

Расчетно-графическая работа по дисциплине:

«Технологические энергоносители предприятий»

*Тема работы: «Энергосберегающая система технического водоснабжения
промпредприятия»*

Задача: спроектировать оборотную систему технического водоснабжения промышленного предприятия с использованием теплоты оборотной воды в тепловых насосах для нужд низкотемпературного отопления, вентиляции и горячего водоснабжения при следующих исходных данных и параметрах:

1. Температура воды для нужд отопления и вентиляции $t_o = 65 \text{ }^\circ\text{C}$.
2. Охлаждение воды в отопительных приборах $\Delta t_{np} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.
3. Температура воды на горячее водоснабжение $t_{гв} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$.
4. Температура холодной воды для подпитки системы горячего водоснабжения $t_{хв} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$.
5. Температура охлажденной оборотной воды $t_{ох} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.
6. Температура теплой оборотной воды $t_{нт} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$.
7. Тепловые нагрузки:
 - горячего водоснабжения $Q_{гв} = 1500 \text{ кВт}$;
 - отопления $Q_o = 900 \text{ кВт}$;
 - вентиляции $Q_v = 600 \text{ кВт}$.
8. Расход оборотной воды $V_{об} = 250 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($V_{об} = 0,0694 \text{ м}^3/\text{с}$).
9. Город, для которого проектируется система водоснабжения – Нижневартовск.

Содержание

<i>Введение</i>	4
1. Составление функциональной схемы системы водоснабжения.....	5
2. Расчет режима работы теплонасосной установки и выбор тепловых насосов.....	7
3. Выбор схем включения испарителей и конденсаторов тепловых насосов.....	11
4. Расчет термодинамического цикла теплового насоса.....	14
5. Тепловой расчет и подбор теплообменников	
5.1. Расчет предварительного теплообменника.....	20
5.2. Расчет разделительного теплообменника.....	22
6. Расчет и подбор градирен.....	25
7. Расчет диаметров трубопроводов и подбор насосов	
7.1. Подбор насосов Н1.....	27
7.2. Подбор насосов Н2.....	29
7.3. Подбор насосов Н3.....	32
7.4. Подбор насосов Н4.....	34
8. Разработка принципиальной схемы системы водоснабжения.....	42
9. Компоновка оборудования теплонасосной установки.....	43
10. Расчет показателей экономичности теплонасосной установки.....	44
Заключение.....	45
Библиографический список.....	46

Введение

1. Составление функциональной схемы системы водоснабжения

Функциональная схема определяет общую структуру системы водоснабжения и способ соединения основного и вспомогательного оборудования.

При составлении функциональной схемы решаются следующие вопросы: сбор и хранение теплой оборотной воды, ее очистка и охлаждение, подача охлажденной воды потребителю, наиболее полная утилизация теплоты оборотной воды, назначение и тип основного оборудования.

Рассмотрим функциональную схему энергосберегающей системы технического водоснабжения промышленного предприятия с наиболее полным использованием теплоты оборотной воды (рис.1).

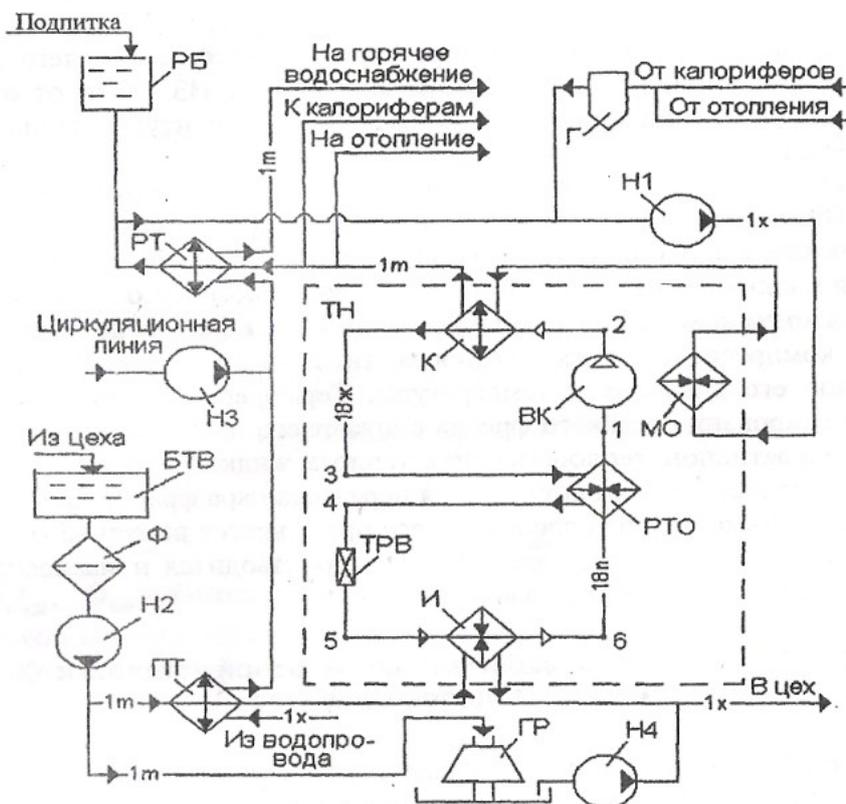


Рис.1. Функциональная схема энергосберегающей системы технического водоснабжения

Теплая оборотная вода из цеха промышленного предприятия собирается в бак теплой воды БТВ и через фильтр Ф насосами H2 подается на градирни ГР и испарители И тепловых насосов ТН, в которых оборотная вода охлаждается. Затем охлажденная оборотная вода поступает в цех предприятия. Насосы H4 подают охлажденную воду из градирен в цех. Охлаждение оборотной воды также происходит и в предварительном теплообменнике ПТ холодной водой из водопровода, подаваемой под напором водопроводной сети в систему горячего водоснабжения. Этот теплообменник является первой ступенью подогрева воды,

идущей на горячее водоснабжение. Второй ступенью подогрева служит разделительный теплообменник РТ, в котором греющей средой служит вода промежуточного контура. Циркуляцию воды в промежуточном контуре обеспечивают насосы Н1, нагрев воды – маслоохладители МО и конденсаторы К тепловых насосов. Расширительный бак РБ облегчает запуск насосов Н1 и служит также для подпитки промежуточного контура водой, компенсируя возможные ее утечки.

В периоды пониженного водоразбора из системы горячего водоснабжения циркуляцию воды обеспечивают насосы Н3. Вода от отопительных приборов и калориферов в промежуточный контур поступает через грязевик.

Каждый тепловой насос ТН снабжен регенеративным теплообменником РТО, что снижает потери энергии в терморегулирующем вентиле ТРВ. Охлаждаемая обратная вода подается в испаритель И, где ее теплота отводится к кипящему фреону. Нагреваемая вода промежуточного контура подается в конденсатор К, где при конденсации пара фреона происходит ее нагрев. В компрессоре осуществляется сжатие пара фреона, что приводит к повышению его давления и температуры. Терморегулирующий вентиль при дросселировании жидкого фреона снижает его давление и температуру. В регенеративном теплообменнике теплота жидкого фреона, выходящего из конденсатора, используется для перегрева пара фреона при входе в компрессор. Поскольку в тепловом насосе применяется винтовой маслозаполненный компрессор, охлаждение масла производится в маслоохладителе МО водой промежуточного контура.

2. Расчет режима работы теплонасосной установки и выбор тепловых насосов

Объемный расход воды на горячее водоснабжение, м³/с:

$$V_{zg} = \frac{Q_{zg}}{c\rho(t_{zg} - t_{xg})},$$

где c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг*К);

ρ – плотность воды, кг/м³.

$$V_{zg} = \frac{1000}{4,19 \cdot 985,6 \cdot (55 - 5)} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Температура подпиточной воды системы горячего водоснабжения на выходе из предварительного теплообменника:

$$t_{пт} = t_{нп} - \Delta t_{нг},$$

где $\Delta t_{нг}$ – недогрев подпиточной воды в предварительном теплообменнике до температуры обратной воды, принимается $\Delta t_{нг} = 2 \dots 5$ °С.

$$t_{пт} = 38 - 3 = 35 \text{ °С}.$$

Тепловая нагрузка предварительного теплообменника, кВт:

$$Q_{\text{ПТ}} = V_{\text{ГВ}} c \rho (t_{\text{ПТ}} - t_{\text{ХВ}}).$$

$$Q_{\text{ПТ}} = 0,005 \cdot 4,19 \cdot 985,6(35 - 5) = 600 \text{ кВт}.$$

Теплопроизводительность теплонасосной установки, кВт:

$$Q = Q_{\text{O}} + Q_{\text{B}} + Q_{\text{ГВ}}.$$

$$Q = 400 + 200 + 400 = 2000 \text{ кВт}.$$

Количество рабочих тепловых насосов, шт:

$$N = \frac{Q - Q_{\text{nm}}}{Q_{\text{кн}} + Q_{\text{мн}}},$$

где $Q_{\text{кн}}$, $Q_{\text{мн}}$ – номинальная теплопроизводительность конденсатора и маслоохладителя выбранного теплового насоса.

$$N = \frac{2000 - 600}{300 + 40} = 4,11 \text{ шт}.$$

Таким образом, $N=4$ шт.

Будем использовать однотипные и наиболее мощные тепловые насосы НТ-300, стремясь к максимальному использованию их мощности.

