

УДК 621.565.

Определение оптимального количества змеевиков для трубчато-пластинчатых конденсаторов холодильных машин

Лопаткина Т.А.

trusovsa@gmail.com

ОАО «ИЭМЗ «Купол», г. Ижевск

Предложено два метода расчета воздушных конденсаторов. Показано, что разбивка конденсатора на зоны охлаждения, конденсации и переохлаждения хладагента, а также учет влияния гидравлического сопротивления на температуру конденсации позволяют определить оптимальное количество змеевиков. Первый метод расчета, названный комплексным, показывает неэффективность конденсаторов, гидравлическое сопротивление которых снижает температуру конденсации более чем на 2К. Вторым инженерный метод целесообразно применять, если гидравлическое сопротивление конденсатора снижает температуру конденсации не более чем на 2К.

Ключевые слова: воздушный конденсатор, охлаждение, конденсация, переохлаждение, гидравлическое сопротивление, змеевик, погрешность расчета.

Definition of optimum quantity of circuits for fin-and-coil condensers of refrigerators

LopatkinaT.A.

trusovsa@gmail.com

Open joint-stock company «IEMZ «Kupol», Izhevsk

It is offered the exact and simplified methods of calculation of the vertical air condenser. It is shown that condenser breakdown on zones of cooling, condensation and subcooling of a refrigerant, and also the account of influence of hydraulic resistance on condensation temperature allow to define optimum quantity of circuits. The exact method of calculation shows an inefficiency of condensers, which hydraulics resistance exceeds 2K. The

simplified method of calculation is expedient for applying, if hydraulic resistance reduces temperature of condensation no more than on 2 °C.

Keywords: the air condenser, cooling, condensation, subcooling, hydraulic resistance, a circuit, a calculation error.

При проектировании трубчато-пластинчатых воздушных конденсаторов выделяют три зоны по агрегатному состоянию хладагента: зону охлаждения, в которой парообразный хладагент охлаждается до состояния насыщения; зону конденсации и зону переохлаждения, в которой жидкий насыщенный хладагент охлаждается и становится переохлажденным. Во всех зонах отдаваемое хладагентом тепло воспринимается воздухом.

Чаще всего рекомендуют пренебречь расчетом зон охлаждения и переохлаждения, предлагают определять требуемую площадь теплообмена по зависимостям для зоны конденсации и проектировать конденсатор с запасом площади в 10 – 20 % относительно расчетной [4, 5]. Недостаток такого подхода - отсутствие информации о фактическом размере зон охлаждения и переохлаждения. Кроме того, невозможно определить, как влияет гидравлическое сопротивление конденсатора на его эффективность.

В работах [1,6] предлагается рассчитывать каждую из трех зон конденсатора по отдельности. Однофазные зоны в методах [1, 6] рассчитываются под конкретное количество параллельных змеевиков. Сопоставляя результаты расчета нескольких конденсаторов, отличающихся количеством змеевиков, можно определить их оптимальное количество. Процедура расчета представляется весьма сложной.

Ниже описан метод расчета вертикального конденсатора (рис. 1) и показано влияние гидравлического сопротивления (количества змеевиков) на его эффективность. Исходные данные для расчета:

- параметры воздуха на входе в конденсатор- температура $t_{в1}$, °C; относительная влажность $\varphi_{в1}$ %; объемный расход $V_{в}$, м³/ч; барометрическое давление $P_{в}$, Па;

- параметры хладагента - марка; температуры t_2 - на входе в конденсатор, t_k - конденсации, t_3 - на выходе из конденсатора или переохлаждение Δt_a , определяемое как $\Delta t_a = t_k - t_3$ °C);

- тепловая нагрузка на конденсатор Q , кВт или расход хладагента G_a , кг/с;

- параметры конструкции - размеры фронтального сечения (высота и ширина оребренной части); диаметр и толщина стенки трубок; геометрия и материал пластин.

