

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники»

Кафедра экологии

И. И. Кирвель, М. М. Бражников, Е. Н. Зацепин

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ПРОЦЕССАХ ТЕПЛООБМЕНА

Методическое пособие
для практических занятий по дисциплине
«Основы экологии и энергосбережения»

Минск 2007

УДК 621.31(075.8)
ББК 31.15 я 73
К 43

Рецензент
зав. кафедрой высокомолекулярных соединений БГУ,
д-р хим. наук, профессор Л. Н. Круль

Кирвель, И. И.

К 43 Энергосбережение в процессах теплообмена : метод. пособие для практ. занятий по дисц. «Основы экологии и энергосбережения» / И. И. Кирвель, М. М. Бражников, Е. Н. Зацепин – Минск : БГУИР, 2007. – 28 с. : ил.
ISBN 978-985-488-034-1

Рассмотрены вопросы энергетического аудита на примере определения потерь тепла через наружную ограждающую поверхность теплообменников, трубопроводов, зданий, включающих стены и окна, а также приемы, позволяющие увеличить эффективность использования тепла в промышленности. Пособие предназначено для студентов всех специальностей и форм обучения БГУИР.

УДК 621.31(075.8)
ББК 31.15 я 73

ISBN 978-985-488-034-1

© Кирвель И. И., Бражников М. М.,
Зацепин Е. Н., 2007
© УО «Белорусский государственный
университет информатики
и радиоэлектроники», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Определение или расчет потерь тепла в окружающую среду позволяет выявить причины этих потерь, а также выработать мероприятия по их устранению. Такой анализ дает возможность увеличить эффективность использования тепла за счет: *замены неэффективного оборудования; использования теплоизоляционных материалов на энергетических установках и системах передачи и потребления тепла; оформления процессов теплообмена (противоток, прямоток и т.д.); использования вторичного пара и экстрапара в технологических процессах; турбулизации потоков теплоносителей и т.д.* Определение непроизводительных потерь тепла является одной из основных задач энергетического аудита и менеджмента. Основной базой для определения потерь могут быть экспериментальные данные или результаты прогнозирования, полученные расчетным путем, используя теоретические основы теплообмена. Такой подход позволяет в кратчайшие сроки снизить расход тепла и затраты на обогрев не только промышленных установок, но и жилых и административных помещений.

1. Основные понятия о теплопередаче

Перенос энергии в форме тепла (перенос тепла), происходящий между телами, имеющими различную температуру, называется *теплообменом*. Движущей силой любого процесса теплообмена является разность температур более нагретого и менее нагретого тел, при наличии которой тепло самопроизвольно, в соответствии со вторым законом термодинамики, переходит от более нагретого к менее нагретому телу. Теплообмен между телами представляет собой обмен энергией между молекулами, атомами и свободными электронами. В результате теплообмена интенсивность движения частиц более нагретого тела снижается, а менее нагретого – возрастает.

Теплопередача – процесс сложного переноса тепла. Законы теплопередачи лежат в основе тепловых процессов, протекающих с подводом или отводом тепла. Различают три принципиально различных основных способа распространения тепла: *теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение*.

Теплопроводность представляет собой перенос вследствие беспорядочного (теплого) движения микрочастиц, непосредственно соприкасающихся друг с другом. Это движение может быть либо движением самих молекул (газы, капельные жидкости), либо атомов (в кристаллической решетке твердых тел) или диффузией свободных электронов (в металлах). В твердых телах теплопроводность является основным видом распространения тепла.

Конвекцией называется перенос тепла вследствие движения и перемешивания макроскопических объектов газа или жидкостей. Перенос тепла

конвекцией возможен в условиях *естественной* или *свободной* конвекции, обусловленной разностью плотностей в различных точках объема газа (жидкости), возникающей вследствие разности температур в этих точках или в условиях *вынужденной* конвекции при принудительном движении объема жидкости, например, при перемешивании мешалкой или при перекачивании насосами и т.д.

Тепловое излучение – это процесс распространения электромагнитных колебаний с различной длиной волн, обусловленный тепловым движением атомов или молекул излучающего тела. Все тела способны излучать энергию, которая поглощается другими телами и снова превращается в тепло. Таким образом, осуществляется лучистый теплообмен; он складывается из процессов *лучеиспускания и лучепоглощения*. В реальных условиях тепло передается не каким-либо одним из указанных выше способов, а комбинированным путем. Перенос тепла от стенки к газообразной (жидкой) среде или в обратном направлении называется *теплоотдачей*. Еще более сложным является процесс передачи тепла от более нагретой к менее нагретой жидкости (газу) через разделяющую их поверхность или твердую стенку. В процессе теплопередачи переносу тепла конвекцией сопутствует теплопроводность и теплообмен излучением. Для конкретных условий преобладающим является один из видов распространения тепла. При оформлении и расчетах теплообменных процессов следует рассматривать два варианта теплообмена: *установившийся* (стационарный) и *неустановившийся* (нестационарный). Установившимся является теплообмен, когда температуры в различных точках теплообменника не изменяются во времени. Если при нагревании или охлаждении температуры поверхности теплообмена меняются во времени, то такой процесс будет нестационарным. В процессах теплообмена участвуют два теплоносителя: горячий (более нагретый) и холодный (менее нагретый). Тепло, отдаваемое горячим теплоносителем Q_1 , затрачивается на нагрев холодного теплоносителя Q_2 . *Тепловой поток* Q , т.е. количество тепла, переданное за определенное время τ от одного теплоносителя к другому, вычисляется путем составления и решения тепловых балансов. Тепловой баланс выражается равенством

$$Q = Q_1 = Q_2 .$$

Следует отметить, что поток тепла возникает лишь при условии, когда температурный градиент не равен нулю ($\text{grad } t \neq 0$). Таким образом, перенос тепла происходит в направлении падения температуры и пропорционален температурному градиенту с обратным знаком.

2. Передача тепла теплопроводностью

Основным законом передачи тепла теплопроводностью является закон Фурье, согласно которому *количество тепла* dQ , *передаваемое посредством*

теплопроводности через элемент поверхности dF , перпендикулярный тепловому потоку за время $d\tau$, прямо пропорционально температурному градиенту $\partial t / \partial n$, поверхности dF и времени $d\tau$:

$$dQ = -\lambda (\partial t / \partial n) dF d\tau ; \quad (1)$$

количество тепла, передаваемое через единицу поверхности в единицу времени

$$q = \frac{Q}{F \cdot \tau} = -\lambda \cdot \frac{\partial t}{\partial n} . \quad (2)$$

Величина q называется *плотностью теплового потока* (удельным тепловым потоком).

Знак минус, стоящий перед правой частью уравнений (1) и (2), указывает на то, что тепло перемещается в сторону падения температуры.

Коэффициент пропорциональности λ называется *коэффициентом теплопроводности*, (Вт/м · К), (Дж/м · с · К).

Таким образом, коэффициент теплопроводности λ показывает, *какое количество тепла проходит вследствие теплопроводности в единицу времени через единицу поверхности теплообмена при падении температуры на 1 градус на единице длины нормали к изотермической поверхности*. Величина λ , характеризующая способность тела проводить тепло путем теплопроводности, зависит от природы вещества, его структуры, температуры и некоторых других факторов. При обычных температурах и давлениях лучшими проводниками тепла являются металлы и худшими – газы. Так, ориентировочные значения λ (Вт / м · К) для металлов при 0 °С составляют: для чистой меди – 394; для углеродистой стали – 52; для легированной стали – 25.

Для воздуха при 0 °С $\lambda \approx 0,027$ Вт / м · К. Низкой теплопроводностью обладают теплоизоляционные и многие строительные материалы. Этот факт объясняется тем, что эти материалы имеют пористую структуру, причем в их ячейках заключен воздух, плохо проводящий тепло. Коэффициенты теплопроводности газов возрастают с повышением температуры. Для большинства жидкостей значения λ , наоборот, уменьшаются при увеличении температуры. Следует отметить, что при определении количества тепла, передаваемого через слой газа или капельной жидкости вследствие теплопроводности, часто бывает необходимо учитывать также влияние конвекции и излучения, которые сопутствуют теплопроводности.

3. Уравнение теплопроводности плоской стенки

Рассмотрим передачу тепла теплопроводностью через плоскую стенку (рис. 1), длина и ширина которой несравненно больше ее толщины δ , ось «х» расположена по нормали к поверхности стенки. Температуры наружных поверхностей стенки равны t_{cm1} и t_{cm2} , причем $t_{cm1} > t_{cm2}$. При установившемся процессе количества тепла, подведенного к стенке и

отведенного от нее, должны быть равны между собой и не должны изменяться во времени.

