

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
Высшего профессионального образования

**Ивановский государственный энергетический университет
имени В.И. Ленина**

УДК 621.1.016

№ госрегистрации 01200959558

Инв. №

УТВЕРЖДАЮ
Проректор университета
по научной работе

_____ Тютиков В.В.

« ____ » _____ 2010 г.

ОТЧЁТ О НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОЙ РАБОТЕ

по теме: «Разработка систем, обеспечивающих устранение тепловой и гидравлической
разбалансированности трубопроводных сетей тепло- и водоснабжения»
государственный контракт № 02.516.11.6195 от 26 июня 2009 г.

Шифр «2009-06-1.6-31-25-022»

Этап 3. Разработка образцов программы. Проведение исследований.

(промежуточный)

Начальник НИСа

_____ Галанов С.Б.
подпись, дата

Руководитель темы

_____ Созинов В.П.
подпись, дата

СПИСОК ИСПОЛНИТЕЛЕЙ

Руководитель темы, д.т.н., профессор _____ В.П. Созинов (раздел 3, 4, 5)
подпись, дата

Исполнители темы:

Ведущий научн. сотр., к.т.н., доцент _____ А.А. Генварев (раздел 3, 4, 5)
подпись, дата

К.т.н., доцент _____ В.В. Сенников (раздел 3, 4, 5)
подпись, дата

Ведущий программист к.ф.-м.н. _____ А.С. Приходько (раздел 3, 4, 5)
подпись, дата

Инженер _____ А.Е. Костров (раздел 3, 4, 5)
подпись, дата

Инженер _____ М.Г. Козлов (раздел 3, 4, 5)
подпись, дата

Соисполнители ГОУВПО «МЭИ (ТУ)»:

Д.т.н., профессор _____ А.В. Волков (раздел 1, 2)
подпись, дата

К.т.н., доцент _____ Е.Х. Китайцева (раздел 1, 2)
подпись, дата

К.т.н., доцент _____ Ю.В. Яворовский (раздел 1, 2)
подпись, дата

Соисполнители ЗАО «Коутингплазм»:

К.т.н., старший научн. сотр. _____ А.Ф. Медников (раздел 1, 2)
подпись, дата

Инженер _____ К.С. Медведев (раздел 1, 2)
подпись, дата

РЕФЕРАТ

Отчет с. 239, рис. 87, табл. 24, источника 48

ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ, ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ, ПАДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ, ПАДЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ, ПОТЕРИ ТЕПЛА, РАСПОЛАГАЕМЫЕ НАПОРЫ

В отчёте приведены материалы объектов исследований - систем теплоснабжения и водоснабжения.

Цель работы – повышение эффективности функционирования трубопроводных сетей на основании применения мероприятий по устранению тепловой и гидравлической разбалансированности.

На 3 этапе в процессе работы выполнены:

- разработка алгоритма программы для определения оптимальной толщины изоляционного покрытия тепловых сетей с совместным учётом энергетических и экономических показателей;
- оптимизация толщин изоляции теплопроводов с совместным учётом энергетических и экономических показателей и фактора разбалансированности;
- выполнено исследование влияния ограничения температуры сетевой воды на разбалансированность систем теплоснабжения;
- выполнено исследование влияния сопротивления абонентских систем на разбалансированность систем теплоснабжения;
- разработана схема замены элеваторов насосами смешения с поддержанием постоянства коэффициента смешения с помощью регулирования частоты электрического тока, питающего насосы смешения;
- проведены комплексные исследования потерь давления, температуры и потерь тепла трубопроводами с сопоставлением зимних и летних режимов для надземной, канальной и бесканальной прокладок;
- исследовано влияние повысительных насосов на теплогидравлический режим тепловой сети;
- выполнен анализ методик расчёта реальных тепловых нагрузок ГВС и определены реальные тепловые нагрузки ГВС жилыми зданиями;
- разработана методика расчёта пластинчатых теплообменников системы горячего водоснабжения и проверена её адекватность с методикой по программе CAS200;
- исследовано влияние на интенсивность теплообмена загрязнения поверхностей

нагрева пластинчатого теплообменника ГВС;

- разработана схема устранения «перетопа» для двухтрубных тепловых сетей с нагрузками отопления и горячего водоснабжения.

- разработаны компьютерные программы:

- 1) определение оптимальной толщины изоляционного покрытия трубопроводов тепловых сетей с совместным учётом энергетических и экономических показателей;
- 2) расчёт температурного графика с ограничениями температуры сетевой воды в подающей линии;
- 3) расчёт насосного смесительного узла;
- 4) расчёт потерь давления и температуры сетевой воды при надземной прокладке;
- 5) расчёт потерь давления и температуры тепловой сети при канальной прокладке;
- 6) расчёт потерь давления и температуры тепловой сети при бесканальной прокладке;
- 7) исследование влияния повысительных насосов;
- 8) расчёт абонентского узла для устранения «перетопа».

Полученные результаты могут быть использованы в системах промышленного и коммунального теплоснабжения.

Степень внедрения – практического внедрения полученных результатов на данном этапе не предусматривалось.

Практическое применение разработанных вопросов исследований позволяет выполнить энергосберегающие мероприятия по экономии электрической энергии и топлива.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
1. Разработка программы для определения оптимальной толщины изоляционного покрытия тепловых сетей с совместным учетом энергетических и экономических показателей	9
2. Оптимизация толщин изоляции теплопроводов с совместным учетом энергетических и экономических показателей и фактора разбалансированности	27
3. Исследование влияния внешних факторов (погодных условий и сопротивления абонентских систем) на режимы работы системы тепло- и водоснабжения и их разбалансированность.....	44
3.1. Влияние ограничения температуры сетевой воды на разбалансированность систем теплоснабжения	44
3.2. Влияние сопротивления абонентских систем на разбалансированность систем теплоснабжения	49
3.3. Насосный абонентский смесительный узел.....	57
4. Исследование тепловых потерь при малых скоростях движения теплоносителя, влияние повысительных насосов на теплогидравлический режим сети	68
4.1. Надземная прокладка тепловых сетей.....	71
4.2. Канальная прокладка тепловых сетей	90
4.3. Бесканальная прокладка тепловых сетей	109
4.4. Влияние повысительных насосов на теплогидравлический режим сети.....	128
5. Исследование реальных тепловых нагрузок ГВС, определение реального водопотребления, тепловой мощности теплообменного оборудования	141
5.1. Общие положения	141
5.2. Установление реального расхода воды на горячее водоснабжение	143
5.2.1. Анализ методик определения расходов воды на горячее водоснабжение.....	143
5.2.2. Нормативы потребления воды на горячее водоснабжение	150
5.3. Определение тепловой мощности теплообменного оборудования на горячее водоснабжение.	153
5.3.1. Общие положения	153
5.3.2. Методика расчета пластинчатых теплообменников	154
5.3.3. Тепловой расчет пластинчатого теплообменника.....	162
5.3.4. Пример расчета пластинчатого теплообменника со смешанными каналами ...	170
5.4. Методика расчета пластинчатых теплообменников для системы горячего водоснабжения с использованием программы CAS200	183

5.4.1. Расчет теплообменников системы горячего водоснабжения	184
5.4.2. Примеры расчета пластинчатых теплообменников системы горячего водоснабжения с использованием программы CAS200	189
5.5. Исследование влияния загрязнения на эффективность теплообмена	193
5.6. Устранение «перетопа» в двухтрубных тепловых сетях в осенне-весенние периоды года.....	196
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	205
Библиографический список.....	207
Приложение А.....	212
Приложение Б	213
Приложение В.....	215
Приложение Г	216
Приложение Д.....	219
Приложение Е.....	224
Приложение Ж.....	229
Приложение И.....	230
Приложение К.....	231
Приложение Л.....	235
Приложение М.....	237
Приложение Н.....	238

ВВЕДЕНИЕ

На эффективность теплоснабжения оказывают отрицательное воздействие факторы, вызывающие увеличение потерь давления и потерь тепла при транспорте тепловой энергии и приводящие к разбалансированности систем тепло- и водоснабжения.

В системах теплоснабжения актуальными до настоящего времени являются вопросы оптимизации применения вида и толщины изоляционного слоя с учётом энергетических и экономических показателей.

Разбалансированность систем теплоснабжения вызывается превышением фактических тепловых потерь над проектными, снижением температуры сетевой воды более чем на 3°C от температурного графика, снижением располагаемого перепада менее необходимого для отопительной системы и элеватора.

Применение в тепловых сетях водоструйных насосов для снижения температуры сетевой воды, поступающей в отопительные системы, приводит к существенному перерасходу электроэнергии на привод сетевых насосов ввиду низкой эффективности элеваторов.

В двухтрубных системах теплоснабжения, с нагрузками отопления и горячего водоснабжения в осенне-весенние периоды года для поддержания температуры горячей воды в прямом трубопроводе поддерживается температура сетевой воды $60\div 70^{\circ}\text{C}$, существенно превышающая необходимую для систем отопления. Это приводит к «перетопу», значительному перерасходу топлива и ухудшению санитарно-гигиенических условий в отапливаемых зданиях.

Теплопроводы на стадии проектирования рассчитываются на пропуск расходов сетевой воды, обеспечивающий нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. В летнее время – вне отопительного периода, теплопроводы используются для пропуска только нагрузки горячего водоснабжения. Скорость и расход воды при этом составляет $0,1\div 0,4$ от зимней расчётной величины. Это вызывает необходимость выяснения эффективности централизованного теплоснабжения в летний период и максимального удаления подачи горячей воды от источника тепла.

В данном отчёте по этапу 3 приведены материалы исследований:

- разработка алгоритма программы для определения оптимальной толщины изоляционного покрытия тепловых сетей с совместным учётом энергетических и экономических показателей;
- оптимизация толщин изоляции теплопроводов с совместным учётом энергетических и экономических показателей и фактора разбалансированности;

- выполнено исследование влияния ограничения температуры сетевой воды на разбалансированность систем теплоснабжения;
- выполнено исследование влияния сопротивления абонентских систем на разбалансированность систем теплоснабжения;
- разработана схема замены элеваторов насосами смешения с поддержанием постоянства коэффициента смешения с помощью регулирования частоты электрического тока, питающего насосы смешения;
- проведены комплексные исследования потерь давления, температуры и потерь тепла трубопроводами с сопоставлением зимних и летних режимов для надземной, канальной и бесканальной прокладок;
- исследовано влияние повысительных насосов на теплогидравлический режим тепловой сети;
- выполнен анализ методик расчёта реальных тепловых нагрузок ГВС и определены реальные тепловые нагрузки ГВС жилыми зданиями;
- разработана методика расчёта пластинчатых теплообменников системы горячего водоснабжения и проверена её адекватность с методикой по программе CAS200;
- исследовано влияние на интенсивность теплообмена загрязнения поверхностей нагрева пластинчатого теплообменника ГВС;
- разработана схема устранения «перетопа» для двухтрубных тепловых сетей с нагрузками отопления и горячего водоснабжения.
- по разработке программы для определения оптимальной толщины изоляционного покрытия тепловых сетей с совместным учётом энергетических и экономических показателей;
- по оптимизации толщин изоляции теплопроводов с совместным учётом энергетических и экономических показателей и фактора разбалансированности;
- по разработке замены элеваторов смешения насосами смешения;
- по исследованиям влияния снижения скорости и расхода воды в теплопроводах на величины потерь давления, температуры и тепла;
- по разработке схемы устранения «перетопа» для двухтрубных тепловых сетей с нагрузками отопления и горячего водоснабжения в осеннее-весенние периоды года.

Данный отчёт по 3 этапу посвящён решению указанных проблем.

1. Разработка программы для определения оптимальной толщины изоляционного покрытия тепловых сетей с совместным учетом энергетических и экономических показателей

В современных условиях необходимым фактором экономически эффективного функционирования промышленных предприятий, а также предприятий, снабжающих теплом различных потребителей, и, в первую очередь, ЖКХ, является рациональное использование тепловой энергии. По приближенным оценкам повышение теплозащитных свойств теплоизоляционных конструкций промышленных сооружений, оборудования и трубопроводов, систем централизованного теплоснабжения и ограждения зданий в состоянии обеспечить экономию энергоресурсов в объеме более 20 млн. т у.т.

От качества теплоизоляционной конструкции теплопровода зависит значение тепловых потерь с поверхности трубопроводов и его долговечность, так как эта конструкция одновременно защищает наружную поверхность трубы от коррозии.

В связи с этим становится актуальной проблема расчета потерь теплоты при транспортировке теплоносителя с учетом влияющих факторов, а также определение наиболее эффективной конструкции теплопроводов, которая обеспечивает экономически обоснованные потери теплоты. Определяющая роль в снижении тепловых потерь промышленного оборудования и теплоизолированных трубопроводов принадлежит тепловой изоляции. К сожалению, обычно требуемая толщина теплоизоляции вообще не рассчитывается, это характерно как для промышленных предприятий, так и МУП ЖКХ.

В настоящее время толщину теплоизоляции технологических трубопроводов и тепловых сетей определяют в соответствии с нормативными документами СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» и СП 41-103-2000 «Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов».

В соответствии со СНиП 41-03-2003 теплоизоляционная конструкция должна обеспечивать нормативный уровень тепловых потерь при различных диаметрах для различных способов прокладки трубопроводов. При известной нормативной плотности теплового потока производится расчет соответственно нормативной толщины теплоизоляции, которая зависит от диаметра трубопровода, типа прокладки, температуры теплоносителя и других факторов. Очевидно, что СНиП учитывает лишь общие тенденции к ужесточению требований к потерям теплоты при транспортировке теплоносителя. При этом сложно учесть влияние всех факторов, особенно экономических, для всего перечня диаметров трубопроводов, поэтому определение требуемой толщины

теплоизоляции, обеспечивающей нормативные потери теплоты, не всегда является экономически обоснованным.

Толщина теплоизоляции, рассчитанная по нормативным потерям с поверхности трубопроводов, не предусматривает изменения теплофизических свойств материала с течением времени, увлажнения материала в процессе эксплуатации, а также не учитывает тарифов на тепловую энергию и стоимость теплоизоляционных материалов. Поэтому более эффективным в современных условиях представляется переход к практике гибкого нормирования, учитывающего конъюнктуру цен на тепловую энергию и теплоизоляционные материалы, а также специфику условий эксплуатации теплоизоляционных конструкций, характерных для различных регионов страны.

Все эти факторы, а также влияние стоимости тепловой изоляции и стоимости потерянной теплоты учтены при расчете оптимальной толщины теплоизоляции и реализованы в компьютерной программе, позволяющей достаточно просто, при наборе исходных данных определить оптимальную для данных условий толщину теплоизоляции с учетом фактора времени, ухудшения теплопроводности изоляционного материала, а также изменения с течением времени тарифов на тепловую энергию.

При заданной стоимости тепла и теплоизоляционного материала оптимальная толщина изоляционного слоя рассчитывается по минимуму годовых затрат. Однако следует учесть, что при наличии возможности выбора типа и марки теплоизоляционных и защитно-покровных материалов экономически оптимальное техническое решение принимается на основе сопоставления минимальных годовых затрат при использовании различных вариантов теплоизоляционных конструкций.

В программе реализован алгоритм определения оптимальной толщины теплоизоляции трубопровода путем сравнения затрат на теплотери на i -м и $i+1$ шаге. Критерием оптимизации оптимальной толщины изоляции служит минимальное значение суммарных затрат на тепловую изоляцию и тепловые потери. Расчет производится, начиная с толщины теплоизоляции 0,001 м, с шагом 0,001 м. Следующая величина толщины теплоизоляции составляет

$h_1 = h + 0,001$ м, полученная величина приведенных суммарных годовых издержек сравнивается с предыдущим значением. Цикл реализуется до тех пор, пока каждое предыдущее значение годовых издержек меньше следующего. Как только величина годовых издержек становится больше предыдущей – величина оптимальной толщины изоляции найдена. Таким образом, осуществляется поиск оптимума методом последовательного приближения.

Принципиальные зависимости для определения оптимальной толщины теплоизоляции приведены на рисунке 1.1. С ростом толщины изоляции соответственно возрастают издержки на покупку материала теплоизоляции, и уменьшаются издержки на потери теплоты с поверхности трубопроводов. Суммарный график издержек на тепловые потери и покупку материала теплоизоляции имеет минимум, которому соответствует оптимальное значение толщины теплоизоляции.

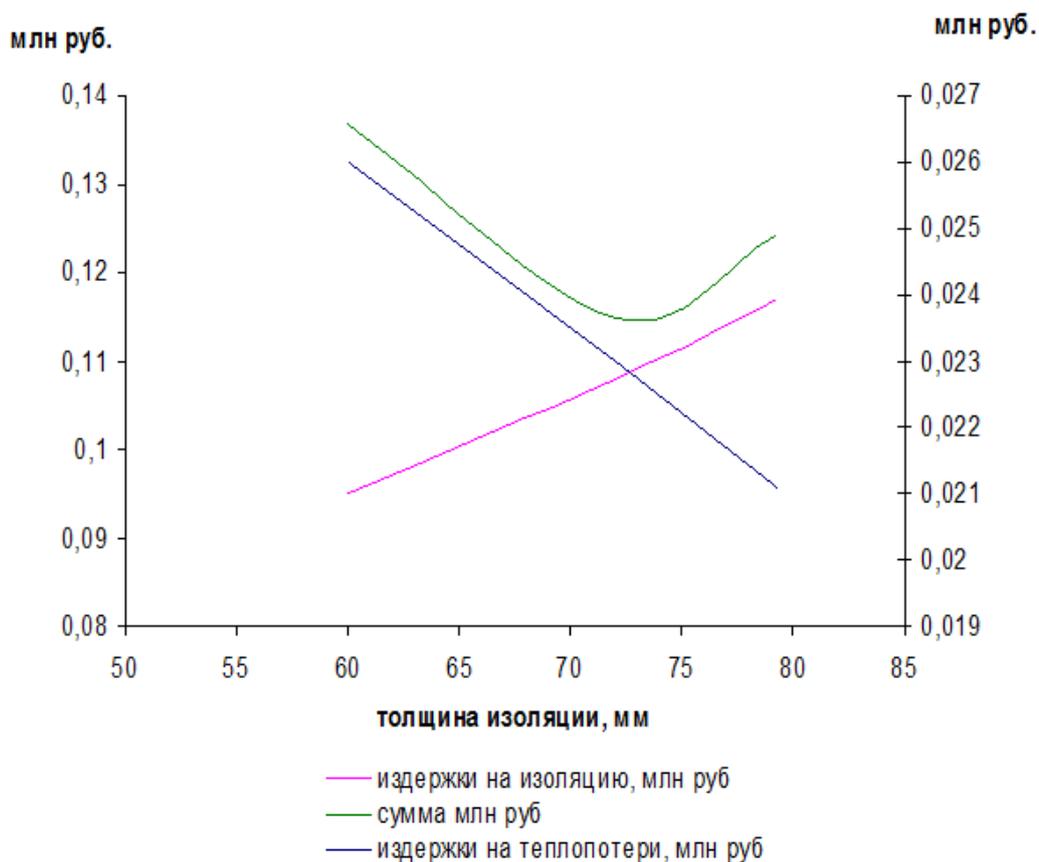


Рисунок 1.1 - Оптимизация толщины изоляции

Расчетная температура теплоносителя принимается в соответствии с таблицей 1 СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» в зависимости от температурного графика тепловой сети (для расчета толщины тепловой изоляции тепловых сетей при качественном регулировании), максимальная температура теплоносителя – при количественном регулировании, при расчете толщины изоляции технологических трубопроводов за расчетную температуру теплоносителя следует принимать среднегодовую температуру теплоносителя.

За расчетную температуру окружающей среды при надземной прокладке принимают среднегодовую температуру наружного воздуха, определяемую по СНиП 23-01-99 «Строительная климатология», при круглогодичной работе трубопровода, при работе

только в отопительный период – среднюю за отопительный период. При подземной прокладке в каналах или при бесканальной прокладке трубопроводов - среднюю за год температуру грунта на глубине заложения оси трубопровода.

Таблица 1.1 - Среднегодовые температуры теплоносителя в водяных тепловых сетях

Трубопровод	Расчетные температурные режимы, °С		
	95-70	150-70	180-70
Подающий	65	90	110
Обратный	50	50	50

Известно, что теплозащитные свойства теплоизоляционных конструкций промышленных сооружений и трубопроводов, а также ограждений зданий, как показывает практика, снижаются в процессе эксплуатации. Так, например, за счет периодических тепловлажностных воздействий окружающей среды вследствие механических нагрузок, обусловленных вибрацией оборудования и ветровым напором переменного направления, волокнистая изоляция уплотняется, толщина ее уменьшается, а теплопроводность увеличивается. Теплоизоляционная конструкция изменяет свою форму («провисает»), внутри нее образуются полости с усиленной конвекцией в ней воздуха. Все это приводит к снижению ее термического сопротивления. Температурно-влажностные деформации существенно изменяют пористую структуру теплоизоляционного слоя из пенопласта в процессе эксплуатации, до 80 % повышается содержание в нем открытых пор, что приводит к резкому увеличению лучистой составляющей в переносе теплоты, а также к повышению влагопроводности, что влечет за собой увеличение теплопроводности теплоизоляционного слоя.

Соотношение, определяющее динамику снижения теплозащитных свойств теплоизоляционных конструкций за счет увеличения теплопроводности теплоизоляции в процессе эксплуатации, имеет вид:

$$\lambda(\tau) = \lambda_{(\tau=0)} e^{K\tau}, \quad (1.1)$$

где:

$\lambda(\tau)$ – теплопроводность материала теплоизоляции на n-й год эксплуатации, Вт/мК;

$\lambda_{(\tau=0)}$ – теплопроводность материала теплоизоляции в начале периода

эксплуатации, Вт/мК;

K – константа работоспособности материала теплоизоляции, 1/год.

Значения константы работоспособности K , характеризующей динамику снижения теплоизоляционных свойств теплоизоляционных конструкций в процессе эксплуатации при различных способах прокладки трубопроводов для некоторых теплоизоляционных материалов, определенные на основе результатов исследований, приведены в таблице 1.2, [1],

τ - период эксплуатации теплоизолированного трубопровода, лет.

Графическая зависимость теплопроводности материала теплоизоляции в зависимости от периода эксплуатации теплоизолированного трубопровода для некоторых теплоизоляционных материалов представлена на рисунке 1.2.

Из графика видно, что наименьшее снижение теплозащитных свойств теплоизоляционного материала наблюдается у пенопластов с закрытопористой структурой, в частности, у пенополиуретана, при использовании в теплоизоляционной конструкции встроенных датчиков дистанционного контроля влажности.

Таблица 1.2 - Константа работоспособности теплоизоляционных материалов K , 1/год

Типы трубопроводов	Условия прокладки						Вид изоляции						
	В отапливаемых помещениях	В неотапливаемых подвалах, чердаках, подпольных каналах			Надземная	Подземная в проходных каналах	Подземная в непроходных каналах	Подземная бесканальная					
		пенокаучук**	волокнистая	пенопласты*				пенокаучук**	волокнистая	пенопласты*	волокнистая	пенопласты*	волокнистая
Отопления и горячего водоснабжения	—	$1,35 \cdot 10^{-2}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$6,5 \cdot 10^{-3}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Холодного водоснабжения	$4,2 \cdot 10^{-3}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Централизованного теплоснабжения	—	$1,35 \cdot 10^{-2}$	$7 \cdot 10^{-3}$	—	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$4,6 \cdot 10^{-2}$	$2,7 \cdot 10^{-2}$	$5 \cdot 10^{-3}$	$1,65 \cdot 10^{-4}$	—

* Пенопласты с преимущественно закрытопористой структурой, пенополиуретан, пенополистирол и др.
 ** Пенокаучук типа Аэрофлекс, пенополиэтилен Экофлекс и др.
 *** Пенополиуретан в жесткой полиэтиленовой оболочке с дистанционным контролем влажности.

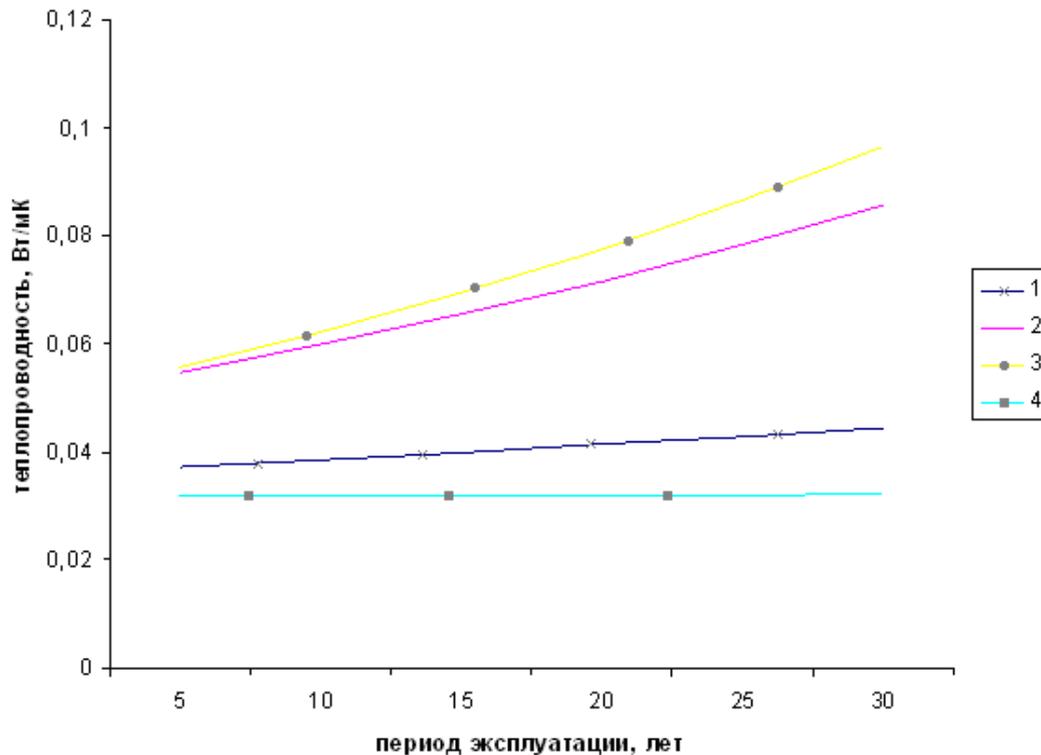
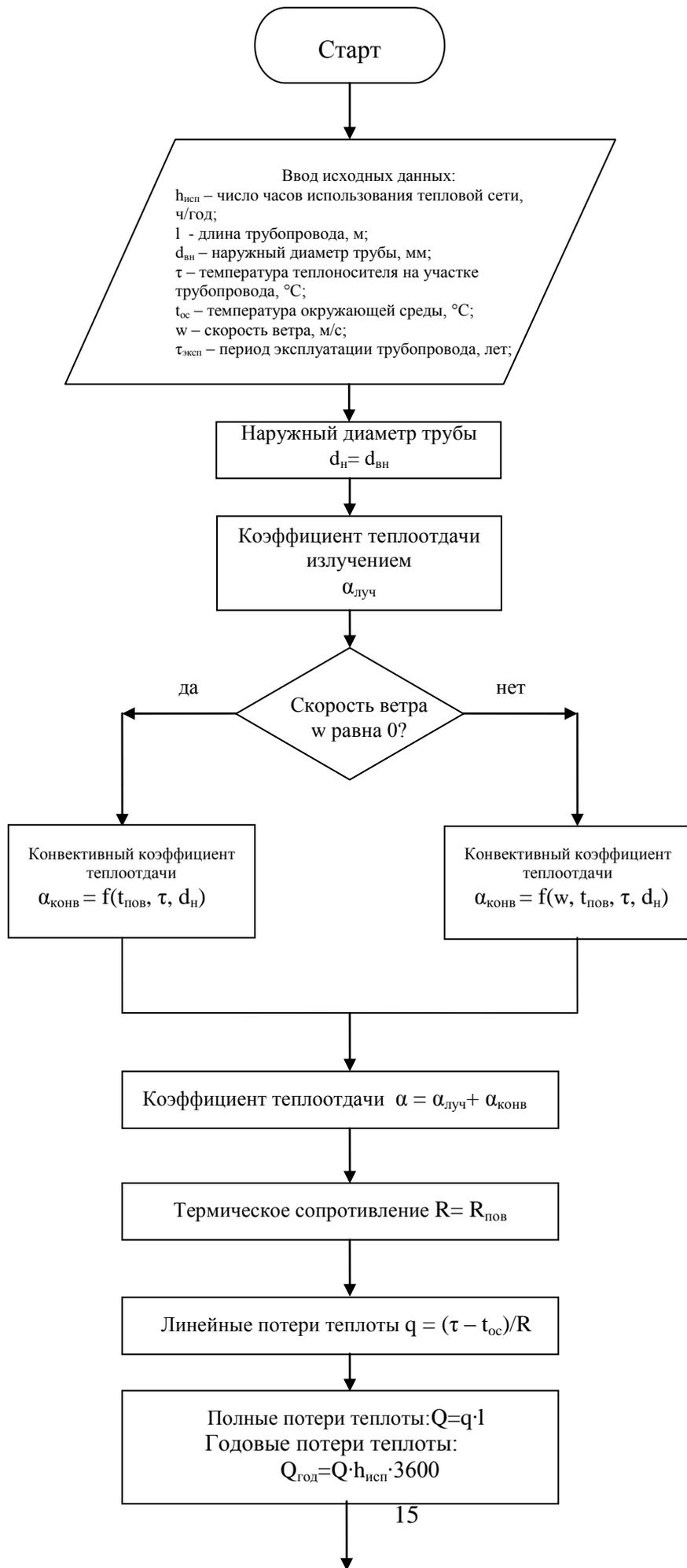


Рисунок 1.2 - Зависимость теплопроводности от длительности эксплуатации для некоторых изоляционных материалов (по данным таблицы 1.1):

- 1 – пенополистирол $\lambda_{нач} = 0,036$ Вт/мК, $K = 7 \cdot 10^{-3}$;
- 2 – волокнистая теплоизоляция, $\lambda_{нач} = 0,05$ Вт/мК, $K = 1,8 \cdot 10^{-2}$;
- 3 – волокнистая теплоизоляция, $\lambda_{нач} = 0,05$ Вт/мК, $K = 2,2 \cdot 10^{-2}$;
- 4 – пенополиуретан, $\lambda_{нач} = 0,032$ Вт/мК, $K = 1,65 \cdot 10^{-4}$.

Для практических расчетов оптимальной толщины теплоизоляции трубопроводов создана компьютерная программа, которая позволяет за короткое время при наличии ряда исходных данных определить оптимальную толщину теплоизоляции для данных конкретных условий работы трубопровода с учетом основных влияющих факторов. Расчет возможен для различных видов прокладки трубопроводов: надземной (воздушной), подземной бесканальной и подземной канальной. В каждом случае используются соответствующие типу прокладки трубопроводов формулы для расчета процесса теплообмена.

Блок-схемы алгоритмов определения оптимальной толщины теплоизоляции для различных способов прокладки трубопровода приведены на рисунках 1.3 – 1.6.



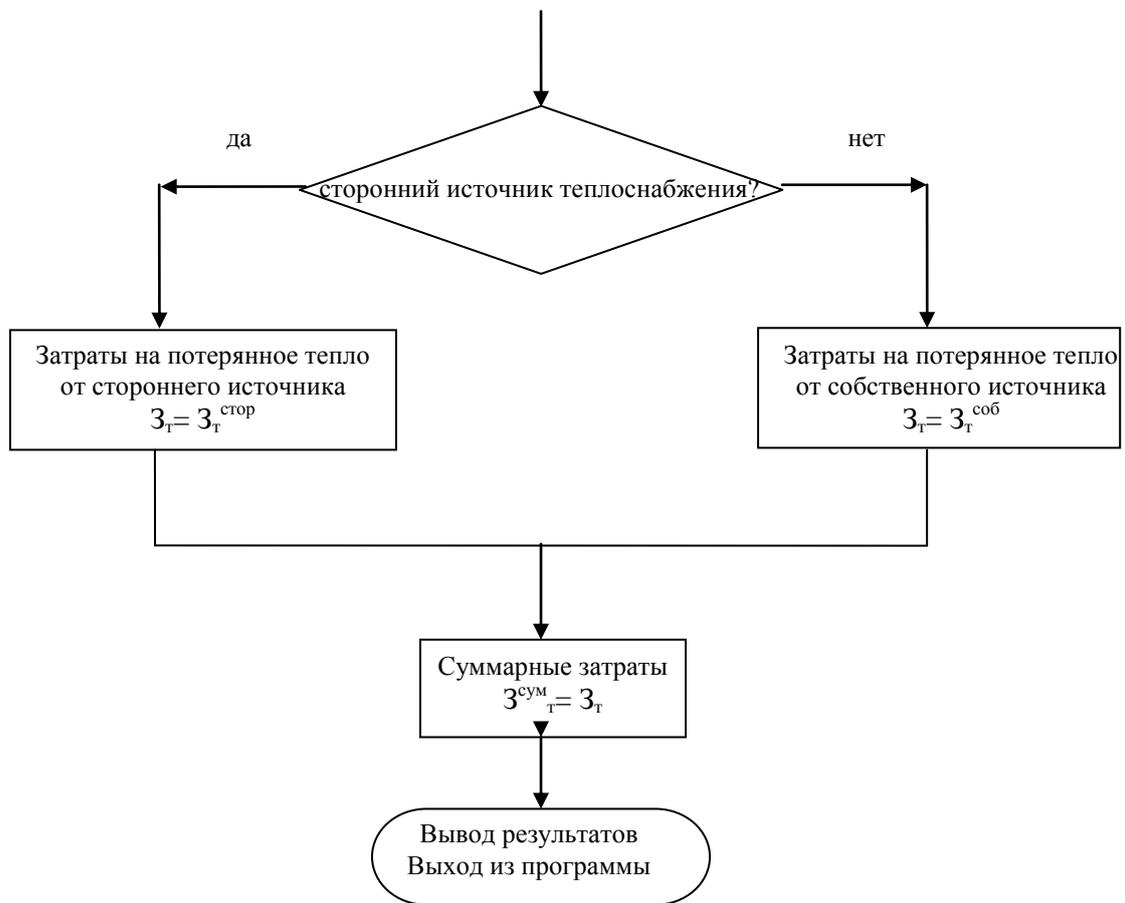
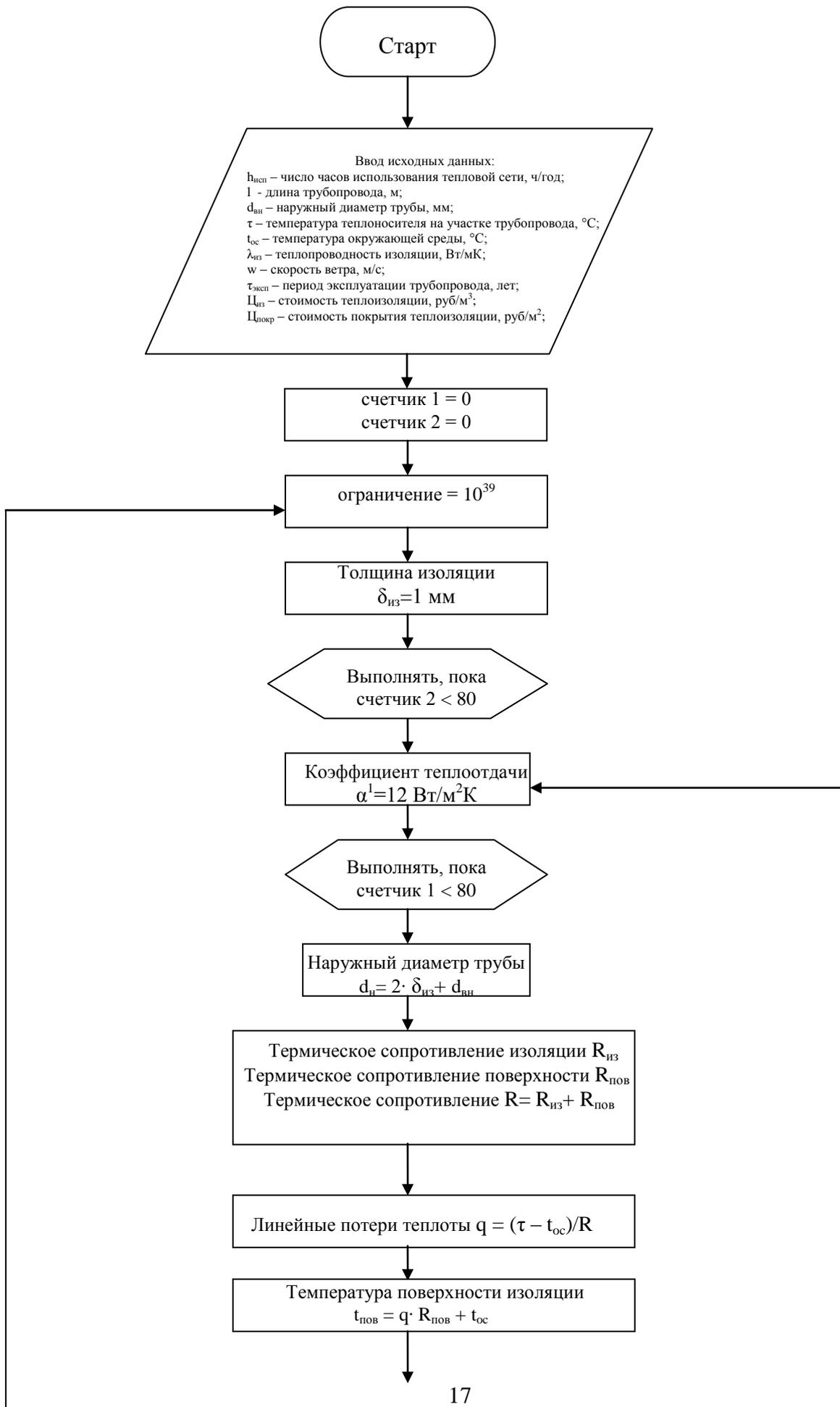
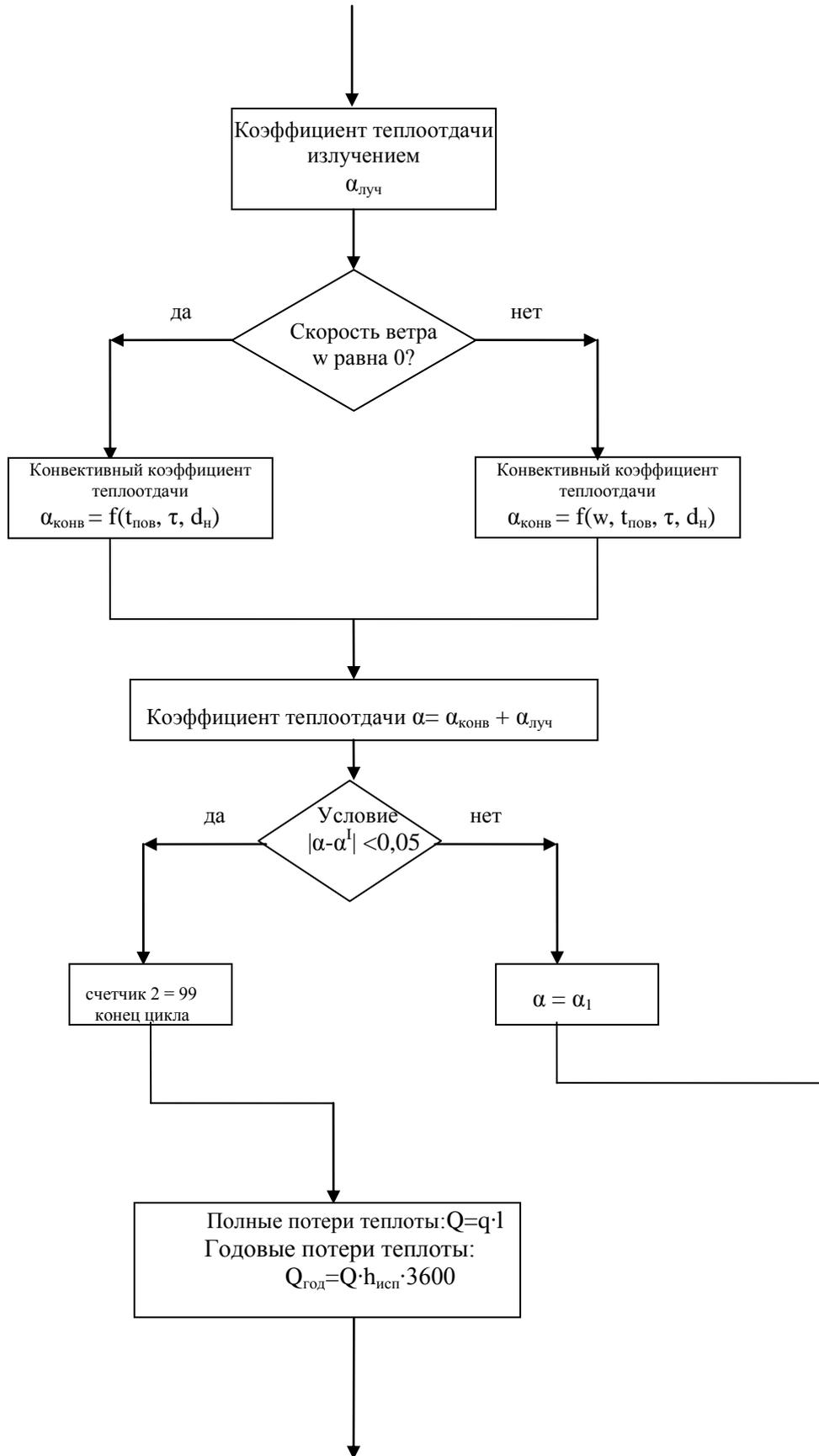


Рисунок 1.3 – Блок-схема определения потерь теплоты с неизолированных участков трубопроводов.





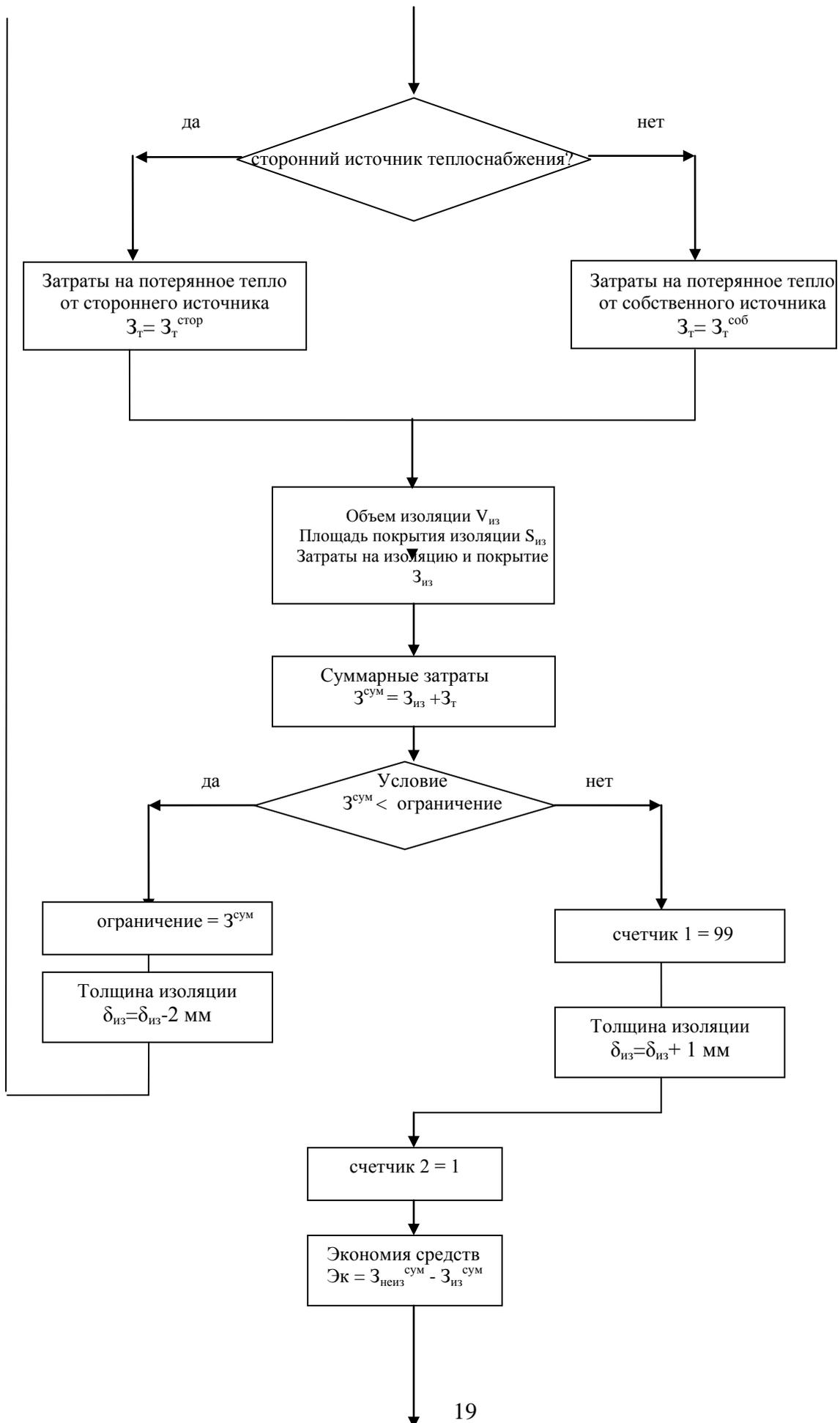
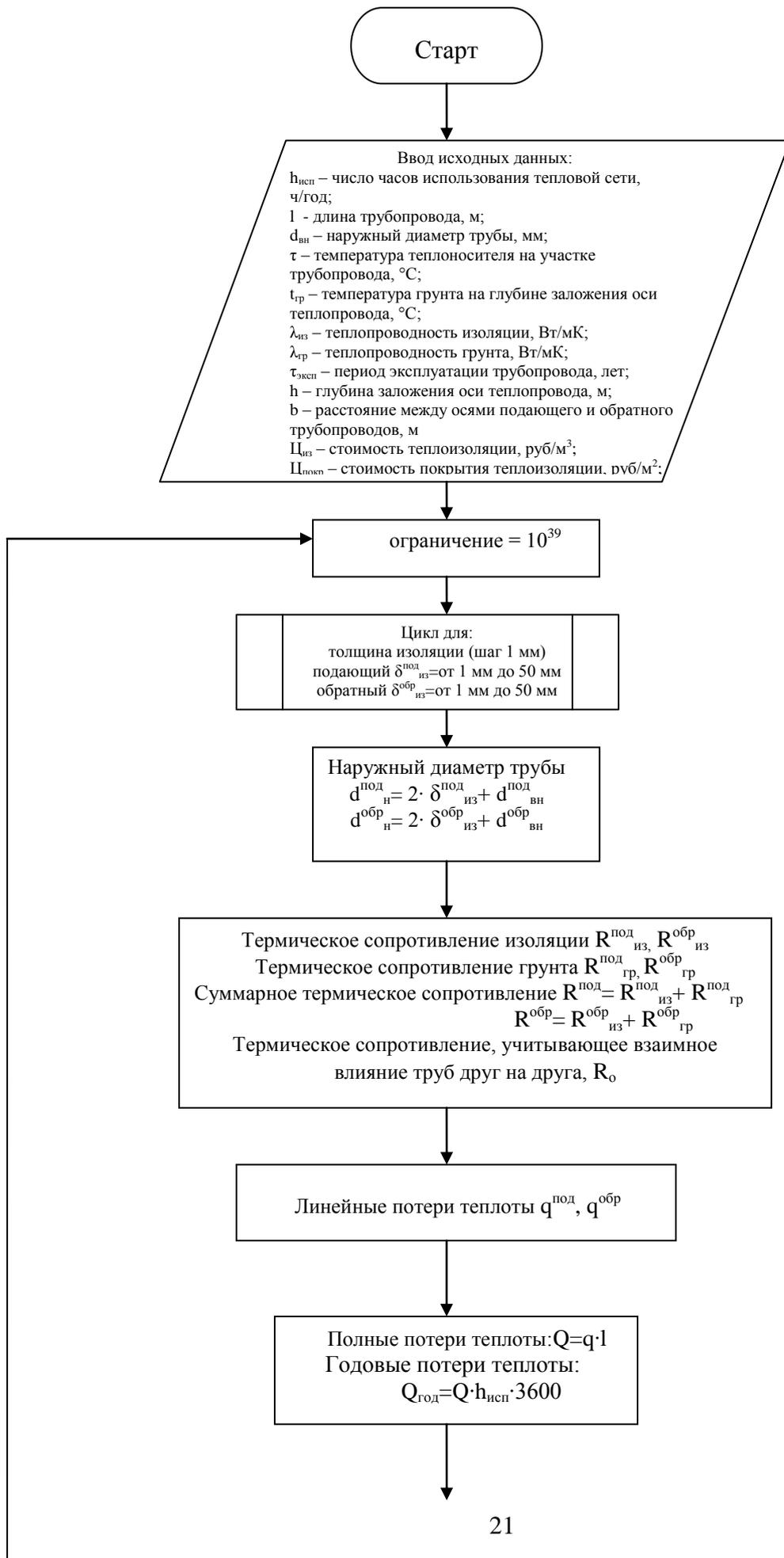




Рисунок 1.4 – Блок-схема определения оптимальной толщины теплоизоляции при надземном способе прокладки трубопроводов.



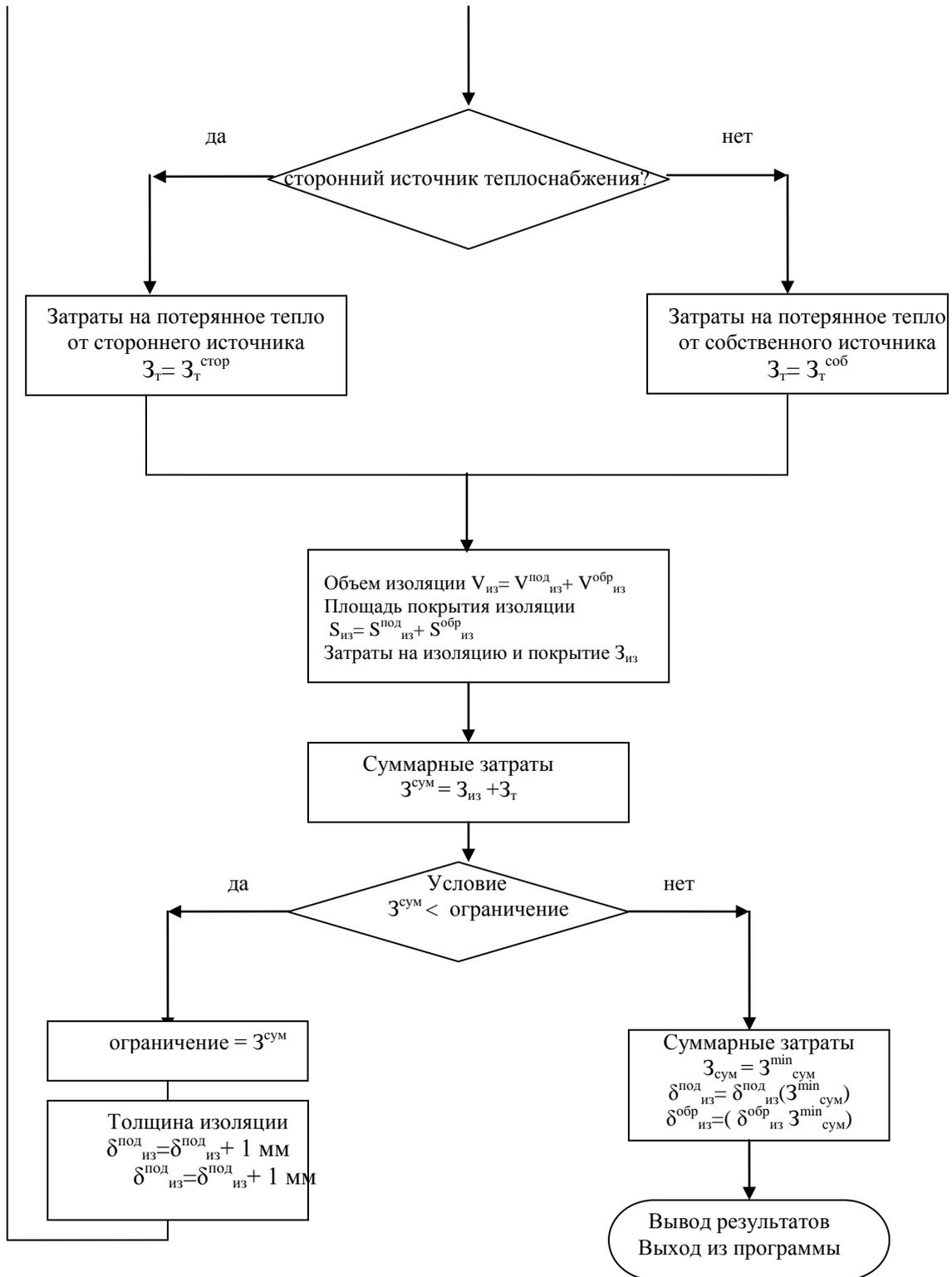


Рисунок 1.5 – Блок-схема для определения оптимальной толщины теплоизоляции при подземном бесканальном способе прокладки трубопроводов.

Старт

Ввод исходных данных:

$h_{исп}$ – число часов использования тепловой сети, ч/год;
 l – длина трубопровода, м;
 $d_{вн}$ – наружный диаметр трубы, мм;
 τ – температура теплоносителя на участке трубопровода, °С;
 $t_{гр}$ – температура грунта на глубине заложения оси трубопровода, °С;
 $\lambda_{из}$ – теплопроводность изоляции, Вт/мК;
 $\lambda_{кан}$ – теплопроводность материала канала, Вт/мК;
 $\lambda_{гр}$ – теплопроводность грунта, Вт/мК;
 $\tau_{эксп}$ – период эксплуатации трубопровода, лет;
 h – глубина заложения оси трубопровода, м;
 b – расстояние между осями подающего и обратного трубопроводов, м;
 $\rho_{из}$ – стоимость теплоизоляции, руб/м³;
 $\rho_{покp}$ – стоимость покрытия теплоизоляции, руб/м²;

ограничение = 10^{39}

Цикл для:
толщина изоляции (шаг 1 мм)
подающий $\delta_{из}^{под}$ от 1 мм до 50 мм
обратный $\delta_{из}^{обр}$ от 1 мм до 50 мм

Наружный диаметр трубы
 $d_n^{под} = 2 \cdot \delta_{из}^{под} + d_{вн}^{под}$
 $d_n^{обр} = 2 \cdot \delta_{из}^{обр} + d_{вн}^{обр}$
эквивалентный диаметр
канала $d^{экр}$

Термическое сопротивление изоляции $R_{из}^{под}$, $R_{из}^{обр}$
Термическое сопротивление поверхности изоляции $R_{п.из}^{обр}$, $R_{п.из}^{под}$
Термическое сопротивление грунта $R_{гр}^{под}$, $R_{гр}^{обр}$
Термическое сопротивление канала $R_{кан}$
Термическое сопротивление поверхности канала $R_{п.кан}$
Суммарное термическое сопротивление:
 $R^{под} = R_{п.кан} + R_{кан} + R_{п.из}^{под} + R_{из}^{под} + R_{гр}^{под}$
 $R^{обр} = R_{п.кан} + R_{кан} + R_{п.из}^{обр} + R_{из}^{обр} + R_{гр}^{обр}$

Линейные потери теплоты $q^{под}$, $q^{обр}$

Полные потери теплоты: $Q = q \cdot l$
Годовые потери теплоты:
 $Q_{год} = Q \cdot h_{исп} \cdot 3600$

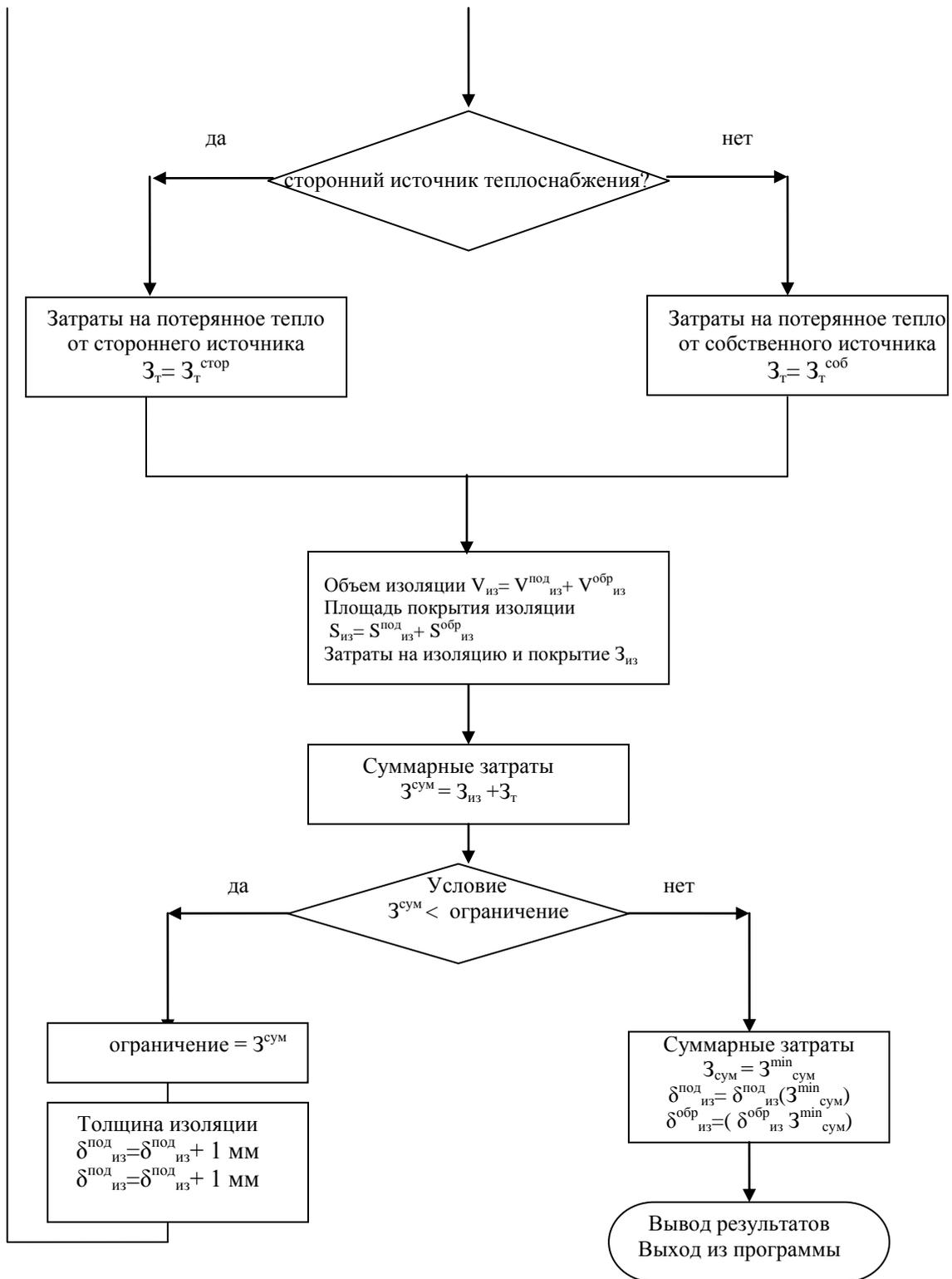


Рисунок 1.6 – Блок-схема для определения оптимальной толщины теплоизоляции при подземном канальном способе прокладки трубопроводов.

Внешний вид окна ввода данных приведен на рисунке 1.7 – для надземной прокладки, на рисунке 1.8 – подземной канальной и бесканальной.

Ввод исходных данных

	Длина, м	Внеш. диаметр трубопровода, мм	Температура теплоносителя, С	Теплопроводность изоляции Вт/мК	Прежняя величина толщины изоляции мм	Стоимость изоляции, руб/м3	Стоимость покрытия изоляции, руб/м2
1	10	219	65	0.036	0	50000	300
2	10	219	100	0.036000	0	50000	300
3	10	219	150	0.036000	0	50000	300
4	10	219	50	0.035000	0	50000	300
5	10	219	100	0.035000	0	50000	300
6	10	219	110	0.035000	0	50000	300
7	10	219	50	0.040000	0	50000	300
8	10	219	100	0.040000	0	50000	300
9	10	219	110	0.040000	0	50000	300
10	10	219	50	0.050000	0	50000	300

Теплоснабжение от:

собственной котельной

стороннего источника

Выбор оптимальной толщины изоляции

Число часов использования трубопровода, часов в год: 8000

Скорость ветра, м/с: 3.8

Температура окружающей среды, С: 4.1

Срок эксплуатации, лет: 5

коэффициент удорожания теплоты: 1.05

коэффициент ухудшения свойств материала изоляции: 0.007

Стоимость тепловой энергии, руб/ГДж: 235

КПД котельной, в долях: 0.89

Теплотворная способность топлива кДж/куб. м: 30000

Стоимость газа, руб/тыс. куб. м: 3000

норма дисконтирования: 0.15

Выход

Рисунок 1.7 - Внешний вид окна ввода данных для надземной прокладки трубопроводов

Рисунок 1.8 - Внешний вид окна ввода данных для подземной канальной и бесканальной прокладки трубопроводов

Коэффициенту ухудшения свойств теплоизоляционного материала в окне ввода данных программы соответствует константа работоспособности теплоизоляционного материала, определенная по таблице 1.2 в зависимости от способа прокладки трубопровода.

Выводы по главе 1

1. Исследованы технологические факторы, влияющие на тепловые потери.
2. Исследованы теплофизические и механические свойства материалов, применяемых для теплоизоляции теплопроводов.
3. Рассмотрены экономические вопросы применения различных видов теплоизоляции.
4. Разработана программа расчёта тепловой изоляции с учётом технических и экономических факторов для наземной, канальной и бесканальной прокладок тепловых сетей.

2. Оптимизация толщин изоляции теплопроводов с совместным учетом энергетических и экономических показателей и фактора разбалансированности

Расчеты показали, что на величину оптимальной толщины теплоизоляции влияют такие факторы, как температура теплоносителя, диаметр трубопровода, теплопроводность теплоизоляционного материала и ее изменение в процессе эксплуатации, температура окружающей среды, срок эксплуатации трубопровода, стоимость материала теплоизоляции, тарифы на тепловую энергию и другие.

Исключительно большое влияние на определение оптимальной толщины тепловой изоляции оказывает принадлежность источника тепла. В случае стороннего источника величина экономии рассчитывается с учетом стоимости единицы тепла. Если же источник тепла принадлежит данной организации, ведущей работы по замене тепловой изоляции трубопроводов различного назначения или проектированию новых тепловых сетей, расчеты проводятся с учетом стоимости сэкономленного топлива. С учетом того, что топливная составляющая в себестоимости Гкал тепла находится в пределах 10-30%, принадлежность источника тепла может оказать большое влияние на выбор оптимальной толщины изоляции.

Также большое влияние на величину оптимальной толщины теплоизоляции оказывают исходные условия решаемой задачи, а именно стоимость теплоизоляции. Так, например, стоимость предизолированных труб в пенополиуретановой теплоизоляции будет существенно отличаться от стоимости скорлуп ППУ. Таким образом, будет различаться и оптимальная толщина теплоизоляции. Исходные данные для определения оптимальной толщины теплоизоляционной конструкции должны определяться исходя из проекта по прокладке нового или изоляции существующего трубопровода. Ниже представлены зависимости оптимальных толщин теплоизоляции при различных способах прокладки трубопроводов для ряда влияющих факторов с учетом стоимости трубопроводов.