Требуется определить площадь теплообмена, запас площади, аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

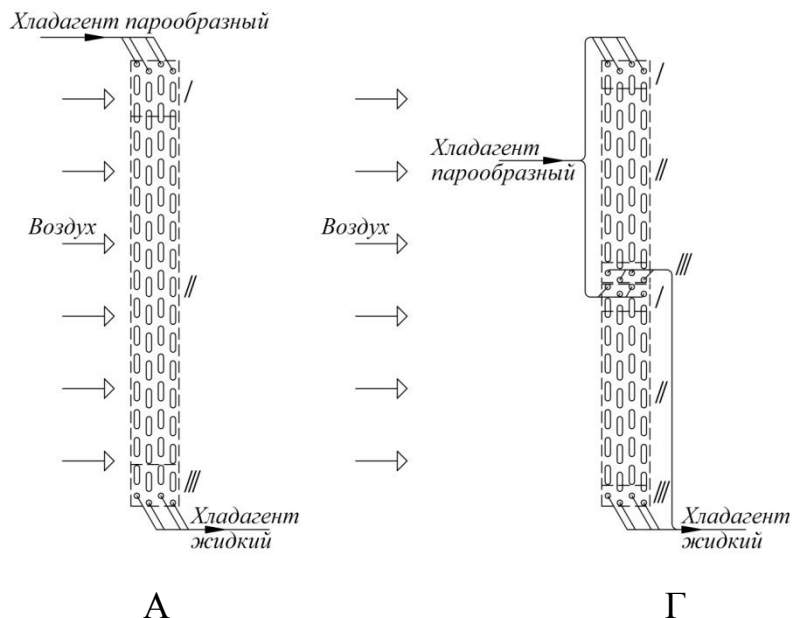


Рис. 1. Схема вертикального воздушного конденсатора.

Зоны с разными состояниями хладагента: *I* – охлаждения, *II* – конденсации, *III* – переохлаждения. Количество змеевиков в конденсаторах, шт.: А – 4, Б – 8.

Принято, что хладагент движется сверху вниз, а воздух – горизонтально, проходя последовательно все ряды трубок конденсатора. Данное направление потоков обеспечивает одну и ту же температуру воздуха на входе в зоны с разными состояниями хладагента, в отличие от [1, б].

Предварительно задается количество рядов труб, шаг пластин, количество змеевиков и рассчитывается наружная площадь теплообмена F_n , m^2 . По исходным данным вычисляется массовый расход воздуха G_a , кг/с, далее рассчитывается зона охлаждения газообразного хладагента. Тепловую нагрузку в зоне охлаждения $Q_{охл}$, кВт определяют по формуле:

$$Q_{охл} = G_a \times (i_a' - i_a''), \quad (1)$$

где G_a , кг/с – расход хладагента, заданный или вычисленный на основании исходных данных; i_a' и i_a'' , кВт – энтальпия перегретого хладагента на входе в

конденсатор и энтальпия насыщенного пара хладагента при температуре конденсации t_k соответственно.

Предварительно задают массовый расход воздуха $G_{в\ охл}$, приходящийся на зону охлаждения; рассчитывают температуру воздуха на выходе из зоны, среднелогарифмическую разность температур $\Delta t_{охл}$, °С, средние температуры воздуха и хладагента в зоне и параметры этих сред при средней температуре в зоне. Вычислив скорость воздуха в живом сечении и скорость хладагента при их средней температуре, находят по известным зависимостям коэффициенты теплоотдачи для воздуха $\alpha_в$ и для газообразного хладагента $\alpha_{охл}$, Вт/(м² × °С), а затем и коэффициент теплопередачи $k_{охл}$, Вт/(м² × °С). Требуемая для зоны охлаждения наружная площадь теплообмена $F_{н\ охл}$, м², определяется по формуле:

$$F_{н\ охл} = \frac{1000 Q_{охл}}{k_{охл} \Delta t_{охл}} . \quad (2)$$

Через эту площадь проходит массовый расход воздуха $G_{в\ охл\ пров}$, кг/с, значение которого используется для проверки предварительно принятого расхода воздуха $G_{в\ охл}$:

$$G_{в\ охл\ пров} = G_{в} \frac{F_{н\ охл}}{F_{н}} . \quad (3)$$

Используя метод последовательных приближений, необходимо добиться, чтобы проверочный расход воздуха $G_{в\ охл\ пров}$ отличался от принятого $G_{в\ охл}$ не более чем на 0,1 %. Как только этого условие выполнится, наружная площадь теплообмена $F_{н\ охл}$ для зоны охлаждения хладагента и массовый расход воздуха $G_{в\ охл}$ будут в первом приближении определены. Рассчитывается гидравлическое сопротивление хладагента в зоне охлаждения $\Delta P_{а\ охл}$, МПа, как для однофазного потока по зависимостям, рекомендованным в [3].

Гидравлическое сопротивление $\Delta P_{а\ охл}$ вызывает снижение температуры конденсации t_k , что сказывается на работе конденсатора и должно быть учтено в расчете. Уточняются наружная площадь теплообмена $F_{н\ охл}$ и массовый расход воздуха $G_{в\ охл}$ следующим образом. Зная $\Delta P_{а\ охл}$, вычисляют температуру конденсации на выходе из зоны охлаждения, $t_{к\ охл-к}$, °С: это температура насыщения при давлении $(P_k - \Delta P_{а\ охл})$, где P_k , МПа – давление насыщенного хладагента при температуре t_k . Вычисляют

энтальпию $i''_{охл-к}$, кДж/кг, насыщенного пара хладагента при температуре $t_{к\ охл-к}$ и переопределяют тепловую нагрузку в зоне охлаждения $Q_{охл}$, кВт по формуле:

$$Q_{охл} = G_a \times (i_a - i''_{охл-к}).$$

В среднелогарифмической разности температур $\Delta t_{охл}$, а также при вычислении средней температуры хладагента в зоне температуры конденсации t_k заменяют на $t_{к\ охл-к}$. Выполняют тепловой расчет зоны охлаждения с измененными величинами $Q_{охл}$, $\Delta t_{охл}$, вновь рассчитывают гидравлическое сопротивление хладагента $\Delta P_{a\ охл}$ и сопоставляют его с полученным в предыдущем цикле. Расчет заканчивают, когда значения гидравлического сопротивления в двух последовательных циклах будут различаться менее чем на 0,1 %.

Рассчитывают зону конденсации. Начальное значение тепловой нагрузки в зоне конденсации Q_k , кВт определяется по формуле:

$$Q_k = G_a \times (i''_{охл-к} - i'_{охл-к}), \quad (4)$$

где i' , кДж/кг – энтальпия насыщенного жидкого хладагента при температуре конденсации $t_{к\ охл-к}$, °С.

Задают предварительно массовый расход воздуха $G_{вк}$, проходящий на зону конденсации. Вычислив в зоне конденсации коэффициент теплопередачи k_k , Вт/(м² × °С) и среднелогарифмическую разность температур Δt_k , °С, в которой для температуры конденсации принято значение $t_{к\ охл-к}$, определяют требуемую наружную площадь теплообмена для зоны конденсации $F_{нк}$, м²:

$$F_{нк} = \frac{1000 Q_k}{k_k \Delta t_k} \quad (5)$$

и проверочное значение массового расхода воздуха $G_{вк\ пров}$, кг/с:

$$G_{вк\ пров} = G_v \frac{F_{нк}}{F_n}. \quad (6)$$

Расчет площади теплообмена для зоны завершается при выполнении условия $(G_{вк} - G_{вк\ пров}) \times 100 / G_{вк} \leq 0,1$. Гидравлическое сопротивление хладагента в

зоне конденсации $\Delta P_{a\kappa}$, МПа, определяют по зависимостям из [5], а коэффициент теплоотдачи от хладагента рассчитывают по формуле для расслоенного режима из [5].

