2.71)$$

Уравнение на изображения

$$(a_1 s^2 + a_2) P_4(s) = -(b_1 s + b_2) V_2(s). \quad (2.72)$$

После соответствующих преобразований комплексное сопротивление цепи

$$Z(s) = \frac{P_4(s)}{V_2(s)} = \frac{-b_1 s - b_2}{a_1 s^2 + a_2}. \quad (2.73)$$

Частотная функция

$$Z(\Omega) = \frac{-b_1 j \Omega - b_2}{-a_1 \Omega^2 + a_2}. \quad (2.74)$$

Действительная часть частотной функции

$$U(\Omega) = \frac{b_2}{a_1 \Omega^2 - a_2}. \quad (2.75)$$

Мнимая часть частотной функции

$$V(\Omega) = \frac{b_1 \Omega}{-a_1 \Omega^2 + a_2}. \quad (2.76)$$

Амплитудно-частотная характеристика цепи

$$A(\Omega) = \sqrt{U^2(\Omega) + V^2(\Omega)}. \quad (2.77)$$

Фазочастотная характеристика

$$\varphi(\Omega) = -\operatorname{arctg} \frac{U(\Omega)}{V(\Omega)}. \quad (2.78)$$

Значения параметров системы и теплоносителя при импульсной подаче для моделирования АЧХ представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Значение параметров для моделирования АЧХ подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником

№ п/п	$r_1,$ $\frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}^3}$	$r_2,$ $\frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}^3}$	$V_0,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$	$m_1,$ кг	$m_2,$ кг	$l_1,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{Па}}$	$l_2,$ $\frac{\text{м}^3}{\text{Па}}$
1	0,1	0,5	0,07	60	4,5	0,00017	0,00011
2	0,1	0,5	0,07	80	4,5	0,00017	0,00011
3	0,5	0,5	0,07	110	4,5	0,00017	0,00011
4	0,5	0,5	0,07	60	4,5	0,0002	0,00011
5	0,5	0,5	0,07	60	4,5	0,00006	0,00011
6	0,5	0,5	0,07	60	4,5	0,00017	0,00011
7	0,5	0,5	0,07	60	4,5	0,00017	0,00011
8	0,5	0,5	0,1	60	4,5	0,00017	0,00011
9	0,5	0,5	0,15	60	4,5	0,00017	0,00011

Графики теоретических АЧХ подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником, вычисленных в соответствии со значениями параметров для моделирования из таблицы 2.2, представлены на рисунке 2.12. От сопротивления трубопроводов АЧХ практически не зависит.

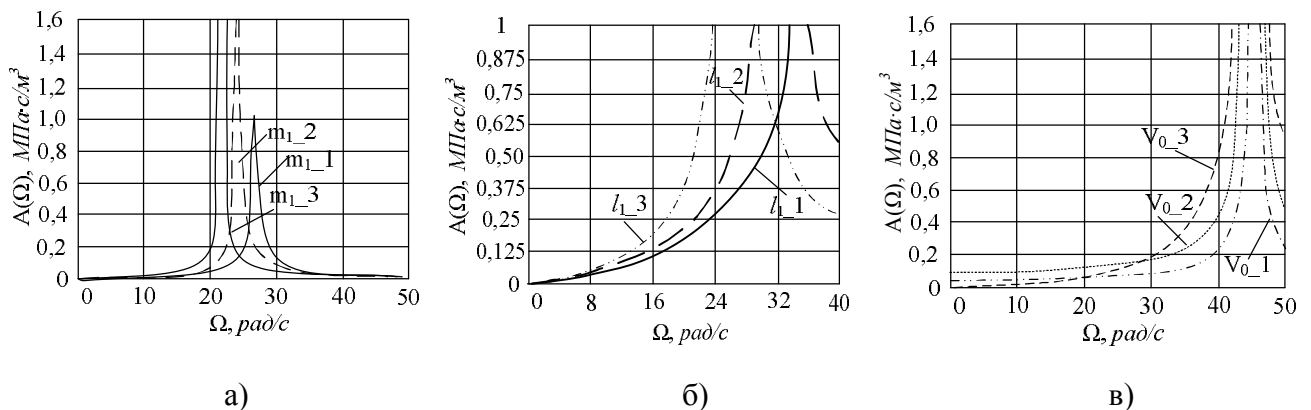


Рисунок 2.12 – Теоретические амплитудно-частотные характеристики подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником

Из графиков видно, что с увеличением массы жидкости в трубопроводе, упругости системы, а также скорости жидкости через ПП происходит увеличение амплитуды колебаний давления при единичном расходе через систему. Это происходит за счет того, что увеличение упругости системы приводит к увеличению скорости распространения упругих волн в жидкости, увеличение скорости теплоносителя сокращает время закрытия ударных клапанов, а увеличение массы жидкости при постоянных параметрах системы (длина трубопроводов их диаметр и т.д.) возможно только с изменением плотности теплоносителя, что и влияет на скорость распространения упругих волн в жидкости.

2.1 Моделирование теплопередачи при импульсном режиме течения теплоносителя

Расчет коэффициента теплоотдачи при импульсном режиме течения, проводится по методике [62] на основе аналогии Рейнольдса – аналогия переноса импульса и тепла в турбулентном пограничном слое [124]. Потоки количества движения и теплоты пропорциональны плотности одностороннего потока массы, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:

$$\dot{m} = \frac{\sum m_i}{Ft}, \quad (2.79)$$

где m_i – плотность одностороннего потока массы, кг;

F – поверхность теплообмена, м^2 ;

t – время, с.

Формула аналогии Рейнольдса как число Стантона:

$$St = \frac{G}{2}, \quad (2.80)$$

где G – безразмерный коэффициент трения.

Выражение сопротивления потока $\left(\frac{G}{2}\right)$ позволит рассчитать коэффициент теплоотдачи

$$St = \frac{\alpha}{c_p \rho \omega_\infty}, \quad (2.81)$$

Безразмерный коэффициент трения G_f входит и в касательное напряжение вязкого трения:

$$\tau_\omega = G_f \frac{\rho \omega_\infty^2}{2}, \quad (2.82)$$

Ниже приведен алгоритм расчета коэффициента теплоотдачи с учетом изменения приращения давления и расхода, состоящий из следующих шагов:

1. Записываются мгновенные значения разности давлений на входе и выходе теплообменника $\Delta p(i)$ и массового расхода $g(i)$ на j – колебаниях.

2. Определяются математические ожидания Δp_0 и g_0 и их амплитуды $\Delta \bar{p}_0$ и $\Delta \bar{g}$ через средние квадратичные отклонения [60].

3. Находится скорость потока $v = v_0 + \bar{v}$ (соответственно среднее значение и его отклонение), $v_0 = \frac{g_0}{f_t}$, $\bar{v} = \frac{\bar{g}}{f_t}$, где f_t – площадь проходного сечения, m^2 .

4. Коэффициент гидравлического сопротивления при импульсном режиме с учетом постоянной составляющей определяется по формуле:

$$\bar{G}_f = \frac{2\Delta p}{\rho(v_0^2 + 2\bar{v}v_0 + \bar{v}^2)}. \quad (2.83)$$

где ρ – плотность теплоносителя, $кг/м^3$.

5. Находится число Стантона

$$St_0 = \frac{G_{f_0}}{2}, \quad \bar{St}_0 = \frac{\bar{G}_{f_0}}{2}. \quad (2.84)$$

6. Определяется коэффициент теплоотдачи: $\alpha = \alpha_0 + \bar{\alpha}$,

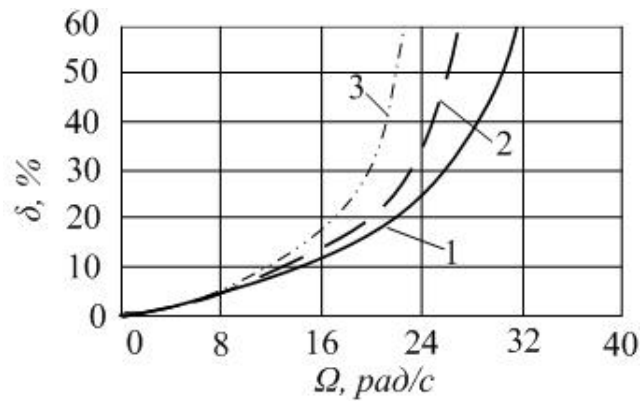
$$\alpha_0 = St_0 C_p \rho v_0, \quad \bar{\alpha} = \bar{St}_0 C_p \rho \bar{v}, \quad (2.85)$$

где C_p – теплоемкость при постоянном давлении, $кДж/(кг \cdot ^\circ C)$.

7. Находится приращение коэффициента теплоотдачи:

$$\delta_\alpha = \frac{\bar{\alpha}}{\alpha_0} 100\%. \quad (2.86)$$

Результаты математического моделирования представлены на рисунке 2.13.



1 – $l_I=17 \cdot 10^{-4}$, м³/Па; 2 – $l_I=2,4 \cdot 10^{-4}$ м³/Па; 3 – $l_I=6,3 \cdot 10^{-5}$ м³/Па.

Рисунок 2.13 – Относительное изменение коэффициента теплоотдачи при импульсном режиме течения теплоносителя:

Выводы по главе

1) Разработаны принципиальные схемы подключения двухклапанного ПП для зависимого и независимого присоединения абонентов к тепловой сети, дающие возможность в случае зависимого присоединения абонентов организовать рециркуляцию теплоносителя, в случае независимого присоединения абонентов – создавать импульсный режим течения греющего теплоносителя, а также использовать располагаемый напор тепловой сети для создания циркуляции в контуре системы отопления.

2) Разработана математическая модель работы двухклапанного ПП, позволяющая моделировать положение ударного клапана в различные моменты времени, определять время закрытия и открытия ударных клапанов. На основании результатов моделирования установлено, что с увеличением жесткости центральной пружины увеличивается частота закрытия-открытия ударных клапанов. Увеличение массы ударных клапанов приводит к снижению частоты пульсаций вследствие увеличения их инерционности.

3) Построена теоретическая амплитудно-частотная характеристика подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником, которая показывает, что с увеличением массы жидкости в трубопроводе, упругости системы, а

также скорости жидкости через ПП происходит увеличение амплитуды колебаний давления при единичном расходе через систему.

4) Усовершенствован алгоритм определения относительного изменения коэффициента теплоотдачи при импульсном режиме течения теплоносителя. В результате реализации алгоритма построен график изменения относительного коэффициента теплоотдачи в зависимости от частоты пульсаций. С увеличением частоты импульсов потока наблюдается рост относительной величины коэффициента теплоотдачи, увеличение упругости системы в полосе частот от 10 – 32 рад/с приводит к повышению относительной величины коэффициента теплоотдачи.

3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Назначение экспериментальной установки

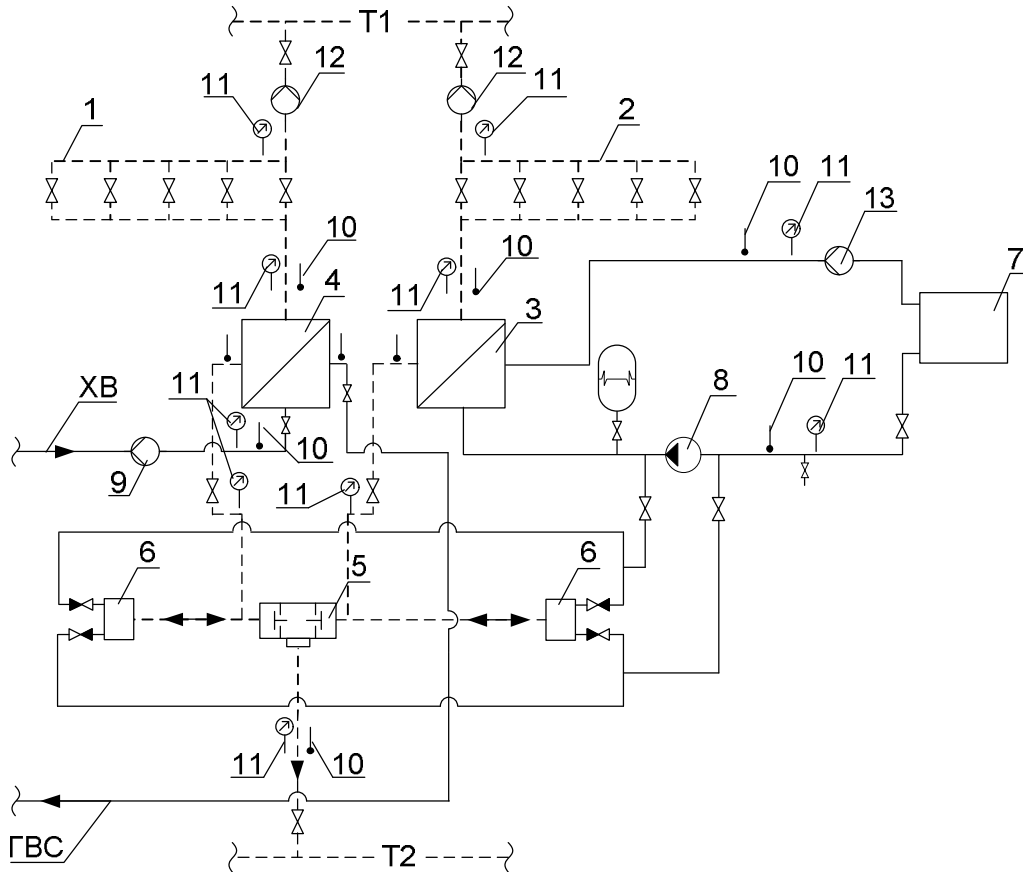
В результате теоретических исследований получены зависимости, модели, при решении которых определены конструктивные параметры прерывателя потока и влияние пульсаций расхода на коэффициент теплоотдачи. Для решения поставленных задач разработана и выполнена экспериментальная установка, представляющая собой физическую модель ИТП с независимым подключением к тепловой сети. Она предназначена для изучения влияния импульсного режима течения теплоносителя на теплоотдачу в пластинчатом теплообменнике; определения параметров математических моделей, приведенных во 2-ой главе; получения экспериментальных зависимостей гидравлического сопротивления ПП от положения ударного клапана и др.

3.2 Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рисунок 3.1) представляет собой физическую модель индивидуального теплового пункта с независимым подключением к тепловой сети с импульсной подачей теплоносителя. При этом она позволяет проводить настройку и испытание прерывателей потока различных модификаций: одноклапанных и двухклапанных (осевых, коромысловых). Экспериментальная установка имеет несколько гидравлически несвязанных контуров: греющий контур, контур отопления, контур горячего водоснабжения (ГВС.)

Греющий контур состоит из разгонных труб 1, 2, пластинчатых теплообменников 3, 4, прерывателя потока 5, мембранных насосов 6. Разгонные трубы 1, 2 имеют по 6 отпаев. При помощи пяти отпаев каждая из труб посредством запорных кранов подключена к общелабораторному подающему коллектору, при помощи одного из отпаев разгонные трубы 1 и 2 подключены к входным штуцерам греющего контура пластинчатых теплообменников 3 и 4 соответственно, выход-

ные штуцера которых подключены по одному в оба входных отверстия ПП 5. Выходное отверстие ПП 5 соединено с обратным общелабораторным коллектором. На участке между пластинчатыми теплообменниками и ПП установлены мембранные насосы 5.



1, 2 – разгонные трубы;

3 – теплообменник отопления; 4 – теплообменник ГВС; 5 – двухклапанный преобразователь потока; 6 – импульсный нагнетатель; 7 – калорифер; 8 – циркуляционный насос; 9 – первичный преобразователь расхода электромагнитный; 10 – первичный преобразователь температуры; 11 – первичный преобразователь давления; 12 – расходомер переменного перепада давления; 13 – первичный преобразователь расхода («Взлет ЭРСВ-420»).

Рисунок 3.1 – Принципиальная схема экспериментальной установки

Контур отопления включает в себя теплообменник 3, калорифер 7, циркуляционный насос 8, мембранные насосы 6. Контур отопления замкнутый, состоит из последовательно соединенных нагреваемого контура теплообменника 3, калорифера 7, циркуляционного насоса 8, последовательно соединенного с параллельно включенными мембранными насосами 6.

Контур ГВС разомкнутый и состоит из греющего контура пластинчатого теплообменника 4, к входному штуцеру которого подведена линия от общелабораторного коллектора сырой воды, а к выходному штуцеру греющего контура пластинчатого теплообменника 4 подключена линия ГВС. Расход горячей воды фиксируется первичным преобразователем расхода 9 (МФ-Т2.5.21-Б-15), преобразователи температуры 10 установлены на входе и выходе из теплообменника. Давление в контуре ГВС фиксируется первичным преобразователем давления 11, установленным на выходе из теплообменника 4.

Под действием располагаемого перепада давлений в подающем и обратном общелабораторном коллекторах в греющем контуре возникает расход. Греющий теплоноситель параллельно проходит через трубы 1 и 2, теплообменники 3 и 4, где охлаждается и двумя потоками попадает в двухплечевой преобразователь потока, где оба потока смешиваются и направляются в обратный общелабораторный коллектор. Основными элементами преобразователя потока являются два ударных клапана, расположенных по одному со стороны каждого потока. Клапаны связаны между собой таким образом, что при закрытии одного клапана другой открывается, а полному открытию одного клапана соответствует полное закрытие другого. Первоначально клапаны находятся не в одинаковом положении, один клапан закрыт, другой, соответственно, открыт. При возникновении расхода через открытый ударный клапан, гидродинамические силы действуют в сторону его закрытия. При этом второй клапан открывается, и процесс повторяется для другого ударного клапана. При закрытии клапана происходит повышение, а при открытии – понижение давления в трубопроводе перед клапаном, где установлены мембранные насосы 6. Под действием постоянного изменения давления мембраны насосов приходят в движение. При повышении давления происходит процесс нагнетания в контуре отопления, при понижении давления в греющем контуре происходит процесс всасывания на стороне контура.

Для определения расхода греющего теплоносителя на нужды ГВС и отопления, в нагреваемом контуре перед разгонными трубами установлены расходомеры переменного перепада давления 10. На входе и выходе из теплообменника

по греющему контуру установлены первичные преобразователи температуры 10 и давления 11. Преобразователь давления 11 установлен также после ПП.

Циркуляция теплоносителя в контуре отопления создается при помощи центробежного насоса 8 и мембранных насосов 6. Насос 8 обеспечивает постоянную составляющую скорости течения теплоносителя, а мембранные насосы создают пульсирующий режим течения. С увеличением расхода греющего теплоносителя увеличивается и производительность мембранных насосов 6. Количественное регулирование в греющем контуре при помощи мембранных насосов распространяется и на нагреваемый контур. Расход теплоносителя в контуре отопления фиксируется при помощи расходомера 13 (Взлет ЭРСВ-420), первичные преобразователи температуры 10 и давления 11 установлены на входе и выходе из теплообменника 3. Внешний вид экспериментальной установки представлен на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Внешний вид экспериментальной установки

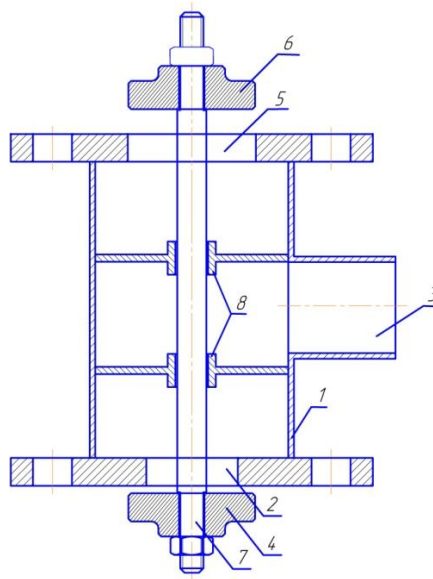
3.3 Разработка нестандартных узлов

3.3.1 Преобразователи потока

Преобразователи потока являются самым ответственным узлом импульсной системы подачи теплоносителя, от надежности работы которого зависит работоспособность всей системы. Преобразователь потока преобразовывает стационарный режим течения теплоносителя в импульсный путем периодического перекрытия потока. ПП является основой импульсных систем, поэтому необходима конструкция ударного узла, способная самостоятельно настраиваться под расход через него.

В ПП коромыслового типа, который рассматривался в первой главе, отсутствует возвратная пружина, открывающая клапан во время обратной волны гидроудара. Усилием, открывающим клапан во время обратной волны гидроудара, является гидродинамическая сила, действующая на открытый ударный клапан, которая передается посредством коромысла. Клапаны отрегулированы таким образом, чтобы при закрытии одного клапана другой открывался, и наоборот. Гидродинамические силы, направленные в сторону закрытия одного из ударных клапанов двухклапанного ПП, посредством коромысла действуют на открытие другого клапана. В итоге баланс сил подбирается автоматически, что расширяет рабочий диапазон расходов ПП. Конструкция коромыслового ПП получилась довольно громоздкой (ПП на трубу Ду 50 мм весит ≈ 50 кг) и требовательной к чистоте рабочей среды, втулки клапанов необходимо изготавливать из бронзы. Первоначально втулки клапанов для коромыслового ПП были изготовлены из фторопласта. Ударные клапаны постоянно работают в условиях переменных нагрузок, поэтому происходило быстрое изнашивание фторопластовых втулок и увеличение зазоров. При воздействии коромысла на шток клапана в сторону открытия возникает радиальная составляющая силы, которая с увеличением зазоров между штоком клапана и втулкой увеличивает трение штока о втулку, в итоге увеличивается время срабатывания клапанов. Ввиду сложности регулировки клапанов была разработана и запатентована новая конструкция коромыслового двухклапанного ПП с регулятором хода ударных клапанов, позволяющая регулировать ход клапанов без разборки ПП.

Решением проблемы громоздкости и высокой стоимости изготовления стала конструкция ПП осевого типа, в котором ударные клапаны расположены на одной оси, рисунок 3.3 [90].



1 – корпус; 2, 5 – входные отверстия; 3 – выходное отверстие; 4, 6 – ударные клапаны;
7 – шток; 8 – втулка.

Рисунок 3.3 – Осевой ПП с жесткой связью между клапанами

ПП осевого типа с жесткой связью между клапанами состоит из корпуса с двумя входными и одним выходным отверстиями. Во входных отверстиях на втулках с возможностью осевого перемещения установлен шток, с торцевых сторон которого жестко закреплены два ударных клапана [90].

Конструкции обоих подводящих трубопроводов (в случае жесткой связи между клапанами) и их параметры (длина, податливость, гидравлическое сопротивление) должны быть одинаковыми. Изменение гидравлического режима одного из клапанов приводит к тому, что клапаны ПП начинают работать с разной частотой, это приводит к сбою в работе ПП в связи с несимметрией сил, действующих на клапаны. График несимметричной работы ударных клапанов (при разных расходах через ударные клапаны) представлен на рисунке 3.4. Из графика видно, что идет нарастание частоты пульсаций и постоянно меняется их амплитуда. При различном расходе через ударные клапаны скорость и распространение волны гидроудара для каждого подводящего трубопровода различна. В итоге собствен-

ная частота ударных клапанов будет различна. А так как имеется жесткая связь между клапанами, поэтому и несимметрия режимов работы клапанов оказывает такое сильное влияние на работу ПП.

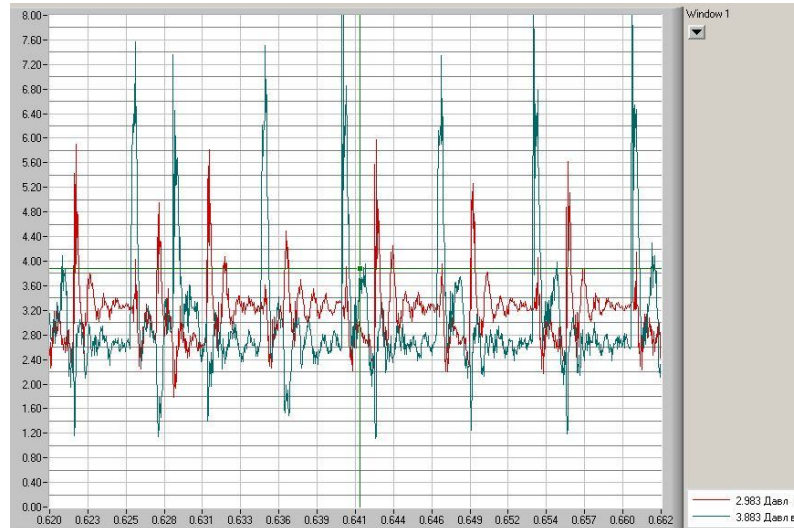
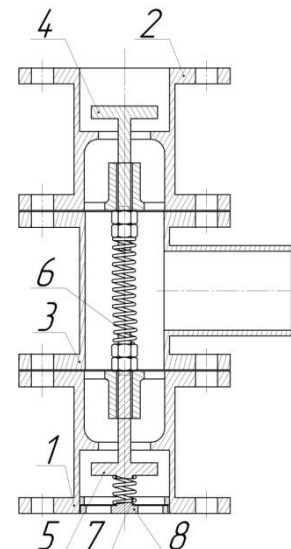
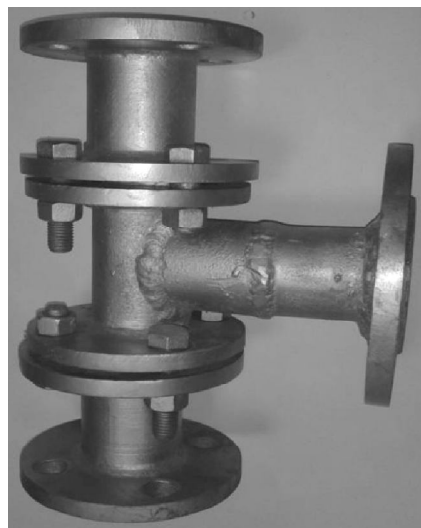


Рисунок 3.4 – График пульсаций давления в подводящих трубопроводах ПП коромыслового типа при несимметрии расходов через клапаны ПП

Решением данной проблемы является применение гибкой связи между клапанами. В случае ПП осевого типа замена жесткой связи между клапанами осуществляется установкой пружины между ударными клапанами (рисунок 3.5) [89].



1, 2, 3 – элементы корпуса; 4, 5 – ударные клапаны; 6 – пружина; 7 – опорная крышка; 8 – пружина.

Рисунок 3.5 – Внешний вид и схема двухклапанного преобразователя потока

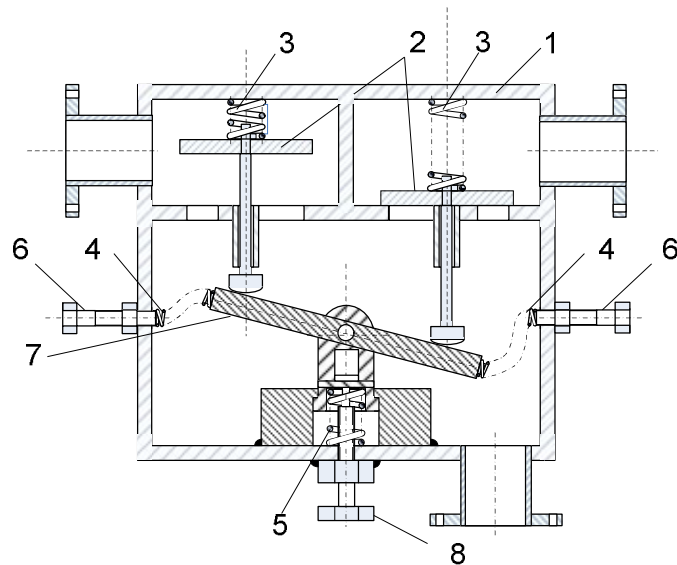
Преобразователь потока осевого типа состоит из корпуса, выполненного из трех деталей 1,2,3. Детали корпуса 1 и 2 выполнены одинаково и жестко закреплены на 3. Корпус клапана имеет два входных отверстия. В каждом из входных отверстий на втулках установлены ударные клапаны 4, 5. Клапаны 4, 5 взаимосвязаны друг с другом посредством пружины 6. Со стороны одного из входных отверстий установлена опорная крышка 7 с отверстиями для прохода рабочей среды. Между клапаном и опорной крышкой установлена пружина 8. Пружина 8 воспринимает нагрузку от веса клапанов при работе ПП в вертикальном положении. В зависимости от параметров системы и расхода теплоносителя ПП генерирует импульсы с частотой от 0,5 – 3,7 Гц. Пружина 6 сглаживает несимметрию при различии расходов через ударные клапаны. Изначально опорная пружина 8 предусматривалась для восприятия веса ударных клапанов осевого ПП при его вертикальной установке. Жесткость пружины 7 рассчитывалась на удержание веса клапанов за вычетом архимедовой силы, действующей на клапаны. Т.к. в случае отсутствия данной пружины силы, действующие на нижний клапан в сторону открытия, будут больше, то клапаны не будут находиться в равноценном положении. Это вызовет снижение расхода через верхний ударный клапан. Но в результате лабораторных испытаний осевого ПП в горизонтальном положении (без опорной пружины) выяснилось, что отсутствие опорной пружины приводит к нарушению частоты работы ПП. При одном и том же среднем расходе меняется частота работы клапанов от 0 до ≈ 3 Гц, т.е. пульсации происходят очередями. Установка опорной пружины решает данную проблему.

В случае коромыслового ПП решение данной проблемы было получено разными способами:

- использование «плавающего» коромысла, под опорой которого установлена пружина;
- применение «ломанного» коромысла, т.е. коромысла, изготовленного из двух частей;
- установка пружин над клапанами;

- установка пружин с торцевых сторон коромысла, закрепленных в корпусе.

Внешний вид коромыслового двухклапанного ПП с представленными на нем оговоренными способами представлен на рисунке 3.6.

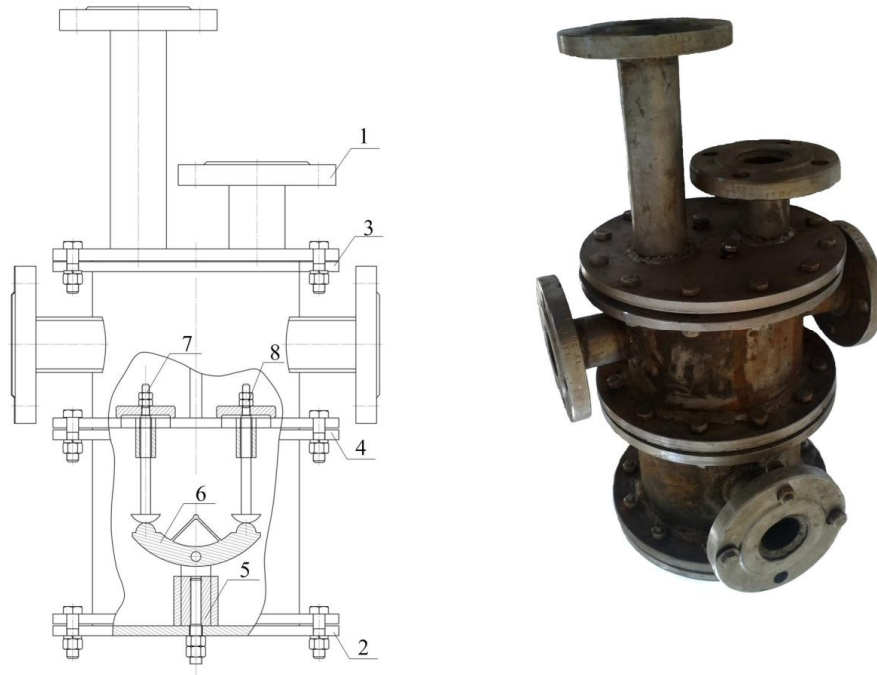


1 – корпус; 2 – ударные клапаны; 3, 4, 5 – пружины; 6 – регулировочный винт; 7 – коромысло; 8 – регулятор хода ударных клапанов.

