

Проект №00077154

«Повышение энергетической эффективности жилых зданий в Республике Беларусь»

Научно-техническое сопровождение проектной организации по доработке соответствующей части проектно-строительной документации в рамках общего проекта двух пилотных зданий (в Гродно и Минске)

(этап 2.9)

Исполнитель,  
Эксперт по внедрению солнечных коллекторов  
в системах теплоснабжения и горячего  
водоснабжения в жилом секторе

В.В. Покотилев

Минск  
июль 2014

## Содержание

	стр.
<b>Введение</b>	<b>3</b>
<b>1. Выбор теплообменников и циркуляционных насосов</b>	<b>4</b>
<b>2. Выбор гидравлической схемы энергетической свай</b>	<b>6</b>
<b>3. Выбор принципиальных решений по удалению воздуха</b>	<b>7</b>

## **Введение**

Принципиально важными элементами в работе взаимосвязанных циркуляционных систем и их обслуживании являются узлы, детали, принципиальные исходные данные и др., чему в большинстве случаев проектировщики не придают значения, так как работают в основном с независимыми между собой системами. В настоящем проекте взаимозависимость циркуляционных контуров связывается через теплообменники, тепловые насосы, систему автоматизации, поэтому нами уделено внимание таким «деталям», как выбор количества ходов для теплообменника, выбор гидравлической схемы для энергетической сваи, выбор принципиальных решений по удалению воздуха, от которых на самом деле принципиально зависит работоспособность системы теплоснабжения в целом.

## 1. Выбор теплообменников и циркуляционных насосов

В разделе 2.6 предложена следующая реконструкция схемы теплоснабжения жилого дома

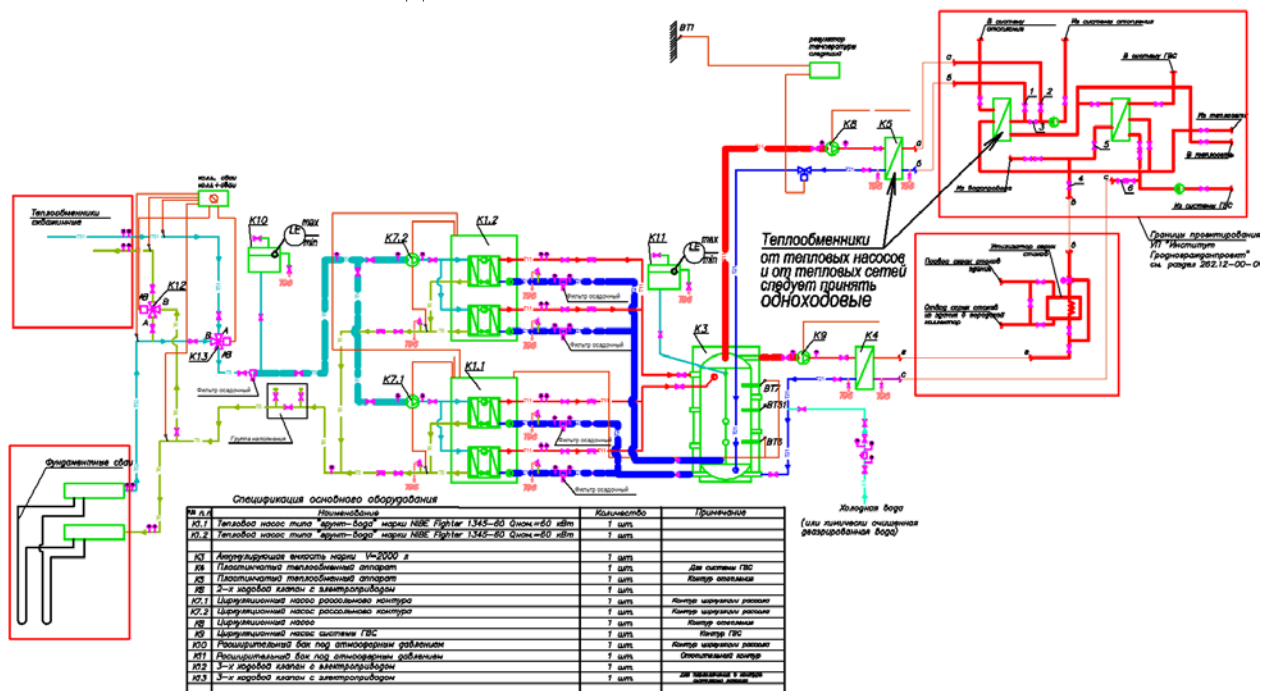
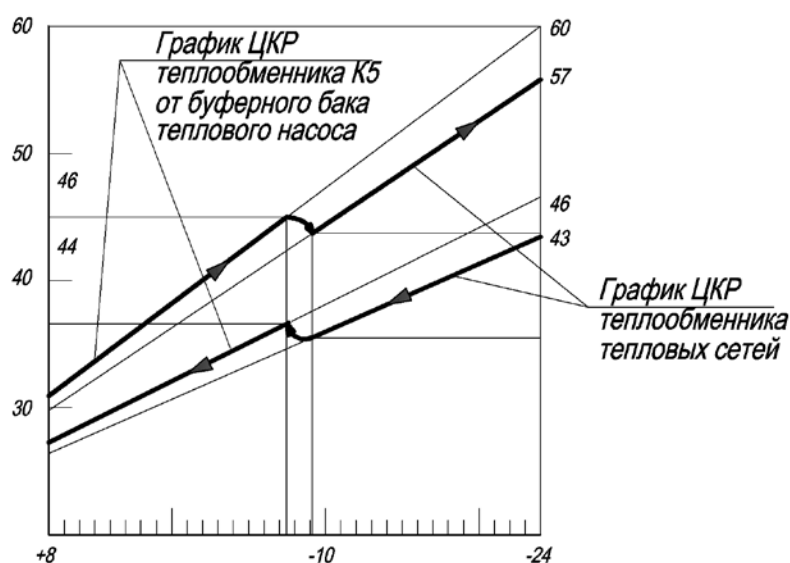


