

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Архитектурно-строительный институт

(институт)

«Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение»

(кафедра)

270800.62 (08.03.01) «Строительство»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

«Теплогазоснабжение и вентиляция»

(наименование профиля, специализации)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему г. о. Тольятти. Административное здание. Альтернативное тепло-
снабжение

Студентка

Ю. Ю. Власова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Е. В. Одокиенко

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Нормоконтроль

И. Ю. Амирджанова

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

А. В. Щипанов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите

Заведующий кафедрой к.т.н., доцент, М. Н. Кучеренко

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« _____ » _____ 20 _____ Г.

Тольятти 2016

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Архитектурно-строительный институт

(институт)

«Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение»

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ТГВВиВ

М. Н. Кучеренко

(подпись)

(И.О. Фамилия)

«18» апреля 2016г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение бакалаврской работы

Студент Власова Юлия Юрьевна

1. Тема г. о. Тольятти. Административное здание. Альтернативное теплоснабжение.

2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы _____

3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе Техническое задание на проектирование системы теплоснабжения от ООО «УК «Градпроект»

4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов) Литературный обзор. Проведение натурного экспериментального исследования. Проектирование системы теплоснабжения. Безопасность и экологичность объекта. Автоматизация, управление и диспетчеризация.

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала Лист общих данных. Генплан участка. Профиль трасы. План тепловой камеры. План здания. Аксонометрическая схема. Данные, полученные в ходе натурного экспериментального исследования.

6. Консультанты по разделам И. Ю. Амирджанова, А. В. Щипанов

7. Дата выдачи задания «18» апреля 2016г.

Руководитель выпускной квалификационной работы

(подпись)

Е. В. Одокиенко

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

Ю. Ю. Власова

(И.О. Фамилия)

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Архитектурно-строительный институт

(институт)

«Теплогазоснабжение, вентиляция, водоснабжение и водоотведение»

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ТГВВиВ

М. Н. Кучеренко

(подпись)

(И.О. Фамилия)

«18» апреля 2016г.

**КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения бакалаврской работы**

Студента Власовой Юлии Юрьевны

по теме г. о. Тольятти. Административное здание. Альтернативное теплоснабжение.

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Литературный обзор	24.04.2016	24.04.2016	Выполнено	
Проведение натурального экспериментального исследования	1.05.2016	1.05.2016	Выполнено	
Проектирование системы тепло-снабжения	8.05.2016	8.05.2016	Выполнено	
Безопасность и экологичность объекта.	22.05.2016	22.05.2016	Выполнено	
Автоматизация, управление и диспетчеризация	29.05.2016	29.05.2016	Выполнено	

Руководитель выпускной квалификационной работы

(подпись)

Е. В. Одокиенко

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

Ю. Ю. Власова

(И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

Даная выпускная квалификационная работа состоит из введения, шести разделов. Введение раскрывает актуальность данной работы, определяет степень научной новизны и практической значимости, цель задачи и методы исследования.

В первом разделе содержатся исходные данные для проектирования, во втором разделе рассматривается мировой и отечественный опыт эксплуатации систем теплоснабжения с использованием тепловых насосов. Третий раздел содержит описание и результаты натурных исследований. Четвертый раздел посвящен проектированию системы теплоснабжения и подбору оборудования. В пятом разделе находится оценка безопасности и экологичности объекта. Шестой раздел включает в себя комплекс систем автоматизации, управления и диспетчеризации системы теплоснабжения здания. А в заключении подводятся итоги исследования и формируются выводы по рассматриваемой теме.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ	8
1.1 Архитектурно-планировочное описание объекта.....	8
1.2 Характеристика района строительства	8
1.4 Расчетные нагрузки	9
2 ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР	10
2.1 Мировой опыт применения тепловых насосов на нужды теплоснабжения	10
2.2 Выбор и обоснование типа системы сбора низкопотенциального тепла поверхностных слоев Земли	13
2.3 Перспективы развития теплоснабжения с применением тепловых насосов в России	16
2.4 Техничко-экономическое обоснование применение тепловых насосов на нужды систем теплоснабжения.....	20
3 ПРОВЕДЕНИЕ НАТУРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ.....	22
3.1 Цели и задачи натурального экспериментального исследования	22
3.2 Описание установки для проведения для натурального экспериментального исследования	22
3.3 Методика проведения эксперимента	25
4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ	32
4.1 Описание системы теплоснабжения	32
4.2 Выбор и обоснование теплоносителя в системах теплоснабжения.....	33
4.3 Расчет термодинамического цикла теплового насоса.....	36
4.4 Гидравлический расчет системы теплоснабжения.....	44
4.5 Подбор оборудования.....	47
5 БЕЗОПАСНОСТЬ И ЭКОЛОГИЧНОСТЬ ПРОЕКТИРУЕМОГО ОБЪЕКТА	49
5.1 Безопасность проектируемого объекта.....	49
5.2 Экологичность объекта	51
6 АВТОМАТИЗАЦИЯ, УПРАВЛЕНИЕ И ДИСПЕТЧЕРИЗАЦИЯ.....	53
6.1 Назначение и цели создаваемой системы.....	53
6.2 Алгоритм работы системы автоматики	53
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	57
ЛИТЕРАТУРА	58
ПРИЛОЖЕНИЯ	62

ВВЕДЕНИЕ

В современном мире, в связи с истощением невозобновляемых источников ископаемого топлива, растет спрос на альтернативные источники энергии. С каждым годом доля тепловой энергии, вырабатываемой тепловыми насосами, растет.

Следует отметить и то, что уровень энергопотребления на единицу сопоставимого внутреннего валового продукта (ВВП) в России превышает этот же показатель в США в 4 раза. Это свидетельствует о высокой энергоемкости внутреннего валового продукта по сравнению с развитыми странами и о низких показателях энергетической эффективности экономики России. Одним из решений данной проблемы является применение энергоэффективных технологий с применением альтернативных источников энергии.

При теплоснабжении с использованием тепловых насосов затрачивается гораздо меньше первичного топлива, чем при теплоснабжении с использованием традиционных теплогенерирующих установок, и как следствие, происходит выброс меньшего количества вредных веществ, пагубно влияющих на экологическую обстановку населенных пунктов. Также, применение систем теплоснабжения на их основе позволит создавать автономные центры вдали от систем централизованного энерго и теплоснабжения. Что является необходимостью в масштабах территории Российской Федерации, где основной проблемой является крайне неравномерное распределение энергии по площади страны.

Целью данной работы является создание автономной системы теплоснабжения с использованием тепловых насосов, источником низкопотенциальной энергии которых является грунт и грунтовые воды. Для достижения данной цели ставились следующие задачи:

- Анализ мирового опыта использования тепловых насосов;

- Проведение натурных исследований для нахождения оптимальных параметров работы системы теплоснабжения с применением тепловых насосов;
- Проектирование системы теплоснабжения с применением тепловых насосов;
- Оценка безопасности и экологичности проектируемой системы теплоснабжения с применением тепловых насосов;
- Проектирование систем автоматизации, управления и диспетчеризации.

Система теплоснабжения с применением теплового насоса при проведении исследований для данной работы, использовались такие методы исследования как:

- Анализ нормативно-правовой документации по проектированию систем с использованием тепловых насосов;
- Изучение и обобщение мирового и отечественного опыта эксплуатации систем с использованием тепловых насосов;
- Проведение натурных исследований.

Работа выполнялась по заказу ООО «УК «Градпроект» и ООО «Родос», договоры на проектирование и акты о внедрении в приложении А.

В ходе написания данной работы стало очевидно, что не существует достоверных аналитических методик расчета интенсивности теплообмена между грунтом и теплообменником. А также отсутствуют справочные данные по данным вопросам.

Данные, полученные в ходе натурных исследований, позволят проектировать системы теплоснабжения на основе тепловых насосов на территории Самарской области. Без необходимости закладывать огромные резервы по тепловой мощности, что в свою очередь ведет к увеличению количества теплообменников, удорожанию всего комплекса сопутствующего оборудования и повышению эксплуатационных затрат.

1 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

1.1 Архитектурно-планировочное описание объекта

Проектируемым объектом является двухэтажное общественное здание административного назначения. Данное здание расположено в г. о. Тольятти, на улице Ботанической, дом 3б. Объект имеет размер в осях 47,4×21,5 м. Высота здания составляет 13,5 м от условной отметки 0.000, за которую принята отметка чистого пола первого этажа и соответствует абсолютной отметки 74.55. Высота помещения составляет 3,6 м или 4,2 м, в зависимости от назначения помещения наличия подвесного потолка в помещении.

Наружные стены здания выполнены из керамзитобетонных блоков. В качестве теплоизоляционного слоя наружных стен приняты минераловатные плиты на основе базальтового волокна ROCKWOOL ВЕНТИ БАТТС. Фасад здания-навесной вентилируемый.

Покрытие здания – настил из сборных железобетонных многопустотных плит. В качестве теплоизоляционного слоя покрытия приняты минераловатные плиты на основе базальтового волокна ROCKWOOL РУФ БАТТС В и ROCKWOOL РУФ БАТТС Н.

Заполнение световых проемов – оконные блоки с двухкамерным стеклопакетом в одинарном переплете из стекла с твердым селективным покрытием.

В здание расположены помещения административно-бытового назначения, на первом этаже также расположены помещения склада и гаража.

1.2 Характеристика района строительства

Параметры наружного воздуха в холодный период принимаются согласно [1]:

Температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92; $t_{н} = -30$ °С.

Количество дней со среднесуточной температурой наружного воздуха $< 8^{\circ}\text{C}$, $z_{om} = 203$ сут.

Средняя температура периода, в котором температура наружного воздуха $< 8^{\circ}\text{C}$, $t_{om} = -5,2^{\circ}\text{C}$.

Средняя месячная относительная влажность воздуха наиболее холодного месяца, $\varphi_n = 84\%$.

Глубина промерзания грунта для песка $h_{пр} = 1,9$ м [2],

Средняя температура грунта от поверхности земли до отметки -100.000 $t_{ср.г.} = 8,4^{\circ}\text{C}$, данные получены в ходе геофизических исследований.

На рисунке 1.1 показано распределение температур в толще грунта [3].

Глубина, м	Июл	Авг	Сен	Окт	Ноя	Дек	Янв	Фев	Мар	Апр	Май
-0,2	18.6	19.7	17.9	13.6	7.9	1.9	-2.8	-3.1	-1.7	3.5	9.5
-0,4	17	18.5	17.4	13.9	8.9	3.5	-1.1	-2.6	-1.7	2.7	8.1
-0,6	15.3	17.1	16.7	14.1	9.9	5	0.7	-2	-1.4	2.1	6.8
-0,8	13.9	16	16	14.1	10.5	6.1	2	-1.5	-1.1	1.8	5.9
-1,0	11.4	13.7	14.5	13.6	11.2	7.9	4.4	-0.2	-0.1	1.6	4.6
-1,2	9.4	11.7	12.9	12.8	11.4	9	6.2	1	1.1	1.9	3.9
-1,4	6.9	8.7	10.1	10.8	10.7	9.8	8.2	3	3.6	3.3	3.9
-1,6	6	7.1	8.2	9.1	9.5	9.4	8.7	4.3	5.4	4.8	4.6

Рисунок 1.1 Распределение температур в толще грунта

1.4 Расчетные нагрузки

Данные о расчетных нагрузках предоставлены заказчиком, ООО «УК «Градпроект», представлены в таблице 1.

Таблица 1- Расчетные нагрузки

	Количество теплоты, Вт
На отопление, Q_{om}	87671
На вентиляцию, Q_v	74920
Всего, Q_o	162591

2 ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР

2.1 Мировой опыт применения тепловых насосов на нужды теплоснабжения

Первая практическая теплонасосная система, предложенная британским физиком и инженером Уильямом Томсоном (лорд Кельвин), была создана в 1852 году. Предпосылкой к созданию послужили труды Сади Карно, который и сформулировал принцип работы теплового насоса [4]. Однако, развитие тепловые насосы получили с 30-х годов XX века, тогда в Англии была создана первая система теплоснабжения, где в качестве источника тепла применялся тепловой насос, с использованием тепла окружающего воздуха. В настоящее время количество выпускаемых тепловых насосов увеличивается от 30 до 40% в год. [5]. Для анализа опыта применения тепловых насосов на нужды теплоснабжения, рассмотрим страны с близкими климатическими условиями России.

Сегодня в США 13,5 миллионов домов используют тепловые насосы в качестве основного отопительного оборудования, около 80% из них сосредоточены на юге Соединенных штатов. Теплонасосная технология выбрана южанами не только из-за относительно умеренной зимней погоды, но также и из-за относительно большей доступности по цене электричества по сравнению с природным газом в этом регионе. Анализ статистических данных показал сильную взаимосвязь между ростом продаж тепловых насосов и снижением цен на электричество по отношению к натуральному газу. Тепловые насосы также показали рост на рынке первичной недвижимости: 38% домов, построенных в 2012 году, оснащены тепловыми насосами, в 1978 году было 25%. Однако, более 74% продаж тепловых насосов приходится на рынок модернизации жилья и продажи сопутствующих товаров. Даже несмотря на наблюдаемое развитие теплонасосных технологий в последние десятилетия, их будущее может быть еще более многообещающим. [6]

По предварительным статистическим данным, представленным в 2014 году Генеральным секретарем ассоциации ЕНРА Томасом Новаком, об использовании тепловых насосов на территории Европы в течение 2005–2013 гг. на территории 21 европейской страны было установлено около 6,8 миллиона тепловых насосов. В начале 2015 года финская ассоциация тепловых насосов SULPU сообщила в своём пресс-релизе, что в настоящее время в Финляндии работает около 540 000 тепловых насосов. В 2013 году было установлено 60 800 тепловых насосов, из них 12 341 — геотермальных. Центр, который называют официальным горнолыжным курортом Санта-Клауса, отапливается четырьмя тепловыми насосами мощностью 60 кВт каждый. Известная финская марка пива и безалкогольных напитков Olvi, завод которой расположен у полярного круга, также отапливается тепловыми насосами общей мощностью 300 кВт. [7]

Высокое значение коэффициента преобразования электрической энергии μ , в зарубежной литературе обозначается COP (coefficient of performance) позволяет обеспечивать теплоснабжение с минимальными затратами первичной энергии. Согласно работе [8] применение ТНУ в системах теплоснабжения более выгодно, чем использование ТЭЦ и индивидуальных котельных. Объем используемых тепловых насосов в мире представлены в таблице 2 и таблице 3.

Таблица 2 - Количество эксплуатируемых тепловых насосов [8], [9], [10].

Страна	Количество эксплуатируемых теплонасосных установок, млн	Количество производимых теплонасосных установок, млн в год
США	25 (около 60% в жилом фонде)	1 (в том числе 0,5 на экспорт)
Япония	5	0,5
Китай	18	1
Европа	4 в 1996 г. (около 70% в жилом фонде)	Нет данных

Практика применения показывает, что обычно тепловой насос полностью обеспечивает потребности в тепле. Исключения составляют дни с холодной погодой, на которые приходится 2-8% необходимого дополнительно-

го подогрева от котла или ТЭНа. Сроки окупаемости тепловых насосов оцениваются по-разному: от 2 до 6 лет. По оценкам специалистов, в настоящее время в мире установлено около 100 миллионов тепловых насосов и ежегодно устанавливается еще порядка 20 миллионов.

Таблица 3- Мировой уровень использования тепловых насосов [8]

Страна	Установленная мощность оборудования, МВт	Произведенная энергия, ТДж/год	Страна	Установленная мощность оборудования, МВт	Произведенная энергия, ТДж/год
Австралия	24,0	57,6	Польша	26,2	108,3
Австрия	228,0	1094,0	Россия	1,2	11,5
Болгария	13,3	162,0	Сербия	6,0	40,0
Великобритания	0,6	2,7	Словакия	1,4	12,1
Венгрия	3,8	20,2	Словения	2,6	46,8
Германия	344,0	1149,0	США	4 800,0	12 000,0
Греция	0,4	3,1	Турция	0,5	4,0
Дания	3,0	20,8	Финляндия	80,5	484,0
Исландия	4,0	20,0	Франция	48,0	255,0
Италия	1,2	6,4	Чехия	8,0	38,2
Канада	360,0	891,0	Швейцария	300,0	1 962,0
Литва	21,0	598,8	Швеция	377,0	4 128,0
Нидерланды	10,8	57,4	Япония	3,9	64,0
Норвегия	6,0	31,9	Всего:	6 675,4	68,9

В Швеции 50% всего отопления обеспечивают геотермальные тепловые насосы. Наиболее широкое применение они получили в следующих областях:

- для индивидуальных домов, главным образом, с использованием тепла поверхностных слоев земли, скальных пород и внешнего воздуха;
- в многоквартирных жилых домах с использованием тепла вентиляционного воздуха;
- в групповых теплостанциях, главным образом, с использованием тепла окружающего воздуха;
- для систем районного теплоснабжения — крупные тепловые насосы, использующие тепло озерной воды или очищенных сточных вод [11].

В Стокгольме 12% всего отопления обеспечивается геотермальными насосами с общей мощностью 320 МВт, где источником тепла является Балтийское море. В Швейцарии эксплуатируется свыше 60000 тепловых насосов, что составляет примерно 30% от общего количества тепловых установок в жилых домах. В Японии ежегодно производится 3 миллиона тепловых насосов. В Германии предусмотрена дотация государства в размере 30 евро на 1 кВт установленной тепловой мощности тепловых насосов. Цена теплового насоса стала доступна большинству. Поэтому доля тепловых насосов в общем количестве тепловых установок составляет 2%, ежегодно устанавливается около 50 тысяч тепловых насосов. В основном в новостройках. В Китае 20% климатического оборудования составляют тепловые насосы [12].

2.2 Выбор и обоснование типа системы сбора низкопотенциального тепла поверхностных слоев Земли

Системы сбора низкопотенциального тепла поверхностных слоев Земли, в общем случае, включает в себя грунтовый теплообменник, а также подающий и обратный трубопроводы, которые соединяют грунтовый теплообменник с тепловым насосом или промежуточным теплообменником. Кроме основной функции отбора тепла, грунтовые теплообменники выполнять функцию накопления тепла в массиве грунта.

Как правило, выделяют два вида системы сбора низкопотенциального тепла поверхностных слоев Земли:

– открытые системы (источником низкопотенциального тепла являются грунтовые воды, которые подводятся к теплообменникам тепловых насосов или промежуточным теплообменникам);

– закрытые системы (источником низкопотенциального тепла являются непосредственно сам грунт и/или грунтовые воды. Отбор тепла происходит по средствам циркуляции теплоносителя в трубах грунтового теплообменника и переносит его в испаритель теплового насоса).

Основными частями открытой системы теплоснабжения являются скважины для забора «теплой» воды и скважины для возврата воды, охлажденной в испарителе теплового насоса или промежуточном теплообменнике. Скважины для забора воды следует размещать выше по течению, чем скважины для возврата воды, для того чтобы уже охлажденная вода не попала повторно в испаритель теплового насоса или промежуточный теплообменник. Так же производителями тепловых насосов рекомендуется использовать промежуточный теплообменник для защиты от замерзания испарителя теплового насоса. [13]

Главным достоинством таких систем является возможность получения большего количества тепла, при низких капитальных затратах. Однако, качество грунтовых вод не всегда удовлетворяет требованиям к качеству воды для теплообменного оборудования, что влечет за собой большие затраты на обслуживание скважин и теплообменного оборудования.

Основные требования к грунту и грунтовым водам:

- высокая водопроницаемость грунтовых пород, позволяющая пополнять запасы воды;
- химический состав воды, удовлетворяющий требованиям к качеству воды для теплообменного оборудования для предотвращения коррозии и появления отложений на стенках трубопроводов и внутренних поверхностей теплообменников.

Такие системы применяются для тепло- и/или хладоснабжения крупных зданий. Самая большая в мире система геотермальная теплонасосная система, использующая в качестве источника низкопотенциального тепла грунтовые воды, расположена в США в городе Луисвилль, штат Кентукки система расположена в гостиничном комплексе, ее мощность составляет примерно 10 МВт [14].

Закрытые системы подразделяются на горизонтальные и вертикальные.

Горизонтальный грунтовый теплообменник располагается рядом с домом на небольшой глубине, но не выше глубины промерзания грунта. Ис-

пользование горизонтальных грунтовых теплообменников возможно только при больших площадях имеющегося участка. Основным источником тепла на глубине, где располагается грунтовый теплообменник, является теплопоступления от солнечной радиации. Поэтому наружная поверхность грунта над горизонтальным грунтовым теплообменником не должна находиться в тени.

Вертикальные грунтовые теплообменники дают возможность использовать геотермальное тепло недр Земли. Системы с вертикальными грунтовыми теплообменниками не занимают большой площади участков и не зависят от теплопоступлений от солнечной радиации. Температура на глубине ниже 15 м постоянна. Работа вертикального грунтового теплообменника не зависит от геологической среды, в которой он расположен, исключением являются только грунтовые породы, имеющие низкую теплопроводность. Такие системы получили наибольшее распространение, благодаря вышеперечисленным преимуществам. Вертикальные грунтовые теплообменники изготавливают из металлических, полипропиленовых и полиэтиленовых труб.

Существует два основных типа вертикальных грунтовых теплообменников:

– U-образный теплообменник, состоящий из двух параллельных труб, закольцованных в нижней части. В одной пробуренной скважине располагают до трех таких теплообменников. Капитальные затраты на изготовление этого типа вертикальных грунтовых теплообменников минимальные;

– концентрический теплообменник. Простейший концентрический теплообменник состоит из двух труб разного диаметра. Труба меньшего диаметра располагается в трубе большего диаметра. Такие теплообменники бывают и более сложных конфигураций.

Наиболее выгодным является применение U-образных вертикальных теплообменников, изготовленных из полиэтиленовой трубы, так как данный материал труб наиболее долговечен.

2.3 Перспективы развития теплоснабжения с применением тепловых насосов в России

Основная часть вырабатываемой тепловой энергии потребляется инженерными системами зданий [15]. На данный момент энергоемкость экономики России превышает значения среднее мировое значение. В качестве объяснения сложившейся ситуации можно предложить суровый климат, однако, как показывают данные, представленные на рисунке 2.1, энергоемкость ВВП стран, расположенных в схожих географических и климатических условиях (Финляндия, Канада, скандинавские страны) оказывается в среднем в 2 раза ниже общероссийской [16]. Применение тепловых насосов на нужды теплоснабжения в России пока еще не распространено повсеместно, несмотря на то, что применение тепловых насосов на территории России в настоящее время также актуально: в настоящее время энергетические ресурсы распределены по стране неравномерно, в следствии этого в некоторых регионах страны наблюдается дефицит тепловой энергии. Особенно предлагаемая система теплоснабжения актуальна для малоэтажных офисных зданий. Причиной этого является высокая стоимость подключения к тепловым сетям и постоянный рост тарифов на тепловую энергию [17].

В России в настоящее время отсутствие большого спроса на ТН объясняется следующими причинами [18]:

- низкой стоимостью топлива, тепловой и электрической энергии;
- отсутствием государственной технической, экономической политики и нормативной базы в этой области;
- недостаточной информацией и малым опытом практического применения;
- низкой надежностью, ограниченностью типоразмеров отечественных конструкций;
- высокой для отечественного рынка стоимостью зарубежных ТН.

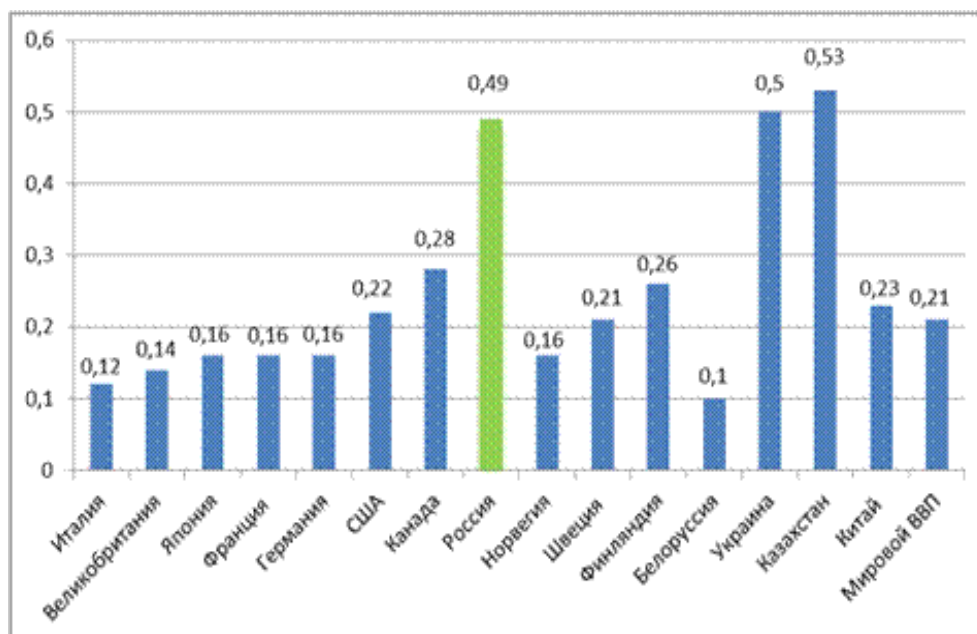


Рисунок 2.1 Энергоемкость ВВП в различных странах и в мире в 2010 г. в кг нефтяного эквивалента на доллар США

Точечное экспериментальное применение тепловых насосов в России началось еще в 90х годах. Одним из первых проектов с применением альтернативных источников теплоснабжения является 17-ти этажный жилой дом в московском микрорайоне Никулино-2. Источником низкопотенциального природного тепла было выбрано тепло грунта, для чего по периметру дома пробурили 8 скважин глубиной 32-35 метров. Также предложено было использоваться тепло выбрасываемого вентиляционного воздуха. Из вентиляционных шахт удаляемый воздух собирается в коллектор и вытяжным вентилятором прогоняется через дополнительный теплообменник. Теплообменник отбирает тепло из воздуха и выбрасывает его наружу. Отобранное тепло с помощью циркуляционного насоса поступает в тепловой насос и передается в систему горячего водоснабжения здания. На каждую секцию жилого дома, рассчитанную на 64 квартиры, был спроектирован отдельный тепловой узел для отопления и горячего водоснабжения. А саму установку по подготовке и распределению горячей воды по тепловым узлам установили в подвале дома. [14], [19].

Систему отопления и кондиционирования воздуха на базе тепловых насосов успешно внедрили в крупнейшем Православном храме в Приморье. В классически построенных храмах есть определенная специфика, такая как высокие потолки, большие объемы воздуха, отсутствие места для размещения оборудования непосредственно в помещениях храма и необходимость в многократном увеличении мощности систем вентиляции и кондиционирования во время праздничных богослужений, когда в храме собирается большое количество людей по сравнению с обычными днями. И решение было найдено - тепловые насосы установили в подвальных помещениях, а воздух подавался по воздуховодам, размещенным по периметру помещения для богослужений, так же инженеры позаботились о принудительной циркуляции воздуха, так как высота потолков над балконом составляет более 10 метров [20].

На сегодняшний день тепловые насосы применяются в России, в основном, для теплоснабжения и кондиционирования в загородном малоэтажном строительстве.

В настоящее время на территории Российской Федерации действует программа развития нетрадиционной энергетики, утвержденная правительством Российской Федерации 8 января 2009, согласно которой планируется увеличить долю возобновляемых источников энергии в секторе теплогенерации к 2020 году до 4,5 %, включающую в себя в том числе 30 крупных проектов использования теплонасосных установок (ТНУ) в жилищно-коммунальном секторе [21].

Применение тепловых насосов для теплоснабжения имеет следующие преимущества [22]:

- тепловые насосы являются установками индивидуального теплоснабжения с исключением протяженных тепловых сетей;
- снижение объема природного первичного топлива, расходуемого на теплоснабжение, примерно в 1,5–2 раза;

– улучшение экологической обстановки в населенных пунктах, так как сжигание топлива в городских котельных заменяется производством электроэнергии за пределами населенных пунктов, с меньшими затратами топлива для выработки электроэнергии, чем при использовании котлов (таблица 4);

– безопасность по сравнению с индивидуальными котельными на газовом топливе;

– меньшие затраты на обслуживание, так как тепловые насосы малой мощности, также как холодильники и кондиционеры, не требуют периодического обслуживания, а для тепловых насосов большой мощности требуется лишь периодический контроль.