Зная гидравлическое сопротивление $\Delta P_{a\kappa}$, вычисляют температуру насыщенного жидкого хладагента на выходе из зоны конденсации, $t_{\kappa\text{-}но}$, °С при давлении $(P_{\kappa} - \Delta P_{a\text{охл}} - \Delta P_{a\kappa})$, МПа и уточняют наружную площадь теплообмена $F_{н\kappa}$ и массовый расход воздуха $G_{в\kappa}$ с учетом того, что на выходе из зоны температура насыщенного жидкого хладагента снизилась до значения $t_{\kappa\text{-}но}$. Прежде всего вычисляют энтальпию $i'_{\kappa\text{-}но}$, кДж/кг, насыщенного жидкого хладагента при температуре $t_{\kappa\text{-}но}$ и переопределяют тепловую нагрузку в зоне конденсации Q_{κ} , кВт:

$$Q_{\kappa} = G_a \times (i''_{\text{охл-}\kappa} - i'_{\kappa\text{-}но}).$$

В среднелогарифмической разности температур Δt_{κ} учитывают температуру конденсации $t_{\kappa\text{охл-}\kappa}$ на входе в зону и $t_{\kappa\text{-}но}$ на выходе из зоны. Все теплофизические параметры хладагента берут при средней температуре конденсации в зоне. После теплового расчета зоны конденсации с переопределенными величинами Q_{κ} , Δt_{κ} вновь рассчитывают гидравлическое сопротивление хладагента $\Delta P_{a\kappa}$ и сопоставляют его с полученным в предыдущем цикле. Если новое значение $\Delta P_{a\kappa}$ отличается от предыдущего более, чем на 0,1 % - выполняют новый цикл, основываясь на новом значении $\Delta P_{a\kappa}$. Расчет зоны завершают, когда значения гидравлического сопротивления в текущем и предыдущем циклах не будут различаться менее чем на 0,1 %.

Расчет зоны переохлаждения жидкого хладагента подобен расчету зоны охлаждения. Определяют тепловую нагрузку в зоне переохлаждения Q_{n-o} , кВт:

$$Q_{n-o} = G_a \times (i'_{\kappa\text{-}но} - i_{n-o}), \quad (7)$$

где i_{n-o} , кДж/кг – энтальпия переохлажденного хладагента на выходе из конденсатора.

Задав предварительно массовый расход воздуха $G_{в\text{-}n-o}$, приходящийся на зону переохлаждения, определяют температуру воздуха на выходе из зоны, среднелогарифмическую разность температур Δt_{n-o} , °С, средние температуры воздуха и хладагента в зоне и их параметры при средней

температуре в зоне. При вычислении среднелогарифмической разности температур Δt_{n-o} и средней температуры хладагента в зоне используют значение температуры конденсации $t_{к-но}$. Находят коэффициент теплопередачи k_{n-o} , Вт/(м² × °С) и определяют наружную площадь теплообмена $F_{н-охл}$, м², требуемую для зоны переохлаждения:

$$F_{н-охл} = \frac{1000 Q_{n-o}}{k_{n-o} \Delta t_{n-o}} . \quad (8)$$

Расчет площади теплообмена зоны переохлаждения заканчивают, когда будет выполнено условие $(G_{в-н-о} - G_{в-н-о-пров}) \times 100 / G_{в-н-о} \leq 0,1$, где проверочное значение массового расхода воздуха для зоны переохлаждения $G_{в-н-о-пров}$, кг/с определено по формуле:

$$G_{в-н-о-пров} = G_{в} \frac{F_{н-охл}}{F_{н}} . \quad (9)$$

Рассчитывают гидравлическое сопротивление хладагента в зоне переохлаждения ΔP_{n-o} , МПа, по зависимостям из [3]. Влиянием ΔP_{n-o} на результат теплового расчета зоны пренебрегают ввиду его малости.

