Содержание

Введение……..…….……6
1.Тепломеханические решения котельной…….……...……7
1.2. Расчёт тепловой схемы отопительной котельной 9
1.3. Выбор количества и мощности котельных агрегатов 16
1.4. Водоподготовка 18
1.4.1. Расчет фильтров Na-катионирования 18
1.4.2. Подбор деаэрационной установки ……22
1.5. Подбор диаметров трубопроводов 23
1.6. Расчёт теплообменного оборудования котельной 23
1.7. Подбор насосов…..…….……..25
1.7.1. Подбор насосов исходной воды 25
1.7.2. Подбор рециркуляционных насосов 26
1.7.3. Подбор подпиточного насоса теплоснабжения 30
1.7.4. Подбор сетевого насоса 32
1.7.5. Подбор насоса системы горячего водоснабжения…..……....34
1.8. Расчёт и подбор вспомогательного оборудования и устройств 36
1.8.1. Подбор запорной арматуры, фильтров 36
1.8.2. Подбор расходомеров 36
1.8.3. Подбор клапановов 36
1.8.4. Подбор грязевика 38
1.8.5. Подбор мембранного бака…….…… 38
1.9. Расчет выбросов загрязняющих веществ в атмосферу 39
1.10. Аэродинамический расчёт газовоздушного тракта котельной 43
1.11. Теплоизоляция трубопроводов 54
1.12. Технико-экономические показатели 55
1.12.1. Количественные показатели 55
1.12.2. Качественные показатели 57

2. Энергосбережение …….....58
2.1. Регулирование работы насосов…….……59
2.2. Энергосбережение в вентиляционных установках……..…60
Список литературы…….....63

Введение

Данная выпускная квалификационная работа разработана в соответствии с действующими нормами, правилами, инструкциями и государственными стандартами. Проектные решение предусматривают в будущем переход на котельные агрегаты более высокой мощности в связи с ростом потребления теплоносителя.

В данной работе представлен проект отопительной котельной. Необходимость в новой котельной вызвана увеличением тепловой нагрузки на потребителей. Котельная расположена на территории г. Новосибирска на территории патронного завода.

Расчет ведем для четырех режимов работы:

- максимально- зимнего месяца- при температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку, обеспеченностью 0,92;

- наиболее холодного месяца- при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодный месяц;

- отопительного периода- при температуре наружного воздуха в отопительный период;

- летнего периода- при температуре наружного воздуха в теплый период.

1. Тепломеханические решения котельной

1. Тепломеханические решения котельной

1.1. Исходные данные

В городе Новосибирск проектируется отопительная котельная с подключенной нагрузкой потребителей 21,41МВт. Категория котельной – 2.

Тепловые нагрузки потребителей:

- отопление – 10,36 МВт.
- вентиляция – 2,55 МВт.
- ГВС – 8,5 МВт.

Параметры теплоносителя:

- на отопление, вентиляцию – сетевая вода 130-70°С.

Система теплоснабжения – четырех трубная закрытая.

Потери в сетях - принимаются 10% от суммарной нагрузки на отопление и вентиляцию, ГВС.

Марка основного вида топлива – природный газ $Q_н^р$=41,21 (МДж/м^3)

Резервное топливо – мазут М40

Исходная вода – давление на вводе В1=2,73 атм. (Водоем реки Обь).

Климатические характеристики г. Новосибирск:

- температура наиболее холодной пятидневки: -37°С.
- средняя температура наиболее холодного месяца: -17,3°С.
- средняя температура отопительного периода: -8,1°С.
- средняя температура теплого периода года: +8°С.
- Продолжительность отопительного периода: 221 сут.

1.2. Расчёт тепловой схемы отопительной котельной для закрытой системы теплоснабжения

Произведем расчёт, сведя его в таблицы, для системы теплоснабжения закрытого типа по тепловой схеме отопительной котельной:

- таблица 2.1 – Тепловые нагрузки по видам потребления;
- таблица 2.2 – Расчет тепловой схемы отопительной котельной для закрытой системы теплоснабжения;
- таблица 2.3 – Режимы работы котельной.

Режим №1 – Температура наиболее холодной пятидневки;

Режим №2 – Средняя температура наиболее холодного месяца;

Режим №3 – Средняя температура отопительного периода;

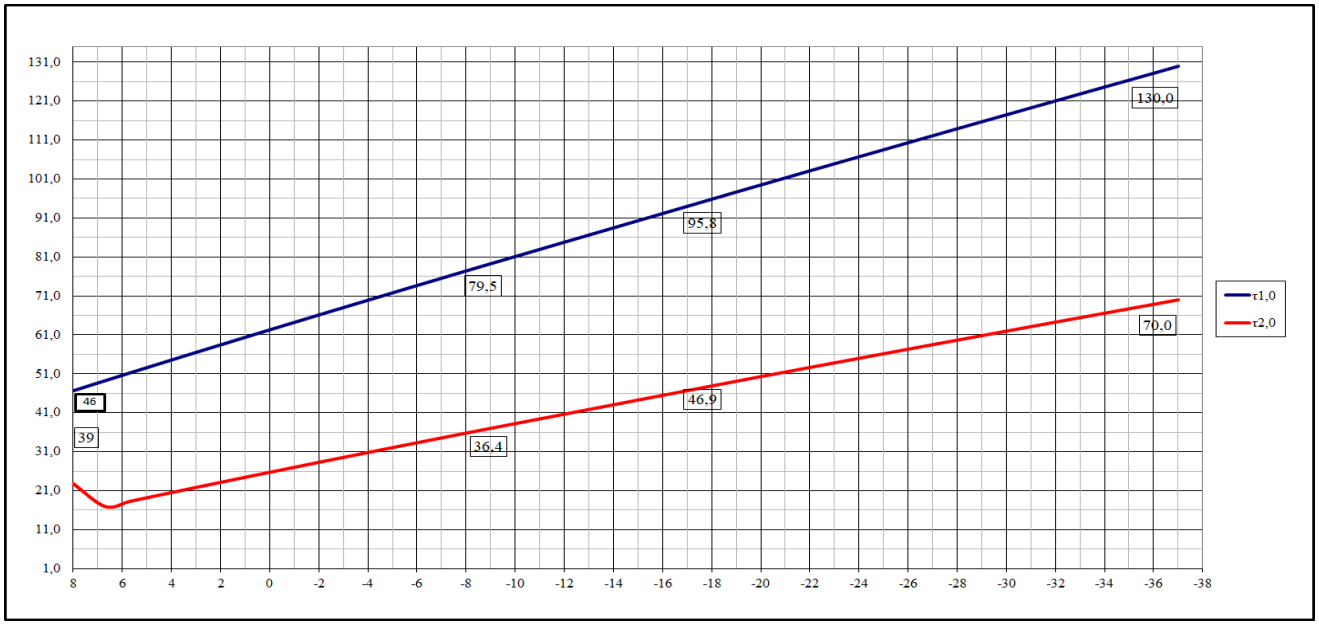
Режим №4 – Среднесуточная температура наружного воздуха конца отопительного периода;

Данные расчеты выполняются на основе температурного графика (Приложение 1) и на основе расчетной схемы (Приложение 2).

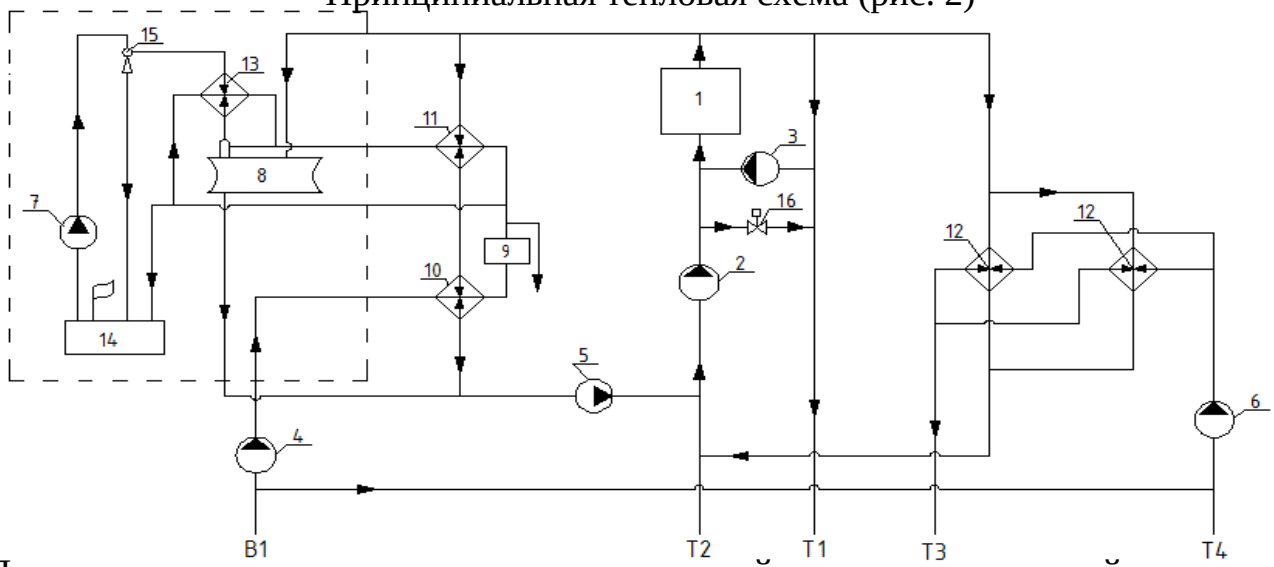
Таблица 2.1 - Тепловые нагрузки по видам потребления

Наименование нагрузки	Вода				
		Режимы			
	График температурный	-37	-17,3	-8,1	8
Отопление, МВт	130-70	10	6,65	4,92	-
Вентиляция, МВт	130-70	2,55	1,64	1,21	-
ГВС, МВт		8,5	8,5	8,5	6,97
Суммарная нагрузка	-	21,41	16,79	14,63	6,97

Отопительный температурный график тепловой сети 130-70 (рис. 1)



Принципиальная тепловая схема (рис. 2)



Принципиальная тепловая схема отопительной теплогенерирующей установки для закрытой системы теплоснабжения:

1 – водогрейный котельный агрегат, 2 – насос сетевой, 3 – насос рециркуляционный, 4 – насос исходной воды, 5 - насос подпиточный, 6 – насос ГВС; 7 – насос подачи воды к эжектору; 8 - деаэратор вакуумного типа; 9 – ХВО; 10, 11,12 – теплообменники; 13 - охладитель выпара, 14 – бак рабочей воды (бак-газоотделитель); 15 – водоструйный эжектор; 16 – клапан погодного регулирования.

Проведем расчет для максимально-зимнего периода:

1) Расход теплоты $Q^р$, МВт находим по формуле:

На ОВ: $$Q^р_{ОВ}=\frac{Q_{ОВ}(t^р_{вн}-t_{нв})}{(t^р_{вн}-t^р_о)},$$

На ГВС: $$Q^Л_{ГВС}=0,82\cdot Q^З_{ГВС},$$

где $Q_{ОВ}$- нагрузка на отопление и вентиляцию, МВт (п. 1.1);

$Q^З_{ГВС}$- нагрузка на горячее водоснабжение зимой, МВт (п. 1.1);

$t^р_{вн}$- температура воздуха в котельной, ^{0}С [11];

$t^р_о$- температура наиболее холодной пятидневки, обеспеченностью 0,92, ^{0}С [10];

$$Q^р_{ОВ}=\frac{12,91\cdot(20-(-37))}{(20-(-37))}=12,91 \text{ МВт;}$$

$$Q^Л_{ГВС}=0,82\cdot 10,36=8,5 \text{ МВт.}$$

2) Суммарную тепловую мощность ТГУ (без учета потерь на собственные нужды) $Q'_т$, МВт находим по формуле:

$$Q'_m=Q^р_{ОВ}+Q^З_{ГВС},$$

$$Q'_m=12,91+8,5=21,2 \text{ МВт.}$$

3) Находим потери в тепловых сетях $Q_{пот}$, МВт по формуле:

$$Q_{пот}=0,1\cdot Q'_m,$$

$$Q_{пот}=0,1\cdot 21,2=2,35 \text{ МВт.}$$

4) Расход сетевой воды G, кг/с находим по формуле:

Для ОВ: $$G_{ОВ}=\frac{Q_{ОВ}+Q_{пот}}{4,19\cdot(t'-t\backslash)\}\}\}\{¿}¿¿,$$

Для ГВС: $$G_{ГВС}=\frac{Q_{ГВС}+Q_{пот}}{4,19\cdot(60-t_{В1})},$$

где t'- температура прямой сетевой воды на выходе из ТГУ, ^{0}С (рис. 2);

t"- температура обратной сетевой воды на входе в ТГУ, ^{0}С (рис. 2);

$$G_{ОВ}=\frac{(12,91+2,35)\cdot 1000}{4,19\cdot(130-70)}=56,49 \text{ кг/с;}$$

$$G_{ГВС}=\frac{(8{,}5+2{,}35)\cdot 1000}{4{,}19\cdot(130-70)}=37{,}19$$ кг/с;

5) Расход тепла на подпитку и потери в тепловой схеме $Q_{подп}$, МВт находим по формуле:

$$Q_{подп}=0{,}1\cdot Q'_{m},$$

$$Q_{подп}=0{,}1\cdot 21{,}2=2{,}12$$ кг/с.

6) Находим расход теплоты на собственные нужды ТГУ $Q_{сн}$, МВт по формуле:

$$Q_{СН}=0{,}03\cdot Q'_{m},$$

$$Q_{СН}=0{,}03\cdot 31{,}33=0{,}94$$ МВт.

7) Общую тепловую мощность ТГУ с учетом затрат на собственные нужды $Q_к$, МВт находим по формуле:

$$Q_K=Q'_m+Q_{пот}+Q_{СН},$$

$$Q_K=21{,}2+2{,}12+0{,}94=24{,}49$$ МВт.

8) Расход воды через котельные агрегаты $G_К$, кг/с находим по формуле:

$$G_K=\frac{Q_K}{4{,}19\cdot(t'-t\backslash)\}\}\}\{¿}¿¿,$$

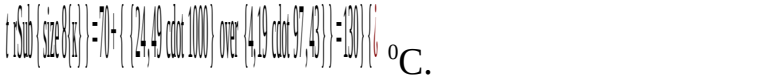
$$G_K=\frac{24{,}49}{4{,}19\cdot(130-70)}=97{,}43$$ кг/с.

9) Находим температуру воды на выходе через котельные агрегаты $t''_к$, ^{0}С по формуле:

$$t\,rSub\{size8\{к\}\}=t\,rSub\{size8\{ж\}\}+\{\{rSub\{size8\{ж\}\}\}\ over\ \{4{,}19\,rSub\{size8\{ж\}\}\}\}\}\}\}\{¿,$$

$$t\,rSub\{size8\{к\}\}=70+\{\{24{,}49\,cdot\,1000\}\ over\ \{4{,}19\,cdot\,97{,}43\}\}=130\}\{¿$$ ^{0}С.



