

УДК 621.565.94

**Алгоритм компьютерного расчета конструкции
трубчато-пластинчатых воздухонагревателей**

Инженер Лопаткина Т.А.

trusovsa@gmail.com

ОАО «ИЭМЗ «Купол», г. Ижевск

Описана последовательность конструктивного расчета трубчато-пластинчатого воздухонагревателя для разработки программы расчета. Последовательность расчета обеспечивает нахождение всех вариантов решения. Для сокращения объема вычислений использованы заданные конструктором ограничения и сведения о зависимости характеристик теплообменников от параметров конструкции.

Ключевые слова: ряды трубок, количество змеевиков (секций), шаг пластин, площадь теплообмена.

Algorithm of computer calculation of a design fin-and-plate air heaters

Engineer T.A. Lopatkina trusovsa@gmail.com

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

The sequence of the constructive calculation of fin-and-coil air heater for programming the calculation is described. The sequence of calculation provides a determination of all variants of the decision. To reduce the amount of computation the specified restrictions from designer and the information about the dependence of the characteristics of heat exchangers from the design are used.

Key words: the rows of tubes, the number of coils (sections), the fin spacing, the heat transfer area.

В холодильной технике, кондиционировании, в разнообразных воздушных нагревательных устройствах широко используются трубчато-пластинчатые теплообменники с гофрированной теплоотдающей поверхностью. Их конструкция и технология серийного производства отработаны достаточно хорошо [1], однако методы расчета, в частности

компьютерные сервисные программы, требуют существенного совершенствования, часто базируются на устаревших экспериментальных данных по теплоотдаче и аэродинамическому сопротивлению теплообменников, изготовленных по другой технологии [2-5]. В данной статье рассматривается последовательность конструктивного расчета трубчато-пластинчатого воздухонагревателя, положенная в основу соответствующей компьютерной программы.

Цель конструктивного расчета теплообменного аппарата – определение поверхности теплообмена, необходимой для передачи заданного теплового потока Q от одной среды к другой. Для расчета необходимо знать вид сред и любые два параметра для этих сред из группы: начальная температура, конечная температура, расход. Поскольку интенсивность теплообмена зависит от конструкции аппарата, то должны быть предварительно заданы некоторые геометрические размеры и схема течения сред.

Порядок конструктивного расчета теплообменного аппарата хорошо известен [4, с. 62; 5, с. 81]: 1) составляют тепловой баланс аппарата; 2) определяют среднюю разность температур между средами в аппарате Δt_{cp} ; 3) определяют коэффициенты теплоотдачи теплой и холодной сред, руководствуясь оптимальными величинами скоростей сред или примерными величинами проходных сечений; 4) определяют коэффициент теплопередачи аппарата k и плотность теплового потока q ; 5) находят площадь поверхности теплообмена F ; 6) выбирают коэффициент запаса к найденному значению F , осуществляют компоновку аппарата и уточняют принятые значения скоростей и проходных сечений; 7) определяют и сопоставляют с допустимыми гидравлические сопротивления обеих сред; 8) определяют производительность насоса и вентилятора, требуемую мощность приводов, подбирают насос и вентилятор. При значительном расхождении уточненных скоростей сред (проходных сечений) с предварительно принятыми, повторяют пункты 3) - 7), задав размеры проходных сечений в соответствии с компоновкой по 6). Результат конструктивного расчета – группа теплообменников, отличающихся по конструкции и обеспечивающих передачу заданной тепловой мощности.

Затем приступают к технико-экономическому расчету, цель которого – выбор из группы теплообменников такого аппарата, который обеспечивает минимальные годовые эксплуатационные и капитальные затраты, приходящиеся на один год нормативного срока окупаемости. Решение задачи требует многочисленных расчетов при ступенчатом изменении независимых переменных [2, с. 81-82] и уже в прошлом столетии выполнялось с помощью ЭВМ.

Описанный порядок конструктивного расчета предполагает, что часть операций пунктов 3) и б) должна выполняться вручную на основании сведений из литературы для аналогичных аппаратов, поэтому результирующая выборка теплообменников зависит от опыта и эрудиции инженера и может оказаться неполной. Кроме того, из-за наличия выполняемых вручную операций расчет каждого аппарата выполняется отдельно.

