

В. А. Кузьмин

Оптимальное отопление: поддержание неравновесного поля температур в многокамерной системе с минимумом затрат энергии

Аннотация. Система отопления рассмотрена как многопоточная система теплообмена. Показано, что критерием ее термодинамического совершенства может служить минимально-достижимая необратимость (диссипация). Общие условия минимальной диссипации теплообменных систем использованы для получения рекомендаций по проектированию систем отопления. Получены распределения суммарного коэффициента теплообмена и температуры теплоносителя при его контакте с воздухом в отапливаемых помещениях.

Ключевые слова и фразы: термодинамика, оптимизация, проектирование системы отопления, оптимизация систем отопления, энергосбережение, теплотехника, необратимость теплообмена, распределение поверхности контакта, поддержание поля температур с минимальными затратами энергии.

Введение

Одной из основных задач термодинамики с момента ее возникновения является оценка предельных возможностей термодинамических систем. С развитием термодинамики такие оценки уточняют и расширяют их номенклатуру. Так, Карно оценил сверху КПД тепловой машины [1]. Новиков [2], а позднее независимо от него Курзон и Альбурн [3] нашли оценку ее предельной мощности в предположении, что цикл состоит из двух изотерм и двух адиабат. Розоноэр и Цирлин [4–6] доказали, что оценка Новикова–Курзона–Альбурна справедлива и без предположения о форме цикла и нашли максимум КПД тепловой машины при заданной мощности, а так же предельные значения необратимых отопительного и холодильного коэффициентов для обратных циклов при заданной интенсивности потоков.

Рост стоимости энергии делает особенно актуальным получение термодинамических оценок для затрат энергии в тех областях, где эти затраты особенно велики. На отопление и кондиционирование зданий, поддержания заданного поля температур в криогенных и высокотемпературных системах и пр. человечество тратит больше энергии, чем на химию и металлургию вместе взятые. Постановка задач о термодинамически-оптимальной организации таких систем в рамках термодинамики обратимых процессов невозможна, так как целью систем является создание потоков обмена, сопровождающихся производством энтропии.

Задача термостатирования — поддержания неравновесной конфигурации температурного поля в системе сообщающихся друг с другом помещений (камер) с минимальными затратами энергии является весьма актуальной. Практически наиболее важной является разновидность этой задачи, в которой введено дополнительное условие: все заданные температуры воздуха в камерах не ниже, чем внешняя температура. Это задача об оптимальной организации отопления. Практически ту же постановку и аналогичное решение имеет задача кондиционирования здания, когда заданные температуры камер не выше температуры окружающей среды. Для определенности далее рассмотрена первая из этих постановок.

Поток теплоты, подаваемой в каждую камеру, зависит от температуры теплоносителя и площади (коэффициента) теплообмена воздуха в камере с радиатором. Общая площадь теплообмена ограничена, а суммарный поток теплоты зависит только от заданной конфигурации температурного поля и от температуры окружающей среды. Подача тепла в системах отопления осуществляется за счет подачи теплоносителя в радиаторы, расположенные во всех или некоторых камерах. Минимизации диссипации соответствует, как показано ниже, минимум температуры теплоносителя на входе в систему, или при его фиксированной температуре минимум суммарной площади радиаторов.

При отоплении здания с использованием теплоносителя заданной температуры оптимальному выбору подлежит только распределение между камерами поверхностей контакта с теплоносителем.

Первый раздел работы посвящен обсуждению и формулировке задачи оптимизации системы отопления. Во втором разделе работы рассмотрена задача о распределении заданной суммарной поверхности радиаторов и выборе их температур без учета ограничений на гидродинамику потоков теплоносителя. Получены термодинамические

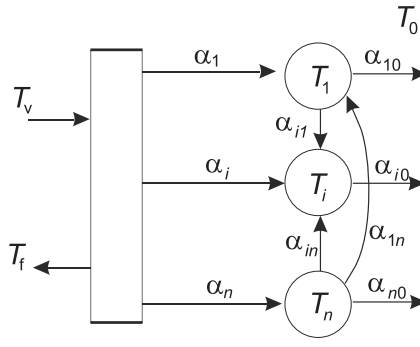


Рис. 1. Структура системы отопления

характеристики „идеальной“ системы отопления. В третьем разделе рассмотрен учет реальных условий реализуемости систем отопления и дано сравнение их характеристик с предельно-возможными. Наконец, в последнем разделе приведен иллюстративный пример использования полученных соотношений.