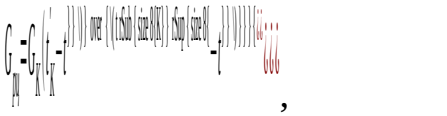


10) Далее необходимо вычислить расход $G'_{СН}$ на собств. нужды, кг/с по формуле:

$$G_{CH}=\frac{Q_{CH}}{4,19\cdot(t-t')}\text{¿¿},$$

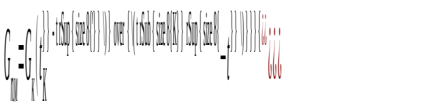
$$G_{CH}=\frac{0,94\cdot1000}{4,19\cdot(130-70)}=3,75 \text{ кг/с.}$$

11) Необходимо так же вычислить расход воды на линии рециркуляции $G_{рц}$, кг/с по формуле:



$$G_{рц}=\frac{97,43\cdot(70-70)}{(130-70)}=0 \text{ кг/с.}$$

12) Находим расход воды по перемычке $G_{пм}$, кг/с по формуле:



$$G_{пм}=\frac{97,43\cdot(130-130)}{(130-70)}=0 \text{ кг/с.}$$

13) Находим расход выпара из деаэратора $D_{вып}$, кг/с по формуле:

$$D_{вып}=d\cdot G_{хво},$$

где d- удельный расход выпара на выходе из деаэратора, кг/т;

$$D_{вып}=0,005\cdot1,87=0,0094 \text{ кг/с.}$$

14) Расход воды на деаэрацию $G_{д}$, кг/с находим по формуле:



(21)

где $t_{д}$ – температура воды в вакуумном деаэраторе, ^{0}C;

$$G_{д}=\frac{1,87\cdot(70-60)}{(130-70)}=0,170 \text{ кг/с.}$$

15) Общую расчетную тепловую мощность ТГУ с учетом затрат на собственные нужды $Q_{к}^{р}$, МВт находим по формуле:

$$G_K^P = \frac{Q_m}{4,19\cdot(t_K^1 - t_{Sub\{size\,8\{K\}\}}^{Sup\{size\,8\{\}\}}) + G_{Sub\{size\,8\{ital\ CH\}\}}^{Sup\{size\,8\{P\}\}}}, \quad (22)$$

где $G^p_{сн}$ – расход воды на собственные нужды, кг/с,

$G^p_{сн}$ =3,123 кг/с,

$$G_K^P = \frac{23,55\cdot 1000}{4,19\cdot(130-70)} + 3,123 = 96,802 \text{ кг/с.}$$

16) Погрешность при расчетах, определяется отношением общей расчетной тепловой мощности и расходом воды на котельные агрегаты, должна быть не больше 2%.

$$\Delta = \frac{G_K^P - G_K}{G_K^P} < 2 \quad (23)$$

$$\Delta = \frac{96,802 - 97,43}{96,802} = -0,65 < 2 \%.$$

Соответствуя данному алгоритму, производим расчет для наиболее холодного месяца, средне-отопительного и летнего периода.

Полученные данные по тепловой схеме котельной приведены в таблице 2.

Таблица 2.2 – Расчет тепловой схемы отопительной котельной для закрытой системы теплоснабжения.

№	Показатели	Режим			
		Макс. Зимний	Ср.наиб. холодного месяца	Ср.отопит. периода	Летний
1	Температура наружного воздуха	-37	-17,3	-8,1	8
2	Расходы теплоты, МВт:				
	На ОВ: $Q_{р.ов}$	12,91	8,29	6,13	0,00
	На ГВС: $Q_{л.гв.}$	8,5	8,5	8,5	6,97
3	Коэф.снижения теплоты на ОВ: К	1,00	0,64	0,47	0,00
4	$Q_т=Q_{ов}+Q_{гв}$; МВт	23,55	18,46	16,09	7,67
5	Температура прямой сетевой воды на выходе, С	130	95,8	79,5	46,0
6	Температура обратной сетевой воды на входе, С	70	46,9	36,4	23,0
7	Расход сетевой воды, кг/с				
	для ОВ: $G_{ов}$	56,49	44,48	37,16	0,00
	для ГВС: $G_{гв}$	37,19	45,63	51,78	40,66

	общий:Gс	93,68	90,12	89,09	40,66
8	Расход воды на подпитку,кг/с: Gподп	1,87	1,80	1,78	0,81
9	Расход теплоты на собственные нужды, МВт: Qсн	0,941	1,113	1,292	0,082
10	Общая тепловая мощность, МВт: Qк	24,49	19,57	17,38	7,74
11	Расход воды через КА, кг/с: Gк	97,43	97,43	97,43	97,43
12	Температура воды на выходе из КА, при t'к=70 С: t"к	130,01	117,96	112,56	88,98
13	Расход воды через КА на СН, кг/с: Gсн	3,76	5,50	7,23	0,97
14	Расход воды на линии рециркуляции, кг/с :Gрц	0,00	31,67	42,96	69,42
15	Расход воды, кг/с				
	по перемычке Gпм	0,00	28,09	38,68	26,49
	исходной Gисх	2,25	2,16	2,14	0,98
	Gхво	1,87	1,80	1,78	0,81
16	Расход греющей воды на теплообменник хим.очищ.воды TN2, кг/с : Gг Принимаем t"хво=65 С, t'хво=t"исх=25 С, t21=t"к, t22=70 С	1,25	1,50	1,67	1,71
17	Температура греющей воды после теплообменика исходной воды TN1, t12 С; принимаем Gг=Gг2, t11=t22=70 С, t'исх=15 С(лето) или 5 С (зима), t"исх=25 С	34,00	41,23	44,46	64,31
18	Расход выпара из деаэратора, кг/с Dвып=d*Gд где Gд=Gхво	0,0094	0,0090	0,0089	0,0041
19	Расход греющей воды на деаэрацию, кг/с: Gгд	0,170	0,210	0,237	0,291
20	Расчетный расход воды, кг/с				
	на собст.нужды: Gр.сн.	3,123	3,306	3,456	2,528
	через КА: Gр.к	96,802	95,218	93,666	98,990
21	Относительная погрешность расчета, %	-0,65	-1,32	-1,98	1,58

Таблица 2.2 продолжение

Невязка < 2%, что является в пределах допустимой.

Таблица 2.3 - Режимы работы котельной:

№	Наименование нагрузки	Единицы измерения	Режимы работы			
			1	2	3	4
1	Суммарная нагрузка потребителей	МВт	21,41	16,79	14,63	6,97
2	Собственные нужды котельной	МВт	0,94	1,11	1,29	0,08
3	Потери в наружных сетях	МВт	2,14	1,68	1,46	0,70
4	Требуемая производительность котлов	МВт	24,49	19,57	17,38	7,74
5	Количество котлов в работе	шт.	6	5	4	2
6	Процент загрузки котла	%	87,79	84,18	93,42	83,27
КВ-ГМ-4,65						
Теплопроизводительность котла, МВт			4,65	4,65	4,65	4,65

1.3. Выбор количества и мощности котельных агрегатов

Подбор котельного агрегата по максимальной подключенной нагрузке. Подбор выполняется таким образом, чтобы количество котельных агрегатов было не меньше 2, суммарной мощностью больше или равной расчетной выработки теплоты, которая получена при расчете тепловой схемы котельной (с учетом собственных нужд и потерь в сетях). Резервный котел не устанавливается.

Принимаем к установке 6 котлов КВ-ГМ-4,65

1. Тепловая мощность на отопление, вентиляцию и ГВС при максимальном зимнем режиме с учетом расхода на собственные нужды и потерь в тепловых сетях:

$\sum Q = 24{,}49$ МВт., берем из п.2 табл. №2,3 п.4;

2. Проверка обеспечения выработки требуемого количества теплоты при аварийном выходе самого большого по мощности котла из строя. Расчет мощности для

аварийного режима выполняется на среднюю температуру наиболее холодного месяца, при выполнении расчета необходимо:

А) учесть требования СП 124.13330.2012 «Тепловые сети»

Б) обеспечить 30% рециркуляцию в системе ГВС

$\sum Q_3 = 19{,}57$МВт- требуемая производительность котельной при расчетах на среднюю температуру наиболее холодного месяца, данную нагрузку могут обеспечить 5 котла (при аварийном выходе одного котла из строя).

3. Проверка работы котельных установок в летний период, в связи с тем, что в летний период котельная обеспечивает только нужды ГВС, то необходимо определить % загрузки котла в летний период. При этом процент загрузки каждого котла должен быть не меньше 30%.

В летний период требуемая производительность котельной составляет 7,74МВт. При этом загрузка двух котлоагрегатов КВ-ГМ-4,65 составляет 83,27%.

Технические характеристики котла КВ-ГМ-4,65:
Номинальная теплопроизводительность, 4,65 МВт
Вид топлива: газ, мазут
Расход воды, 49,5 т/ч

Рабочее давление воды, 2,5 Мпа
Гидравлическое сопротивление, 0,25 МПа
Тип, марка горелок РГМГ-10
Расход топлива, 493/479 м^3/ч, газ/мазут
КПД котла, 93,8/90,3 %, газ/мазут
Температура уходящих газов, 135/215°С, газ/мазут

Размеры: Длина 6415 мм;
Ширина 3510 мм;
Высота 6705 мм.
Масса в объеме поставки, 8056 кг

Комплектность поставки котлов серии КВ-ГМ
Система трубная: 1

Комплект металлоконструкций: 1
Блок управления ГИО с клапаном ЕСПА: 1
Горелочное устройство: 1
Система автоматики: 1

1.4. Водоподготовка теплогенерирующей установки мощностью 20,52 МВт

Исходные данные воды в реке Обь для анализа:

Сухой остаток – 205,183 мг/кг

Минеральный остаток – 351,219 мг/кг

Общая жесткость – 3,241 мг-экв/кг

Карбонатная – 1,224 мг-экв/кг.

Принимаем схему одноступенчатой Na-катионитовой обработки воды.

1.4.1. Расчет фильтров Na-катионирования

1) Производительность фильтра

$$Q_{Na} = 3{,}6 * Q_{исх}$$

$Q_{исх}$- расход воды котловой, кг/с

$$Q_{Na} = 3{,}6 * 2{,}247 = 8{,}091 \text{ м3/ч}$$

2) По нормальной скорости фильтрования подбираем диаметр фильтров

$$\omega_н = \frac{Q_{Na}}{f_{Na} * \alpha}$$

α – принимаемое количество фильтров (не меньше двух, кроме резервного, он в расчете не учитывается);

f_{Na} – площадь фильтрования стандартного фильтра, м^2;

Т.к. Общая жесткость – 3,23 (мг-экв/кг), то нормальная скорость не должна превышать 25 (м/ч), тогда необходимая площадь фильтрования

$$f_{Na} = \frac{Q_{Na}}{\omega_н} = \frac{8{,}091}{25} = 0{,}3236 \text{ м}^2$$

Принимаем 2 рабочих фильтра и 1 резервный.

Характеристики фильтра:

Диаметр – 700 мм;

Площадь (f_{Na}) – 0,39 м^2;

Фактическая скорость фильтрования

$$\omega_н = \frac{8,091}{0,391 * 2} = 10,381 \text{ м/ч}$$

3) Количество регенеративных циклов в течении 24 часов:

$$n = \frac{24 * Ж_0 * Q_{Na}}{f_{Na} * \alpha * H_{сл} * E_p^{Na}}$$

$Ж_0$– жесткость воды, поступающей на фильтры, мг-экв/литр;

$H_{сл}$ – высотная отметка слоя катионита, м. (Для фильтров 1 ступени – 2-2,5 м);

E_p^{Na} - рабочая обменная емкость катионита, г-экв/литр

$$E_p^{Na} = \alpha_{Na} * \beta_{Na} * E_{пол} - 0,5 * g_{уд} * Ж_0$$

$g_{уд}$ – удельный расход воды на отмывку фильтров (на куб катионита), (м3/м3);

α_{Na} – коэффициент эффективности регенерации;

β_{Na} – коэф. снижения обменной емкости катионита по Ca и Mg из-за воздействия ионов Na+, содержащихся в исходной воде. Концентрация ионов Na+ в исходной воде принимается по данным анализа исходной воды (в расчете принять $C_{Na}/Ж_0$ =0,05);

$E_{пол}$ - полная обменная емкость катионита, г-экв/м^3

$Q_{Na} = 8,09$ м^3/ч

$f_{Na} = 0,39$ м^2

$H_{сл} = 2,5$ м

$Ж_0 = 3,23$ мг-экв/кг

$\alpha_{Na} = 0,63$

$\beta_{Na} = 0,88$

В качестве катиона принимаем катионит КУ-2, крупность зерен 0,8-1,2 мм.

$g_{уд} = 6$

$E_{пол} = 1700$ (г-экв/м3)

$$E_p^{Na} = 0,634 * 0,88 * 1700 - 0,5 * 6 * 3,23 = 938,77 \text{ г-экв/литр}$$

$$n = \frac{24 * 3,23 * 8,09}{0,39 * 2 * 2 * 938,77} = 0,34$$

Принимаем число регенераций n=1

4) Расход 100% соли на одну регенерацию:

$$Q_c^{Na} = \frac{E_p^{Na} * f_{Na} * g_c * H_{сл}}{1000} \text{ , кг}$$

g_c– удельный расход соли на регенерацию, г/г-экв.

$g_c = 105,9$ г/г-экв

$$Q_c^{Na} = \frac{938,77 * 0,39 * 105,9 * 2}{1000} = 96,93 \text{ кг}$$

5) Расход технической соли в течении 24 часов:

$$Q_{т.с.} = \frac{Q_c^{Na} * n * \alpha * 100}{p}, \text{ кг/сут}$$

р - содержание NaCl в технической соли, 98%

$$Q_{т.с.} = \frac{96,93 * 1 * 2 * 100}{98} = 197,82 \text{ , кг/сут}$$

6) Для правильного регенеративного функционирования определяем расход воды на данную процедуру:

- расход на взрыхляющую промывку

$$Q_{взр} = \frac{i * f_{Na} * 60 * t_{взр}}{1000}, \text{ м}^3$$

i - интенсивность промывки, зависящий от размера зерен, л/см^2.

i=5 л/см^2

$t_{взр}$- Продолжительность взрыхления, мин., $t_{взр} = 25$ мин.