Таблица 4–Вредные выбросы за отопительный сезон (5448 ч) от различных теплоисточников тепловой мощностью 1,16 МВт [8]

Наименование выброса, т/г	Угольная котельная	Электрообогрев, газовая котельная	Тепловой насос ($\mu=3,6$)
SO _x	21,77	38,02	10,56
NO _x	7,62	13,31	3,70
Твёрдые частицы	5,8	8,89	2,46
Фтористые соединения	0,182	0,313	0,087
Всего	34,65	60,53	16,81

У тепловых насосов в утилизации энергии сбросной низко потенциальной теплоты промышленных предприятий большая перспектива. Например, количество теплоты, передаваемой в окружающую среду в градирнях омских ТЭЦ, достаточно, чтобы полностью покрывать потребность в теплоснабжении города при температурах наружного воздуха до -8°C [23].

В применении тепловых насосов есть два недостатка. Первый связан с большими капитальными затратами, составляющего до 200 \$ за 1 кВт тепловой мощности [24], хотя срок их окупаемости составляет 2–3 года. Вторым недостатком связан с дешевизной природного топлива в России. Соотношение цены 1 кВт·ч электроэнергии к 1 м³ природного газа в России составляет 0,7–1,2, а в Европе – 0,4–0,6 [25]. Поэтому в существующих экономических условиях индивидуальное теплоснабжение с применением тепловых насосов

по затратам значительно экономичней электрообогрева, но сопоставимо с газовым отоплением.

2.4 Технико-экономическое обоснование применение тепловых насосов на нужды систем теплоснабжения

Для оценки экономической целесообразности использования тепловых насосов на нужды теплоснабжения предлагается рассмотреть несколько вариантов систем теплоснабжения проектируемого объекта: с применением теплового насоса, с использованием газового, дизельного и пеллетного котла. Данная методика расчета представлена в [26].

Среднечасовой расход топлива для котлов на отопление определяется по формуле:

$$Q_{к.} = \frac{Q_o}{q_m \cdot \eta_{к.} / 100}, \quad (2.1)$$

При расчете теплового насоса необходимо учесть коэффициент преобразования энергии:

$$Q_{тн} = \frac{Q_o}{\mu_3}, \quad (2.2)$$

где $q_{т.}$ - удельная теплотворная способность топлива, Вт/м³, принимается равной:

- для газа 8700 Вт/м³ [26];
- для пеллета 6400 Вт/кг;
- для дизельного топлива 9900 В/л,

$\eta_{к.}$ - КПД котла, %, для расчета принимается [26]:

- для газового котла 95%;
- для пеллетного котла 80%;
- для дизельного котла 94%,

Среднечасовая стоимость отопления газовым котлом рассчитывается:

$$K_k = Q_k \cdot c_{т.}, \quad (2.3)$$

где $c_{т.к.}$ - стоимость топлива, принимается равной:

- для газа 4,63 руб/м³ [27];
- для пеллетов 5,3 руб./кг [28];
- дизельное топливо 33 руб./л [29].

Результаты расчета сведены в таблицу 5.

Таблица 5- Среднечасовая стоимость тепловой энергии

Наименование источника теплоты	Среднечасовой расход топлива	Среднечасовая стоимость
Газовый котел	19,72	91,31
Пелетный котел	31,84	168,73
Дизельный котел	17,52	578,01
Тепловой насос	51,42	132,15

Согласно технико-экономическому расчету наиболее выгодным является применение в качестве источника теплоты газового котла, но из-за отсутствия возможности подключения к газовым сетям и дороговизны оборудования для автономного газового теплоснабжения применять данную систему теплоснабжения для данного объекта невозможно. К тому же при выравнивании цен на энергоносители, что произойдет через некоторое время, применение тепловых насосов станет, безусловно, выгодным.

Как показал литературный обзор, применение тепловых насосов на нужды теплоснабжения является перспективным направлением, но отсутствие достоверных справочных данных об интенсивности теплосъема и методик расчета, учитывающих все факторы, влияющие на формирование теплового режима в зонде, делает проектирование системы теплоснабжения с применением тепловых достаточно проблематичным. Поэтому проведение натурных исследований на данный момент времени являются обязательным этапом при проектировании систем теплоснабжения с использованием грунтовых тепловых насосов.

3 ПРОВЕДЕНИЕ НАТУРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

3.1 Цели и задачи натурального экспериментального исследования

Экспериментальные исследования теплового режима зондов для компрессионных установок систем теплоснабжения и хладоснабжения зданий были проведены в октябре-декабре 2015 года на экспериментальном объекте.

Целью данного экспериментального исследования являлось определение оптимальных параметров работы компрессионной установки, системы теплоснабжения и хладоснабжения.

В процессе эксперимента решались следующие основные задачи:

- Определение необходимого количества зондов;
- Определения максимальной интенсивности теплосъема при оптимальных параметрах для различных теплоносителей;
- Определение температуры испарения в компрессионной установке;
- Определения расхода теплоносителя, циркулирующего в зондах.

3.2 Описание установки для проведения для натурального экспериментального исследования

Для проведения эксперимента были собраны две установки, предназначенные для проведения экспериментального исследования в двух режимах, характеризующих работу зонда в летний и зимний период (рисунок 3.1, рисунок 3.2)

Для проведения эксперимента пробурены две скважины диаметром 110мм и глубиной 100 м. В данные скважины были опущены два U-образных зонда, состоящих из полиэтиленовой трубы ПНД ПЭ-100 SDR11-32×3. Зонды были изготовлены из двух труб, которые были соединены U-образным оди-

нарным фитингом под электромуфты диаметром 32 мм. Соединение проводилось электросварным методом специальным аппаратом.

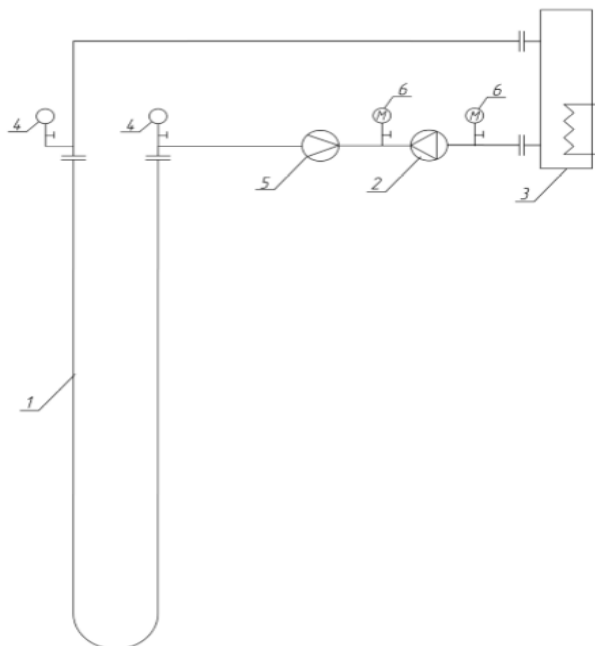


Рисунок 3.1 Принципиальная схема установки для симуляции летнего режима
1- зонд, 2- циркуляционный насос, 3- электродотел, 4- датчик температуры, 5- расходомер, 6- датчик давления.

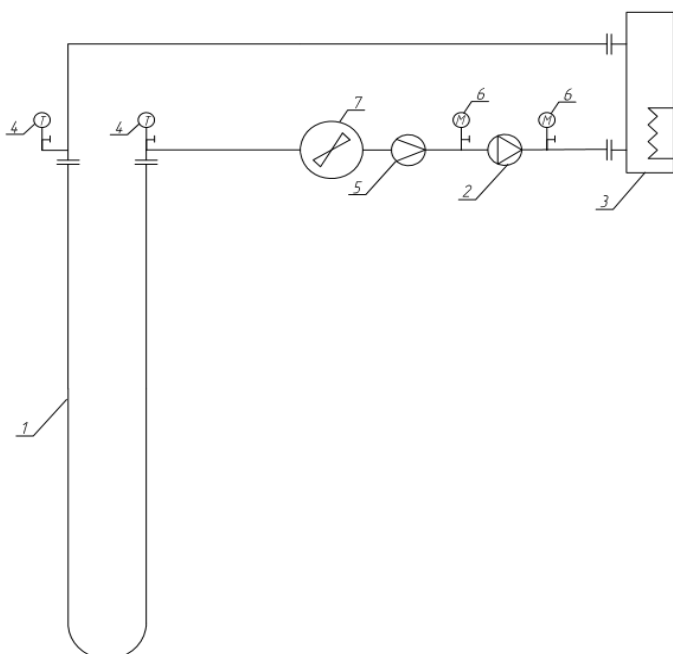


Рисунок 3.2 Принципиальная схема установки для симуляции зимнего режима
1- зонд, 2- циркуляционный насос, 3- электродотел, 4- датчик температуры, 5- расходомер, 6- датчик давления, 7- тепловентильатор.

Для исключения погрешности в измерении и/или неисправности контрольно-измерительных приборов, все приборы дублировались, и все этапы натурального экспериментального исследования проводились три раза.

Для контроля температуры теплоносителя были установлены погружные датчики на входе в зонд и выходе из зонда. Для данного эксперимента использовались погружные температурные датчики «Carel» NTC015WF00. Технические характеристики данного контрольно-измерительного прибора приведены в приложении Б [30].

В качестве контрольно-измерительного прибора для измерения расхода теплоносителя, циркулирующего в зонде, использовался преобразователь расхода электромагнитный ПРЭМ-20 ГФ класс D. Технические характеристики приведены в приложении Б [31].

Чтобы исключить утечку теплоносителя в контуре экспериментальной установки устанавливались компактные преобразователи давления Danfoss-серия MBS 1700 код 060G6105. Технические характеристики представлены в приложении Б [32].

Для нагрева теплоносителя применялся электрический котел класса "Профессионал", ЭВАН ЭПО Электрокотел WARMOS – 48. В качестве теплоносителя может использоваться как вода, так и незамерзающая жидкость. Номинальная мощность электрического котла 48 кВт. В котле установлены две группы ТЭНов на 18 и 30 кВт. Для проведения натурального экспериментального исследования использовалась группа ТЭНов на 18 кВт, включенных через симисторный регулятор мощности, позволяющий плавно менять мощность от 0 до 100%. Технические характеристики электрокотла представлены в приложении Б [33].

Для охлаждения теплоносителя устанавливался воздушный тепловентилятор Volcano VR2. Принцип работы тепловентилятора Volcano VR2: в двурядном теплообменнике циркулирует теплоноситель, нагретый в зонде, уличный (холодный) воздух затягивается осевым вентилятором, направляя

его в решётки двурядного теплообменника. Нагреваясь, воздух выталкивается вентилятором на улицу, а остывший теплоноситель в свою очередь отправляется в зонд. Технические характеристики указаны в приложении Б [34].

Циркуляцию в зонде обеспечивали циркуляционные насосы. При использовании в качестве теплоносителя воды применялся насос Wilo-TOP-S 25/10 (1~230 V, PN 10). Для растворов пропиленгликоля использовался насос Wilo-Economy MHE-2G (3~380/400/440 V, EPDM). Оба насоса оснащены частотно-регулируемыми приводами. Технические данные приведены в приложении Б.

Для системы управления и сбора данных, использовался свободно программируемый контроллер «Carel-pCO⁵ Large». Он обеспечивал контроль всех основных параметров работы системы. Контроллер также производил вычисления. Для отслеживания стабилизации процесса, во временной памяти хранились графики изменения параметров, которые фиксировали контрольно-измерительные приборы.

3.3 Методика проведения эксперимента

Методика проведения эксперимента разработана на основе методик, представленных в [35] и [14]

Теплообмен в вертикальном грунтовом теплообменнике описывается системой уравнений [36]

$$\begin{cases} Q = c \cdot G \cdot (t'' - t') \\ Q = \alpha \cdot F \cdot (t_c - t_n) \\ Q = R^{-1} \cdot F \cdot (t_2 - t_c) \end{cases}, \quad (3.1)$$

где Q – тепловой поток, Вт;

G – массовый расход теплоносителя, кг/с;

c – удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·°C);

t'' – температура потока на выходе из зонда, °С;

t' – температура потока на входе в зонд, °С;

α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С);

F – площадь теплообмена, м²;

t_c – температура внутренней стенки зонда, °С;

$t_{п}$ – средняя температура потока, °С;

R – термическое сопротивление стенки трубы зонда, (м²·°С)/Вт;

t_r – температура грунта (наружной стенки трубы), °С.

Из данной системы уравнения видно, что увеличить интенсивность теплосъема можно следующими способами:

- увеличить расход, циркулирующий в зонде;
- снизить температуру теплоносителя на входе в зонд.

Оба этих способа приводят к увеличению затрат электроэнергии при эксплуатации системы теплоснабжения. В первом случае увеличивается требуемая мощность циркуляционного насоса, обеспечивающего циркуляцию теплоносителя в зонде. Во втором случае увеличивается количество электроэнергии, затрачиваемой компрессором на сжатие хладагента.

Экспериментальное исследование проводилось в двух режимах с применением трех теплоносителей, выбор и обоснование которых приведен в разделе IV: водой, водным раствором пропиленгликоля с 35% концентрацией и температурой замерзания -20 °С, водным раствором пропиленгликоля с 25% концентрацией с температурой замерзания -10 °С:

а) Режим с положительным перепадом температур, обуславливающий работу теплогенерирующей установки в летнем режиме, когда температура теплоносителя, подаваемого в зонд заведомо выше средней температуры грунта;

б) Режим с отрицательным перепадом температур, обуславливающий работу теплогенерирующей установки в зимнем режиме, когда температура

теплоносителя, подаваемого в зонд заведомо ниже средней температуры грунта.

Методика проведения экспериментально исследования:

I этап:

1. Записываются показания всех датчиков в стационарном режиме, предполагающем, что отключены все нагревающие (охлаждающие) установки, а циркуляционный насос работает на полную мощность в течение не менее восьми часов, для определения точной средней температуры грунта;
2. Натурное экспериментально исследование проводится с шагом изменения температур 1 °С;
3. Включается нагревающая (охлаждающая) установка, которая поддерживает установленную температуру на выходе;
4. После стабилизации температуры на выходе из нагревающей (охлаждающей) установки, установка оставляется на время равное времени прохождения теплоносителя в испытательной системе три полных круга;
5. Записываются показания всех контрольно-измерительных приборов.
6. По достижению максимальной (минимальной) температуры на выходе из нагревательной (охладительной) установки текущий этап натурального экспериментального исследования считается завершенным;
7. Отключается нагревательная (охладительная) установка.
8. После чего, для исключения возможны погрешностей и влияния внешних факторов, натурное экспериментальное исследование повторяется три раза, включая в себя пункты 1-7.

II этап:

1. Мощность циркуляционного насоса устанавливается равной 20% и уставка температуры на выходе из нагревательного прибора 15 °С;
2. После чего система работает в таком режиме 24 часа;

3. Записываются показания всех контрольно-измерительных приборов;
4. Натурное экспериментальное исследование проводится с шагом изменения мощности циркуляционного насоса 10%;
5. После стабилизации температуры на выходе из нагревающей установки, установка оставляется на время равное времени прохождения теплоносителя в испытательной системе три полных круга;
6. По достижению максимальной мощности циркуляционного насоса текущий этап натурного экспериментального исследования считается завершенным;
7. Отключается нагревательная установка.
8. После чего, для исключения возможных погрешностей и влияния внешних факторов, натурное экспериментальное исследование повторяется три раза, включая в себя пункты 1-7.

III этап (выполняется для теплоносителей температура замерзания которых меньше 0)

1. Мощность циркуляционного насоса устанавливается равной 20% и уставка температуры на выходе из охладительного прибора -3 °С;
2. После чего система работает в таком режиме 24 часа;
3. Записываются показания всех контрольно-измерительных приборов;
4. Мощность циркуляционного насоса увеличивается на 10%;
5. После стабилизации температуры на выходе из охлаждающей установки, установка оставляется на время равное времени прохождения теплоносителя в испытательной системе три полных круга;
6. По достижению максимальной мощности циркуляционного насоса текущий этап натурного экспериментального исследования считается завершенным;
7. Отключается охладительная установка;

8. После чего, для исключения возможны погрешностей и влияния внешних факторов, натурное экспериментальное исследование повторяется три раза, включая в себя пункты 1-7.

Полученные в ходе натурного экспериментального исследования данные, позволяют вычислить удельную интенсивность теплосъема.

Интенсивность теплосъема с одного погонного метра зонда определяется по формуле:

$$q = \frac{c \cdot G \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})}{l}, \quad (3.2)$$

где c - теплоемкость теплоносителя, КДж/(кг· °С);

G - расход теплоносителя, л/час;

$t_{\text{вх}}$ - температура теплоносителя на входе в зонд, °С ;

$t_{\text{вых}}$ - температура теплоносителя на выходе из зонда, °С.

Критерием оценки точности произведенных измерений является сравнение величин по дублируемым параметрам:

$$\frac{t - t}{t} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (3.3)$$

$$\frac{G - G}{G} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (3.4)$$

При несоблюдении условия неравенств (3.2) и (3.3) необходимо проверить исправность контрольно-измерительных приборов. После обнаружения и исправления неполадок необходимо проведение дополнительных исследований.

В ходе натурного экспериментального исследования стало очевидно, что удельная интенсивность теплосъема в большей степени зависит от разницы температур между температурой теплоносителя на входе в зонд и температурой грунта, а не от расхода теплоносителя, циркулирующего в зонде. Из этого следует, что увеличения расхода теплоносителя не приводит к заметному увеличению интенсивности теплосъема, но влечет за собой снижения энергоэффективности системы и коэффициента преобразования электри-

ческой энергии. Это происходит из-за увеличения гидравлического сопротивления системы и соответственно требуемой мощности циркуляционных насосов. Результаты исследования приведены в приложении В.

Увеличение разницы температур между средней температурой теплоносителя первичного контура и средней температурой теплоносителя вторичного контура тепловых насосов так же ведет к увеличению затрат электрической энергии на работу компрессора, но следует отметить, что эти затраты меньше, чем затраты, связанные с увеличением мощности циркуляционных насосов. Результирующий график зависимости удельной интенсивности теплосъема от расхода представлен на рисунке 3.3.

Согласно данным полученным в ходе натурного экспериментального исследования для генерации 115,2 кВт во вторичном контуре, необходимо запроектировать 20 двухтрубных зондов, расположенных в 20 скважинах в первичном контуре.

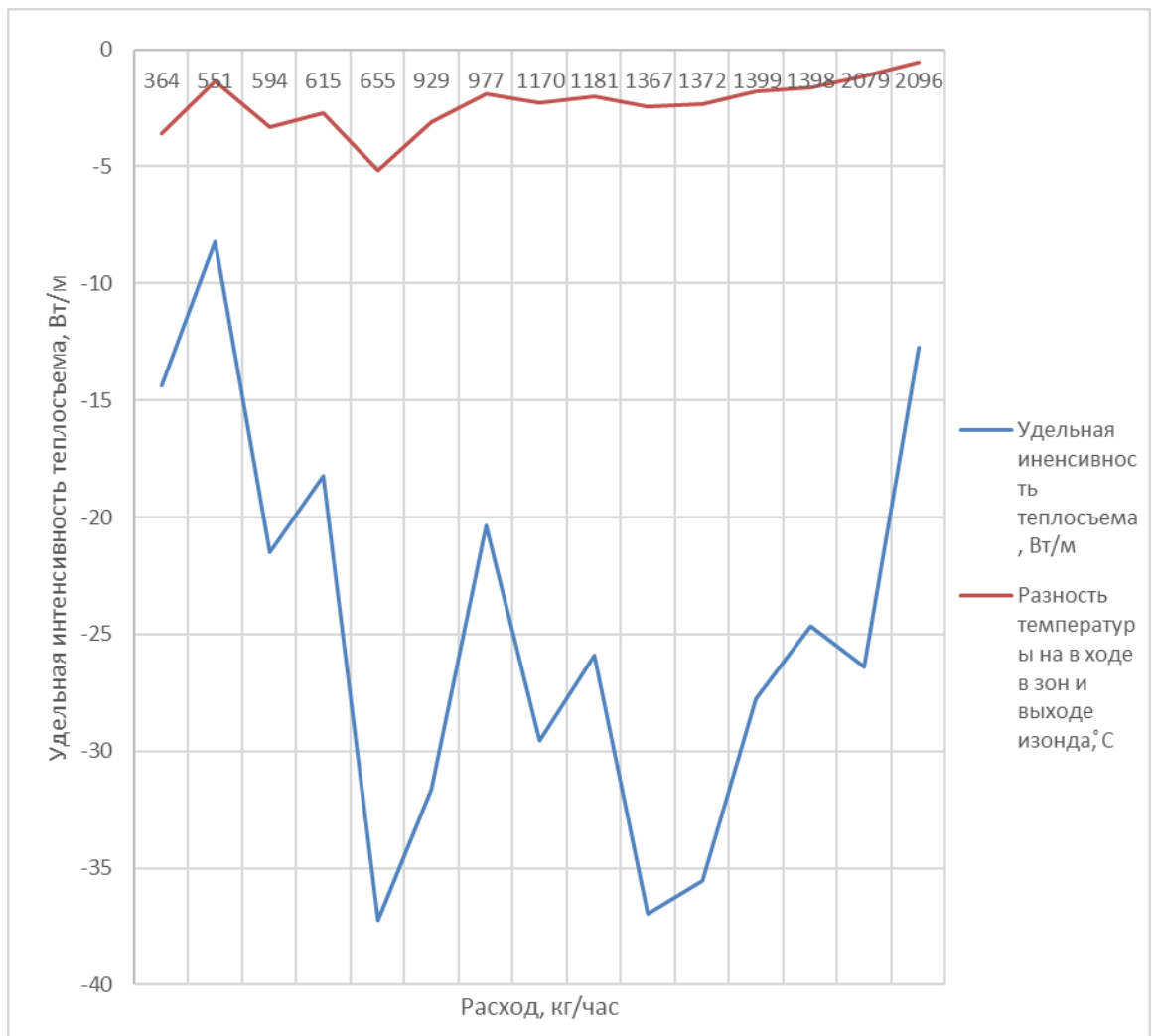


Рисунок 3.3- Результирующий график зависимости удельной интенсивностью теплосъема от расхода

4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

4.1 Описание системы теплоснабжения

Для обеспечения потребностей в тепловой энергии на нужды отопления и вентиляции. Теплонаносная система теплоснабжения включает в себя подсистемы генерации теплоты и транспорта теплоты.

Генератором тепловой энергии является два двухступенчатых тепловых насоса типа вода-грунт, расположенные внутри здания на первом этаже, в складском помещении. К каждому тепловому насосу подключается бак-аккумулятор объемом 950 л. Параметры теплоносителя 45 °С/35 °С. В качестве теплоносителя применяется 25% раствор пропиленгликоля с температурой замерзания -10 °С.

Подсистема сбора низкопотенциальной тепловой энергии представляют собой вертикальные грунтовые теплообменники (зонды), установленные в скважинах глубиной 100 м, диаметром 110 мм. Количество скважин 20. Пространство между зондом и стенками скважин заполнялось песчано-гравийной смесью до отметки гидростатического уровня воды, выше которого скважина заполнялась бентонитовым раствором. Минимальное расстояние между ними 5 м. Минимально расстояние от скважины до обреза здания составляет 9,3 м.

Зонд представляют собой одну U-образную петлю трубы, изготовленную из двух полиэтиленовых труб ПНД ПЭ-100 SDR11-32×3 труб, которые были соединены U-образным одинарным фитингом под электромуфты. К которому прикреплялся балласт для направления движения зонда по скважине. Количество зондов 20.

Подающие и обратные трубопроводы проложены с уклоном 0,002 от устья скважины в сторону тепловой камеры и соединяются в четыре коллектора, расположенных в тепловой камере и заводятся в здание четырьмя трубами. Горизонтальные трубопроводы изготовлены из предизолированной полиэтиленовой трубы различного диаметра. Для изоляции труб применяется

пенополиуретан. Горизонтальные трубопроводы оснащены системой организации диспетчерского контроля (ОДК). Укладка горизонтальных трубопроводов производится на глубине три метра. Тепловая камера расположена с северной стороны здания на отметке -3,200 и имеет размер в осях 4,5×3,40.

Циркуляционные насосы, оснащенные частотно-регулируемым приводом, расположены в тепловой камере на отметке ...м.

Ввод в здание выполнен на отметке -2.700 с северной стороны здания через гильзы.

Прокладка трубопроводов внутри здания осуществлялась по потолку помещения ИТП, коридора, гаража и складского помещения на отметке 4 м под подшивным потолком. Для исключения выпадения конденсата трубы внутри здания также утеплены. В качестве тепловой изоляции применяется вспененный каучук.

4.2 Выбор и обоснование теплоносителя в системах теплоснабжения

Для выбора и обоснования теплоносителя необходимо учесть требования, предъявляемые к теплоносителю в первичном и вторичном контуре систем теплоснабжения с применением тепловых насосов:

- низкая температура замерзания;
- минимальное гидравлическое сопротивление;
- соответствие нормам качества воды для подпитки тепловых сетей;
- большая теплоемкость.

Были рассмотрены три теплоносителя: - 25% раствор пропиленгликоля; 35% раствор пропиленгликоля, вода. Теплофизические свойства рассматриваемых теплоносителей приведены в таблице 6 [37], [38].

Для сравнения гидравлического сопротивления, создаваемого теплоносителем при движении воды в трубах, был произведен гидравлический расчет вертикального грунтового теплообменника методом удельных потерь давления по длине.

Таблица 6-Теплофизические свойства теплоносителей (при температуре 20 °С).

Параметр теплоносителя	Обозначение	Единица измерения	35% раствор пропиленгликоля	25% раствор пропиленгликоля	Вода
Температура замерзания	tз	°С	-20	-10	0
Плотность	ρ	кг/м ³	1036	1033	998
Удельная теплоемкость	c	Дж/(кг·°С)	3770	3980	4190
Коэффициент динамической вязкости	μ	Па·с	4,56·10 ⁻³	2,86·10 ⁻³	1·10 ⁻³
Коэффициент кинематической вязкости	ν	м ² /с	4,4·10 ⁻⁶	2,8·10 ⁻⁶	1·10 ⁻⁶
Коэффициент теплопроводности	λ	Вт/(м·°С)	0,429	0,478	0,56

Потери давления по l длине определяются по формуле Дарси – Вейсбаха [39]:

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{1}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (4.1)$$

где λ – безразмерный коэффициент гидравлического сопротивления;

l – длина трубопровода, м;

d_{вн} – внутренний диаметр трубы, м;

v – средняя скорость движения жидкости, м/с;

$$v = \frac{G}{F}, \quad (4.2)$$

где G – объемный расход, м³/сек;

F – площадь поперечного сечения потока м².

Коэффициент гидравлического сопротивления λ зависит от режима течения жидкости и шероховатости внутренней поверхности трубы (канала), т.е.

$$\lambda = \lambda(Re, \frac{\Delta}{d_{вн}}) \quad (4.3)$$

где $\frac{\Delta}{d_{вн}}$ – относительная шероховатость,

Δ – абсолютная шероховатость, м, для расчета примем $5 \cdot 10^{-6}$ м [39]

Re - число Рейнольдса,

$$Re = \frac{\rho \cdot d_h \cdot v}{\nu}, \quad (4.4)$$

где d_h – гидравлический диаметр труб, для круглых труб равный геометрическому диаметру. труб, для круглых труб равный внутреннему диаметру.

Расчетная зависимость для коэффициента гидравлического сопротивления движению несжимаемой жидкости в круглой трубе для зоны гидравлических труб ($Re_{кр} < Re < 10 d_{вн}/\Delta$, $Re_{кр} \approx 2320$):

$$\lambda = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg Re - 1,5)^2} \quad (4.5)$$

Все расчеты сведены в таблицу 8, а для наглядного представления представим их на рисунке 4.2.

Основные преимущества и недостатки сведены в таблицу 7

Из таблиц 7 и 8 видно, что наиболее выгодным теплоносителем с точки зрения энергоэффективности и капитальных затрат является вода. Но вследствие того, что в первичном контуре теплового насоса возможно понижение температуры ниже нуля, для системы теплоснабжения с применением теплового насоса в качестве теплоносителя был выбран 25% раствор пропиленгликоля с температурой замерзания -10°C .

Таблица 7- Преимущества и недостатки теплоносителей

Теплоноситель	Преимущества	Недостатки
Вода	Минимальное гидравлическое сопротивление; большая теплоемкость, безопасен с экологической точки зрения	Высокая температура замерзания

Теплоноситель	Преимущества	Недостатки
25% раствор пропиленгликоля	Среднее гидравлическое сопротивление; безопасен с экологической точки зрения, низкая температура замерзания	Низкая теплоемкость
35% раствор пропиленгликоля	Безопасен с экологической точки зрения, низкая температура замерзания	Низкая теплоемкость, высокое гидравлическое сопротивление

Таблица 8- Удельные потери давления по длине

	Вода, 32×3	Вода, 40×3,6	Вода, 50×3	Пропиленгликоль (25%), 32×3	Пропиленгликоль (25%), 40×3,6	Пропиленгликоль (25%), 50×3	Пропиленгликоль (35%), 32×3	Пропиленгликоль (35%), 40×3,6	Пропиленгликоль (35%), 50×3
Расход G, м3/сек	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003	0,0003
Расход G, м3/час	0,9739	0,9739	0,9739	0,9409	0,9409	0,9409	0,9382	0,9382	0,9382
Площадь поперечного сечения трубы F, м2	0,0005	0,0008	0,0013	0,0005	0,0008	0,0013	0,0005	0,0008	0,0008
Скорость потока в трубе, v, м/с	0,510	0,337	0,215	0,493	0,325	0,208	0,492	0,324	0,324
Коэффициент кинематической вязкости ν , м2/сек	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$2,8 \cdot 10^{-6}$	$2,8 \cdot 10^{-6}$	$2,8 \cdot 10^{-6}$	$4,4 \cdot 10^{-6}$	$4,4 \cdot 10^{-6}$	$4,4 \cdot 10^{-6}$
Число Рейльдса, Re	13271	10972	9477	4579	3785	3270,156	2905,687	2402,146	3242,160
Коэффициент гидравлического сопротивления, λ	0,029	0,030	0,031	0,039	0,041	0,043	0,045	0,048	0,043
Потери давление ΔP , Па/м	92,895	42,492	14,493	120,888	55,765	19,150	140,946	65,313	47,291

4.3 Расчет термодинамического цикла теплового насоса

Целью термодинамического расчета является определение показателей эффективности цикла теплового насоса. Расчет производится согласно методике, представленной в [22], и приведен в таблице 9.

Для сравнения основных показателей термодинамического цикла рассматриваются три схемы теплонасосной установки [22].

- Схема №1 представляет собой парокompрессионный тепловой насос (рисунок 4.2)

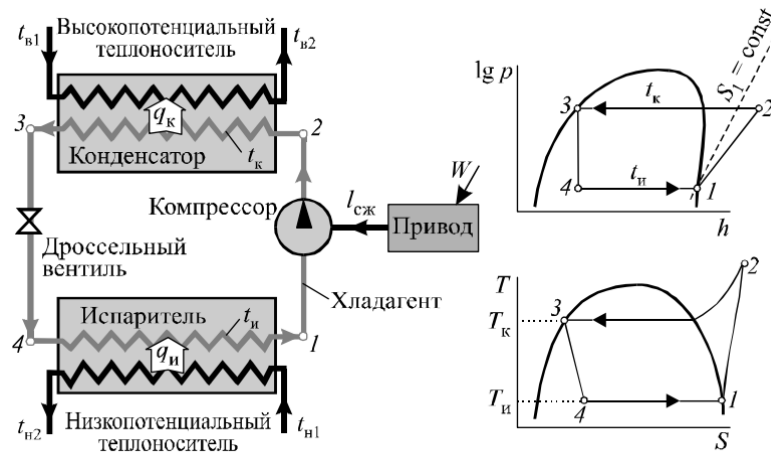


Рисунок 4.2 Схема №1

где $t_{в1}$ - температура высокопотенциального теплоносителя на входе в тепловой насос, °C;

$t_{в2}$ - температура высокопотенциального теплоносителя на выходе из теплового насоса, °C;

$t_{н1}$ - температура низкопотенциального теплоносителя на входе в тепловой насос, °C;

$t_{н2}$ – температура низкопотенциального теплоносителя на выходе из теплового насоса, °C;

- Схема №2 представляет собой парокompрессионный тепловой насос с промежуточным теплообменником (рисунок 4.3);

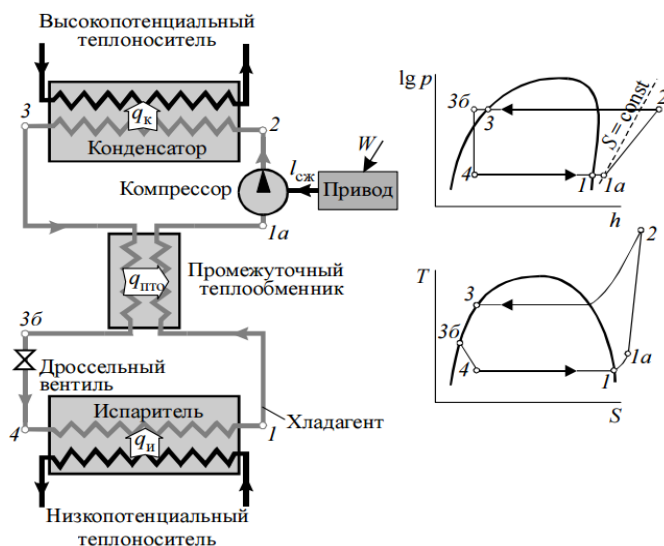


Рисунок 4.3- Парокомпрессионный тепловой насос с промежуточным теплообменником

- Схема №3 представляет собой парокомпрессионный тепловой насос с промежуточным теплообменником и переохладителем (рисунок 4.4).

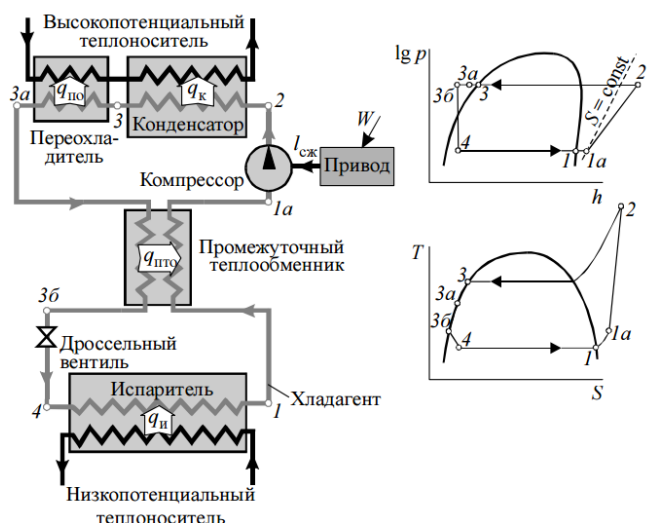


Рисунок 4.4- Парокомпрессионный тепловой насос с промежуточным теплообменником переохладителем.

Исходные данные для расчета:

- нагрузка потребителей тепла (отопление и вентиляция) 163 кВт;
- температура низкопотенциального теплоносителя (рассола) на входе в тепловой насос $t_{н1}=8\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- температура низкопотенциального теплоносителя (рассола) после теплового насоса $t_{н2}=3\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура высокопотенциального теплоносителя (горячей воды) на входе в тепловой насос $t_{в1}=45\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура горячей воды после теплового насоса $t_{в2}=55\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура окружающей среды $t_0 = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- перепады температуры на выходе из теплообменников: испарителя $\Delta t_{исп}$, конденсатора $\Delta t_{к}$, переохладителя $\Delta t_{по} = 3^{\circ}\text{C}$
- температура перегрева в промежуточном теплообменнике $\Delta t_{п} = 20^{\circ}\text{C}$

Таблица 9- Порядок расчета термодинамического цикла насоса

Параметр	Размерность	Номер схемы		
		1	2	3
Температура испарения фреона $t_{и}$	$^{\circ}\text{C}$	$t_{и} = t_{н2} - \Delta t_{и} \text{ (2.1)}$		
Энтальпия фреона после испарителя h_1	кДж/кг	Определяется по температуре $t_{и}$ и свойствам насыщенного пара фреона на p-h диаграмме		
Давление фреона в испарителе $p_{и}$	Па	То же		
Температура конденсации фреона $t_{к}$	$^{\circ}\text{C}$	$t_{к} = t_{в2} + \Delta t_{к} \text{ (2.2)}$		
Энтальпия фреона после конденсатора h_3	кДж/кг	Определяется по свойствам насыщенной жидкости при температуре $t_{к}$ на p-h диаграмме		
Давление конденсации фреона $p_{к}$	Па	То же		
Температура фреона на входе в компрессор $t_{1а}$	$^{\circ}\text{C}$	–	$t_{1а} = t_{и} + \Delta t_{п} \text{ (2.3)}$	
Энтальпия фреона на входе в компрессор $h_{1а}$	кДж/кг	–	Определяется по свойствам перегретого пара фреона по температуре $t_{1а}$ и давлению $p_{и}$ на p-h диаграмме	
Энтальпия фреона после адиабатного сжатия $h_{2а}$	кДж/кг	Определяется по свойствам перегретого пара фреона по энтропии S_1 и давлению $p_{к}$ на p-h диаграмме	Определяется по свойствам перегретого пара фреона по энтропии $S_{1а}$ и давлению $p_{к}$ на p-h диаграмме	
Адиабатный КПД компрессора η_a	–	$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_0}{273 + t_{к}}$		
Энтальпия фреона после компрессора h_2	кДж/кг	$h_2 = h_1 + \frac{h_{2а} - h_1}{\eta_a}$	$h_2 = h_{1а} + \frac{h_{2а} - h_{1а}}{\eta_a}$	

Параметр	Размерность	Номер схемы		
		1	2	3
Теплоемкость фреона после конденсатора c'_{p3}	$\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	–	–	Определяется по свойствам насыщенной жидкости и давлению p_k на p-h диаграмме
Температура фреона после конденсатора t_3	$^{\circ}\text{C}$	–	–	$t_{3a} = \frac{c'_{p3} \cdot t_k + c_e \cdot (\Delta t_{no} + t_{e1})}{c'_{p3} + c_e}$
Энтальпия фреона на входе в переохладитель h_{3a}	кДж/кг	–	–	Определяется по свойствам жидкого фреона по температуре t_{3a} и давлению p_k на p-h диаграмме
Температура воды после переохладителя $t_{вп}$	$^{\circ}\text{C}$	–	–	$t_{вп} = t_{3a} - \Delta t_{по}$
Энтальпия горячего фреона на входе в промежуточный теплообменник $h_{3б}$	кДж/кг	–	$h_{3б} = h_3 - (h_{1a} - h_1)$	$h_{3б} = h_{3a} - (h_{1a} - h_1)$

Продолжение таблицы 9

Параметр	Размерность	Номер схемы		
		1	2	3
Температура горячего фреона после промежуточного теплообменника $t_{3б}$	$^{\circ}\text{C}$	–	Определяется по свойствам жидкого фреона по энтальпии $h_{3б}$ и давлению p_k на p-h диаграмме	
Энтальпия фреона перед испарителем h_4	кДж/кг	$h_4 = h_3$	$h_4 = h_{3б}$	
Удельная тепловая нагрузка испарителя $q_{и}$	кДж/кг	$q_{и} = h_1 - h_4$		
Удельная тепловая нагрузка конденсатора q_k	кДж/кг	$q_k = h_2 - h_3$		
Удельная тепловая нагрузка переохладителя $q_{по}$	кДж/кг	–	–	$q_{по} = h_3 - h_{3a}$
Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн}$	кДж/кг	$q_{тн} = q_k$		$q_{тн} = q_k + q_{по}$
Удельная тепловая нагрузка промежуточного теплообменника $q_{пто}$	кДж/кг	–	$q_{пто} = h_{1a} - h_1$	
Работа сжатия в компрессоре $l_{сж}$	кДж/кг	$l_{сж} = h_2 - h_1$	$l_{сж} = h_2 - h_{1a}$	
Удельная энергия, потребляемая электродвигателем W	кДж/кг	$W = \frac{l_{сж}}{\eta_{э.м} \cdot \eta_э}$		

Проверка теплового баланса	–	$q_{и} + l_{сж} = q_{к}$	$q_{и} + l_{сж} = q_{к} + q_{по}$
Коэффициент сжатия ε	–	$\varepsilon = p_{к} / p_{и}$	
Коэффициент преобразования теплоты μ	–	$\mu = \frac{q_{мн}}{l_{сж}}$	
Коэффициент преобразования электроэнергии $\mu_{э}$	–	$\mu_{э} = \eta_{э.м} \eta_{э} \mu$	
Удельный расход первичной энергии ПЭ	–	$ПЭ = \frac{1}{\eta_{э.м} \cdot \eta_{э} \cdot \eta_{э.с} \cdot \eta_{пер} \cdot \mu}$	
Средняя температура низкопотенциального теплоносителя $T_{ср.н}$	К	$T_{ср.н} = \frac{t_{г2} - t_{г1}}{\ln \frac{t_{г2} + 273}{t_{г2} + 273}}$	
Термодинамическая температура низкопотенциального теплоносителя $\tau_{н}$	–	$\tau_{н} = 1 - \frac{t_0 + 273}{T_{ср.н}}$	

Продолжение таблицы 9

Параметр	Размерность	Номер схемы		
		1	2	3
Эксергия, отданная низкопотенциальным теплоносителем $e_{н}$	кДж/кг	$e_{н} = \tau_{н} q_{и}$		
Средняя температура высокопотенциального теплоносителя в конденсаторе $T_{ср.н}$	К	$T_{ср.н} = \frac{t_{г2} - t_{г1}}{\ln \frac{t_{г2} + 273}{t_{г2} + 273}}$	$T_{ср.н} = \frac{t_{г2} - t_{гн}}{\ln \frac{t_{г2} + 273}{t_{гн} + 273}}$	
Термодинамическая температура высокопотенциального теплоносителя в конденсаторе $\tau_{в}$	–	$\tau_{в} = 1 - \frac{t_0 + 273}{T_{ср.в}}$		
Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе $e_{в}$	кДж/кг	$e_{в} = \tau_{в} q_{к}$		
Средняя температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе $T_{ср.нп}$	К	–	–	$T_{ср.нп} = \frac{t_{гн} - t_{г1}}{\ln \frac{t_{гн} + 273}{t_{г1} + 273}}$
Термодинамическая температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе $\tau_{вп}$	–	–	–	$\tau_{вп} = 1 - \frac{t_0 + 273}{T_{ср.гн}}$

Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в преохладителе $e_{вп}$	кДж/кг	–	–	$e_{вп} = \tau_{вп} q_{по}$
Эксергия потребляемой электроэнергии, $e_э$	кДж/кг	$e_э = W$		
Эксергетический КПД $\eta_э$	–	$\frac{e_э}{e_н + e_э}$		$\frac{e_э + e_{вп}}{e_н + e_э}$

Выбор производится по показателям термодинамических циклов и экономическим показателям теплового насоса. В случае, если степень сжатия фреона в компрессоре более 17, этот вариант исключается, так как не может обеспечиваться имеющимися компрессорами.

Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн}$ характеризует расход фреона, а значит, влияет на стоимость компрессора и теплообменников. Степень сжатия в компрессоре определяет его стоимость. Коэффициент преобразования энергии и удельный расход первичной энергии характеризуют экономичность работы. Эксергетический КПД характеризует несовершенство термодинамических процессов в тепловом насосе. Основные показатели термодинамического цикла приводятся в таблице 10. Полный расчет и p-h диаграммы приведены в приложении Г.

Таблица 10- Основные показатели термодинамического цикла

Параметр	Рамерность	Номер схемы								
		1			2			3		
Наименование фреонов	-	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн}$	кДж/кг	159	274	159	187	304	181	200	321	194
Удельная энергия, потребляемая электродвигателем W	кДж/кг	63,6	90,4	66,9	77,0	104,0	71,6	77,0	104,0	71,6
Коэффициент сжатия e	–	5,73	5,84	4,73	5,73	5,84	4,73	5,73	5,84	4,73
Коэффициент преобразования теплоты m	–	3,29	3,99	3,14	3,21	3,85	3,32	3,42	4,06	3,57

Параметр	Рамер-ность	Номер схемы								
		1			2			3		
Наименование фреонов	-	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
Коэффициент преобразования электроэнергии m	-	2,50	3,03	2,39	2,44	2,92	2,53	2,60	3,08	2,71
Удельный расход первичной энергии ПЭ	-	0,911	0,752	0,955	0,936	0,780	0,903	0,876	0,739	0,841
Эксергетический КПД h'	-	0,507	0,582	0,490	0,497	0,567	0,511	0,526	0,595	0,548

Далее рассчитывается тепловая нагрузка в узлах теплового насоса. Тепловая нагрузка теплонасосной установки $Q_{тн}$, Вт или кВт, – это количество теплоты, получаемой в установке горячим теплоносителем. Для установок теплоснабжения за счет использования теплоты окружающей среды тепловая нагрузка задается.

Массовый расход хладагента $G_{ха}$, кг/с, определяется по тепловой нагрузке установки (количестве теплоты, получаемой горячим теплоносителем), и удельной тепловой нагрузке:

$$G_{ха} = \frac{Q_{тн}}{q_{тн}} \quad (4.6)$$

Полная нагрузка узлов теплового насоса составит:

– в компрессоре:

$$N = W \cdot G_{ха} \quad (4.7)$$

– в испарителе:

$$Q_u = q_u \cdot G_{ха} \quad (4.8)$$

– в конденсаторе:

$$Q_k = q_k \cdot G_{ха} \quad (4.9)$$

– в переохладителе:

$$Q_{но} = q_{но} \cdot G_{ха} \quad (4.10)$$

– в промежуточном теплообменнике:

$$Q_{нмо} = q_{нмо} \cdot G_{х.а} \quad (4.11)$$

Расчет тепловой нагрузки узлов теплового насоса представлен в приложении Д.

4.4 Гидравлический расчет системы теплоснабжения

Целью гидравлического расчета является подбор диаметров и определение потерь давления в системе. Расчет проводится по методике, представленной в разделе 4.2.

Коэффициент гидравлического сопротивления λ для ламинарного режима:

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (4.12)$$

Для шероховатых труб:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{\text{вн}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (4.13)$$

Теплофизические характеристики 25% раствора пропиленгликоля при температуре -5°C , предоставленные лабораторией завода производителя, представлены в таблице 11.

Расчет удельных потерь на трения сведен в таблицу 12.

Таблица 11- Теплофизические характеристики теплоносителя

Параметр теплоносителя	Обозначение	Единица измерения	Величина
Температура замерзания	t_z	$^{\circ}\text{C}$	-10
Плотность при температуре -7°C	ρ	кг/м ³	1033
Удельная теплоемкость при температуре -7°C	c	Дж/(к· $^{\circ}\text{C}$)	3770
Коэффициент динамической вязкости при температуре -7°C	μ	Па·с	$7 \cdot 10^{-9}$
Коэффициент кинематической вязкости при температуре -7°C	ν	м ² /с	$7 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент теплопроводности при температуре -7°C	λ	Вт/(м· $^{\circ}\text{C}$)	0,468

Коэффициент местного сопротивления для внезапного сужения на выходе из коллектора:

$$\xi = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (4.14)$$

где S_1 - площадь до расширения, m^2 ;

S_2 - площадь после расширения m^2 .

Коэффициент местного сопротивления для внезапного сужения на выходе из коллектора:

$$\xi = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2, \quad (4.14)$$

где S_1 - площадь до расширения, m^2 ;

S_2 - площадь после расширения m^2 .

Коэффициент местного сопротивления для внезапного расширения на входе в коллектор:

$$\xi = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right), \quad (4.15)$$

где F_1 - площадь после сужения, m^2 ;

F_2 - площадь до сужения m^2 .

Таблица 12- Расчет удельных потерь на трения

	32x3	40x3,6	50x3	63x10,5	63x10,5	63x10,5	75x12,5	110x18,3	125
Расход G, м3/сек	0,0003	0,0003	0,0003	0,0014	0,0027	0,0007	0,0014	0,0027	0,0027
Расход G, м3/час	0,9720	0,9720	0,9720	4,8600	9,7200	2,5500	5,1000	9,7200	9,7200
Площадь поперечного сечения трубы F, м2	0,0005	0,0008	0,0015	0,0014	0,0014	0,0014	0,0020	0,0042	0,0123
Скорость потока в трубе, v, м/с	0,509	0,324	0,183	0,975	1,950	0,512	0,722	0,638	0,301
Коэффициент кинематической вязкости ν , м2/сек	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000

	32x3	40x3,6	50x3	63x10,5	63x10,5	63x10,5	75x12,5	110x18,3	125
Число Рейльнодса, Re	2646	2110	1607	8579	17158	8038	11344	12768	6020
Коэффициент гидравлического сопротивления, λ	0,046	0,030	0,040	0,032	0,027	0,033	0,030	0,029	0,041
Потери давление ΔP , Па/м	236,8	50,3	15,6	375,4	1247,4	103,5	157,5	83,1	15,3

Коэффициент местного сопротивления для электромагнитного клапана:

$$\xi = 2 \cdot \left(\frac{0,009 \cdot \pi \cdot d_{вн}}{K_v} \right)^2, \quad (4.15)$$

Где K_v - пропускная способность клапана принимается по [каталог], м³/час.

Результаты расчета коэффициентов местного сопротивления приведены в таблице 13.

Таблица 13- Коэффициенты местного сопротивления (КМС)

Наименование КМС	32	40	50	110
внезапное сужение	0,478	0,466	0,440	0,329
внезапное расширение	0,916	0,869	0,774	0,785
клапан	6,770	3,460	5,069	-

После расчета производится увязка ответвлений по формуле:

$$\Delta p_{нев.} = \frac{\Delta p_{\delta} - \Delta p_{м.}}{\Delta p_{\delta}} \cdot 100\% \quad (4.16)$$

Невязка потерь давления по ответвлениям и стоякам не должна превышать 10%. Для увязки на ответвления устанавливаются балансировочные клапаны Danfoss.

Гидравлический расчет приведен в приложении Е.

4.5 Подбор оборудования

В качестве теплогенерирующей установки были подобраны два двухступенчатых тепловых насоса, пакеты-ведущий/ведомый с соответственно одинаковой номинальной тепловой мощностью: Vitocal 300-G, тип BW 301.A - 57,6. Тип BW 301.A29: Одноступенчатый тепловой насос без встроенных насосов, а также в качестве 1-й ступени (ведущий) двухступенчатого теплового насоса с контроллером погодозависимого управления тепловым насосом Vitotronic 200. Тип BWS 301.A: 2-я ступень (ведомый) двухступенчатого теплового насоса, без контроллера. Допустимое рабочее давление: теплоносителя 3 бар (0,3 МПа). Низкие эксплуатационные расходы благодаря высокому значению коэффициента мощности COP согласно EN 14511: до 4,8 при температуре рассола 0 °С/воды 35 °С. Оптимальный режим частичной нагрузки поддерживается за счет двухступенчатого исполнения. Максимальная температура подачи 55 °С, 60 °С (рассол 0 °С).

Для данной системы теплоснабжения требуемый напор $H_{ТР}$:

$$H_{тр} = 1,1 \cdot (\Delta H + \Delta H_{\phi.} + \Delta H_{то.}), \quad (4.16)$$

где ΔH - потери давления в трубопроводах системы, м;

$\Delta H_{\phi.}$ - потери давления в сетчатых фильтрах системы, м [39];

$\Delta H_{то.}$ - потери давления в теплообменниках системы, м, принимается по графику представленному в приложении Ж [13].

Циркуляционные насосы первичного контура:

$$H_{тр} = 1,1 \cdot (10,9 + 0,21 + 1,5) = 13,9 м$$

$$H_{тр} = 1,1 \cdot (9,3 + 0,21 + 1,5) = 12,2 м$$

Циркуляционные насосы вторичного контура:

$$H_{тр} = 1,1 \cdot (0,49 + 0,32 + 0,5) = 1,44 м$$

Расход в первичном контуре $G_1=9,72 \text{ м}^3/\text{час}$, расход во вторичном контуре $G_1=2,55 \text{ м}^3/\text{час}$.

Подбор насосов осуществляется в программах подбора представленных в [40] и [41].

В качестве циркуляционных насосов первичного контура выбраны Grundfos TPE2 32-200-N A-F-A-BQQE. Электродвигатель которого включает частотный преобразователь и ПИИ-регулятор в клемной коробке. Технические данные и характеристики приведены в прил. В качестве циркуляционных насосов вторичного контура выбраны Wilo-Stratos PICO 30/1-6, также оснащенный частотным преобразователем. Технические данные и характеристики приведены в приложении 3.

5 БЕЗОПАСНОСТЬ И ЭКОЛОГИЧНОСТЬ ПРОЕКТИРУЕМОГО ОБЪЕКТА

5. 1 Безопасность проектируемого объекта

Во время проведения строительно-монтажных работ необходимо выполнять ряд правил безопасности и выполнять меры предосторожности во избежание травм и поломок оборудования.

При проведении буровых работ, все работы должны проводиться с соблюдением «Единых правил безопасности при осуществлении геологоразведочных работ». Перед началом проведения буровых работ, машинист малогабаритной буровой установки должен проверить исправность двигателя, бурового насоса и всех предохранительных устройств бурового оборудования [42].

Запрещается [42]:

- запускать буровое оборудование до полного устранения неисправности;
- оставлять работающую буровую установку без присмотра;
- снимать и надевать приводной ремень без остановки двигателя;
- запускать буровой насос без ограждения ремня;
- во время работы лебёдки браться руками за канат;
- запускать оборудование, оставляя на валу лебёдки рукоятку ручного подъёма;
- запускать силовой агрегат, когда фрикцион станка включен;
- запускать буровое оборудование без ограждения муфты, шпинделя и других движущихся частей.

При проведении работ электромуфтовой сварки полиэтиленовых труб электроинструмент не используется под дождем, во влажности и сырости. Не используется электроинструмент вблизи горючих жидкостей или газов. Во

избежание получения удара электричеством, необходимо избегать прикосновений к заземленным частям, например, трубам, батареям, плитам и холодильникам. При работе на улице следует использовать резиновые перчатки и нескользящую обувь. Необходимо применять респиратор, если во время работы образуется пыль. [43]

При выполнении монтажных работ следует соблюдать технику безопасности. При эксплуатации слесарного инструмента нельзя использовать неисправные устройства. При использовании гаечных ключей нельзя надевать на их ручки отрезки трубы, а также использовать металлические подкладки. Эксплуатация электроинструмента подразумевает соблюдение строгих правил техники безопасности, ведь их несоблюдение может привести к плачевным последствиям, причем в больших масштабах. Все провода должны быть изолированы, использовать следует только исправный электроинструмент, а также дополнительный инструментарий должен быть полностью изолирован. Более того, электромонтажные работы следует проводить в специальной одежде, которая сможет защитить от повреждений.

При монтаже теплового насоса следует соблюдать минимальные расстояния и минимальный объем помещения. Помещение для монтажа должно быть сухим и защищено от воздействия низких температур.

Минимальный объем помещения для установки согласно [44] зависит от наполняемого количества и состава хладагента.

$$V_{\text{мин}} = \frac{m_{\text{макс}}}{G}, \quad (5.1)$$

где $V_{\text{мин}}$ – минимальный объем помещения, м³;

$m_{\text{макс}}$ – максимальное количество хладагента для наполнения, кг, для теплового насоса Vitocal 300-G, тип BW 301.A29, BWS 301.A29 6,2 кг;

G – Практическое предельное значение согласно [44] в зависимости от состава хладагента, для хладагента R410A 0,44 кг/м³.

$$V_{\text{мин}} = \frac{6,2}{0,44} = 14,1 \text{ м}^3$$

Если в одном помещении устанавливаются несколько тепловых насосов, необходимо сложить минимальные объемы помещения для отдельных приборов.

$$V_{\text{мин}} = 14,1 \cdot 4 = 56,4 \text{ м}^3$$

$$V_{\text{мин}} \leq V_{\text{факт}} \quad (5.2)$$

где $V_{\text{факт}}$ – фактический объем помещений, м^3

$$56,4 \leq 552,3$$

Условие выполняется.

5.2 Экологичность объекта

При проектировании данного объекта были разработаны мероприятия по охране окружающей среды. При эксплуатации данного объекта исключена возможность возникновения техногенных аварий и загрязнения окружающей среды, которые могут нанести вред экологии и здоровью человека.

В качестве теплоносителя в проектируемой системе теплоснабжения применяется 25% раствор пропиленгликоля, который считается наиболее безопасным и не токсичным веществом. При аварийном разливе теплоносителя на основе пропиленгликоля его достаточно собрать мокрой тряпкой, в то же время, при разливе этиленгликоль содержащих теплоносителей рекомендуется менять или плитку, или деревянный пол и утеплитель, впитавший ядовитый этиленгликоль. Использование пропиленгликоля в качестве теплоносителя позволяет обезопасить жилище, людей и животных по вторичным признакам техногенных катастроф и факторов (пожар, землетрясение, авария и нарушение правил эксплуатации теплоснабжения), продлевает срок службы системы индивидуального теплоснабжения из-за низкой коррозионной агрессивности пропиленгликоля и не замерзания при низкой температуре [45].