Количество устанавливаемых тепловых насосов с учетом резерва, шт.:

$$N_{\text{уст}} = N + 1, (6)$$

$$N_{\text{уст}} = 3 + 1 = 5 \text{ шт}.$$

Таблица 1

Характеристики парокомпрессионных тепловых насосов в номинальном режиме [1]

Параметры	НТ-300
Теплопроизводительность, кВт:	
конденсатора	300
маслоохладителя	40
Расход воды, м ³ /ч:	
через конденсатор	90
через маслоохладитель	13
через испаритель	120
Температура воды, °С:	
на выходе из конденсатора	60
на выходе в испаритель	22
Перепад давления по воде, кПа:	
в конденсаторе	26
в маслоохладителе	5
в испарителе	9

Теоретическая производительность компрессора, м ³ /ч	602
Потребляемая мощность, кВт	132
Диаметр патрубков, мм: конденсатора	100
испарителя	100
Габаритные размеры, мм	4800x1600x2155
Масса, кг	6050

Тепловые нагрузки конденсатора и маслоохладителя каждого теплового насоса в расчетном режиме, кВт:

$$Q_{км} = \frac{Q - Q_{nm}}{N}.$$

$$Q_{км} = \frac{2000 - 600}{4} = 350 \text{ кВт}$$

Тепловая нагрузка конденсатора в расчетном режиме, кВт:

$$Q_{к} = Q_{км} - Q_{м}.$$

$$Q_{к} = 350 - 40 = 310 \text{ кВт}.$$

Тепловая нагрузка испарителя в расчетном режиме, кВт:

$$Q_{и} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} Q_{км},$$

где φ – коэффициент трансформации теплового насоса, принимается

$$\varphi = 4 \dots 5.$$

$$Q_{и} = \frac{5 - 1}{5} \cdot 350 = 280 \text{ кВт}.$$

Расход оборотной воды через предварительный теплообменник и испарители тепловых насосов, м³/с:

$$V_{nm} = \frac{N Q_{и} + Q_{nm}}{c\rho(t_{nm} + t_{ox})}.$$

$$V_{nm} = \frac{4 \cdot 280 + 600}{4,19 \cdot 992,2 \cdot (38 - 20)} = 0,023 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход оборотной воды на градирни, м³/с:

$$V_{Г} = V_{ОВ} - V_{НП},$$

где $V_{ов}$ – общий расход оборотной воды, м³/с.

$$V_{Г} = 0,0556 - 0,023 = 0,033 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воды на отопление, м³/с:

$$V_0 = \frac{Q_0}{c\rho\Delta t_{np}}$$

$$V_0 = \frac{600}{4,19 \cdot 983,2 \cdot 15} = 0,010 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воды на вентиляцию, м³/с:

$$V_6 = \frac{Q_6}{c\rho\Delta t_{np}}$$

$$V_6 = \frac{400}{4,19 \cdot 983,2 \cdot 15} = 0,006 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тепловая нагрузка разделительного теплообменника, кВт:

$$Q_{PT} = V_{ГВ} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{ГВ} - t_{ПТ}).$$

$$Q_{PT} = 0,005 \cdot 4,182 \cdot 985,6 \cdot (55 - 35) = 400 \text{ кВт}.$$

Температура горячей воды в промежуточном контуре конденсаторов и маслоохладителей тепловых насосов на выходе из разделительного теплообменника, °С:

$$t_{PT} = t_{ПТ} + \Delta t_{НО},$$

где $\Delta t_{НО}$ – недоохлаждение воды промежуточного контура в разделительном теплообменнике, принимается $\Delta t_{НО} = 5 \dots 10$ °С.

$$t_{PT} = 35 + 7 = 42 \text{ °С}.$$

Расход воды из промежуточного контура для нагрева воды на горячее водоснабжение в разделительном теплообменнике, м³/с:

$$V_{pm} = \frac{Q_{pm}}{c\rho(t_0 - t_{pm})}$$

$$V_{pm} = \frac{400}{4,184 \cdot 983,2 \cdot (60 - 42)} = 0,006 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расход воды в промежуточном контуре, м³/с:

$$V_{ПК} = V_0 + V_B + V_{PT}.$$

$$V_{ПК} = 0,010 + 0,006 + 0,006 = 0,022 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Выбор схем включения испарителей и конденсаторов тепловых насосов

Наилучшие энергетические показатели теплонасосной установки достигаются при последовательной схеме включения конденсаторов тепловых насосов по нагреваемой воде. В этом случае во всех конденсаторах, кроме последнего, температура и давление рабочего агента ниже расчетных.

При соединении испарителей и конденсаторов тепловых насосов необходимо выполнение условий:

$$V_{\text{НП}} = (0,7 \dots 1,05)V_{\text{ИН}}$$

$$V_{\text{ПК}} = (0,7 \dots 1,05)V_{\text{КН}}$$

где $V_{\text{ИН}}$, $V_{\text{КН}}$, $V_{\text{НП}}$, $V_{\text{ПК}}$ – объемные расходы воды, $\text{м}^3/\text{с}$.

$$V_{\text{НП}} = 0,7 \cdot 0,0033 = 0,00231 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{\text{НП}} = 1,05 \cdot 0,0033 = 0,003465 \text{ м}^3/\text{с}$$

$0,00231 \geq V_{\text{НП}} \leq 0,003465$, т.к. $V_{\text{НП}} = 0,00231$, байпас не нужен

$$V_{\text{ПК}} = 0,7 \cdot 0,0035 = 0,00245 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$V_{\text{ПК}} = 1,05 \cdot 0,0035 = 0,003675 \text{ м}^3/\text{с}$$

$0,00245 \geq V_{\text{ПК}} \leq 0,003675$, т.к. $V_{\text{ПК}} = 0,00245$, байпас не нужен

Из-за того, что $V_{\text{ПК}} < 0,7 V_{\text{КН}}$ предусматривается байпасная линия. Здесь разделение потока осуществляется после выхода из конденсатора последнего теплового насоса по ходу нагреваемой воды.

Из-за того, что $V_{\text{НП}} < 0,7 V_{\text{ИН}}$ возникает необходимость использования байпасной линии и разделение потока воды осуществляется после выхода из испарителя последнего теплового насоса по ходу охлаждаемой воды.

Маслоохладители тепловых насосов соединяются параллельно и включаются в промежуточный контур нагреваемой воды перед конденсаторами с целью обеспечения наилучшего охлаждения масла.

Температура охлаждаемой воды на входе в испаритель первого теплового насоса после предварительного теплообменника, $^{\circ}\text{C}$:

$$t'_{u,1} = t_{\text{НП}} - \frac{Q_{\text{ПТ}}}{c \rho V_{\text{НП}}}$$

$$t'_{u,1} = 38 - \frac{600}{4,178 \cdot 992,2 \cdot 0,00231} = 32^{\circ}\text{C}$$

Температура охлаждаемой воды на выходе из i -го испарителя рассчитывается с учетом охлаждения ее в испарителе, $^{\circ}\text{C}$:

$$t'_{u,i} = t_{\text{исп},i} - \frac{Q_{\text{исп},i}}{c \rho V_{\text{исп},i}}$$

Для последовательно соединенных испарителей N тепловых насосов температура воды на входе в $(i+1)$ -й испаритель равна температуре воды на выходе из i -го испарителя, $^{\circ}\text{C}$:

$$t'_{u,i+1} = t''_{u,i}, \quad i = 1, \dots, N-1.$$

$$t'_{u,1} = 32 - \frac{280}{4,178 \cdot 994,7 \cdot 0,00231} = 29^{\circ}\text{C}$$

$$t_{u,2}'' = \{t\} \text{ rsub } \{n,1\} \text{ rsup } \left\{ - \frac{Q_u}{c \cdot p \cdot V_{nn}} \right.$$

$$t_{u,2}'' = 29 - \{280\} \text{ over } \{4,179 \cdot 996,2 \cdot 0,023\} = 25,86$$

$$t_{u,3}'' = \{t\} \text{ rsub } \{n,2\} \text{ rsup } \left\{ - \frac{Q_u}{c \cdot p \cdot V_{nn}} \right.$$

$$t_{u,3}'' = 25,88 - \{280\} \text{ over } \{4,179 \cdot 996,2 \cdot 0,023\} = 22,96$$

$$t_{u,4}'' = \{t\} \text{ rsub } \{n,3\} \text{ rsup } \left\{ - \frac{Q_u}{c \cdot p \cdot V_{nn}} \right.$$

$$t_{u,4}'' = 22,96 - \{280\} \text{ over } \{4,179 \cdot 996,2 \cdot 0,023\} = 20,06$$

Проверка расчета распределения температуры охлаждаемой воды производится в соответствии с условием:

$$t_{u,N}'' = t_{ox} \\ 20,04 \approx 20.$$

Для последовательно соединенных конденсаторов тепловых насосов, противоточной схемы движения воды через конденсаторы и испарители, а также ранее принятой нумерации тепловых насосов в направлении движения охлажденной воды через испарители можно записать:

$$t_{\kappa,1}'' = t_o, \quad t_{\kappa,i}' = t_{\kappa,i+1}'' \\ t_{\kappa,i}' = t_{\kappa,i}'' - \frac{Q_{\kappa}}{cpV_{ПК}}.$$

$$t_{\kappa,1}'' = 60 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{\kappa,1}' = 60 - \frac{310}{4,179 \cdot 983,2 \cdot 0,022} = 57 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{\kappa,2}' = 57 - \frac{310}{4,177 \cdot 985,6 \cdot 0,022} = 53$$

$$t_{\kappa,3}' = 53 - \frac{310}{4,177 \cdot 985,6 \cdot 0,022} = 50$$

$$t_{\kappa,4}' = 50 - \frac{310}{4,177 \cdot 985,6 \cdot 0,022} = 46$$

Температура нагреваемой воды промежуточного контура на входе в маслоохладители тепловых насосов, °C:

$$t'_{mo} = t'_{K,N} - \frac{Q_{MH} N}{c\rho V_{ПК}}$$

$$t'_{mo} = 46 - \frac{40 \cdot 4}{4,18 \cdot 995,7 \cdot 0,022} = 44,22 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Проверка расчета распределения температуры нагреваемой воды производится на основании уравнения теплового баланса при смешении потоков воды промежуточного контура, поступающих из разделительного теплообменника, систем отопления и вентиляции:

$$t'_{mo} = \frac{t_{pm} V_{pm} + (t_o - \Delta t_{np})(V_o + V_v)}{V_{ПК}}$$

$$t'_{mo} = \frac{42 \cdot 0,005 + (60 - 15)(0,010 + 0,006)}{0,022} = 44,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$44,22 \approx 44,25.$$