Развитие вычислительной техники и приемов программирования позволяет полностью автоматизировать конструктивный расчет и при однократном задании исходных данных получить в результате полную выборку теплообменников. Для получения выборки не обязательно тратить время на расчет всех возможных вариантов конструкции теплообменника. Расчет можно ускорить за счет автоматического исключения части вариантов теплообменников, не удовлетворяющих условиям выборки, не выполняя их тепловой расчет. Исключение вариантов трубчато-пластинчатых теплообменников основано на использовании следующих закономерностей:

- имеющаяся внутренняя площадь теплообмена $F_{то}$ определяется только количеством и размерами трубок. Она одинакова у всех теплообменников с пластинами одинаковой формы, с одним и тем же фронтальным сечением и количеством рядов трубок $K_{прод}$;

- при увеличении количества змеевиков (секций) n и постоянном количестве рядов трубок $K_{прод}$ гидравлическое сопротивление теплообменника снижается;

- при увеличении количества змеевиков (секций) n и постоянном количестве рядов трубок $K_{прод}$ внутренняя площадь теплообмена, необходимая для передачи тепловой мощности Q , увеличивается;

- чем меньше шаг пластин u , тем меньшая внутренняя площадь теплообмена требуется для передачи тепловой мощности Q при постоянных количествах рядов трубок $K_{прод}$ и змеевиков n .

Рассмотрим последовательность конструктивного расчета трубчато-пластинчатого теплообменника с сокращенным объемом вычислений на примере последовательности расчета воздухонагревателя со змеевиками (секциями) одинаковой длины.

Цель расчета: представить инженеру группу теплообменников заданного фронтального сечения, площадь теплообмена $F_{то}$ которых отличается от требуемой для переноса заданной тепловой мощности Q не более заранее установленных значений. Пусть, для определенности, отличие требуемой площади теплообмена от имеющейся находится в диапазоне от минус 10 % до + 20 % от имеющейся площади теплообмена:

$$0,8 \times F_{mo} \leq F(u) \leq 1,1 \times F_{mo} ,$$

где $F(u)$ - внутренняя площадь теплообмена, требуемая для передачи тепловой мощности Q при шаге пластин u .

Кроме упомянутых выше исходных данных пользователь задает максимальное гидравлическое сопротивление воздухонагревателя, $P_w \max$ и следующие размеры: номинальный диаметр трубок d , мм; длину оребренной части трубок l , м; число трубок во фронтальном сечении, $K_{фр}$ или высоту пластин H , м.

В соответствии с выбранным номинальным диаметром трубок d применяются пластины определенной формы, и в расчете используется формула для коэффициента теплоотдачи от воздуха α_g в теплообменниках с пластинами данной формы. Также используется ряд постоянных параметров для теплообменников с трубками диаметром d и соответствующими пластинами: внутренний диаметр трубки после дорнования, фронтальный и продольный шаг трубок, радиус калачей по средней линии, расстояние от конца трубок до боковины, длина медных патрубков коллекторов, максимальный u_{max} и минимальный u_{min} шаг расположения пластин. Толщина стенки трубки и толщина пластин задаются пользователем, если имеется несколько вариантов, или принимаются по умолчанию.

Приняты фиксированные параметры: толщина боковин, длина подводящего и отводящего патрубков коллекторов, коэффициенты удельной теплопроводности пластин λ_p и трубок $\lambda_{тр}$; коэффициент загрязнений внутренней поверхности трубок $R_{загр}$, $(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C})/\text{Вт}$; коэффициент термического сопротивления контакта пластина-трубка C_k . Принято, что коллектора и их подводящий и отводящий патрубки изготавливаются из одной и той же трубы.

В расчете предусмотрены следующие ограничения параметров сред:

- максимальная и минимальная температура воздуха;
- максимальная и минимальная температура теплоносителя (вода и водные растворы этиленгликоля и пропиленгликоля);
- максимальная и минимальная массовая концентрация растворов этиленгликоля и пропиленгликоля;
- максимальная и минимальная скорость воздуха во фронтальном сечении воздухонагревателя;
- максимальная скорость теплоносителя в подводящем и отводящем патрубках коллекторов;

- максимальная и минимальная скорость теплоносителя в змеевиках для воды и растворов этиленгликоля и пропиленгликоля.

Кроме того, предусмотрены производственные ограничения максимальной и минимальной длины оребренной части трубок l и высоты пластин H .

Расчет выполняется по блок-схеме, схематично представленной на рисунке.

После ввода исходных данных выполняется проверка выполнения ограничений параметров воздуха и теплоносителя, а также размеров фронтального сечения воздухонагревателя (рис. 1, п. 2). При невыполнении ограничений осуществляется переход к п. 1 (не показано) для устранения ошибок и противоречий во введенных исходных данных.