Рисунок 3.6 – Двухклапанный коромысловый ПП с гибкой связью между клапанами

Ввиду сложности регулировки большого количества пружин, они заменяются одной пружиной, установленной под опорой коромысла, а ход коромысла регулируется винтом 6.

Конструкция коромыслового ПП, применяемого в исследовании, представлена на рисунке 3.7. Он состоит из корпуса, изготовленного из 4 деталей: верхней и нижней крышек 1 и 2 соответственно, верхней и нижней цилиндрических полых половин 3 и 4. В верхней крышке имеются отверстия для входа рабочей среды, а в нижней крышке установлен механизм регулировки 5 положения коромысла 6. Верхняя половина корпуса 3 разделена продольной перегородкой на 2 равные части, в каждой из которых на втулках установлены ударные клапаны 7 и 8, состоящие из штока и тарелки клапана. Штоки клапанов сообщаются между собой посредством коромысла 6, установленного на регулировочном механизме 5 на нижней крышке 2 корпуса. Все детали корпуса жестко соединены между собой при помощи болтового соединения.



1, 2 – верхняя и нижняя крышки соответственно; 3 и 4 детали корпуса; 5 – механизм регулировки положения коромысла; 6 – коромысло; 7, 8 – ударные клапаны.

Рисунок 3.7 – Принципиальная схема и внешний вид двухклапанного ПП коромыслового типа

Большое количество движущихся в воде деталей является причиной повышения трения, что особенно сильно влияет на скорость открытия клапанов. Поэтому коромысловые ПП не получили широкого применения.

Дальнейшее развитие ПП получили в конструкциях осевого типа, где клапаны распложены на одной оси, поэтому и конструкция получается значительно проще, снижаются массогабаритные параметры, количество движущихся деталей, уменьшается количество поверхностей трения. Благодаря этому конструкция ПП упрощается, и увеличивается диапазон расходов двухклапанного ПП.

Непосредственно перед ПП на подводящих трубопроводах необходимо устанавливать фильтры. В условиях импульсного режима происходит интенсивное отделение частиц ржавчины и накипи от стенок трубопровода. Крупные частицы, попадая между тарелкой клапана и седлом, вызывают повышенный износ основных деталей, мелкие забиваются между штоком и втулкой, приводят к истиранию последней. Зачастую мелкие частицы, попадая между штоком клапана и втулкой,

являются причиной остановки ПП, поэтому допуск между втулкой и штоком клапана должен быть в пределах 0,2 мм.

3.3.2 Импульсный нагнетатель

Нагнетатель для импульсной системы теплоснабжения был впервые разработан на кафедре теплоэнергетических систем ФГБОУ ВПО «Мордовского государственного университета им Н.П. Огарева» и подробно исследован в работе [59]. Такой нагнетатель прошел целый ряд успешных применений и зарекомендовал себя как надежное устройство. Импульсный нагнетатель представляет собой мембранный насос с гидравлическим приводом (рисунок 3.8).



1, 2 – детали корпуса; 3 – эластичная диафрагма; 4 – регулировочный винт

Рисунок 3.8 – Импульсный нагнетатель внешний вид и 3D вид

Он состоит из корпуса, выполненного из двух частей 1 и 2. Внутри корпуса установлена эластичная диафрагма 3 от тормозной системы КАМАЗ тип 30, обладающая достаточной прочностью и чувствительностью. Регулирование подачи теплоносителя производится изменением положения регулировочного винта 4. За один ход диафрагмы насос выдает до 1,1 л. Импульсный нагнетатель воспринимает энергию гидравлического удара в нагреваемом контуре и преобразует ее в расход нагреваемого теплоносителя.

3.4 Теплообменник пластинчатый РИДАН НН №4

В качестве теплообменника ГВС и отопления использовались два пластинчатых теплообменника «Ридан» НН № 04 с одинаковыми характеристиками. Данные теплообменники разборного исполнения комплектованы теплопередающими пластинами из стали AISI 316. Теплообменники данного типа широко применяются в системах теплоснабжения в качестве теплообменников ГВС. Основные технические характеристики даны в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Основные технические характеристики теплообменника РИДАН НН№04

Характеристика	Параметр
Тепловая нагрузка, Ккал/ч	21500
Расчетный расход горячей среды, т/ч	2,15
Расчетный расход холодной среды, т/ч	0,72
Количество пластин, шт.	13
Материал пластин	AISI 316
Тип рифлений	TL
Расчетная температура, °С	90
Площадь поверхности теплообмена, м ²	0,462

3.5 Контрольно-измерительные приборы и система сбора данных

Для сбора данных с первичных преобразователей использовалась плата L-783 фирмы ЗАО «Л-КАРД». Это универсальная высокоскоростная плата, устанавливаемая на шину PCI, обеспечивающая ввод аналоговых сигналов мегагерцового диапазона (до 2857 кГц на 16 каналов) и ввод/вывод цифровых сигналов [92]. Технические характеристики платы L-783 представлены в таблице 3.2. Высокая частота опроса датчиков позволяет отслеживать быстро меняющиеся процессы. Плата снабжена цифровым сигнальным процессором ADSP-2185M для управления вводом/выводом сигналов и обменом информацией с ПК. Преимуществом платы является ее высокая частота сбора данных и вывод на монитор уже отка-

либрованных значений, при линейной зависимости выходного сигнала от измеряемой величины.

Таблица 3.2 – Технические характеристики платы L-783

Показатель	Значение
1	2
Аналого-цифровой преобразователь	
Количество каналов	16 дифференциальных или 32 с общей землей
Разрядность АЦП	12 бит
Входное сопротивление	Не менее 1Мом
Диапазон входного сигнала	$\pm 5В$
Максимальная частота преобразования	2857 кГц
Цифро-аналоговый преобразователь	
1	2
Количество каналов	2
Разрядность	12 бит
Время установления	8 мкс
Время преобразования	0,3 мкс
Выходной диапазон	$\pm 5В$

Для определения положения ударного клапана во время работы прерывателя потока использовался потенциметрический датчик, принципиальная схема которого представлена на рисунке 3.9.

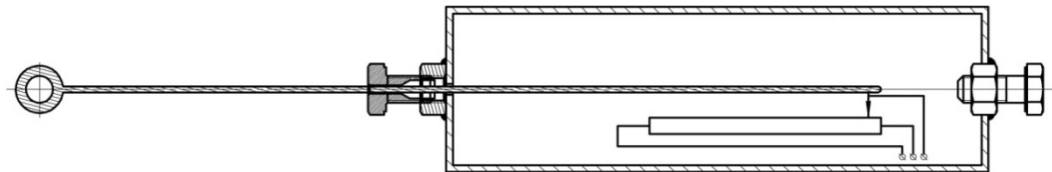


Рисунок 3.9 – Датчик положения ударного клапана

Т.к. ударные клапаны работают в воде (электропроводящая среда), потенциметрический датчик был помещен в капсулу, заполненную машинным маслом. При помощи тонкого штока клапан и подвижный контакт потенциметра жестко соединили между собой. Капсула с датчиком жестко крепится в трубопроводе в вертикальном положении, таким образом, чтобы шток, соединяющий подвижный контакт потенциметра с ударным клапаном, был направлен вниз. Это предотвращает выливание масла из

капсулы в трубопровод и продлевает работоспособность датчика. Герметизация штока осуществляется при помощи сальниковой набивки. В верхней части капсулы имеется отверстие для заполнения ее маслом. Провода выведены через отверстия в капсуле, которое герметизировано эпоксидной смолой. Из трубопровода провода выведены во фланцевое соединение (зажаты во фланцах между двумя резиновыми прокладками, обработанными силиконовым герметиком). Питание датчика осуществлялось от источника питания 1,5 В.

Для измерения избыточного давления в экспериментальной установке использовался преобразователь избыточного давления типа КРТ-9-00-ИР-С-МС-М20-1,6-0,5-1Т2. Датчик давления имеет линейную характеристику и снабжен токовым выходом 4 – 20 мА, который позволяет посредством токовых шунтов подключать датчик КРТ – 9 к РСІ плате L-783. Технические характеристики первичного преобразователя давления КРТ-9-00-ИР-С-МС-М20-1,6-0,5-1Т2 указаны в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Технические характеристики преобразователей избыточного давления КРТ – 9

Показатель	Значение
Выходной сигнал, мА	4 -20
Предел давления, МПа	0 – 1,6
Сопротивление нагрузки, кОм	0 – 1
Предел допускаемой основной погрешности, %	±0,5
Диапазон температур окружающего воздуха, °С	-40 до +85
Напряжение питания, В	9 – 30
Степень защиты корпуса	IP65

В качестве первичного преобразователя расхода в контуре ГВС применялся электромагнитный расходомер МФ-Т2.5.21-Б-15. Прибор имеет токовый выход 4-20 мА, позволяющий подключить его посредством шунтирующего сопротивления к плате сбора данных L-783. Основные технические характеристики приведены в таблице 3.4. Величина выходного токового сигнала при наличии расхода через преобразователь определяется как

$$I_{\text{вых}} = \frac{g(I_{\text{макс}} - I_0) + I_0 g_{\text{макс}}}{g_{\text{макс}}}, \quad (3.1)$$

где: $I_{\text{вых}}$ – величина выходного тока, мА; $I_{\text{макс}}$ – значение максимального выходного тока 5 мА или 20 мА; I_0 – значение тока при нулевом расходе мА; $g_{\text{макс}}$ – максимальный объемный расход для данного Ду, м³/ч; g – текущий расход, м³/ч.

Основные технические характеристики электромагнитного расходомера МФ-Т2.5.21-Б-15 приведены в таблице 3.4

Таблица 3.4 – Основные технические характеристики расходомера МФ-Т2.5.21-Б-15

Характеристика	Параметр
Модификация преобразователя	МФ
Диаметр условного прохода Ду, мм	15
Диапазон выходного тока, мА	4-20 мА
Значение минимального расхода, м ³ /ч	0,020
Значение максимального расхода, м ³ /ч	5
Порог чувствительности, м ³ /ч	0,008
Конструкция проточной части	2
Степень защиты	IP65

В качестве первичного измерителя преобразователя температуры использовался термометр сопротивления ДТС0356Л-50М.1,0.60.И[3] с нормирующим преобразователем НТП-2.41.1.2. При помощи нормирующего преобразователя сигнал с термометра сопротивления представлялся в виде токового сигнала 4-20 мА и при помощи шунтирующего сопротивления преобразовывался в сигнал 0-5 В, воспринимаемый платой L-783.

Основные технические характеристики первичного измерителя преобразователя температуры представлены в таблице 3.5, нормирующего токового преобразователя в таблице 3.6.

Таблица 3.5 – Основные технические характеристики первичного измерителя преобразователя температуры ДТС0356Л-50М.1,0.60.И[3]

Характеристика	Параметр
Тип	ДТС
Номинальная статическая характеристика	50М
Диапазон измеряемых температур, °С	-50...+180
Диапазон преобразования, °С	0...+150

Окончание таблицы 3.5

Погрешность, %	±1,0
Показатель тепловой инерции, с, не более	30
Максимальная глубина погружения, мм	80
Рабочий ток, мА, не более	1
Сопротивление изоляции, МОм, не менее	100
Степень защиты	IP54
Условное давление, МПа	10

Таблица 3.6 – Основные технические характеристики нормирующего токового преобразователя
НТП-2.41.1.2

Характеристика	Параметр
Номинальное значение напряжения питания, В	24
Диапазон выходного тока преобразователя, мА	4 – 20
Вид зависимости «ток от температуры»	линейная
Нелинейность преобразования, %, не хуже	±0,2
Разрядность цифро-аналогового преобразователя, не менее	12 бит
Номинальное значение сопротивления нагрузки (при напряжении питания 24 В), Ом ±5 %	250 Ом ±5 %
Максимальное допустимое сопротивление нагрузки (при напряжении питания 36 В), Ом	1200
Пульсации выходного сигнала, %	0,6
Показатель тепловой инерции, не более	20...40 с

Для измерения расхода в пульсирующем режиме использовался расходомер переменного перепада давления [101, 115], представляющий собой сужающее устройство (шайба) с интеллектуальным преобразователем давления Метран-150-СГ. Параметры сужающего устройства рассчитывались с использованием программного комплекса «Расходомер–СТ» (версия 4.41, с/н: 004-410001; разработчик: ВНИИ расходомерии, г. Казань; владелец копии: «Саранская теплосетевая компания»). В соответствии с требованиями ГОСТ 8.563.1-97 и ГОСТ 8.563.2-97.

Внутренний диаметр трубопровода в месте установки сужающего устройства 50 мм, при верхнем пределе измеряемого расхода 3 м³/ч перепад давления на сужающем устройстве составляет 25 кПа, диаметр шайбы составляет 15,543 мм.

Расчетная характеристика расходомерного устройства $Q = Q_{\max} \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_{\max}}}$ приведена на рисунке 3.10.

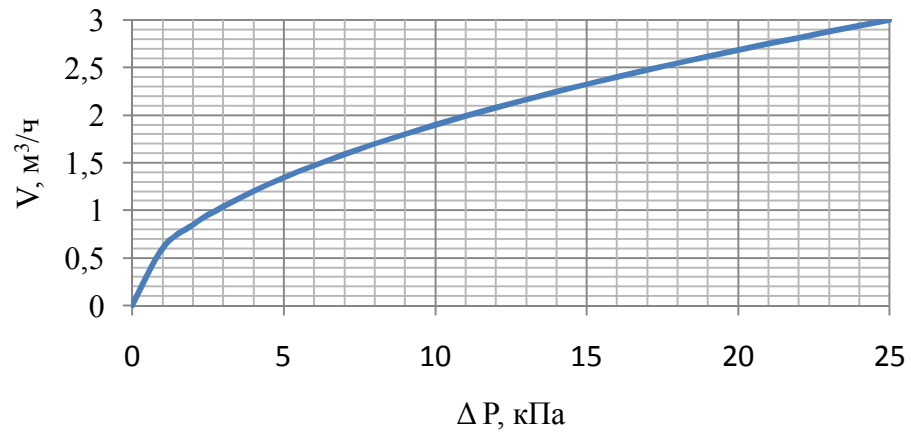


Рисунок 3.10 – Расчетная характеристика расходомерного сужающего устройства

В качестве датчика переменного перепада давления использовался первичный преобразователь давления Метран-150-CG. Преобразователь снабжен токовым выходом 4-20 мА, имеет программную индикацию выходного сигнала в соответствии с функцией преобразования входной величины: линейную или по закону квадратного корня. Основные технические параметры, преобразователя давления Метран-150-CG приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7 – Основные технические характеристики первичного преобразователя дифференциального давления «Метран-150-CG»

Характеристика	Параметр
Модель	150CG
Напряжение питания, В	24
Диапазон выходного тока, мА	4-20 мА
Значение максимальной разности давлений, кПа	25
Относительная погрешность, %	$\pm 0,2$
Давление перегрузки, МПа	10
Время готовности не более, с	2
Степень защиты от пыли и воды	IP66

Ввиду того, что со всех первичных преобразователей сигнал представляется в виде токового выхода, схема внешних электрических соединений для всех датчиков аналогична (рисунок 3.11) [4, 70]. Она является стандартной двухпроводной схемой подключения датчиков с токовым выходом 4-20мА. Двухпроводная схема является наиболее простой и надежной, т.к. датчик не выходит из строя при неправильном включении и проще реализовать мероприятия по снижению помех.

Для снижения влияния помех на полезный сигнал все первичные преобразователи подключены к плате L-783 по 16-канальной дифференциальной схеме [29].

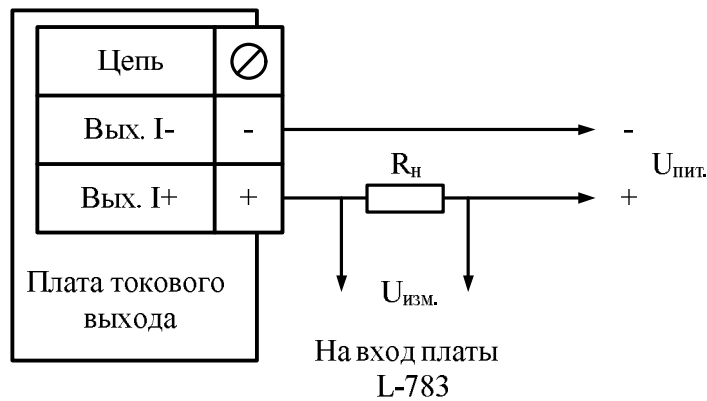


Рисунок 3.11 – Двухпроводная внешняя электрическая схема подключения первичных преобразователей

Для повышения точности измеряемого параметра величину нагрузочного сопротивления необходимо рассчитывать, исходя из максимально возможной величины параметра в данной системе. Величина нагрузочного сопротивления

$$R = \frac{U_{\max}}{I_p}, \quad (3.2)$$

где U_{\max} – максимальное напряжение входного сигнала (для L-783, ± 5 В), В;

I_p – ток, соответствующий максимальному значению измеряемой величины в данной системе, А.

Ток, соответствующий максимальному значению измеряемой величины в данной системе определяется

$$I_p = I_0 + \frac{I_0 + I_{\max}}{F_{\max}} F_p, \quad (3.3)$$

где I_{\max} – значение максимального выходного тока, мА;

I_0 – значение тока при нулевой величине измеряемого параметра, мА;

F_{\max} – максимальное значение параметра для данного датчика;

F_p – фактическое значение измеряемого параметра.

Результаты расчетов представлены в таблице 3.8.

Таблица 3.8 –Результаты расчета нагрузочного сопротивления первичных преобразователей

Первичный преобразователь	Параметр	Значение
КРТ-9	Максимальное давление в системе, МПа	1,2
	R_n , Ом	300
Взлет ЭРСВ-420Л	Максимальный расход в системе, м ³ /ч	7
	R_n , Ом	400
Метран-150-СГ	Максимальный расход, м ³ /ч	3
	Падение давления на диафрагме, соответствующее максимальному расходу, кПа	25
	R_n , Ом	250
МФ-Т2.5.21-Б-15	Максимальный расход в контуре ГВС, м ³ /ч	5
	R_n , Ом	250
ДТС0356Л-50М	Максимальная температура теплоносителя, °С	100
	R_n , Ом	340

Поверка измерительной аппаратуры проводилась в начале эксперимента и по ее окончании. Импульсное течение теплоносителя сопровождается резкими изменениями давления. В случае отсутствия компенсирующих устройств, в замкнутой системе колебания давления распространяются со скоростью ≈ 1000 м/с. Поэтому, для повышения точности измерений давления, у датчиков КРТ-9 до проведения эксперимента производили корректировку нуля и диапазона.

4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

4.1 Планирование эксперимента

При проведении эксперимента осуществлялась следующая последовательность операций [1, 2]:

1) Принималось число опытов (повторность) при снятии переходных функций $\omega(t)$, амплитудочастотных $A(\Omega)$, фазочастотных $\varphi(\Omega)$ и нагрузочных статических характеристик в соответствии с выражением:

$$K = \gamma / \delta, \quad (4.1)$$

где $\gamma = \sigma/A$ - коэффициент вариации;

δ – заданная относительная погрешность измерения;

A и δ – оценка математического ожидания и среднего квадратического отклонения.

При этом систематические погрешности измерений усреднялись или учитывались при обработке данных:

2) Определялась длительность снятия одной переходной или частотной характеристики, а затем общее время проведения эксперимента;

3) Оценка влияния основных факторов на динамическую скоростную характеристику;

4) При проведении эксперимента по оценке методики расчета характеристик цифрового измерительного средства было установлено, что основное влияние на точность измерения оказывают частота дискретизации и разрядность АЦП (аналогово-цифрового преобразователя). Поэтому записи файлов данных производились на нескольких частотах, и производилась оценка вызванных отклонений.

4.2 Идентификация экспериментальных зависимостей и модели

Для решения задачи идентификации необходимо выбрать степень приближения объекта и модели или критерий их адекватности. В качестве критерия, характеризующего близость модели и объекта, выбиралась близость их выходных

координат, а не их динамических характеристик (например, реакцию объекта на ступенчатое действие реально можно рассматривать лишь в качестве приближенного описания переходной функции). Обозначим входной сигнал объекта через $x(t)$, выходной сигнал объекта – $y(t)$, а модели – $y^M(t)$, тогда рассогласование этих сигналов

$$e(t) = y(t) - y^M(t). \quad (4.2)$$

Точность идентификации оценивалась функцией от рассогласования $Q(e)$, которая называется функцией потерь. Среднее качество решения задачи идентификации при всех возможных входных сигналах $x(t)$ характеризуется математическим ожиданием функции $Q(e)$ (средним риском)

$$R(Q) = M \{ p(Q(x)) \} = M \{ Q[e(t)] \}. \quad (4.3)$$

Решение задачи идентификации сводится к минимизации $R(Q)$. Выбирая вид функции потерь, можно применить ряд критериев, которые можно использовать при идентификации. Так как существующие погрешности при снятии переходных и частотных характеристик самоподдерживающегося двухконтурного гидродинамического водоподъемного устройства можно считать распределенными по нормальному закону, то целесообразно применять критерий среднеквадратической погрешности (метод наименьших квадратов). Функция потерь в этом случае равна:

$$Q[e(t)] = e^2(t) = [y(t) - y^M(t)]^2. \quad (4.4)$$

При цифровой обработке выходных сигналов объекта функция потерь

$$Q[e(t)] = e^2(j) = [y(j) - y^M(t)]^2. \quad (4.5)$$

где $[j] = 1 \dots n$ – номер j -й реализации сигнала. При определении адекватности моделей для большей убедительности применялся равномерный критерий, оценивающий адекватность модели по модулю расстояния между параметрами модели и экспериментальной зависимостью.

4.3 Определение гидравлической характеристики преобразователя потока

Для построения гидравлической характеристика ударного клапана, необходимо на различном ходе клапана определить его гидравлическое сопротивление. Конструкция ПП такова, что ударные клапаны закрываются и открываются попеременно. Поэтому гидравлическую характеристику $\zeta=f(h)$ строим при расходе через один ударный клапан [51, 55]. ПП работает при величине хода ударных клапанов до 5 мм, поэтому гидравлическое сопротивление определяется для хода клапана от 0 до 5 мм. Выставляется ход ударного клапана и стопорится данным положением. Гидравлическая характеристика клапана до хода 4 мм меняется довольно резко, поэтому для точности построения величина хода меняется с шагом в 0,5 мм, выше 4 мм с ходом 1 мм. Установка хода требует разборки ПП. Минимальная величина расхода при определении гидравлического сопротивления должна соответствовать числам Рейнольдса $Re > 2 \cdot 10^4$. Испытания проводились на ПП Ду 50 мм при температуре воды 30 °С. Поэтому минимальный расход для обеспечения числа Рейнольдса $Re > 2 \cdot 10^4$ при кинематической вязкости $0,801 \cdot 10^{-6}$ м²/с составит 2,26 м³/ч.

Для предотвращения кавитации избыточное давление после ПП поддерживалось на уровне 0,3 МПа. Коэффициент гидравлического сопротивления определяется по формуле

$$\zeta = \frac{2\Delta P \cdot S_N^2}{Q^2 \cdot \rho}, \quad (4.6)$$

где ΔP – перепад давления на клапане, Па;

S_N – площадь проходного сечения трубопровода, м²;

Q – объемный расход, м³/с;

ρ – плотность, кг/м³.

Величина ζ будет складываться из гидравлического сопротивления самого ударного клапана $\zeta_{кл}$ и гидравлического сопротивления участков трубопровода и фитингов $\zeta_{тр}$ между точками измерения давления $\zeta = \zeta_{кл} + \zeta_{тр}$.

Статистическая обработка экспериментальных данных проводится в следующей последовательности. Определяется среднее арифметическое значение по формуле

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} . \quad (4.7)$$

где x_i – значение параметра.

Далее находится среднее квадратическое отклонение

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (\bar{x} - x_i)^2}{N - 1}} . \quad (4.8)$$

Находится нижняя x_n и верхняя x_b граница трехсигмового интервала

$$x_b = \bar{x} + 3\sigma , \quad x_n = \bar{x} - 3\sigma .$$

Значения измеряемого параметра, выходящие за границы трехсигмового интервала, отбрасывается и повторяем расчет. Результаты экспериментов по определению гидравлического сопротивления ударного клапана приведены в приложении А. Результаты статистической обработки экспериментов представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты эксперимента по определению коэффициента гидравлического сопротивления клапана в зависимости от хода клапана

h	x_b	x_n	σ	$(\zeta_{кл})_{ср}$	$\zeta_{тр}$	ζ
мм						
0,5	1021,26	796,19	37,51	908,72	263,26	645,46
1	710,84	436,52	45,72	514,01	263,26	250,75
1,5	693,61	112,13	96,92	402,87	263,26	139,61
2	397,85	312,89	14,16	355,37	263,26	92,11
2,5	391,34	283,16	18,03	337,17	263,26	73,91
3	372,56	269,84	17,12	321,19	263,26	57,93
3,5	367,30	272,92	15,73	320,1	263,26	56,84
4	391,7	251,08	23,45	321,42	263,26	58,16
5	368,69	267,71	16,83	318,2	263,26	54,94

Общая гидравлическая характеристика тарельчатых клапанов определяется как

$$\zeta = A + B \left(\frac{D}{h} \right)^2. \quad (4.9)$$

Коэффициенты общей гидравлической характеристики для ударного клапан ПП осевого типа с диаметром условного прохода $Dy=50$ мм будут $A=50,5$ $B=0,65$.

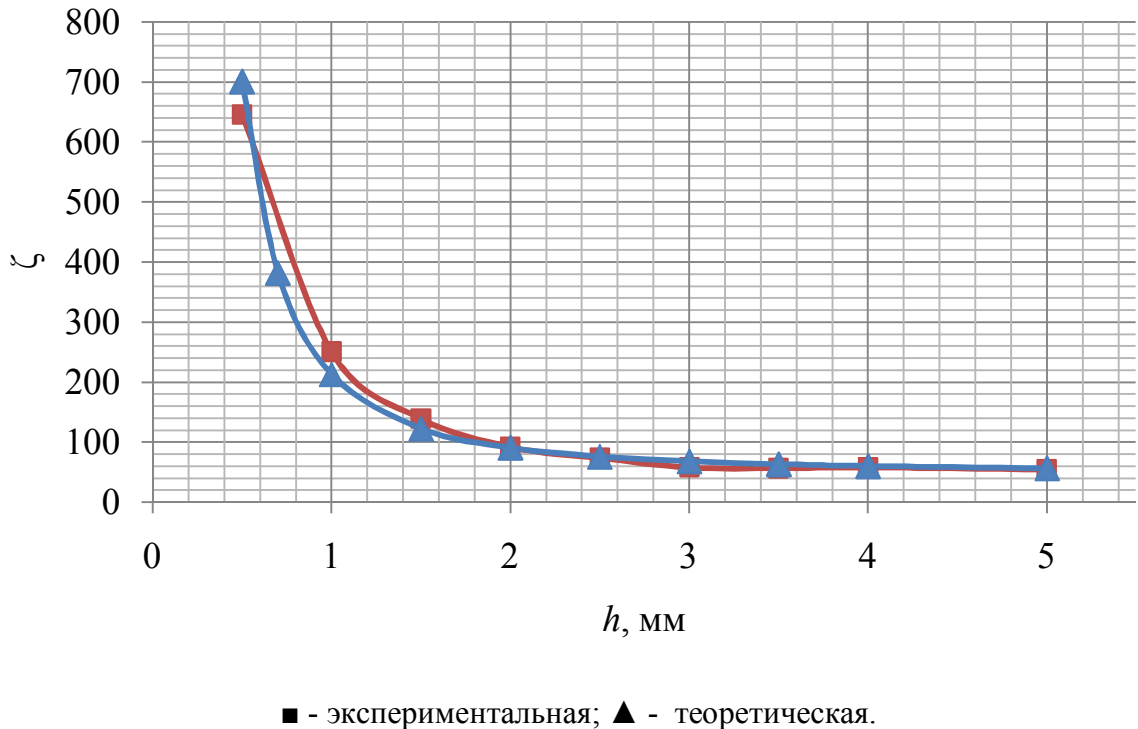


Рисунок 4.1 – Гидравлическая характеристика ударного клапана

Гидравлическое сопротивление клапана в интервале $h=1-3$ мм меняется довольно резко. Изменение гидравлического сопротивления при изменении положения клапана главным образом, обусловлено изменением площади проходного сечения. Для ПП, применяемого в экспериментах, при ходе клапана $h=1-3,5$ мм ограничивающей является площадь между кромкой тарелки и седлом клапана, далее с увеличением хода клапана меньшей будет площадь между кромкой тарелки и внутренней поверхностью корпуса клапана, которая с увеличением хода остается постоянной. Поэтому с увеличением хода клапана h выше 4 мм гидравлическое сопротивление изменяется незначительно.

4.4 Определение упругости системы и скорости распространения упругих волн

Согласно формуле Ньютона-Лапласа, упругость системы при средней плотности жидкости ρ определяет скорость распространения упругих волн

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}}. \quad (4.10)$$

где K – модуль упругости, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Модуль упругости согласно [36, 39, 40] определяли по формуле

$$K = -V \frac{\partial P}{\partial V}. \quad (4.11)$$

Для расчета скорости распространения волны гидроудара определяется экспериментально упругость системы. Путем создания импульсного режима течения теплоносителя закачивается теплоноситель в гидроаккумулятор, установленный на подводящем трубопроводе до давления в нем до 0,9 МПа. Далее закрывались входной и выходной краны на экспериментальной установке и открывался вентиль, соединяющий гидроаккумулятор и внутренний объем системы. Открывая вентиль на дренаже и сливая жидкость в мензурку, понижалось давление в системе ступенчато по 0,1 МПа. Измерения проводились до давления 0,3 МПа, т.к. в системе минимальное избыточное давление во время работы экспериментальной установки поддерживалось на уровне 0,3 МПа. Внутренний объем экспериментальной установки $V_0=0,1129$ м³. Результаты эксперимента приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2. – Результаты эксперимента для определения упругости системы

№ Изм.	Число замеров	P1	P2	ΔV	ΔP	a
		МПа	МПа	мл	МПа	м/с
1	1	0,9	0,8	9		
	2	0,9	0,8	9		
	3	0,9	0,8	10		
	4	0,9	0,8	8		

Окончание таблицы 4.2

	ср			9	0,1	1254,7
2	1	0,8	0,7	8		
	2	0,8	0,7	10		
	3	0,8	0,7	9		
	4	0,8	0,7	8		
	ср			8,75	0,1	1290,6
3	1	0,7	0,6	10		
	2	0,7	0,6	8		
	3	0,7	0,6	9		
	4	0,7	0,6	9		
	ср			9	0,1	1254,7
4	1	0,6	0,5	10		
	2	0,6	0,5	10		
	3	0,6	0,5	9		
	4	0,6	0,5	9		
	ср			9,5	0,1	1188,7
5	1	0,5	0,4	10		
	2	0,5	0,4	10		
	3	0,5	0,4	10		
	4	0,5	0,4	10		
	ср			10	0,1	1129,3
6	1	0,4	0,3	13		
	2	0,4	0,3	13		
	3	0,4	0,3	13		
	4	0,4	0,3	12		
	ср			12,75	0,1	885,733397

Из экспериментальных данных следует, что со снижением избыточного давления снижается упругость системы. Это приводит к снижению скорости распространения упругих волн в жидкости. Т.е. с понижением избыточного давления увеличиваются демпфирующие свойства.