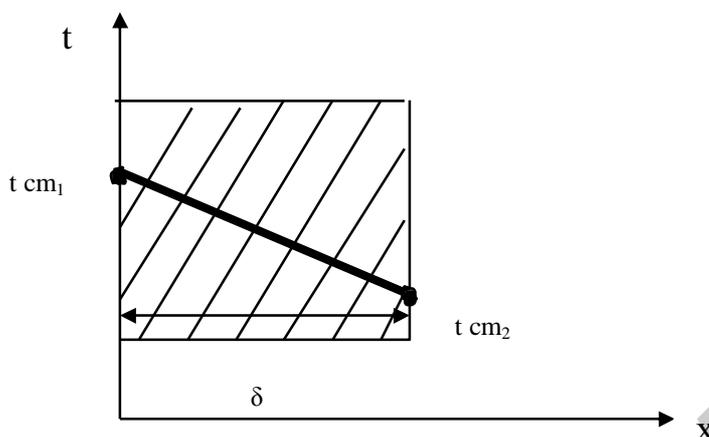


Рис. 1. К выводу уравнения теплопроводности плоской стенки

Для плоской стенки температура изменяется только в одном направлении по оси «x» (см. рис. 1), т.е. температурное поле *одномерное и изменяется прямолинейно по толщине*.

Количество переданного тепла теплопроводностью через плоскую стенку можно рассчитать по уравнению

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}) \cdot F \cdot \tau, \quad (3)$$

где λ коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/м·К; Дж/м·с·К; δ – толщина стенки, мм; $t_{cm1} - t_{cm2}$ – разность температур поверхностей стенки, К; F – поверхность стенки, м²; τ – время, ч. Для установившегося процесса передачи тепла теплопроводностью при $\tau = 1$ уравнение (3) принимает вид

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}) \cdot F, \quad (4)$$

а удельный тепловой поток (удельная тепловая нагрузка) равен

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{cm1} - t_{cm2}). \quad (5)$$

Уравнения (4) и (5) являются уравнениями теплопроводности плоской стенки при установившемся процессе теплообмена. Рассмотрим перенос тепла, если плоская стенка состоит из n слоев, отличающихся друг от друга теплопроводностью и толщиной (рис. 2).

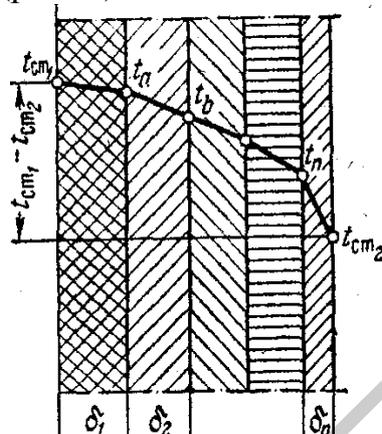


Рис. 2. К выводу уравнения теплопроводности плоской многослойной стенки

При установившемся процессе через каждый слой стенки пройдет одно и то же количество тепла, которое может быть выражено для различных слоев уравнениями:

$$Q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} \cdot (t_{cm1} - t_a) \cdot F \cdot \tau \text{ или } Q \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} = (t_{cm1} - t_a) \cdot F \cdot \tau,$$

$$Q = \frac{\lambda_2}{\delta_2} \cdot (t_a - t_b) \cdot F \cdot \tau \text{ или } Q \cdot \frac{\delta_2}{\lambda_2} = (t_a - t_b) \cdot F \cdot \tau,$$

$$Q = \frac{\lambda_n}{\delta_n} \cdot (t_n - t_{cm2}) \cdot F \cdot \tau \text{ или } Q \cdot \frac{\delta_n}{\lambda_n} = (t_n - t_{cm2}) \cdot F \cdot \tau.$$

Складывая левые и правые части этих уравнений, получим

$$Q \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right) = (t_{cm1} - t_{cm2}) \cdot F \cdot \tau, \text{ откуда}$$

$$Q = \frac{t_{cm1} - t_{cm2}}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\delta}{\lambda}} \cdot F \cdot \tau, \quad (6)$$

где i – порядковый номер слоя стенок; n – число слоев. Уравнение (6) является уравнением теплопроводности плоской многослойной стенки. Для установившегося потока через стенку удельный тепловой поток будет

$$q = \frac{Q}{F} = (t_{ct1} - t_{ct2}) / \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right). \quad (7)$$

Используя уравнения (6) и (7), а также учитывая теплопроводность строительных материалов, можно достигать минимальных потерь тепла Q в окружающую среду при эксплуатации жилищного фонда, а также зданий любого другого назначения (административных, производственных и т.д.). В большинстве практических случаев взаимодействие теплоносителей происходит через некоторую поверхность раздела, которая может рассматриваться как многослойная твердая стенка. Например, в трубчатых теплообменниках теплообмен происходит через стенку трубы и два слоя загрязнений с обеих сторон стенки. Трубчатые теплообменники – наиболее используемые аппараты для осуществления теплообмена в различных отраслях промышленности, называемого в этом случае *теплопередачей*. В связи с этим следует рассмотреть процессы теплообмена цилиндрической стенки, и в первую очередь, теплопроводность цилиндрической стенки.

4. Уравнение теплопроводности цилиндрической стенки

Рассмотрим передачу тепла теплопроводностью через цилиндрическую стенку длиной L (м), внутренним радиусом r_B (мм) и наружным радиусом r_H (мм) (рис. 3).

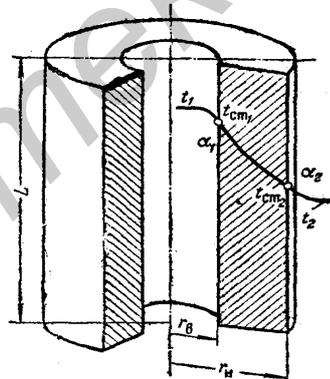


Рис. 3. К выводу уравнения теплопроводности цилиндрической стенки

Температуры на внутренней и внешней поверхностях стенки постоянны и равны t_{cm1} и t_{cm2} соответственно, т.е. процесс теплообмена – установившийся. Поскольку эти поверхности не равны друг другу, уравнение (6) в данном случае неприменимо. Пусть $t_{cm1} > t_{cm2}$ и температура изменяется только в радиальном направлении. Для цилиндрической стенки поверхность ее в некотором сечении, отвечающем текущему радиусу r , составляет $F = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$.

Количество тепла можно рассчитать по уравнению

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \tau \cdot (t_{ct1} - t_{ct2})}{1/\lambda \cdot 2,3 \lg d_H/d_B}, \quad (8)$$

а для установившегося процесса $Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (t_{ct1} - t_{ct2})}{1/\lambda \cdot 2,3 \lg d_H/d_B}, \quad (8a)$

где d_H/d_B – отношение наружного диаметра цилиндрической стенки к ее внутреннему диаметру. Уравнение (8a) показывает, что по толщине цилиндрической стенки температура изменяется по криволинейному (логарифмическому) закону. Это уравнение представляет собой *уравнение теплопроводности цилиндрической стенки* при установившемся процессе теплообмена. По аналогии с выводом, приведенным для многослойной плоской стенки, для цилиндрической стенки, состоящей из n слоев, количество тепла, переданное путем теплопроводности, составит

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \tau \cdot (t_{cm1} - t_{cm2})}{\sum 1/\lambda_i \cdot 2,3 \lg d_{i+1}/d_i}, \quad (9)$$

а для установившегося процесса: $Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot L \cdot (t_{cm1} - t_{cm2})}{\sum 1/\lambda_i \cdot 2,3 \lg d_{i+1}/d_i}, \quad (9a)$

где i – порядковый номер слоя стенки. Уравнение (9a) многослойной цилиндрической стенки получено для стационарного (установившегося) процесса распространения тепла теплопроводностью. Для тонких цилиндрических стенок (тонкостенных труб) расчет может быть упрощен [1].

5. Конвекция. Закон охлаждения Ньютона

Конвективный теплообмен – это теплообмен между твердым телом и жидкостью (газом), происходящий при их соприкосновении и одновременном переносе теплоты путем теплопроводности и конвекции (см. определение на стр. 3). Такой случай распространения теплоты называется *теплоотдачей*. Перенос теплоты связан с движением теплоносителя. Движение среды вызывается разными причинами: *вынужденное* – возникает под действием какого-либо возбудителя (насоса, вентилятора, мешалки), *свободное* движение – вследствие разности плотностей нагретых и холодных частиц среды, которая обусловлена наличием разности температур. В первом случае это будет *вынужденная конвекция*, во втором – *естественная конвекция*.