Вычисляют аэродинамическое сопротивление конденсатора по зависимости для пластин выбранного типа и запас площади теплообмена, % :

$$\text{Запас} = \frac{F_{то} - F_{н}}{F_{то}} \times 100 , \quad (10)$$

где $F_{то}$, $F_{н}$ – наружная площадь теплообмена, имеющаяся согласно предварительно принятой конструкции конденсатора, и требуемая наружная площадь теплообмена соответственно.

Описанным методом рассчитаны шесть конденсаторов, отличающихся количеством змеевиков, (см. таблицу 1 и рисунок 2). Конденсаторы А и Г имеют 4 и 8 змеевиков соответственно (рис. 1), конденсатор Е с 16-ю змеевиками конструктивно подобен конденсатору Г. Аппараты Б, В и Д с 5-ю, 6-ю и 12-ю змеевиками - условные; они рассчитаны для полноты представления зависимости результатов расчета от количества змеевиков.

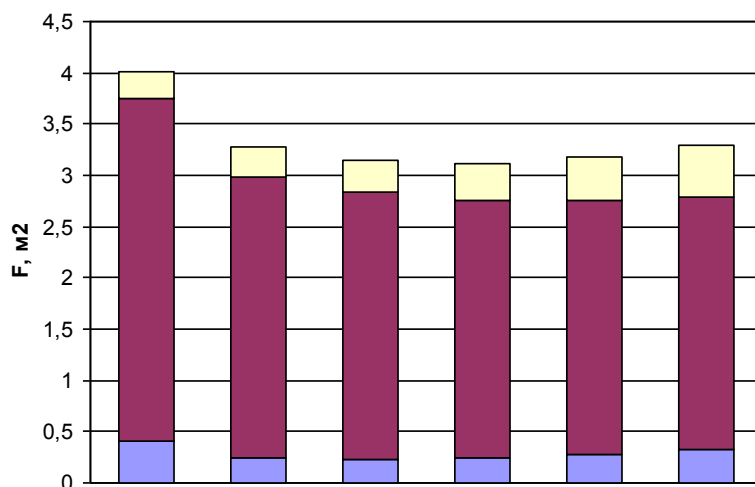
Принято, что конденсаторы продуваются воздухом с начальной температурой $t_{e1} = 32$ °С и относительной влажностью $\varphi_{e1} = 40$ % в количестве 10000 м³/ч. Требуется отвести тепло от хладагента R134a с параметрами $G_a = 0,1378$ кг/с, $t_2 = 63,2$ °С, $t_k = 47$ °С, $\Delta t_a = 5$ °. Барометрическое давление 100000 Па. Геометрические размеры конденсаторов: высота и ширина оребренной части 800 мм, диаметр медных трубок $9,52$ мм, толщина трубок $0,35$ мм, ребра алюминиевые толщиной $0,15$ мм, шаг ребер $2,5$ мм, форма - согласно [2].

По мере увеличения количества змеевиков уменьшается требуемая площадь теплообмена для зоны конденсации $F_{н\ к}$ (см. таблицу 1 и рис. 2). Причина - увеличение температурного напора по мере снижения гидравлического сопротивления в зонах охлаждения и конденсации и падения температуры конденсации $Dt_{к\ охл}$ и $Dt_{к\ к..}$. Требуемая площадь теплообмена для зоны охлаждения $F_{н\ охл}$ растет, т.к. снижается скорость хладагента и коэффициент теплопередачи $k_{охл}$.