4.5 Определение положения ударного клапана

В результате экспериментального определения положения ударного клапана построили экспериментальный график изменения положения ударного клапана, представленный на рисунке 4.2.

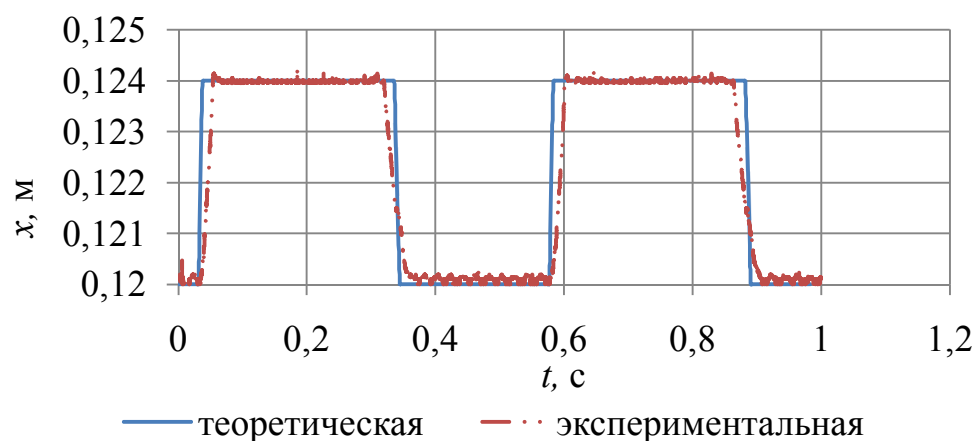


Рисунок 4.2 – Теоретический и экспериментальный графики изменения положения ударного клапана во время работы ПП

По рисунку 4.2 видно, что периоды колебаний теоретического и экспериментального графиков совпадают, но время закрытия и открытия ударного клапана различно (теоретическое время закрытия ударного клапана меньше). Это связано с изменением гидравлического сопротивления ударного клапана при его перемещении.

4.6 Построение экспериментальной амплитудно-частотной характеристики

Для построения экспериментальной амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) подводящего трубопровода ИТП с установленным на нем теплообменником, необходимо записать мгновенные значения расхода и давления в обоих трубопроводах. Ввиду того, что оба ударных клапана изготовлены одинаково и одинаковы конструкции подводящих трубопроводов, то и АЧХ будут совпадать. В качестве входного сигнала принимался расход на входе в подводящую трубу к ударному клапану ПП, определяемый при помощи расходомера переменного перепада давления. В качестве выходного сигнала принимается давление на входе в ударный клапан. Рассматривая полученную систему как черный ящик, определялась реакция системы на входное воздействие. Увеличивая расход через ПП от нуля до номинального значения, при помощи штатной арматуры после завершения переходных процессов и выхода системы в установившийся режим (5 мин) производилась запись файла данных. Амплитуда колебаний давления определя-

лась как разность между средним по времени значением давления и максимальным значением давления. Частота колебаний определялась по разности времени появления максимумов давления. Графики изменения расхода и давления в подводящем трубопроводе представлены в приложении Б. Результаты экспериментальных данных приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Результаты эксперимента для построения АЧХ

Эксперимент	Число точек	T	f	Ω	$A_{рас}$	$A_{давл}$	$A_{давл}/A_{рас}$
		мс	Гц	Рад/с	м ³ /ч	кПа	кПа/(м ³ /ч)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	317,2	3,153	19,801	1,859	284,2	
	2	317,3	3,152	19,795	1,880	284,6	
	3	317,2	3,153	19,801	1,858	283,4	
	4	317,1	3,154	19,807	1,832	265,0	
	ср	317,2	3,153	19,801	1,857	279,3	198,910
2	1	349,2	2,864	17,986	1,431	179,6	
	2	343,6	2,910	18,275	1,400	180,9	
	3	350,8	2,851	17,904	1,427	173,4	
	4	328	3,049	19,148	1,384	173,4	
	ср	342,9	2,916	18,312	1,410	176,8	125,374
3	1	311,2	3,213	20,178	1,601	263,4	
	2	314	3,185	20,002	1,610	267,5	
	3	314,8	3,177	19,952	1,638	274,2	
	4	313,2	3,193	20,052	1,655	259,1	
	ср	313,3	3,192	20,046	1,626	266,9	164,158
4	1	294,8	3,392	21,302	1,767	325,0	
	2	294,4	3,397	21,333	1,798	327,5	
	3	295,2	3,388	21,277	1,792	323,3	
	4	294,4	3,397	21,333	1,759	323,4	
	ср	294,7	3,393	21,308	1,779	324,8	222,042
5	1	281,2	3,556	22,332	2,085	498,3	
	2	281,2	3,556	22,332	2,067	490,8	
	3	281,6	3,551	22,300	2,058	498,3	
	4	280,8	3,561	22,363	2,043	500,8	
	ср	281,2	3,556	22,332	2,063	497,1	242,720
6	1	280	3,571	22,426	2,140	523,2	
	2	278,8	3,587	22,526	2,167	530,0	
	3	278,8	3,587	22,526	2,189	534,2	
	4	279,2	3,582	22,495	2,225	538,9	
	ср	279,2	3,582	22,495	2,180	534,4	247,176
7	1	274,200	3,647	22,903	2,532	625,8	
	2	273,500	3,656	22,960	2,530	627,5	
	3	274,000	3,650	22,922	2,466	635,0	
	4	273,800	3,652	22,935	2,446	631,9	

Окончание таблицы 4.3

	ср	273,875	3,651	22,928	2,494	631,5	253,417
8	1	272,4	3,671	23,054	2,703	703,4	
	2	271,6	3,682	23,123	2,725	708,4	
	3	271,2	3,687	23,154	2,740	706,2	
	4	272	3,676	23,085	2,714	710,1	
	ср	271,8	3,679	23,104	2,721	707,0	261,012
9	1	268	3,731	23,431	2,834	730,8	
	2	278,8	3,587	22,526	2,846	729,2	
	3	269,2	3,715	23,330	2,819	735,0	
	4	268	3,731	23,431	2,840	733,2	
	ср	271	3,690	23,173	2,835	732,5	
10	1	333,2	3,001	18,846	1,172	182,5	258,662
	2	331,6	3,016	18,940	1,208	188,4	
	3	330,8	3,023	18,984	1,200	186,7	
	4	332	3,012	18,915	1,191	181,9	
	ср	331,9	3,013	18,922	1,193	185,7	152,525
11	1	364,8	2,741	17,213	1,219	148,4	
	2	371,6	2,691	16,899	1,151	145,9	
	3	377,6	2,648	16,629	1,219	140,0	
	4	370,4	2,700	16,956	1,215	145,8	
	ср	371,3	2,693	16,912	1,201	143,9	121,430

На основании экспериментальных данных построен график (рисунок 4.3) АЧХ ИТП с ПП. Из графика видно, что с увеличением частоты пульсаций происходит увеличение давления при единичном расходе через систему.

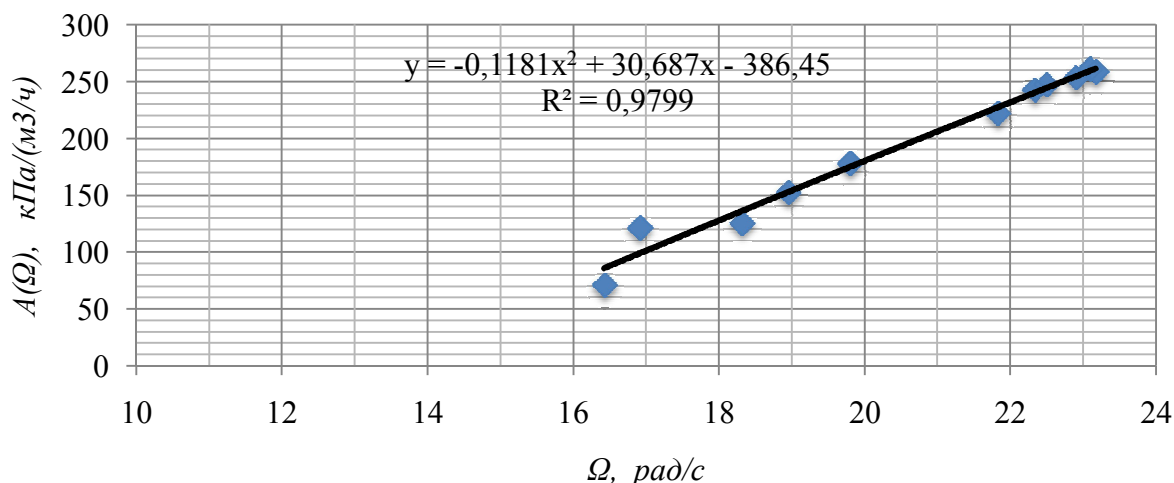
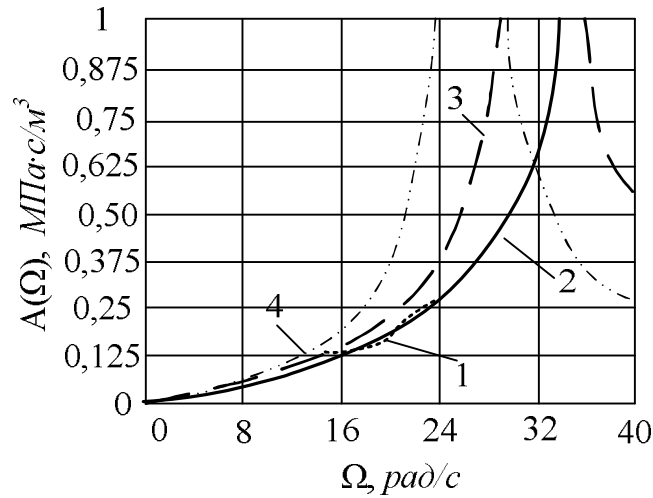


Рисунок 4.3 – Амплитудно-частотная характеристика подводящего трубопровода с установленным на нем теплообменником

Решение дифференциальных уравнений в полученных в главе 2, представляет собой семейство кривых, и при подстановке численных значений коэффици-

ентов получается искомый график, представленный на рисунке 4.4 (построен в программной среде LabVIEW [73]).



$$2 - l_I = 17 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{Па}; 3 - l_I = 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{Па}; 4 - l_I = 6,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{Па}$$

$$m_1 = 60 \text{ кг}, m_2 = 4,5 \text{ кг}, r_1 = 0,1 \text{ Па с/м}^3, r_2 = 0,5 \text{ Па с/м}^3, l_I = 1,1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{Па}.$$

Рисунок 4.4 – АЧХ системы: 1 – экспериментальная

4.7 Определение коэффициента теплопередачи при импульсном и стационарном режимах течения теплоносителя

Определение непосредственной величины среднего коэффициента теплоотдачи со стороны одного из теплоносителей в пластинчатом теплообменнике при пульсирующем режиме течения является задачей довольно сложной. Интерес представляет не абсолютная величина коэффициента теплоотдачи, а ее изменение по сравнению со стационарным режимом течения. Об изменении средней по периоду величины коэффициента теплоотдачи можно судить по изменению коэффициента теплопередачи. Коэффициент теплопередачи величина составная

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (4.12)$$

где α_1 α_2 – коэффициенты теплоотдачи со стороны нагреваемого и греющего теплоносителей, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;

δ , λ – толщина стенки и коэффициент теплопроводности стенки.

Величина λ/δ для нержавеющей стали AISI 316, применяемой в пластинчатом теплообменнике, находится в районе (31200) Вт/(м² · °С). Величины α_1 и α_2 зависят от многих факторов: параметров стенки вида теплоносителя, режима течения. При неизменных параметрах стенки и свойствах теплоносителя, основным фактором, влияющим на теплообмен, будет режим течения. Расход нагреваемого теплоносителя поддерживается на расчетном уровне для данного теплообменника для получения максимальной величины α_1 . При различных расходах нагреваемого теплоносителя проводится замер параметров при стационарном, а затем при импульсном режиме течения. Величину k определим из основного уравнения теплопередачи

$$Q_2 = kS\Delta t_{cp}, \quad (4.13)$$

где S – площадь поверхности теплообмена, м²;

Δt_{cp} – средний логарифмический напор, °С.

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m}}, \quad (4.14)$$

где Δt_{δ} – большая разница температур между нагреваемой и греющей средой, °С;

Δt_m – меньшая разница температур между нагреваемой и греющей средой, °С.

Расход греющей среды определялся на основании уравнения теплового баланса т.к. измерение расхода пульсирующего теплоносителя приводит к увеличению погрешностей приборов [76].

4.7.1 Методика проведения сравнительных тепловых испытаний

Сопоставление тепловой производительности ИТП в лабораторном исполнении в импульсном режиме работы при разных частотах изначально осложнено тем, что измерение объемного или массового расхода течения теплоносителя затруднительно. Поэтому расход теплоносителя в импульсном режиме устанавли-

вался по уравнению теплового баланса. Последовательность действий при проведении эксперимента:

- запуск и последующая работа экспериментальной установки в импульсном режиме;
- выход в установившийся режим (оценивается по изменению температуры греющего и нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника при установившемся расходе и частоте пульсаций расхода теплоносителя);
- контроль показаний термометров с соответствующих входов и выходов теплообменника, расходов греющего и нагреваемого теплоносителей.

4.7.2 Экспериментальное определение коэффициента теплопередачи в импульсном и обычном режимах течения теплоносителя

Из уравнения теплового баланса для нагреваемой среды предварительно определяется мощность теплообменника:

$$Q_2 = G_2 c_2 (t_2'' - t_2'), \quad (4.15)$$

где Q_2 – количество теплоты, воспринятое нагреваемой средой теплообменника, кВт;

G_2 – массовый расход нагреваемого теплоносителя, кг/с;

t_2' – температура нагреваемого теплоносителя на входе в теплообменник, °С;

t_2'' – температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника, °С.

Рассчитывается коэффициент теплопередачи по нагреваемой среде

$$k = \frac{Q_2}{S \Delta t_{cp}}, \quad (4.16)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²°С).

Среднестатистические экспериментальные данные (см. приложение В) для различных режимов работы ИТП при различных режимах работы (импульсный и обычный режим течения теплоносителя) приведены в таблицах. 4.4 – 4.7.

Таблица 4.4 – Обычный режим течения теплоносителя, температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник 50°C

N	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	Q_2 , Вт	k , Вт/(м ² ·°C)
160	23,88	15,57	48,90	8,91	741,94	333,40	12931,90	2015,39
254	27,17	18,24	48,69	8,89	743,32	446,04	15809,54	2341,15
175	29,80	19,63	52,15	8,99	716,47	458,54	17355,74	2378,45
92	33,73	23,21	53,35	9,04	721,59	591,21	20740,02	2677,24
166	32,18	23,01	49,79	8,90	742,99	646,03	20131,46	2754,75
103	35,53	25,15	53,58	9,11	721,20	670,32	22179,42	2817,13
32	36,85	23,55	51,54	9,50	758,01	740,78	24127,94	3631,04
128	37,56	27,91	52,55	9,04	726,55	841,47	24122,33	3094,61
51	38,35	28,73	53,55	9,37	723,68	844,86	24408,96	3068,82
149	37,00	28,55	50,67	8,91	743,07	943,90	24293,62	3187,42
173	41,23	32,64	53,75	9,37	733,07	1106,17	27184,22	3389,18
34	39,30	31,48	48,95	9,02	702,48	1218,07	24755,91	3530,12
46	37,70	31,37	46,88	8,92	724,17	1344,40	24263,43	3535,70
200	38,89	32,64	48,35	8,91	742,52	1416,63	25909,04	3610,24
76	42,14	35,61	50,60	8,98	723,97	1601,40	27938,08	3811,41
73	38,92	33,57	47,07	8,92	743,47	1651,91	25960,85	3765,89
90	45,99	39,57	54,42	9,29	729,29	1802,33	31145,28	3939,62
29	39,17	34,67	46,20	8,91	741,13	1944,52	26097,88	3910,71

Таблица 4.5 – Обычный режим течения теплоносителя, температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник 70°C

N	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	Q_2 , Вт	k , Вт/(м ² ·°C)
54	33,56	18,9	67,31	9,44	712,44	354,93	19999,4	2264,38
80	35,85	21,13	67,87	9,48	710,24	400,96	21806,5	2340,57
133	38,94	22,76	69,1	9,53	713,63	453,08	24432,7	2571
6	44,01	26,8	71,98	9,71	725,19	550,42	28939,9	2834,61
127	49,37	32,1	72,4	9,85	714,16	700,46	32846,6	3136,97
65	56,6	41,85	72,21	10,03	721,24	1106,08	39089,6	3713,59
85	57,33	44,01	71,84	10,92	733,98	1223,46	39706,7	3808,88
60	57,4	44,2	71,78	10,99	740,4	1245,58	39973,5	3842,22
25	41,4	24,97	70,64	9,62	719,56	500,84	26615,1	2670,51
115	45,38	30,46	69,51	12,5	722,18	608,34	27633,7	2859,98
109	50,61	36,9	69,81	10,75	753,89	912,99	34976,5	3361,42

Окончание таблицы 4.5

108	54,06	40,64	70,1	9,65	739,9	1115,43	38243,2	3641,83
143	61,53	52,28	71,06	9,88	731,27	2011,57	43964,6	4316,49
36	61	51,31	70,98	10,18	747,03	1930,08	44189,8	4344,02
69	58,14	47,25	69,93	10,94	745,32	1551,07	40949,9	4062,21
111	55,2	41,5	71,07	10,69	732,66	1102,86	37957	3643,08
54	56,18	43,15	71,28	10,2	748,56	1223,62	40057,6	3786,55
126	58,94	48,75	70,17	10,7	751,92	1693,01	42214,4	4152,5

Таблица 4.6 – Импульсный режим течения теплоносителя, температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник 50°C

N	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	Q_2 , Вт	k , Вт/(м ² ·°C)
80	28,53	16,28	50,15	8,85	734,72	426,89	16826,95	2737,45
213	33,21	20,92	50,92	9,28	736,87	587,74	20521,76	3069,01
42	34,36	21,33	51,73	8,57	740,29	627,79	22215,82	3213,52
127	36,05	23,08	51,13	9,32	735,81	701,27	22889,79	3434,32
311	39,22	26,4	52,93	9,9	740,05	817,5	25255,38	3625,98
61	38,95	26,32	52,41	9,8	758	846,95	25714,97	3722,41
61	39,3	26,77	52,42	9,05	740,68	873,67	26079,86	3684,56
109	39,92	27,63	52,78	9,68	743,78	894,24	26178,01	3708,4
111	40,87	29,02	51,34	10,05	744,82	1028,91	26720,75	4039,95
111	40,32	29,21	50,62	9,54	724,33	1041,42	25949,07	3880,208

Таблица 4.7 – Импульсный режим течения теплоносителя, температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник 70°C

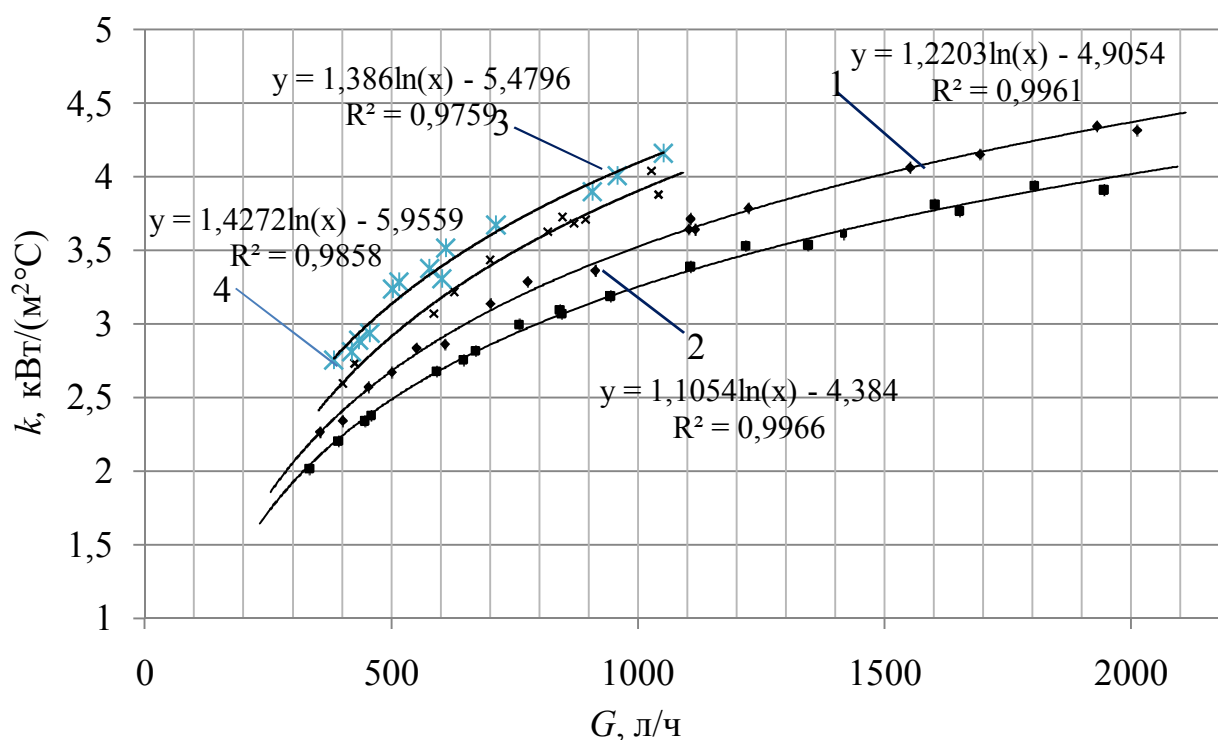
N	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	Q_2 , Вт	k , Вт/(м ² ·°C)
107	37,26	18,33	70,32	9,66	722,56	383,55	23209,30	2755,15
25	38,87	19,51	70,53	9,04	717,29	419,39	24902,32	2811,10
266	39,77	20,28	70,63	9,71	718,02	428,63	25120,09	2867,63
309	40,07	20,44	70,64	9,68	716,79	433,94	25349,79	2889,10
110	40,72	20,98	70,51	9,24	718,10	456,35	26310,64	2935,82
70	42,47	21,61	69,17	9,29	720,30	502,54	27818,71	3234,66
40	42,41	21,71	70,31	9,16	753,45	515,52	29159,68	3282,37
474	44,82	24,51	69,08	9,66	731,81	577,18	29939,13	3377,06
76	46,47	26,19	71,22	9,14	726,77	602,63	31578,83	3304,25
36	46,09	25,39	70,54	9,71	757,90	610,55	32085,21	3514,84

Окончание таблицы 4.7

27	49,49	29,81	70,67	11,07	757,11	711,94	33858,15	3671,97
66	775,66	775,66	775,66	775,66	775,66	775,66	33945,72	3739,69
42	54,34	35,39	71,25	9,69	728,60	907,40	37864,94	3898,11
65	55,75	37,75	70,98	12,05	728,60	958,43	37062,14	4004,71
43	57,83	41,18	70,98	14,90	729,93	1051,78	36474,64	4157,77

N – количество замеров экспериментальных величин.

На основании экспериментальных данных построен график зависимости коэффициента теплопередачи от расхода при различных расходах теплоносителя в пластинчатом теплообменнике [62], который представлен на рисунке 4.5.



1, 2 – обычный режим течения теплоносителя при температуре греющего теплоносителя на входе в теплообменник 70 °С и 50 °С соответственно, 3, 4 – импульсный режим течения теплоносителя при температуре греющего теплоносителя на входе в теплообменник 70 °С и 50 °С соответственно.

Рисунок 4.5 – График изменения среднего коэффициента теплоотдачи с изменением расхода греющего теплоносителя в пластинчатом теплообменнике

Относительное увеличение коэффициента теплопередачи в диапазоне расходов греющего теплоносителя G_1 от 400 до 1040 кг/ч составляет 23÷28 % для

температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник $t_1' = 50$ °С, и $18 \div 23$ % для 70 °С. Увеличение расхода греющего теплоносителя выше 1040 л/ч осуществлялось путем открытия байпаса ПП, что связано со сложностью демпфирования пульсаций давления в греющем контуре. С открытием байпаса ПП появляется постоянная составляющая расхода, с увеличением величины которой коэффициент теплопередачи приближается к значению в стационарном режиме.

4.7.3 Проведение факторного эксперимента

Для оценки эффективности процесса теплопередачи в пластинчатом теплообменнике ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя проведена серия опытов с применением метода планирования эксперимента. В качестве факторов были выбраны конструкционные параметры ИТП: $X_1 (L)$ – длина подводящего трубопровода, м; и режимные параметры ИТП: $X_2 (G_1)$ – средний расход греющего теплоносителя, л/ч, $X_3 (t_1)$ – температура греющего теплоносителя на входе теплообменник, °С. Функцией отклика $y (k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ °С}))$ является коэффициент теплопередачи в теплообменнике. В качестве функции, аппроксимирующей экспериментальные данные по изучению совместного влияния выбранных факторов на функцию отклика, применяется полином вида [3, 102]

$$y = a_0 + \sum_1^k a_i \cdot x_i + \sum_{i < j}^k a_{ij} \cdot x_i \cdot x_j + \sum a_{ii} \cdot x_i^2 \quad (4.17)$$

где y – значение отклика;

a_0, a_i, a_{ij}, a_{ii} – коэффициенты уравнения регрессии;

x_i, x_j – независимые переменные (факторы);

k – число независимых факторов.

Эксперимент проводился в соответствии с планом эксперимента, представленном в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Матрица плана трехфакторного эксперимента

№ опыта	Варьируемые факторы			№ опыта	Варьируемые факторы		
	X_1	X_2	X_3		X_1	X_2	X_3
1	+1	0	+1	10	+1	0	-1
2	+1	+1	+1	11	-1	+1	-1
3	+1	-1	+1	12	-1	-1	-1
4	-1	0	+1	13	-1	0	-1
5	-1	+1	+1	14	-1	0	0
6	-1	-1	+1	15	0	0	-1
7	+1	0	0	16	0	-1	0
8	+1	+1	-1	17	0	+1	0
9	+1	-1	-1	18	0	0	+1

Эксперимент проводился в следующей последовательности. Открытием байпасов ПП устанавливался максимальный расход через теплообменники, при этом расход нагреваемой среды равен нулю. С течением времени температура греющего теплоносителя на входе в теплообменник перестает изменяться и соответствует требуемому значению. После закрытия байпасов ПП начинает генерировать импульсы, вентилем на подводящем трубопроводе к ударному клапану, расположенному перед разгонными трубами, устанавливается минимальное значение расхода, при котором устойчиво работает ПП. При помощи вентиля на выходном патрубке греющего контура теплообменника устанавливается номинальное значение расхода (не менее 720 л/ч). После того как температура нагреваемого теплоносителя установится, производится запись файла данных. Осредненные значения экспериментальных данных приведены в таблице 4.9.

Полученные экспериментальные данные подвергались статистическому анализу. Расчеты параметров регрессии вычислялись в программной среде MathCAD в натуральных значениях факторов, выполненные расчеты приведены в приложении Г1, Г2.

Таблица 4.9 – Значения экспериментальных данных по определению коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменнике

№ п/п	t_2'' °C	t_1'' °C	t_1' °C	t_2' °C	G_2 л/ч	G_1 л/ч	k Вт/(м ² ·°C)
1.	49,69	30,63	70,39	9,86	745,29	746,55	3602,59
2.	55,96	38,51	70,96	9,83	720,76	1024,41	3963,16
3.	41,98	21,76	69,64	10,08	715,59	476,85	3099,8
4.	51,26	31,64	70,77	11,10	731,73	751,38	3693,35
5.	56,24	39,50	70,93	11,46	739,01	1053,33	4032,89
6.	41,76	19,99	70,22	9,12	730,63	474,77	3283,65
7.	43,74	28,51	61,02	9,61	732,43	768,85	3479,54
8.	38,44	27,48	49,69	9,05	743,28	983,66	3780,68
9.	32,24	18,87	52,76	10,60	732,30	467,66	2958,26
10.	37,22	24,67	51,73	9,61	731,86	746,77	3441,25
11.	42,96	31,58	53,02	9,09	732,08	1156,55	4039,35
12.	31,59	16,95	51,76	9,27	735,31	471,38	3191,46
13.	36,85	23,55	51,54	9,50	758,01	740,78	3631,04
14.	43,81	27,39	60,26	9,92	731,09	753,84	3676,64
15.	37,01	24,38	51,25	9,90	749,93	743,38	3561,43
16.	34,65	17,32	59,59	7,83	741,69	470,67	3130,48
17.	47,57	33,19	60,51	8,93	736,74	1042,20	3976,80
18.	49,94	30,38	69,61	9,85	733,33	749,15	3680,72

Полученное уравнение регрессии имеет следующий вид

$$Y = 3409 + 2,325 \cdot X_2 - 42,12 \cdot X_3 - 6,759 \cdot 10^{-3} X_1 \cdot X_2 + 0,108 \cdot X_1 \cdot X_3 - 0,199 \cdot X_1^2 - 7,729 \cdot 10^{-4} X_2^2 + 0,355 X_3^2, \quad (4.18)$$

В числе значимых коэффициентов уравнения регрессии (4.18) остались a_0 , a_2 , a_3 , a_{12} , a_{13} , a_{11} , a_{22} , a_{33} то есть линейное значение фактора X_1 и произведение факторов $X_2 \cdot X_3$ незначительно влияют на зависимую переменную. После исключения не значимых факторов проверка адекватности модели показала, что $F=1,592 < F_{кр}=1,965$, то есть условие адекватности выполняется.

Значение дисперсии S_i^2 в каждой i -ой строке плана определяется по формуле:

$$S_i^2 = \frac{\sum_{t=1}^m (y_{it} - \bar{y}_i)^2}{m-1} \quad (4.19)$$

где: y_{it} - значение функции отклика в t -м повторении i -го опыта; \bar{y}_i - среднее значение функции отклика в i -м опыте; m – количество повторений i -ого опыта.