Средняя температура воды в конденсаторах и испарителях тепловых насосов, °C:

$$\bar{t}_{k,i} = 0,5(t'_{k,i} + t''_{k,i}).$$

$$\bar{t}_{u,i} = 0,5(t'_{u,i} + t''_{u,i}).$$

$$\bar{t}_{k,1} = 0,5(60 + 57) = 58 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\bar{t}_{k,2} = 0,5(57 + 53) = 55 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\bar{t}_{k,3} = 0,5(53 + 50) = 51,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\bar{t}_{k,4} = 0,5(50 + 46) = 48 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{u,1} = 0,5 \cdot (32 + 29) = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{u,2} = 0,5 \cdot (29 + 25,88) = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{u,2} = 0,5 \cdot (25,88 + 22,96) = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$t_{u,2} = 0,5 \cdot (22,96 + 20) = 21,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Для каждого теплового насоса рассчитывается разность средних температур воды в конденсаторе и испарителе:

$$\Delta t_i = \bar{t}_{k,i} - \bar{t}_{u,i}.$$

$$\Delta t_1 = 58 - 30 = 28 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta t_2 = 55 - 27,5 = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_3 = 51,5 - 24,5 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_4 = 48 - 21,5 = 26,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Максимальное значение этой разности температур $\Delta t_1 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ соответствует тепловому насосам №1 который работает в наиболее тяжелых условиях.

4. Расчет термодинамического цикла теплового насоса

Целью расчета является определение производительности компрессора и мощности его электродвигателя, тепловых нагрузок испарителя и маслоохладителя, вычисление коэффициента трансформации. Расчет термодинамического цикла выполняется для того теплового насоса, который работает в наиболее тяжелых условиях. По результатам расчета делается вывод о правильности выбора типоразмера теплового насоса.

Исходные данные для расчета:

1. Рабочий агент-фреон R134a
2. Схема теплового насоса.
3. Тепловая нагрузка конденсатора $Q_K = 310 \text{ кВт}$.
4. Средняя температура охлаждаемой воды в испарителе $30 \text{ }^\circ\text{C}$.
5. Средняя температура нагреваемой воды в конденсаторе $58 \text{ }^\circ\text{C}$.
6. Температура воды на входе в маслоохладитель $t'_{MO} = 44,22 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температура кипения и конденсации фреона, $^\circ\text{C}$:

$$t_u = t_5 = t_6 = \bar{t}_u - \Delta \bar{t}_u .$$

$$t_k = t_3 = \bar{t}_k + \Delta \bar{t}_k .$$

где $\Delta \bar{t}_k$, $\Delta \bar{t}_u$ – средний температурный напор в конденсаторе и испарителе, принимается: $\Delta \bar{t}_u = 3 \dots 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta \bar{t}_k = 5 \dots 7 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_u = 30 - 3 = 27 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_k = 58 + 6 = 64 \text{ }^\circ\text{C}.$$

С помощью p - h -диаграммы (рис.2) для фреона R-134a определим:

$$p_u = 0,6 \text{ МПа};$$

$$p_k = 1,3 \text{ МПа};$$

$$h_6 = 562 \text{ кДж/кг}.$$

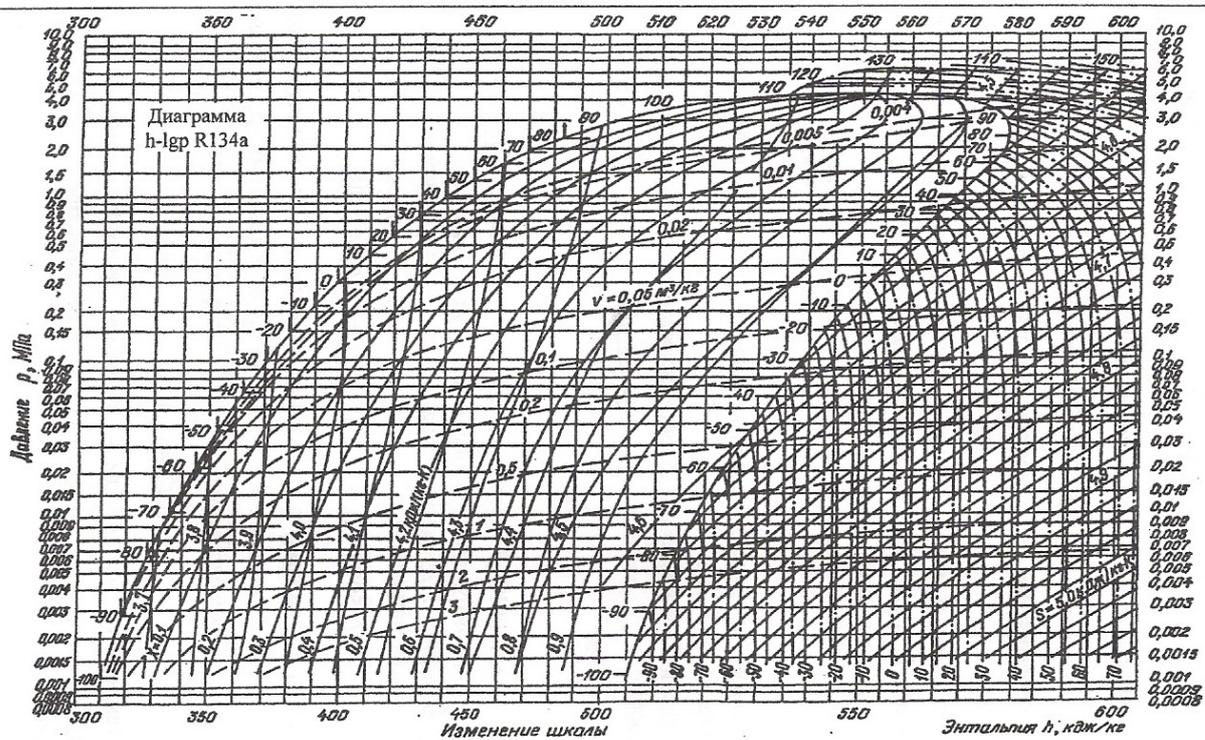


Рис.2. P-h-диаграмма для фреона R-134a

Степень повышения давления в компрессоре:

$$\varepsilon = p_k / p_u$$

$$\varepsilon = 1,3 / 0,6 = 2,17.$$

Температура пара на входе в компрессор, °C:

$$t_1 = t_6 + \Delta t_{ne},$$

где Δt_{ne} – перегрев пара в регенеративном теплообменнике, принимается $\Delta t_{ne} = 25 \dots 35$ °C.

$$t_1 = 27 + 25 = 52^\circ\text{C}.$$

По давлению $p_u = 0,6$ МПа и температуре $t_1 = 52$ °C при помощи диаграммы определим $h_1 = 579$ кДж/кг, $h_3 = 456$ кДж/кг, удельный объем фреона $V_1 = 0,035$ м³/кг.

Энтальпия жидкого фреона находится из уравнения теплового баланса для регенеративного теплообменника, кДж/кг:

$$h_4 = h_3 + h_6 - h_1$$

$$h_4 = 456 + 562 - 579 = 439 \text{ кДж/кг}.$$

Поскольку процесс дросселирования 4-5 является изоэнтальпийным, то $h_5 = h_4 = 439$ кДж/кг.

Энтальпия пара фреона в конце политропного процесса сжатия в компрессоре, кДж/кг:

$$h''_2 = h_1 + ((h'_2 - h_1) / \eta_i),$$

где η_i – внутренний КПД компрессора;

h'_2 – энтальпия пара фреона в конце идеального изоэнтальпийного процесса сжатия в компрессоре.