1. Математическая модель системы отопления

1.1. Постановка задачи

Будем рассматривать систему, состоящую из n помещений (камер), каждая из которых характеризуется температурой T_i ($i = \overline{1, n}$), термодинамического резервуара (окружающей среды) с температурой T_0 и бойлера, подающего в систему поток теплоносителя с расходом g , теплоемкостью C , а, следовательно, с водяным эквивалентом $W = gC$. Температуру потока на входе в систему обозначим как T_v (Рис. 1)

Будем предполагать, что законы теплопереноса линейно зависят от разности температур, так что поток теплоты между i -ой и j -ой камерами имеет вид

$$(1) \quad q_{ij} = \alpha_{ij}(T_i - T_j), \quad i, j = 0, 1, \dots, n,$$

причем коэффициенты теплопереноса α_{ij} для всех i от нуля до n заданы, $\alpha_{ii} = 0$, а $\alpha_{ij} = \alpha_{ji}$. Если камеры не контактируют друг с другом или не имеют наружных стен, соответствующий коэффициент теплопереноса равен нулю.

Первоначально будем считать все температуры T_i ($i = \overline{0, n}$) заданными, причем при $i > 0$ $T_i > T_0$ (задача отопления). Искомыми в задаче являются температуры радиаторов отопления u_i , а так же коэффициенты теплопередачи от теплоносителя к воздуху в каждой камере, пропорциональные поверхности радиаторов $\alpha_i \geq 0$ ($i = \overline{0, n}$) и связанные условием

$$(2) \quad \sum_{i=0}^n \alpha_i = \alpha,$$

где α определяется суммарной поверхностью контакта теплоносителя со всеми отапливаемыми помещениями.

Оптимизацию будем проводить по минимуму производства энтропии σ , возникающего в процессе теплообмена с теплоносителем, найдя предварительно связь между этим показателем и характеристиками системы. Производство энтропии может быть найдено как сумма производства энтропии при теплообмене с радиаторами в каждой камере, теплообмене между камерами плюс производство энтропии при смешении потоков теплоносителя, если их температуры на входе в смеситель различны.

Другой путь вычисления σ состоит в использовании условий энтропийного баланса системы. При этом сумма потока энтропии, поступающего с теплоносителем, σ_w , производства энтропии в системе за счет теплообмена с теплоносителем и производства энтропии за счет теплообмена между камерами равна потоку энтропии, покидающему систему при обмене с внешней средой:

$$\sigma_0 = \sum_{i=1}^n \alpha_{i0} \frac{(T_i - T_0)}{T_i}.$$

Если температуру теплоносителя на выходе системы обозначить через T_f , то для несжимаемой жидкости поток энтропии, поступающий в систему,

$$\sigma_w = \int_{T_f}^{T_v} W \frac{dT}{T} = W \ln \frac{T_v}{T_f}.$$

Теплообмен между камерами сопровождается производством

энтропии, равным

$$\sigma_k = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \alpha_{ij} \frac{(T_j - T_i)^2}{T_i T_j}.$$

Здесь множитель $1/2$ связан с тем, что производство энтропии при теплообмене между любыми двумя камерами входит в выражение для σ_k дважды.

Энтропийный баланс примет форму

$$(3) \quad \sigma_w + \sigma + \sigma_k = \sigma_0.$$

При фиксированных температурах камер и коэффициентах теплообмена σ_0 и σ_k фиксированы. Уменьшению производства энтропии за счет теплообмена при фиксированном потоке теплоносителя соответствует уменьшение температуры теплоносителя на входе либо увеличение его температуры на выходе системы, а если эти температуры фиксированы, то уменьшение поверхности радиаторов.

1.2. Формализация задачи

Формализуем поставленную задачу, введя обозначение

$$(4) \quad q_{iv} = \sum_{j=0}^n \alpha_{ij} (T_i - T_j), \quad i = \overline{1, n}$$

для суммарного потока теплоты от i -ой камеры к ее окружению.