Проверка адекватности регрессионной модели проводится с помощью F – критерия Фишера, который определяется по формуле

$$F = \frac{S_{ad}^2}{S_e^2} \quad (4.20)$$

где S_{ad}^2 – дисперсия адекватности;

S_e^2 – дисперсия воспроизводимости эксперимента.

Числитель и знаменатель дроби определяются выражениями

$$S_{ad}^2 = \frac{m \cdot \sum_{i=1}^N (\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{N - k} \quad (4.21)$$

$$S_e^2 = \frac{\sum_{i=1}^N S_i^2}{N} = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{t=1}^m (y_{it} - \bar{y}_i)^2}{N \cdot (m - 1)} \quad (4.22)$$

где m – количество повторений i -ого опыта;

k – количество оцениваемых коэффициентов уравнения регрессии;

\hat{y}_i – значения функции, полученные по уравнению регрессии.

Определяется число степеней свободы для найденных дисперсий

$$\varphi_1 = N - k \text{ и } \varphi_2 = N \cdot (m - 1).$$

Далее, задавшись степенью значимости α , при известных φ_1 и φ_2 , определяется табличное значение $F_{кр}$. Модель адекватна при условии $F < F_{кр}$.

Определяется дисперсия ошибок наблюдений:

$$s^2 = \frac{S_e^2}{m} \quad (4.23)$$

Далее определяются оценки s_i^2 для дисперсий оценок коэффициентов \hat{a}_i уравнения регрессии:

$$s_i^2 = s^2 \cdot c_{ii} \quad (4.24)$$

где c_{ii} – элементы главной диагонали дисперсионной матрицы $C = (X^T \cdot X)^{-1}$ (см. Приложение Г1, Г2). Доверительный интервал для \bar{a}_i определяется выражением

$$\left| \hat{a}_i - \bar{a}_i \right| < s_i \cdot t_{кр} \quad (4.25)$$

$t_{кр}$ – критическое значение распределения Стьюдента, соответствующее заданному уровню значимости α и числу степеней свободы: $\varphi_2 = N \cdot (m - 1)$. Если коэффициент в уравнении регрессии по абсолютной величине не превосходит свой доверительный интервал, т.е. $\left| \hat{a}_i \right| < t_{кр} \cdot s_i$, то данный коэффициент уравнения регрессии считается незначимым.

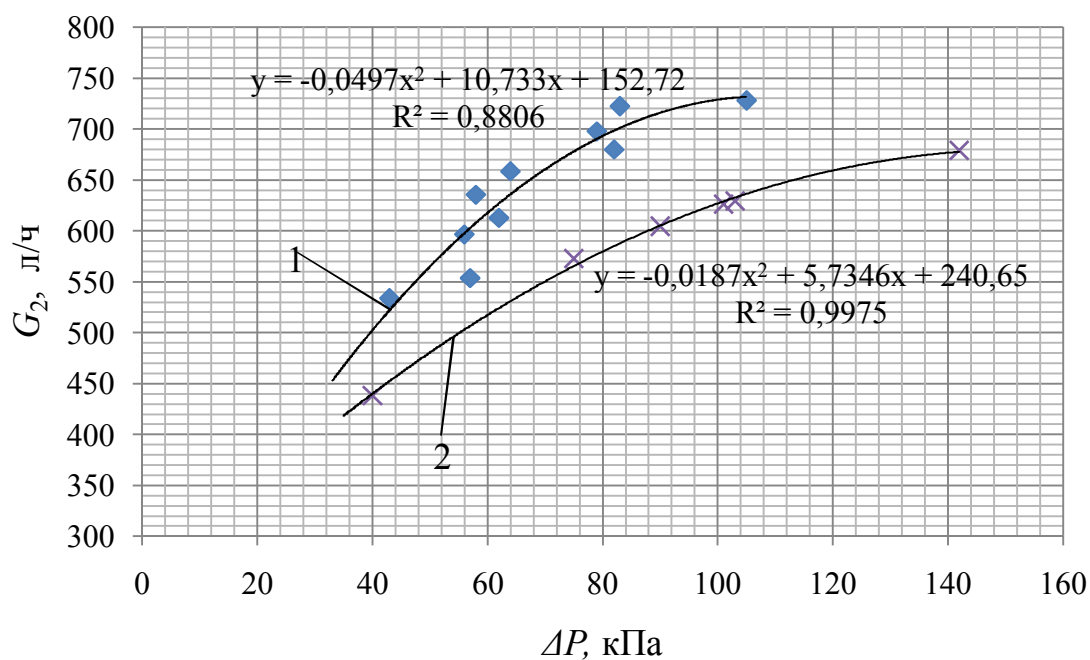
4.8 Определение производительности мембранных насосов в импульсном режиме

Основным гидравлическим параметром тепловой сети, обеспечивающим нормальный гидравлический режим системы отопления, является располагаемый напор на вводе, поэтому для расчета расхода, создаваемого мембранными насосами в нагреваемом контуре ИТП, необходимо знать зависимость производительности мембранных насосов от располагаемого напора тепловой сети. При проведении эксперимента в качестве конструктивного параметра ИТП с импульсной циркуляцией выбрана длина подводящего трубопровода. Располагаемый напор на вводе в экспериментальный ИТП в лабораторном исполнении изменялся при помощи байпаса, установленного на лабораторном коллекторе тепловой сети, с открытием которого располагаемое давление снижается. Длина подводящего трубопровода менялась при помощи изменения положения заглушки на отпаях разгонного трубопровода. Результаты эксперимента представлены в таблице 4.10.

Таблица 4.10 – Результаты экспериментальных данных проверки производительности мембранных насосов

Длина подводящего трубопровода 25 м		Длина подводящего трубопровода 57 м	
G_2 , л/ч	Δp , кПа	G_2 , л/ч	Δp , кПа
534	43	438	40
553	57	573	75
596	56	605	90
612	62	626	101
635	58	629	103
658	64	679	142
680	82		
697	79		
722	83		
728	105		

На основании экспериментальных данных построен график (рисунок 4.6) зависимости расхода, создаваемого мембранными насосами, от располагаемого давления в греющем контуре, в котором установлен ПП. Установлено, что с увеличением длины подводящего трубопровода в диапазоне 25 – 50,6 м производительность мембранных насосов снижается, что связано с увеличением податливости трубопроводов.



1 – длина подводящего трубопровода 25 м; 2 – длина подводящего трубопровода 57 м.

Рисунок 4.6 – График производительности мембранных насосов от располагаемого давления

При этом с увеличением располагаемого давления тепловой сети производительность мембранных насосов увеличивается, в связи с увеличением амплитуды колебаний расхода и давления в проводящих трубопроводах к ударным клапанам, на которых установлены мембранные насосы.

4.8.1 Проведение полного факторного эксперимента

Целью проводимого факторного эксперимента было получение уравнения зависимости производительности мембранного насоса от длины подводящего трубопровода и располагаемого давления в тепловой сети для использования при последующем проектировании индивидуальных тепловых пунктов.

Эксперимент проводился следующим образом. Давление в лабораторном коллекторе тепловой сети регулировалось при помощи вентиля, установленного на байпасе лабораторного ИТП, при этом кран на подающем трубопроводе одной из разгонных труб закрыт, для прекращения работы ПП. В случае работы ПП давление в коллекторах постоянно меняется, что не позволяет точно измерить величину располагаемого давления. Далее открывается кран на подводящем трубопроводе и запускается в работу ПП. После выхода в установившийся режим замеряется расход в греющем контуре. Затем ПП останавливается закрытием крана на подводящем трубопроводе к одному из ударных клапанов ПП и измеряется располагаемый напор в лабораторном коллекторе, он должен соответствовать установленному в начале эксперимента. Далее изменялся располагаемый напор на вводе в лабораторный ИТП и процесс повторяется в той же последовательности. Во время проведения эксперимента в обратном коллекторе лабораторной тепловой сети, а так же в контуре системы отопления избыточное давление поддерживалось на уровне 300 кПа. Температура греющего теплоносителя 30 – 45 °С. Полученные экспериментальные данные подвергли статистическому анализу. Расчеты параметров регрессии вычислялись в программной среде MathCAD в натуральных значениях факторов (таблица 4.11), выполненные расчеты приведены в приложении Д1, Д2.

Таблица 4.11 – Матрица полного факторного эксперимента в натуральных значениях факторов

№ опыта	Варьируемые факторы		Y
	X_1	X_2	Расход в нагреваемом контуре, л/ч
	Располагаемый напор на вводе, кПа	Длина подводящего трубопровода, м	
1	43	25	533
2	78	25	697
3	105	25	727
4	101	57	626
5	75	57	573
6	40	57	438
7	13	41	703
8	39	41	482
9	76	41	641

Уравнение регрессии имеет следующий вид

$$Y = 276,155 + 8,348 \cdot X_1 - 0,036 \cdot X_1^2 - 0,037 \cdot X_2^2, \quad (4.26)$$

В числе значимых коэффициентов уравнения регрессии (4.26) остались a_0 , a_1 , a_{11} , a_{22} , т.е. линейное значение фактора X_2 и сочетание факторов $X_2 \cdot X_1$ не значимо влияют на зависимую переменную. После исключения не значимых факторов проверка адекватности модели показала, что $F=2,045 < F_{кр}=2,773$, то есть условие адекватности выполняется.

5 ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Расчет величины экономического эффекта от применения ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в греющем контуре для нового строительства обусловлен разностью приведенных затрат для системы теплоснабжения объекта на базе индивидуальной котельной и приведенных затрат, связанных с подключением данного объекта к системе централизованного теплоснабжения через ИТП с импульсной циркуляцией по независимой схеме. При таком подходе расчет величины экономического эффекта от применения ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в греющем контуре предполагает определение таких показателей, как [120]:

- затраты на приобретение монтаж наладку индивидуальной котельной для базового объекта (для базового объекта целесообразно принять жилой дом с общей нагрузкой 1 МВт), тыс. руб.;
- затраты на приобретение и монтаж оборудования ИТП с импульсной циркуляцией в греющем контуре при соотношении нагрузки отопление (вентиляция) и ГВС 0,65/0,35, тыс. руб.;
- величины эксплуатационных расходов (плата за обслуживание котельной, газ электроэнергия, холодная вода, амортизация), тыс. руб.;
- приведенных затрат, руб.;
- экономического эффекта, руб.;
- срок окупаемости, лет.

Затраты на приобретение индивидуальной котельной для базового объекта (с нагрузкой 1 МВт) складывается из стоимости комплекта оборудования модульной (крышной) котельной, стоимости доставки, монтажа и наладки оборудования. Дополнительно в стоимость оборудования котельной входят затраты по подготовке площадки, подводу сетей (газопровод, электрический кабель, водопровод). Эти затраты составляют от 15 до 30 % от стоимости оборудования котельной. Затраты на прокладку подводящих сетей к базовому объекту зависят от длины участка, диаметра трубопровода, способа прокладки (надземная, подземная). Исходя из требований закона (Федеральный закон от 27.07.2010 N 190-ФЗ "О теплоснаб-

женин"), все перспективные участки под застройку жилых и социальных объектов должны быть обеспечены централизованным теплоснабжением.

Затраты на приобретение и установку оборудования котельной, тыс. руб.;

$$K_k = K_{кот} + K_{мон.}, \quad (5.1)$$

где K_k – капитальные затраты на приобретение и монтаж котельной, тыс. руб.;

$K_{кот}$ – стоимость котельной, тыс. руб.;

$K_{мон.}$ – затраты на монтаж котельной, тыс. руб.;

$$K_{мон.} = 0,3K_y, \quad (5.2)$$

средняя стоимость крышной котельной мощностью 1 МВт составляет $K_y = 3500$

$K_{мон.} = 0,3 \cdot 3500 = 1050$, $K_k = 3500 + 1050 = 4550$. Затраты на приобретение, монтаж ИТП и на подключение к действующей тепловой сети, тыс. руб.

$$K_{ИТП} = K_n + K_{мон} + K_{пр},$$

где K_n – затраты на покупку ИТП, тыс. руб.;

$K_{мон}$ – затраты на монтажные и пусконаладочные работы, тыс.руб.;

$K_{пр}$ – затраты на прокладку теплосети до ИТП, тыс. руб.

Стоимость ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в греющем контуре зависит от схемы и мощности нагрузки, а также от степени его автоматизации. Затраты на изготовление данного ИТП определяются методом поэлементарного расчета. Для этого составляется перечень комплектующих узлов и агрегатов, материалов, стандартных и заказных изделий. Таким образом, затраты на изготовление единицы оборудования K_n складываются из следующих элементов:

$$K_n = K_m + K_{cu} + K_{zu}$$

где K_m – затраты на приобретение материалов, руб.;

K_{cu} – затраты на изготовление нестандартных изделий, руб.;

K_{zu} – затраты на приобретение заказных изделий, руб.

В монтажные работы ИТП входит:

– сборка оборудования, сварочно-монтажные работы;

- электромонтажные работы;
- теплоизоляция оборудования;
- монтаж средств автоматики и контрольно-измерительной температуры;
- антикоррозийная защита;
- пусконаладочные работы;
- проведение гидравлических испытаний.

При разработке централизованных схем теплоснабжения городов длина подводящих теплосетей закладывается на уровне 15 – 20 м. Таким образом, затраты на прокладку теплосети в проходном канале диаметром 80 мм длиной 20 м составляют, тыс. руб.

$$K_{np.} = k_{np.} L, \quad (5.3)$$

где $k_{np.}$ – удельные затраты на прокладку теплосети в проходном канале, тыс. руб./км, $k_{np.} = 8606$,

$$K_{np.} = 0,04 \cdot 8606 = 344,224.$$

Для принятой в работе схемы и базовой нагрузки (1 МВт) калькуляция затрат приведена в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Калькуляция затрат на приобретение стандартных и не стандартных изделий и их монтаж в ИТП

Поз. обозн.	Наименование	Кол-во	Стоимость единицы	Стоимость всего
			руб.	руб.
1.	Теплообменник РИДАН НН-07 Ду-50	1	63 880	63 880
2.	Теплообменник РИДАН НН-04 16/1 TL Ду-32	1	41 600	41 600
3.	Кран шаровой из углеродистой стали приварной Ду 50	6	2 194	13 164
4.	Кран шаровой из углеродистой стали приварной Ду 32	6	1 284	7 704
5.	Узел учета тепловой энергии «Взлет» для 4хтрубной системы	1	112 000	112 000
6.	Фильтр сетчатый Ду 50	2	3 950	7 900
7.	Фильтр сетчатый Ду 32	3	2 500	7 500
8.	Насос циркуляционный Wilо TOP-S 50/7	1	20 700	20 700

Окончание таблицы 5.1

9.	Затвор дисковый поворотный Ду 50	3	280	840
10.	Регулятор температуры РТ-ДО	2	38 300	76 600
11.	Клапан обратный Ду 50	3	850	2 550
12.	Клапан обратный Ду 32	5	530	2 650
13.	Манометр радиальный МПТИ	12	2 139	25 668
14.	Термометр ТТЖ 0-155(66)	4	83	332
15.	Кран трехходовой с сервоприводом ESBE 3F Ду 50	1	15 200	15 200
16.	Расширительный бак 35 л. EVAN HIT 35	4	1 650	6 600
17.	Преобразователь потока осевой Ду 50	1	10 800	10 800
18.	Импульсный нагнетатель Ду 50	2	12 500	25 000
19.	Фланец плоский Ду 50	8	289	2 312
20.	Труба ВГП водогазопроводная 50x3.5	20	139	2 780
21.	Швеллер стальной г/к №8	10	205	2 050
22.	Итого: тыс.руб.			
23.	Монтажные работы ИТП			
24.	Сборка оборудования, сварочно-монтажные работы		87 500	87 500
25.	Электромонтажные работы		18 300	18 300
26.	Теплоизоляция оборудования матами из минераловаты		6 500	6 500
27.	Монтаж средств автоматики		65 000	65 000
28.	Проведение гидравлических испытаний		5 000	5 000
29.	Антикоррозийная грунтовка		3 000	3 000
30.	Пусконаладочные работы		20 000	20 000
31.	Итого с монтажом: тыс.руб			633 130

Таким образом суммарные затраты на ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя составят:

$$K_{ИТП} = 344,224 + 633,13 = 977,354.$$

Годовые эксплуатационные расходы определяется по выражению, тыс. руб./год:

$$U_{э} = U_{mat} + U_{om} + U_{ам}, \quad (5.4)$$

где U_{mat} – материальные затраты, тыс. руб./год;

U_{om} – затраты на оплату, тыс. руб./год;

$U_{ам}$ – амортизация основных средств и их полное восстановление, тыс. руб./год.

Материальные затраты $U_{к.мат}$ включают затраты на топливо $U_{к.топ}$, электроэнергию $U_{пок.эн}$, плату за воду $П_{г}$.

Затраты на приобретение топлива при эксплуатации крышной котельной, тыс. руб.

$$U_{к.мон} = B_{год} \cdot C_{мон} \cdot 10^{-6}, \quad (5.5)$$

где $B_{год}$ – нормативный годовой расход топлива, м³/год;

$C_{мон}$ – цена топлива (тариф на покупку природного газа 1000 м³ = 5518 руб.), руб./м³.

$$B_{год} = \left(\frac{7000}{8000} \right) \rho \cdot b_n \cdot Q_{год}^к, \quad (5.6)$$

где b_n – нормативный расход топлива, кг.у.т./Гкал;

ρ – плотность природного газа, кг/м³;

$Q_{год}$ – годовое потребление тепловой энергии на отопление (для условий г.Саранск), Гкал/год.

Нормативный расход топлива определяется по формуле

$$b_n = \frac{142,86}{\eta_{ка}^{бp}},$$

$\eta_{ка}^{бp}$ - К.П.Д. котла брутто, %; $\eta_{ка}^{бp} = 0,92$, откуда $b_n = 152,17$.

Количество теплоты для нужд отопления $Q_{год}^o$ и ГВС $Q_{год}^{зв}$, Гкал/год

$$Q_{год}^o = Q_{ном}^o \frac{24 \cdot (18 - t_{cp.ом})}{(18 - t_{ом})} \cdot 209,$$

$$Q_{год}^o = \frac{0,65}{1,16} \cdot \frac{24 \cdot (18 + 4,5)}{(18 + 30)} \cdot 209 = 1317,5,$$

$$Q_{год}^{зв} = \frac{0,35}{1,16} \cdot 24 \cdot 209 + \frac{0,35 \cdot (60 - 15)}{1,16 \cdot (60 - 5)} \cdot 24 \cdot 156 = 2437,7.$$

Расход топлива для нужд отопления $B_o^{кот}$ и ГВС $B_{звс}^{кот}$, м³/год

$$B_o^{кот} = 1317,5 \cdot 152,17 \cdot 0,873 \cdot 0,875 = 153144,$$

$$B_{звс}^{кот} = 2437,7 \cdot 152,17 \cdot 0,873 \cdot 0,875 = 283355.$$

Затраты на приобретение топлива для нужд отопления и ГВС, тыс. руб.

$$U_{к.мон}^o = 153144 \cdot 5518 \cdot 10^{-6} = 845,05,$$

$$U_{к.мон}^{звс} = 283355 \cdot 5518 \cdot 10^{-6} = 1563,55,$$

$$U_{к.мон} = U_{к.мон}^{звс} + U_{к.мон}^o = \\ = 845,05 + 1563,55 = 2408,6$$

Затраты на приобретение топлива при эксплуатации ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя

$$U_{ИТП.мон} = 0.$$

Затраты на покупку электрической энергии, тыс. руб. /год:

$$U_{эн} = \mathcal{E} \cdot \tau \cdot 10^{-3}, \quad (5.8)$$

где \mathcal{E} – объемы потребляемой энергии, кВт·ч/год;

τ – тариф на покупку (4,71 руб. за 1 кВт·ч), руб./кВт·ч.

Принимается, что электрические мощности системы освещение и системы автоматики и управления, циркуляционных насосов системы ГВС для котельной и ИТП с импульсной циркуляцией одинаковы, поэтому в расчетах не учитываются. Мощность циркуляционных насосов отопления, устанавливаемых в котельной базовой нагрузкой отопления 0,65 МВт при $\Delta t=60$ в системе отопления (расход теплоносителя в системе отопления $G \approx 100$ т/ч) составит 4,5 кВт. В случае ИТП с импульсной циркуляцией в качестве дополнительных циркуляционных насосов в системе отопления применяются мембранные насосы. На основании лабораторных испытаний ИТП с импульсной циркуляцией проведенных установлено, что производительность мембранных насосов в среднем составляет 30 % от общего расхода. Количество потребляемой электроэнергии на привод циркуляционных насосов в котельной $\mathcal{E}_{к.эн}$ и ИТП с импульсной циркуляцией $\mathcal{E}_{ИТП.эн}$, кВт·ч/год составит:

$$\mathcal{E}_{к.эн} = 4,5 \cdot 24 \cdot 209 = 23512,5,$$

$$\mathcal{E}_{ИТП.эн} = 3,15 \cdot 24 \cdot 209 = 15800,4.$$

Затраты на покупку электрической энергии для ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя и крышной котельной, $\mathcal{E}_{к.эн}$ и $\mathcal{E}_{ИТП.эн}$ соответственно, тыс. руб. /год:

$$U_{к.эн} = 23512,5 \cdot 4,71 \cdot 10^{-3} = 100,74,$$

$$U_{ИТП.эн} = 15800,4 \cdot 4,71 \cdot 10^{-3} = 74,42.$$

Затраты на приобретение холодной воды в случае установки крышной котельной и ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя принимаем одинаковыми, поэтому далее они не учитываются. Затраты на покупку тепловой энергии для ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя, тыс. руб. /год

$$U_{т.эн} = T_э \cdot (Q_{год}^o + Q_{год}^{28}) \cdot 10^{-3},$$

где $T_э$ – тариф на покупку (из сложившегося для г.о. Саранск тариф составляет 1014,65 руб. за 1 Гкал)

$$U_{ИТПт.эн} = 1014,65 \cdot (2437,7 + 1317,5) \cdot 10^{-3} = 3810,2.$$

Затраты на эксплуатацию крышной котельной, тыс. руб./год

$$U_{к.экс} = (U_{з.п.у} + U_{з.п.о}) \cdot 10^{-3} \cdot 12 + U_{п.н},$$

где $U_{з.п.у}$ – заработная плата управляющего персонала с учетом всех социальных отчислений (в среднем по г.о. Саранск составляет 17 600), руб./мес.;

$U_{з.п.о}$ – заработная плата оперативного персонала (в среднем по г.о. Саранск составляет 17 600), 18 800 руб./мес.;

$U_{п.н}$ – плановые накопления, составляют в среднем 6% от котельной тыс.руб/год;

$$U_{к.экс} = (17600 + 18800) \cdot 10^{-3} \cdot 12 + 0,06 \cdot 3500 = 646,8.$$

Амортизация основных средств, тыс. руб./год:

$$U_{ам} = \frac{ОПС \cdot p_{ам}}{100\%},$$

где $p_{ам}$ – норма амортизационных отчислений основных производственных средств;

$ОПС$ – стоимость основных производственных средств, тыс. руб.: котельной $ОПС_к = 3500$ тыс.руб.; ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя $ОПС_{ИТП} = 977,35$ тыс.руб.

$$p_{ам} = \frac{100\%}{L_u},$$

где L_u – срок полезного использования основных производственных средств: котельные относятся к оборудованию со сроком полезного использования 5 - 8 лет $L_{к.и} = 5$; ИТП $L_{ИТП.и} = 8$, тогда $p_{ам}^к = 20$, $p_{ам}^{ИТП} = 12,5$

$$U_{к.ам} = \frac{3500 \cdot 20}{100\%} = 700,$$

$$U_{ИТП.ам} = \frac{977,35 \cdot 12,5}{100\%} = 122,2.$$

Суммарные затраты

$$Z_i = EK_i + \sum U_i,$$

где $\sum U_i$ – сумма эксплуатационных затрат, тыс. руб./год;

K_i – капиталовложения i -ого варианта, тыс. руб.;

$$Z_к = 0,125 \cdot 4550 + 2408,6 + 100,74 + 646,8 + 700 = 4424,9,$$

$$Z_{ИТП} = 0,125 \cdot 977,354 + 74,42 + 3810,2 + 122,2 = 4128,9.$$

Экономический эффект от внедрения ИТП, тыс.руб. определяется

$$\mathcal{E} = Z_к - Z_{ИТП} = 4424,9 - 4128,9 = 296.$$

Срок окупаемости ИТП с импульсной циркуляцией

$$T = \frac{K_{ИТП}}{\mathcal{E}} = \frac{977,35}{296} = 3,3.$$

Результаты расчетов технико-экономических показателей сведем в таблицы 5.2. и 5.3.

Таблица 5.2 – Экономические показатели для варианта с крышной котельной

Показатель	Значение
Капитальные затраты на приобретение и монтаж котельной, тыс. руб.	4550
Затраты теплоты на -отопление, Гкал/год; -ГВС, Гкал/год.	1317,5 2437,7
Расход топлива, м ³ /год	436499
Затраты на приобретение топлива (5518 руб. за 1000 м ³), тыс. руб./год	2408,6

Окончание таблицы 5.2

Потребленная электроэнергия (4,71 руб. за 1 кВт·ч), (кВт·ч)/год	23512,5
Затраты на электроэнергию, тыс. руб./год	100,74
Затраты эксплуатационные	
- на заработную плату оперативного персонала, тыс. руб./год;	225,6
- на заработную плату управляющего персонала, тыс. руб./год;	211,2
-плановые накопления, тыс. руб./год.	210
Затраты на амортизацию основных средств, тыс. руб./год.	700
Сумма затрат тыс. руб./год.	4424,9

Таблица 5.3 – Экономические показатели для варианта с ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя

Показатель	Значение
Капитальные затраты	
- на приобретение и монтаж ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя, тыс. руб.;	977,35
- прокладку теплосети, тыс. руб.	344,22
Затраты теплоты на	
-отопление, Гкал/год;	1317,5
-ГВС, Гкал/год.	2437,7
Затраты на приобретение теплоты, тыс. руб./год	3810,2
Потребленная электроэнергия, (кВт·ч)/год	15800,4
Затраты на электроэнергию, тыс. руб./год	74,42
Затраты на амортизацию основных средств, тыс. руб./год.	122,2
Сумма затрат, тыс. руб./год.	4128,9
Экономический эффект от внедрения ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя, тыс. руб./год.	296
Срок окупаемости	3,3

Результаты технико-экономических показателей внедрения ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в Мордовском филиале ОАО ТГК-6 и Ковылкинского филиала ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н. П. Огарева» представлены в таблицах 5.4, 5.5.

Таблица 5.4 Экономические показатели внедрения ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя в Мордовском филиале ОАО «ТГК-6»

Показатель	Вариант	
	базовый	модернизируемый
Потребляемая тепловая мощность, МВт	0,83	
Затраты на реконструкцию:		
приобретение ПП Ду 50, руб.;		10800
приобретение импульсного нагнетателя Ду 50, руб.;		12500
монтаж, руб.;		6990
итого		30290
Стоимость пластинчатых теплообменников (2 шт), руб.	360000	270000

Окончание таблицы 5.2

Расход электроэнергии на привод установленных циркуляционных насосов (3 кВт), руб./год.	82518	57762
Число промывок теплообменников в год	4	1
Расходы на промывку теплообменника (средняя стоимость одной промывки 13800 руб.)	55200	13800
Суммарные затраты, руб./год	182718	109090
Экономический эффект, руб./год.		73628

Таблица 5.5 Экономические показатели внедрения ИТП с импульсной циркуляцией теплоносителя Ковылкинского филиала ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н. П. Огарева»

Показатель	Вариант	
	базовый	модернизируемый
Потребляемая тепловая мощность, МВт	1,012	
Затраты на реконструкцию: приобретение ПП Ду 50, руб.;		10800
приобретение импульсного нагнетателя Ду 50, руб.;		12500
монтаж, руб.;		6990
итого.		30290
Стоимость пластинчатых теплообменников (2 шт), руб.	382000	286500
Расход электроэнергии на привод установленных циркуляционных насосов (4,5 кВт), руб./год.	181090	126763
Число промывок теплообменников в год	4	1
Расходы на промывку теплообменника (средняя стоимость одной промывки 13800 руб.)	55200	13800
Суммарные затраты, руб./год	284040	180161
Экономический эффект, руб./год.		103879

Внешний вид преобразователя потока, установленного в ИТП учебного корпуса Ковылкинского филиала ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н. П. Огарева», представлен на рисунке. 5.1.



Рисунок 5.1 – Преобразователь потока в ИТП учебного корпуса Ковылкинского филиала ФГБОУ ВПО «МГУ им. Н. П. Огарева»

Внедрение позволило получить экономический эффект в размере 103,879 тыс. руб. Внедрение ПП в контур теплообменника ГВС собственных нужд Мордовского филиала ОАО «ТГК-6» дало возможность получить экономический эффект в размере 73,628 тыс. руб.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1 Анализ функционирования систем теплоснабжения с независимым присоединением теплопотребляющих установок показал, что они недостаточно энергоэффективны в части обеспечения теплопередачи при пониженных расходах теплоносителя, а также из-за зашламливания теплопередающих поверхностей. Кроме того, циркуляция контуров отопления и ГВС требуют значительных располагаемых напоров на вводе. Одним из путей решения данной проблемы является переход к организации импульсной циркуляции теплоносителя в теплообменниках отопления и ГВС, при которой повышается коэффициент теплопередачи теплоиспользующего оборудования и способствует снижению образования отложений на теплопередающих поверхностях и создаются условия для рационального использования располагаемого напора в ИТП.

2 Разработаны принципиальные схемы перехода абонентских вводов и ИТП в импульсный режим течения теплоносителя на основе двухклапанного ПП, позволяющие повышать эффективность теплопередачи в среднем на 25 % и трансформировать 20 % напора из греющего контура в нагреваемый.

3 Разработана математическая модель двухклапанного ПП в виде системы дифференциальных уравнений, позволяющая исследовать влияние отдельных факторов (скорость, вязкость теплоносителя, длина трубопроводов) и конструктивных параметров (жесткость пружин, диаметр корпуса, диаметр и ход клапана) на длительность периодов работы клапанов. Установлено, что основными параметрами, влияющими на длительность периодов работы клапанов, являются жесткость центральной пружины и длина трубопроводов. С ростом жесткости центральной пружины периоды работы клапанов уменьшаются, а с увеличением длины трубопровода – увеличиваются.

4 Разработана математическая модель контура ГВС с импульсной циркуляцией теплоносителя на основе энергетических цепей, дающая возможность оптимизировать ее параметры (масса воды в контуре, податливость трубопроводов) и оценить гидравлическое сопротивление контура ГВС при различной частоте и

амплитуде импульсов входного давления. Выявлено, что с увеличением податливости трубопроводов питательной трубы амплитуда колебаний давления перед ПП нарастает менее интенсивно.