Внутренний КПД компрессора находится из зависимости, обобщающей опытные данные:

$$\eta_i = 0,5925 + 0,0079 \cdot \varepsilon + 0,0045 \cdot \varepsilon^2 - 0,00084 \cdot \varepsilon^3.$$

$$\eta_i = 0,5925 + 0,0079 \cdot 2,17 + 0,0045 \cdot 2,17^2 - 0,00084 \cdot 2,17^3 = 0,622;$$

$$h'_2 = 596 \text{ кДж/кг};$$

$$h''_2 = 579 + ((596 - 579)/0,632) = 606 \text{ кДж/кг}.$$

Энтальпия пара фреона h_2 в конце процесса отвода теплоты впрыскиваемым маслом определяется из диаграммы при давлении p_k и температуре масла на выходе из компрессора t''_m , которая составляет:

$$t''_m = t'_m + \Delta t_m,$$

где t'_m – температура масла на входе в компрессор, принимается $t'_m = t'_{m0} = 44,22 \text{ }^\circ\text{C}$;

Δt_m – повышение температуры масла в компрессоре, принимается $\Delta t_m = 15 \dots 45 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t''_m = 44 + 34 = 78 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$h_2 = 588 \text{ кДж/кг}.$$

Удельный тепловой поток, отводимый от рабочего агента в конденсаторе, кДж/кг:

$$q_k = h_2 - h_3.$$

$$q_k = 588 - 456 = 132 \text{ кДж/кг}.$$

Расход рабочего агента, циркулирующего в тепловом насосе, кг/с:

$$G = Q_k / q_k.$$

$$G = 310 / 132 = 2,35 \text{ кг/с}.$$

Тепловой поток, отводимый маслом от рабочего агента (тепловая нагрузка маслоохладителя), кВт:

$$Q_m = G(h''_2 - h_2).$$

$$Q_m = 2,35 \cdot (606 - 588) = 43,03 \text{ кВт}.$$

Расход масла, подаваемого в компрессор, м³/кг:

$$V_m = Q_m / (c_m \cdot \rho_m \cdot \Delta t_m),$$

где c_m , ρ_m – удельная теплоемкость и плотность масла (для условной работы компрессора примем: $c_m = 2,18 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$, $\rho_m = 830 \text{ кг/м}^3$).

$$V_m = 43,03 / (2,18 \cdot 830 \cdot 30) = 0,000699 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Относительный массовый расход масла, кг/с:

$$g_m = (V_m \cdot \rho_m) / G,$$

$$g_m = (0,000699 \cdot 830) / 2,35 = 0,25 \text{ кг/с}.$$

С целью проверки правомерности принятого значения повышения температуры масла полученное значение относительного массового расхода масла сравнивается с рекомендуемым значением относительного массового расхода:

$$g_p = 0,09375 - 0,025\varepsilon + 0,02656\varepsilon^2.$$

$$g_p = 0,09375 - 0,025 \cdot 2,17 + 0,02656 \cdot 2,17^2 = 0,24 \text{ кг/с.}$$

Удельная внутренняя работа компрессора, кДж/кг:

$$l_i = h''_2 - h_1.$$

$$l_i = 606 - 579 = 27 \text{ кДж/кг.}$$

Внутренняя мощность компрессора, кВт:

$$N_i = G \cdot l_i.$$

$$N_i = 2,35 \cdot 27 = 64,17 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателя для привода компрессора, кВт:

$$N_э = N_i / \eta_{эм},$$

где $\eta_{эм}$ – электромеханический КПД, принимается $\eta_{эм} = 0,9$.

$$N_э = 64,17 / 0,9 = 71,3 \text{ кВт.}$$

Действительная объемная производительность компрессора по условиям всасывания, м³/с

$$V = G v_1.$$

$$V = 2,35 \cdot 0,035 = 0,08 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Теоретическая объемная производительность компрессора, м³/с:

$$V_m = V / \lambda.$$

Коэффициент подачи определяется из зависимости:

$$\lambda = 0,997 - 0,032\varepsilon + 0,002\varepsilon^2 - 0,000078\varepsilon^3.$$

$$\lambda = 0,997 - 0,032 \cdot 2,17 + 0,002 \cdot 2,17^2 - 0,000078 \cdot 2,17^3 = 0,936$$

$$V_m = 0,08 / 0,936 = 0,09 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Удельный тепловой поток, подводимый к рабочему агенту в испарителе, кДж/кг:

$$q_u = h_6 - h_5.$$

$$q_u = 562 - 439 = 123 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловая нагрузка испарителя, кВт:

$$Q_u = G \cdot q_u.$$

$$Q_u = 2,35 \cdot 123 = 288,86 \text{ кВт.}$$

Тепловая нагрузка регенеративного теплообменника, кВт:

$$Q_{пто} = G(h_3 - h_4).$$

$$Q_{пто} = 2,35 \cdot (456 - 439) = 39,92 \text{ кВт.}$$

Для контроля расчета составляется энергетический баланс установки:

$$Q_u + N_i = Q_k + Q_m.$$
$$288,86 + 64,17 = 310 + 43,03;$$

$353,03 = 353,03$. Расхождение составляет 0 %.

Расхождение приходной и расходной частей баланса не должно превышать 8%.

Коэффициент трансформации:

$$\varphi = (Q_k + Q_m) / N_e.$$
$$\varphi = \frac{310 + 43,03}{71,3} = 4,95.$$

Т.к. теоретическая объемная производительность компрессора V_m в результате расчета составила $0,09 \text{ м}^3/\text{с}$ ($324 \text{ м}^3/\text{ч}$), что меньше паспортной производительности равной $602 \text{ м}^3/\text{ч}$, то компрессор может работать в заданном режиме.

Тепловая нагрузка испарителя теплового насоса, полученная в результате расчета термодинамического цикла и вычисленная в разделе 2, отличается на 4% что не более чем на 6,4 %, что допустимо.

5. Тепловой расчет и подбор теплообменников

В качестве предварительного и разделительного теплообменников применяются водоводяные секционные подогреватели. Подогреватели изготавливаются с длиной трубок 2000 и 4000 мм. Диаметр трубок составляет $d_n/d_v = 16/14 \text{ мм}$, материал – латунь. Подогреваемую воду рекомендуется пропускать по трубкам, а греющую воду – по межтрубному пространству. При этом термические линейные удлинения корпуса и трубок выравниваются, облегчается чистка трубок. Средняя скорость воды в межтрубном пространстве составляет $w_{\text{мт}} = 0,5 \dots 2,5 \text{ м/с}$.

Задачей расчета является определение площади поверхности теплообмена F , выбор типоразмера секции подогревателя, расчет количества секций Z .

5.1. Расчет для предварительного теплообменника

Для скорости воды в межтрубном пространстве $w_{\text{мт}} = 2,5 \text{ м/с}$ оценим площадь проходного сечения межтрубного пространства, м^3 :

$$f_{\text{мт}} = V_{\text{мт}} / w_{\text{мт}}.$$

$$V_{\text{мт}} = V_{\text{нп}} = 0,023 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$f_{\text{мт}} = 0,023 / 2,5 = 0,009 \text{ м}^3.$$

По полученному значению $f_{\text{мт}}$ выбираем типоразмер подогревателя 12-219*4000-Р [1].

Основные параметры водоводяного секционнного подогревателя 12-219*4000-Р

Внутренний диаметр корпуса $D_в$, мм	Число трубок n_m	Площадь поверхность и нагрева F_c , m^2	Площадь проходного сечения, m^2	
			трубок f_m	межтрубного пространства, f_{mm}
207	64	12	0,00985	0,02079

Скорость воды в трубках и между трубками, м/с:

$$w_m = V_m / f_m.$$

$$w_{mm} = V_{mm} / f_{mm}.$$

$$V_m = V_{св} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$w_m = 0,005 / 0,00985 = 0,49 \text{ м/с};$$

$$w_{mm} = 0,023 / 0,02079 = 1,1 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства, мм:

$$d_э = (D_в^2 - n_m \cdot d_n^2) / (D_в + n_m \cdot d_n).$$

$$d_э = ((207)^2 - 64 \cdot (16)^2) / (207 + 64 \cdot 16) = 21,4 \text{ мм}.$$

Средняя температура воды в трубках и между трубками, °С:

$$\bar{t}_m = 0,5(t'_m + t''_m).$$

$$\bar{t}_{mm} = 0,5(t'_{mm} + t''_{mm})$$

$$t'_m = t_{св} = 5 \text{ °С};$$

$$t''_m = t_{nm} = 35 \text{ °С};$$

$$t'_{mm} = t_{nn} = 38 \text{ °С};$$

$$t''_{mm} = t'_{u,1} = 32 \text{ °С};$$

$$\bar{t}_m = 0,5(5+35) = 20 \text{ °С};$$

$$\bar{t}_{mm} = 0,5(38+32) = 35 \text{ °С}.$$

Коэффициенты теплоотдачи на поверхностях стенок в трубном и межтрубном пространстве, Вт/($m^2 \cdot K$):

$$\alpha_m = (1630 + 21 \cdot \bar{t}_m - 0,041 \bar{t}_m^2) \cdot (w_m^{0,8} / d_э^{0,2}).$$

$$\alpha_{mm} = (1630 + 21 \cdot \bar{t}_{mm} - 0,041 \bar{t}_{mm}^2) \cdot (w_{mm}^{0,8} / d_э^{0,2}).$$

$$\alpha_m = (1630 + 21 \cdot 20 - 0,041 \cdot 20^2) (0,49^{0,8} / 0,014^{0,2}) = 2028,1 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

$$\alpha_{mm} = (1630 + 21 \cdot 35 - 0,041 \cdot 35^2) (1,1^{0,8} / 0,016^{0,2}) = 5415,18 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$k = \beta(1/\alpha_{mm} + \delta/\lambda_m + 1/\alpha_m)^{-1},$$

где β – коэффициент, учитывающий снижение коэффициента теплопередачи из-за наличия накипи и загрязнения поверхности трубок, принимается $\beta = 0,8$;

δ – толщина стенки трубки, м;

$$\delta = 0,5(d_n - d_g).$$

$$\delta = 0,5(0,016 - 0,014) = 0,001 \text{ м}.$$

λ_m – теплопроводность материала стенок трубок, для латуни принимается $\lambda_m = 105 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

$$k = 0,8 \cdot ((1/5415,1) + (0,001/105) + (1/2028,1))^{-1} = 1164,04 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Средний температурный напор, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t = \frac{-i = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}}{\Delta t},$$

где Δt_6 , Δt_m – большая и меньшая крайние разности температур между теплоносителями при противоточной схеме их движения, $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t_6 = 32 - 5 = 27 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_m = 38 - 35 = 3 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t = (27 - 3) / (\ln 27/3) = 10,9 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Площадь поверхности нагрева подогревателя, м^2 :

$$F = \frac{Q_{nm}}{k \cdot \Delta t \cdot i}.$$

$$F = (600 \cdot 1000) / (1164,04 \cdot 10,9) = 47,2 \text{ м}^2$$

Число секций подогревателя, шт:

$$Z = \frac{F}{F_c}$$

$$Z = \frac{47,2}{12} = 3,93 \approx 4$$

5.2. Расчет разделительного теплообменника

Для принятой скорости воды в межтрубном пространстве $w_{mm} = 2,5 \text{ м}/\text{с}$ оценим площадь проходного сечения межтрубного пространства, м^2 :

$$f_{mm} = V_{mm} / w_{mm}.$$

$$f_{MT} = 0,005 / 2,5 = 0,0021 \text{ м}^2.$$

$$V_{mm} = V_{pm} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По полученному значению $f_{MT}=0,0021 \text{ м}^2$ выбираем типоразмер подогревателя 4-76*4000-Р [1].