Применяемый в проектируемой системе теплоснабжения, хладагент R410A относится к фреонам группы HFC, является к экологически безопасным фреонам и не разрушает озонового слоя. К числу универсальных положительных свойств фреона R410A можно отнести низкую токсичность (высокотоксичные продукты этого хладагента появляются только при прямом контакте с горячими поверхностями и пламенем), а также химическую стабильность и негорючесть. Одним из главных преимуществ R410A является его способность не изменять при утечке своих свойств. [46] Применение данного фреона не противоречит требованиям Монреальского протокола, ратифицированного на территории Российской Федерации. Хладагент R-410A имеет очень низкую низотермичность ($\ll 1^\circ\text{K}$) и поэтому может найти применение в тепловых насосах без ущерба для эксплуатационных характеристик [48].

6 АВТОМАТИЗАЦИЯ, УПРАВЛЕНИЕ И ДИСПЕТЧЕРИЗАЦИЯ

6.1 Назначение и цели создаваемой системы

Система автоматизации и диспетчеризации, запроектированная в данной работе, предназначена для повышения производительности, эффективности труда и оптимизации управления. Повышение эффективности управления инженерными системами и снижение вероятности человеческого фактора. Контроля расходов энергоресурсов и оптимизации расходов энергоресурсов путем анализа графиков их расхода и таблиц с статистическими данными расхода – в течении дня, недели, месяца, года.

Цели создания системы

- Повышение эффективности управления инженерными системами;
 - Экономия потребления энергоресурсов;
 - Снижение количества обслуживающего персонала;
 - Снижение вероятности человеческого фактора;
 - Увеличение срока работы автоматизируемого оборудования.
- Анализ графиков работы оборудования, для продолжения исследования в долгосрочной перспективе. Дающее возможность проектировать системы теплоснабжения на территории Самарской области, обладающими необходимыми характеристиками, без перерасходов на излишнее оборудование и работы.

Проектируемая система должна удовлетворять требованиям наращивания, модернизации возможностей и расширения функциональности, что дает возможность адаптации к любым изменениям бизнес-процессов. Схема автоматизации расположена в приложении И.

6.2 Алгоритм работы системы автоматики

Запуск насосов возможен только при отсутствии аварий и блокировок. При нахождении переключателей режимов в положении «Автоматический» работа насосов осуществляется с контроллера или диспетчеризации. Управление насосами по команде от теплового насоса осуществляется при активации соответствующего меню контроллера. Переключение насосов осуществляется через заданное количество циклов пуска (значение задается в соответствующем пункте меню контроллера). В положении «Ручной» запуск насосов осуществляется принудительно через контроллер. Защита насосов должна работать в обоих режимах. Одновременно в работе должно быть не более одного насоса.

Пуск должен производиться в следующей последовательности:

- Запустить насос в соответствии с очередностью на минимальных оборотах (задается в меню контроллера);
- Плавно поднимать мощность насоса до заданного значения мощности или расхода (выбор режима осуществляется в меню контроллера).

Режим работы циркуляционного насоса:

- Работа насоса производится на заданной мощности, либо поддерживается заданный расход теплоносителя;
- Заданная мощность или расход зависят от количества запущенных ступеней теплового насоса (актуально только для циркуляционных насосов первичного контура теплового насоса);
- В случае выключения насоса, находящегося в работе, вручную (при помощи переключателя режима работы или блокировки из системы диспетчеризации) или аварии немедленно произвести автоматический пуск резервного насоса.

В режиме «Автоматически» остановка насоса осуществляется с контроллера и/или системы диспетчеризации, по команде от теплового насоса, или вручную переключателем режима соответствующего насоса.

Возможные аварийные ситуации:

- при превышении максимального давления нагнетания (значение задается в соответствующем пункте меню контроллера) или неисправности датчика – насос должен быть немедленно остановлен, на экране контроллера (и в системе диспетчеризации) отображается сообщение «Авария по превышению максимального давления нагнетания насоса». На плату управления тепловыми насосами передается сигнал авария;

- при низком давлении нагнетания (значение задается в соответствующем пункте меню контроллера) или неисправности датчика – насос должен быть немедленно остановлен, на экране контроллера (и в системе диспетчеризации) отображается сообщение «Низкое давление нагнетания насоса». На плату управления тепловыми насосами передается сигнал авария;

- при низком давлении всасывания (значение задается в соответствующем пункте меню контроллера) или неисправности датчика – насос должен быть немедленно остановлен, на экране контроллера (и в системе диспетчеризации) отображается сообщение «Низкое давление всасывания насоса». На плату управления тепловыми насосами передается сигнал авария;

- при аварии от частотного преобразователя насоса произвести выключение неисправного насоса и немедленно произвести автоматический пуск резервного насоса. На экране контроллера (и в системе диспетчеризации) должно быть отображено сообщение «Авария насоса № (указать номер)».

- при аварии двух частотных преобразователей – подать на плату управления тепловым насосом сигнал «Авария», произвести отключение всех насосов. На экране контроллера (и в системе диспетчеризации) отображается сообщение «Авария насосов». В случае последующего запуска исправного насоса в ручном режиме – сигнал авария на плату управления тепловым насосом не подается. Данный режим является нештатным. Работа в данном режиме возможна только по решению инженерного персонала;

- обнаружение утечки теплоносителя с помощью датчиков протечки, установленных под циркуляционными насосами и коллекторами.

Открытие электромагнитных клапанов возможно только при отсутствии активных аварий и блокировок. Открытие клапанов осуществляется в автоматическом режиме с установленной задержкой, препятствующей одновременному открытию всех установленных клапанов. На время проведения пуско-наладочных и ремонтных работ предусмотрена возможность принудительного открытия и закрытия всех клапанов.

Электромагнитные клапаны соединены параллельно на подающем и обратном трубопроводе, таким образом, сигнал управления соответствующего контура подается одновременно на два клапана. Электромагнитные клапаны открываются последовательно друг за другом с установленной задержкой. Электромагнитные клапаны остаются в открытом положении всё время, до наступления аварийной ситуации, либо принудительного закрытия всех клапанов из меню контроллера (или из системы диспетчеризации). Закрытие клапанов производится автоматически при возникновении аварийной ситуации на обслуживаемом контуре скважины, и остается в таком положении до устранения неисправности и квитирования аварии в меню контроллера (или из системы диспетчеризации);

Возможные аварийные ситуации:

- при получении сигнала от системы ОДК, обслуживающей все горизонтальные участки контуров скважин, электромагнитные клапаны соответствующего контура немедленно закрываются. На экране контроллера (и в системе диспетчеризации) отображается сообщение «Авария системы ОДК скважина № (указывается номер контура скважины)».

- при снижении давления из обратного трубопровода скважинного контура ниже установленного значения (задается в соответствующем меню контроллера), электромагнитные клапаны соответствующего контура немедленно закрываются. На экране контроллера (и в системе диспетчеризации) отображается сообщение «Низкое давление из скважины № (указывается номер контура скважины)».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Цель настоящей работы заключается в создании автономной системы теплоснабжения с использованием тепловых насосов, источником низкопотенциальной энергии которых является грунт и грунтовые воды. Для достижения указанной цели перед работой были поставлены ряд задач. При проведении анализа мирового опыта использования тепловых насосов в работе изучен предыдущий опыт использования тепловых насосов на нужды теплоснабжения и перспектива развития данного направления в России. Технико-экономический расчет показал, что эксплуатационные затраты на систему теплоснабжения с применением тепловых насосов сопоставимы с затратами на использование газового котла в качестве источника тепла. При проведении натурного экспериментального исследования определены оптимальные параметры системы, определено необходимое количество зондов и скважин. В ходе проектирования данной системы был выполнен расчет основных показателей термодинамического цикла, гидравлический расчет системы теплоснабжения, подобрано необходимое оборудование. В данной работе рассмотрены вопросы безопасности и экологичности, также запроектирована система автоматизации, управления и диспетчеризации. Все поставленные задачи были решены и цель достигнута.

В ходе проведения расчетов при проектировании системы были разработаны и внедрены несколько решений позволяющих в значительной мере повысить энергоэффективность всей системы в целом. Такие решения позволили значительно снизить теплопотери, и, что самое главное, позволило применить технологию Организации Диспетчерского Контроля (ОДК).

ЛИТЕРАТУРА

1. СП 131.13330.2012. Свод правил. Строительная климатология. Актуализированная версия СНиП 23-01-99* [Электронный ресурс]. - Введ. 2003.-10.- 01.- Режим доступа: http://www.norm-load.ru/SNiP/raznoe/aktualizir_sp/2/131.htm
2. Глубина промерзания грунта в Тольятти [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.center-pss.ru/goroda/19/toliatti-glpr.htm>;
3. Статистика городов России. Температура почвы и теплопотери по населенным пунктам России. Тольятти. Самарская обл. [Электронный ресурс] - режим доступа: http://www.atlas-yakutia.ru/weather/spravochnik/temp_grunt/climate_sprav-temp_grunt_2789001620.php
4. История тепловых насосов. [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://osipovs.ru/index.php/istory-tn>
5. Прогресс XXI. Энергосберегающие технологии [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://progress21.com.ua/ru/heat-pumps/Designofheatpumpsystems>
6. О рынке тепловых насосов в США [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.sostav.ru/blogs/30109/16185/>
7. Мировой опыт использования ТН [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://geo42.ru/archives/3456>
8. Калнинь И. М. Энергосберегающие, экологически чистые технологии теплоснабжения производственных и жилых помещений / И.М. Калнинь, Л. Я. Лазарев, А.И. Савицкий [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.ekip-tnu.ru>.
9. Bouma J. The market of heat pumps in Europe // VI conference of the international power Agency on heat pumps. – Berlin, 2009.
10. Калнинь И. М. Энергосберегающие теплонасосные технологии / И. М. Калнинь [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.ekip-tnu.ru>).
11. Современные исследования применения тепловых насосов [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://stroy-spravka.ru/article/sovremennye-issledovaniya-i-primenenie-teplovykh-nasosov>
12. Особенности применения тепловых насосов [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://portal-energo.ru/articles/details/id/129>

13. Viessmann. Руководство по проектированию [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.viessmann.ru>
14. Васильев Г. П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев земли. Монография/ Г. П. Васильев – М.: Москва, 2006. — 167с.
15. Млынчик, В.И. Методика определения потенциала энергосбережения и перечня типовых мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности. В. И. Млынчик, А. Е. Ерастров, И. А. Вишневская. // СРО НП «ТРИ-Э», 2011. – 76 с.
16. Оценка экономической целесообразности инвестиций в мероприятия по повышению энергоэффективности предприятия (на примере ОАО ПКК «Весна») [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://nauchforum.ru/node/3120>
17. Власова, Ю. Ю. Применение тепловых насосов на нужды теплоснабжения в средней полосе России / Ю. Ю. Власова // Новая наука: Практический и теоретический взгляд: Международное научное периодическое издание по итогам Международной научно-практической конференции (14 мая 2016 г, г. Нижний Новгород). / в 2 ч. Ч.2 – Стерлитамак: АМИ, 2016.- С. 166-168.
18. Энергосберегающие технологии. Развитие нетрадиционной энергетики [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://precision-devices.ru/products/energetika14.htm>
19. Опыт применения тепловых насосов в России [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.netgaza.ru/stati/53-primeneniya-tn-v-rossii.html>
20. Буртасенков Д.Г. Повышение эффективности централизованного теплоснабжения путем использования тепловых насосов: автореф. дис. . канд. техн. наук / Кубан. гос. технол. ун-т. Краснодар., 2006. - 24 с.
21. Распоряжение Правительства РФ от 08.01.2009 № 1-п “Об основных направлениях государственной политики в сфере повышения энергетической эффективности электроэнергетики на основе использования возобновляемых источников энергии на период до 2020 года”: офиц. текст. [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://base.garant.ru/194737/>
22. Трубаев, П. А. Тепловые насосы. Учебное пособие для магистров / П. А. Трубаев, Б. М. Гришко – М.; Изд-во Белгород, 2009. – 142 с.
23. Проценко В. П. Проблемы использования теплонасосных установок в системах централизованного теплоснабжения // Энергетическое строительство. – 1994. – № 2.
24. Васильев Г. П. Теплонасосные системы теплоснабжения (ТСТ) для потребителей тепловой энергии в сельской местности // Теплоэнергетика. – 1997. – № 4. – С. 24–27
25. Михайлов-Вагнер А. Современные энергосберегающие технологии и возможность их применения в цементной промышленности России / А. Михайлов-Вагнер // Цемент и его применение. – 1997. – № 4. – С. 9–14

26. Сравнительный расчет энергозатрат систем отопления с применением тепловых насосов, дизельного, электрического и газового котлов [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.santexnn.ru/>
27. Тарифы в г. Тольятти на 2016 год [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://energybase.ru/tariff/tol-jatti/2015>
28. Пеллеты в Тольятти [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://tolyatti.flagma.ru/pellety-so226818-1.html>
29. Цены на бензин, ДТ, газ в Самарской области [Электронный ресурс] - режим доступа: https://www.benzin-price.ru/price.php?region_id=63
30. Carel. Passive temperature probes. User manual [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.carelrussia.com/passive-temperature-sensors>
31. Теплоком. Преобразователи расхода электромагнитные ПРЭМ. Исполнение электронного блока 1. Руководство по эксплуатации РБЯК.407111.039 РЭ, редакция 5.11 Россия [Электронный ресурс] - режим доступа:
32. Руководство пользователя. Компактные преобразователи давления Danfoss- серия MBS 1700 код 060G6105. [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://products.danfoss.ru/productdetail/industrialautomation/pressure-transmitters/mbs-1700-pressure-transmitter-for-general-purpose/060g6105/>
33. Инструкция по эксплуатации электрических котлов ЭВАН ЭПО [Электронный ресурс] - режим доступа: http://evan.teplo-as.ru/catalogue/kotel_elektricheskiy_evan_epo_professional_48/
34. Описание тепловентилятора Volcano VR2 [Электронный ресурс] - режим доступа: http://www.ventstroy.ru/products/heaters_detail.php?ID=3371#3
35. ГОСТ Р 54865-2011 «Теплоснабжение зданий. Методика расчета энергопотребности и эффективности системы теплогенерации с тепловыми насосами EN 15316-4-2:2008» [Электронный ресурс]. - Введ. 2011.- 12.- 15.- Режим доступа: <http://files.stroyinf.ru/data2/1/4293794/4293794758.htm>
36. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии [Текст]: метод. Пособие/ Г. П. Васильев и др.– Москомархитектура, 2001.– 57с.
37. Концентрация и влияние на теплофизические свойства водного раствора пропиленгликоля [Электронный ресурс] - режим доступа: http://himtermo.ru/teplonositeli/teplofiz_svoystva_vod_rastv_propylen/
38. Теплопроводность и плотность воды, теплофизические свойства воды [Электронный ресурс] - режим доступа: http://thermalinfo.ru/publ/zhidkosti/voda_i_rastvory/teploprovodnost_plotnost_vody_svoystva_vody/32-1-0-35
39. Шашин, В. М. Гидромеханика : учебник для техн. вузов / В. М. Шашин. – М. : Высш. шк., 1990. – 384 с
40. Расчет и подбор сетчатого фильтра [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.ktto.com.ua/calculation/fsm>
41. Каталог оборудования WILO [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://productfinder.wilo.com/ru/UA/start>

42. Каталог оборудования Grundfos [Электронный ресурс] - режим доступа: <https://product-selection.grundfos.com/front-page.html?custid>
43. Техника безопасности при проведении буровых работ [Электронный ресурс] - режим доступа: http://www.anker-pk.ru/poleznoe/spravochnik/tehnika_bezopasnosti_pri_provedenii_burovyh_rabot/
44. Муфтовый аппарат для электрофитингов ПРОТВА [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://cotodama.ru/p30505713-muftovuj-apparat-dlya.html>
45. ГОСТ EN 378-2014 "Системы холодильные и тепловые насосы" [Электронный ресурс]. - Введ. 2016.- 02.- 01.- Режим доступа: http://proholodilnik.ru/novosti/standart_gost_en378-2014/
46. Пропилен гликоль. Общая информация [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.teploobmenka.ru/oborud/art-propylenglycol/>
47. Что такое фреон R410A? [Электронный ресурс] - режим доступа: http://biocomfortspb.ru/chto_takoe_freon_r410a
48. Промышленные фторорганические продукты: Справ. изд. / Б. Н. Максимов, В. Г. Барабанов, И. Л. Серушкин и др. – Л.: Химия, 1990. – 464 с.
Фреон R410A [Электронный ресурс] - режим доступа: <http://www.transcool.ru/freon/hladon-r410a-hladagent-r410-refrigerant-410.html>

ПРИЛОЖЕНИЕ А

ДОГОВОР № 14 на выполнение работы

г. Тольятти

" 01 " июля 2015 г.

Общество с ограниченной ответственностью «РОДОС», именуемое в дальнейшем "Заказчик", в лице директора Никитиной Л.А., действующей на основании Устава, с одной стороны, и ВЛАСОВА ЮЛИЯ ЮРЬЕВНА, именуемый в дальнейшем "Исполнитель", с другой стороны, заключили настоящий договор о нижеследующем:

1. ПРЕДМЕТ ДОГОВОРА

1.1. Предметом настоящего договора является выполнение работы по изготовлению проектной документации по организации системы теплоснабжения с применением тепловых насосов для нежилых помещений административного корпуса, расположенного по адресу г. Тольятти, ул. Ботаническая, 3-Б.

1.2. В рамках исполнения настоящего договора Исполнитель обязуется качественно и в срок выполнить работу, определенную в настоящем договоре и сдать работы Заказчику, а Заказчик, в свою очередь, принять выполненную в полном объеме работу и выплатить Исполнителю вознаграждение в сроки и на условиях, предусмотренных настоящим договором.

1.3. Исполнитель обязан приступить к исполнению договора с " 1 " июля 2015 г. и закончить ее « 31 » июля 2015 года

1.4. Работы по настоящему договору должны быть выполнены в соответствии с Заданием на проектирование и СНИП.

2. ОБЯЗАННОСТИ СТОРОН

2.1. Исполнитель обязан:

2.1.1. в течение периода с 1 по 31 июля 2015 года с применением переданной Заказчиком информации выполнить работу проектной документации по организации системы теплоснабжения с применением тепловых насосов.

2.1.2. Передать Заказчику результат работы на бумажном носителе, не менее чем в 3-х экземплярах и на электронном носителе.

2.1.3. В случае необходимости вносить исправления в проектную документацию в установленные Заказчиком сроки.

2.2. Заказчик обязуется:

2.2.1. Обеспечить Исполнителя необходимой для производства работ информацией

2.2.2. выплатить вознаграждение в порядке, установленном в настоящем договоре.

2.4. В случае отказа Заказчика от приемки работы стороны составляют двусторонний акт с перечислением необходимых доработок и сроков их выполнения.

2.5. В случае несогласования проекта органами надзора (ростехнадзор и т.п.), связанного с неправильным исполнением проекта Исполнитель обязан за свой счет провести необходимую корректировку даже в случае окончания действия данного договора.

3. СУММА ВОЗНАГРАЖДЕНИЯ И ПОРЯДОК РАСЧЕТОВ

3.1. Вознаграждение Исполнителя составляет 23 000 (двадцать три тысячи) рублей, в т.ч. НДС/ФЛ — 13%. Заказчик, являясь налоговым агентом, удерживает из суммы вознаграждения НДС/ФЛ и самостоятельно перечисляет удержанную сумму в бюджет.

3.2. Вознаграждение выплачивается В ТЕЧЕНИЕ 10 БАНКОВСКИХ дней с момента подписания сторонами акта выполненных работ.

4. ОТВЕТСТВЕННОСТЬ СТОРОН

4.1. В случае неисполнения или ненадлежащего исполнения одной из сторон обязательств по настоящему договору она обязана возместить другой стороне причиненные таким неисполнением убытки согласно действующему законодательству РФ.

4.2. Неисполнение одной из сторон условий настоящего договора, приведшее к материальным потерям другой стороны, влечет за собой применение к виновной стороне штрафных санкций в размере нанесенного ущерба и может служить основанием досрочного прекращения договора по инициативе добросовестной стороны.

4.3. За нарушение срока выполнения настоящего договора Исполнитель выплачивает Заказчику неустойку в виде пени в размере 0,1% от суммы вознаграждения за каждый день просрочки. Стороны согласились, что неустойка может быть удержана Заказчиком в

одностороннем порядке при выплате вознаграждения и при наличии письменной претензии в адрес Исполнителя.

4.4. За нарушение срока оплаты по настоящему договору Заказчик выплачивает Исполнителю неустойку в виде пени в размере 0,1% от просроченной суммы за каждый день просрочки.

5. СРОК ДЕЙСТВИЯ И ПРЕКРАЩЕНИЕ НАСТОЯЩЕГО ДОГОВОРА

5.1. Настоящий договор действует с момента подписания и до полного выполнения сторонами взаимных обязательств.

5.2. Настоящий договор может быть изменен по письменному соглашению сторон.

5.3. Основанием для прекращения настоящего договора является:

- 1) соглашение сторон;
- 2) расторжение договора по инициативе Заказчика (п.5.4. настоящего договора);
- 3) истечение срока действия договора.

5.4. Заказчик вправе в любое время отказаться от исполнения настоящего договора путем направления письменного уведомления Исполнителю. Договор считается прекращенным с момента получения Исполнителем уведомления Заказчика.

5.5. Исполнитель не вправе отказаться от исполнения настоящего договора до полного выполнения взятых на себя обязательств.

5.6. Исполнитель, отказавшийся от исполнения договора либо получивший от Заказчика уведомление о прекращении договора по причине нарушения Исполнителем его условий, не вправе требовать уплаты вознаграждения по настоящему договору.

6. ОСОБЫЕ УСЛОВИЯ

6.1. Исполнитель обязуется соблюдать режим конфиденциальности в отношении любой информации, переданной ему Заказчиком, и в том числе исключить доступ к ней третьим лицам, а также разглашение какой бы то ни было информации о них третьим лицам.

6.2. Передаваемые чертежи, эскизы, файлы и иные материалы в том числе описание процесса и конструкции являются собственностью ООО «РОДОС» и не могут быть использованы Исполнителем ни в каких целях, кроме оговоренных в настоящем договоре.

6.3. Обязанность неразглашения информации, предусмотренная настоящим разделом договора, является бессрочной и сохраняется после прекращения действия договора.

6.4. Условия настоящего договора имеют обязательную юридическую силу для сторон. Все изменения и дополнения к настоящему договору оформляются двусторонним письменным соглашением.

6.5. Споры между сторонами, возникающие при исполнении договора, рассматриваются в порядке, установленном действующим законодательством РФ.

6.6. Во всем остальном, что не предусмотрено настоящим договором, стороны руководствуются законодательством РФ.

6.7. Договор составлен в двух экземплярах, имеющих одинаковую юридическую силу.

7. АДРЕСА И РЕКВИЗИТЫ СТОРОН

Заказчик:

Общество с ограниченной ответственностью «РОДОС»

Город Тольятти, ул. Дзеб32101001

Исполнитель:

Власова Юлия Юрьевна, паспорт: серия 36 13, N 828774 выдан Отделом УФМС России по Самарской области в Комсомольском районе города Тольятти "07" ноября 2013 года. к.п. 630-040 зарегистрирован по адресу: г. Тольятти, пр-д Мирный 3-й, д. 17 страховое св-во № 174-429-281 85



ПОДПИСИ СТОРОН:

Заказчик:

И.А. Никитина

Исполнитель: Власова Ю.Ю.

139
139

Форма по ОКУД	Код
по ОКПО	0301053
Вид деятельности по ОКВЭД	
Договор номер	14
дата	01.07.15
с	01.07.15
по	бессрочно

УТВЕРЖДАЮ
 Руководитель / Директор
 Никитина Л.А.
 М.П.

**АКТ
о приеме работ**

Номер документа	Дата составления	Отчетный период	
		с	по
1	31.07.15 г.	01.07.15	31.07.15

В соответствии с договором на выполнение работ № 14 от "01" июля 2015 г.

Исполнитель Власова Юлия Юрьевна
фамилия, имя, отчество

выполнил за отчетный период следующие работы:

Номер по порядку	Наименование работы	Сумма, руб
1	Изготовление проектной документации по организации системы теплоснабжения с применением тепловых насосов для нежилых помещений административного корпуса, расположенного по адресу г. Тольятти ул. Ботаническая, 3-Б	23000
	Итого	23000
	Сумма аванса, предоплаты	-
	Всего к выплате (с учетом аванса, предоплаты)	23000

Работа (ы) выполнена (ы) Своевременно, качественно
указать качество, объем, уровень выполнения работ

на сумму Двадцать три тысячи руб _____ коп
прописью

Работу сдал
 Исполнитель *Власова*
личная подпись

Работу принял
 Заказчик (руководителя организации) _____
 Директор _____
должность *Никитина* Никитина Л.А.
личная подпись расшифровка подписи

**Ученический Договор № 2
на профессиональное обучение (с лицом, ищущим работу)**

г. Тольятти

« 03 » августа 2015 г.

Общество с ограниченной ответственностью «Управляющая компания «Градпроект» (ИНН 6323102498, КПП 772401001, юридический адрес 115230 город Москва, Улица Нагатинская, дом 2, корпус 2), именуемый в дальнейшем «РАБОТОДАТЕЛЬ», в лице директора Ямолова Константина Юрьевича, действующего на основании Устава, с одной стороны, гражданин РФ,

ВЛАСОВА ЮЛИЯ ЮРЬЕВНА

(Ф И О).

Паспорт. номер 36 13 828774, выдан «07» НОЯБРЯ 2013 г., Отделом УФМС России по Самарской области в Комсомольском районе г. Тольятти

именуемый в дальнейшем «УЧЕНИК», с другой стороны, заключили настоящий Договор о нижеследующем:

1. Настоящий ученический договор заключен на профессиональное обучение Ученика с целью приобретения им профессии — ИНЖЕНЕР.
2. Во исполнение условий настоящего Ученического договора Работодатель предоставляет Ученику необходимые возможности для обучения в _____ ООО «УК «Градпроект» _____ по профессии (должности) _____ ИНЖЕНЕР, а Ученик обязуется добросовестно относиться к (полное наименование профессии, должности) исполнению условий настоящего договора, к получению знаний и навыков по избранной профессии.
Форма ученичества — бригадная под руководством инженера Сотонкина Дмитрия Владимировича.
3. Ученик приступает к обучению «03» августа 2015 года. Ученику устанавливается следующее время ученичества: еженедельно, каждые вторник, среда, пятница с до часов.

4. УЧЕНИК должен выполнять следующие обязанности:

- 4.1. Полностью соблюдать производственную и учебную дисциплину, посещать теоретические занятия и выполнять практические работы в соответствии с расписанием Тольяттинского государственного университета.
- 4.2. Добросовестно относиться к изучению выбранной профессии в Тольяттинском государственном университете.
- 4.3. Освоить программу обучения в объеме установленных требований к уровню теоретических знаний и практически навыков.
- 4.4. Соблюдать установленные Правила внутреннего распорядка, Правила по охране труда, пожарной безопасности.
- 4.5. Выполнять указания инженера Сотонкина Д.В.
- 4.6. Бережно относиться к имуществу Работодателя, а также других работников.
- 4.7. Своевременно, в установленные сроки пройти проверку знаний, полученных в процессе обучения, сдать квалификационные экзамены, предусмотренные учебной программой в Тольяттинском государственном университете.
- 4.8. Подписать Соглашение о неразглашении информации, составляющей коммерческую тайну Общества, а также соблюдать конфиденциальность сведений, которые стали ему известны в процессе обучения.
- 4.9. Не совершать действий, затрудняющих работу Общества, а также приводящих к подрыву авторитета Общества.
- 4.10. Приступить к работе по завершении профессионального обучения и проработать по трудовому договору с Работодателем в соответствии с полученной профессией ИНЖЕНЕРА в течение 3 (трех) лет.