5 Усовершенствован алгоритм определения относительного коэффициента теплоотдачи в зависимости от отношения отклонения гидравлического сопротивления к его среднему значению, учитывающий соотношение между отклонениями давления и расхода импульсной системы теплоснабжения при различных частотах колебаний потока. Установлено, что в схеме с двухклапанным ПП гидравлическое сопротивление клапана зависит как от постоянной составляющей скорости потока, так и его отклонения.

6 Применение в греющем контуре ИТП с пластинчатыми теплообменниками двухклапанного ПП обеспечивает: увеличение срока службы теплоиспользующего оборудования за счет реализации эффекта самоочищения, снижения требований к качеству исходной и сетевой воды; уменьшение теплопередающих поверхностей теплоиспользующего оборудования за счет возрастания коэффициента теплопередачи на 26 %; возможность создания значительного (10 МПа и более) располагаемого давления, что необходимо для высотных зданий и протяженных сетей без применения повысительных насосов.

7 На основе результатов экспериментальных исследований получены уравнения регрессии, представляющие зависимости: коэффициента теплопередачи пластинчатого теплообменника в импульсном режиме от расхода нагреваемого теплоносителя, ее температуры на входе в теплообменник и длины подводящих трубопроводов; производительности мембранных насосов от располагаемого напора тепловой сети и длины подводящих трубопроводов к ударным клапанам ПП, адекватно отражающие процессы, происходящие в диапазоне расходов 0,470–1,05 м³/ч и располагаемом давлении 40 – 110 кПа.

8 Внедрение ИТП с импульсной циркуляцией в системы теплоснабжения на двух объектах в Республике Мордовия позволило получить суммарный экономический эффект в размере 177,507 тыс. руб. в год (в ценах 2013 г.).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Адлер Ю. П. Введение в планирование эксперимента / Ю. П. Адлер. – М.: Металлургия, 1969. – 157 с.
- 2 Алгоритмы обработки теплофизического эксперимента : сб. науч. ст. / ин-т теплофизики; под ред. С. С. Кутателадзе. – Новосибирск : , 1975. – 154.
- 3 Амосов, А. А. Вычислительные методы для инженеров: учебное пособие для вузов / А. А. Амосов, Ю. А. Дубинский, Н. В. Копченова. – 2-е изд., доп. – М.: Изд-во МЭИ, 2003. – 596 с.
- 4 Атмалян Э. Г. Приборы и методы измерения электрических величин : учеб. пособие для вузов / Э. Г. Атмалян. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Дрофа, 2005. – 415 с.
- 5 Бабаков И. М. Теория колебаний : уч. пособие / И. М. Бабаков. – 4-е изд. – М. : 2004. – 593 с.
- 6 Браун Ф.Т. Поведение возмущений малой амплитуды, наложенных на турбулентное течение в гидравлических трубопроводах / Ф. Т. Браун, Д. Л. Марголис, Р. П. Шах // Теор. основы инж. расчетов. – 1969. – № 4. – С. 119-136.
- 7 Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа / М. Ван-Дайк. – М.: Мир, 1986, 184 с.
- 8 Валуева Е. П. Введение в механику жидкости / Е. П. Валуева, В. Г. Свиридов. – М. : МЭИ, 2001. – 212 с.
- 9 Валуева Е. П. Гидродинамика и теплообмен при пульсирующем турбулентном течении в трубе жидкости с переменными свойствами / Е. П. Валуева // ТВТ. – 2005. – Т. 43. – № 6. – С. 888-896.
- 10 Валуева Е. П. Гидродинамика и теплообмен при пульсирующем турбулентном течении в трубе жидкости с переменными свойствами / Е. П. Валуева // ТВТ. – 2006. – Т. 44. – № 10. С. 118-126.
- 11 Валуева Е. П. Динамические характеристики гидравлического трубопровода при пульсирующем турбулентном течении / Е. П. Валуева // Изв. РАН. Энергетика. – 1998. – № 6. – С. 104-111.

12 Валуева Е. П. Динамические характеристики пульсирующего турбулентного потока сжимаемого газа в трубе при влиянии среднего во времени течения / Е. П. Валуева, А. А. Кулик // ТВТ. – 2003. – Т. 1. – № 3. С. 415-421.

13 Валуева Е. П. Динамические характеристики пульсирующего турбулентного потока сжимаемого газа в канале / Е. П. Валуева // ИРЖ. – 1999. – Т. 72. – № 5. – С. 896-901.

14 Валуева Е. П. Коэффициент затухания волн давления в пульсирующем турбулентном потоке сжимаемого газа в трубе / Е. П. Валуева // Вестник МЭИ. – 1998. – № 4. – С. 69 -76.

15 Валуева Е. П. Коэффициент затухания волны давления при пульсирующем турбулентном течении газа в канале / Е. П. Валуева, А. А. Кулик // ТВТ. – 2003. – Т. 41. – № 4. – С. 554-560.

16 Валуева Е. П. Нестационарное турбулентное течение жидкости в круглой трубе / Е. П. Валуева, В. Н. Попов // Изв. РАН. Энергетика. – 1993. – № 5. – С. 150-157.

17 Валуева Е. П. Особенности гидродинамического сопротивления при турбулентном пульсирующем течении жидкости в круглой трубе / Е. П. Валуева, В. Н. Попов // Изв. РАН. Энергетика. – 1994. – № 2. – С. 122-131.

18 Валуева Е. П. Особенности процесса конвективного теплообмена при пульсирующем турбулентном течении газа в трубе / Е. П. Валуева, А. А. Кулик // Теплоэнергетика. – 2006. – № 5. – С.50-55.

19 Валуева Е. П. Особенности процесса конвективного теплообмена при пульсирующем турбулентном течении жидкости в трубе / Е. П. Валуева // ДАН. – 1999. – Вып. 367. – №3. – С. 333-337

20 Валуева Е. П. Пульсирующее турбулентное течение сжимаемой жидкости и распространения волн давления в канале / Е. П. Валуева, В. Н. Попов // Изв. РАН. МЖГ. – 1998. – № 5. – С. 98 -106.

21 Валуева Е. П. Пульсирующее турбулентное течение в трубах. Ч. I. Течение несжимаемой жидкости / Е. П. Валуева // Вестник МЭИ. – 2006. – № 5. – С. 121-130.

- 22 Валуева Е. П. Пульсирующее турбулентное течение в трубах. Ч. II. Течение в условиях появления сжимаемости жидкости / Е. П. Валуева // Вестник МЭИ. – 2007. – № 2. – С. 16-23.
- 23 Валуева Е. П. Теплоотдача и сопротивление при пульсирующем турбулентном течении жидкости в круглой трубе / Е. П. Валуева // ТВТ. – 1999. – № 5. – С. 750-757.
- 24 Варфоломеев В. Д. Вибрационная техника в химической промышленности. / В. Д. Варфоломеев, Э. Э. Кольман-Иванов. – М. : – Химия, 1985. – 240 с.
- 25 Галицейский Б.М. Тепловые и гидродинамические процессы в колеблющихся потоках. / Б.М Галицейский, Ю. А. Рыжов, Е. В. Якуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 256 с.
- 26 Ганиев Р. Ф.. Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии / Р. Ф. Ганиев, Н. И. Кобаско. – Киев: Техника, 1980. – 143 с.
- 27 Ганиев Р.Ф. Исследование волновых и вибрационных процессов в трубопроводных системах / Р. Ф. Ганиев, Х. Н. Низамов, С. Ю. Балашов // Тезисы Всесоюзной конференции по вибрационной технике. – Тбилиси, 1984. – 131 – 133.
- 28 Ганиев Р. Ф. Волновая стабилизация и предупреждение аварий на трубопроводах / Р. Ф. Ганиев, Х. Н. Низамов, Е. И. Дербуков. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1996. – 258 с.
- 29 Ганиев Р. Ф. Стабилизация колебаний давления в трубопроводных системах энергетических установок / Р. Ф. Ганиев, Х. Н. Низамов. – М.: Изд-во. МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1993. – 183 с.
- 30 Гарманов А. В. Подключение измерительных приборов. Решение вопросов электросовместимости и помехозащиты. На примере продукции фирмы L – Card. – М.: ЗАО «Л-КАРД», 2003. – 39 с.
- 31 Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем / Б. Ф. Гликман. – М.: Наука, 1986. – 368 с.
- 32 Голдшмид Ф. Р. О зависимости частотной характеристики от числа Стокса в случае вязких сжимаемых сред / Ф. Р. Голдшмид // Теор. основы инж. расчетов. – 1970. – № 2. – С. 134-144.

- 33 Гортышов Ю. Ф. Теплогидравлический расчет и проектирование оборудования интенсифицированным теплообменом / Ю. Ф. Гортышов, В. В. Олимпиев, Б. Е. Байгалиев. – Казань: изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. – 432 с.
- 34 Горяченко В. Д. Элементы теории колебаний : уч. пособие / В. Д. Горяченко. – 2-е изд. перераб. доп. – М. : Высш. шк., 2001. – 395 с.
- 35 Григорьев М. М. Классификация пульсирующих турбулентных течений / М. М. Григорьев, В. В. Кузьмин, А. В. Фафурин // Инж.-физ. ж. – 1990. – Т.59. – № 5. – с. 725-735.
- 36 Гухман А. А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепломассообмена / А. А. Гухман. – М.: Высшая школа, 1974. – 328 с.
- 37 Д'Суза А. Ф. Динамическая характеристика гидравлических трубопроводов / А. Д'Суза, Р. Олденбургер // Теор. основы инж. расчетов. – 1964. – № 3. – С. 196-205.
- 38 Динамика разреженных газов : сб. науч. тр. / ин-т теплофизики; под ред. С. С. Кутателадзе. – Новосибирск : [Б.И], 1976. –171 с.
- 39 Дрейцер Г. А. О некоторых проблемах создания высокоэффективных трубчатых теплообменных аппаратов / Г. А. Дрейцер // Новости теплоснабжения. – 2004. – № 5. – С. 32.
- 40 Жуковский Н. Е. Лекции по гидродинамике / Н. Е. Жуковский // Ученые записки Московского Университета. – Т. 2. – Вып. 7. – 1887 . –123 с.
- 41 Жуковский Н. Е. Избранные сочинения : Т. 2 / Н. Е. Жуковский . – М. : Гостехтеориздат, 1948 г. – 442 с.
- 42 Калинин Э. К. Интенсификация теплообмена в канала / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 205 с.
- 43 Калинин Э. К. Эффективные поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп, А. С. Мякочин. – М.: Энергоиздат, 1988. – 408 с.
- 44 Карм Дж. Т. Частотные характеристики пневматических линий передач / Дж. Т. Карм, М. Е. Франк // Теор. основы инж. расчетов. – 1967. – № 2. – С. 149-163.
- 45 Картвелишвили Н.А. Динамика напорных трубопроводов / Н. А. Картвелишвили. – М.: Энергия. 1979. – 224 с.

- 46 Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1977. – 832 с.
- 47 Кочин Н. Е. Теоретическая гидромеханика / Н. Е. Кочин, И. А. Кибель, Н. В. Розе. – 6-изд. исправ. и доп. – Ч. 1. – М.: ФИЗМАТГИЗ, 1963. – 583 с.
- 48 Кочин Н. Е. Теоретическая гидромеханика / Н. Е. Кочин, И. А. Кибель, Н. В. Розе. – 4-изд. исправ. и доп. – Ч. 2. – М.: ФИЗМАТГИЗ, 1963. – 727 с.
- 49 Кошкин В. К. Нестационарный теплообмен / В. К. Кошкин, Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, С. А. Ярхо. – М.: Машиностроение, 1973. – 328 с.
- 50 Краев В. М. Влияние гидродинамической нестационарности на гидравлическое сопротивление в трубе / В. М. Краев // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. – 2003. – №4. – С. 73 – 75.
- 51 Кудашев С. Ф. Применение гидравлического тарана в системе теплоснабжения здания / Е. С. Лапин, С. Ф. Кудашев // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : материалы Междунар. науч.-практ. конф. / редкол.: А. В. Котин [и др.]. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2012. – С. 324–327.
- 52 Кудашев С. Ф. К вопросу развития пульсирующих систем теплоснабжения / С. Ф. Кудашев // Проблемы, перспективы и стратегические инициативы развития теплоэнергетического комплекса: матер. Междунар. Науч.-практ. конф. / Под ред. В. В. Шалая, А. С. Ненишева, А. Г. Михайлова, Т. В. Новиковой. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. – С. 98 – 100.
- 53 Кутателадзе С. С. Анализ подобия в теплофизике / С. С. Кутателадзе. – Новосибирск: Наука, 1982. – 280 с.
- 54 Кутателадзе С. С. Гидродинамика газожидкостных систем / С. С. Кутателадзе, М. А. Стырикович. – 2 изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1976. – 296 с.
- 55 Кутателадзе С. С. Моделирование теплоэнергетического оборудования / С. С. Кутателадзе, Д. Н. Ляховский, В. А. Пермьяков. – М.: Энергия, 1966. – 350 с.
- 56 Лаврентьев М. А. Проблемы гидродинамики и их математические модели / М.А. Лаврентьев, Б.В. Шабат. – М.: «Наука», 1973 г. – 416 с.

57 Лаптев А. Г. Определение коэффициентов теплоотдачи от интенсифицированных поверхностей / А. Г. Лаптев, А. Л. Ефимов // Труды Академэнерго. – 2010. – № 2. – С. 40-47.

58 Левцев А. П. Математическое моделирование нагнетателя импульсной системы теплоснабжения / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев // Моделирование технологических процессов в АПК: матер. міжд. наук. – практ. конф., 7-9 сент. 2010г./ Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Вип. 10. – Т. 8. – Мелітополь: ТДАУ, 2010. – С.177– 186.

59 Левцев А. П. Импульсные системы тепло-, водоснабжения сельскохозяйственных объектов / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. – №2. – 2010. – С. 91- 95.

60 Левцев А. П. Использование импульсного режима для интенсификации теплообмена в контуре ГВС с пластинчатыми теплообменниками / А. П. Левцев, С. Ф. Кудашев, А. И. Лысяков // Образование. Наука. Научные кадры. – 2013. - № 5. – С. 213–217.

61 Левцев А. П. Импульсные системы теплоснабжения / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев // Информ. листок о науч.-техн. достижении / Мордов. ЦНТИ; № 13 – 006 – 13.

62 Левцев А.П., Кудашев С.Ф., Макеев А.Н., Лысяков А.И. Влияние импульсного режима течения теплоносителя на коэффициент теплопередачи в пластинчатом теплообменнике системы горячего водоснабжения [Электронный ресурс] // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 2; URL: <http://www.science-education.ru/116-12664> (дата обращения: 08.04.2014).

63 Леонтьев А. И. Влияние интенсификаторов теплообмена на теплогидравлические свойства каналов / А. И. Леонтьев, В. В. Олимпиев // Теплофизика высоких температур. – 2007. – Т. 45. – №6. – С. 925-953.

64 Леонтьев А. И. Потенциал энергосбережения различных способов закрутки потока (Обзор) / А. И. Леонтьев, В. В. Олимпиев // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2010. – №1. – С. 13 – 49.

65 Макеев А. Н. Потенциал гидравлического удара в сетях теплоснабжения / А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев: Материалы XIV научной конференции молодых ученых, аспирантов и студентов Мордовского государственного университета имени Н.П. Огарева, 19-24 апр. 2010 в 2 ч. Ч.1: Технические и естественные науки / сост. О. И. Скотников и др. – Саранск, 2010. С. 20 – 24.

66 Макеев А. Н. Анализ установок для приготовления горячей воды / А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев, С. Н. Макеев // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : материалы Междунар. науч.–практ. конф. / редкол.: А. В. Котин [и др.]. – Саранск : Изд-во Мордов. ун-та, 2012. – С. 371–373.

67 Марголис Д. Л. Измерение распространения длинноволновых возмущений в турбулентном потоке в трубе / Д. Л. Марголис, Ф. Т. Браун // Теор. основы инж. расчетов. – 1976. – № 2. – С. 311-320.

68 Марчук Г. И. Методы вычислительной математики : учеб. пособие для вузов. – 2-е изд. перераб. и доп. / Г. И. Марчук. – М.: Наука, 1980. – 535 с.

69 Мейзда Ф. Ф. Электронные измерительные приборы и методы измерений /Ф. Ф. Мейзда; пер. с англ. – М. : Мир, 1990 . – 535 с.

70 Мигай В. К. Повышение эффективности современных теплообменников / В.К. Мигай. – Л.: Энергия. Ленингр. Отд-ние, 1980. – 144 с.

71 Мигай В. К. О предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет турбулизации потока / В. К. Мигай // Изв. АН СССР, Энергетика и транспорт. –1990. – №2. – С. 169-172.

72 Некоторые задачи гидродинамики и теплообмена : сб. науч. статей / ин-т теплофизики; С. С. Кутателадзе. – Новосибирск , 1976. – 258 с.

73 Обработка и анализ цифровых изображений с примерами на LabIEW IMAQ Vision / Ю. В. Визильтер, С. Ю. Желтов, В. А. Князь, А. Н. Ходарев, А. В. Моржин. – М. : ДМК Пресс, 2007. – 464 с.

74 Овсепян В. М. Гидравлический таран и таранные установки. – М. :Машиностроение, 1968. – 124 с.

75 Ольсон Г. Динамические аналогии / Г. Ольсон. – М. : Изд-во иностр. лит., 1947. – 224 с.

76 Особенности работы тахометрических преобразователей расхода малых диаметров под влиянием пульсаций давления / В. П. Черненко, В. С. Ионов, Н. С. Румянцев, Г. А. Тимошенко // Вологдинские чтения. – 2012. – № 80. – С. 46 – 48.

77 Пат. РФ № 2047080, МПК 6F 28F 13 / 10 Теплообменник с пульсационной подачей газа: патент на изобретение / В. А. Шелякин; заявитель и патентообладатель Шелякин В. А. – № 5065980/06, заявл. 12.10.1992, опубл. 27.10.1995, Бюл. № 8.

78 Пат. РФ № 88104, МПК F24D 3/02. Система отопления здания варианты / А. Н. Макеев, А. П. Левцев, А. А. Лазарев; заявитель и патентообладатель А. Н. Макеев, А. П. Левцев, А. А. Лазарев. – № 2009126711; заявл. 13.07. 2009; опубл. 27.10.2009, Бюл. № 30.

79 Пат. РФ № 87501, МПК F24D 11/00. Автономная система отопления для здания индивидуального пользования / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, А. А. Лазарев; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева». – № 2009113871; заявл. 13.04.2009; опубл. 10.10. 2009, Бюл. № 28.

80 Пат. РФ № 86841, МПК A01G 25/00. Ударный узел для газогидравлического устройства / А. П. Левцев, А. Н. Макеев; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева». – № 2009116882; заявл. 04.05.2009; опубл. 20.09.2009, Бюл. № 26.

81 Пат. РФ № 95814, МПК F28F 1/00. Теплообменник / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев; заявитель и патентообладатель ГОУВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева». – № 2010108263; заявл. 05.03.2010; опубл. 10.07.2010, Бюл. № 19.

82 Пат. РФ № 95814, МПК F28F 1/00, F28F 13/08. Теплообменник / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева». – № 2010108263; заявл. 05.03.2010; опубл. 10.07.2010, Бюл. № 19.

83 Пат. РФ № 98060, МПК F24D 3/00 Система теплоснабжения/ А. П. Левцев, А. Н. Макеев, А. М. Зюзин; заявитель и патентообладатель Негосударственное образовательное учреждение «Саранский Дом науки и техники Российского Союза научных и инженерных организаций» (НОУ «Саранский Дом науки и техники РСНИИОО»). – №2010122249; заявл. 31.05.2010; опубл. 27.09.2010, Бюл. №17.

84 Пат. РФ №102760, МПК F24D 3/00. Тепловой пункт / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев ; заявитель и патентообладатель ГОУВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева». – № 2010143635 ; заявл. 25.10.2010; опубл. 10.03.2011, Бюл. № 7.

85 Пат. РФ № 106329, МПК F16K 1/00. Ударный узел для газогидравлического устройства / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, А. М. Зюзин; заявитель и патентообладатель Негосударственное образовательное учреждение «Саранский Дом науки и техники Российского Союза научных и инженерных организаций» (НОУ «Саранский Дом науки и техники РСНИИОО»). – № 2011107008; заявл. 24.02.2011; опубл. 10.07. 2011, Бюл. № 19.

86 Пат. РФ № 113546, МПК F15B 21/12 Ударный узел для газогидравлического устройства (варианты) / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, А. М. Зюзин; заявитель и патентообладатель Негосударственное образовательное учреждение «Саранский Дом науки и техники Российского Союза научных и инженерных организаций» (НОУ «Саранский Дом науки и техники РСНИИОО»). – № 2011141604; заявл. 13.10.2011; опубл. 20.02.2012, Бюл. №5.

87 Пат. РФ №114129, МПК F24D3/02. Ударный узел / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева». – № 2011138880 ; заявл. 22.09.2011 ; опубл. 10.03.2012, Бюл. № 7.

88 Пат. РФ № 2484380, МПК F24D3/02. Ударный узел / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева». – № 2012111639; заявл. 26.03.2012 ; опубл. 10.06.2013, Бюл. № 16.

- 89 Пат. РФ № 128263, МПК F15B21/12. Ударный узел / А. П. Левцев, А. Н. Макеев, С. Ф. Кудашев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева». – № 2012153602 ; заявл. 11.12.2012; опубл. 20.05.2013, Бюл. № 14.
- 90 Патрашев А. Н. Гидромеханика / А. Н. Патрашев . – М.: Военно-Морское изд. военно-морского министерства союза СССР, 1953 . – 719 с.
- 91 Платы L-761, L-780, L-783. Техническое описание и руководство программиста. – М. : ЗАО «Л-КАРД», 2003. – 113 с.
- 92 Попов В. Н. Теплообмен и гидродинамика при нестационарном турбулентном течении жидкости в круглой трубе / В. Н. Попов, Е. П. Валуева // Тр. 2-го Минского междунар. форума по тепломассообмену. – Минск, 1992. – Т. 1. – Ч. 1. – С. 133-136.
- 93 Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учеб. для машиностроительных вузов / Д. Н. Попов. – М.: «Машиностроение», 1976. – 424 с.
- 94 Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д. Н. Попов. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1987. – 463 с.
- 95 Попов Д. Н. Обобщенное уравнение для определения касательных напряжений трубы при неустановившемся движении вязкой жидкости / Д. Н. Попов // Изв. ВУЗов. –М. : Машиностроение. – 1967. – № 5. – С. 52 - 56.
- 96 Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д. Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
- 97 Попов И. А. Перспективные методы интенсификации теплообмена для энергетического оборудования / И. А. Попов, А. Б. Яковлев, А. В. Щелчкова, Д. В. Рыжов, Л. А. Обухов. // Энергетика Татарстана. – 2011. – №1. – С. 25 – 29.
- 98 Порди К. Р. Влияние резонансного акустического поля на течение вязкой жидкости / К. Р. Порди, Т. В. Джексон, С. В. Гортон // Теплопередача. – 1964. – № 1. – С. 126-136.
- 99 Рабинович Е. З. Гидравлика / Е. З. Рабинович. – М. : Недра, 1980. – 280 с.
- 100 Раннев Г. Г. Методы и средства измерений : учебник для вузов / Г. Г. Раннев, А. П. Тарасенко. – 3-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 336 с.

101 Резонансные и волновые явления при интенсивных процессах конденсации / С. И. Лужин, О. О. Мильман, В. А. Федоров, Б. С. Жакупов, Е. С. Вассерман, Ю. Б. Зудин, Н. А. Прибатурин // Отчет о НИР № 98-02-17812 (Российский фонд фундаментальных исследований).

102 Сазонов Г. Г. Численные методы в инженерных расчетах: учебное пособие. – М. : издательство МЭИ, 2005. – 48 с.

103 Симберт У. М. Цепи, сигналы, системы / У. М. Симберт; перевод с англ. – в 2-х частях. – Ч. 1. – М.: Мир, 1988. – 336 с.

104 Симберт У. М. Цепи, сигналы, системы / У. М. Симберт; перевод с англ. – в 2-х частях. – Ч. 2. – М.: Мир, 1988. – 336 с.

105 Смирнов В. И. Курс высшей математики / В. И. Смирнов. – Т. 2. – М.: Наука, 1974. – 656 с.

106 Смирнов В. И. Курс высшей математики / В. И. Смирнов. – 6-изд. перераб. и доп. – Т.4. Ч.2. – М.: Наука, 1981. – 552 с.

107 Сурин А. А. Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним / А. А. Сурин. – М.: Трансжелдориздат, 1946. – 371 с.

108 Тарко Л. М. Переходные процессы в гидравлических механизмах / Л.М. Тарко. – М.:Маштностроение, 1973. – 168 с.

109 Трауб Дж. Итерационные методы решения уравнений / Дж. Трауб; пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – 264 с.

110 Узим Дк. Линейные и нелинейные волны / Дк. Узим. М. : Мир, 1977. – 624 с.

111 Федоткин И. М. Интенсификация теплообмена в аппаратах пищевых производств / И. М. Федоткин, В. С. Липскман. – М. : Пищевая промышленность, 1972. – 240 с.

112 Фокс Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах / Д. А. Фокс; пер. с англ. – М. : Энергоиздат, 1981. – 247 с.

113 Френкель Н. З. Гидравлика: учебник для механических и машиностроительных специальностей вузов / Н. З. Френкель. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Госэнергоиздат, 1956. – 456 с.

114 Харт Х. Введение в измерительную технику / Х. Харт; пер. с нем. – М. : Мир, 1999. – 391 с.

115 Чарный И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах / И. А. Чарный. – 2-е изд. – М. : Недра, 1975. – 296 с.

116 Черненко В. П. Использование дросселируемого напора на обратной линии тепловых насосных станциях для выработки электрической энергии / В. П. Черненко, И. Д. Лихачев // Молодежь и наука: Сборник материалов VII Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной 50-летию первого полета человека в космос [Электронный ресурс]. – Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2011. – Режим доступа: <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2011/section01.html> , свободный, (дата обращения: 12.09.2011).

117 Шварев Л. В. Исследование течения и теплообмена в круглых профилированных каналах теплообменников / Л. В. Шварев, А. Л. Ефимов // Вестник иркутского государственного технического университета. – 2011. – № 6. – С. 141-146.

118 Экспериментальное исследование пристенной турбулентности и вязкого подслоя : сб. науч. тр. / ин-т теплофизики; под ред С. С. Кутателадзе . – Новосибирск, 1976. – 104 с.

119 Экспериментальное исследование пристенной турбулентности течений / С. С. Кутателадзе, В. Е. Накоряков, Е. М. Хабахпашева. – Новосибирск : Наука, 1975. – 166 с.

120 Экономика энергетики: учебное пособие для вузов по специальностям «Промышленная теплоэнергетика», «Энергетика теплотехнологий», «Энергообеспечение предприятий» направления «Теплоэнергетика» / Н. Д. Рогалев, А. Г. Зубкова, И. В. Мастерова и др. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Изд. дом МЭИ, 2008. – 300 с.