- ***зависимость оптимальной толщины изоляции от материала изоляции (теплопроводности), надземная прокладка***

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопровода: 219 мм;
- температура теплоносителя: 50; 100; 110 °С;
- скорость ветра: 3,8 м/с;
- температура окружающей среды: 4,1 °С;
- число часов использования трубопровода: 8000 ч;

- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,007;
- теплоснабжение от стороннего источника;

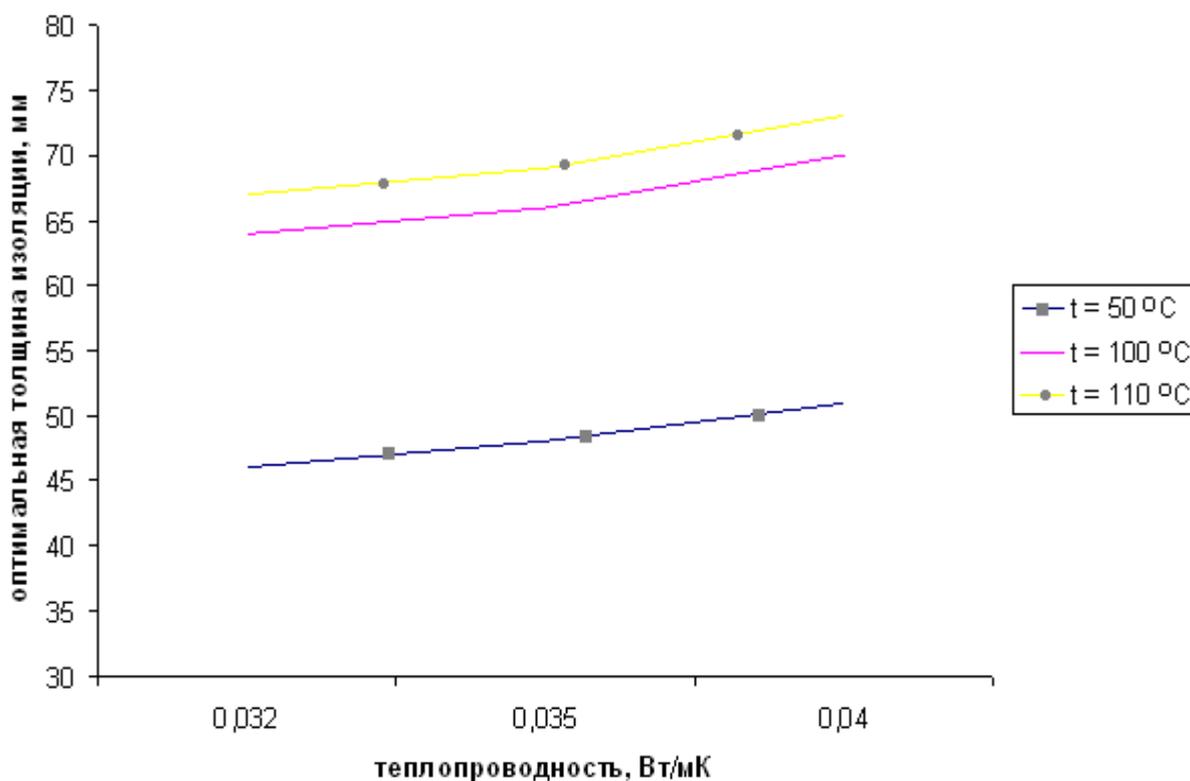


Рисунок 2.1 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от теплопроводности материала

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры теплоносителя, надземная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопровода: 219 мм;
- материал теплоизоляции:
 - пенополиуретан с $\lambda_{нач}=0,032$ Вт/мК;
 - пенополистирол с $\lambda_{нач}=0,038$ Вт/мК;
 - минеральная вата с $\lambda_{нач}=0,05$ Вт/мК;
- скорость ветра: 3,8 м/с;

- температура окружающей среды: 4,1 °С;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: пенополиуретан, пенополистирол 0,007;
минеральная вата 0,018
- теплоснабжение от стороннего источника;

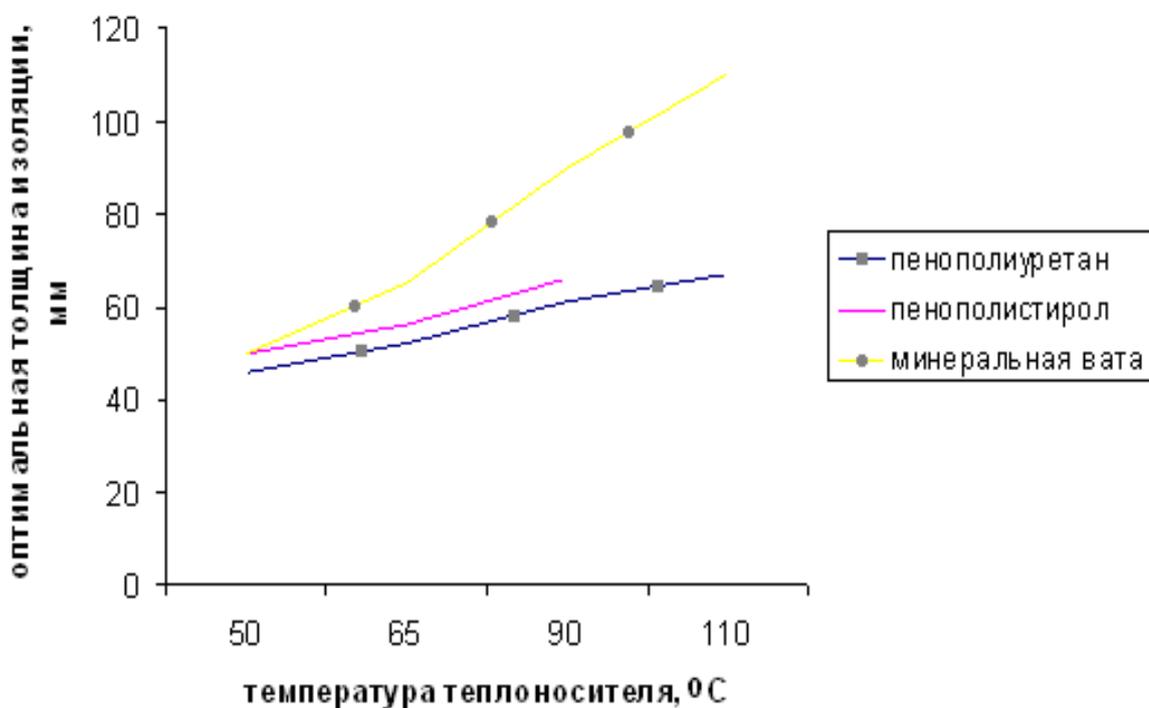


Рисунок 2.2 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры теплоносителя

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации, надземная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопровода: 219 мм;
- температура теплоносителя: 50; 100; 110 °С;
- скорость ветра: 3,8 м/с;
- температура окружающей среды: 4,1 °С;

- теплопроводность изоляции 0,032 Вт/мК (пенополиуретан);
- число часов использования трубопровода: 8000 ч;
- расчетный период эксплуатации: 5,10,15 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,007;
- теплоснабжение от стороннего источника;

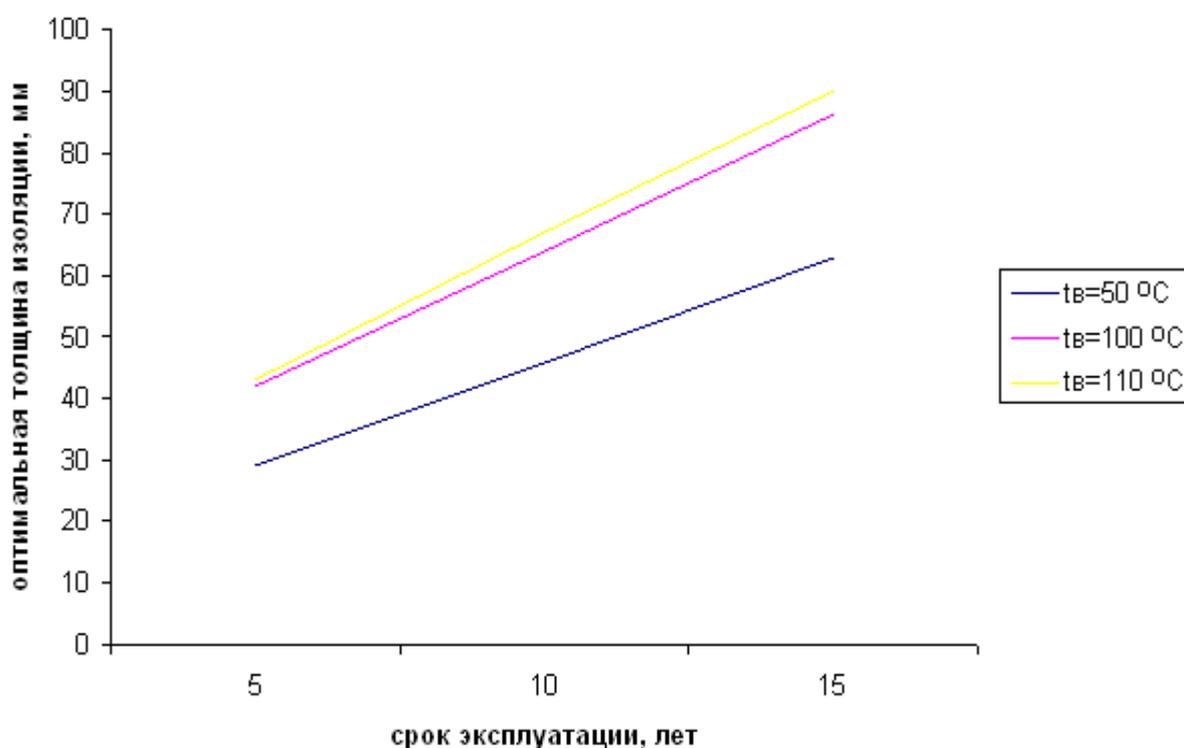


Рисунок 2.3 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации трубопровода

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры наружного воздуха*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопровода: 219 мм;
- температура теплоносителя: 50; 100; 110 °C;
- скорость ветра: 3,8 м/с;
- теплопроводность изоляции 0,032 Вт/мК (пенополиуретан);
- число часов использования трубопровода: 8000 ч;

- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,007;
- теплоснабжение от стороннего источника;

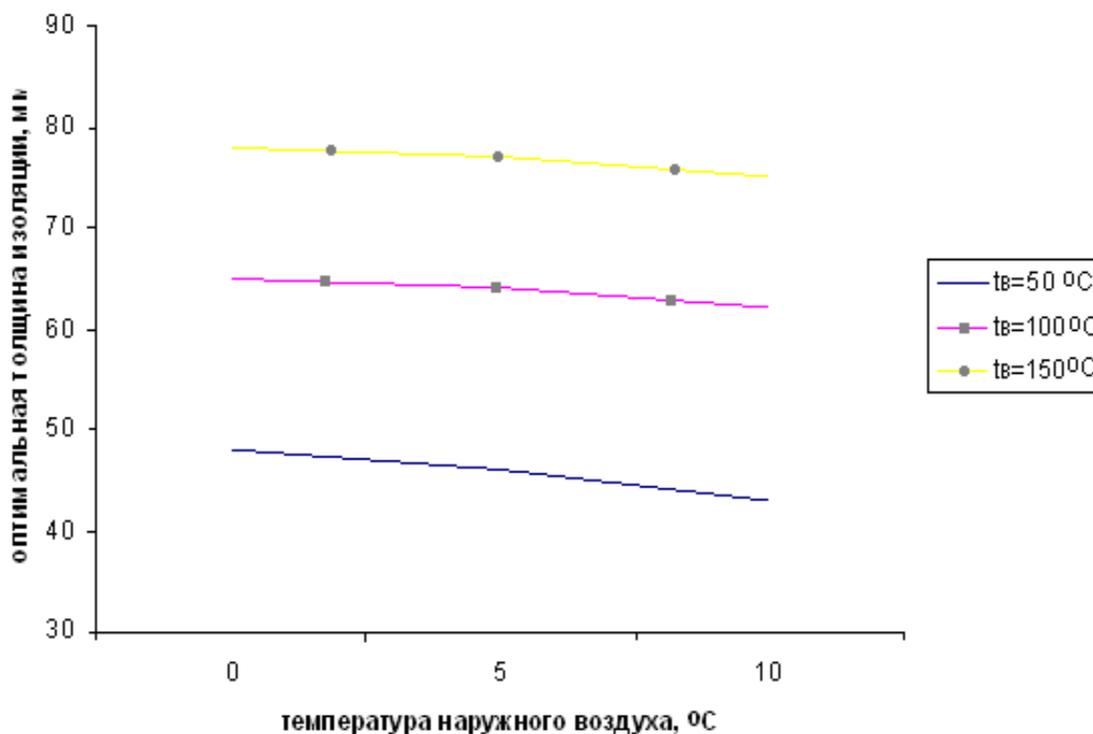


Рисунок 2.4 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры наружного воздуха

- **зависимость оптимальной толщины изоляции от скорости ветра**

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопровода: 219 мм;
- температура теплоносителя: 50; 100; 110 °C;
- температура наружного воздуха: 5 °C;
- теплопроводность изоляции 0,032 Вт/мК (пенополиуретан);
- число часов использования трубопровода: 8000 ч;
- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,007;

- теплоснабжение от стороннего источника;

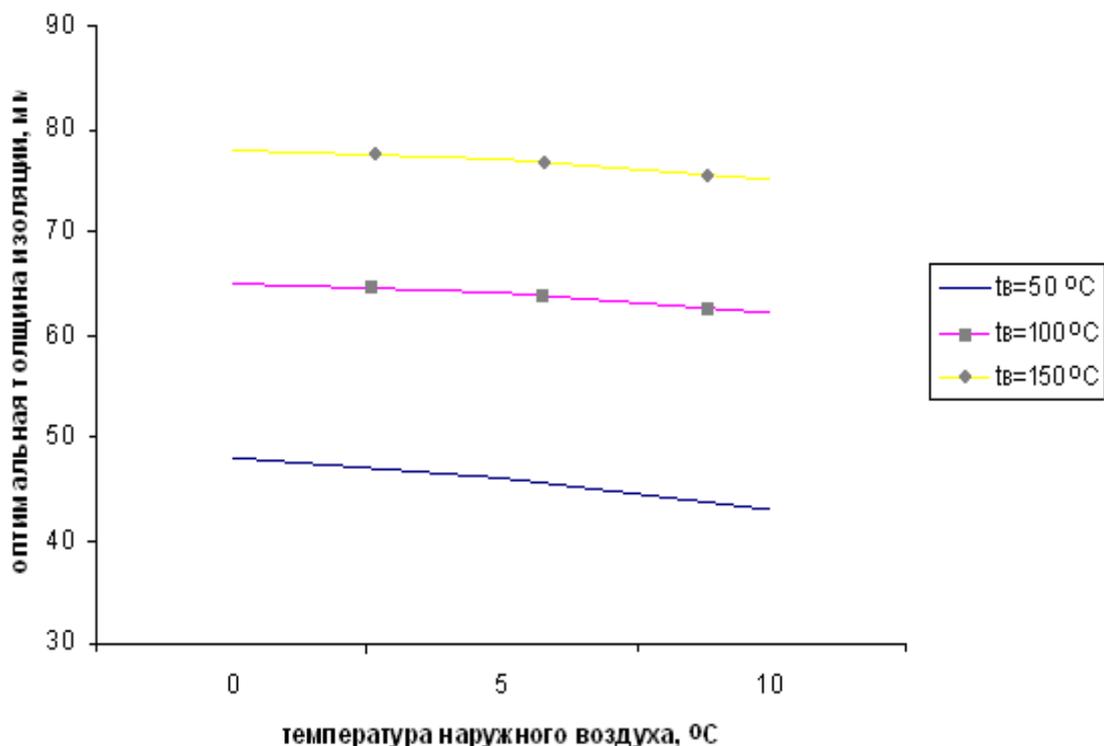


Рисунок 2.5 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры наружного воздуха

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации, подземная бесканальная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопроводов: 219 мм;

- теплопроводность теплоизоляции:

$$\lambda_{нач1}=0,032 \text{ Вт/мК};$$

$$\lambda_{нач2}=0,035 \text{ Вт/мК};$$

- теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,36 \text{ Вт/мК};$

- глубина прокладки оси теплотрассы 1,5 м;

- температурный график 65/50 °C;

- расстояние между трубами 1 м;

- температура грунта: 7,4 °C;

- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;

- расчетный период эксплуатации: 10 лет;

- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,000165;
- теплоснабжение от стороннего источника;

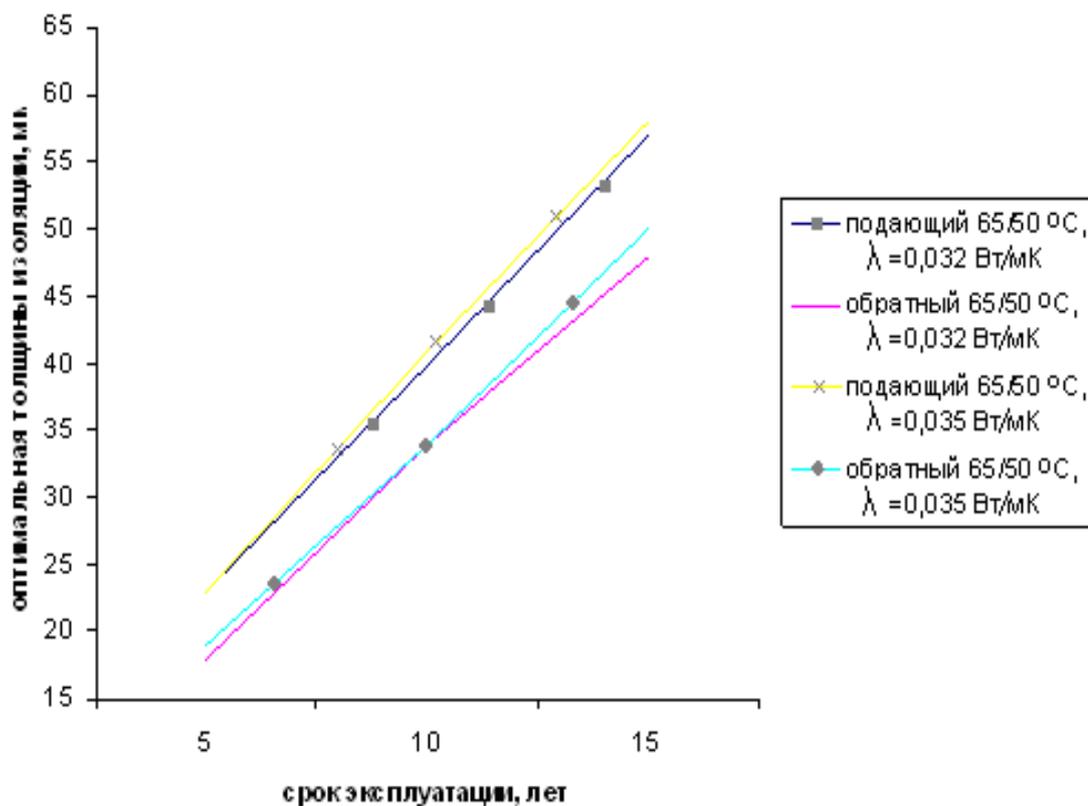


Рисунок 2.6 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации трубопровода при подземной бесканальной прокладке

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации, подземная бесканальная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопроводов: 219 мм;
- теплопроводность теплоизоляции:
 $\lambda_{нач1}=0,032$ Вт/мК;
 $\lambda_{нач2}=0,035$ Вт/мК;
- теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,36$ Вт/мК;
- глубина прокладки оси теплотрассы 1,5 м;
- температурный график 90/50 °C;

- расстояние между трубами 1 м;
- температура грунта: 7,4 °С;
- стоимость изоляции: 50000 руб/м³;
- стоимость покрытия изоляции: 300 руб/м²;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 235 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,000165;
- теплоснабжение от стороннего источника;

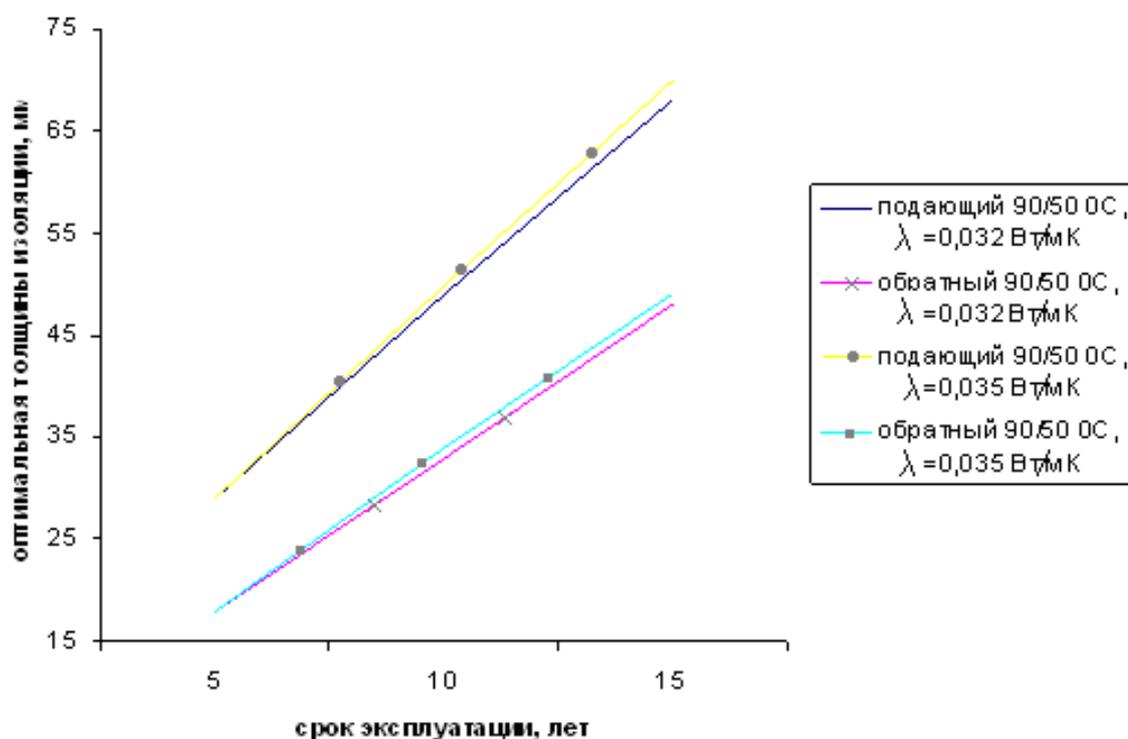


Рисунок 2.7 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации трубопровода при подземной бесканальной прокладке

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры грунта, подземная бесканальная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопроводов: 219 мм;
- теплопроводность теплоизоляции:

$$\lambda_{нач1}=0,032 \text{ Вт/мК};$$

$\lambda_{нач2}=0,04$ Вт/мК;

- теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,36$ Вт/мК;
- глубина прокладки оси теплотрассы 1,5 м;
- температурный график 65/50 °С;
- расстояние между трубами 1 м;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,000165;
- теплоснабжение от стороннего источника;

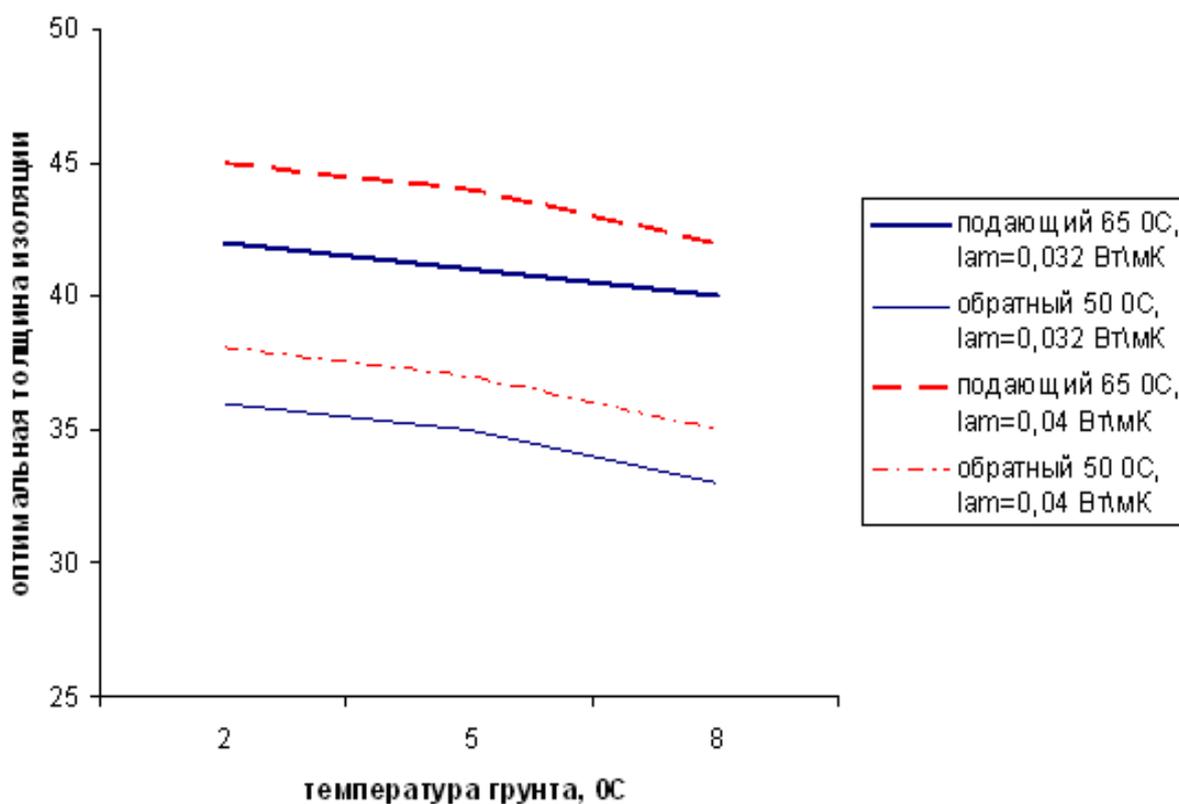


Рисунок 2.8 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры грунта при подземной бесканальной прокладке

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации, подземная канальная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопроводов: 219 мм;
- теплопроводность теплоизоляции:
 - $\lambda_{нач1}=0,032$ Вт/мК;
 - $\lambda_{нач2}=0,035$ Вт/мК;
- теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,36$ Вт/мК;
- глубина прокладки оси теплотрассы 1,5 м;
- температурный график 65/50 °С;
- теплопроводность материала канала $\lambda=0,8$ Вт/мК;
- температура грунта: 7,4 °С;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,008;
- теплоснабжение от стороннего источника;

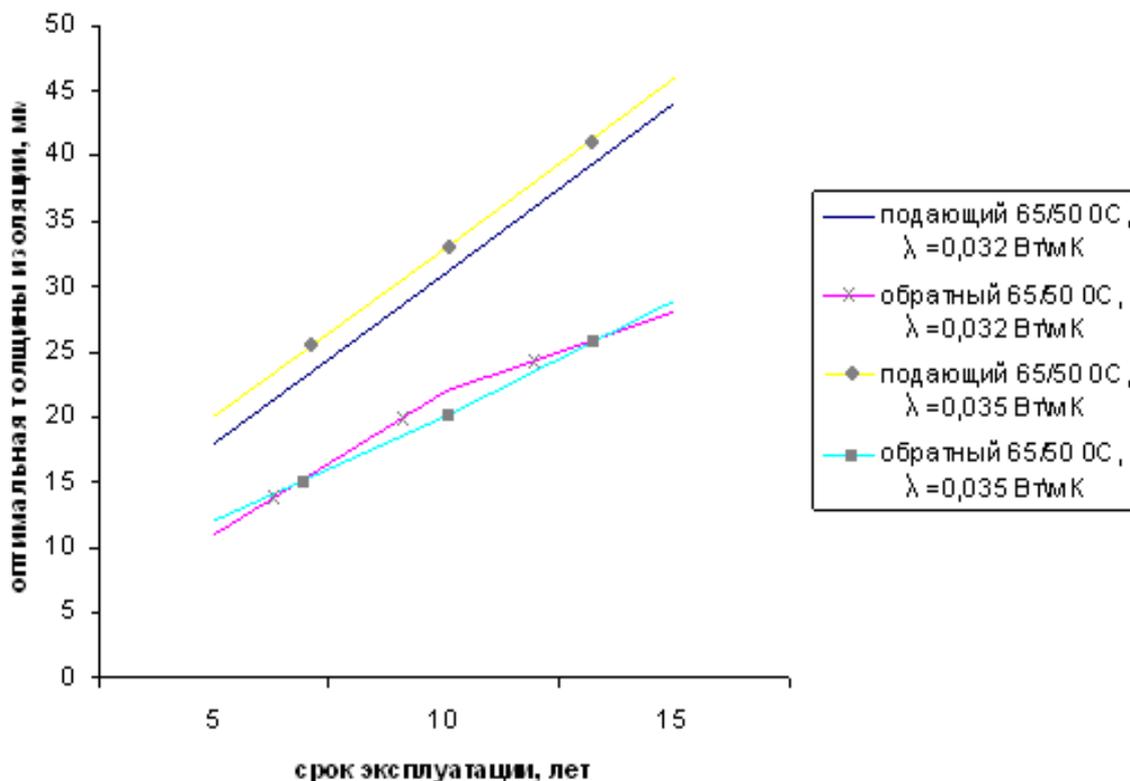


Рисунок 2.10 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации трубопровода при подземной канальной прокладке

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации, подземная канальная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопроводов: 219 мм;
- теплопроводность теплоизоляции:
 - $\lambda_{1нач}=0,032$ Вт/мК;
 - $\lambda_{2нач}=0,035$ Вт/мК;
- теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,36$ Вт/мК;
- глубина прокладки оси теплотрассы 1,5 м;
- температурный график 90/50 °С;
- теплопроводность материала канала $\lambda_{кан}=0,8$ Вт/мК;
- температура грунта: 7,4 °С;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,008;
- теплоснабжение от стороннего источника;

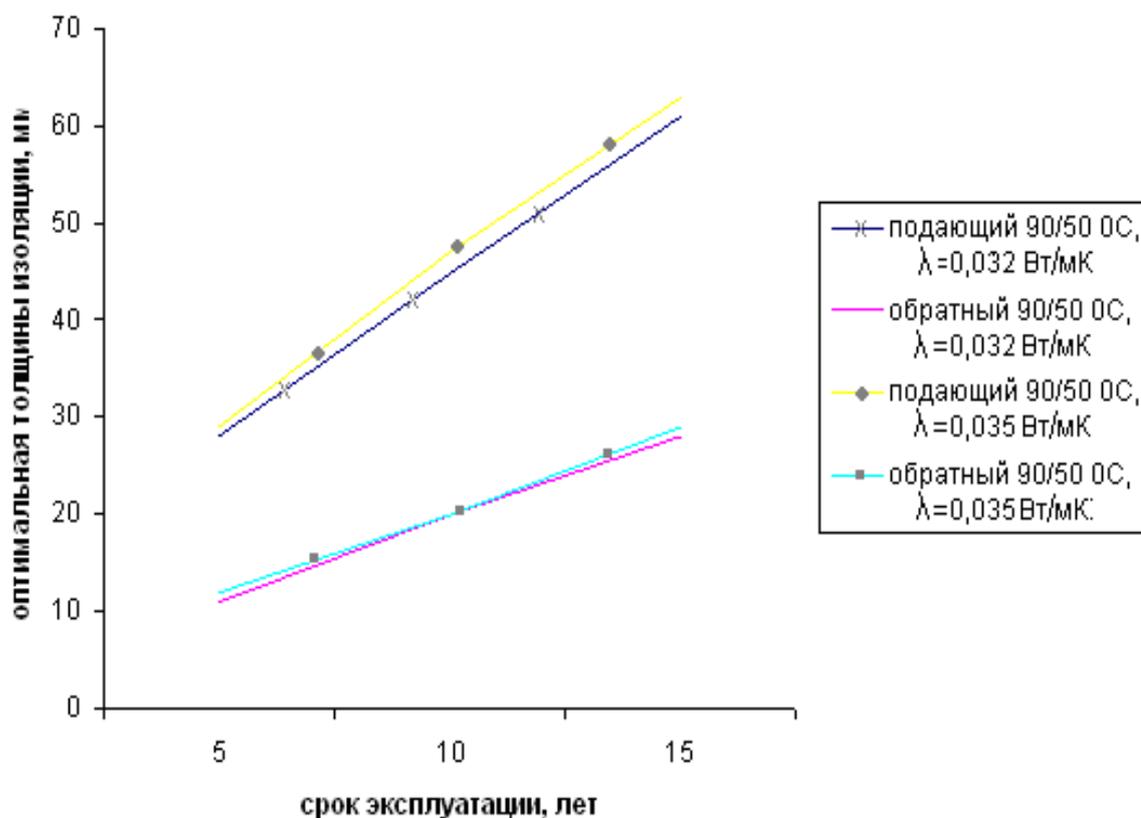


Рисунок 2.11 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от срока эксплуатации трубопровода при подземной канальной прокладке

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры грунта, подземная канальная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопроводов: 219 мм;
- теплопроводность теплоизоляции:
 $\lambda_{нач1}=0,04$ Вт/мК;
 $\lambda_{нач2}=0,05$ Вт/мК;
- теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,36$ Вт/мК;
- глубина прокладки оси теплотрассы 1,5 м;
- температурный график 90/50 °С;
- теплопроводность материала канала $\lambda=0,8$ Вт/мК;
- температура грунта: 7,4 °С;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- расчетный период эксплуатации: 10 лет;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;

- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,046;
- теплоснабжение от стороннего источника;

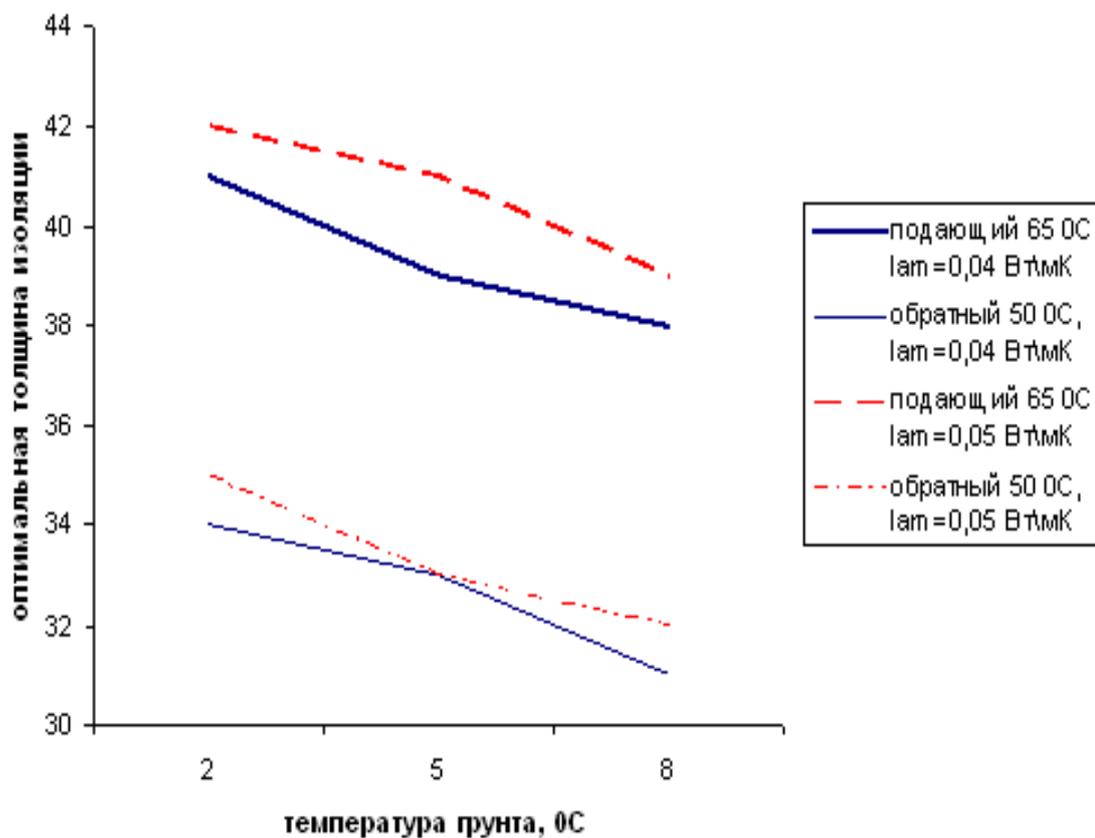


Рисунок 2.12 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры грунта при подземной канальной прокладке

В качестве примера на рисунках 3.19-3.21 представлены зависимости оптимальной толщины теплоизоляции от температуры теплоносителя для различных материалов при различных способах прокладки трубопроводов без учета стоимости трубопровода, текущие цены на материал теплоизоляции приняты: пенополиуретан - 18500 руб/м³; пенокаучук К-флекс - 60000 руб/м³; минеральная вата - 4000 руб/м³;

- **зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры теплоносителя, надземная прокладка**

Исходные данные для расчета:

- внешний диаметр трубопровода: 219 мм;

- материал теплоизоляции: пенополиуретан; пенокаучук К-флекс; минеральная вата;
- климатические данные для г. Москвы;
- стоимость покрывного материала: 300 руб/м²;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- расчетный срок эксплуатации соответственно: 25 лет; 25 лет; 10 лет;
- стоимость природного газа: 3000 руб/тыс.м³;
- КПД котельной 0,89;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: пенополиуретан 0,007; пенокаучук К-флекс 0,0065; минеральная вата 0,018;
- теплоснабжение от собственного источника

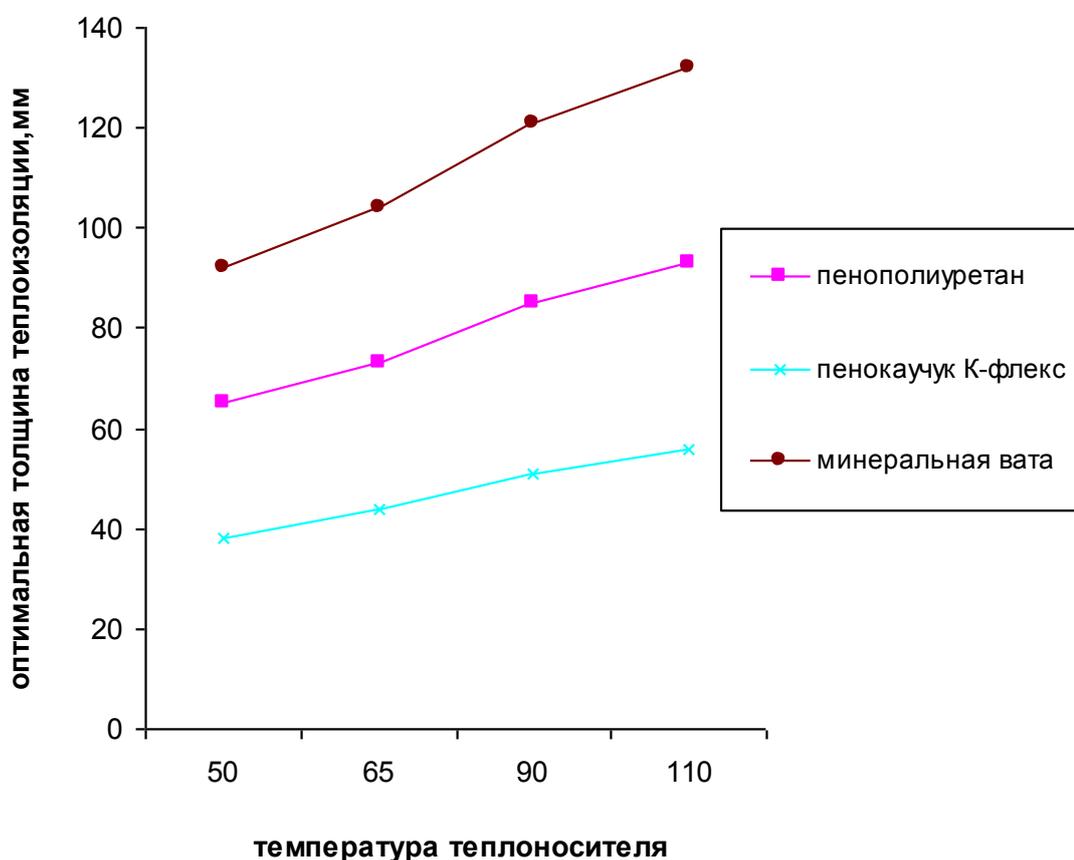


Рисунок 2.13 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от температуры теплоносителя (надземная прокладка)

Как видно из рисунка, с увеличением температуры теплоносителя и коэффициента теплопроводности изоляционного материала, оптимальная толщина тепловой изоляции увеличивается.

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от периода эксплуатации, подземная бесканальная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопроводов: 219 мм;
- теплопроводность теплоизоляции:
 $\lambda_{нач}=0,032$ Вт/мК (пенополиуретан);
- теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,36$ Вт/мК;
- глубина прокладки оси теплотрассы 1,5 м;
- температурный график 65/50 °С; 90/50 °С;
- расстояние между трубами 1 м;
- температура грунта: 7,4 °С;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,000165;
- теплоснабжение от стороннего источника;

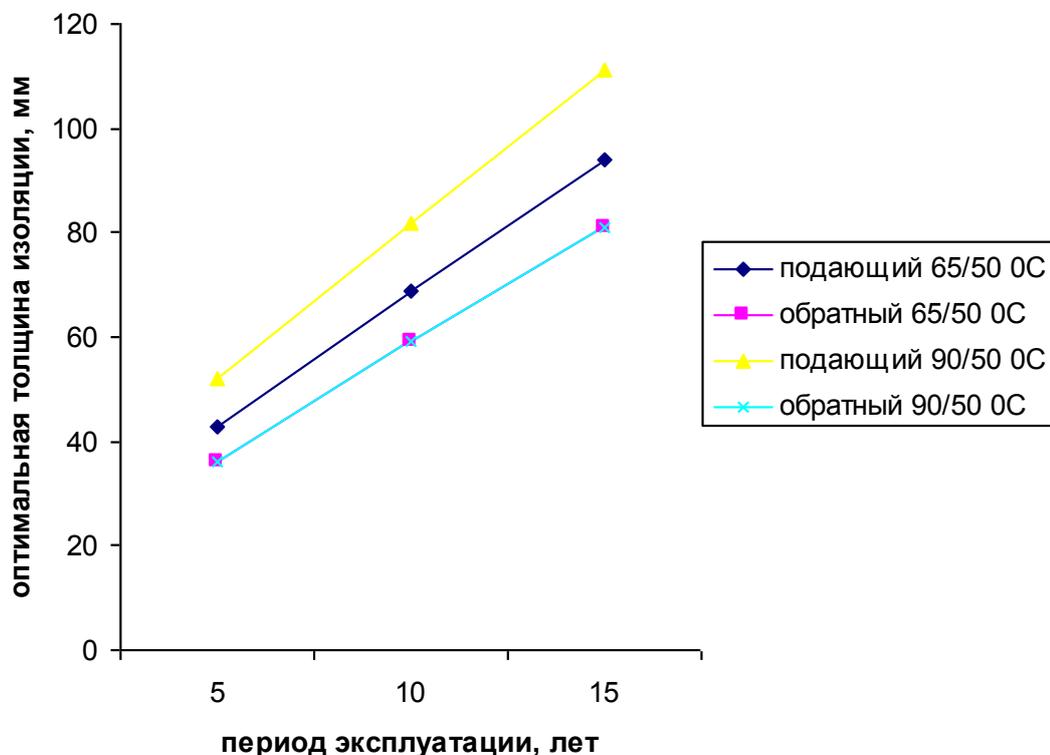


Рисунок 2.14 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от расчетного периода эксплуатации (подземная бесканальная прокладка)

- *зависимость оптимальной толщины изоляции от периода эксплуатации, подземная канальная прокладка*

Исходные данные:

- внешний диаметр трубопроводов: 219 мм;
- теплопроводность теплоизоляции:
 $\lambda_{нач}=0,032$ Вт/мК (пенополиуретан);
- теплопроводность грунта $\lambda_{гр}=1,36$ Вт/мК;
- глубина прокладки оси теплотрассы 1,5 м;
- температурный график 65/50 °С; 90/50 °С;
- теплопроводность материала канала $\lambda_{кан}=0,8$ Вт/мК;
- температура грунта: 7,4 °С;
- число часов использования трубопровода в год: 8000 ч;
- стоимость тепловой энергии: 250 руб/ГДж;
- коэффициент удорожания теплоты: 1,05;
- константа работоспособности: 0,008;
- теплоснабжение от стороннего источника;

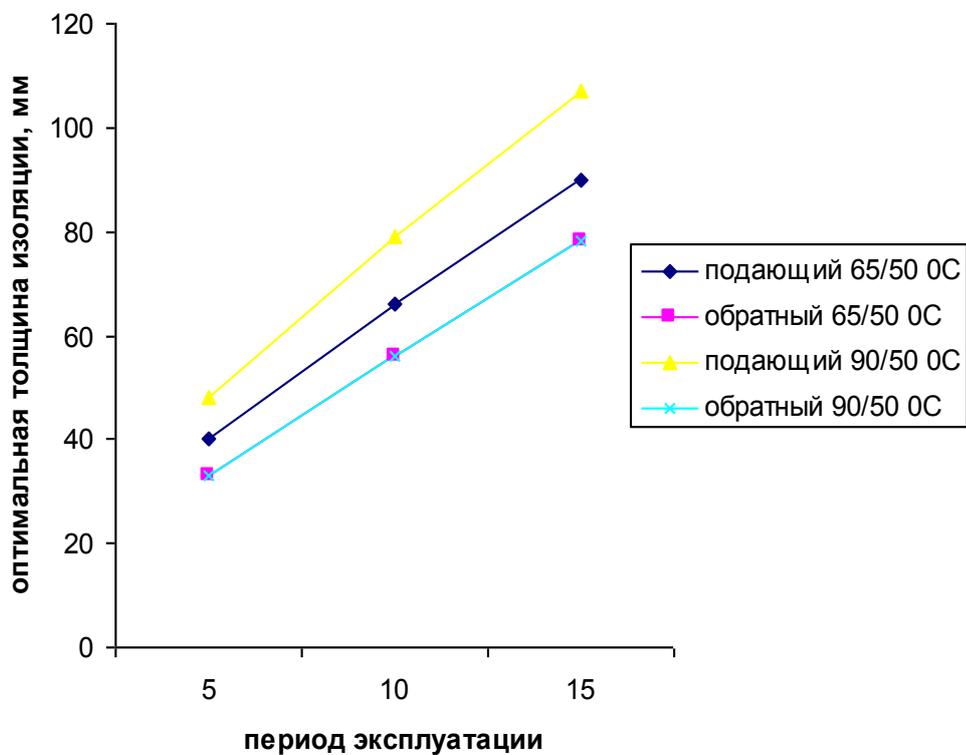


Рисунок 2.15 - Зависимость оптимальной толщины изоляции от расчетного периода эксплуатации трубопровода при подземной канальной прокладке

Таким образом, на величину оптимальной толщины теплоизоляции влияет ряд факторов, как экономических, таких, как стоимость тепловой изоляции, тариф на тепловую энергию, так эксплуатационных, таких, как способ прокладки трубопровода, температура теплоносителя, температура окружающей среды и других.

Скорейшее внедрение в практику проектирования тепловой изоляции оборудования и трубопроводов программы для расчета оптимальной толщины изоляции для данных климатологических и экономических условий региона, учитывающих фактические цены на тепловую энергию и теплоизоляционные материалы в промышленности и ЖКХ, направлено на экономию топливно-энергетических ресурсов и является реальным, быстро окупающимся мероприятием по реализации программы энергосбережения.

Выводы по главе 2

1. Проведена оптимизация толщины изоляции в зависимости от температуры теплоносителя для надземной, канальной и бесканальной прокладки тепловых сетей.
2. Проведена оптимизация толщины изоляции от срока эксплуатации для надземной, канальной и бесканальной прокладки тепловых сетей.
3. Проведена оптимизация толщины изоляции от температуры грунта для канальной и бесканальной прокладки тепловых сетей.

3. Исследование влияния внешних факторов (погодных условий и сопротивления абонентских систем) на режимы работы системы тепло- и водоснабжения и их разбалансированность

3.1. Влияние ограничения температуры сетевой воды на разбалансированность систем теплоснабжения

Причиной, приводящей к разбалансированности теплогидравлических режимов тепловых сетей, является ограничение температуры сетевой воды в подающем трубопроводе ниже расчётной, соответствующей температурному графику качественного регулирования отопительной нагрузки. Ограничение происходит из-за дефицита топлива – выбран лимит на газ, из-за недостатка тепловой мощности источника тепла и при использовании комплексонов, дозируемых в сетевую воду, для предотвращения накипеобразования.

Снижение температуры в подающей линии приводит к «недотопу», что вызывает действия потребителей по восстановлению нормального теплоснабжения и к дальнейшей разбалансированности тепловой сети.

Рассмотрим тепловой режим потребителей тепловой сети, в которой применяется комплексон и имеется кроме нагрузки отопления нагрузка горячего водоснабжения. По условиям химической стойкости комплексон не должен применяться в сетевой воде выше 130°C. По условиям подогрева воды на нужды горячего водоснабжения при плюсовых температурах наружного воздуха температура сетевой воды в подающей линии ограничивается для закрытых систем в 70°C, а для открытых в 60°C.

Параметры теплового абонентского ввода без ограничений по температуре подающей линии.

Температура сетевой воды перед смесительным узлом отопительной установки при качественном регулировании без ограничений.

$$\tau_{o1} = t_{bp} + \Delta t'_o \cdot (\overline{Q^p_o})^{0.8} + \left(\delta \tau'_o - \frac{\theta'}{2} \right) \cdot (\overline{Q^p_o}) \quad (3.1)$$

Температура воды после отопительной установки при качественном регулировании без ограничений.

$$\tau_{o2} = t_{bp} + \Delta t'_o \cdot (\overline{Q^p_o})^{0.8} - \frac{\theta'}{2} \cdot (\overline{Q^p_o}) \quad (3.2)$$

Температура воды после смешительного устройства (элеватора).

$$\tau_3 = t_{bp} + \Delta t'_o \cdot (\overline{Q^{p_o}})^{0.8} + \frac{\theta'}{2} \cdot (\overline{Q^{p_o}}) \quad (3.3)$$

где t_{bp} - расчётная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С;

$$(\overline{Q^{p_o}}) = \frac{t_{bp} - t_n}{t_{bp} - t_{no}} ; \quad (3.4)$$

t_n - текущая температура наружного воздуха, °С;

t_{no} - расчётная температура наружного воздуха, °С;

$$\Delta t'_o = \frac{\tau'_3 + \tau'_{o2}}{2} - t_{bp} ; \quad (3.5)$$

$$\delta \tau'_o = \tau'_{o1} - \tau'_{o2} ; \quad (3.6)$$

τ'_{o1} - расчетная температура в подающей линии для проектирования отопления, °С;

τ'_{o2} - расчетная температура в обратной линии для проектирования отопления, °С;

τ'_3 - расчетная температура перед отопительной системой после смешительного устройства, °С;

$$\theta' = \tau'_3 - \tau'_{o2} \quad (3.7)$$

$$\omega_{oc} = \frac{\delta \tau'_o}{\Delta t'_o} \quad (3.8)$$

$$U = \frac{\tau'_{o1} - \tau'_3}{\tau'_3 - \tau'_{o2}} \quad (3.9)$$

$$t_{ne} = t_n - (t_{bp} - t_n) \cdot 0.009 \cdot W \quad (3.10)$$

W - скорость ветра в м/с.

Параметры теплового абонентского ввода с ограничениями по температуре подающей линии.

$$(\overline{Q}_o) = \frac{t_{bi} - t_{ne}}{t_{bp} - t_{no}} \quad (3.11)$$

$$\omega = \omega_{oc} \cdot (\overline{Q}_o)^{0.2} \quad (3.12)$$

$$\varepsilon_o = \frac{1}{\frac{0.5+U}{1+U} + \frac{1}{\omega}} \quad (3.13)$$

$$q = \frac{Q_o}{t_{bp} - t_{no}} \quad (3.14)$$

$$G_o = \frac{Q_o}{\tau_1 - \tau_2} \quad (3.15)$$

$$t_{bi} = \frac{\frac{\varepsilon_o \cdot G_o}{q_o \cdot V} \cdot \tau_1 + t_n}{\frac{\varepsilon_o \cdot G_o}{q_o \cdot V} + 1} \quad (3.16)$$

$$\tau_2 = \tau_1 - \varepsilon_o \cdot (\tau_1 - t_{bi}) \quad (3.17)$$

$$\tau_3 = \frac{\tau_1 + U \cdot \tau_2}{1 + U} \quad (3.18)$$

По формулам (3.1) – (3.18) составлена программа на Visual Basic и приведены результаты расчета и график на рисунке 3.1.

Расчет температурного графика

- 1) Расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещений: 18 °С
- 2) Расчетная температура наружного воздуха на проектирование отопления: -28 °С
- 3) Расчетная скорость ветра: 0 м/с
- 4) Расчетная срезка по температуре горячей воды: 70 °С
- 5) Ограничение по прямой: 130 °С
- 6) Расчетная температура в подающей: 150 °С
- 7) Расчетная температура в обратной: 70 °С
- 8) Расчетная температура смеси: 95 °С

Таблица 3.1 - Расчет температурного графика

$T_n, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{нэкв}}, ^\circ\text{C}$	$T_v, ^\circ\text{C}$	$T_1, ^\circ\text{C}$	$T_2, ^\circ\text{C}$	$T_3, ^\circ\text{C}$
8	8	22.7	70.0	44.5	52.5
7	7	21.9	70.0	44.1	52.2
6	6	21.2	70.0	43.6	51.9
5	5	20.4	70.0	43.2	51.5
4	4	19.7	70.0	42.7	51.2
3	3	19.0	70.0	42.3	50.9
2	2	18.2	70.0	41.8	50.6
1	1	18.0	72.0	42.5	51.7
0	0	18.0	74.9	43.6	53.3
-1	-1	18.0	77.7	44.6	55.0
-2	-2.0	18.0	80.5	45.7	56.6
-3	-3.0	18.0	83.3	46.7	58.2
-4	-4.0	18.0	86.0	47.8	59.7
-5	-5.0	18.0	88.8	48.8	61.3
-6	-6.0	18.0	91.5	49.8	62.9
-7	-7.0	18.0	94.3	50.8	64.4
-8	-8.0	18.0	97.0	51.8	65.9
-9	-9.0	18.0	99.7	52.8	67.5
-10	-10.0	18.0	102.4	53.8	69.0
-11	-11.0	18.0	105.1	54.7	70.5
-12	-12.0	18.0	107.8	55.7	72.0
-13	-13.0	18.0	110.5	56.6	73.5
-14	-14.0	18.0	113.2	57.6	74.9
-15	-15.0	18.0	115.9	58.5	76.4
-16	-16.0	18.0	118.5	59.4	77.9
-17	-17.0	18.0	121.2	60.3	79.3
-18	-18.0	18.0	123.8	61.2	80.8
-19	-19.0	18.0	126.5	62.1	82.2
-20	-20.0	18.0	129.1	63.0	83.7
-21	-21.0	17.5	130.0	63.0	83.9
-22	-22.0	16.8	130.0	62.5	83.6
-23	-23.0	16.1	130.0	62.1	83.3
-24	-24.0	15.3	130.0	61.6	83.0
-25	-25.0	14.6	130.0	61.1	82.6
-26	-26.0	13.9	130.0	60.6	82.3
-27	-27.0	13.2	130.0	60.1	82.0
-28	-28.0	12.4	130.0	59.7	81.6

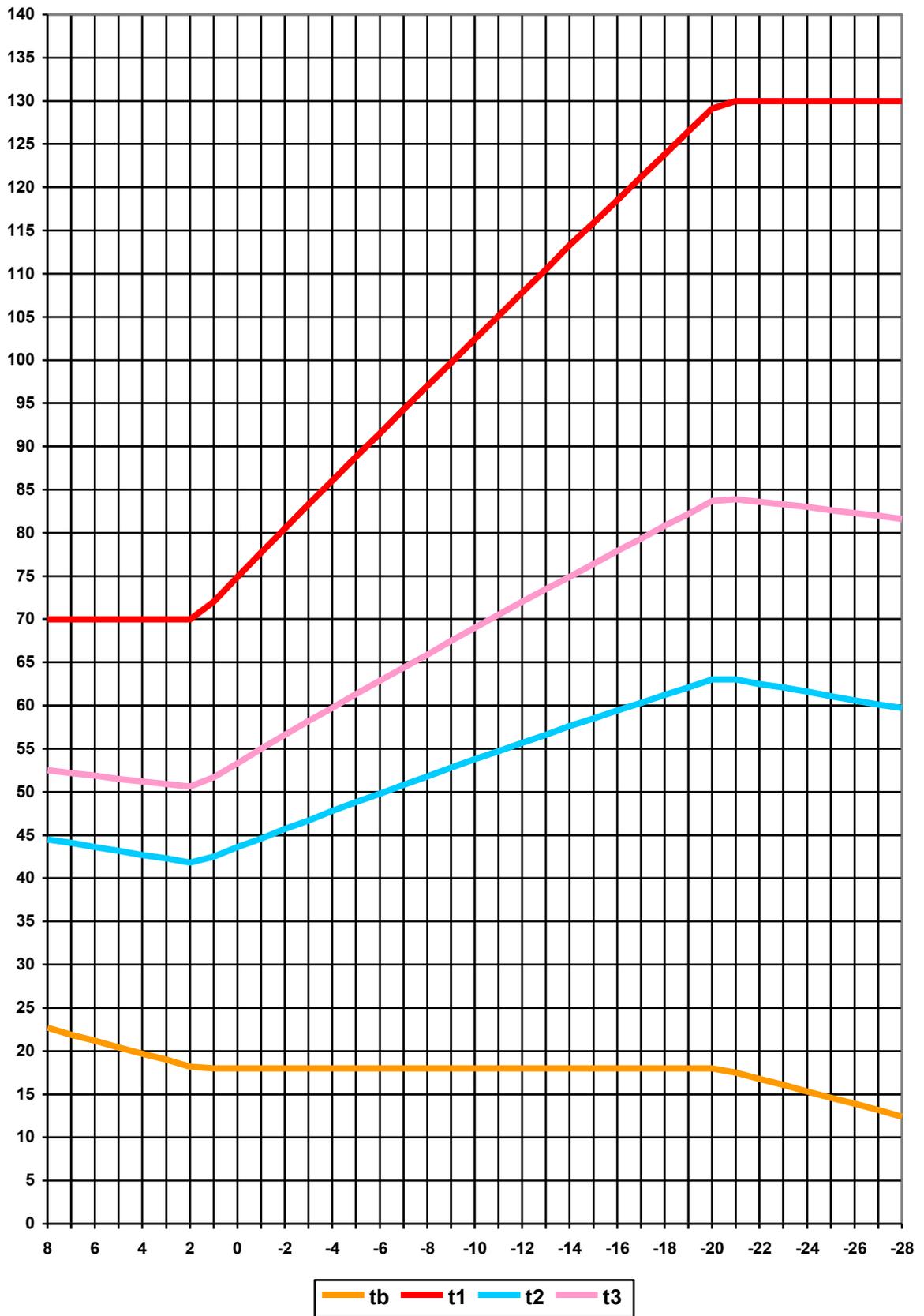


Рисунок 3.1 - Температурный график

Результаты расчётов, приведённые в графическом виде, показывают, что ограничение температуры в подающей линии в зоне положительных температур наружного воздуха приводит к возрастанию температуры обратной сетевой воды и к возрастанию температуры воздуха внутри отапливаемых помещений. В зоне отрицательных температур наружного воздуха происходит снижение температуры обратной сетевой воды и снижение температуры воздуха в отапливаемых помещениях ниже установленных по СНиП.

Как следует из приведённого температурного графика, в зонах по температуре наружного воздуха выше $+1^{\circ}\text{C}$, температура обратной сетевой воды поднимается, а температура воздуха внутри отапливаемых помещений поднимается выше расчётной 18°C – происходит «перетоп». При температурах наружного воздуха ниже минус 20°C температура обратной сетевой воды понижается, а температура воздуха внутри отапливаемых помещений становится ниже расчётной 18°C .

3.2. Влияние сопротивления абонентских систем на разбалансированность систем теплоснабжения

В последние годы наблюдается тенденция замены паровых котлов на водогрейные. При этом проблема удаления растворённых газов в воде может быть решена лишь с помощью вакуумных деаэраторов, работа которых не обеспечивает нормативы для сетевой воды. На многих котельных вообще отсутствуют и вакуумные деаэраторы.

По этой причине как в трубопроводах тепловых сетей, так и в отопительных системах зданий абонентов, происходит интенсивная внутренняя коррозия. Она приводит к увеличению шероховатости внутренней поверхности трубопроводов и к уменьшению проходного сечения трубопроводов. Это особенно наглядно можно представить на вертикальных трубопроводах отопительных систем малого диаметра 15-25 мм. После нескольких лет эксплуатации на недеаэрированной воде проходное сечение в этих трубопроводах уменьшается в несколько раз. Сечение трубопровода перекрывается отложениями окислов двух- и трёхвалентного железа. Попытки их удалить приводят к возникновению отверстий и к аварийным ситуациям.

Таким образом, интенсивная коррозия в трубопроводах приводит к увеличению их гидравлического сопротивления.

Рассмотрим влияние увеличения гидравлического сопротивления в трубопроводах систем отопления при зависимой элеваторной схеме присоединения.

Как известно [3], оптимальный диаметр камеры смешения, которая определяет типоразмер элеватора, связан с сопротивлением отопительной системы уравнением.

$$d'_3 = \frac{5}{\sqrt[4]{S_c}} \quad (3.18)$$

где:

S_c - сопротивление отопительной системы, Па·с²/м⁶.

Диаметр выходного сечения сопла определяется по формуле.

$$d_1 = \frac{d_3}{(1+U) \cdot \sqrt{0.64 \cdot 10^{-3} \cdot S_c \cdot d_3^4 + 0.61 - 0.4 \cdot n \cdot \left(\frac{U}{1+U}\right)^2}} \quad (3.19)$$

где:

U - коэффициент инжекции (смешения);

$$n = \frac{d_3^2}{d_3^2 - d_1^2} \quad (3.20)$$

По уравнению (3.20) при заданном оптимальном диаметре сопла задаваясь различными значениями сопротивления отопительной системы можно определить величину коэффициента смешения.

По данным размеров элеваторов ВТИ-Теплосеть Мосэнерго проведены расчёты влияния на коэффициент смешения величины сопротивления отопительной системы. Результаты расчетов приведены в виде графиков на рисунках 3.2 – 3.7.

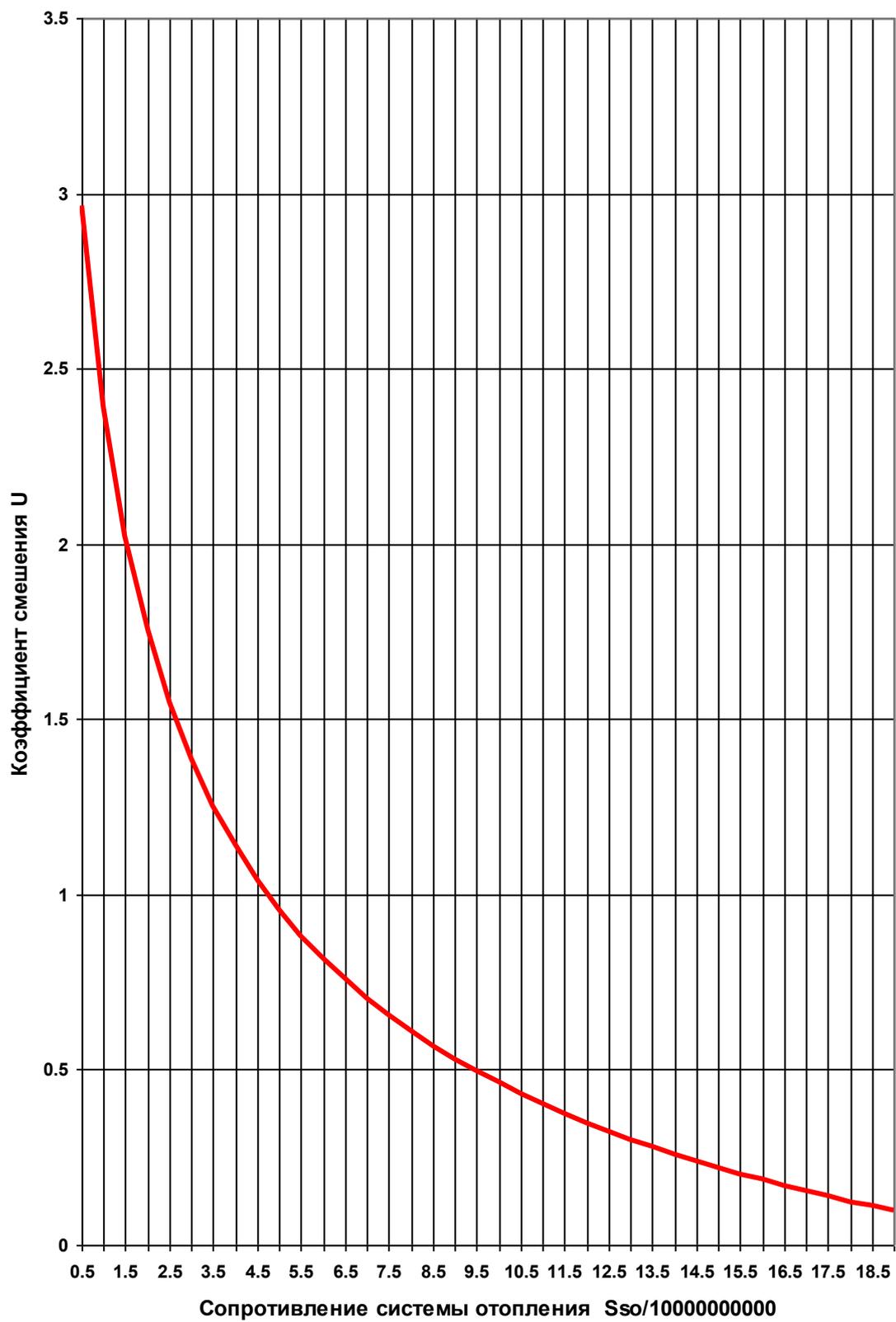


Рисунок 3.2 - Температурный график зависимости коэффициента смешения элеватора №1 от величины сопротивления системы отопления.

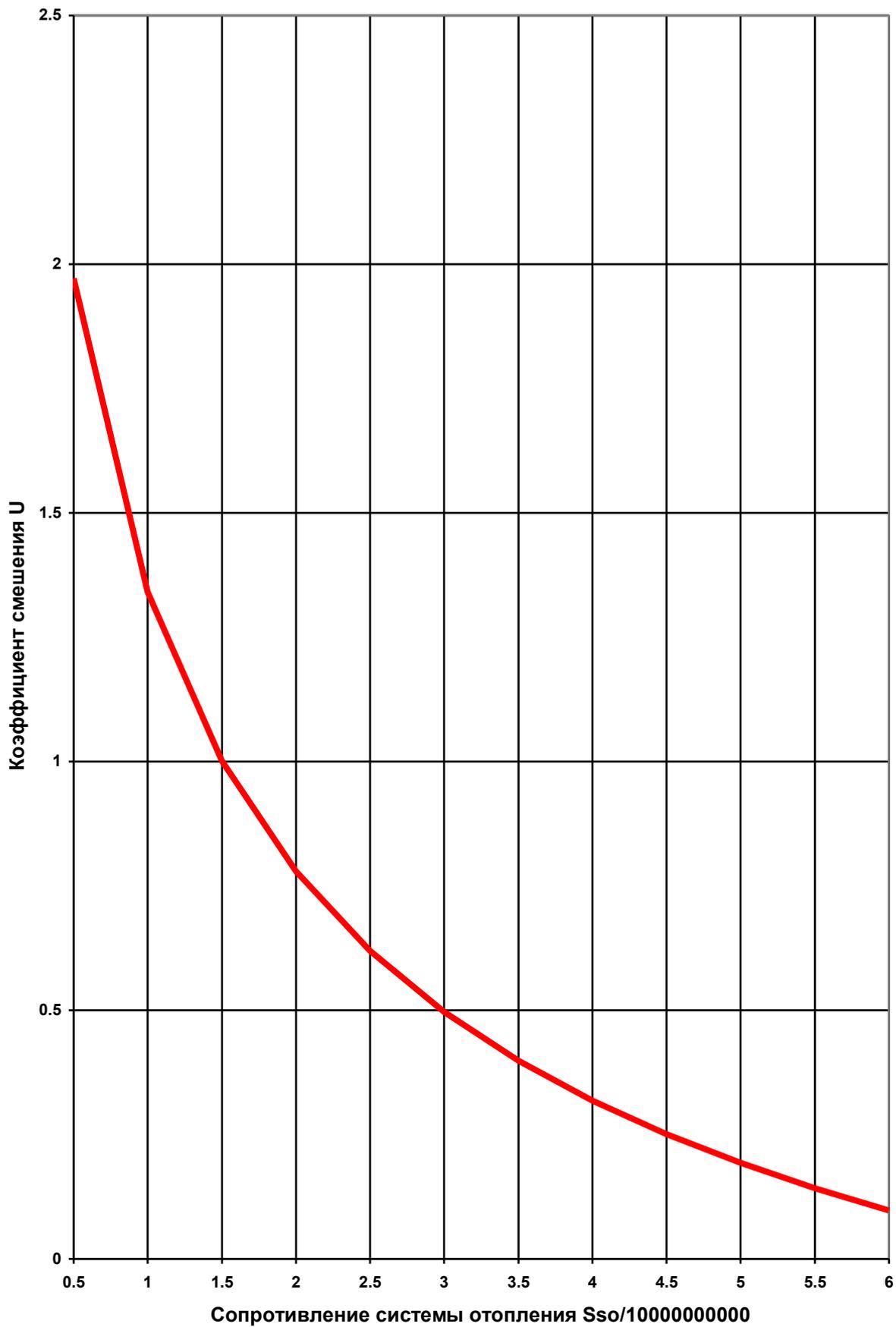


Рисунок 3.3 - Температурный график зависимости коэффициента смешения элеватора №2 от величины сопротивления системы отопления.

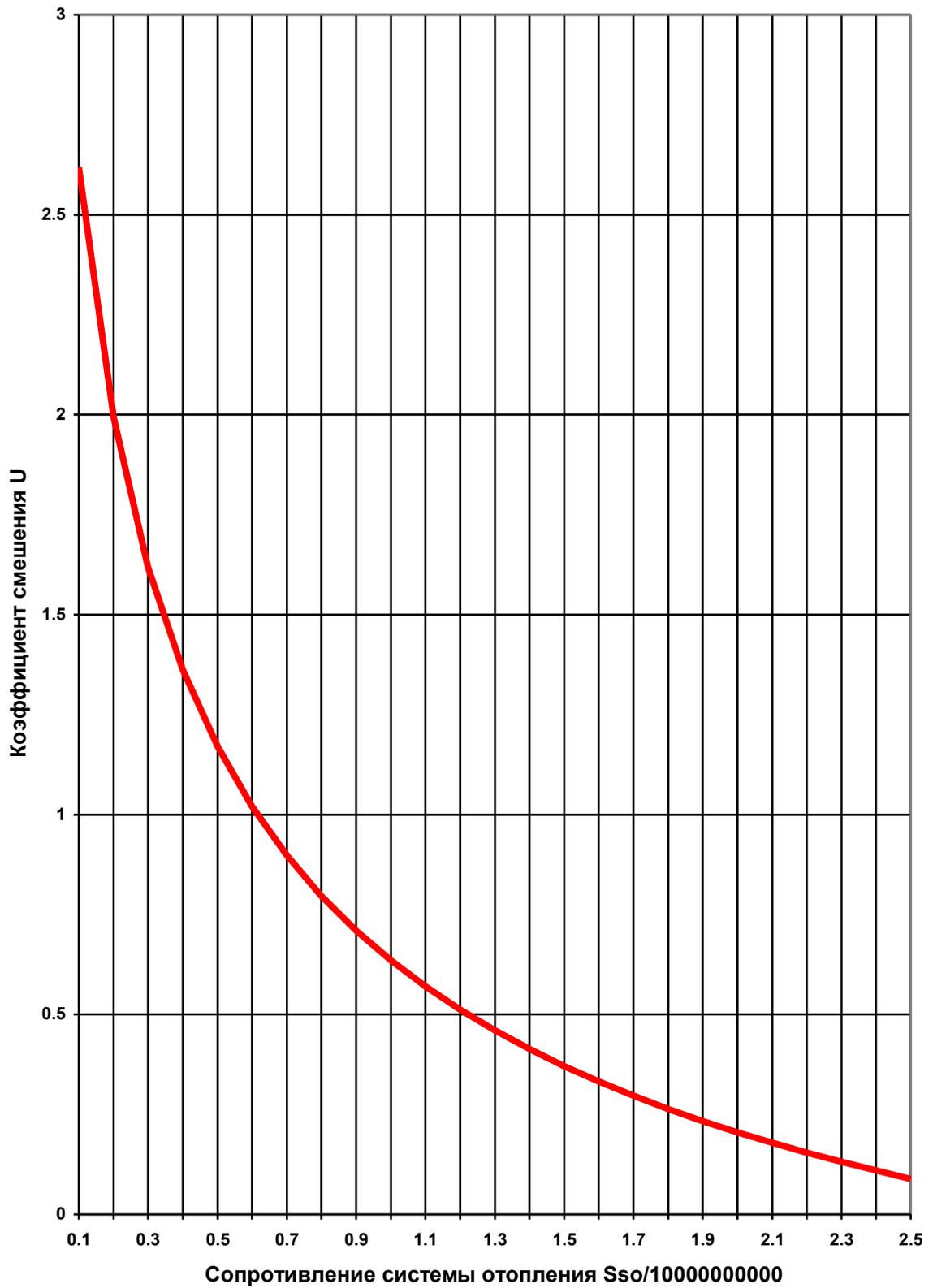


Рисунок 3.4 - Зависимость коэффициента смешения элеватора №3 от величины сопротивления системы отопления.

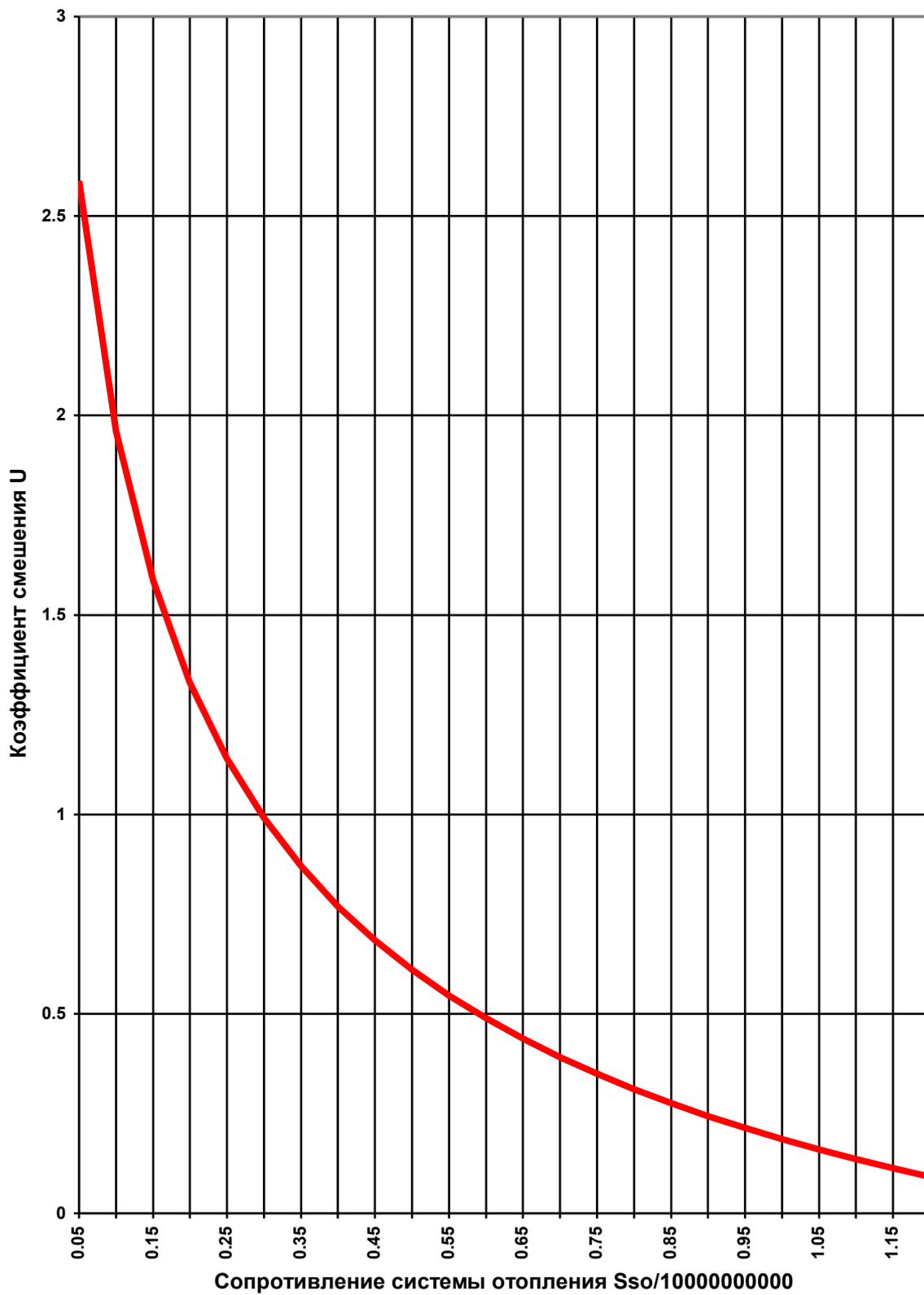


Рисунок 3.5 - Зависимость коэффициента смешения элеватора №4 от величины сопротивления системы отопления

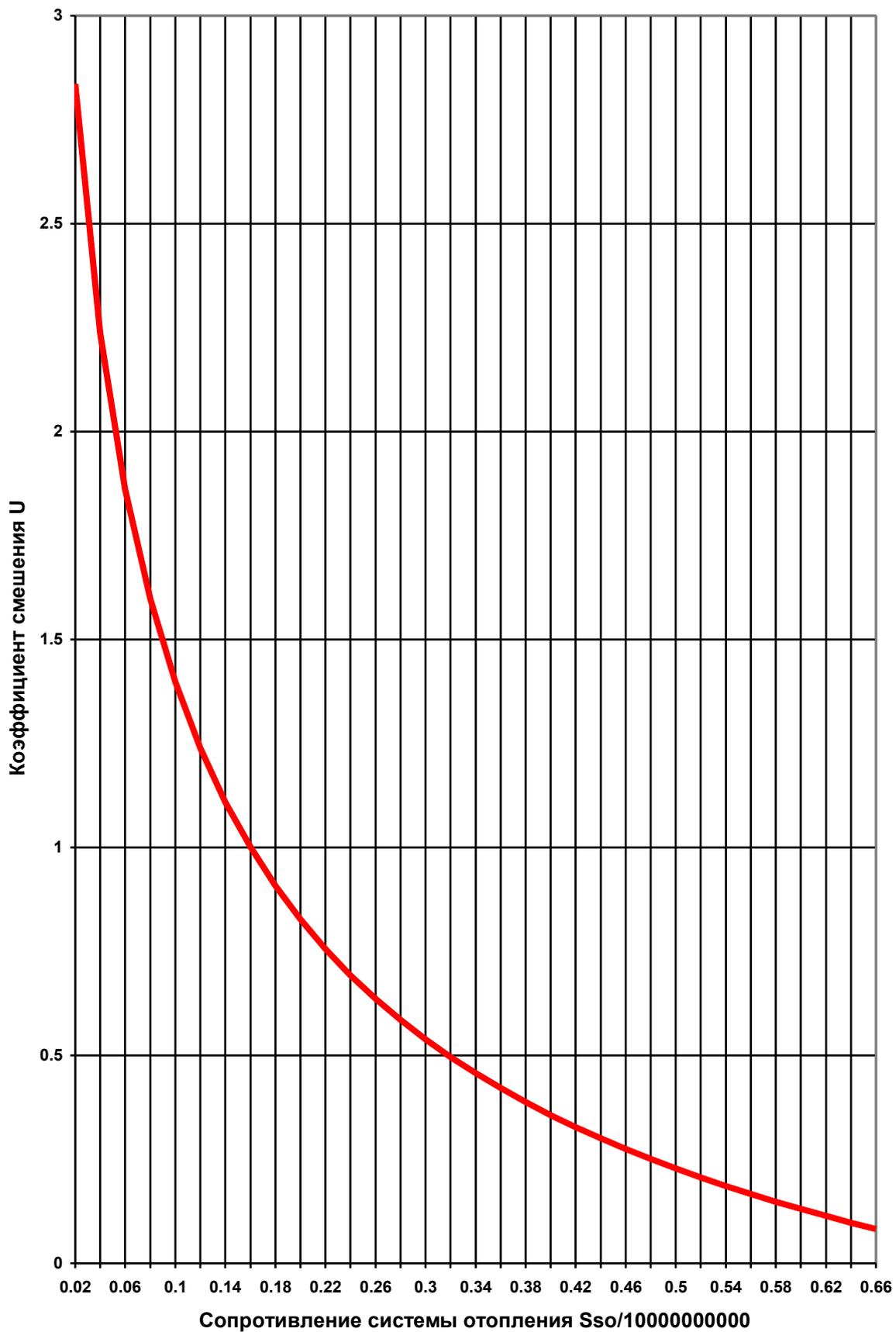


Рисунок 3.6 - Зависимость коэффициента смешения элеватора №5 от величины сопротивления системы отопления

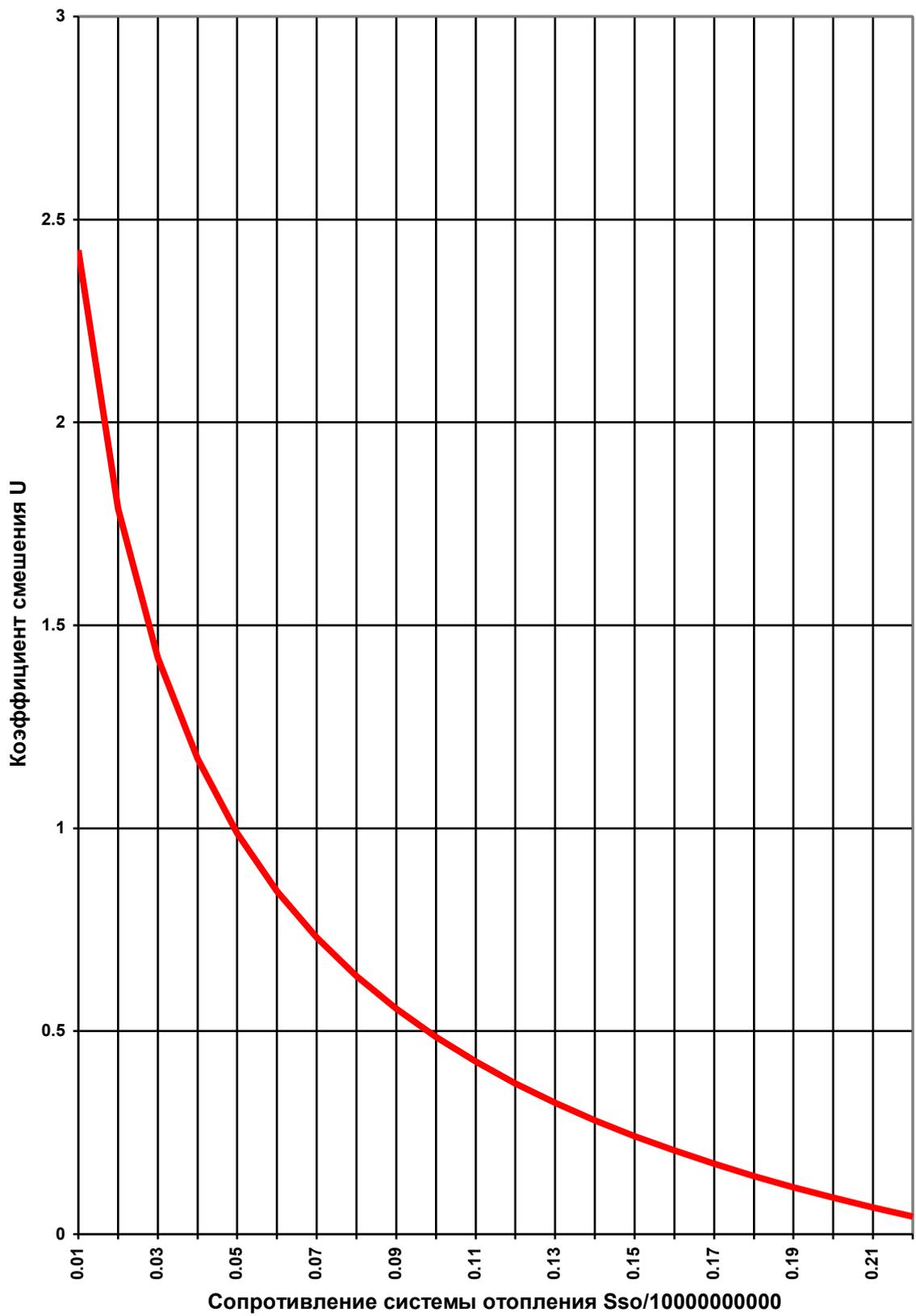


Рисунок 3.7 - Зависимость коэффициента смешения элеватора №6 от величины сопротивления системы отопления

Графические зависимости для 6 типоразмеров элеваторов ВТИ-Теплосеть Мосэнерго показывают значительное снижение коэффициента смешения. Это приводит к уменьшению расхода сетевой воды в отопительной системе, к уменьшению передаваемого тепла, снижению температуры воздуха внутри отапливаемых помещений и к разрегулировке самой отопительной системы.