Потоки q_i в системах отопления заведомо неотрицательны, так что для того, чтобы выбранная конфигурация температур была реализуема, необходимо выполнение следующего условия (тепло может только подаваться):

$$(5) \quad q_i = \sum_{j=0}^n \alpha_{ij} (T_i - T_j) \geq 0, \quad i = \overline{1, n}.$$

Если для некоторой камеры поток $q_{iv} = 0$, камеру называют *пассивной*, температура такой пассивной камеры по условию (4) равна:

$$(6) \quad T_i^{min} = \frac{\sum_{j=0}^n \alpha_{ij} T_j}{\sum_{j=0}^n \alpha_{ij}}.$$

Тепло в пассивные камеры не подается, так как температура в них поддерживается за счет теплообмена с другими камерами.

По условию теплового баланса поток теплоты, подаваемый в i -ю камеру

$$(7) \quad q_i = \alpha_i(u_i - T_i) = W_i(T_v - T_{fi}) \geq 0 \quad i = 1, \dots, n.$$

Здесь W_i , T_v и T_{fi} – водяной эквивалент и температуры теплоносителя на входе и выходе нагревателя для i -ой камеры.

1.3. Допущения

Будем предполагать, что:

- температурное поле в каждой камере однородно, считая тем самым, что перемешивание воздуха в ней достаточно интенсивно;
- температура стенок радиатора u_i мало меняется по его поверхности и может быть рассчитана по формуле

$$(8) \quad u_i = T_i + \frac{q_i}{\alpha_i}, \quad i = 1, \dots, n.$$

- обмен воздухом с окружающей средой пренебрежимо мал,
- удельный коэффициент теплоотдачи от радиаторов к воздуху, отнесенный к единице площади контакта, одинаков для всех камер.

2. Идеальное распределение поверхностей контакта и нижняя граница производства энтропии

Условия минимальной диссипации многопоточных систем теплообмена получены в [7] и сводятся к следующим требованиям:

- в каждой точке контакта греющих и нагреваемых потоков должны быть выполнены условия минимальной диссипации [8], [9]

$$(9) \quad q^2(u_i, T_i) = \lambda \frac{\partial q}{\partial u_i} u_i^2, \quad i = 1, \dots, n,$$

где λ – константа;

- в системе не должно быть смесителей потоков с различающимися температурами, температуры всех потоков теплоносителя на выходе должны быть одинаковы ($T_{fi} = T_f$).

Для закона теплопереноса линейного относительно разности температур (1) из условия (9) следует, что отношение абсолютных температур воздуха к температуре поверхности радиатора должно

быть одинаково для всех камер

$$(10) \quad \frac{T_i}{u_i} = m, \quad T_{fi} = T_f, \quad i = 1, \dots, n,$$

где m – положительная константа, меньшая единицы.

Общий расход теплоты фиксирован и равен

$$(11) \quad q = \sum_i \alpha_{i0}(T_i - T_0) = \sum_{i=1}^n \alpha_i(u_1 - T_i),$$

так что температуры теплоносителя на входе и выходе связаны друг с другом, как

$$(12) \quad T_v - T_f = \frac{q}{W}.$$

Для каждой камеры

$$(13) \quad q_i = \alpha_i(u_i - T_i) = \alpha_i T_i \frac{1 - m}{m}, \quad i = 1, \dots, n.$$

При одинаковом удельном коэффициенте теплообмена значения α_i определяются площадью радиаторов, которая в сумме ограничена. Выразив из условия (13) значения α_i и просуммировав их, получим с учетом заданного общего значения α оптимальное распределение поверхностей радиаторов

$$(14) \quad m = \frac{\alpha}{\alpha + \sum_{j=1}^n \frac{q_j}{T_j}}, \quad \alpha_i = \alpha \frac{q_i/T_i}{\sum_{j=1}^n q_j/T_j}.$$

Минимальное производство энтропии σ^* с учетом того, что $T_i m = u_i \forall i$, равно при $T_v > T_i \forall i$

$$(15) \quad \sigma^* = \sum_i \alpha_i(u_i - T_i) \left(\frac{1}{T_i} - \frac{1}{u_i} \right) = \alpha \frac{(1 - m)^2}{m}.$$