Основным законом теплоотдачи является *закон охлаждения Ньютона*. Согласно этому закону количество теплоты Q , переданное (или полученное) от теплообменной поверхности к окружающей среде, прямо пропорционально поверхности F , разности температуры поверхности t_{cm} и температуры окружающей среды t_1 , а также времени τ , в течение которого идет

теплообмен:

$$Q = \alpha \cdot F \cdot (t_{cm} - t_1) \cdot \tau, \quad (10)$$

где α – коэффициент теплоотдачи ($\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$); ($\text{Дж}/\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{К}$).

Коэффициент теплоотдачи α определяет количество теплоты, измеряемое в джоулях (Дж) и ваттах (Вт), которое передается от 1 м^2 теплообменной поверхности к жидкости (газу) или наоборот от жидкости (газа) к 1 м^2 теплообменной поверхности в течение 1 с при разности температур между теплоносителем и теплообменной поверхностью 1 К. Коэффициент теплоотдачи зависит от следующих факторов:

- скорости жидкости (газа) ω , ее плотности ρ и вязкости μ , т.е. переменных, определяющих режим течения теплоносителя;
- тепловых свойств теплоносителя (удельной теплоемкости c_p , теплопроводности λ), а также коэффициента объемного расширения β ;
- геометрических параметров – формы и определяющих размеров стенки (для труб – их длина L и диаметр d), шероховатости ε стенки. Таким образом,

$$\alpha = f(\omega, \mu, \rho, c_p, \lambda, \beta, d, L, \varepsilon) \quad (11)$$

Из этой зависимости общего вида можно заключить, что простота уравнения теплоотдачи (10) только кажущаяся. При его использовании трудности, связанные с определением количества тепла, передаваемого путем конвективного теплообмена, заключаются в расчете величины α . Вследствие сложной зависимости коэффициента теплоотдачи от большого числа факторов невозможно получить расчетное уравнение для α , пригодное для всех случаев теплоотдачи. Лишь путем обобщения опытных данных с помощью теории подобия можно получить обобщенные (критериальные) уравнения для типовых случаев теплоотдачи, позволяющие рассчитывать α для условий конкретной задачи.

В тех случаях, когда ведутся инженерные расчеты потерь теплоты стенками аппарата (отопительными батареями) в окружающую среду (при централизованном отоплении зданий), наряду с теплопроводностью и конвекцией следует учитывать третий вид переноса тепла – лучеиспускание. При таких расчетах вместо α используют $\alpha_{\text{общ}}$, которое рассчитывают по эмпирическим уравнениям [2].

$$\alpha_{\text{общ}} = 9,74 + 0,07 \Delta t, \quad (12)$$

где $\alpha_{\text{общ}} = \alpha_k + \alpha_{\text{л}}$ и соответственно

α_k – коэффициент теплоотдачи конвекцией, определяемый по соответствующим формулам для свободного или вынужденного движения;

$\alpha_{\text{л}}$ – коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$;

Δt – разность температур поверхности аппарата и окружающего воздуха, К.

Уравнение (12) используют для расчета тепловых потерь аппаратов (теплообменников), находящихся в закрытых помещениях, при температуре поверхности теплообменных устройств до 150 °С. В интервале температур от 50 до 350 °С в подобных расчетах $\alpha_{\text{общ}}$ часто определяют приближенно по эмпирическому уравнению (13) [1]:

$$\alpha_{\text{общ}} = 9,3 + 0,058 \cdot t_{\text{см.нар}} , \quad (13)$$

где $t_{\text{см.нар}}$ – температура наружной поверхности стенки аппарата °С. Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду аппараты и трубопроводы покрывают теплоизоляционными материалами с низкой теплопроводностью ($\lambda < 0,232 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$). В качестве теплоизоляционных материалов используют стекловату, асбест, пробковые плиты, совелит и др. Изоляция должна быть термостойкой, негигроскопичной, дешевой и долговечной. Наиболее экономичной толщиной изоляции является та, при которой затраты на изоляцию и потери теплоты минимальны.

6. Теплопередача при постоянных температурах теплоносителей

Плоская стенка. Определим количество тепла, которое передается в единицу времени от более нагретой среды (теплоносителя с температурой t_1) к менее нагретой среде (теплоносителю с температурой t_2) через разделяющую их стенку (рис. 4).

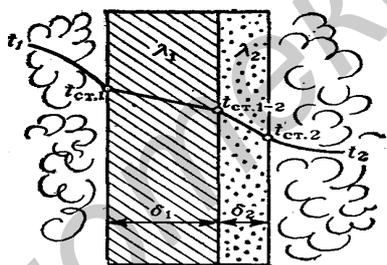


Рис. 4. К выводу уравнения теплопередачи через плоскую стенку

Стенка состоит из двух слоев с различной теплопроводностью, например, собственно стенки толщиной δ_1 , коэффициент теплопроводности которой равен λ_1 , и слоя толщиной δ_2 , имеющего коэффициент теплопроводности λ_2 . Рабочая поверхность стенки F . Процесс теплообмена – установившийся. Следовательно, от горячего теплоносителя к стенке, сквозь стенку и от стенки к холодному теплоносителю передается одно и то же количество тепла. Количество тепла, передаваемого за время τ от горячего теплоносителя к стенке, по уравнению теплоотдачи (10) составляет

$$Q = \alpha_1 \cdot F \cdot \tau \cdot (t_1 - t_{\text{см1}}) \cdot$$

Количество тепла, проходящего путем теплопроводности через слои стенки, согласно уравнению (3) равно

$$Q = \lambda_1 / \delta_1 \cdot F \cdot \tau \cdot (t_{cm1} - t_{cm}^{1-2}) \text{ и } Q = \lambda_2 / \delta_2 \cdot F \cdot \tau \cdot (t_{cm}^{1-2} - t_{cm2}).$$

Количество тепла, отдаваемого стенкой холодному теплоносителю,

$$Q = \alpha_2 \cdot F \cdot \tau \cdot (t_{cm2} - t_2).$$

Полученные уравнения для Q могут быть представлены в виде

$$Q \cdot 1 / \alpha_1 = F \cdot \tau \cdot (t_1 - t_{cm1}); \quad Q \cdot \delta_1 / \lambda_1 = F \cdot \tau \cdot (t_{cm1} - t_{cm}^{1-2});$$

$$Q \cdot \delta_2 / \lambda_2 = F \cdot \tau \cdot (t_{cm}^{1-2} - t_{cm2}); \quad Q \cdot 1 / \alpha_2 = F \cdot \tau \cdot (t_{cm2} - t_2).$$

Сложив эти уравнения, получим

$$Q \cdot (1 / \alpha_1 + \delta_1 / \lambda_1 + \delta_2 / \lambda_2 + 1 / \alpha_2) = F \cdot \tau \cdot (t_1 - t_2)$$

или

$$Q = \frac{1}{1 / \alpha_1 + \sum_{i=1}^{i=n} \delta / \lambda + 1 / \alpha_2} \cdot F \cdot \tau \cdot (t_1 - t_2). \quad (14)$$

В окончательном варианте уравнение теплопередачи для плоской стенки при постоянных температурах теплоносителей имеет вид

$$Q = K \cdot F \cdot \tau \cdot (t_1 - t_2) \quad (15)$$

и для непрерывных (стационарных) процессов

$$Q = K \cdot F \cdot (t_1 - t_2). \quad (16)$$

Первый множитель правой части уравнений (15) и (16) называется *коэффициентом теплопередачи*:

$$K = \frac{1}{1 / \alpha_1 + \sum \delta / \lambda + 1 / \alpha_2}. \quad (17)$$

Согласно уравнению (15), единицы измерения коэффициента теплопередачи Дж/м²·с·К, Вт/м²·К или внесистемная – ккал/м²·ч·К.

Таким образом, коэффициент теплопередачи K показывает, какое количество тепла переходит в единицу времени от горячего к холодному теплоносителю через разделяющую их стенку поверхностью 1 м² при разности температур между теплоносителями 1 град. Величина, обратная K , называется *общим термическим сопротивлением*. Из уравнения (17) следует, что общее термическое сопротивление

$$1 / K = 1 / \alpha_1 + \sum \delta / \lambda + 1 / \alpha_2, \quad (17a)$$

где $1 / \alpha_1$ и $1 / \alpha_2$ – термические сопротивления горячего и холодного теплоносителей соответственно; $\sum \delta / \lambda$ – термическое сопротивление

многослойной стенки. При теплопередаче через чистую металлическую стенку (без загрязнений и тепловой изоляции) термическое сопротивление стенки невелико и в первом приближении им можно пренебречь.

$$K \approx \frac{1}{(1/\alpha_1) + (1/\alpha_2)}$$

Для труб с тонкими стенками расчет теплопередачи можно вести приближенно – как для плоской стенки, имеющей толщину δ , равную полуразности наружного и внутреннего диаметров данной трубы. Пренебрегать кривизной стенки трубы, сводя задачу приближенной к расчету плоской стенки, можно при отношении толщины стенки к внутреннему диаметру трубы, не превышающем $d_H / d_B = 0,3 - 0,4$. При больших значениях этого отношения следует вести расчет по точному уравнению, учитывающему кривизну, также используя *линейный коэффициент теплопередачи* K_R , отнесенный к единице длины трубы, а не к единице поверхности, в отличие от K . Соответственно K_R выражается в Вт/(м·град).