3.3. Насосный абонентский смесительный узел

В тепловых сетях с повышенным температурным графиком, более высоким, чем 95/70 °С, по требованию СНиП не допускается подача теплоносителя с температурой выше 95 °С. Для снижения температуры применяется подмешивание сетевой воды из обратного трубопровода. В качестве смесителя применяется водоструйный насос, или элеватор, имеющий крайне низкий коэффициент полезного действия (КПД). Его преимуществами являются: простота конструкции, отсутствие движущихся деталей и сохранение постоянным коэффициента смешения при изменении располагаемого перепада напоров перед ним [3].

Располагаемый напор в м.в.ст. перед элеватором должен быть не менее значения, определяемого по формуле [8]

$$H_y = 1.4 \cdot h \cdot (1 + u_{см}^p)^2, \quad (3.21)$$

где:

h — потеря напора в системе отопления при расчётном расходе теплоносителя, м;

$u_{см}^p$ — расчётный коэффициент смешения элеватора.

Например, при температурном графике 150/70 °С $u_{см}^p = 2,2$. Если $h = 1$, то $H_y = 14,336$ м.в.ст. То есть на $\Delta H = 14,336 - 1 = 13,336$ м требуется создать больший напор на источнике. При этом увеличение затрачиваемой мощности, кВт, на привод насосов составляет:

$$\Delta N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \Delta H}{\eta \cdot 1000}, \quad (3.22)$$

где:

$$\rho = 951,98 \text{ кг/м}^3 \text{ при температуре } 110 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2 \text{ – ускорение свободного падения};$$

$$Q \text{ – подача сетевого насоса, в } \text{м}^3/\text{с};$$

$$\Delta H \text{ – увеличение напора сетевого насоса при применении элеваторов, м.в.ст.};$$

$$\eta = 0.6 \text{ – КПД насоса.}$$

Таким образом, в тепловой сети с суммарным расходом сетевой воды (циркуляцией) $10000 \text{ м}^3/\text{ч} = 2,777778 \text{ м}^3/\text{с}$ перерасход электроэнергии на перекачку составляет:

$$\Delta N = \frac{951,98 \cdot 9,81 \cdot 2,777778 \cdot 13,336}{0,6 \cdot 1000} = 576,592 \text{ ,}$$

Низкий КПД элеватора вызывает значительный перерасход электроэнергии на перекачку сетевыми насосами теплоносителя.

Рассмотрим возможность применения насосного смешительного узла (рисунок 3.8)

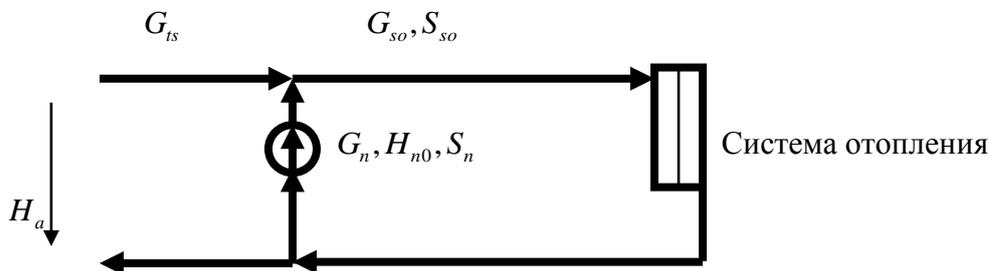


Рисунок 3.8 - Схема насосного смешительного узла тепловой сети

Использование насоса в смешительном узле требует обеспечения постоянства коэффициента смешения, обусловленного требованиями СНиП. То есть температура смеси должна быть не более $95 \text{ }^\circ\text{C}$.

Коэффициент смешения

$$U_{sm} = \frac{G_n}{G_{ts}}, \quad (3.23)$$

где:

$$G_n \text{ – расход воды, перекачиваемой насосом из обратной линии теплосети, т/ч;}$$

G_{ts} — расход воды, поступающей из подающей линии теплосети, т/ч.

Коэффициент смешения может быть записан через температуры воды:

$$U_{sm} = \frac{t_1^p - t_3^p}{t_3^p - t_2^p}, \quad (3.24)$$

где:

t_1^p — расчётная температура сетевой воды в подающей линии, °С;

t_2^p — расчётная температура сетевой воды в обратной линии, °С;

t_3^p — расчётная температура смеси, °С.

Для поддержания постоянства коэффициента смешения возможно применение дроссельных органов или регулирование производительности насоса наиболее эффективным способом — изменением числа оборотов.

Наибольшее распространение для привода насосов имеют асинхронные электродвигатели. Их регулирование возможно изменением частоты электрического тока — с помощью частотных преобразователей.

При изменении частоты вращения колеса центробежного насоса на основе теории подобия можно получить: изменение подачи пропорционально отношению нового числа оборотов к расчётному, а изменение напора пропорционально квадрату этого отношения. Использование аналитической зависимости для характеристики насоса типа

$$H = H_0 - S_n \cdot Q^2 \quad (3.25)$$

с применением соотношений теории подобия [13] позволяет получить уравнение характеристики насоса при изменении числа оборотов:

$$H = H_0 \cdot \frac{n_1}{n} - S_n \cdot Q^2, \quad (3.26)$$

где:

n_1 — новое число оборотов насоса, об/мин;

n — расчётное, базовое число оборотов насоса, об/мин.

Система уравнений, описывающая работу смесительного насосного абонентского узла, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} G_{so} - G_{ts} - G_n &= 0, \\ G_n - U_{sm} \cdot G_{ts} &= 0, \\ S_n \cdot G_n \cdot |G_n| + S_{so} \cdot G_{so} \cdot |G_{so}| - H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right) &= 0, \\ S_n \cdot G_n \cdot |G_n| - H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right) + H_a &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3.27)$$

В системе (3.27) 4 уравнения — 4 неизвестных: G_n, G_{so}, G_{ts}, n_1 . Задаваясь значением независимой переменной H_a — располагаемым напором на абонентском вводе, решение системы (3.27) даёт значения искомых величин.

Покажем на числовом примере результаты решения системы (3.27).

$$C = 1 + \sqrt{2}; H_{n0} = 5; S_{so} = 0,012207031; S_n = 0,038739669; n = 1500; U_{sm} = 2,2.$$

Результаты решения представим в виде графиков в зависимости от располагаемого перепада напора на абонентском вводе.

На языке Maple написана программа (Приложение Б)

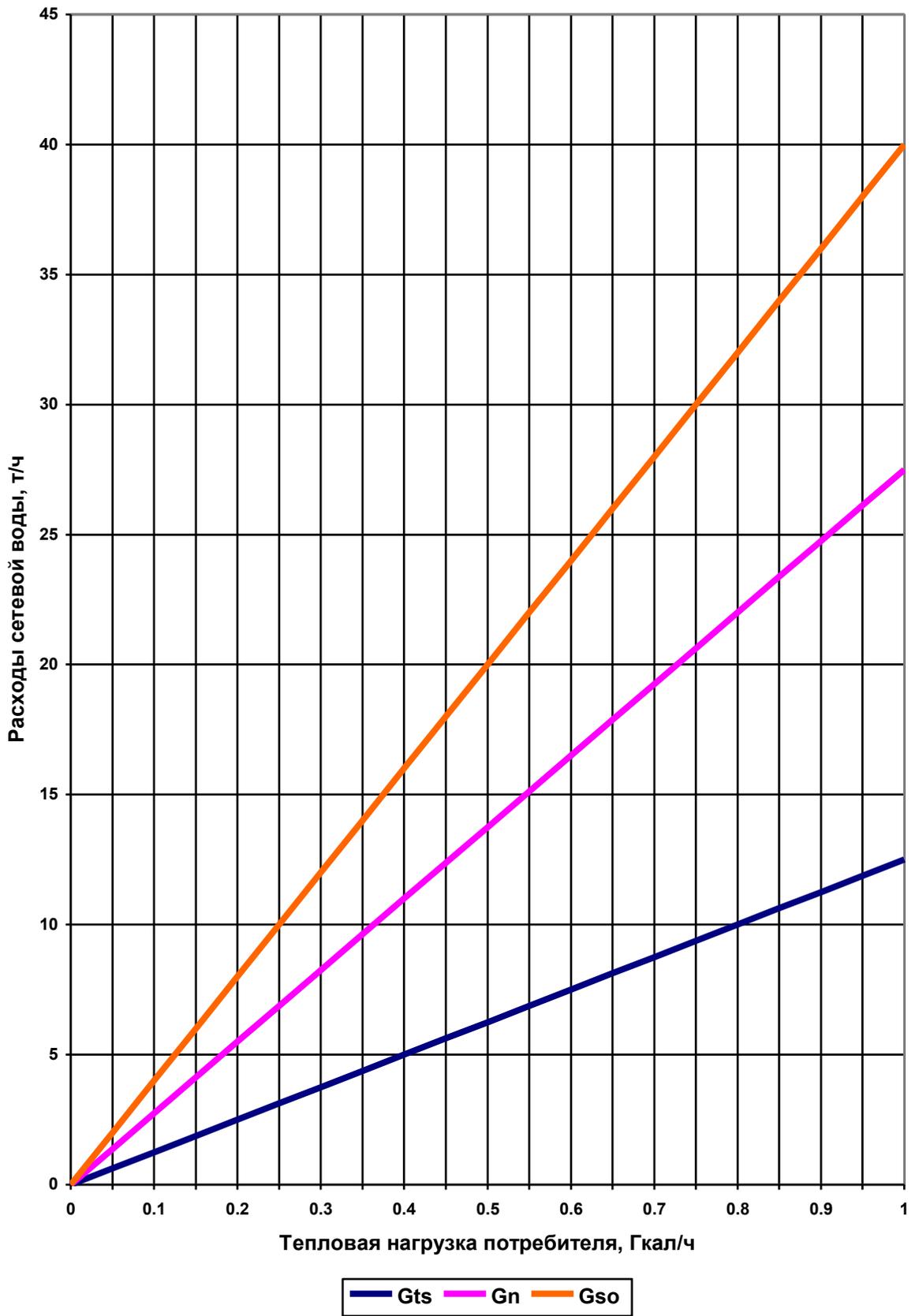


Рисунок 3.9 - График расходов сетевой воды на абонентском вводе

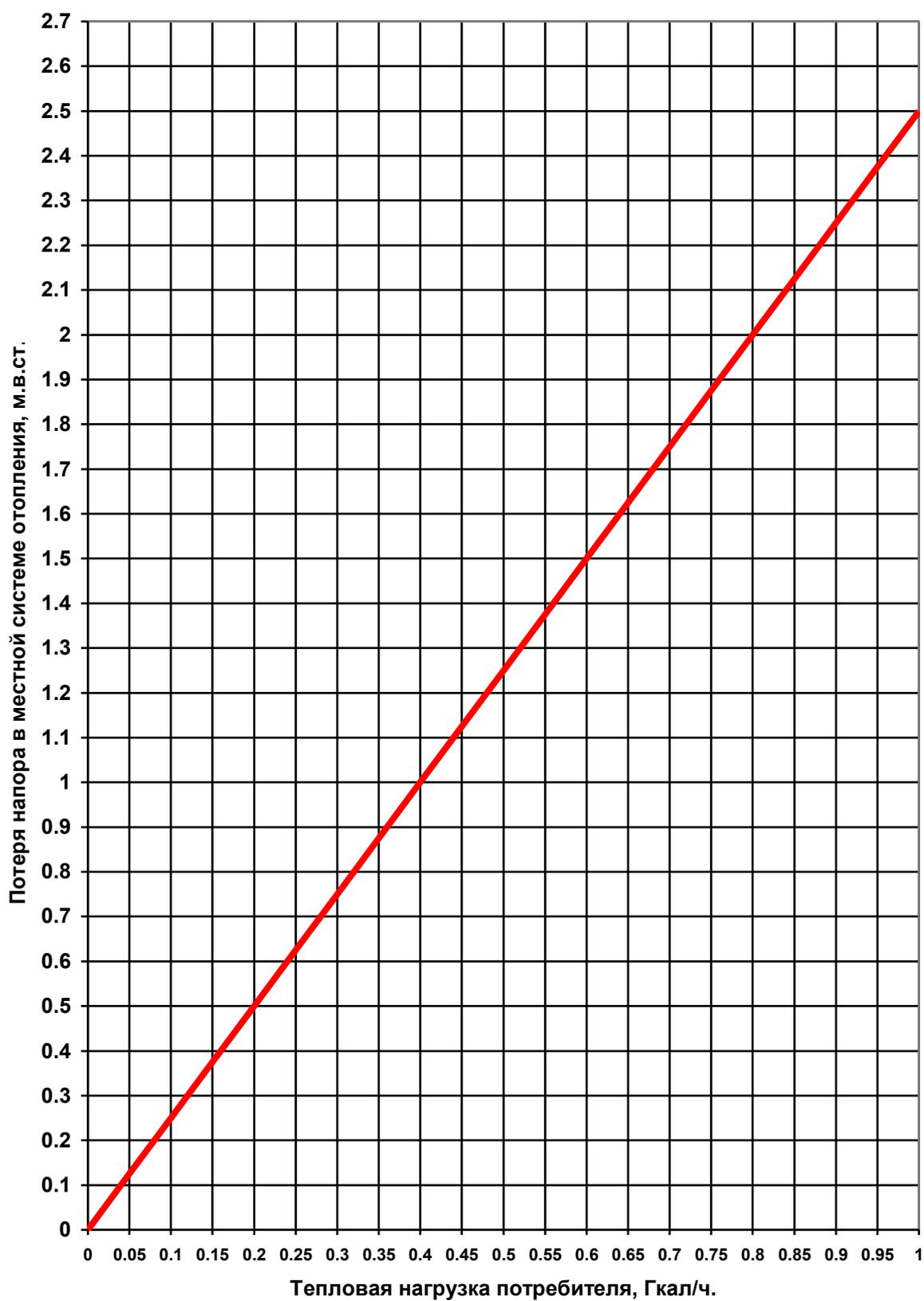


Рисунок 3.10 - Потеря напора в местной системе отопления, м.в.ст.

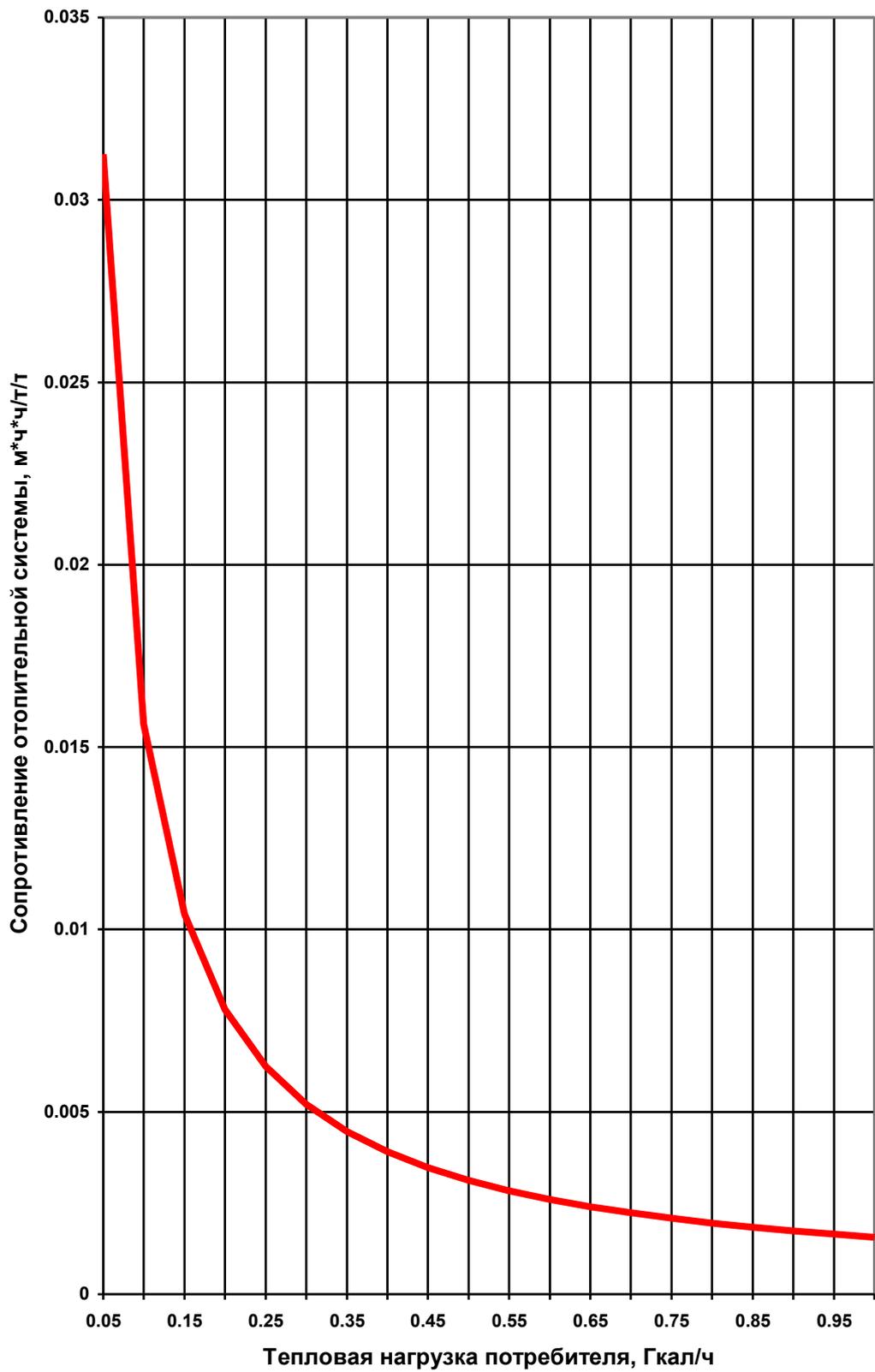


Рисунок 3.11 - График сопротивления отопительной системы

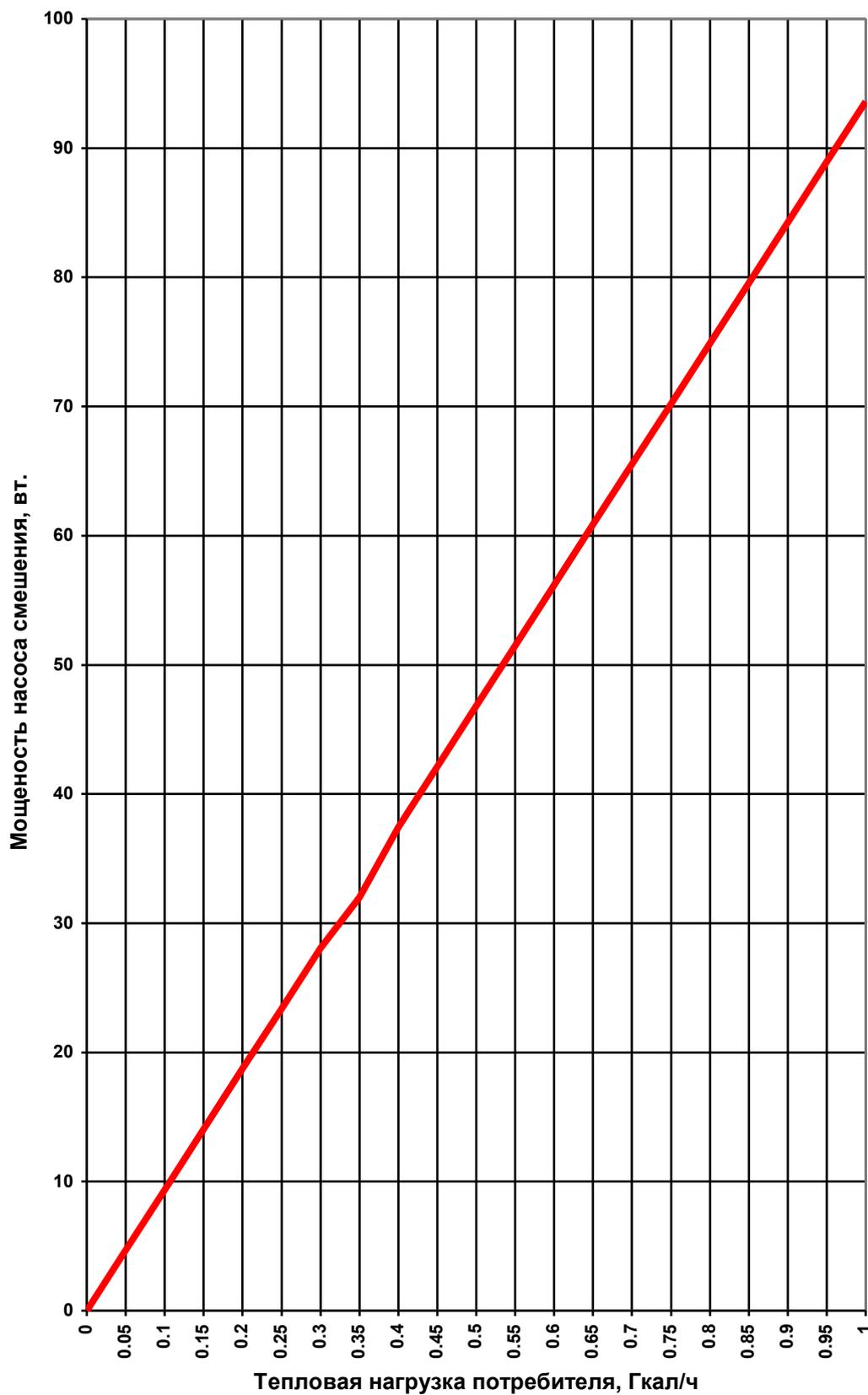


Рисунок 3.12 - Мощность насоса смешения

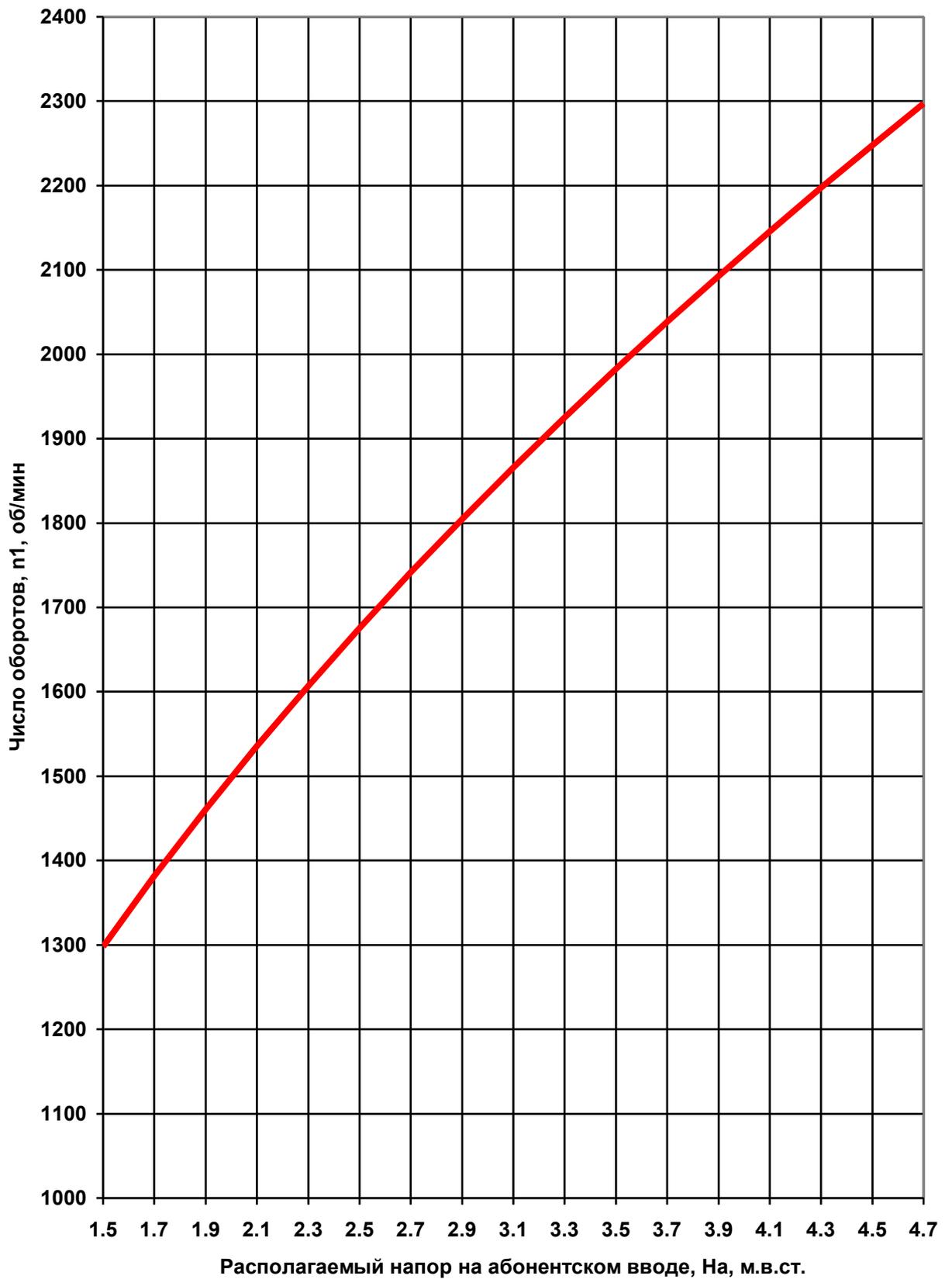


Рисунок 3.13 - График зависимости числа оборотов насоса от располагаемого напора на абонентском вводе

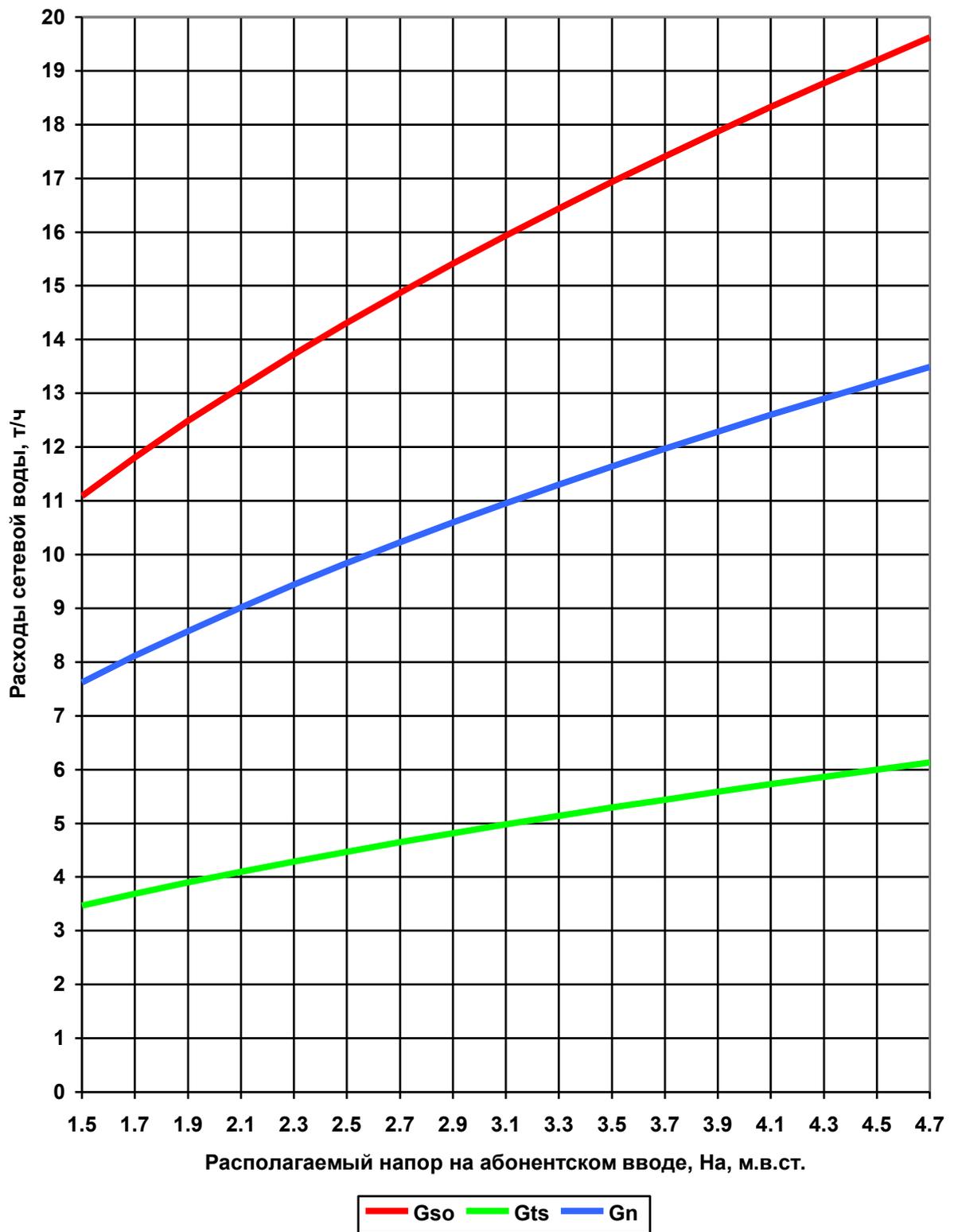


Рисунок 3.14 - График изменения величин расходов сетевой воды от напора на абонентском вводе

Зависимость числа оборотов от располагаемого напора (рисунок 3.6) близка к линейной и может быть реализована в схеме частотного преобразователя. Расходы сетевой воды также близки к линейным и обеспечивают плавное изменение нагрузки системы отопления (рисунок 3.14).

Выводы по главе 3

1. Исследовано влияние ограничений по температуре сетевой воды в подающей линии. Температура воды в подающей линии должна изменяться в зависимости от погодных условий – скорости ветра и температуры наружного воздуха. Выявлено, что в зоне плюсовых температур ограничение температуры в 60-70°C приводит к увеличению потребления тепла абонентами на отопление и к увеличению температуры воздуха внутри отапливаемых помещений выше нормируемой СНиПом. В зоне отрицательных температур ограничение по температуре сетевой воды в подающей линии приводит к недопоставке тепла абонентам и к снижению температуры воздуха внутри отапливаемых помещений ниже требований СНИП.

2. Исследовано влияние изменения сопротивления от отопительных систем абонентов на коэффициент смешения элеваторных узлов для всех 6-ти типоразмеров элеваторов, наиболее широко применяемых ВТИ теплосеть Мосэнерго, приводящее к снижению расхода сетевой воды внутри отопительных систем и к разбалансировке тепловых сетей.

3. Рассмотрен вариант замены элеватора насосным смесительным узлом, с регулированием производительности насоса частотным методом. Замена элеваторов насосными узлами смешения позволяет провести энергосберегающие мероприятия по экономии электроэнергии, перерасходуемой по причине применения элеваторов.

4. Исследование тепловых потерь при малых скоростях движения теплоносителя, влияние повысительных насосов на теплогидравлический режим сети

В летний период по трубопроводам тепловой сети подаётся сетевая вода для обеспечения только нагрузки горячего водоснабжения. При этом расход сетевой воды и её скорость составляет 0.1÷0.5 от параметров зимнего периода. Поскольку тепловые потери зависят в основном от вида и толщины изоляционного слоя и практически не зависят от расхода воды по трубопроводу, то это приводит к увеличению удельных тепловых потерь и значительному падению температуры сетевой воды.

Из [10] известно, что удельная потеря напора для трубопроводов главных магистралей составляет 0.003÷0.005 м/м. Примем среднюю величину 0.004 м/м.

По формуле Дарси-Вейсбаха:

$$\frac{h}{l} = \frac{\lambda \cdot v^2}{d \cdot 2 \cdot g} = 0.004 \quad (4.1)$$

Коэффициент гидравлического трения можно выразить по формуле Прандтля-Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.14 + 2 \cdot \lg \frac{d}{k_s}\right)^2} \quad (4.2)$$

Из уравнения (4.1) можно выразить скорость воды в магистральном трубопроводе:

$$v = \sqrt{\frac{0.004 \cdot d \cdot 2 \cdot g}{\lambda}} \quad (4.3)$$

Если принять коэффициент шероховатости $k_s = 0.001$ м как для трубопроводов новых, находящихся в эксплуатации, то можно определить для основного диапазона внутренних диаметров трубопроводов расчётную скорость и скорость летнего периода.

Скорость воды в летний период составляет:

$$v_l = k \cdot v \quad (4.4)$$

где:

$$k = 0.1 \div 0.5.$$

По формулам (4.3) и (4.4) проведены вычисления скорости воды в трубопроводах в зимнее и летнее время, таблица 4.1.

Таблица 4.1 - Скорость воды в трубах.

d, м	λ	v, м/с	v, м/с				
			k=0.1	k=0.2	k=0.3	k=0.4	k=0.5
0.033	0.0573	0.2126	0.0213	0.0425	0.0638	0.0850	0.1063
0.04	0.0530	0.2434	0.0243	0.0487	0.0730	0.0974	0.1217
0.051	0.0482	0.2882	0.0288	0.0576	0.0865	0.1153	0.1441
0.07	0.0429	0.3580	0.0358	0.0716	0.1074	0.1432	0.1790
0.082	0.0405	0.3985	0.0399	0.0797	0.1196	0.1594	0.1993
0.1	0.0379	0.4553	0.0455	0.0911	0.1366	0.1821	0.2277
0.125	0.0351	0.5283	0.0528	0.1057	0.1585	0.2113	0.2641
0.15	0.0332	0.5959	0.0596	0.1192	0.1788	0.2384	0.2979
0.184	0.0311	0.6813	0.0681	0.1363	0.2044	0.2725	0.3407
0.207	0.0300	0.7357	0.0736	0.1471	0.2207	0.2943	0.3678
0.259	0.0281	0.8507	0.0851	0.1701	0.2552	0.3403	0.4253
0.309	0.0267	0.9530	0.0953	0.1906	0.2859	0.3812	0.4765
0.359	0.0256	1.0491	0.1049	0.2098	0.3147	0.4196	0.5246
0.408	0.0247	1.1383	0.1138	0.2277	0.3415	0.4553	0.5692
0.414	0.0246	1.1489	0.1149	0.2298	0.3447	0.4596	0.5745
0.466	0.0238	1.2386	0.1239	0.2477	0.3716	0.4954	0.6193
0.514	0.0232	1.3179	0.1318	0.2636	0.3954	0.5272	0.6590
0.612	0.0222	1.4713	0.1471	0.2943	0.4414	0.5885	0.7357
0.7	0.0214	1.6009	0.1601	0.3202	0.4803	0.6404	0.8004
0.8	0.0207	1.7405	0.1740	0.3481	0.5221	0.6962	0.8702
0.898	0.0201	1.8707	0.1871	0.3741	0.5612	0.7483	0.9353
0.996	0.0196	1.9952	0.1995	0.3990	0.5986	0.7981	0.9976
1.096	0.0192	2.1174	0.2117	0.4235	0.6352	0.8470	1.0587
1.192	0.0188	2.2305	0.2230	0.4461	0.6691	0.8922	1.1152
1.392	0.0181	2.4549	0.2455	0.4910	0.7365	0.9819	1.2274

Уравнения для определения плотности и теплосодержания приняты по [4].

$$\tau = \frac{t + 273.15}{647.14} \quad (4.5)$$

$$\pi = \frac{P_a}{22.064} \quad (4.6)$$

$$R_1 = 114.332 \cdot \tau - 431.6382 + \frac{706.5474}{\tau} - \frac{641.9127}{\tau^2} + \frac{349.4417}{\tau^3} - \frac{113.8191}{\tau^4} + \frac{20.5199}{\tau^5} - \frac{1.578507}{\tau^6} \quad (4.7)$$

$$R_2 = \pi \cdot \left(-3.117072 + \frac{6.589303}{\tau} - \frac{5.210142}{\tau^2} + \frac{1.819096}{\tau^3} - \frac{0.2365448}{\tau^4} \right) \quad (4.8)$$

$$R_3 = \pi^2 \cdot \left(-6.417443 \cdot \tau + 19.84842 - \frac{24.00174}{\tau} + \frac{14.21655}{\tau^2} - \frac{4.13194}{\tau^3} + \frac{0.4721637}{\tau^4} \right) \quad (4.9)$$

$$\rho = \frac{1000}{R_1 + R_2 + R_3} \quad (4.10)$$

$$K_1 = 7809.096 \cdot \tau - 13868.72 + \frac{12725.22}{\tau} - \frac{6370.893}{\tau^2} + \frac{1595.86}{\tau^3} - \frac{159.9064}{\tau^4} + \pi \cdot \frac{9.488789}{\tau} \quad (4.11)$$

$$K_2 = \pi^2 \cdot \left(-148.1135 \cdot \tau + 224.3027 - \frac{111.4602}{\tau} + \frac{18.15823}{\tau^2} \right) \quad (4.12)$$

$$h_a = K_1 + K_2 \quad (4.13)$$

Ввиду того, что уравнения (4.5) – (4.13) являются функциями температуры и давления, то необходимо проводить совместный расчёт потерь давления и температуры сетевой воды.

4.1. Надземная прокладка тепловых сетей

Система дифференциальных уравнений подающего и обратного трубопровода при надземной прокладке имеет вид [3]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\tau - t_0}{R} \cdot (1 + \beta) \cdot dl &= -G \cdot c \cdot d\tau \\ -dp &= R_1 \cdot (1 + \alpha) \cdot \frac{\rho_1}{\rho} \cdot dl \end{aligned} \right\} \quad (4.14)$$

Поскольку теплоёмкость, входящая в первое уравнение системы (4.14), является величиной, функционально зависимой от температуры, то точнее заменить на изменение теплосодержания. Тогда система (4.14) принимает вид.

$$\left. \begin{aligned} \frac{\tau - t_0}{R} \cdot (1 + \beta) \cdot dl &= -G \cdot dh \\ -dp &= R_1 \cdot (1 + \alpha) \cdot \frac{\rho_1}{\rho} \cdot dl \end{aligned} \right\} \quad (4.15)$$

Обозначения в (4.14) и (4.15):

τ - текущая температура сетевой воды в трубопроводе, °С;

t_0 - температура окружающего трубопровод воздуха, °С;

R - сумма термических сопротивлений трубопровода, [К*м/Вт];

β - доля местных потерь тепла;

l - текущая длина трубопровода, м;

G - расход сетевой воды, кг/с;

c - теплоёмкость воды, Дж/кг/°К;

h - теплосодержание воды, дж/кг;

p - текущее давление сетевой воды в трубопроводе, Па;

R_1 - удельное падение давления по параметрам в начале участка, Па/м;

α - доля местных гидравлических потерь;

ρ_1 - плотность воды в начале участка, кг/м³;

ρ - текущая плотность воды, кг/м³.

Термическое сопротивление трубопровода [6]

$$R = R_{iz} + R_n, \quad [\text{К}\cdot\text{м}/\text{Вт}] \quad (4.16)$$

Термическое сопротивление слоя изоляции.

$$R_{iz} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{d_{iz}}{d_n}, \quad [\text{К}\cdot\text{м}/\text{Вт}] \quad (4.17)$$

Термическое сопротивление поверхности изоляционного слоя.

$$R_n = \frac{1}{\pi \cdot d_{iz} \cdot \alpha_{iz}}, \quad [\text{К}\cdot\text{м}/\text{Вт}] \quad (4.18)$$

Коэффициент теплопроводности изоляционного слоя.

$$\lambda_{iz} = a + k \cdot t_{sr}, \quad [\text{Вт}/\text{м}/\text{К}] \quad (4.19)$$

где для изоляции из минеральной ваты можно принять:

$$a = 0.05; \quad k = 0;$$

t_{sr} - средняя температура изоляционного слоя;

d_{iz} - диаметр изоляционного слоя, м.

Коэффициент теплоотдачи с поверхности изоляции.

$$\alpha_{iz} = 11.6 + 7 \cdot \sqrt{w}, \quad [\text{Вт}/\text{м}^2/\text{К}] \quad (4.20)$$

где:

w - скорость воздуха, м/с.

Удельное падение давления в начале участка равно:

$$R_1 = \frac{8 \cdot \lambda \cdot G^2}{d^5 \cdot \pi^2 \cdot \rho} \quad (4.21)$$

где:

λ - коэффициент гидравлического трения;

d - внутренний диаметр трубопровода, м;

Коэффициент гидравлического трения по формуле Прандтля-Никурадзе:

$$\lambda = \frac{1}{\left(1.14 + 2 \cdot \lg \frac{d}{k_s}\right)^2} \quad (4.22)$$

Дифференциал теплосодержания:

$$dh = \frac{\partial h}{\partial \tau} \cdot d\tau + \frac{\partial h}{\partial p} \cdot dp \quad (4.23)$$

С учётом подстановки (4.23) система (4.15) может быть разрешена относительно производных:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\tau}{dl} &= \frac{G \cdot \frac{\partial h}{\partial p} \cdot R_1 \cdot (1 + \alpha) \cdot \frac{\rho_1}{\rho} - \frac{\tau - t_0}{R} \cdot (1 + \beta)}{G \cdot \frac{\partial h}{\partial t}} \\ \frac{dp}{dl} &= -R_1 \cdot (1 + \alpha) \cdot \frac{\rho_1}{\rho} \end{aligned} \right\} \quad (4.24)$$

Потеря тепла через изоляционный слой:

$$Q_{pot} = G \cdot (h_1 - h_2) / 1000000, \text{ [МВт]}$$

По формулам (3.5)-(3.24) для скоростей воды в соответствии с данными таблицы 4.1 составлена программа расчёта падения температуры и давления воды по длине трубопровода тепловой сети.

Таблица 4.2 - Результаты расчётов потерь давления, температуры и тепла для надземной прокладки

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,033\text{ м}$ $v=0,2126\text{ м/с}$ $G=0,6006\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,9982	146,6854	0,002376
100	0,9964	143,4256	0,004708
150	0,9946	140,2204	0,006996
200	0,9928	137,0693	0,009241
250	0,9911	133,9719	0,011444

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,033\text{ м}$ $v=0,0213\text{ м/с}$ $G=0,064\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99998	60,8006	0,000687
100	0,99996	53,1162	0,00126
150	0,99994	46,6886	0,001738
200	0,99992	41,3397	0,002138
250	0,9999	36,8657	0,002471

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,033\text{ м}$ $v=0,0850\text{ м/с}$ $G=0,256\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99969	67,5372	0,000734
100	0,99939	65,1829	0,001435
150	0,99908	62,9324	0,002106
200	0,99878	60,781	0,002746
250	0,99847	58,7246	0,003359

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,033\text{ м}$ $v=0,2126\text{ м/с}$ $G=0,644\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99807	58,4312	0,001175
100	0,996142	56,8901	0,002329
150	0,994215	55,3764	0,003463
200	0,99229	53,8895	0,004576
250	0,993366	52,429	0,00567

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,033\text{ м}$ $v=0,0213\text{ м/с}$ $G=0,065\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99998	27,4446	0,000194
100	0,999961	25,3051	0,000356
150	0,999941	23,5138	0,000492
200	0,999922	22,0141	0,000606
250	0,999902	20,7586	0,0007

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,033\text{ м}$ $v=0,0850\text{ м/с}$ $G=0,261\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,999687	29,3164	0,000207
100	0,999375	28,6628	0,000404
150	0,999062	28,0375	0,000594
200	0,99875	27,4394	0,000775
250	0,998437	26,8674	0,000948

Сумма

Q, МВт
0,003551
0,007037
0,010459
0,013817
0,017114

Q, МВт
0,000881
0,001616
0,00223
0,002744
0,003171

Q, МВт
0,000941
0,001839
0,0027
0,003521
0,004307

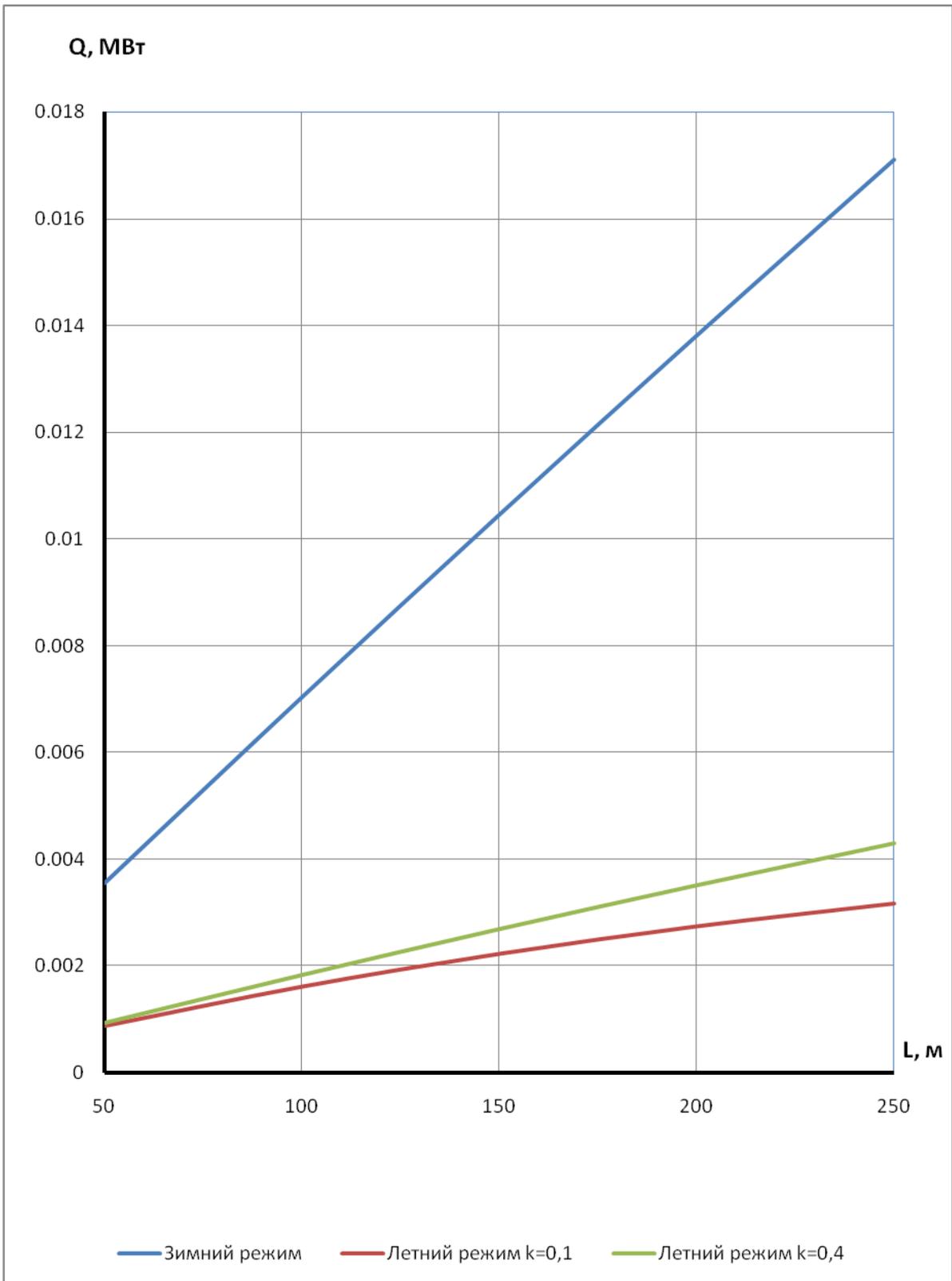


Рисунок 4.1 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,033$ м

Продолжение таблицы 4.2

Прямая

Зимний режим $t_{w1}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,2882\text{ м/с}$ $G=1,9447\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,9982	148,6749	0,003078
100	0,9964	147,3586	0,006132
150	0,9946	146,051	0,009164
200	0,9928	144,752	0,012174
250	0,991	143,4617	0,015161

Летний режим $k=0,1$

$t_{w1}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,0288\text{ м/с}$ $G=0,207\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99998	66,1315	0,000933
100	0,99996	62,5306	0,001801
150	0,99994	59,1791	0,002608
200	0,99992	56,0598	0,00336
250	0,9999	53,1567	0,004059

Летний режим $k=0,4$

$t_{w1}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,1153\text{ м/с}$ $G=0,829\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99969	69,0076	0,000958
100	0,99939	68,0329	0,001899
150	0,99908	67,0754	0,002823
200	0,99878	66,1349	0,003773
250	0,99847	65,2111	0,004622

Обратная

Зимний режим $t_{w1}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,2882\text{ м/с}$ $G=2,085\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99807	59,3727	0,001522
100	0,996142	58,7499	0,003033
150	0,994215	58,1316	0,004533
200	0,99229	57,5176	0,00602
250	0,993366	56,9079	0,007502

Летний режим $k=0,1$

$t_{w1}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,0288\text{ м/с}$ $G=0,2111\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99998	28,9261	0,000263
100	0,999961	27,9257	0,000508
150	0,999941	26,9936	0,000736
200	0,999922	26,1253	0,000949
250	0,999902	25,3164	0,001147

Летний режим $k=0,4$

$t_{w1}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,1153\text{ м/с}$ $G=0,845\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,999687	29,7247	0,00027
100	0,999375	29,4541	0,000535
150	0,999062	29,1884	0,000796
200	0,99875	28,9273	0,001052
250	0,998437	28,6708	0,001304

Сумма

Q, МВт
0,0046
0,009165
0,013697
0,018194
0,022663

Q, МВт
0,001196
0,002309
0,003344
0,004309
0,005206

Q, МВт
0,001228
0,002434
0,003619
0,004825
0,005926

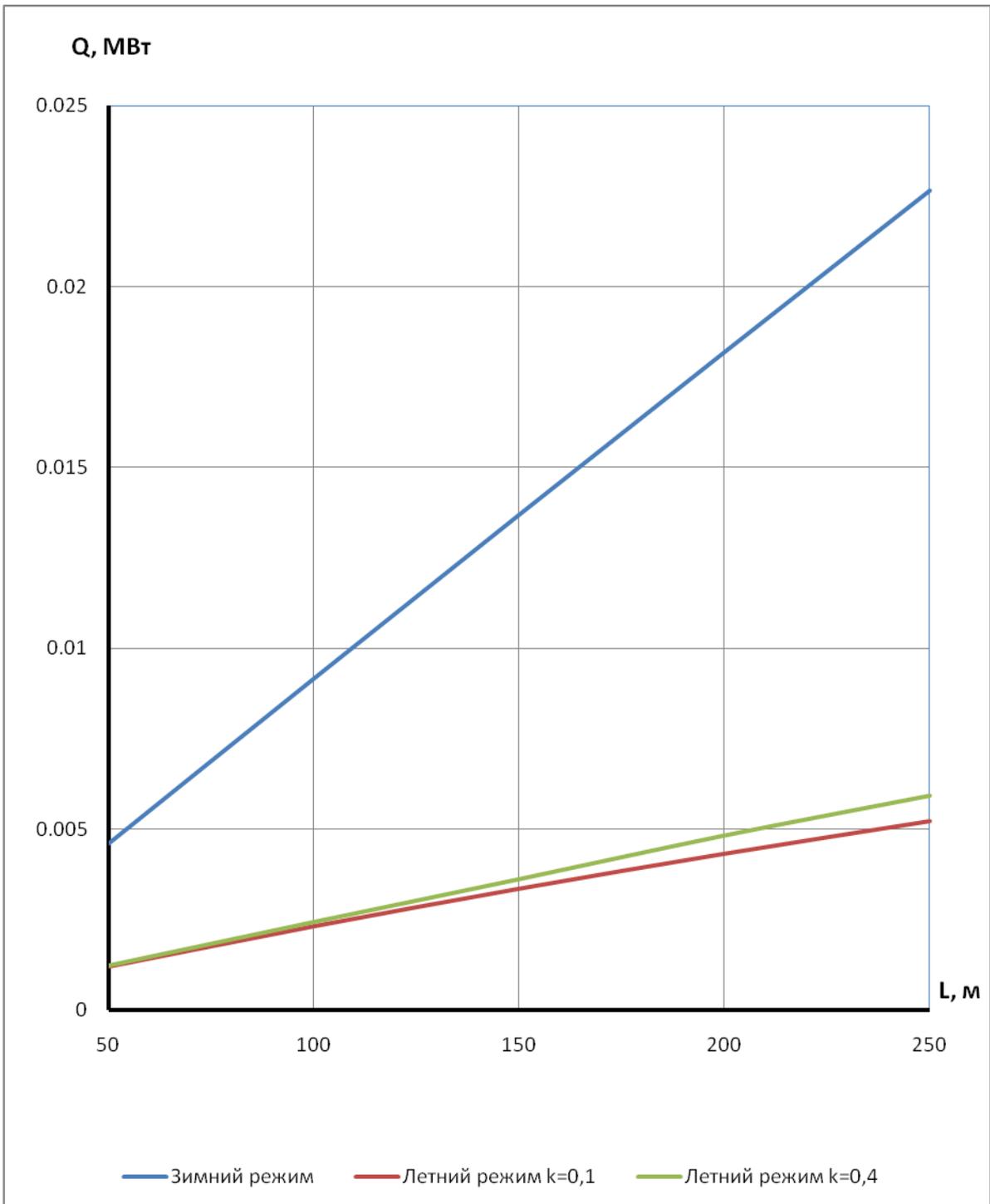


Рисунок 4.2 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,051$ м

Прямая

Зимний режим $t_{w1}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1$ м $v=0,4553$ м/с $G=11,811$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,9964	149,3123	0,00971
200	0,9928	148,627	0,019381
300	0,9892	147,944	0,029017
400	0,9856	147,2633	0,038614
500	0,982	146,585	0,048174

Обратная

Зимний режим $t_{w1}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1$ м $v=0,4553$ м/с $G=12,664$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,996141	59,6748	0,004801
200	0,992283	59,3508	0,009584
300	0,998843	59,028	0,014349
400	0,984568	58,7064	0,019097
500	0,980712	58,386	0,023827

Сумма

Q, МВт
0,014511
0,028965
0,043366
0,057711
0,072001

Летний режим $k=0,1$

$t_{w1}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1$ м $v=0,0455$ м/с $G=1,258$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,99996	67,9598	0,002988
200	0,99992	65,994	0,005867
300	0,99989	64,0999	0,00864
400	0,99985	62,275	0,011312
500	0,99981	60,5168	0,013885

Летний режим $k=0,1$

$t_{w1}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1$ м $v=0,0455$ м/с $G=1,282$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,999961	29,4377	0,000843
200	0,999922	28,888	0,001655
300	0,999883	28,3618	0,002437
400	0,999844	27,8546	0,003192
500	0,999805	27,3657	0,003919

Q, МВт
0,003831
0,007522
0,011077
0,014504
0,017804

Летний режим $k=0,4$

$t_{w1}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1$ м $v=0,1821$ м/с $G=5,037$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,999386	69,4832	0,00303
200	0,998773	68,9712	0,006032
300	0,998159	68,4639	0,009006
400	0,997546	67,9613	0,011953
500	0,996933	67,4634	0,014872

Летний режим $k=0,4$

$t_{w1}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1$ м $v=0,1821$ м/с $G=5,132$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,999375	29,857	0,000854
200	0,998749	29,7147	0,0017
300	0,998124	29,574	0,002539
400	0,997498	29,4346	0,00377
500	0,996873	29,2965	0,004193

Q, МВт
0,003884
0,007732
0,011545
0,015723
0,019065

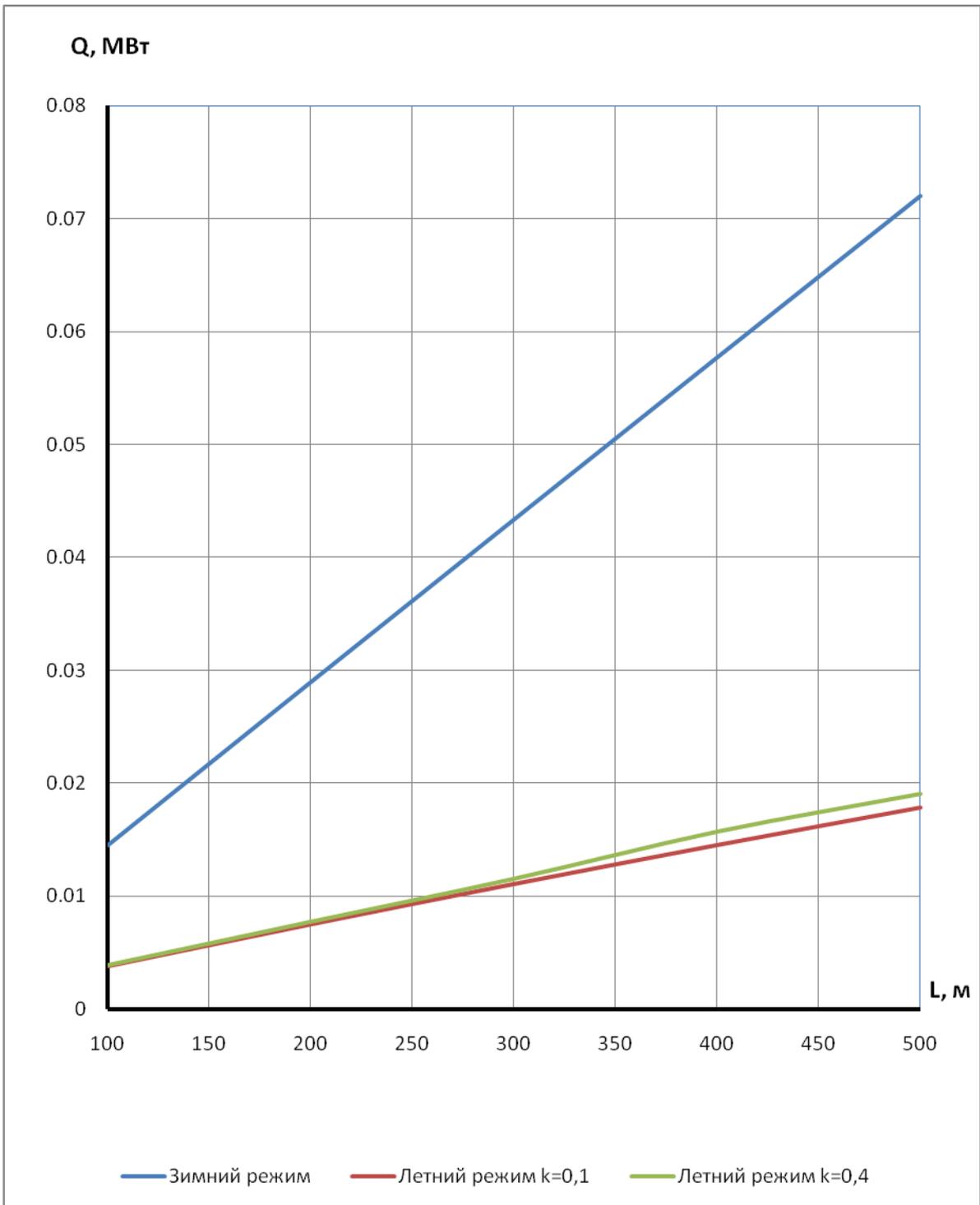


Рисунок 4.3 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,1$ м

Продолжение таблицы 4.2

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,7357\text{ м/с}$ $G=81,523\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
200	0,9928	149,6484	0,034457
400	0,9856	149,2974	0,068846
600	0,9784	148,947	0,103166
800	0,9712	148,5973	0,137419
1000	0,964	148,2481	0,171604

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,7357\text{ м/с}$ $G=87,68\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
200	0,99228	59,8345	0,017035	0,051492
400	0,98456	59,6693	0,034039	0,102885
600	0,976841	59,5043	0,05101	0,154176
800	0,969128	59,3398	0,06795	0,205369
1000	0,961405	59,1755	0,084858	0,256462

Сумма

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,0736\text{ м/с}$ $G=8,723\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
200	0,99992	68,947	0,010691
400	0,99985	67,9137	0,021179
600	0,99977	66,9	0,031469
800	0,99969	65,9053	0,041565
1000	0,99962	64,9293	0,051469

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,0736\text{ м/с}$ $G=8,887\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
200	0,999922	29,7078	0,003014	0,013705
400	0,999843	29,421	0,005972	0,027151
600	0,999765	29,1396	0,008874	0,040343
800	0,999687	28,8634	0,011723	0,053288
1000	0,999609	28,5923	0,014518	0,065987

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,2943\text{ м/с}$ $G=34,879\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
200	0,998772	69,735	0,010767
400	0,997543	69,4713	0,021483
600	0,996315	69,2088	0,032148
800	0,995087	68,9475	0,042762
1000	0,993859	68,6876	0,053326

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,2943\text{ м/с}$ $G=35,536\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
200	0,998748	29,9267	0,003035	0,013802
400	0,997497	29,8557	0,006056	0,027539
600	0,996245	29,7811	0,009063	0,041211
800	0,994993	29,7088	0,012055	0,054817
1000	0,993742	29,6368	0,015034	0,06836

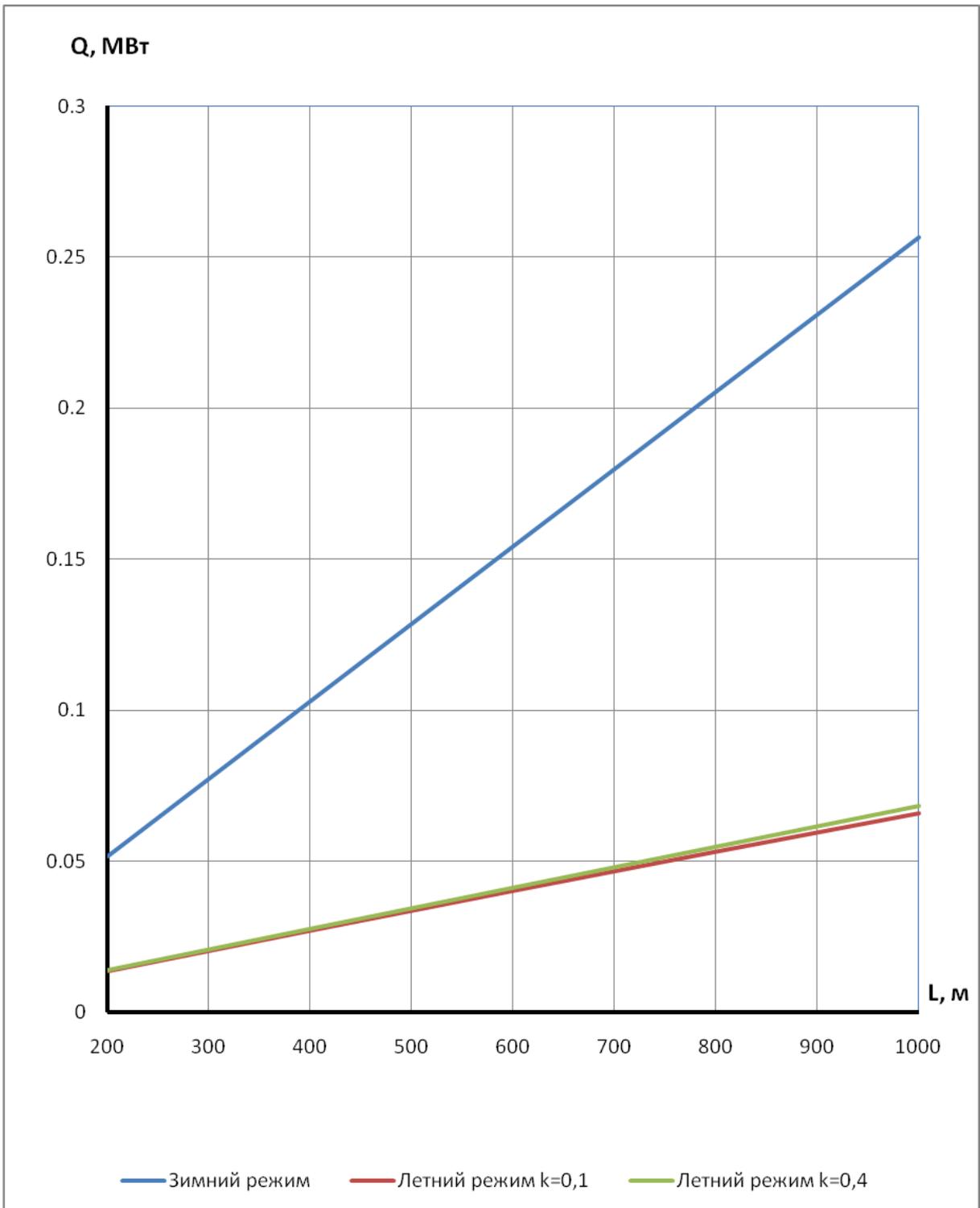


Рисунок 4.4 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,207$ м

Продолжение таблицы 4.2

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,408\text{ м}$ $v=1,1383\text{ м/с}$ $G=491,584\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,982	149,738	0,155467
1000	0,964	149,4764	0,310705
1500	0,946	149,215	0,465716
2000	0,928	148,9509	0,620496
2500	0,91	148,6935	0,775048

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,408\text{ м}$ $v=1,1383\text{ м/с}$ $G=527,029\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,9807	59,8785	0,076862	0,232329
1000	0,961402	59,7571	0,153618	0,464323
1500	0,942104	59,6359	0,23027	0,695986
2000	0,922807	59,5149	0,306817	0,927313
2500	0,903512	59,394	0,383255	1,158303

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,408\text{ м}$ $v=0,1138\text{ м/с}$ $G=52,396\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,99981	69,2074	0,048337
1000	0,99961	68,426	0,096
1500	0,99942	67,6557	0,142959
2000	0,99923	66,8963	0,189262
2500	0,99904	66,1476	0,234905

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,408\text{ м}$ $v=0,1138\text{ м/с}$ $G=53,383\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,999805	29,7801	0,013626	0,061963
1000	0,999609	29,5632	0,027062	0,123062
1500	0,999414	29,3494	0,040309	0,183268
2000	0,999218	29,1386	0,053371	0,242633
2500	0,999022	28,9308	0,066249	0,301154

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,408\text{ м}$ $v=0,4553\text{ м/с}$ $G=209,63\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996929	69,8014	0,048598
1000	0,993859	69,6035	0,097023
1500	0,99079	69,4064	0,145275
2000	0,98772	69,2099	0,193354
2500	0,984651	69,0141	0,241263

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,408\text{ м}$ $v=0,4553\text{ м/с}$ $G=213,58\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,996872	29,9454	0,013698	0,062296
1000	0,993743	29,891	0,027349	0,124372
1500	0,990615	29,8368	0,040954	0,186229
2000	0,987487	29,7828	0,05451	0,247864
2500	0,984358	29,729	0,06819	0,309453

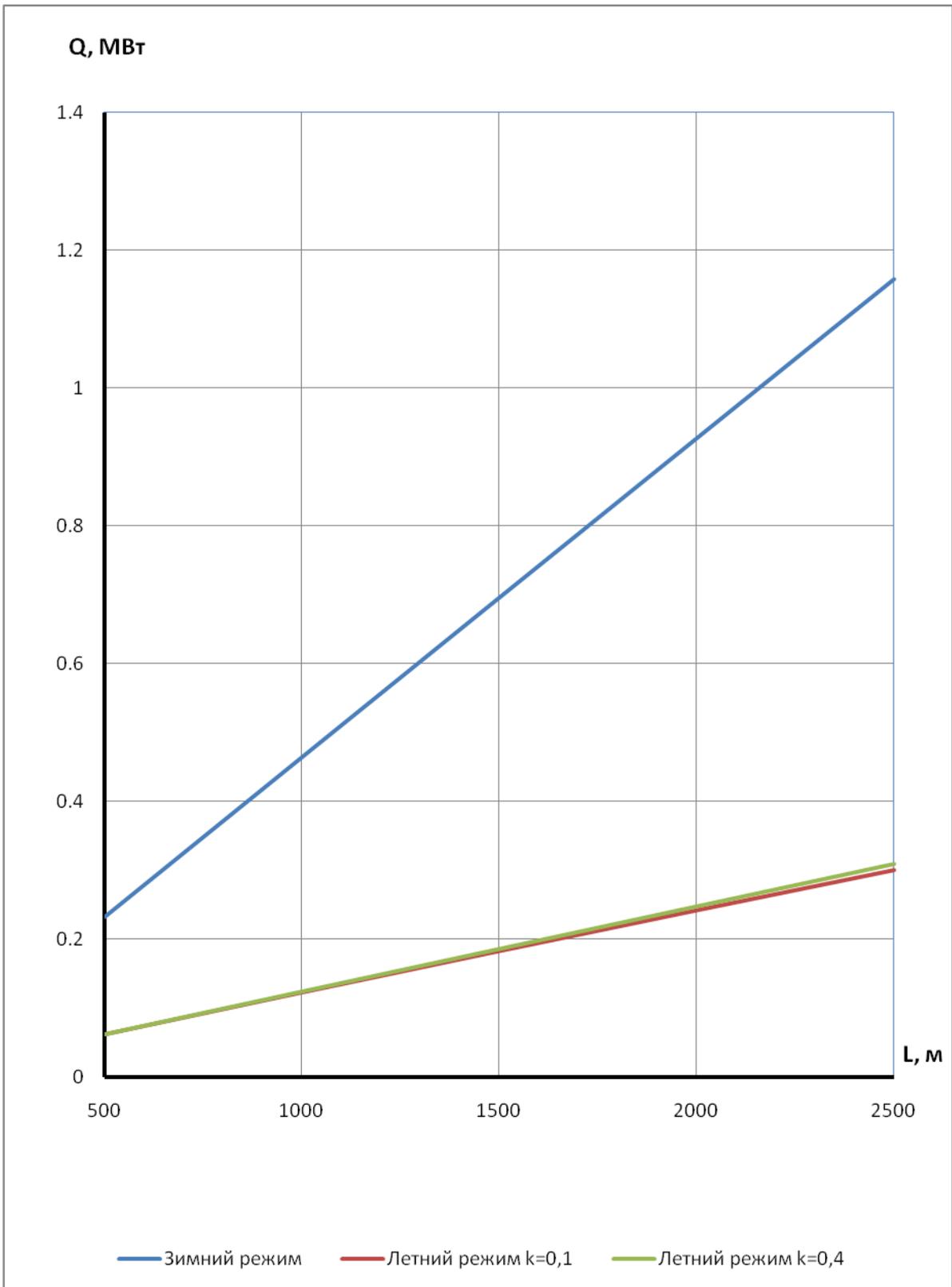


Рисунок 4.5 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,408$ м

Продолжение таблицы 4.2

Прямая

Зимний режим $t_{w1}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,514\text{ м}$ $v=1,3179\text{ м/с}$ $G=903,295\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,982	149,8264	0,190242
1000	0,964	149,653	0,380298
1500	0,946	149,4798	0,570169
2000	0,928	149,3067	0,759855
2500	0,91	149,1338	0,949355