Так как ни в одной системе производство энтропии не может быть меньше, чем σ^* , по условию (3) получим неравенство, выделяющее множество возможных значений суммарного водяного эквивалента и температуры теплоносителя на входе в систему при $T_v > T_i \forall i$

$$(16) \quad W \ln \frac{T_v}{T_v - q/W} \leq \sum_{i=1}^n \alpha_{i0} \frac{(T_i - T_0)}{T_i} - \sigma^* - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \alpha_{ij} \frac{(T_j - T_i)^2}{T_i T_j}.$$

Обозначим через Z правую часть этого неравенства и разрешим его относительно T_v . Получим при $T_v \geq u_i \forall i$

$$(17) \quad T_v \geq \frac{qe^{\frac{Z}{W}}}{W \left(e^{\frac{Z}{W}} - 1 \right)}.$$

Граница реализуемости системы отопления на плоскости с координатами T_v и W показана на рис.4. Реализуемы только те системы, значения T_v и W для которых соответствуют точкам, лежащим выше границы.

Чтобы реализовать приведенные выше условия (14), (15), нужно оптимально распределять поверхность радиаторов, менять температуру теплоносителя на входе в каждую камеру и выбирать водяные эквиваленты так, чтобы поток теплоты, поступающий в нее, был заданным.

3. Термодинамические характеристики реальной системы отопления

В реальных системах отопления фиксированы температуры только у части помещений. В этом случае температуры остальных помещений (свободные температуры) нужно поддерживать на таком уровне, чтобы производство энтропии было минимально. При этом нужно учесть, что температура не может быть меньше своего минимального значения, определяемого условием (6).

Так как поток теплоты в каждую камеру неотрицателен, то производство энтропии, связанное с этим потоком, достигает минимума равного нулю, когда теплота в камеру со свободной температурой не подается. Поэтому минимальному производству энтропии соответствует минимальное значение T_v , совместимое с условием неотрицательности q_{lv} . Температура в камере должна выбираться по условию (6) (камеры со свободными температурами пассивны), а поверхности радиатора для помещений со свободными температурами равны нулю.

3.1. Учет реальных факторов

Выше предполагалось, что условие $u_i = T_i/m$ реализовано для каждой камеры, но не рассматривалась, как это может быть сделано. Поэтому полученные значение σ^* и неравенство (16) соответствуют идеальному случаю, к которому нужно приблизиться при синтезе реальной системы с учетом связи между эффективной температурой

теплоносителя u_i и его температурами T_{vi} и T_{fi} на входе и на выходе радиатора и водяным эквивалентом W_i . Чтобы найти такую связь, нужно учесть гидродинамику движения теплоносителя в радиаторе. Обычно стремятся приблизить гидродинамический режим теплоносителя к идеальному вытеснению, в этом случае эффективная температура теплоносителя, т.е. температура, которой соответствует тот же поток теплоты, что и средний поток от теплоносителя, меняющего свою температуру по ходу движения от T_{vi} до T_{fi} , равна:

$$(18) \quad u_i = \frac{T_{vi} - T_{fi}}{\ln T_{vi} - \ln T_{fi}}, \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

Для температур на входе, составляющих 350-370 К, и выходных температур имеющих значение 300 - 320 К, значение u_i с точностью до четвертого знака совпадает со средней геометрической из температур входа и выхода, т.е.

$$(19) \quad u_i = \sqrt{T_{vi}T_{fi}} = \frac{T_i}{m}, \quad T_{vi} - T_{fi} = \frac{q_i}{W_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

Эти равенства накладывают на температуры теплоносителя в каждой камере дополнительные ограничения. В условиях (19) подлежат выбору три переменные T_{vi} , T_{fi} и W_i . Задание любой из них определяет две оставшиеся.