7. Теплопередача при переменных температурах теплоносителей

Движущая сила процесса теплопередачи. Наиболее часто теплопередача на практике протекает при переменных температурах. Количество передаваемой теплоты определяется основным уравнением теплопередачи

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}, \quad (18)$$

где Δt_{cp} – *средняя разность температур* горячего и холодного теплоносителей, K . Теплопередача при переменных температурах зависит от взаимного направления движения теплоносителей. В непрерывных процессах теплообмена возможны следующие варианты направления движения жидкостей друг относительно друга вдоль разделяющей их стенки (рис. 5).

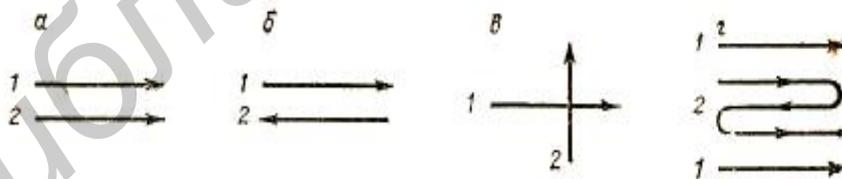


Рис. 5. Варианты направления движения теплоносителей 1 и 2 при теплообмене

1) *параллельный ток, или проток* (рис. 5, а), при котором теплоносители движутся в одном и том же направлении;

2) *противоток* (рис. 5, б), при котором теплоносители движутся в противоположных направлениях;

3) *перекрестный ток* (рис. 5, в), при котором теплоносители движутся взаимно перпендикулярно друг другу;

4) *смешанный ток* (рис. 5, з), при котором один из теплоносителей движется в одном направлении, а другой – как прямотоком, так и противотоком к первому. Движущая сила процессов теплопередачи при переменных температурах изменяется в зависимости от вида взаимного направления движения теплоносителей. Поэтому выражение *средней* движущей силы в уравнении (18) также будет зависеть от относительного направления движения теплоносителей. Из уравнения теплового баланса для всей поверхности теплообмена можно получить уравнение теплопередачи для прямотока в виде

$$Q = K \cdot F \cdot \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ln \cdot \Delta t_{\text{н}} / \Delta t_{\text{к}}} . \quad (19)$$

Сопоставляя последнее с основным уравнением теплопередачи (18), заключаем, что средняя движущая сила, или *средний температурный напор*, представляет собой среднюю логарифмическую разность температур:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{\ln \cdot \Delta t_{\text{н}} / \Delta t_{\text{к}}} = \frac{\Delta t_{\text{н}} - \Delta t_{\text{к}}}{2,3 \cdot \lg \cdot \Delta t_{\text{н}} / \Delta t_{\text{к}}} , \quad (20)$$

где $\Delta t_{\text{н}}$ – разность температур теплоносителей на входе в теплообменнике, а $\Delta t_{\text{к}}$ – на выходе. Следовательно, при прямотоке температуры теплоносителей изменяются по асимптотически сближающимся кривым. Если бы температуры теплоносителей изменялись прямолинейно вдоль поверхности теплообмена, то средний температурный напор выражался бы среднеарифметической разностью температур. При отношении разности температур теплоносителей на концах теплообменника $(\Delta t_{\text{н}} / \Delta t_{\text{к}}) < 2$ можно с достаточной для технических расчетов точностью определить средний температурный напор как среднеарифметическую величину, т.е. принимать

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{н}} + \Delta t_{\text{к}}}{2} . \quad (20a)$$

Путем рассуждений, аналогичных приведенным выше, может быть получено уравнение теплопередачи для противотока жидкостей, аналогичное уравнению (19). Однако при противотоке теплоносителей уравнение теплопередачи имеет вид

$$Q = K \cdot F \cdot \frac{\Delta t_{\text{макс}} - \Delta t_{\text{мин}}}{2,3 \cdot \lg \cdot \Delta t_{\text{макс}} / \Delta t_{\text{мин}}} . \quad (21)$$

Величина $\Delta t_{\text{макс}}$ представляет собой разность температур на том конце теплообменника, где она больше; $\Delta t_{\text{мин}}$ – меньшая разность температур на противоположном конце теплообменника. Для противотока также справедливы вы-воды, сделанные для уравнения (20a), но лишь при условии, что $\Delta t_{\text{макс}} / \Delta t_{\text{мин}} < 2$. Вывод о преимуществе того или иного способа оформления теплообмена

сделать на основании расчета средней движущейся силы (см. разд. Практические работы).

8. Определение температуры стенок

Для проведения технических расчетов печей и нагревательных установок (теплообменников), а также при расчете потерь тепла зданиями, теплопроводами, как собственно и при расчете расхода тепла на промышленные и коммунальные нужды, необходимо знать температуру более нагретой поверхности стенки t_{cm1} и температуру менее нагретой ее поверхности t_{cm2} . Без знания этих параметров в ряде случаев нельзя определить коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 . В большей мере значимость этого расчета заключается в правильном подборе изолирующих материалов с целью исключения пожаров, что позволяет конструировать печи пожаробезопасными, а теплообменные устройства экономичными.

Расчет t_{cm1} и t_{cm2} производят исходя из уравнений теплоотдачи и теплопередачи [2]. Количество тепла, отдаваемое горячим теплоносителем, равно

$$Q = \alpha_1 \cdot F \cdot (t_1 - t_{cm1}),$$

где F – поверхность теплообмена; t_1 – температура горячего теплоносителя. Количество тепла, получаемое холодным теплоносителем, равно

$$Q = \alpha_2 \cdot F \cdot (t_{cm2} - t_2),$$

где t_2 – температура холодного теплоносителя. Из этих уравнений теплоотдачи находим

$$t_{cm1} = t_1 - Q / \alpha_1 \cdot F \quad (\text{разд. 7}) \quad t_{cm2} = t_2 - Q / \alpha_2 \cdot F \quad (\text{разд. 8})$$

Подставляя значение Q из уравнения $Q = K \cdot F \cdot \Delta t_{cp}$ теплопередачи (18) в уравнение (разд. 7) и (разд. 8) и сокращая F , окончательно получим:

$$t_{cm1} = t_1 - K \cdot \Delta t_{cp} / \alpha_1, \quad (22)$$

$$t_{cm2} = t_2 - K \cdot \Delta t_{cp} / \alpha_2. \quad (23)$$

Удобнее производить такой расчет, используя q – удельный тепловой поток или удельную тепловую нагрузку, Вт/м².

– для теплопроводности однослойной стенки (установившийся поток)

$$q = \lambda / d \cdot (t_1 - t_2) \quad \text{см. уравнение (5).}$$

– из уравнения теплопередачи

$$q = Q / F = K \cdot \Delta t_{cp} = K \cdot (t_1 - t_2) \quad \text{см. уравнения (7), (17).}$$

9. Практические работы

Работа 1. Оценка пожаробезопасных параметров при эксплуатации отопительных устройств

Цель работы: рассчитать температуры внутренней и наружной поверхностей отопительного устройства, определить влияние физических свойств теплоизоляционных материалов на температуру наружной стенки.

Содержание отчета: краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты расчетов, анализ расчетов и выводы о пожаробезопасности отопительного устройства.

Основные характеристики отопительных устройств

Для оценки эффективности использования тепла в процессах теплопередачи необходимо знать: температуры *горячего и холодного* теплоносителя, *коэффициенты теплопроводности* (слоев), *толщину слоев многослойной стенки* (футеровки, обкладки, теплоизоляции, слоев загрязнений внешней и внутренней поверхностей теплообменников и т.д.). При этом с помощью эксперимента или расчетным путем определяют эти параметры и обозначают: температуру горячего теплоносителя t_1 ; температуру внутренней поверхности стенки t_{cm1} ; температуры поверхностей слоев многослойной стенки $t_{cm1...n}$; температуру внешней поверхности теплообменного устройства t_{cm2} ; температуру холодного теплоносителя t_2 .

Методику определения необходимых параметров многослойной стенки рассмотрим на конкретном примере (задание 1.1). При этом заметим, что тепло Q выделяется в процессе горения топлива (окисления в среде кислорода). В большинстве случаев для поддержания процесса горения используется воздух. От количества поступающего воздуха, содержащего кислород, зависит эффективность процесса горения и получения эффективной теплоты. Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг бытового топлива приблизительно равно 3–4 м³ [3].