121 Юдаев Б. Н. Техническая термодинамика. Теплопередача / Б. Н. Юдаев. – М. : Высшая школа, 1988. – 479 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица А.1 Результаты экспериментального определения гидравлической характеристики ударного клапана $h=0,5$ мм и $h=1$ мм

Ход ударного клапана $h=0,5$ мм				Ход ударного клапана $h=1$ мм			
$P_{\text{вых}}$	$P_{\text{вх}}$	G	ξ	$P_{\text{вых}}$	$P_{\text{вх}}$	G	ξ
кгс/см ²	кгс/см ²	л/ч		кгс/см ²	кгс/см ²	л/ч	
1,7708	3,2853	4173	859,53	4,3959	4,7078	2269	569,94
1,5719	3,21103	4369	848,67	4,6543	4,9966	2400	561,58
1,7135	3,1947	4095	872,96	4,7868	5,1643	2532	558,82
1,695	3,1798	4117	865,76	4,8743	5,281	2627	560,95
4,1014	5,3565	3760	877,39	5,1909	5,6541	2799	565,40
3,94582	4,9968	3447	874,18	5,3225	5,8231	2901	570,26
3,8369	4,7225	3158	877,61	5,5097	6,0607	3057	566,84
3,6676	4,3175	2720	868,16	5,8282	6,4471	3255	563,32
3,5576	4,0888	2439	882,52	5,5031	6,2389	3560	562,09
4,3264	5,8265	4161	873,66	5,3332	6,1385	3728	561,99
4,56	5,9567	4005	878,05	4,9441	5,8879	4057	557,70
4,6935	6,0151	3911	871,25	4,7473	5,7519	4186	558,15
5,0229	6,2006	3685	874,54	4,4838	5,6024	4418	558,79
5,2333	6,3203	3536	876,65	4,6245	5,8954	4690	564,29
5,4253	6,4205	3370	883,63	4,4047	5,4424	4231	564,61
5,7016	6,5607	3121	889,36	4,3883	5,3943	4164	564,86
6,09123	6,7891	2808	892,48	4,2039	5,0971	3928	562,52
6,33302	6,9025	2529	897,84	4,1789	5,0235	3817	562,75
5,1071	5,5685	2277	897,37	4,1448	4,9442	3699	566,58
4,7567	5,5654	3051	876,04	3,9499	4,5745	3275	561,71
4,6114	5,4809	3153	881,94	3,8652	4,2444	3092	376,49
4,3041	5,2714	3350	869,14	3,7691	4,2638	2902	562,94
4,0001	5,041	3463	875,23	3,6946	4,1164	2685	557,68
3,8434	4,8979	3486	875,01	3,6198	3,9844	2494	555,48
4,2913	5,7865	4183	861,67	3,5281	3,8128	2199	551,21
4,9326	6,0932	3608	899,02	3,4072	3,7036	2237	555,75
5,567	6,5076	3231	908,55	3,5874	4,0026	2688	547,40
5,9074	6,6764	2928	904,49	3,6772	4,1392	2839	548,11
5,8072	6,6379	3049	901,05	3,6849	4,1782	2923	553,26
5,7737	6,4881	2794	922,80	3,7115	4,2396	3034	550,88
4,9262	5,5093	2515	929,58	3,8251	4,4525	3315	550,75
4,5071	4,9846	2267	936,89	3,8553	4,5219	3438	544,83
4,2616	4,6683	2067	959,87	3,9636	4,6822	3546	553,02
6,1149	6,6837	2493	922,86	3,9455	4,7143	3664	554,93
5,8782	6,5487	2726	909,84	3,9848	4,7928	3750	557,31
5,5472	6,3682	3025	904,71	4,1196	5,0165	3969	553,28
5,5331	6,355	3025	905,71	4,19501	5,1468	4066	560,01
5,2368	6,1995	3287	898,48	4,237	5,2316	4145	563,49
4,6706	5,8956	3714	895,51	4,2395	5,2592	4204	561,82
4,036	5,5844	4181	893,19	4,5912	5,939	4825	565,80
Хср	889,94			Хср	566,98		
σ	23,96			σ	27,71		
Хв	961,84			Хв	650,13		
Хн	818,04			Хн	483,83		

Таблица А.2 Результаты экспериментального определения гидравлической характеристики ударного клапана $h=1,5$ мм и $h=2$ мм

Ход ударного клапана $h=1,5$ мм				Ход ударного клапана $h=2$ мм			
$P_{\text{ВЫХ}}$	$P_{\text{ВХ}}$	G	ξ	$P_{\text{ВЫХ}}$	$P_{\text{ВХ}}$	G	ξ
КГС/СМ ²	КГС/СМ ²	КГ/Ч		КГС/СМ ²	КГС/СМ ²	КГ/Ч	
3,5386	3,8091	2660	377,83	4,1322	4,357	2400	385,71
3,6416	3,7912	2920	173,40	3,8694	4,0389	2064	393,22
3,5236	3,8269	2821	376,67	3,9012	4,0766	2112	388,63
3,4591	3,7076	2510	389,82	4,0915	4,3123	2379	385,57
3,6234	3,9523	2926	379,67	4,2755	4,5266	2562	378,08
3,586	3,8943	2813	385,06	4,4429	4,735	2750	381,73
3,5192	3,802	2712	380,01	4,6524	4,9858	2970	373,54
3,4688	3,716	2508	388,40	4,7598	5,1701	3350	361,33
3,6846	4,0561	3123	376,45	4,5295	5,0009	3557	368,22
3,7561	4,1757	3308	378,96	4,0892	4,5948	3719	361,28
3,7697	4,1903	3313	378,72	4,15111	4,6846	3830	359,43
3,8364	4,2947	3472	375,73	3,9573	4,577	4149	355,78
3,9611	4,5083	3787	377,09	4,5268	5,2204	4392	355,36
3,8327	4,2816	3420	379,30	4,5117	5,2956	4684	353,12
3,4659	3,7553	2727	384,61	4,8784	5,6636	4705	350,55
4,0381	4,6233	3920	376,38	5,0391	5,7719	4555	349,06
4,1174	4,7407	4051	375,37	4,7773	5,4262	4261	353,22
4,1512	4,8027	4137	376,21	4,6493	5,2406	4079	351,23
4,1848	4,8662	4240	374,59	4,4222	4,9205	3701	359,54
4,2438	4,9411	4296	373,41	4,2116	4,6166	3338	359,23
4,2825	5,0097	4402	370,89	4,19903	4,5834	3250	359,64
4,3721	5,1564	4584	368,88	4,0511	4,3786	2986	363,01
4,5287	5,4448	4971	366,39	3,8281	4,0726	2579	363,30
4,3927	5,2029	4562	384,74	3,7471	3,9537	2369	363,82
4,5195	5,4092	4800	381,64	3,7096	3,8945	2225	369,12
4,1569	4,8265	4134	387,23	4,659	5,3386	4392	348,19
4,2842	5,032	4375	386,12	4,75011	5,4657	4508	348,01
4,2688	5,0139	4391	381,92	4,5373	5,1821	4245	353,64
4,1664	4,8457	4174	385,34	4,451	5,0423	4076	351,75
4,0986	4,7357	4013	390,98	4,2474	4,7363	3684	356,02
3,9527	4,4975	3731	386,79	4,1347	4,5817	3535	353,52
3,8932	4,4102	3621	389,69	3,5737	3,9721	3352	350,43
3,9727	4,5352	3781	388,86	3,3379	3,7118	3192	362,68
3,9937	4,5523	3775	387,40	3,2825	3,6344	3090	364,24
3,7939	4,2561	3414	391,92	3,4058	3,726	2944	365,12
3,6631	4,0633	3167	394,34	3,3126	3,5769	2647	372,80
3,6357	3,9918	2975	397,64	3,2976	3,5203	2438	370,29
3,5331	3,838	2737	402,25	3,2959	3,5035	2318	381,85
3,521	3,8072	2637	406,76	3,5686	3,8398	2673	375,13
3,4288	3,6713	2386	420,98	3,6477	3,9541	2858	370,73
4,6085	5,5293	4917	376,40	3,7774	4,1192	3010	372,85
4,7775	5,6447	4776	375,73	3,854	4,2296	3163	371,04
5,0347	5,8325	4570	377,53	4,0332	4,4963	3537	365,84
5,1205	5,903	4520	378,53	4,1405	4,6668	3780	364,03

Окончание таблицы А.2

5,4754	6,1589	4229	377,70				
5,646	6,2707	4025	381,09				
5,7554	6,3443	3897	383,24				
5,9577	6,496	3731	382,18				
6,06	6,5544	3573	382,74				
6,2471	6,6947	3384	386,29				
6,4373	6,8308	3183	383,85				
6,6115	6,9441	2900	390,86				
6,6762	7,0094	2849	405,70				
6,8826	7,1599	2560	418,18				
7,0919	7,3079	2302	402,84				
6,2251	6,4541	2334	415,45				
6,0274	6,2763	2464	405,17				
5,8468	6,1212	2588	404,90				
5,6568	5,9593	2708	407,68				
5,1837	5,8508	4184	376,61				
5,0298	5,7402	4322	375,86				
4,8578	5,6129	4472	373,16				
4,6598	5,4787	4630	377,54				
4,7815	5,6742	4859	373,68				
Хср	381,6188			Хср	356,46		
σ	27,86669			σ	14,15886		
Хв	465,2189			Хв	398,9403		
Хн	298,0188			Хн	313,9871		

Таблица А.3 Результаты экспериментального определения гидравлической характеристики ударного клапана $h=2,5$ мм и $h=3$ мм

Ход ударного клапана $h=2,5$ мм				Ход ударного клапана $h=3$ мм			
$P_{\text{ВЫХ}}$	$P_{\text{ВХ}}$	G	ξ	$P_{\text{ВЫХ}}$	$P_{\text{ВХ}}$	G	ξ
кгс/см ²	кгс/см ²	кг/ч		кгс/см ²	кгс/см ²	кг/ч	
3,7003	3,8729	2200	352,44	4,2074	4,7473	3967	339,06
3,8193	4,0293	2437	349,46	4,3779	5,0078	4291	338,10
3,9202	4,2129	2731	387,85	4,3608	5,0355	4463	334,77
4,0487	4,4122	3079	378,94	4,6301	5,3814	4720	333,29
4,1007	4,5035	3269	372,52	4,7512	5,5676	4947	329,69
3,9518	4,3949	3399	379,04	4,6989	4,8072	1631	402,36
4,1564	4,6899	3717	381,63	4,6465	4,8205	2129	379,39
4,3133	4,9325	4034	376,05	4,5896	4,7804	2213	385,04
4,5038	5,2271	4416	366,56	4,4761	4,6933	2404	371,43
4,7462	5,553	4708	359,73	4,3773	4,6075	2529	355,71
3,7952	4,0312	2457	386,36	4,2647	4,5186	2655	355,98
3,9391	4,2276	2727	383,41	3,9929	4,3136	3019	347,75
4,0377	4,3648	2928	377,08	3,8769	4,2263	3160	345,81
4,1694	4,5518	3181	373,49	4,0184	4,4272	3443	340,82
4,2106	4,6325	3356	370,22	4,1931	4,7117	3886	339,40
4,3182	4,8061	3547	383,26	4,7577	5,5731	4948	329,16

Окончание таблицы А.3

4,5139	5,0835	3855	378,80	4,5765	5,3026	4641	333,17
4,6436	5,272	4068	375,29	4,5642	5,265	4574	331,05
4,8634	5,5993	4452	366,94	4,372	4,9839	4238	336,70
5,0318	5,8523	4757	358,35	4,1646	4,6641	3833	336,01
5,06	5,8861	4767	359,28	4,0508	4,4814	3544	338,83
5,2651	6,0367	4581	363,38	3,9235	4,3129	3362	340,48
5,7929	6,4329	4154	366,55	3,7623	4,0605	2933	342,59
6,2037	6,7287	3742	370,55	3,6877	3,9389	2655	352,19
6,4933	6,9499	3478	373,05	3,6289	3,8464	2457	356,07
6,7921	7,1685	3085	390,87	3,5801	3,7737	2309	358,88
7,0973	7,388	2697	394,98	3,562	3,749	2259	362,16
7,4008	7,6123	2292	397,90	3,6393	3,86165	2490	354,43
3,9496	4,1479	2261	383,36	3,6608	3,9125	2647	355,03
4,0223	4,2642	2452	397,63	3,7405	4,0165	2799	348,17
4,0024	4,2887	2653	402,01	3,7819	4,0949	3002	343,25
4,7251	5,1922	3530	370,47	3,9127	4,2686	3176	348,70
4,6742	5,3331	4262	358,49	3,957	4,3537	3370	345,22
4,8462	5,5373	4378	356,35	3,968	4,3865	3474	342,71
4,7143	5,4323	4472	354,82	4,0473	4,4931	3588	342,24
4,7271	5,4471	4472	355,81	4,095	4,5735	3724	341,00
4,627	5,3087	4300	364,37	4,2117	4,7513	3979	336,83
4,5237	5,1702	4191	363,77	4,3927	5,023	4292	338,16
4,4532	5,0455	3990	367,69	4,5148	5,22	4576	332,84
4,3463	4,8984	3827	372,55	4,7058	5,4806	4819	329,74
4,27603	4,7841	3662	374,43	4,7589	5,5705	4938	328,95
4,1677	4,6211	3469	372,36	4,4922	5,1626	4464	332,49
4,0157	4,4024	3169	380,56	4,3444	4,9487	4223	334,89
3,8323	4,1246	2715	391,90	4,1846	4,7031	3896	337,60
3,67759	3,9085	2370	406,29	4,036	4,4607	3506	341,47
3,6396	3,8445	2200	418,39	3,8639	4,1923	3066	345,26
				3,6725	3,909	2578	351,69
				3,5908	3,7849	2317	357,32
				3,5715	3,808	2578	351,69
Хср	375,37			Хср	338,68		
σ	12,91179			σ	70,28632		
Хв	414,103			Хв	549,5419		
Хн	336,6323			Хн	127,8239		

Таблица А.4 Результаты экспериментального определения гидравлической характеристики ударного клапана $h=3,5$ мм и $h=4$ мм

Ход ударного клапана $h=3,5$ мм				Ход ударного клапана $h=4$ мм			
$P_{\text{ВЫХ}}$	$P_{\text{ВХ}}$	G	ξ	$P_{\text{ВЫХ}}$	$P_{\text{ВХ}}$	G	ξ
кгс/см ²	кгс/см ²	кг/ч		кгс/см ²	кгс/см ²	кг/ч	
4,2132	4,3115	1725	326,49	3,029	3,2068	2247	346,66
4,3345	4,5085	2235	344,26	3,046	3,25351	2481	332,84
4,356	4,5468	2376	334,02	3,046	3,2887	2645	342,57
4,7012	4,8984	2404	337,23	3,0213	3,2930	2855	329,43

Окончание таблицы А.4

4,7513	4,9815	2529	355,71	3,0378	3,3660	3064	345,50
4,7219	4,9758	2655	355,98	3,0378	3,4034	3245	343,14
4,683	5,0037	3019	347,75	3,0378	3,4538	3434	348,64
4,5556	4,905	3160	345,81	3,0297	3,5036	3651	351,36
4,4867	4,8955	3443	340,82	3,0378	3,5586	3805	355,51
4,412	4,9306	3886	339,40	3,0051	3,5954	4040	357,44
4,256	4,7959	3967	339,06	3,0297	3,6685	4211	356,03
4,0237	4,6536	4291	338,10	3,0297	3,7209	4430	348,09
3,9868	4,6615	4463	334,77	3,0462	3,8094	4645	349,59
4,0184	4,7697	4720	333,29	2,9886	3,8405	4934	345,84
4,0423	4,8587	4947	329,69	4,4047	5,0158	4231	337,40
4,781	4,8933	1853	323,24	4,3883	4,9786	4164	336,50
4,7142	4,8582	2035	343,66	4,2039	4,7362	3928	341,01
4,5756	4,7264	2056	352,57	4,1789	4,6714	3817	334,14
4,5643	4,7378	2274	331,60	4,1448	4,6066	3699	333,57
4,3678	4,5731	2448	338,58	3,9499	4,3235	3275	344,33
4,2355	4,4811	2685	336,69	3,8652	4,2007	3092	346,87
4,5434	4,8272	2856	343,86	3,7691	4,0484	2902	327,81
3,9283	4,2403	3011	340,11	3,6946	3,9364	2685	331,60
3,8831	4,2657	3306	345,96	3,6198	3,8301	2494	334,06
3,7531	4,1756	3465	347,78	3,5281	3,6949	2199	340,97
3,6256	4,1318	3814	343,91	3,8087	4,0143	2437	342,18
3,5852	4,1389	3925	355,21	3,8985	4,2133	2988	348,50
4,743	4,8553	1836	329,25	3,9227	4,3668	3631	332,87
4,759	4,903	2057	336,34	3,949	4,4258	3712	341,74
4,759	4,9098	2119	331,92	4,0032	4,5057	3802	343,58
4,776	4,9495	2246	339,91	4,0464	4,5690	3895	340,46
4,743	4,9483	2406	350,50	4,0931	4,6801	4185	331,21
4,768	5,0136	2651	345,38	4,1933	4,7412	4030	333,41
4,768	5,0518	2856	343,86	4,1587	4,8847	4658	330,68
4,726	5,038	3021	337,86	4,2061	4,9250	4606	334,91
4,734	5,1166	3325	342,02	4,3493	5,0121	4411	336,66
4,768	5,1905	3512	338,54	4,4247	5,2358	4873	337,57
4,743	5,2492	3856	336,46	4,4667	5,2941	4912	338,91
4,709	5,2402	3942	337,84	4,4527	5,3011	4960	340,81
4,726	5,2691	4023	331,64	4,8209	5,478	4384	338,15
4,734	5,2886	4082	328,95	3,9104	4,4517	3984	337,06
Хср	339,90				Хср	340,67	
σ	7,786898				σ	7,423895	
Хв	363,2637				Хв	362,9404	
Хн	316,5423				Хн	318,397	

Таблица А.5 Результаты экспериментального определения гидравлической характеристики ударного клапана $h=5$ мм

Ход ударного клапана $h=5$ мм			
$P_{\text{вых}}$	$P_{\text{вх}}$	G	ξ
кгс/см ²	кгс/см ²	кг/ч	
3,4156	3,5591	2028	344,83
3,5186	3,6912	2244	338,75
3,4236	3,6322	2459	340,95
3,3591	3,5896	2617	332,62
3,5234	3,7957	2822	337,93
3,486	3,7983	3061	329,41
3,4192	3,7615	3215	327,29
3,3688	3,766	3450	329,81
3,5616	3,9939	3634	323,52
3,6331	4,1157	3830	325,15
3,6647	4,1903	4000	324,66
3,7314	4,3247	4216	329,89
3,8561	4,5583	4612	326,27
3,7277	4,4816	4808	322,31
3,3609	4,1453	4855	328,89
3,9151	4,4233	3923	326,35
4,0251	4,4627	3658	323,21
4,0587	4,5462	3854	324,37
4,1177	4,641	4004	322,59
4,1564	4,7397	4213	324,79
4,246	4,8903	4418	326,23
4,4026	5,2148	4971	324,84
3,3078	3,5512	2677	335,67
3,4	3,6635	2807	330,51
3,4121	3,6855	2853	331,96
3,5067	3,8126	3017	332,14
3,5341	3,8443	3026	334,81
3,6569	4,0106	3238	333,40
3,7472	4,1058	3243	336,98
3,8067	4,2048	3418	336,77
3,8267	4,2369	3475	335,72
3,8477	4,3049	3655	338,24
3,9366	4,3931	3658	337,17
4,0029	4,4902	3814	331,07
4,0044	4,5056	3854	333,49
4,1148	4,653	4004	331,78
4,1302	4,6775	4065	327,34
4,2467	4,8384	4213	329,46
4,3655	4,9658	4227	332,04
X _{ср}	330,66		
σ	5,666234		
X _в	347,6635		
X _н	313,6661		

Приложение Б

Графики мгновенных значений расхода и давления в подводящем трубопроводе к ударному клапану после теплообменника, при различной величине расхода через ПП