$f_{Na} = 0,76$ м^2

$$Q_{взр} = \frac{5 * 0,39 * 60 * 25}{1000} = 2,93 \text{ м}^3$$

- расход на приготовление регенерационного раствора

$$Q_{р.р.} = \frac{Q_c^{Na} * 100}{1000 * b * \rho_{р.р}}, \text{ м}^3$$

b - концентрация регенерационного раствора, % ; $b = 6\%$

$\rho_{р.р}$=1,04 гр./мл

$$Q_{р.р.} = \frac{96{,}96 \ * 100}{1000 * 6 * 1{,}04} = 1{,}55 \ \text{м}^3$$

- расход на отмывку катионита от продуктов регенерации и избытка NaCl:

$$Q_{от} = g_{уд} * H_{сл} * f_{Na}, \ \text{м}^3$$

$$Q_{от} = 6 * 2{,}5 * 0{,}39 = 5{,}85 \ \text{м}^3$$

- расход воды на одну регенерацию:

$$Q_{\ с.н.} = Q_{взр} + Q_{р.р.} + Q_{от}$$

$$Q_{\ с.н.} = 2{,}93 \ + 1{,}55 + 5{,}85 = 10{,}33 \ \text{м}^3$$

7) Среднечасовый расход на собственные нужды:

$$Q_{сн}^{ч} = \frac{Q_{сн} * \alpha * n}{24}$$

$$Q_{сн}^{ч} = \frac{10{,}33 * 2 * 1}{24} = 0{,}86 \ \text{м}^3/\text{ч}$$

8) Время между регенерациями:

$$T_{Na} = \frac{24}{n} - \frac{t_{reg}^{Na}}{60}$$

Время регенерации, мин:

$$t_{reg}^{Na} = t_{взр} + t_{р.р} + t_{от}$$

$$t_{р.р} = \frac{Q_{р.р} * 60}{\omega_{р.рh} * f_{Na}} \ \text{мин.}$$

$\omega_{р.р}$- скорость пропуска регенерирующего р-ра, м/ч.

$\omega_{р.р} = 4$ м/ч

$$t_{р.р} = \frac{1{,}55 * 60}{4 * 0{,}39} = 59{,}67 \ \text{мин.},$$

$$t_{от} = \frac{Q_{от} * 60}{\omega_{отh} * f_{Na}} \ \text{мин.},$$

$\omega_{от}$ - скорость отмывки, м/ч., $\omega_{от} = 7$ м/ч

$$t_{от} = \frac{5{,}85 * 60}{7 * 0{,}39} = 128{,}57 \ \text{мин.},$$

$$t_{reg}^{Na} = 25 + 59{,}67 + 128{,}57 = 213{,}24 \ \text{мин.},$$

Время между регенерациями: $T_{Na} = \frac{24}{1} - \frac{213,26}{60} = 24 - 3,56 = 20,45$ ч.,

9) Количество одновременно регенерируемых фильтров:

$$n_{o.p} = \frac{n * \alpha * (\frac{t_{reg}^{Na}}{60})}{24}, \text{ шт.,}$$

$$n_{o.p} = \frac{1 * 2 * (\frac{213,24}{60})}{24} = 0,30 \approx 1 \text{ шт.}$$

10) Потери напора в фильтрах первой ступени:

Скорость фильтрования $\omega_н = 10,38$ м/ч;

ΔН=7 м

Следовательно, выбираем два фильтрующих элемента в сборе ФИПа1-1-0,6-Na.

1.4.2. Порядок подбора типоразмера деаэрационной установки термической деаэрации воды

Производительность деаэратора определяет: суммарный расход всех потоков воды, поступающих в деаэратор $G_в$, за исключением сконденсированного в нем пара (выпар). Т.е. производительность деаэратора определяется:

$$G_{дв} = G_в - D_{вып}$$

$G_в$- расход исходной воды, который определяется (таблица №2.2);

$D_{вып}$ - потери пара с выпаром, которые определяются (таблица №2.2);

$$G_{дв} = (0,170 - 0,0094) * 3,6 = 0,58 \text{ т/ч}$$

На основе полученного расхода $G_{дв} = 0,58$ т/ч. подбираем вакуумный деаэратор типа ДВ-5:

- Производительность 5 т/ч
- Рабочее давление 0,0075 кгс/см^2
- Абсолютное давление составляет 0,017 МПа
- Нагрев воды при номинальной производительности 40 °С
- Содержание растворенного кислорода 50 мг/кг

- Диапазон изменения производительности (номинальный) 30-120 %

- Масса дозирующей установки 471 кг

Высота установки деаэратора 3м от уровня установки питательного насоса.

1.5. Подбор диаметров водяных трубопроводов

Для подбора диаметров водяных трубопроводов воспользуемся ранее полученными данными из таблицы 2.2 и расчетной схемы. Так же известны ограничения по скорости движения теплоносителя/воды в трупопроводе, она не должна превышать значение в 1м/с. Полученные данные подбора заносим в Таблицу 4.1

Таблица 4.1 – Подбор диаметров водяных трубопроводов

№ п/п	Обозначение	Количество воды, кг/с	Количество воды, т/ч	Δh, Па/м	v, м/с	Диаметр трубы
1	$G_{ов}$	37,16	133,76	24,19	0,75	273х8
2	$G_{гвс}$	51,78	186,39	17,83	0,73	325х8
3	$G_{з.подп.}$	1,78	6,41	325,24	0,95	57х3,5
4	$G_{с}$	89,09	320,73	12,61	0,72	426х10
5	$G_{к}$	97,43	350,74	15,07	0,78	426х10
6	$G_{сн}$	7,22	25,98	133,22	0,96	108х4
7	$G_{рц}$	69,41	249,88	32,05	0,97	325х8
8	$G_{пм}$	38,68	139,24	26,20	0,78	273х8
9	$G_{исх}$	2,14	7,70	84,29	0,60	76х3,5
10	$G_{гд}$	0,24	0,85	155,00	0,43	32х2,5
11	$G_{г2}$	1,67	6,03	287,23	0,89	57х3,5
12	$G_{хво}$	1,78	6,41	325,24	0,95	57х3,5

Трубы горячего и холодного водоснабжения приняты оцинкованные по ГОСТ 3262-75 «Трубы стальные водогазопроводные».

Трубы теплоснабжения приняты по ГОСТ 10704-91 «Трубы стальные электросварные прямошовные».

1.6. Расчёт теплообменного оборудования котельной

Подбор теплообменников производится с помощью специализированной программы фирмы ТЕПЛОТЕКС. Расчет производится по заданным расходам и температурам греющего и нагреваемого теплоносителей.

В результате расчетов подбираем теплообменники на исходную воду ТИЖ-0,18 (**TN1, TN2),** а на ГВС теплообменники ТИЖ-0,08 (**TN3, TN4),** технические характеристики которых приведены ниже

Технические характеристики теплообменника ТИЖ - 0.18

Модель теплообменника	**Теплообменник ТИЖ-0,08**	**Теплообменник ТИЖ-0,18**
Поверхность теплообмена одной пластины, м^2	**0,08**	**0,18**
Количество пластин, шт.	**10***	**20***
Максимальная поверхность теплообмена, м^2	**16,0**	**36,0**
Расчетная тепловая нагрузка, Гкал/ч	**0,1-0,5**	**0,3-2,0**
Рабочее давление, МПа (кгс/см^2)	**1,6 (6,3)**	
Температура греющей среды, С	**до 150**	
Материал пластины (нержавеющая сталь)	**AISI 316, AISI 321**	
Материал уплотнителя (марка резины)	**EPDM**	
Габаритные размеры пластин, мм	**248x664**	**333x1000**

Толщина пластины, мм	**0,5-0,6**	**0,5-0,6**
Габаритные размеры теплообменника, мм (длина/ширина/высота)	**700*/** 400/800	**1800*/** 600/1200
Масса, кг	**265***	**775***

*полученные в результате расчетов конструктивные данные

1.7. Подбор насосов

Насосы подбираются на основе расчетов из таблицы 2.2 и расчетной схемы (Рис. 2).

1.7.1. Подбор насосов исходной воды

Расход насоса исходной воды принимается из расчета тепловой схемы котельной установки: $G_{исх.н} = k_G * G_{исх}$, м^3/ч,

где $G_{исх}$- расход исходной воды, кг/с (принимается из таблицы 2.2);

$G_{исх}$=2,14 кг/с;

k_G-коэффициент запаса по расходу (принимается 1,1).

$$G_{исх.н} = 1{,}1 * 3{,}6 * 2{,}14 = 8{,}4744 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Напор насоса:

$$H_H = 1{,}2 \cdot \left(\sum \Delta H_{то} + \Delta H_{тр+арм} + H_{гидрост} + \Delta H_{ХВО} - H_{расп.В1} \right), \text{ м}, \quad (22)$$

где $\sum H_{то} = 0{,}829 + 0{,}129 = 0{,}958$ м - потери напора в теплообменниках (см. п. 6 - теплообменники TN1, TN2);

$\Delta H_{тр+арм} = 5$ м - потери напора в трубах и арматуре;

$H_{гидрост} = 3$ м - разность высот установки деаэратора и насоса;

$\Delta H_{ХВО} = 7$ м - потери напора в фильтрах (см. п. 4.1);

$H_{расп.В1} = 28.21$м - давление исходной воды (см. исх. данные).

k_p-коэффициент запаса по давлению (принимается 1,2).

$$H_н = 1{,}2 * (0{,}958 + 5 + 3 + 7 - 28{,}21) = -14{,}7 \text{ , м}$$

Т.к. H_H<0, то насос исходной воды не требуется.

1.7.2. Подбор рециркуляционных насосов

Расход рециркуляционного насоса принимается из расчета тепловой схемы котельной установки:

$$G_{рц.н} = k_G * G_{рц}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где$G_{рц}$ - принимается из таблицы №2 пункт 14;

$$G_{рц} = 69{,}41 \text{ кг/с};$$

k_G-коэффициент запаса по расходу (принимается 1,1).

$$G_{рц.н} = 1{,}1 * 3{,}6 * 69{,}41 = 274{,}86 \text{ , м}^3/\text{ч}$$

Напор насоса(зимней рециркуляции):

$$H_H = 1{,}2 \cdot (\Delta H_{ка} + \Delta H_{тр+арм}), \text{ м}, \quad (24)$$

Где,

$\Delta H_{ка} = 25$ м - потери напора в котельном агрегате (см. паспорт котла);

$\Delta H_{тр+арм} = 5$м - потери напора в трубах и арматуре;

k_p-коэффициент запаса по давлению (принимается 1,2).

$$H_H = 1{,}2 \cdot (25 + 5) = 36 \text{ м}.$$

Подобран насос: 1+1(резервный):

NBG 150-125-500-500 A-F2-A-BAQE

Электродвигатель: MMG315SA

Мощность: 110 кВт

Частота вращения: 1490 об/м

Масса: 1340 кг.

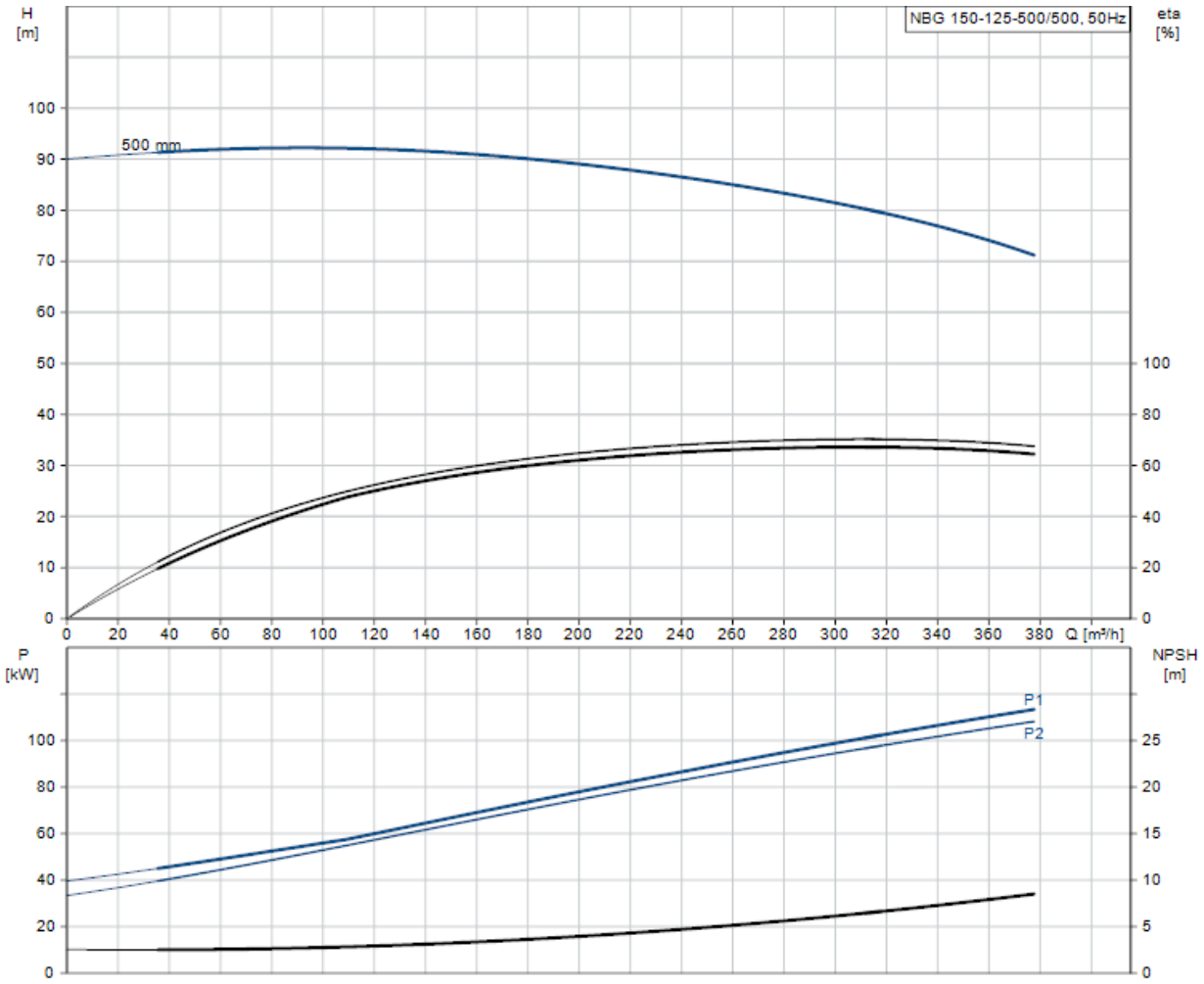


Рисунок 6.2 – Кривая характеристик насоса рециркуляционной воды

Расход рециркуляционного насоса(летней рециркуляции) принимается из расчета тепловой схемы котельной установки:

$$G_{рц.н} = k_G * G_{рц}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где$G_{рц}$ - принимается из таблицы №2 пункт 14;

$$G_{рц} = 69{,}41 \text{ кг/с};$$

k_G-коэффициент запаса по расходу (принимается 1,1).

$$G_{рц.н} = 1{,}1 * 3{,}6 * 69{,}41 = 274{,}86 \text{ , м}^3/\text{ч}$$

Напор насоса(зимней рециркуляции):

$$H_H = 1{,}2 \cdot (\Delta H_{ка} + \Delta H_{тр+арм}), \text{ м}, \quad (24)$$

Где,

$\Delta H_{ка} = 25$ м - потери напора в котельном агрегате (см. паспорт котла);

$\Delta H_{тр+арм} = 5$м - потери напора в трубах и арматуре;

k_p-коэффициент запаса по давлению (принимается 1,2).

$$H_H = 1{,}2 \cdot (25 + 5) = 36 \text{ м}.$$

Подобран насос: 1+1(резервный):

NBG 150-125-500-500 A-F2-A-BAQE

Электродвигатель: MMG315SA

Мощность: 110 кВт

Частота вращения: 1490 об/м

Масса: 1340 кг.