Расчет общих параметров (п. 3) заключается в определении недостающих величин по уравнению теплового баланса, расчете средних температур воздуха и теплоносителя в аппарате и их теплофизических параметров при средних температурах, определении средней разности температур между средами Δt_{cp} , геометрических параметров теплообменников с максимальным и минимальным шагом пластин. С помощью найденной плотности теплоносителя при средней температуре, известного расхода и наложенного ограничения на скорости теплоносителя в змеевиках вычисляется минимальное n_{min} и максимальное n_{max} количество змеевиков.

Для продолжения расчета доопределяется конструкция теплообменника: задается количество рядов трубок $K_{prod} = l$ (п. 4). Вычисляется имеющаяся внутренняя площадь теплообмена $F_{то}$ (п. 6):

$$F_{то} = \pi \times d_{вн} \times K_{фр} \times K_{prod} \times l ,$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубок после дорнования (механического расширения диаметра для выборки зазора между трубкой и воротниками пластин и создания натяга 10 – 120 мкм).

Уточняется максимальное количество змеевиков, допустимое конструктивно - с учетом известного после п. 4 общего количества трубок в аппарате. Задается количество змеевиков n , начиная с $n = n_{min}$ (п. 8). Далее вычисляется внутренний диаметр коллекторов D_k в зависимости от количества змеевиков n (зависимость $D_k = f(n)$ применена для обеспечения равномерного распределения теплоносителя по змеевикам). Таким образом, конструкция теплообменника по стороне теплоносителя полностью определена. Зная расход теплоносителя и его плотность при средней

температуре, рассчитывают гидравлическое сопротивление P_w (п. 10). Воздухонагреватели, для которых гидравлическое сопротивление P_w выше заданного максимального $P_w \max$, исключаются из дальнейшего расчета, и выполняется переход к теплообменнику с ближайшим большим количеством змеевиков.

Когда будет найдено количество змеевиков n , при котором гидравлическое сопротивление P_w станет не выше заданного максимального $P_w \max$ – расчет пойдет дальше.

Определяют, не являются ли воздухонагреватели с заданными количествами рядов трубок K_{prod} и змеевиков n слишком маленькими для передачи тепловой мощности Q . Для этого выполняют тепловой расчет воздухонагревателя при минимальном шаге пластин $u \min$ (т.е. при максимальной наружной площади теплообмена) и определяют требуемую внутреннюю площадь теплообмена $F(u \min)$ (п. 12):

$$F(u \min) = \frac{Q}{k(u \min) \times \Delta t_{cp}},$$

где $k(u \min)$ – коэффициент теплопередачи, приведенный ко внутренней поверхности теплообмена, при минимальном шаге пластин.

Вычисляют запас площади:

$$Запас = \frac{F_{mo} - F(u \min)}{F_{mo}} \times 100, \%$$

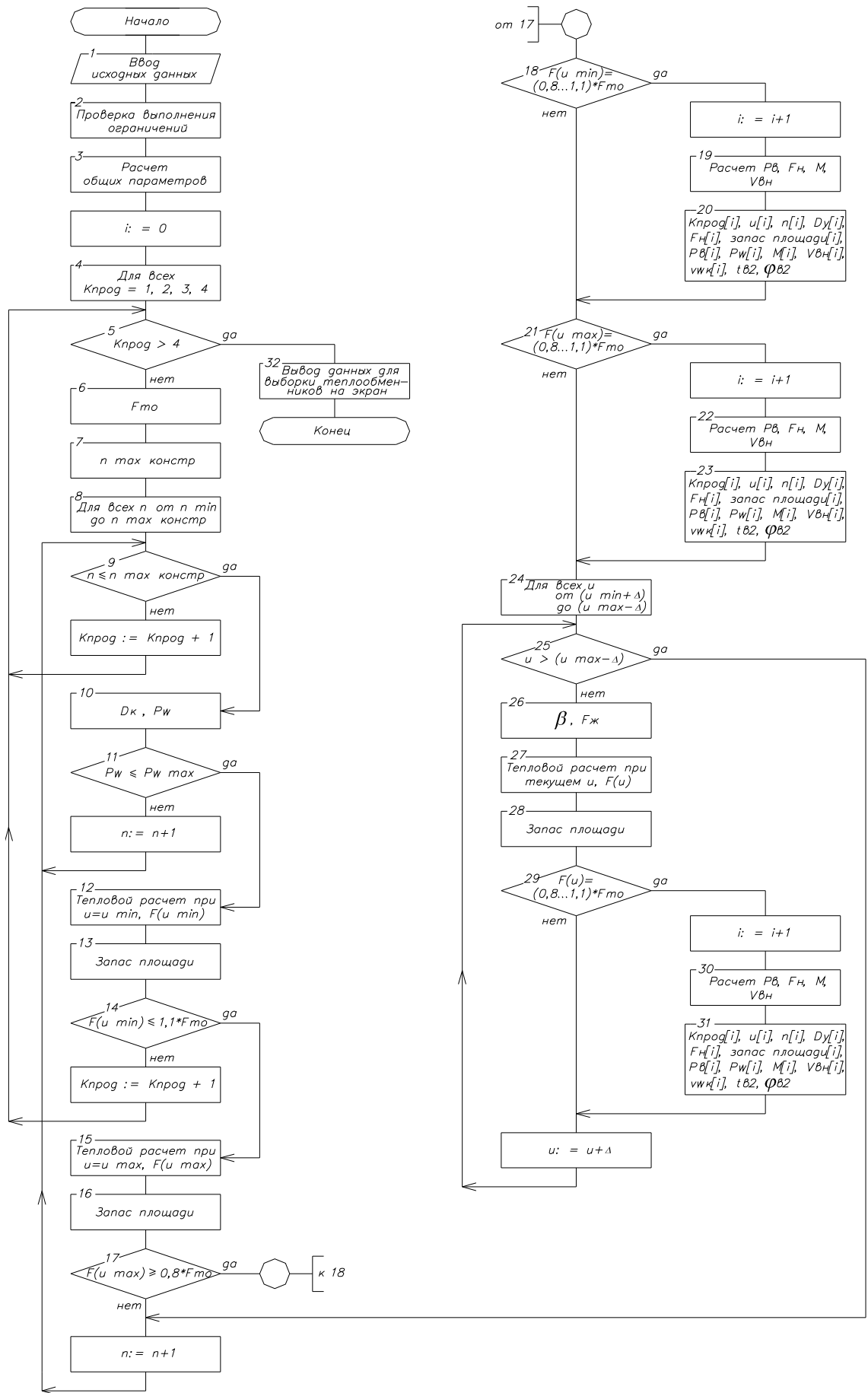
Дальнейший расчет зависит от величины запаса площади:

- если при минимальном шаге пластин требуемая площадь $F(u \min)$ превышает имеющуюся F_{mo} более чем на 10 %, то и при любом большем шаге пластин данные воздухонагреватели будут слишком малы для тепловой мощности Q . Тепловой расчет таких теплообменников не выполняют, а переходят к расчету теплообменников со следующим количеством рядов трубок K_{prod} . Выполняют операции п. 5 - 14, до тех пор, пока не будет соблюдено условие $F(u \min) \leq 1,1 F_{mo}$;

- если требуемая площадь $F(u \min)$ превышает имеющуюся F_{mo} на 10 % или менее, то переходят к рассмотрению второго предельного случая. Выясняют, не являются ли рассматриваемые воздухонагреватели слишком большими для передачи тепловой мощности Q . Для этого выполняется тепловой расчет возду -хонагревателя при текущих значениях K_{prod} и n и при

максимальном шаге пластин u_{max} . Определяется внутренняя площадь теплообмена $F(u_{max})$ (п. 15):

$$F(u_{max}) = \frac{Q}{k(u_{max}) \times \Delta t_{cp}}$$



ис. 1. Блок-схема компьютерного расчета конструкции трубчато-

пластинчатого воздухонагревателя

где $k(u \max)$ – коэффициент теплопередачи, приведенный ко внутренней поверхности теплообмена, при максимальном шаге пластин.

Очевидно, что если требуемая площадь $F(u \max)$ составляет менее 80 % от имеющейся F_{mo} , то данный воздухонагреватель, а также воздухонагреватели с меньшим шагом пластин и текущими значениями K_{prod} и n слишком велики для передачи тепловой мощности Q . В таком случае переходят к расчету теплообменника со следующим (увеличенным) количеством змеевиков. Скорость теплоносителя в новом теплообменнике ниже, коэффициент теплоотдачи теплоносителя и коэффициент теплопередачи k также ниже и может появиться теплообменник, для которого условие $F(u \max) \geq 0,8 F_{mo}$ выполнится. В противном случае после перебора всех вариантов змеевиков программа увеличивает количество рядов трубок K_{prod} и поиск теплообменника, удовлетворяющего условию $F(u \max) \geq 0,8 F_{mo}$, продолжится до его выполнения или до окончания расчета.