Таблица 3

Основные параметры водоводяного секционного подогревателя 4-76*4000-Р

Внутренний диаметр корпуса D_B , мм	Число трубок n_T	Площадь поверхности нагрева F_C , м^2	Площадь проходного сечения, м^2	
			трубок f_T	межтрубного пространства, f_{MT}
69	7	1,31	0,00108	0,00233

Скорость воды в трубках и между трубками, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_m = V_{26} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$w_m = V_m / f_m.$$

$$w_{mt} = V_{mt} / f_{mt}.$$

$$w_m = 0,005 / 0,00108 = 4,49 \text{ м/с}.$$

$$w_{mt} = 0,005 / 0,00233 = 2,31 \text{ м/с}.$$

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства, мм:

$$d_3 = (D_6^2 - n_m \cdot d_n^2) / (D_6 + n_m \cdot d_n).$$

$$d_3 = \frac{69^2 - 7 \cdot 0,016^2}{69 + 7 \cdot 0,016} = 16,4$$

Средняя температура воды в трубках и между трубками, $^{\circ}\text{C}$:

$$\bar{t}_T = 0,5(t'_T + t''_T).$$

$$\bar{t}_{MT} = 0,5(t'_{MT} + t''_{MT}).$$

$$t'_T = t_{nm} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t''_T = t_{26} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t'_{MT} = t_o = 60 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t''_{MT} = t_{pm} = 42 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\bar{t}_T = 0,5(35 + 55) = 45 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\bar{t}_{MT} = 0,5(60 + 35) = 47,5 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициенты теплоотдачи на поверхностях стенок в трубном и межтрубном пространстве, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$:

$$\alpha_m = (1630 + 21 \cdot \bar{t}_m - 0,041 \cdot \bar{t}_m^2) \cdot (w_m^{0,8} / d_m^{0,2}),$$

$$\alpha_{mm} = (1630 + 21 \cdot \bar{t}_{mm} - 0,041 \bar{t}_{mm}^2) \cdot (w_{mm}^{0,8} / d_{mm}^{0,2}).$$

$$\alpha_m = (1630 + 21 \cdot 44 - 0,041 \cdot 44^2) (1,79^{0,8} / 0,014^{0,2}) = 19489,13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

$$\alpha_{mm} = (1630 + 21 \cdot 50 - 0,041 \cdot 50^2) (1,8^{0,8} / 0,013^{0,2}) = 11565,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$:

$$k = \beta \cdot (1/\alpha_{mm} + \delta/\lambda_M + 1/\alpha_m)^{-1},$$

где β – коэффициент, учитывающий снижение коэффициента теплопередачи из-за наличия накипи и загрязнения поверхности трубок, принимается $\beta = 0,8$;

δ – толщина стенки трубки, $\delta = 0,5(d_H - d_B)$

λ_M – теплопроводность материала стенок трубок, для латуни принимается $\lambda_M = 105 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$.

$$k = 0,8 \cdot ((1/21184,73) + (0,001/105) + (1/19489,13))^{-1} = 5431 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}.$$

Средний температурный напор, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t^{\square} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}.$$

где Δt_{δ} , $\Delta t_{\text{м}}$ – большая и меньшая крайние разности температур между теплоносителями при противоточной схеме их движения, $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t_{\delta} = 42 - 35 = 7^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = 60 - 55 = 5^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t^{\square} = (7 - 5) / (\ln 7/5) = 5,9^{\circ}\text{C}.$$

Площадь поверхности нагрева подогревателя, м^2 :

$$F = \frac{Q_{\text{pm}}}{k \cdot \Delta t^{\square} \cdot \zeta},$$

$$F = (400 \cdot 1000) / (5431 \cdot 5,9) = 12,39 \text{ м}^2.$$

Число секций подогревателя, шт.:

$$Z = \frac{F}{F_c}$$

$$Z = 12,39 / 1,31 = 9,21 \approx 9 \text{ шт.}$$

6. Расчет и подбор градирен

Задачей расчета является определение площади фронтального сечения вентиляторной градирни, выбор ее конструкции и количества секций, расчет количества градирен.

Параметры для расчета:

1. Город, для которого проектируется система водоснабжения - Москва.
2. Температура охлажденной оборотной воды $t_{ох}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$.
3. Температура тепловой оборотной воды $t_{нп}=38\text{ }^{\circ}\text{C}$.
4. Расход оборотной воды на градирни $V_{г}=0,033\text{ м}^3/\text{с}$.

Таблица 3.

Параметры атмосферного воздуха [1].

Город	Температура в самый жаркий месяц, $^{\circ}\text{C}$		Относительная влажность в самый жаркий месяц, $\varphi_{ж}, \%$	Продолжительность отопительного периода τ_3 , сут.
	среднемесячная $t_{жс}$	средняя максимальная $t_{макс}$		
Москва	19,3	21,6	54	205

Средняя температура воздуха для наиболее жарких суток в городе Москва, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_p = t_{жс} + 0,25t_{макс},$$

где $t_{жс}$ – среднемесячная температура воздуха в самый жаркий месяц ($t_{жс} = 19,3^{\circ}\text{C}$);

$t_{макс}$ – средняя максимальная температура в самый жаркий месяц ($t_{макс} = 21,6^{\circ}\text{C}$);
 $t_p = 19,3 + 0,25 \cdot 21,6 = 24,7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

С помощью $H-d$ -диаграммы влажного воздуха по температуре $t_{жс}$ и относительной влажности $\varphi_{жс}$ определим влагосодержание воздуха $d_{жс}$. Состояние воздуха для наиболее жарких суток находим по температуре t_p и полученному значению $d_{жс}$. Для этого состояния воздуха определим температуру смоченного термометра t_m , которая является теоретическим пределом охлаждения воды в градирне.

$$d_{жс} = 8,7\text{ г/кг};$$

$$t_m = 16,6\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент эффективности градирни:

$$\eta_2 = \frac{t_{нп} - t_{ох}}{t_{нп} - t_m}.$$

$$\eta_2 = (38 - 20) / (38 - 16,6) = 0,84.$$

Для вентиляторных градирен $\eta_2 = 0,75 \dots 0,85$.

Удельная тепловая нагрузка на единицу площади фронтального сечения градирни, кВт/м²:

$$qF = gF c (t_{НП} - t_{ОХ}),$$

где gF – удельная гидравлическая нагрузка, отнесенная к площади фронтального сечения градирни, для вентиляторных градирен в номинальном режиме работы $gF = 1,5 \dots 2,8$ кг/(м²с).

$$qF = 2,5 \cdot 4,19 \cdot (38 - 20) = 188,55 \text{ кВт/м}^2.$$

Тепловой поток, отводимый от воды в градирне, кВт:

$$QГ = VГ c\rho (t_{НП} - t_{ОХ}).$$

$$QГ = 0,033 \cdot 4,19 \cdot 1000 \cdot (38 - 20) = 2452,89 \text{ кВт}.$$

Необходимая суммарная площадь фронтального сечения градирни, м²:

$$\sum F\phi = QГ / qF.$$

$$\sum F\phi = 2452,89 / 188,55 = 13 \text{ м}^2.$$

По полученному значению $\sum F\phi$ выбираем вентиляторную градирню [1].

Таблица 5

Характеристика вентиляторной градирни

Конструкция	Марка, Количество секций	Расположение вентилятора	Фронтальное Сечение $F\phi$, м ²	Расход Воды $GГ$, кг/с	Высота, м
секционная	2	нижнее	16	44,4	6,8

Рассчитаем число градирен, шт.:

$$nг = \sum F\phi / F\phi.$$

$$nг = 13 / 16 = 1,06 \approx 0,81 \text{ шт}.$$

Удельная гидравлическая нагрузка выбранных градирен в расчетном режиме, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$:

$$g_z = (V_z \rho) / (n_z \cdot F_{\phi}).$$

$$g_F = (0,033 \cdot 1000) / (0,81 \cdot 16) = 2,5 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}.$$

Полученное значение сравним со значением удельной гидравлической нагрузки выбранной градири в номинальном режиме:

$$g_F = G_z / F_{\phi}.$$

$$g_F = 44,4 / 16 = 2,775 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{с}.$$

7. Расчет диаметров трубопроводов и подбор насосов

Задачей расчета является определение диаметров и выбор по сортаменту всех трубопроводов воды, как внутренних, так и внешних, соединяющих теплонасосную установку и градири с потребителями, а также подбор насосов Н1...Н4 и насосов байпасной линии Н5, Н6. При подборе насосов полагается, что длина внутренних трубопроводов пренебрежимо мала по сравнению с длиной внешних трубопроводов, а напор, развиваемый насосами, определяется снижением напора во внешних трубопроводах и требуемым напором у потребителя.