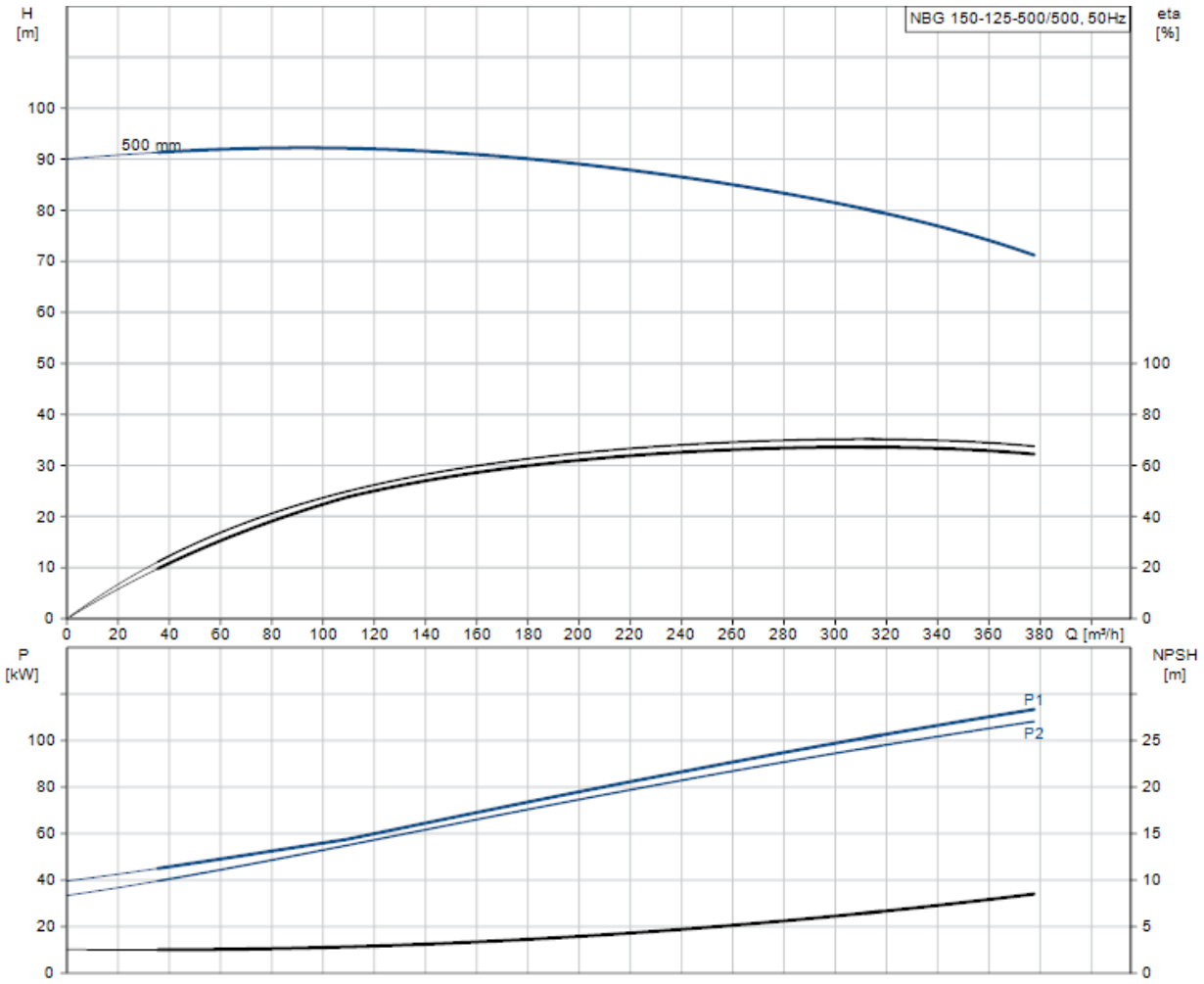


Рисунок 6.2.1 – Кривая характеристик насоса рециркуляционной(летней рециркуляции) воды

1.7.3. Подбор подпиточного насоса теплоснабжения

Расход подпиточного насоса принимается из расчета тепловой схемы котельной установки:

$$G_{подп.н} = k_G * G_{подп}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $G_{подп}$- расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с (принимается из таблицы 2, п.8);

$$G_{подп} = 1{,}78 \text{ кг/с};$$

k_G-коэффициент запаса по расходу (принимается 1,1).

$$G_{подп.н} = 1{,}1 * 3{,}6 * 1{,}78 = 7{,}05 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор насоса:

$$H_н = k_p * \left(\Delta H_{тр,арм} + H_{ст} - H_{деар}\right), \text{ м},$$

где $\Delta H_{тр.арм}$- потери в трубопроводе и арматуре, м (принимается 5 м);

$H_{ст} = n \cdot H_{эт} + 5 = 5 \cdot 2{,}8 + 5 = 19$ м - статический напор;

$H_{деар} = 3$ м - разность высот установки деаэратора и насоса;

k_p-коэффициент запаса по давлению (принимается 1,2).

$$H_н = 1{,}2 * \left(5 + 19 - 3\right) = 25{,}2 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Подобран насос: 1+1(резервный)

CM10-6 A-R-G-V-AQQV
Электродвигатель: 100LB

Мощность: 4 кВт

Частота вращения: 3514 об/м

Масса: 63 кг

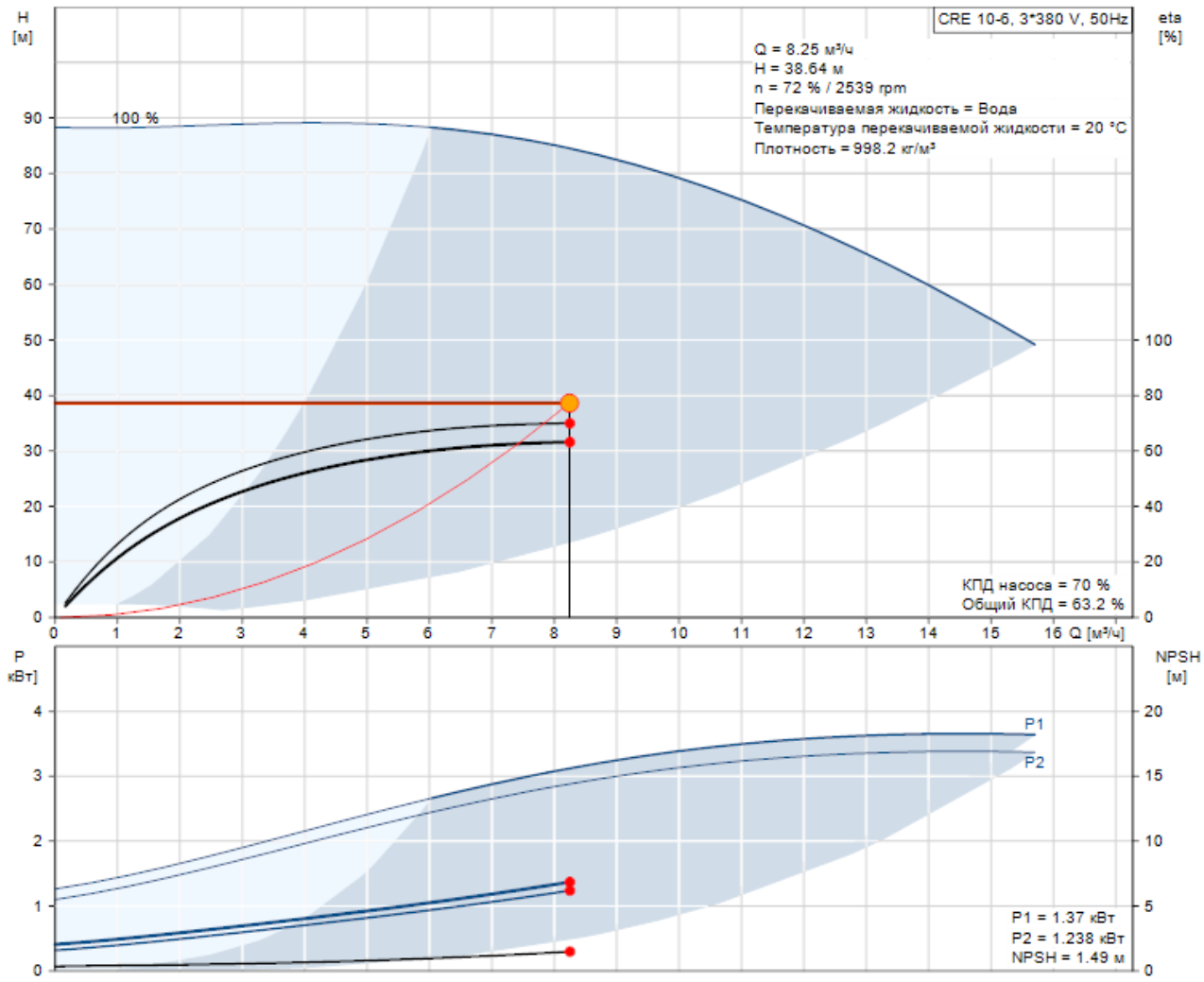


Рисунок 6.3 – Кривая характеристик насоса подпиточной воды

1.7.4. Подбор сетевого насоса

Расход сетевого насоса принимается из расчета тепловой схемы котельной установки:

$$G_{сет.н} = k_G * G_c, \ м^3/ч,$$

где G_c- расход воды на подпитку тепловых сетей, кг/с (принимается из таблицы 2 п.7);

G_c=89,09 кг/с;

k_G-коэффициент запаса по расходу (принимается 1,1).

$$G_{с.н} = 1,1 * 3,6 * 89,09 = 352,796 \ м^3/ч$$

Напор насоса:

$$H_H = k_p \cdot (\Delta H_{тс} + \Delta H_{тр+арм} + \Delta H_{уу} + H_{ка}) \text{ , м,}$$

где $\Delta H_{тс} = 31.61$м - потери напора в тепловых сетях (см. исх. данные);

$\Delta H_{тр.арм}$- потери в трубопроводе и арматуре, м (принимается равным 5 м);

$H_{уу}$-потеря напора в узле учета, м (принимается равным 2 м);

$\Delta H_{ка} = 25$ м - потери напора в котельном агрегате (см. паспорт котла).

k_p-коэффициент запаса по давлению (принимается 1,2).

$$H_н = 1,2 * (31,61 + 5 + 2 + 25) = 76,332 \ м;$$

Подобран насос: 1+1(резервный)

СЭ-2500-180-10
Электродвигатель: SIEMENS

Мощность: 160 кВт

Частота вращения: 3000 об/м

Масса: 1820 кг.

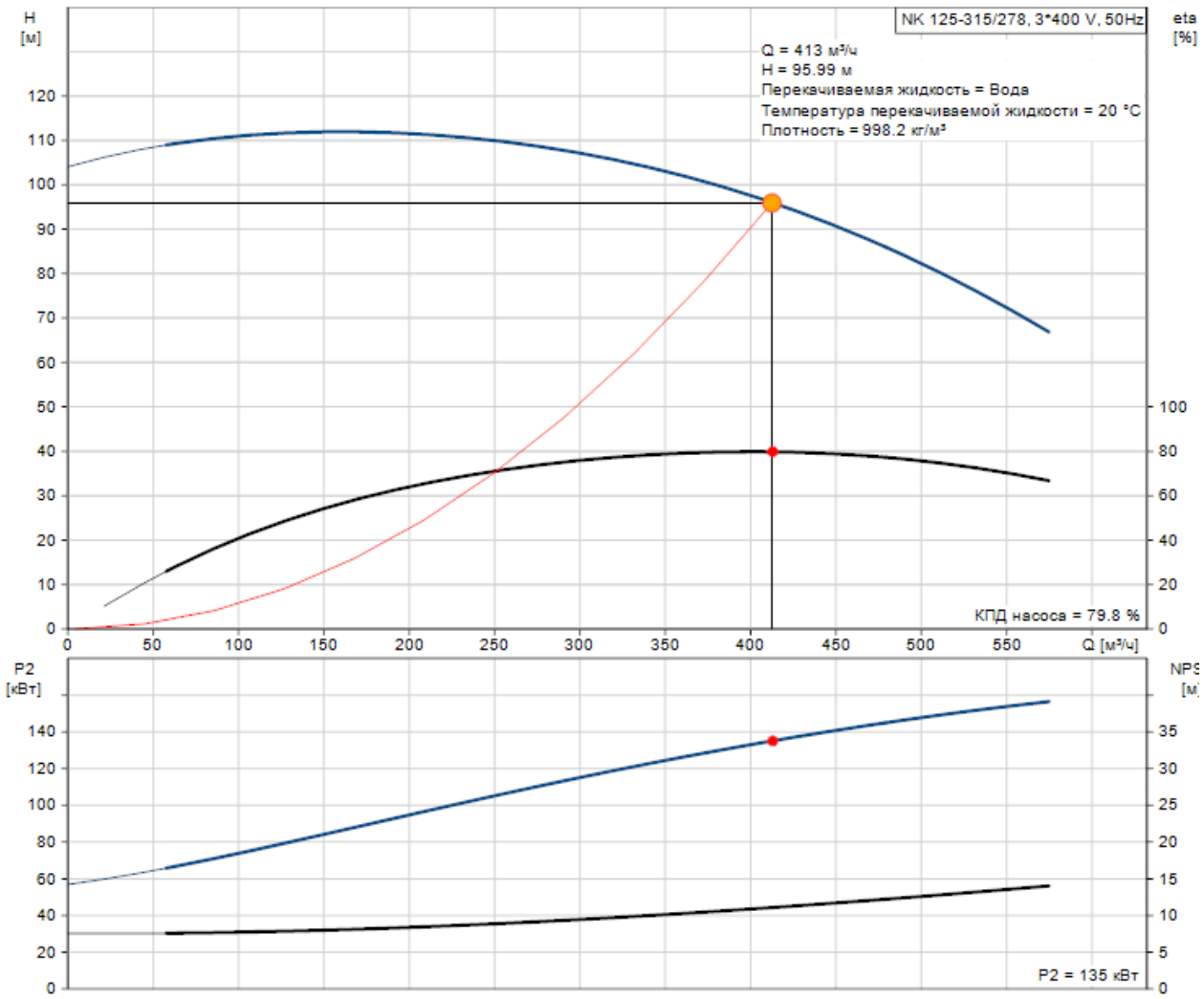


Рисунок 6.4 – Кривая характеристик насоса сетевой воды

1.7.5. Подбор насоса системы горячего водоснабжения

Расход насоса системы горячего водоснабжения принимается из расчета тепловой схемы котельной установки:

$$G_{гв.н} = k_G * G_{гв}, \text{ м3/ч,} \quad (29)$$

где $G_{гв}$-расход воды на подпитку тепловых сетей, м3/ч;

$G_{гв}$=51,78 кг/с;

k_G-коэффициент запаса по расходу (принимается 1,1).

$$G_{гв} = 1{,}1 * 3{,}6 * 51{,}78 = 205{,}05 \text{ м3/ч.}$$

Напор насоса:

$$H_H = 1{,}1 \cdot \left(\Delta H_{тс} + \Delta H_{тр+арм} + \Delta H_{уу} + H_{ст} + \sum H_{то} - H_{расп.В1} \right), \text{ м,} \quad (30)$$

где $\Delta H_{тс} = 40.79$ м - потери напора в системе ГВС (см. исх. данные);

$\Delta H_{тр+арм}$=5м - потери напора в трубах и арматуре;

$\Delta H_{уу}$=2м - потери напора в узле учета;

$H_{ст} = n \cdot H_{эт} + 5 = 5 \cdot 2{,}8 + 5 = 19$ м - статический напор;

$\sum H_{то} = 4{,}84 * 2 = 9{,}68$ м - потери напора в теплообменниках (см. п. 7 - теплообменники TN3 и TN4);

$H_{расп.В1}$=15,4 м - давление исходной воды (см. исх. данные).

$$H_н = 1{,}1 * \left(30{,}59 + 5 + 2 + 24{,}6 + 9{,}68 - 15{,}4 \right) = 62{,}12 \text{ м.}$$

Подобран насос: 1+1(резервный)

NB 150-400/438 A-F2-N-BAQE
Электродвигатель: SIEMENS

Мощность: 185 кВт

Частота вращения: 1790 об/м

Масса: 1820 кг.