Например, если температуры теплоносителя на входе и на выходе всех камер одинаковы (параллельная структура), то одинаковы и эффективные температуры $u_i = \sqrt{T_v T_f} = u$ (см.2). Производство энтропии равно

$$(20) \quad \sigma = \sum_i \frac{q_i(\alpha_i)}{T_i} - \frac{q}{u} \Rightarrow \min, \quad u \geq \left(T_i + \frac{q_i}{\alpha_i} \right).$$

Выбор коэффициентов теплообмена с учетом ограничения на их сумму при любом значении u приводит к выражениям (14), а оптимальное значение u минимально с учетом ограничения (20), т.е. равно

$$u^* = \max_i \left(T_i + \frac{q_i}{\alpha_i} \right).$$

Подстановка в (20) значений q_i и u^* определяет диссипацию,

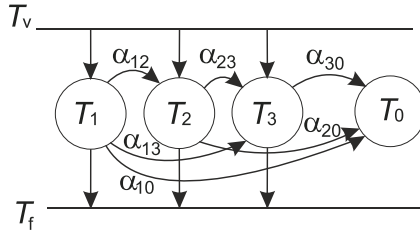


Рис. 2. Система с параллельной структурой

связанную с теплообменом, в системе с параллельной структурой:

$$(21) \quad \sigma = \sum_i \frac{q_i(\alpha_i)}{T_i} - \frac{q}{\max_i \left(T_i + \frac{q_i}{\alpha_i} \right)}.$$

Водяные эквиваленты равны $W_i = \frac{q_i}{T_v - T_f}$. Условия (19) при заданном u^* , записанные по отношению к системе в целом,

$$(22) \quad \sqrt{T_v T_f} = u^*, \quad T_v - T_f = \frac{q}{W},$$

совместно с равенством (16) определяют выбор переменных T_v , T_f , и W .

Сравнение производства энтропии с ее минимально-возможным значением σ^* позволяет судить о необходимости модернизации системы. Она может быть проведена за счет введения последовательных соединений потоков теплоносителя для некоторых камер.

3.2. Введение промежуточной температуры

Упорядочим камеры по величине потребной для каждой из них эффективной температуре теплоносителя $u_i = T_i + q_i/\alpha_i$ так, что для $i = 1$ величина u_i максимальна, и разобьем их на две категории. В первую включим камеры для $i < k$, а во вторую – для $i \geq k$. Величина k наряду со значением промежуточной температуры T_s , температур теплоносителя на входе и выходе из системы и водяного эквивалента W подлежат выбору из следующих условий:

$$(23) \quad \sqrt{T_v T_s} = u_k, \quad \sqrt{T_f T_s} = u_1, \quad \frac{q}{T_v - T_f} = \frac{\sum_{i=1}^{k-1} q_i}{T_v - T_s} = \frac{\sum_{i=k}^n q_i}{T_s - T_f} = W$$

и требования минимума по k производства энтропии

$$(24) \quad \sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = \sum_{i=1}^{k-1} q_i \left(\frac{1}{T_i} - \frac{1}{u_1} \right) + \sum_{i=k}^n q_i \left(\frac{1}{T_i} - \frac{1}{u_k} \right).$$

С ростом k первое слагаемое в этом выражении растет, а второе уменьшается. Минимуму суммы соответствует изменение знака разности

$$q_{k-1} \left(\frac{1}{T_{k-1}} - \frac{1}{u_1} \right) - q_k \left(\frac{1}{T_k} - \frac{1}{u_k} \right)$$

с отрицательного на положительный, что позволяет найти k и по формулам (24) рассчитать температуры T_v, T_s, T_f и водяной эквивалент теплоносителя W .

Сравнение полученного значения σ с σ^* позволяет оценить термодинамическое совершенство системы.

Аналогично можно использовать разветвленные последовательные структуры. При этом степень совершенства полученной системы оценивается по отношению фактического производства энтропии теплообмена к σ^* .

Таким образом, условия минимума диссипации определяют распределение поверхностей радиаторов в системе отопления. Использование термодинамических балансов, включающих баланс по энтропии, определяет выбор температуры теплоносителя на входе в систему и его водяной эквивалент. Полученные соотношения позволяют проследить, как влияет конфигурация температурного поля (заданные значения T_i) на общую площадь нагревателей, ставить задачи об оптимальном выборе промежуточных температур и пр.

3.3. Алгоритм решения задачи оптимизации системы отопления и оценки ее термодинамического совершенства

По данным методикам термодинамического совершенства системы отопления здания разработаны алгоритмы оптимизации. Блок-схема показана на рис. 3. Представленные алгоритмы могут быть реализованы в пакете прикладных программ для ЭВМ, используемых при проектировании систем отопления энергоэффективных зданий.