Летний режим $k=0,1$

$t_{w1}=70\text{ оС}$ $t_0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,514\text{ м}$ $v=0,1318\text{ м/с}$ $G=96,311\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,99981	69,4712	0,059277
1000	0,99961	68,9474	0,117991
1500	0,99942	68,4286	0,176147
2000	0,99923	67,9147	0,233751
2500	0,99904	67,4056	0,290808

Летний режим $k=0,4$

$t_{w1}=70\text{ оС}$ $t_0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,514\text{ м}$ $v=0,5272\text{ м/с}$ $G=385,246\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996929	69,8679	0,059487
1000	0,993858	69,7362	0,118836
1500	0,990787	69,6047	0,178044
2000	0,987717	69,4736	0,237111
2500	0,984647	69,3427	0,296037

Обратная

Зимний режим $t_{w1}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,514\text{ м}$ $v=1,3179\text{ м/с}$ $G=968,425\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,9807	59,9203	0,094058
1000	0,961402	59,8408	0,188021
1500	0,942104	59,7616	0,281902
2000	0,922807	59,6818	0,375706
2500	0,903512	59,6025	0,469422

Летний режим $k=0,1$

$t_{w1}=30\text{ оС}$ $t_0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,514\text{ м}$ $v=0,1318\text{ м/с}$ $G=92,126\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,999805	29,8533	0,01671
1000	0,999609	29,708	0,033262
1500	0,999414	29,564	0,049661
2000	0,999218	29,4214	0,065906
2500	0,999022	29,2801	0,082

Летний режим $k=0,4$

$t_{w1}=30\text{ оС}$ $t_0=14,3\text{ оС}$

При $d=0,514\text{ м}$ $v=0,5272\text{ м/с}$ $G=392,504\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996872	29,9639	0,016768
1000	0,993743	29,9278	0,033498
1500	0,990615	29,8919	0,050188
2000	0,987487	29,856	0,066843
2500	0,984358	29,822	0,083458

Сумма

Q, МВт
0,2843
0,568319
0,852071
1,135561
1,418777

Q, МВт
0,075987
0,151253
0,225808
0,299657
0,372808

Q, МВт
0,076255
0,152334
0,228232
0,303954
0,379495

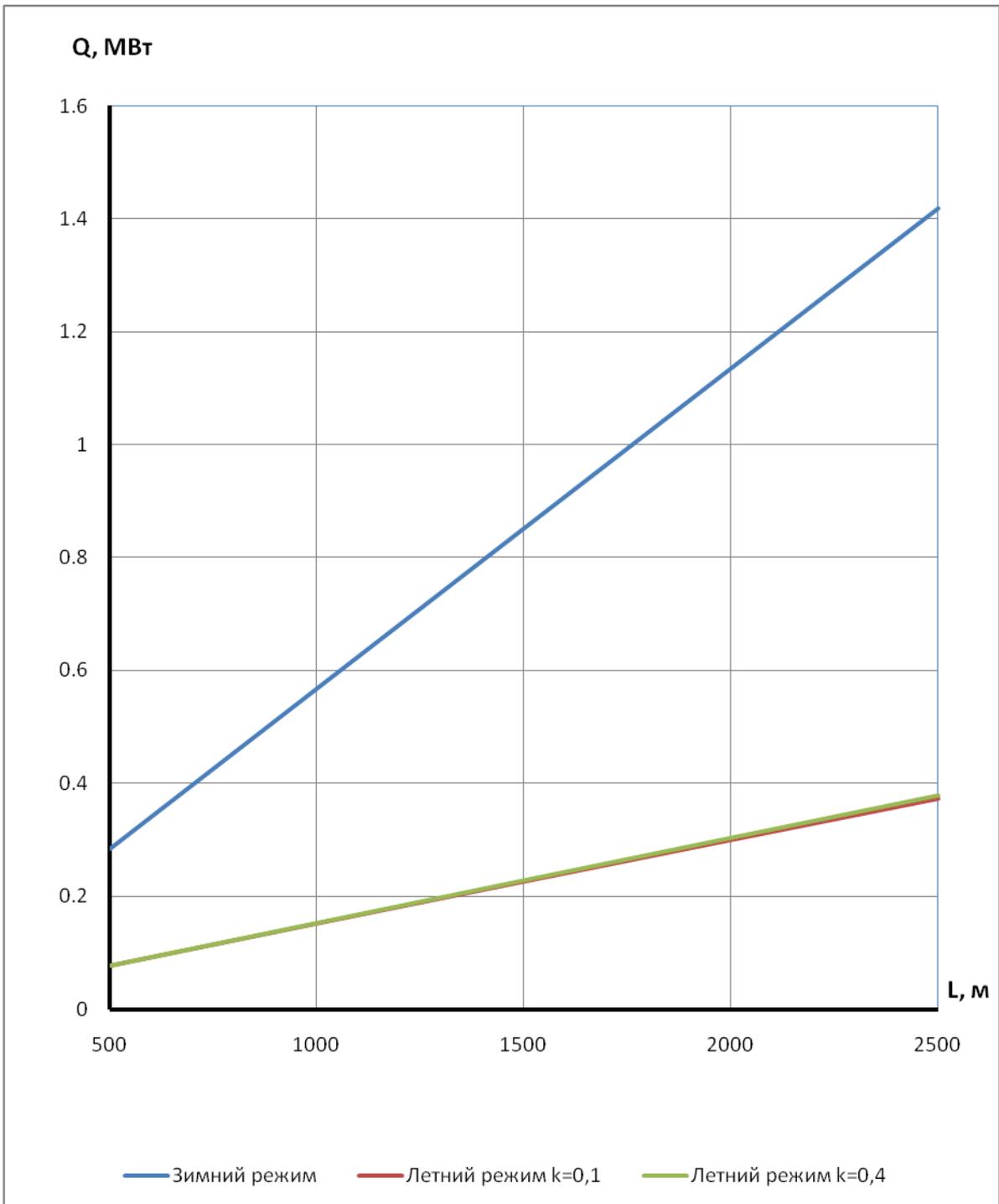


Рисунок 4.6 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,514$ м

Продолжение таблицы 4.2

Прямая

Зимний режим $t_{w1}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,8\text{ м}$ $v=1,7405\text{ м/с}$ $G=2889,847\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,982	149,9196	0,287079
1500	0,946	149,7589	0,860846
2500	0,91	149,5983	1,43411
3500	0,874	149,4378	2,006845
4500	0,838	149,2775	2,579062

Обратная

Зимний режим $t_{w1}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,8\text{ м}$ $v=1,7405\text{ м/с}$ $G=3098,212\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,980699	59,9645	0,141919	0,428998
1500	0,942099	59,8934	0,425608	1,286454
2500	0,903499	59,8225	0,709082	2,143192
3500	0,8649	59,7516	0,992307	2,999152
4500	0,826302	59,6808	1,275314	3,854376

Сумма

Летний режим $k=0,1$

$t_{w1}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,8\text{ м}$ $v=0,1740\text{ м/с}$ $G=308,01\text{ т/ч}$

L, М	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,99981	69,75	0,089652
1500	0,99942	69,2532	0,267751
2500	0,99904	68,7609	0,444253
3500	0,99866	68,273	0,619173
4500	0,99827	67,7894	0,79253

Летний режим $k=0,1$

$t_{w1}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,8\text{ м}$ $v=0,1740\text{ м/с}$ $G=313,814\text{ т/ч}$

L, М	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,999805	29,9306	0,025271	0,114923
1500	0,999414	29,7929	0,075478	0,343229
2500	0,999023	29,6563	0,125243	0,569496
3500	0,998632	29,5209	0,174569	0,793742
4500	0,998241	29,3868	0,22346	1,01599

Летний режим $k=0,4$

$t_{w1}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,8\text{ м}$ $v=0,6962\text{ м/с}$ $G=1232,397\text{ т/ч}$

L, М	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996929	69,938	0,089802
1500	0,990788	69,8142	0,269111
2500	0,984647	69,6906	0,448019
3500	0,978506	69,5674	0,62653
4500	0,972366	69,4444	0,804645

Летний режим $k=0,4$

$t_{w1}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_0=14,3\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,8\text{ м}$ $v=0,6962\text{ м/с}$ $G=1255,615\text{ т/ч}$

L, М	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,996871	29,9833	0,025311	0,115113
1500	0,990614	29,95	0,075859	0,34497
2500	0,984356	29,9168	0,126295	0,574314
3500	0,978099	29,8836	0,176629	0,803159
4500	0,971841	29,8505	0,226856	1,031501

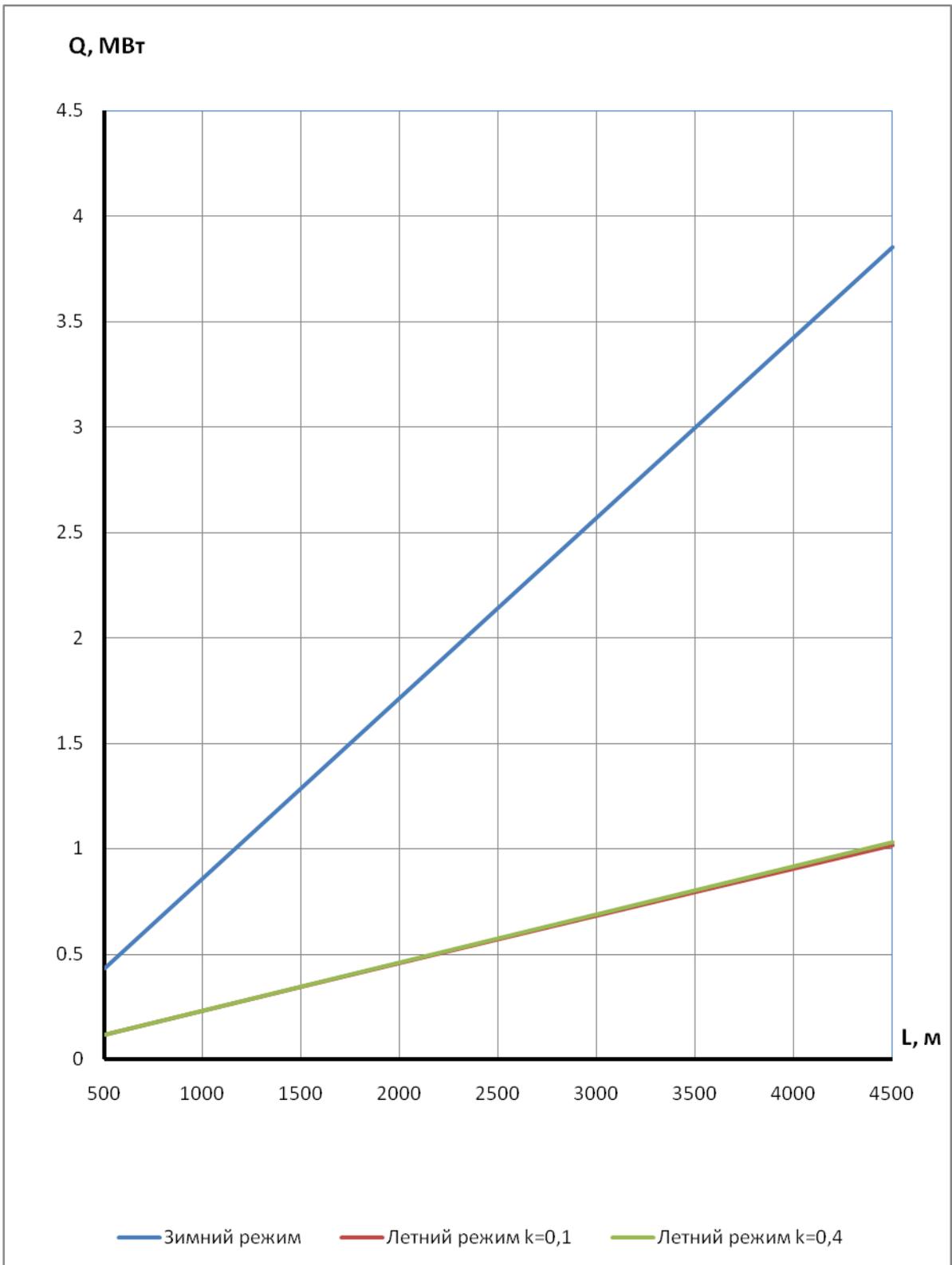


Рисунок 4.7 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,8$ м

Продолжение таблицы 4.2
Сумма

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=1,096\text{ м}$ $v=2,1174\text{ м/с}$ $G=6598,496\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,982	149,9537	0,38722
1500	0,946	149,8609	1,161284
2500	0,91	149,7683	1,934911
3500	0,874	149,6756	2,708166
4500	0,838	149,5831	3,481052

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=-28\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=1,096\text{ м}$ $v=2,1174\text{ м/с}$ $G=7074,262\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,980699	59,9806	0,191395	0,578615
1500	0,942098	59,9418	0,574118	1,735402
2500	0,903497	59,903	0,956666	2,891577
3500	0,864896	59,8642	1,339056	4,047222
4500	0,826295	59,8255	1,721252	5,202304

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=1,096\text{ м}$ $v=0,2117\text{ м/с}$ $G=703,36\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,99981	69,8522	0,121015
1500	0,99942	69,5578	0,362073
2500	0,99904	69,265	0,601863
3500	0,99866	68,9736	0,84038
4500	0,99827	68,6839	1,07763

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=1,096\text{ м}$ $v=0,2117\text{ м/с}$ $G=716,612\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,999805	29,959	0,034109	0,155124
1500	0,999414	29,8774	0,102065	0,464138
2500	0,999023	29,7962	0,169663	0,771526
3500	0,998632	29,7154	0,236912	1,077292
4500	0,998241	29,6351	0,303806	1,381436

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=1,096\text{ м}$ $v=0,8470\text{ м/с}$ $G=2814,109\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996929	69,9636	0,121128
1500	0,990788	69,8909	0,363164
2500	0,984647	69,8183	0,604892
3500	0,978506	69,7458	0,866283
4500	0,972366	69,6734	1,087349

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ оС}$ $t0=14,3\text{ оС}$

При $d=1,096\text{ м}$ $v=0,8470\text{ м/с}$ $G=2867,128\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,996871	29,9904	0,034137	0,155265
1500	0,990614	29,9713	0,102369	0,465533
2500	0,984356	29,9522	0,170506	0,775398
3500	0,978099	29,9331	0,238568	1,104851
4500	0,971841	29,914	0,30655	1,393899

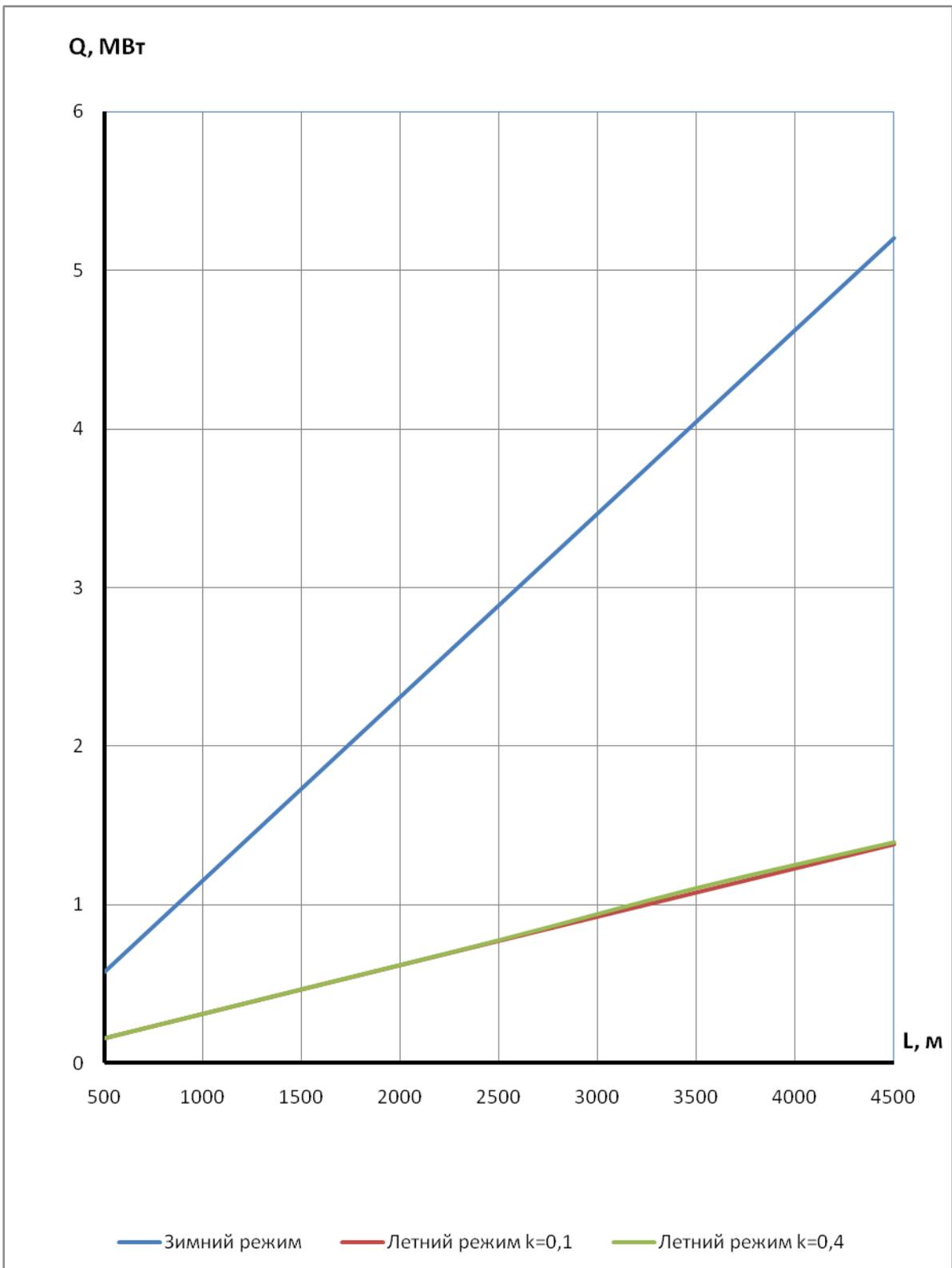


Рисунок 4.8 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=1,096$ м

4.2. Канальная прокладка тепловых сетей

Система дифференциальных уравнений состоит из 4-х уравнений, описывающих потери давления и температуры одновременно для подающего и обратного трубопроводов. Это связано с тем, что теплоотдача от поверхности изоляции происходит к воздуху, находящемуся внутри канала и происходит взаимодействие тепловых потоков от подающего и обратного трубопроводов:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\tau_p}{dl} &= \frac{G_p \cdot \frac{\partial h_p}{\partial p} \cdot R_{1p} \cdot (1 + \alpha_p) \cdot \frac{\rho_{1p}}{\rho_p} - \frac{\tau_p - t_k}{R_p} \cdot (1 + \beta_p)}{G_p \cdot \frac{\partial h_p}{\partial t}} \\ \frac{dp_p}{dl} &= -R_{1p} \cdot (1 + \alpha_p) \cdot \frac{\rho_{1p}}{\rho_p} \\ \frac{d\tau_o}{dl} &= \frac{G_o \cdot \frac{\partial h_o}{\partial p} \cdot R_{1o} \cdot (1 + \alpha_o) \cdot \frac{\rho_{1o}}{\rho_o} - \frac{\tau_o - t_k}{R_o} \cdot (1 + \beta_o)}{G_o \cdot \frac{\partial h_o}{\partial t}} \\ \frac{dp_o}{dl} &= -R_{1o} \cdot (1 + \alpha_o) \cdot \frac{\rho_{1o}}{\rho_o} \end{aligned} \right\} \quad (4.25)$$

где:

τ_p, τ_o - текущие по длине температуры воды в подающем и обратном трубопроводах, °С;

G_p, G_o - расходы сетевой воды по подающему и обратному трубопроводам, кг/с;

R_{1p}, R_{1o} - величины удельных падений давления по параметрам в начале трубопровода для подающего и обратного трубопровода, Па/м;

α_p, α_o - доли местных гидравлических потерь;

ρ_{1p}, ρ_{1o} - величины плотностей воды в начале трубопроводов, кг/м³;

ρ_p, ρ_o - текущие по длине плотности воды в подающем и обратном трубопроводах, кг/м³;

β_p, β_o - доли местных потерь тепла;

t_k - текущая по длине трубопроводов температура воздуха в канале, °С.

Производные $\frac{\partial h_p}{\partial p}, \frac{\partial h_p}{\partial t}, \frac{\partial h_o}{\partial p}, \frac{\partial h_o}{\partial t}$ вычисляются дифференцированием уравнений состояния воды по формулам (4.5) – (4.13).

Плотности воды вычисляются по формулам (4.5) – (4.10).

Термические сопротивления подающего и обратного трубопроводов:

$$R_p = R_{np} + R_{izp} \quad (4.26)$$

$$R_o = R_{no} + R_{izo} \quad (4.27)$$

Термические сопротивления поверхности изоляционного слоя подающего и обратного трубопроводов.

$$R_{np} = \frac{1}{\pi \cdot d_{izp} \cdot \alpha_{bp}} \quad (4.28)$$

$$R_{no} = \frac{1}{\pi \cdot d_{izo} \cdot \alpha_{bo}} \quad (4.29)$$

где:

d_{izp}, d_{izo} - диаметры наружной поверхности изоляции, м;

α_{bp}, α_{bo} - коэффициенты теплоотдачи к воздуху в канале, Вт/м²/°С.

Термические сопротивления изоляционного слоёв подающего и обратного трубопроводов:

$$R_{izp} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{izp}} \cdot \ln \frac{d_{izp}}{d_p} \quad (4.30)$$

$$R_{izo} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{izo}} \cdot \ln \frac{d_{izo}}{d_o} \quad (4.31)$$

где:

$\lambda_{izp}, \lambda_{izo}$ - коэффициенты теплопроводности изоляции, Вт/м/°С;

d_p, d_o - наружные диаметры трубопроводов, м.

Термическое сопротивление от воздуха в канале к грунту:

$$R_{bk} = \frac{1}{\pi \cdot \alpha_b \cdot d_3} \quad (4.32)$$

где:

α_b - коэффициент теплоотдачи от воздуха в канале к грунту, Вт/м²/°С;

эквивалентный диаметр канала:

$$d_3 = 2 \cdot \frac{b \cdot h}{b + h} \quad (4.33)$$

где:

b - ширина канала, м;

h - высота канала, м.

Термическое сопротивление массива грунта:

$$R_{gr} = \frac{\ln \left(3.5 \cdot \left(\frac{H}{h} \right) \cdot \left(\frac{h}{b} \right)^{0.25} \right)}{\lambda_{gr} \cdot \left(5.7 + 0.5 \cdot \frac{b}{h} \right)} \quad (4.34)$$

где:

H - глубина заложения, до оси трубопровода, м.

Текущая температура воздуха в канале:

$$t_k = \frac{\frac{\tau_p}{R_{izp} + R_{np}} + \frac{\tau_o}{R_{izo} + R_{no}} + \frac{t_{gr}}{R_{bk} + R_{gr}}}{\frac{1}{R_{izp} + R_{np}} + \frac{1}{R_{izo} + R_{no}} + \frac{1}{R_{bk} + R_{gr}}} \quad (4.35)$$

где:

t_{gr} - температура грунта на глубине заложения канала, °С.

По формулам (4.25) – (4.35) составлена программа на языке Maple (Приложение Д)

Таблица 4.3 - Результаты расчётов потерь давления, температуры и тепла для подземной канальной прокладки

Прямая

Зимний режим $tw1=150$ оС $tgr=2.4$ оС

При $d=0.033$ м $v=0.2126$ м/с $G=0.6006$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0.9982	147.5667	0.001745
100	0.9964	145.1698	0.003461
150	0.9946	142.8091	0.005184
200	0.9928	140.4829	0.006808
250	0.9911	138.195	0.00844

Обратная

Зимний режим $tw1=60$ оС $tgr=2.4$ оС

При $d=0.033$ м $v=0.2126$ м/с $G=0.644$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0.5981	59.1802	0.000614
100	0.5961	58.3717	0.00122
150	0.5942	57.5745	0.001817
200	0.5929	56.7484	0.002406
250	0.5004	56.0132	0.002987

Сумма

Q, МВт
0.002359
0.004681
0.007001
0.009214
0.011427

Летний режим $k=0.1$

$tw1=70$ оС $t0=12.2$ оС

При $d=0.033$ м $v=0.0213$ м/с $G=0.064$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99998	61,4409	0,000639
100	0,99996	54,1475	0,001183
150	0,99994	47,9335	0,001643
200	0,99992	42,6394	0,002041
250	0,9999	38,1294	0,002377

Летний режим $k=0.1$

$tw1=30$ оС $tgr=12.2$ оС

При $d=0.033$ м $v=0.0213$ м/с $G=0.065$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,59998	27,7222	0,000173
100	0,59996	25,7286	0,000324
150	0,59994	23,9551	0,000456
200	0,59992	22,4614	0,000572
250	0,5999	21,1306	0,000673

Q, МВт
0,000812
0,001507
0,002099
0,002613
0,00305

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,033$ м $v=0,0850$ м/с $G=0,256$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99969	67,7251	0,000678
100	0,99939	65,5395	0,001329
150	0,99908	63,4397	0,001954
200	0,99878	61,4225	0,002555
250	0,99847	59,4847	0,003132

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,033$ м $v=0,0850$ м/с $G=0,261$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,59969	29,4005	0,000182
100	0,59937	28,8207	0,000357
150	0,59906	28,2598	0,000527
200	0,59875	27,7174	0,000691
250	0,59844	27,1928	0,00085

Q, МВт
0,00086
0,001686
0,002481
0,003246
0,003982

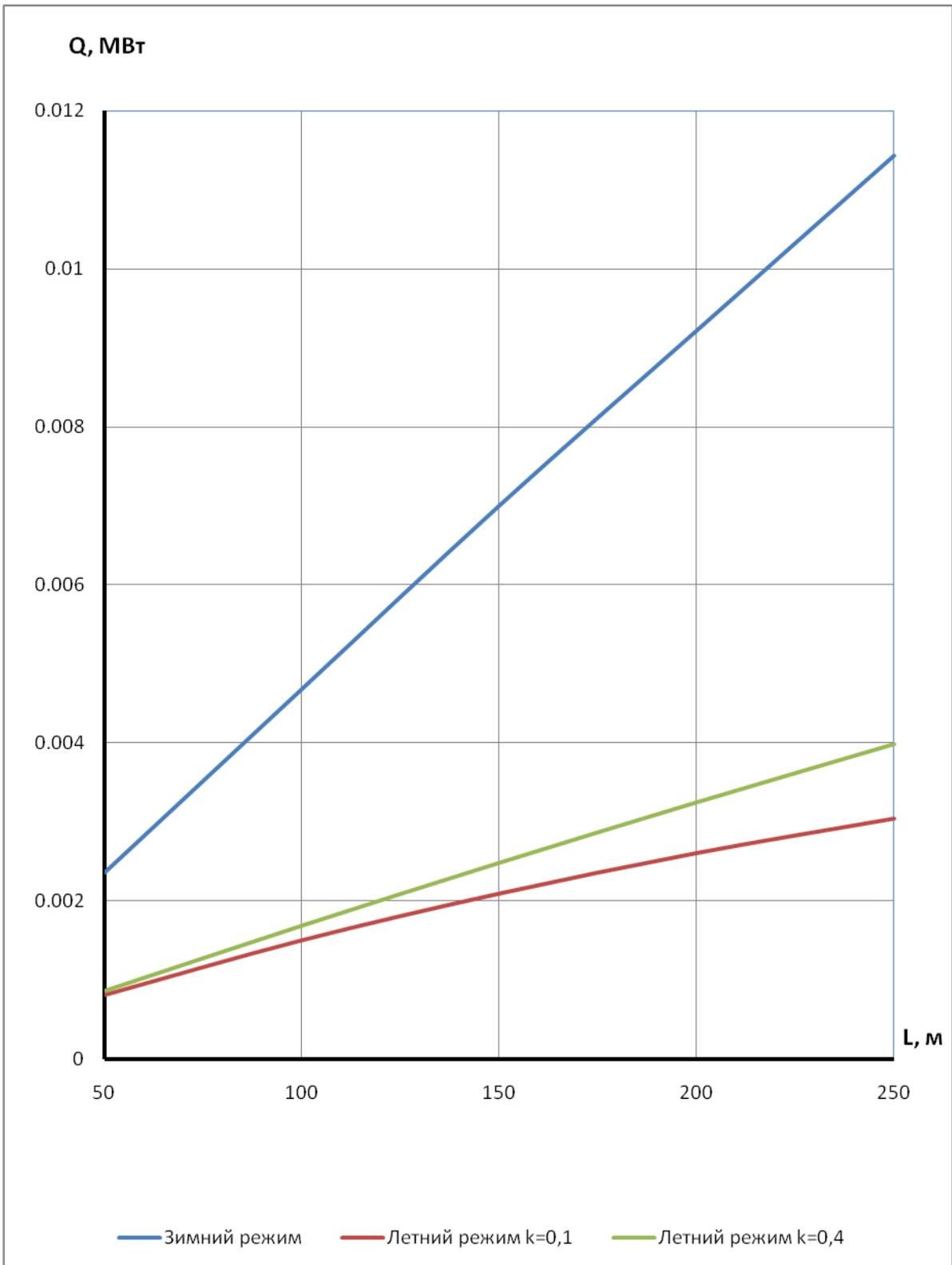


Рисунок 4.9 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,033$ м

Продолжение таблицы 4.3

Прямая

Зимний режим $tw1=150$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,051$ м $v=0,2882$ м/с $G=1,9447$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,9982	149,0492	0,002209
100	0,9964	148,1041	0,004403
150	0,9946	147,164,5	0,006584
200	0,9928	146,2304	0,00875
250	0,991	145,3017	0,010902

Обратная

Зимний режим $tw1=60$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,051$ м $v=0,2882$ м/с $G=2,085$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,5981	59,6895	0,000754
100	0,5961	59,3805	0,001504
150	0,5942	59,0732	0,00225
200	0,5923	58,7675	0,002992
250	0,5904	58,4634	0,003731

Сумма

Q, МВт
0,002963
0,005907
0,008834
0,011742
0,014633

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,051$ м $v=0,0288$ м/с $G=0,207$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99998	66,495	0,000845
100	0,99996	63,2023	0,001639
150	0,99994	60,1093	0,002384
200	0,99992	57,2037	0,003084
250	0,9999	54,4744	0,003741

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,051$ м $v=0,0288$ м/с $G=0,2111$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,59998	29,1116	0,000218
100	0,59996	29,2654	0,000425
150	0,59994	27,4596	0,000622
200	0,59992	26,6924	0,00081
250	0,5999	25,9621	0,000989

Q, МВт
0,001063
0,002064
0,003006
0,003894
0,00473

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,051$ м $v=0,1153$ м/с $G=0,829$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,99969	69,1039	0,000865
100	0,99939	68,2218	0,001717
150	0,99908	67,3532	0,002555
200	0,99878	66,4882	0,003381
250	0,99847	65,6563	0,004193

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,051$ м $v=0,1153$ м/с $G=0,845$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
50	0,59981	29,7741	0,000222
0	0,59941	29,5509	0,000441
150	0,59902	29,3304	0,000657
200	0,59863	29,1126	0,000871
250	0,59824	28,8974	0,001082

Q, МВт
0,001087
0,002158
0,003212
0,004252
0,005275

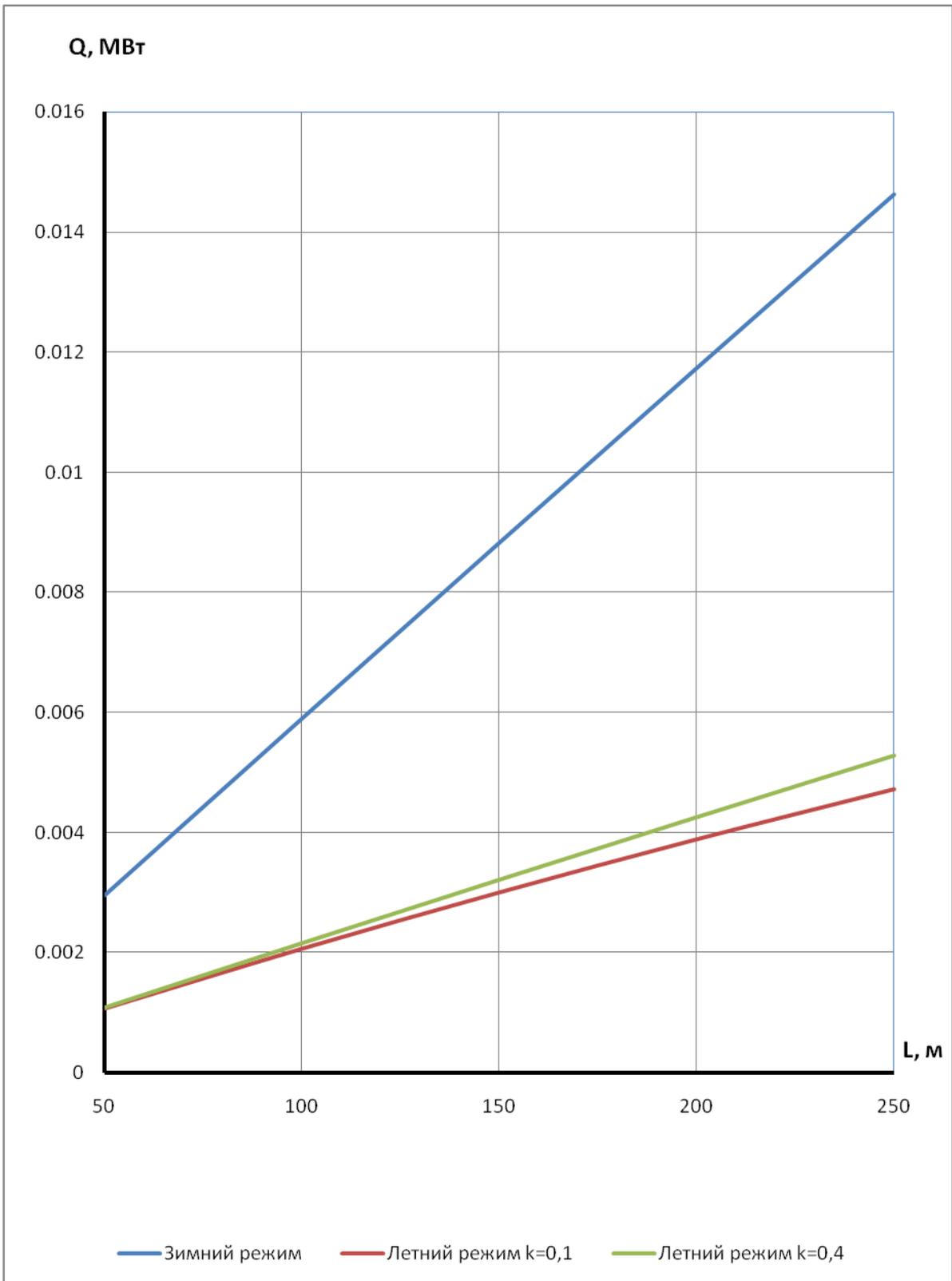


Рисунок 4.10 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,051$ м

Продолжение таблицы 4.3

Прямая

Зимний режим $tw1=150$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,1$ м $v=0,4553$ м/с $G=11,811$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,9964	149,5301	0,006638
200	0,9928	149,0615	0,013255
300	0,9892	148,5943	0,019851
400	0,9856	148,1284	0,026426
500	0,982	147,6739	0,032979

Обратная

Зимний режим $tw1=60$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,1$ м $v=0,4553$ м/с $G=12,664$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,5961	59,8587	0,002092
200	0,5923	59,7177	0,004181
300	0,5884	59,577	0,006264
400	0,5846	59,4367	0,008342
500	0,5807	59,2966	0,010416

Сумма

Q, МВт
0,00873
0,017436
0,026115
0,034768
0,043395

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,1$ м $v=0,0455$ м/с $G=1,258$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,99996	68,1341	0,002733
200	0,99992	66,3283	0,005377
300	0,99989	64,5807	0,007936
400	0,99985	62,8894	0,010412
500	0,99981	61,2525	0,012808

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,1$ м $v=0,0455$ м/с $G=1,282$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,59996	29,5003	0,000744
200	0,59992	29,0144	0,001467
300	0,59988	28,5417	0,00217
400	0,59984	28,0821	0,002854
500	0,5997	27,6351	0,003519

Q, МВт
0,003477
0,006844
0,010106
0,013266
0,016327

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,1$ м $v=0,1821$ м/с $G=5,037$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,999386	69,5601	0,00261
200	0,998773	69,1235	0,00514
300	0,998159	68,6903	0,007681
400	0,997546	68,2604	0,010202
500	0,996933	67,8338	0,012704

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,1$ м $v=0,1821$ м/с $G=5,132$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
100	0,59893	29,9008	0,000592
200	0,59787	29,802	0,001182
300	0,5968	29,7037	0,001769
400	0,59574	29,6069	0,002353
500	0,59467	29,5085	0,002934

Q, МВт
0,003202
0,006322
0,00945
0,012555
0,015638

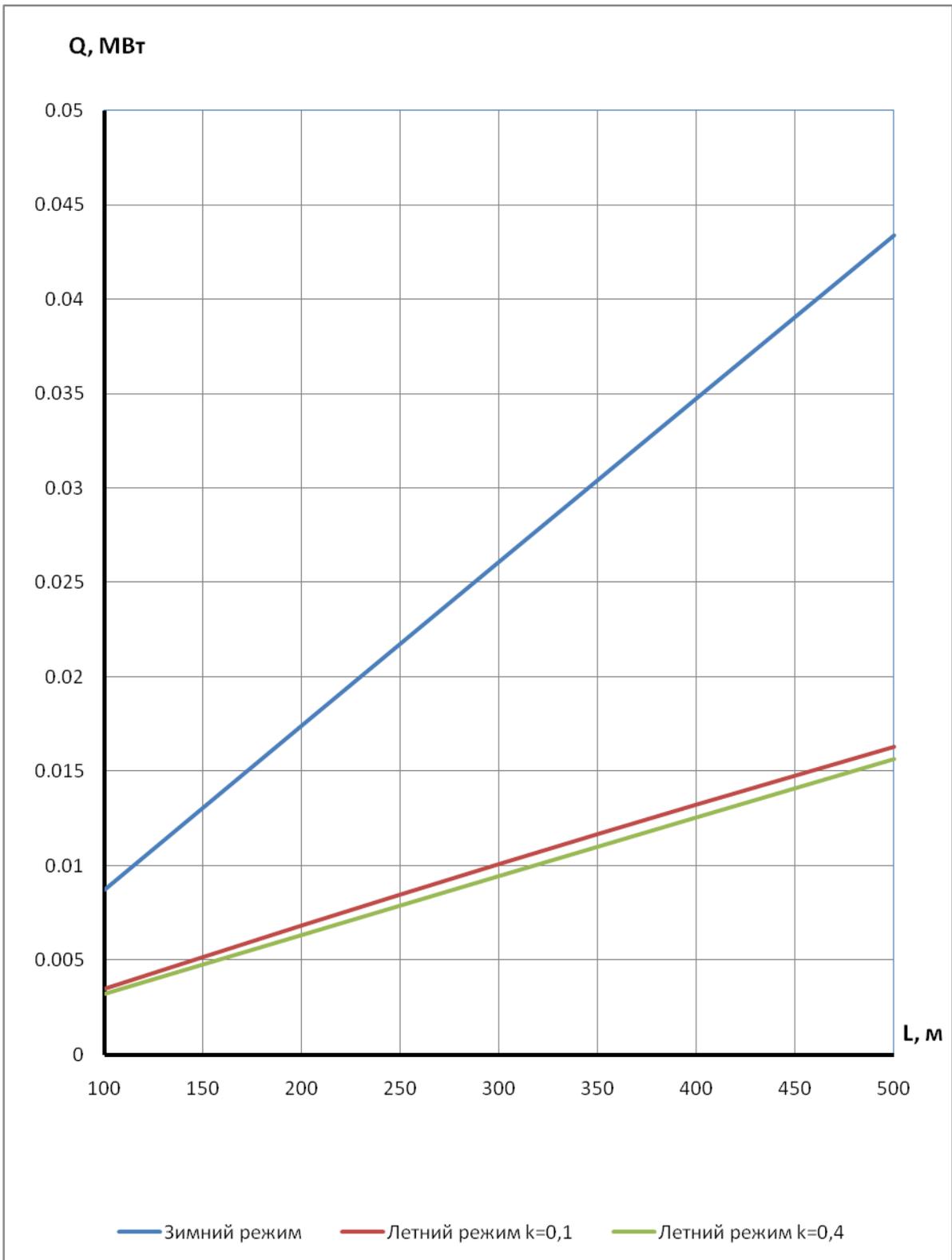


Рисунок 4.11 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,1$ м

Продолжение таблицы 4.3

Прямая

Зимний режим $tw_1=150$ оС $t_0=2,4$ оС

При $d=0,207$ м $v=0,7357$ м/с $G=81,523$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
200	0,9928	149,7731	0,022275
400	0,9856	149,5465	0,044515
600	0,9784	149,3203	0,066721
800	0,9712	149,0943	0,088892
1000	0,964	148,8687	0,111028

Обратная

Зимний режим $tw_1=60$ оС $t_0=2,4$ оС

При $d=0,207$ м $v=0,7357$ м/с $G=87,68$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
200	0,5923	59,94	0,00628	0,028555
400	0,5846	59,88	0,012555	0,05707
600	0,5768	59,82	0,018824	0,085545
800	0,5691	59,7601	0,025089	0,113981
1000	0,5614	59,7003	0,031349	0,142377

Сумма

Летний режим $k=0,1$

$tw_1=70$ оС $t_0=12,2$ оС

При $d=0,207$ м $v=0,0736$ м/с $G=8,723$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
200	0,99992	69,1376	0,008755
400	0,99985	68,2883	0,017377
600	0,99977	67,4517	0,025868
800	0,99969	66,6278	0,034232
1000	0,99962	65,8163	0,042468

Летний режим $k=0,1$

$tw_1=30$ оС $t_{gr}=12,2$ оС

При $d=0,207$ м $v=0,0736$ м/с $G=8,887$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
200	0,59992	29,8351	0,001701	0,010456
400	0,59984	29,6711	0,003393	0,02077
600	0,59977	29,508	0,005075	0,030943
800	0,59969	29,3459	0,006747	0,040979
1000	0,59961	29,1847	0,00841	0,050878

Летний режим $k=0,4$

$tw_1=70$ оС $t_0=12,2$ оС

При $d=0,207$ м $v=0,2943$ м/с $G=34,879$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
200	0,998772	69,7835	0,008805
400	0,997543	69,5678	0,017576
600	0,996315	69,3529	0,026314
800	0,995087	69,1389	0,035019
1000	0,993859	68,9256	0,043691

Летний режим $k=0,4$

$tw_1=30$ оС $t_{gr}=12,2$ оС

При $d=0,207$ м $v=0,2943$ м/с $G=35,536$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
200	0,598	29,951	0,001705	0,01051
400	0,596	29,9183	0,003407	0,020983
600	0,59401	29,8775	0,005108	0,031422
800	0,59201	29,8367	0,006805	0,041824
1000	0,59001	29,7961	0,008501	0,052192

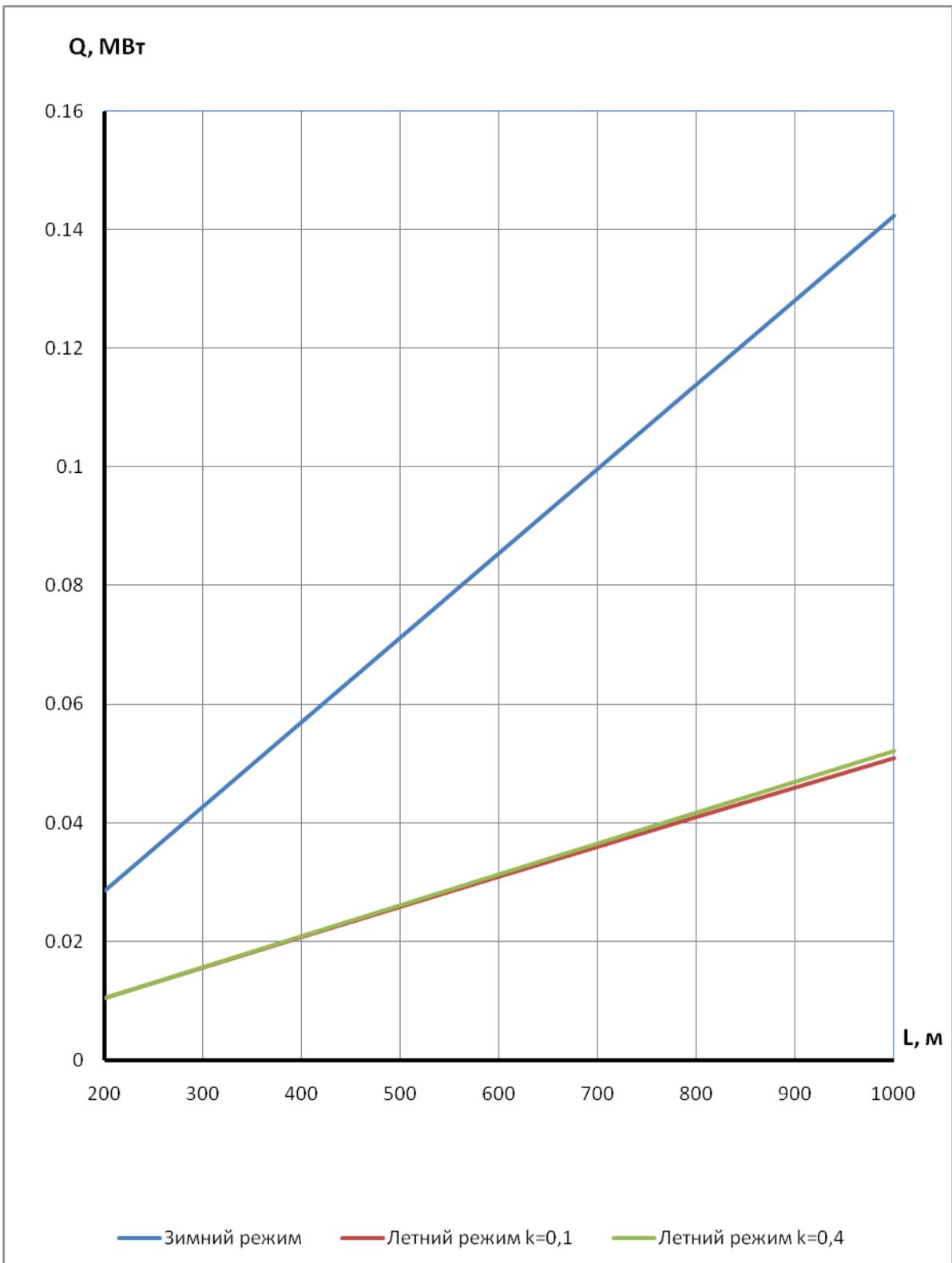


Рисунок 4.12 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,207$ м

Продолжение таблицы 4.3

Прямая

Зимний режим $tw1=150$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,408$ м $v=1,1383$ м/с $G=491,584$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,982	149,8424	0,094162
1000	0,964	149,685	0,188217
1500	0,946	149,5277	0,28217
2000	0,928	149,3706	0,376018
2500	0,91	149,2136	0,469765

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,408$ м $v=0,1138$ м/с $G=52,396$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,99981	69,3894	0,037237
1000	0,99961	68,7854	0,074068
1500	0,99942	68,188	0,1105
2000	0,99923	67,597	0,146536
2500	0,99904	67,0124	0,182181

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,408$ м $v=0,4553$ м/с $G=209,63$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996929	69,8477	0,037389
1000	0,993859	69,6967	0,074678
1500	0,99079	69,5442	0,111865
2000	0,98772	69,3931	0,14895
2500	0,984651	69,2424	0,185936

Обратная

Зимний режим $tw1=60$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,408$ м $v=1,1383$ м/с $G=527,029$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,5807	59,9673	0,02238
1000	0,5614	59,9347	0,044754
1500	0,5421	59,902	0,067124
2000	0,5228	59,8694	0,089495
2500	0,5035	59,8368	0,111857

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,408$ м $v=0,1138$ м/с $G=53,383$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,59981	29,9109	0,00552
1000	0,59961	29,8217	0,011049
1500	0,59941	29,7324	0,016586
2000	0,59922	29,643	0,022131
2500	0,59902	29,5534	0,027681

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,408$ м $v=0,4553$ м/с $G=213,58$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,59524	29,9788	0,000552
1000	0,59048	29,9576	0,011037
1500	0,58572	29,9363	0,01656
2000	0,58096	29,9151	0,022086
2500	0,57621	29,8938	0,027615

Сумма

Q, МВт
0,116542
0,232971
0,349294
0,465513
0,581622

Q, МВт
0,042757
0,085117
0,127086
0,168667
0,209862

Q, МВт
0,037941
0,085715
0,128425
0,171036
0,213551

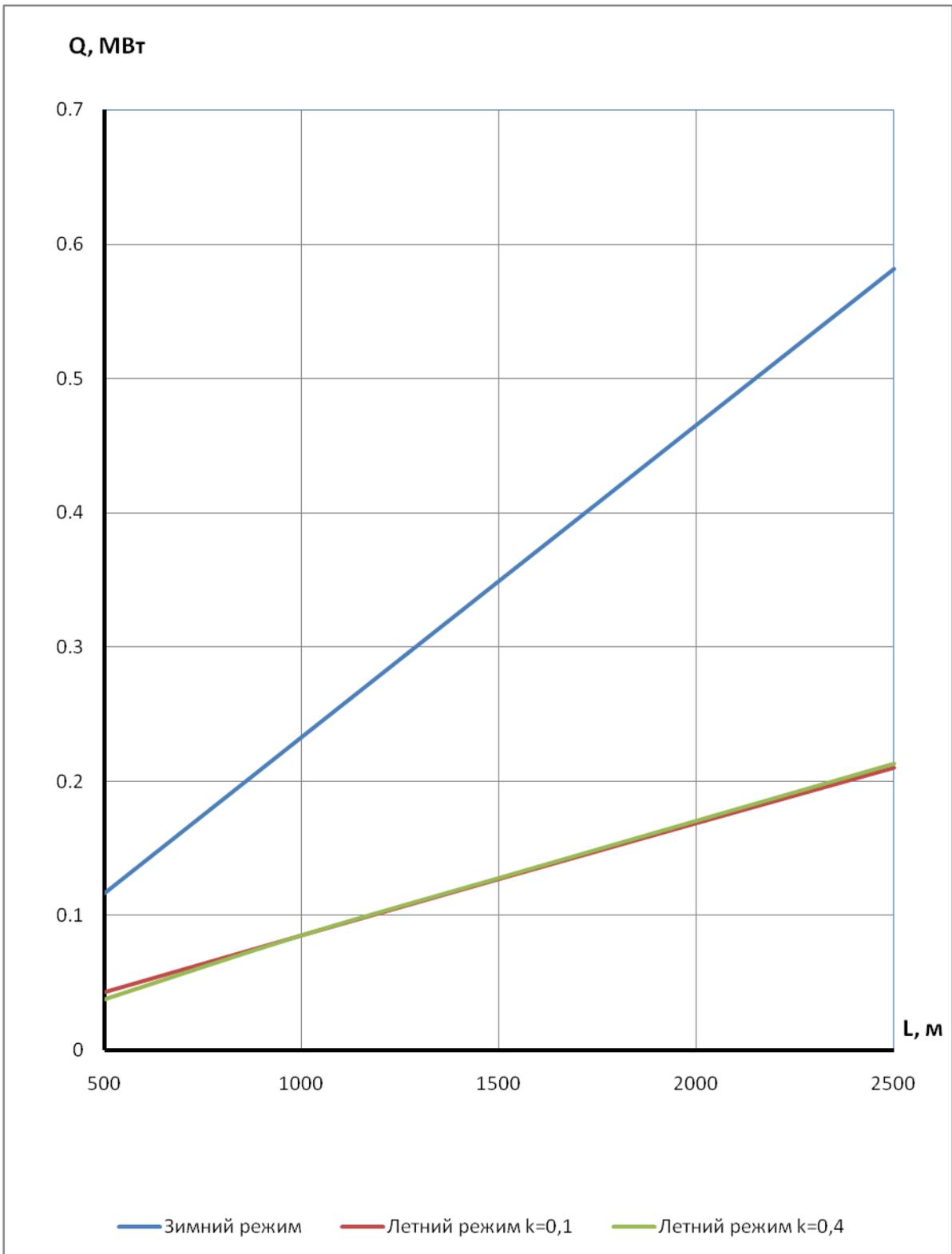


Рисунок 4.13 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,408$ м

Продолжение таблицы 4.3

Прямая

Зимний режим $tw1=150$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,514$ м $v=1,3179$ м/с $G=903,295$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,982	149,897	0,114163
1000	0,964	149,794	0,228242
1500	0,946	149,6911	0,342244
2000	0,928	149,5882	0,456155
2500	0,91	149,4855	0,569986

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,514$ м $v=0,1318$ м/с $G=96,311$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,99981	69,5964	0,0452
1000	0,99961	69,1956	0,09017
1500	0,99942	68,7979	0,134769
2000	0,99923	68,4028	0,179046
2500	0,99904	68,0106	0,223005

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,514$ м $v=0,5272$ м/с $G=385,246$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996929	69,8997	0,045371
1000	0,993858	69,7996	0,09066
1500	0,990787	69,6997	0,135867
2000	0,987717	69,5999	0,180995
2500	0,984647	69,5003	0,226042

Обратная

Зимний режим $tw1=60$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,514$ м $v=1,3179$ м/с $G=968,425$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,5807	59,9804	0,026437
1000	0,5614	59,9608	0,052878
1500	0,5421	59,9411	0,079318
2000	0,5228	59,9215	0,105752
2500	0,5035	59,9019	0,132187

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,514$ м $v=0,1318$ м/с $G=92,126$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,59981	29,9437	0,006411
1000	0,59961	29,8874	0,012833
1500	0,59941	29,8304	0,019267
2000	0,59922	29,7744	0,025711
2500	0,59902	29,7178	0,032166

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,514$ м $v=0,5272$ м/с $G=392,504$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,59524	29,987	0,006408
1000	0,59048	29,9739	0,012818
1500	0,58572	29,9609	0,019233
2000	0,58096	29,9478	0,025651
2500	0,57621	29,9347	0,032073

Сумма

Q, МВт
0,1406
0,28112
0,421562
0,561907
0,702173

Q, МВт
0,051611
0,103003
0,154036
0,204757
0,255171

Q, МВт
0,051779
0,103478
0,1551
0,206646
0,258115

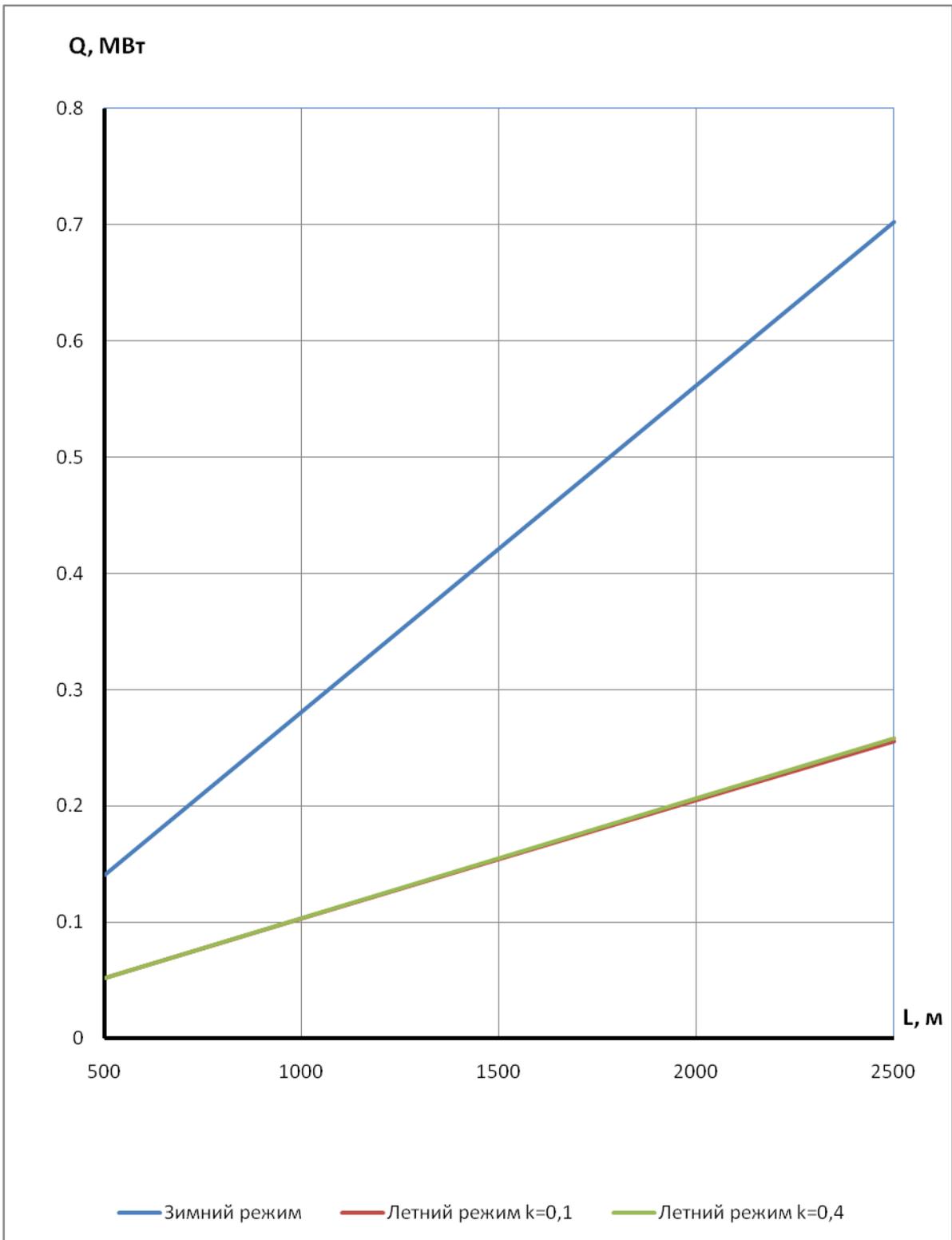


Рисунок 4.14 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,514$ м

Продолжение таблицы 4.3

Прямая

Зимний режим $tw1=150$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,8$ м $v=1,7405$ м/с $G=2889,847$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,982	149,9554	0,163463
1500	0,946	149,8662	0,49021
2500	0,91	149,7771	0,816755
3500	0,874	149,6881	1,143078
4500	0,838	149,5991	1,469194

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,8$ м $v=0,1740$ м/с $G=308,01$ т/ч

L, М	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,99981	69,8183	0,065145
1500	0,99942	69,4567	0,194792
2500	0,99904	69,0975	0,323589
3500	0,99866	68,7406	0,451536
4500	0,99827	68,3861	0,578643

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=0,8$ м $v=0,6962$ м/с $G=1232,397$ т/ч

L, М	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996929	69,9554	0,065226
1500	0,990788	69,8663	0,19552
2500	0,984647	69,7773	0,325602
3500	0,978506	69,6886	0,455471
4500	0,972366	69,5999	0,585135

Обратная

Зимний режим $tw1=60$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=0,8$ м $v=1,7405$ м/с $G=3098,212$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,5807	59,9952	0,031326	0,194789
1500	0,5491	59,9854	0,094029	0,584239
2500	0,5035	59,9757	0,15675	0,973505
3500	0,4649	59,966	0,219501	1,362579
4500	0,4263	59,9563	0,282251	1,751445

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,8$ м $v=0,1740$ м/с $G=313,814$ т/ч

L, М	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,59981	29,9221	0,006535	0,07168
1500	0,59941	29,9461	0,019681	0,214473
2500	0,59902	29,9098	0,032926	0,356515
3500	0,59863	29,8733	0,046268	0,497804
4500	0,59824	29,8364	0,059708	0,638351

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=0,8$ м $v=0,6962$ м/с $G=1255,615$ т/ч

L, М	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,59542	29,9965	0,006529	0,071755
1500	0,58627	29,9896	0,0196	0,21512
2500	0,57711	29,9826	0,032701	0,358303
3500	0,56796	29,9756	0,04584	0,501311
4500	0,5588	29,9686	0,058999	0,644134

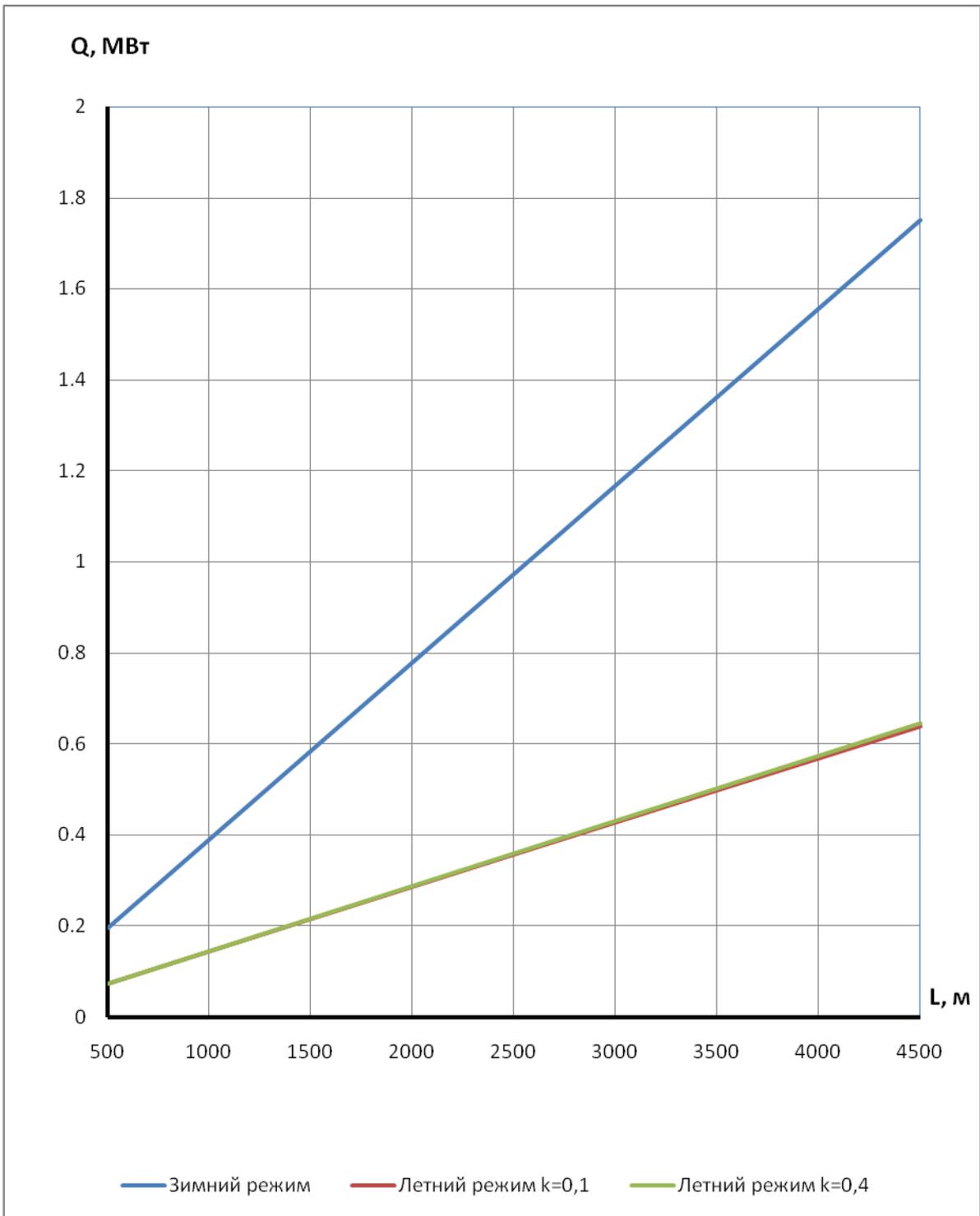


Рисунок 4.15 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,8$ м

Продолжение таблицы 4.3

Прямая

Зимний режим $tw1=150$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=1,096$ м $v=2,1174$ м/с $G=6598,496$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,982	149,9751	0,217624
1500	0,946	149,9254	0,652748
2500	0,91	149,8757	1,087708
3500	0,874	149,8261	1,522492
4500	0,838	149,7764	1,957131

Обратная

Зимний режим $tw1=60$ оС $t0=2,4$ оС

При $d=1,096$ м $v=2,1174$ м/с $G=7074,262$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,5807	59,999	0,035939	0,253563
1500	0,5421	59,9971	0,118865	0,771613
2500	0,5035	59,9952	0,198133	1,285841
3500	0,4649	59,9932	0,277456	1,799948
4500	0,4263	59,9913	0,356809	2,31394

Сумма

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=1,096$ м $v=0,2117$ м/с $G=703,36$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,99981	69,8939	0,086863
1500	0,99942	69,6824	0,260094
2500	0,99904	69,4717	0,43265
3500	0,99866	69,2618	0,604541
4500	0,99827	69,0527	0,775774

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=1,096$ м $v=0,2117$ м/с $G=716,612$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,59981	29,9906	0,00784	0,094703
1500	0,59941	29,9718	0,02359	0,283684
2500	0,59902	29,9528	0,039429	0,472079
3500	0,59863	29,9337	0,05536	0,659901
4500	0,59824	29,9146	0,071379	0,847153

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70$ оС $t0=12,2$ оС

При $d=1,096$ м $v=0,8470$ м/с $G=2814,109$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт
500	0,996929	69,9743	0,086938
1500	0,98673	69,923	0,260668
2500	0,97788	69,8717	0,434221
3500	0,96903	69,8205	0,607642
4500	0,972366	69,7693	0,780891

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30$ оС $tgr=12,2$ оС

При $d=1,096$ м $v=0,8470$ м/с $G=2867,128$ т/ч

L, м	P, МПа	T, оС	Q, МВт	Q, МВт
500	0,59542	29,9986	0,007836	0,094774
1500	0,58627	29,9959	0,023511	0,284179
2500	0,57747	29,9932	0,039232	0,473453
3500	0,56845	29,9904	0,05498	0,662622
4500	0,5594	29,9876	0,070747	0,851638

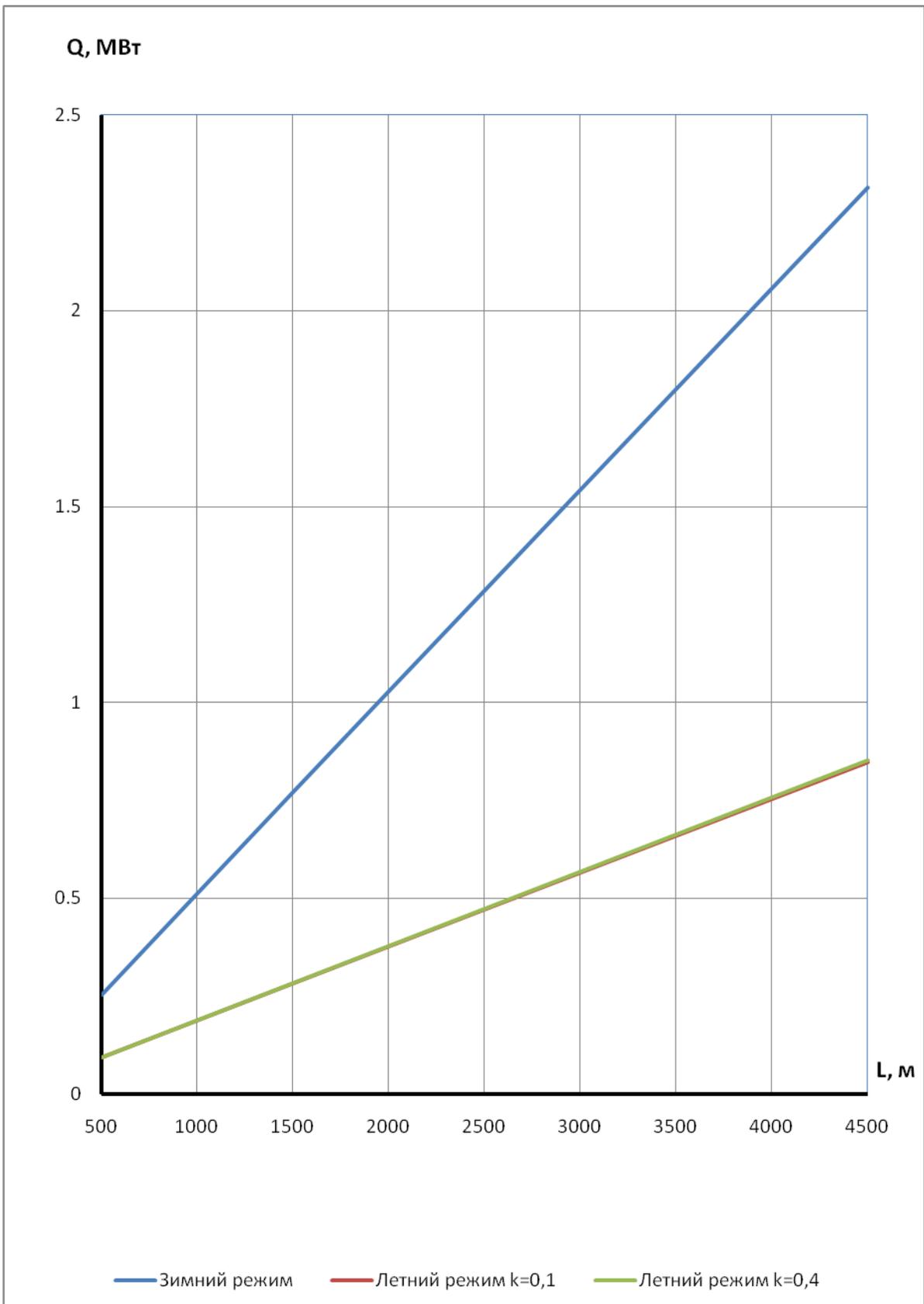


Рисунок 4.16 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=1,096$ м

4.3. Бесканальная прокладка тепловых сетей

Система дифференциальных уравнений состоит из 4-х уравнений, описывающих потери давления и температуры одновременно для подающего и обратного трубопроводов. Это связано с тем, что теплоотдача от поверхности изоляции происходит к грунту, и происходит взаимодействие тепловых потоков от подающего и обратного трубопроводов.

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\tau_p}{dl} &= \frac{G_p \cdot \frac{\partial h_p}{\partial p} \cdot R_{1p} \cdot (1 + \alpha_p) \cdot \frac{\rho_{1p}}{\rho_p} - \frac{\tau_p - t_k}{R_p} \cdot (1 + \beta_p)}{G_p \cdot \frac{\partial h_p}{\partial t}} \\ \frac{dp_p}{dl} &= -R_{1p} \cdot (1 + \alpha_p) \cdot \frac{\rho_{1p}}{\rho_p} \\ \frac{d\tau_o}{dl} &= \frac{G_o \cdot \frac{\partial h_o}{\partial p} \cdot R_{1o} \cdot (1 + \alpha_o) \cdot \frac{\rho_{1o}}{\rho_o} - \frac{\tau_o - t_k}{R_o} \cdot (1 + \beta_o)}{G_o \cdot \frac{\partial h_o}{\partial t}} \\ \frac{dp_o}{dl} &= -R_{1o} \cdot (1 + \alpha_o) \cdot \frac{\rho_{1o}}{\rho_o} \end{aligned} \right\} \quad (4.36)$$

где:

τ_p, τ_o - текущие по длине температуры воды в подающем и обратном трубопроводах, °С;

G_p, G_o - расходы сетевой воды по подающему и обратному трубопроводам, кг/с;

R_{1p}, R_{1o} - величины удельных падений давления по параметрам в начале трубопровода для подающего и обратного трубопровода, Па/м;

α_p, α_o - доли местных гидравлических потерь;

ρ_{1p}, ρ_{1o} - величины плотностей воды в начале трубопроводов, кг/м³;

ρ_p, ρ_o - текущие по длине плотности воды в подающем и обратном трубопроводах, кг/м³;

β_p, β_o - доли местных потерь тепла;

t_k - текущая по длине трубопроводов температура воздуха в канале, °С.