5. РАБОТОДАТЕЛЬ обязан:

- 5.1. Организовать обучение Ученика.
- 5.2. Создать условия для эффективного обучения навыкам профессии ИНЖЕНЕРА.
- 5.3. Обеспечить ознакомление с правилами охраны труда и техники безопасности.
- 5.4. Своевременно выплачивать обусловленную Договором стипендию.
- 5.5. При условии успешного завершения ученичества заключить с Учеником трудовой договор на выполнение работы по полученной профессии ИНЖЕНЕРА

6. Стипендия

- 6.1. Ученику ежемесячно выплачивается стипендия в размере 20 000 (двадцать тысяч) рублей в месяц.
- 6.2. Стипендия выплачивается в срок до 20 числа месяца следующего за отчетным.
- 6.3. В случае неудовлетворительной успеваемости и пропусков без уважительных причин Ученик может быть лишен стипендии по решению Работодателя.

7. Ответственность

- 7.1. Сторона, причинившая ущерб другой стороне, возмещает этот ущерб в соответствии с требованиями действующего законодательства.
- Расторжение настоящего Договора после причинения ущерба не влечет за собой освобождение стороны от материальной ответственности, предусмотренной действующим законодательством.
- 7.2. В случае, если Ученик не выполняет свои обязанности по настоящему ученическому договору, в том числе имеет неудовлетворительную успеваемость и (или) не приступает к работе, он возвращает Работодателю полученную за время ученичества стипендию, а также другие понесенные Обществом расходы в связи с профессиональным обучением Ученика.

8. Прочие условия Договора

- 8.1. Договор заключается на определенный срок — по день окончания ученичества. Последним днем настоящего договора является день выдачи документа о получении высшего образования по профессии ИНЖЕНЕРА
- 8.2. Договор может быть прекращен по следующим основаниям:
- окончание срока обучения;
 - неудовлетворительная оценка, полученная Учеником при сдаче квалификационного экзамена;
 - пропуск учебного занятия без уважительных причин.
- 8.3. Условия Договора могут быть изменены только по взаимному согласию сторон.
- 8.4. В случае возникновения между сторонами спора, он подлежит урегулированию путем непосредственных переговоров Ученика и Работодателя.
- 8.5. Настоящий Договор составлен в двух экземплярах: один экземпляр находится у Работодателя, другой у Ученика.

РАБОТОДАТЕЛЬ

Ямолов К.Ю.



ул. Нагатинская, д. 2, к.2
КПП 772401001

УЧЕНИК

Власова
ВЛАСОВА ЮЛИЯ ЮРЬЕВНА
(ФИО)

Адрес и паспортные данные
18.10.1993 года рождения

паспорт 36 13 828774, выдан 07.11.2013 года
Отделом УФМС России по Самарской обл.
в Комсомольском районе города Тольятти
проживает г. Тольятти, проезд Мирный 3-й
д.17

Экземпляр ученического договора получил (а) « » _____ 2015 года

Подпись *Власова* *Власова*

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Технические характеристики оборудования для проведения натурального
экспериментального исследования

Таблица Б1- Технические характеристики температурного датчика

Условия хранения	От -20 °С до 70 °С
Рабочий диапазон	От -50 °С до 105 °С
Соединение	Оголенные концы, размеры: 5 ± 1 мм
Чувствительный элемент	NTC 10 кОм ±1% при 25 °С Beta 3435
Время прогрева датчика (в воде)	Приблизительно 4,5 с
Кабель	Двухпроводный с двойной оболочкой, AWG22, из луженой меди с электрическим сопротивлением ≤63 Ом /км
Степень защиты	IP67
Чувствительный элемент датчика	AISI 316 сталь Диаметр 4 мм - L = 30 мм
Классификация в соответствии с защитой от поражения электрическим током (Чувствительный элемент и кабель)	Основная изоляция на 250 В переменного тока
Степень огнестойкости	Огнеупорный

Таблица Б2- Технические характеристики ПРЭМ

Параметры измеряемой среды	
Удельная электропроводность	От 10 ⁻³ до 10 См/м
Температура измеряемой среды	от -10 °С до 150 °С
Температура окружающего воздуха	От -10 °С до +50 °С
Рабочие условия эксплуатации	
Относительная влажность воздуха при 35 °С	не более 95%
Атмосферное давление в диапазоне	от 84 до 106,7 кПа
Гидравлическая прочность	2,5 МПа
Степень защиты корпуса	IP55
Параметры электропитания	
Напряжение питания	(12±0,5) В
Потребляемая мощность	Не более 5 В·А

Таблица Б3-Технические характеристики электрического котла

Возможность плавного регулирования температуры теплоносителя в диапазоне	От +30 °С до +85 °С
КПД прибора	Не менее 93%
Рабочее давление в котле	Не более 0,3 МПа
Материал ТЭНов	Нержавеющая сталь
Напряжение питания	380В

Таблица Б4- Технические характеристики преобразователей давления.

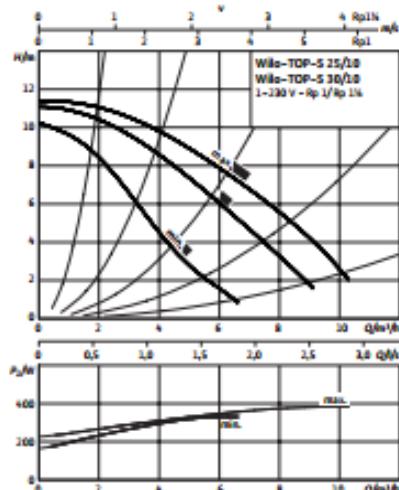
Точность, максимальная	1,00 %
Точность, стандартная	0,5 %
Температура окружающей среды	От -40 °С до -85 °С
Диапазон компенсируемой темпера-	От 0 °С 80 °С
Степень защиты корпуса	IP65
Температура измеряемой среды	От -40 °С до -85 °С
Тип выходного сигнала	4 - 20 мА
Максимальное перегрузочное дав-	60,0 бар
Диапазон измеряемого давления	0,00 - 10,00 бар
Единица измерения	Манометрическое (относительное)
Максимальное время срабатывания	4 мсек

Таблица Б5- Технические характеристики тепловентилятора

Технические параметры	Ед.изм ерения	Volna по VR2
Количество рядов нагревателя	-	2
Макс. расход воздуха	м ³ /ч	5200
Диапазон мощности нагрева	кВт	30–60
Макс. температура теплоносителя	°С	130
Макс. рабочее давление	МПА	1,6
Диаметр присоединительных патрубков (наружная резьба)	дюйм	3/4
Напряжение питания	В/Гц	1x230 /50
Мощность двигателя	кВт	0,61
Номинальный ток	А	2,8
Частота вращения двигателя	об/мин	1310
Класс защиты двигателя IP	-	54

Лист данных: Wilo-TOP-S 25/10 (1-230 V, PN 10)

Характеристики Переменный ток



Габаритный чертёж

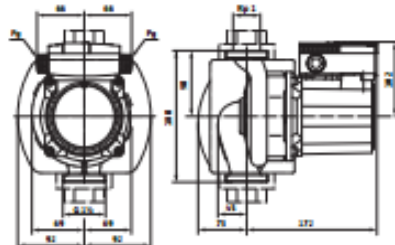
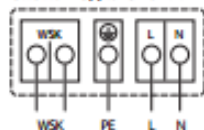


Схема подключения



Подключение к сети 1-230 В, 50 Гц

WSK - защитный контакт обмотки

Полная защита мотора на всех ступенях частоты вращения с опциональным устройством отключения

SK 602N/SK 622N/защитный модуль С или другими приборами управления с возможностью подключения WSK

Выключение: выключение по сигналу внешнего прибора управления/внешней системы регулирования

Сброс: Сброс сигнала неисправности выполняется автоматически после охлаждения мотора

Допустимая перекачиваемая среда (другие среды по запросу)

Вода систем отопления (согласно VDI 2035)	*
Водогликолевая смесь (макс. 1:1; при доле гликоля более 20 % необходимо проверять рабочие характеристики)	*

Допустимая область применения

Диапазон температур при макс. температуре окружающей среды +40 °C	-20 до +130 (в кратковременном режиме 2 ч +140) (при использовании с защитным модулем Wilo-C от -20 до +110) °C
-------------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Макс. допустимое рабочее давление	P_{max} 10 bar
-----------------------------------	------------------

Подсоединения к трубопроводу

Резьбовое соединение труб	Rp 1
Резьба	G 1 1/2
Габаритная длина	l_g 180 мм

Мотор/электроника

Создаваемые помехи	EN 61000-6-3
Помехозащищенность	EN 61000-6-2
Степень защиты	IP X4D
Класс изоляции	H
Подключение к сети	1-230 V, 50 Hz
Номинальная мощность мотора	P_2 180 W
Частота вращения	N 2400 / 2550 / 2700 об/мин
Потребляемая мощность 1-230 В	P_1 335 / 385 / 390 Вт
Ток при 1-230В	I 1,72 / 1,87 / 1,90 А
Конденсатор	8,0 мкФ / 400 VDB
Резьбовой ввод для кабеля	PG 2x13,5

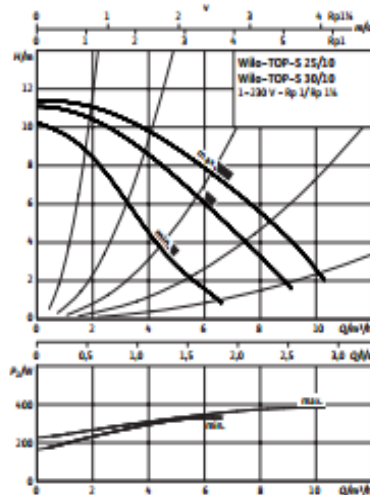
Защита мотора
Дополнительное устройство отключения SK 602N/SK 622N, защитный модуль С

Материалы

Корпус насоса	Серый чугун (EN-GJL-200)
Рабочее колесо	Синтетический материал (PP - 50% GF)

Лист данных: Wilo-TOP-S 25/10 (1-230 V, PN 10)

Характеристики Переменный ток



Габаритный чертеж

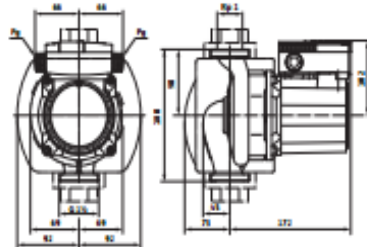
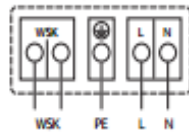


Схема подключения



Подключение к сети 1-230 В, 50 Гц

WSK – защитный контакт обмотки

Полная защита мотора на всех ступенях частоты вращения с опциональным устройством отключения

SK 602N/622N/защитным модулем С или другими приборами управления с возможностью подключения WSK

Выключение: выключение по сигналу внешнего прибора управления/внешней системы регулирования

Сброс: Сброс сигнала неисправности выполняется автоматически после охлаждения мотора

Допустимая перекачиваемая среда (другие среды по запросу)

Вода систем отопления (согласно VDI 2035)	•
Водоглицеролевая смесь (макс. 1:1; при доле глицероля более 20 % необходимо проверять рабочие характеристики)	•

Допустимая область применения

Диапазон температур при макс. температуре окружающей среды +40 °C	-20 до +130 (в кратковременном режиме 2 ч +140) (при использовании с защитным модулем Wilo-S от -20 до +110) °C
-------------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Макс. допустимое рабочее давление	P_{max} 10 bar
-----------------------------------	------------------

Подсоединения к трубопроводу

Резьбовое соединение труб	Rp 1
Резьба	G 1 1/2
Габаритная длина	l_p 180 мм

Мотор/электроника

Создаваемые помехи	EN 61000-6-3
Помехозащищенность	EN 61000-6-2
Степень защиты	IP X4D
Класс изоляции	H
Подключение к сети	1-230 V, 50 Hz
Номинальная мощность мотора	P_2 180 W
Частота вращения	N 2400 / 2550 / 2700 об/мин
Потребляемая мощность 1-230 В	P_2 335 / 385 / 390 Вт
Ток при 1-230В	I 1,72 / 1,87 / 1,90 А
Конденсатор	8,0 мкФ / 400 VDB
Резьбовой ввод для кабеля	PG 2x13,5
Защита мотора	Дополнительное устройство отключения SK 602N/622N, защитный модуль С

Материалы

Корпус насоса	Серый чугун (EN-GJL-200)
Рабочее колесо	Синтетический материал (PP - 50% GF)

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Результаты натурного экспериментально исследования

Таблица В1 - Проведение испытаний с применением в качестве теплоносителя воды

Мощность насоса, %	Расход, кг/час	Мощность котла, %	Температура на входе в зонд, °С	Температура на выходе из зонда, °С	Разность температуры на входе в зонд и выходе из зонда, °С	Удельная интенсивность теплосъема, Вт/м	Время начала испытания	Фактическое время окончания испытания	Расчётное время окончания испытания	Продолжительность испытания, мин
85	1515	29,6	15	13,55	1,45	26,4	15:07	18:11	17:46	159
80	1415	29,4	15	13,55	1,45	25,18	18:13	0:09	21:03	170
75	1315	28,2	15	13,4	1,6	25,82	0:10	11:40	3:13	183
70	1215	28,2	15	13,4	1,6	23,86	11:41	17:25	14:59	198
65	1115	28,5	15	13,25	1,75	23,95	17:26	23:31	21:02	216
60	1015	29,1	15	13,1	1,9	23,67	23:32	8:19	3:29	237
55	920	28,8	15	12,8	2,2	24,7	15:30	19:32	19:51	261
50	832	29,5	15	12,65	2,35	23,4	19:33	11:29	0:22	289
45	738	31	15	12,6	2,4	21,7	11:30	16:18	16:56	326
40	641	27,5	15	12,3	2,7	21,2	16:19	23:52	22:34	375
35	568	27,5	15	12,15	2,85	20,1	23:53	10:37	6:56	423
30	475	26,7	15	12	3	16,9	10:38	22:51	19:04	506
25	354	26,6	15	11,4	3,6	14,7	22:52	11:51	10:10	678
20	212	24,3	15	10,5	4,5	12	11:52	7:26	6:45	1133
15	195	23,8	15	10,4	4,6	11,1	7:27	14:45	3:58	1231
85	1542	32,7	16	14	2	39,7	15:21	18:17	17:57	156
85	1542	35,8	17	14,9	2,1	41,8	18:19	20:48	20:55	156
85	1557	38,7	18	15,8	2,2	42	20:49	23:06	23:24	155
85	1555	40,1	19	16,7	2,3	43,8	23:07	8:38	1:42	155
85	1500	43,6	20	17,5	2,5	47,8	8:39	11:22	11:19	160
85	1564	45,5	21	18,2	2,8	53,7	11:23	14:41	13:57	154
85	1572	47	22	19,1	2,9	55,8	14:42	17:45	17:15	153
85	1574	48,8	23	19,9	3,1	61,8	17:46	20:08	20:19	153
85	1584	49,8	24	20,6	3,4	66	20:09	23:01	22:41	152
85	1577	51,2	25	21,5	3,5	67,7	23:02	8:58	1:35	153
85	1582	54	26	22,4	3,6	69,8	8:59	12:50	11:31	152
85	1586	55,7	27	23,3	3,7	73,9	12:51	15:42	15:23	152
85	1593	57,4	28	24,1	3,9	78,1	15:43	18:31	18:14	151

Таблица В2- Проведение испытаний с применением в качестве теплоносителя 35% раствора пропиленгликоля

Мощность насоса, %	Расход, кг/час	Мощность котла, %	Температура на входе в зонд, °С	Температура на выходе из зонда, °С	Разность температуры на входе в зонд и выходе из зонда, °С	Удельная интенсивность теплосъема, Вт/м	Время начала испытания	Фактическое время окончания испытания	Расчетное время окончания испытания	Продолжительность испытания, мин
100	2575	0	10,4	10,1	0,3	8,9	14:30	17:22	16:50	140
100	2619	16,9	12,05	11,55	0,5	13,71	18:10	22:12	20:28	138
100	2639	20,2	13	12,5	0,5	13,82	22:13	8:13	0:30	137
100	2657	26,5	14,05	13,3	0,75	20,87	10:30	13:54	12:46	136
100	2657	27,4	15,05	14,25	0,8	22,26	16:00	19:15	18:16	136
100	2659	29,9	16,05	15,1	0,95	26,45	19:16	22:48	21:32	136
100	2662	31,2	17	16	1	27,88	22:49	7:55	1:05	136
100	2666	32,8	18,05	16,9	1,15	32,11	7:56	14:39	10:12	136
100	2668	37,7	19	17,7	1,3	36,32	14:40	17:47	16:55	135
100	2667	39,7	20	18,65	1,35	37,7	17:48	22:27	20:03	135
100	2662	42,5	21	19,5	1,5	41,82	22:28	8:48	0:44	136
100	2661	46,3	22	20,4	1,6	44,59	9:20	11:47	11:36	136
100	2661	49	23	21,3	1,7	47,37	11:48	15:01	14:04	136
100	2658	49,4	24	22,25	1,75	48,71	15:01	20:09	17:17	136
100	2658	50,2	25,05	23,2	1,85	51,5	20:10	23:22	22:26	136
100	2639	53,6	26	24	2	55,27	23:23	9:11	1:40	137
100	2701	56,9	27	24,9	2,1	59,4	12:20	22:20	14:34	134
100	2710	58,8	27,95	25,8	2,15	61,02	22:21	7:51	0:34	133
100	2712	61,8	29	26,7	2,3	65,32	7:52	10:55	10:05	133
100	2713	64,4	30	27,6	2,4	68,19	11:10	12:33	13:23	133
100	2717	67,1	31	28,5	2,5	71,13	12:36	15:47	14:49	133
100	2717	67	32	29,4	2,6	73,98	15:48	18:38	18:01	133
100	2686	10	15	14,7	0,3	8,44	18:39	8:20	20:54	135
90	2520	20,7	15	14,6	0,4	10,56	8:21	10:52	10:44	143
80	2241	23,4	15	14,5	0,5	11,73	10:53	18:41	13:34	161
70	1970	25,2	15	14,4	0,6	12,38	18:42	21:42	21:45	183
60	1713	26,2	15	14,3	0,7	12,56	21:43	23:51	1:14	211
50	1455	26,9	15	14,1	0,9	13,71	23:52	8:11	4:00	248
40	1208	28,6	15	13,9	1,1	13,92	8:12	11:23	13:11	299
30	972	27,7	15	13,7	1,3	13,23	11:24	14:26	17:35	371
20	767	26,5	15	13,5	1,5	12,05	14:27	15:23	22:17	470

Таблица В3- Проведение испытаний с применением в качестве теплоносителя 25% раствора пропиленгликоля

Мощность насоса, %	Расход, кг/час	Мощность котла, %	Температура на входе в зонд, °С	Температура на выходе из зонда, °С	Разность температуры на входе в зонд и выходе из зонда, °С	Удельная интенсивность теплосъема, Вт/м	Время начала испытания	Фактическое время окончания испытания	Расчетное время окончания испытания	Продолжительность испытания, мин
100	2033	0	7,3	7,7	-0,4	-8,52	17:00	20:04	18:59	119
90	2040	0	7	7,4	-0,4	-8,55	20:05	22:17	22:03	118
80	1944	0	7,3	7,65	-0,35	-7,13	22:18	8:04	0:22	124
70	1716	0	7,5	7,8	-0,3	-5,39	8:05	13:20	10:25	140
60	1483	0	6,9	7,55	-0,65	-10,09	13:21	17:36	16:03	162
50	1258	0	6,65	7,35	-0,7	-9,22	17:37	23:36	20:48	191
40	1044	0	6,2	7	-0,8	-8,75	23:37	9:16	3:27	230
35	936	0	5,95	7	-1,05	-10,29	9:17	9:16	13:34	257
30	909	0	4,05	5,4	-1,35	-12,85	19:00	21:30	23:25	265
30	904	0	4,25	5,45	-1,2	-11,36	19:00	23:06	23:26	266
40	1107	0	4,3	5,35	-1,05	-12,17	23:07	8:30	2:44	217
50	1332	0	4,35	5,25	-0,9	-12,55	8:31	10:00	11:32	181
50	1336	0	4,8	5,45	-0,65	-9,09	8:31	11:07	11:31	180
50	1338	0	5,1	5,65	-0,55	-7,71	8:31	12:00	11:31	180
60	1577	0	5,3	5,75	-0,45	-7,43	12:01	0:00	14:34	153
20	526	0	3,75	5,5	-1,75	-9,64	12:50	16:55	20:27	457
20	517	0	3,6	5,45	-1,85	-10,02	12:50	18:24	20:35	465
20	510	0	3,35	5,3	-1,95	-10,41	12:50	20:00	20:41	471
20	508	0	3,55	5,3	-1,75	-9,31	12:50	21:07	20:43	473
30	776	0	3,85	5,2	-1,35	-10,97	21:08	22:21	2:18	310
30	775	0	3,8	5,15	-1,35	-10,96	21:08	23:04	2:18	310
30	760	0	2,7	4,45	-1,75	-13,93	21:08	9:04	2:24	316
40	998	0	2,85	4,35	-1,5	-15,68	9:05	10:02	13:06	241
40	994	0	3,8	5,05	-1,25	-13,01	12:45	13:45	16:47	242
40	997	0	3,55	4,85	-1,3	-13,57	12:45	14:57	16:46	241
40	998	0	3,4	4,8	-1,4	-14,63	12:45	16:57	16:46	241
40	1021	0	3,05	6,2	-3,15	-33,68	12:45	8:10	16:41	236

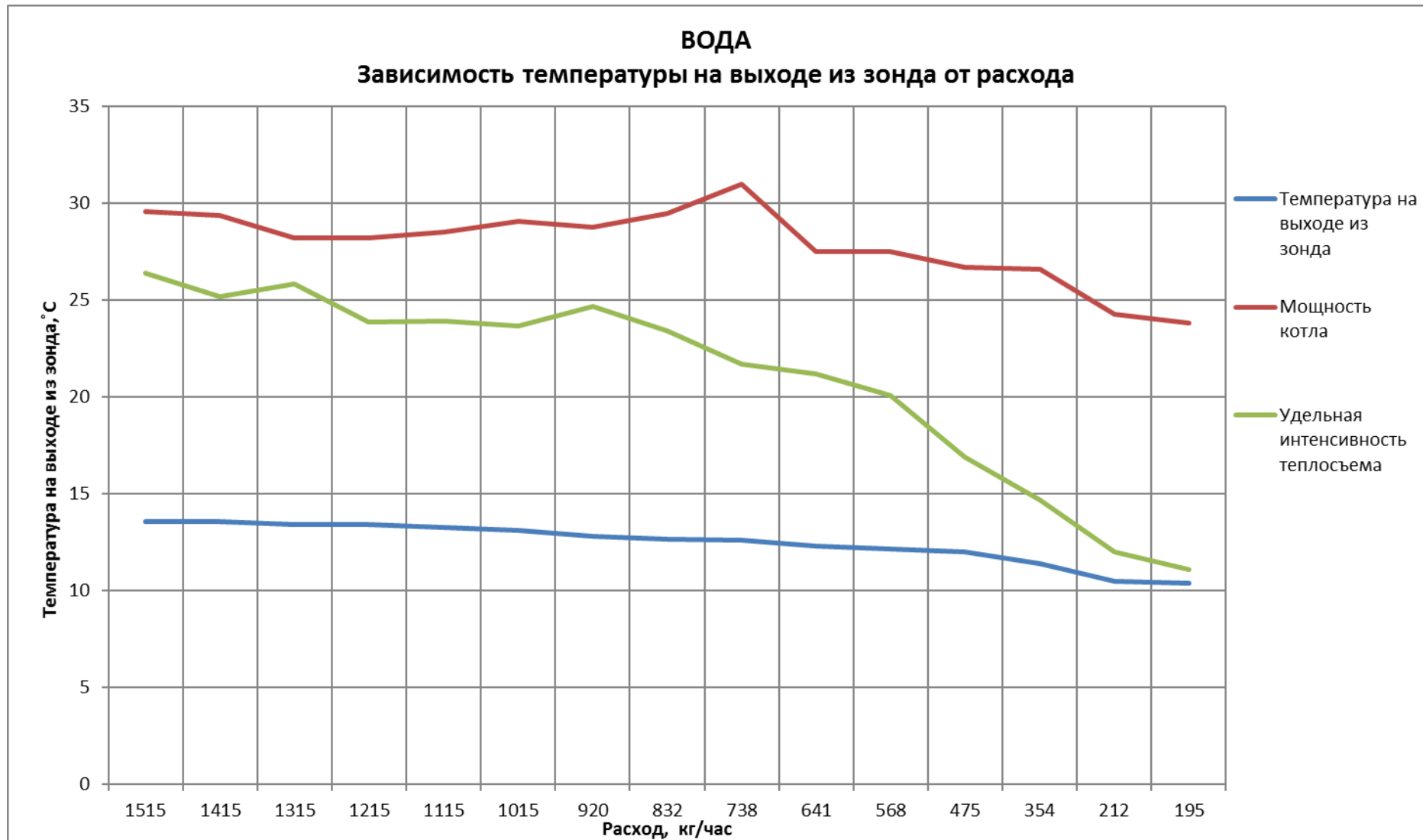


Рисунок В1- Вода. Зависимость температуры на выходе из зонда от расхода

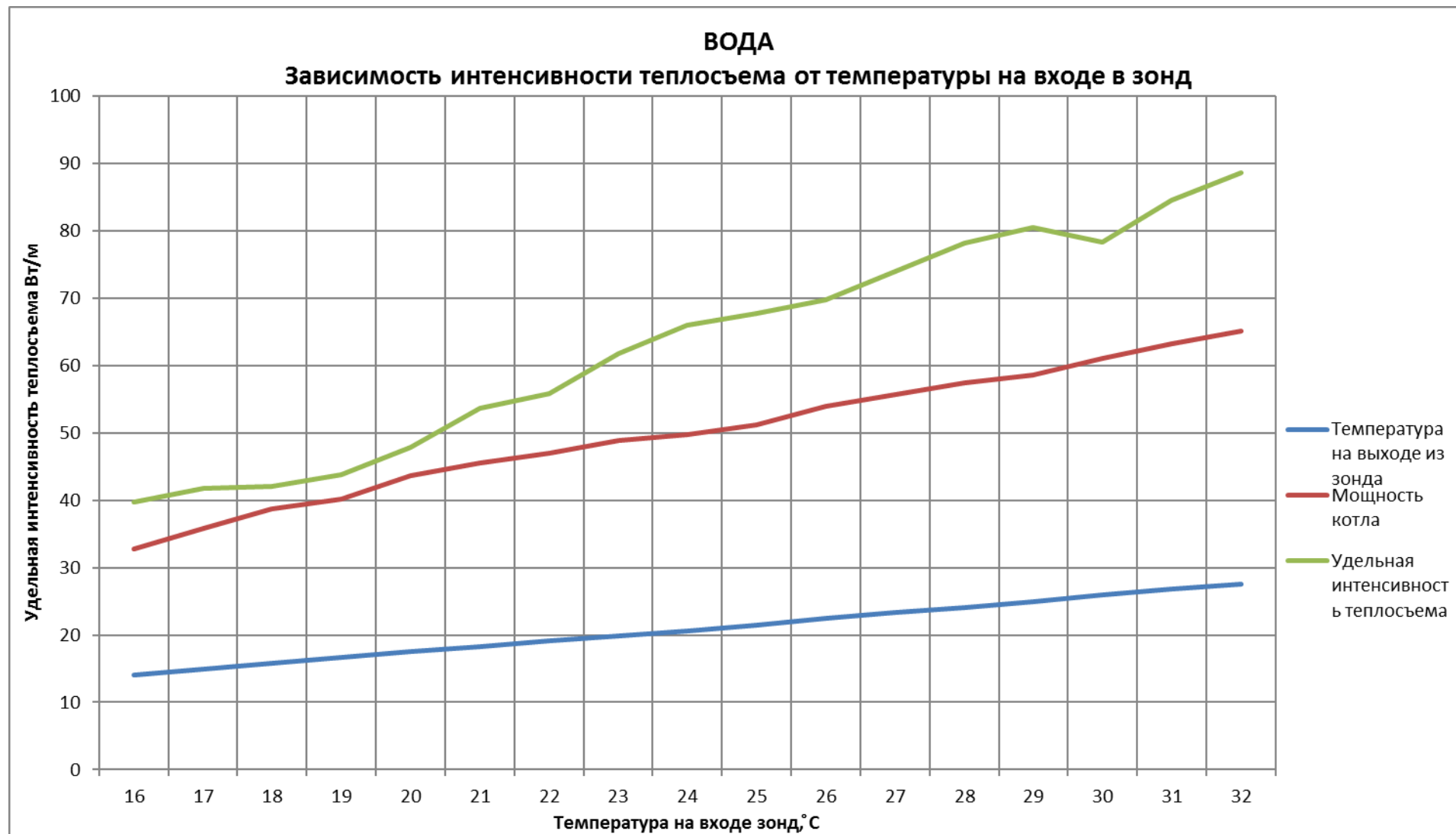


Рисунок В2- Вода. Зависимость интенсивности теплосъема от температуры на входе в зонд