Рис. 3. Блок схема алгоритма оптимизации системы отопления

ТАБЛИЦА 1. Температуры камер $T_{i=1,2,3}$ и окружающей среды T_0 , [K]

№	1	2	3	0
T_i	290	300	295	280

ТАБЛИЦА 2. Коэффициенты теплообмена между камерами α_{ij} и окружающей средой α_{i0} [Вт/К]

α_{ij}	j=1	2	3	0
i=1	0	150	200	250
2	150	0	100	150
3	200	100	0	0
0	250	150	0	0

4. Пример решения задачи оптимизации системы отопления и оценки ее термодинамического совершенства

4.1. Исходные данные

Температуры камер и окружающей среды фиксированы и приведены в таблице 1, а коэффициенты теплообмена между камерами и окружающей средой — в таблице 2. Суммарный коэффициент теплообмена с радиаторами $\alpha = 600$.

4.2. Минимально возможное производство энтропии при теплообмене с радиаторами

(1) Тепловые потоки q_j в каждую из трёх камер (1) [Вт]

$$q_j = \sum_{i=1}^3 \alpha_{ji}(T_j - T_i)$$

$$q_1 = 150(290 - 300) + 200(290 - 295) + 250(290 - 280) = 0,$$

$$q_2 = 150(300 - 290) + 100(300 - 295) + 150(300 - 280) = 5000,$$

$$q_3 = 200(295 - 290) + 100(295 - 300) = 500.$$

(2) По формуле (13) отношение температур в идеальной системе

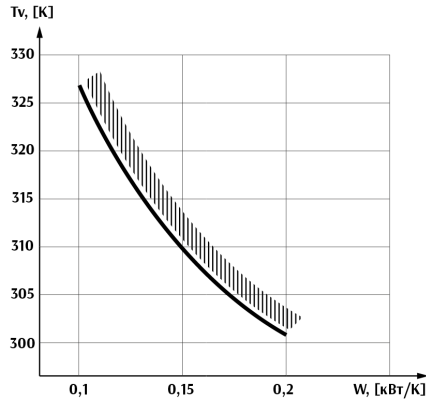


Рис. 4. Граница области реализуемости системы отопления

необратимого теплообмена

$$m = \frac{600}{600 + \frac{5000}{300} + \frac{500}{295}} = \frac{600}{600 + 18,3} = 0,97.$$

- (3) Распределение коэффициента теплообмена с радиаторами (площади радиаторов) по формуле (13) [Вт/К]

$$\alpha_1 = 0; \quad \alpha_2 = 600 \cdot \frac{5000}{300 \cdot 18,3} = 544,3;$$

$$\alpha_3 = 600 \cdot \frac{500}{295 \cdot 18,3} = 55,7.$$

- (4) Минимально-возможное производство энтропии в системе отопления (см. (15))

$$\sigma_* = 600 \frac{0,03^2}{0,97} = 0,556 \text{ [Вт/К]}.$$

Подстановка этих значений в неравенство (17), выделяет в плоскости с координатами W и T_v область реализуемости рассмотренной системы (см. рис. 4).

Оценим влияние свободной температуры. Пусть температура в камере 2 свободна, а температуры в камерах 1 и 3 заданы табл. 1. В этом случае $q_2 = 0$ и температура во второй камере в соответствии

с формулой (6) равна

$$T_2^{min} = \frac{150 \cdot 290 + 100 \cdot 295 + 150 \cdot 280}{150 + 100 + 150} = 287,5 \text{ [K]}.$$

Потребные потоки отопления в камеры 1 и 3

$$q_1 = 150(290 - 287,5) + 200(290 - 295) + 250(290 - 280) = 1875 \text{ [Вт];}$$

$$q_3 = 200(295 - 290) + 100(295 - 287,5) = 1250 \text{ [Вт]}.$$

Оптимальное отношение температур

$$m = \frac{600}{600 + \frac{1875}{290} + \frac{1250}{295}} = 0,98.$$

Минимальное производство энтропии

$$\sigma^* = 600 \cdot \frac{(0,02)^2}{0,98} = 0,245 \text{ [Вт/К]}$$

уменьшилось более чем вдвое за счет того, что температура во второй камере не фиксирована.