Таблица 1

Наименование параметра	Значение параметра для конденсатора					
	А	Б	В	Г	Д	Е
1. Тепловая нагрузка, кВт:						
- в зоне охлаждения $Q_{охл}$	2,60	2,59	2,58	2,58	2,58	2,58
- в зоне конденсации Q_k	22,82	21,93	21,67	21,48	21,39	21,37
- в зоне переохлаждения Q_{n-o}	1,01	1,04	1,05	1,05	1,05	1,05
2. Скорость воздуха в живом сечении, м/с	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
3. Скорость хладагента, м/с:						
- в зоне охлаждения	8,8	7,0	5,8	4,4	2,9	2,2
- в зоне переохлаждения	0,43	0,35	0,30	0,22	0,15	0,11
4. Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² × °С):	39,3	35,6	32,6	28,1	22,4	18,8

- в зоне охлаждения $k_{охл}$	62,5	61,8	61,6	61,5	61,4	61,4
- в зоне конденсации k_k	43,8	40,2	37,2	32,5	26,3	22,3
- в зоне переохлаждения $k_{п-о}$						
5. Требуемая наружная площадь теплообмена, m^2						
- для зоны охлаждения $F_{н охл}$	3,6	3,9	4,2	4,8	5,8	6,8
- для зоны конденсации $F_{н к}$	45,1	37,0	35,2	34,0	33,4	33,3
- для зоны переохлаждения $F_{н п-о}$	5,5	3,3	3,1	3,2	3,8	4,3
6. Падение температуры конденсации, $^{\circ}C$						
- в зоне охлаждения фреона, $Dt_{к охл}$	0,46	0,27	0,17	0,08	0,03	0,02
- в зоне конденсации фреона, $Dt_{к к}$	6,52	2,42	1,25	0,45	0,05	0,00
7. Запас площади теплообмена, %	-33,5	-9,0	-4,8	-3,5	-5,9	-9,3
8. Доля требуемой площади теплообмена для охлаждения и переохлаждения в общей требуемой площади теплообмена, %	16,8	16,4	17,3	19,1	22,2	25,0



А Б В Г Д Е Вариант
конденсатора

Рис. 2. Требуемая площадь теплообмена для конденсаторов с разным количеством змеевиков.

F – наружная площадь теплообмена, м^2 , в зонах: ■ - охлаждения; ■ - конденсации; ■ - переохлаждения.

Количество змеевиков в конденсаторах, шт.: А – 4, Б – 5, В – 6, Г – 8, Д – 12, Е – 16.

На величину требуемой площади теплообмена для зоны переохлаждения F_{n-o} влияет как увеличение температурного напора в предыдущих зонах, так и снижение коэффициента теплопередачи k_{n-o} . В результате действия разнонаправленных факторов наименьшую требуемую площадь теплообмена имеют конденсаторы В и Г с оптимальным числом змеевиков, при котором падение температуры конденсации в двух первых зонах $(Dt_{к\text{ охл}} + Dt_{к\text{ к}}) = (0,53 - 1,42) \text{ } ^\circ\text{C}$ и скорость хладагента в зоне охлаждения $(4,4 - 5,8) \text{ м/с}$.

Если число змеевиков выше оптимального, то однофазные зоны занимают неоправданно большую площадь. Так в конденсаторе Е на них приходится 25 % от общей требуемой площади при доле тепловой нагрузки 14,5 % (таблица 1).

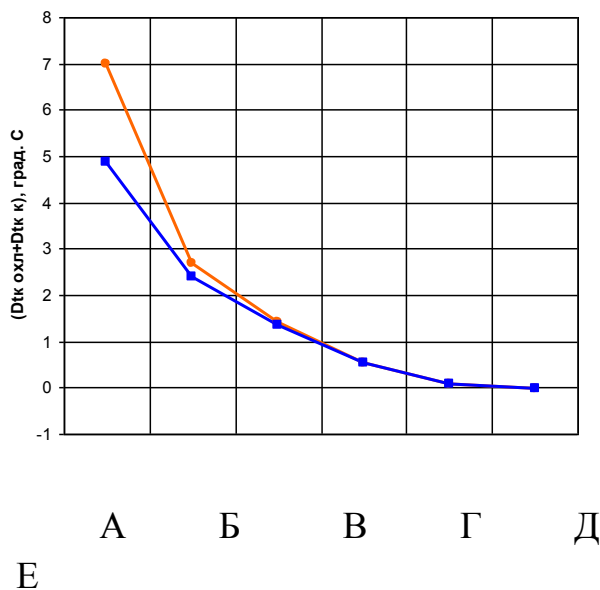
Второй способ увеличения эффективности конденсатора - сокращение змеевиков в однофазных зонах. Благодаря сокращению змеевиков преимущество высокой скорости хладагента в однофазных зонах сочетается с преимуществом низкой скорости в зоне конденсации: увеличиваются коэффициенты теплопередачи в зонах охлаждения и переохлаждения $k_{охл}$, k_{n-o} и одновременно обеспечивается наибольший температурный напор в зонах конденсации и переохлаждения. В результате уменьшается требуемая площадь теплообмена. Например, за счет сокращения количества змеевиков вдвое в однофазных зонах требуемая площадь теплообмена конденсатора Г (8 змеевиков) может быть снижена на 2 %, а теплообменника Д (12 змеевиков) - на 5,4 %.