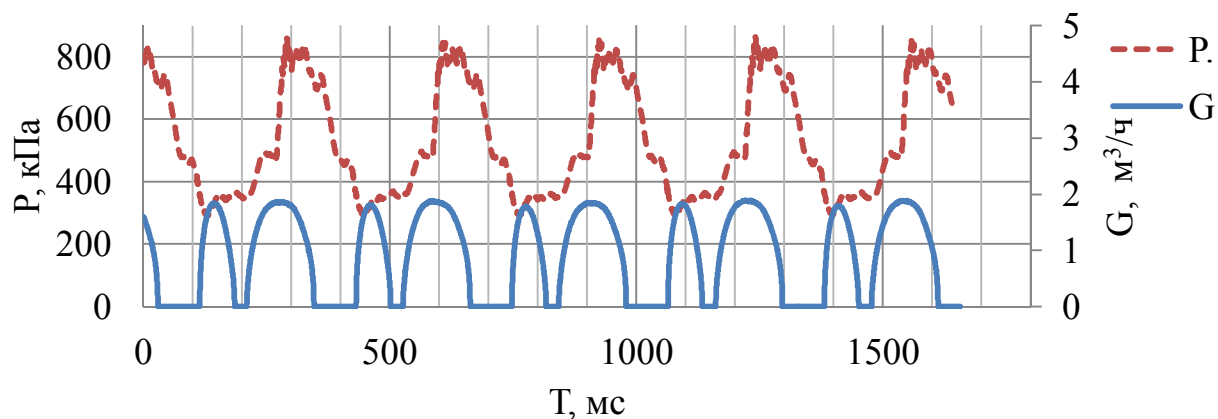


Рисунок 1 – Эксперимент 1

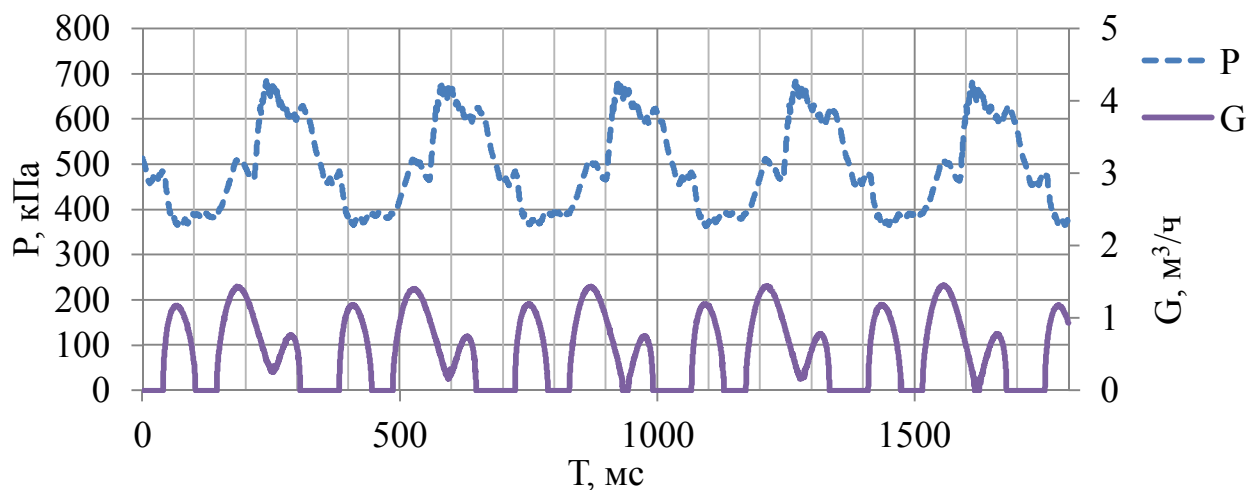


Рисунок 2 – Эксперимент 2

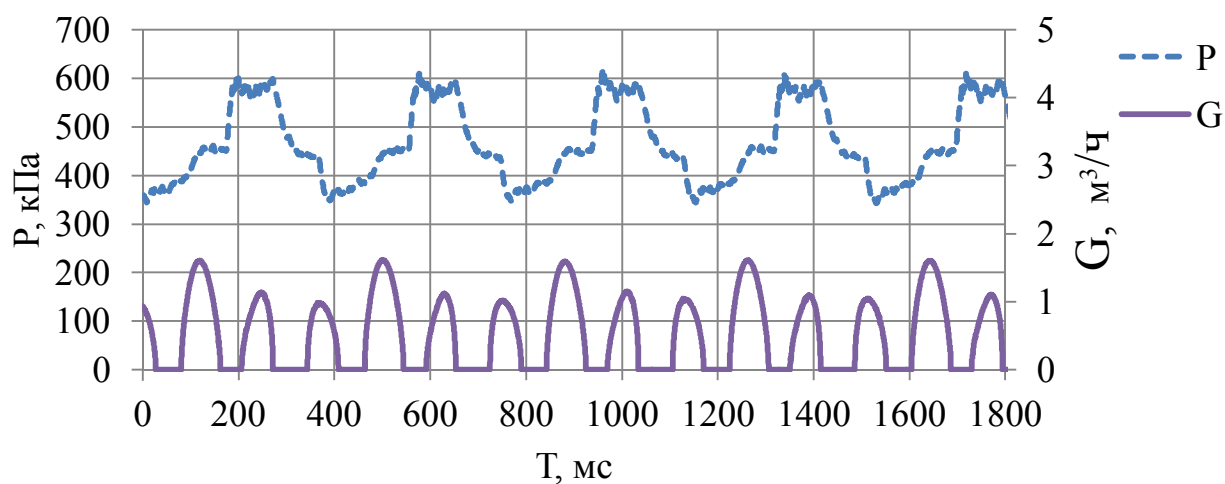


Рисунок 3 – Эксперимент 3

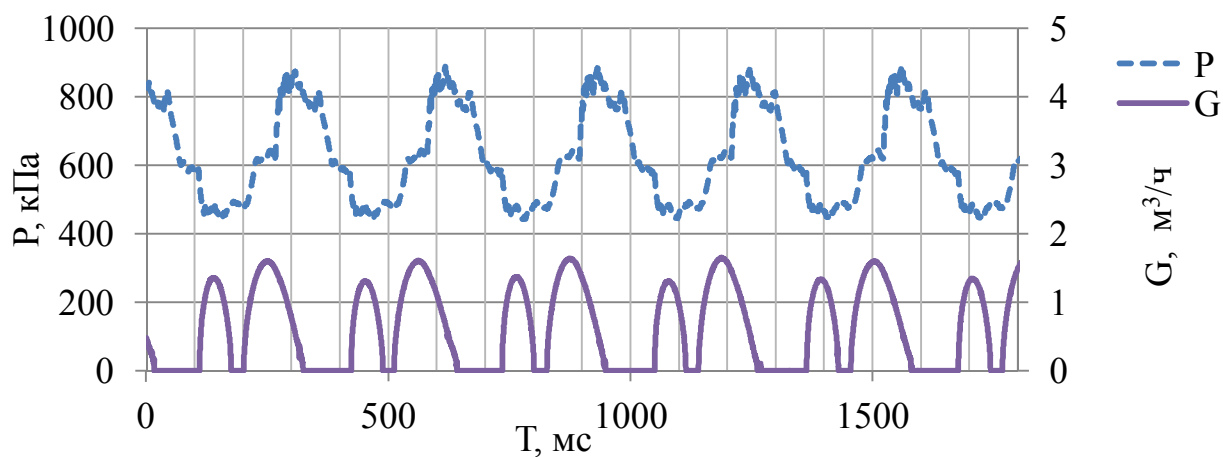


Рисунок 4 – Экперимент 4

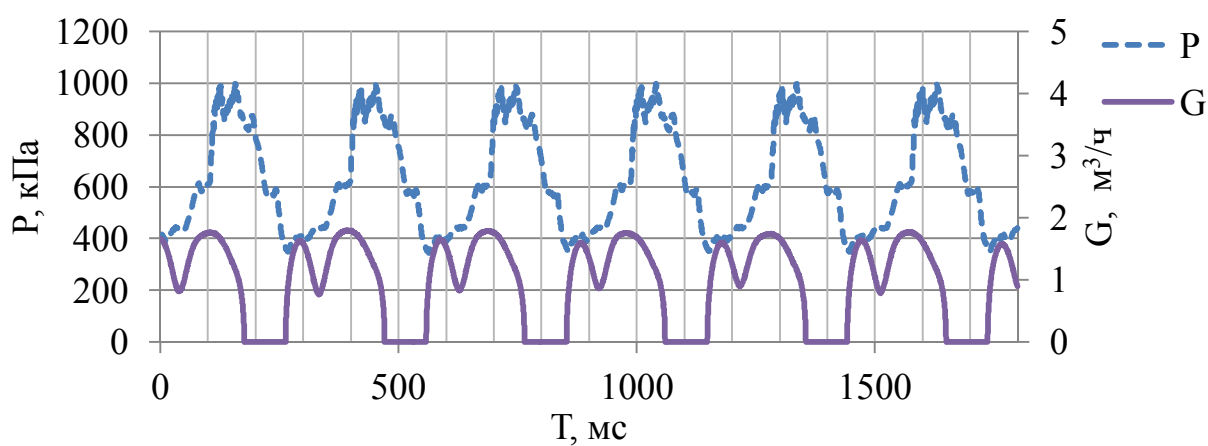


Рисунок 5 – Экперимент 5

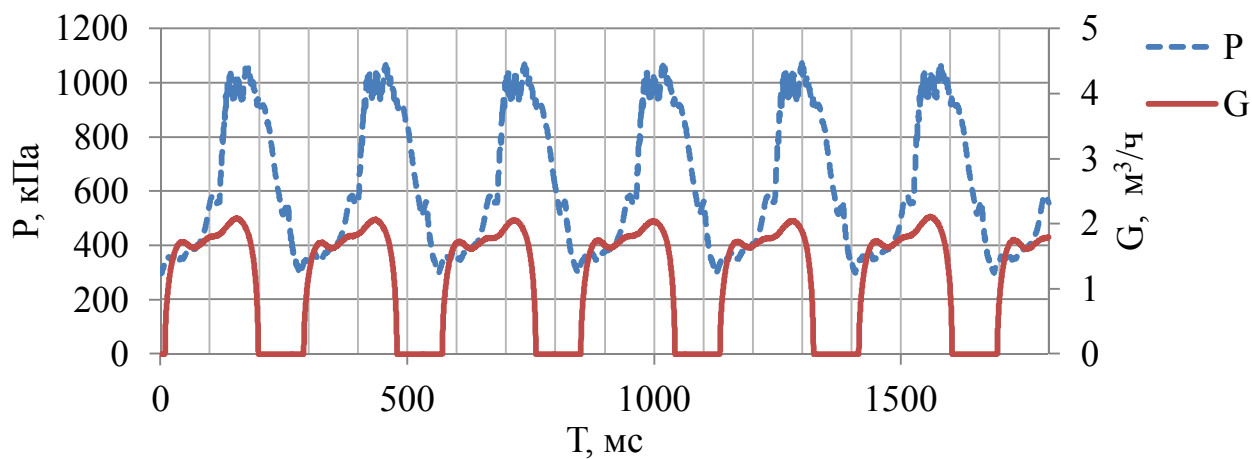


Рисунок 6 – Экперимент 6

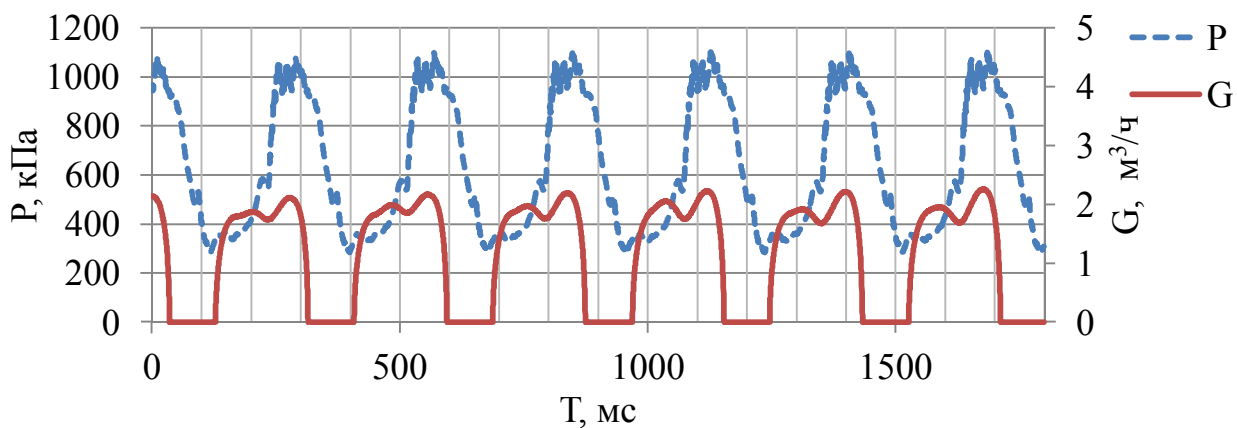


Рисунок 7 – Экперимент 7

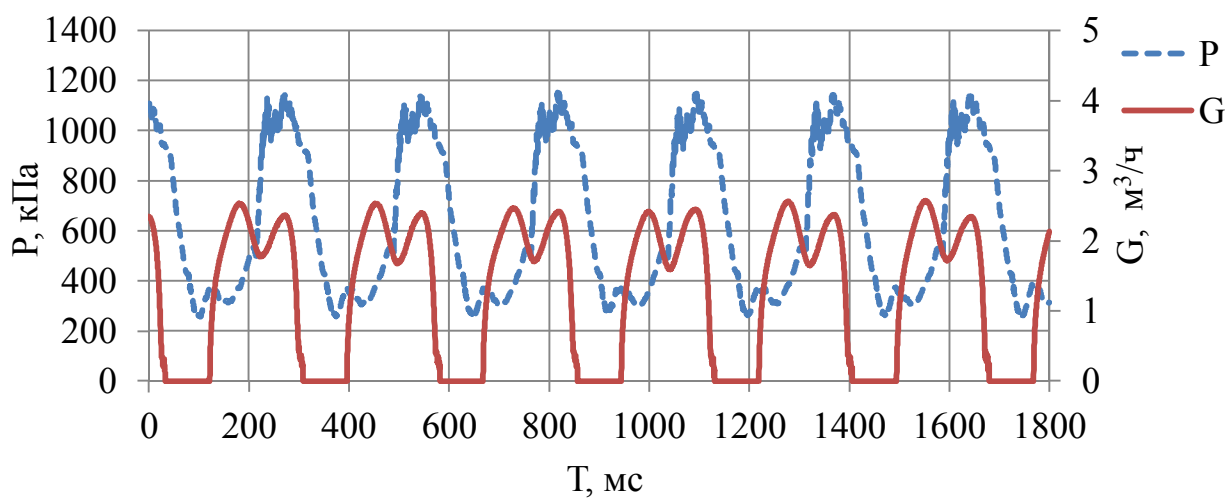


Рисунок 8 – Экперимент 8

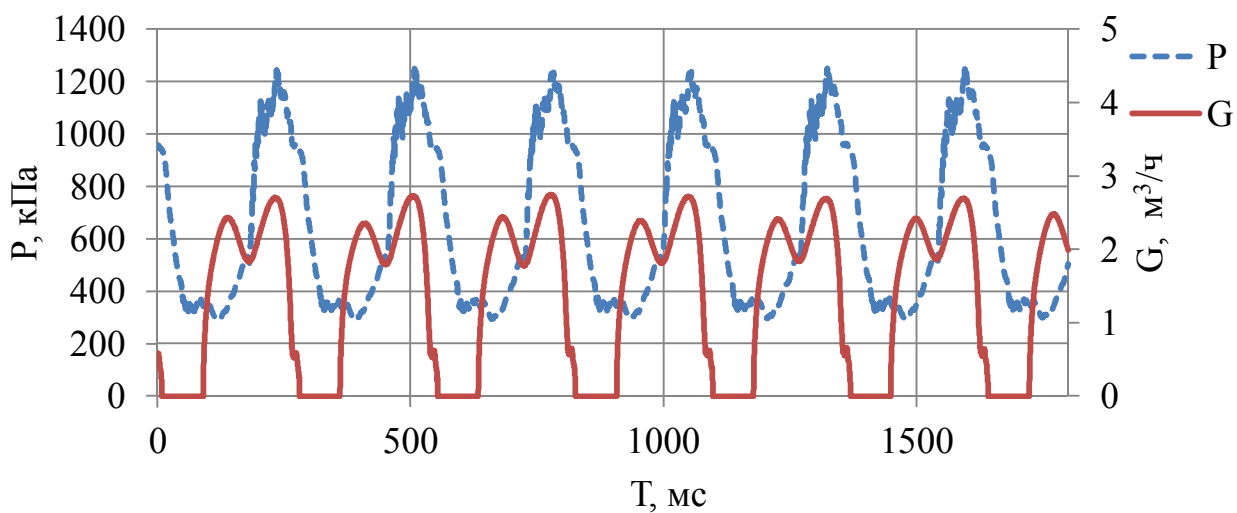


Рисунок 9 – Экперимент 9

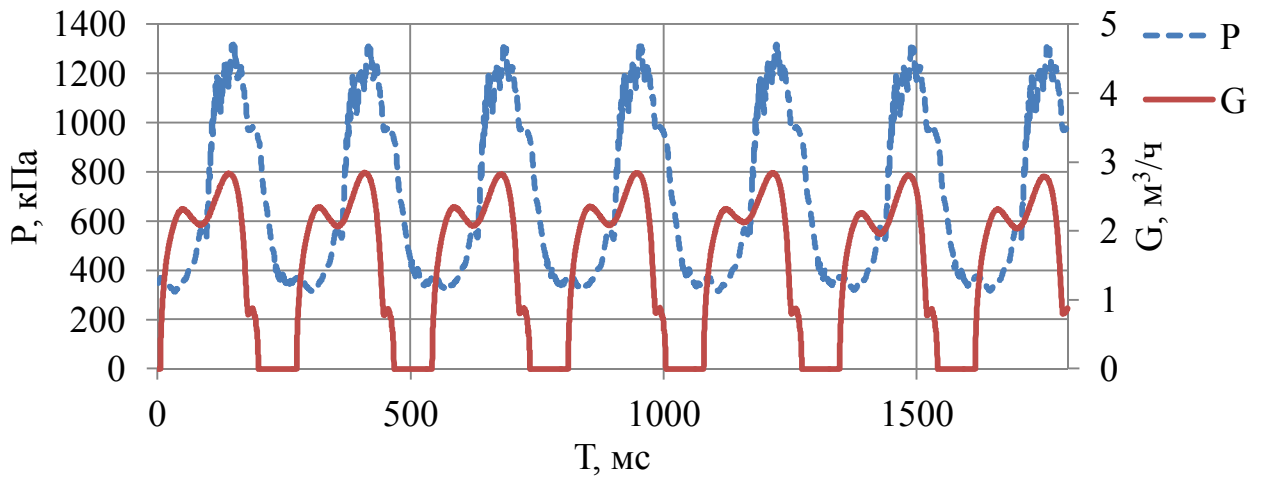


Рисунок 10 – Экперимент 10

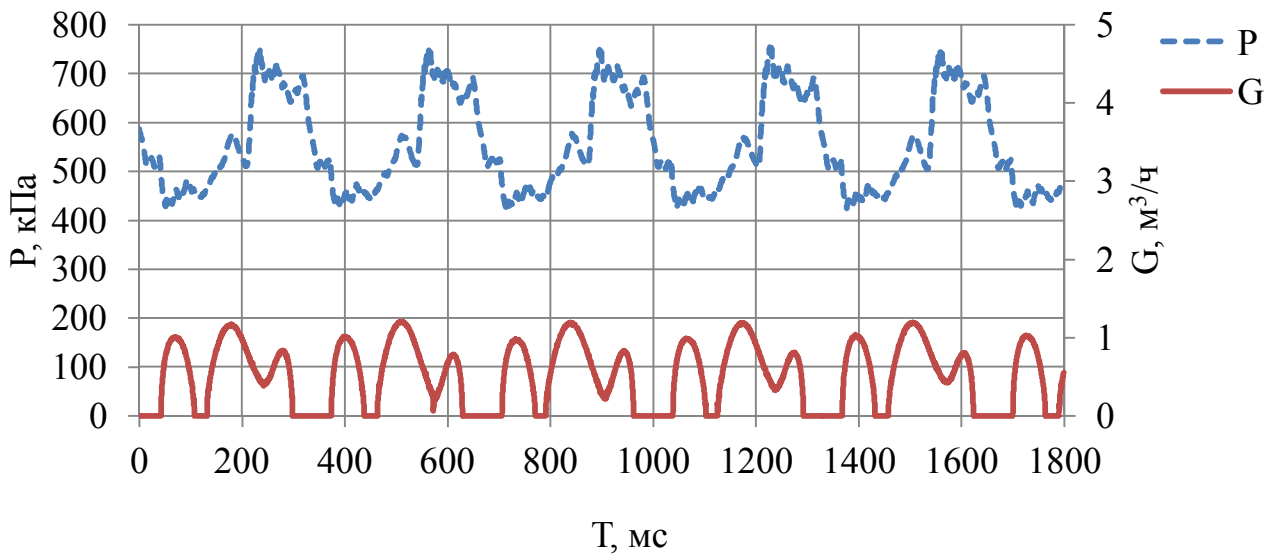


Рисунок 11 – Экперимент 11

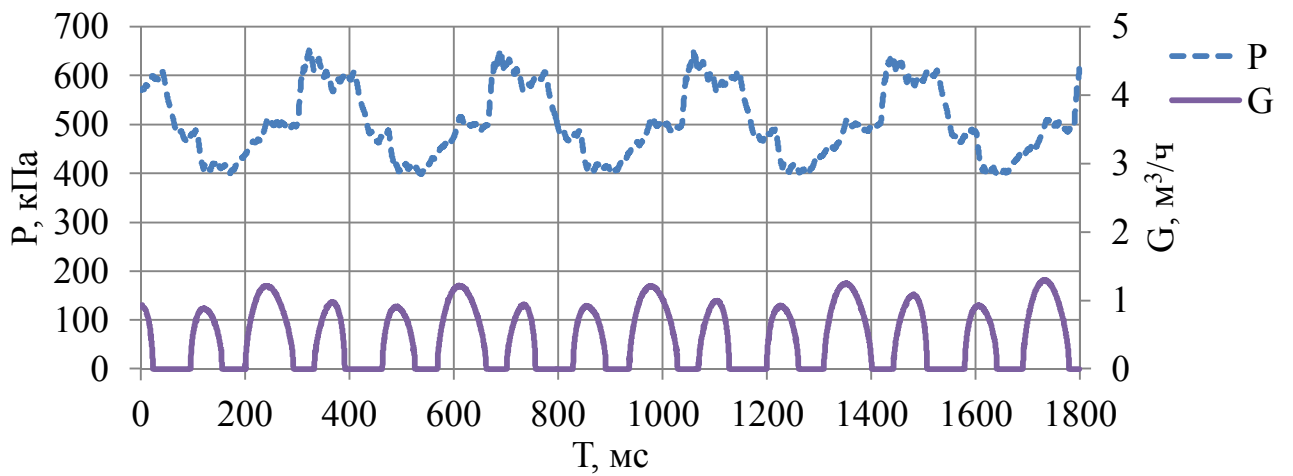


Рисунок 12 – Экперимент 12

Значения экспериментальных данных при обычном режиме течения теплоносителя

Таблица В.1 – Данные эксперимент 1 и 2

№	Эксперимент 1							Эксперимент 2						
	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	k , Вт/(м ² ·°C)	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	k , Вт/(м ² ·°C)
1.	45,75	39,47	54,23	9,51	733,28	1799,93	3926,87	42,99	36,25	51,60	8,98	723,46	1603,62	3827,32
2.	45,83	39,47	54,23	9,51	730,83	1797,97	3937,77	42,99	36,25	51,54	8,98	723,46	1609,24	3837,03
3.	45,83	39,47	54,23	9,51	730,83	1798,79	3939,01	42,91	36,25	51,54	8,98	723,91	1606,35	3815,30
4.	45,76	39,47	54,23	9,51	734,40	1804,00	3937,09	42,91	36,17	51,49	8,98	723,91	1603,35	3831,82
5.	45,76	39,47	54,23	9,51	734,40	1804,00	3937,09	42,91	36,17	51,49	8,98	719,67	1593,96	3809,37
6.	45,76	39,47	54,23	9,46	729,71	1795,13	3913,53	42,91	36,17	51,39	8,98	719,67	1604,48	3827,61
7.	45,84	39,47	54,23	9,46	729,71	1799,20	3937,58	42,91	36,17	51,39	8,98	724,58	1615,42	3853,72
8.	45,84	39,47	54,23	9,46	728,37	1795,89	3930,35	42,83	36,09	51,38	8,98	724,58	1603,56	3837,50
9.	45,84	39,47	54,23	9,46	728,37	1795,89	3930,35	42,83	36,09	51,38	8,98	725,92	1606,21	3844,40
10.	45,84	39,47	54,23	9,47	729,71	1798,86	3937,38	42,74	36,09	51,38	8,98	725,92	1601,82	3817,20
11.	45,83	39,47	54,23	9,47	729,71	1798,36	3934,36	42,74	36,09	51,33	8,98	725,92	1607,45	3826,86
12.	45,83	39,47	54,23	9,41	728,37	1798,03	3928,89	42,67	36,00	51,33	8,98	725,92	1595,44	3812,65
13.	45,83	39,47	54,23	9,41	728,37	1798,03	3928,89	42,67	36,00	51,22	8,98	725,92	1606,67	3832,00
14.	45,83	39,52	54,28	9,47	728,37	1794,78	3913,22	42,66	36,00	51,22	8,98	725,92	1606,18	3828,96
15.	45,84	39,52	54,28	9,47	729,71	1798,59	3923,41	42,66	36,00	51,16	8,98	725,92	1612,56	3839,95
16.	45,84	39,56	54,28	9,47	729,71	1802,35	3920,99	42,58	36,00	51,16	8,98	725,92	1609,12	3818,68
17.	45,83	39,56	54,28	9,41	734,40	1816,09	3944,73	42,58	35,93	51,06	8,98	725,92	1612,16	3843,06
18.	45,83	39,57	54,29	9,41	734,40	1816,53	3942,68	42,58	35,93	51,06	9,03	724,58	1606,94	3834,59
19.	45,83	39,57	54,29	9,41	734,40	1816,86	3942,88	42,58	35,93	51,01	9,03	724,58	1612,65	3844,46
20.	45,92	39,56	54,34	9,41	734,40	1813,61	3960,91	42,58	35,93	51,01	8,98	723,46	1612,74	3840,12
21.	45,92	39,56	54,34	9,41	732,17	1808,10	3948,88	42,49	35,84	50,95	8,98	723,46	1604,17	3830,24
22.	45,91	39,56	54,34	9,41	732,17	1807,59	3945,86	42,49	35,84	50,95	8,98	724,58	1606,64	3836,14
23.	45,91	39,56	54,34	9,35	732,17	1811,06	3948,66	42,41	35,76	50,90	8,98	724,58	1599,68	3828,47
24.	45,91	39,56	54,34	9,35	732,17	1811,06	3948,66	42,41	35,76	50,90	8,98	724,58	1599,68	3828,47
25.	45,91	39,56	54,34	9,41	732,17	1808,08	3946,91	42,33	35,76	50,90	8,98	723,46	1593,30	3798,29
26.	45,91	39,56	54,34	9,41	730,83	1804,77	3939,69	42,33	35,76	50,85	8,98	723,46	1598,63	3807,78
27.	45,91	39,56	54,39	9,36	730,83	1800,89	3931,35	42,34	35,76	50,85	8,98	723,46	1599,12	3810,82

Продолжение приложения В

Продолжение таблицы В.1

28.	45,91	39,56	54,39	9,36	730,83	1800,89	3931,35	42,34	35,76	50,79	8,98	723,46	1604,82	3820,61
29.	45,91	39,56	54,39	9,36	730,83	1800,89	3931,35	42,25	35,76	50,79	8,98	725,69	1605,31	3804,94
30.	45,91	39,57	54,34	9,36	728,37	1801,78	3925,96	42,25	35,68	50,74	8,98	722,12	1594,38	3802,83
31.	45,91	39,57	54,34	9,36	729,71	1805,09	3933,18	42,25	35,68	50,69	8,98	722,12	1600,07	3812,62
32.	45,99	39,56	54,39	9,36	729,71	1802,18	3949,38	42,25	35,68	50,69	8,98	723,46	1603,04	3819,69
33.	45,99	39,56	54,39	9,36	732,17	1808,24	3962,66	42,16	35,59	50,63	8,98	723,46	1596,04	3812,00
34.	45,91	39,56	54,39	9,36	732,17	1804,19	3938,55	42,16	35,59	50,63	8,98	721,01	1590,95	3799,26
35.	45,91	39,56	54,39	9,30	732,17	1807,17	3940,31	42,11	35,59	50,58	8,98	721,01	1594,17	3793,79
36.	45,92	39,56	54,39	9,30	734,40	1813,18	3955,33	42,11	35,59	50,58	8,98	722,12	1596,31	3799,46
37.	45,92	39,56	54,44	9,30	734,40	1806,66	3945,44	42,08	35,58	50,58	8,98	722,12	1593,74	3791,20
38.	46,00	39,56	54,44	9,30	729,71	1799,15	3944,18	42,08	35,58	50,55	9,03	727,03	1605,89	3821,69
39.	46,00	39,56	54,44	9,30	729,71	1799,15	3944,18	42,00	35,58	50,55	9,03	727,03	1601,89	3797,23
40.	46,00	39,56	54,44	9,30	730,83	1801,91	3950,21	42,00	35,51	50,53	8,98	727,03	1598,64	3808,40
41.	46,00	39,57	54,44	9,24	730,83	1805,78	3950,94	42,00	35,51	50,53	8,98	725,92	1596,18	3802,56
42.	46,00	39,57	54,44	9,24	724,58	1790,34	3917,16	42,00	35,50	50,42	8,98	725,92	1606,87	3823,25
43.	45,99	39,58	54,39	9,24	724,58	1797,55	3923,25	42,00	35,50	50,42	8,98	723,46	1601,44	3810,32
44.	45,99	39,58	54,39	9,30	728,37	1804,33	3942,25	42,00	35,50	50,37	8,98	723,46	1607,21	3820,21
45.	46,00	39,64	54,45	9,30	728,37	1805,00	3929,27	41,92	35,50	50,37	8,98	724,58	1605,36	3801,27
46.	46,00	39,64	54,45	9,24	730,83	1813,73	3944,06	41,92	35,42	50,30	8,98	724,58	1603,00	3819,37
47.	46,03	39,56	54,44	9,24	730,83	1806,05	3960,79	41,92	35,42	50,30	8,98	724,58	1603,33	3819,57
48.	46,03	39,56	54,44	9,24	728,37	1799,98	3947,49	41,92	35,43	50,30	8,98	724,58	1604,43	3818,69
49.	46,01	39,57	54,44	9,24	728,37	1800,22	3940,67	41,92	35,43	50,30	8,98	722,12	1599,00	3805,75
50.	46,01	39,57	54,44	9,25	728,37	1799,89	3940,48	41,92	35,43	50,30	8,98	722,12	1599,00	3805,75
51.	46,00	39,57	54,44	9,25	729,71	1802,70	3944,72	41,92	35,43	50,25	8,98	725,92	1613,21	3835,71
52.	46,00	39,65	54,49	9,25	729,71	1806,98	3929,64	41,79	35,35	50,25	8,98	725,92	1598,32	3805,66
53.	46,00	39,65	54,49	9,25	729,71	1806,98	3929,64	41,79	35,35	50,20	8,98	725,92	1603,75	3815,31
54.	46,00	39,65	54,49	9,25	729,71	1806,98	3929,64	41,75	35,35	50,20	8,98	725,92	1601,75	3802,98
55.	46,09	39,65	54,49	9,25	727,03	1804,87	3942,12	41,75	35,35	50,15	8,98	725,92	1607,15	3811,81
56.	46,09	39,65	54,49	9,24	727,03	1805,20	3942,31	41,75	35,35	50,15	8,98	725,92	1607,15	3811,81
57.	46,09	39,65	54,49	9,24	729,71	1811,85	3956,83	41,75	35,35	50,14	8,98	725,92	1607,87	3813,05
58.	46,00	39,65	54,49	9,24	729,71	1807,31	3929,84	41,75	35,35	50,14	8,98	724,58	1604,91	3806,01
59.	46,00	39,65	54,49	9,20	727,03	1802,97	3916,77	41,67	35,26	50,09	8,98	724,58	1597,80	3798,25
60.	46,08	39,65	54,50	9,20	727,03	1806,18	3939,41	41,67	35,26	50,09	8,98	722,12	1592,39	3785,38

Продолжение приложения В

Окончание таблицы В.1

61.	46,08	39,65	54,50	9,19	732,17	1819,26	3967,42	41,66	35,26	50,04	8,98	722,12	1597,66	3792,14
62.	46,08	39,65	54,50	9,19	732,17	1819,26	3967,42	41,66	35,26	50,04	8,98	719,89	1592,72	3780,42
63.	46,08	39,65	54,55	9,19	727,03	1800,01	3929,72	41,59	35,26	49,98	8,98	719,89	1595,73	3769,99
64.	46,08	39,66	54,50	9,20	727,03	1807,43	3938,61	41,58	35,18	49,98	8,98	724,58	1596,70	3798,49
65.	46,08	39,66	54,50	9,20	727,03	1807,43	3938,61	41,58	35,18	49,98	8,98	724,58	1595,98	3797,25
66.	46,08	39,65	54,54	9,20	727,03	1800,17	3930,57	41,58	35,18	49,98	8,98	722,12	1590,57	3784,39
67.	46,17	39,65	54,54	9,20	730,83	1813,59	3975,19	41,58	35,18	49,92	9,01	722,12	1595,43	3794,46
68.	46,17	39,65	54,55	9,20	730,83	1813,11	3974,13	41,50	35,18	49,92	9,01	721,01	1588,95	3764,01
69.	46,08	39,65	54,55	9,20	729,71	1806,32	3944,00	41,50	35,18	49,88	8,98	721,01	1595,33	3773,39
70.	46,08	39,65	54,50	9,20	729,71	1812,83	3953,92	41,50	35,18	49,88	8,98	722,12	1597,80	3779,23
71.	46,08	39,65	54,50	9,20	734,40	1824,48	3979,32	41,51	35,09	49,86	8,98	722,12	1590,48	3793,95
72.	46,08	39,65	54,50	9,20	734,40	1824,48	3979,32	41,51	35,09	49,86	8,98	724,58	1596,21	3807,05
73.	46,08	39,65	54,55	9,19	730,83	1809,41	3950,22	41,41	35,10	49,82	8,98	724,58	1596,41	3784,50
74.	46,08	39,65	54,55	9,19	730,83	1809,41	3950,22	41,41	35,10	49,82	8,98	727,03	1601,82	3797,32
75.	46,08	39,65	54,54	9,14	727,03	1803,44	3932,48							
76.	46,08	39,64	54,55	9,14	721,01	1786,13	3899,27							
77.	46,08	39,64	54,55	9,14	724,13	1793,87	3916,17							
78.	46,17	39,65	54,60	9,14	724,13	1792,66	3929,33							
79.	46,17	39,65	54,60	9,14	725,92	1797,40	3939,21							
80.	46,17	39,64	54,60	9,14	725,92	1796,17	3940,01							
81.	46,17	38,64	54,55	9,09	725,92	1691,47	4031,45							
ср	45,99	39,57	54,42	9,29	729,29	1802,33	3939,62	42,14	35,61	50,60	8,98	723,97	1601,40	3811,41

Таблица В.2 –Данные эксперимента 3 и 4

№	Эксперимент 3							Эксперимент 4						
	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	k , Вт/(м2 ·°C)	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	k , Вт/(м2 ·°C)
1	38,27	28,36	53,60	9,10	729,71	843,38	3111,51	41,07	32,78	53,38	9,84	734,40	1113,29	3380,18
2	38,27	28,36	53,55	9,10	729,71	844,95	3116,09	41,07	32,78	53,44	9,84	734,40	1110,41	3373,61
3	38,27	28,36	53,55	9,04	729,71	846,50	3117,31	41,07	32,78	53,44	9,79	733,50	1110,72	3370,77
4	38,27	28,35	53,49	9,04	729,71	848,18	3124,10	41,09	32,77	53,44	9,79	733,50	1110,53	3373,96

Продолжение приложения В

Продолжение таблицы В. 2

5	38,19	28,31	53,49	9,04	726,14	840,82	3094,79	41,09	32,77	53,44	9,79	732,17	1108,51	3367,80
6	37,86	28,02	52,96	9,03	728,37	841,83	3114,05	41,17	32,70	53,61	9,57	733,28	1108,12	3383,02
7	37,78	28,02	52,96	9,03	725,92	836,60	3086,65	41,17	32,70	53,61	9,53	732,17	1108,08	3379,11
8	37,78	28,11	53,02	9,03	725,92	837,91	3073,67	41,17	32,70	53,61	9,53	732,17	1108,08	3379,11
9	37,78	28,11	53,02	9,04	727,03	839,00	3078,24	41,17	32,70	53,61	9,53	733,50	1110,10	3385,29
10	37,78	28,02	52,91	9,04	727,03	839,50	3096,50	41,25	32,69	53,61	9,53	733,50	1112,44	3405,00
11	37,78	28,02	52,91	9,04	724,58	836,66	3086,05	41,25	32,69	53,60	9,53	734,40	1114,15	3409,98
12	37,78	28,02	52,86	9,04	724,58	838,47	3091,31	41,17	32,70	53,60	9,53	734,40	1111,81	3390,23
13	37,78	28,02	52,86	9,09	725,92	838,45	3095,79	41,17	32,70	53,65	9,52	734,40	1109,20	3383,88
14	37,78	28,02	52,86	9,09	725,92	838,45	3095,79	41,19	32,70	53,65	9,52	735,74	1111,95	3394,75
15	37,78	28,02	52,86	9,04	725,92	840,01	3097,03	41,19	32,69	53,65	9,47	735,74	1113,28	3396,99
16	37,78	28,02	52,86	9,04	728,37	842,86	3107,50	41,17	32,69	53,65	9,47	733,28	1108,85	3380,97
17	37,78	28,02	52,80	9,04	728,37	844,68	3112,82	41,17	32,69	53,60	9,47	733,28	1111,69	3387,50
18	37,70	28,02	52,80	9,04	724,58	837,88	3079,68	41,17	32,69	53,60	9,52	733,50	1110,15	3387,11
19	37,70	28,02	52,80	9,04	724,58	838,10	3080,34	41,17	32,69	53,70	9,52	733,50	1104,84	3374,91
20	37,70	28,02	52,80	9,04	725,92	839,65	3086,03	41,17	32,69	53,70	9,47	731,05	1103,01	3365,02
21	37,70	27,93	52,74	9,09	725,92	837,12	3097,04	41,17	32,69	53,70	9,47	731,05	1103,01	3365,02
22	37,70	27,93	52,74	9,09	725,92	837,12	3097,04	41,17	32,69	53,71	9,47	731,05	1102,66	3364,21
23	37,69	27,95	52,72	9,09	725,92	837,84	3096,03	41,17	32,61	53,71	9,47	731,05	1098,36	3370,79
24	37,69	27,95	52,72	9,04	724,58	837,86	3091,55	41,17	32,61	53,65	9,41	734,40	1108,07	3394,14
25	37,70	27,93	52,64	9,04	724,58	840,54	3102,53	41,25	32,69	53,65	9,41	734,40	1115,29	3406,35
26	37,70	27,93	52,64	9,04	723,46	839,05	3097,60	41,25	32,69	53,71	9,42	734,40	1112,21	3399,61
27	37,62	27,93	52,58	9,04	723,46	838,69	3086,55	41,17	32,69	53,71	9,42	732,17	1105,97	3370,58
28	37,62	27,93	52,58	9,04	723,46	838,69	3086,55	41,17	32,65	53,71	9,41	732,17	1104,05	3374,04
29	37,62	27,92	52,58	9,04	722,12	836,79	3081,71	41,25	32,65	53,71	9,41	734,40	1110,28	3403,09
30	37,62	27,92	52,59	9,04	722,12	836,76	3081,20	41,25	32,69	53,71	9,42	734,40	1112,21	3399,61
31	37,57	27,93	52,59	9,04	722,12	835,90	3071,86	41,25	32,69	53,71	9,42	728,37	1103,09	3371,71
32	37,57	27,93	52,53	9,04	722,12	837,95	3077,80	41,25	32,61	53,71	9,42	728,37	1098,44	3377,48
33	37,52	27,93	52,53	9,04	724,58	839,29	3077,64	41,25	32,61	53,71	9,42	732,17	1104,17	3395,07
34	37,52	27,93	52,47	9,04	724,58	841,12	3082,93	41,26	32,69	53,71	9,42	732,17	1108,84	3390,80
35	37,52	27,93	52,47	9,04	729,71	847,08	3104,77	41,26	32,69	53,71	9,36	733,50	1113,09	3399,22
36	37,53	27,85	52,42	9,04	729,71	846,40	3119,33	41,25	32,61	53,71	9,36	733,50	1108,40	3403,49
37	37,53	27,85	52,42	9,04	731,05	847,95	3125,05	41,25	32,61	53,73	9,42	732,39	1103,80	3394,47

Продолжение приложения В

Продолжение таблицы В.2

38	37,52	27,85	52,42	9,04	731,05	847,65	3122,89	41,25	32,61	53,73	9,42	732,39	1103,80	3394,47
39	37,52	27,85	52,42	9,04	725,92	841,70	3100,97	41,25	32,61	53,76	9,36	732,39	1103,91	3391,78
40	37,44	27,85	52,42	9,04	725,92	839,27	3083,87	41,25	32,69	53,76	9,36	734,40	1111,25	3394,47
41	37,44	27,85	52,37	9,04	725,92	841,10	3089,18	41,25	32,69	53,76	9,36	734,40	1111,25	3394,47
42	37,44	27,85	52,37	9,04	723,46	838,26	3078,73	41,25	32,69	53,76	9,36	733,28	1109,56	3389,32
43	37,44	27,85	52,37	9,04	723,46	838,03	3078,07	41,25	32,65	53,71	9,36	733,28	1110,22	3399,15
44	37,36	27,85	52,37	9,04	723,46	835,61	3061,09	41,25	32,65	53,71	9,36	733,50	1110,79	3400,35
45	37,36	27,85	52,32	9,04	723,46	837,44	3066,35	41,25	32,69	53,76	9,36	733,50	1110,13	3390,52
46	37,36	27,85	52,32	9,04	727,03	841,57	3081,49	41,25	32,69	53,76	9,36	737,08	1115,54	3407,03
47	37,36	27,84	52,26	9,04	727,03	843,29	3088,35	41,25	32,69	53,76	9,36	737,08	1115,54	3407,03
48	37,36	27,84	52,26	9,04	728,37	844,84	3094,03	41,25	32,69	53,81	9,36	735,74	1110,69	3394,33
49	37,36	27,85	52,21	9,04	728,37	847,06	3098,51	41,26	32,61	53,76	9,36	735,74	1109,55	3409,81
50	37,36	27,85	52,21	9,04	727,03	845,50	3092,82	41,26	32,61	53,76	9,33	735,29	1109,80	3408,44
51	37,36	27,76	52,21	9,04	727,03	842,31	3100,74	41,25	32,68	53,76	9,33	735,29	1113,23	3400,30
52	37,36	27,76	52,21	9,04	724,58	839,46	3090,27	41,25	32,68	53,81	9,30	735,29	1111,34	3394,49
53	37,28	27,77	52,10	9,04	724,58	841,07	3082,92	41,25	32,61	53,81	9,30	734,62	1106,57	3397,17
54	37,28	27,77	52,10	9,03	724,58	841,27	3083,08	41,25	32,61	53,79	9,31	734,62	1107,73	3400,25
55	37,28	27,77	52,10	9,03	724,58	841,27	3083,08	41,25	32,61	53,79	9,31	732,17	1104,03	3388,88
56	37,28	27,77	52,09	9,04	724,58	841,30	3083,59	41,25	32,61	53,81	9,30	732,17	1102,87	3385,81
57	37,20	27,77	52,09	9,04	724,58	839,16	3068,60	41,25	32,61	53,81	9,30	728,37	1097,15	3368,27
58	37,20	27,77	52,04	8,98	724,58	842,61	3075,20	41,25	32,61	53,77	9,30	728,37	1099,58	3373,92
59	37,19	27,77	52,04	8,98	723,46	841,00	3068,33	41,25	32,61	53,77	9,30	728,37	1099,58	3373,92
60	37,19	27,68	51,99	9,04	723,46	838,07	3080,28	41,25	32,61	53,81	9,30	728,37	1097,15	3368,27
61	37,19	27,68	51,99	9,04	724,58	839,36	3085,03	41,25	32,61	53,81	9,30	731,05	1101,42	3380,83
62	37,19	27,69	51,94	9,04	724,58	841,34	3088,86	41,25	32,61	53,81	9,30	731,05	1101,42	3380,83
63	37,19	27,69	51,94	9,04	723,46	840,04	3084,10	41,25	32,61	53,81	9,25	730,38	1102,02	3378,94
64	37,19	27,69	51,93	9,04	723,46	840,27	3084,77	41,25	32,61	53,81	9,25	730,38	1102,02	3378,94
65	37,19	27,69	51,93	9,04	723,46	840,27	3084,77	41,25	32,61	53,81	9,25	727,03	1096,97	3363,45
66	37,19	27,69	51,93	9,04	723,46	840,27	3084,77	41,25	32,61	53,81	9,25	727,03	1096,97	3363,45
67	37,19	27,69	51,88	9,04	724,58	843,43	3094,94	41,25	32,61	53,81	9,25	729,71	1101,01	3375,84
68	37,11	27,69	51,88	9,04	724,58	840,97	3077,66	41,33	32,61	53,81	9,25	729,71	1103,84	3394,48
69	37,11	27,69	51,88	9,04	723,46	839,68	3072,92	41,33	32,61	53,81	9,25	729,71	1103,84	3394,48
70	37,11	27,61	51,88	9,04	723,46	836,84	3079,97	41,33	32,61	53,81	9,25	730,83	1105,53	3399,67