4.3. Учет связи между температурой теплоносителя на входе и эффективной температурой

Пусть температуры камер заданы табл. 1.

Расчет эффективной температуры радиаторов.

$$u = \max_i(290; 300 + \frac{5000}{544,3}; 295 + \frac{500}{55,7}) = 309,19 \text{ [K]};$$

Производство энтропии в системе отопления параллельной структуры по формуле (21):

$$\sigma = 0 + \frac{5000}{300} + \frac{500}{295} - \frac{5500}{309,19} = 0,61 \text{ [Вт/К]};$$

Коэффициент термодинамического совершенства параллельной системы при оптимальном распределении поверхности радиаторов

$$\eta = \frac{\sigma^*}{\sigma} = \frac{0,556}{0,61} = 0,91.$$

4.4. Определение границы реализуемости системы отопления на плоскости с координатами T_v и W

Вычислим правую часть уравнения (16) и найдем Z , подставив значения по данным табл. (1, 2) и полученному выше, значению минимального производства энтропии: $Z = 17,8$. Тепловой поток

$$\begin{aligned} q &= 250(290 - 280) + 150(300 - 280) + 0(295 - 280) = 5500[\text{Вт}] \\ &= 5,5 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{сек}} \right]. \end{aligned}$$



Подставляя в уравнение (17) значений Z и q , получим:





$$T_v \geq \frac{5,5e^{\frac{17,8}{W}}}{W \left(e^{\frac{17,8}{W}} - 1 \right)}.$$

Заключение

Получены условия, которым должно удовлетворять оптимальное распределение поверхностей теплообмена и температуры контактов теплоносителя с отапливаемыми помещениями в задаче отопления. Полученное при выполнении этих условий значение производства энтропии может служить оценкой снизу для произвольной системы отопления с той же суммарной поверхностью контакта и общей тепловой нагрузкой. Записаны вытекающие из полученных соотношений и термодинамических балансов уравнения, связывающие температуры в обогреваемых помещениях, коэффициенты теплообмена между ними, поверхности обогрева, водяной эквивалент и температуру теплоносителя.

Список литературы

- [1] С. Карно. «Размышление о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу», *Второе начало термодинамики*, Гостехиздат, М.–Л., 1934. \uparrow_{29}
- [2] И. И. Новиков. «Эффективность атомных электростанций», *Атомная энергия*, **3**:11 (1957), с. 409–412. \uparrow_{29}
- [3] F. L. Curzon, V. Ahlborn. “Efficiency of a Carnot engine at maximum power output”, *Amer. J. Physics*, **43** (1975), pp. 22–24.  \uparrow_{29}
- [4] Л. И. Розоноэр, А. М. Цирлин. «Оптимальное управление термодинамическими процессами. I», *Автомат. и телемех.*, 1983, №1, с. 70–79.  \uparrow_{29}


- [5] Л. И. Розоноэр, А. М. Цирлин. «Оптимальное управление термодинамическими процессами. II», *Автомат. и телемех.*, 1983, №2, с. 88–101. 
 ↑₂₉
- [6] Л. И. Розоноэр, А. М. Цирлин. «Оптимальное управление термодинамическими процессами. III», *Автомат. и телемех.*, 1983, №3, с. 50–64. 
 ↑₂₉
- [7] A. M. Tsirlin, A. A. Akhremenkov, I. N. Grigorevsky. “Minimal irreversibility and optimal distributions of heat transfer surface area and heat load in heat transfer systems”, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, **42**:2 (2008), pp. 203–210.  ↑₃₄
- [8] А. М. Цирлин. «Оптимальное управление процессами необратимого тепло- и массопереноса», *Изв. АН СССР. Серия Техническая кибернетика*, 1991, №2, с. 81–86. ↑₃₄
- [9] A. M. Tsirlin, V. A. Mironova, S. A. Amelkin, V. A. Kazakov. «Finite-time thermodynamics conditions of minimal dissipation for thermodynamics process with given rate», *Phys. Rev. E*, **58**:1 (1998), с. 215–223.  ↑₃₄


Рекомендовал к публикации

д.т.н. А. М. Цирлин

Пример ссылки на эту публикацию:

В. А. Кузьмин. «Оптимальное отопление: поддержание неравновесного поля температур в многокамерной системе с минимумом затрат энергии». *Программные системы: теория и приложения*, 2018, **9**:3(38), с. 29–47.