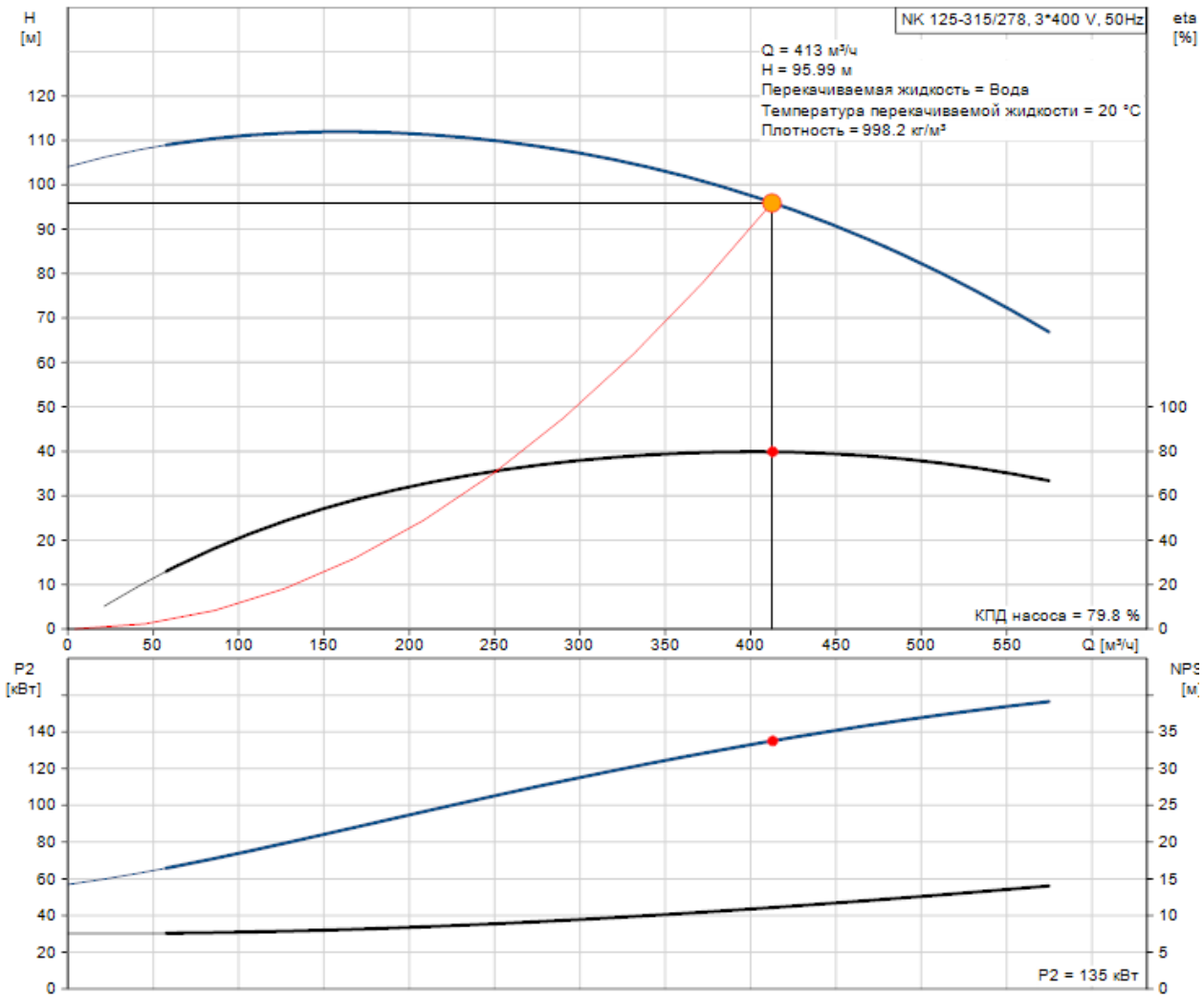


Рисунок 6.5 – Кривая характеристик насоса сетевой воды

1.8. Расчёт и подбор вспомогательного оборудования и устройств

1.8.1. Подбор запорной арматуры, фильтров

Подбор запорной арматуры, фильтров осуществляется по диаметру трубопроводов, на которые устанавливается арматура.

Вся установленная арматура приведена в приложении «Спецификация оборудования».

1.8.2. Подбор расходомеров

Расходомер на В1:

Расход воды расходомер Gисх = 2,14 кг/с = 7,7 м3/ч.

Принимаем расходомер-счетчик электромагнитный «Взлёт ЭР» ЭРСВ 5хОЛ Ду=80 мм

Расходомер на Т1, Т2:

Расход воды расходомер, $G_{ов}$ = 37,16 кг/с = 133,76 м^3/ч.

Принимаем расходомер-счетчик электромагнитный «Взлёт ЭР» ЭРСВ 5хОФ Ду=300мм

Расходомер на Т3,Т4:

Расход воды расходомер $G_{гв}$ = 51,78кг/с = 186,39 м^3/ч.

Принимаем расходомер-счетчик электромагнитный «Взлёт ЭР» ЭРСВ 5хОЛ Ду=300 мм

1.8.3. Подбор клапанов

Подбор клапана на перемычке:

$$k_{vs} = 1{,}1 * k_v \quad м^3/ч, \tag{31}$$

$$k_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}} \quad м^3/ч, \tag{32}$$

где ΔР – перепад давления на клапане, атм;

K_v - расход через клапан при реальном перепаде давления, м^3/ч;

$G_{пм}$ - расход воды, проходящий через клапан по перемычке, кг/с;

$G_{пм}$ = 36,68 кг/с

$H_к$ - -потери напора в котельном агрегате, м (принимается из паспорта котла 25 м);

$H_{тр.арм}$ – потери напора на арматуре и местных сопротивлениях (принимаем 5 м);

$H_{кл}$ – потери при полностью открытом клапане (принимаем 3 м).

$$H = H_к + H_{тр.арм} - H_{кл}, \tag{33}$$

H= 25 + 5 – 3 = 27 м,

ΔP = 25*10000/101325 = 2,47 атм,

K_v = 36,68/√2,47 = 23,34 $м^3$/ч,

K_{vs} = 1,1*23,34 = 25,67 $м^3$/ч.

Подбирается клапан КМР ЛГ K_v = 30 $м^3$/ч, Dy=100мм

<u>Подбор клапана на теплообменники ГВС:</u>

$$k_{vs} = 1{,}1 * k_v \quad м^3 / ч,$$

$$k_v = \frac{G}{\sqrt{\Delta P}} \quad м^3 / ч,$$

где $G_{гвс}$ =186,39т/ч

$H_{то}$ - -потери напора в теплообменнике , м (см. п. 6 - теплообменники 1-й и 2-й ступени);

$H_{тр.арм}$ – потери напора на арматуре и местных сопротивлениях (принимаем 5 м);

$H_{кл}$ – потери при полностью открытом клапане (принимаем 3 м).

$$H = H_{то} + H_{тр.арм} - H_{кл}, м,$$

H= 4,33*2+ 5 – 3 = 10,66 м,

ΔP = 10,66*10000/101325 = 1,052 атм,

K_v = 186,39/√1,052 = 181,73$м^3$/ч,

K_{vs} = 1,1*181,73= 199,$м^3$/ч.

Подбирается клапан КМР ЛГ K_v = 200 $м^3$/ч, Dy=300мм.

1.8.4. Подбор грязевиков

Грязевики предназначены для очистки воды от крупных и средних взвешенных частиц (окалины, грата, песка и других примесей) в трубопроводах водо- и теплоснабжения. Грязевики**,** как правило, устанавливают, на вводах в здания и узлах управления тепловых пунктов и рассчитаны на работу при температурах до 150С. Подбор грязевиков осуществляют по диаметру присоединяемого трубопровода и расходу рабочего агента. Подбираем грязевики для трубопроводов сетевой воды.

К трубопроводу сетевой воды Т1, Т2 принимаем грязевик вертикальный ГВ ТС-566.00.000-11 с техническими характеристиками:

D_y (условный проход), мм	$D_н$ (диаметр корпуса), мм	Производительность, т/ч	Масса, кг
500	820	989	1479

1.8.5. Подбор бака рабочей воды

Бак рабочей воды (бак-газоотделитель) необходим для приема рабочей воды от охладителя выпара, отделения агрессивных газов из рабочей воды, также используется как приемная емкость для насосов рабочей воды. Принимаем бак рабочей воды объемом 1 $м^3$.

1.9. Расчет выбросов загрязняющих веществ в атмосферу

Наименования токсичных составляющих, выбрасываемых с дымовыми газами, включает следующие вещества: твёрдые частицы, окислы серы, окись углерода, окислы азота, пятиокись ванадия и некоторые продукты неполного сгорания топлива.

Алгоритм вычисления вредных выбросов выглядит следующим образом:

1) В первую очередь необходимо определить, какое количество топлива было потрачено за рассматриваемый период (расход топлива):

$$B\square_{уст} = \left(\frac{Q_{ном}}{Q_н^р \cdot \eta} \right) \cdot 10^6, кг/ч$$

$$B\square_{уст} = \left(\frac{21,41}{41,21 \cdot 0,92} \right) \cdot 10^6 = 564,7111 \quad кг/ч$$

где η - КПД котельной установки, в долях;

$Q_н^р$- низшая теплота сгорания, ккал/кг.

Чтобы получить числовое значение весового расхода для топлива вида: природный газ, используют формулу:

$$Q_н^р = Q_{нv}^р / \rho, \quad ккал/кг$$

где ρ– плотность природного газа, кг/м^3,

ρ = 0,79 кг/м^3,

$Q_{нv}^р$- низшая теплота сгорания, ккал/м^3.

$Q_{нv}^р$=41,21 МДж/м^3 = 41210 ккал/м^3.

$$Q_н^р = 51210 / 0,79 = 52164,56 \quad ккал/кг$$

2) Далее следует определять коэффициент, отвечающий за показания годовой нагрузки на систему:

$$K = \frac{\tau_{от}}{8766}$$

где $\tau_{от}$- отопительный период.

$$K = \frac{221 \cdot 24}{8766} = 0,605$$

3) Следующий шаг в определении количества вредных выбросов, это вычисление количества использованного топлива за расчетный период (365 дней).Расход топлива за год:

$$B = K \cdot B_{уст}, \quad т/год.,$$

$$B = \frac{0{,}605 \cdot 564{,}711 \cdot 24 \cdot 365}{1000} = 2993{,}1771 \quad т/год.,$$

4) Теперь мы можем определить количество вредных выбросов окиси углерода (CO):

$$M_{co} = 0{,}001 \cdot B \cdot C_{co} \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right), г/с$$

C_{co}- кол-во окиси углерода при сжигании 1 т. топлива:

$$C_{co} = \frac{q_3 \cdot R \cdot Q_p^н}{100 \cdot Q_{co_2}}, \quad кг/т$$

где размерность $Q_p^н$-выражается в кДж/кг; Q_{co_2}=10,131 МДж/кг; q_3- для мазута и газа при отсутствии системы автоматического регулирования горения равно 0,5 (q_3=0,5%), при отлаженной системы равно 0,15(q_3=0,15%), q_4=0; R - безразмерная доля q_3 , определённая присутствием продукта неполного сгорания. Для твёрдого топлива R=1, газа R=0,5, для мазута R=0,65.

$$M_{co}^{расч} = 0{,}0857 \cdot \frac{Q_{ном}}{\eta}, \quad г/с$$

$$C_{co} = \frac{0{,}15 \cdot 0{,}5 \cdot 41210}{100 \cdot 10{,}131} = 3{,}055 \quad кг/т$$

$$M_{co} = 0{,}001 \cdot 2993{,}1771 \cdot 3{,}055 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) = 9{,}1321 \quad г/с$$

$$M_{co}^{расч} = 0{,}0857 \cdot \frac{21{,}41}{0{,}92} = 1{,}99 \quad г/с$$

5) Следующим шагом в алгоритме следует вычислить количество выбросов вещества: диоксид азота:

$$M_{NO_2} = 1{,}157 \cdot \frac{Q_{ном}}{\eta} \cdot K_{NO_2}^г$$

где $K^{г}_{NO_2}$- количественный показатель окислов азота, образующихся на 1 ГДж тепла, в зависимости от вида сжигаемого топлива и номинальной производительности котельной установки, $K^{г}_{NO_2}$=0,095.

$$M_{NO_2} = 1{,}157 \cdot \frac{21{,}41}{0{,}92} \cdot 0{,}095 = 2{,}56$$

6) Теперь необходимо вычислить по формуле стехиометрического количества воздуха удельный объем:

$$V^{н}_{о} = \frac{1{,}12 \cdot Q^{р}_{н}}{1000}, \quad нм^3/кг$$

$$V^{н}_{о} = \frac{1{,}12 \cdot 41210}{1000} = 46{,}16 \quad нм^3/кг$$

7) Следующий шаг- это расчет при стандартных условиях, удельного объёма уходящих газов:

$$V^{н}_{г} = \alpha \cdot V^{н}_{о}, \quad нм^3/кг$$

где α - коэффициент избытка воздуха.