Производные $\frac{\partial h_p}{\partial p}, \frac{\partial h_p}{\partial t}, \frac{\partial h_o}{\partial p}, \frac{\partial h_o}{\partial t}$ вычисляются дифференцированием уравнений состояния воды по формулам (4.5)-(4.13).

Плотности воды вычисляются по формулам (4.5) – (4.10).

Термические сопротивления подающего и обратного трубопроводов:

$$R_p = R_{np} + R_{izp} \quad (4.37)$$

$$R_o = R_{no} + R_{izo} \quad (4.38)$$

где:

d_{izp}, d_{izo} - диаметры наружной поверхности изоляции, м;

α_{bp}, α_{bo} - коэффициенты теплоотдачи к воздуху в канале, Вт/м²/°С.

Термические сопротивления изоляционного слоёв подающего и обратного трубопроводов:

$$R_{izp} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{izp}} \cdot \ln \frac{d_{izp}}{d_p} \quad (4.39)$$

$$R_{izo} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{izo}} \cdot \ln \frac{d_{izo}}{d_o} \quad (4.40)$$

где:

$\lambda_{izp}, \lambda_{izo}$ - коэффициенты теплопроводности изоляции, Вт/м/°С;

d_p, d_o - наружные диаметры трубопроводов, м.

Термическое сопротивление массива грунта:

$$R_{gr} = \frac{\ln \left(4 \cdot \frac{H}{d + 2 \cdot \delta_{iz}} \right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{gr}} \quad (4.41)$$

где:

H - глубина заложения, до оси трубопровода, м;

d - наружный диаметр трубопровода, м;

δ_{iz} - толщина изоляционного слоя, м;

λ_{gr} - коэффициент теплопроводности грунта, Вт/м/°С.

Термическое сопротивление, учитывающее влияние подающего и обратного трубопроводов.

$$R_{i.f} = \frac{\ln \sqrt{1 + (2 \cdot H / s)^2}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{AD}} \quad (4.42)$$

где:

s - расстояние между осями трубопроводов, м.

Типовые размеры трубопроводов с пенополиуретановой изоляцией и с полиэтиленовой защитной оболочкой для бесканальной прокладки тепловых сетей, выпускаемых ЗАО «МосФлоулайн».

Таблица 4.4 - Типовые размеры трубопроводов с пенополиуретановой изоляцией

Диаметр и толщина стенки трубы, мм	Диаметр и толщина стенки п/э оболочки, мм
32x3	125x3
38x3	125x3
45x3	125x3
57x3	125x3
76x3	140x3
89x4	160x3
108x4	180x3
133x4	225x3.5
159x4.5	250x3.9
219x6	315x5.6
273x7	400x6.3
325x7	450x7
426x7	560x8.8
530x7	710x11.1
630x8	800x12.5
720x8	900x14
820x9	1000x15.6
920x9	1100x17.6
1020x10	1200x19.6

Коэффициент теплопроводности $\lambda_{iz} = 0.033 \text{ Вт/м /}^\circ\text{С}$.

По формулам (4.36) – (4.42) составлена программа на языке Maple (Приложение Е)

Таблица 4.5 - Результаты расчётов потерь давления, температуры и тепла для подземной канальной прокладки

Прямая

Зимний режим $tw1=150 \text{ }^\circ\text{С}$ $tgr=2,4 \text{ }^\circ\text{С}$

При $d=0,032 \text{ м}$ $v=0,208 \text{ м/с}$ $G=0,553 \text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °С	Q, МВт
50	0,998201	148,1897	0,001195
100	0,996406	146,3994	0,002347
150	0,994613	144,6292	0,00354
200	0,992824	142,8788	0,004691
250	0,991038	141,1481	0,005828

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70 \text{ }^\circ\text{С}$ $t0=12,2 \text{ }^\circ\text{С}$

При $d=0,032 \text{ м}$ $v=0,0208 \text{ м/с}$ $G=0,059 \text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °С	Q, МВт
50	0,999981	63,526	0,000444
100	0,999962	57,775	0,000838
150	0,999943	52,6658	0,001188
200	0,999924	48,1281	0,001498
250	0,999905	44,098	0,001774

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70 \text{ }^\circ\text{С}$ $t0=12,2 \text{ }^\circ\text{С}$

При $d=0,032 \text{ м}$ $v=0,0832 \text{ м/с}$ $G=0,236 \text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °С	Q, МВт
50	0,99969	68,3091	0,000464
100	0,999386	66,6674	0,000914
150	0,99908	65,0735	0,001351
200	0,998774	63,5262	0,001775
250	0,998468	62,0239	0,002187

Обратная

Зимний режим $tw1=60 \text{ }^\circ\text{С}$ $tgr=2,4 \text{ }^\circ\text{С}$

При $d=0,032 \text{ м}$ $v=0,208 \text{ м/с}$ $G=0,592 \text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °С	Q, МВт
50	0,59807	59,3235	0,000466
100	0,59614	58,6548	0,000927
150	0,594213	57,9941	0,001383
200	0,592286	57,341	0,001833
250	0,590359	56,6556	0,002278

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30 \text{ }^\circ\text{С}$ $tgr=12,2 \text{ }^\circ\text{С}$

При $d=0,032 \text{ м}$ $v=0,0208 \text{ м/с}$ $G=0,060 \text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °С	Q, МВт
50	0,59998	28,0356	0,000137
100	0,599961	26,288	0,000259
150	0,599941	24,7331	0,00037
200	0,599922	23,3499	0,000463
250	0,599902	22,1194	0,000549

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30 \text{ }^\circ\text{С}$ $tgr=12,2 \text{ }^\circ\text{С}$

При $d=0,032 \text{ м}$ $v=0,0832 \text{ м/с}$ $G=0,240 \text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °С	Q, МВт
50	0,599687	29,4873	0,000143
100	0,599374	28,9893	0,000282
150	0,599061	28,5056	0,000416
200	0,598749	28,0359	0,000547
250	0,598436	27,5797	0,000674

Сумма

Q, МВт
0,001661
0,003274
0,004923
0,006524
0,008106

Q, МВт
0,000581
0,001097
0,001558
0,001961
0,002323

Q, МВт
0,000607
0,001196
0,001767
0,002322
0,002861

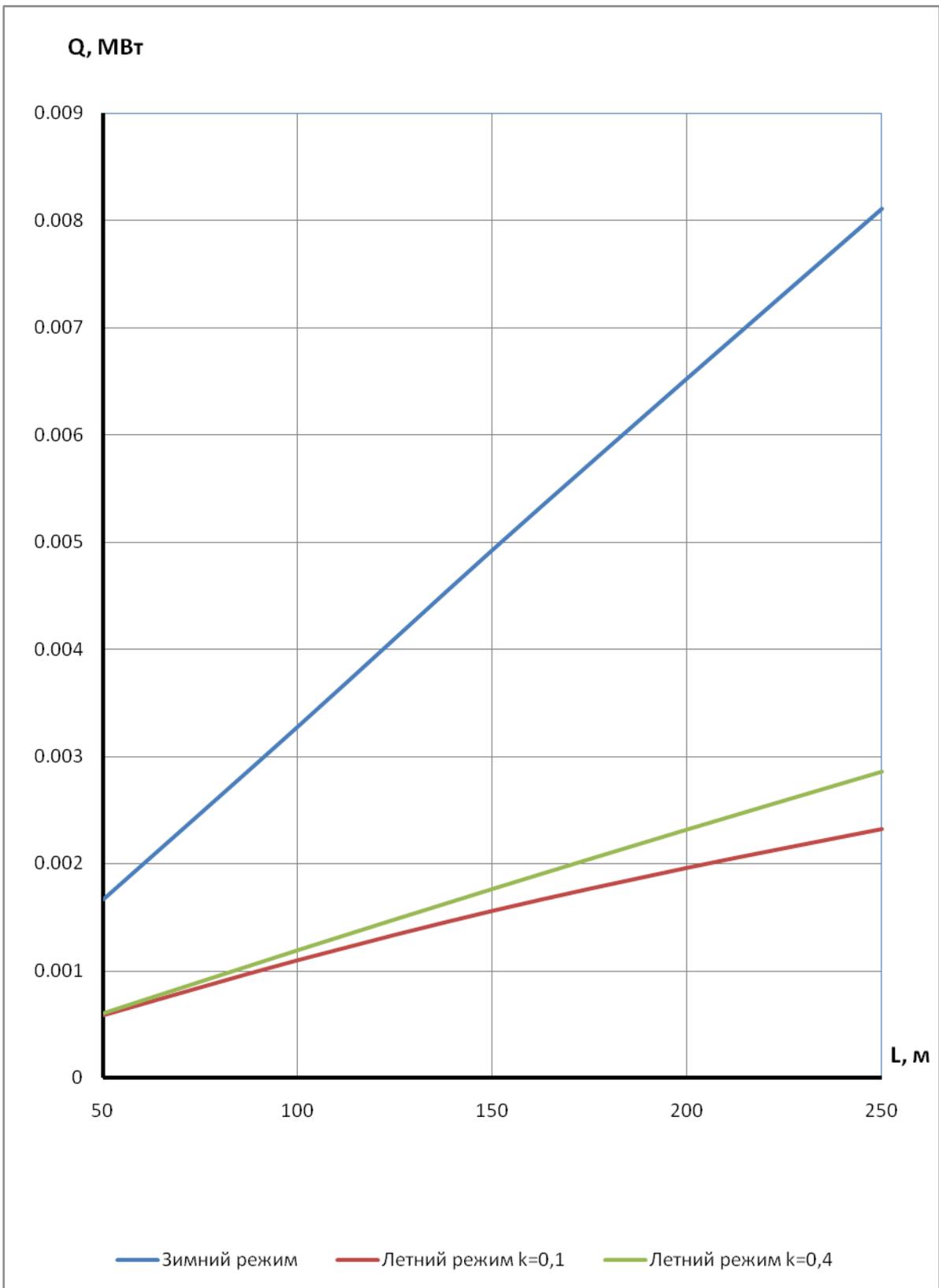


Рисунок 4.17– Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,033$ м

Продолжение таблицы 4.5

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,2882\text{ м/с}$ $G=1,945\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
50	0,9982	149,243	0,001759
100	0,996402	148,4894	0,003509
150	0,994609	147,7394	0,005201
200	0,992809	146,9928	0,006982
250	0,991015	146,2498	0,008705

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,2882\text{ м/с}$ $G=2,085\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
50	0,598702	59,7172	0,000687
100	0,596141	59,4358	0,00137
150	0,594211	59,1557	0,002055
200	0,592282	58,8771	0,002727
250	0,59035	58,5998	0,0034

Сумма

Q, МВт
0,002446
0,004879
0,007256
0,009709
0,012105

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,0288\text{ м/с}$ $G=0,207\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
50	0,999981	67,2056	0,000674
100	0,999962	64,5458	0,001315
150	0,999943	62,0141	0,001925
200	0,999924	59,6044	0,002506
250	0,999905	57,311	0,003058

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,0288\text{ м/с}$ $G=0,211\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
50	0,59998	29,1525	0,000208
100	0,599961	28,3453	0,000405
150	0,599941	27,5765	0,000584
200	0,599922	26,8443	0,000773
250	0,599902	26,147	0,000944

Q, МВт
0,000882
0,00172
0,002509
0,003279
0,004002

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,1153\text{ м/с}$ $G=0,829\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
50	0,99969	69,2891	0,000686
100	0,999386	68,5869	0,001364
150	0,99908	67,8933	0,002034
200	0,998774	67,2082	0,002695
250	0,998468	66,5315	0,003348

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,051\text{ м}$ $v=0,1153\text{ м/с}$ $G=0,845\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
50	0,599687	29,7844	0,000211
0	0,599374	29,5716	0,00042
150	0,599061	29,3612	0,000627
200	0,598749	29,1535	0,000831
250	0,598436	28,9482	0,001032

Q, МВт
0,000897
0,001784
0,002661
0,003526
0,00438

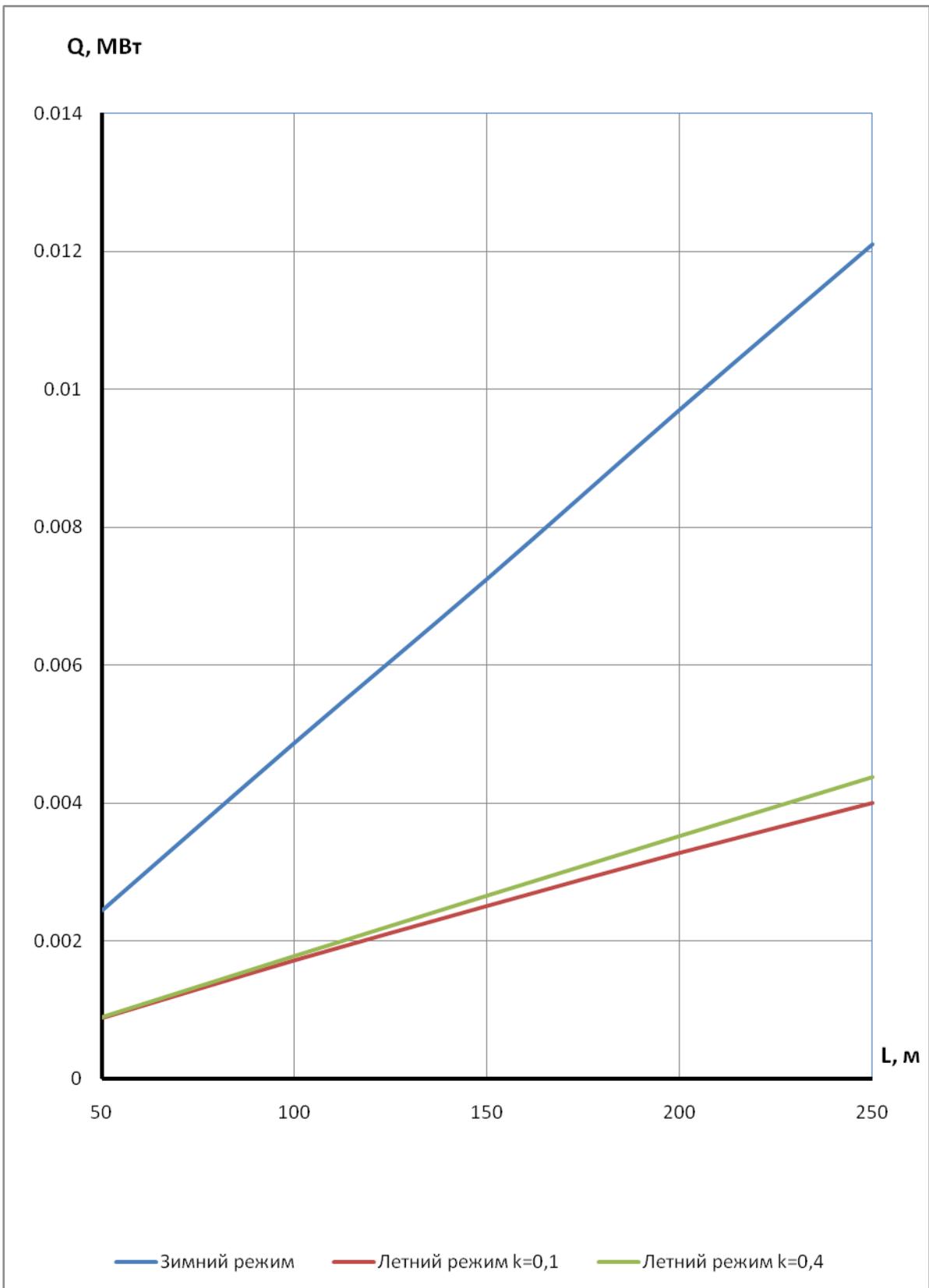


Рисунок 4.18 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,051$ м

Продолжение таблицы 4.5

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1\text{ м}$ $v=0,4553\text{ м/с}$ $G=11,812\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
100	0,996401	149,631	0,005214
200	0,992803	149,2628	0,010415
300	0,989207	148,8955	0,015603
400	0,985612	148,529	0,020778
500	0,982018	148,1634	0,025941

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1\text{ м}$ $v=0,4553\text{ м/с}$ $G=12,661\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
100	0,596142	59,8626	0,002035
200	0,592284	59,7555	0,004069
300	0,58843	59,5887	0,006092
400	0,584568	59,4223	0,008112
500	0,580711	59,3162	0,010128

Сумма

Q, МВт
0,007249
0,014484
0,021695
0,02889
0,036069

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1\text{ м}$ $v=0,0455\text{ м/с}$ $G=1,258\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
100	0,999962	68,6209	0,00202
200	0,999923	67,2746	0,003992
300	0,999885	65,9602	0,005916
400	0,999847	64,6741	0,007795
500	0,999809	63,4245	0,009629

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1\text{ м}$ $v=0,0455\text{ м/с}$ $G=1,282\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
100	0,599961	29,5818	0,000622
200	0,599922	29,1734	0,00123
300	0,599883	28,7746	0,001824
400	0,599844	28,3851	0,002403
500	0,599805	28,0049	0,002969

Q, МВт
0,002642
0,005222
0,00774
0,010198
0,012598

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1\text{ м}$ $v=0,1821\text{ м/с}$ $G=5,037\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
100	0,999386	69,6524	0,002038
200	0,998772	69,3069	0,004064
300	0,998159	68,9635	0,006078
400	0,997545	68,6221	0,00808
500	0,996932	68,2828	0,010069

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,1\text{ м}$ $v=0,1821\text{ м/с}$ $G=5,131\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
100	0,599375	29,8947	0,000628
200	0,598749	29,79	0,001252
300	0,598124	29,686	0,001873
400	0,597499	29,5825	0,002489
500	0,596873	29,4797	0,003103

Q, МВт
0,002666
0,005316
0,007951
0,010569
0,013172

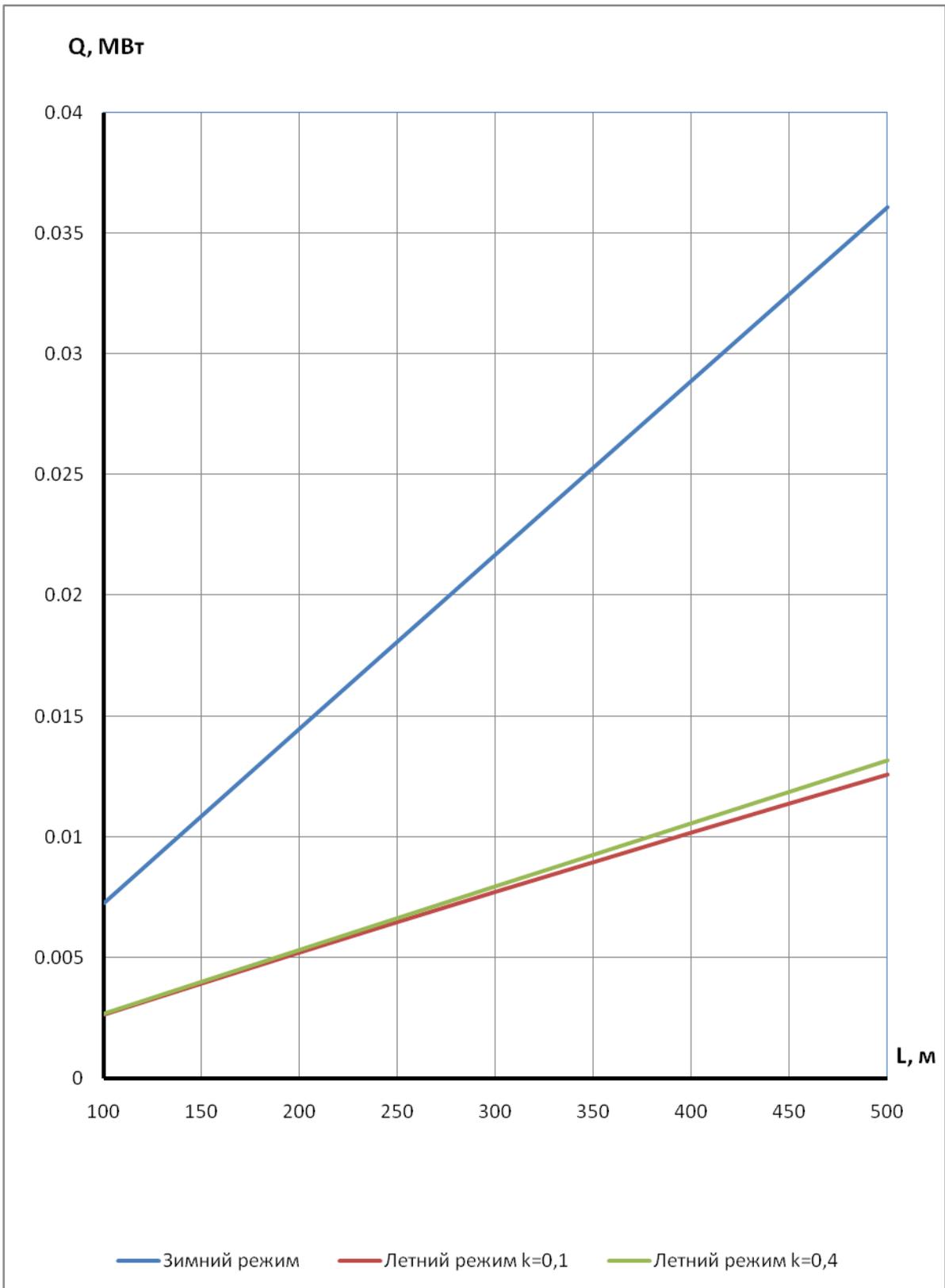


Рисунок 4.19– Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,1$ м

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,7357\text{ м/с}$ $G=81,783\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °C	Q, МВт
200	0,992799	149,8537	0,014399
400	0,985599	149,7076	0,028784
600	0,978401	149,5615	0,043155
800	0,971203	149,4157	0,057511
1000	0,964006	149,2699	0,071853

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,7357\text{ м/с}$ $G=87,662\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °C	Q, МВт
200	0,592281	59,9464	0,00562
400	0,584562	59,8929	0,011236
600	0,576844	59,8394	0,016846
800	0,569125	59,786	0,022451
1000	0,561407	59,7326	0,028051

Сумма

Q, МВт
0,020019
0,04002
0,060001
0,079962
0,099904

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,0736\text{ м/с}$ $G=8,723\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °C	Q, МВт
200	0,999923	69,447	0,005615
400	0,999846	68,8992	0,011175
600	0,99977	68,3567	0,016683
800	0,999693	67,8193	0,022138
1000	0,999616	67,2871	0,02754

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,0736\text{ м/с}$ $G=8,886\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °C	Q, МВт
200	0,599922	29,8323	0,00173
400	0,599843	29,6662	0,003443
600	0,59977	29,5017	0,00514
800	0,599687	29,3387	0,006821
1000	0,59961	29,1772	0,008487

Q, МВт
0,007345
0,014618
0,021823
0,028959
0,036027

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,2943\text{ м/с}$ $G=34,879\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °C	Q, МВт
200	0,998771	69,8614	0,005635
400	0,997543	69,7332	0,011256
600	0,996315	69,5853	0,016864
800	0,995086	69,4477	0,022458
1000	0,993858	69,3105	0,028039

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,207\text{ м}$ $v=0,2943\text{ м/с}$ $G=35,530\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, °C	Q, МВт
200	0,598748	29,9582	0,001736
400	0,597497	29,9165	0,003468
600	0,596245	29,8749	0,005195
800	0,594994	29,8333	0,006919
1000	0,593743	29,7919	0,008638

Q, МВт
0,007371
0,014724
0,022059
0,029377
0,036677

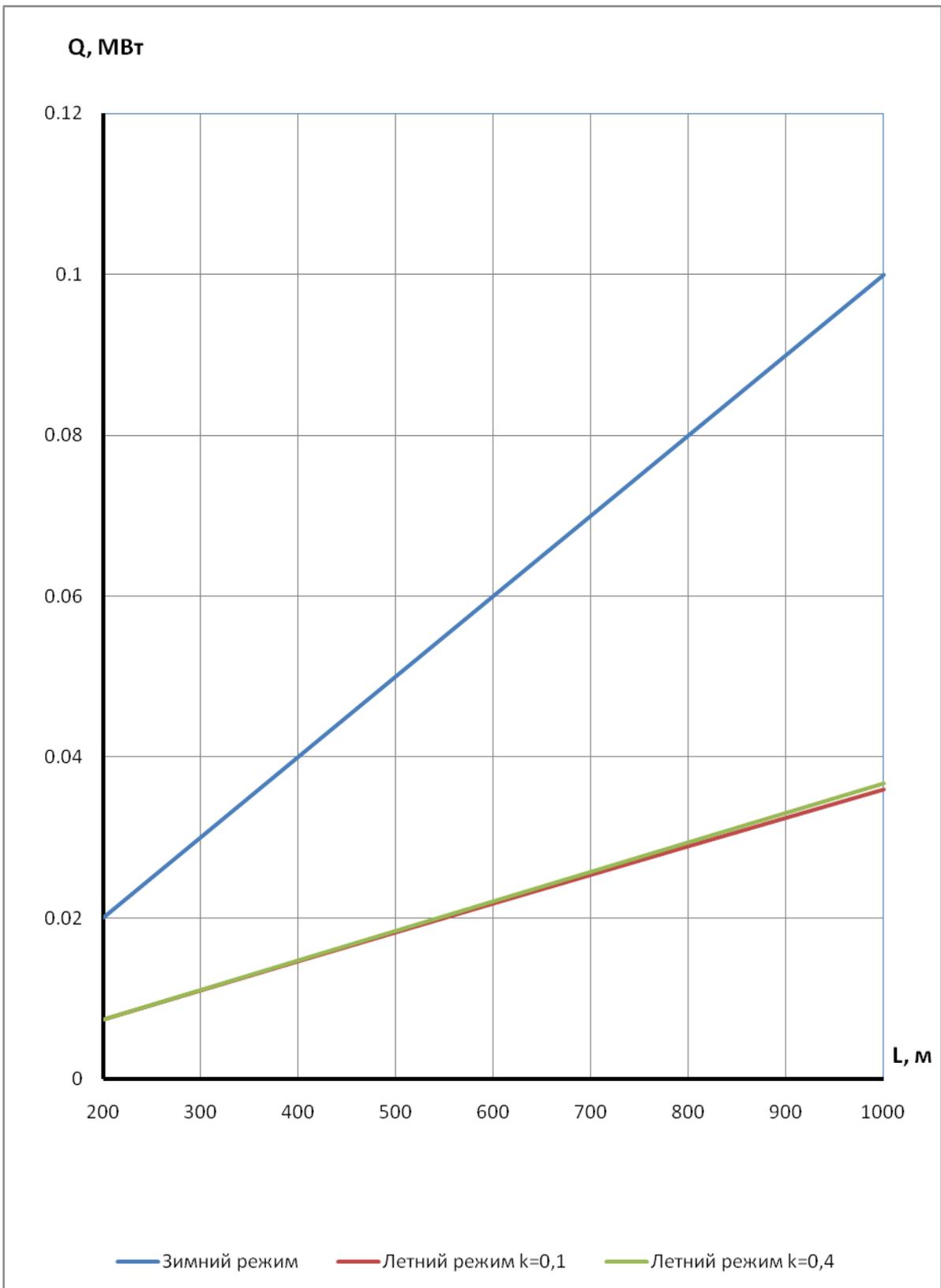


Рисунок 4.20 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,207$ м

Продолжение таблицы 4.5

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,412\text{ м}$ $v=1,1454\text{ м/с}$ $G=504,397\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,981998	149,9242	0,047361
1000	0,963997	149,8483	0,094698
1500	0,945998	149,7726	0,142011
2000	0,927999	149,6968	0,189301
2500	0,910002	149,6211	0,236563

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,412\text{ м}$ $v=1,1454\text{ м/с}$ $G=540,567\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,580703	59,9745	0,018487
1000	0,561407	59,9489	0,036965
1500	0,54211	59,9234	0,055434
2000	0,522814	59,8979	0,073895
2500	0,503517	59,8724	0,092352

Сумма

Q, МВт
0,065848
0,131663
0,197445
0,263196
0,328915

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,412\text{ м}$ $v=0,1145\text{ м/с}$ $G=53,757\text{ т/ч}$

т/ч

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,999808	69,7043	0,018504
1000	0,999616	69,4109	0,036913
1500	0,999425	69,1174	0,055228
2000	0,999233	68,8262	0,074493
2500	0,999041	68,5364	0,091577

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,412\text{ м}$ $v=0,1145\text{ м/с}$ $G=54,760\text{ т/ч}$

т/ч

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,599805	29,9104	0,0057
1000	0,59961	29,8211	0,011372
1500	0,599414	29,7325	0,017015
2000	0,599219	29,6442	0,022629
2500	0,599023	29,5563	0,028216

Q, МВт
0,024204
0,048285
0,072243
0,097122
0,119793

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,412\text{ м}$ $v=0,4582\text{ м/с}$ $G=215,123\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,996929	69,9266	0,018539
1000	0,993857	69,8532	0,037056
1500	0,990786	69,7799	0,055548
2000	0,987715	69,7068	0,074017
2500	0,984644	69,6337	0,092462

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,412\text{ м}$ $v=0,4582\text{ м/с}$ $G=219,138\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,596871	29,9782	0,005711
1000	0,593742	29,9565	0,011415
1500	0,590614	29,9348	0,017112
2000	0,587485	29,9131	0,022828
2500	0,584356	29,8914	0,028487

Q, МВт
0,02425
0,048471
0,07266
0,096845
0,120949

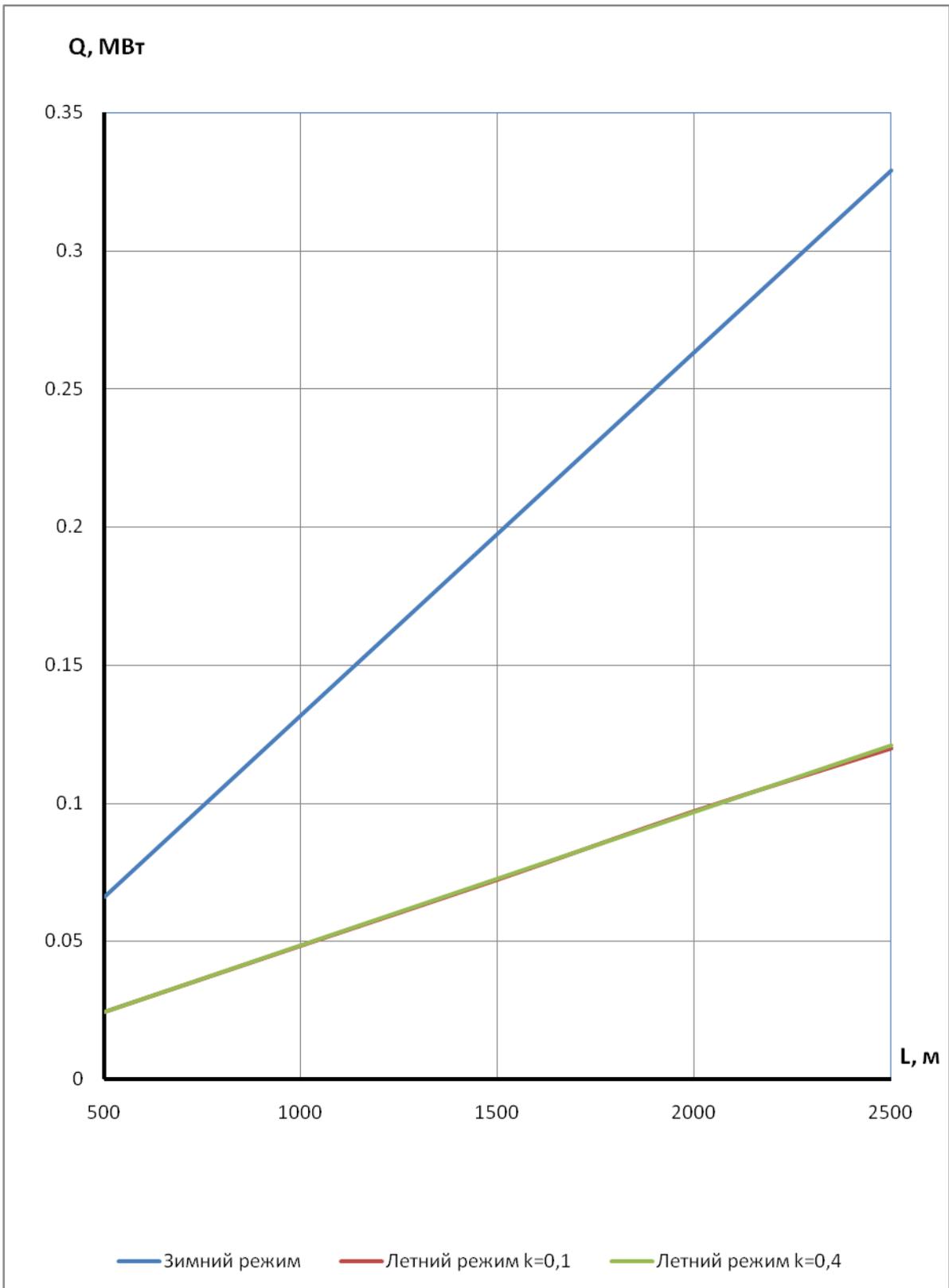


Рисунок 4.21 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,412$ м

Продолжение таблицы 4.5

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,516\text{ м}$ $v=1,3212\text{ м/с}$ $G=912,6177\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,981998	149,9611	0,045429
1000	0,963997	149,9222	0,09084
1500	0,945998	149,8833	0,136244
2000	0,927999	149,8443	0,181635
2500	0,910002	149,8055	0,227015

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,516\text{ м}$ $v=1,3212\text{ м/с}$ $G=978,223\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,580703	59,9883	0,017729
1000	0,561407	59,9765	0,035456
1500	0,54211	59,9648	0,053179
2000	0,522814	59,9531	0,070901
2500	0,503517	59,9414	0,088619

Сумма

Q, МВт
0,063158
0,126296
0,189423
0,252536
0,315634

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,516\text{ м}$ $v=0,1321\text{ м/с}$ $G=97,283\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,999808	69,8431	0,017767
1000	0,999616	69,6867	0,035486
1500	0,999425	69,5306	0,053157
2000	0,999233	69,375	0,07078
2500	0,999041	69,2198	0,088355

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,516\text{ м}$ $v=0,1321\text{ м/с}$ $G=99,099\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,599805	29,9525	0,005473
1000	0,59961	29,9051	0,010932
1500	0,599414	29,8578	0,016376
2000	0,599219	29,8106	0,021705
2500	0,599023	29,7636	0,027221

Q, МВт
0,02324
0,046418
0,069533
0,092485
0,115576

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,516\text{ м}$ $v=0,5285\text{ м/с}$ $G=389,207\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,996929	69,9613	0,017785
1000	0,993857	69,9227	0,035558
1500	0,990786	69,8841	0,053321
2000	0,987715	69,8455	0,071071
2500	0,984644	69,8069	0,088809

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,516\text{ м}$ $v=0,5285\text{ м/с}$ $G=396,471\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,596871	29,9888	0,005479
1000	0,593742	29,9776	0,010954
1500	0,590614	29,9664	0,016427
2000	0,587485	29,9552	0,021895
2500	0,584356	29,944	0,02736

Q, МВт
0,023264
0,046512
0,069748
0,092966
0,116169

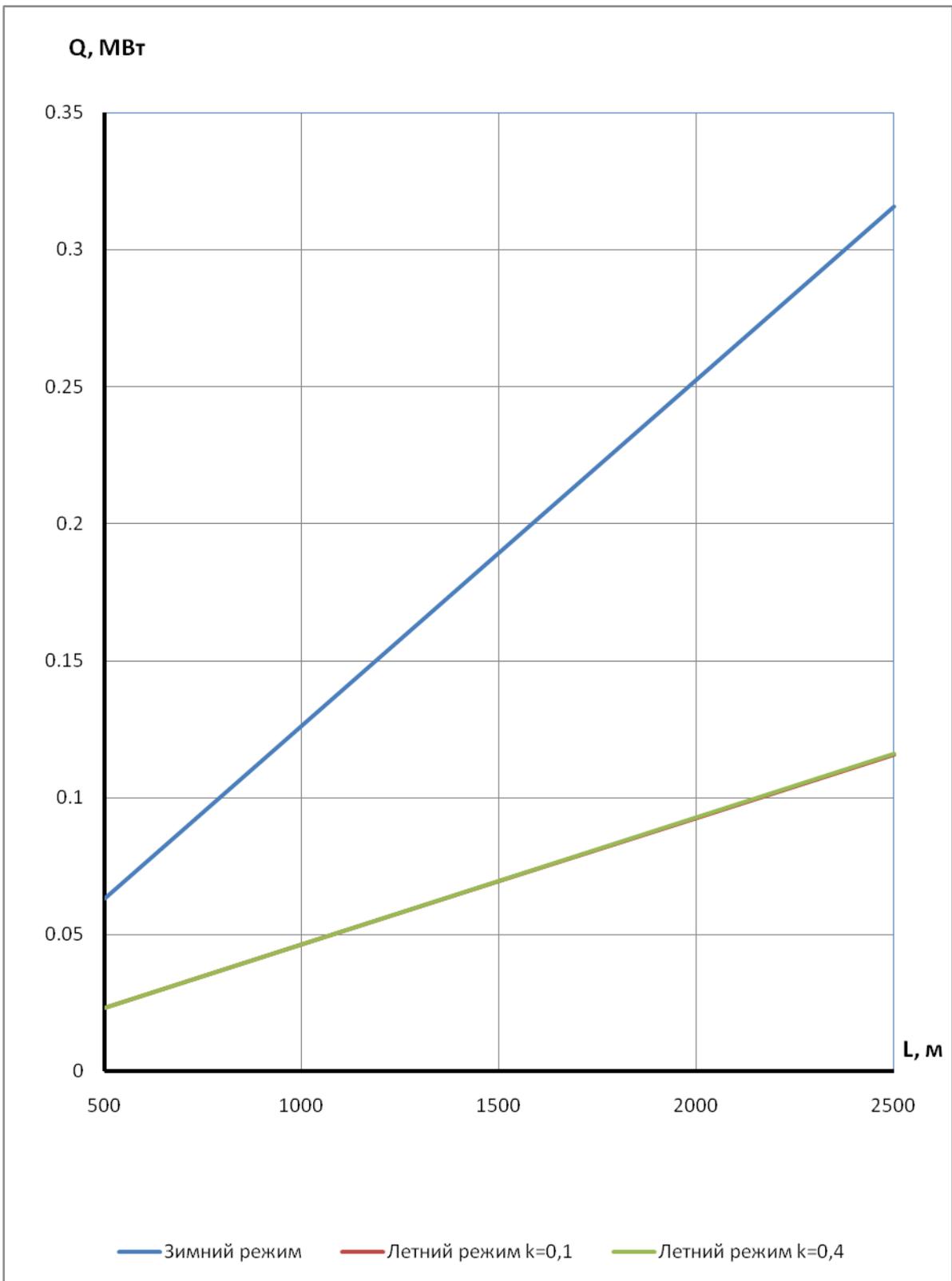


Рисунок 4.22 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,516$ м

Продолжение таблицы 4.5

Прямая

Зимний режим $tw1=150\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,802\text{ м}$ $v=1,7432\text{ м/с}$ $G=2908,82\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,981998	149,984	0,065
1500	0,945994	149,9521	0,195
2500	0,909991	149,9202	0,324925
3500	0,873986	149,8883	0,454822
4500	0,837985	149,8564	0,584739

Обратная

Зимний режим $tw1=60\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=2,4\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,802\text{ м}$ $v=1,7432\text{ м/с}$ $G=3117,927\text{ т/ч}$

L, м	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт	Q, МВт
500	0,580704	59,9969	0,02535	0,09035
1500	0,54211	59,9906	0,076097	0,271097
2500	0,503517	59,9843	0,136834	0,461759
3500	0,464922	59,978	0,177559	0,632381
4500	0,426327	59,9717	0,228265	0,813004

Летний режим $k=0,1$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,802\text{ м}$ $v=0,1743\text{ м/с}$ $G=310,086\text{ т/ч}$

L, М	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,999808	69,9296	0,025439
1500	0,999424	69,7889	0,076223
2500	0,999041	69,6486	0,12688
3500	0,998657	69,5086	0,177423
4500	0,998273	69,369	0,227836

Летний режим $k=0,1$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,802\text{ м}$ $v=0,1743\text{ м/с}$ $G=315,8737\text{ т/ч}$

L, М	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт	Q, МВт
500	0,599805	29,9787	0,007836	0,033275
1500	0,599414	29,9361	0,023481	0,099704
2500	0,599023	29,8936	0,039088	0,165968
3500	0,598632	29,8512	0,054658	0,232081
4500	0,598241	29,809	0,070191	0,298027

Летний режим $k=0,4$

$tw1=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t0=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,802\text{ м}$ $v=0,6973\text{ м/с}$ $G=1240,523\text{ т/ч}$

L, М	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт
500	0,996929	69,983	0,025402
1500	0,990787	69,9489	0,076333
2500	0,984645	69,9149	0,127178
3500	0,978503	69,8809	0,177997
4500	0,972362	69,8469	0,228788

Летний режим $k=0,4$

$tw1=30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^{\circ}\text{C}$

При $d=0,802\text{ м}$ $v=0,6973\text{ м/с}$ $G=1263,676\text{ т/ч}$

L, М	P, МПа	T, $^{\circ}\text{C}$	Q, МВт	Q, МВт
500	0,596687	29,9953	0,007837	0,033239
1500	0,590615	29,986	0,023516	0,099849
2500	0,584358	29,9767	0,03917	0,166348
3500	0,578102	29,9674	0,054846	0,232843
4500	0,571845	29,9581	0,07049	0,299278

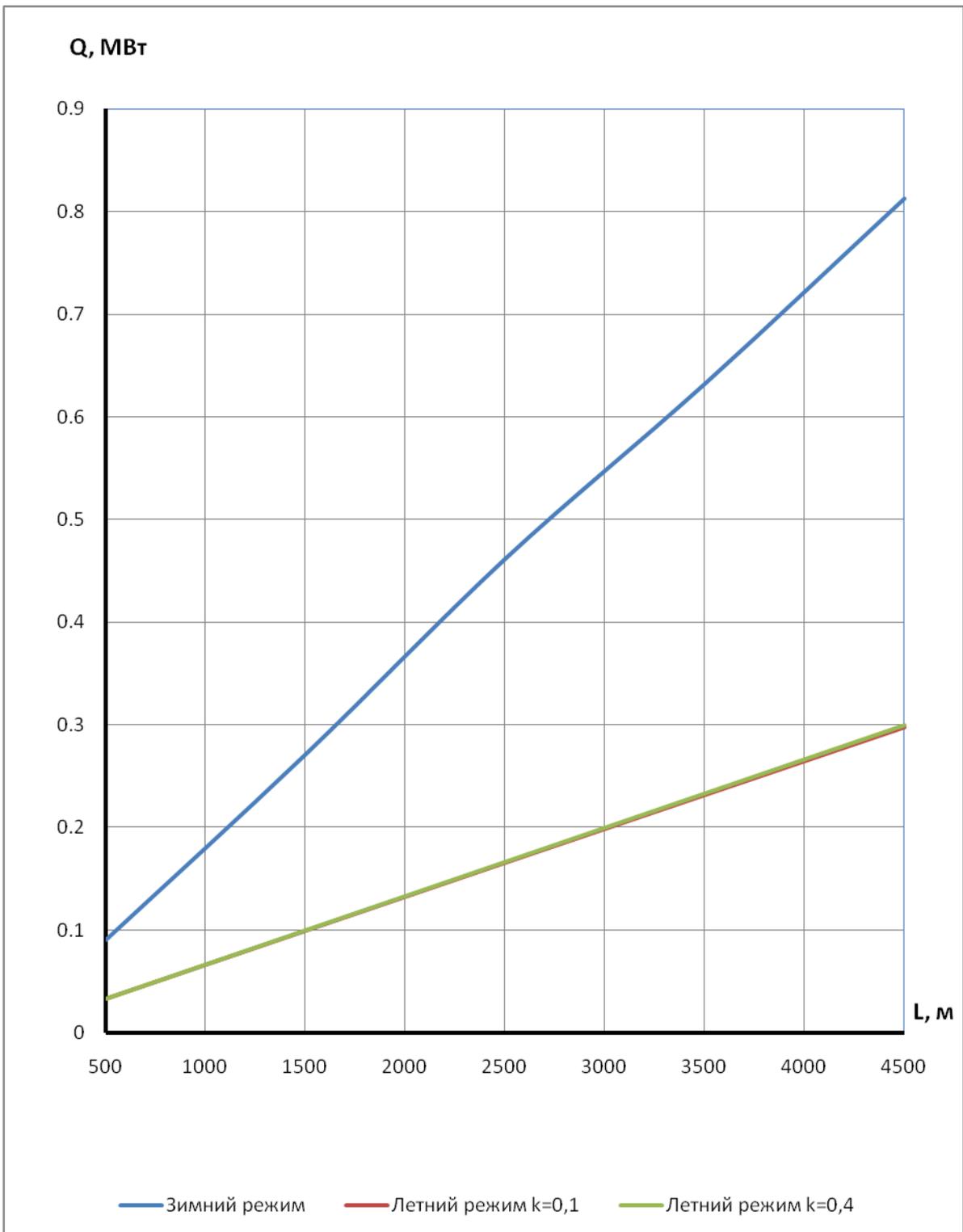


Рисунок 4.23 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=0,802$ м

Продолжение таблицы 4.5

Прямая

Зимний режим $tw_1=150\text{ }^\circ\text{C}$ $t_0=2,4\text{ }^\circ\text{C}$

При $d=1,0$ м $v=2,0002$ м/с $G=5189,127$ т/ч

L, м	P, МПа	T, $^\circ\text{C}$	Q, МВт
500	0,981998	149,9901	0,078266
1500	0,945994	149,9704	0,234793
2500	0,909991	149,9507	0,391281
3500	0,873986	149,9309	0,547775
4500	0,837985	149,9111	0,704214

Обратная

Зимний режим $tw_1=60\text{ }^\circ\text{C}$ $t_0=2,4\text{ }^\circ\text{C}$

При $d=1,0$ м $v=2,0002$ м/с $G=5562,116$ т/ч

L, м	P, МПа	T, $^\circ\text{C}$	Q, МВт	Q, МВт
500	0,580704	59,9991	0,030529	0,108795
1500	0,54211	59,9974	0,091647	0,32644
2500	0,503517	59,9956	0,15272	0,544001
3500	0,464922	59,9939	0,213797	0,761572
4500	0,426327	59,9922	0,274902	0,979116

Сумма

Летний режим $k=0,1$

$tw_1=70\text{ }^\circ\text{C}$ $t_0=12,2\text{ }^\circ\text{C}$

При $d=1,0$ м $v=0,200$ м/с $G=553,18$ т/ч

L, м	P, МПа	T, $^\circ\text{C}$	Q, МВт
500	0,999808	65,9525	0,030638
1500	0,999424	69,8575	0,091835
2500	0,999041	69,7627	0,152937
3500	0,998657	69,668	0,213934
4500	0,998273	69,5735	0,274833

Летний режим $k=0,1$

$tw_1=30\text{ }^\circ\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^\circ\text{C}$

При $d=1,0$ м $v=0,200$ м/с $G=563,504$ т/ч

L, м	P, МПа	T, $^\circ\text{C}$	Q, МВт	Q, МВт
500	0,599805	29,9856	0,009436	0,040074
1500	0,599414	29,9569	0,028291	0,120126
2500	0,599023	29,9282	0,047113	0,20005
3500	0,598632	29,8995	0,065904	0,279838
4500	0,598241	29,8709	0,084666	0,359499

Летний режим $k=0,4$

$tw_1=70\text{ }^\circ\text{C}$ $t_0=12,2\text{ }^\circ\text{C}$

При $d=1,0$ м $v=0,8001$ м/с $G=2212,997$ т/ч

L, м	P, МПа	T, $^\circ\text{C}$	Q, МВт
500	0,996929	69,9887	0,030648
1500	0,990787	69,9661	0,091919
2500	0,984645	69,9435	0,153182
3500	0,978503	69,9209	0,214399
4500	0,972362	69,8984	0,27561

Летний режим $k=0,4$

$tw_1=30\text{ }^\circ\text{C}$ $tgr=12,2\text{ }^\circ\text{C}$

При $d=1,0$ м $v=0,8001$ м/с $G=2254,3$ т/ч

L, м	P, МПа	T, $^\circ\text{C}$	Q, МВт	Q, МВт
500	0,596687	29,9971	0,009428	0,040076
1500	0,590615	29,9912	0,02832	0,120239
2500	0,584358	29,9854	0,047186	0,200368
3500	0,578102	29,9796	0,06606	0,280459
4500	0,571845	29,9737	0,084912	0,360522

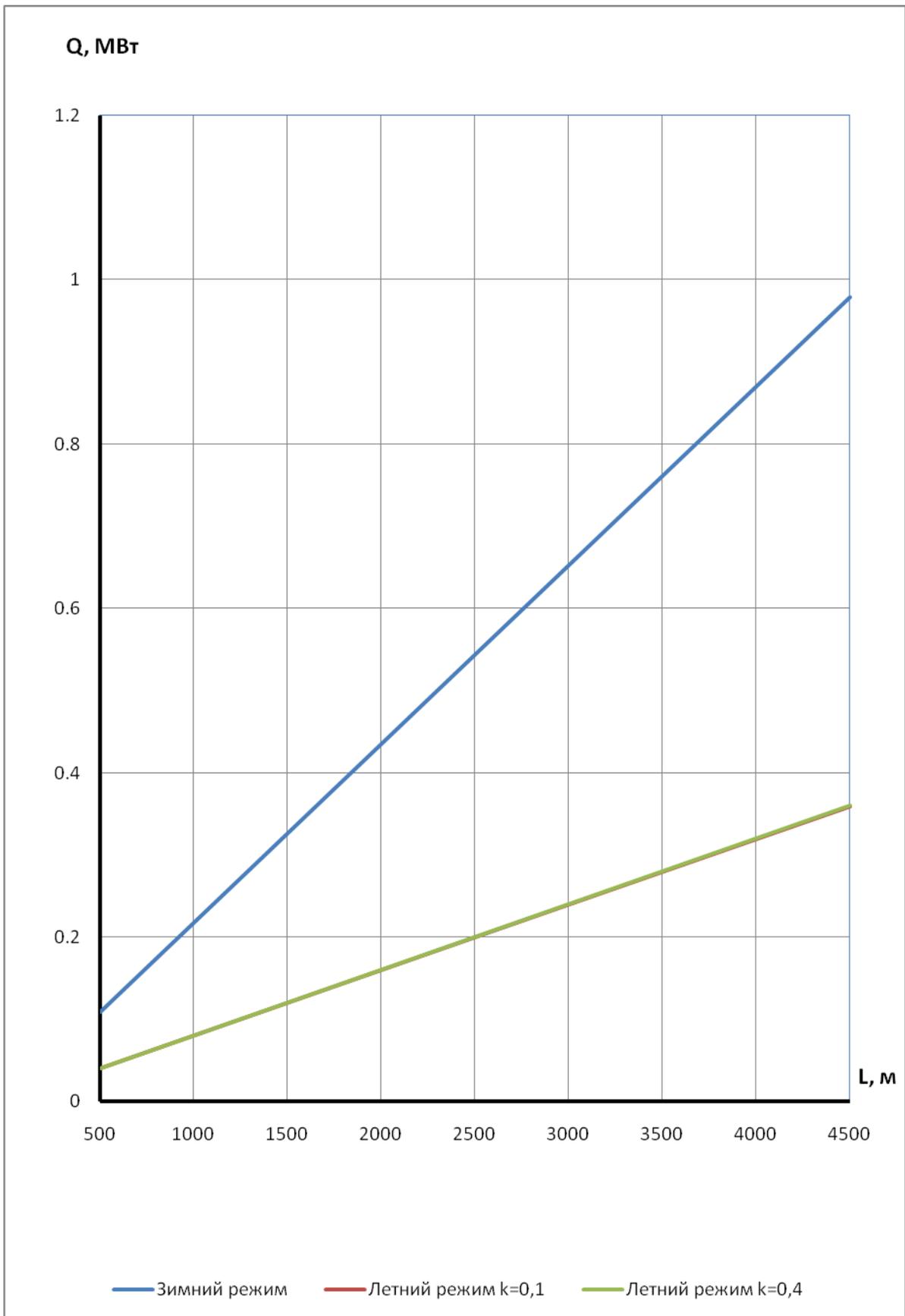


Рисунок 4.24 – Потери тепла в зависимости от длины теплопровода для $d=1$ м

4.4. Влияние повысительных насосов на теплогидравлический режим сети

Повысительные насосы устанавливают в тепловых сетях на подающей и обратной линиях с целью повышения давления сетевой воды и увеличения располагаемого перепада давлений у потребителей.

К насосам, применяемым на повысительных насосных станциях, предъявляются особые требования:

- 1) температура перекачиваемой воды 40-150 °С;
- 2) давление на входе в насос 3-10 кгс/см², что требует специальных уплотнений вращающегося вала;
- 3) возможность плавной регулировки производительности насоса;
- 4) наличие быстродействующего клапана, обеспечивающего непопадание на рабочее колесо обратного тока сетевой воды;
- 5) насосы с восходящей характеристикой (с лопастями отогнутыми вперёд) должны быть оборудованы пусковыми устройствами, предотвращающими попадание насоса в зону характеристики, при которой возможен помпаж.

Необходимость в повысительных насосах возникает при условии дальнего теплоснабжения, когда по условиям прочности материала труб и по затратам электроэнергии экономически более выгодно устраивать повысительные насосные станции против насосов высокого давления на источнике тепла.

Повысительные насосные станции также применяют как на подающем, так и на обратном трубопроводах при сложном рельефе поверхности, по которой проложен теплопровод, при необходимости обеспечить напор в обратной линии тепловой сети выше высоты подключённого здания и в других случаях.

В последние годы наблюдается повсеместный переход с повышенного температурного графика 130/70 °С и 150/70 °С на график 95/70 °С. Это приводит к значительному увеличению расхода сетевой воды и увеличению гидравлических потерь. Для обеспечения нормального теплоснабжения в условиях увеличенного расхода сетевой воды применяют как перекладку участков тепловых сетей на большие диаметры, так и устройство повысительных насосных станций.

Рассмотрим влияние на теплогидравлический режим тепловой сети повысительной насосной станции. На рисунке 4.25 приведена принципиальная схема тепловой сети с сетевым и повысительным насосом. На рисунке 4.26 приведён пьезометрический график изменения напора в подающем и обратном трубопроводах по длине тепловой сети.

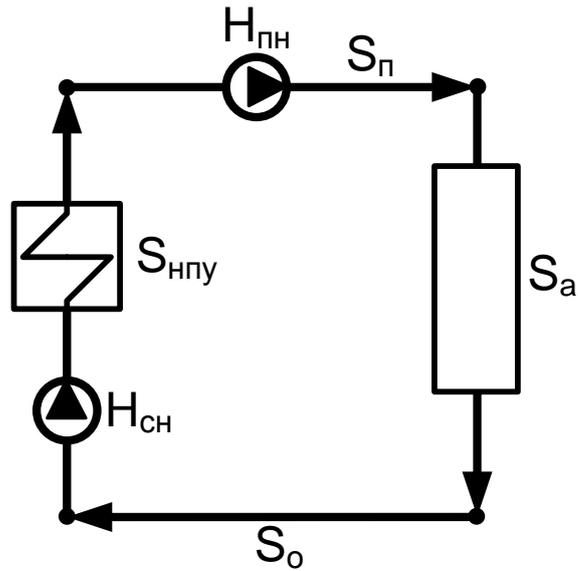


Рисунок 4.25 - Принципиальная схема тепловой сети с повысительным насосом.

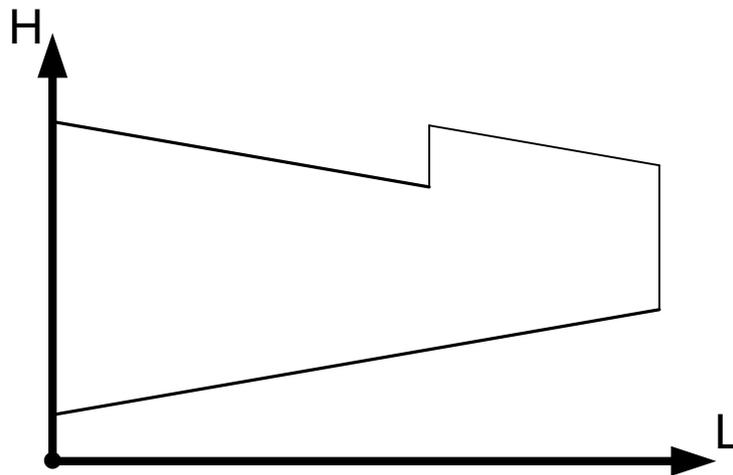


Рисунок 4.26 - Пьезометрический график напоров в тепловой сети.

Исследование влияния на теплогидравлический режим производится на основе совместного решения системы уравнений, описывающих гидравлические потери и тепловые режимы абонентских установок.

Уравнение 2 закона Кирхгофа для схемы рисунок 4.25 имеет вид [3]:

$$(S_n + S_{нпу} + S_{пн} + S_p + S_a + S_o) \cdot G_s \cdot |G_s| - H_{0сн} - H_{0пн} = 0 \quad (4.43)$$

где:

S_n - сопротивление проточной части сетевого насоса, $\text{м} \cdot \text{с}^2 / \text{кг}^2$;

$S_{нпу}$ - сопротивление насосно-подогревательной установки, $\text{м} \cdot \text{с}^2 / \text{кг}^2$;

S_{pn} - сопротивление проточной части повысительного насоса, $\text{м}^2\cdot\text{с}^2/\text{кг}^2$;

S_p - сопротивление участков подающей линии тепловой сети, $\text{м}^2\cdot\text{с}^2/\text{кг}^2$;

S_a - сопротивление абонента, $\text{м}^2\cdot\text{с}^2/\text{кг}^2$;

S_o - сопротивление участков обратной линии тепловой сети, $\text{м}^2\cdot\text{с}^2/\text{кг}^2$;

G_s - расход сетевой воды, $\text{кг}/\text{с}$;

H_{0sn} - напор сетевого насоса при нулевой подаче, м.в.ст.;

H_{0pn} - напор повысительного насоса при нулевой подаче, м.в.ст.

Температура сетевой воды в подающей линии при качественном регулировании [3]:

$$\tau_{o1} = t_{bp} + \Delta t'_o \cdot (\overline{Q_o^p})^{0.8} + \left(\delta\tau'_o - \frac{\theta'}{2} \right) \cdot \overline{Q_o^p} \quad (4.44)$$

где t_{bp} - расчётная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, $^{\circ}\text{C}$;

$$\Delta t'_o = \frac{\tau'_3 + \tau'_2}{2} - t_{bp} \quad (4.45)$$

$\tau'_2 = 70$ - расчётная температура сетевой воды в обратной линии, $^{\circ}\text{C}$;

$\tau'_3 = 95$ - расчётная температура сетевой воды на выходе из смесительного устройства, $^{\circ}\text{C}$;

$$\left(\overline{Q_o^p} \right) = \frac{t_{bp} - t_n}{t_{bp} - t_{no}} \quad (4.46)$$

t_n - температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

t_{no} - расчётная температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

$$\delta\tau'_o = \tau'_1 - \tau'_2 \quad (4.47)$$

τ'_1 - расчётная температура сетевой воды в подающем трубопроводе, $^{\circ}\text{C}$;

$$\theta' = \tau'_3 - \tau'_2 \quad (4.48)$$

Фактический относительный расход на отопление при любых температурах наружного воздуха и расходах сетевой воды по [3] равен:

$$(\overline{Q}_o) = \frac{\tau_{o1} - t_n}{t_{bp} - t_{no} + \frac{\Delta t'_{o}}{(\overline{Q}_o)^{0.2}} + \frac{0.5 + u}{1 + u} \cdot \frac{\delta \tau'_{o}}{(\overline{W}_o)}} \quad (4.49)$$

где

$$u = \frac{\tau'_1 - \tau'_3}{\tau'_3 - \tau'_2} \quad (4.50)$$

$$(\overline{W}_o) = \frac{W_o}{W'_o} = \frac{c \cdot G_s}{c \cdot G'_s} \quad (4.51)$$

W_o - водяной эквивалент сетевой воды, кДж/кг/град*кг/с;

W'_o - расчётный водяной эквивалент сетевой воды, кДж/кг/град*кг/с;

c - теплоёмкость воды, кДж/кг/град;

G'_s - расчётный расход сетевой воды, кг/с.

Температура сетевой воды на выходе из отопительной системы абонента в обратную линию тепловой сети:

$$\tau_{o2} = \tau_{o1} - \frac{(\overline{Q}_o)}{(\overline{W}_o)} \cdot \delta \tau'_{o} \quad (4.51)$$

Температура воздуха внутри отапливаемых помещений:

$$t_b = (\overline{Q}_o) \cdot (t_{bp} - t_{no}) + t_n \quad (4.52)$$

На основании формул (4.43) – (4.52) составлена программа на языке Maple, по которой выполняются расчёты влияния повысительного насоса.

На языке Maple составлена программа исследования влияния повысительного насоса на теплогидравлический режим тепловой сети (Приложение Ж).

По приведённой программе выполнены расчёты и построены графики величин, характеризующих влияние повысительного насоса на теплогидравлический режим тепловой сети.

В качестве примера приняты исходные данные:

$$t_{bp} = 18; t_{no} = -28; \tau'_{o1} = 150; \tau'_{o2} = 70; \tau'_3 = 95 :$$

$$S_n = 0.5; S_{npu} = 0.1; S_{pn} = 0.12; S_p = 0.2; S_o = 0.2; S_{so} = 16; H_{0sn} = 90; G_{sp} = 3.$$

Расчёты выполнены при изменении напора повысительного насоса $H_{0pn} = 0 - 90$ м.в.ст.

с шагом 5 м.в.ст. и для температур наружного воздуха $t_b = -28, -25, -20, -15, -10, -5, 0, 5, 8$.

Таблица 4.6 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха -28 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °С	tb, °С
0	2,2928	0,8884	57,01	12,87
5	2,3556	0,8997	58,33	13,39
10	2,4168	0,9104	59,59	13,88
15	2,4765	0,9206	60,78	14,35
20	2,5348	0,9303	61,91	14,80
25	2,5918	0,9396	62,99	15,22
30	2,6475	0,9485	64,02	15,63
35	2,7021	0,9569	65,01	16,02
40	2,7556	0,9650	65,95	16,39
45	2,8081	0,9728	66,85	16,75
50	2,8596	0,9803	67,72	17,10
55	2,9103	0,9876	68,56	17,43
60	2,9600	0,9945	69,36	17,75
65	3,0089	1,0012	70,14	18,06
70	3,0571	1,0077	70,89	18,35
75	3,1045	1,0140	71,61	18,64
80	3,1512	1,0200	72,31	18,92
85	3,1972	1,0259	72,99	19,19
90	3,2425	1,0316	73,65	19,45

Таблица 4.7 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха -25 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °С	tb, °С
0	2,2928	0,8308	55,24	13,22
5	2,3556	0,8414	56,49	13,70
10	2,4168	0,8514	57,66	14,16
15	2,4765	0,8609	58,78	14,60
20	2,5348	0,8699	59,84	15,02
25	2,5918	0,8786	60,86	15,41
30	2,6475	0,8868	61,82	15,79
35	2,7021	0,8947	62,74	16,16
40	2,7556	0,9022	63,63	16,50
45	2,8081	0,9095	64,48	16,84
50	2,8596	0,9165	65,29	17,16
55	2,9103	0,9232	66,08	17,47
60	2,9600	0,9297	66,83	17,76
65	3,0089	0,9359	67,56	18,05
70	3,0671	0,9419	68,26	18,33
75	3,1045	0,9478	68,94	18,6
80	3,1512	0,9534	69,60	18,86
85	3,1972	0,9589	70,23	19,11
90	3,2425	0,9642	70,85	19,35

Таблица 4.8 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха -20 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °С	tb, °С
0	2,2928	0,7349	52,20	13,80
5	2,3556	0,7441	53,30	14,23
10	2,4168	0,7529	54,35	14,63
15	2,4765	0,7613	55,35	15,02
20	2,5348	0,7692	56,29	15,38
25	2,5918	0,7768	57,19	15,73
30	2,6475	0,784	58,05	16,06
35	2,7021	0,7909	58,87	16,38
40	2,756	0,7975	59,66	16,69
45	2,8081	0,8039	60,41	16,98
50	2,8596	0,81	61,14	17,26
55	2,9103	0,8159	61,83	17,53
60	2,96	0,8216	62,50	17,79
65	3,0089	0,8271	63,15	18,05
70	3,0571	0,8324	63,77	18,29
75	3,1045	0,8375	64,38	18,52
80	3,1512	0,8424	64,96	18,75
85	3,1902	0,8472	65,52	18,97
90	3,2425	0,8518	66,07	19,19

Таблица 4.9 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха -15 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °С	tb, °С
0	2,2928	0,6388	49,01	14,39
5	2,3556	0,6468	49,97	14,75
10	2,4168	0,6544	50,89	15,10
15	2,4765	0,6616	51,76	15,43
20	2,5348	0,6684	52,59	15,75
25	2,5918	0,6749	53,38	16,05
30	2,6475	0,6812	54,13	16,33
35	2,7021	0,6871	54,85	16,61
40	2,7556	0,6928	55,53	16,87
45	2,8081	0,6983	56,19	17,12
50	2,8596	0,7036	56,82	17,36
55	2,9103	0,7086	57,43	17,6
60	2,96	0,7135	58,02	17,82
65	3,0089	0,7183	58,58	18,04
70	3,0571	0,7228	59,13	18,25
75	3,1045	0,7272	59,66	18,45
80	3,1512	0,7314	60,17	18,65
85	3,1972	0,7356	60,66	18,86
90	3,2425	0,7396	61,13	19,02

Таблица 4.10 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха -10 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °С	tв, °С
0	2,2928	0,5427	45,64	14,96
5	2,3556	0,5494	46,47	15,27
10	2,4168	0,5558	47,26	15,57
15	2,4765	0,5618	48	15,84
20	2,5348	0,5676	48,71	16,11
25	2,5918	0,5730	49,38	16,36
30	2,6475	0,5783	50,03	16,60
35	2,7021	0,5833	50,64	16,83
40	2,7556	0,5881	51,23	17,05
45	2,8081	0,5927	51,79	17,26
50	2,8596	0,5971	52,33	17,47
55	2,9103	0,6014	52,85	17,67
60	2,96	0,6055	53,36	17,85
65	3,0089	0,6094	53,84	18,03
70	3,0571	0,6132	54,30	18,21
75	3,1045	0,6169	54,75	18,38
80	3,1512	0,6205	55,19	18,54
85	3,1972	0,6239	55,61	18,70
90	3,2425	0,6273	56,012	18,86

Таблица 4.11 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха -5 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °С	Tв, °С
0	2,2928	0,4464	42,07	15,54
5	2,3556	0,4519	42,76	15,79
10	2,4168	0,4571	43,41	16,02
15	2,4765	0,462	44,03	16,25
20	2,5348	0,4666	44,61	16,46
25	2,5918	0,4711	45,17	16,67
30	2,6475	0,4753	45,71	16,87
35	2,7021	0,4794	46,22	17,05
40	2,7556	0,4833	46,71	17,23
45	2,8081	0,4870	47,17	17,40
50	2,8564	0,4906	47,62	17,57
55	2,9103	0,4941	48,05	17,73
60	2,96	0,4974	48,47	17,88
65	3,0089	0,5006	48,87	18,03
70	3,0571	0,5037	49,25	18,17
75	3,1045	0,5067	49,63	18,31
80	3,1512	0,5096	49,99	18,44
85	3,1972	0,5124	50,33	18,57
90	3,2425	0,5151	50,67	18,69

Таблица 4.12 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха -0 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °С	tb, °С
0	2,2928	0,35	38,23	16,10
5	2,3556	0,3542	38,77	16,29
10	2,4168	0,3582	39,29	16,48
15	2,4765	0,362	39,78	16,65
20	2,5348	0,3656	40,25	16,82
25	2,5918	0,3690	40,69	16,98
30	2,6475	0,3723	41,11	17,13
35	2,7021	0,3754	41,52	17,27
40	2,7556	0,38	41,90	17,41
45	2,8081	0,3813	42,28	17,54
50	2,8596	0,3841	42,63	17,67
55	2,9103	0,3867	42,97	17,79
60	2,96	0,3893	43,3	17,91
65	3,0089	0,3918	43,61	18,02
70	3,0571	0,3941	43,92	18,13
75	3,1045	0,3964	44,21	18,24
80	3,1512	0,3987	44,5	18,34
85	3,1972	0,4008	44,77	18,44
90	3,2425	0,4029	45,04	18,53

Таблица 4.13 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха 5 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °С	tb, °С
0	2,2928	0,2534	34,02	16,66
5	2,3556	0,2564	34,42	16,79
10	2,4168	0,2592	34,80	16,92
15	2,4765	0,2619	35,17	17,05
20	2,5348	0,2645	35,51	17,16
25	2,5918	0,2669	35,83	17,28
30	2,6475	0,2692	36,14	17,38
35	2,7021	0,2714	36,44	17,48
40	2,7556	0,2735	36,72	17,58
45	2,8081	0,2756	37	17,68
50	2,8596	0,2775	37,26	17,77
55	2,9103	0,2794	37,51	17,85
60	2,96	0,2812	37,75	17,93
65	3,0089	0,2829	37,98	18,01
70	3,0571	0,2846	38,20	18,09
75	3,1045	0,2862	38,42	18,17
80	3,1512	0,2878	38,63	18,24
85	3,1972	0,2893	38,83	18,31
90	3,2425	0,2908	39,02	18,38

Таблица 4.14 – Расчётные параметры влияния напора повысительного насоса на теплогидравлический режим при температуре наружного воздуха 8 °С

Норп, м.вод.ст.	Gsw, кг/с	Qotw	to2, °C	tb, °C
0	2,2928	0,1953	31,25	16,98
5	2,3556	0,1976	31,57	17,09
10	2,4168	0,1997	31,87	17,19
15	2,4765	0,2018	32,15	17,28
20	2,5348	0,2037	32,42	17,37
25	2,5918	0,2055	32,67	17,45
30	2,6475	0,2073	32,91	17,53
35	2,7021	0,2089	33,14	17,61
40	2,7556	0,2105	33,36	17,68
45	2,8081	0,2121	33,58	17,76
50	2,8596	0,2135	33,78	17,82
55	2,9103	0,215	33,97	17,89
60	2,96	0,2163	34,16	17,95
65	3,0089	0,2176	34,34	18,01
70	3,0571	0,2189	34,52	18,07
75	3,1045	0,2201	34,68	18,13
80	3,1512	0,2213	34,86	18,18
85	3,1972	0,2224	35	18,23
90	3,2425	0,2235	35,15	18,28