Рассмотренный метод расчета трудоемок, поэтому возникает вопрос об инженерном, упрощенном методе, его возможной погрешности и границах применимости.

В упрощенном методе исключены пересчеты требуемой площади теплообмена для зон охлаждения и конденсации, обусловленные снижением температуры конденсации в них. Принято допущение, что температура конденсации в каждой зоне постоянна и соответствует значению на входе в зону. Снижение температуры конденсации в предыдущих зонах учитывается. Таким образом, в зоне охлаждения температура конденсации t_k , в зоне конденсации $t_{k\text{ охл-к}}$, в зоне переохлаждения $t_{k\text{ к-по}}$. Как следствие, в расчете принято скачкообразное изменение энтальпии при переходе от зоны к зоне: $i'' \neq i''_{\text{охл-к}}$, $i'_{\text{охл-к}} \neq i'_{\text{к-по}}$. Тепловая нагрузка в зонах определяется по формулам 1, 4 и 7. Требуемая площадь теплообмена, как и прежде, определяется по формулам 2 и 3, 5 и 6, 8 и 9 для зоны охлаждения, конденсации и переохлаждения соответственно.

Рисунки 3 и 4 показывают, как снижается точность упрощенного метода расчета по сравнению с комплексным для конденсаторов А – Е.

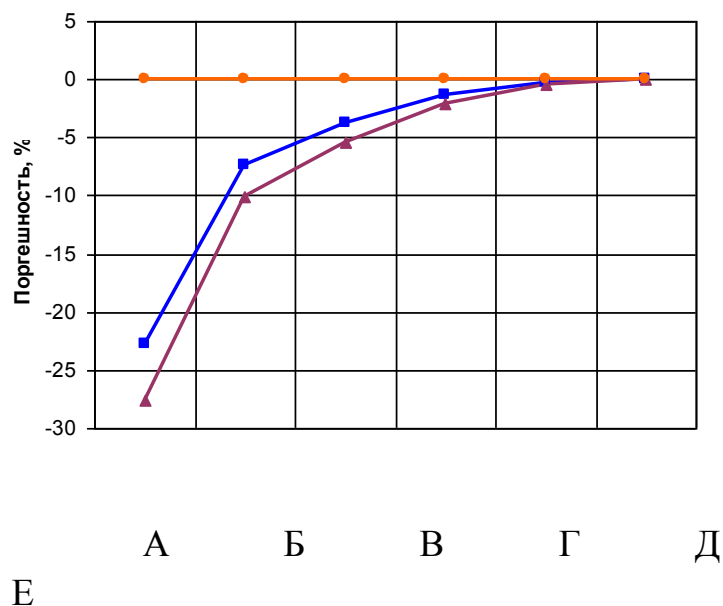
Упрощенный метод расчета занижает падение температуры конденсации в двух первых зонах $(Dt_{k\text{ охл}} + Dt_{k\text{ к}})$, °С. Занижение тем значительнее, чем выше гидравлическое сопротивление конденсатора. Так $(Dt_{k\text{ охл}} + Dt_{k\text{ к}}) = 7$ °С занижено упрощенным расчетом в 1,4 раза, а $(Dt_{k\text{ охл}} + Dt_{k\text{ к}}) = 0,5$ °С только на 1,5 % (см. рисунок 3, конденсаторы А и Г). Подобным образом занижается требуемая площадь теплообмена. Погрешность ее расчета для конденсаторов А – Е