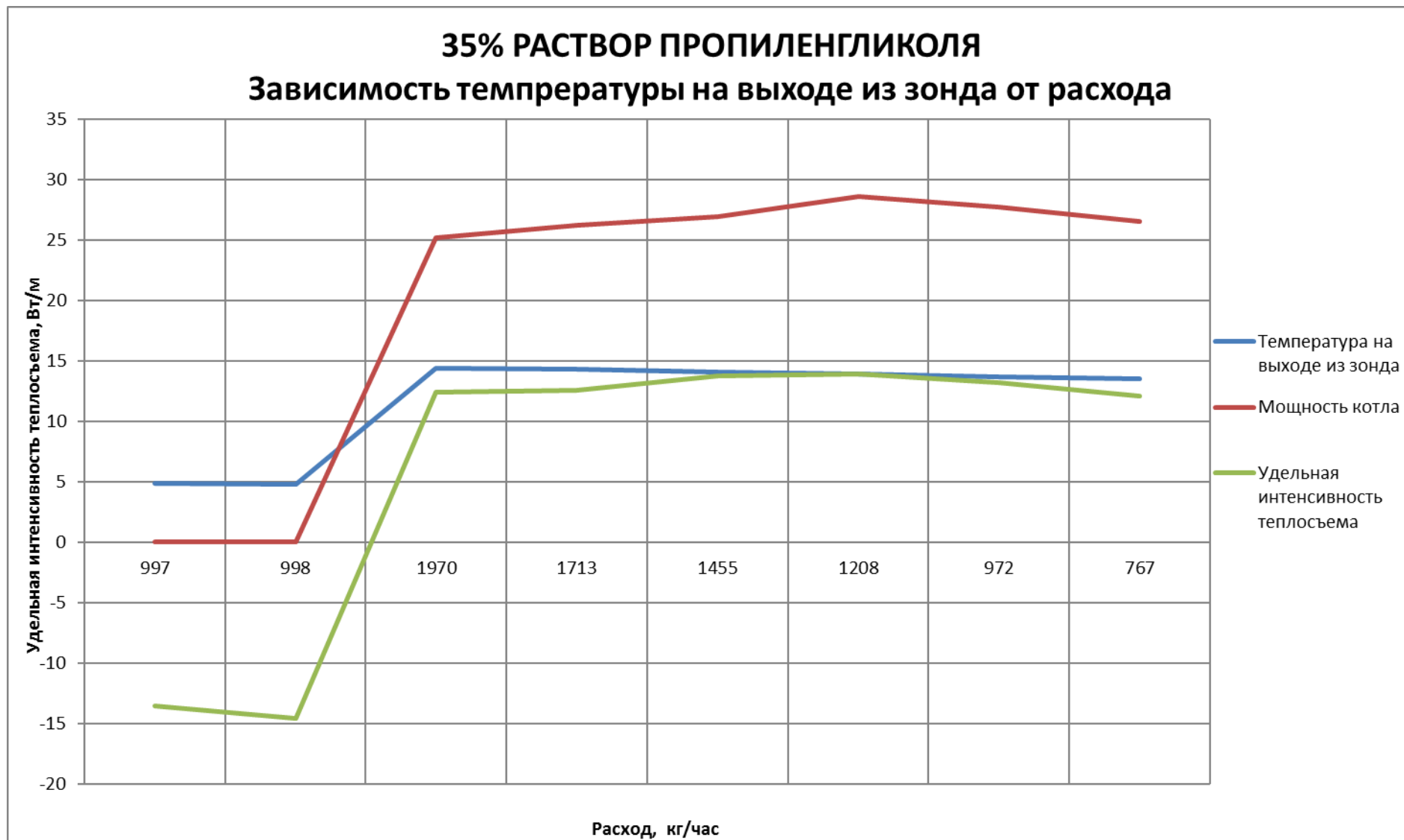


Рисунок В3- 35-% раствор пропилен гликоля. Зависимость температуры на выходе из зонда от расхода

35% РАСТВОР ПРОПИЛЕНГЛИКОЛЯ

Зависимость интенсивности теплосъема от температуры на входе в зонд

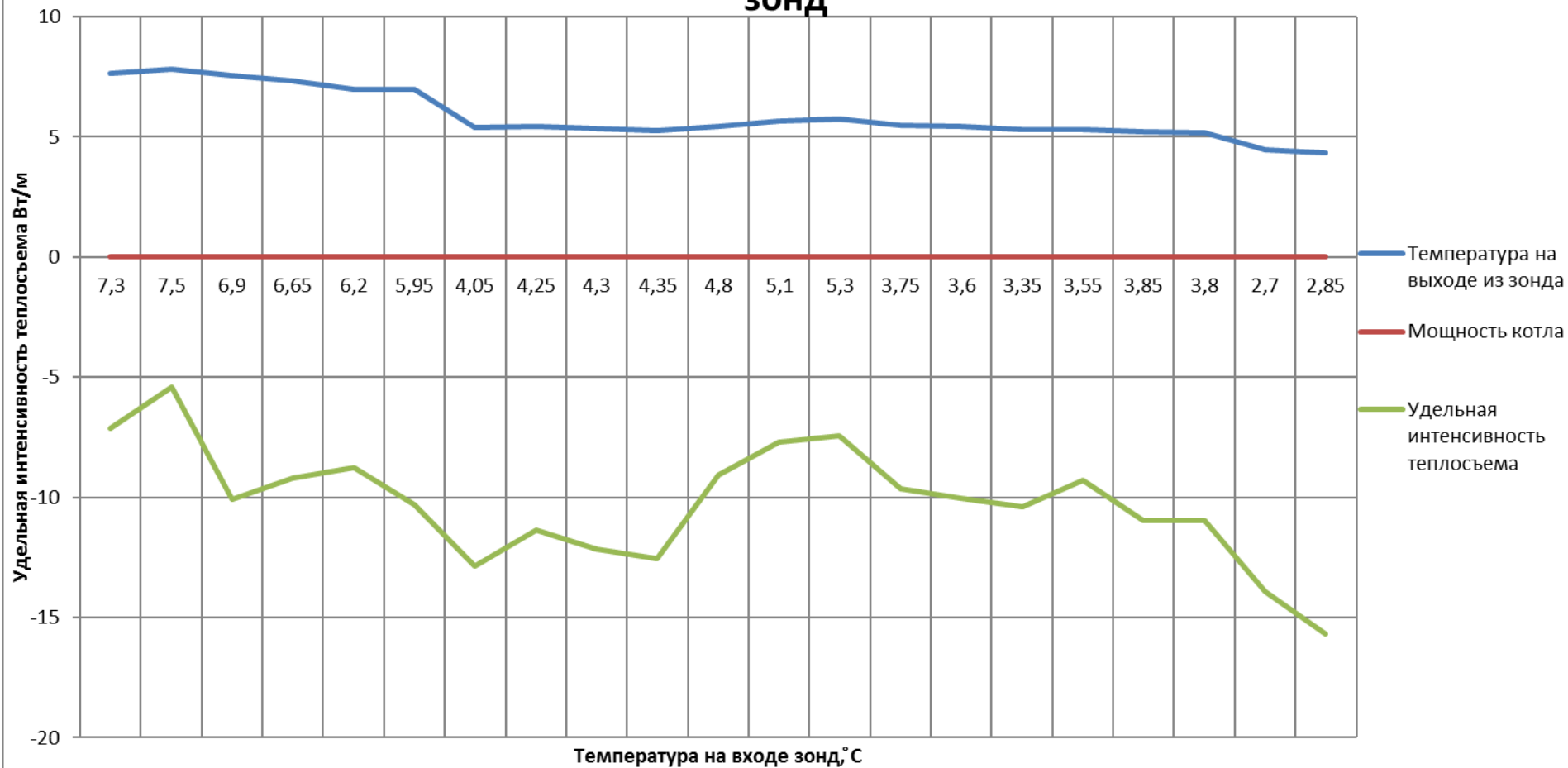


Рисунок В4- 35-% раствор пропилен гликоля. Зависимость интенсивности теплосъема от температуры на входе в зонд

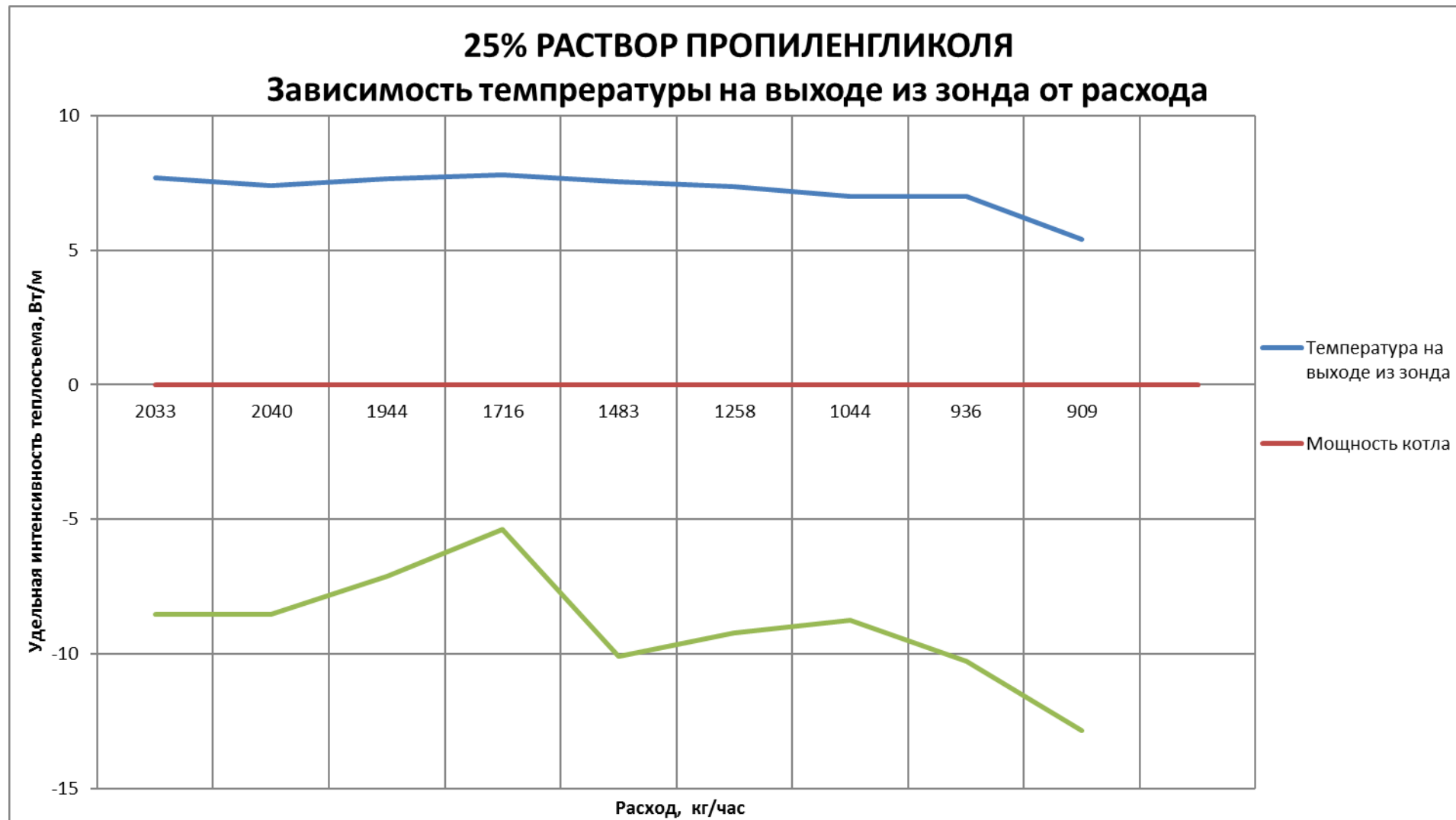


Рисунок В5- 25-% раствор пропилен гликоля. Зависимость температуры на выходе из зонда от расхода

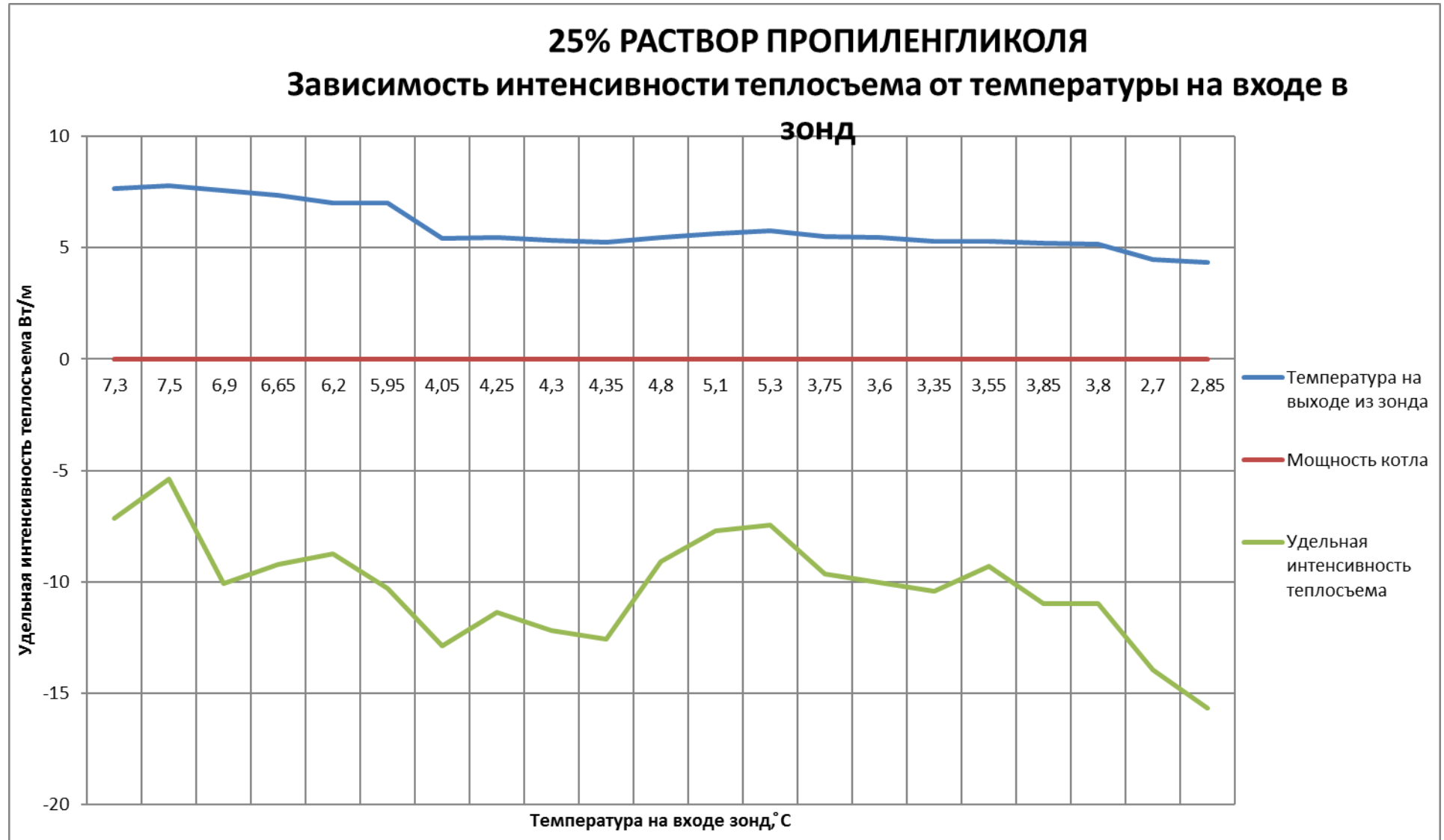


Рисунок В6- 25-% раствор пропилен гликоля. Зависимость интенсивности теплосъема от температуры на входе в зонд

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Результаты расчета термодинамического цикла

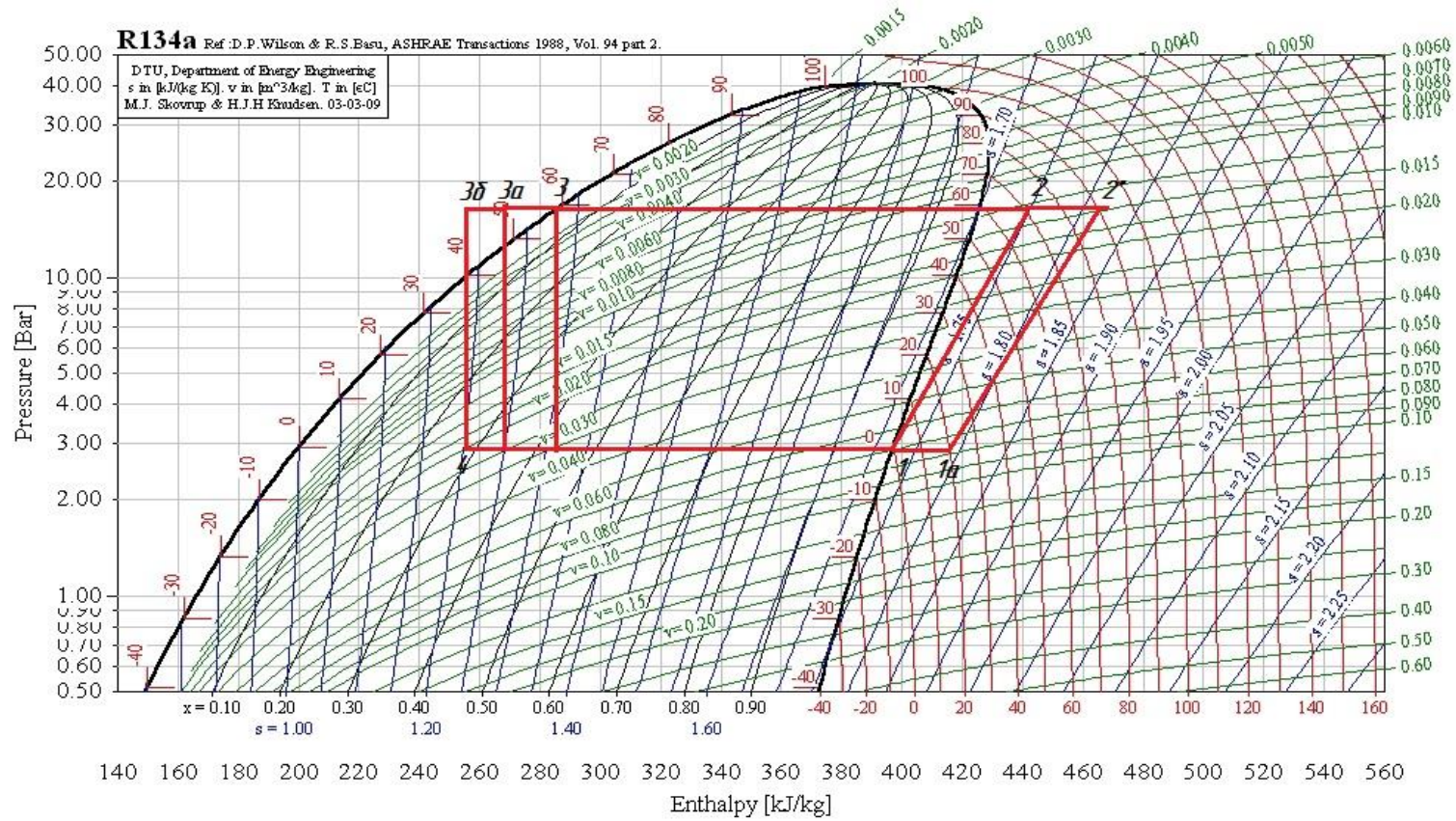


Рисунок Г1- p-h диаграмма фреона R134A

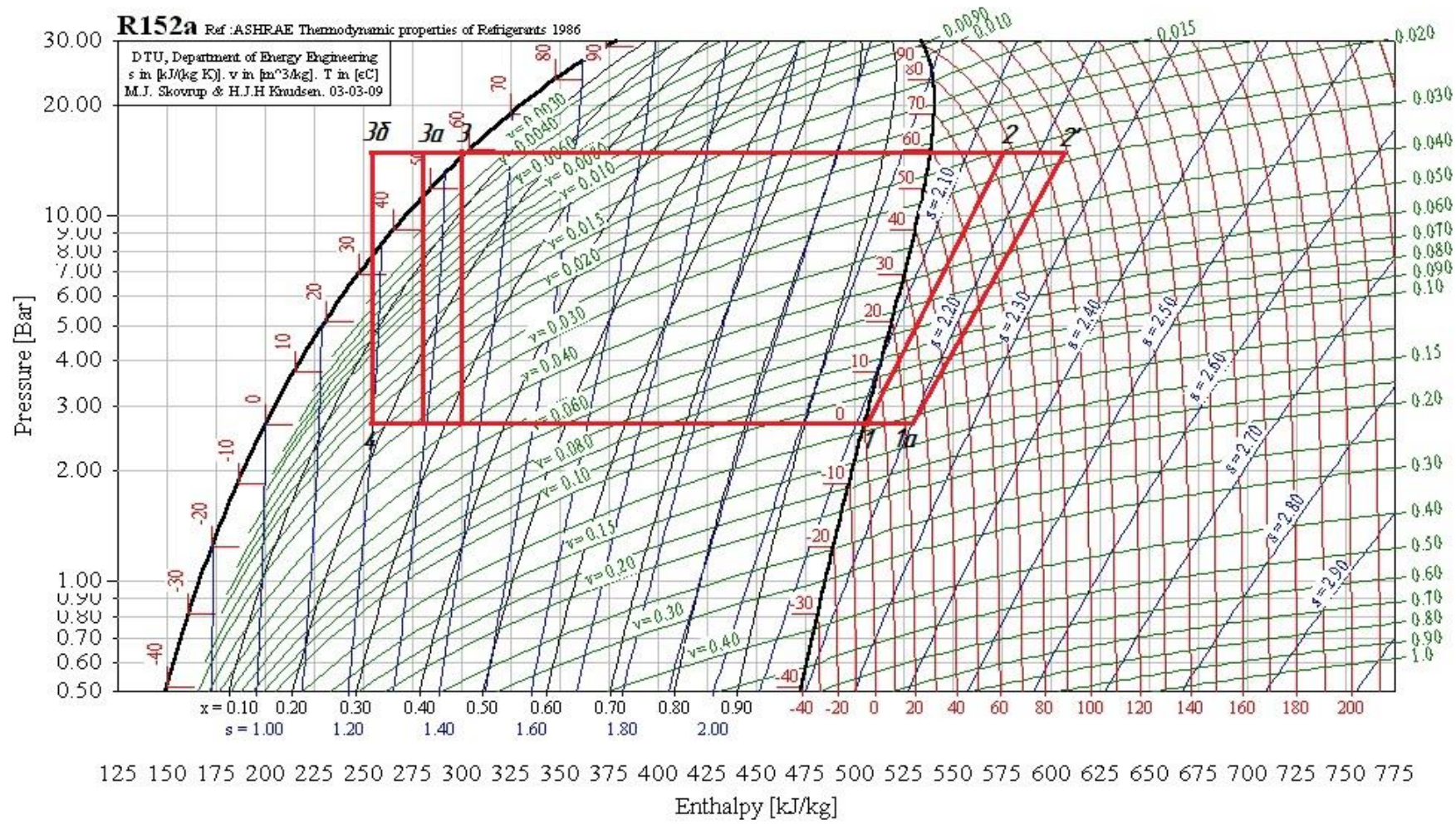


Рисунок Г2- p-h диаграмма фреона R152A

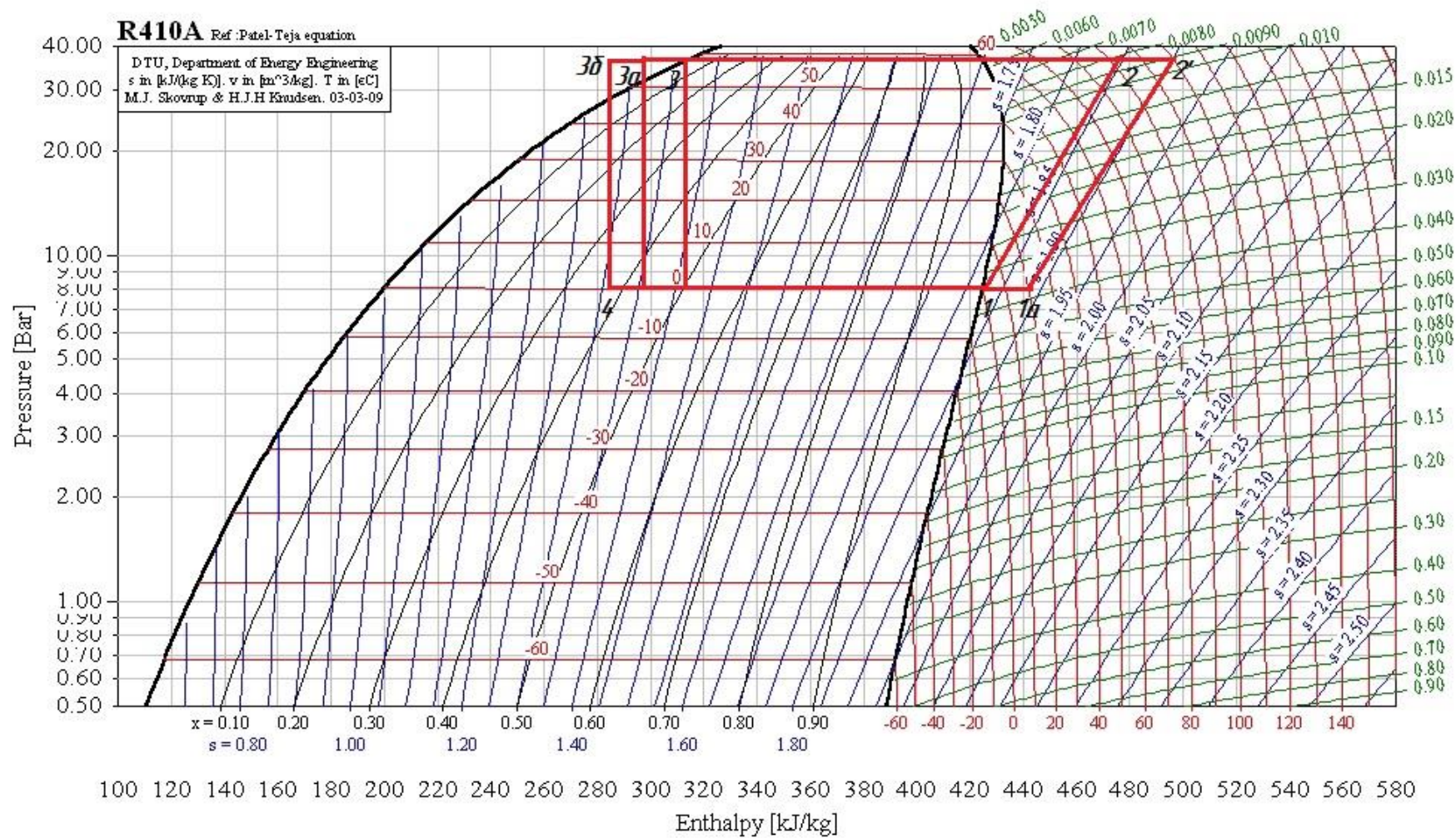


Рисунок Г3- p-h диаграмма фреона R410A

Таблица Г1- Расчет цикла термодинамического насоса

Параметр	Размерность	Номер схемы								
		1			2			3		
Наименование фреонов	-	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
Температура испарения фреона $t_{и}$	°C	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Энтальпия фреона после испарителя h_1	кДж/кг	396,36	505,56	424,44	396,36	505,56	424,44	396,36	505,56	424,44
Давление фреона в испарителе $p_{и}$	Па	290909	265384	800000	290909	265384	800000	290909	265384	800000
Температура конденсации фреона $t_{к}$	°C	58	58	58	58	58	58	58	58	58
Энтальпия фреона после конденсатора h_3	кДж/кг	285,45	300	315,55	285,45	300	315,55	285,45	300	315,55
Давление конденсации фреона $p_{к}$	Па	1666667	1550000	3785714	1666667	1550000	3785714	1666667	1550000	3785714
Температура фреона на входе в компрессор $t_{1а}$	°C	-	-	-	20	20	20	20	20	20