$$V^{н}_{г} = 1{,}15 \cdot 46{,}16 = 53{,}08 \quad нм^3/кг$$

8) Вычисляем по формуле фактическую температуру газов (находим удельный объем уходящих газов):

$$V_{г} = \frac{V^{н}_{г} \cdot (273 + t)}{273}, \quad м^3/кг$$

где t – температура уходящих газов

$$V_{г} = \frac{53{,}08 \cdot (273 + 197{,}5)}{273} = 91{,}46 \quad м^3/кг$$

9) Рассмотрим массовую концентрацию ингредиентов в уходящих газах, для этого используем поправочные коэффициенты и отношение массовой доли элемента к удельному объему уходящих газов и его произведению с готовым расходом топлива:

$$C_{весi} = \frac{10^3 \cdot M_i}{B \cdot V^{н}_{г} \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)}$$

где M_i- массовая доля для окислов серы, окиси углерода, диоксида азота.

$$C_{весCO} = \frac{10^3 \cdot 8{,}753}{2993{,}177 \cdot 91{,}46 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right)} = 0{,}0018$$

$$C_{весNO_2} = \frac{10^3 \cdot 1{,}91}{2993{,}177 \cdot 91{,}46 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right)} = 0{,}00051$$

10) Предпоследний шаг, это нахождение в уходящих газах объемной концентрации:

$$C_{об} = \frac{22{,}4 \cdot M_i}{B \cdot \mu_i \cdot V_г^н \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right)} \cdot 10^6$$

где μ_{co}=28, μ_{NO_2}=46;

$$C_{об} = \frac{22{,}4 \cdot 8{,}76}{2993{,}177 \cdot 28 \cdot 91{,}46 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right)} \cdot 10^6 = 65{,}099$$

$$C_{об} = \frac{22{,}4 \cdot 1{,}91}{2993{,}177 \cdot 46 \cdot 91{,}46 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right)} \cdot 10^6 = 39{,}63$$

11) Определение диаметра устья дымовой трубы:

$$D_{тр}^{у} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{тр}}{\pi \cdot \omega_{вых}}}$$

где $V_{тр}$- объемный расход продуктов сгорания через трубу при температуре их в выходном сечении,

$$V_{тр} = \frac{B \cdot n \cdot V_0 \cdot (t_{ух} + 273)}{273}, \qquad м^3/с$$

где B – расход топлива одним котлом, м^3/с; B=0,145 м^3/с

n – число установленных котлов;

V_0- суммарный объем продуктов сгорания, получающийся при сжигании 1 м^3 газа;

$t_{ух}$- температура уходящих газов за котлами;

$\omega_{вых}$ - скорость продуктов сгорания на выходе из дымовой трубы,

$\omega_{вых}$=10 м/с

$$V_{тр} = \frac{0{,}145 \cdot 6 \cdot 10{,}951 \cdot (197{,}5 + 273)}{273} = 16{,}1881 \qquad м^3/с$$

$$D_{тр}^{у} = \sqrt{\frac{4 \cdot 16{,}1881}{3{,}14 \cdot 10}} = 1{,}442$$

12) Определяем минимальную высоту дымовой трубы:

$$H = \sqrt{A \cdot \frac{M_{SO_2} + \frac{ПД\,K_{SO_2}}{ПД\,K_{NO_2}} \cdot M_{NO_2}}{ПД\,K_{SO_2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{z}{V_{mp} \cdot \Delta t}}$$

где А – коэффициент зависящий от метеорологических условий местности;

$ПД\,K_{SO_2}$, $ПД\,K_{NO_2}$- предельно допустимые концентрации SO_2, NO_2

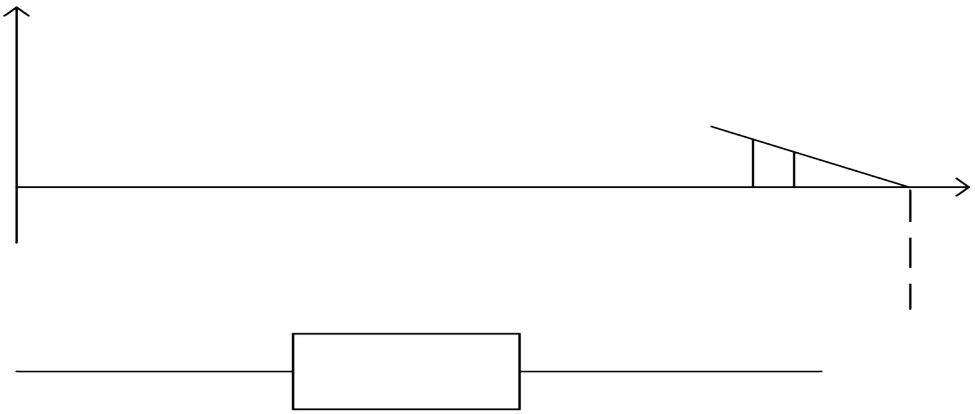
z – число дымовых труб;

Δt - разность температуры выбрасываемых газов и средней температуры воздуха, под ней подразумевается средняя температура самого жаркого месяца в полдень.

$$H = \sqrt{200 \cdot \frac{0 + \frac{0,5}{0,085} \cdot 2,56}{0,5}} \cdot \sqrt[3]{\frac{2}{16,19 \cdot 178,1}} = 20,56 \approx 21\,м$$

1.10. Аэродинамический расчет газовоздушного тракта котельной

В первую очередь необходимо выбрать схему подачи воздуха и удаления продуктов сгорания. Для текущего расчета выбираем схему с “уравновешенной” тягой, в этом случае вентилятор отвечает за подачу воздуха, а дымосос, соответственно, отвечает за удаление продуктов сгорания.



При аэродинамическом расчете газовоздушного тракта во вторую очередь необходимо рассчитать, так же “аэродинамическим способом”, воздушный тракт котельного агрегата. Рассмотрим этот воздушный тракт, как единичный участок. Алгоритм его вычисления следующий:

1. Принимаем теоретический объем воздуха необходимого для горения из ранее произведенного теплового расчета V_0 ($V_0 = 10{,}95\ \frac{м^3}{м^3}$) и по формуле определяем расход топлива B_p , вычисленный:

$$B_p = \frac{Q_к}{Q_н^p \times \eta} = \frac{4{,}65}{41{,}21 \times 0{,}92} = 0{,}123\ \frac{кг}{с}$$

,где $Q_к$ - теплопроизводительность котла, МВт.

2. Следующим действием вычисляем площади поперечного сечения отношением произведения теоретического объема воздуха, расхода топлива и температуры к скоростям движения воздуха (принимаем 6 м/с для $f_{(8)}$ и 10м/с для $f_{(12)}$):

$$f_{(8)} = \frac{V_0 \times B_p \times (t + 273{,}15)}{\omega_в \times 273{,}15} \qquad f_{(12)} = \frac{V_0 \times B_p \times (t + 273{,}15)}{\omega_в \times 273{,}15}$$

,где t – средняя максимальная температура воздуха наиболее теплого месяца, для города Новосибрск t=19,5°С, $\omega_в$- скорость движения воздуха, м/с.

$$f_{(10)} = \frac{10{,}95 \times 0{,}123 \times (19{,}4 + 273{,}15)}{6 \times 273{,}15} = 0{,}239\ м^2$$

$$f_{(15)} = \frac{10{,}95 \times 0{,}123 \times (19{,}4 + 273{,}15)}{10 \times 273{,}15} = 0{,}119\ м^2$$

3. Следующим действием нам требуется определить характеристики воздуховода , но площадь его поперечного сечения $f_{в.д.}$ должна попадать в промежуток вычисленный ранее, а именно от $f_{(10)}$ до $f_{(15)}$. Характеристики определяем по рисунку 9.1 и для подобранного воздуховода необходимо указать внутренний диаметр канала и внести значение $f_{в.д.}$.

Нормируемые размеры круглых каналов из листовой стали

d, мм	Площадь поперечного сечения, м^2	Толщина стали δ, мм	d, мм	Площадь поперечного сечения, м^2	Толщина стали δ, мм
100	0,0079	0,5	630	0,312	0,6
125	0,0123	0,5	710	0,396	0,6
160	0,02	0,5	800	0,501	0,6
200	0,0314	0,5	900	0,635	0,7
250	0,0049	0,5	1000	0,785	1,0
315	0,0615	0,5	1120	0,985	1,0
355	0,099	0,5	1250	1,23	1,0
400	0,126	0,5	1400	1,54	1,2
450	0,159	0,5	1600	2,01	1,2
500	0,96	0,6	1800	2,54	1,4
560	0,246	0,6	2000	3,14	1,4

Примечание: Для каналов, по которым перемещается среда с температурой выше 80 °С, допускается применять листовую сталь толщиной 1,5 мм.

Рисунок 9.1. Определение размера воздуховода.

Принимаем площадь воздуховода $f_{в.д.}=0{,}159\ м^2$, внутренний диаметр d=450 мм.

4. Далее определяем действительную скорость движения воздуха в воздуховоде отношением произведения теоретического объема воздуха, расхода топлива и температуры к произведению температуры и площади поперечного сечения , м/с:

$$\omega_{в.д.}=\frac{V_0\times B_p\times(t+273{,}15)}{f_{в.д.}\times 273{,}15}$$

$$\omega_{в.д.}=\frac{10{,}951\times 0{,}123\times(19{,}4+273{,}15)}{0{,}159\times 273{,}15}=9{,}04\,\frac{м}{с}$$

5. Далее вычисляем потери напора на трение $\Delta h_{тр}$ в воздуховоде произведением отношений длины воздуховода от котла до всасывающего патрубка (принимаем 7м по чертежам) к внутреннему диаметру канала и половине квадратичной скорости движения воздуха в воздуховоде, а так же коэффициента сопротивления трения (0,02 для метал. Труб) и плотности воздуха , Па по следующей формуле:

$$\Delta h_{тр}=\lambda\frac{l}{d}\frac{\omega_{в.д.}^{\ 2}}{2}\rho$$

,где λ – коэффициент сопротивления трения (для металлических каналов равен 0,02); l – длина воздуховода от всасывающего патрубка до котла, по чертежам принимаем $l = 7\ \ м$; $\omega_{в.д.}$– действительная скорость движения воздуха по каналу, м/с; d – внутренний диаметр канала; ρ – плотность воздуха, определяемая по формуле:

$$\rho = \frac{353}{t + 273{,}15} = \frac{353}{19{,}5 + 273{,}15} = 1{,}21\ \ \frac{кг}{м^3}$$

$$\Delta h_{тр} = 0{,}02 \times \frac{7}{0{,}45} \times \frac{9{,}04^2}{2} \times 1{,}21 = 9{,}73\ \ Па$$

6. Потери напора в местных сопротивлениях, Па. Определяются произведением: суммы коэффициентов местных сопротивлений, половине квадратичной скорости движения воздуха и плотности:

$$\Delta h_м = \sum \xi \times \frac{\omega_{в.д.}^{\ 2}}{2} \rho$$

,где $\sum \xi$– сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\sum \xi = 0{,}7$.

$$\Delta h_м = 0{,}7 \times \frac{9{,}04^2}{2} \times 1{,}21 = 34{,}53\ Па$$

7. Теперь для вычисления полных потерь напора нам просто необходимо сложить все ранее полученные сопротивления (местные, на трение, в воздушном тракте котельного агрегата). Вычисляем полные потери напора, Па в воздушном тракте котла:

$$\Delta h_в = \Delta h_{тр} + \Delta h_м + \Delta h_{в.к.}$$

,где $\Delta h_{в.к.}$– потери напора в воздушном тракте котельного агрегата, Па (для котла КВ-ГМ-4,65 $\Delta h_{в.к.} = 1150\ \ Па$).

$$\Delta h_в = 9{,}73 + 34{,}53 + 1150 = 1194{,}26\ \ Па$$

По необходимым значениям напора и расхода воздуха, выбираем подходящий по параметрам дутьевой вентилятор, то есть подбираем по производительности (количество воздуха проходящее через вентилятор).

8. Реальный расход воздуха, $м^3/с$, идущего через дутьевой вентилятор, вычисляется из формулы:

$$V_в = \beta_{пр} \times B_р \times V_0 \times \left(\alpha_т - \Delta\alpha_т - \Delta\alpha_{пл}\right) \times \frac{t + 273{,}15}{273{,}15}$$

,где $\alpha_т$ – коэффициент избытка воздуха в топке (принимаем $\alpha_т = 1{,}15$); $\Delta\alpha_т$ и $\Delta\alpha_{пл}$– присосы воздуха в топке и системе пылеприготовления при сжигании угольной пыли (принимаем $\Delta\alpha_т = \Delta\alpha_{пл} = 0{,}1$); $\beta_{пр}$ – коэффициент запаса по производительности ($\beta_{пр} = 1{,}05$).

$$V_в = 1{,}05 \times 0{,}123 \times 10{,}95 \times \left(1{,}15 - 0{,}1 - 0{,}1\right) \times \frac{19{,}4 + 273{,}15}{273{,}15} = 1{,}43 \ \frac{м^3}{с}$$

9. Вентилятор должен соответствовать требуемому расчетному полному давлению, Па, которое определяется как произведение коэффициента запаса по напору (1,1) и полных потерь напора:

$$H_{р.в.} = \beta_н \times \Delta h_в$$

,где $\beta_н$ – коэффициент запаса по напору ($\beta_н = 1{,}1$).

$$H_{р.в.} = 1{,}1 \times 1194{,}27 = 1313{,}688 \, Па$$

Это значение необходимо приблизить к условиям, для которых составлена характеристика вентилятора(при помощи отношения температур: средней максимальной температуры воздуха наиболее теплого месяца и температуры из характеристики вентилятора, , и произведению их с полным расчетным давлением):

$$H^{пр}_{р.в.} = H_{р.в.} \times \frac{t + 273{,}15}{30 + 273{,}15}$$

,где 30 – температура, С, для которой составлена характеристика вентилятора.

$$H^{пр}_{р.в.} = 1313{,}688 \times \frac{19{,}5 + 273{,}15}{30 + 273{,}15} = 1267{,}74 \ \ Па$$

10. Далее, по формуле определения мощности электродвигателя, определяем мощность привода вентилятора кВт используя отношение таких значений , как : $\eta_{эд}$ – к. п. д. электродвигателя ($\eta_{эд} = 0{,}7 \div 0{,}8$), $\beta_м$ – коэффициент запаса ($\beta_м = 1{,}05$):

$$N_{эд} = \frac{\beta_м \times H^{пр}_{р.в.} \times V_в}{1000 \times \eta_{эд}}$$

$$N_{эд} = \frac{1{,}05 \times 1267{,}74 \times 1{,}43}{1000 \times 0{,}75} = 2{,}55 \ \ кВт$$

Теперь по Рисунку 9.2 нужно взять электродвигатель и вентилятор , определив их марку используя значения $V_в = 1{,}43\ \frac{м^3}{с}$ и $H^{пр}_{р.в.} = 1267{,}74\ \ Па$.