Важной характеристикой, определяющей эффективность сжигания топлива, является коэффициент избытка (расхода) воздуха α_B – отношение количества воздуха, которое пошло на горение V_B , к теоретически необходимому V_O .

Если $\alpha_B = V_B / V_O = 1,05 - 1,1$, то такой режим сжигания сухого энергетического топлива будет оптимальным. В плохих устройствах (печах), а также при сжигании влажного топлива α_B равно 1,4–1,5. При значительном избытке воздуха часть O_2 не окисляет топливо, поэтому требуются

дополнительные затраты тепла на его нагрев, что приводит к перерасходу топлива (при открытом полностью дымоходе «тепло улетает в трубу»). При недостатке воздуха топливо полностью не сгорает, и, как следствие, используется неэффективно. В зависимости от режима сжигания топлива и его вида температуры в теплогенерирующих устройствах могут колебаться от ~ 1200 °С до $300\text{--}400$ °С [3].

В общем случае при сгорании топлива выделяются водяные пары $W_{\text{вл}}^{\text{кон}}$, летучие вещества, которые поступают в атмосферу в виде газообразных продуктов сгорания, и остается твердый остаток (зола). С этими компонентами процесса горения уносится часть тепла ($Q_{\text{пот}}^{\text{воз}} + Q_{\text{исп}}^{\text{W}}$) – потери в окружающую среду. При этом следует учесть, что в бытовых условиях сжигание топлива производится в устройствах (печах) с КПД ~ 50 , т.е. потери тепла составляют ($Q_{\text{пот}}^{\text{окр}}$) ~ 50 %.

Задание 1.1. Дачник М построил на N-м садовом участке бревенчатую баню и решил использовать для ее отопления металлическую (стальную) печь. При конструировании М учел рекомендации и размеры печи, содержащиеся в работе [4]. В этой работе приводятся результаты испытания печи, построенной на полигоне МЧС РБ в бревенчатом срубе. Контрольная печь была изготовлена из огнеупорного кирпича с толщиной $\delta = 120$ мм и размером 750×840 мм. В топке контрольной печи сжигались 15 кг дров, 12 кг торфа и 10 кг бурого угля. Каждый вид топлива указанного количества сжигался по 10 раз. В каждом случае топливо сжигали в оптимальном режиме в течение 3-х часов. При испытаниях наружная поверхность контрольной печи достигала максимальной температуры $t_{\text{ст}2} = 80$ °С за 7 часов. Эти данные [4] позволили М рассчитать температуру внутренней стенки контрольной печи (см. расчет в задании 1.1, I этап).

I этап расчета задания 1.1

Рассчитать температуру внутренней поверхности контрольной печи и температуру топочных газов, если дано, что теплотворность твердого бытового топлива равна: $Q_{\text{дров}} = 4500$ ккал / кг; $Q_{\text{торфа}} = 5\ 650$ ккал / кг; $Q_{\text{бурого угля}} = 6\ 750$ ккал / кг. Влажность W топлива, высушенного в естественных условиях и хранящегося в помещениях, будет для этого ряда, соответственно, $7 : 10,5 : 8\text{--}15$ % . Влажность же рабочего топлива может быть в этом ряду: $W_{\text{дров}} : W_{\text{торфа}} : W_{\text{бурого угля}} = 35 \% : 40\text{--}50 \% : 15\text{--}40$ % . От этих показателей и конструкции печи зависит КПД $50\text{--}30$ % (по заданию преподавателя). Иллюстративный расчет сделаем для условий (см. задание 1.1) . Температура воздуха внутри помещения 20 °С. Поверхность печи без подовой части $3,15$ м² . Толщина кирпичной кладки 120 мм. Коэффициент теплопроводности кирпича $\lambda = 0,8$ Вт / (м²·К). Теплоемкость воды $C_{\text{H}_2\text{O}} = 4,19$ кДж / кг, а теплота испарения

$J_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{исп}} = 2\,258 \text{ кДж/кг}$. Потери в окружающую среду составляют 20 %.

Избыток воздуха – 10 % к теоретическому. Влажность топлива (дров) составляет 7 %. Печь вышла на оптимальный режим теплоотдачи за 7 часов.

Дано:

$$Q_{\text{дров}} = 4500 \text{ ккал/кг};$$

$$F_{\text{п}} = 3,15 \text{ м}^2;$$

$$\delta = 120 \text{ мм};$$

$$\lambda_1 = 0,8 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)};$$

$$C_{\text{H}_2\text{O}} = 4,19 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{\text{ст2.н}} = 80 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$W_{\text{дров}} = 7 \text{ } \%;$$

$$G_{\text{дров}} = 15 \text{ кг};$$

$$\tau = 7 \text{ часов};$$

$$J_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{исп}} = 2\,258 \text{ кДж/кг};$$

$$\alpha_{\text{в}} = 1,1;$$

$$Q_{\text{потер.окр.среду}} = 20 \text{ } \%;$$

$$1 \text{ ккал/(м}^2\cdot\text{ч)} = 1,163 \text{ Вт/м}^2$$

Найти $t_{\text{ст1}}$ и топочных газов

Решение:

Для расчета температуры $t_{1,\text{см1}}$ контрольной печи количество полезного тепла $Q_{\text{пол}}$, идущего на обогрев и аккумуляцию в печи:

$$Q_{\text{пол}} = Q_{\text{общ}} - Q_{\text{исп}}^{\text{W}} - Q_{\text{пот}}^{\text{возд}} - Q_{\text{пот}}^{\text{окр.ср.}}$$

$$1) Q_{\text{общ}} = 4\,500 \times 15 = 67\,500 \text{ ккал.}$$

2) Количество влаги W в топливе:

$$W_{\text{вл}} = G_{\text{дров}} \cdot W_{\text{дров}} = 15 \cdot 0,07 = 1,05 \text{ кг.}$$

$$3) Q_{\text{исп}}^{\text{W}} = W_{\text{вл}} \cdot C_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (100 - 20) + W_{\text{вл}}^{\text{исп}} \cdot J_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$Q_{\text{исп}}^{\text{W}} = 1,05 \cdot 4,19 \cdot 80 + 1,05 \cdot 2258 = 352 + 2371 = 2723 \text{ К КД} = 650 \text{ ккал.}$$

4) Потери тепла $Q_{\text{пот}}^{\text{воз}}$ при оптимальном поступлении воздуха составляют 6 750 ккал,

$$а) Q_{\text{потер.окр.среду}} = 13\,500 \text{ ккал.}$$

$$5) Q_{\text{пол}}^* = 67\,500 - 6\,750 - 650 - 13\,500 = 46\,600 \text{ ккал.}$$

* Примечание. За счет $Q_{\text{пол}}$ печь вышла на стационарный режим теплообмена в течение 7 часов. [6]

$$б) \text{ Удельный тепловой поток } q = \frac{46\,600 \cdot 1,163}{3,15 \cdot 7} = 2\,458 \text{ Вт/м}^2 \text{ (см. (5))}$$

Отсюда $t_{\text{ст1}}$ равна $448,5 \text{ }^\circ\text{C}$ из соотношения (5): $2\,458 = 0,8 / (0,12 \cdot (t_{\text{ст1}} - 80))$.

При сжигании рабочего топлива (дров):

$$\left. \begin{array}{l} W_{\text{дров}}^{\text{р}} = 35 \text{ } \% \quad Q_{\text{общ}}^{\text{р}} = 2\,700 \text{ ккал}; \\ G_{\text{дров}} = 15 \times \frac{4\,500}{2\,700} = 25 \text{ кг и } \alpha_{\text{в}} = 1,3 \text{ (избыток воздуха)} \end{array} \right\}$$

будет достигнута лишь температура $t_{\text{ст.вл}} = 304 \text{ }^\circ\text{C}$ при тех же условиях, что и в контрольной печи.

II этап расчета задания 1.1

Определив температуру t_{cm1} в контрольной печи, М принимает решение установить металлическую (стальную) печь с толщиной стенок $\delta = 4$ мм, поверхностью $3,15$ м². Теплопроводность $\lambda_{стали}$ равна $46,5$ Вт / (м·к). При эксплуатации, как следует из работы [4], температура внешней поверхности печи пожаробезопасна от 100 °С и ниже. Испытания контрольной печи показали, что открытое дерево возгорается при температуре 155 °С и времени контакта 150 мин.

Задание 1.2

Рассчитать температуру наружной стальной печи t_{cm2} , если в ней соблюдены все условия сжигания топлива для контрольной печи, т.е. $t_{cm1} = 448,5$ °С.