Таким образом, расчет по пунктам 5 – 17 позволяет при ограниченном объеме вычислений последовательно выделить для фиксированного количества рядов трубок K_{prod} такие количества змеевиков n , что для теплообменников выполняются условия: $P_w \leq P_w \max$; $F(u \min) \leq 1,1$; F_{mo} и $F(u \max) \geq 0,8 F_{mo}$.

Если запас площади для воздухонагревателя с минимальным шагом пластин находится в допустимых пределах, то запоминают результаты его расчета. К результатам расчета относятся: количество рядов трубок K_{prod} , шаг пластин u , количество змеевиков n , диаметр коллекторов D_k , запас площади теплообмена, гидравлическое сопротивление P_w , скорость теплоносителя в коллекторах v_{wk} , начальные и конечные температуры теплоносителя и воздуха, а также относительную влажность воздуха. Вычисляют и запоминают аэродинамическое сопротивление P_b , наружную площадь теплообмена F_n , массу и внутренний объем теплообменника (п. 18-20). Такие же операции выполняют для воздухонагревателя с максимальным шагом ребер (п. 21-23).

После п. 23 в расчете остаются теплообменники, шаг пластин которых находится между минимальным и максимальным. Требуемая площадь теплообмена $F(u)$ для воздухонагревателя с промежуточным шагом пластин u удовлетворяет условию:

$$F(u \min) < F(u) < F(u \max) .$$

Это значит, что при текущих значениях $K_{прод}$ и n , которые обеспечили выполнение условий

$$F(u \min) < 1,1 F_{mo} \text{ и } F(u \max) > 0,8 F_{mo} ,$$

существуют теплообменники с промежуточными шагами пластин, удовлетворяющие условиям:

$$F(u \min) < F(u) < 1,1 F_{mo} , F(u \max) > F(u) > 0,8 F_{mo} .$$

Для поиска таких теплообменников организован перебор шагов пластин с приращением шага Δ (п. 24). Задается шаг пластин, рассчитываются геометрические параметры теплообменника, зависящие от шага пластин (коэффициент оребрения β , площадь живого сечения для воздуха $F_{ж}$), выполняется тепловой расчет с определением внутренней площади теплообмена $F(u)$ (п. 27):

$$F(u) = \frac{Q}{k(u) \times \Delta t_{cp}} ,$$

где $k(u)$ – коэффициент теплопередачи, приведенный ко внутренней поверхности теплообмена, при шаге пластин u .

Вычисляют запас площади:

$$\text{Запас} = \frac{F_{mo} - F(u)}{F_{mo}} \times 100 , \% .$$

Если запас площади для воздухонагревателя с текущим шагом пластин u находится в допустимых пределах, то запоминают результаты расчета воздухонагревателя.

После расчета теплообменников при всех значениях шага пластин в интервале от $(u \min + \Delta)$ до $(u \max - \Delta)$ с выбором и запоминанием нужных результатов (п. 25-31) последовательно переходят к теплообменникам со следующими количествами змеевиков n , выполняя каждый раз п. 9 – 31. Затем описанный расчет повторяется при количествах рядов трубок $K_{прод} = 2, 3$ и 4 .

По окончании перебора всех количеств рядов трубок $K_{прод}$ выводят на экран данные расчета полной выборки теплообменников, отличающихся по конструкции, удовлетворяющих всем ограничениям и обеспечивающих передачу заданной тепловой мощности при запасе площади теплообмена, ограниченном заданным интервалом (п. 32).

Описанная последовательность конструктивного расчета трубчато-пластинчатого воздухонагревателя позволяет полностью автоматизировать расчет, ограничить объем вычислений и получить исчерпывающий результат.

Список литературы

1. Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А. Трубчато-пластинчатые теплообменники // Вестник международной академии холода. 2011 г. № 2.с.
2. Емельянов А.Л., Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А. Обзор методов оптимизации трубчато-пластинчатых теплообменников (обзор состояния и проблемы) // Холодильная техника. 2010 г. № 5. С. 40-43.
3. Кожевникова Е.В., Лопаткина Т.А. Экспериментальное исследование эффективности методов расчета трубчато-пластинчатых воздухоохладителей при различных режимах образования конденсата. // Электронный научный журнал «Холодильная техника и кондиционирование», СПб ГУНиПТ. 2011г. март, № 1. URL. <http://refrigeration.open-mechanics.com/articles/173.pdf>
4. Теплообменные аппараты холодильных установок / под общ. ред. Г. Н. Даниловой. Л.: Машиностроение, 1986. 303 с.
5. Чумак И. Г., Чепурненко В. П., Чуклин С. Г. Холодильные установки: 2-е изд. перераб. и доп. / М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981. 344 с.