Продолжение приложения В

Окончание таблицы В.2

71	37,11	27,61	51,77	9,04	723,46	840,55	3090,76	41,33	32,61	53,87	9,25	730,83	1102,74	3393,15
72	37,10	27,61	51,77	9,04	723,46	840,24	3088,59	41,33	32,61	53,87	9,25	732,17	1104,76	3399,36
73	37,10	27,60	51,72	9,04	723,46	841,75	3094,91	41,33	32,69	53,87	9,25	732,17	1109,05	3392,79
74	37,03	27,60	51,72	9,04	724,58	840,89	3084,48	41,33	32,69	53,87	9,25	732,17	1109,05	3392,79
75	37,03	27,61	51,71	9,04	724,58	841,48	3084,27	41,33	32,60	53,87	9,25	732,17	1104,23	3400,19
76	37,02	27,61	51,71	9,04	729,71	847,13	3103,93	41,33	32,60	53,87	9,25	731,72	1103,56	3398,11
77	37,02	27,61	51,66	8,98	729,71	850,40	3109,99	41,33	32,61	53,87	9,25	731,72	1104,09	3397,29
78	37,02	27,61	51,66	8,98	727,03	847,28	3098,58	41,33	32,61	53,87	9,25	735,74	1110,15	3415,94
79	37,03	27,54	51,66	8,98	727,03	845,43	3106,10	41,33	32,61	53,87	9,25	735,74	1110,15	3415,94
80	37,03	27,54	51,61	9,04	731,05	850,36	3127,49	41,33	32,60	53,81	9,25	735,74	1112,42	3423,34
81	36,95	27,52	51,61	9,04	731,05	847,15	3111,70	41,34	32,60	53,81	9,25	734,40	1110,75	3419,46
82	36,95	27,52	51,56	9,04	728,37	845,92	3105,76	41,34	32,60	53,87	9,20	734,40	1109,80	3414,27
83	36,95	27,52	51,56	9,04	728,37	845,92	3105,76	41,34	32,60	53,87	9,20	736,63	1113,17	3424,65
84	36,95	27,52	51,50	9,04	725,92	844,75	3100,60	41,34	32,60	53,86	9,20	736,63	1113,52	3425,47
85	36,87	27,52	51,50	9,04	725,92	842,27	3083,13	41,34	32,60	53,86	9,20	733,50	1108,80	3410,94
86	36,87	27,43	51,50	9,04	725,92	839,47	3092,00	41,34	32,60	53,91	9,20	733,50	1106,01	3404,42
87	36,87	27,43	51,50	9,04	727,03	840,76	3096,75	41,34	32,60	53,91	9,20	735,74	1109,38	3414,77
88	36,87	27,51	51,44	8,98	727,03	847,15	3096,34	41,34	32,60	53,87	9,20	735,74	1111,82	3420,50
89	36,78	27,51	51,44	8,98	728,37	846,22	3084,57	41,34	32,60	53,87	9,20	735,74	1111,82	3420,50
90	36,78	27,43	51,39	8,98	728,37	845,21	3097,14	41,25	32,60	53,92	9,20	735,74	1105,84	3392,98
91	36,77	27,43	51,39	9,04	728,37	843,27	3093,66	41,25	32,60	53,92	9,20	730,83	1098,46	3370,34
92	36,77	27,43	51,39	9,04	728,37	843,27	3093,66	41,33	32,52	53,92	9,20	730,83	1097,58	3394,60
93	36,77	27,43	51,37	9,04	724,58	839,58	3079,58	41,33	32,52	53,92	9,20	733,28	1101,27	3406,01
94								41,25	32,52	53,92	9,20	733,28	1098,45	3387,39
95								41,25	32,61	53,97	9,09	730,83	1099,90	3365,91
96								41,34	32,52	53,97	9,09	734,40	1104,55	3410,57
97								41,34	32,52	53,97	9,09	734,40	1104,55	3410,57
98								41,34	32,61	53,99	9,09	734,40	1107,41	3400,76
ср	37,57	27,92	52,55	9,04	726,56	841,47	3094,60	41,23	32,64	53,75	9,37	733,07	1106,17	3389,18

Продолжение приложения В

Таблица В.3 – Значения экспериментальных данных при обычном режиме течения теплоносителя

№	Эксперимент 5							Эксперимент 6						
	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	k , Вт/(м ² ·°C)	t_2'' , °C	t_1'' , °C	t_1' , °C	t_2' , °C	G_2 , л/ч	G_1 , л/ч	k , Вт/(м ² ·°C)
1	38,35	28,84	53,55	9,47	725,92	848,60	3068,49	37,77	31,45	46,97	8,92	722,12	1341,74	3522,42
2	38,35	28,84	53,55	9,47	729,71	853,23	3084,69	37,77	31,45	46,97	8,92	727,03	1350,86	3546,37
3	38,35	28,84	53,50	9,47	729,71	854,85	3089,26	37,77	31,44	46,97	8,92	727,03	1349,97	3547,30
4	38,35	28,84	53,50	9,47	724,58	848,64	3067,37	37,77	31,44	46,97	8,93	723,46	1343,03	3529,66
5	38,35	28,77	53,50	9,47	724,58	846,17	3073,31	37,77	31,45	46,97	8,93	723,46	1343,92	3528,74
6	38,35	28,77	53,49	9,47	725,92	847,97	3079,64	37,77	31,45	46,97	8,93	723,46	1343,92	3528,74
7	38,35	28,76	53,49	9,47	725,92	847,62	3080,50	37,77	31,45	46,97	8,93	722,12	1341,43	3522,21
8	38,35	28,76	53,50	9,41	725,92	849,15	3081,26	37,77	31,45	46,97	8,93	722,12	1341,43	3522,21
9	38,35	28,76	53,50	9,41	724,58	847,59	3075,58	37,77	31,45	46,97	8,93	722,12	1341,43	3522,21
10	38,35	28,76	53,55	9,41	724,58	845,76	3070,37	37,77	31,36	46,92	8,87	722,12	1341,76	3540,33
11	38,35	28,76	53,55	9,41	727,03	848,62	3080,78	37,77	31,36	46,92	8,87	723,46	1344,25	3546,90
12	38,35	28,76	53,50	9,41	727,03	850,46	3086,00	37,77	31,45	46,92	8,93	723,46	1347,99	3536,43
13	38,35	28,76	53,50	9,41	724,58	847,59	3075,58	37,77	31,45	46,92	8,93	722,12	1345,49	3529,88
14	38,27	28,76	53,55	9,41	724,58	843,59	3054,40	37,78	31,45	46,92	8,93	722,12	1346,55	3533,93
15	38,31	28,76	53,55	9,41	721,01	840,62	3047,61	37,78	31,45	46,92	8,87	722,12	1349,37	3535,88
16	38,31	28,76	53,55	9,41	721,01	840,62	3047,61	37,77	31,45	46,92	8,87	722,12	1348,89	3532,93
17	38,31	28,76	53,54	9,41	722,12	842,15	3052,97	37,77	31,45	46,92	8,93	722,12	1346,07	3530,98
18	38,27	28,76	53,54	9,41	722,12	840,95	3044,69	37,69	31,36	46,92	8,93	722,12	1335,15	3514,89
19	38,27	28,76	53,55	9,36	722,12	842,29	3045,32	37,69	31,36	46,86	8,93	727,03	1348,88	3547,59
20	38,35	28,76	53,55	9,36	722,12	844,68	3061,88	37,69	31,36	46,86	8,93	727,03	1348,88	3547,59
21	38,35	28,76	53,52	9,36	722,12	845,40	3064,31	37,69	31,36	46,87	8,92	727,03	1348,61	3546,71
22	38,35	28,76	53,52	9,36	719,89	842,79	3054,84	37,70	31,36	46,87	8,92	724,58	1344,53	3537,68
23	38,35	28,76	53,55	9,41	719,89	840,51	3051,16	37,70	31,36	46,86	8,88	724,58	1347,31	3540,31
24	38,36	28,76	53,55	9,41	724,58	846,29	3073,11	37,70	31,36	46,86	8,88	723,46	1345,23	3534,85
25	38,36	28,67	53,55	9,41	724,58	843,49	3079,92	37,70	31,35	46,87	8,93	723,46	1341,26	3532,94
26	38,35	28,67	53,55	9,35	722,12	842,08	3068,80	37,70	31,35	46,87	8,93	725,92	1345,81	3544,93
27	38,35	28,76	53,55	9,35	722,12	844,65	3061,39	37,70	31,36	46,86	8,93	725,92	1347,29	3545,10
28	38,35	28,76	53,55	9,36	718,55	840,28	3046,09	37,70	31,36	46,86	8,92	723,46	1343,04	3533,33
29	38,35	28,77	53,55	9,36	718,55	840,62	3045,25	37,70	31,36	46,86	8,92	723,46	1343,04	3533,33

Продолжение приложения В

Окончание таблицы В.2

30	38,35	28,77	53,55	9,36	718,55	840,66	3045,74	37,70	31,36	46,86	8,93	728,37	1351,84	3557,09
31	38,36	28,77	53,55	9,36	718,55	840,96	3047,81	37,69	31,27	46,86	8,93	728,37	1343,35	3562,54
32	38,36	28,77	53,55	9,30	725,92	851,34	3080,47	37,69	31,27	46,84	8,90	727,03	1344,44	3561,30
33	38,35	28,67	53,55	9,30	725,92	847,88	3086,01	37,69	31,36	46,84	8,90	727,03	1352,47	3552,89
34	38,35	28,67	53,55	9,30	725,92	847,88	3086,01	37,69	31,36	46,81	8,94	727,03	1353,24	3556,24
35	38,35	28,67	53,55	9,30	725,92	847,88	3086,01	37,69	31,36	46,81	8,94	723,46	1346,59	3538,77
36	38,35	28,67	53,60	9,36	725,92	844,49	3079,55	37,69	31,32	46,81	8,88	723,46	1345,84	3544,45
37	38,36	28,67	53,60	9,36	728,15	847,39	3091,12	37,61	31,32	46,81	8,88	724,58	1344,07	3526,30
38	38,36	28,69	53,57	9,36	728,15	849,00	3092,02	37,61	31,28	46,81	8,93	724,58	1338,02	3528,26
39	38,35	28,69	53,57	9,30	724,58	846,10	3076,02	37,61	31,28	46,81	8,93	724,58	1338,02	3528,26
40	38,35	28,67	53,55	9,30	724,58	846,08	3079,67	37,61	31,36	46,81	8,93	724,58	1345,13	3520,85
41	38,35	28,67	53,55	9,30	722,12	843,22	3069,24	37,61	31,36	46,81	8,92	724,58	1345,45	3521,07
42	38,35	28,67	53,60	9,30	722,12	841,63	3064,70	37,61	31,27	46,81	8,92	724,58	1337,45	3529,40
43	38,35	28,67	53,60	9,30	719,22	838,25	3052,39	37,61	31,27	46,81	8,93	723,46	1335,07	3523,75
44	38,35	28,67	53,60	9,30	719,22	838,25	3052,39	37,62	31,28	46,81	8,93	723,46	1336,44	3525,76
45	38,35	28,67	53,60	9,30	722,12	841,63	3064,70	37,62	31,28	46,75	8,88	721,01	1339,58	3525,40
46	38,35	28,66	53,60	9,30	722,12	841,29	3065,55	37,61	31,27	46,75	8,88	721,01	1338,22	3523,39
47	38,35	28,66	53,60	9,30	722,12	841,29	3065,55							
48	38,35	28,67	53,60	9,30	724,58	844,49	3075,12							
49	38,35	28,67	53,60	9,26	724,58	845,86	3076,21							
50	38,33	28,58	53,60	9,26	724,80	842,40	3080,63							
51	38,33	28,58	53,60	9,26	724,80	842,40	3080,63							
ср	38,35	28,73	53,55	9,37	723,68	844,86	3068,82	37,70	31,37	46,88	8,92	724,17	1344,40	3535,70

Приложение Г1

Построение уравнения регрессии зависимости коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменнике от длины подводящего трубопровода (X1), среднего объемного расхода греющего теплоносителя (X2), температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник (X3)

(MathCAD-листинг Г1)

ORIGIN:= 1

Исходные данные

X1 :=	(57) 57 57 25 25 25 25 57 57 57 57 25 25 25 25 41 41 41 41	X2 :=	(746) 1024 476 751 1053 474 768 983 467 746 1156 471 740 753 743 470 1042 749	X3 :=	(70.4) 70.9 69.7 70.7 70.9 70.2 61 49.69 52.7 51.6 53 51.7 51 60.2 51.2 59.6 60.5 69.6	Y0 :=	(3602) 3963 3099 3693 4032 3283 3479 3780 2958 3441 4039 3191 3631 3676 3561 3130 3976 3681	S2 :=	(1226.8) 998 1376 1320 974 818 974.8 894.8 1102 1718.8 686. 714.8 1130 913 1000 1800 1800 1900.	X0 :=	(1) 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1
-------	--	-------	--	-------	---	-------	--	-------	--	-------	---

N := rows(Y0) - количество точек плана N = 18 i := 1..N l2_{i,1} := 1

m2 := 5 - количество повторностей опыта

X := augment[X0, X1, X2, X3, (X1·X2), (X1·X3), (X2·X3), (X1·X1), (X2·X2), (X3·X3)]

k := cols(X) - количество оцениваемых параметров

k = 10 rank(X) = 10 m1 := 1

Y_i := mean(submatrix(Y0, i, i, 1, m1))

Матричная форма МНК

$$C1 := (X^T \cdot X)^{-1} \quad a := C1 \cdot X^T \cdot Y$$

	1
1	$3.314 \cdot 10^3$
2	-4.678
3	2.416
4	-37.116
5	$7.259 \cdot 10^{-3}$
6	0.126
7	$-1.546 \cdot 10^{-3}$
8	-0.161
9	$-7.838 \cdot 10^{-4}$
10	0.317

rows(a) = 10

a = -оценки коэффициентов

	1
1	$3.585 \cdot 10^3$
2	$3.963 \cdot 10^3$
3	$3.099 \cdot 10^3$
4	$3.709 \cdot 10^3$
5	$4.035 \cdot 10^3$
6	$3.281 \cdot 10^3$
7	$3.52 \cdot 10^3$
8	$3.771 \cdot 10^3$
9	$2.942 \cdot 10^3$
10	$3.442 \cdot 10^3$
11	$4.049 \cdot 10^3$
12	$3.201 \cdot 10^3$
13	$3.625 \cdot 10^3$
14	$3.644 \cdot 10^3$
15	$3.574 \cdot 10^3$
16	$3.135 \cdot 10^3$
17	$3.961 \cdot 10^3$
18	$3.679 \cdot 10^3$

y := X · a y = -оценки результатов

Определение ошибки оценивания

$$Sd := \left[\sum_{i=1}^N \left[(Y_{0,i} - y_i)^2 \right] \right] \cdot m2 = 2.102 \times 10^4$$

$$Se0 := \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{m1} (Y_{0,i,j} - Y_i)^2 \quad Se := \left(\sum_{i=1}^N S2_i \right) \cdot m2 = 1.067 \times 10^5$$

$$\phi1 := N - k \quad \text{-число степеней свободы} \quad \phi1 = 8$$

$$\phi2 := N \cdot (m2 - 1) \quad \text{-число степеней свободы} \quad \phi2 = 72$$

$$s2 := \frac{Se}{m2 \cdot \phi2} = 296.486 \quad \text{-несмещенная оценка дисперсии ошибок наблюдений}$$

$$Ke := C1 \cdot s2 \quad \text{-ковариационная матрица ошибок оценок параметров регрессии}$$

$$\alpha := 0.05 \quad \text{- уровень значимости}$$

$$tkp := qt(1 - \alpha, \phi2) \quad \text{критическое значение распределения Стьюдента с } \phi2 \text{ степенями свободы, соответствующее выбранному уровню значимости } \alpha. \quad tkp = 1.666$$

$$j := 1..k \quad \Delta_j := tkp \cdot \sqrt{Ke_{j,j}}$$

$$\Delta =$$

	1
1	719.121
2	6.795
3	0.374
4	23.862
5	$2.325 \cdot 10^{-3}$
6	0.055
7	$3.803 \cdot 10^{-3}$
8	0.069
9	$1.566 \cdot 10^{-4}$
10	0.191

-доверительные
интервалы для оценок
 a_j

$$|a_j| > \Delta_j =$$

1
0
1
1
1
1
1
0
1
1
1

-"0" коэффициент a_j
является незначимым с
доверительной
вероятностью $1 - \alpha = 0.95$

-"1" коэффициент a_j
является значимым на
уровне $\alpha = 0.05$

Проверка адекватности модели

$N > k = 1$ условие применимости метода ("1" - истина, "0" - ложь)

$\alpha := 0.05$ -уровень значимости

$$F_{кр} := \text{root}(pF(x, \phi_1, \phi_2) - 1 + \alpha, x, 0, 10) \quad F_{кр} = 2.07 \quad F := \text{Sd} \cdot \frac{\phi_2}{\text{Se} \cdot \phi_1} = 1.772$$

$F < F_{кр} = 1$ ("1" - модель адекватна, "0" - модель неадекватна)

Приложение Г2

Построение уравнения регрессии зависимости коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменнике от длины подводющего трубопровода (X1), среднего объемного расхода греющего теплоносителя (X2), температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник (X3)

(MathCAD-листинг Г2)

ORIGIN := 1

Исходные данные

X1 :=	X2 :=	X3 :=	Y0 :=	S2 :=	X0 :=
$\begin{pmatrix} 57 \\ 57 \\ 57 \\ 25 \\ 25 \\ 25 \\ 57 \\ 57 \\ 57 \\ 57 \\ 25 \\ 25 \\ 25 \\ 25 \\ 41 \\ 41 \\ 41 \\ 41 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 746 \\ 1024 \\ 476 \\ 751 \\ 1053 \\ 474 \\ 768 \\ 983 \\ 467 \\ 746 \\ 1156 \\ 471 \\ 740 \\ 753 \\ 743 \\ 470 \\ 1042 \\ 749 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 70.4 \\ 70.9 \\ 69.7 \\ 70.7 \\ 70.9 \\ 70.2 \\ 61 \\ 49.69 \\ 52.7 \\ 51.6 \\ 53 \\ 51.7 \\ 51 \\ 60.2 \\ 51.2 \\ 59.6 \\ 60.5 \\ 69.6 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 3602 \\ 3963 \\ 3099 \\ 3693 \\ 4032 \\ 3283 \\ 3479 \\ 3780 \\ 2958 \\ 3441 \\ 4039 \\ 3191 \\ 3631 \\ 3676 \\ 3561 \\ 3130 \\ 3976 \\ 3681 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1226.8 \\ 998 \\ 1376 \\ 1320 \\ 974 \\ 818 \\ 974.8 \\ 894.8 \\ 1102 \\ 1718.8 \\ 686. \\ 714.8 \\ 1130 \\ 913 \\ 1000 \\ 1800 \\ 1800 \\ 1900. \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}$

N := rows(Y0) - количество точек плана N = 18 i := 1..N l2_{i,1} := 1

m2 := 5 - повторностей опыта

X := augment $\left[\begin{array}{c|c|c|c|c} X0 & X2 & X3 & (X1 \cdot X2) & (X1 \cdot X3) \\ \hline (X1 \cdot X1) & (X2 \cdot X2) & (X3 \cdot X3) & & \end{array} \right]$

k := cols(X) - количество оцениваемых параметров

k = 8 rank(X) = 8 m1 := 1

Y_i := mean(submatrix(Y0, i, i, 1, m1))

Матричная форма МНК

$$C1 := (X^T \cdot X)^{-1} \quad a := C1 \cdot X^T \cdot Y$$

a =

	1
1	$3.409 \cdot 10^3$
2	2.325
3	-42.12
4	$6.759 \cdot 10^{-3}$
5	0.108
6	-0.199
7	$-7.729 \cdot 10^{-4}$
8	0.355

-оценки коэффициентов

rows(a) = 8

y := X · a

y =

	1
1	$3.581 \cdot 10^3$
2	$3.961 \cdot 10^3$
3	$3.094 \cdot 10^3$
4	$3.71 \cdot 10^3$
5	$4.044 \cdot 10^3$
6	$3.276 \cdot 10^3$
7	$3.514 \cdot 10^3$
8	$3.768 \cdot 10^3$
9	$2.949 \cdot 10^3$
10	$3.443 \cdot 10^3$
11	$4.043 \cdot 10^3$
12	$3.199 \cdot 10^3$
13	$3.62 \cdot 10^3$
14	$3.638 \cdot 10^3$
15	$3.582 \cdot 10^3$
16	$3.141 \cdot 10^3$
17	$3.966 \cdot 10^3$
18	$3.686 \cdot 10^3$

-оценки результатов

Определение ошибки оценивания

$$Sd := \left[\sum_{i=1}^N \left[(Y0_i - y_i)^2 \right] \right] \cdot m2 = 2.36 \times 10^4$$

$$Se := \left(\sum_{i=1}^N S2_i \right) \cdot m2 = 1.067 \times 10^5$$

$\phi1 := N - k$ -число степеней свободы $\phi1 = 10$
 Sd

$\phi2 := N \cdot (m2 - 1)$ -число степеней свободы $\phi2 = 72$
 Se

$s2 := \frac{Se}{m2 \cdot \phi2} = 296.486$ -несмещенная оценка дисперсии ошибок наблюдений

$Ke := C1 \cdot s2$ -ковариационная матрица ошибок оценок параметров регрессии

$\alpha := 0.05$ - уровень значимости

$t_{кр} := qt(1 - \alpha, \phi_2)$ - критическое значение распределения Стьюдента с ϕ_2 степенями свободы, соответствующее выбранному уровню значимости α . $t_{кр} = 1.666$

$j := 1..k$ $\Delta_j := t_{кр} \cdot \sqrt{Ke_{j,j}}$

$\Delta =$

	1
1	697.778
2	0.281
3	22.998
4	$2.223 \cdot 10^{-3}$
5	0.049
6	0.038
7	$1.558 \cdot 10^{-4}$
8	0.183

-доверительные интервалы для оценок a_j

$|a_j| > \Delta_j =$

1
1
1
1
1
1
1
1
1

"0" коэффициент a_j является незначимым с доверительной вероятностью $1 - \alpha = 0.95$

"1" коэффициент a_j является значимым на уровне $\alpha = 0.05$

Проверка адекватности модели

$N > k = 1$ условие применимости метода ("1" - истина, "0" - ложь)

$\alpha := 0.05$ - уровень значимости

$F_{кр} := \text{root}(pF(x, \phi_1, \phi_2) - 1 + \alpha, x, 0, 10)$ $F_{кр} = 1.965$ $F := \text{Sd} \cdot \frac{\phi_2}{\text{Se} \cdot \phi_1} = 1.592$

$F < F_{кр} = 1$ ("1" - модель адекватна, "0" - модель неадекватна)

Приложение Д1

Построение уравнения регрессии зависимости коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменнике от длины подводящего трубопровода (X1), среднего объемного расхода греющего теплоносителя (X2), температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник (X3)

(MathCAD-листинг Д1)

ORIGIN:= 1

Исходные данные

$$\begin{matrix}
 X1 := & \begin{pmatrix} 43 \\ 78 \\ 105 \\ 101 \\ 75 \\ 40 \\ 113 \\ 38 \\ 76 \end{pmatrix} & X2 := & \begin{pmatrix} 25 \\ 25 \\ 25 \\ 57 \\ 57 \\ 57 \\ 41 \\ 41 \\ 41 \end{pmatrix} & Y0 := & \begin{pmatrix} 533 \\ 697 \\ 727 \\ 626.2 \\ 573 \\ 438 \\ 703 \\ 482 \\ 641 \end{pmatrix} & S2 := & \begin{pmatrix} 200 \\ 300 \\ 200 \\ 400 \\ 500 \\ 300 \\ 200 \\ 200 \\ 180 \end{pmatrix} & X0 := & \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}
 \end{matrix}$$

N := rows(Y0) - количество точек плана N = 9 i := 1..N l_{i,1} := 1

m2 := 3 - количество повторностей опыта m1 := 1

$$X := \text{augment}\left[X0, X1, X2, \overrightarrow{(X1 \cdot X2)}, \overrightarrow{(X1 \cdot X1)}, \overrightarrow{(X2 \cdot X2)}\right]$$

k := cols(X) -количество оцениваемых параметров

k = 6 rank(X) = 6

$$Y_i := \text{mean}(\text{submatrix}(Y0, i, i, 1, m1))$$

Матричная форма МНК

$$C1 := (X^T \cdot X)^{-1} \quad a := C1 \cdot X^T \cdot Y$$

	1
1	198.627
2	9.088
3	2.699
4	-0.011
5	-0.038
6	-0.06

a =

-оценки коэффициентов

rows(a) = 6

$$y := X \cdot a$$

	1
1	537.28
2	684.798
3	734.923
4	624.307
5	578.131
6	434.762
7	699.118
8	481.595
9	645.287

y =

-оценки результатов

$$Sd := \left[\sum_{i=1}^N \left[(Y_{0,i} - y_i)^2 \right] \right] \cdot m2 = 911.988$$

$$Se0 := \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{m1} (Y_{0,i,j} - Y_i)^2 \quad Se := \left(\sum_{i=1}^N S2_i \right) = 2.48 \times 10^3$$

$$\phi1 := N - k \quad \text{-число степеней свободы} \quad \phi1 = 3$$

$$\phi2 := N \cdot (m2 - 1) \quad \text{-число степеней свободы} \quad \phi2 = 18$$

$$s2 := \frac{Se}{m2 \cdot \phi2} = 45.926$$

$$Ke := C1 \cdot s2$$

$$\alpha := 0.05$$

$$tkp := qt(1 - \alpha, \phi2) \quad \text{критическое значение распределения Стьюдента с } \phi2 \text{ степенями свободы, соответствующее выбранному уровню значимости } \alpha. \quad tkp = 1.734$$

$$j := 1..k \quad \Delta_j := tkp \cdot \sqrt{Ke_{j,j}}$$

$$\Delta =$$

	1
1	82.627
2	1.25
3	2.977
4	0.012
5	$7.353 \cdot 10^{-3}$
6	0.034

-доверительные интервалы для оценок a_j

$$|a_j| > \Delta_j =$$

1
1
0
0
1
1

-"0" коэффициент a_j является незначимым с доверительной вероятностью $1 - \alpha = 0.95$

-"1" коэффициент a_j является значимым на уровне $\alpha = 0.05$

Проверка адекватности модели

$N > k = 1$ условие применимости метода ("1" - истина, "0" - ложь)

$\alpha = 0.05$ -уровень значимости

$$F_{кр} := \text{root}(pF(x, \phi1, \phi2) - 1 + \alpha, x, 0, 10) \quad F_{кр} = 3.16 \quad F := Sd \cdot \frac{\phi2}{Se \cdot \phi1} = 2.206$$

$F < F_{кр} = 1$ ("1" - модель адекватна, "0" - модель неадекватна)

Приложение Д2

Построение уравнения регрессии зависимости коэффициента теплопередачи в пластинчатом теплообменнике от длины подводящего трубопровода (X1), среднего объемного расхода греющего теплоносителя (X2), температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник (X3)

(MathCAD-листинг Д2)

ORIGIN := 1

Исходные данные

$$\begin{matrix}
 X1 := & \begin{pmatrix} 43 \\ 78 \\ 105 \\ 101 \\ 75 \\ 40 \\ 113 \\ 38 \\ 76 \end{pmatrix} & X2 := & \begin{pmatrix} 25 \\ 25 \\ 25 \\ 57 \\ 57 \\ 57 \\ 41 \\ 41 \\ 41 \end{pmatrix} & Y0 := & \begin{pmatrix} 533 \\ 697 \\ 727 \\ 626.2 \\ 573 \\ 438 \\ 703 \\ 482 \\ 641 \end{pmatrix} & S2 := & \begin{pmatrix} 200 \\ 300 \\ 200 \\ 400 \\ 500 \\ 300 \\ 200 \\ 200 \\ 180 \end{pmatrix} & X0 := & \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}
 \end{matrix}$$

N := rows(Y0) - количество точек плана N = 9 i := 1..N l_{i,1} := 1

m2 := 3 - количество повторностей опыта m1 := 1

X := augment[X0, X1, (X1·X1), (X2·X2)]

k := cols(X) -количество оцениваемых параметров

k = 4 rank(X) = 4

Y_i := mean(submatrix(Y0, i, i, 1, m1))

Матричная форма МНК

$$C1 := (X^T \cdot X)^{-1}$$

$$a := C1 \cdot X^T \cdot Y$$

rows(a) = 4

	1
1	276.155
2	8.348
3	-0.036
4	-0.037

a =

-оценки коэффициентов

$$y := X \cdot a$$

y =

	1
1	545.27
2	685.035
3	732.614
4	631.08
5	578.714
6	431.392
7	697.279
8	478.749
9	640.067

-оценки результатов

Определение ошибки оценивания

$$Sd := \left[\sum_{i=1}^N \left[(Y_{0,i} - y_i)^2 \right] \right] \cdot m2 = 1.409 \times 10^3$$

$$Se0 := \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^{m1} (Y_{0,i,j} - Y_i)^2 \quad Se := \left(\sum_{i=1}^N S2_i \right) = 2.48 \times 10^3$$

$$\phi1 := N - k \quad \text{число степеней свободы} \quad \phi1 = 5$$

$$\phi2 := N \cdot (m2 - 1) \quad \text{число степеней свободы} \quad \phi2 = 18$$

$$s2 := \frac{Se}{m2 \cdot \phi2} = 45.926$$

$$Ke := C1 \cdot s2$$

$$\alpha := 0.05$$

$$tkp := qt(1 - \alpha, \phi2) \quad \text{критическое значение распределения Стьюдента с } \phi2 \text{ степенями свободы, соответствующее выбранному уровню значимости } \alpha. \quad tkp = 1.734$$

$$j := 1..k \quad \Delta_j := tkp \cdot \sqrt{Ke_{j,j}}$$

$$\Delta =$$

	1
1	35.049
2	1.042
3	$7.043 \cdot 10^{-3}$
4	$3.643 \cdot 10^{-3}$

-доверительные
интервалы для
оценок a_j

$$|a_j| > \Delta_j =$$

1
1
1
1

-"0" коэффициент a_j
является незначимым с
доверительной
вероятностью $1 - \alpha = 0.95$

-"1" коэффициент a_j
является значимым на
уровне $\alpha = 0.05$

Проверка адекватности модели

$N > k = 1$ условие применимости метода

$\alpha = 0.05$ -уровень значимости

$$F_{кр} := \text{root}(pF(x, \phi1, \phi2) - 1 + \alpha, x, 0, 10) \quad F_{кр} = 2.773 \quad F := \frac{Sd \cdot \phi2}{Se \cdot \phi1} = 2.045$$

$F < F_{кр} = 1$ ("1" - модель адекватна, "0" - модель неадекватна)