Технические характеристики дутьевых вентиляторов

Тип вентилятора	Производительность, $м^3/с$	Напор, Па, при $t_в = 30$ °С	КПД, %	Тип электродвигателя	Мощность, кВт	Масса, кг
Без ходовой части						
ВДН-6,3	0,94	625	83	АИРХМ132S6	5,5	415
	1,42	1380		АИРХМ132S4	7,5	431
ВДН-8у	1,86	970	83	АИР160S6	11	527
	2,88	2230		АИР160S4	15	522
ВДН-9у	2,64	1220	83	АИР160S6	11	574
	4,17	2860		АИР160S4	15	569
ВДН-10у	3,64	1520	83	АИР160S6	11	663
	5,67	3450		А180М4	30	723
ВДН-11,2у	5,28	1920	83	А200М6	22	986
	7,97	4440		А200L4	45	1026
ВДН-12,5у	7	2360	83	А200L6	30	1129
	11,1	5500		А250S4	75	1354
ВДН-13	8,31	2630	83	А280М6	90	1101
	12,47	5950		А280М4	132	1122
С ходовой частью						
ВДН-15	13,8	3700	83	А280S6	75	2513
	21,7	8200		АИР355S4	250	(без эл. двиг.)
ВДН-17	20,83	3800	83	АИР355S6	160	2760
	30,56	10900		ДА304-450Х-4	630	(без эл. двиг.)

Рисунок 9.2.Технические характеристики дутьевых вентиляторов.

К установке принимается вентилятор ВДН-8у с техническими характеристиками:

Марка	Электродвигатель		Параметры в рабочей зоне		Масса, кг
	Тип	Мощность, кВт	Производительность, $м^3/с$	Напор, Па, при $t = 30$ °С	
ВДН-8у	АИР160S6	11	1,86	970	527

Завершив аэродинамический расчет воздушного тракта далее, соответственно, следует тракт газовый, его аэродинамический расчет принципиально от предыдущего алгоритма не отличается, однако стоит принять во внимание то, что при расчете газовый тракт имеет возможность быть разделенным на отдельные участки, то есть каждый такой участок имеет внутри себя постоянный расход продуктов сгорания.

Так как мы выбрали ранее водогрейные котлы марки КВ-ГМ, газовый тракт не разделяется на отдельные отрезки (участки) при выполнении аэродинамическом расчете и рассчитывается целиком и полностью (от котла, до устья дымовой трубы), как цельный участок.

Алгоритм вычисления следующий:

1. Принимаем объем продуктов сгорания из ранее произведенного теплового расчета $V_{сг}$ ($V_{сг}=8{,}223\frac{м^3}{м^3}$) и температуру продуктов сгорания на выходе из котла $t_г$ (по паспорту $t_г=197{,}5\,℃$).

2. Так же нам необходимо вычислить, для пары характерных значений скорости движения продуктов сгорания, равных 15 и 20 м/с, площади поперечного сечения газоходов по формулам:

$$f_{(15)}=\frac{V_{сг}\times B_p\times(t_г+273{,}15)}{\omega_г\times 273{,}15} \qquad f_{(20)}=\frac{V_{сг}\times B_p\times(t_г+273{,}15)}{\omega_г\times 273{,}15}$$

,где $\omega_г$- скорость движения продуктов сгорания, м/с.

$$f_{(15)}=\frac{8{,}223\times 0{,}123\times(197{,}5+273{,}15)}{15\times 273{,}15}=0{,}116\ \ м^2$$

$$f_{(20)}=\frac{8{,}223\times 0{,}123\times(197{,}5+273{,}15)}{20\times 273{,}15}=0{,}087\ \ м^2$$

3. По Рис.9.1 находим размер газоходовода таким образом, чтобы площадь его поперечного сечения $f_{г.д.}$ находилась в полученном диапазоне от $f_{(15)}$ до $f_{(20)}$. Для выбранного газоходовода выписываем значение $f_{г.д.}$ и значение внутреннего диаметра канала.

Принимаем площадь воздуховода $f_{г.д.}=0{,}099\ \ м^2$, внутренний диаметр d=355 мм.

4. Необходимо по формуле нахождения реальной скорости движения продуктов сгорания $f_{г.д.}$вычислить $\omega_{г.д.}$, м/с:

$$\omega_{г.д.}=\frac{8{,}223\times 0{,}123\times(197{,}5+273{,}15)}{0{,}099\times 273{,}15}=17{,}6\,\frac{м}{с}$$

5. Далее вычисляем потери напора на трение $\Delta h_{тр}$ в газоходе произведением отношений длины газохода (принимаем 18м по чертежам) к внутреннему диаметру канала и половине квадратичной скорости движения продуктов сгорания в газоходе, а так же коэффициента сопротивления трения (0,02 для метал. Труб) и плотности воздуха , Па по следующей формуле:

$$\Delta h_{тр}=\lambda\frac{l}{d}\frac{\omega_{г.д.}^{\ 2}}{2}\rho_г$$

$\omega_{г.д.}$– действительная скорость движения газов по каналу, м/с; d – внутренний диаметр канала; $\rho_г$ – плотность продуктов сгорания при данной температуре $t_г$, определяемая по формуле:

$$\rho_г=\frac{353}{t_г+273{,}15}=\frac{353}{197{,}5+273{,}15}=0{,}75\,\frac{кг}{м^3}$$

$$\Delta h_{тр}=0{,}02\times\frac{18}{0{,}355}\times\frac{17{,}6^2}{2}\times 0{,}75=117{,}8\ \ Па$$

6. Потери напора в местных сопротивлениях, Па. Определяются произведением: суммы коэффициентов местных сопротивлений, половине квадратичной скорости движения продуктов сгорания и плотности :

$$\Delta h_м=\sum\xi\times\frac{\omega_{г.д.}^{\ 2}}{2}\rho_г$$

,где $\sum\xi$– сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\sum\xi=3$.

$$\Delta h_м=3\times\frac{17{,}6^2}{2}\times 0{,}75=348{,}48\ \ Па$$

7. Определяем полные потери напора, Па в газовом тракте котла:

$$\Delta h_г=\Delta h_{тр}+\Delta h_м+\Delta h_{г.к.}$$

,где $\Delta h_{г.к.}$– потери напора в газовом тракте котельного агрегата, Па (для котла КВ-ГМ-4,65 $\Delta h_{г.к.} = 360 \ \ Па$).

$$\Delta h_г = 117{,}8 + 348{,}48 + 360 = 826{,}28 \ \ Па$$

По необходимым значениям напора и расхода продуктов сгорания, выбираем подходящий по параметрам дымосос, то есть подбираем по производительности (количество продуктов сгорания проходящее через дымосос).

8. Действительный расход продуктов сгорания, $м^3/с$, проходящего через дымосос, определяется из выражения:

$$V_д = \beta_{пр} \times B_р \times \left(V_{сг} + \Delta\alpha \times V_0\right) \times \frac{t_г + 273{,}15}{273{,}15}$$

,где $\Delta\alpha$– присосы воздуха в газоходе (принимаются 0,01 на каждые 10 м длины стальных газоходов, принимаем $\Delta\alpha = 0{,}02$); $\beta_{пр}$ – коэффициент запаса по производительности ($\beta_{пр} = 1{,}05$).

$$V_д = 1{,}05 \times 0{,}123 \times \left(8{,}223 + 0{,}02 \times 10{,}95\right) \times \frac{197{,}5 + 273{,}15}{273{,}15} = 1{,}88 \frac{м^3}{с}$$

9. Дымосос должен соответствовать требуемому расчетному полному давлению, Па, которое определяется по формуле:

$$H_{р.д.} = \beta_н \times \Delta h_г$$

,где $\beta_н$ – коэффициент запаса по напору ($\beta_н = 1{,}1$).

$$H_{р.д.} = 1{,}1 \times 826{,}28 = 908{,}908 \ \ Па$$

Это значение необходимо приблизить к условиям, для которых составлена характеристика дымососа(при помощи отношения температур: температуры продуктов сгорания на выходе из котла $t_г$ и температуры из характеристики дымососа, и произведению их с полным расчетным давлением $H_{р.д.}$):

$$H^{пр}_{р.д.} = H_{р.д.} \times \frac{t_г + 273{,}15}{200 + 273{,}15}$$

,где 200 – температура, С, для которой составлена характеристика дымососа.

$$H^{пр}_{р.д.} = 908{,}908 \times \frac{197{,}5 + 273{,}15}{200 + 273{,}15} = 904{,}78 \ \ Па$$

10. Определяем мощность привода дымососа кВт используя отношение таких значений , как : $\eta_{эд}$ – к. п. д. электродвигателя ($\eta_{эд}=0,7\div0,8$), $\beta_м$ – коэффициент запаса ($\beta_м=1,05$):

$$N_{эд}=\frac{\beta_м\times H^{пр}_{р.д.}\times V_д}{1000\times\eta_{эд}}$$

$$N_{эд}=\frac{1,05\times904,78\times1,88}{1000\times0,75}=2,38\ \ кВт$$

Теперь по Рисунку 9.3 нужно взять электродвигатель и дымосос, определив их марку используя значения $V_д=1,88\frac{м^3}{с}$ и $H^{пр}_{р.д.}=904,78\ \ Па$.

Технические характеристики дымососов [7]

Тип дымососа	Производительность, $м^3/с$	Напор, Па, при $t_г=200$ °С	КПД, %	Тип электродвигателя	Мощность, кВт	Масса, кг
Без ходовой части						
ДН-6,3у	0,94	390	83	АИРХМ132S6	5,5	420
	1,42	880		АИРХМ132S4	7,5	422
ДН-8у	1,92	630	83	АИР160S6	11	527
	2,88	1430		АИР160S4	15	522
ДН-9у	2,75	800	83	АИР160S6	11	574
	3,89	1810		АИР160S4	15	577
ДН-10у	3,78	990	83	АИР160S6	11	663
	5,67	2230		А180М4	30	723
ДН-11,2у	5,3	1240	83	А200М6	22	986
	7,97	2810		А200L4	45	1026
ДН-12,5у	7,39	1550	83	А200L6	30	1129
	11,08	3510		А250S4	75	1354
ДН-13	11,1	1450	83	А280М6	90	1101
	16,67	3270		А280М4	132	1122
С ходовой частью						
ДН-15	15,27	3000	83	А280S6	75	2900
	21,5	7000		АИР355S4	250	(без эл. двиг.)
ДН-17	21,7	3900	83	АИР355S6	160	3100
	34,72	8800		ДА304-450Х-4	400	(без эл. двиг.)

Рисунок 9.3.Технические характеристики дымососов.

К установке принимается дымосос ДН-10у с техническими характеристиками:

Мар-	Электродвигатель	Параметры в рабочей зоне	Мас-

ка	Тип	Мощность, кВт	Производитель-ность, $м^3/с$	Напор, Па, при $t = 200℃$	са, кг
ДН-10у	АИР160S6	11	3,78	800	663

1.11. Теплоизоляция трубопроводов

Теплоизоляционные конструкции следует предусматривать из следующих элементов:

-теплоизоляционного слоя;

-армирующих и крепежных деталей;

-пароизоляционного слоя;

-покровного слоя.

Защитное покрытие изолируемой поверхности от коррозии не входит в состав теплоизоляционной конструкции.

Подбор и подсчет термо-изоляции оборудовании, газоходов, воздуховодов, трубопроводов и пылепроводов необходимо расчитывать исходя из условий:

-выполнение норм тепловых потерь, в согласовании с которыми изолируются поверхности, потери тепла которыми снижают технико-экономические показатели котельных:

-выполнение требований техники безопасности, в соответствии с которыми изолируются поверхности с температурой, превышающей 45 °С;

-предупреждения конденсации влаги окружающего воздуха на лицевых (наружных) поверхностях трубопроводов, воздуховодов и емкостей; изоляция предусматривается при температуре внутренней среды трубопроводов, воздуховодов и емкостей ниже 10°С;

-предотвращения конденсации влаги на внутренних поверхностях золоуловителей и стальных газоходов.

Обмуровку и изоляцию котлов и (хвостовых» поверхностей нагрева) необходимо брать в соответствии с указаниями заводов - изготовителей котлов.

Окраска покровного слоя термо-изоляции должна предусматриваться в зависимости от вида транспортируемой среды в цвета, предупрежденные правилами устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды.

Для газоходов и воздуховодов круглого и прямоугольного сечения используем плиты теплоизоляционные из мин. ваты на синтетическом связующем, полужесткие.

Для трубопроводов применяем в качестве теплоизоляции изделия теплоизоляционные вулканитовые, ГОСТ 10179-74, марки 300.