Для расчета используем $Q_{пол}$ (из задания 1.1).

$$\text{Тогда } q = \frac{Q_{пол} \cdot 1,163}{3,15 \cdot 7} = 2\,458 \text{ Вт / м}^2.$$

Используя уравнение (5), рассчитываем $t_{cm2}^{мет}$ печки, не защищенной изоляцией (огнеупорным кирпичом). Температура при этом будет $t_{cm2} = 448,3$ °С или $t_{cm1}^M \approx t_{cm2}^M$.

Для снижения t_{cm2} М сделал футеровку внутренней поверхности огнеупорным кирпичом $\delta_1=60$ мм и $\lambda=0,8$ Вт/(м·К). При этом t_{cm2} будет равна $263,5$ °С, т.е. является *пожароопасной*. При дополнительной обкладке наружной поверхности тем же кирпичом $\delta_2 = 60$ мм t_{cm2} равна $79,8$ °С, а закрепление кирпичных обкладок слоями глины с обеих сторон по 5 мм приводит к тому, что t_{cm2} равна $48,9$ °С. Таким образом, путем двухсторонней изоляции металлической печи огнеупорным кирпичом будет достигнута *пожаробезопасная* температура t_{cm2} .

Задание 1.3

С целью снижения пожароопасности металлического дымохода и экономии тепла за счет отходящих дымовых газов ($Q_{исп}^W + Q_{пот.}^{возд.}$) М на дымоходе установил емкость для нагрева воды $t_n = 20$ °С. Рассчитать, до какой температуры нагреют отходящие топочные газы воду объемом: 50 л; 75 л; 95 л; 100 л; 120 л; 125 л; 130 л; 150 л; 160 л; 170 л; 180 л; 190 л; 195 л; 200 л с помощью уравнения

$$Q_{исп}^W + Q_{пот.}^{возд.} = G_{H_2O} \cdot C_{H_2O} (t_{кон} - t_n) = V_{H_2O} \cdot C_{H_2O} (t_{кон} - t_n),$$

где G_{H_2O} – масса воды равна объему воды V_{H_2O} , т.к. плотность (ρ) ее равна 1 кг/л; C_{H_2O} – теплоемкость воды = 4,19 КДж / кг; $t_n, t_{кон}$ – начальная и конечная температура воды.

Работа 2. Расчет теплотерь через ограждающие поверхности зданий и сооружений

Цель работы: изучить методику расчета теплотерь через наружные стены квартир, оконных проемов, зданий и сооружений.

Содержание отчета: краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты расчетов, анализ расчетов и выводы.

Энергосбережение в зданиях и сооружениях

Здания и сооружения жилищного, культурного, административного и промышленного назначения являются крупными потребителями тепловой энергии. Только на жилой фонд зданий Беларуси приходится 39 % потребления вырабатываемого тепла. Оценки показывают, что в фонде жилых и нежилых зданий может быть сэкономлено в год за счет энергосберегающих мероприятий около 50 % потребляемой энергии, или 31 840 млн кВт·ч / год. Во многих случаях для определения эффективности использования энергии в зданиях удобной единицей измерения наряду с кВт·ч / (м³·год) является МДж / (м²·год).

В Беларуси потребление энергии на отопление жилья составляет от 80 до 120 МДж/(м²·год). В Финляндии, где климат более суровый, этот показатель равен 45–50 МДж / (м²·год). Теплотери через ограждающие конструкции зданий у нас составляют до 80 % всех общих потерь тепла, в развитых странах Западной Европы они составляют 38–44 %, т.е. в 2 раза меньше. Потери энергии через ограждающие конструкции распределяются следующим образом и составляют:

- через стены 42–49 % ;
- через окна – 32–35 %;
- подвальные и чердачные перекрытия – 11–18 %;
- через входные двери – 5–15 % .

В многоэтажных зданиях потери тепла через подвальные и чердачные перекрытия минимальны.

На тепловой режим здания существенное влияние оказывает наружный климат, который определяют солнечная радиация, температура и влажность воздуха, ветер. При проектировании ориентация зданий выбирается с учетом розы ветров и лучистых потоков энергии, поступающих от Солнца. С увеличением скорости ветра интенсифицируется теплообмен со стороны наружного воздуха, растут инфильтрация и теплотери, а при ориентации фасада на юг за счет прогрева стеновых ограждений они уменьшаются. При увлажнении ограждающих поверхностей с последующим испарением влаги теплотери дополнительно

увеличиваются. Значение температуры наружного воздуха является исходным параметром при проектировании как ограждающих конструкций, так и систем отопления. С уменьшением минимальной расчетной температуры воздуха самого холодного месяца в году возрастает мощность отопительной системы. Средняя расчетная минимальная температура наружного воздуха самого холодного месяца в году для Минска равна $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Средняя расчетная скорость ветра этого периода равна 5 м/с . Все рассмотренные параметры должны учитываться при проектировании зданий и систем отопления.

Тепловой режим здания определяется не только наружным климатом, но также и ограждающими конструкциями, внутренней средой и реакцией человека. Например, расчетная температура помещения в зависимости от назначения здания может лежать в пределах $16\text{--}26\text{ }^{\circ}\text{C}$ [5]. Комплексный подход к энергосбережению в зданиях требует взаимосвязанного рассмотрения всех составляющих.

Задание 2.1.

Вариант «а»

Квартира N имеет ограждающую поверхность с наружным воздухом $F_{\text{общ}} = 2\ 621\ \text{м}^2$ ($L = 10,2\ \text{м}$; $H = 2,57\ \text{м}$) с четырьмя окнами, оборудованными стеклопакетами размерами $1,4 \times 1,3\ \text{м}$, $F_o = 7,28\ \text{м}^2$ и балконной дверью $0,70 \times 2,1\ \text{м}$, $F_b = 1,47\ \text{м}^2$, где $F_{\text{общ}}$ – общая площадь ограждающей поверхности квартиры от наружного воздуха, F_o – площадь окон, F_b – площадь балконной двери. Стены квартиры отделаны вагонкой (сосна). Толщина ограждающей бетонной блочной стены ($\delta_b = 500\ \text{мм}$), коэффициент теплопроводности бетона $\lambda_b = 1,28\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Толщина вагонки $\delta_{\text{ваг}} = 15\ \text{мм}$, коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{ваг}} = 0,384\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Толщина стекол $\delta_{\text{см}} = 4\ \text{мм}$, $\lambda_{\text{см}} = 0,0525\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$ (рамы двойные). Толщина слоя воздуха $\delta_{\text{возд}}$ между стеклами равна $10\ \text{мм}$, а $\lambda_{\text{воз}} = 0,025\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Для расчета взяты $t_1 = 20^{\circ}\text{C}$ и t_2 (наружного воздуха) равна -6°C . В расчете следует учесть, что $F_{\text{см}}^*$ двухслойная рама (дерево–бетон), а F_o и F_b – трехслойные (стекло–воздух–стекло). Коэффициенты теплоотдачи воздуха для 20°C $\alpha_1 = 16,2\ \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, а для минус 6°C $\alpha_2 = 11,56$ из уравнения (12).

* Примечание. $F_{\text{см}}^* = F_{\text{общ}} - (F_o + F_b)$.

Решение варианта «а»

Используя уравнения для расчета коэффициента теплопередачи K (17) и уравнение удельного температурного напора q (5), получим $K = 1,727\ \text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, а $q = 44,9\ \text{Вт}/\text{м}^2$. Тогда потери через стены составят $784\ \text{Вт}/\text{м}^2\cdot\text{сут.}$ ($674\ \text{ккал/ч}$) или $16\ 176\ \text{ккал/сутки}$. Потери через окна и балкон при $K = 0,245$ и $q = 48\ \text{ккал/ч}$ составят $1\ 150\ \text{ккал/сут.}$ Суммарные потери $\sum Q_{\text{пот}}$ квартиры N составляют $17\ 326\ \text{ккал/сутки}$, исключая потери через потолок, входные двери и пол, т.к.

квартира расположена на 3-м этаже. Потери тепла через ограждающую стену квартиры N эквивалентны сжиганию $17\,326 / 212,8 = 81,4$ моля природного газа (1 моль метана выделяет 212,8 ккал/моль тепла). 1 моль CH_4 занимает при нормальных условиях 22,4 л. Значит потери тепла $\Sigma Q_{\text{пот}}$ квартиры N равноценны сжиганию $\sim 2 \text{ м}^3 \text{ CH}_4$ в сутки ($22,4 \times 81,4$) (без учета потерь тепла на транспортировку тепловой энергии по коммуникационным трубопроводам). За отопительный сезон потери для квартиры N составят $\sim 50\text{--}60$ \$ с умеренными морозами в ценах по РБ, а по мировым $\sim 150\text{--}200$ \$.