Продолжение таблицы Г1- Расчет цикла термодинамического насоса

Параметр	Размерность	Номер схемы								
		1			2			3		
Наименование фреонов	-	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
Энтальпия фреона на входе в компрессор h_{1a}	кДж/кг	-	-	-	414,54	525	442	414,54	525	442
Энтальпия фреона после адиабатного сжатия h_{2a}	кДж/кг	435,45	561,11	465,56	461,82	588,89	486	461,82	588,89	486
Адиабатный КПД компрессора η_a	-	0,8083	0,8083	0,8083	0,8083	0,8083	0,8083	0,8083	0,8083	0,8083
Энтальпия фреона после компрессора h_2	кДж/кг	444,7221	574,2864	475,3136	473,0347	604,0446	496,4367	473,0347	604,0446	496,4367
Теплоемкость фреона после конденсатора c	кДж/(кг·К)	-	-	-	-	-	-	1,3586	1,4574	3,5962
Температура фреона после конденсатора t_{3a}	°С							50,4499	50,5820	52,6205
Энтальпия фреона на входе в переохладитель h_{3a}	кДж/кг							272,73	283,33	302,22
Температура воды после переохладителя $t_{вп}$	°С							47,4499	47,5820	49,6205

Продолжение таблицы Г1- Расчет цикла термодинамического насоса

Параметр	Размерность	Номер схемы								
		1			2			3		
Наименование фреонов	-	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
Энтальпия горячего фреона на входе в промежуточный теплообменник h_{36}	кДж/кг				267,27	280,56	297,99	254,55	263,89	284,66
Температура горячего фреона после промежуточного теплообменника t_{36}	°C				48	49	52	39	32	47
Энтальпия фреона перед испарителем h_4	кДж/кг	285,45	300	315,55	267,27	280,56	297,99	254,55	263,89	284,66
Удельная тепловая нагрузка испарителя $q_{и}$	кДж/кг	110,91	205,56	108,89	129,09	225	126,45	141,81	241,67	139,78
Удельная тепловая нагрузка конденсатора $q_{к}$	кДж/кг	159,27208	274,28636	159,7636	187,5847	304,0446	180,8867	187,5847	304,0446	180,8867
Удельная тепловая нагрузка переохладителя $q_{по}$	кДж/кг							12,72	16,67	13,33
Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн}$	кДж/кг	159,27208	274,28636	159,7636	187,5847	304,0446	180,8867	200,3047	320,7146	194,2167

Продолжение таблицы Г1- Расчет цикла термодинамического насоса

Параметр	Размерность	Номер схемы								
		1			2			3		
Наименование фреонов	-	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
Удельная тепловая нагрузка промежуточного теплообменника $q_{пто}$	кДж/кг				18,18	19,44	17,56	18,18	19,44	17,56
Работа сжатия в компрессоре $l_{сж}$	кДж/кг	48,3621	68,7264	50,8736	58,4947	79,0446	54,4367	58,4947	79,0446	54,4367
Удельная энергия, потребляемая электродвигателем W	кДж/кг	63,6343	90,4294	66,9389	76,9667	104,0060	71,6273	76,9667	104,0060	71,6273
Проверка теплового баланса	—	159,2721	274,2864	159,7636	187,5847	304,0446	180,8867	200,3047	320,7146	194,2167
Коэффициент сжатия ϵ	—	5,7292	5,8406	4,7321	5,7292	5,8406	4,7321	5,7292	5,8406	4,7321
Коэффициент преобразования теплоты m	—	3,2933	3,9910	3,1404	3,2069	3,8465	3,3229	3,4243	4,0574	3,5678
Коэффициент преобразования электроэнергии m'	—	2,5029	3,0332	2,3867	2,4372	2,9233	2,5254	2,6025	3,0836	2,7115
Удельный расход первичной энергии ПЭ	—	0,9109	0,7517	0,9553	0,9355	0,7799	0,9028	0,8761	0,7394	0,8409

Продолжение таблицы Г1- Расчет цикла термодинамического насоса

Параметр	Размерность	Номер схемы								
		1			2			3		
Наименование фреонов	-	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
Средняя температура низкопотенциального теплоносителя $T_{ср. н}$	К	278,4925	278,4925	278,4925	278,4925	278,4925	278,4925	278,4925	278,4925	278,4925
Термодинамическая температура низкопотенциального теплоносителя t_n	—	0,1274	0,1274	0,1274	0,1274	0,1274	0,1274	0,1274	0,1274	0,1274
Эксергия, отданная низкопотенциальным теплоносителем e_n	кДж/кг	14,1349	26,1976	13,8775	16,4519	28,6752	16,1154	18,0730	30,7997	17,8143
Средняя температура высокопотенциального теплоносителя в конденсаторе $T_{ср. н}$	К	322,9742	322,9742	322,9742	322,9742	322,9742	322,9742	324,2103	324,2769	325,3028
Термодинамическая температура высокопотенциального теплоносителя в конденсаторе t_b	—	0,2476	0,2476	0,2476	0,2476	0,2476	0,2476	0,2505	0,2506	0,2530
Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в конденсаторе e_b	кДж/кг	39,4386	67,9182	39,5603	46,4493	75,2869	44,7908	46,9874	76,2058	45,7650

Продолжение таблицы Г1- Расчет цикла термодинамического насоса

Параметр	Размерность	Номер схемы								
		1			2			3		
Наименование фреонов	-	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
Средняя температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе $T_{ср. нп}$	К							319,2234	319,2893	320,3047
Термодинамическая температура высокопотенциального теплоносителя в переохладителе $t_{вп}$	—							0,2388	0,2389	0,2413
Эксергия, полученная высокопотенциальным теплоносителем в переохладителе $e_{вп}$	кДж/кг							3,0373	3,9830	3,2172
Эксергия потребляемой электроэнергии, $e_э$	кДж/кг	63,6343	90,4294	66,9389	76,9667	104,0060	71,6273	76,9667	104,0060	71,6273
Эксергетический КПД $h_э$	—	0,5071	0,5824	0,4895	0,4972	0,5674	0,5105	0,5264	0,5948	0,5476

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Полная нагрузка узлов теплового насоса

Таблица Д1- Полная нагрузка узлов теплового насоса

	Схема №1			Схема №2			Схема №3		
	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a	R134a	R152a	R410a
$G_{ха}$, кг/сек	1,023	0,594	1,020	1,028	0,536	0,901	0,869	0,536	0,901
N , кВт	65,09	53,72	68,24	79,14	55,76	64,52	66,90	55,76	65,42
$Q_{и}$, кВт	113,50	122,18	111,08	132,68	120,64	113,04	123,21	129,60	125,97
$Q_{к}$, кВт	163,00	163,00	163,00	163,00	163,00	163,00	163,00	163,00	163,00
$Q_{по}$, кВт	-	-	-	-	-	-	11,03	9,01	11,98
$Q_{пто}$, кВт	-	-	-	19,42	10,40	15,86	16,42	10,40	15,86
$G_{н}$, кг/сек	5,29	9,81	5,20	6,16	10,74	5,99	6,77	11,54	6,67

ПРИЛОЖЕНИЕ Е

Гидравлический расчет системы теплоснабжения

Таблица Е1- Гидравлический расчет системы теплоснабжения

№ уч-ка	Диаметр, мм	Скорость, V, м/с	Длина, l, м	$\Delta P_{\text{Руд}}$, Па/м	$\Delta P_{\text{Руд}} \cdot l$, Па	$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$	$\Sigma \xi$	z	$\Delta P_{\text{Руд}} \cdot l + z$	Примечание
Зонд										
-	32	0,509	200	237	47400	133,815	3	401,446	47801,4	U образный фитинг
	32	0,509	190	237	45030	133,815	3	401,446	45431,4	U образный фитинг
Скважина 1										
1	50	0,183	60,24	15,7	945,768	17,2971	23,3	403,883	1349,65	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 2										
2	50	0,183	34,59	15,7	945,768	17,2971	23,3	403,883	1349,65	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 3										
3	50	0,183	49,96	15,7	784,372	17,2971	23,3	403,883	1188,26	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 4										
4	40	0,324	34,64	50,3	1742,39	54,2201	20,2	1098,22	2840,61	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 5										
5	40	0,324	21	50,3	1056,3	54,2201	17,2	935,562	1991,86	Внезапное расширение, внезапное сужение, 6 отводов, 2 электромагнитных клапана

Продолжение таблицы Е1- Гидравлический расчет системы теплоснабжения

№ уч-ка	Диаметр, мм	Скорость, V, м/с	Длина, l, м	$\Delta P_{\text{Руд}}$, Па/м	$\Delta P_{\text{Руд}} \cdot l$, Па	$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$	$\Sigma \xi$	z	$\Delta P_{\text{Руд}} \cdot l + z$	Примечание
Скважина 6										
6	32	0,509	7,48	237	1772,76	133,815	20,9	2801,29	4574,05	Внезапное расширение, внезапное сужение, 4 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 7										
7	32	0,509	23,54	237	5578,98	133,815	20,9	2801,29	8380,27	Внезапное расширение, внезапное сужение, 4 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 8										
8	32	0,509	35,32	237	16741,7	133,815	23,9	3202,74	19944,4	Внезапное расширение, внезапное сужение, 6 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 9										
9	40	0,324	45,88	50,3	2307,76	54,2201	17,2	935,562	3243,33	Внезапное расширение, внезапное сужение, 6 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 10										
10	40	0,324	55,4	50,3	2786,62	54,2201	17,2	935,562	3722,18	Внезапное расширение, внезапное сужение, 6 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 11										
11	40	0,324	45,1	50,3	2268,53	54,2201	17,2	935,562	3204,09	Внезапное расширение, внезапное сужение, 6 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 12										
12	40	0,324	52,92	50,3	2661,88	54,2201	17,2	935,562	3597,44	Внезапное расширение, внезапное сужение, 6 отводов, 2 электромагнитных клапана

Продолжение таблицы Е1- Гидравлический расчет системы теплоснабжения

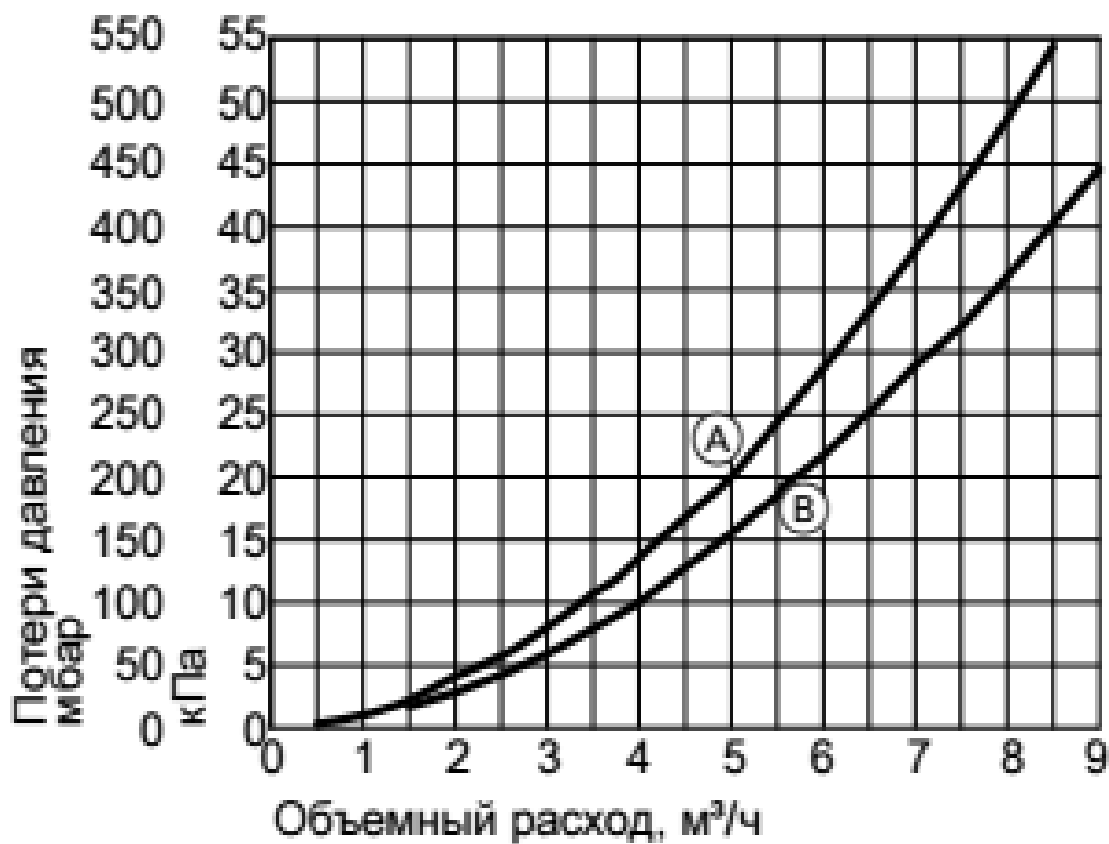
№ уч-ка	Диаметр, мм	Скорость, V, м/с	Длина, l, м	$\Delta P_{уд}$, Па/м	$\Delta P_{уд} \cdot l$, Па	$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$	$\Sigma \xi$	z	$\Delta P_{уд} \cdot l + z$	Примечание
Скважина 13										
13	50	0,183	52,82	15,7	829,274	17,2971	23,3	403,883	1233,16	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 14										
14	50	0,183	63,5	15,7	996,95	17,2971	23,3	403,883	1400,83	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 15										
15	50	0,183	62,86	15,7	986,902	17,2971	23,3	403,883	1390,79	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 16										
16	50	0,183	71,88	15,7	1128,52	17,2971	23,3	403,883	1532,4	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 17										
17	50	0,183	74,04	15,7	1162,43	17,2971	23,3	403,883	1566,31	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 18										
18	50	0,183	80,2	15,7	1259,14	17,2971	23,3	403,883	1663,02	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Скважина 19										
19	50	0,183	83,92	15,7	1317,54	17,2971	23,3	403,883	1721,43	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана

Продолжение таблицы Е1- Гидравлический расчет системы теплоснабжения

№ уч-ка	Диаметр, мм	Скорость, V, м/с	Длина, l, м	$\Delta P_{уд}$, Па/м	$\Delta P_{уд} \cdot l$, Па	$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$	$\Sigma \xi$	z	$\Delta P_{уд} \cdot l + z$	Примечание
Скважина 20										
20	50	0,183	90,56	15,7	1421,79	17,2971	23,3	403,883	1825,68	Внезапное расширение, внезапное сужение, 8 отводов, 2 электромагнитных клапана
Коллектор										
21, 27	125	0,301	2,8	15,3	42,84	46,7954	0,32	15,3957	58,2357	Внезапное сужение
22, 26	110	0,638	54	83,0	4487,08	210,238	18	3784,29	8271,36	12 отводов
23, 25	63	1,95	3	1247	3741	1963,99	3	5891,97	9632,97	2 отвода
24	63	0,975	5	375	1875	490,998	8,56	4202,94	6077,94	Тройник на проход, электромагнитный клапан, обратный клапан, 2 отвода
Ответвления на вторую ступень										
28	63	0,975	3	375	1125	490,998	9,06	4448,44	5573,44	Тройник на поворот, электромагнитный клапан, обратный клапан, 2 отвода
После теплового насоса										
29	63	0,512	2	103	206	135,397	5,1	690,527	896,527	Тройник на проход, обратный клапан, 2 отвода
30, 31	75	0,722	3	157	471	269,243	3	807,73	1278,73	2 отвода
32	63	0,512	2	103	206	135,397	8,56	1159	1365	Тройник на проход, обратный клапан, 2 отвода, электромагнитный клапан
После теплового насоса, вторая ступень										
33	63	0,512	2	103	206	135,397	9,06	1226,7	1432,7	Тройник на поворот, обратный клапан, 2 отвода, электромагнитный клапан

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж

Потери давления в теплообменниках теплового насоса

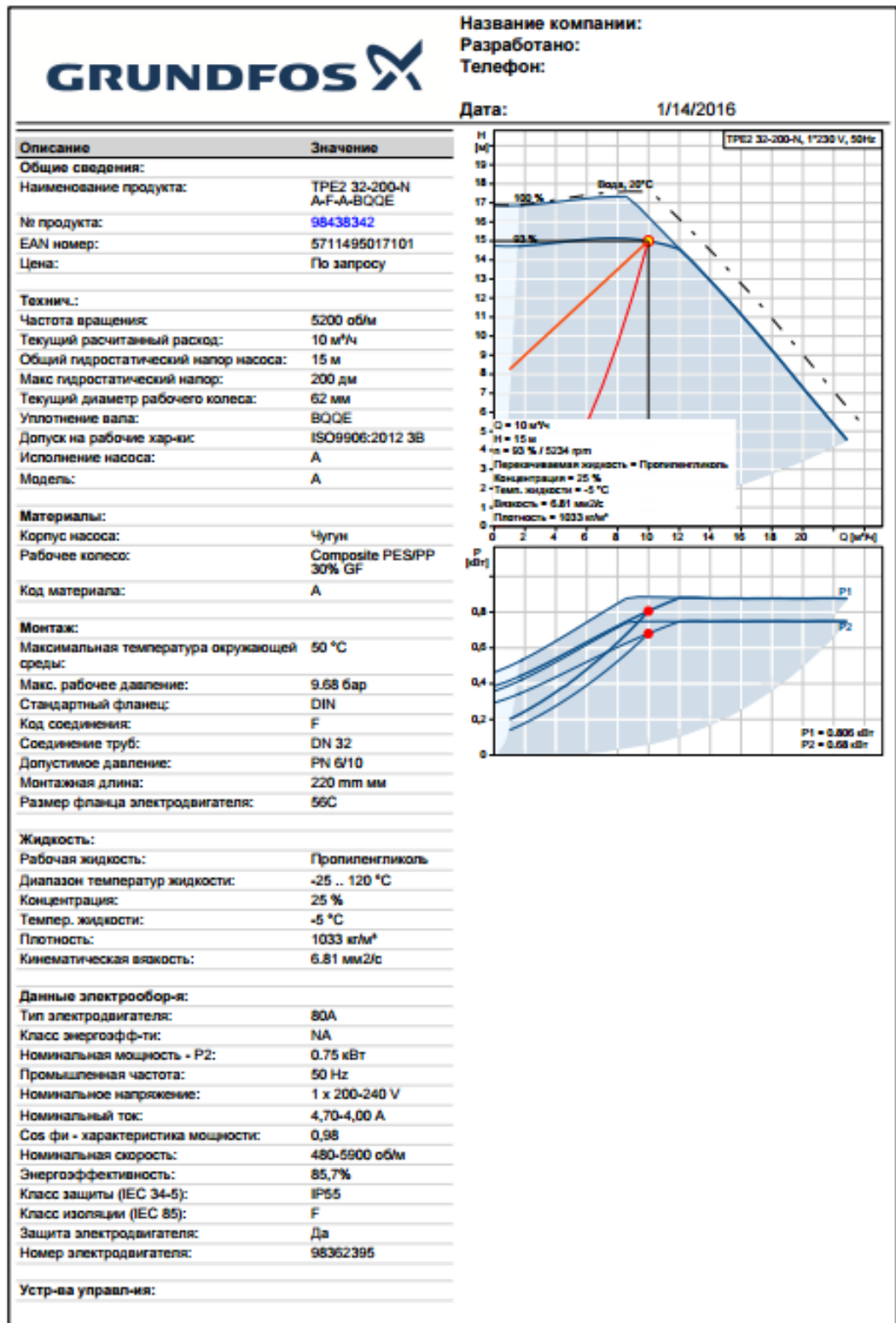


- Ⓐ Вторичный контур
- Ⓑ Первичный контур

Рисунок Ж1- Определение потерь давления в теплообменниках теплового насоса в зависимости от расхода

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Технические характеристики насосов



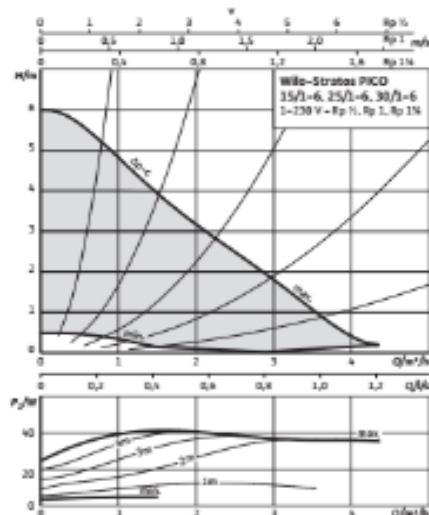
Печать из Grundfos CAPS (2015.09.024)

69

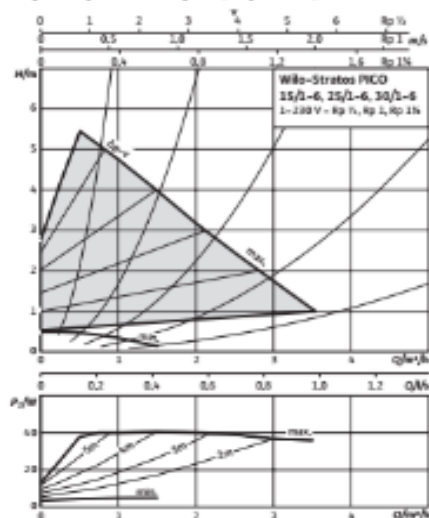
Рисунок 31- Технические характеристики насосов первичного контура

Лист данных: Wilo-Stratos PICO 30/1-6

Характеристики Др-с (постоян.)



Характеристики Др-в (перемен.)



Допустимая перекачиваемая среда (другие среды по запросу)

Вода систем отопления (согласно VDI 2035)	*
Водогликолевая смесь (макс. 1:1; при доле гликоля более 20 % необходимо проверять рабочие характеристики)	*

Допустимая область применения

Диапазон температур при макс. температуре окружающей среды +40 °C	*	+2...+110 °C
Диапазон температур при макс. температуре окружающей среды +60 °C	*	+2...+70 °C
Макс. допустимое рабочее давление	P_{max}	10 bar

Подсоединения к трубопроводу

Резьбовое соединение труб	Rp 1 1/4"
Резьба	G 2
Габаритная длина	L0 180 мм

Мотор/электроника

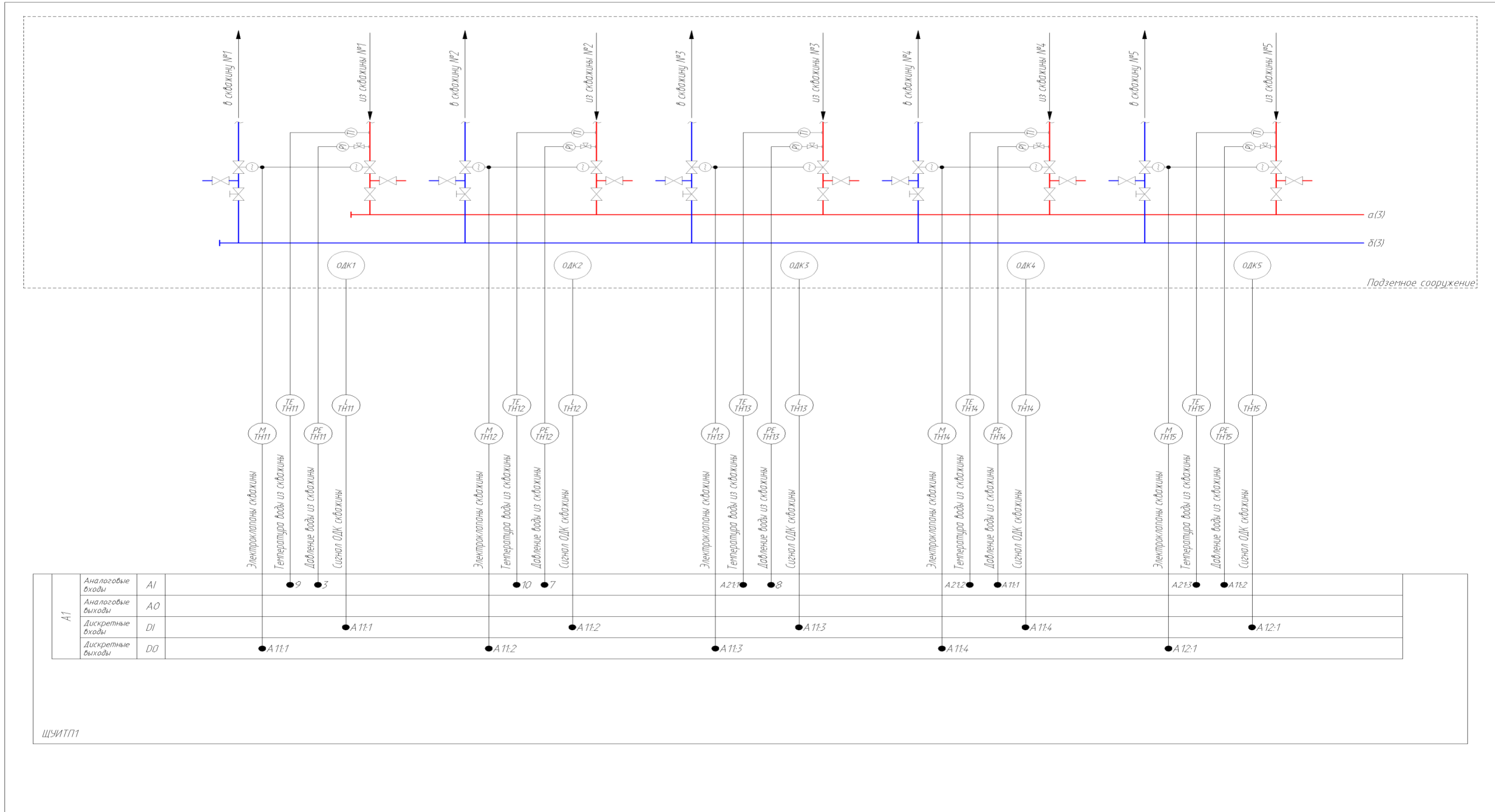
Индекс эффективности (IEI)	≤ 0,20
Электромагнитная совместимость	EN 61800-3
Создаваемые помехи	EN 61000-6-3
Помехозащитность	EN 61000-6-2
Регулирование частоты вращения	Частотный преобразователь (ЧП)
Степень защиты	IP X4D
Класс нагревостойкости изоляции	F
Подключение к сети	1-230 В, 50 Гц
Частота вращения	N 1200 - 4230 об/мин
Потребляемая мощность	P_1 3 - 40 W
Потребление тока	I max. 0,35 A
Защита мотора	не требуется (устойчив к токам блокировки)
Резьбовой вход для кабеля Connector	11 PG

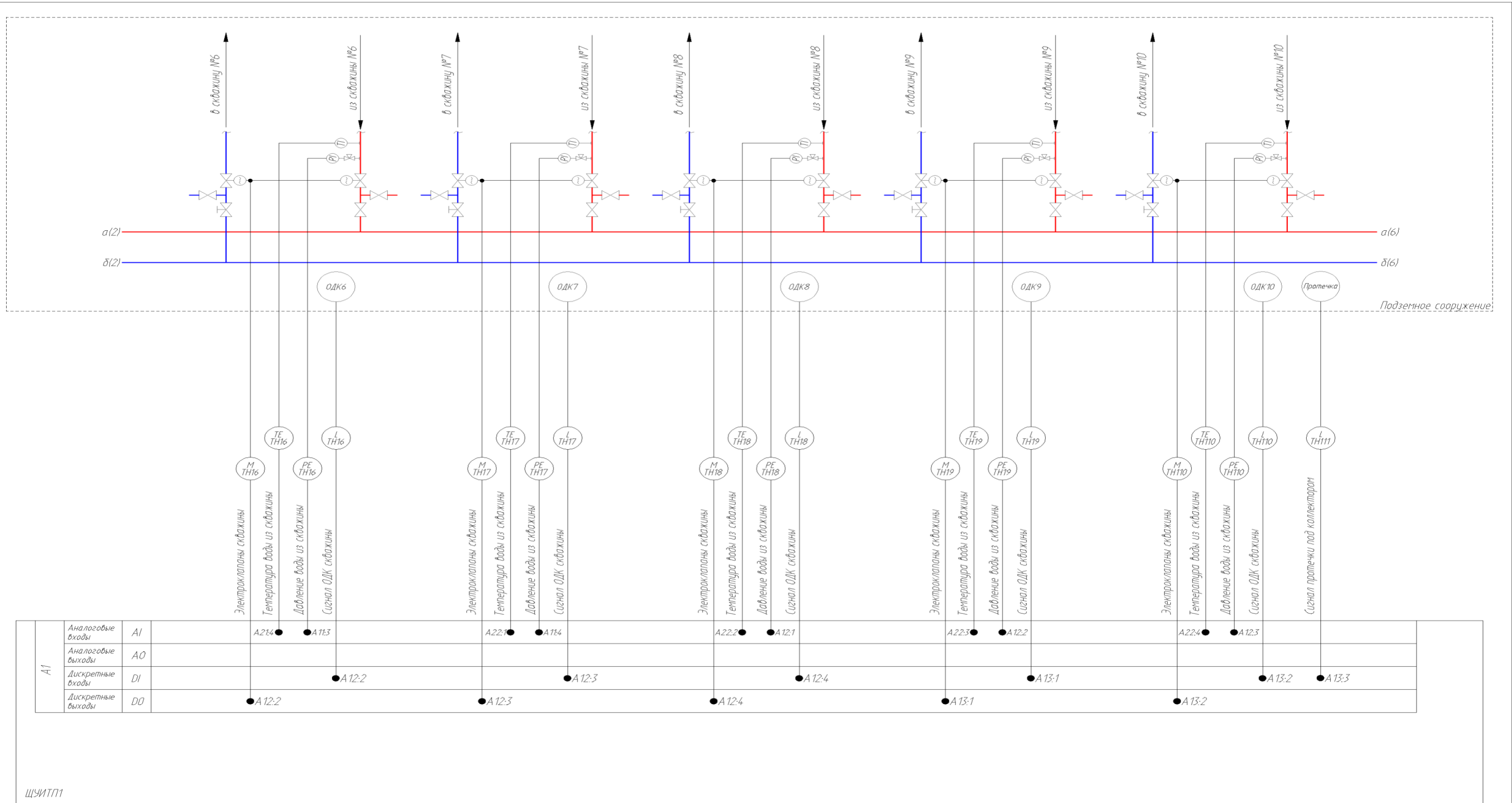
Материалы

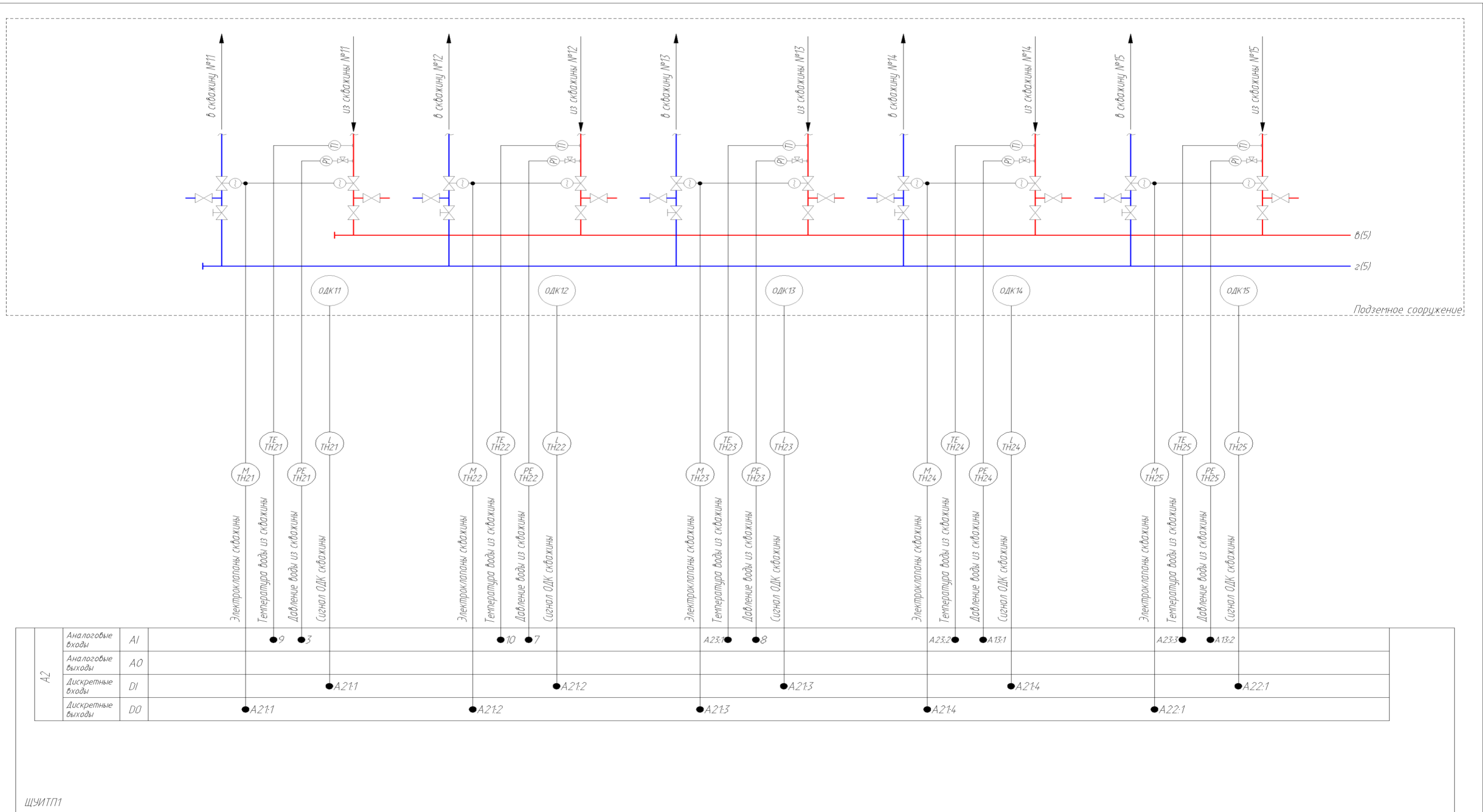
Корпус насоса	Серый чугун (ENGJL-200)
Рабочее колесо	Синтетический материал (PP - 40% GF)

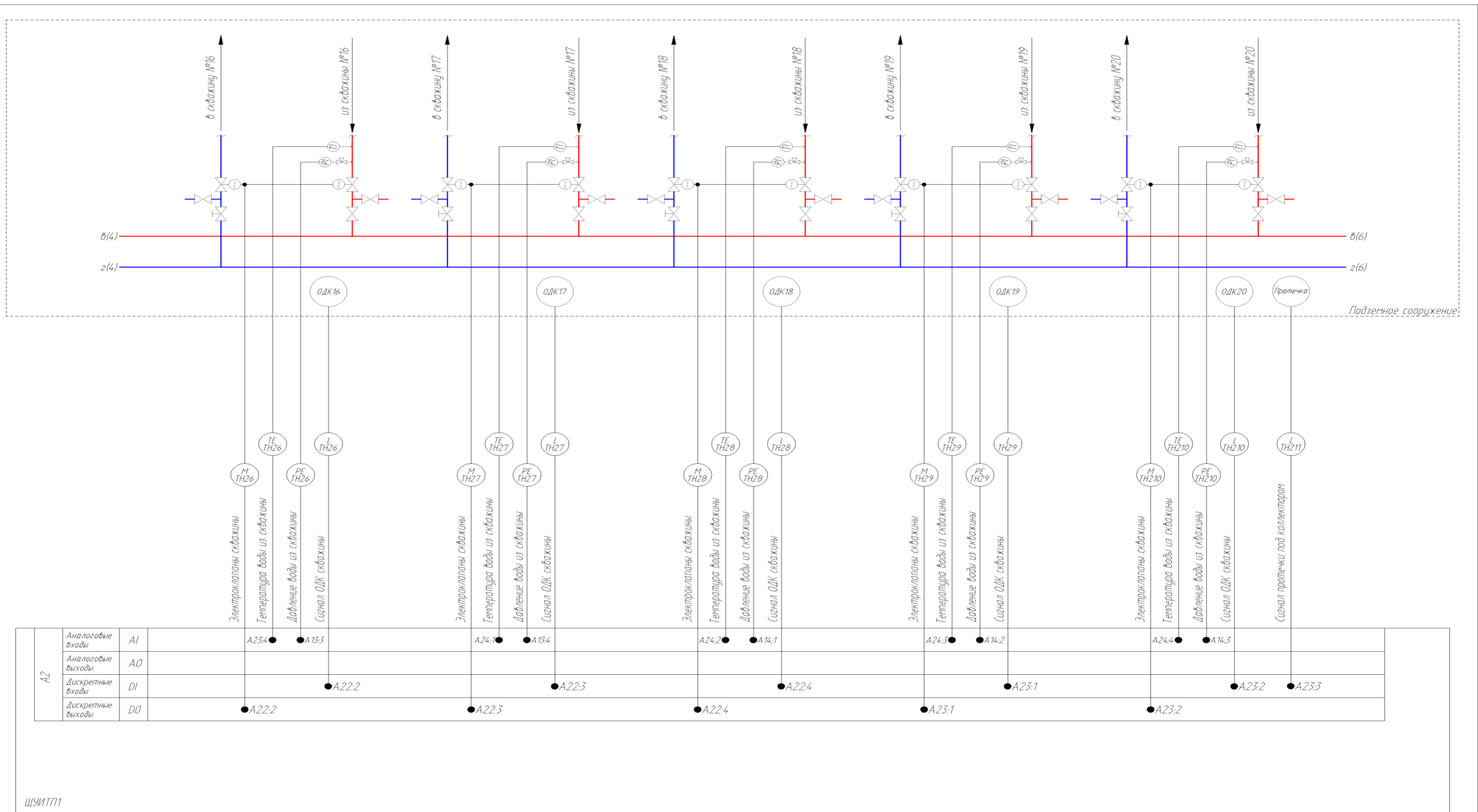
Рисунок 32- Технические характеристики насосов вторичного контура

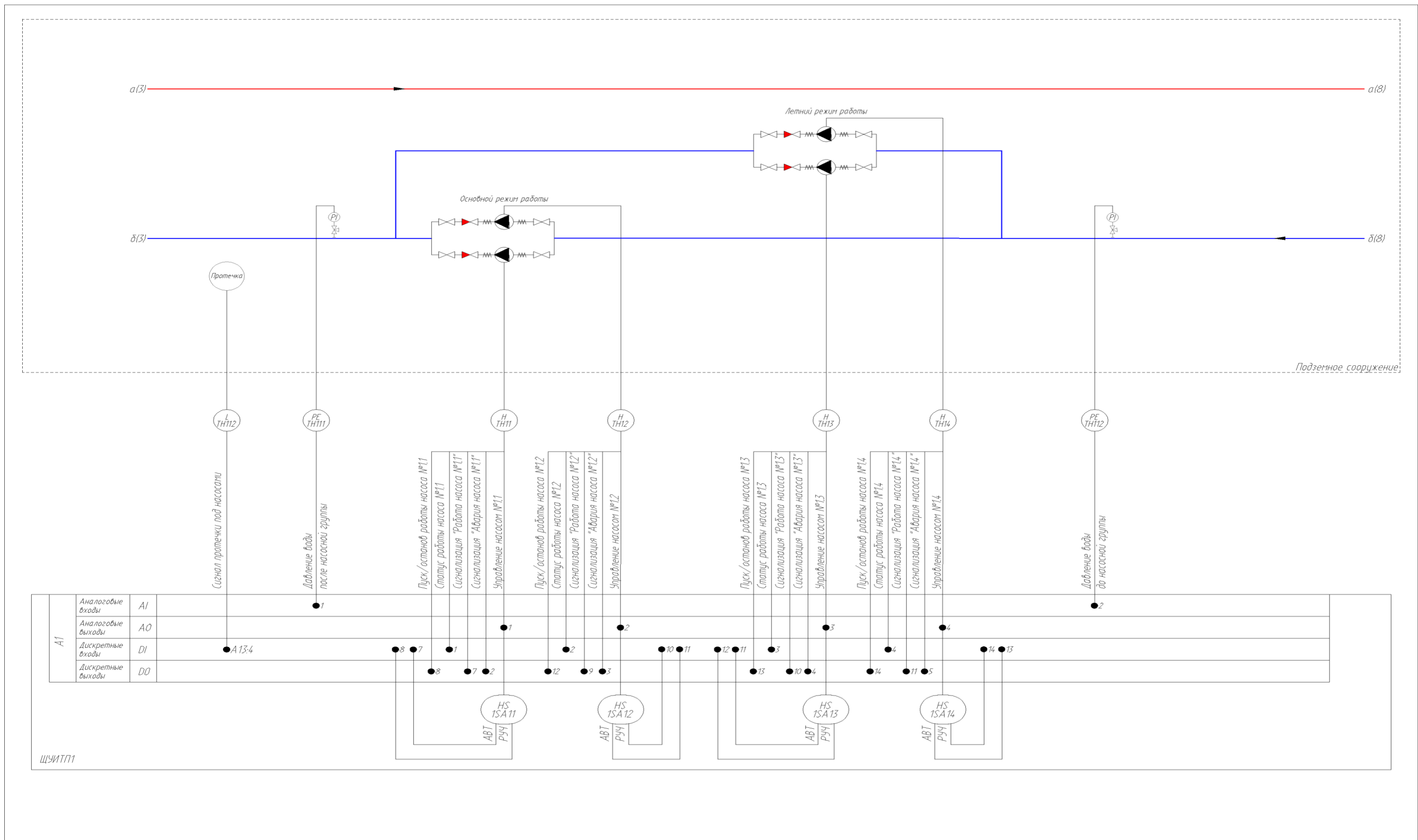
ПРИЛОЖЕНИЕ К

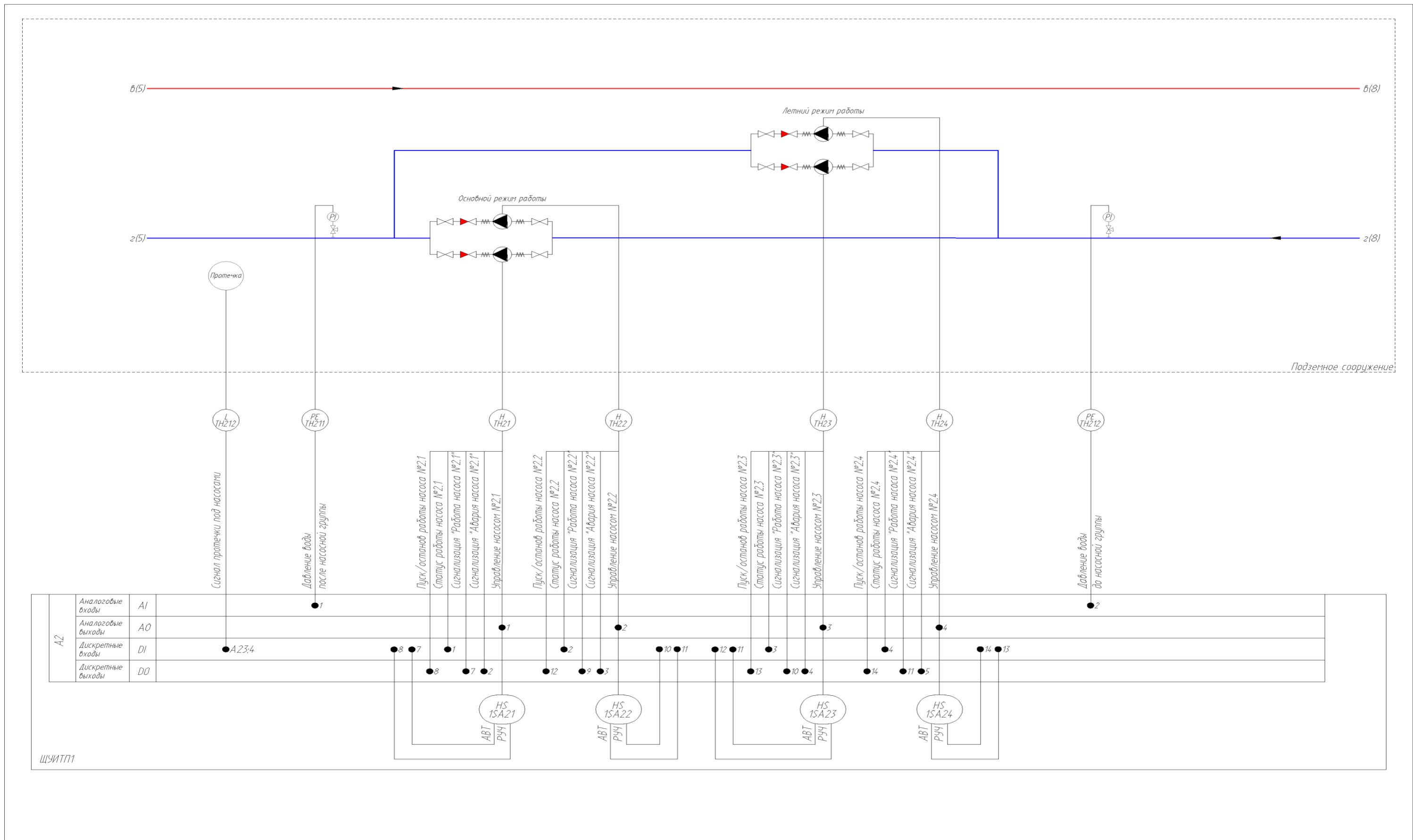




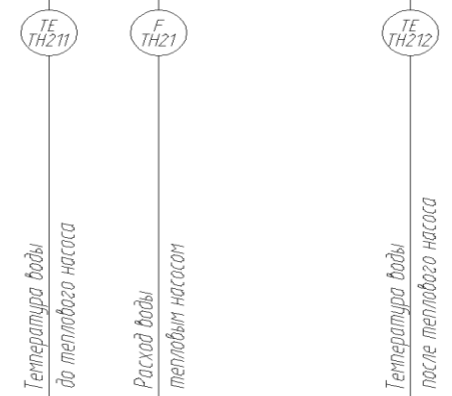
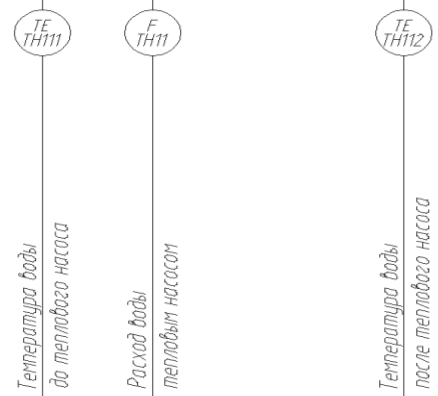
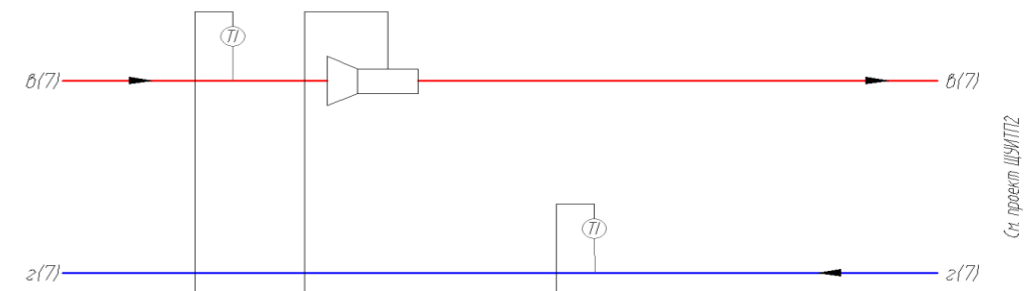
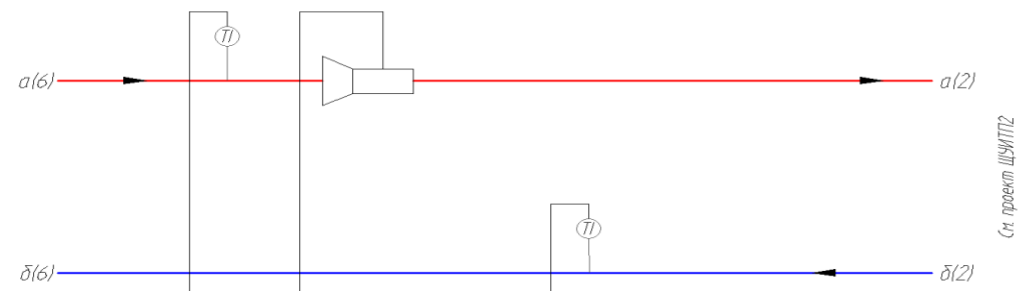








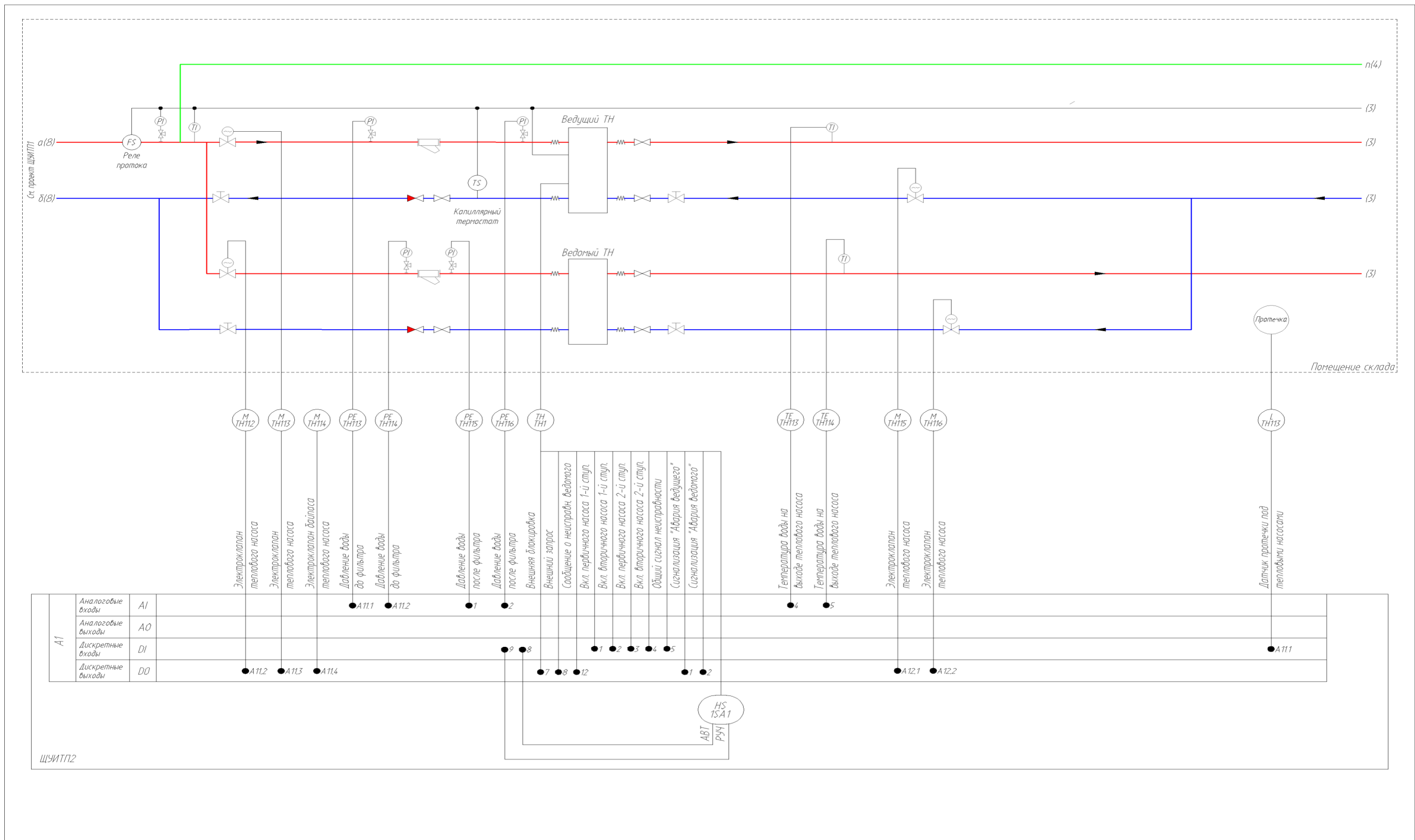
Примечание: Применяются погружные датчики температуры

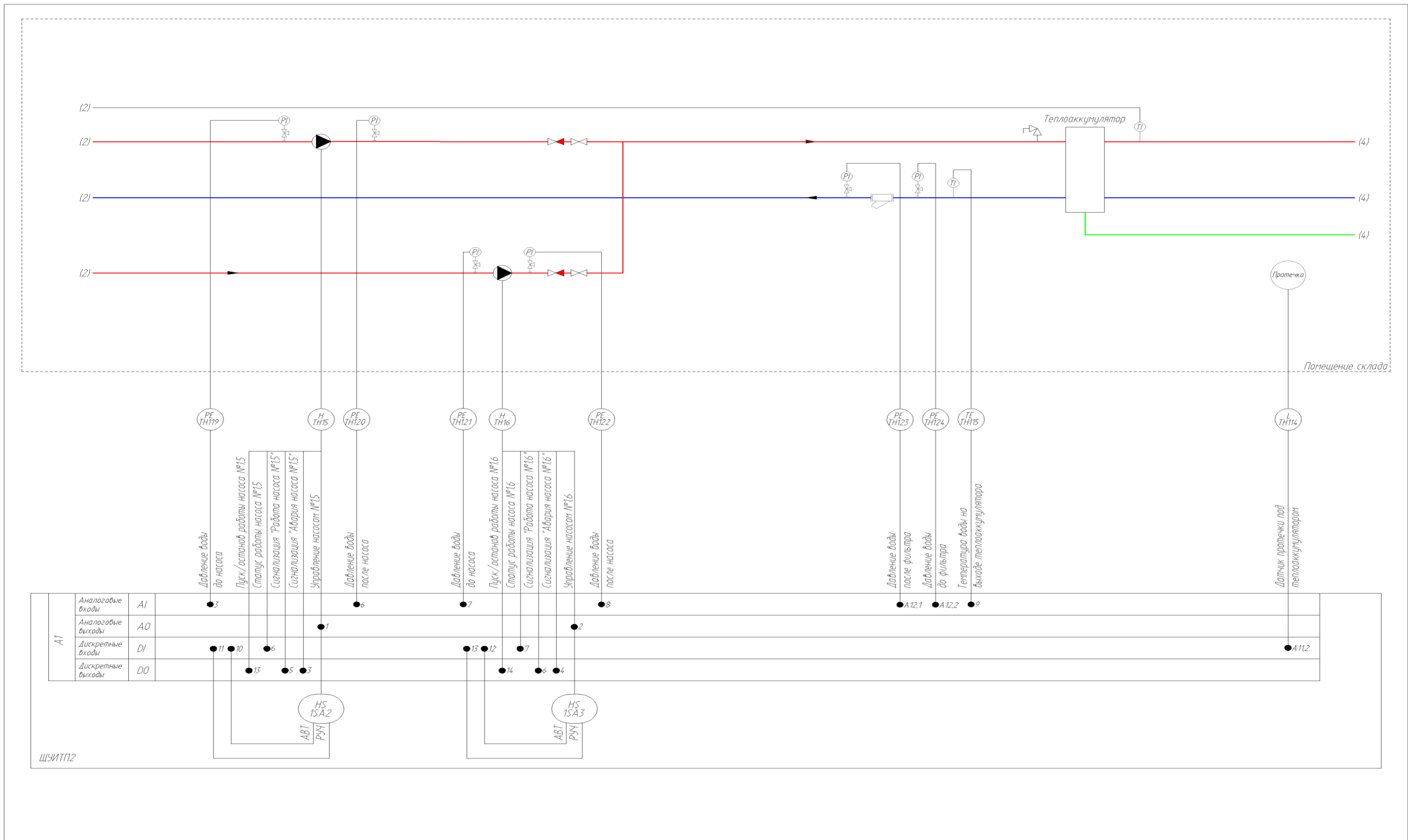


Контроллер	Аналоговые входы	AI	● A1.4	● A1.6	● A1.5	● A2.4	● A2.6	● A2.5
	Аналоговые выходы	AO						
	Дискретные входы	DI						
	Дискретные выходы	DO						
	Передача данных			● A1.BMS Card		● A2.BMS Card		

ЩУИТ11

ИТП:





ЩУИТП2	Аналоговые входы		Аналоговые выходы		Дискретные входы		Дискретные выходы	
	AI	AO	DI	DO	DI	DO	DI	DO
	3	1	11	13	10	5	13	5
	7	2	13	14	12	6	12	6
	8		7	4	7	4	7	4
	12.1							
	12.2							
	9							
								11.2