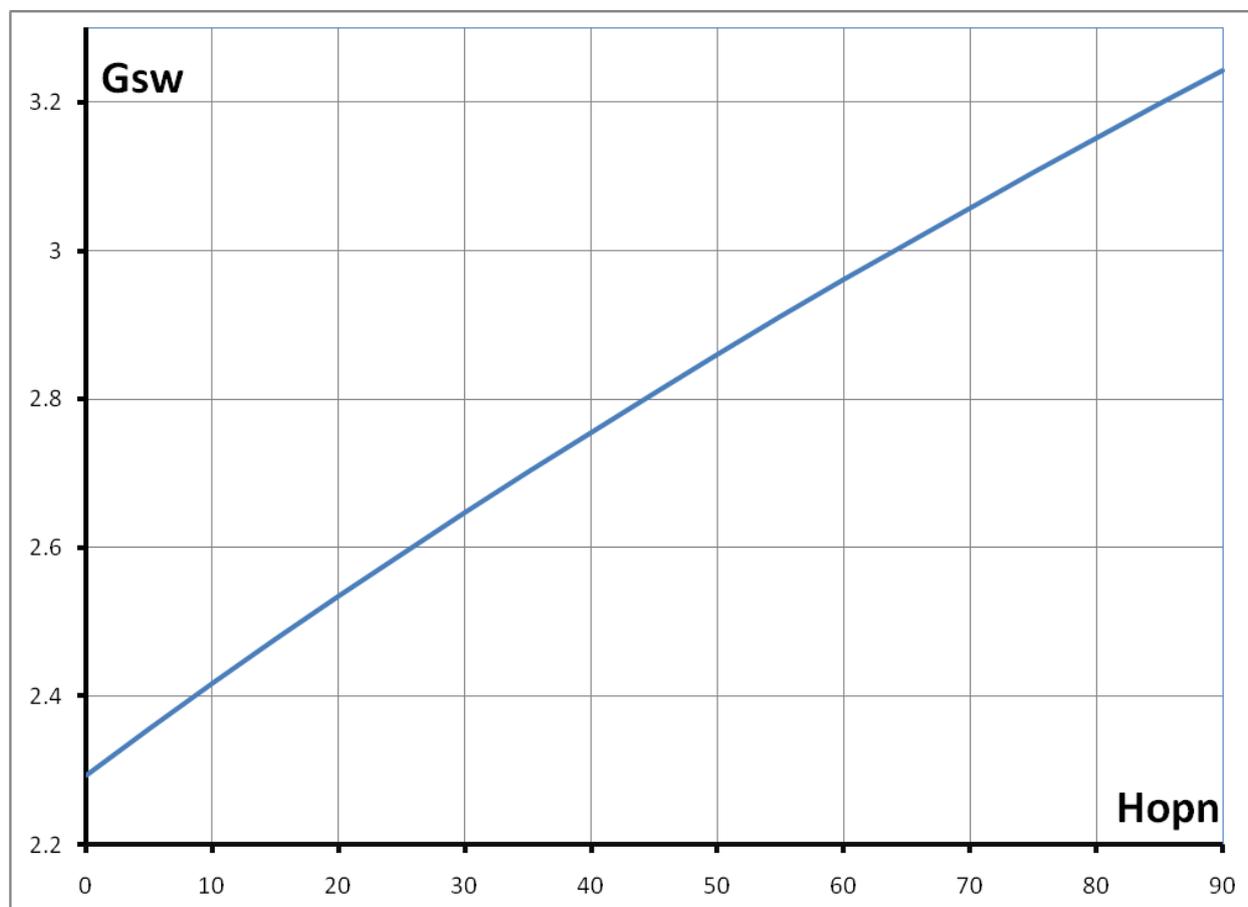


Рисунок 4.27 – Зависимость расхода сетевой воды от напора повысительного насоса

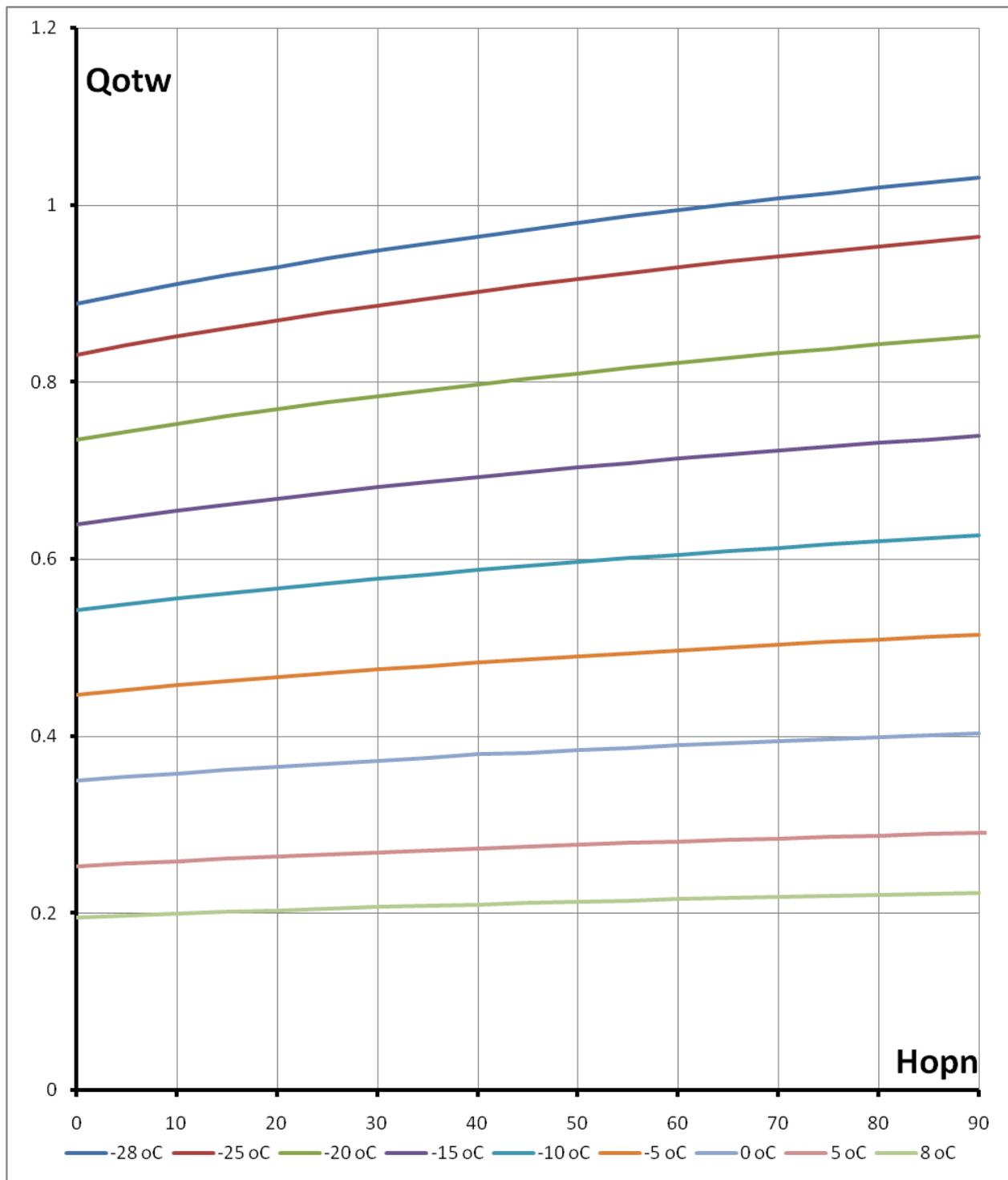


Рисунок 4.28 – Зависимость относительного расхода тепла на отопление от напора повысительного насоса

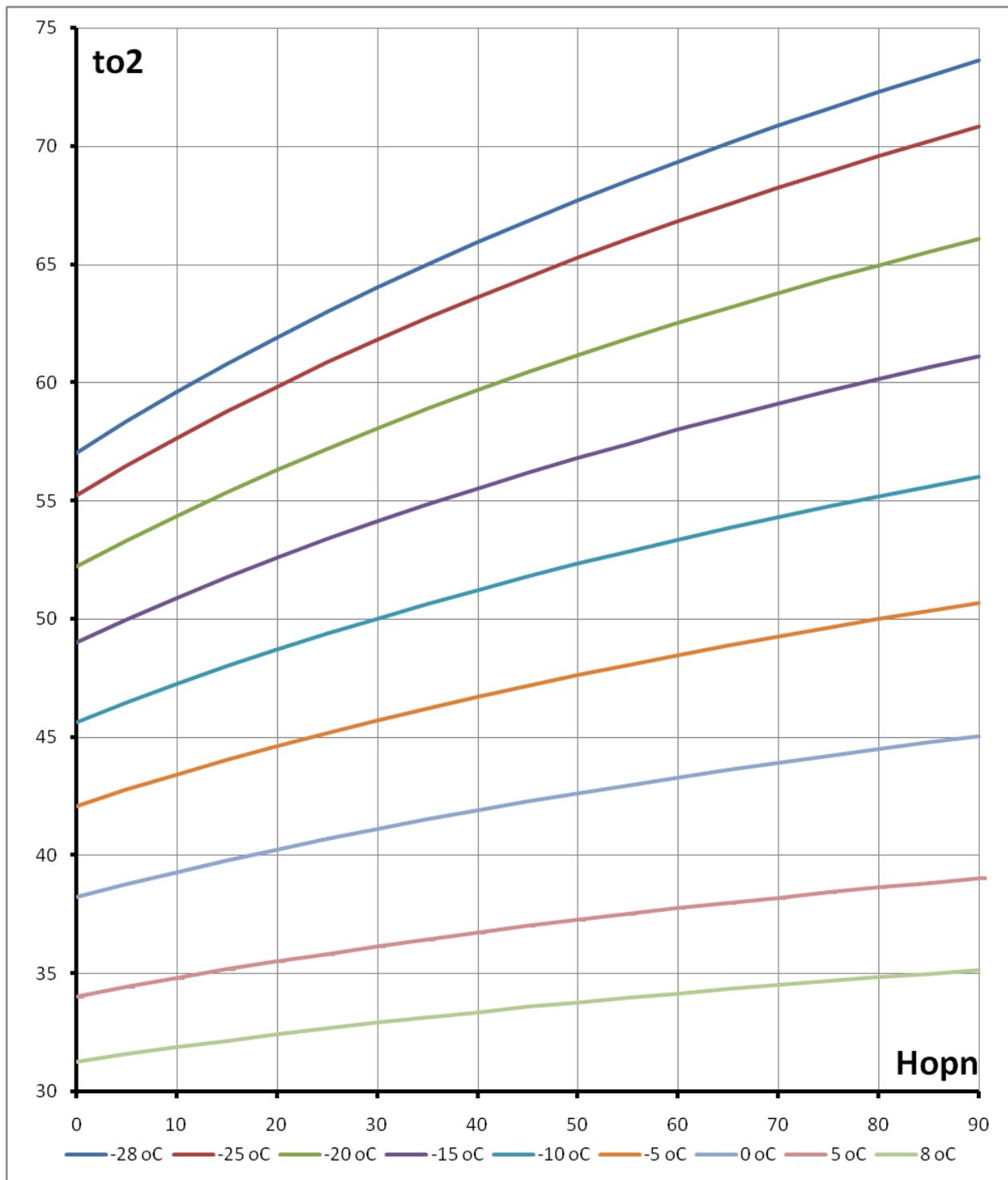


Рисунок 4.29 – Зависимость температуры обратной воды от напора повысительного насоса

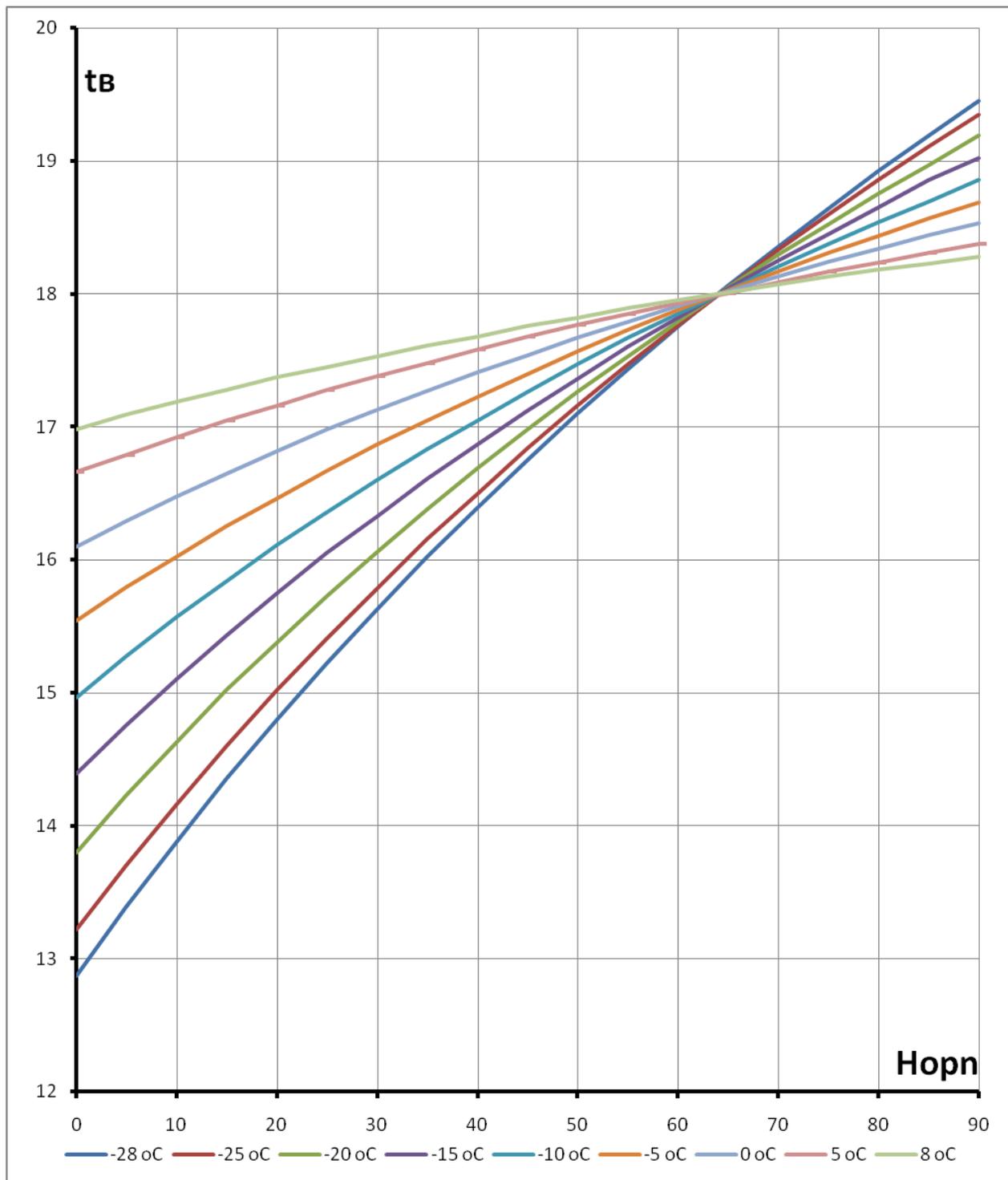


Рисунок 4.30 – Зависимость температуры воздуха в помещении от напора повысительного насоса

Приведённые графики, рисунок 4.27 - рисунок 4.30 показывают, что увеличение напора повысительного насоса приводит к увеличению расхода сетевой воды, расхода тепла на отопление, температуры обратной сетевой воды и температуры воздуха внутри отапливаемых помещений. Кроме того, при повышении температуры наружного воздуха происходит увеличение указанных величин, что требует регулирования напора и производительности повысительных насосов, чтобы не происходил «перетоп».

По разработанному математическому аппарату и программе можно проводить подбор повысительных насосов и регулирующего оборудования для конкретных тепловых сетей.

Выводы по главе 4

1. Составлены системы дифференциальных уравнений и разработаны методы из решения для определения потерь давления, падения температуры и потерь тепла для надземной, канальной и бесканальной прокладки тепловых сетей.
2. Разработаны компьютерные программы для расчёта потерь давления, падения температуры и потерь тепла в зависимости от длины тепловой сети.
3. Проведены исследования влияния на тепловые потери теплопроводами при малых скоростях движения воды, обусловленных зимними и летними тепловыми нагрузками отопления, вентиляции и горячего водоснабжения для надземной, канальной и бесканальной прокладки тепловых сетей.
4. Определены допустимые длины тепловых сетей для обеспечения горячего водоснабжения в летнее время по допустимому падению температуры в $1-5^{\circ}\text{C}$.
5. Разработана математическая модель и проведено исследование влияния повысительных насосов на теплогидравлический режим тепловой сети. Получены результаты по восстановлению нормальных параметров у абонентов в зависимости от величины напора повысительного насоса. По компьютерной программе производится расчёт и подбор оборудования для повысительной насосной станции.

5. Исследование реальных тепловых нагрузок ГВС, определение реального водопотребления, тепловой мощности теплообменного оборудования

5.1. Общие положения

Для установления реальных тепловых нагрузок на горячее водоснабжение, которые в дальнейшем можно использовать для установления нормативов потребления коммунальных услуг (воды на горячее водоснабжение (ГВС)) в многоквартирных жилых зданиях при отсутствии приборов учета использовались [16]:

- действующие нормативные документы [19-30] и постановления Правительства [17,18];
- показания счетчиков и узлов учета расхода холодной, горячей воды и количества теплоты на ГВС и отопление, установленных в отдельных квартирах и на вводе в здание;
- проектные материалы и техническая документация, предоставленные МП «Ивгортеплоэнэрга», ДСК, «Ивгражданпроект», отделами Мэрии, владельцами зданий (ТСЖ (ЖСК));
- периодические научные издания, результаты научных исследований и программные комплексы, разработанные авторами предлагаемых материалов.

При выборе единицы измерения приняты следующие показатели:

- горячее водоснабжение – куб. метр воды на одного жителя в месяц.

В соответствии с [17,18] нормативы должны быть установлены едиными для многоквартирных жилых зданий, имеющих аналогичные конструктивные и технические параметры и степень благоустройства.

Для установления нормативов потребления коммунальных услуг нормативы определяются или рассчитываются.

Срок рассмотрения результатов определения или расчет нормативов потребления коммунальных услуг составляет не более 30 дней с даты их поступления.

Уполномоченные органы проводят анализ представленных материалов и при необходимости запрашивают дополнительные сведения с обоснованием запроса. Срок действия нормативов потребления коммунальных услуг составляет не менее 3 лет.

Решение уполномоченных органов об установлении нормативов потребления коммунальных услуг в 10-дневный срок после его принятия публикуется в официальных средствах массовой информации с указанием даты введения в действие указанных нормативов.

Определение нормативов коммунальных услуг должно быть подтверждено результатами измерений приборами учета и расчетами в отношении многоквартирных зданий с аналогичными конструктивными и техническими параметрами, степенью благоустройства и климатическими условиями.

При установлении нормативов потребления коммунальных услуг применен метод аналогов, экспертный и расчетный метод [17,18].

Метод аналогов рекомендуется использовать при наличии данных, полученных в результате измерения количества потребляемых коммунальных услуг общедомовыми и поквартирными приборами учета, установленными в жилых зданиях с аналогичными конструктивными и техническими параметрами.

Следует иметь в виду, что указанный метод применяется, если в выбранных многоквартирных зданиях техническая эксплуатация инженерных коммуникаций и оборудования соответствуют правилам пользования жилыми помещениями и содержания общего имущества.

Экспертный метод следует применять, если результаты измерений количества потребления коммунальных услуг коллективными приборами учета в многоквартирных зданиях недостаточны для применения метода аналогов.

Применение указанного метода предусматривает использование данных измерений количества потребления коммунальных услуг переносными приборами энергетического аудита.

Перечисленные выше методы установления потребления коммунальных услуг не позволяют оценить эффективность использования энергии и разработать мероприятия по повышению энергетической эффективности потребления энергии.

Расчетный метод может быть применен, если результаты измерений коллективными (общедомовыми) приборами учета в многоквартирных жилых зданиях отсутствуют или недостаточны для применения метода аналогов, а также если отсутствуют данные измерений для применения экспертного метода.

Следует отметить, что и применение расчетного метода [17,18] также не позволяет судить об эффективности использования энергии.

При определении реального потребления энергоресурсов должны учитываться технологические потери коммунальных ресурсов (например, технически неизбежные и обоснованные потери горячей воды) и не учитываться расходы коммунальных ресурсов, возникающие в результате нарушения требований технической эксплуатации, правил пользования жилыми помещениями и содержания общего имущества в многоквартирном доме.

Коммунальные услуги, предназначенные для содержания общего имущества, должны вводиться при установлении нормативов потребления коммунальных услуг для потребителей [17,18].

В норматив горячего водоснабжения следует включить расход воды на одного жителя, необходимый для удовлетворения его физиологических, санитарно-гигиенических, хозяйственных потребностей и содержания общего имущества, с учетом требований к качеству коммунальной услуги.

5.2. Установление реального расхода воды на горячее водоснабжение

5.2.1. Анализ методик определения расходов воды на горячее водоснабжение

Методики расчета водопроводов и практика их проектирования должны быть основаны на концепции бесперебойного обеспечения потребителя водой при минимальных строительных затратах. Это обуславливает расчет системы только на предельные режимы работы (час максимального водопотребления), продолжительность которых крайне незначительна по сравнению с длительным периодом эксплуатации водопровода (15—50 лет).

Важные эксплуатационные параметры (нормы расхода холодной, горячей воды) даны в [39] для технико-экономической оценки проектов. Эти нормы приведены для осредненных условий эксплуатации и включают потери воды (до 25%), которые определяются сложившимися условиями эксплуатации, конструкцией и качеством серийной водоразборной арматуры (смесителей, поплавковых клапанов смывных бачков и т. д.). Такой подход к проектированию сформировался в условиях изобилия водных ресурсов и интенсивного развития строительства, требовавших быстрых и дешевых технических решений. Поэтому главным критерием совершенства проектов являлась минимальная материалоемкость и сметная стоимость.

В результате такой концепции и критериев оценки проектов наибольшее распространение получили внутренние водопроводы с дешевым оборудованием низкого качества, дающим значительные потери воды, а прогрессивные водосберегающие схемы водопроводов не вышли из стадии экспериментального проектирования.

В настоящее время при реализации основных направлений развития хозяйства, переходе от экстенсивных к интенсивным методам производства, обострении вопросов экологии, охраны окружающей среды возрастает важность рационального

проектирования систем водоснабжения, в котором расчетные расходы являются первым, основополагающим этапом, определяющим технические параметры системы, эксплуатируемой в течение длительного периода. Экономия природных, материальных, энергетических и трудовых ресурсов требует изменения концепции создания систем водоснабжения: перехода от создания наименее материалоемких систем с минимальной сметной стоимостью к разработке систем с минимальными потерями воды, тепловой и электрической энергии, приносящими наименьший ущерб окружающей среде в процессе длительной эксплуатации системы, требующих незначительных материальных затрат на монтаж и обслуживание. Только при таком подходе можно сократить затраты на эксплуатацию многочисленных водопроводных систем.

Методика определения расчетных расходов, отвечающая современной концепции, должна выделять технологическую потребность (полезные расходы) и потери воды, которые складываются из утечек, нерациональных расходов и сливов [34].

В новых условиях одинаково опасно завышение и занижение расходов: первое приведет к скрытию потерь воды и увеличению материалоемкости систем, второе — к перебоям в подаче воды. Поэтому методика расчета и проектирования должна как можно точнее отражать сложный многофакторный процесс реального водопотребления. Логическая (качественная) оценка этого процесса показывает, что технологическая потребность в наиболее распространенном хозяйственно-питьевом водопроводе является случайной величиной, зависящей от количества потребителей, режима работы (жизни), числа приборов и вида санитарно-технического оборудования, частоты и продолжительности пользования оборудованием, секундного, часового, суточного расходов, необходимых для удовлетворения технологических (хозяйственных и гигиенических) процедур, требований к бесперебойности подачи воды (обеспеченности).

Технологическая потребность неравномерна в течение суток. Она реализуется через включение водоразборных точек (приборов) внутреннего водопровода в определенные периоды суток. В системе водоснабжения технологическая потребность проявляется в виде определенных технологических расходов, которые должны проходить через заданное сечение трубопроводов. Как любая случайная величина, она изменяется в интервале около среднего значения. Величина отклонения от среднего, обусловленная случайной составляющей процесса, зависит от числа приборов (потребителей), расхода одного прибора, относительной продолжительности пользования прибором — вероятности его действия.

При малом числе приборов случайная составляющая (отклонение) значительно больше среднего значения. При увеличении числа приборов доля случайной составляющей уменьшается, а доля среднего — увеличивается. При бесконечно большом числе потребителей случайная составляющая будет равна 0.

Расход одного прибора может изменяться в значительных пределах (0,07—1,6 л/с) в зависимости от назначения и вида санитарного прибора. При одном потребителе технологический расход равен расходу прибора. При большем числе потребителей из всех установленных на системе приборов в определенный момент времени включается только их часть, т. к. потребность в воде у различных потребителей не совпадает во времени. Поэтому технологические расходы меньше, чем сумма расходов отдельных приборов. При увеличении числа приборов относительное количество включенных уменьшается и влияние секундного расхода сокращается. При увеличении продолжительности использования возрастает число одновременных пользований, что увеличивает технологические расходы в системе.

В зданиях с централизованным горячим водоснабжением технологическая потребность формируется из двух водопроводов: холодной и горячей воды. В связи с тем, что потребитель пользуется смешанной водой определенной температуры, технологическое водопотребление холодной и горячей тесно связаны. Соотношение расходов холодной и горячей воды зависит от температуры холодной и особенно горячей воды.

В процессе длительной эксплуатации количество потребителей и санитарных приборов в зданиях изменяется незначительно, поэтому технологическая потребность в воде во внутреннем водопроводе зданий практически постоянна. Для наружного (городского) водопровода, к которому постоянно присоединяются новые здания и потребители, технологическая потребность постоянно возрастает во времени.

Утечки воды - это потери, обусловленные продолжительным истечением воды через нарушения герметичности в элементах водопровода (поплавковых клапанах, смесителях, трубопроводах, резервуарах и т. д.). Величина утечек зависит от количества мест повреждений, их сечения, давления перед местом утечки.

Количество (и сечение) мест повреждений определяется надежностью элемента (вероятность безотказной работы), числом элементов.

Процесс повреждения элементов, зависящий от износа оборудования и трубопроводов, очень медленный во времени, проявляющийся в течение десятков месяцев, лет. Поэтому в суточном водопотреблении изменение величины утечек очень

незначительно, и число поврежденных элементов может быть принято постоянным, а не случайным в данный момент времени.

Давление оказывает значительное влияние на величину утечки. Это приводит к увеличению утечек в часы минимального водопотребления (в ночные часы), когда давление в системе максимально, и уменьшению их в часы максимального водопотребления, сопровождающиеся снижением давления. Суточный график утечек поэтому имеет форму, обратную графику технологического водопотребления.

При увеличении числа потребителей (зданий) утечка возрастает, т. к. повышается давление в водопроводных сетях и, следовательно, на вводах перед отдельными зданиями.

В процессе длительной эксплуатации величина утечки, как правило, возрастает, особенно при плохой эксплуатации, что связано с износом оборудования и трубопроводов.

Нерациональные расходы воды возникают в процессе удовлетворения потребности в воде, когда из водопровода подается больше воды, чем требуется для технологических процедур. Нерациональные расходы зависят от совершенства водоразборной арматуры (подача воды только в те периоды, когда она необходима), избыточного давления перед арматурой. Нерациональные расходы во времени совпадают с технологическим водопотреблением и изменяются незначительно в процессе эксплуатации.

Сливы воды имеют место при нарушении качественных показателей воды: снижение температуры горячей воды, увеличение цветности, появление запаха, привкуса и т. п. Они обусловлены нарушением технологических режимов нагрева, подготовки, хранения воды и предшествуют по времени проведению технологических процедур. Нарушение качества воды вызывает, как правило, жалобы жильцов, что должно заставить эксплуатирующую организацию пытаться ликвидировать причину сливов.

Общее водопотребление в здании, регистрируемое счетчиком воды на вводе, является суммой вышеуказанных разнородных процессов. Основной частью общего водопотребления является технологическое водопотребление, которое и определяет характер общего водопотребления как случайного процесса. Соотношение составляющих водопотребления значительно изменяется в течение суток: в часы максимального водопотребления преобладает технологическое водопотребление, в часы минимального - потери. В среднем суточном водопотреблении величина потерь значительно выше, чем в часы максимума.

Общее водопотребление на объекте зависит от множества факторов, основными из которых являются количество и вид потребителей, требования к бесперебойности подачи воды, число и тип санитарно-технического оборудования, режим и нормы водопотребления, давление в системе, надежность водоразборной арматуры, срок эксплуатации системы и уровень ее обслуживания, определяющие величину потерь.

Часовые отклонения расходов от среднего, а следовательно, и дисперсия общего водопотребления в основном определяется режимом технологического (полезного) водопотребления, имеющего резко выраженные «пики» и «провалы» в соответствии с режимом жизни потребителя.

Большое количество факторов, влияющих на водопотребление, требует значительных объемов экспериментальных исследований и затрудняет создание достоверной математической модели.

Для выбора методики определения расчетных расходов, отвечающей современной концепции ресурсосбережения, охраны и рационального использования водных объектов, реализации реформы ЖКХ, снижения издержек на эксплуатацию произведем сравнение различных методик.

Наибольшее число факторов (более 15) учитывают модели, разработанные в НИИ санитарной техники [35,36], ЦНИИЭП инженерного оборудования [37], МосжилНИИпроекте [38,39], МИСИ [40]. Они основаны на большом экспериментальном материале (более 250 объектов), хорошо согласуется с данными отечественных и зарубежных исследований. Достоверность основных положений этой методики подтверждена также многолетней практикой проектирования.

Исследования, проведенные на объектах различного назначения, и детальный анализ режима работы отдельных водоразборных приборов и системы водоснабжения зданий, районов в целом позволили создать математическую модель, описывающую как водопотребление в период максимальной нагрузки, так и в остальные часы суток.

В период максимальной нагрузки выведены основные закономерности случайного процесса водопотребления, который на начальных участках дискретен и по мере увеличения числа потребителей превращается в непрерывный процесс, который описывается законом нормального распределения. При малом количестве потребителей случайный процесс очень сложен, хаотичен. Его можно описать несколькими законами распределения. Наиболее приемлемым по физической природе является биномиальный закон, который при увеличении числа потребителей трансформируется в закон Пуассона и затем в нормальный [36]. На основании исходных данных и законов распределения, наиболее близких к реальному процессу

водопотребления, модель позволяет определять расчетные расходы с заданной обеспеченностью. Авторы определили влияние каждого из основных факторов в различных сечениях водопровода: при одном потребителе расход в системе равен расходу прибора и случайная составляющая в этом примере максимальна к средней (коэффициент вариации). По мере увеличения числа приборов (потребителей) доля случайной составляющей уменьшается. При среднем числе приборов (100—10 000) расход зависит от вероятности действия и количества приборов. При числе приборов более 100 000 происходит значительное осреднение расходов, и средние расходы составляют основную часть (80—90 %) расчетных расходов.

Модель дает возможность определения расчетных расходов в зависимости от давления (этажности) здания и секундного расхода одного прибора.

В результате обработки большого количества суточных графиков водопотребления получена зависимость, которая позволяет описывать графики различной формы.

Статистическая обработка и сопоставление графиков потребления холодной и горячей воды позволило выявить соотношение технологических расходов и на основе этого выделить часовые утечки воды в холодном водопроводе. Использование интегральных графиков для анализа водопотребления дало возможность определять утечки и сливы воды [39,40]. На основе исследований надежности водоразборной арматуры получены зависимости величины потерь и суточных расходов от этих величин [40].

Преимуществом данной методики является ее универсальность, большое количество учитываемых факторов, возможность выделить составляющие процесса водопотребления, в том числе и потери воды, возможность оценивать новые водосберегающие технические решения, что дает проектировщику возможность многовариантного расчета для выбора наиболее оптимального по затратам водо- и энергоресурсов варианта.

К недостаткам ее следует отнести отсутствие зависимостей по сливу недогретой или остывшей воды при разрегулированной циркуляции горячего водопровода; использование осредненного давления (на вводе в здание); невозможность табулирования всех многовариантных расчетов (вторая сторона преимущества), что усложняет расчеты проектировщику вследствие большого математического аппарата.

Для возможности использования модели в практике проектирования была предложена упрощенная модель, которая положена в основу СНиПа [23].

В связи с необходимостью ручного счета количество факторов было уменьшено до пяти, а остальные приняты постоянными для средних по стране условий водопользования: среднее давление, обеспеченность — 0,992-0,983, средняя заселенность.

Упрощение методики, вызванное необходимостью ручного счета, сократило возможности модели, но позволило решать основную проектную задачу: определение максимальных (расчетных) секундных и часовых расходов, по которым определяются диаметры трубопроводов и типоразмеры оборудования.

Номограммы и таблицы расчета [41] обеспечили возможность определения величин расходов с минимальными затратами времени без проведения дополнительных вычислений.

Методика, разработанная в МосводоканалНИИпроекте [42,43], базируется на статистической обработке общих графиков водопотребления, измеренных на водопроводных вводах. Авторы предложили рассматривать общее водопотребление (технологическое и потери) как сумму двух процессов, двух составляющих: детерминированной, учитывающей периодический характер измерения расходов в соответствии с ритмом деятельности потребителей (осредненный график водопотребления), и случайной, учитывающей случайные отклонения от детерминированного расхода.

Недостатком всех рассмотренных методик является то, что их можно использовать только для описания сложившегося водопотребления. Оценить новые технические решения по экономии воды с их помощью принципиально невозможно. Принятое авторами положение об однозначной связи дисперсии и удельного расхода противоречит реальному процессу водопотребления. Например, среднему расходу 5,5 л/чел.•ч (135 л/чел.•сут.) могут соответствовать потери 0,5-15 л/чел.•ч (утечка через один смывной бачок), и общие (суммарные) расходы будут изменяться от 6 до 25,5 л/чел.•ч, т. е. более чем в 4 раза, а дисперсия, определяемая в основном технологическим расходом, практически не изменится. Более того, может быть и обратная ситуация: одному расходу (5,5 л/чел.•ч) соответствуют различные дисперсии - коэффициенты часовой неравномерности: в жилых зданиях 1,5-2,0.

Достоверность методики и возможность ее использования для описания водопотребления обоснованы только для тех видов зданий, которые имеют аналогичное санитарно-техническое оборудование и режим эксплуатации. Для других типов зданий, с существенно отличающимися режимами работы и характеристиками оборудования, потребуются дополнительные обширные исследования процесса

водопотребления для выявления зависимости дисперсий от удельного расхода в каждом типе зданий.

5.2.2. Нормативы потребления воды на горячее водоснабжение

Установить норму потребления горячей воды достаточно сложно. На потребление горячей воды на гигиенические и бытовые (технологические) нужды человеческий фактор оказывает существенное влияние. При отсутствии учета потребленной горячей воды непосредственно в квартире, в условиях, когда стоимость этой услуги с каждым годом резко возрастает, человек может потреблять воду в неразумных количествах и не быть заинтересованным в снижении этого потребления: закрытие крана, длительные сливы воды при тупиковых системах через свои водоразборные устройства с попыткой добиться требуемой температуры (особенно в ночное время).

Установка приборов учета на вводе горячей воды в жилое здание влияние этого человеческого фактора практически не снижает, но позволяет установить фактическое потребление горячей воды в целом на здание. В этом случае потребление горячей воды усредняется для жителей, по-разному использующих эту коммунальную услугу.

Те из них, кто считает, что усредненные показатели явно завышены, и они потребляет значительно меньше горячей воды, вынуждены устанавливать и устанавливают приборы учета непосредственно в квартире.

Таким образом, можно сделать вывод, что норматив потребления горячей воды с использованием каких-то математических моделей рассчитать, по нашему мнению, невозможно.

Единственный метод установления нормы потребления горячей воды - это анализ нормативных документов [17,18,23] и опыта эксплуатации систем потребления горячей воды в жилых зданиях, в которых установлены коллективные приборы учета расхода горячей воды и дополнительно приборы учета, установленные непосредственно в квартирах.

Может оказаться, что норматив, принятый по потреблению воды жителями указанных жилых зданий, будет не соответствовать общему количеству отпущенной горячей воды источником водоснабжения.

Но, по нашему мнению, норматив должен быть установлен таким, чтобы в выяснении истинного значения расхода и качества потребленной горячей воды были заинтересованы как потребитель, так и поставщик этой услуги.

Установление норматива потребления горячей воды на нижнем, разумном уровне заставит снабжающую организацию разбираться с потреблением, заботиться о качестве поставляемой услуги [18], снижать необоснованные потери воды, теплоты и, может быть, по собственной инициативе устанавливать или хотя бы инициировать установку узлов учета на вводе в проблемные жилые здания.

До 2007 года норматив потребления горячей воды равный 152 литра сутки или 4,56 куб.м в месяц на одного жителя, вероятно, был установлен делением отпущенной горячей воды источником на количество жителей, потребляющих горячую воду. При таком способе установления «норматива» все потребители ставятся в одинаковые не лучшие условия, а поставщик горячей воды не заинтересован в установке узлов учета у потребителей и снижении потерь на источнике и в сетях и в обеспечении требуемого качества ГВС.

Для установления норматива потребления горячей воды для жилых зданий, в которых отсутствуют приборы учета (общедомовые и в отдельных квартирах), было принято решение, что расход воды на горячее водоснабжение определять методом аналогов, т.е. по показаниям общедомовых и квартирных узлов учета расхода горячей воды.

Потребление горячей воды жителями многоэтажных зданий, полученное после обработки всей информации, предоставленной МП «Ивгортеплоэнерго» и МП «МПЖХ,» изменяется от 0,473 до 4,85 куб. м в месяц (или от 15,7 до 161,1 литров всутки) для жилых зданий, обслуживаемых МПЖХ, и от 1,41 до 4,28 куб. м в месяц (или от 46,9 до 143,3 литров в сутки) для многоэтажных жилых зданий различных серий, принадлежащих ЖСК и ТСЖ.

Изменение расхода практически на целый порядок может иметь несколько причин (несоответствующее качество воды, утечки, нерациональное водопотребление отдельными жителями многоэтажного здания).

Средневзвешенное значение потребления горячей воды в сутки ($N_{г}$), литров в сутки, и месяц ($N_{г}$), куб. м в месяц, рассчитано отдельно для зданий МПЖХ и зданий принадлежащих ТСЖ (ЖСК).

Средний расход горячей воды на одного жителя жилых зданий, обслуживаемых МПЖХ, равен 2,29 куб. м в месяц или 102,7 литра в сутки.

Для зданий, принадлежащих ТСЖ (ЖСК), средний расход воды равен 2,6 куб. м месяц или 100,7 литрам в сутки. В зданиях, обслуживаемых МП «МПЖХ», средневзвешенное значение расхода горячей воды равно 2,29 куб. м месяц (102,7 литра в сутки).

Полученные результаты свидетельствуют о том, что в жилых зданиях, как обслуживаемых МПЖХ так и принадлежащие ТСЖ(ЖСК) расход воды не превышает нормативные значения, установленные Постановлением правительства [17,18] и требованиям СНиП [23].

Значения расходов горячей воды в месяц, зафиксированные квартирными узлами учета (счетчиками), были косвенно получены после обработки платежных ведомостей РКЦ г. Иваново за период с декабря 2004 г. по июль 2006 г. для 28 жилых многоквартирных зданий МПЖХ.

Анализ результатов, содержащихся в указанных таблицах, позволил сделать вывод:
- в квартирах, в которых установлены счетчики, максимальное усредненное значения расхода горячей воды менее 1,5 куб.м в месяц на одного жителя (50 литров на одного жителя в сутки). При этом среднее потребление горячей воды, зафиксированное квартирными счетчиками за период с декабря 2004 г. по июль 2006 г., практически для всех 28 многоквартирных зданий одинаково;

- минимальное количество горячей воды (по квартирным счетчикам) потребляют жители здания Кохомское шоссе д.4 (1,28 куб. м в месяц (42,1 литров в сутки). По данным узла учета здания – от 49 до 63 литров в сутки (5,15 и 25 июня 2006 г.);

- максимальное потребление горячей воды (по показаниям счетчиков в квартирах) жителями здания ул. 1 Меланжевая д.4 (1,53 куб. м в месяц (50,4 литров в сутки). По информации с узла учета за 6 месяцев отопительного периода 2005-2006 г.г. этот расход равен 1,30 куб. м в месяц(57 литров в сутки). Следует отметить, что это кирпичное 5-ти этажное здание, эксплуатируемое более 30 лет и, следовательно, все квартиры заселены.

Определение норматива расчетным методом [17,18] вызывает затруднение, т.к. необходимо установление количества процедур потребления горячей и холодной воды в неделю, информация о выборе количества которых в [17,18] отсутствует.

На основе экспертных оценок авторами принято, что каждый житель использует в неделю: ванну - 2 раза; душ - 7 раз; раковину - 28 раз; мойку кухонную - 35 раз; - унитаз - 35 раз и расходует воду на: общеквартирные нужды 7 раз; содержание общего имущества здания – 7 раз.

Для принятого количества процедур определены расходы горячей и холодной воды и рассчитаны общие расходы воды с использованием, разработанного авторами, программного модуля, реализованного в среде Microsoft EXCEL [16].

В соответствии с [17,18] температура горячей, холодной и потребляемой воды принята соответственно равной 60, 9 и 37 (40 для мойки) градусам Цельсия.

Анализ соотношения потребленной холодной и горячей воды при различных температурах поступающей горячей воды (нормативная температура равна 60 °С), показал, что повышение температуры горячей воды до 80 °С снижает потребление воды до 2,32 куб. м на одного жителя в месяц. Понижение же температуры до 40 °С увеличивает расход воды до 5,31 куб. м [16].

В настоящее время следует учитывать, что постановление Правительства РФ [17,18] позволяет расплачиваться за воду с температурой ниже 40 °С, как за холодную.

Нормативы потребления горячей, холодной воды и общий расход воды, определенные с учетом методики [17,18], соответственно равны 3,23 , 4,91 и 8,14 куб. м на одного жителя в месяц в здании в 5 этажей (106, 162 и 268 литров на одного жителя в сутки). Для жилых многоквартирных зданий в 10 и 15 этажей значения нормативов несколько выше.

В соответствии с [23] нормативный расход потребления горячей воды на одного жителя в квартирах с ваннами должен составлять 105 -115 литров в сутки на одного жителя.

С учетом нормативных требований [23], расчетного метода [17,18] и результатов определения расхода воды в многоэтажных жилых зданиях с установленными узлами учета в целом на здание и в отдельных квартирах, следует сделать вывод, что принятый в последнее время в г. Иваново норматив потребления горячей воды, равный 4,56 куб. м в месяц на одного жителя, завышен. Рекомендовать установить норматив горячего водоснабжения на одного жителя для многоэтажных жилых зданий г.Иваново, не оборудованных узлами учета и квартирными счетчиками учета расхода горячей воды, на уровне требований [17,18,23] для многоквартирных жилых зданий равным 3,20 - 3,50 куб. м в месяц (105 - 115 литрам в сутки) на одного жителя.

Таким образом, реальное потребление воды на горячее водоснабжение можно рекомендовать принять равным 3,20 - 3,50 куб. м в месяц (105 - 115 литрам в сутки) на одного жителя.

5.3. Определение тепловой мощности теплообменного оборудования на горячее водоснабжение.

5.3.1. Общие положения

Используя данные, полученные в главе 5.2, можно легко подсчитать тепловые нагрузки теплообменников горячего водоснабжения. В настоящее время в качестве

теплообменников ГВС широкое применение находят пластинчатые теплообменники (ПТО). Пластинчатые теплообменники старых модификаций (полуразборные РС с пластинами типа 0,5Pr и разборные Р с пластинами типа 0,3р и 0,6р – смотри каталог ЦИНТИхимнефтемаша, М.,1990 г.) в настоящее время промышленностью не выпускаются. Методика расчета ПТО по ГОСТ 15518, приведенная в [44], к теплообменникам новых модификаций не применима.

Фирма ALFA LAVAL, Швеция построила в 1996 г. завод по производству разборных пластинчатых теплообменников в г. Королев Московской области. Подбор ПТО производится с помощью разработанной фирмой программы расчета теплообменников CAS200 (CAS2000). Программа расчета теплообменников CAS200 (CAS2000) создана для коммерческого применения и предназначена для специалистов в области маркетинга. методики конструктивного и поверочного расчетов пластинчатых теплообменников Методика конструктивного и поверочного расчетов пластинчатых теплообменников не раскрывается, что сдерживает широкое использование программы расчета пластинчатых теплообменников. В то же время пластинчатые теплообменники широко используются в промышленной теплоэнергетике.

Ниже приводится методика расчета современных пластинчатых теплообменников, а также методика проектирования ПТО для горячего водоснабжения с помощью программы CAS200 с использованием нормативно-технической документации, разрешенной к применению в Российской Федерации.

5.3.2 Методика расчета пластинчатых теплообменников

Новое поколение пластинчатых теплообменников имеет ряд конструктивных особенностей, которые снижают эксплуатационные расходы и обеспечивают тепловую производительность, недостижимую при использовании кожухотрубных теплообменников при одинаковых габаритных размерах. Также к основным достоинствам пластинчатых теплообменников относятся:

- высокое значение коэффициента теплопередачи от греющего теплоносителя к нагреваемому;
- небольшие габариты, облегчающие возможность монтажа и эксплуатации в стесненных условиях индивидуальных (ИТП) и центральных тепловых пунктов (ЦТП);

- возможность увеличения или уменьшения тепловой производительности разборного пластинчатого теплообменника путем изменения количества рабочих пластин;
- низкие эксплуатационные расходы (легкость в обслуживании, чистке каналов, возможность быстрой замены дефектных пластин и т.п.).

Конечно, пластинчатые теплообменники не лишены недостатков. К ним можно отнести их относительно высокую стоимость и необходимость чистки каналов при повышении гидравлического сопротивления выше располагаемых значений. Впрочем, последнее легко устраняется при грамотной эксплуатации (пластинчатые теплообменники обязательно монтируются с сетчатыми фильтрами на входе греющего и нагреваемого теплоносителей).

Расчет пластинчатых теплообменных аппаратов достаточно сложен и требует больших временных затрат. При этом решаются две основные задачи:

- при заданных внешних параметрах процесса теплообмена необходимо подобрать аппарат минимальной поверхности теплообмена или минимальной стоимости, удовлетворяющий всем заданным ограничениям (это так называемый тепловой конструктивный расчет теплообменника);
- при установленном теплообменном аппарате необходимо выяснить, как удовлетворяются значения внешних параметров и ограничений (тепловой поверочный расчет теплообменника).

К внешним параметрам относятся: Q – тепловая нагрузка теплообменника, Вт; G_1 и G_2 – расходы греющего и нагреваемого теплоносителей, кг/с; t_1' и t_1'' – температуры греющего теплоносителя на входе и выходе; t_2' и t_2'' – температуры нагреваемого теплоносителя на входе и выходе из аппарата.

Из указанных семи величин для расчета теплообменника достаточно задать пять, а остальные вычислить из уравнения теплового баланса

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'') = G_2 c_{p2} (t_2'' - t_2'), \quad (5.1)$$

где:

c_{p1} , c_{p2} – средняя удельная массовая теплоемкость греющего и нагреваемого теплоносителей, кДж/(кг · К).

В качестве основных внешних ограничений принимаются ограничения на допустимые потери напора в теплообменном аппарате при прохождении через него теплоносителей.

Математически поставленную задачу можно сформулировать следующим образом. Необходимо найти минимальную поверхность теплообмена, удовлетворяющую следующей системе уравнений:

$$\begin{cases} G_1 \cdot c_{p1} (t_1' - t_1'') = \kappa \cdot F \cdot \Delta t_{cp.l}, \\ G_2 \cdot c_{p2} (t_2'' - t_2') = \kappa \cdot F \cdot \Delta t_{cp.l} \end{cases} \quad (5.2)$$

при ограничениях на потерю напора теплоносителей

$$\begin{cases} \Delta P_1 \leq \Delta P_{1\dot{m}i}, \\ \Delta P_2 \leq \Delta P_{2\dot{m}i}, \end{cases} \quad (5.3)$$

где:

κ – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К);

F – поверхность теплообмена, м²;

$\Delta t_{cp.l}$ – средний логарифмический температурный напор, К;

$\Delta P_{1\dot{m}i}$, $\Delta P_{2\dot{m}i}$ – заданные допустимые значения гидравлических сопротивлений теплоносителей по греющей и нагреваемой сторонам, кПа.

Кроме внешних ограничений (5.3) при проектировании пластинчатых теплообменников существует целый ряд ограничений конструктивного и технологического характера, таких как максимальное число пластин в аппарате данной марки, ограничение на максимальную скорость движения теплоносителей в каналах и штуцерах, ограничение по максимальной температуре и давлению греющего теплоносителя и др. Некоторые ограничения играют роль рекомендаций, которые появляются на экране монитора при расчете теплообменника на ЭВМ.

Следует также подчеркнуть, что критерий минимальной площади теплообмена, т.е. количество пластин в аппарате данного типа, зачастую не эквивалентен критерию минимальной стоимости аппарата. Это связано с тем, что стоимость теплообменника складывается из стоимости пластин, опорной и прижимной плит, несущей балки, стяжных болтов и т.п. Поэтому имеет место ситуация, когда стоимость теплообменника меньшего типоразмера с большей поверхностью теплообмена меньше, стоимости аппарата большего

типоразмера, но с меньшей поверхностью теплообмена. Ориентировочная стоимость пластинчатых разборных теплообменников различного типа с разным количеством пластин, а также паяных теплообменников разного типоразмера приведена в прил. 1 и 2.

При решении системы уравнений (5.1-5.3) наибольшую трудность представляет вычисление коэффициента теплопередачи κ , а точнее входящих в него коэффициентов теплоотдачи со стороны греющего и нагреваемого теплоносителей α_1 и α_2 . Вычисление последних производится по критериальным уравнениям:

$$Nu = f(Re, Pr); Nu = A \cdot Re^n \cdot Pr^{n_1} \left(\frac{Pr_{cm}}{Pr_{жс}} \right)^{n_2} \quad (5.4)$$

Расчет гидравлического сопротивления производится с использованием числа Эйлера, характеризующего подобие сил давления:

$$Eu = f(Re, Pr); Eu \approx 2\xi; \xi = B \cdot Re^{-m} \quad (5.5)$$

где:

ξ - коэффициент гидравлического сопротивления.

Значения коэффициентов A, B, n, n_1, n_2, m зависят от типа пластин и определяются как эмпирические коэффициенты по экспериментальным данным.

Известна методика расчета пластинчатых теплообменников, разработанная УкрНИИхиммашем [45], основанная на предварительном определении рациональной скорости движения теплоносителей в каналах, а также методика ε -NTU [46], где ε – эффективность передачи теплоты в теплообменнике, NTU – число единиц переноса.

Различия в методах расчета пластинчатых теплообменников с использованием средней логарифмической разности температур (метода рациональных скоростей) и ε -NTU не имеют принципиального значения при применении современной вычислительной техники.

Существует ряд фирм, выпускающих пластинчатые теплообменники, среди которых следует отметить ALFA LAVAL (Швеция).

Конструкция разборного пластинчатого теплообменника состоит из набора гофрированных пластин, изготовленных из коррозионно-стойкого материала, с каналами для двух теплоносителей, участвующих в процессе теплообмена (рисунок 5.1). Пакет пластин размещается между опорной и прижимной плитами и закрепляется стяжными

болтами. Каждая пластина снабжается уплотнительной прокладкой из термостойкой резины, которая герметично изолирует канал и направляет потоки жидкости с различной температурой в чередующиеся каналы (рисунок 5.2). Необходимое количество пластин, их профиль и типоразмер определяется расходом жидкостей, их теплофизическими свойствами, допустимыми перепадами давлений и температурной программой. В верхней части теплообменника пластины и прижимная плита фиксируются несущей балкой, а внизу – направляющей.



Рисунок 5.1 - Разборные пластинчатые теплообменники

В одноходовых пластинчатых теплообменниках патрубки располагаются на неподвижной опорной плите, а в многоходовых конструкциях – как на неподвижной, так и на подвижной прижимной плитах.

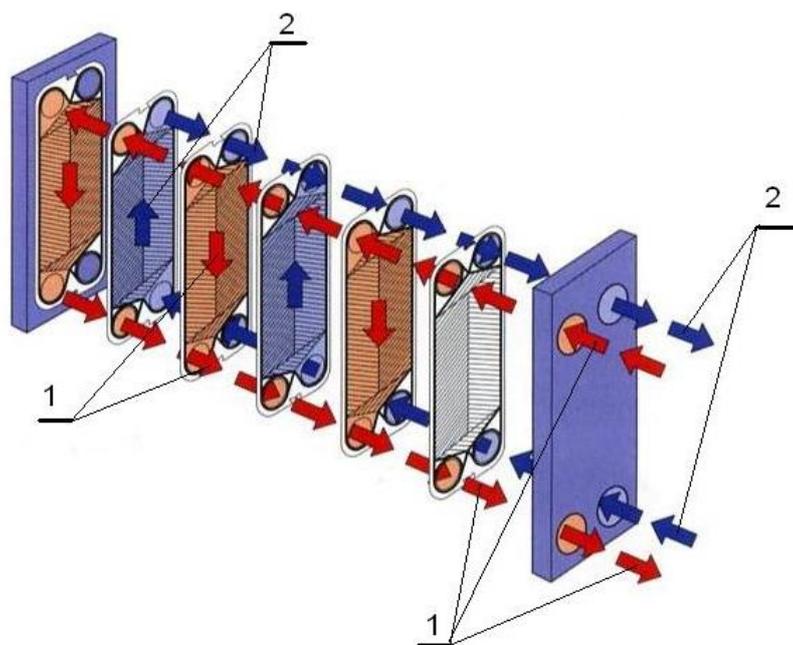


Рисунок 5.2 - Принцип действия разборного пластинчатого теплообменника:

1- греющий теплоноситель; 2 – нагреваемый теплоноситель

К особенностям теплообменников, выпускаемых этой фирмой, относится то, что прокладки, образующие канал для теплоносителей, выполняются на клипсах (Clip-On) без использования клея для их крепления, что значительно облегчает и удешевляет эксплуатацию пластинчатых теплообменников.

Пластины теплообменника имеют гофрированную форму и выпускаются 2-х типов с различной глубиной штамповки:

- тип *B* – с глубиной штамповки 2,5 мм (мелкая штамповка);
- тип *M* – с глубиной штамповки 4,0 мм (глубокая штамповка).

Причем, пластины с различной глубиной штамповки не совмещаются между собой.

Также теплообменники выпускаются с двумя вариантами пластин, которые отличаются углом раскрытия гофры. Пластины с большим углом наклона гофр 60° (тип «Н») характеризуются высокой эффективностью теплообмена, но при этом обладают большим гидравлическим сопротивлением. Пластины с меньшим углом наклона гофр 30° (тип «L») имеют меньшую теплоотдачу при меньшем значении гидравлического сопротивления. Две пластины образуют канал для прохождения теплоносителя. При наличии двух типов пластин можно скомпоновать 3 типа канала:

- пластины Н и Н образуют «Н-канал»;
- пластины L+L образуют «L-канал»;
- пластины L+Н или Н+L образуют «М-канал».

Если первая пластина по ходу нагреваемого теплоносителя – Н, а вторая – L, то канал обозначается МН; если наоборот, то канал обозначается МL.

Таким образом, теплообменники с каналами МН или МL обладают свойствами по эффективности теплопереноса и потери напора средними по сравнению с теплообменником с каналами, образованными пластинами одинакового типа (Н- и L-каналы). Методика расчета теплообменника со смешанными каналами отличается только использованием других значений экспериментальных констант (смотри 5.4 и 5.5).

При одинаковой форме гофрировки всех пластин в теплообменнике, более полное использование располагаемого напора на преодоление гидравлических сопротивлений возможно только за счет увеличения числа ходов в аппарате. Путь варьирования числа ходов теплоносителя имеет ряд существенных недостатков, к которым можно отнести:

- недостаточно полное использование располагаемого напора, обусловленное дискретностью изменения числа ходов;
- для обеспечения варьирования ходов в более широких пределах используются пластины типа L с низким гидравлическим сопротивлением, а значит, и с низкой эффективностью теплообмена;
- увеличение числа ходов в аппарате приводит к дополнительным потерям давления за счет роста значений местных сопротивлений при поворотах;
- многоходовая схема компоновки требует размещения входных и выходных патрубков на неподвижной и прижимной плитах, что удорожает стоимость теплообменника и усложняет его монтаж и обслуживание.

В настоящее время для расчета пластинчатых теплообменников используется методика, состоящая в полном использовании располагаемого перепада давлений на продвижение теплоносителей за счет сочетания трех типов каналов. Такой подход позволяет в большинстве случаев ограничиться одноходовыми пластинчатыми теплообменниками со значительной экономией площади поверхности теплообмена. Максимальное число ходов пластинчатых теплообменников, выпускаемых фирмой ALFA LAVAL, равно двум.

Технические характеристики и габаритные размеры разборного пластинчатого теплообменника приведены на сайте www.alfalaval.ru

Паяные пластинчатые теплообменники фирмы ALFA LAVAL состоят из пакета тонких гофрированных металлических пластин, размещенных между двумя торцевыми пластинами. В единый теплообменный блок пластины соединены способом пайки в вакуумной печи. Патрубки для подвода и отвода теплоносителей могут располагаться как

на передней, так и на задней торцевой пластинах. Рабочие теплоносители движутся по чередующимся каналам в режиме противотока.



Рисунок 5.3 - Паяные пластинчатые теплообменники

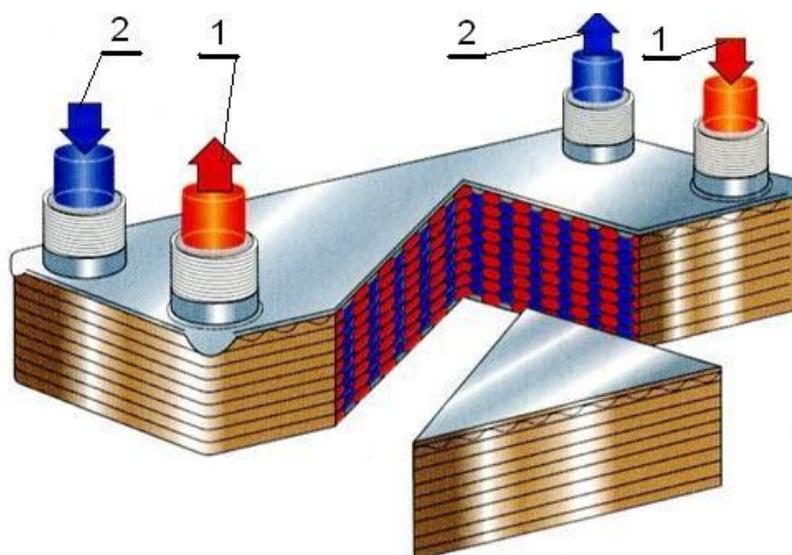


Рисунок 5.4 - Принцип работы паяного пластинчатого теплообменника:

1- греющий теплоноситель; 2-нагреваемый теплоноситель

Техническая характеристика и габаритные размеры паяного пластинчатого теплообменника приведены на сайте www.alfalaval.ru

Задача расчета пластинчатого теплообменника состоит в проектировании теплообменника с высоким коэффициентом теплопередачи, в необходимости уложиться

при этом в допустимые значения располагаемого напора и выбрать теплообменник с минимальным количеством пластин (в большинстве случаев и минимальной стоимости).

Как показано выше, эта задача достаточно сложна, трудоемка, усугублена отсутствием необходимой информации.

Для облегчения расчета и подбора пластинчатых теплообменников различных типов разработана программа расчета CAS 200 (версия 4.1 для расчета разборных и паяных пластинчатых теплообменников и версия 4.3 для расчета теплообменников с однофазными и двухфазными теплоносителями).

В настоящее время фирма ALFA LAVAL разработала новое программное обеспечение CAS 2000, которое отличается от CAS 200 наличием окна “Механическая конфигурация”, в котором можно выбрать патрубки для греющего и нагреваемого теплоносителей, материал, диаметр и длину стягивающих болтов, материал и длину несущей балки, тип прокладки, тип рамы и т.п. С помощью этого окна вводится ряд требований и ограничений, характерных для каждого типа теплообменника.

Кроме того, изменен вид стандартной панели. В ней добавлено несколько кнопок. С их помощью можно сохранять несколько расчетов по одному объекту, что значительно облегчает работу с программой.

Пластинчатые теплообменники горячего водоснабжения являются основным тепловым оборудованием ЦТП и ИТП.

5.3.3. Тепловой расчет пластинчатого теплообменника

Тепловой расчет теплообменника выполняется по следующей методике:

1. Определяем средний логарифмический температурный напор, °С

$$\Delta t_{\ln} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_2'')}{(t_1'' - t_2')}} , \quad (5.6)$$

где:

t_1' , t_1'' – температура греющего теплоносителя соответственно на входе и выходе из теплообменника, °С;

t_2' , t_2'' - температура нагреваемого теплоносителя соответственно на входе и выходе из теплообменника, °С;

2. Массовый расход теплоносителей, кг/с

$$G_1 = \frac{Q}{C_1 \cdot (t_1' - t_1'')} \quad (5.7)$$

$$G_2 = \frac{Q}{C_2 \cdot (t_2'' - t_2')} \quad (5.8)$$

3. Скорость движения теплоносителей во входных и выходных патрубках (штуцерах), м/с

$$W_{1con} = \frac{4G_1}{\pi d_{con}^2 \cdot \rho_1} ; \quad (5.9)$$

$$W_{2non} = \frac{4G_2}{\pi d_{con}^2 \cdot \rho_2} . \quad (5.10)$$

4. Падение давление в штуцерах (рассчитываются по эмпирическим соотношениям), Па

$$\Delta P_{icon} = 31,3 - 80,7 \times W_{icon} + 404 \times W_{icon}^2 ; \quad (5.11)$$

где:

i – соответствующий вид теплоносителя (греющий – 1, нагреваемый – 2).

5. Допустимые значения потери напора в теплообменнике по стороне греющего ΔP_1^n и нагреваемого ΔP_2^n теплоносителя определяются как разность

$$\Delta P_1^n = \Delta P_1^0 - \Delta P_{1con} \quad (5.12)$$

$$\Delta P_2^n = \Delta P_2^0 - \Delta P_{2con} \quad (5.13)$$

где:

$\Delta P_1^0, \Delta P_2^0$ - располагаемый перепад давлений соответственно по стороне греющего и нагреваемого теплоносителей, Па.

6. После подготовительных операций по определению массовых расходов теплоносителей, среднего логарифмического температурного напора и других величин определяем расходы теплоносителей через отдельные каналы (согласно заданной компоновки теплообменника) и из условия полного использования располагаемого напора

для одноходового теплообменника. Потери напора в каналах одноходового теплообменника определяются по соотношению

$$\Delta P_i = B_j \cdot \text{Re}_i^{p_j} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2}. \quad (5.14)$$

Если массовый расход $m = w \cdot f_{pl} \cdot \rho$, то

$$m_{ij} = \left[\frac{2 \cdot \Delta P_i \cdot d_{eq} \cdot \rho_i \cdot f_{pl}^2}{L_{pr} \cdot B_j} \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{d_{eq}}{f_{pl} \cdot \rho_i \cdot v_i} \right)^{-p_j} \right]^{\frac{1}{2+p_j}}, \quad (5.15)$$

где:

j - тип канала (Н, L, МН или ML).

Например, расход греющего теплоносителя через теплообменник с каналами типа Н обозначается $m_{1Н}$.

Здесь B_j и p_j – коэффициенты в уравнении $\xi = B \cdot \text{Re}^p$ для расчета гидравлического сопротивления единицы длины канала, образованного двумя пластинами (Re – число Рейнольдса). Для теплообменников марки М6 для различных типов каналов:

– типа Н: $B_H = 43,8 \quad p_H = -0,042;$

– типа L: $B_L = 16,38 \quad p_L = -0,154;$

– типа МН: $B_{MN} = 24,0 \quad p_{MN} = -0,114;$

– типа ML: $B_{ML} = 25,0 \quad p_{ML} = -0,116.$

7. Скорректируем значения m_{ij} по одному из теплоносителей, по которому рассчитанные потери напора будут превышать заданные допустимые (располагаемые) потери напора.

Если $\frac{G_1}{m_{1j}} > \frac{G_2}{m_{2j}}$, то $m_{2j} = m_{1j} \cdot \left(\frac{G_2}{G_1} \right).$

Если $\frac{G_1}{m_{1j}} \leq \frac{G_2}{m_{2j}}$, то $m_{1j} = m_{2j} \cdot \left(\frac{G_1}{G_2} \right).$

8. Определяем значения чисел Рейнольдса для различных каналов по стороне греющего и нагреваемого теплоносителей

$$\text{Re}_{ij} = \frac{m_{ij} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_i \cdot v_i} \quad (5.16)$$

9. Значения коэффициента теплоотдачи в каналах для греющего и нагреваемого теплоносителей, Вт/(м²·К)

$$\alpha_{ij} = A_j \cdot \text{Re}^{n_j} \cdot \text{Pr}_i^{0,43} \cdot (\text{Pr}_i / \text{Pr}_w)^{0,25} \cdot \lambda_i / d_{eq} \quad (5.17)$$

где:

A_j и n_j - коэффициенты в уравнении $Nu = A \cdot \text{Re}^n$. У теплообменников типа М6 для различных каналов значения коэффициентов равны:

$$\begin{aligned} \dot{A}_H &= 0,311 ; & n_H &= 0,69; \\ \dot{A}_L &= 0,111 ; & n_L &= 0,70; \\ \dot{A}_{I \ j} &= 0,191; & n_{MH} &= 0,68; \\ \dot{A}_{ML} &= 0,188; & n_{ML} &= 0,68 . \end{aligned}$$

10. Коэффициент теплопередачи в каждом из смешанных каналов

$$K_j = \left(\frac{1}{\alpha_{1j}} + \frac{1}{\alpha_{2j}} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + R_f \right)^{-1}, \quad (5.18)$$

где:

$\frac{\delta_w}{\lambda_w}$, R_j – термическое сопротивление стенки пластины и загрязнений.

Теплофизические характеристики теплоносителей определяются по так называемой калориметрической температуре. Калориметрическая температура – это средняя температура греющего и нагреваемого теплоносителей в каналах теплообменника, вычисленная в предположении линейного изменения коэффициента теплопередачи [48]. В теории конвективного теплообмена, используемой для вывода величины среднелогарифмической разности температур, принято допущение о постоянстве коэффициента теплопередачи. При теплообмене между двумя капельными жидкостями вязкость греющей жидкости по мере движения по каналу (обычно сверху вниз) увеличивается, а вязкость нагреваемой, двигающейся в противоположном

направлении, напротив уменьшается. Поэтому при заданных разностях температур на концах теплообменника значение коэффициента теплопередачи на горячем конце выше, чем на холодном.

Исходя из предположения линейного изменения коэффициента теплопередачи, значение средней калориметрической температуры для греющего теплоносителя может быть вычислено по формуле:

$$t_{1k}'' = t_1'' + k_c \cdot (t_1' - t_1''), \quad (5.19)$$

для нагреваемого –

$$t_{2k}'' = t_2'' + k_c \times (t_2' - t_2'') \quad (5.20)$$

Коэффициент k_c обычно определяется по графикам зависимости от величины $(t_1'' - t_2') / (t_1' - t_2'')$. В общем случае, когда для заданных параметров теплоносителей на выходе из теплообменного аппарата имеется значительная разность между коэффициентами теплопередачи, среднелогарифмический температурный напор Δt_{ln} не является действительной разностью температур для противотока. Однако среднелогарифмический температурный напор может быть использован, если будет найдено значение коэффициента теплопередачи, способное компенсировать погрешность при использовании Δt_{ln} .

Значение числа Прандтля для стенки Pr_w определяется по средней температуре стенки, которая вычисляется как среднее арифметическое калориметрической температуры по стороне горячего и холодного теплоносителя

$$t_w = \frac{(t_{1k} + t_{2k})}{2}. \quad (5.21)$$

При параметрах теплоносителя 130 °С на входе и 75 °С на выходе средняя калориметрическая температура составляет 89,68 °С; при параметрах 95/70 °С - 76,67 °С, 70/30 °С – 52,5 °С и 55/5 °С - 33,2 °С.

Метод ε -NTU базируется на использовании трех безразмерных величин: ε , NTU и R.

Величина ε называется эффективностью передачи теплоты в теплообменнике и определяется соотношением

$$\varepsilon = \frac{W_1(t_1'' - t_1')}{W_{\min}(t_1' - t_2')} = \frac{W_2(t_2'' - t_2')}{W_{\min}(t_1' - t_2')}, \quad (5.22)$$

где:

$W_1 = G_1 \cdot C_1$, $W_2 = G_2 \cdot C_2$ - водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей.

Величина ε выражает соотношение между фактически переданным количеством теплоты и тем максимально возможным количеством теплоты, которое может быть передано в идеальном противоточном теплообменнике, имеющим бесконечно большую поверхность теплообмена.

Величина NTU носит название числа единиц переноса и определяется по выражению

$$NTU = \frac{1}{W_{\min}} \int_0^F K \cdot dF = \frac{K \cdot F}{W_{\min}}, \quad (5.23)$$

где коэффициент теплопередачи принят величиной постоянной.

NTU можно также определить по формуле

$$NTU = \frac{K \cdot F}{W_{\min}} = \frac{t_2'' - t_2'}{W_{\min}}. \quad (5.24)$$

Рассмотрим одноходовой теплообменник, имеющий две группы каналов различной геометрической формы (гофрировки) – «х» и «у» каналы. В теплообменнике каналы одной геометрической формы включены, как обычно, параллельно и условия функционирования для всех каналов одинаковы, кроме каналов, расположенных в начале и конце теплообменника. Для уменьшения потерь теплоты в окружающую среду крайние каналы работают на нагрев холодного теплоносителя. Однако влияние этих факторов незначительно и примем допущение о равных условиях работы всех каналов.

Уравнение теплового баланса при движении теплоносителя в канале, образованного двумя пластинами заданного типа гофрировки с площадью поверхности теплообмена f_{pl} каждая. В канале движется жидкость с расходом m_{ij} , изменение ее температуры Δt_j . Второй теплоноситель движется противотоком в двух смежных каналах.

Для «х» и «у» канала величина NTU определяется для греющего теплоносителя по выражениям

$$NTU_x = \frac{2 \cdot f \cdot pl \cdot K_x}{c_1 \cdot m_{1x}}, \quad (5.25)$$

$$NTU_y = \frac{2 \cdot f \cdot pl \cdot K_y}{c_1 \cdot m_{1y}} \quad (5.26)$$

В качестве третьего безразмерного параметра принято отношение массовых расходных теплоемкостей

$$R = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}. \quad (5.27)$$

Отметим, что эта величина всегда меньше или равна единице. Физически ее можно рассматривать как количество теплоты, воспринимаемой или отдаваемой теплоносителем, на один градус изменения температуры.

Уравнение теплового баланса для противоточного теплообменника, принимая, что $W_2 = W_{\min}$, можно записать в виде

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{\ln} = K \cdot F \cdot \left[\frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_2'')}{(t_1'' - t_2')}} \right] = W_2 \cdot (t_2'' - t_2'). \quad (5.27)$$

С учетом предыдущего выражения уравнение можно переписать в виде

$$\frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'} = e^{(R-1) \cdot NTU} \quad (5.28)$$

В последнем выражении в числителе прибавим и вычтем t_2' , а в знаменателе - t_1' , тогда с учетом алгебраических преобразований выражение для ε примет вид

$$\varepsilon = \frac{t_2' - t_2}{t_1 - t_2} = \frac{1 - e^{-(1-R) \cdot NTU}}{R - e^{-(1-R) \cdot NTU}} \quad (5.29)$$

Если принять, что $W_1 = W_{\min}$, то для ε будет тот же результат, но в числителе будет стоять разность температур для горячего теплоносителя.

Общий тепловой поток в теплообменном аппарате будем определять из баланса по греющему теплоносителю

$$\begin{aligned} m_1 \cdot c_1 \cdot \Delta t_1 &= m_{1x} \cdot \Delta t_{1x} \cdot N_x \cdot c_{1x} + m_{1y} \cdot \Delta t_{1y} \cdot N_y \cdot c_{1y} = \\ &= m_{1x} \cdot \varepsilon_x \cdot (t_1' - t_2') \cdot N_x \cdot c_{1x} + m_{1y} \cdot \varepsilon_y \cdot (t_1' - t_2') \cdot N_y \cdot c_{1y}, \end{aligned} \quad (5.30)$$

где:

$\Delta t_1, \Delta t_{1\bar{0}}, \Delta t_{1\bar{0}}$ - изменение температуры по греющему теплоносителю соответственно для теплообменника в целом, для «х» и «у» каналов;

N_x и N_y - число каналов типа «х» и «у» в теплообменнике;

ε_x и ε_y - эффективность теплообмена для каналов типа «х» и «у».

Принимая $c_1 = c_{1x} = c_{1y}$, получим:

$$m_1 \cdot \Delta t_1 = m_{1x} \cdot \varepsilon_x \cdot (t_1' - t_2') \cdot N_x + m_{1y} \cdot \varepsilon_y \cdot (t_1' - t_2') \cdot N_y \quad (5.31)$$

Массовый расход греющего теплоносителя в теплообменнике

$$m_1 = m_{1x} \cdot N_x + m_{1y} \cdot N_y \quad (5.32)$$

Решая совместно систему из двух последних уравнений относительно числа каналов n_x и n_y , имеем

$$N_x = \frac{m_1 \cdot \left[\Delta t_1 / (t_1' - t_2') - \varepsilon_y \right]}{m_{1x} \cdot (\varepsilon_x - \varepsilon_y)}, \quad (5.33)$$

$$N_y = \frac{(m_1 - N_x \cdot m_{1x})}{m_{1y}} \quad (5.34)$$

В результате, после удовлетворения условий по потерям напора и определения количества пластин для каждой группы каналов общая площадь теплопередающей поверхности будет и общее количество пластин теплообменника $N = 2 \cdot (N_x + N_y) + 1$.

5.3.4. Пример расчета пластинчатого теплообменника со смешанными каналами

Для системы отопления жилого здания необходимо подобрать одноходовой теплообменный аппарат с системой каналов изменяемой формы с компоновкой (L+ML)/(L+MH) из номенклатуры теплообменников, выпускаемых фирмой «Альфа-Лаваль». Принять к установке теплообменник марки М6. Исходные данные для расчета представлены в таблицах 5.1– 5.3.