Контрольное задание к варианту «а»

Студент должен сделать замеры необходимых параметров своей квартиры (комнаты в общежитии или лаборатории). Рассчитать $\Sigma Q_{\text{пот}}$ помещения в окружающую среду при условиях, заданных преподавателем, с учетом реальных температур воздуха ночью или днем и температур от 18 до 26 $^{\circ}\text{C}$ в жилых помещениях, т.е. с учетом санитарных норм. Виды отделки задаются преподавателем (дерево, гипсокартон, масляная краска). Толщина гипсокартона $\delta_{\text{ГК}}=10$ мм, $\lambda_{\text{ГК}}=0,24$ Вт/(м·К). Толщина слоя масляной краски $\delta_{\text{кр}}=1\text{--}1,5$ мм, $\lambda_{\text{кр}}=0,233$ Вт/(м·К). Толщина кладки из кирпича $\delta_{\text{кир}}=500$ мм, $\lambda_{\text{кир}}=0,70$ Вт/(м·К), изоляционного кирпича $\delta_{\text{из.кир}} = 60$ мм, $\lambda_{\text{из.кир}} = 0,163$ Вт/(м·К) [6].

Вариант «б»

Потери тепла в зданиях с неплотностями конструкций обусловлены не только потерями через разделяющую поверхность $\Sigma Q_{\text{пот}}$ (см. задание 2.1 варианта «а»), но и инфильтрацией (воздухообменом) через неплотности, т.е.

$$Q_{\text{пот}}^{\text{общ}} = \Sigma Q_{\text{пот}} + Q_{\text{инф}}.$$

Тепловой поток за счет воздухообмена через неплотности в конструкции здания определяется объемным расходом воздуха $V_{\text{возд}}$, который может быть выражен через коэффициент инфильтрации (m). *Коэффициент инфильтрации* – это кратность воздухообмена в помещениях объемом $V_{\text{пом}}$ за 1 час, $m = V_{\text{возд}} / V_{\text{пом}}$.

Потери $Q_{\text{инф}}$ рассчитывают с помощью уравнению (2.1а) [3].

$$Q_{\text{инф}} = \frac{m \cdot V_{\text{пом}} \cdot C_p^B \cdot r_H}{3600} (t_1 - t_2), \quad (2.1a)$$

где r_H – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C_p^B – теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$r_H \cdot C_p^B \approx 1300$ $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$.

Таким образом, уравнение (2.1а) принимает вид

$$Q_{\text{инф}} = \frac{m \cdot V_{\text{пом}}}{2,77} (t_1 - t_2) . \quad (2.16)$$

Потери тепла ($Q_{\text{пот}}^{\text{общ}}$) при наличии сквозняков в квартире, через стену квартиры, отделяющую от внешней среды (атмосферного воздуха), можно рассчитать с помощью уравнения

$$Q_{\text{пот}}^{\text{общ}} = \sum Q_{\text{пот}} + \frac{m \cdot V_{\text{пом}}}{2,77} (t_1 - t_2) . \quad (2.1в)$$

Решение варианта «б»

Рассчитать потери тепла для квартиры N (см. задание 2.1, вариант «а») площадью $26,2 \text{ м}^2$ и шириной 5 м, т. е. объемом $V_{\text{общ}} = 131 \text{ м}^3$. В рамках окон, балконной двери и входной двери размером (2,1 x 0,9 м) имеются неплотности шириной ($h = 1 \text{ мм}$). Площадь сечения неплотностей, таким образом, составит $S_{\text{окон}} = (5,4 \times 4) \times 0,001 = 0,0216 \text{ м}^2$, $S_{\text{б}} = 5,6 \times 0,001 = 0,0056 \text{ м}^2$ и $S_{\text{вх.}} = 6 \times 0,001 = 0,0060 \text{ м}^2$, $S_{\text{окон}}$ – площадь неплотностей окон, $S_{\text{б}}$ – площадь неплотностей балконной двери, $S_{\text{вх.}}$ – площадь неплотностей входной двери. Общая площадь неплотностей $\sum S_{\text{непл}} = 0,0332 \text{ м}^2$. Скорость ветра $\omega = 0,5 \text{ м / с}$. За 1 час в квартиру поступит объем холодного воздуха $V_{\text{возд}} = S \cdot \omega = 0,0332 \times 3600 \cdot 0,5 \approx 60 \text{ м}^3$. Тогда $m = V_{\text{возд}} / V_{\text{пом}} = 0,458$.

$Q_{\text{инф}} = (0,458 \times 131) / 2,77 \times (20 - (-6)) = 564 \text{ Вт / м}^2 = 485 \text{ ккал / ч} = 11647 \text{ ккал/сут.}$

$Q_{\text{пот}}^{\text{общ}} = 17326 + 11647 = 28973$ или $\sim 3,05 \text{ м}^3 \text{ СН}_4$. (см. расчет в задании 2.1 варианта «а»)

В контрольном задании к варианту «б» использовать условие задания 2.1, вариант «а», ширину неплотностей $h \sim 1\text{--}2 \text{ мм}$ и скорость ветра от 0,5 до 3 м/с (по указанию преподавателя).

Работа 3. Выбор взаимного направления движения теплоносителей – источник энергосбережения

Цель работы: изучить методику расчета эффективного использования тепловой энергии при разных направлениях движения теплоносителей в теплообменнике.

Содержание отчета: краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты расчетов, анализ расчетов и выводы.

Способы оформления процессов теплообмена

Правильный выбор взаимного направления движения теплоносителей имеет существенное значение для наиболее экономичного проведения процессов теплообмена.

Для сравнительной оценки прямотока и противотока сопоставим эти

виды взаимного направления движения теплоносителей с точки зрения расхода теплоносителей и средней разности температур (уравнения (20) и (20а)).

В случае прямотока конечная температура холодного теплоносителя t_n не может быть выше конечной температуры горячего t_k . Практически для осуществления процесса теплообмена должна быть некоторая разность температур $\Delta t_k = t_n - t_k$.

При противотоке холодный теплоноситель с той же начальной температурой t_n , что и при прямотоке, может нагреться до более высокой температуры t_k , близкой к начальной температуре t_n горячего теплоносителя. Это позволяет сократить расход холодного теплоносителя, но одновременно приводит к некоторому уменьшению Δt_{cp} и соответственно – к увеличению необходимой поверхности теплообмена при противотоке по сравнению с прямотоком. Однако экономический эффект, достигаемый вследствие снижения расхода уменьшения теплоносителя при противотоке, превышает дополнительные затраты, связанные с увеличением поверхности теплообменника. Отсюда следует, что применение противотока при теплообмене более экономично, чем прямотока.

Теперь сопоставим противоток с прямотоком при одних и тех же начальных и конечных температурах теплоносителей. Расчеты показывают, что в данном случае Δt_{cp} при противотоке будет больше, чем при прямотоке, а расход теплоносителей одинаков. Следовательно, скорость теплообмена при противотоке будет больше, что и обуславливает преимущество противотока перед прямотоком.

Указанные выше преимущества противотока относятся к процессам теплообмена без изменения агрегатного состояния теплоносителей. Если температура одного из теплоносителей (например, конденсирующегося насыщенного пара) остается постоянной вдоль поверхности теплообмена, а температура теплоносителя по другую сторону стенки изменяется или оба теплоносителя имеют постоянные температуры, не изменяющиеся во времени и поверхности теплообмена, то направление движения теплоносителей не оказывает влияния на разности их температур, среднюю разность температур и расходы теплоносителей.

Задание 3.1

Теплота крекинг-остатка, уходящего из крекинг-установки, используется для подогрева нефти, которая поступает для переработки на эту установку. Определить среднюю разность температур (Δt_{cp}) в теплообменнике между обогревающим крекинг-остатком и нагреваемой нефтью, если крекинг-остаток имеет температуры $t_{нач} = 300$ °С, $t_{кон} = 200$ °С, а нефть $t_{нач} = 25$ °С, $t_{кон} = 175$ °С.

Решение. Используя уравнения (20), (20а) рассчитать движущую силу Δt_{cp} по двум вариантам.

Вариант «а»: Прямоток – обе жидкости движутся в одном

направлении

$$\begin{array}{ccc} 300 & \longrightarrow & 200 \\ \frac{25}{\Delta t_{\text{н}}} & \longrightarrow & \frac{175}{\Delta t_{\text{к}}} ; \quad \frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}} = \frac{275}{25} > 2. \end{array}$$

$$\text{Следовательно, } \Delta t_{\text{ср}} = \frac{275 - 25}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{н}}}{\Delta t_{\text{к}}}} = 104 \text{ }^{\circ}\text{C} = 104 \text{ K.}$$

Вариант «б»: Рассчитать по предложенной схеме $\Delta t_{\text{ср}}$ для противотока через среднюю арифметическую см. (20а) и среднюю логарифмическую см. (20). Сделать выводы об эффективности того или иного варианта оформления.