Вариант конденсатора

Рис. 3. Падение температуры конденсации в зонах охлаждения и конденсации для конденсаторов с разным количеством змеевиков.

— точный метод;
— упрощенный метод; варианты конденсаторов – см. подписи к рис. 2.



Вариант конденсатора

Рис. 4. Погрешность расчета требуемой площади теплообмена.

— точный метод;
— упрощенный метод;
— расчет при постоянной температуре конденсации t_к во всех зонах.

упрощенным методом (рисунок 4) вычислена по формуле:

$$\text{Погрешность} = \frac{F_{н \text{ упрощ}} - F_{н \text{ точн}}}{F_{н \text{ точн}}} \times 100, \%$$

где $F_{н \text{ упрощ}}$, $F_{н \text{ точн}}$ – требуемая наружная площадь теплообмена по упрощенному и по комплексному методам.

Упрощенный метод расчета можно использовать для поиска оптимального количества змеевиков конденсатора, если суммарное падение температуры конденсации в двух зонах ($Dt_{к \text{ охл}} + Dt_{к \text{ к}}$) не превышает 2 °С. В этом случае обеспечивается погрешность расчета требуемой площади теплообмена не более 6 % (см. рис. 3 и 4). При ($Dt_{к \text{ охл}} + Dt_{к \text{ к}}$) более 2 °С растущая погрешность упрощенного метода расчета (рис. 4) не позволяет обнаруживать снижение эффективности конденсатора в полной мере. Так для

конденсатора А точным методом по формуле 10 получен недостаток площади теплообмена 33,5 %, а упрощенным – недостаток 3,2 %.

Как правило, конденсаторы рассчитывают при постоянной температуре конденсации t_k во всех зонах. На рис. 4 показана погрешность расчета конденсаторов А – Е при $t_k = const$. Погрешность требуемой площади теплообмена в этом случае оказалась в 1,2 – 1,5 раза выше, чем по упрощенному методу, во всем рассмотренном диапазоне гидравлических сопротивлений.

Предложенные методы расчета вертикального воздушного конденсатора с разбивкой на зоны охлаждения, конденсации и переохлаждения хладагента, а также с учетом влияния гидравлического сопротивления на температуру конденсации позволяют определить оптимальное количество змеевиков. Упрощенный метод расчета целесообразно применять, если гидравлическое сопротивление снижает температуру конденсации не более чем на 2 °С. Согласно расчетам, количество змеевиков оптимально, если суммарное гидравлическое сопротивление змеевика в зонах охлаждения и конденсации хладагента снижает температуру конденсации на (0,5 – 1,5) °С.

Список литературы

1. Бялый Б.И. Тепломассообменное оборудование воздухообрабатывающих установок ООО «Вега» / М.: ООО «Инфорт», 2005. 278 с.
2. Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В. Исследование коэффициентов теплоотдачи в воздушных трубчато-пластинчатых калориферах // Холодильная техника -2011, -№7, - С.15-19.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М.О. Штейнберга. М.: Машиностроение, 1992. 672 с.
4. Маринюк Б.Т. Аппараты холодильных машин (теория и расчет) / М.: Энергоатомиздат, 1995. 160 с.
5. Теплообменные аппараты холодильных установок: 2-е изд., перераб. и доп. / под общ. ред. Г.Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1986. 303 с.
6. Чумак И.Г., Чепурненко В.П., Чуклин С.Г. Холодильные установки: 2-е изд. перераб. и доп. / М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. 344 с.