Таблица 5.1 - Исходные данные для проектирования пластинчатого теплообменника

Параметры	Символ	Значение
Тепловая нагрузка зданий, кВт	Q	697,8
Входная температура греющего теплоносителя, °С	t_1'	130
Выходная температура греющего теплоносителя, °С	t_1''	75
Входная температура нагреваемого теплоносителя, °С	t_2'	70
Выходная температура нагреваемого теплоносителя, °С	t_2''	95
Потеря напора по греющему теплоносителю, Па	Δp_1^0	$2 \cdot 10^4$
Потеря напора по нагреваемому теплоносителю, Па	Δp_2^0	$2 \cdot 10^4$
Значение фактора «загрязнения»	R_f	0

Таблица 5.2 - Теплофизические свойства теплоносителей (воды) при среднем (калориметрическом) значении температуры

Параметр	Теплоноситель			
	Горячая сторона		Холодная сторона	
	Символ	Значение	Символ	Значение
Средняя температура, °С	t_{1k}	89,68	t_{2k}	76,67
Плотность, кг/м ³	ρ_1	965,55	ρ_2	973,86
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	λ_1	0,6793	λ_2	0,6726
Удельная теплоемкость, Дж/(кг·К)	c_1	4206	c_2	4191
Кинематическая вязкость, м ² /с	$\nu_1 \cdot 10^7$	3,2787	$\nu_2 \cdot 10^7$	3,8055
Число Прандтля	Pr_1	1,9623	Pr_2	2,3147

Таблица 5.3 - Геометрические параметры пластин и образуемых ими каналов теплообменника марки М6

Параметр	Символ	Значение
Площадь поверхности пластины, м ²	f_{pl}	0,150
Эквивалентный диаметр канала, м	d_{eq}	0,004
Ширина пластины, м	b	0,216
Внутренний диаметр штуцера, м	d_{con}	0,050
Площадь поперечного сечения одного канала, м ²	f	0,000432
Площадь поперечного сечения «горловины» пластины, м ²	f_{neck}	0,000168
Высота гофры, м	δ	0,002
Приведенная длина канала, м	L_{pr}	0,694
Толщина стенки пластины, м	δ_w	0,0005

1. Определяем средний логарифмический температурный напор Δt_{\ln} :

$$\Delta t_{\ln} = \frac{(t_1'' - t_2') - (t_1' - t_2'')}{\ln \frac{(t_1'' - t_2')}{(t_1' - t_2'')}} = \frac{(130-95) - (75-70)}{\ln \frac{(130-95)}{(75-70)}} = 15,147 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2. Определим массовый G_1, G_2 и объемный расход V_1, V_2 теплоносителей

$$G_1 = \frac{Q}{c_1 \cdot (t_1'' - t_1')} = \frac{697800}{55 \cdot 4206} = 3,017 \text{ кг/с}$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{697800}{25 \cdot 4191} = 6,659 \text{ кг/с}$$

$$V_1 = \frac{Q}{\Delta t_1 \cdot c_1 \cdot \rho_1} = \frac{697800}{55 \cdot 4206 \cdot 965,55} = 0,00312 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_2 = \frac{Q}{\Delta t_2 \cdot c_2 \cdot \rho_2} = \frac{697800}{25 \cdot 4191 \cdot 973,86} = 0,00684 \text{ м}^3/\text{с}$$

3. Падение давления в штуцерах для теплообменника марки М6 можно рассчитать по эмпирическим зависимостям по значению скорости теплоносителя. Скорость теплоносителя по горячей стороне w_{con1} и холодной w_{con2} рассчитывается следующим образом:

$$w_{con1} = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot d_{con1}^2 \cdot \rho_1} = \frac{4 \cdot 3,017}{\pi \cdot 0,05^2 \cdot 965,55} = 1,591 \text{ м/с}$$

$$w_{con2} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot d_{con2}^2 \cdot \rho_2} = \frac{4 \cdot 6,659}{\pi \cdot 0,05^2 \cdot 973,86} = 3,482 \text{ м/с}$$

4. Падение давления в штуцерах рассчитывается по эмпирическим соотношениям:

$$\Delta p_1^n = 31,3 - 80,7 \times w_{con1} + 404 \times w_{con1}^2 = 925 \text{ Па}$$

$$\Delta p_2^n = 31,3 - 80,7 \cdot w_{con2} + 404 \cdot w_{con2}^2 = 4649 \text{ Па}$$

5. Допустимое значение потери напора в распределительной площадке пластины каналах теплообменника по стороне греющего Δp_1^n и нагреваемого Δp_2^n теплоносителя определяются как разность:

$$\Delta p_1^n = \Delta p_1^0 - \Delta p_{con1} = 20000 - 925 = 19075 \text{ Па}$$

$$\Delta p_2^n = \Delta p_2^0 - \Delta p_{con2} = 20000 - 4649 = 15351 \text{ Па}$$

6. Определим расходы теплоносителей через отдельные каналы из условия полного использования располагаемого напора на преодоление гидравлических сопротивлений в аппарате:

$$m_{L1} = \left[\frac{2 \cdot \Delta p_1^n \cdot d_{eq} \cdot \rho_1 \cdot f^2 \cdot 9,81}{L_{pr} \cdot B_L} \left(\frac{d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot \eta} \right)^{-PL} \right]^{\frac{1}{2+PL}} =$$

$$= \left[\frac{2 \cdot 19075 \cdot 0,004 \cdot 965,55 \cdot 0,00432^2 \cdot 9,81}{0,694 \cdot 16,38} \left(\frac{0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,154} \right]^{\frac{1}{2-0,154}} =$$

$$= 0,3101 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$m_{L2} = \left[\frac{2 \cdot \Delta p_2^n \cdot d_{eq} \cdot \rho_2 \cdot f^2 \cdot 9,81}{L_{pr} \cdot B_L} \left(\frac{d_{eq}}{f \cdot \rho_2 \cdot \eta} \right)^{-PL} \right]^{\frac{1}{2+PL}} =$$

$$= \left[\frac{2 \cdot 15351 \cdot 0,004 \cdot 973,86 \cdot 0,00432^2 \cdot 9,81}{0,694 \cdot 16,38} \left(\frac{0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,154} \right]^{\frac{1}{2-0,154}} =$$

$$= 0,2725 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$m_{MH1} = \left[\frac{2 \cdot \Delta p_1^n \cdot d_{eq} \cdot \rho_1 \cdot f^2 \cdot 9,81}{L_{pr} \cdot B_{MH}} \left(\frac{d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot \eta} \right)^{-PMH} \right]^{\frac{1}{2+PMH}} =$$

$$= \left[\frac{2 \cdot 19075 \cdot 0,004 \cdot 965,55 \cdot 0,00432^2 \cdot 9,81}{0,694 \cdot 24} \left(\frac{0,004}{0,000432 \cdot (965,55) \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,114} \right]^{\frac{1}{2-0,114}} =$$

$$= 0,2087 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$m_{MH2} = \left[\frac{2 \cdot \Delta p_2^n \cdot d_{eq} \cdot \rho \cdot f^2 \cdot 9,81}{L_{pr} \cdot B_{MH}} \left(\frac{d_{eq}}{f \cdot \rho \cdot \nu} \right)^{-p_{MH}} \right]^{\frac{1}{2+p_{MH}}} =$$

$$= \left[\frac{2 \cdot 153510,004 \cdot 973,86 \cdot 0,00432^2 \cdot 9,81}{0,694 \cdot 24} \left(\frac{0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,114} \right]^{\frac{1}{2-0,114}} =$$

$$= 0,1845 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$m_{ML1} = \left[\frac{2 \cdot \Delta p_1^n \cdot d_{eq} \cdot \rho \cdot f^2 \cdot 9,81}{L_{pr} \cdot B_{ML}} \left(\frac{d_{eq}}{f \cdot \rho \cdot \nu} \right)^{-p_{ML}} \right]^{\frac{1}{2+p_{ML}}} =$$

$$= \left[\frac{2 \cdot 190750,004 \cdot 965,55 \cdot 0,00432^2 \cdot 9,81}{0,694 \cdot 25} \left(\frac{0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,118} \right]^{\frac{1}{2-0,118}} =$$

$$= 0,2081 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$m_{ML2} = \left[\frac{2 \cdot \Delta p_2^n \cdot d_{eq} \cdot \rho \cdot f^2 \cdot 9,81}{L_{pr} \cdot B_{ML}} \left(\frac{d_{eq}}{f \cdot \rho \cdot \nu} \right)^{-p_{ML}} \right]^{\frac{1}{2+p_{ML}}} =$$

$$= \left[\frac{2 \cdot 153510,004 \cdot 973,86 \cdot 0,00432^2 \cdot 9,81}{0,694 \cdot 25} \left(\frac{0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,118} \right]^{\frac{1}{2-0,118}} =$$

$$= 0,1838 \text{ м}^3/\text{с}$$

где:

B и p – коэффициенты в уравнении $\xi = B \cdot Re^p$. Для теплообменника марки М6 с расположением гофры под углом 30° к вертикали (L пластина): $B_L = 16,38$; $p_L = -0,154$; для ML: $B_{ML} = 25$; $p_{ML} = -0,118$; для MH: $B_{MH} = 24$; $p_{MH} = -0,114$.

7. Вычисляем вспомогательные величины:

$$\frac{G_1}{m_{ML1}} = \frac{3,017}{0,2081} = 14,495 < \frac{G_2}{m_{ML2}} = \frac{6,659}{0,1838}$$

и корректируем значение массового расхода для горячего теплоносителя:

$$m_{L1} = m_{L2} \cdot G_1 / G_2 = 0,2725 \cdot \frac{3,017}{6,659} = 0,1234 \text{ кг/с}$$

$$m_{MH1} = m_{MH2} \cdot G_1 / G_2 = 0,1845 \cdot \frac{3,017}{6,659} = 0,0836 \text{ кг/с}$$

$$m_{ML1} = m_{ML2} \cdot G_1 / G_2 = 0,1838 \cdot \frac{3,017}{6,659} = 0,0833 \text{ кг/с}$$

8. Определяем значения числа Рейнольдса для различных каналов по стороне греющего и нагреваемого теплоносителя:

$$\text{Re}_{L1} = \frac{m_{L1} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot v_1} = \frac{0,1234 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} = 3610$$

$$\text{Re}_{L2} = \frac{m_{L2} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,2725 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} = 6808$$

$$\text{Re}_{MH1} = \frac{m_{MH1} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot v_1} = \frac{0,0836 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} = 2445$$

$$\text{Re}_{MH2} = \frac{m_{MH2} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,1845 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} = 4610$$

$$\text{Re}_{ML1} = \frac{m_{ML1} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot v_1} = \frac{0,0833 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} = 2436$$

$$\text{Re}_{ML2} = \frac{m_{ML2} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,1838 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} = 4593$$

9. Значения коэффициента теплоотдачи в каналах для горячего и холодного теплоносителя:

$$\begin{aligned} \alpha_{L1} &= A_L \cdot \text{Re}_{L1}^{nL} \cdot (\text{Pr}_1)^{0,43} \cdot (\text{Pr}_1 / \text{Pr}_w)^{0,25} \cdot \lambda_1 / d_{eq} = \\ &= 0,111 \cdot 3610^{0,7} \cdot 1,9623^{0,43} \cdot \left(\frac{1,9623}{2,1162} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6793}{0,004} \right) = 7644 \hat{\text{A}} \hat{\text{d}} / (\text{i}^2 \cdot \hat{\text{E}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{L2} &= A_L \cdot \text{Re}_{L2}^{nL} \cdot (\text{Pr}_2)^{0,43} \cdot (\text{Pr}_2 / \text{Pr}_w)^{0,25} \cdot \lambda_2 / d_{eq} = \\ &= 0,111 \cdot 6808^{0,7} \cdot 2,3147^{0,43} \cdot \left(\frac{2,3147}{2,1162} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6726}{0,004} \right) = 13200 \hat{\text{A}} \hat{\text{d}} / (\text{i}^2 \cdot \hat{\text{E}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \alpha_{MH1} &= A_{MH} \cdot \text{Re}_{MH1}^{nMH} \cdot (\text{Pr}_1)^{0,43} \cdot (\text{Pr}_1 / \text{Pr}_w)^{0,25} \cdot \lambda_1 / d_{eq} = \\ &= 0,191 \cdot 2445^{0,68} \cdot 1,9623^{0,43} \cdot \left(\frac{1,9623}{2,1162} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6793}{0,004} \right) = 8566 \hat{\text{A}} \hat{\text{d}} / (\text{i}^2 \cdot \hat{\text{E}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\alpha_{MH2} &= A_{MH} \cdot \text{Re}_{MH2}^{n_{MH}} \cdot (\text{Pr}_2)^{0,43} \cdot (\text{Pr}_2/\text{Pr}_w)^{0,25} \cdot \lambda_2 / d_{eq} = \\ &= 0,191 \cdot 4610^{0,68} \cdot 2,3147^{0,43} \cdot \left(\frac{2,3147}{2,1162}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6726}{0,004}\right) = 14606 \hat{A} \hat{\delta} / (i^2 \cdot \hat{E})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\alpha_{ML1} &= A_{ML} \times \text{Re}_{ML1}^{n_{ML}} \cdot (\text{Pr}_1)^{0,43} \times (\text{Pr}_1/\text{Pr}_w)^{0,25} \times \lambda_1 / d_{eq} = \\ &= 0,188 \times 2436^{0,68} \times 1,9623^{0,43} \times \left(\frac{1,9623}{2,1162}\right)^{0,25} \times \left(\frac{0,6793}{0,004}\right) = 8410 \hat{A} \hat{\delta} / (i^2 \times \hat{E})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\alpha_{ML2} &= A_{ML} \cdot \text{Re}_{ML2}^{n_{ML}} \cdot (\text{Pr}_2)^{0,43} \cdot (\text{Pr}_2/\text{Pr}_w)^{0,25} \cdot \lambda_2 / d_{eq} = \\ &= 0,188 \cdot 4593^{0,68} \cdot 2,3147^{0,43} \cdot \left(\frac{2,3147}{2,1162}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,6726}{0,004}\right) = 14340 \hat{A} \hat{\delta} / (i^2 \cdot \hat{E})\end{aligned}$$

где:

A и n – коэффициенты в уравнении $Nu = A \cdot \text{Re}^n$ для определения числа Нуссельта. Для теплообменника марки М6 с расположением гофры под углом 30° к вертикали (L – пластина) $A_L = 0,111$; $n_L = 0,7$; для ML: $A_{ML} = 0,191$; $n_{ML} = 0,68$; для MH: $A_{MH} = 0,188$; $n_{MH} = 0,68$.

10. Коэффициенты теплопередачи:

$$\begin{aligned}K_L &= \frac{1}{1/\alpha_{L1} + 1/\alpha_{L2} + \delta_w/\lambda_w + R_f} = \frac{1}{1/7644 + 1/13200 + 0,5 \cdot 10^{-3}/16 + 0} = \\ &= 4205 \hat{A} \hat{\delta} / (i^2 \cdot \hat{E})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}K_{MH} &= \frac{1}{1/\alpha_{MH1} + 1/\alpha_{MH2} + \delta_w/\lambda_w + R_f} = \frac{1}{1/8566 + 1/14606 + 0,5 \cdot 10^{-3}/16 + 0} = \\ &= 4620 \hat{A} \hat{\delta} / (i^2 \cdot \hat{E})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}K_{ML} &= \frac{1}{1/\alpha_{ML1} + 1/\alpha_{ML2} + \delta_w/\lambda_w + R_f} = \frac{1}{1/8410 + 1/14340 + 0,5 \cdot 10^{-3}/16 + 0} = \\ &= 4548 \hat{A} \hat{\delta} / (i^2 \cdot \hat{E})\end{aligned}$$

где:

R_f - термическое сопротивление загрязнений, принято равным нулю.

11. Рассчитаем число единиц теплопереноса:

$$NTU_L = \frac{2 \cdot f_{pl} \cdot K_L}{m_{L1} \cdot c_1} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 3613}{0,1234 \cdot 4206} = 2,430$$

$$NTU_{MH} = \frac{2 \cdot f_{pl} \cdot K_{MH}}{m_{MH1} \cdot c_1} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 4620}{0,0836 \cdot 4206} = 3,942$$

$$NTU_{ML} = \frac{2 \cdot f_{pl} \cdot K_{ML}}{m_{ML1} \cdot c_1} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 4548}{0,0833 \cdot 4206} = 3,894.$$

12. Отношение водяных эквивалентов в каналах подсчитываем по формулам:

$$R_x = \frac{m_{L1} \cdot c_1}{m_{L2} \cdot c_2} = \frac{0,123 \cdot 44206}{0,2725 \cdot 4191} = 0,4545$$

$$R_y = \frac{m_{ML1} \cdot c_1}{m_{MH2} \cdot c_2} = \frac{0,0833 \cdot 44206}{0,1845 \cdot 4191} = 0,4528$$

13. Определим эффективность передачи теплоты в теплообменнике, принимая, что $NTU_x = NTU_L$ и $NTU_y = NTU_{ML}$:

$$\varepsilon_x = \frac{1 - e^{-(1-R_x) \cdot NTU_x}}{R_x - e^{-(1-R_x) \cdot NTU_x}} = \frac{1 - e^{-(1-0,4545) \cdot 2,430}}{0,4545 - e^{-(1-0,4545) \cdot 2,430}} = 0,8355$$

$$\varepsilon_y = \frac{1 - e^{-(1-R_y) \cdot NTU_y}}{R_y - e^{-(1-R_y) \cdot NTU_y}} = \frac{1 - e^{-(1-0,4528) \cdot 3,894}}{0,4528 - e^{-(1-0,4528) \cdot 3,894}} = 0,9313$$

14. Находим число каналов «L» и «ML»:

$$N_x = \frac{G_1 \left[\frac{(t_1' - t_1'')}{(t_1' - t_2')} - \varepsilon_y \right]}{m_{L1} (\varepsilon_x - \varepsilon_y)} = \frac{3,017 \left[\frac{(130-75)}{(130-70)} - 0,9313 \right]}{0,1234 (0,8355 - 0,9313)} \approx 3$$

$$N_y = \frac{(G_1 - N_x \cdot m_{L1})}{m_{ML1}} = \frac{3,017 - 3 \cdot 0,1234}{0,0833} = 31$$

Проверка условия удовлетворения заданным потерям напора

15. Определим расходы теплоносителей:

$$m_{L1} = \frac{G_1}{N_x + N_y} = \frac{3,017}{3 + 31} = 0,08873 \text{ кг/с}$$

$$m_{ML1} = \frac{(G_1 - N_x \cdot m_{L1})}{N_y} = \frac{3,017 - 3 \cdot 0,08873}{31} = 0,08873 \text{ кг/с}$$

$$m_{L2} = m_{L1} \times G_2 / G_1 = 0,08873 \times 6,659 / 3,017 = 0,19587 \text{ кг/с}$$

$$m_{MH2} = m_{ML1} \cdot G_2 / G_1 = 0,08873 \cdot 6,659 / 3,017 = 0,19589 \text{ кг/с}$$

16. Рассчитаем скорости движения теплоносителей:

$$w_{L1} = \frac{m_{L1}}{f \cdot \rho_1} = \frac{0,08873}{0,000432 \cdot 965,55} = 0,2127 \text{ м/с}$$

$$w_{ML1} = \frac{m_{ML1}}{f \cdot \rho_1} = \frac{0,08873}{0,000432 \cdot 965,55} = 0,2127 \text{ м/с}$$

$$w_{L2} = \frac{m_{L2}}{f \cdot \rho_2} = \frac{0,19587}{0,000432 \cdot 973,86} = 0,4655 \text{ м/с}$$

$$w_{ML2} = \frac{m_{ML2}}{f \cdot \rho_2} = \frac{0,19587}{0,000432 \cdot 973,86} = 0,4655 \text{ м/с}$$

17. Значения числа Рейнольдса для полученных скоростей:

$$Re_{L1} = \frac{m_{L1} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot v_1} = \frac{0,08871 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} = 2595$$

$$Re_{L2} = \frac{m_{L2} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,1958 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} = 4894$$

$$Re_{ML1} = \frac{m_{ML1} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot v_1} = \frac{0,08871 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} = 2595$$

$$Re_{MH2} = \frac{m_{MH2} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,1958 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} = 4894$$

18. Падение давления в каналах по горячему теплоносителю:

$$\Delta p_{L1} = B_L \cdot Re^{pL} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{L1}^2}{29,81} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} = \frac{16,38 \cdot 2595^{-0,154} \cdot 965,55 \cdot 0,2127^2 \cdot 0,694}{29,81 \cdot 0,004} =$$

$$= 1886 \text{ Па}$$

$$\Delta p_{L2} = B_L \cdot \text{Re}^{pL} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{L2}^2}{29,81} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} = \frac{16,38 \cdot 4894^{-0,154} \cdot 973,86 \cdot 0,4655^2 \cdot 0,694}{29,81 \cdot 0,004} =$$

$$= 8264 \text{ } \dot{\text{а}}$$

$$\Delta p_{ML1} = B_{ML} \cdot \text{Re}^{pML} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{ML1}^2}{29,81} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} = \frac{25 \cdot 2595^{-0,154} \cdot 965,55 \cdot 0,2127^2 \cdot 0,694}{29,81 \cdot 0,004} =$$

$$= 3820 \text{ } \dot{\text{а}}$$

$$\Delta p_{MH2} = B_{MH} \cdot \text{Re}^{pMH} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{MH2}^2}{29,81} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} = \frac{24 \cdot 4894^{-0,114} \cdot 973,86 \cdot 0,4655^2 \cdot 0,694}{29,81 \cdot 0,004} =$$

$$= 17009 \text{ } \dot{\text{а}}$$

19. Суммарная потеря напора в аппарате складывается из потерь напора непосредственно в каналах и штуцерах (присоединениях):

$$\Delta p_{L1} = \Delta p_{L1} + \Delta p_{1con} = 1886 + 925 = 2811 \text{ } \dot{\text{а}}$$

$$\Delta p_{L2} = \Delta p_{L2} + \Delta p_{2con} = 8264 + 4649 = 12913 \text{ } \dot{\text{а}}$$

$$\Delta p_{ML1} = \Delta p_{ML1} + \Delta p_{1con} = 3820 + 925 = 4745 \text{ } \dot{\text{а}}$$

$$\Delta p_{MH2} = \Delta p_{MH2} + \Delta p_{2con} = 17009 + 4649 = 21658 \text{ } \dot{\text{а}} > 20000 \text{ } \dot{\text{а}}$$

20. Как видно из полученных значений, по МН каналу более чем на 5 % не выполняется условие удовлетворения заданному перепаду напора, равному 20000 Па. Необходимо исключить превышение заданного значения потери напора. Для этого добавим пластину МН по холодной стороне и соответственно МЛ по горячей и повторим расчет, оставляя $N_x = 3$ и принимая $N_y = 32$.

Вычислим массовый расход через отдельные каналы:

$$m_{L1} = \frac{G_1}{N_x + N_y} = \frac{3,017}{3+32} = 0,08619 \text{ кг/с}$$

$$m_{ML1} = \frac{(G_1 - N_x \cdot m_{L1})}{N_y} = \frac{3,017 - 3 \cdot 0,08619}{32} = 0,08619 \text{ кг/с}$$

$$m_{L2} = m_{L1} \cdot G_2 / G_1 = 0,08619 \cdot 6,659 / 3,017 = 0,19027 \text{ кг/с}$$

$$m_{ML2} = m_{ML1} \cdot G_2 / G_1 = 0,08619 \cdot 6,659 / 3,017 = 0,19027 \text{ кг/с}$$

21. Рассчитаем скорости движения теплоносителей в каналах:

$$w_{L1} = \frac{m_{L1}}{f \cdot \rho_1} = \frac{0,08619}{0,000432 \cdot 965,55} = 0,2066 \text{ м/с}$$

$$w_{ML1} = \frac{m_{ML1}}{f \cdot \rho_1} = \frac{0,08619}{0,000432 \cdot 965,55} = 0,2066 \text{ м/с}$$

$$w_{L2} = \frac{m_{L2}}{f \cdot \rho_2} = \frac{0,19027}{0,000432 \cdot 973,86} = 0,4523 \text{ м/с}$$

$$w_{ML2} = \frac{m_{ML2}}{f \cdot \rho_2} = \frac{0,19027}{0,000432 \cdot 973,86} = 0,4523 \text{ м/с}$$

22. Значения числа Рейнольдса для полученных скоростей:

$$Re_{L1} = \frac{m_{L1} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot v_1} = \frac{0,08619 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} = 2521$$

$$Re_{L2} = \frac{m_{L2} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,19027 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} = 4754$$

$$Re_{ML1} = \frac{m_{ML1} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_1 \cdot v_1} = \frac{0,08619 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 965,55 \cdot 3,2787 \cdot 10^{-7}} = 2521$$

$$Re_{MH2} = \frac{m_{MH2} \cdot d_{eq}}{f \cdot \rho_2 \cdot v_2} = \frac{0,19027 \cdot 0,004}{0,000432 \cdot 973,86 \cdot 3,8055 \cdot 10^{-7}} = 4754$$

23. Падение давления в каналах:

$$\Delta p_{L1} = B_L \cdot Re^{pL} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{L1}^2}{2,9,81} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} = \frac{16,38 \cdot 2521^{-0,154} \cdot 965,55 \cdot 0,2127^2 \cdot 0,694}{2,9,81 \cdot 0,004} =$$

$$= 1788 \text{ ĩ à}$$

$$\Delta p_{L2} = B_L \cdot Re^{pL} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{L2}^2}{2,9,81} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} = \frac{16,38 \cdot 4754^{-0,154} \cdot 973,86 \cdot 0,4655^2 \cdot 0,694}{2,9,81 \cdot 0,004} =$$

$$= 7833 \text{ ĩ à}$$

$$\Delta p_{ML1} = B_{ML} \cdot Re^{pML} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_{ML1}^2}{2,9,81} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} = \frac{25 \cdot 2521^{-0,154} \cdot 965,55 \cdot 0,2127^2 \cdot 0,694}{2,9,81 \cdot 0,004} =$$

$$= 3617 \text{ ĩ à}$$

$$\Delta p_{MH2} = B_{MH} \cdot Re^{pMH} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{MH2}^2}{2,9,81} \cdot \frac{L_{pr}}{d_{eq}} = \frac{24 \cdot 4754^{-0,114} \cdot 973,86 \cdot 0,4655^2 \cdot 0,694}{2,9,81 \cdot 0,004} =$$

$$= 16104 \text{ ĩ à}$$

24. Суммарная потеря напора в теплообменнике складывается из потерь напора непосредственно в каналах и присоединениях (штуцерах):

$$\Delta p_{L1} = \Delta p_{L1} + \Delta p_{1con} = 1787 + 925 = 2712 \text{ } \dot{\text{л}} \text{ } \dot{\text{а}}$$

$$\Delta p_{L2} = \Delta p_{L2} + \Delta p_{2con} = 7833 + 4651 = 12484 \text{ } \dot{\text{л}} \text{ } \dot{\text{а}}$$

$$\Delta p_{ML1} = \Delta p_{ML1} + \Delta p_{1con} = 3617 + 925 = 4542 \text{ } \dot{\text{л}} \text{ } \dot{\text{а}}$$

$$\Delta p_{MH2} = \Delta p_{MH2} + \Delta p_{2con} = 16104 + 4651 = 20755 \text{ } \dot{\text{л}} \text{ } \dot{\text{а}} \approx 20000 \text{ } \dot{\text{л}} \text{ } \dot{\text{а}}$$

Общее падение напора по каналам МН по-прежнему не удовлетворяется. Однако расхождение составляет не более 5 %, что допустимо.

25. Общая площадь теплопередающей поверхности теплообменника:

$$F = 2 \cdot (N_x + N_y) \cdot f_{pl} = 2 \cdot (3 + 32) \cdot 0,150 = 10,50 \text{ } \dot{\text{л}} \text{ } \dot{\text{а}}^2$$

26. Общее число пластин теплообменника

$$N = 2 \cdot (N_x + N_y) + 1 = 2 \cdot (3 + 32) + 1 = 71$$

27. Компоновка одноходового теплообменника

$$(3L+32ML)/(3L+32MH)$$

Количество Н пластин равняется 32, L пластин -39.

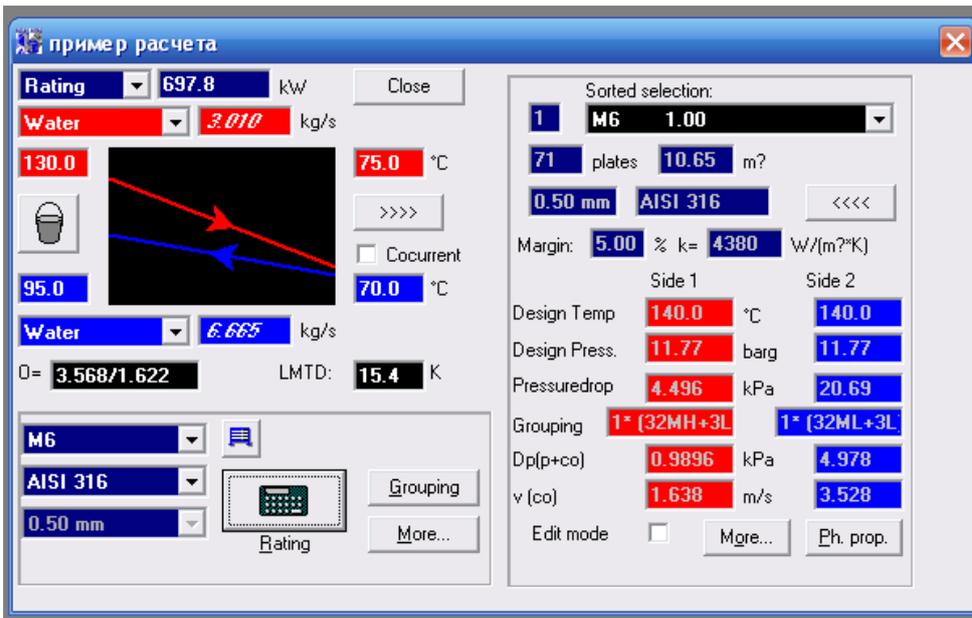


Рисунок 5.5 - Расчет ПТО с использованием программы CAS200

Выполнен расчет ПТО с использованием программы CAS200 при тех же исходных данных. Ниже приведено окно ввода исходных данных и окно полученных результатов расчета (рисунок 5.5). В результате расчета по программе получен теплообменник типа М6 с тем же количеством пластин 71 пластина и той же компоновкой 1·(3L+32ML)/1·(3L+32MH). Коэффициент теплопередачи составил 4380 Вт/(м²·К), а усредненный по числу каналов коэффициент теплопередачи равен 4487,4 Вт/(м²·К). Потери давления в каналах составили по расчету для греющего теплоносителя 4,496 кПа против 4,542 кПа по методике, а для нагреваемого теплоносителя соответственно – 20,69 кПа против 20,76 кПа. Величина поверхности теплообмена отличается незначительно – 10,65 м² против 10,5 м² (расхождение объясняется тем, что программа CAS200 добавляет к величине расчетной поверхности теплообмена поверхность одной пластины, равной 0,15 м², необходимой для формирования канала).

Таким образом, приведенные выше результаты свидетельствуют об адекватности выше приведенной методики расчета пластинчатых теплообменников и методики, реализованной в программном обеспечении CAS200.

5.4. Методика расчета пластинчатых теплообменников для системы горячего водоснабжения с использованием программы CAS200

Пластинчатые теплообменники входят в состав основного оборудования ЦТП и ИТП зданий различного назначения.

Схема теплового пункта с независимой системой присоединения системы отопления и одноступенчатой параллельной схемой присоединения подогревателей горячего водоснабжения приведена на рисунке 5.9

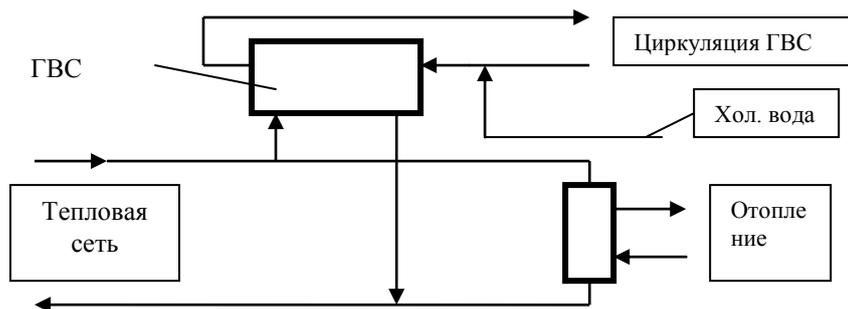


Рисунок 5.6 - Одноступенчатая параллельная схема присоединения подогревателей горячего водоснабжения для жилых и общественных зданий с независимым присоединением системы отопления

Схема теплового пункта с независимой системой присоединения системы отопления и двухступенчатой смешанной схемой присоединения подогревателей горячего водоснабжения приведена на рисунке 5.7

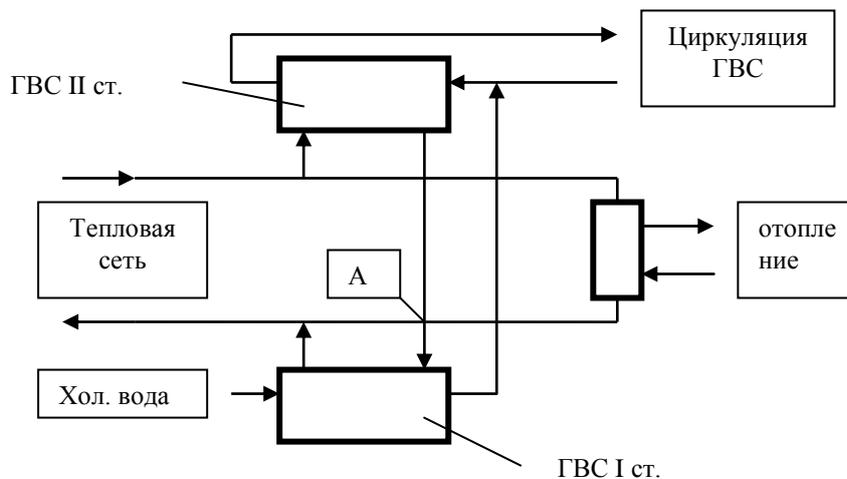


Рисунок 5.7 - Двухступенчатая смешанная схема присоединения подогревателей горячего водоснабжения для жилых и общественных зданий с независимым присоединением системы отопления

5.4.1. Расчет теплообменников системы горячего водоснабжения

Согласно [3] в закрытых схемах теплоснабжения схему присоединения подогревателей горячего водоснабжения (ГВС) следует принимать в зависимости от величины отношения максимального потока на ГВС к максимальному тепловому потоку на отопление. Так, при отношении $Q_{h \max}/Q_o \max = 0,2-1,0$ следует принимать двухступенчатую смешанную схему (смотри рисунок 5.7), а при остальных соотношениях – одноступенчатую параллельную схему присоединения подогревателей ГВС (смотри рисунок 5.6).

Также при расчете поверхности нагрева водоподогревателей ГВС температуру воды в трубопроводе тепловой сети следует принимать равной температуре в точке излома температурного графика или минимальную температуру воды, если отсутствует излом графика температур. Согласно [44] температурный перепад по греющей стороне принимается $70-30^{\circ}\text{C}$, а по нагреваемой – $5-60^{\circ}\text{C}$.

Методика расчета теплообменников горячего водоснабжения при одноступенчатой параллельной схеме:

- Открыть новый проект.
- Установить тип расчета – «Design».
- Ввести исходные данные: максимальную тепловую нагрузку на ГВС, температурную программу для греющего теплоносителя 70°C на входе и 30°C на выходе, для нагреваемого теплоносителя на входе 5°C и выходе 60°C , допустимые потери напора по греющему и нагреваемому теплоносителям, установить тип материала пластины и ее толщину; в окне выбора типа теплообменника установить «Prog Sel, коэффициент запаса поверхности нагрева «Margin» – 0% (допускается необходимый запас поверхности нагрева – 10%).
- Ввести дополнительные данные в окне «More» (Дополнительная информация): коэффициент загрязнения «Fouling •10000» – $0 \text{ m}^2\text{K/W}$, максимальную температуру для обоих теплоносителей – 150°C , рабочее давление – 16 barg (бар).
- Нажать на кнопку расчета.
- Сохранить расчет теплообменника.

Методика расчета теплообменников горячего водоснабжения при двухступенчатой смешанной схеме

Расчет теплообменников системы ГВС, подключенных по двухступенчатой смешанной схеме, выполняется в 4 этапа.

1 этап. Расчет «виртуального» теплообменника с целью определения расходов греющего и нагреваемого теплоносителей:

- Открыть новый проект;
- Установить тип расчета «Design»;
- Ввести: общую (максимальную) нагрузку системы ГВС, температурную программу – для греющего теплоносителя $70^{\circ}\text{C} / 30^{\circ}\text{C}$, для нагреваемого – $5^{\circ}\text{C} / 60^{\circ}\text{C}$;
- Ввести значения допустимых потерь напора для греющего и нагреваемого теплоносителей – 20 или 30 кПа;
- Нажать кнопку расчета;
- Получить и сохранить значения расходов греющего и нагреваемого теплоносителей (при этом открывать окно с результатами расчета не требуется).

2 этап. Предварительный расчет подогревателя I ступени в целях определения температур греющего теплоносителя на входе и нагреваемого на выходе:

- Открыть новый проект.
- Установить тип расчета «Design».
- Ввести исходные данные: нагрузку на теплообменник I ступени, равную 70 % от общей нагрузки системы ГВС; полученные на 1 этапе расчета расходы греющего и нагреваемого теплоносителей (достаточно установить неизменный расход нагреваемого теплоносителя), а также заданные температуры на входе нагреваемого теплоносителя 5°C и на выходе греющего теплоносителя 30°C .
- Ввести допустимые потери напора по греющему и нагреваемому теплоносителям, установить тип материала пластины и ее толщину; в окне выбора типа теплообменника установить его тип, коэффициент запаса поверхности нагрева «Margin» - 0 %.

- Ввести дополнительные данные: коэффициент загрязнения - 0 $\text{m}^2\text{K/W}$, максимальную температуру для обоих теплоносителей - 150°C , рабочее давление – 16 barg (бар).
- Нажать кнопку расчета.
- Получить и сохранить значения температуры на входе греющего и выходе нагреваемого теплоносителей (эти данные потребуются при расчете II ступени теплообменника).
- Сохранить файл расчета полученного теплообменника.

3 этап. Расчет подогревателя II ступени:

- Открыть новый проект.
- Установить тип расчета «Design».
- Ввести исходные данные: нагрузку на теплообменник II ступени, равную 30 % от общей нагрузки системы ГВС, расход нагреваемого теплоносителя, а также полученные на 2 этапе расчета температуры на выходе греющего теплоносителя и на входе нагреваемого теплоносителя.
- Ввести допустимые потери напора по греющему и нагреваемому теплоносителям, установить тип материала пластины и ее толщину; в окне выбора типа теплообменника установить его тип, коэффициент запаса поверхности нагрева - 0 %.
- Ввести дополнительные данные: коэффициент загрязнения - 0 $\text{m}^2\text{K/W}$, максимальную температуру для обоих теплоносителей – 150°C , рабочее давление – 16 barg (бар).
- Нажать кнопку расчета.
- Сохранить результаты расчета, которые являются окончательными.

4 этап. Расчет подогревателя I ступени на гидравлику (тепловой поверочный расчет подогревателя на дополнительный пропуск теплоносителя из системы отопления/вентиляции):

- Открыть файл предварительного расчета теплообменника I ступени (см. 2 этап расчета).
- Выбрать режим расчета «Rating».

- Ввести в окне исходных данных: расход греющего теплоносителя теплообменника I ступени, равный суммарному расходу греющего теплоносителя, проходящего через теплообменник II ступени системы ГВС, и греющего теплоносителя системы отопления/вентиляции, оставив неизменной нагрузку на теплообменник I ступени, равную 70 % от общей нагрузки системы ГВС, и расход нагреваемого теплоносителя, определенный на 1 этапе расчета.
- Ввести значения известных температур для нагреваемого теплоносителя. Температура холодной воды в отопительный период при отсутствии данных принимается равной 5 °С; температура воды после I ступени водоподогревателя уже определена на 2 этапе расчета.

Значения температур для греющего теплоносителя неизвестны. Значение температуры греющего теплоносителя на входе определяется из балансовых уравнений в точке смешения потоков А (смотри рисунок 5.7) и вводится в окно исходных данных:

$$\begin{cases} G_1'' \cdot C_{p,\tau} \cdot \tau_1'' + G_1^0 \cdot C_{p,\tau} \cdot \tau_{02} = G_1' \cdot C_{p,\tau} \cdot \tau_2', \\ G_1' = G_1'' + G_1^0 \end{cases}$$

где G_1'' – расход греющего теплоносителя, проходящего через теплообменник II ступени, кг/с;

G_1^0 – расход греющего теплоносителя на отопление кг/с;

G_1' – расход греющего теплоносителя на входе теплообменника I ступени, равный суммарному расходу греющего теплоносителя, проходящего через теплообменник II ступени и греющего теплоносителя системы отопления/вентиляции, кг/с;

τ_1'' – температура греющей (сетевой) воды после водоподогревателя II ступени, °С;

τ_{02} – температура греющей воды в обратном трубопроводе тепловой сети после теплообменника системы отопления (режим излома температурного графика), °С;

τ_2' – температура греющей воды (температура смеси) на входе водоподогревателя I ступени, °С.

Значение температуры греющего теплоносителя на выходе определяется в результате расчета теплообменника I ступени.

- Нажать кнопку расчета.

- В результате расчета потери напора, как правило, будут превышать первоначальные максимально допустимые потери. Необходимо изменить компоновку теплообменника, для этого нажать на кнопку «Grouping» - (Компоновка каналов) и путем добавления пластин добиться уменьшения величин потерь до заданных величин. Для уменьшения потерь напора рекомендуется добавлять пластины для L- и M-каналов. На отрицательные значения коэффициента запаса поверхности нагрева «Margin» и значения температур не обращаем внимания, т.к. выполняется проверка на гидравлический режим;
- Сохранить результаты расчета, которые являются окончательными.

5.4.2. Примеры расчета пластинчатых теплообменников системы горячего водоснабжения с использованием программы CAS200

Таблица 5.4 - Исходные данные для проектирования основного оборудования теплового пункта

Тепловая нагрузка		
ГВС	150	кВт
Вентиляция	-	-
Тип теплообменников (разборный или паяный)	ГВС – разборный	
Схема включения теплообменника ГВС	Смешанная двухступенчатая	
Греющий контур		
Температура на входе (расч.режим/излом)	150/75	°С
Температура на выходе (расч.режим/излом)	75/41	°С
Располагаемый перепад давлений	30	кПа
Давление в обратном трубопроводе	40	кПа
Нагреваемый контур		
ГВС		
Температура на входе	5	°С
Температура на выходе	55	°С
Потери давления в сети потребителя	20	кПа
Рабочее давление	40	кПа

Пример расчета теплообменников системы горячего водоснабжения

Так как отношение заданных максимальных тепловых потоков на горячее водоснабжение и отопление составляет величину $150/250 = 0,6$, то выбираем двухступенчатую смешанную схему присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения.

В результате расчета «виртуального» теплообменника определены расход греющего теплоносителя, который равен 3,3 м³/ч, и расход нагреваемого теплоносителя – 2,6 м³/ч (рисунок 5.8).

На рисунке 5.9 представлены результаты теплового конструктивного расчета теплообменника I ступени, которые носят предварительный характер, т.к. нежелательно применять для системы отопления и горячего водоснабжения теплообменники различных типов (M6 и M3).

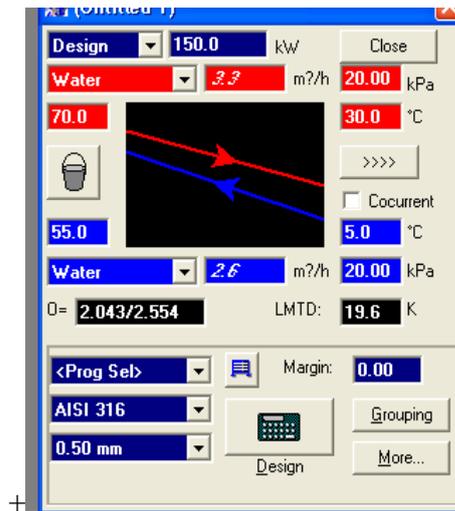


Рисунок 5.8 - ГВС, виртуальный режим

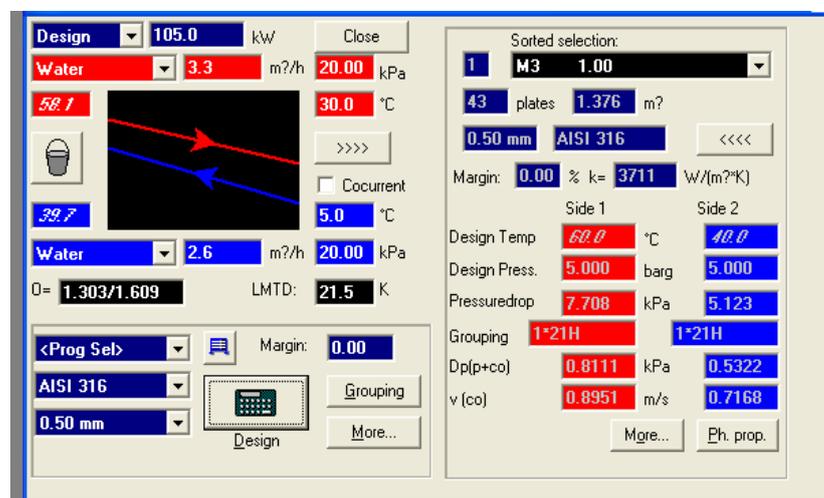


Рисунок 5.9 - ГВС, тепловой расчет теплообменника I ступени (предварительный)

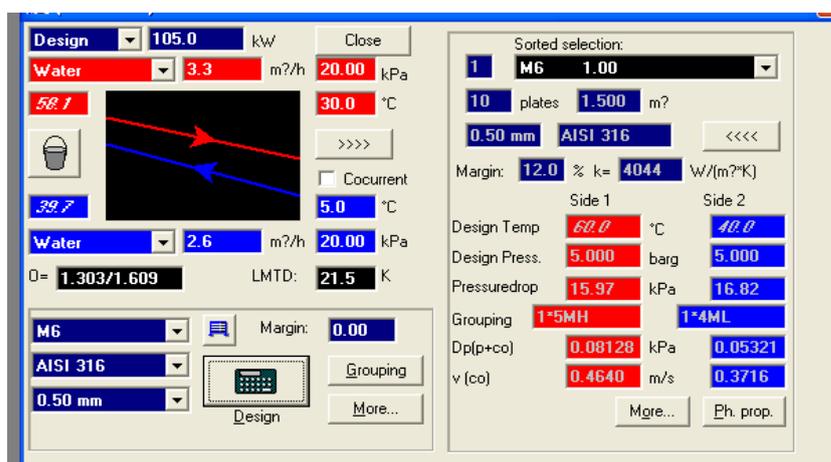


Рисунок 5.10 - ГВС, тепловой расчет теплообменника I ступени

На рисунке 5.10 представлены результаты расчета теплообменника типа М6 и определены необходимые в дальнейших расчетах температуры греющего теплоносителя на входе в теплообменник I ступени – 58,1°C и нагреваемого теплоносителя на выходе из теплообменника – 39,7 °С.

Теплообменник I ступени ГВС должен быть проверен на работу в наихудших условиях, когда расход греющей среды увеличивается за счет расхода теплоносителя системы отопления. На рисунке 5.11 представлены результаты теплового поверочного расчета теплообменника I ступени «на гидравлику», при этом общий расход греющего теплоносителя увеличился за счет расхода греющей воды на отопление до величины 6,4 м³/ч, а температура смеси греющего теплоносителя составила величину 63,9°C. В результате расчета действительные потери напора в каналах греющего теплоносителя превысили допустимые значения (54,58 кПа > 20 кПа). Внимание на значения коэффициента запаса поверхности теплообмена не обращаем. Увеличиваем количество пластин теплообменника (с 10 до 18), добиваясь уменьшения потерь давления греющего теплоносителя до допустимых пределов. Окончательно выбираем в качестве теплообменника I ступени М6 с поверхностью нагрева 2,7 м².

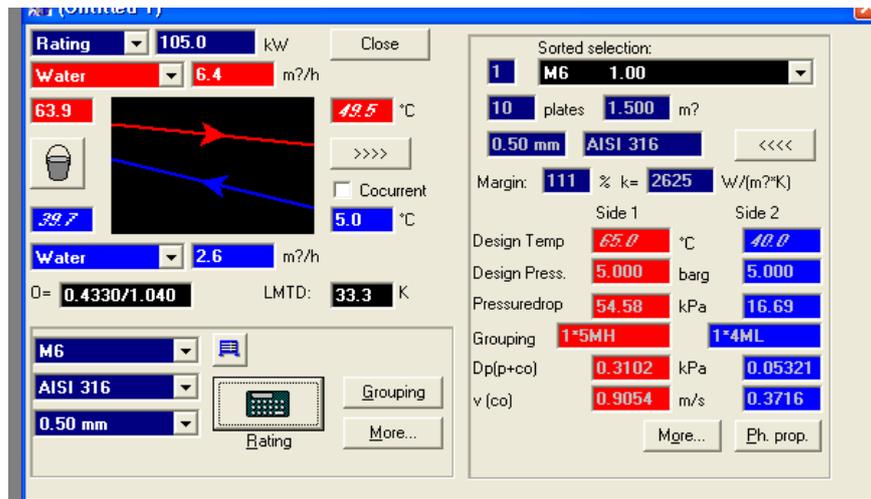


Рисунок 5.11 - ГВС, расчет теплообменника I степени на гидравлику

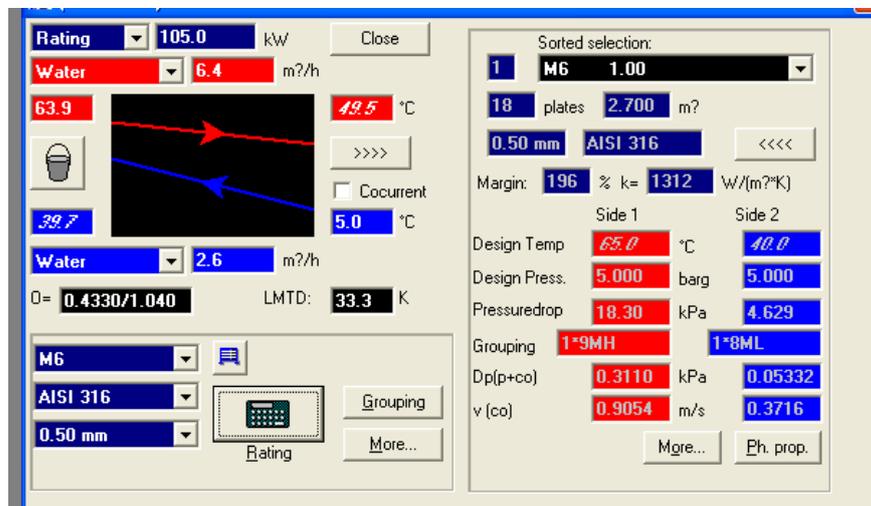


Рисунок 5.12 - ГВС, расчет теплообменника I степени на гидравлику (окончательный)

На рисунке 5.13 представлены результаты расчета теплообменника II степени.

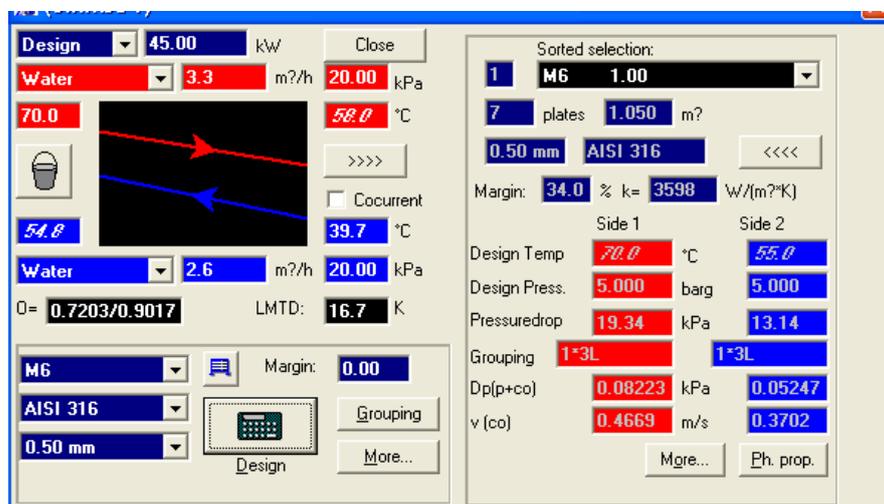


Рисунок 5.13 - ГВС, расчет теплообменника II степени

5.5. Исследование влияния загрязнения на эффективность теплообмена

Допустимое загрязнение может быть учтено в вычислении через расчётный запас M , т.е., за счёт дополнительного процента поверхности теплообмена или введения термического сопротивления загрязнения (R_f), выражаемого в таких единицах, как $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$.

$$M = 100 \frac{k_{\text{чист}} - k_{\text{загр}}}{k_{\text{загр}}}, \quad (5.35)$$

$$R_f = \frac{1}{k_{\text{загр}}} - \frac{1}{k_{\text{чист}}}, \quad (5.36)$$

где: $k_{\text{чист}}$ - коэффициент теплопередачи чистого теплообменника, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

$k_{\text{загр}}$ - коэффициент теплопередачи загрязнённого теплообменника, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Термическое сопротивление загрязнения при расчёте пластинчатого теплообменника должен браться значительно меньшим, чем при расчёте кожухотрубного теплообменника. Для этого есть две причины:

1. Более высокая турбулентность потока означает меньший коэффициент загрязнения.

Конструкция пластинчатых теплообменников обеспечивает гораздо более высокую степень турбулентности, следовательно, более высокий коэффициент теплопередачи, чем это имеет место в традиционных кожухотрубных теплообменниках. Обычно коэффициент теплопередачи водоводяного пластинчатого теплообменника может составлять от 6000 до 7500 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в то время как традиционные кожухотрубные теплообменники при одинаковом применении обеспечивают коэффициент теплопередачи порядка лишь 2000-2500 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; типичное значения R_f , обычно используемое в расчётах кожухотрубных теплообменников, равно $1 \cdot 10^{-4}$ $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$. В этом случае использование коэффициента теплопередачи от 2000 до 2500 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ даёт расчётный запас поверхности теплообмена M порядка 20-25%. Чтобы получить такое же значение расчётного запаса M в пластинчатом теплообменнике с коэффициентом теплопередачи порядка от 6000 до 7500 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, надо взять значение коэффициент термического сопротивления загрязнений равный всего лишь

$0,33 \cdot 10^{-4}$ ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт. Таким образом, реальные значения коэффициент термического сопротивления загрязнений

2. Различие в добавлении расчётного запаса поверхности теплообмена М.

При расчёте кожухотрубных теплообменников расчётный запас добавляется путём увеличения длины труб при сохранении расхода среды через каждую трубу. При расчёте пластинчатого теплообменника такой же расчётный запас М обеспечивается за счёт добавления параллельных каналов или посредством уменьшения расхода в каждом канале. Это приводит к снижению степени турбулентности течения среды, уменьшению эффективности теплообмена и увеличению опасности загрязнения каналов теплообменника, использование слишком большого значения коэффициента термического сопротивления R_f может привести к повышенной интенсивности образования отложений.

Для пластинчатого теплообменника значение расчётного запаса от 0 до 20% (в зависимости от качества воды) можно считать вполне допустимым

Таблица 5.5 - Результаты исследований интенсивности теплообмена ПТО

Запас поверхности теплообменника М, %	Термическое сопротивление загрязнения R_f , ($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)/Вт	Коэффициент теплопередачи k , Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{К}$)	Число пластин N, шт.	Поверхность теплообмена F, м^2
0	0	4360	71	10,65
5	$0,14 \cdot 10^{-4}$	4243	73	10,95
10	$0,24 \cdot 10^{-4}$	4141	75	11,25
15	$0,32 \cdot 10^{-4}$	3979	78	11,7
20	$0,45 \cdot 10^{-4}$	3714	83	12,45
25	$0,6 \cdot 10^{-4}$	3455	89	13,35
44	$1,0 \cdot 10^{-4}$	2932	105	15,75

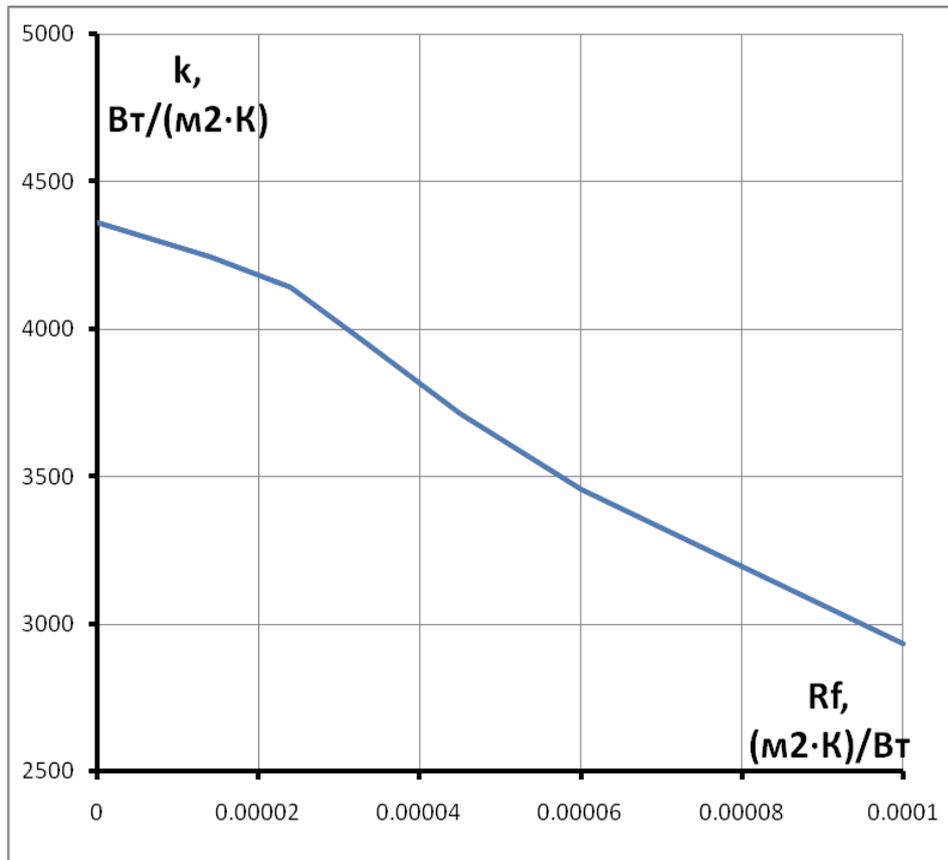


Рисунок 5.14 – Зависимость коэффициента теплопередачи от термического сопротивления загрязнения

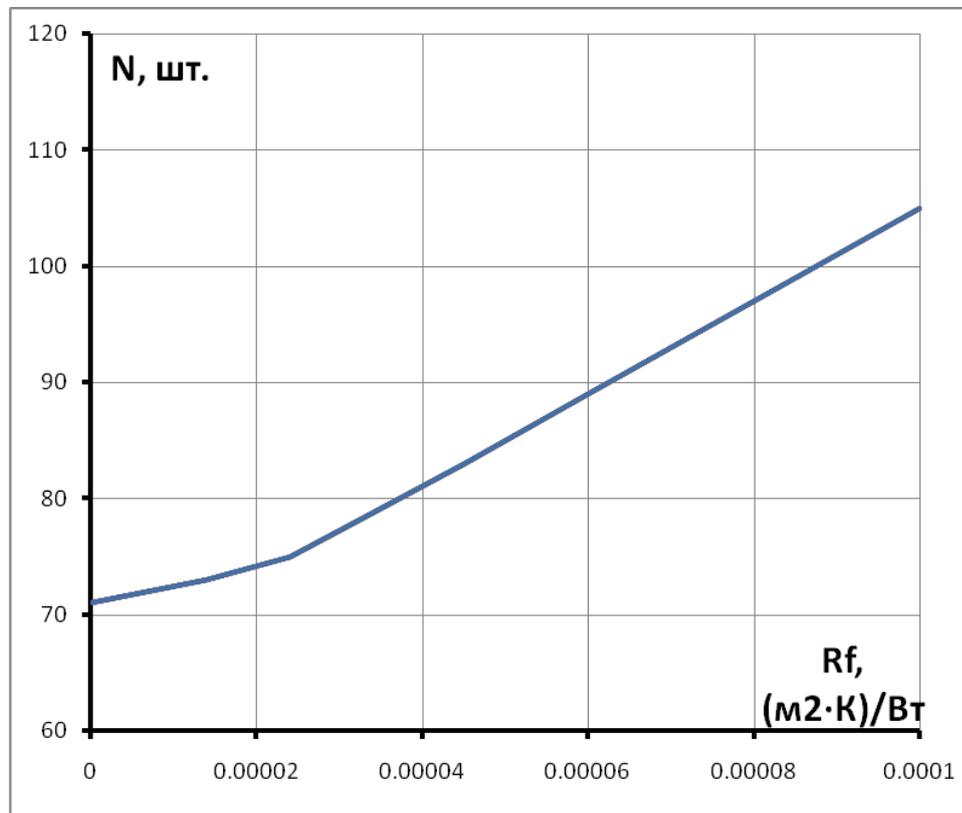


Рисунок 5.15 – Зависимость числа пластин от термического сопротивления загрязнения

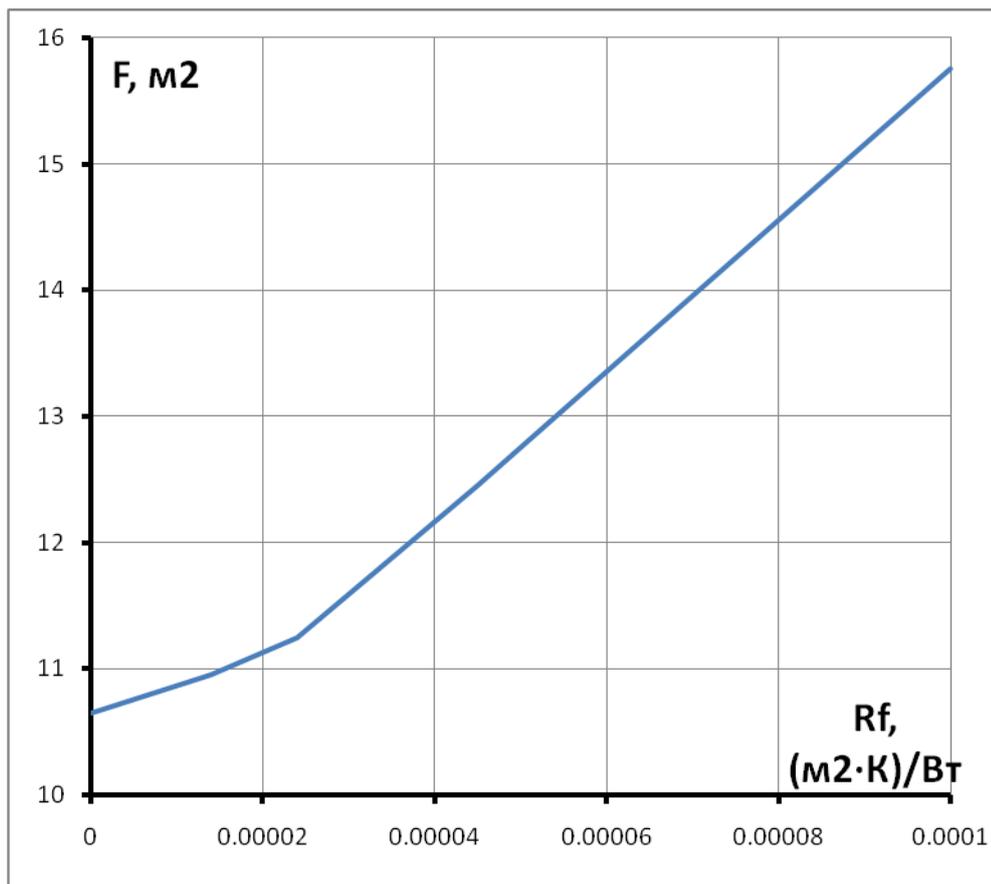


Рисунок 5.16 – Зависимость поверхности теплообмена от термического сопротивления загрязнения

Таким образом, загрязнение снижает теплоотдачу на 32,8%, приводит к увеличению поверхности теплообмена на 47,9% и увеличивает стоимость пластинчатых теплообменников на 20,8%.

5.6. Устранение «перетопа» в двухтрубных тепловых сетях в осенне-весенние периоды года

В двухтрубных тепловых сетях при подключении нагрузки отопления и горячего водоснабжения из-за необходимости поддержания в подающем трубопроводе температуры сетевой воды, обеспечивающей нагрев воды на нужды горячего водоснабжения, 60÷70 °С, в весенний и осенний периоды происходит «перетоп», то есть подача на отопление количества тепла, превосходящего необходимое. «Перетоп» вызывает сжигание дополнительного топлива в огромных размерах и ухудшает санитарно-гигиенические условия в отапливаемых зданиях.

При применяемом качественном способе регулирования тепловой нагрузки температуры в подающем и обратном трубопроводах определяются по формулам [8]

$$t_1 = t_g + \frac{t_1^p - t_2^p}{2} \cdot \left(\frac{t_g - t_n}{t_g - t_{np}} \right) + \left(\frac{t_1^p + t_2^p - 2 \cdot t_g}{2} \right) \cdot \left(\frac{t_g - t_n}{t_g - t_{np}} \right)^{0.8}; \quad (5.34)$$

$$t_2 = t_1 - (t_1^p - t_2^p) \cdot \left(\frac{t_g - t_n}{t_g - t_{np}} \right); \quad (5.35)$$

где:

t_g — температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С;

t_1^p — расчётная температура сетевой воды в подающей линии, °С;

t_2^p — расчётная температура сетевой воды в обратной линии, °С;

t_n — текущая температура наружного воздуха, °С;

t_{np} — расчётная температура наружного воздуха, °С.

На рисунке 5.18 представлен температурный график, рассчитанный по формулам (5.34), (5.35) для $t_g = 18$ °С, $t_1^p = 150$ °С, $t_2^p = 70$ °С, $t_{np} = -28$ °С.

Для закрытой системы теплоснабжения температура в подающей линии должна быть не менее 70 °С, чтобы обеспечить нагрев в теплообменниках воды на нужды горячего водоснабжения не менее 55 °С. По графику рисунок 5.18 находим, что при температуре наружного воздуха выше 3 °С необходимая температура в подающем трубопроводе будет ниже 70 °С, то есть будет происходить «перетоп». Чтобы избежать этого, необходимо обеспечить температуру воды, возвращаемой в обратную линию тепловой сети, более высокую, чем по формуле (5.35) – на графике голубая линия. Пунктирная линия – фактический график температуры воды в подающей линии.

Устранение «перетопа» возможно применением схемы, аналогичной схеме с переключкой и рециркуляционным насосом, используемой в водогрейных котельных [9].

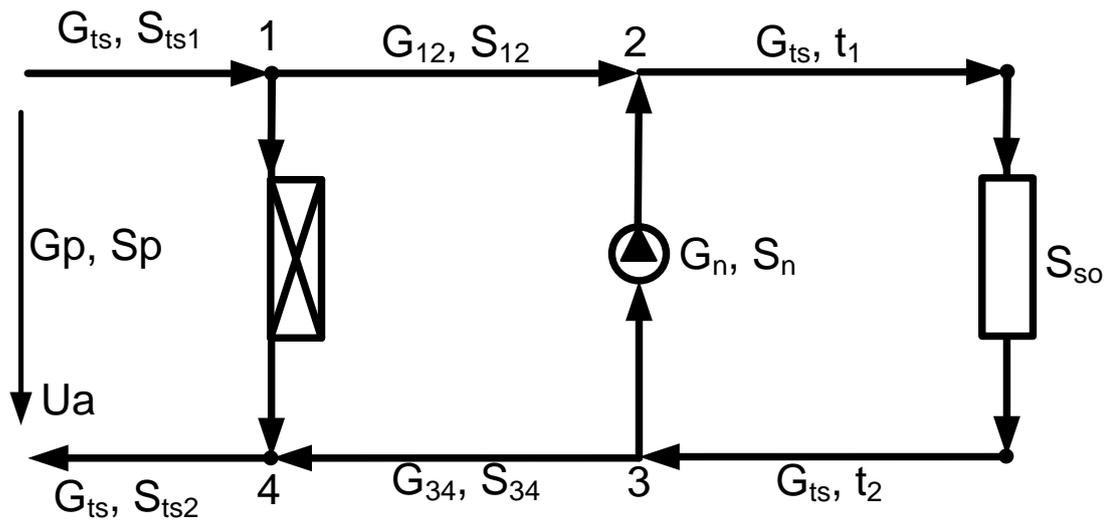


Рисунок 5.17 - Схема абонентского ввода для устранения «перетопа»

Часть воды из подающего трубопровода перетекает в обратный трубопровод по перемычке, и часть воды из обратного трубопровода рециркуляционным насосом подаётся в подающий трубопровод. При одновременном регулировании производительности насоса изменением числа оборотов и сопротивления регулируемого клапана на перемычке возможно создание необходимых температур t_1 и t_2 при $8 \geq t_{н} \geq 3$ °С.

Температурный график 150/70 град. С

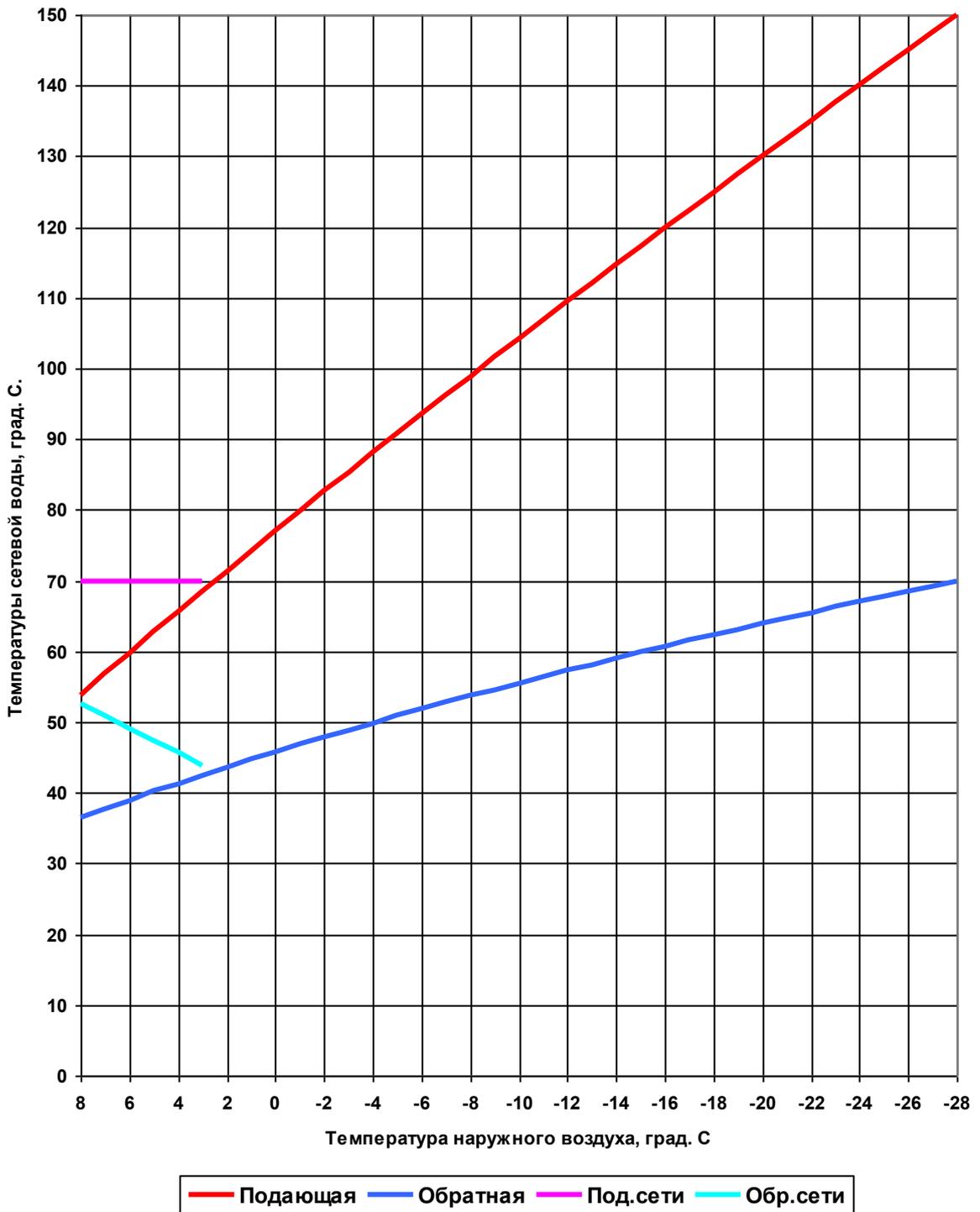


Рисунок 5.18 - Температурный график тепловой сети

Схема рисунок 5.18 описывается тремя уравнениями 1-го закона Кирхгофа, двумя уравнениями теплового баланса и уравнениями 2-го закона Кирхгофа.

$$\left. \begin{aligned}
G_{ts} - G_p - G_{12} &= 0, \\
G_{12} + G_n - G_{ts} &= 0, \\
G_{ts} - G_n - G_{34} &= 0, \\
G_{12} \cdot t_{ts1} + G_n \cdot t_2 - G_{ts} \cdot t_1 &= 0, \\
G_{34} \cdot t_2 + G_p \cdot t_{ts1} - G_{ts} \cdot t_{ts2} &= 0, \\
H_a - S_p \cdot G_p \cdot |G_p| &= 0, \\
S_{12} \cdot G_{12} \cdot |G_{12}| - S_n \cdot G_n \cdot |G_n| + S_{34} \cdot G_{34} \cdot |G_{34}| + H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right) \cdot \frac{n_1}{n} - S_p \cdot G_p \cdot |G_p| &= 0, \\
S_{so} \cdot G_{ts} \cdot |G_{ts}| + S_n \cdot G_n \cdot |G_n| - H_{n0} \cdot \left(\frac{n_1}{n}\right) \cdot \frac{n_1}{n} &= 0.
\end{aligned} \right\} (5.36)$$

В Приложении И приведена программа решения системы уравнений (5.34), (5.35) и (5.36) на Maple.