Контрольные задания к вариантам «а» и «б»

Рассмотреть варианты теплообмена при прямотоке и противотоке, когда нефть нагревается до 180, 190, 200, 210, 220, 230, 240, 250, 260, 270, 280, 290 $^{\circ}\text{C}$, а крекинг остаток охлаждается до 195, 190, 185, 180, 175, 170, 165, 160, 155, 150, 145, 140 $^{\circ}\text{C}$. Начальная температура крекинг остатка $t_{\text{нач}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$, а нефти – 25 $^{\circ}\text{C}$. Охарактеризовать эффективность оформления процессов теплообмена, сравнив полученные данные с результатами других студентов, сделать выводы.

Работа 4. Влияние физических свойств теплоизоляционных материалов на потери тепла от теплообменников и теплопроводов

Цель работы: определить влияние физических свойств теплоизоляционных материалов на процессы теплообмена в теплообменниках и теплопроводах.

Содержание отчета: краткие теоретические сведения, раскрывающие тему в соответствии с целью, порядок и результаты расчетов, анализ расчетов и выводы.

Энергосбережение при использовании теплоизоляционных материалов

Теплоизоляционные материалы служат для защиты оборудования и коммуникаций от теплообмена с окружающей средой. Основной особенностью теплоизоляционных материалов является их малая теплопроводность, обусловленная высокопористой структурой и малым объемным весом. Теплоизоляционные материалы должны обладать достаточной механической прочностью, термостойкостью, влагостойкостью и быть удобными для монтажа изоляционных конструкций, ограждающих теплоотдающие или воспринимающие тепло поверхности.

Для уменьшения потерь через ограждающие конструкции применяются

изоляционные материалы с коэффициентом теплопроводности $\sim 0,2 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$ и меньше. В настоящее время выпускается широкий спектр многоцелевых изоляционных материалов: минеральная вата, утеплители на основе стекловолокна и стеклотканей, полистирол, пенопласт, керамзитовый гравий и др. Древесноволокнистые плиты имеют коэффициент теплопроводности, равный $0,093 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$.

Задание 4.1

Теплообменник сделан из стали: толщина стальной стенки $\delta_{\text{см}} = 5 \text{ мм}$, толщина изоляции $\delta_{\text{из}} = 50 \text{ мм}$. Температура жидкости в теплообменнике $t_1 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$, температура наружного воздуха $t_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплоотдачи от жидкости к стене аппарата $\alpha_1 = 232 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, коэффициент теплоотдачи от поверхности изоляции $F_{\text{см}2}$ к воздуху $\alpha_2 = 10,4 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$, коэффициент теплопроводности изоляции $\lambda_{\text{из}} = 0,12 \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К})$, а стали $\lambda_{\text{см}} = 46,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$. $1 \text{ ккал} / \text{м}^2 \cdot \text{ч} = 1,163 \text{ Вт} / \text{м}^2$.

Рассчитаем потери тепла с 1 м^2 поверхности стального теплообменника (по уравнениям (7) и (17)):

1) *без изоляции* $K = 9,96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $q = 9,96 (80-10) = 697,2 \text{ (Вт}/\text{м}^2)$ или $600 \text{ ккал} (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$;

2) *с изоляцией* $K = 1,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $q = 1,86 (80-10) = 130 \text{ (Вт}/\text{м}^2)$ или $112 \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$.

Таким образом, использование теплоизоляции на данном теплообменнике снижает в 5,4 раза потери тепла в окружающую среду. Температуры $t_{1\text{вн}}$, $t_{1\text{н}}$, $t_{2\text{вн}}$, $t_{2\text{н}}$ можно определить из системы уравнений

$$q = \alpha_1 (t_1 - t_{1\text{вн}}) = \frac{\lambda_{\text{см}}}{\delta_{\text{ст}}} (t_{1\text{вн}} - t_{1\text{н}}) = \alpha_2 (t_{2\text{вн}} - t_{2\text{н}}).$$

Температура внутренней поверхности стенки аппарата:

$$t_{1\text{вн}} = t_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 80 - \frac{130}{232} = 79,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура наружной поверхности стенки аппарата: ($t_{1\text{н}}$ или $t_{1\text{вн}}$)

$$t_{1\text{н}} = t_{1\text{вн}} - q \frac{\delta_{\text{см}}}{\lambda_{\text{см}}} = 79,4 - \frac{130 \cdot 0,005}{46,5} \approx 79,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Температура наружной поверхности изоляции:

$$t_{2\text{н}} = \frac{q}{\alpha_2} + t_2 = \frac{130}{10,4} + 10 = 22,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Контрольное задание к работе 4

Теплообменник с параметрами, заданными в задании 4.1, функционирует при условиях: $t_1 = 95, 90, 85, 80, 75, 70$ °С для жидкости. Температуры наружного воздуха: $t_2 = 5, 10, 15, 20, 25$ °С. Режимы задаются преподавателем. В качестве изоляционных материалов использовать: асбест с $\lambda_{асб} = 0,151$; винилпласт с $\lambda_{вин} = 0,163$; войлок с $\lambda_{в} = 0,047$; пенопласт с $\lambda_{пп} = 0,047$; стеклянную вату с $\lambda_{с.в} = 0,052$; шлаковую вату с $\lambda_{ш.в} = 0,076$ Вт/(м · К) [5,6]. Толщину изоляционного слоя, используемую в расчетах, согласовывать с преподавателем. Охарактеризовать эффективность использования теплоизоляционных материалов, сравнив данные, полученные другими студентами.

Контрольные вопросы

1. Основные способы переноса тепла.
2. Закон передачи тепла теплопроводностью. Коэффициент теплопроводности.
3. Уравнение теплопроводности плоской стенки.
4. Уравнение теплопроводности многослойной стенки для установившегося потока.
5. Уравнение теплопроводности цилиндрической стенки.
6. Конвективный теплообмен. Закон охлаждения Ньютона. Коэффициент теплопроводности.
7. Теплопередача. Коэффициент теплопередачи.
8. Движущая сила процесса теплопередачи.
9. Определение температур поверхностей стенок в многослойных стенках.
10. Инфильтрация. Уравнение для расчета потерь тепла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Володин, В. И. Энергосбережение / В. И. Володин. – Минск : БГТУ, 2001.
2. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – М. : Химия, 1973.
3. Паневчик, В. В. Основы энергосбережения / В. В. Паневчик, А. Н. Ковалев, М. В. Самойлов. – Минск : БГЭУ, 2007.
4. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу «Процессы и аппараты химической технологии» / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков. – Л. : Химия, 1981.
5. Процессы и аппараты химической промышленности / П. Г. Романков [и др.]. – Л. : Химия, 1989.
6. Чрезвычайные ситуации: Предупреждение и ликвидация. Сб. тезисов докладов III-й Международной науч.-практ. конф. Т. 1. – Минск, 2005.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Основные понятия о теплопередаче	3
2. Передача тепла теплопроводностью	4
3. Уравнение теплопроводности плоской стенки	5
4. Уравнение теплопроводности цилиндрической стенки	8
5. Конвекция. Закон охлаждения Ньютона	9
6. Теплопередача при постоянных температурах теплоносителей	11
7. Теплопередача при переменных температурах теплоносителей	13
8. Определение температуры стенок	14
9. Практические работы	15
Работа 1. Оценка пожаробезопасных параметров при эксплуатации отопительных устройств	15
Работа 2. Расчет теплотерь через ограждающие поверхности зданий и сооружений	19
Работа 3. Выбор взаимного направления движения теплоносителей – источник энергосбережения	23
Работа 4. Влияние физических свойств теплоизоляционных материалов на потери тепла от теплообменников и теплопроводов	25
Контрольные вопросы	27
Литература	27

Учебное издание

Кирвель Иван Иосифович
Бражников Михаил Михайлович
Зацепин Евгений Николаевич

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ПРОЦЕССАХ ТЕПЛООБМЕНА

Методическое пособие
для практических занятий по дисциплине
«Основы экологии и энергосбережения»

Редактор Т. Н. Крюкова
Корректор М. В. Тезина
Компьютерная верстка Е. Г. Реут

Подписано в печать
Гарнитура «Таймс».
Уч.-изд. л. 1,6.

Формат 60x84 1/16.
Печать ризографическая.
Тираж 350 экз.

Бумага офсетная.
Усл. печ. л.
Заказ 330.

Издатель и полиграфическое исполнение: Учреждение образования
«Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»
ЛИ №02330/0056964 от 01.04.2004. ЛП №02330/0131666 от 30.04.2004.
220013, Минск, П. Бровки, 6