7.1. Подбор группы насосов Н1

Исходные данные и параметры для расчета:

1. Объемный расход воды по участкам $V_{\text{нк}} = 0,022 \text{ м}^3/\text{с} = 77,78 \text{ м}^3/\text{ч}$.
2. Расстояние до потребителей l , принимается $l = 50 \dots 100 \text{ м}$.
3. Требуемый напор у потребителя $H_{\text{ТР}} = 15 \dots 20 \text{ м вод.ст.}$ - для систем низкотемпературного отопления и вентиляции.
4. Скорости воды: во всасывающем трубопроводе $w_{\text{вс}} = 1 \dots 1,5 \text{ м}/\text{с}$, в нагнетательном $w_{\text{наг}} = 1,5 \dots 2,5 \text{ м}/\text{с}$.

Для каждого участка трубопровода оценим внутренний диаметр, м:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}}$$
$$d_{\text{в}1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,14 \text{ м}.$$

$$d_{e2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 2,5}} = 0,1 \text{ м.}$$

Полученные внутренние диаметры труб округляем до ближайшего стандартного размера [1].

Таблица 5.

Характеристики стальных бесшовных труб (материал Ст.3 сп)[1].

Условный проход d_y , мм	Наружный диаметр d_H , мм	Номинальный внутренний диаметр d_B , мм	Площадь сечения по внутреннему диаметру f , м ²
150	159	150	0,0177
100	108	100	0,00785

По выбранному диаметру трубы уточним скорость воды, м/с:

$$w = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d_e^2}$$

$$w_1 = \frac{4 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 0,14^2} = 1,22 \text{ м/с.}$$

$$w_2 = \frac{4 \cdot 0,022}{3,14 \cdot 0,1^2} = 2,75 \text{ м/с.}$$

Число Ренольдса:

$$\Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu}$$

где ν – кинематическая вязкость воды, м²/с.

$$Re_1 = \frac{1,22 \cdot 0,15}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 330004$$

$$Re_2 = \frac{2,75 \cdot 0,1}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 495005$$

Коэффициент сопротивления трения для турбулентного режима течения:

$$\xi = 0,11 \cdot \left(\frac{K_{\Sigma}}{d_e} + \frac{68}{\Re} \right)^{0,25}$$

где K_{Σ} – абсолютная эквивалентная шероховатость стенки трубопровода, м, (для стальных трубопроводов в условиях нормальной эксплуатации (с незначительной или умеренной коррозией) $K_{\Sigma} = (0,2 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$ м).

$$\xi_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,15} + \frac{68}{330004} \right)^{0,25} = 0,024.$$

$$\xi_2 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,1} + \frac{68}{495005} \right)^{0,25} = 0,026.$$

Снижение напора на прямых участках, м вод.ст.:

$$H_{np} = \xi \cdot \frac{L}{d_g} \cdot \frac{w^2}{2 * g}.$$

$$H_{np1} = 0,024 \cdot \frac{100}{0,15} \cdot \frac{1,22^2}{2 \cdot 9,81} = 1,21 \text{ м.вод. ст.}$$

$$H_{np2} = 0,026 \cdot \frac{100}{0,1} \cdot \frac{2,75^2}{2 \cdot 9,81} = 10,05 \text{ м.вод. ст.}$$

Напор, развиваемый насосом, м вод.ст.:

$$H = (1,2 \dots 1,3) H_{np} + H_{тр}.$$

$$H = 1,2 \cdot (1,21 + 10,05) + 17,5 = 31 \text{ м вод.ст.}$$

По значениям объемного расхода $V = 77,87 \text{ м}^3/\text{ч}$ и напора $H = 31 \text{ м вод. ст.}$ подбираем центробежные насосы консольного типа [1].

Таблица 7

Характеристика центробежного насоса консольного типа

Типоразмер	Подача a $V, \text{ м}^3/\text{ч}$	Напо p $H, \text{ м}$	КПД $\eta_{\text{н}}$ %	Мощность электродвигате ля $N_{\text{эд}}, \text{ кВт}$	Габаритные размеры, мм	
					в плане	высота
K-100-80-160	100	32	77	15	1127x458	485

Для проверки возможности использования комплектного электродвигателя насоса рассчитаем потребную мощность электродвигателя, кВт:

$$N_{\text{эд}} = K_{\text{зан}} \cdot \frac{g \cdot \rho \cdot V_{\text{н}} \cdot H}{\eta_{\text{н}} \cdot \eta_{\text{эд}}} = 1,1 \cdot \frac{9,81 \cdot 1000 \cdot 0,022 \cdot 31}{0,77 \cdot 0,8} = 11739 \text{ Вт} = 11,74 \text{ кВт}.$$

где $V_{\text{н}}$ – объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме, $\text{м}^3/\text{с}$;

$\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса;

$\eta_{\text{эд}}$ – КПД электродвигателя, равный 0,8...0,9;

$K_{\text{зан}}$ – коэффициент запаса, равный 1,1.

Объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_{\text{н}} = V / n_p,$$

где n_p – количество рабочих насосов (1-рабочий насос, 1-резервный).

$$V_{\text{н}} = 0,022 / 1 = 0,022 \text{ м}^3/\text{с}.$$

7.2. Подбор группы насосов Н2

Исходные данные и параметры для расчета:

1. Объемный расход воды по участкам $V_{OB} = 0,0556 \text{ м}^3/\text{с} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$.
2. Расстояние до потребителей l , принимается $l = 50 \dots 100 \text{ м}$.
3. Требуемый напор у потребителя $H_{TP} = 25 \dots 35 \text{ м вод.ст.}$ - для технологических потребителей охлажденной оборотной воды.
4. Скорости воды: во всасывающем трубопроводе $w_{вс} = 1 \dots 1,5 \text{ м/с}$, в нагнетательном $w_{наг} = 1,5 \dots 2,5 \text{ м/с}$.

Оценим внутренний диаметр, м:

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}}$$

$$d_{\text{в}1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0556}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,217 \text{ м.}$$

$$d_{\text{в}2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0556}{3,14 \cdot 2,5}} = 0,168 \text{ м.}$$

Полученные внутренние диаметры труб округляем до ближайших стандартных размеров [1].

Таблица 8

Характеристики стальных бесшовных труб (материал Ст.3 сп)

Условный проход d_y , мм	Наружный диаметр d_H , мм	Номинальный внутренний диаметр d_B , мм	Площадь сечения по внутреннему диаметру f , м ²
200	219	205	0,0329
150	159	150	0,0177

По выбранным диаметрам труб уточним скорости воды, м/с:

$$w = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d_{\text{в}}^2}$$

$$w_1 = \frac{4 \cdot 0,0556}{3,14 \cdot 0,205^2} = 1,684 \text{ м/с.}$$

$$w_2 = \frac{4 \cdot 0,0556}{3,14 \cdot 0,150^2} = 3,145 \text{ м/с.}$$

Число Ренольдса:

$$\Re = \frac{w \cdot d_g}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость воды, $\text{м}^2/\text{с}$.

$$\Re_1 = \frac{1,684 \cdot 0,205}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 620911.$$

$$\Re_2 = \frac{3,145 \cdot 0,150}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 848578.$$

Коэффициент сопротивления трения для турбулентного режима течения:

$$\xi = 0,11 \cdot \left(\frac{K_{\Sigma}}{d_g} + \frac{68}{\Re} \right)^{0,25},$$

где K_{Σ} – абсолютная эквивалентная шероховатость стенки трубопровода, м, (для стальных трубопроводов в условиях нормальной эксплуатации (с незначительной или умеренной коррозией) $K_{\Sigma} = (0,2 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$ м.

$$\xi_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,205} + \frac{68}{620911} \right)^{0,25} = 0,022.$$

$$\xi_2 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,150} + \frac{68}{848578} \right)^{0,25} = 0,023.$$

Снижение напора на прямых участках, м вод.ст.:

$$H_{np} = \frac{\xi \cdot L \cdot w^2}{2 \cdot g \cdot d_g}.$$

$$H_{np1} = 0,022 \cdot \frac{100}{0,205} \cdot \frac{1,684^2}{2 \cdot 9,81} = 1,545 \text{ м.вод. ст.}$$

$$H_{np2} = 0,023 \cdot \frac{100}{0,150} \cdot \frac{3,145^2}{2 \cdot 9,81} = 7,89 \text{ м.вод. ст.}$$

Напор, развиваемый насосом, м вод.ст.:

$$H = (1,2 \dots 1,3) H_{np} + H_{тр.}$$

$$H = 1,2 \cdot (1,545 + 7,89) + 25 = 36,3 \text{ м вод.ст.}$$

Таблица 9

Характеристика центробежных насосов консольного типа [1]

Типоразмер	Подача a $V, \text{ м}^3/\text{ч}$	Напо p $H, \text{ м}$	КПД η_n , %	Мощность электродвигателя $N_{эд}, \text{ кВт}$	Габаритные размеры, мм	
					в плане	высота a
K-100-65- 200	100	50	72	30	1310*498	540

Для проверки возможности использования комплектного электродвигателя насоса рассчитаем потребную мощность электродвигателя, кВт:

$$N_{эд} = K_{зап} \cdot \frac{g \cdot \rho \cdot V_n \cdot H}{\eta_n \cdot \eta_{эд}} = 1,1 \cdot \frac{9,81 \cdot 1000 \cdot 0,028 \cdot 36,3}{0,72 \cdot 0,8} = 18906 \text{ Вт} = 18,9 \text{ кВт}.$$

где V_n – объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме, $\text{м}^3/\text{с}$;

η_n – КПД насоса;

$\eta_{эд}$ – КПД электродвигателя, равный 0,8...0,9;

$K_{зап}$ – коэффициент запаса, равный 1,1.

Объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_n = V / n_p,$$

где n_p – количество рабочих насосов (2-рабочих насоса, 1-резервный насос).

$$V_n = 0,0556 / 2 = 0,028 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расхождение между рассчитанной мощностью электродвигателя насоса и номинальной мощностью составляет 8 %.

7.3. Подбор группы насосов НЗ

Исходные данные и параметры для расчета:

1. Объемный расход воды по участкам $V_{ГВ} = 0,005 \text{ м}^3/\text{с} = 17,49 \text{ м}^3/\text{ч}$.

2. Расстояние до потребителей l , принимается $l = 50 \dots 100 \text{ м}$.

3. Требуемый напор у потребителя $H_{ТР} = 10..15 \text{ м вод.ст.}$ - для систем горячего водоснабжения.

4. Скорости воды: во всасывающем трубопроводе $w_{вс} = 1 \dots 1,5 \text{ м/с}$, в нагнетательном $w_{наг} = 1,5 \dots 2,5 \text{ м/с}$.

Оценим внутренние диаметры, м:

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}}$$

$$d_{s1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,064 \text{ м}.$$

$$d_{e2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 2,5}} = 0,050 \text{ м.}$$

Полученные внутренние диаметры труб округлим до ближайших стандартных размеров [1].

Таблица 10

Характеристики стальных бесшовных труб (материал Ст.3 сп)

Условный проход d_y , мм	Наружный диаметр d_H , мм	Номинальный внутренний диаметр d_B , мм	Площадь сечения по внутреннему диаметру f , м ²
70	76	70	0,00367
50	57	50	0,00196

По выбранным диаметрам труб уточним скорости воды, м/с:

$$w = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d_e^2}$$

$$w_1 = \frac{4 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,07^2} = 1,26 \text{ м /с.}$$

$$w_2 = \frac{4 \cdot 0,005}{3,14 \cdot 0,05^2} = 2,47 \text{ м /с.}$$

Число Ренольдса:

$$\Re = \frac{w \cdot d_e}{\nu}$$

где ν – кинематическая вязкость воды.

$$Re_1 = \frac{0,99 \cdot 0,05}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 159028.$$

$$Re_2 = \frac{1,8 \cdot 0,037}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 222640.$$

Коэффициент сопротивления трения для турбулентного режима течения:

$$\zeta = 0,11 \cdot \left(\frac{K_\Sigma}{d_e} + \frac{68}{\Re} \right)^{0,25}$$

где K_Σ – абсолютная эквивалентная шероховатость стенки трубопровода, м, (для стальных трубопроводов в условиях нормальной эксплуатации (с незначительной или умеренной коррозией) $K_\Sigma = (0,2 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$ м).

$$\xi_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,07} + \frac{68}{222640} \right)^{0,25} = 0,029.$$

$$\xi_2 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,05} + \frac{68}{300864} \right)^{0,25} = 0,031.$$

Снижение напора на прямых участках, м вод.ст.:

$$H_{np} = \xi \cdot \frac{L}{d_s} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}$$

$$H_{np1} = 0,029 \cdot \frac{100}{0,07} \cdot \frac{1,26^2}{2 \cdot 9,81} = 3,34 \text{ м.вод. ст.}$$

$$H_{np2} = 0,031 \cdot \frac{100}{0,05} \cdot \frac{2,47^2}{2 \cdot 9,81} = 19,36 \text{ м.вод. ст.}$$

Напор, развиваемый насосом, м вод.ст.:

$$H = (1,2 \dots 1,3) H_{np} + H_{тр.}$$

$$H = 1,2(3,34 + 19,36) + 10 = 31,9 \text{ м вод.ст.}$$

Таблица 11

Характеристика центробежного насоса консольного типа
К-65-50-160 [1].

Типоразмер	Подача <i>a</i> <i>V</i> , м ³ /ч	Напо <i>p</i> <i>H</i> , м	КПД η_H , %	Мощность электродвигателя <i>N</i> _{эд} , кВт	Габаритные размеры, мм	
					в плане	высот <i>a</i>
К-65-50-160	25	32	64	5,5	865*340	375

Для проверки возможности использования комплектного электродвигателя насоса рассчитаем требуемую мощность электродвигателя, кВт:

$$N_{эд} = K_{зап} \cdot \frac{g \cdot \rho \cdot V_H \cdot H}{\eta_H \cdot \eta_{эд}} = 1,1 \cdot \frac{9,81 \cdot 1000 \cdot 0,005 \cdot 31,9}{0,64 \cdot 0,8} = 3815,4 \text{ Вт} = 3,8 \text{ кВт.}$$

где V_H – объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме;

η_H – КПД насоса;

$\eta_{эд}$ – КПД электродвигателя, равный 0,8...0,9;

$K_{зап}$ – коэффициент запаса, равный 1,1.

Объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме:

$$V_H = V / n_p,$$

где n_p – количество рабочих насосов (1-рабочий насос, 1-резервный насос).

$$V_n = 0,005/1 = 0,005 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Т.к. расхождение между рассчитанной мощностью электродвигателя насоса и номинальной мощностью составляет 44 %, то требуется замена электродвигателя насоса.

7.4. Подбор группы насосов Н4

Исходные данные и параметры для расчета:

1. Объемный расход воды по участкам $V\Gamma = 0,033 \text{ м}^3/\text{с} = 117 \text{ м}^3/\text{ч}$.
2. Расстояние до потребителей l , принимается $l = 50 \dots 100 \text{ м}$.
3. Требуемый напор у потребителя $H_{TP} = 25 \dots 35 \text{ м вод.ст.}$ - для технологических потребителей охлажденной оборотной воды .
4. Скорости воды: во всасывающем трубопроводе $w_{вс} = 1 \dots 1,5 \text{ м/с}$, в нагнетательном $w_{наг} = 1,5 \dots 2,5 \text{ м/с}$.

Оценивается внутренний диаметр, м:

$$d_{\epsilon} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot w}}$$

$$d_{\epsilon 1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,033}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,166 \text{ м}.$$

$$d_{\epsilon 2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,033}{3,14 \cdot 2,5}} = 0,129 \text{ м}.$$

Полученные внутренние диаметры труб округлим до ближайших стандартных размеров [1].

Таблица 12

Характеристики стальных бесшовных труб (материал Ст.3 сп)

Условный проход d_y , мм	Наружный диаметр d_H , мм	Номинальный внутренний диаметр d_B , мм	Площадь сечения по внутреннему диаметру f , м ²
150	159	150	0,0177
125	133	125	0,0122

По выбранным диаметрам труб уточним скорости воды, м/с:

$$w = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot d_g^2}.$$

$$w_1 = \frac{4 \cdot 0,033}{3,14 \cdot 0,150^2} = 1,84 \text{ м/с.}$$

$$w_2 = \frac{4 \cdot 0,033}{3,14 \cdot 0,125^2} = 2,65 \text{ м/с.}$$

Число Ренольдса:

$$\Re = \frac{w \cdot d_g}{\nu},$$

где ν – кинематическая вязкость воды.

$$Re_1 = \frac{1,84 \cdot 0,15}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 496772.$$

$$Re_2 = \frac{2,65 \cdot 0,125}{0,556 \cdot 10^{-6}} = 596126.$$

Коэффициент сопротивления трения для турбулентного режима течения:

$$\xi = 0,11 \cdot \left(\frac{K_{\Sigma}}{d_g} + \frac{68}{\Re} \right)^{0,25},$$

где K_{Σ} – абсолютная эквивалентная шероховатость стенки трубопровода, м, (для стальных трубопроводов в условиях нормальной эксплуатации (с незначительной или умеренной коррозией) $K_{\Sigma} = (0,2 \dots 0,4) \cdot 10^{-3}$ м).

$$\xi_1 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,150} + \frac{68}{496772} \right)^{0,25} = 0,024.$$

$$\xi_2 = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 10^{-3}}{0,125} + \frac{68}{596126} \right)^{0,25} = 0,025.$$

Снижение напора на прямых участках, м вод.ст.:

$$H_{np} = \xi \cdot \frac{L}{d_g} \cdot \frac{w^2}{2 \cdot g}.$$

$$H_{np1} = 0,024 \cdot \frac{100}{0,150} \cdot \frac{1,84^2}{2 \cdot 9,81} = 2,72 \text{ м.вод. ст.}$$

$$H_{np2} = 0,024 \cdot \frac{100}{0,125} \cdot \frac{2,65^2}{2 \cdot 9,81} = 7,06 \text{ м.вод. ст.}$$

Напор, развиваемый насосом, м. вод.ст.:

$$H = (1,2 \dots 1,3) H_{np} + H_{TP}.$$

$$H=1,3(2,72+7,06)+35=46 \text{ м вод.ст.}$$

Таблица 13

Характеристика центробежного насоса консольного типа
К-100-65-200 [1]

Подача $V, \text{ м}^3/\text{ч}$	Напо p $H, \text{ м}$	КПД $\eta_n, \%$	Мощность электродвигателя $N_{эд}, \text{ кВт}$	Габаритные размеры, мм	
				в плане	высота
100	50	72	30	1310*498	540

Для

проверки возможности использования комплектного электродвигателя насоса рассчитывается потребная мощность электродвигателя, кВт:

$$N_{эд} = K_{зап} \cdot \frac{g \cdot \rho \cdot V_n \cdot H}{\eta_n \cdot \eta_{эд}} = 1,1 \cdot \frac{9,81 \cdot 1000 \cdot 0,033 \cdot 46}{0,7 \cdot 0,8} = 14240 \text{ Вт} = 28,28 \text{ кВт},$$

где V_n – объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме;

η_n – КПД насоса;

$\eta_{эд}$ – КПД электродвигателя, равный 0,8...0,9;

$K_{зап}$ – коэффициент запаса, равный 1,1.

Объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$V_n = V / n_p,$$

где n_p – количество рабочих насосов (2-рабочих насоса, 1-резервный насос).

$$V_n = 0,033 / 1 = 0,033 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расхождение между рассчитанной мощностью электродвигателя насоса и номинальной мощностью составляет 2 %. Замена электродвигателя насоса не требуется.

8. Разработка принципиальной схеме системы водоснабжения

Принципиальная (полная) схема энергосберегающей системы технического водоснабжения промышленного предприятия предназначена для того, чтобы дать полное представление о составе оборудования и его взаимном соединении.

Разрабатываются дополнительные меры, обеспечивающие безопасную, надежную и эффективную работу отдельных элементов и системы в целом, а также возможность проведения вспомогательных операций, согласно примерному перечню технических решений.

Таблица 18

Дополнительные технические решения, разрабатываемые на принципиальной схеме системы водоснабжения

Цель разработки	Техническое решение
Выполнение требований	Применение агрегативных тепловых

<i>озонобезопасности по предотвращению эмиссии фреона в атмосферу и воду питьевого качества</i>	<i>насосов полной заводской готовности, установка разделительного теплообменника</i>
<i>Повышение теплопроизводительности тепловых насосов</i>	<i>Использование теплоты масла тепловых насосов</i>
<i>Снижение затрат на нагрев воды</i>	<i>Установка предварительного теплообменника</i>
<i>Гибкость в работе</i>	<i>Устройство обводных линий с запорными вентилями</i>
<i>Повышение надежности</i>	<i>Предусматриваются: резерв оборудования, обратные клапаны, грязевики, фильтры, обратная подача оборотной воды в бак теплой воды</i>
<i>Пополнение потерь воды</i>	<i>Прокладка трубопроводов подпитки свежей водой к градирне и расширительному баку</i>
<i>Поддержание температуры воды в системе горячего водоснабжения в периоды минимального водоразбора</i>	<i>Устройство линии циркуляции с насосом</i>
<i>Облегчение запуска и предотвращение кавитации насоса промежуточного контура</i>	<i>Установка расширительного бака выше уровня установки насоса</i>
<i>Выпуск воздуха из системы</i>	<i>Предусматриваются воздушники на насосах и коллекторах воды</i>

При построении схемы решаются следующие вопросы: сбор, хранение теплой оборотной воды, ее очистка и охлаждения, полная утилизация тепловой оборотной воды, размещение основного оборудования.

9.Компановка оборудования теплонасосной установки

В помещении машинного отделения располагаются теплообменники, гидравлические и тепловые насосы.

Определим строительную площадь машинного отделения, м²:

$$F_{СТР} = \sum k_i f_i,$$

где f_i – площадь, занимаемая i -м элементом оборудования, м²;

k_i – коэффициент, учитывающий дополнительную площадь для обслуживания оборудования, устройства подсобных и бытовых помещений.

Значение коэффициента k_i принимается в зависимости от площади в плане единице оборудования:

4- при $f_i < 2 \text{ м}^2$;

3,5- при $2 < f_i < 4 \text{ м}^2$;

- 3- при $4 < f_i < 6 \text{ м}^2$;
- 2,5- при $6 < f_i < 10 \text{ м}^2$;
- 2- при $f_i > 10 \text{ м}^2$.

$$F_{\text{СТР}} = 2,5 \cdot 7,6 \cdot 5 + 4 \cdot 0,37 \cdot 2 + 4 \cdot 0,57 \cdot 3 + 4 \cdot 0,29 \cdot 2 + 4 \cdot 0,65 \cdot 3 + 4 \cdot 0,37 \cdot 3 + 4 \cdot 0,52 \cdot 2 = 126,5 \text{ м}^2.$$

Для машинного отделения предусматривается одноэтажное, отдельно стоящее здание или пристройку к производственному зданию. Высота основных помещений должна быть кратной 0,6 м, но не менее 4,8 м, чтобы можно было смонтировать грузоподъемные средства. Ширина поперечного пролета здания принимается кратной 3м (6, 12, 15 и т.д.), шаг колонн по длине здания – 6м.

В здании машинного отделения не допускается устройство подвальных помещений для расположения теплообменных аппаратов, насосов и прокладки трубопроводов. В помещении главного щита автоматизации и пульта управления допускается устанавливать в стене, смежной с машинным залом, окно с остеклением площадью не более 3 м².

Оборудование размещают компактно по ходу движения оборотной и горячей воды, в соответствии с принципиальной схемой, группируя машины и аппараты по их функциональному назначению. При этом необходимо соблюдать правила техники безопасности и обеспечить удобство обслуживания, возможность проведения ремонтных работ и дальнейшего расширения машинного отделения.

10. Расчет показателей экономичности теплонасосной установки

Эксергетический КПД теплонасосной установки:

$$\eta_e = \mathcal{E}_B \varphi,$$

где \mathcal{E}_B – удельный расход электроэнергии в идеальном тепловом насосе,

$$\mathcal{E}_B = 1 - \frac{t_u + 273}{t_k + 273}.$$

$$\mathcal{E}_B = 1 - \frac{30 + 273}{58 + 273} = 0,084.$$

$$\eta_e = 0,084 \cdot 4,95 = 0,41.$$

Годовой расход условного топлива на конденсационной электростанции, т.у.т./год:

$$B_{mn} = 86,4 \cdot \frac{Q \cdot \tau_3 + Q_{zg} \cdot \tau_l}{\varphi \cdot Q_n^p \cdot \eta_{ст} \cdot \eta_{лэп}},$$

где τ_3 – продолжительность отопительного периода, сут.;

τ_l – продолжительность летнего периода, сут.;

Q_n^p – удельная низшая теплота сгорания условного топлива, кДж/кг;

$\eta_{ст}$ – КПД электростанции;

$\eta_{лэп}$ – КПД линии электропередачи;

φ – значение коэффициента трансформации, полученное в результате расчета термодинамического цикла теплового насоса.

$$B_{mn} = 86,4 \cdot \frac{1000 \cdot 205 + 400 \cdot 146}{4,95 \cdot 29310 \cdot 0,38 \cdot 0,9} = 967,83 \text{ т. у. т. / год.}$$

Годовой расход условного топлива в котельной установке, которую замещает ТНУ, т.у.т./год:

$$B_k = 86,4 \cdot \frac{Q \cdot \tau_3 + Q_{zg} \cdot \tau_l}{Q_n^p \cdot \eta_k},$$

где η_k – КПД нетто котельной установки, принимается $\eta_k = 0,8$.

$$B_k = 86,4 \cdot \frac{1000 \cdot 205 + 400 \cdot 146}{29310 \cdot 0,8} = 2048,7 \text{ т. у. т. / год.}$$

Годовая экономия условного топлива, %:

$$\Delta B = \frac{B_k - B_{mn}}{B_k} \cdot 100.$$

$$\Delta B = \frac{2048,7 - 967,83,5}{2048,7} \cdot 100 = 52,75 \%$$

Заключение

Спроектирована обратная система технического водоснабжения промышленного предприятия с использованием теплоты оборотной воды в тепловых насосах для нужд низкотемпературного отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Был произведен расчет режима работы теплонаносной установки и сделан выбор теплового насоса типа НТ-300 теплопроизводительностью 300 кВт. Для улучшения энергетических показателей теплонаносной установки используются

байпасная линия - при последовательной схеме включения испарителей тепловых насосов.

*В качестве предварительного и разделительного теплообменников применяем водяные секционные подогреватели типоразмеров 12-219*4000-Р, 4-76*4000-Р [1].*

В качестве водоохлаждающего устройства используем секционную градирню с 6 секциями с нижним расположением вентиляторов.

Трубопроводы являются связующим звеном в системе водоснабжения. В ходе проектирования определены диаметры и сделан выбор по сортаменту всех трубопроводов воды, как внутренних, так и внешних, соединяющих теплонасосную установку и градирни с потребителями, а также произведен подбор насосов Н1... Н4 Для эффективной работы насосов требуется установка системы частотного регулирования оборотов электродвигателей насосов.

Разработана принципиальная схема системы технического водоснабжения промышленного предприятия предназначена для того, чтобы дать полное представление о составе оборудования и его взаимном соединении. Сделана компоновка оборудования теплонасосной установки. Оборудование размещено компактно по ходу движения обратной и горячей воды, в соответствии с принципиальной схемой, группируя машины и аппараты по их функциональному назначению. При этом соблюдены правила техники безопасности и обеспечения удобства обслуживания.

Годовая экономия топлива составляет 53% т.к. применяются тепловые насосы для утилизации.

Библиографический список.

1. Технологические энергоносители предприятий: методические указания к выполнению курсового проекта «Система технического водоснабжения промышленного предприятия с теплонасосной установкой»; сост. Филатов В.В., Буянов А.Б.-СПб.: ПГУПС, 2008.-39с.

2. Технологические энергоносители предприятий: Учебное пособие. Ч.1. сост. Филатов В.В., Буянов А.Б.-СПб.: ПГУПС, 2006.-52с.