 10.25209/2079-3316-2018-9-3-29-47

 http://psta.psiras.ru//read/psta2018_3_29-47.pdf

Об авторе:



Василий Александрович Кузьмин

Младший научный сотрудник Исследовательского центра Системного анализа ИПС им. А.К. Айламазяна РАН, Ведущий инженер АО «Завод ЛИТ», аспирант



0000-0002-5269-4919

e-mail: kuba@kuba.pereslavl.ru

UDC 621.1





Vasily Kuzmin. *Optimal heating: maintaining a non-equilibrium temperature field in a multi-chamber system with minimum energy consumption.*


ABSTRACT. The heating system is considered as a multi-flow heat exchange system. It is shown that the criterion of its thermodynamic perfection can be minimally attainable irreversibility (dissipation). General conditions of minimal dissipation of heat exchange systems are used to obtain recommendations for the design of heating systems. The distributions of the total heat transfer coefficient and the coolant temperature in contact with the air in the heated rooms are obtained. (*In Russian*).

Key words and phrases: thermodynamics, optimization, heating system design, optimization of heating systems, energy saving, heat engineering, heat exchange irreversibility, contact surface distribution, maintaining the temperature field with minimum energy costs.

2010 *Mathematics Subject Classification:* 80A10, 74A15, 82B35, 37N30


References


- [1] S. Carnot. *Reflections on the motive power of fire, and on machines fitted to develop that power*, John Wiley & Sons, New York; Chapman & Hall, London, 1897.  [↑]₂₉
- [2] I. I. Novikov. “The efficiency of atomic power stations”, *J. Nuclear Energy*, **7**:1–2 (1958), pp. 125–128.  [↑]₂₉
- [3] F. L. Curzon, B. Ahlborn. “Efficiency of a Carnot engine at maximum power output”, *Amer. J. Physics*, **43** (1975), pp. 22–24.  [↑]₂₉
- [4] L. I. Rozonoer, A. M. Tsirlin. “Optimal control of thermodynamic processes. I”, *Autom. Remote Control*, **44**:1 (1983), pp. 55–62. [↑]₂₉
- [5] L. I. Rozonoer, A. M. Tsirlin. “Optimal control of thermodynamic processes. II”, *Autom. Remote Control*, **44**:2 (1983), pp. 209–220. [↑]₂₉
- [6] L. I. Rozonoer, A. M. Tsirlin. “Optimal control of thermodynamic processes. III”, *Autom. Remote Control*, **44**:3 (1983), pp. 314–326. [↑]₂₉
- [7] A. M. Tsirlin, A. A. Akhremenkov, I. N. Grigorevsky. “Minimal irreversibility and optimal distributions of heat transfer surface area and heat load in heat transfer systems”, *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, **42**:2 (2008), pp. 203–210.  [↑]₃₄
- [8] A. M. Tsirlin. “Optimal control of the irreversible processes of heat and mass transfer”, *Soviet Journal of Computer and Systems Sciences*, 1991, no.2, pp. 171–179. [↑]₃₄

- [9] A. M. Tsirlin, V. A. Mironova, S. A. Amelkin, V. A. Kazakov. “Finite-time thermodynamics conditions of minimal dissipation for thermodynamics process with given rate”, *Phys. Rev. E*, **58**:1 (1998), pp. 215–223.  [10.1063/1.475634](https://doi.org/10.1063/1.475634)

Sample citation of this publication:

Vasily Kuzmin. “Optimal heating: maintaining a non-equilibrium temperature field in a multi-chamber system with minimum energy consumption”. *Program Systems: Theory and Applications*, 2018, **9**:3(38), pp. 29–47. (In Russian).

 [10.25209/2079-3316-2018-9-3-29-47](https://doi.org/10.25209/2079-3316-2018-9-3-29-47)

 http://psta.psiras.ru//read/psta2018_3_29-47.pdf