1.12. Технико-экономические показатели

1.12.1. Количественные показатели

1) Отпуск теплоты потребителю:

$$Q_{отп}^{год} = Q_{ов}^{год} + Q_{гв}^{год} \text{ , ГДж/год,}$$

где $Q_{ов}^{год} = Q_{расч}^{ов} \cdot \frac{t_{вн} - t_{ср}^{от.п}}{t_{вн} - t_{ср}^{от.р}} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot z_{оп} \cdot 1{,}1$; ГДж/год. – годовая выработка теплоты на нужды отопления и вентиляции;

$Q_{гвс}^{год} = Q_{расч}^{гвс} \cdot \frac{t_{вн} - t_{ср}^{от.п}}{t_{вн} - t_{ср}^{от.р}} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot z_{оп} \cdot 1{,}1$; ГДж/год. – годовая выработка теплоты на нужды горячего водоснабжения;

Здесь: $Q_{расч}^{ов}$- расчетная производительность теплоты на нужды отопления и вентиляции, $Q_{расч}^{ов} = 12{,}91\ МВт$;

$Q_{расч}^{гвс}$- расчетная производительность теплоты на нужды горячего водоснабжения, $Q_{расч}^{гвс} = 8{,}5\ МВт$;

$t_{вн}$ - температура внутреннего воздуха в отапливаемых зданиях, $t_{вн} = 18\ ^0C$;

$t_{ср}^{от.п}$- средняя температура наружного воздуха в отопительный период, $t_{ср}^{от.п} = -8{,}1\ ^0C$;

$t_{ср}^{от.р}$- средняя расчетная температура наружного воздуха в отопительный период, $t_{ср}^{от.р} = -37\ ^0C$;

$z_{оп}$

- продолжительность отопительного периода. $z_{оп}$=221 сут.

$$Q_{ов}^{год}=12,91*\frac{18-(-8,1)}{18-(-37)}*3,6*24*221*1,1=128677,54 \text{ ГДж/год;}$$

$$Q_{гвс}^{год}=2,55\cdot\frac{18-(-8,1)}{18-(-37)}\cdot3,6\cdot24\cdot221\cdot1,1=84721,85 \text{ ГДж/год.}$$

$$Q_{отп}^{год}=Q_{ов}^{год}+Q_{гв}^{год}=128677,54+84721,85=213399,40 \text{ ГДж/год.}$$

2) Выработка теплоты:

$$Q_{выр}^{год}=Q_{отп}^{год}+Q_{сн}^{год} \text{ ГДж/год,}$$

где $Q_{сн}^{год}=Q_{сн}^{ср.оп}$*3600*24*$z_{оп}$+$Q_{сн}^{лет}$*24*3600*(365-$z_{оп}$), ГДж/год,

$Q_{сн}^{ср.оп}$ - расчетная производительность теплоты на собственные нужды котельной в отопительный период, $Q_{сн}^{ср.оп}$=1,29 МВт;

$Q_{сн}^{лет}$- расчетная производительность теплоты на собственные нужды котельной в летний период $Q_{сн}^{лет}$=0,08 МВт;

$z_{оп}$- продолжительность отопительного периода $z_{оп}$=221 сут.

$$Q_{сн}^{год}=1,29*3,6*24*221+0,08*3,6*24*(365-221)= 25530,71 \text{ ГДж/год;}$$

$$Q_{выр}^{год}=213399,40+25530,71=238930,11 \text{ ГДж/год.}$$

3) Расход натурального топлива:

$$B_{н}^{год}=\frac{Q_{выр}^{год}}{Q_{р}^{н}*\eta_{ка}} \text{, м}^3\text{/год,}$$

где η=0,92 (КПД котла);

$Q_{н}^{р}$=41,21 МДж/м3.

$$B_{н}^{год}=\frac{238930,11*1000}{41,21*0,92}=6288359,249 \text{ м}^3\text{/год.}$$

4) Расход условного топлива:

$$B_{ус}^{год}=\frac{Q_{выр}^{год}}{Q_{расп}^{ут}*\eta_{ка}} \text{, м}^3\text{/год,}$$

где $Q_{расп}^{ут}$ =29,33МДж/кг;

$$B_{ус}^{год} = \frac{238930,11}{(29,33/1000)*0,92} = 8835434,18 \text{ м}^3/\text{год}.$$

5) Расход натурального топлива на выработку 1 Гкал тепла:

$$B_{н}^{уд} = \frac{B_{н}^{год}}{Q_{вып}^{год}}, \text{ м}^3/\text{ГДж};$$

$$B_{н}^{уд} = \frac{6288359,249}{238930,11} = 26,32 \text{ м}^3/\text{ГДж}.$$

6) Расход условного топлива на выработку 1 Гкал тепла:

$$B_{ус}^{уд} = \frac{B_{ус}^{год}}{Q_{вып}^{год}}, \text{ м}^3/\text{ГДж};$$

$$B_{ус}^{уд} = \frac{8835434,18}{238930,11} = 36,98 \text{ м}^3/\text{ГДж}.$$

7) Расход подпиточной воды:

$G_{подп}^{год} = G_{подп}^{от.п.} * 3,6 * 24 * z_{от} + G_{подп}^{лет} * 3,6 * 24 * (365 - z_{от})$, м^3/год;

$G_{подп}^{от.п.}$ - расход воды на подпитку и потери в схеме в отопительный период,

$G_{подп}^{от.п.}$ = 6,41 м3/ч

$G_{сн}^{лет}$ - расход воды на подпитку и потери в тепловой схеме в летний период, $G_{сн}^{лет}$ = 2,93 м3/ч

$G_{подп}^{год} = 6,41 * 3,6 * 24 * 221 + 2,93 * 3,6 * 24 * (365 - 221) = 44141,38$ м^3/год

1.12.2. Качественные показатели

1) Число часов использования установленной мощности для водогрейных котлов:

$$h_{уст} = \frac{Q_{вып}^{год}}{Q_{уст}^{год}}, \text{ ч/год};$$

где $Q_{вып}^{год}$ – годовая выработка теплоты, МДж/год;

$Q_{уст}^{год}$- суммарная установленная мощность котельного оборудования, $Q_{уст}^{❑} = 27,90$ МВт.

$$h_{уст} = \frac{238930108,44}{27,90 * 3600} = 2378,83 \text{ ч/год},$$

2) Коэффициент использования установленной мощности:

$$k_{и} = \frac{Q_{выр}^{год}}{Q_{уст} \cdot 8760};$$

$$K_{и} = \frac{238930108,44}{27,90 * 8760 * 3600} = 0,27.$$

3) Коэффициент загрузки котлов:

$$k_{з} = \frac{Q_{max}}{Q_{уст}},$$

где Qmax – максимальная расчетная мощность котельной, Qmax=24,49МВт.

$$K_{з} = \frac{24,49}{27,90} = 0,88.$$

4) Коэффициент расхода на собственные нужды:

$$k_{сн} = \frac{Q_{выр}^{год} - Q_{отп}^{год}}{Q_{н}^{р} \cdot B_{н}^{год} \cdot \eta_{ка}},$$

где $\eta_{ка}$- КПД установленного котельного агрегата, (по паспортным данным оборудования).

$$K_{сн} = \frac{238930108,44 - 213399,40}{41,21 * 6288359,249 * 0,92} = 0,11.$$

5) Экономический КПД брутто:

$$\eta_{бр} = \frac{Q_{выр}^{год}}{B_{н}^{год} \cdot Q_{н}^{р}} \cdot 100\%,$$

$$\eta_{бр} = \frac{238930108,44}{6288359,249 * 0,04121} * 100\% = 92,20\%.$$

6) Удельный расход топлива брутто (для натурального и условного топлива):

Для натурального топлива: $B_{н}^{бр} = \frac{B_{н}^{год}}{Q_{выр}^{год}}$; м^3/ГДж

$$B_н^{бр} = \frac{6288359,249}{238930108,44} = 26,32 \text{/ГДж}$$

Для условного топлива: $B_y^{бр} = \frac{B_y^{год}}{Q_{выр}^{год}}$; м^3/ГДж

$$B_y^{бр} = \frac{8835434,18}{238930108,44} = 36,98 \text{ м}^3\text{/ГДж}$$

7) Экономический КПД нетто:

$$\eta_{нетто}^{н} = \frac{Q_{отп}^{год}}{B_н^{год} \cdot Q_н^р} \cdot 100\%;$$

$$\eta_{нетто}^{н} = \frac{213399,40}{6288359,249 * 0,04121} * 100\% = 82,35\%.$$

8) Удельный расход топлива нетто (для натурального и условного топлива):

$$B_y^{нетто} = \frac{B_н^{год}}{Q_{отп}^{год}}, \text{ м}^3\text{/ГДж}$$

Для натурального топлива:

$$B_{y.н}^{нетто} = \frac{6288359,249}{213399,40} = 29,47 \text{ м}^3\text{/ГДж}$$

Для условного топлива:

$$B_{y.y}^{нетто} = \frac{8835434,18}{213399,40} = 41,40 \text{ м}^3\text{/ГДж}$$

2.Энергосбережение

2. Энергосбережение

2.1. Регулирование работы насосов

В реальных котельных неизменных (под постоянной нагрузкой) режимов водоснабжения не встречаются. Насосы работают в переменном режиме вследствие графика использования воды. Следовательно, правильное изменение графика работы насосов дает возможность сэкономить электроэнергию. Для того, чтобы регулировать работу насосов, необходимо призакрывать напорную или приемную задвижку. Также можно менять количество одновременно включенных насосов и “играть” частотой оборотов электродвигателя.

Исследуем детальнее эти методы регулирования:

- посредствам уменьшения расхода воды запиранием или открытием запорной арматуры КПД насоса становиться меньше, а значения напора увеличиваются. Следовательно, с снижением расхода воды удельный расход электроэнергии растет.

- посредствам изменения количества синхронно подключенных насосов КПД двигателя и насоса сохраняются постоянными. Из-за чего расход и потери в сетях уменьшаются, так же уменьшается и напор. Благодаря этому удельный расход электроэнергии уменьшается.

- посредствам изменения частоты оборотов насоса КПД насоса и электродвигателя с снижением расхода практически не уменьшается, но снижается напор. Следовательно, становятся меньше удельные расходы электроэнергии.

Частотное регулирование производят при использовании преобразователей частоты. Оно позволяет:

- автоматически сохранять постоянным заданное давление воды при изменении объема водопотребления;

- в 2-3 раза продлить время службы электродвигателей и насосов посредствам снижения частоты перегрузок при использовании воды, а также при просадках напряжения в сети.

- реализовать больший срок службы трубопроводов посредствам отсутствия избыточного давления.

- снизить расход воды посредствам снижения потерь при избыточном давлении (в системах водоснабжения дополнительно одна атмосфера приводит к утечкам еще 7-9 % потерь воды).

- Уменьшить расходы на труд по эксплуатации систем водоснабжения посредствам постоянной работы насосов, а также автоматических отключателей с приемом управляющего сигнала на подачу питания на резервный насос и использования автоматизации управления от автоматизированной системы управления технологическим процессом.

Ежегодный экономический расчет при функционировании частотного регулирования полагается на:

1) результат от снижения потерь электроэнергии посредствам роста КПД насосных агрегатов;
2) результат от снижения расходов воды посредствам поддержания давления в системах подачи и распределения воды постоянным (примерно);
3) результат от роста времени работы и межремонтных периодов электро- и механооборудования, расходов на покупку, монтаж и обслуживание запорной арматуры.

2.2. Энергосбережение в вентиляционных установках

На отопительных котельных устанавливают следующие виды установок:

1) вытяжные, которые удаляют из помещений пыль и различные газы
2) приточные, они же создают подачу в помещения свежего воздуха, взамен удаленного вытяжной вентиляцией;

3) отопительно- циркуляционные, они действуют в чистых помещениях, с низким содержанием токсичных веществ распыляющихся в воздухе;

4) тепловые завесы, обычно находятся в использовании на промышленных предприятиях для снижения количества холодного воздуха, который приходит в помещение при открывании ворот, а также его подогрева;

5) производственные, их используют для подачи воздуха, который участвует в технологическом процессе.

Для снижения потребления электроэнергии необходимо:

- заменить устаревшие вентиляторы на современные, более эффективные и экономичные;

- установкой более современного ПО и автоматизации, для изменения экономичности вентиляторов;

- блокировкой вентиляторов тепловых завес с устройствами открывания и закрывания ворот;

- устранением эксплуатационных дефектов и отклонений от проекта;

- подключение автоматического управления вентиляционными установками.

Чтобы изменять производительность вентиляторов можно применить такие действия:

1) использование многоскоростных электродвигателей вместо регулирования шиберами в напорной линии вентиляционной установки;

2) изменение подачи воздуходувок шиберами на входе в воздуховод вместо регулирования на нагнетании;

3) изменение расхода вытяжной вентиляции шиберами на рабочих местах вместо изменения на нагнетании;

4) изменение подачи дымососа при использовании цилиндрических направляющих аппаратов вместо дроссельных.

Потери электроэнергии в вентиляционной установке можно уменьшить регулированием частоты вращения вала, угла установки лопаток на рабочем колесе, поворотом лопаток направляющего аппарата.

При эксплуатации вентиляционных установок принимаются незначительные отклонения от проекта, дефекты, вследствие которых траты электроэнергии становятся нецелесообразными. К таким дефектам причисляют:

1) функционирование осевого вентилятора с перевернутым колесом, из-за этого уменьшается КПД вентиляторов на 20-40%;
2) Рост дистанции между рабочим колесом и всасывающим патрубком у центробежных вентиляторов, что в свою очередь приводит к снижению КПД;
3) демонтаж обтекателя перед входом в рабочее колесо;
4) укороченный диффузор или его демонтаж у осевых вентиляторов;
5) производственный брак и не качественный монтаж отводов, тройников, колен, вмятин, не качественная штукатурка каналов (весомо растет сопротивление воздуховодов к вентиляторам и прочие источники присосов (возникает рост расхода электроэнергии)).

Устройство автоматического регулирования и управления вентиляционными установками в зависимости от температуры наружного воздуха может дать экономию электроэнергии.

Список использованной литературы

1.О безопасности электрических и тепловых сетей и электрических станций (в том числе с комбинированной выработкой электрической и тепловой энергии), котельных, энергопринимающих устройств и теплопринимающих установок: технический регламент/Федеральный закон.-Москва, 2010.

2.Техническое обслуживание и ремонт котлов и вспомогательного оборудования котельных: технолологический регламент/ОАО «Транснефть».-Москва, 2003.

3.О требованиях пожарной безопасности: технический регламент/ Федеральный закон.-Москва, 2013.

4.Об энергосбережении и о повышении эффективности и о внесении изменении в отдельные законодательные акты Российской Феедерации: закон Рос. Федерации от 23 ноября 2009 г. № 261-ФЗ.

5.ГОСТ Р 21.1101-2013. Основные требования к проектной и рабочей документации.- введ. 2014-01-01.- М.: Изд-во стандартов, 2014.- 56 с.

6.ГОСТ 21.606-2016. Правила выполнения рабочей документации тепломеханических решений котельных.- введ. 2016-04-19.- М: Изд-во стандартов,2016.-14 с.

7.ГОСТ 21.205-2016. Условные обозначения элементов санитарно-технических систем.- введ. 2016-04-05.- М: Изд-во стандартов, 2016.-12 с.

8.ГОСТ 32028-2012 «Клапаны автоматические отсечные для газовых горелок и аппаратов. Общие технические требования и методы испытаний».- введ. 2014-01-01.- М.: Стандартинформ, 2014.- 31 с.

9.ГОСТ Р 52316-2005 «Техника пожарная. Клапаны термозапорные. Общие технические требования.

10.СП 131.13330.2012. Строительная климатология: Минрегион России 2013-

01-01.− М.: Стройиздат, 2012.- 108 с.

11.СП 124.13330.2012. Тепловые сети: Минрегион России 2012-01-01.- М: Стройиздат, 2012.- 74 с.

12.СП 89.13330.2012. Котельные установки: Минрегион России 2012-01-01.– М.: Стройиздат, 2012.- 94 с.

13.Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением».

14.Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности сетей газораспределения и газопотребления».

15.Справочник по котельным установкам малой производительности/ под ред. *К.Ф.Роддатис*.- М.: Энергоатомиздат, 1989.- 488 с.

16.*Шевелев Ф.А.* Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных, пластмассовых и стеклянных водопроводных труб Изд. 5-е- М.: Стройиздат, 1973.- 112 с.

17.Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей /*И.П.Александров, А.М.Далин* и др.; под редакцией Николаева.-М.: Стройиздат, 1965.- 360 с.

18.*Е.А. Бойко, И.С. Деринг, Т.И. Охорзина* Аэродинамический расчет котельных установок - Красноярск: КГТУ, 2006.- 71 с.

19.*Данилов Н.И.* Энергосбережение. Теория и практика: учебное пособие. Том 2. Практика управления энергоэффективностью.- Екатеринбург: УрФУ, 2012.- 296 с.

20.*Копко В.М.* Теплоизоляция трубопроводов теплосетей.- М.: Технопринт,

1. 2002.- 160 с.