Рассмотрим пример расчёта схемы по устранению «перетопа».

$$C = 1 + \sqrt{2}; H_{n0} = 5; S_{so} = 0.01; S_n = 0.04; n = 1500.$$

Примем исходные данные: $t_a = 18; t_{ts1} = 70; t_1^p = 150; t_2^p = 70; S_{12} = 1 \cdot 10^{-4}; S_{34} = 1 \cdot 10^{-4};$
 $t_{i\delta} = -28; H_a = 1,5.$

Расчёты выполним для $t_n = 8, 7.5, 7, 6.5, 6, 5.5, 5, 4.5, 4, 3.5, 3.$

Анализ результатов расчётов показывает равенство расходов $G_{12} = G_{34}, G_n = G_p.$

Практически постоянным во всём регулируемом диапазоне остаётся расход сетевой воды.

На графиках (рисунки 5.18–5.20) представлены зависимости расходов воды, сопротивления регулируемого клапана и число оборотов насоса.

Рассмотренная методика расчёта позволяет подобрать необходимое оборудование: циркуляционный насос и регулируемый клапан для конкретных условий.

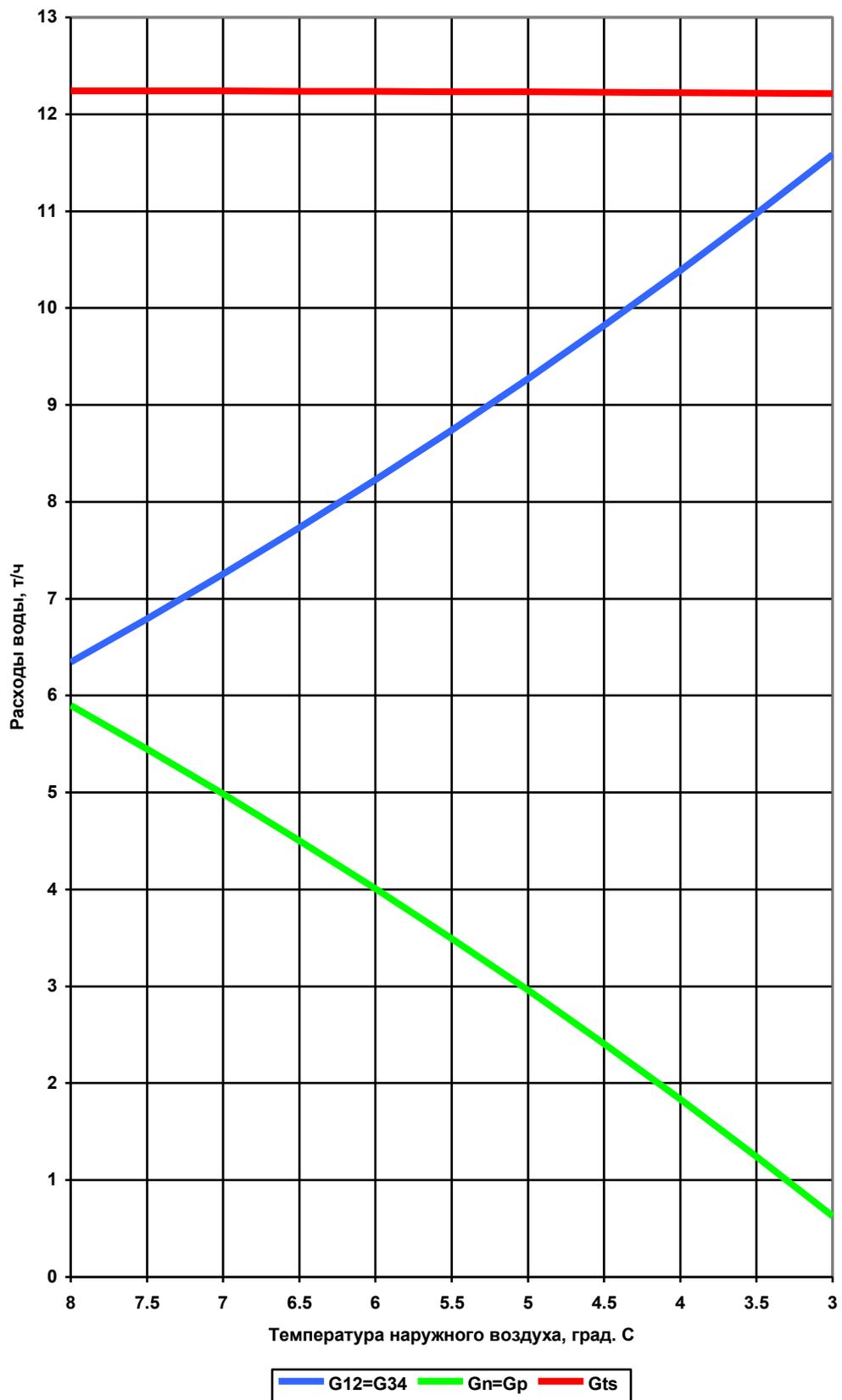


Рисунок 5.18 - Графики расходов сетевой воды на абонентском вводе

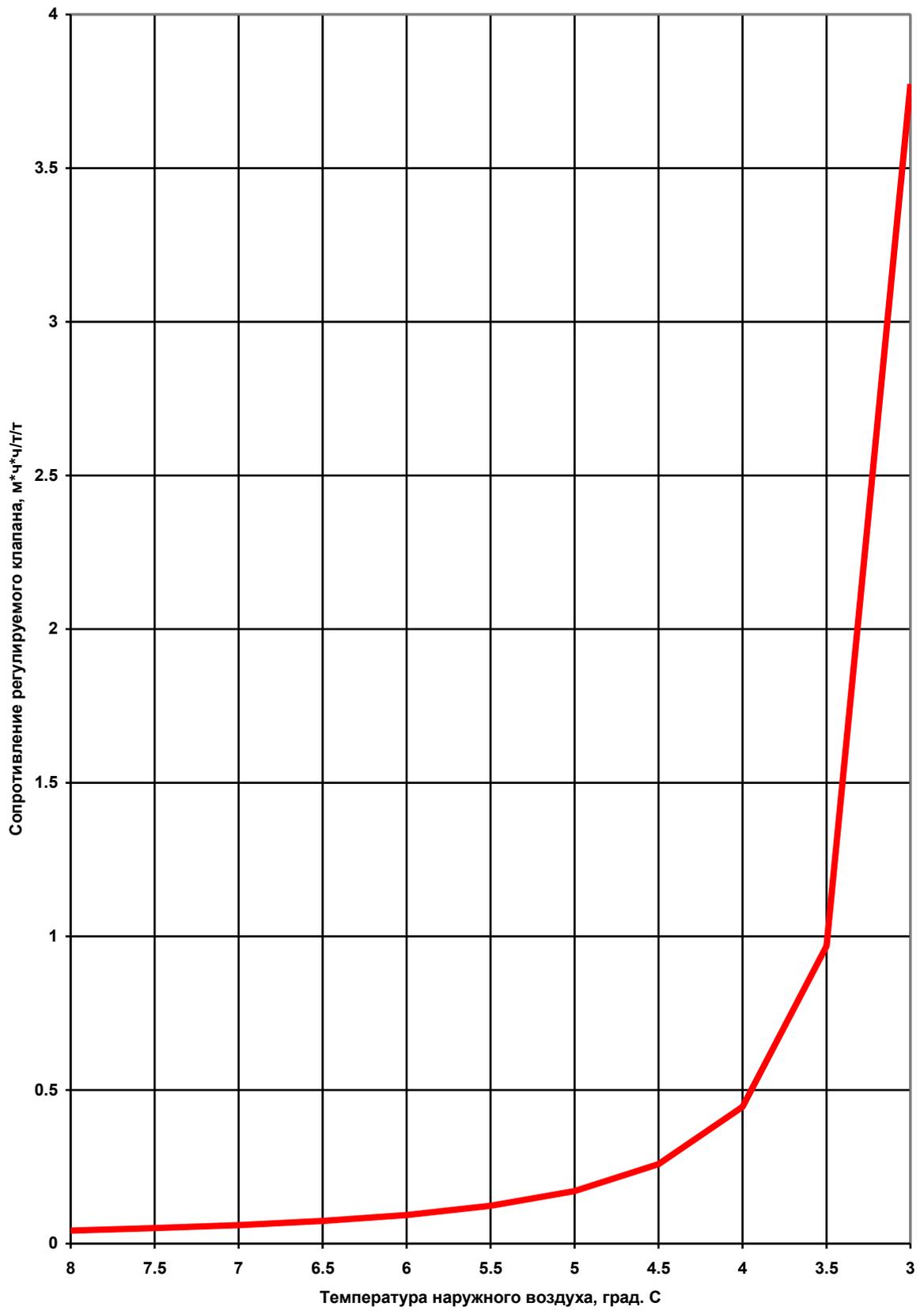


Рисунок 5.19 - График изменения сопротивления регулируемого клапана

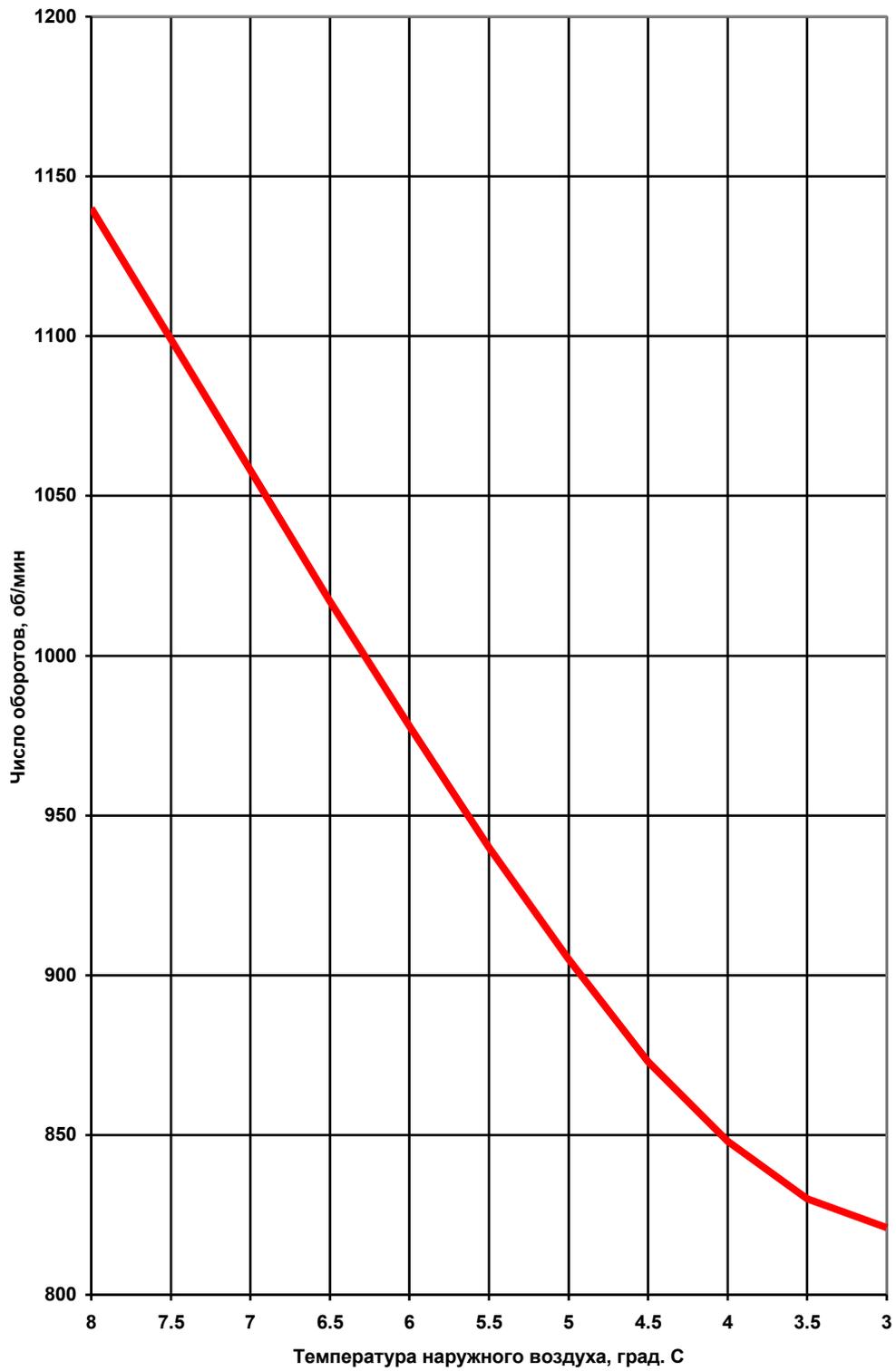


Рисунок 5.20 - График изменения числа оборотов насоса

Выводы по главе 5

1. Выполнен анализ методик расчёта реальных тепловых нагрузок ГВС и определены реальные тепловые нагрузки ГВС жилыми зданиями.
2. Разработана методика расчёта пластинчатых теплообменников системы горячего водоснабжения и проверена её адекватность с методикой по программе CAS200.
3. Исследовано влияние на интенсивность теплообмена загрязнения поверхностей нагрева пластинчатого теплообменника ГВС;
4. Разработана схема устранения «перетопа» для двухтрубных тепловых сетей с нагрузками отопления и горячего водоснабжения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе теоретических разработок и методик, выполненных на 3 этапе работы, «Разработка систем, обеспечивающих устранение тепловой и гидравлической разбалансированности трубопроводных сетей тепло- и водоснабжения», в отчёте приведены результаты численных экспериментов и компьютерные программы для определения тепловых потерь и регулирования теплогидравлических режимов.

В 1 разделе отчёта приведены материалы по разработке оптимальной толщины изоляционного покрытия тепловых сетей с совместным учётом энергетических и экономических показателей. Определены и проанализированы факторы, влияющие на тепловые потери и долговечность теплоизоляционной конструкции.

Разработана программа для определения оптимальной толщины теплоизоляции при надземном, канальном и бесканальном способе прокладки теплопроводов.

Во 2 разделе рассмотрено влияние на оптимизацию толщины изоляции теплопроводов с совместным учётом энергетических и экономических показателей и фактора разбалансированности.

Исследовано и приведены результаты по оптимальной толщине изоляции от материала изоляции для надземной и подземной прокладки теплопроводов.

Исследовано и приведены результаты по оптимальной толщине изоляции от срока эксплуатации для надземной прокладки.

Исследовано и приведены результаты по оптимальной толщине изоляции от температуры наружного воздуха и скорости ветра.

Аналогичные материалы приведены по подземной канальной и бесканальной прокладке теплопроводов водяных тепловых сетей.

В 3 разделе приведены результаты по влиянию температуры сетевой воды в подающем трубопроводе при различных температурах наружного воздуха на температуру обратной сетевой воды и температуру воздуха внутри отапливаемых помещений, а также результаты исследования влияния сопротивления отопительных систем на режим работы абонетских отопительных систем и по насосному смешивающему тепловому узлу, позволяющему значительно сократить расход электроэнергии на привод сетевых насосов. Приведена компьютерная программа, позволяющая выполнить подбор оборудования для конкретного теплового узла. Получены зависимость расходов сетевой воды и регулируемого числа оборотов насоса смешения.

В 4 разделе приведены результаты исследований влияния на величины потерь давления, температуры сетевой воды и тепловых потерь для теплопроводов тепловых

сетей надземной, канальной и бесканальной прокладки при малых скоростях движения теплоносителя. Конкретно режим летнего горячего водоснабжения. При этом отсутствует расход воды на нужды отопления и по теплопроводам подаётся расход воды лишь для обеспечения нагрузки горячего водоснабжения. Разработаны системы уравнений, учитывающие совместное влияние гидравлических и тепловых потерь на основе решения систем дифференциальных уравнений от длины теплопроводов. Разработаны компьютерные программы и приведены результаты расчётов, показывающие потери давления, потери температуры и потери тепла в зависимости от длины теплопровода. Проведено исследование влияния повысительных насосов на теплогидравлический режим тепловой сети.

В 5 разделе выполнено: анализ методик расчёта реальных тепловых нагрузок ГВС и определены реальные тепловые нагрузки ГВС жилыми зданиями;

методика расчёта пластинчатых теплообменников системы горячего водоснабжения и проверена её адекватность с методикой по программе CAS200;

влияние на интенсивность теплообмена загрязнения поверхностей нагрева пластинчатого теплообменника ГВС;

схема устранения «перетопа» для двухтрубных тепловых сетей с нагрузками отопления и горячего водоснабжения.

Библиографический список

1. МДС 41-7.2004 «Методика оценки влияния влажности на эффективность теплоизоляции оборудования и трубопроводов».
2. СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и теплопроводов».
3. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. / Е.Я. Соколов. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.
4. СП 41-103-2000 «Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов»
5. Шойхет, Б. М., Овчаренко Е. Г., Мелех А. С. «Региональные нормы по тепловой изоляции промышленного оборудования и трубопроводов», опубликовано в журнале Энергосбережение №6/2000.
6. Т.Ю.Полуэктова, В.Г. Хромченков, Ю.В.Яворовский «Определение оптимальной толщины изоляции» 16-я конференция «Радиотехника, электроника и энергетика» Тез.докл., Т.3.
7. СНиП 23-01-99 «Строительная климатология».
8. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей. Справочник / В.И. Манюк [и др.] – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с.
9. Бузников, Е.Ф. Водогрейные котлы и их применение на электростанциях и в котельных/ Е.Ф. Бузников, В.Н. Сидоров. – М.-Л.: Энергия, 1965. – 240 с.
10. Ерофеев, В.Н. Проектирование тепловых сетей. Учебное пособие. – Ивановский энергетический институт, 1957. – 55 с.
11. Рекомендация. Государственная система обеспечения единства измерений. Водяные системы теплоснабжения. Уравнения измерений тепловой энергии и количества теплоносителя. МИ 2412-97. Введена в действие с 01.09.1997 г.
12. Методические указания по составлению энергетической характеристики для систем транспорта тепловой энергии по показателю «Тепловые потери». СО 153-34.20.523-2003. Часть 3. Вводится в действие с 30.06.2003 г.
13. Генварев, А.А. Насосы, вентиляторы и воздуходувки. Учебное пособие. / А.А. Генварев. – Ивановский инженерно-строительный институт. – Иваново, 1991. – 72 с.
14. Дьяконов, В.П. Maple 9 в математике, физике и образовании. Библиотека профессионала / В.П. Дьяконов. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 685 с.
15. Водяные тепловые сети. Справочное пособие по проектированию / под ред. Н.К. Громова, Е.П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 375 с.

16. **Определение** нормативов потребления коммунальных услуг (отопление и горячее водонабжения) для жилых зданий г. Иваново на 2007 год.- х/д 39/06 / Пыжов В.К., Телегина Р.Ш., Сенников В.В. и др./ – Иваново: ИГЭУ, 2007. - 152 с.
17. **Постановление** Правительства РФ от 23 мая 2006 г. № 306. «Об утверждении Правил установления и определения нормативов потребления коммунальных услуг».
18. **Постановление** Правительства РФ от 23 мая 2006 г. №307 «О порядке предоставления коммунальных услуг гражданам».
19. **ТСН 23-307-2000 ИО.** Энергетическая эффективность в жилых и общественных зданиях. Нормативы по теплозащите зданий. /Госстрой России.- М.: ФГУП ЦПП, 2000. – 30 с.
20. **СНиП 23-02-2003.** Тепловая защита зданий. /Госстрой России.- М.: ФГУП ЦПП, 2003. – 26 с.
21. **СП 23-101-2004.** Проектирование тепловой защиты зданий. /Госстрой России.- М.: ГУП ЦПП 2004. -144 с.
22. **Методика** распределения общедомового потребления тепловой энергии на отопление между индивидуальными потребителями на основе показаний квартирных приборов учета теплоты (МДК 4-07.2004).
23. **СНиП 2.04.01-85***. Внутренний водопровод и канализация зданий./Госстрой России. - М.: ГУП ЦПП, 2000. – 60 с.
24. **СНиП 41-01-2003.** Отопление, вентиляция, кондиционирование. /Госстрой России. - М.: ГУП ЦПП, 2003. –82 с.
25. **СНиП 23-01-99*(2003).** Строительная климатология. /Госстрой России.- М.: ГУП ЦПП, 2003 – 80 с.
26. **ГОСТ 30494-96.** Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата. /Госстрой России.- М.: ГУП ЦПП, 1999. –14 с.
27. **ГОСТ 31168-2003.** Жилые здания. Метод определения потребления тепловой энергии на отопление. /Госстрой России.- М.: ГУП ЦПП, 2003. – 18 с.
28. **ГОСТ 31169-2003.** Здания и сооружения. Метод определения воздухопроницаемости ограждающих конструкций в натуральных условиях. /Госстрой России.- М.: ГУП ЦПП, 2003.– 16 с.
29. **Методические указания** по проведению энергоресурсаудита в жилищно-коммунальном хозяйстве (МДК 1-01.2002).
30. **Комплексная методика** по обследованию и энергоаудиту реконструируемых зданий.

31. **Приказ Госстроя России № 202 от 10.06.2003 г.** Об утверждении методических рекомендаций и типовых программ энергетических обследований систем коммунального энергоснабжения.
32. **Богословский В.Н., Сканава А.Н.** Отопление: Учеб. для вузов. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.: ил.
33. **Внутренние санитарно-технические устройства.** В 3-х ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирования воздуха. Кн.2/ В.Н.Богословский, А.И.Пирумов, В.Н.Посохин и др. Под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера. 4-е изд., перераб. и доп.-М.: Стройиздат, 1992. – 312 с: ил. – (Справочник проектировщика).
34. **Исаев В. Н., Сангмамадов Ф.** Развитие нормативной базы внутреннего водопровода // Водоснабжение и санитарная техника. 1993.- № 1. С. 6—9.
35. **Шопенский Л. А.** Исследования режимов работы водопроводов жилых зданий: Автореф. дис... канд. техн. наук. М., 1968.
36. **Шопенский Л.А., Юрьева И. П.** Построение расчетных графиков водопотребления // Санитарная техника. Сб. науч. тр. М.: НИИ санитарной техники, 1970. - Вып. 34. С. 27—32.
37. **Шопенский Л.А., Кожина А.Л.** Совершенствование норм водопотребления для жилых здания // Водоснабжение и санитарная техника. 1985. № 11. С. 25-27.
38. **Гейнц В.Г.** О расчете обеспеченности расходов воды в системах водопроводов жилых зданий // Санитарно-техническое оборудование. Сб. науч. тр. М.: НИИ санитарной техники, 1972. - Вып. 37. С. 46—48.
39. **Гейнц В.Г., Обельченко И.О.** Об определении размеров утечек в водопроводах жилых зданий // Отопительное оборудование, санитарно-технические приборы и арматура. Сб. науч. тр. М.: НИИ санитарной техники, 1974. - Вып. 34. С. 54—58.
40. **Мхитарян М.Г.** Совершенствование водоснабжения микрорайонов с целью сокращения потерь воды: Автореф. дис. канд. техн. наук. М., 1988.
41. **Инструкция по проектированию** внутренних систем водоснабжения и канализации жилых и общественных зданий / ЦНИИЭПИО. М., 1978.
42. **Вербицкий А.С., Лякмунд А.Л.** Интегральные функции распределения расходов воды. Инженерное обеспечение строительства // Экспресс-информация. М.: ВНИИС, 1986.- Вып. 2. С. 2—10.
43. **Рекомендации по определению расходов воды в системах холодного и горячего водоснабжения** // Экспресс-информация. М., 1987. - Вып. 1, 2. (Строительство и архитектура).

44. **СП 41-101-95.** Проектирование тепловых пунктов. /Госстрой России. - М.: ГУП ЦПП, 1996. –82 с.
45. **РД 26-01-107-86.** Теплообменники пластинчатые. Методы тепловых и гидромеханических расчетов. – Харьков: УкрНИИХиммаш, 1986. – 106 с.
46. **Справочник** по теплообменникам: пер. с англ./под ред. О.Г. Мартыненко. Т.2 – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 352 с.
47. **Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Хавин Г.Л., Арсеньева О.П.** Пластинчатые теплообменники в промышленности; учеб. пособие. – Харьков: Изд-во национ. технич. универ-та Харьковского политехнического института, 2004. – 236 с.
48. **Инструкция** по использованию программного обеспечения CAS200. Alfa Laval Russia, 1998. – 18 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Программа

**«Определение оптимальной толщины изоляционного
покрытия трубопроводов тепловых сетей с совместным учётом
энергетических и экономических показателей»**

Программа расчёта температурного графика с ограничениями температуры сетевой воды в подающей линии

```

Sub RTGR()
Rem Расчет температурного графика
Dim QP As Single, TBP As Single, W As Single
Dim TGWsr As Single, Tsr As Single, T1R As Single
Dim T2R As Single, T3R As Single
Dim DTP As Single, DTAUP As Single, TETAP As Single, OMP As Single
Dim U As Single, I As Integer, TH As Integer, THO As Integer
Dim QOT As Single, TAU1 As Single, TAU2 As Single, TAU3 As Single
Dim TBB As Single, OM As Single, EPS As Single, Qv As Single
Dim GP As Single, TBI As Single, TB As Single, THE As Single
Dim T1 As Single, T2 As Single, T3 As Single
QP = 1
TBP = Cells(5, 6).Value
THO = Cells(8, 6).Value
W = Cells(10, 6).Value
TGWsr = Cells(13, 6).Value
Tsr = Cells(15, 6).Value
T1R = Cells(17, 6).Value
T2R = Cells(19, 6).Value
T3R = Cells(21, 6).Value
DTP = (T3R + T2R) / 2 - TBP
DTAUP = T1R - T2R
TETAP = T3R - T2R
OMP = DTAUP / DTP
U = (T1R - T3R) / (T3R - T2R)
I = 0
For TH = 8 To THO Step -1
I = I + 1
THE = TH - (TBP - TH) * 0.009 * W
QOT = (TBP - THE) / (TBP - THO)
TAU1 = TBP + DTP * QOT ^ 0.8 + (DTAUP - TETAP / 2) * QOT
TAU2 = TBP + DTP * QOT ^ 0.8 - TETAP / 2 * QOT
TAU3 = TBP + DTP * QOT ^ 0.8 + TETAP / 2 * QOT
If TAU1 < TGWsr Then TT = TGWsr
If Tsr > 0.001 And TAU1 > Tsr Then TT = Tsr
If TAU1 < TGWsr Or TAU1 > Tsr Then GoTo M5
TBB = TBP
GoTo M2
M5:
TAU1 = TT
TB = TBP
M4:
QOT = (TB - THE) / (TBP - THO)
OM = OMP * QOT ^ 0.2
EPS = 1 / (((0.5 + U) / (1 + U) + 1 / OM)
Qv = QP / (TBP - THO)
GP = QP / (T1R - T2R)

```

```

TBI = (EPS * GP / Qv * TAU1 + THE) / (EPS * GP / Qv + 1)
If Abs(TB - TBI) < 0.01 Then GoTo M3
TB = TBI
GoTo M4
M3:
TAU2 = TAU1 - EPS * (TAU1 - TB)
TAU3 = (TAU1 + U * TAU2) / (1 + U)
TBB = TBI
M2:
Cells(23 + I, 1) = TH
Cells(23 + I, 2) = THE
Cells(23 + I, 3) = TBB
Cells(23 + I, 4) = TAU1
Cells(23 + I, 5) = TAU2
Cells(23 + I, 6) = TAU3
Next TH
End Sub

```

Программа расчёта насосного смешительного узла

```
> restart;
> #Насосный смешительный узел
> f1:=Gso-Gts-Gn:
> f2:=Gn-Usm*Gts:
> Hn:=Hno*(n1/n)^2:
> f3:=Sn*Gn*abs(Gn)+Sso*Gso*abs(Gso)-Hn:
> f4:=Sn*Gn*abs(Gn)-Hn+Ha:
> Hno:=5.:Sso:=0.012207031:Sn:=0.038739669:
> n:=1500.:Usm:=2.2:Ha:=5.:
> REH:=fsolve({f1,f2,f3,f4},{Gn,Gso,Gts,n1});
REH={Gn=7.621023631,Gso=11.08512528,Gts=3.464101651,n1=1299.038109}
```

Программа расчёта потерь давления и температуры сетевой воды при надземной прокладке

```

> restart;
> #ПРОГРАММА РАСЧЁТА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ СЕТЕВОЙ
ВОДЫ ПРИ НАДЗЕМНОЙ ПРОКЛАДКЕ
> #Расчёт начальных параметров
> tw1:=70.:p1:=1000000.:dn:=0.15:deltst:=4.5:ke:=0.001:v:=0.1:
> tau1:=(tw1+273.15)/647.14:
> pr1:=p1/22.064/1000000:
> R1r1:=114.332*tau1-431.6382+706.5474/tau1-641.9127/(tau1)^2+349.4417/(tau1)^3-
113.8191/(tau1)^4+20.5199/(tau1)^5-1.578507/(tau1)^6:
> R2r1:=pr1*(-3.117072+6.589303/tau1-5.210142/(tau1)^2+1.819096/(tau1)^3-
0.2365448/(tau1)^4):
> R3r1:=pr1*pr1*(-6.417443*tau1+19.84842-24.00174/tau1+14.21655/(tau1)^2-
4.13194/(tau1)^3+0.4721637/(tau1)^4):
> ro1:=1000/(R1r1+R2r1+R3r1):
> G:=evalf(Pi*(dn^2)/4*v*ro1):
> Gt:=G*3.6;
Gt := 6.223274939
> lam:=1/(1.14+2*(log(dn/ke))/log(10.))^2:
> R1:=evalf(8*lam*G^2/(dn^5)/Pi/Pi/ro1):
> #Расчёт тепловых потерь тепловых сетей
> R:=evalf(8*lam*G^2/(dn^5)/Pi/Pi/ro):
> tau:=(tw+273.15)/647.14:
> pr:=p/22.064/1000000:
> R1r:=114.332*tau-431.6382+706.5474/tau-641.9127/(tau)^2+349.4417/(tau)^3-
113.8191/(tau)^4+20.5199/(tau)^5-1.578507/(tau)^6:
> R2r:=pr*(-3.117072+6.589303/tau-5.210142/(tau)^2+1.819096/(tau)^3-
0.2365448/(tau)^4):
> R3r:=pr*pr*(-6.417443*tau+19.84842-24.00174/tau+14.21655/(tau)^2-
4.13194/(tau)^3+0.4721637/(tau)^4):
> ro:=1000/(R1r+R2r+R3r):
> R1h:=7809.096*tau-13868.72+12725.22/tau-6370.893/(tau)^2+1595.86/(tau)^3-
159.9064/(tau)^4+pr*9.488789/tau:

```

```

> R2h:=pr*pr*(-148.1135*tau+224.3027-111.4602/tau+18.15823/(tau)^2):
> h:=(R1h+R2h)*1000:
> dhdt:=diff(h,tw):
> dhdp:=diff(h,p):
> deltiz:=0.04:w:=4.2:a:=0.05:k:=0.:alpha:=0.:beta:=0.:t0:=15.:
> dhdp:=dhdp:dhdt:=dhdt:
> diz:=dn+2*deltst+2*deltiz:
> alfiz:=11.6+7*sqrt(w):
> lambiz:=a:
> Rn:=evalf(1/(Pi*diz*alfiz)):
> Riz:=evalf(1/(2*Pi*lambiz)*log(diz/dn)):
> tniz:=(tw*Rn+t0*Riz)/(Rn+Riz):
> R:=Rn+Riz:R1:=R1:ro1:=ro1:ro:=ro:
> dtld:=(G*dhdp*R1*(1+alpha)*ro1/ro-(tw-t0)/R*(1+beta))/(G*dhdt):
> dpdl:=-R1*(1+alpha)*ro1/ro:
> W1:=dpdl:
> W2:=dtld:
> W1:=subs(p=Y1(L),tw=Y2(L),W1):
> W2:=subs(p=Y1(L),tw=Y2(L),W2):
> X1:=p1:X2:=tw1:
> sys:=diff(Y1(L),L)=W1, diff(Y2(L),L)=W2:
> fons:={Y1(L),Y2(L)}:
> F:=dsolve({sys,Y1(0)=X1, Y2(0)=X2},fons,numeric);
F := proc(x_rkf45) ... end;
> F(500);
[L = 500., Y1(L) = 9.99459872350631748 105, Y2(L) = 67.5798863976705634]
> pk:=subs(F(500),Y1(L));tk:=subs(F(500),Y2(L));
pk := 9.99459872350631748105
tk := 67.5798863976705634
> tau2:=(tk+273.15)/647.14:
> pr2:=pk/22.064/1000000:
> R1h2:=7809.096*tau2-13868.72+12725.22/tau2-6370.893/(tau2)^2+1595.86/(tau2)^3-
159.9064/(tau2)^4+pr2*9.488789/tau2:
> R2h2:=pr2*pr2*(-148.1135*tau2+224.3027-111.4602/tau2+18.15823/(tau2)^2):

```

> h2:=(R1h2+R2h2)*1000;

$h2 := 2.83773391310^5$

> Q:=G*(h1-h2)/1000000;

$Q := 0.01752836867$

Программа расчёта потерь давления и температуры тепловой сети при канальной прокладке

```

> restart;
> #ПРОГРАММА РАСЧЁТА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ
ТЕПЛОВОЙ СЕТИ ПРИ КАНАЛЬНОЙ ПРОКЛАДКЕ
> #Расчёт начальных параметров
> tw1p:=150.:p1p:=1000000.:dn:=0.15:deltst:=0.0045:ke:=0.001:vp:=0.1:
> tw1o:=70.:p1o:=600000.:vo:=0.08:
> b:=970.:h:=555.:tgr:=2.4:
> tau1p:=(tw1p+273.15)/647.14:
> pr1p:=p1p/22.064/1000000:
> R1r1p:=114.332*tau1p-431.6382+706.5474/tau1p-
641.9127/(tau1p)^2+349.4417/(tau1p)^3-113.8191/(tau1p)^4+20.5199/(tau1p)^5-
1.578507/(tau1p)^6:
> R2r1p:=pr1p*(-3.117072+6.589303/tau1p-5.210142/(tau1p)^2+1.819096/(tau1p)^3-
0.2365448/(tau1p)^4):
> R3r1p:=pr1p*pr1p*(-6.417443*tau1p+19.84842-24.00174/tau1p+14.21655/(tau1p)^2-
4.13194/(tau1p)^3+0.4721637/(tau1p)^4):
> ro1p:=1000/(R1r1p+R2r1p+R3r1p):
> R1h1p:=7809.096*tau1p-13868.72+12725.22/tau1p-
6370.893/(tau1p)^2+1595.86/(tau1p)^3-
159.9064/(tau1p)^4+pr1p*9.488789/tau1p:
> R2h1p:=pr1p*pr1p*(-148.1135*tau1p+224.3027-111.4602/tau1p+18.15823/(tau1p)^2):
> h1p:=(R1h1p+R2h1p)*1000:
> Gp:=evalf(Pi*(dn^2)/4*vp*ro1p):
> Gtp:=Gp*3.6:
> lam:=1/(1.14+2*(log(dn/ke))/log(10.))^2:
> R1p:=evalf(8*lam*Gp^2/(dn^5)/Pi/Pi/ro1p):
> tau1o:=(tw1o+273.15)/647.14:
> pr1o:=p1o/22.064/1000000:
> R1r1o:=114.332*tau1o-431.6382+706.5474/tau1o-
641.9127/(tau1o)^2+349.4417/(tau1o)^3-113.8191/(tau1o)^4+20.5199/(tau1o)^5-
1.578507/(tau1o)^6:

```

```

> R2r1o:=pr1o*(-3.117072+6.589303/tau1o-5.210142/(tau1o)^2+1.819096/(tau1o)^3-
0.2365448/(tau1o)^4):
> R3r1o:=pr1o*pr1o*(-6.417443*tau1o+19.84842-24.00174/tau1o+14.21655/(tau1o)^2-
4.13194/(tau1o)^3+0.4721637/(tau1o)^4):
> ro1o:=1000/(R1r1o+R2r1o+R3r1o):
> R1h1o:=7809.096*tau1o-13868.72+12725.22/tau1o-
6370.893/(tau1o)^2+1595.86/(tau1o)^3-159.9064/(tau1o)^4+pr1o*9.488789/tau1o:
> R2h1o:=pr1o*pr1o*(-148.1135*tau1o+224.3027-111.4602/tau1o+18.15823/(tau1o)^2):
> h1o:=(R1h1o+R2h1o)*1000:
> Go:=evalf(Pi*(dn^2)/4*vo*ro1o):
> Gto:=Go*3.6:
> lam:=1/(1.14+2*(log(dn/ke))/log(10.))^2:
> R1o:=evalf(8*lam*Go^2/(dn^5)/Pi/Pi/ro1o):
> #Расчёт тепловых потерь тепловых сетей
> Rp:=evalf(8*lam*Gp^2/(dn^5)/Pi/Pi/rop):
> Ro:=evalf(8*lam*Go^2/(dn^5)/Pi/Pi/roo):
> taup:=(tvp+273.15)/647.14:
> tauo:=(tvo+273.15)/647.14:
> prp:=pp/22.064/1000000:
> pro:=po/22.064/1000000:
> R1rp:=114.332*taup-431.6382+706.5474/taup-641.9127/(taup)^2+349.4417/(taup)^3-
113.8191/(taup)^4+20.5199/(taup)^5-1.578507/(taup)^6:
> R1ro:=114.332*tauo-431.6382+706.5474/tauo-641.9127/(tauo)^2+349.4417/(tauo)^3-
113.8191/(tauo)^4+20.5199/(tauo)^5-1.578507/(tauo)^6:
> R2rp:=prp*(-3.117072+6.589303/taup-5.210142/(taup)^2+1.819096/(taup)^3-
0.2365448/(taup)^4):
> R2ro:=pro*(-3.117072+6.589303/tauo-5.210142/(tauo)^2+1.819096/(tauo)^3-
0.2365448/(tauo)^4):
> R3rp:=prp*prp*(-6.417443*taup+19.84842-24.00174/taup+14.21655/(taup)^2-
4.13194/(taup)^3+0.4721637/(taup)^4):
> R3ro:=pro*pro*(-6.417443*tauo+19.84842-24.00174/tauo+14.21655/(tauo)^2-
4.13194/(tauo)^3+0.4721637/(tauo)^4):
> rop:=1000/(R1rp+R2rp+R3rp):
> roo:=1000/(R1ro+R2ro+R3ro):
> R1hp:=7809.096*taup-13868.72+12725.22/taup-6370.893/(taup)^2+1595.86/(taup)^3-

```

```

159.9064/(taup)^4+prp*9.488789/taup:
> R1ho:=7809.096*tauo-13868.72+12725.22/tauo-6370.893/(tauo)^2+1595.86/(tauo)^3-
159.9064/(tauo)^4+pro*9.488789/tauo:
> R2hp:=prp*prp*(-148.1135*taup+224.3027-111.4602/taup+18.15823/(taup)^2):
> R2ho:=pro*pro*(-148.1135*tauo+224.3027-111.4602/tauo+18.15823/(tauo)^2):
> hp:=(R1hp+R2hp)*1000:
> ho:=(R1ho+R2ho)*1000:
> dhdtp:=diff(hp,tvp):
> dhdto:=diff(ho,tvo):
> dhdp:=diff(hp,pp):
> dhdp:=diff(ho,po):
> deltiz:=0.04:w:=4.2:a:=0.05:k:=0.:alpha:=0.:beta:=0.:alfiz:=8.:
> H:=1.6:lamgr:=2.56:
> deqv:=2*b*h/(b+h)/1000:
> diz:=dn+2*deltst+2*deltiz:
> lambiz:=a:
> Rnp:=evalf(1/(Pi*diz*alfiz)):
> Rno:=evalf(1/(Pi*diz*alfiz)):
> Rizp:=evalf(1/(2*Pi*lambiz)*log(diz/(dn+2*deltst))):
> Rizo:=evalf(1/(2*Pi*lambiz)*log(diz/(dn+2*deltst))):
> Rgr:=evalf(log(3.5*H*1000/h*(h/b)^0.25)/(lamgr*(5.7+0.5*b/h))):
> Rwk:=evalf(1/Pi/alfiz/deqv):
> #tvp:=145.:tvo:=67.:
> tk:=(tvp/(Rizp+Rnp)+tvo/(Rizo+Rno)+tgr/(Rwk+Rgr))/(1/(Rizp+Rnp)+
1/(Rizo+Rno)+1/(Rwk+Rgr)):
> #tk:=17.:
> dtldp:=(Gp*dhdpp*R1p*(1+alpha)*ro1p/rop-(tvp-tk)/Rp*(1+beta))/(Gp*dhdtp):
> dtldo:=(Go*dhdpo*R1o*(1+alpha)*ro1o/roo-(tvo-tk)/Ro*(1+beta))/(Go*dhdto):
> dpdlp:=-R1p*(1+alpha)*ro1p/rop:
> dpdlo:=-R1o*(1+alpha)*ro1o/roo:
> W1p:=dpdlp:
> W1o:=dpdlo:
> W2p:=dtldp:
> W2o:=dtldo:
> W1p:=subs(pp=Y1p(L),tvp=Y2p(L),po=Y1o(L),tvo=Y2o(L),W1p):

```

```

> W1o:=subs(pp=Y1p(L),tvp=Y2p(L),po=Y1o(L),tvo=Y2o(L),W1o):
> W2p:=subs(pp=Y1p(L),tvp=Y2p(L),po=Y1o(L),tvo=Y2o(L),W2p):
> W2o:=subs(pp=Y1p(L),tvp=Y2p(L),po=Y1p(L),tvo=Y2o(L),W2o):
> X1p:=p1p:X2p:=tw1p:
> X1o:=p1o:X2o:=tw1o:
> sys:=diff(Y1p(L),L)=W1p,diff(Y2p(L),L)=W2p,diff(Y1o(L),L)=W1o,
diff(Y2o(L),L)=W2o:
> fons:={Y1p(L),Y2p(L),Y1o(L),Y2o(L)}:
> F:=dsolve({sys,Y1p(0)=X1p,Y2p(0)=X2p,Y1o(0)=X1o,Y2o(0)=X2o},fons,numeric);

  F := proc (x_rkf45 ) ... end proc

> F(900);

[L = 900., Y1o(L) = 5.99379180585156078105, Y1p(
L) = 9.99094489314232954105, Y2o(
L) = 60.4810485728301472, Y2p(
L) = 134.620198434763978]

> pkp:=subs(F(300),Y1p(L));tkp:=subs(F(300),Y2p(L));

pkp := 9.99696630052645690105

tkp := 144.731008016615676

> tau2p:=(tkp+273.15)/647.14:
> pr2p:=pkp/22.064/1000000:
> R1h2p:=7809.096*tau2p-13868.72+12725.22/tau2p-
6370.893/(tau2p)^2+1595.86/(tau2p)^3-
159.9064/(tau2p)^4+pr2p*9.488789/tau2p:
> R2h2p:=pr2p*pr2p*(-148.1135*tau2p+224.3027-111.4602/tau2p+18.15823/(tau2p)^2):
> h2p:=(R1h2p+R2h2p)*1000:
> Qp:=Gp*(h1p-h2p)/1000000;

Qp := 0.03668017743

> pko:=subs(F(300),Y1o(L));tko:=subs(F(300),Y2o(L));

pko := 5.99792688495434472105

tko := 66.6566632516179426

> tau2o:=(tko+273.15)/647.14:

```

```
> pr2o:=pko/22.064/1000000:
> R1h2o:=7809.096*tau2o-13868.72+12725.22/tau2o-
6370.893/(tau2o)^2+1595.86/(tau2o)^3-
159.9064/(tau2o)^4+pr2o*9.488789/tau2o:
> R2h2o:=pr2o*pr2o*(-148.1135*tau2o+224.3027-111.4602/tau2o+18.15823/(tau2o)^2):
> h2o:=(R1h2o+R2h2o)*1000:
> Qo:=Go*(h1o-h2o)/1000000;
Qo := 0.01937123324
```

Программа расчёта потерь давления и температуры тепловой сети при бесканальной прокладке

```

> restart;
> #ПРОГРАММА РАСЧЁТА ПОТЕРЬ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ
ТЕПЛОВОЙ СЕТИ ПРИ БЕСКАНАЛЬНОЙ ПРОКЛАДКЕ
> #Расчёт начальных параметров
> tw1p:=150.:p1p:=1000000.:dn:=0.15:deltst:=0.0045:ke:=0.001:vp:=0.1:
> tw1o:=70.:p1o:=600000.:vo:=0.08:
> s:=0.4:tgr:=2.4:
> tau1p:=(tw1p+273.15)/647.14:
> pr1p:=p1p/22.064/1000000:
> R1r1p:=114.332*tau1p-431.6382+706.5474/tau1p-
641.9127/(tau1p)^2+349.4417/(tau1p)^3-113.8191/(tau1p)^4+20.5199/(tau1p)^5-
1.578507/(tau1p)^6:
> R2r1p:=pr1p*(-3.117072+6.589303/tau1p-5.210142/(tau1p)^2+1.819096/(tau1p)^3-
0.2365448/(tau1p)^4):
> R3r1p:=pr1p*pr1p*(-6.417443*tau1p+19.84842-24.00174/tau1p+14.21655/(tau1p)^2-
4.13194/(tau1p)^3+0.4721637/(tau1p)^4):
> ro1p:=1000/(R1r1p+R2r1p+R3r1p):
> R1h1p:=7809.096*tau1p-13868.72+12725.22/tau1p-
6370.893/(tau1p)^2+1595.86/(tau1p)^3-
159.9064/(tau1p)^4+pr1p*9.488789/tau1p:
> R2h1p:=pr1p*pr1p*(-148.1135*tau1p+224.3027-111.4602/tau1p+18.15823/(tau1p)^2):
> h1p:=(R1h1p+R2h1p)*1000:
> Gp:=evalf(Pi*(dn^2)/4*vp*ro1p):
> Gtp:=Gp*3.6:
> lam:=1/(1.14+2*(log(dn/ke))/log(10.))^2:
> R1p:=evalf(8*lam*Gp^2/(dn^5)/Pi/Pi/ro1p):
> tau1o:=(tw1o+273.15)/647.14:
> pr1o:=p1o/22.064/1000000:
> R1r1o:=114.332*tau1o-431.6382+706.5474/tau1o-
641.9127/(tau1o)^2+349.4417/(tau1o)^3-113.8191/(tau1o)^4+20.5199/(tau1o)^5-
1.578507/(tau1o)^6:

```

```

> R2r1o:=pr1o*(-3.117072+6.589303/tau1o-5.210142/(tau1o)^2+1.819096/(tau1o)^3-
0.2365448/(tau1o)^4):
> R3r1o:=pr1o*pr1o*(-6.417443*tau1o+19.84842-24.00174/tau1o+14.21655/(tau1o)^2-
4.13194/(tau1o)^3+0.4721637/(tau1o)^4):
> ro1o:=1000/(R1r1o+R2r1o+R3r1o):
> R1h1o:=7809.096*tau1o-13868.72+12725.22/tau1o-
6370.893/(tau1o)^2+1595.86/(tau1o)^3-
159.9064/(tau1o)^4+pr1o*9.488789/tau1o:
> R2h1o:=pr1o*pr1o*(-148.1135*tau1o+224.3027-111.4602/tau1o+18.15823/(tau1o)^2):
> h1o:=(R1h1o+R2h1o)*1000:
> Go:=evalf(Pi*(dn^2)/4*vo*ro1o):
> Gto:=Go*3.6:
> lam:=1/(1.14+2*(log(dn/ke))/log(10.))^2:
> R1o:=evalf(8*lam*Go^2/(dn^5)/Pi/Pi/ro1o):
> #Расчёт тепловых потерь тепловых сетей
> Rp:=evalf(8*lam*Gp^2/(dn^5)/Pi/Pi/rop):
> Ro:=evalf(8*lam*Go^2/(dn^5)/Pi/Pi/roo):
> taup:=(tvp+273.15)/647.14:
> tauo:=(tvo+273.15)/647.14:
> prp:=pp/22.064/1000000:
> pro:=po/22.064/1000000:
> R1rp:=114.332*taup-431.6382+706.5474/taup-641.9127/(taup)^2+349.4417/(taup)^3-
113.8191/(taup)^4+20.5199/(taup)^5-1.578507/(taup)^6:
> R1ro:=114.332*tauo-431.6382+706.5474/tauo-641.9127/(tauo)^2+349.4417/(tauo)^3-
113.8191/(tauo)^4+20.5199/(tauo)^5-1.578507/(tauo)^6:
> R2rp:=prp*(-3.117072+6.589303/taup-5.210142/(taup)^2+1.819096/(taup)^3-
0.2365448/(taup)^4):
> R2ro:=pro*(-3.117072+6.589303/tauo-5.210142/(tauo)^2+1.819096/(tauo)^3-
0.2365448/(tauo)^4):
> R3rp:=prp*prp*(-6.417443*taup+19.84842-24.00174/taup+14.21655/(taup)^2-
4.13194/(taup)^3+0.4721637/(taup)^4):
> R3ro:=pro*pro*(-6.417443*tauo+19.84842-24.00174/tauo+14.21655/(tauo)^2-
4.13194/(tauo)^3+0.4721637/(tauo)^4):
> rop:=1000/(R1rp+R2rp+R3rp):
> roo:=1000/(R1ro+R2ro+R3ro):

```

> R1hp:=7809.096*taup-13868.72+12725.22/taup-6370.893/(taup)^2+1595.86/(taup)^3-
 159.9064/(taup)^4+prp*9.488789/taup:
 > R1ho:=7809.096*tauo-13868.72+12725.22/tauo-6370.893/(tauo)^2+1595.86/(tauo)^3-
 159.9064/(tauo)^4+pro*9.488789/tauo:
 > R2hp:=prp*prp*(-148.1135*taup+224.3027-111.4602/taup+18.15823/(taup)^2):
 > R2ho:=pro*pro*(-148.1135*tauo+224.3027-111.4602/tauo+18.15823/(tauo)^2):
 > hp:=(R1hp+R2hp)*1000:
 > ho:=(R1ho+R2ho)*1000:
 > dhdtp:=diff(hp,taup):
 > dhdto:=diff(ho,tauo):
 > dhdp:=diff(hp,pp):
 > dhdp:=diff(ho,po):
 > deltiz:=0.04:w:=4.2:a:=0.05:k:=0.:alpha:=0.:beta:=0.:alfiz:=8.:
 > H:=1.6:lamgr:=2.56:
 > deqv:=2*b*h/(b+h)/1000:
 > diz:=dn+2*deltst+2*deltiz:
 > lambiz:=a:
 > Rizp:=evalf(1/(2*Pi*lambiz)*log(diz/(dn+2*deltst))):
 > Rizo:=evalf(1/(2*Pi*lambiz)*log(diz/(dn+2*deltst))):
 > Rgr:=log(4*H/(dn+2*deltst+2*deltiz))/(2*Pi*lamgr):
 > Rpo:=(log(sqrt(1+(2*H/s)^2)))/(2*Pi*lamgr):
 > dtldp:=(Gp*dhdp*R1p*(1+alpha)*ro1p/rop-(tvp-
 tgr)/(Rizp+Rgr+Rpo)*(1+beta))/(Gp*dhdtp):
 > dtldo:=(Go*dhdp*R1o*(1+alpha)*ro1o/roo-(tvo-
 tgr)/(Rizo+Rgr+Rpo)*(1+beta))/(Go*dhdto):
 > dpdlp:=-R1p*(1+alpha)*ro1p/rop:
 > dpdlo:=-R1o*(1+alpha)*ro1o/roo:
 > W1p:=dpdlp:
 > W1o:=dpdlo:
 > W2p:=dtldp:
 > W2o:=dtldo:
 > W1p:=subs(pp=Y1p(L),tvp=Y2p(L),po=Y1o(L),tvo=Y2o(L),W1p):
 > W1o:=subs(pp=Y1p(L),tvp=Y2p(L),po=Y1o(L),tvo=Y2o(L),W1o):
 > W2p:=subs(pp=Y1p(L),tvp=Y2p(L),po=Y1o(L),tvo=Y2o(L),W2p):
 > W2o:=subs(pp=Y1p(L),tvp=Y2p(L),po=Y1p(L),tvo=Y2o(L),W2o):

```

> X1p:=p1p:X2p:=tw1p:
> X1o:=p1o:X2o:=tw1o:
sys:=diff(Y1p(L),L)=W1p,diff(Y2p(L),L)=W2p,diff(Y1o(L),L)=W1o,diff(Y2o(L),L)=W2o:
> fons:={Y1p(L),Y2p(L),Y1o(L),Y2o(L)}:
> F:=dsolve({sys,Y1p(0)=X1p,Y2p(0)=X2p,Y1o(0)=X1o,Y2o(0)=X2o},fons,numeric);
  F := proc (x_rkf45) ...end proc

> F(900);

[L = 900., Y1o(L) = 5.99378570226756042105
, Y1p(L) = 9.99092642751424108105
, Y2o(L) = 63.8586532434668898
, Y2p(L) = 138.734320861749410]

> pkp:=subs(F(300),Y1p(L));tkp:=subs(F(300),Y2p(L));

pkp := 9.99696411409205292105

tkp := 146.154000978750360

> tau2p:=(tkp+273.15)/647.14:
> pr2p:=pkp/22.064/1000000:
> R1h2p:=7809.096*tau2p-13868.72+12725.22/tau2p-
6370.893/(tau2p)^2+1595.86/(tau2p)^3-
159.9064/(tau2p)^4+pr2p*9.488789/tau2p:
> R2h2p:=pr2p*pr2p*(-148.1135*tau2p+224.3027-111.4602/tau2p+18.15823/(tau2p)^2):
> h2p:=(R1h2p+R2h2p)*1000:
> Qp:=Gp*(h1p-h2p)/1000000;

Qp := 0.02678646851

> pko:=subs(F(300),Y1o(L));tko:=subs(F(300),Y2o(L));

pko := 5.99792614153792150105

tko := 67.8878906453070386

> tau2o:=(tko+273.15)/647.14:
> pr2o:=pko/22.064/1000000:
> R1h2o:=7809.096*tau2o-13868.72+12725.22/tau2o-
6370.893/(tau2o)^2+1595.86/(tau2o)^3-
159.9064/(tau2o)^4+pr2o*9.488789/tau2o:

```

```
> R2h2o:=pr2o*pr2o*(-148.1135*tau2o+224.3027-111.4602/tau2o+18.15823/(tau2o)^2):  
> h2o:=(R1h2o+R2h2o)*1000:  
> Qo:=Go*(h1o-h2o)/1000000;  
Qo := 0.01223816854
```

Программа исследования влияния повысительных насосов

```

> restart;
> #Влияние повысительных насосов
> Qotp:=(tbp-tn)/(tbp-tno);
> teta1:=t31-to21;
> delto1:=(t31+to21)/2-tbp;
> dto1:=to11-to21;
> to1:=tbp+delto1*Qotp^0.8+(dto1-teta1/2)*Qotp;
> tbp:=18.:tno:=-28.:to11:=150.:to21:=70.:t31:=95.:U:=(to11-t31)/(t31-to21);
>
> Sn:=0.5:Snpu:=0.1:Spn:=0.12:Sp:=0.2:So:=0.2:Sso:=16.:H0sn:=90.:Gsp:=3.:
> f1:=(Sn+Snpu+Spn+Sp+Sso+So)*Gs*abs(Gs)-H0sn-H0pn;
> f2:=Qot-(to1-tn)/(tbp-tno+delto1/Qot^0.2+(0.5+U)/(1+U)*dto1/Wot);
> Wot:=Gs/Gsp;
> tn:=-20.:H0pn:=90.:
> REH:=fsolve({f1,f2},{Gs,Qot});
          REH := { Gs = 3.242532759 , Qot = 0.8518489666 }

> REH[1]:REH[2];
> Gsw:=subs(REH[1],Gs);
          Gsw := 3.242532759

> Qotw:=subs(REH[2],Qot);
          Qotw := 0.8518489666

> to2:=to1-Qotw/(Gsw/Gsp)*dto1;
          to2 := 66.06822552

> tb:=Qotw*(tbp-tno)+tn;
          tb := 19.18505246

```

Программа расчёта абонентского узла для устранения «перетопа»

```

> restart;
> t1:=tb+0.5*(t1p-t2p)/(tb-thp)+0.5*(t1p+t2p-2*tb)*((tb-th)/(tb-thp))^0.8:
> t2:=t1-(t1p-t2p)*(tb-th)/(tb-thp):
> f1:=Gts-Gp-G12:
> f2:=G12+Gn-Gts:
> f3:=Gts-Gn-G34:
> f2h:=G12*tts1+Gn*t2-Gts*t1:
> f4h:=G34*t2+Gp*tts1-Gts*tts2:
> g1:=Ha-Sp*Gp*abs(Gp):
> g2:=S12*G12*abs(G12)-Sn*Gn*abs(Gn)+S34*G34*abs(G34)+Hn0*(n1/n)*abs(n1/n)-
Sp*Gp*abs(Gp):
> g3:=Sso*Gts*abs(Gts)+Sn*Gn*abs(Gn)-Hn0*(n1/n)*abs(n1/n):
> C:=1.+sqrt(2.):Hn0:=5.:Sso:=0.01:Sn:=0.04:n:=1500.:
> tb:=18.:tts1:=70.:t1p:=150.:t2p:=70.:S12:=1*10^(-4):S34:=1*10^(-4):
> th:=8.:thp:=-28.:Ha:=1.5:
> REH:=fsolve({f1,f2,f3,f2h,f4h,g1,g2,g3},{Sp,n1,Gts,G12,Gn,G34,Gp,tts2});
REH:={Gn=5.884362207, Gp=5.884362207, G12=6.330323224, G34=6.330323224,
Gts=12,21468543, Sp=0.04332040060, n1=1137.829673, tts2=52.60869565}
> t1:=t1;
t1:=53.83388487

```

Таблица К.1 - Стоимость разборных пластинчатых теплообменников

Количество пластин	Тип	Цена, у.е.	Количество пластин	Тип	Цена, у.е.
5	M3 FG	811,00	40	M10B FG1	4274,00
10	M3 FG	863,00	45	M10B FG1	4501,00
15	M3 FG	913,00	50	M10B FG1	4728,00
20	M3 FG	965,00	55	M10B FG1	4956,00
25	M3 FG	1016,00	60	M10B FG1	5183,00
30	M3 FG	1068,00	65	M10B FG1	5410,00
35	M3 FG	1120,00	70	M10B FG1	5723,00
40	M3 FG	1171,00	75	M10B FG1	5950,00
45	M3 FG	1222,00	80	M10B FG1	6178,00
50	M3 FG	1286,00	85	M10B FG1	6404,00
55	M3 FG	1338,00	90	M10B FG1	6631,00
60	M3 FG	1390,00	95	M10B FG1	6858,00
65	M3 FG	1482,00	100	M10B FG1	7086,00
70	M3 FG	1534,00	105	M10B FG1	7313,00
75	M3 FG	1584,00	110	M10B FG1	7540,00
80	M3 FG	1636,00	115	M10B FG1	7766,00
85	M3 FG	1687,00	120	M10B FG1	7994,00
90	M3 FG	1739,00	125	M10B FG1	8221,00
95	M3 FG	1790,00	130	M10B FG1	8724,00
10	M6M FG	1837,00	135	M10B FG1	8951,00
15	M6M FG	1979,00	140	M10B FG1	9179,00
20	M6M FG	2120,00	145	M10B FG1	9406,00
25	M6M FG	2262,00	150	M10B FG1	9632,00
30	M6M FG	2404,00	155	M10B FG1	9859,00
35	M6M FG	2545,00	160	M10B FG1	10087,00
40	M6M FG	2687,00	165	M10B FG1	10314,00
45	M6M FG	2924,00	170	M10B FG1	10541,00
50	M6M FG	3066,00	175	M10B FG1	10768,00
55	M6M FG	3208,00	180	M10B FG1	10996,00
60	M6M FG	3349,00	185	M10B FG1	11222,00

Количество пластин	Тип	Цена, у.е.	Количество пластин	Тип	Цена, у.е.
65	M6M FG	3491,00	190	M10B FG1	11449,00
70	M6M FG	3632,00	195	M10B FG1	11676,00
75	M6M FG	3774,00	200	M10B FG1	11904,00
80	M6M FG	3916,00	205	M10B FG1	12131,00
85	M6M FG	4057,00	210	M10B FG1	12358,00
90	M6M FG	4199,00	215	M10B FG1	12822,00
95	M6M FG	4340,00	220	M10B FG1	13049,00
100	M6M FG	4483,00	225	M10B FG1	13277,00
105	M6M FG	4715,00	230	M10B FG1	13504,00
110	M6M FG	4856,00	235	M10B FG1	13730,00
115	M6M FG	4998,00	240	M10B FG1	13957,00
120	M6M FG	5131,00	245	M10B FG1	14184,00
10	M10B FG1	2633,00	250	M10B FG1	14412,00
15	M10B FG1	2861,00	255	M10B FG1	14639,00
20	M10B FG1	3088,00	260	M10B FG1	14866,00
25	M10B FG1	3314,00	265	M10B FG1	15092,00
30	M10B FG1	3541,00	270	M10B FG1	15320,00
35	M10B FG1	4048,00	275	M10B FG1	15547,00
280	M10B FG1	15774,00	115	M10M FG1	8389,00
285	M10B FG1	16001,00	120	M10M FG1	8632,00
290	M10B FG1	16229,00	125	M10M FG1	8874,00
295	M10B FG1	16456,00	130	M10M FG1	9115,00
300	M10B FG1	16817,00	135	M10M FG1	9358,00
305	M10B FG1	17044,00	140	M10M FG1	9838,00
310	M10B FG1	17270,00	145	M10M FG1	10079,00
315	M10B FG1	17497,00	150	M10M FG1	10321,00
320	M10B FG1	17725,00	155	M10M FG1	10564,00
325	M10B FG1	17952,00	160	M10M FG1	10806,00
330	M10B FG1	18179,00	165	M10M FG1	11048,00
335	M10B FG1	18406,00	170	M10M FG1	11290,00
340	M10B FG1	18632,00	175	M10M FG1	11532,00
345	M10B FG1	18860,00	180	M10M FG1	11774,00

Количество пластин	Тип	Цена, у.е.	Количество пластин	Тип	Цена, у.е.
350	M10B FG1	19087,00	185	M10M FG1	12017,00
355	M10B FG1	19314,00	190	M10M FG1	12258,00
360	M10B FG1	19541,00	195	M10M FG1	12635,00
365	M10B FG1	19769,00	200	M10M FG1	12876,00
370	M10B FG1	19996,00	205	M10M FG1	13118,00
375	M10B FG1	20222,00	210	M10M FG1	13361,00
380	M10B FG1	20449,00	215	M10M FG1	13603,00
385	M10B FG1	20677,00	220	M10M FG1	13846,00
390	M10B FG1	20904,00	225	M10M FG1	14087,00
395	M10B FG1	21131,00	230	M10M FG1	14329,00
400	M10B FG1	21358,00	235	M10M FG1	14572,00
405	M10B FG1	21586,00	240	M10M FG1	14814,00
410	M10B FG1	21812,00	245	M10M FG1	15055,00
415	M10B FG1	22039,00	250	M10M FG1	15298,00
420	M10B FG1	22266,00	255	M10M FG1	15540,00
10	M10M FG1	2664,00	260	M10M FG1	15782,00
15	M10M FG1	2905,00	265	M10M FG1	16025,00
20	M10M FG1	3148,00	270	M10M FG1	16266,00
25	M10M FG1	3668,00	10	M15B FG8	6948,00
30	M10M FG1	3911,00	15	M15B FG8	7260,00
35	M10M FG1	4152,00	20	M15B FG8	7571,00
40	M10M FG1	4394,00	25	M15B FG8	7882,00
45	M10M FG1	4723,00	30	M15B FG8	8192,00
50	M10M FG1	4966,00	35	M15B FG8	8504,00
55	M10M FG1	5207,00	45	M15B FG8	9126,00
60	M10M FG1	5449,00	50	M15B FG8	9438,00
65	M10M FG1	5692,00	55	M15B FG8	9749,00
70	M10M FG1	5934,00	60	M15B FG8	10060,00
75	M10M FG1	6176,00	65	M15B FG8	10370,00
80	M10M FG1	6418,00	70	M15B FG8	10682,00
85	M10M FG1	6936,00	75	M15B FG8	10993,00
90	M10M FG1	7178,00	80	M15B FG8	11303,00

Количество пластин	Тип	Цена, у.е.	Количество пластин	Тип	Цена, у.е.
95	M10M FG1	7421,00	85	M15B FG8	11615,00
100	M10M FG1	7663,00	90	M15B FG8	11927,00
105	M10M FG1	7904,00	95	M15B FG8	12238,00
110	M10M FG1	8147,00	100	M15B FG8	12548,00
105	M15B FG8	12860,00	155	M15B FG8	16162,00
110	M15B FG8	13361,00	160	M15B FG8	16472,00
115	M15B FG8	13672,00	165	M15B FG8	16783,00
120	M15B FG8	13984,00	170	M15B FG8	17094,00
125	M15B FG8	14294,00	175	M15B FG8	17406,00
130	M15B FG8	14605,00	180	M15B FG8	17717,00
135	M15B FG8	14916,00	185	M15B FG8	18173,00
140	M15B FG8	15228,00	190	M15B FG8	18484,00
145	M15B FG8	15539,00	195	M15B FG8	18794,00
150	M15B FG8	15850,00	200	M15B FG8	19105,00

Таблица Л.1 - Стоимость паяных пластинчатых теплообменников

Количество пластин	Тип	Цена, у.е.	Количество пластин	Тип	Цена, у.е.
14Н	СВ14	186,00	20Н	СВ52	468,00
20Н	СВ14	222,00	30Н	СВ52	600,00
10Н	СВ26	264,00	40Н	СВ52	726,00
18Н	СВ26	324,00	50Н	СВ52	852,00
24Н	СВ26	372,00	60Н	СВ52	978,00
34Н	СВ26	450,00	20Н	СВ76	1026,00
50Н	СВ26	576,00	30Н	СВ76	1290,00
70Н	СВ26	732,00	40Н	СВ76	1566,00
100Н	СВ26	960,00	50Н	СВ76	1830,00
120Н	СВ26	1116,00	60Н	СВ76	2196,00
50Н	СВ26 (6 порт)	672,00	70Н	СВ76	2364,00
70Н	СВ26 (6 порт)	840,00	80Н	СВ76	2634,00
100Н	СВ26 (6 порт)	1086,00	90Н	СВ76	2946,00
120Н	СВ26 (6 порт)	1254,00	100Н	СВ76	3162,00
24Н	СВ26 (2-х ходовой)	414,00	110Н	СВ76	3438,00
50Н	СВ26 (2-х ходовой)	648,00	120Н	СВ76	3690,00
12L	СВ26	282,00	130Н	СВ76	3978,00
20L	СВ26	342,00	140Н	СВ76	4248,00
10Н	СВ27	270,00	150Н	СВ76	4512,00
18Н	СВ27	336,00	40Н	СВ76 (6 порт)	1788,00
24Н	СВ27	378,00	60Н	СВ76 (6 порт)	2370,00
34Н	СВ27	456,00	80Н	СВ76 (6 порт)	2958,00
50Н	СВ27	576,00	100Н	СВ76 (6 порт)	3540,00
70Н	СВ27	732,00	120Н	СВ76 (6 порт)	4122,00
100Н	СВ27	960,00	140Н	СВ76 (6 порт)	4704,00

Количество пластин	Тип	Цена, у.е.	Количество пластин	Тип	Цена, у.е.
120Н	СВ27	1110,00	60М	СВ76 (6 порт)	2370,00
50Н	СВ27 (6 порт)	708,00	100М	СВ76 (6 порт)	3540,00
70Н	СВ27 (6 порт)	966,00	20Н	СВ77	1056,00
100Н	СВ27 (6 порт)	1176,00	30Н	СВ77	1320,00
120Н	СВ27 (6 порт)	1362,00	40Н	СВ77	1590,00
24Н	СВ27 (2-х ходовой)	444,00	50Н	СВ77	1854,00
50Н	СВ27 (2-х ходовой)	684,00	60Н	СВ77	2118,00
10Н	СВ51	336,00	70Н	СВ77	2382,00
20Н	СВ51	462,00	80Н	СВ77	2646,00
30Н	СВ51	600,00	90Н	СВ77	2916,00
40Н	СВ51	720,00	100Н	СВ77	3180,00
50Н	СВ51	852,00	110Н	СВ77	3444,00
60Н	СВ51	978,00	120Н	СВ77	3708,00
26Н	СВ51 (7 порт)	582,00	130Н	СВ77	3978,00
35Н	СВ51 (7 порт)	642,00	140Н	СВ77	4242,00
10Н	СВ52	342,00	150Н	СВ77	4506,00

Заказная спецификация

ALFA LAVAL Пластинчатый теплообменник.

Заказная спецификация

Тип: М6М

Проект: 3-1

<i>Теплоноситель</i>	<i>Греющий</i>	<i>Нагреваемый</i>
Вода		
Плотность, кг/м ³	963,9	973,9
Удельная теплоемкость, кДж/(кг К)	4,20	4,18
Теплопроводность, Вт/(м К)	0,677	0,666
Вязкость на входе, Па с	0,184	0,403
Вязкость на выходе, Па с	0,377	0,297
Объемный расход, м ³ /ч	3,085	8,798
Температура на входе, °С	150	70
Температура на выходе, °С	75	95
Потери давления, кПа	6,35	45,6
Тепловая мощность, кВт	250	
Средн.лог.темпер.напор, К	20,9	
Козфф.теплопередачи (теор),Вт/(м ² К)	5643	
Козфф.теплопередачи (дейст),Вт/(м ² К)	5333	
Поверхность нагрева, м ²	2,2	
Термич.сопрот.загрязн., *10000, м ² К/ Вт	0,10	
Запас поверхн.нагрева, %	5,8	
Направление движения теплоносителей	Противоточное	
Кол-во пластин, общее	18	
Кол-во рабочих пластин	17	
Число ходов	1	
Материал пластин/толщина, мм	AISI 316/ 0,50	
Размер штуцеров, мм	50	50
Давление (рабочее/испыт.), бар	11,8/15,3	

Техническая спецификация пластинчатого теплообменника

Программа Cas 200-4.10 23.02.2007/10:00:07
 Конструктивный расчет / Design Однофазные жидкости/1-Phase
 Отопление: 3-1

Alfa Laval Пластинчатый теплообменник
Техническая спецификация

1*М6-М AISI 316 0.50 mm 17/18пластин 2.2/2.5 m²
Pdes = 11.8 бар Tdes = 140.0/140.0 °C k = 5643/5333 Вт/(м² К)
Запас поверхн. = 6%
Термич. сопротивление загрязн. = 0.0(0.10)*10⁻⁴ м² К/Вт
Тепловая нагрузка = 250.0 kW Δt ср.лог. = 20.9 К

Вода 3.09 м³/ч 6.35<49.0 кПа 150.0 °C --> 75.0 °C 1*8Н
Вода 8.80 м³/ч 45.6<49.0 кПа 95.0 °C <-- 70.0 °C 1*9Н

Δр(пл.+штуц)=0.0638 кПа v(штуц)=0.436 м/с NTU=3.60
 Штуцер 1/1 50.0 мм
 Δр(пл.+штуц)=0.600 кПа v(штуц)=1.26 м/с NTU=1.20
 Штуцер 1/1 50.0 mm

Среда	Темп.	Плотн.	Теплоемк.	Теплопров	Вязкость
Вода	75.0	974.4	4.18	0.666	0.377
	92.4	963.9	4.20	0.677	0.306
	150.0	918.1	4.3	0.688	0.184
Вода	70.0	977.1	4.18	0.662	0.403
	75.8	973.9	4.18	0.666	0.373
	95.0	962.2	4.20	0.679	0.297

Температура

	<u>Сторона 1</u>	<u>Сторона 2</u>
Поток	150.0	74.4
Стенка	121.0	72.0
Стенка	110.7	71.2
Поток	95.2	70.0

	<u>Сторона1</u>	<u>Сторона 2</u>
Расход (канал), кг/ч	354	955
Скорость (уз.сеч), м/с	0.425	1.09
Скорость (канал), м/с	0.170	0.438
Касат. напр. трения (стенка), Па	14.1	101