Схема обеспечивает требуемые проектные исходные параметры, имеет минимальные эксплуатационные проблемы, в том числе по наладке и сложности эксплуатации. Исходные данные проекта даны в виде скоростей теплоносителя без указания количественных параметров, которые необходимы для оценки и выбора вида теплообменников, вида насосов, выбора параметров для тепло-гидравлической наладки.



Предложенный в разделе 2.6 график ЦКР для подающего и обратного теплоносителя позволяет провести предварительный анализ по выбору теплообменника K5.

На примере программы «Термоблок» оценим результаты подбора теплообменника одноходового и двухходового.

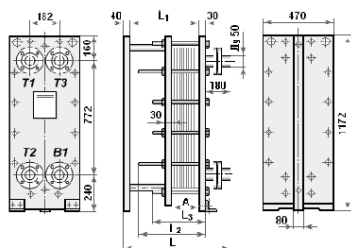
## РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООбМЕННИКА

(программа Тпетто, версия 1.12.04)

Марка: РС-0,2 -11.20-1х(28)

Цена:

Наименование	Единицы измерений	Греющая среда	Нагреваемая среда
Тепловая мощность	кВт	79,00	
Входная температура	оС	46,0	36,0
Выходная температура	оС	40,0	43,0
Перепад давления в аппарате	Бар	0,0604	0,0463
- в том числе в патрубках	Бар	0,0031	0,0023
Коэффициент запаса	%		10,0
Массовый расход	кг/с	3,168	2,701
Объемный расход	м <sup>3</sup> /ч	11,508	9,796
Скорость теплоносителя в аппарате	м/с	0,14	0,12
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)		2314,8
Расчетная поверхность теплообмена	м <sup>2</sup>		10,80
Температурный напор	оС		3,48
Количество ходов	-		1
Количество устанавливаемых секций	шт.		28
Поверхность устанавливаемых секций	м <sup>2</sup>		11,20



## Технические характеристики

Наименование	Значение
Длина пакета секций, мм	A 176,40
Габаритная длина, мм	L 685
Длина направляющих, мм	L1 435
Длина стяжных болтов, мм	L2 425
Длина стяжных болтов, мм	L3 361
Масса, кг	392

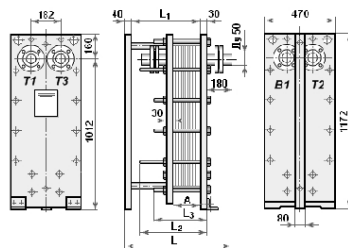
## РАСЧЕТ ПЛАСТИНЧАТОГО ТЕПЛООбМЕННИКА

(программа Тпетто, версия 1.12.04)

Марка: РС-0,2 -11.20-2х(28) (14+14)

Цена:

Наименование	Единицы измерений	Греющая среда	Нагреваемая среда
Тепловая мощность	кВт	79,00	
Входная температура	оС	46,0	36,0
Выходная температура	оС	38,0	43,0
Перепад давления в аппарате	Бар	0,2375	0,2988
- в том числе в патрубках	Бар	0,0018	0,0023
Коэффициент запаса	%		10,0
Массовый расход	кг/с	2,383	2,701
Объемный расход	м <sup>3</sup> /ч	8,654	9,796
Скорость теплоносителя в аппарате	м/с	0,22	0,24
Коэффициент теплопередачи	Вт/(м <sup>2</sup> ·К)		3262,5
Расчетная поверхность теплообмена	м <sup>2</sup>		10,80
Температурный напор	оС		2,47
Количество ходов	-		2
Количество устанавливаемых секций	шт.		28
Поверхность устанавливаемых секций	м <sup>2</sup>		11,20



## Технические характеристики

Наименование	Значение
Длина пакета секций, мм	A 176,40
Габаритная длина, мм	L 825
Длина направляющих, мм	L1 575
Длина стяжных болтов, мм	L2 425
Длина стяжных болтов, мм	L3 361
Масса, кг	392

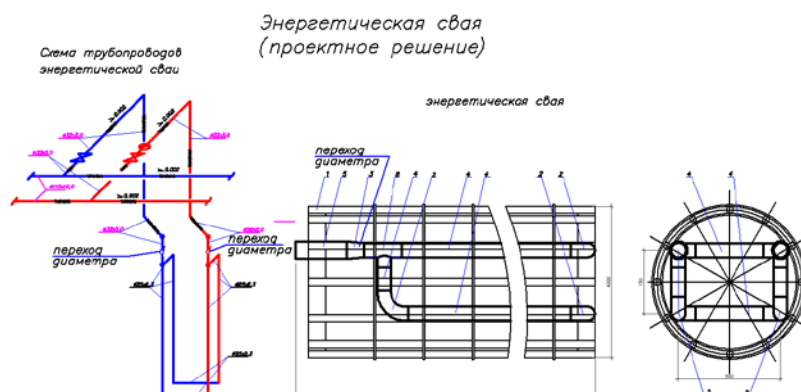
Принимая одноходовой теплообменник, мы получаем со стороны системы отопления его сопротивление 0,46м в.ст., а со стороны теплового насоса расход 11,5м<sup>3</sup>/ч.

Принимая двухходовой теплообменник, мы получаем со стороны системы отопления его сопротивление 3,0м в.ст., а со стороны теплового насоса расход 8,7м<sup>3</sup>/ч.

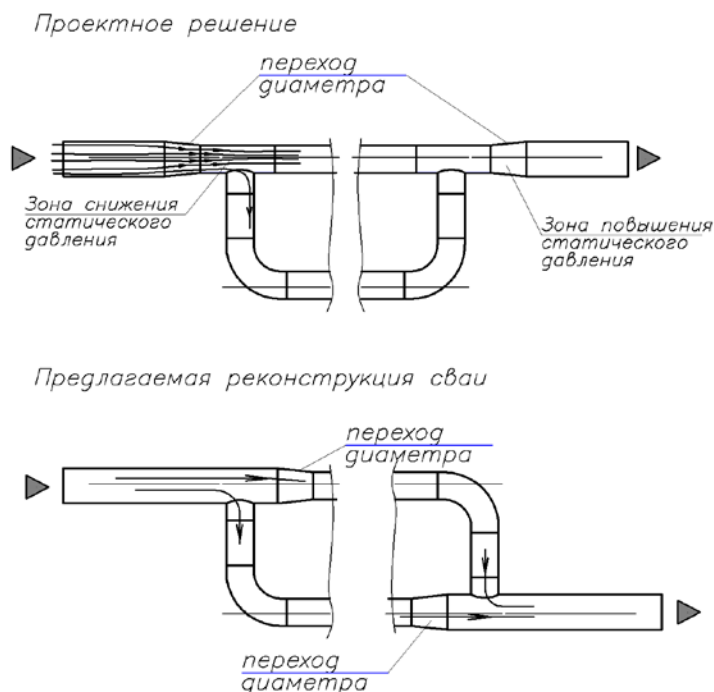
Нам важно иметь минимальное сопротивление 0,46м в.ст. (вместо 3,0м в.ст.), так как теплообменник К5 последовательно соединяется с теплообменником теплового пункта тепловых сетей и его сопротивление ложится исходной добавочной величиной для циркуляционного насоса системы отопления. По этим соображениям следует остановиться на одноходовом теплообменнике, тем более, что он является простым по технологии очистки в сравнении с двухходовым. Но с другой стороны, расчетная подача насоса будет 11,5м<sup>3</sup>/ч, что значительно выше, чем для двухходового теплообменника 8,7м<sup>3</sup>/ч. Выбор расчётного расхода определяется в сравнении с расходными характеристиками тепловых насосов, которые должны быть выше для того, чтобы буферный бак не работал в режиме смесителя, что недопустимо приведет к потере потенциала подающего теплоносителя после буферного бака. Но в проекте не приводятся ни расходные характеристики тепловых насосов, ни регламент работы тепловых насосов. Необходимо выяснить у поставщика оборудования эти данные для выбора типа насоса (с постоянной частотой вращения или с частотным управлением) со стороны испарителя теплового насоса, а также расходные характеристики со стороны конденсатора для выбора типа теплообменника.

## 2. Выбор гидравлической схемы энергетической сваи

Принятая в проекте гидравлическая схема энергетической сваи имеет вид



В разделе 1.5 предложена реконструкция схемы энергетической сваи. Предложение основано на анализе изменения соотношения статического и динамического давлений в сечении трубопровода по ходу движения теплоносителя. На развёрнутой схеме трубопроводов энергетической сваи показано, что из-за неверного расположения перехода диаметра последний создаёт сопловой эффект, снижая статическое давление в зоне ответвления потока, вследствие чего в ответвлении расход теплоносителя будет значительно меньше требуемого.



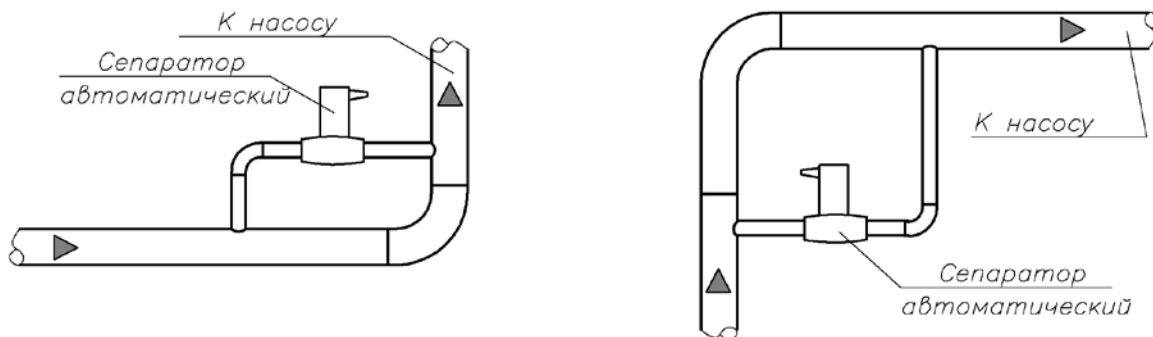
На развёрнутой схеме трубопроводов предложенной реконструкции показаны изменения местоположения перехода диаметра, а также самой геометрии трубопровода, что обеспечивает требуемое пропорциональное разделение общего расхода теплоносителя в энергетической свае.

### 3. Выбор принципиальных решений по удалению воздуха

Принятые в проекте решения по удалению воздуха основаны на применении распространённых в системах отопления автоматических поплавковых воздухоудаляющих устройств. Такие устройства эффективны в разветвлённой сети систем отопления, имеющих множество «верхних завоздушенных точек». Но пропускная способность по расходу воздуха таких устройств является недостаточной для применения на достаточно крупных магистральных теплопроводах, подобных контурам со стороны конденсатора и испарителя тепловых насосов.

Для эффективного удаления воздуха следует применять автоматические сепараторы, устанавливаемые на протоке трубопровода в нижних точках системы «перед» циркуляционным насосом, обеспечивая таким образом и защиту насоса от «сухого хода». Однако диаметры этих устройств не выше  $\text{Ø}32\text{мм}$ . Предлагаем для удаления воздуха из трубопроводов большого диаметра без изменения гидравлического сопротивления, в дополнение к принятым в проекте автоматическим устройствам по удалению воздуха, в нижних точках системы «перед» циркуляционными насосами со стороны конденсатора и испарителя тепловых насосов установить автоматические сепараторы удаления воздуха по следующим схемам.

При установке на существующие трубопроводы:



При проектировании систем теплоснабжения:

