

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В. И. Володин

РАСЧЕТ УТИЛИЗАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

*Рекомендовано
учебно-методическим объединением по образованию
в области энергетики и энергетического оборудования
в качестве учебно-методического пособия по курсовой работе
для студентов специальности 7-07-0712-02
«Теплоэнергетика и теплотехника»
профилизации «Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент»*

Минск 2025

УДК 620.9:697.92(075.8)
ББК 38.762.2я73
В68

Р е ц е н з е н т ы :

кафедра энергоэффективных технологий
Международного государственного экологического института
имени А. Д. Сахарова Белорусского государственного университета
(доцент кафедры кандидат технических наук,
доцент *В. А. Пашинский*);
главный научный сотрудник РУП «Институт жилища –
НИПТИС им. Атаева С. С.»
доктор технических наук, доцент *Л. Н. Данилевский*

Володин, В. И.

В68 Расчет утилизационного теплообменного аппарата приточно-вытяжной вентиляции : учеб.-метод. пособие по курсовой работе для студентов специальности 7-07-0712-02 «Теплоэнергетика и теплотехника» профилизации «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / В. И. Володин. – Минск : БГТУ, 2025. – 70 с.
ISBN 978-985-897-251-6.

В учебно-методическом пособии рассматриваются вопросы повышения энергоэффективности приточно-вытяжной вентиляции в холодный период года путем внедрения утилизационного теплообменника, в качестве которого принят компактный пластинчато-ребристый аппарат. Разработка такого аппарата осуществляется методом расчетного теплового проектирования. Приводится методика теплогидравлических расчетов с поясняющими количественными примерами для альтернативных схем течения вытяжного и приточного воздуха. В результате определяются габариты утилизационного теплообменника с учетом затрат энергии на прокачку потоков воздуха и целесообразность его внедрения за счет уменьшения потребления теплоты.

**УДК 620.9:697.92(075.8)
ББК 38.762.2я73**

ISBN 978-985-897-251-6

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2025
© Володин В. И., 2025

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A	ширина фронтального сечения теплообменной матрицы, м
C_b	поправочный коэффициент к расходу вытяжного воздуха
c_f	коэффициент сужения
c_p	удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·°C)
d_g	гидравлический эквивалентный диаметр, м
E	тепловая эффективность ребра
F	поверхность теплопередачи; площадь фронтального сечения для прохода теплоносителя, м ²
G	массовый расход воздуха, кг/с
H	высота фронтального сечения теплообменной матрицы, м
h	расстояние между разделительными пластинами, м
h_p	высота ребра, м
i	шаг итеративного расчета утилизатора
k	коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°C)
L	глубина теплообменной матрицы в направлении потока, м
l	длина рассечения, м
N	мощность, затрачиваемая на прокачку воздуха, Вт
Nu	Число Нуссельта
$n_{\text{ч}}$	количество человек в помещении, чел.
$n_{\text{к}}$	количество каналов для прохода приточного и вытяжного воздуха
Q	тепловой поток утилизатора, Вт
q	плотность теплового потока, Вт/м ²
Re	Число Рейнольдса
t	температура, °C
t_p	шаг оребрения, м
t'	полушаг оребрения верхнего основания трапециевидных каналов
$\dot{V}$	объемный расход приточного воздуха, м ³ /с
W	водяной эквивалент, Дж/(с·°C)
w	скорость воздуха в сжатом сечении, м/с
w_n	набегающая скорость воздуха, м/с
$w_{\text{но}}$	начальное приближение набегающей скорости воздуха, м/с
α	коэффициент теплоотдачи, Вт/(м ² ·°C)
β	параметр для расчета тепловой эффективности ребер
Δ	толщина разделительных пластин, м

Δ'	толщина проставок, м
Δp	потеря давления, Па
$\bar{\Delta t}$	среднелогарифмический температурный напор, °C
δ_p	толщина ребра, м
$\varepsilon_{\Delta t}$	поправка к температурному напору
φ	коэффициент оребрения; относительная влажность воздуха
λ	теплопроводность, Вт/(м·°C)
ν	кинематическая вязкость, м ² /с
Π	длина смоченного периметра, м
ρ	плотность, кг/м ³
ξ	коэффициент сопротивления трения
ψ	отношение поверхности ребер ко всей поверхности

Индексы

l ч	относится к одному человеку
в	вытяжной воздух помещений
н	наружный приточный воздух
пр	приведенное значение
ст	относится к стенке

ВВЕДЕНИЕ

В процессе жизнедеятельности человека в жилых и общественных зданиях отмечены избыточные выделения теплоты, влаги и углекислого газа. В промышленных зданиях при осуществлении технологических процессов могут происходить выделения теплоизбытков в виде конвективной и лучистой теплоты, влаги (водяные пары), паров и газов других веществ, пыли.

Теплоизбытки поступают в помещения от людей, электрооборудования, производственного оборудования с повышенной температурой поверхности (печи, автоклавы и др.), подогретых материалов и готовой продукции. Они вызывают увеличение температуры в помещении.

Влаговыведения поступают от людей, открытых водяных поверхностей, влажных материалов, смоченных поверхностей, в результате химических реакций, а также с инфильтрацией воздуха.

При осуществлении различных технологических процессов поступают пары и газы. Их состав и количество зависят от конкретной технологии и состояния оборудования.

Пыль характеризуется размерами и формой частиц, плотностью и химическим составом. Она может производить механическое, химическое и бактериологическое воздействие на организм человека. Осаждение пыли на оборудование приводит к ухудшению его работы и даже аварии. Некоторые виды пыли, например мучная, пожароопасны, могут образовывать с воздухом взрывоопасные смеси.

Требуемый уровень температуры, состава и влажности воздуха, соответствующий комфортным условиям и технологическим характеристикам, можно поддерживать с помощью вентиляции. *Вентиляция* – регулируемый воздухообмен, осуществляемый с целью создания в помещениях воздушной среды, благоприятной для здоровья и трудовой деятельности человека или проведения технологических процессов.

Системы вентиляции классифицируют следующим образом:

- по способу перемещения воздуха;
- назначению;
- сфере действия;
- конструктивным особенностям.

Одним из видов широко используемых систем вентиляции является общеобменная приточно-вытяжная вентиляция с механическим побуждением, при которой одновременно в помещение подается свежий воздух и удаляется загрязненный.

Приточная вентиляция в холодное время года дополнительно потребляет теплоту для подогрева воздуха. В целях уменьшения ее количества целесообразно с помощью дополнительного теплообменного аппарата утилизировать теплоту удаляемого теплого воздуха, передав ее холодному приточному.

В курсовой работе утилизатор разрабатывается вычислительным методом на основе представленной методики проектного теплогидравлического расчета, что позволяет с минимальными затратами получить аппарат, соответствующий заданным исходным параметрам и предъявляемым к нему требованиям.



ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО КЛИМАТА И МИКРОКЛИМАТА ПОМЕЩЕНИЯ. МЕТОДЫ РЕКУПЕРАЦИИ ТЕПЛОТЫ

1.1. Наружный климат

В вентиляции основными расчетными параметрами наружного воздуха являются температура, энтальпия и скорость [1]. Наружные параметры задаются для трех периодов: холодного (ХП), переходного (ПП) и теплого (ТП).

Данные критерии непрерывно меняются и зависят от района расположения здания и сезона года. Возникает вопрос, а какие значения параметров следует принимать в качестве расчетных. Ответ на этот вопрос зависит от уровня требований, предъявляемых ко всему зданию и к его системам обеспечения микроклимата: отопления, вентиляции и кондиционирования.

В курсовой работе основной характеристикой наружного воздуха выступает температура, которая непрерывно изменяется. Существуют суточные колебания, месячное изменение и годовой цикл. Применительно к наружному климату можно говорить только о некоторых усредненных его показателях, так как даже в одной и той же местности климат одного года может значительно отличаться от предыдущего.

В среднем можно считать, что в течение года температура изменяется примерно по гармоническому закону. Самым холодным месяцем обычно является январь, а самым жарким – июль. В некоторый момент в январе среднесуточная температура наружного воздуха достигает своего минимального значения за год, а в июле – максимального. Если принять за расчетную температуру для каждого из периодов именно эти значения, то мощность оборудования систем обеспечения микроклимата будет максимальной и, соответственно, окажется дороже. При этом практически весь расчетный период система будет работать в режиме пониженной мощности.

Если же взять для холодного периода более высокие значения температуры, а для теплого периода более низкие, то некоторый промежуток времени система не сможет обеспечивать расчетные параметры воздуха

в помещении. Степень обеспечения характеризуется коэффициентом обеспеченности. Значение $K_{об} = 0,7$ означает, что 70% продолжительности расчетного периода система сможет обеспечивать требуемый уровень параметров в помещении, а 30% времени параметры будут не соответствовать заданным. В эти 30% времени мощности системы (холодильной в теплый период, нагревательной – в холодный) не хватит для поддержания заданного значения внутренней температуры. Однако при этом затраты на систему окажутся существенно меньше.

Выбирая расчетный коэффициент обеспеченности, следует учитывать период года и уровень требований к зданию. Для некоторых производственных зданий системы вентиляции нужно проектировать на предельные параметры наружного климата (предприятия электроники, точной механики и оптики, фармацевтические предприятия и др.). Для большинства зданий обычного назначения за расчетную температуру холодного периода принимают температуру холодной пятидневки, что примерно соответствует коэффициенту обеспеченности 98%. При этом продолжительность отклонения параметров от расчетных составит примерно 50 ч. Такой короткий срок объясняется тем, что при длительном снижении температуры в помещениях резко увеличивается количество простудных заболеваний. Примеры температур наружного воздуха для регионов Беларуси с различной обеспеченностью для холодного периода года представлены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

**Климатические параметры холодного периода года
по данным многолетних наблюдений [2]**

Населенный пункт	Температура воздуха, °С					
	абсолютная минимальная	наиболее холодных суток обеспеченностью		наиболее холодной пятидневки обеспеченностью		обеспеченностью 0,94 для холодного периода года
		0,98	0,92	0,98	0,92	
Витебская область						
Верхнедвинск	–40	–35	–30	–29	–25	–11,0
Полоцк	–39	–35	–30	–29	–25	–11,5
Шарковщина	–40	–35	–30	–29	–24	–11,5
Витебск	–41	–36	–31	–30	–25	–12,0
Лепель	–40	–34	–30	–29	–24	–
Минская область						
Вилейка	–37	–32	–28	–27	–24	–
Борисов	–41	–33	–29	–28	–24	–
Минск	–39	–33	–28	–28	–24	–10,0
Марьина Горка	–39	–32	–28	–27	–24	–11,0

Населенный пункт	Температура воздуха, °С					
	абсолютная минимальная	наиболее холодных суток обеспеченностью		наиболее холодной пятидневки обеспеченностью		обеспеченностью 0,94 для холодного периода года
		0,98	0,92	0,98	0,92	
Гродненская область						
Лида	–35	–31	–26	–26	–22	–9,0
Гродно	–36	–31	–26	–25	–22	–8,5
Новогрудок	–34	–30	–26	–25	–21	–10,0
Волковыск	–38	–31	–26	–24	–21	–
Могилевская область						
Горки	–40	–35	–30	–29	–26	–12,5
Могилев	–37	–34	–29	–28	–24	–11,5
Славгород	–37	–33	–29	–28	–24	–
Бобруйск	–37	–32	–28	–26	–23	–
Брестская область						
Барановичи	–35	–30	–26	–26	–22	–
Пружаны	–38	–31	–27	–25	–22	–
Брест	–36	–30	–25	–24	–21	–7,0
Пинск	–35	–30	–25	–24	–21	–8,5
Гомельская область						
Жлобин	–38	–32	–28	–27	–24	–
Гомель	–35	–32	–28	–28	–24	–10,5
Житковичи	–37	–30	–27	–26	–22	–
Брагин	–35	–30	–27	–26	–22	–10,5

При расчете теплоступлений от солнечной радиации важным является значение географической широты местности, так как на разных широтах интенсивность и продолжительность солнечной инсоляции различна.

Расчетная скорость наружного воздуха имеет существенное значение при проектировании аэрации зданий, естественной вытяжной вентиляции и неорганизованного воздухообмена под действием ветра в совокупности с гравитационным давлением.

1.2. Микроклимат помещения

Параметры внутреннего воздуха назначаются отдельно для теплого и холодного периодов года [1]. Для переходного периода принимаются такие же параметры, как и для холодного.

Для помещений общественных зданий при расчетах вентиляции ориентируются на допускаемый диапазон параметров (табл. 1.2), так как вентиляция не предназначена для поддержания оптимальных показателей. Обычно при наличии избытков тепла в помещении назначают температуру, соответствующую верхней границе допускаемого диапазона, а при наличии недостатков тепла в помещении – нижней границе.

Таблица 1.2

Допустимые нормы параметров внутреннего воздуха в обслуживаемой зоне жилых и общественных зданий с постоянным пребыванием людей

Период года	Температура, °С	Относительная влажность, %, не более	Подвижность воздуха, м/с, не более
Теплый	Не выше 28	65	0,5
Холодный и переходной	18–22	65	0,2

Температура 18°С считается нижним допустимым значением при условии, что люди находятся без верхней (уличной) одежды в спокойном состоянии. Такая температура не является оптимальной: большинство людей при ней ощущают некоторую прохладу. Оптимальным значением выступает диапазон 20–22°С.

Для теплого периода практически всегда в помещении присутствуют тепловые избытки, поэтому температура внутреннего воздуха постоянно будет выше наружной температуры. Теплопоступления в помещение обусловлены солнечной радиацией, пребыванием людей, работой систем отопления, искусственного освещения, технологического оборудования, вносимыми нагретыми материалами. Наружный воздух подается в помещение приточной вентиляцией, нагревается в нем до внутренней температуры и после удаляется из помещения, унося избыточное тепло. Чем больше разница температур внутри помещения и снаружи, тем меньше воздуха требуется подать в помещение для удаления тепловых избытков и, следовательно, меньше будут затраты на систему. Расход воздуха, требуемый для удаления тепловых избытков из промышленных зданий, составит

$$G = \frac{Q_{\text{изб}}}{c_{\text{рв}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}, \quad (1.1)$$

где G – массовый расход воздуха, кг/с; $Q_{\text{изб}}$ – тепловые избытки, Вт; $c_{\text{рв}}$ – удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·°С); $t_{\text{в}}$, $t_{\text{н}}$ – соответственно температуры внутреннего воздуха в помещении и наружного воздуха, °С.

Температура внутри помещения не должна быть слишком высокой, так как это нарушает тепловой комфорт людей. В качестве приемлемого компромисса между стоимостью системы и комфортом людей принимают, что расчетная температура внутреннего воздуха в теплый период должна быть не более чем на 3°C выше наружной, т. е. $t_{\text{в}} = t_{\text{н}} + 3^{\circ}\text{C}$.

При температуре 28°C большинство людей ощущают тепловой дискомфорт, резко падает их внимание и работоспособность. Поэтому при умеренном климате ($t_{\text{н}} < 25^{\circ}\text{C}$) за верхнюю границу внутренней температуры принимают 28°C в теплый период, так как это позволяет получить требуемые затраты на систему кондиционирования и обеспечить приемлемые условия для людей.

В общественных зданиях тепловые избытки определяются в основном при нахождении в них людей. От людей в помещения поступает явная теплота за счет лучисто-конвективного теплообмена с воздухом и поверхностями помещения и скрытая, выделяемая с влагой выдыхаемого воздуха, а также за счет испарений с поверхности кожи. Полная теплота равна сумме явной и скрытой теплоты.

Теплопоступления от людей определяются теплопродукцией, зависящей от тяжести выполняемой работы; температурой и влажностью окружающего воздуха, его подвижностью; теплоизолирующими свойствами одежды и ее паропроницаемостью; особенностями терморегуляции самого человека. Теплопродукция человека и его способность к терморегуляции зависят от пола и возраста. Чем интенсивнее физическая нагрузка и выше температура воздуха, тем больше доля скрытой теплоты. При температуре воздуха выше 37°C вся теплота, выработанная организмом, выделяется путем испарения. При любом виде деятельности тепловыделение больше при низкой температуре окружающей среды.

Для расчетов рекомендуется использовать данные табл. 1.3, в которой приведены средние значения тепло- и влаговыделения для взрослого мужчины. Принято считать, что взрослые женщины выделяют 85%, а дети в среднем 75% тепла и влаги по сравнению с мужчиной.

Нормативная кратность воздухообмена приток / вытяжка в аудиториях, учебных кабинетах, лабораториях без выделения вредных веществ, залах курсового и дипломного проектирования, читальных залах, конференц-залах, актовых залах, служебных помещениях — 2-кратная, но не менее $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ наружного воздуха на одно место. Расчетная температура воздуха принимается 18°C для помещений с массовым пребыванием людей [3].

Таблица 1.3

Количество тепла и влаги, выделяемых взрослыми мужчинами, в зависимости от их физической нагрузки и температуры воздуха в помещении [1]

Показатели	Тепловой поток $q_{1ч}$, Вт, и поток влаги, г/ч, выделяемые людьми при температуре воздуха в помещении, °С					
	10	15	20	25	30	35
В состоянии покоя						
Теплота:						
явная	140	120	90	60	40	10
полная	165	145	120	95	95	95
Влага	30	30	40	50	75	115
При легкой работе						
Теплота:						
явная	150	120	100	65	40	5
полная	180	160	150	145	145	145
Влага	40	55	75	115	150	200
При работе средней тяжести						
Теплота:						
явная	165	135	105	70	40	5
полная	215	210	205	200	200	200
Влага	70	110	140	185	230	280
При тяжелой работе						
Теплота:						
явная	200	165	130	95	50	10
полная	290	290	290	290	290	290
Влага	135	185	240	295	355	415

Для каждого постоянно находящегося в помещении человека необходимо обеспечить приток свежего воздуха $\dot{V}_{1ч}$ в размере 20 м³/ч (0,0056 м³/с) в состоянии покоя; 40 м³/ч (0,0111 м³/с) – при легкой работе и работе в офисе; 60 м³/ч (0,0167 м³/с) – при физической нагрузке. Если в помещении регулярно присутствуют временные посетители, то на каждого такого человека нужно прибавить еще по 20 м³/ч (0,0056 м³/с).

Таким образом, тепловой поток и требуемый расход воздуха для вытяжной вентиляции в помещении определяются полной теплотой, выделяемой людьми, зависящей от выполняемой работы и температуры воздуха в помещении:

$$Q = n_{ч} q_{1ч}; \quad (1.2)$$

$$\dot{V}_н = n_{ч} \dot{V}_{1ч}, \quad (1.3)$$

где $n_{ч}$ – количество человек, находящихся в помещении, чел.; $q_{1ч}$ – удельное тепловыделение одним человеком, Вт/чел.; $\dot{V}_{1ч}$ – требуемый удельный объемный расход приточного воздуха для одного человека, м³/(с·чел.).

При расчете вытяжной вентиляции для «чистых» помещений (аудитории, офисы, кабинеты, жилые комнаты и другие помещения с постоянным пребыванием человека) рекомендуется, чтобы расход вытяжного воздуха был на 10–30% меньше расхода приточного воздуха. Это делается для того, чтобы «лишний» воздух уходил в смежные зоны – в коридоры и технические помещения. Тем самым обеспечивается защита от перетекания запахов из смежных помещений в жилые и офисные зоны [4].

Приточно-вытяжные установки обычно применяют для общеобменных систем вентиляции. С учетом преобладания притока над вытяжкой можно сделать вывод, что в таких установках расход приточного воздуха больше вытяжного. Кроме того, аэродинамическое сопротивление приточной системы всегда выше вытяжной ввиду наличия секций фильтрации и нагрева. В связи с этим вытяжные вентиляторы, как правило, предусматриваются меньшей мощности по сравнению с приточными.

1.3. Методы рекуперации теплоты в системе приточно-вытяжной вентиляции

Рекуперация теплоты – это возврат тепла, выходящего из помещения с вытяжным воздухом. При рекуперации в системе вентиляции вытяжной воздух, который выходит из помещения, подогревает встречный приточный за счет теплообмена. Так происходит в холодное время года, а в жаркие летние дни уходящий воздух наоборот охлаждает входящие потоки. Использование рекуперации позволяет уменьшить потребление теплоты на подогрев приточного воздуха в холодный период.

Проведем оценку уменьшения потребления теплоты с использованием уравнения теплового баланса:

$$Q = V_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_{\text{рв}} (t'_{\text{в}} - t''_{\text{в}}), \quad (1.4)$$

где Q – тепловой поток (мощность) теплообменника, кВт; $V_{\text{в}}$ – объемный расход воздуха, м³/с; $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/м³; $c_{\text{рв}}$ – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°C); $t'_{\text{в}}$, $t''_{\text{в}}$ – температуры воздуха соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него, °C.

Например, в приточной системе вентиляции требуется нагреть 1000 м³/ч (0,278 м³/с) воздуха с (–26°C) до (+20°C), т. е. подогреть на

46°C. Мощность нагревателя калорифера составит $0,278 \cdot 1,31 \times \times 1,006 \cdot (20 - (-26)) = 16,8$ кВт.

Предположим, в утилизационном рекуператоре приточный воздух нагревается до температуры (+7°C). Тогда в нагревателе необходимо догреть его до искомых (+20°C), что равноценно подогреву лишь на 13°C. Мощность такого утилизатора составит $0,278 \cdot 1,23 \cdot 1,005 \times \times (20 - 7) = 4,5$ кВт. Таким образом, применение рекуператора позволило понизить энергозатраты системы на 12,3 кВт, или на 73,2%.

Предусмотрев при проектировании или модернизации приточно-вытяжной вентиляции установку рекуператора тепла, можно уменьшить потребление теплоты на подогрев холодного приточного воздуха в холодный период. В нашем случае рекуператор – утилизационный теплообменный аппарат (ТА), который передает тепло от вытяжного воздуха приточному. Он способен подогреть приточный воздух за счет вытяжного и, как следствие, существенно снизить мощность нагревателя. Рассмотрим работу альтернативных рекуператоров для подогрева холодного приточного воздуха. В системах утилизации тепла отработанного воздуха могут использоваться разные типы теплообменников: пластинчато-ребристые с различной схемой течения потоков, каналные, с тепловыми трубами, регенеративные и другие виды [5].

1.3.1. Пластинчато-ребристый рекуператор

Пластинчато-ребристые теплообменные аппараты относятся к числу наиболее компактных ТА с малой массой [6]. Они характеризуются высокими коэффициентами теплоотдачи, для чего используются развитые ребристые поверхности теплообмена. Применение пластинчато-ребристых поверхностей особенно целесообразно в случае осуществления теплообмена между двумя газовыми потоками, так как при этом развитая поверхность может быть эффективно использована на обеих сторонах аппарата. Они позволяют сосредоточить в единице объема большую поверхность теплообмена [7].

На рис. 1.1, а показаны основные элементы пластинчато-ребристого теплообменника. Пространство между отдельными плоскими металлическими пластинами заполнено рельефной пластиной с ребрами, которые образуются после штамповки и изгибания в соответствии с нужным профилем. По бокам устанавливаются проставки [8]. Сердечник теплообменника определен в виде пакета из множества слоев ребристых и разделительных пластин (рис. 1.1, б), который соответствует схеме течения с перекрестным током воздух – воздух.

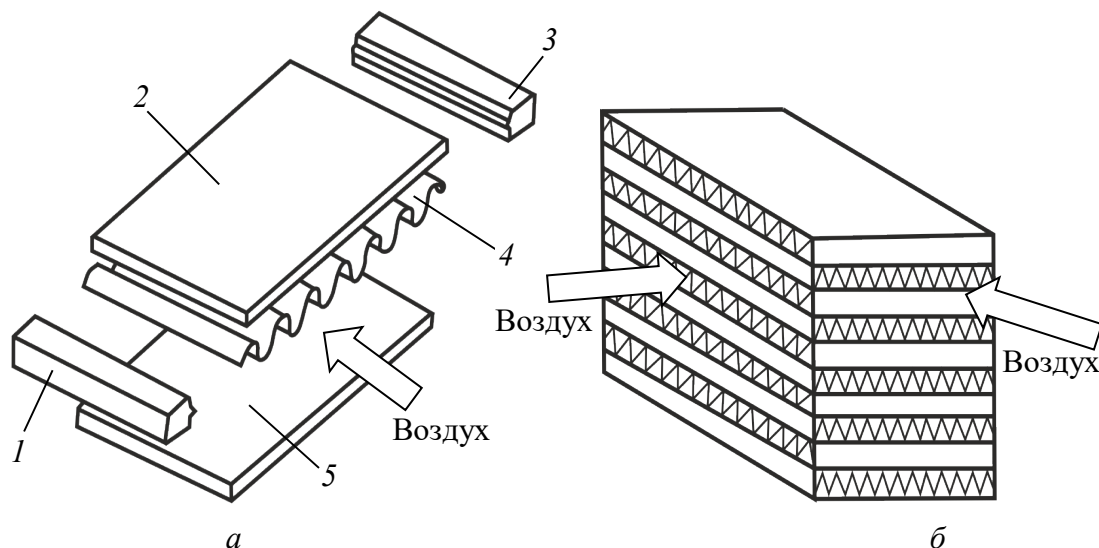


Рис. 1.1. Пластинчато-ребристая поверхность теплообмена (а) и ее компоновка (б):
1, 3 – проставки; 2, 5 – пластины; 4 – ребристая насадка

Возможные другие схемы течения холодного и теплого воздуха: противоток и проток. Система приточно-вытяжной вентиляции с таким рекуператором выполняется в виде моноблока (рис. 1.2).

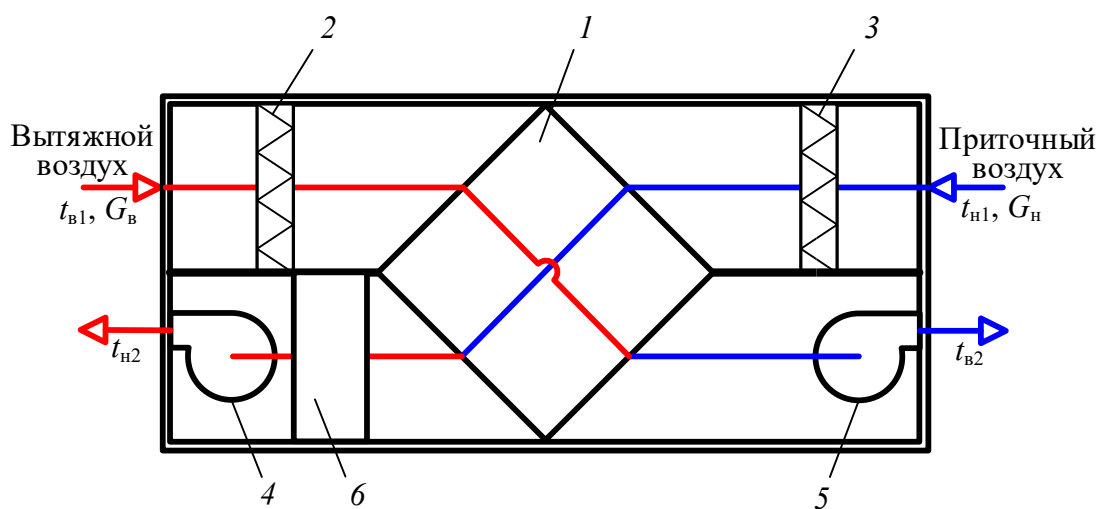


Рис. 1.2. Перекрестно-точная схема потоков воздуха при использовании рекуперативного пластинчато-ребристого теплообменника:
1 – рекуператор; 2, 3 – фильтры; 4, 5 – вентиляторы; 6 – калорифер

В случае нагрева воздуха в рекуператоре ниже требуемой температуры он дополнительно подогревается в калорифере.

1.3.2. Рекуператор с промежуточным теплоносителем

В некоторых случаях с учетом компоновки приточно-вытяжной вентиляции целесообразно использовать систему рекуперации с промежуточным теплоносителем. Рекуператор с промежуточным теплоносителем представляет собой два теплообменника, устанавливаемых, соответственно, в приточной и вытяжной системах вентиляции, которые соединены трубопроводами с теплоносителем (рис. 1.3). Как правило, поверхность теплообмена в таких аппаратах изготавливается из ребристых труб. Воздух обтекает трубы снаружи, а теплоноситель течет внутри труб.

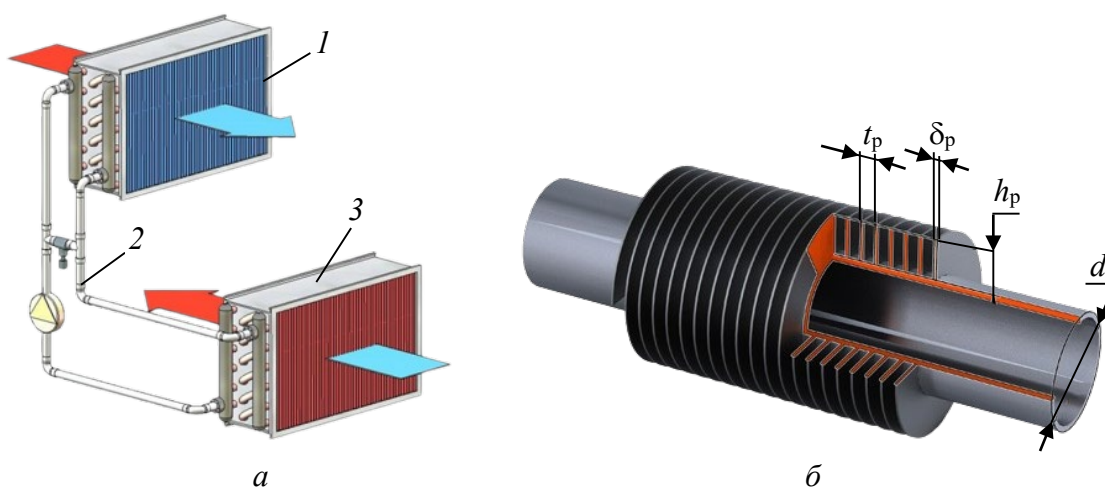


Рис. 1.3. Схема подключения теплообменников при использовании промежуточного теплоносителя (а) и ребристой поверхности теплообмена (б):

1 – теплообменник вытяжного воздуха; 2 – контур теплоносителя;
3 – теплообменник приточного воздуха

Приведенные установки имеют два преимущества. Во-первых, они позволяют реализовать принципы рекуперации для отдельных и даже удаленных друг от друга приточных и вытяжных установок. Во-вторых, ими могут быть дополнены существующие системы вентиляции, которые изначально не предполагали рекуперацию тепла. В холодный период вытяжной воздух нагревает теплоноситель. Далее он при помощи насоса перекачивается в теплообменник приточной установки, где отдает свое тепло, нагревая приточный воздух. После этого воздух направляется в теплообменник вытяжной установки. В качестве теплоносителя необходимо использовать незамерзающую жидкость, например этиленгликоль.

1.3.3. Утилизатор с термосифонами (тепловыми трубами)

Утилизатор с термосифонами состоит из испарительной и конденсационной зон, разделенных перегородкой (рис. 1.4).

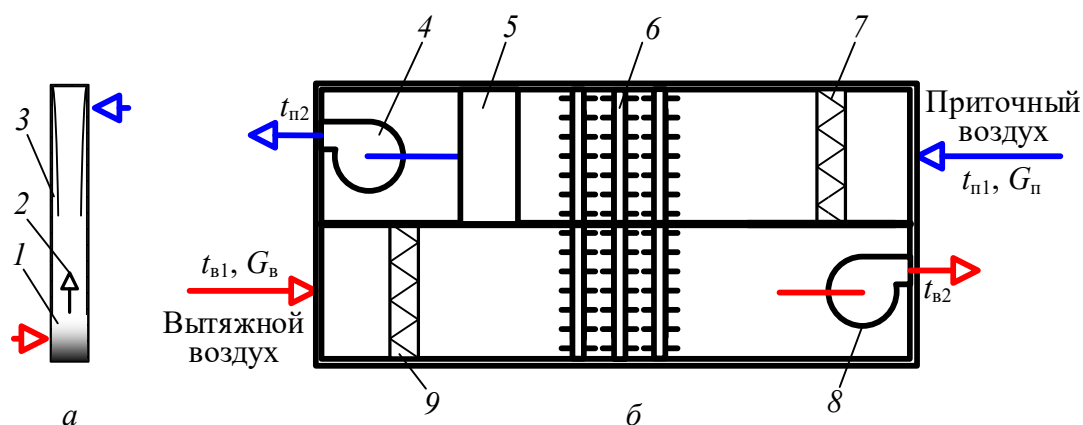


Рис. 1.4. Схема термосифона (а) и приточно-вытяжной вентиляции (б):
1 – зона кипения; 2 – пар; 3 – зона конденсации; 4, 8 – вентиляторы;
5 – калорифер; 6 – термосифоны; 7, 9 – фильтры

Термосифоны должны располагаться вертикально или с небольшим наклоном. Испарительная зона находится внизу в потоке вытяжного нагретого воздуха, а конденсационная – вверху, она омывается потоком приточного холодного воздуха. Тепловые трубы снабжаются фитилем с капиллярной структурой и, в отличие от термосифонов, могут иметь любую ориентацию.

1.3.4. Утилизатор с регенеративным теплообменником

Регенеративные теплообменные аппараты включают неподвижную либо вращающуюся теплоаккумулирующую пористую насадку, через которую, чередуясь, проходит холодный приточный и теплый вытяжной воздух. Теплообменники-утилизаторы используются с вращающейся насадкой (ротором), что позволяет получить стабильную температуру воздуха на выходе из аппарата.

Устройство регенеративного рекуператора показано на рис. 1.5. Рекуператор состоит из стального корпуса с перегородкой, имеющей осевое и радиальное уплотнения, вращающегося пористого ротора, блока управления (контроллера) и двигателя [9, 10].

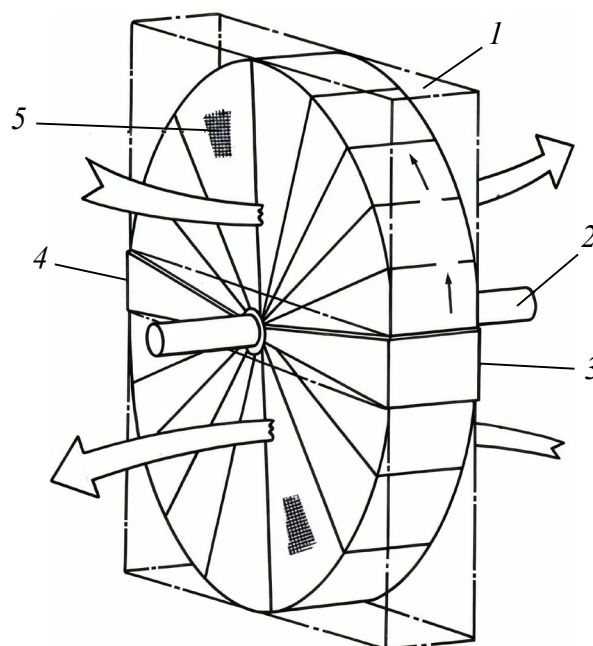


Рис. 1.5. Схема регенеративного рекуператора:
 1 – корпус; 2 – вал; 3 – осевое уплотнение; 4 – радиальное уплотнение;
 5 – пористая поверхность теплообмена

Ротор приводится во вращение шаговым двигателем посредством ременной передачи. Шаговый двигатель полноценно управляется контроллером, установленным внутри корпуса. Благодаря применению шагового двигателя с контроллером рекуператор не требует дополнительных внешних устройств (регулятора частоты, датчиков обратной связи), управление производится непосредственно со щита управления приточно-вытяжной установкой (ПВУ). Преимуществом роторных рекуператоров является возможность рекуперации влаги.

Величина теплового потока рекуператора зависит от частоты вращения и размеров ротора, параметров наружного и вытяжного воздуха. Номинальная частота вращения ротора составляет ≈ 10 об/мин. Изменение скорости вращения ротора происходит по сигналу со щита управления.

В данной курсовой работе приводятся методика и примеры теплогидравлического расчета пластинчато-ребристого теплообменника утилизатора.



КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТОГО УТИЛИЗАТОРА

2.1. Конструкция утилизатора

Основным конструктивным элементом пластинчато-ребристого теплообменного аппарата (ТА) является теплообменная матрица, содержащая разделительные пластины, боковые проставки и ребристые насадки (см. рис. 1.1).

На рис. 2.1, *а*, *б* показаны теплообменные матрицы с треугольными каналами со схемами течения противоток и однократный перекрестный ток холодного приточного (G_H) и теплого вытяжного (G_B) воздуха.

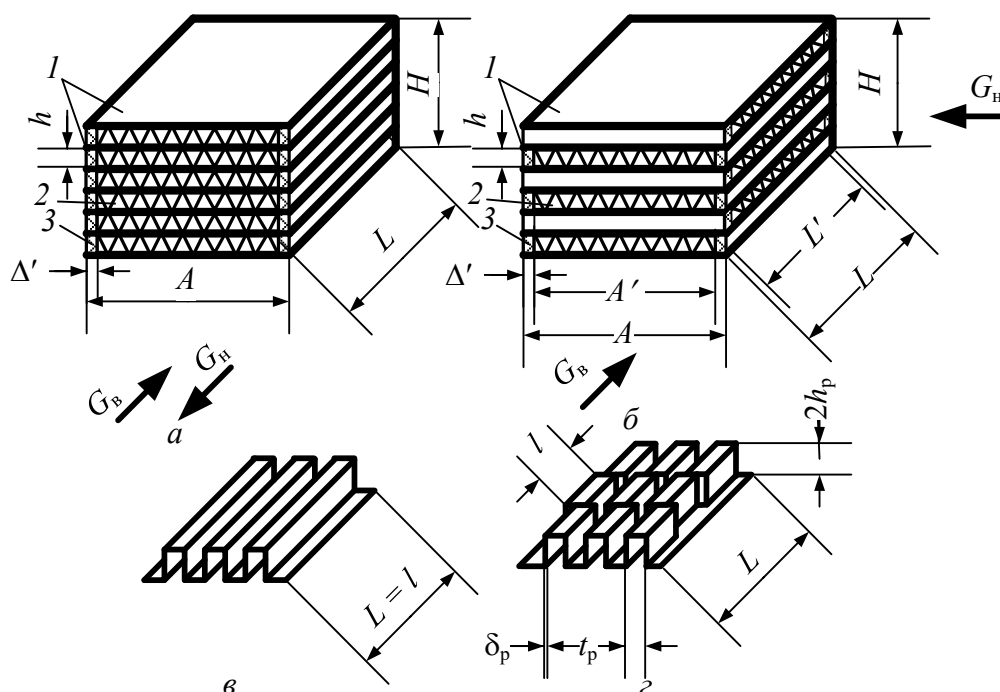


Рис. 2.1. Вид теплообменной матрицы при противотоке (*а*) и однократном перекрестном токе (*б*) потоков теплого G_B и холодного G_H воздуха и элементы поверхности теплообмена с гладкими сплошными (*в*) и смещенными рассеченными (*г*) ребрами:

1 – пластины, разделяющие потоки; *2* – ребристая насадка; *3* – проставка

Данные аппараты могут иметь ребра различной конфигурации. Пример одной из поверхностей с гладкими непрерывными и рассеченными ребрами прямоугольного профиля продемонстрирован на рис. 2.1, *в, г*. В отличие от гладких, использование рассеченных ребер позволяет повысить интенсивность теплообмена, но с одновременным ростом гидравлического сопротивления.

Ребристые пластины могут изготавливаться и другого профиля. Некоторые из них показаны на рис. 2.2: с треугольными, трапецевидными, волнистыми, жалюзийными и перфорированными ребрами [11]. Кроме рассмотренных конфигураций, они могут иметь и другие, например в виде стерженьковых ребер различного сечения [12].

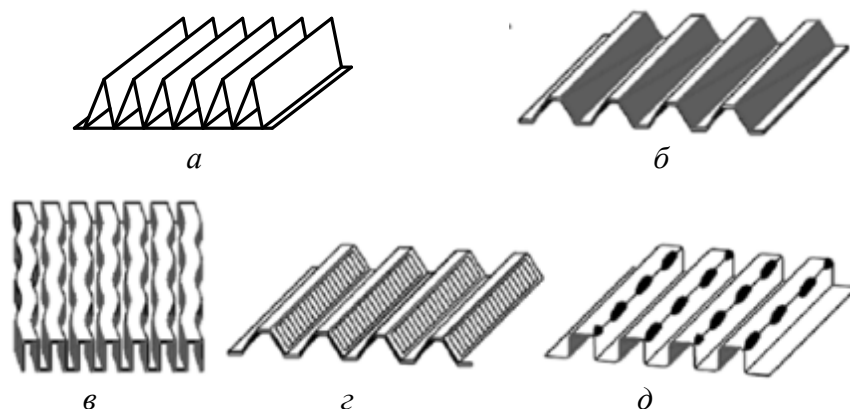


Рис. 2.2. Треугольные (*а*), трапецевидные (*б*), волнистые (*в*), жалюзийные (*г*) и перфорированные (*д*) конфигурации развитых теплопередающих поверхностей (насадок) пластинчато-ребристых теплообменных аппаратов

Возможна организация и других схем течения холодного и горячего теплоносителя: прямоток и многократный перекрестный ток (рис. 2.3).

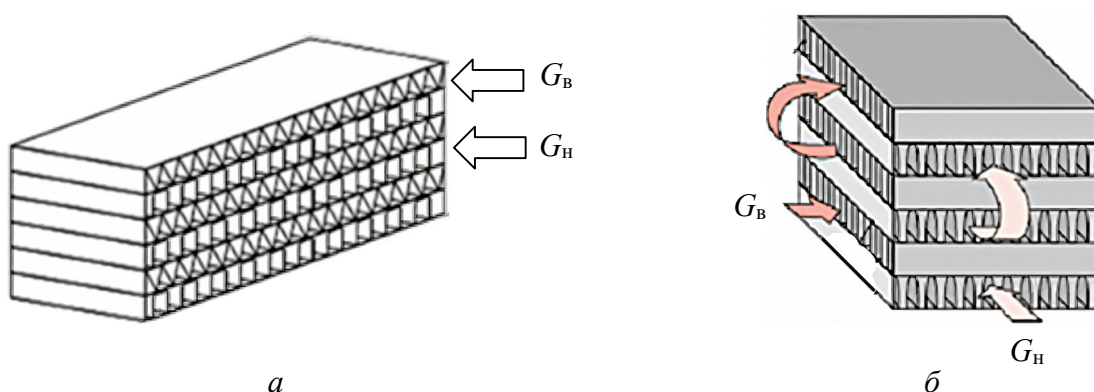
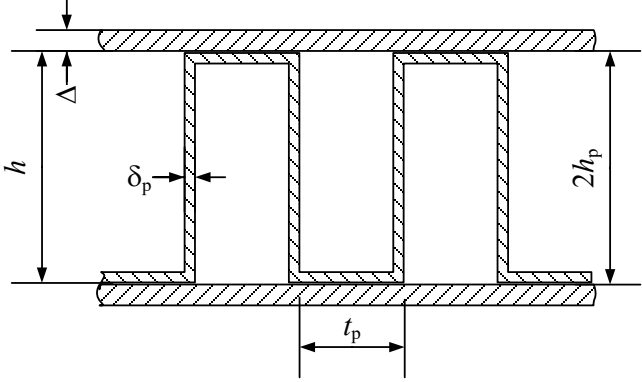
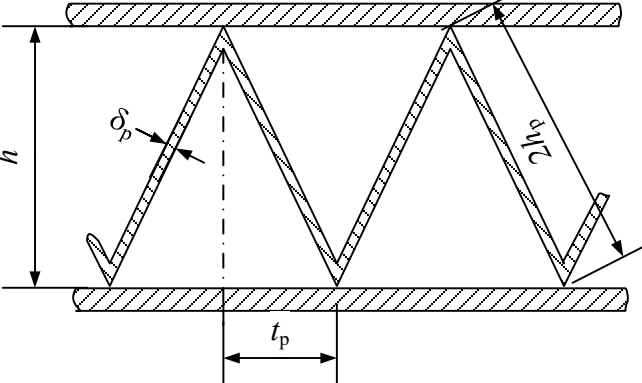
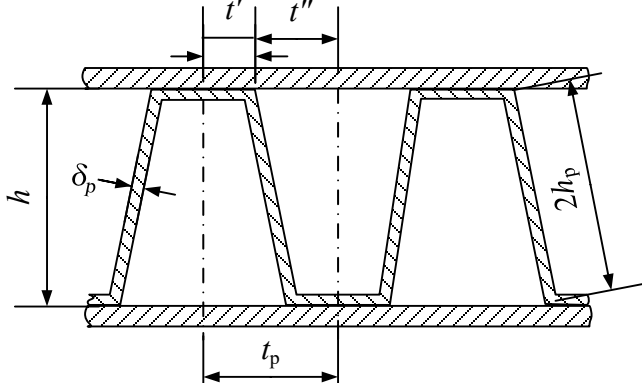


Рис. 2.3. Схемы течения горячего и холодного теплоносителей в пластинчато-ребристом теплообменном аппарате: *а* – прямоток; *б* – многократный перекрестный ток

В качестве расчетных ребристых поверхностей принимаем поверхности с гладкими непрерывными или рассеченными ребрами, образующие прямоугольные, треугольные и трапециевидные каналы (таблица).

Схемы пластинчато-ребристых поверхностей

Ребристая поверхность	Характеристика
	Прямоугольные каналы
	Треугольные каналы
	Трапециевидные каналы

При описании методики расчета теплообменника-утилизатора и примеров используются обозначения конструктивных параметров, принятые в таблице.

2.2. Конструктивные параметры

Исходными конструктивными параметрами являются расстояние между пластинами h и их толщина Δ , шаг t_p и толщина δ_p ребер. Шаг оребрения трапециевидных каналов равен сумме половин оснований $t_p = t' + t''$ (таблица). Для расчета приведенных коэффициентов теплоотдачи со стороны вытяжного и приточного воздуха с использованием оребренных поверхностей теплообмена предварительно необходимо рассчитать вспомогательные параметры: гидравлический эквивалентный диаметр, коэффициент сужения, коэффициент оребрения и соотношение между площадью ребер и всей оребренной поверхностью.

Для рассматриваемых оребренных поверхностей вначале определяется высота ребра, которая имеет следующие значения:

– прямоугольные каналы

$$h_p = \frac{h}{2}; \quad (2.1)$$

– треугольные каналы

$$h_p = \frac{\sqrt{h^2 + t_p^2}}{2}; \quad (2.2)$$

– трапециевидные каналы

$$h_p = \frac{\sqrt{h^2 + (t_p - 2t')^2}}{2}. \quad (2.3)$$

Гидравлический эквивалентный диаметр в общем случае

$$d_r = \frac{4F}{\Pi}, \quad (2.4)$$

где F – площадь сечения для прохода теплоносителя, м^2 ; Π – длина смоченного периметра, м

Для рассматриваемых оребренных поверхностей теплообмена (таблица) без учета толщины ребра, он будет иметь следующие значения:

– прямоугольные каналы

$$d_r = \frac{4h_p t_p}{2h_p + t_p}; \quad (2.4a)$$

– треугольные и трапециевидные каналы

$$d_r = \frac{2ht_p}{2h_p + t_p}. \quad (2.46)$$

Коэффициент сужения в общем случае

$$c_f = \frac{F}{F_o}, \quad (2.5)$$

где F – площадь сечения для прохода теплоносителя при наличии ребер, м^2 ; F_o – площадь сечения для прохода теплоносителя без ребер, м^2 .

Для рассматриваемых оребренных поверхностей (таблица) коэффициент сужения будет иметь следующие значения:

– прямоугольные каналы

$$c_f = \frac{(2h_p - \delta_p)(t_p - \delta_p)}{2h_p t_p}; \quad (2.5a)$$

– треугольные каналы

$$c_f = 1 - \frac{2h_p \delta_p}{t_p h}; \quad (2.5б)$$

– трапециевидные каналы

$$c_f = 1 - \frac{2h_p \delta_p + t_p \delta_p}{t_p h}. \quad (2.5в)$$

Коэффициент оребрения

$$\varphi = \frac{F_{op}}{F_o}, \quad (2.6)$$

где F_{op} – суммарная площадь оребренной поверхности теплообмена, м^2 ; F_o – площадь поверхности, несущей ребра (одной стороны разделительной пластины), м^2 .

Для рассматриваемых оребренных поверхностей (таблица) коэффициент оребрения будет иметь следующие значения:

– прямоугольные и трапециевидные каналы

$$\varphi = \frac{2h_p + (t_p - \delta_p)}{t_p}; \quad (2.6a)$$

– треугольные каналы

$$\varphi = 1 + \frac{2h_p}{t_p}. \quad (2.66)$$

Вспомогательный параметр, характеризующий оребренную поверхность,

$$\psi = \frac{F_p}{F_{op}}, \quad (2.7)$$

где F_p – площадь поверхности ребер, m^2 .

Для рассматриваемых оребренных поверхностей (таблица) отношение поверхности ребер ко всей оребренной поверхности будет иметь следующие значения:

– прямоугольные и трапециевидные каналы

$$\psi = \frac{2h_p}{2h_p + (t_p - \delta_p)}; \quad (2.7a)$$

– треугольные каналы

$$\psi = \frac{2h_p}{2h_p + t_p}. \quad (2.76)$$

Предварительно рассчитанные конструктивные параметры позволяют в дальнейшем определить коэффициенты теплоотдачи и сопротивления со стороны холодного приточного и теплого вытяжного воздуха.



МЕТОДИКА ПРОЕКТНОГО ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТОГО УТИЛИЗАТОРА

Целью проектного теплогидравлического расчета является определение площади поверхности теплообмена и объема теплообменной матрицы утилизатора системы приточно-вытяжной вентиляции, а также затраты энергии на прокачку приточного и вытяжного воздуха и уменьшение потребления теплоты калорифером на подогрев приточного воздуха в холодный период года. Перед выполнением теплогидравлического расчета вычисляются конструктивные параметры поверхности теплообмена в соответствии с методикой подразд. 2.2.

3.1. Тепловой расчет и основные расчетные зависимости

Пластинчато-ребристый утилизатор имеет следующие расчетные зависимости:

– уравнение теплопередачи

$$Q = k \bar{\Delta} t F; \quad (3.1)$$

– уравнение теплового баланса удаляемого из помещения теплого вытяжного воздуха

$$Q = G_{\text{в}} c_{\text{пв}} (t'_{\text{в}} - t''_{\text{в}}); \quad (3.2)$$

– уравнение теплового баланса свежего холодного приточного наружного воздуха

$$Q = G_{\text{н}} c_{\text{пн}} (t''_{\text{н}} - t'_{\text{н}}), \quad (3.3)$$

где Q – тепловой поток утилизатора, кВт; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $\bar{\Delta} t$ – среднелогарифмический температурный

напор, °С; F – площадь поверхности теплопередачи (разделительных пластин), м²; G – массовый расход воздуха, кг/с; c_p – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); t', t'' – температуры теплоносителя соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него, °С (индекс v относится к тепловому вытяжному воздуху; n – к холодному приточному воздуху).

Искомыми параметрами утилизатора являются площадь поверхности теплообмена F , определяемая из совместного решения системы уравнений теплопередачи и теплового баланса (3.1)–(3.3), и габариты теплообменной матрицы: ширина A , высота H и глубина L (см. рис. 2.1). В качестве площади поверхности теплообмена берется гладкая поверхность разделительных пластин без учета поверхности, занятой проставками. Ребристая поверхность теплообмена учитывается с помощью коэффициента оребрения и тепловой эффективности ребер.

Коэффициент теплопередачи пластинчато-ребристого аппарата

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{v,пр}} + \frac{\Delta}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_{n,пр}} \right)^{-1}, \quad (3.4)$$

где $\alpha_{v,пр}$, $\alpha_{n,пр}$ – приведенные коэффициенты теплоотдачи соответственно со стороны вытяжного и приточного воздуха, Вт/(м²·К); Δ – толщина разделительных пластин, м; λ_m – теплопроводность материала теплообменной матрицы, Вт/(м·К).

На основе заданных начальных температур вытяжного и приточного воздуха, расходов и рассчитанного теплового потока аппарата (см. подразд. 1.2, табл. 1.3 и зависимости (1.2–1.3)) определяются температуры потоков на выходе утилизатора из уравнений теплового баланса (3.2) и (3.3):

$$t''_v = t'_v - \frac{Q}{G_v c_{pv}}; \quad (3.5)$$

$$t''_n = t'_n + \frac{Q}{G_n c_{pn}}. \quad (3.6)$$

Среднелогарифмический температурный напор вычисляем по формуле

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (3.7)$$

где Δt_6 , Δt_m – максимальный и минимальный температурные напоры теплоносителей на входе и выходе теплообменника, зависящие от

схемы течения потоков в теплообменных устройствах и соотношения водяных эквивалентов $W = c_p G$ (рис. 3.1).

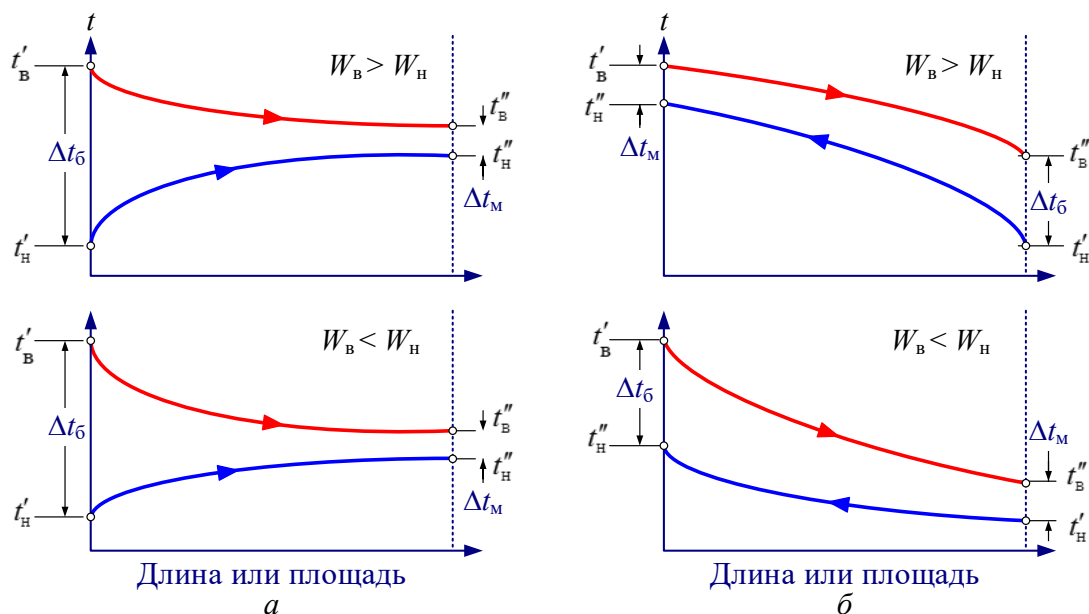


Рис. 3.1. Распределение температур в теплообменнике при прямотоке (а) и противотоке (б)

При перекрестном токе теплоносителей дополнительно необходимо учитывать поправку к температурному напору $\varepsilon_{\Delta t}$ при противотоке, которая определяется по диаграмме на рис. 3.2 с учетом вспомогательных параметров P и R [6].

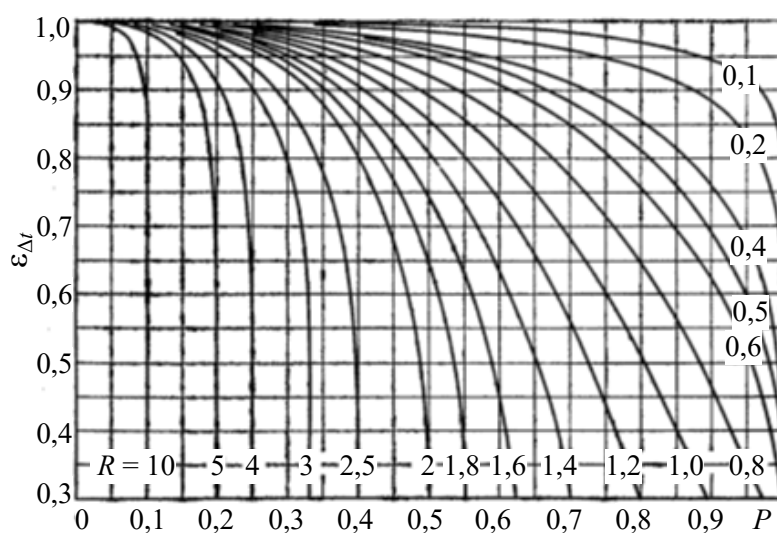


Рис. 3.2. Диаграмма для определения поправки к среднелогарифмическому температурному напору при перекрестном токе теплоносителей

Тогда

$$P = \frac{t''_H - t'_H}{t'_B - t'_H}; \quad (3.8)$$

$$R = \frac{t'_B - t''_B}{t''_H - t'_H}; \quad (3.9)$$

$$\bar{\Delta}t' = \bar{\Delta}t \epsilon_{\Delta t}. \quad (3.10)$$

Для расчета коэффициента теплопередачи по зависимости (3.4) дополнительно необходимо рассчитать приведенные коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{в,пр}$ и $\alpha_{н,пр}$. Рассмотрим методику их расчета.

3.1.1. Коэффициенты теплоотдачи

Для расчета приведенных коэффициентов теплоотдачи со стороны вытяжного и приточного воздуха с использованием оребренных поверхностей теплообмена предварительно необходимо рассчитать вспомогательные параметры по зависимостям (2.1)–(2.7) с учетом заданной конфигурации ребер: гидравлический эквивалентный диаметр, коэффициент сужения, коэффициент оребрения и соотношение между площадью ребер и всей оребренной поверхностью.

Далее рассчитываем конвективный коэффициент теплоотдачи для вытяжного и приточного воздуха с учетом физических свойств воздуха, зависящих от температуры. Для вытяжного воздуха в качестве характерной температуры берем ее значение на входе в утилизатор. Аналогично для приточного воздуха характерная температура берется на входе в аппарат.

Скорость потока воздуха в сжатом сечении

$$w = \frac{w_H}{c_f}, \quad (3.11)$$

где w_H – набегающая скорость воздуха на входе в теплообменник, м/с.

Предварительно рассчитаем число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w d_\Gamma}{\nu}, \quad (3.12)$$

где ν – кинематическая вязкость воздуха, м²/с.

Конвективный коэффициент теплоотдачи рассчитываем по уравнению подобия [12]:

$$Nu = 0,1417 Re^{0,653} (d_r / L)^{0,247}, \quad (3.13)$$

где $Nu = \alpha d_r / \lambda$ – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; L – длина канала для сплошных ребер ($L = l$ – длина рассечения для смещенных рассеченных ребер), м; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°C); λ – теплопроводность воздуха, Вт/(м·°C).

Из уравнения (3.13) следует, что конвективный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_r} Nu. \quad (3.14)$$

После определения по зависимости (3.14) конвективных коэффициентов теплоотдачи для вытяжного и приточного воздуха с учетом их характерных температур, физических свойств и конструктивных особенностей находим вспомогательный параметр для расчета тепловой эффективности ребра:

$$\beta = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda_p \delta_p}}, \quad (3.15)$$

где λ_p – теплопроводность материала ребер (теплообменной матрицы), Вт/(м·°C) [13].

Тепловая эффективность ребра – отношение действительного теплового потока при изменении температуры по высоте ребра к тепловому потоку ребра с постоянной температурой со значением у его основания, которая для прямоугольных плоских ребер составляет

$$E = \frac{\text{th}(h_p \beta)}{h_p \beta}. \quad (3.16)$$

Приведенные коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к гладкой поверхности, несущей ребра, для вытяжного и приточного воздуха определяются по зависимости

$$\alpha_{пр} = \alpha [1 - \psi(1 - E)] \varphi. \quad (3.17)$$

Полученные значения коэффициентов теплоотдачи позволяют решить замкнутую систему уравнений (3.1)–(3.10) и найти требуемую поверхность теплообмена для передачи теплоты в утилизаторе от теплого вытяжного воздуха холодному приточному.

3.1.2. Оценка вероятности выпадения инея при отрицательных температурах наружного воздуха

Холодный приточный воздух, поступая в аппарат при температуре поверхности, ниже температуры точки росы, будет вызывать выпадение конденсата, который при отрицательных температурах может замерзать. Образование инея или льда послужит причиной увеличения термического сопротивления теплопередаче и гидравлического сопротивления для прохода воздуха, что приведет к уменьшению теплового потока утилизатора. Для оценки данной ситуации определяется средняя температура поверхности теплообмена.

Вначале рассчитаем среднюю температуру приточного воздуха:

$$\bar{t}_h = \frac{t'_h + t''_h}{2}. \quad (3.18)$$

Температура стенки

$$\bar{t}_{ст} = \frac{Q}{\alpha_{h,пр} F} + \bar{t}_h. \quad (3.19)$$

Воспользуемся *hd*-диаграммой влажного воздуха [14] (прил. А) при отрицательных температурах, чтобы найти температуру точки росы для заданной относительной влажности и рассчитанной средней температуры приточного воздуха по зависимости (3.18). На основании полученных данных необходимо сделать заключение о возможном выпадении влаги на поверхность теплообмена и вероятности ее замерзания.

3.2. Гидравлический расчет

Целью гидравлического расчета является определение затрачиваемой мощности на прокачку приточного и вытяжного воздуха. Гидравлический расчет выполняется для найденной поверхности теплообмена утилизатора в результате предварительно проведенного теплового расчета.

Коэффициент сопротивления трения в каналах пластинчато-ребристого теплообменного аппарата находится по формуле [12]

$$\xi = 5,187 \text{Re}^{-0,43} (d_r / L)^{0,33}. \quad (3.20)$$

Потеря давления на преодоление трения при прокачке вытяжного и приточного воздуха с учетом полученных значений коэффициентов сопротивления ξ и скоростей набегающих потоков w_v и w_n рассчитывается по формуле

$$\Delta p = \xi \frac{L}{d_r} \frac{\rho}{2} \left(\frac{w_{n(v)}}{c_f} \right)^2, \quad (3.21)$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м³; $w_{n(v)}$ – набегающая скорость приточного или вытяжного воздуха, м/с; c_f – коэффициент сужения.

Мощность (затрата энергии) на прокачку приточного и вытяжного воздуха рассчитывается по формуле

$$N = \frac{\Delta p G}{\rho \eta}, \quad (3.22)$$

где G – массовый расход приточного или вытяжного воздуха, кг/с; η – КПД соответствующего вентилятора.

3.3. Эффективность внедрения утилизатора

Эффект, полученный от внедрения утилизатора, определяется снижением теплового потока калорифера для подогрева приточного воздуха. В случае отсутствия утилизатора приточный воздух необходимо подогревать в калорифере до стандартной температуры 18°C. Тогда требуемый тепловой поток калорифера должен составлять

$$Q_{\text{тр}} = c_{pн} G_n (18 - t'_n), \quad (3.23)$$

где t'_n – температура наружного приточного воздуха на входе в систему вентиляции.

После установки утилизатора с тепловым потоком Q тепловой поток калорифера уменьшится на величину

$$\Delta Q = Q_{\text{тр}} - Q. \quad (3.24)$$

Таким образом, относительное уменьшение потребления теплоты калорифером при эксплуатации утилизатора составит

$$\varepsilon_Q = \frac{Q}{Q_{\text{тр}}} 100\%. \quad (3.25)$$

3.4. Алгоритмы проектного расчета утилизатора. Предварительный расчет параметров для всех схем течения потоков воздуха

С учетом заданной конструкции поверхности теплообмена по зависимостям (2.1)–(2.7) определяем вспомогательные конструктивные параметры: высоту ребра h_p , гидравлический эквивалентный диаметр d_T , коэффициент сужения c_f , коэффициент оребрения ϕ , отношение поверхности ребер ко всей оребренной поверхности ψ .

В качестве характерных температур приточного наружного и вытяжного из помещения воздуха принимаем их значения t'_n и $t'_в$ на входе в аппарат, для которых из табл. Б1 (прил. Б) берем физические свойства: плотность ρ , удельную массовую теплоемкость c_p , теплопроводность λ и кинематическую вязкость ν . Теплопроводность материала теплообменной матрицы λ_m (λ_p) берем из табл. Б2 (прил. Б).

Для заданного количества людей в помещении n_q с учетом удельной теплоты q , выделяемой одним человеком при выполнении определенной работы, и удельного объемного расхода приточного воздуха по зависимостям (1.2) и (1.3) находим значения теплового потока аппарата Q и объемный расход наружного приточного воздуха $\dot{V}_n$. Расход вытяжного воздуха из помещения находим с учетом заданного поправочного коэффициента C_b :

$$\dot{V}_в = C_b \dot{V}_n. \quad (3.26)$$

Перейдем от объемных расходов воздуха к массовым расходам приточного и вытяжного воздуха:

$$G = \rho \dot{V}, \quad (3.27)$$

где ρ – плотность приточного или вытяжного воздуха, кг/м^3 .

По зависимостям (3.5) и (3.6) рассчитываем температуры внутреннего $t_в$ и наружного t_n воздуха на выходе из утилизатора, на основании которых по зависимости (3.7) определяем среднелогарифмический температурный напор Δt для прямотока или противотока (перекрестного тока).

Для перекрестного тока дополнительно по зависимостям (3.8) и (3.9) рассчитываются вспомогательные коэффициенты P и R , на основании которых по диаграмме (см. рис. 3.2) определяется поправочный

коэффициент на перекрестный ток ε_{Δ} . Истинное значение среднелогарифмического температурного напора для перекрестного тока рассчитываем по зависимости (3.10).

На следующем этапе последовательность расчета пластинчато-ребристого утилизатора приточно-вытяжной вентиляции зависит от схемы течения потоков теплого и холодного воздуха, а также вида ребристой поверхности теплообмена. Ниже рассмотрены особенности расчета утилизаторов для наиболее часто встречающихся схем течения потоков (противоток, прямоток и перекрестный ток) и поверхностей теплообмена со сплошными и рассеченными ребрами.

3.4.1. Алгоритм теплового расчета утилизатора с гладкими сплошными ребрами при противоточной (прямоточной) схеме течения теплоносителей

Рассмотрим последовательность расчета с целью определения поверхности теплообмена аппарата.

Найдем площади сечения и уточненные значения набегающих скоростей для потоков приточного и вытяжного воздуха. Требуемая площадь фронтального сечения, необходимая для потоков приточного $F_{\text{н}}$ и вытяжного $F_{\text{в}}$ воздуха при приближенной заданной средней набегающей скорости $w_{\text{но}}$, составит

$$F_{\text{н}} = \frac{\dot{V}_{\text{н}}}{w_{\text{но}}}; \quad (3.28)$$

$$F_{\text{в}} = \frac{\dot{V}_{\text{в}}}{w_{\text{но}}}. \quad (3.29)$$

Общая высота и ширина каналов теплообменника без учета разделительных пластин и проставок (см. рис. 2.1, а)

$$A' = H' = \sqrt{F_{\text{н}} + F_{\text{в}}}. \quad (3.30)$$

Число каналов для прохода приточного и вытяжного воздуха (округляется до целого значения)

$$n_{\text{к}} = \frac{H'}{2h}. \quad (3.31)$$

Истинные площади фронтального сечения для прохода приточного и вытяжного воздуха

$$F_{\phi} = n_k h A'. \quad (3.32)$$

Уточненные набегающие скорости потоков приточного и вытяжного воздуха

$$w_{н,н} = \frac{\dot{V}_н}{F_{\phi}}; \quad (3.33)$$

$$w_{н,в} = \frac{\dot{V}_в}{F_{\phi}}. \quad (3.34)$$

Истинные высота и ширина теплообменника с учетом толщины разделительных пластин и проставок

$$H = H' + 2n_k \Delta; \quad (3.35)$$

$$A = A' + 2\Delta'. \quad (3.36)$$

Затем переходим к расчету конвективных коэффициентов теплоотдачи со стороны приточного и вытяжного воздуха с учетом предварительно заданного значения первого приближения глубины аппарата для сплошных ребер, величину которого L_1 целесообразно брать в окрестности 0,05 м. Для рассеченных ребер в качестве характерного параметра L в зависимости (3.13) берется длина рассечения l . Вначале для скоростей потоков воздуха в сжатом сечении (зависимость (3.11)) определяем числа Рейнольдса по зависимости (3.12). Затем по соотношениям (3.13) и (3.14) рассчитываются искомые конвективные коэффициенты теплоотдачи.

Для определения приведенных коэффициентов теплоотдачи дополнительно рассчитывается тепловая эффективность ребер E с учетом вспомогательного параметра β по соотношениям (3.15) и (3.16). После чего по зависимости (3.17) находим значения приведенных коэффициентов теплоотдачи для потоков вытяжного внутреннего $\alpha_{в,пр}$ и приточного наружного $\alpha_{н,пр}$ воздуха, с учетом которых по зависимости (3.4) рассчитываем коэффициент теплопередачи утилизационного аппарата. Далее из уравнения теплопередачи (3.1) находим площадь поверхности теплообмена:

$$F = \frac{Q}{k \Delta t}. \quad (3.37)$$

На основании рассчитанного значения F определяем новое приближение глубины аппарата со сплошными ребрами:

$$L_{i+1} = \frac{F}{2n_k A'}. \quad (3.38)$$

Если $|L_{i+1} - L_i| / L_{i+1} \leq 0,025$, расчет завершается; в качестве искомой глубины аппарата берем значение L_{i+1} . Если неравенство не выполняется, то расчет, уточняющий значения коэффициентов теплоотдачи и связанных с ними других параметров, проводится многократно, начиная с формулы (3.13), исключая формулы (3.26)–(3.36) и подразд. 3.4, с новым значением длины каналов $L = L_{i+1}$ до тех пор, пока не будет выполнено сформулированное условие сходимости.

Объем теплообменной матрицы с учетом высоты H и ширины теплообменника A составит

$$V = AHL. \quad (3.39)$$

3.4.2. Особенности теплового расчета утилизатора со смещенными рассеченными ребрами при противоточной (прямоточной) схеме течения теплоносителей

Последовательность расчета утилизационного теплообменника в этом случае проводится по алгоритму, аналогичному для устройства с гладкими сплошными ребрами (см. п. 3.4.1). Отличием является то, что вместо первого приближения глубины аппарата L_1 задается длина рассечения l и расчет выполняется одним шагом без итераций, т. е. расчет по формуле (3.38) не проводится.

3.4.3. Алгоритм теплового расчета утилизатора с перекрестно-точной схемой течения

Рассмотрим последовательность расчета с целью определения поверхности теплообмена аппарата.

Принимаем, что площади фронтальных сечений для прохода холодного приточного $F_{\text{фн}}$ и теплого внутреннего $F_{\text{фв}}$ воздуха равны (см. рис. 2.1, б):

$$F_{\text{фн}} = F_{\text{фв}} = F_{\text{ф}}. \quad (3.40)$$

Учитываем, что теплообменная матрица имеет форму, близкую к кубу, и соответственно ее размеры для прохода воздуха без учета проставок и разделительных пластин: $A' = L' \approx H'$. Действительные размеры матрицы:

$$\begin{aligned}
A &= A' + 2\Delta'; \\
L &= L' + 2\Delta'; \\
H &= H' + n\Delta,
\end{aligned}
\tag{3.41}$$

где Δ' – толщина проставок; Δ – толщина разделительных пластин; n – число разделительных пластин.

Тогда для заданного начального приближения набегающей скорости наружного приточного воздуха $w_{\text{нн},i}$ площадь фронтального сечения для прохода воздуха

$$F_{\phi,i} = \frac{G_{\text{н}}}{w_{\text{нн},i} \rho_{\text{н}}}. \tag{3.42}$$

Для данного сечения скорость набегающего вытяжного воздуха

$$w_{\text{вн},i} = \frac{G_{\text{в}}}{F_{\phi,i} \rho_{\text{в}}}. \tag{3.43}$$

Учитывая, что только половина фронтального сечения используется для прохода наружного или внутреннего воздуха, имеем, что текущий размер теплообменной матрицы для прохода воздуха с учетом толщины проставок Δ' и разделительных пластин Δ (см. рис. 2.1, б)

$$A'_i = L'_i = H'_i = (A - 2\Delta') = (L - 2\Delta') = (H - n_i \Delta) = \sqrt{2F_{\phi,i}}. \tag{3.44}$$

Общее число разделительных пластин (округляем до целого числа)

$$n_i = \frac{H'_i}{h} + 1. \tag{3.45}$$

Число разделительных пластин, соответствующих гладкой поверхности теплообмена, будет

$$n_{h,i} = n_i - 2. \tag{3.46}$$

Затем переходим к расчету конвективных и приведенных коэффициентов теплоотдачи со стороны приточного и вытяжного воздуха в соответствии с п. 3.1.1. Необходимо учесть, что для сплошных ребер характерная длина канала L в зависимости (3.13) соответствует размеру матрицы, а для рассеченных ребер берется длина рассечения l . Следующим шагом является расчет по зависимости (3.4) текущего коэффициента теплопередачи k_i утилизационного аппарата. Далее из уравнения теплопередачи (3.1) находим приближение площади поверхности теплообмена:

$$F_i = \frac{Q}{k_i \Delta t}. \quad (3.47)$$

Площадь поверхности теплообмена с учетом (3.44) можно также представить в виде следующего соотношения:

$$F_i = n_{h,i} A'_{i+1} L_{i+1} = n_{h,i} A'_{i+1} (A'_{i+1} + 2\Delta'). \quad (3.48)$$

Выражение (3.48) можно преобразовать в квадратное уравнение с неизвестной A'_i :

$$n_{h,i} (A'_{i+1})^2 + 2\Delta' n_{h,i} (A'_{i+1}) - F_i = 0. \quad (3.49)$$

Следующие приближения ширины и длины обтекания теплообменной матрицы аппарата и площадь фронтального сечения находим из соотношений, приведенных ниже:

$$A'_{i+1} = \frac{-2\Delta' n_{h,i} + \sqrt{(2\Delta' n_{h,i})^2 + 4F_i n_{h,i}}}{2n_{h,i}}; \quad (3.50)$$

$$L_{i+1} = A'_{i+1} + 2\Delta'; \quad (3.51)$$

$$F_{\phi,i+1} = \frac{(A'_{i+1})^2}{2}. \quad (3.52)$$

Полученную величину размера теплообменной матрицы A'_{i+1} сравниваем с предыдущим значением A'_i :

$$\varepsilon = \frac{|A'_i - A'_{i+1}|}{A'_{i+1}}. \quad (3.53)$$

Если выполняется условие $\varepsilon \leq 0,025$, то расчет завершается. В противном случае уточняются набегающие скорости потоков приточного и вытяжного воздуха для полученного значения фронтального сечения $F_{\phi,i+1}$:

$$w_{\text{вн},i+1} = \frac{G_{\text{в}}}{F_{\phi,i+1} \rho_{\text{в}}}; \quad (3.54)$$

$$w_{\text{вн},i+1} = \frac{G_{\text{н}}}{F_{\phi,i+1} \rho_{\text{н}}}. \quad (3.55)$$

Уточняем общее количество разделительных пластин из условия $H'_{i+1} = A'_{i+1}$, число которых округляем до целого значения:

$$n_{i+1} = \frac{H'_{i+1}}{h} + 1. \quad (3.56)$$

Число разделительных пластин, относящихся к гладкой поверхности теплообмена, составляет

$$n_{h,i+1} = n_{i+1} - 2. \quad (3.57)$$

Затем расчет повторяется с позиции (3.47) после предварительного уточнения значений коэффициентов теплоотдачи, теплопередачи и поверхности теплообмена в соответствии с подразд. 3.1 и п. 3.1.1 до тех пор, пока не будет выполнено условие сходимости (3.53).

Достигнув сходимость в определении линейных размеров теплообменной матрицы, рассчитаем ее объем:

$$V = (A' + 2\Delta')(L' + 2\Delta')(H' + n\Delta). \quad (3.58)$$

3.4.4. Завершение расчета утилизатора

Для всех видов поверхности теплообмена и схем течения потоков вытяжного и приточного воздуха после теплового расчета утилизатора проводится оценка вероятности выпадения конденсата со стороны приточного воздуха при отрицательных значениях температуры в соответствии с п. 3.1.2 и затрат энергии на прокачку вытяжного и приточного воздуха в соответствии с подразд. 3.2. Расчет завершается определением уменьшения потребления теплоты калорифером в холодный период года после внедрения утилизатора по методике подразд. 3.3.



ПРИМЕРЫ ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПЛАСТИНЧАТО-РЕБРИСТОГО УТИЛИЗАТОРА

4.1. Исходные данные и расчет вспомогательных конструктивных и режимных параметров

Исходные данные для теплогидравлического расчета пластинчато-ребристого утилизатора с прямоугольными каналами и сплошными ребрами системы приточно-вытяжной вентиляции даны в табл. 4.1, которые берутся из прил. В.

Таблица 4.1

Исходные данные для расчета пластинчато-ребристого утилизатора¹
с прямоугольными каналами и сплошными ребрами

Параметр, размерность	Обозначение	Величина
Температура вытяжного воздуха на входе, °С	$t'_в$	27,0
Температура приточного воздуха на входе, °С	$t'_н$	–9,0
Относительная влажность наружного воздуха, %	φ_n	80
Средняя набегающая скорость воздуха, м/с	$w_{но}$	7,5
Число человек в помещении, чел.	$n_{ч}$	145
Удельное тепловыделение одним человеком, Вт/чел.	$q_{1ч}$	95
Удельный расход воздуха на одного человека, м ³ /(ч·чел.)	$\dot{V}_{1ч}$	20
Коэффициент расхода вытяжного воздуха	C_v	0,8
КПД вентилятора	η	0,65
Расстояние между пластинами, мм	h	16
Толщина ребер, мм	δ_p	0,8
Шаг ребер, мм	t_p	4,0
Начальная длина матрицы аппарата со сплошными ребрами по ходу воздуха (длина рассечения), мм	l	100
Относительная точность сходимости	ε	0,025

¹ В случае трапециевидных ребер дополнительно задается половина длины верхнего основания t' .

Параметр, размерность	Обозначение	Величина
Толщина разделительных пластин, мм	Δ	0,4
Толщина проставки, мм	Δ'	4,0
Теплопроводность материала аппарата, Вт/(м·°С)	$\lambda_m (\lambda_p)$	30,8

Расчет теплообменника осуществляется в соответствии с методикой разд. 3 для противотока и перекрестного тока теплоносителей: холодного приточного и теплого вытяжного воздуха.

Вначале проводится расчет общих параметров, которые не зависят от схемы течения потоков воздуха. С учетом заданной конструкции поверхности теплообмена определяем вспомогательные конструктивные параметры, предварительно рассчитав высоту ребра. Для прямоугольных каналов высота ребра $h_p = h / 2 = 16 / 2 = 8$ мм = $8 \cdot 10^{-3}$ м.

Гидравлический эквивалентный диаметр (зависимость (2.4а))

$$d_r = \frac{4h_p t_p}{2h_p + t_p} = \frac{4 \cdot 8 \cdot 4}{2 \cdot 8 + 4} = 6,4 \text{ мм} = 6,4 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Коэффициент сужения (зависимость (2.5а))

$$c_f = \frac{(2h_p - \delta_p)(t_p - \delta_p)}{2h_p t_p} = \frac{(2 \cdot 8 - 0,8)(4 - 0,8)}{2 \cdot 8 \cdot 4} = 0,76.$$

Коэффициент оребрения (зависимость (2.6а))

$$\varphi = \frac{2h_p + (t_p - \delta_p)}{t_p} = \frac{2 \cdot 8 + (4 - 0,8)}{4} = 4,8.$$

Отношение поверхности ребер ко всей оребренной поверхности (зависимость (2.7а))

$$\psi = \frac{2h_p}{2h_p + (t_p - \delta_p)} = \frac{2 \cdot 8}{2 \cdot 8 + (4 - 0,8)} = 0,83.$$

Используя интерполяцию, находим физические свойства приточного воздуха при температуре $t'_h = -9^\circ\text{С}$ и вытяжного воздуха при температуре $t'_b = 27^\circ\text{С}$ (табл. Б1 прил. Б), которые даны в табл. 4.2.

Теплообменная матрица выполнена из стали 1Х13 с теплопроводностью $\lambda_m (\lambda_p)$ 30,8 Вт/(м·°С) (табл. Б2 прил. Б).

Таблица 4.2

Физические свойства воздуха

Физические свойства	Приточный воздух $t'_н = -9^\circ\text{C}$	Вытяжной воздух $t'_в = 27^\circ\text{C}$
Плотность ρ , кг / м ³	1,34	1,177
Теплоемкость c_p , Дж/(кг·°C)	1009	1005
Теплопроводность λ , Вт/(м·°C)	0,0236	0,0263
Кинематическая вязкость ν , м ² /с	$1,257 \cdot 10^{-5}$	$1,57 \cdot 10^{-5}$
Число Прандтля Pr	0,712	0,702

Тепловой поток утилизационного теплообменника (зависимость (1.2))

$$Q = n_{\text{ч}} q_{1\text{ч}} = 145 \cdot 95 = 13\,775 \text{ Вт.}$$

Объемный расход наружного приточного воздуха (зависимость (1.3))

$$\dot{V}_н = n_{\text{ч}} \dot{V}_{1\text{ч}} = \frac{145 \cdot 20}{3600} = 0,806 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Объемный расход вытяжного воздуха

$$\dot{V}_в = C_v \dot{V}_н = 0,8 \cdot 0,806 = 0,644 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (4.1)$$

Массовый расход наружного приточного воздуха

$$G_н = \rho_н \dot{V}_н = 1,34 \cdot 0,806 = 1,079 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (4.2)$$

Массовый расход вытяжного воздуха

$$G_в = \rho_в \dot{V}_в = 1,177 \cdot 0,644 = 0,759 \text{ м}^3/\text{с.} \quad (4.3)$$

4.2. Пример расчета утилизатора при противоточной схеме течения теплоносителей

С учетом заданных исходных и предварительно рассчитанных вспомогательных параметров проводим дальнейший расчет утилизатора. Приведенные округленные результаты вычислений получены путем расчета на компьютере по разработанной программе на языке Фортрана.

4.2.1. Расчет температурного напора

Температуры вытяжного внутреннего $t''_в$ и приточного наружного $t''_н$ воздуха на выходе из утилизатора (зависимости (3.5) и (3.6)) составляют

$$t''_B = t'_B - \frac{Q}{G_B c_{pB}} = 27 - \frac{13\,775}{0,759 \cdot 1005} = 8,93^\circ\text{C};$$

$$t''_H = t'_H + \frac{Q}{G_H c_{pH}} = -9 + \frac{13\,775}{1,079 \cdot 1009} = 3,65^\circ\text{C}.$$

Температурные напоры на входе и выходе потоков воздуха теплообменника с учетом принятой противоточной схемы течения представлены на рис. 3.1, б. Тогда температурный напор со стороны входа приточного воздуха²

$$\Delta t_M = t''_B - t'_H = 8,93 + 9,0 = 17,93^\circ\text{C}. \quad (4.4)$$

Температурный напор со стороны выхода приточного воздуха

$$\Delta t_6 = t'_B - t''_H = 27,0 - 3,65 = 23,35^\circ\text{C}. \quad (4.5)$$

По зависимости (3.7) определяем среднелогарифмический температурный напор:

$$\bar{\Delta t} = \frac{23,35 - 17,93}{\ln(23,35/17,93)} = \frac{5,42}{0,264} = 20,52^\circ\text{C}.$$

4.2.2. Расчет поверхности теплообмена и габарита аппарата

Требуемая площадь фронтального сечения, необходимая для потоков приточного F_H и вытяжного F_B воздуха, при заданной средней набегающей скорости для приточного и вытяжного воздуха $w_{HO} = 7,5$ м/с (зависимости (3.28) и (3.29)):

$$F_H = \frac{\dot{V}_H}{w_{HO}} = \frac{0,806}{7,5} = 0,1075 \text{ м}^2;$$

$$F_B = \frac{\dot{V}_B}{w_{HO}} = \frac{0,644}{7,5} = 0,0859 \text{ м}^2.$$

Общая высота и ширина каналов теплообменника вычисляется по зависимости (3.30) без учета разделительных пластин и проставок (см. рис. 2.1, а):

² Если для заданных исходных данных получаем $t''_B < t''_H$, то расчет проводится для противоточной схемы. При прямотоке следует см. рис. 3.1, а.

$$A' = H' = \sqrt{F_{\text{н}} + F_{\text{в}}} = \sqrt{0,1075 + 0,0859} = 0,4398 \text{ м.}$$

Число каналов для прохода приточного и вытяжного воздуха определяется по зависимости (3.31) (округляется до целого значения):

$$n_{\text{к}} = \frac{H'}{2h} = \frac{0,4398}{2 \cdot 16 \cdot 10^{-3}} = 14.$$

Действительные площади фронтального сечения для прохода приточного и вытяжного воздуха (зависимость (3.32))

$$F_{\phi} = n_{\text{к}} h A' = 14 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4398 = 0,09852 \text{ м}^2.$$

Уточненные набегающие скорости потоков приточного и вытяжного воздуха (зависимости (3.33) и (3.34))

$$w_{\text{н,н}} = \frac{\dot{V}_{\text{н}}}{F_{\phi}} = \frac{0,806}{0,09852} = 8,18 \text{ м/с};$$

$$w_{\text{н,в}} = \frac{\dot{V}_{\text{в}}}{F_{\phi}} = \frac{0,644}{0,09852} = 6,54 \text{ м/с}.$$

Истинные высота и ширина теплообменника определяются по зависимостям (3.35) и (3.36) с учетом толщины разделительных пластин и проставок:

$$H = H' + 2n_{\text{к}} \Delta = 0,4398 + 2 \cdot 14 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 0,451 \text{ м};$$

$$A = A' + 2\Delta' = 0,4398 + 2 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 0,448 \text{ м}.$$

Числа Re для потоков приточного и вытяжного воздуха

$$\text{Re}_{\text{н}} = \frac{w_{\text{н,н}} d_{\Gamma}}{c_f \nu_{\text{н}}} = \frac{8,18 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3}}{0,76 \cdot 1,257 \cdot 10^{-5}} = 5480; \quad (4.6)$$

$$\text{Re}_{\text{в}} = \frac{w_{\text{н,в}} d_{\Gamma}}{c_f \nu_{\text{в}}} = \frac{6,54 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3}}{0,76 \cdot 1,57 \cdot 10^{-5}} = 3508. \quad (4.7)$$

Для расчета чисел Нуссельта по зависимости (3.13) принимаем: для сплошных ребер в соответствии с исходными данными в первом приближении длина теплообменника³ по ходу течения потоков воздуха $L_{i=1} = 0,1 \text{ м}$. Тогда числа Нуссельта равны

³ Для рассеченных ребер $L_i = l = \text{const}$, где l – длина рассечения в формуле для чисел Nu величина постоянная.

$$\begin{aligned}
Nu_{i=1,H} &= 0,1417 Re_H^{0,653} \left(\frac{d_r}{L_{i=1}} \right)^{0,247} = \\
&= 0,1417 \cdot 5480^{0,653} \left(\frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{0,1} \right)^{0,247} = 19,86; \\
Nu_{i=1,B} &= 0,1417 Re_B^{0,653} \left(\frac{d_r}{L_{i=1}} \right)^{0,247} = \\
&= 0,1417 \cdot 3508^{0,653} \left(\frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{0,1} \right)^{0,247} = 14,84.
\end{aligned}$$

Конвективные коэффициенты теплоотдачи соответственно равны (зависимость (3.14))

$$\begin{aligned}
\alpha_{H,i=1} &= \frac{\lambda_H}{d_r} Nu_{H,i=1} = \frac{0,0236}{6,4 \cdot 10^{-3}} 19,86 = 73,32 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}; \\
\alpha_{B,i=1} &= \frac{\lambda_B}{d_r} Nu_{B,i=1} = \frac{0,0263}{6,4 \cdot 10^{-3}} 14,84 = 61,00 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.
\end{aligned}$$

Вспомогательные параметры для расчета тепловой эффективности ребер (зависимость (3.15))

$$\begin{aligned}
\beta_{H,i=1} &= \sqrt{\frac{2\alpha_{H,i=1}}{\lambda_p \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 73,32}{30,8 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}} = 77,1; \\
\beta_{B,i=1} &= \sqrt{\frac{2\alpha_{B,i=1}}{\lambda_p \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 61,00}{30,8 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}} = 70,4.
\end{aligned}$$

Тепловая эффективность ребер (см. зависимость (3.16))

$$\begin{aligned}
E_{H,i=1} &= \frac{\text{th}(h_p \beta_{H,i=1})}{h_p \beta_{H,i=1}} = \frac{\text{th}(8 \cdot 10^{-3} \cdot 77,1)}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 77,1} = 0,890; \\
E_{B,i=1} &= \frac{\text{th}(h_p \beta_{B,i=1})}{h_p \beta_{B,i=1}} = \frac{\text{th}(8 \cdot 10^{-3} \cdot 70,4)}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 70,4} = 0,906.
\end{aligned}$$

Приведенные коэффициенты теплоотдачи, отнесенные к гладкой поверхности, несущей ребра (см. зависимость (3.17)) будут

$$\begin{aligned}
\alpha_{пр,H,i=1} &= \alpha_{H,i=1} [1 - \psi(1 - E_{H,i=1})] \varphi = \\
&= 73,22 \cdot [1 - 0,833 \cdot (1 - 0,890)] \cdot 4,8 = 319,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\alpha_{\text{пр,в},i=1} &= \alpha_{\text{в},i=1} [1 - \psi(1 - E_{\text{в},i=1})] \varphi = \\ &= 61,0 [1 - 0,833 \cdot (1 - 0,906)] \cdot 4,8 = 269,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).\end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи аппарата (см. зависимость (3.4))

$$\begin{aligned}k_{i=1} &= \left(\frac{1}{\alpha_{\text{пр,в},i=1}} + \frac{\Delta}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр,н},i=1}} \right)^{-1} = \\ &= \left(\frac{1}{269,9} + \frac{0,4 \cdot 10^{-3}}{30,8} + \frac{1}{319,2} \right)^{-1} = 146,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).\end{aligned}$$

Площадь поверхности теплообмена (см. зависимость (3.37))

$$F_{i=1} = \frac{Q}{k_{i=1} \Delta t} = \frac{13\,775}{146,0 \cdot 20,52} = 4,60 \text{ м}^2.$$

Следующее приближение глубины аппарата (протяженности прямоугольных каналов)

$$L_{i=2} = \frac{F_{i=1}}{2n_{\text{к}} A'} = \frac{4,60}{2 \cdot 14 \cdot 0,4398} = 0,374 \text{ м}.$$

Сравниваем предыдущее и текущее значения глубин аппарата:

$$\varepsilon_L = \frac{|L_{i=1} - L_{i=2}|}{L_{i=2}} = \frac{|0,1 - 0,374|}{0,374} = 0,73. \quad (4.8)$$

Требуемая точность $\varepsilon_L \leq 0,025$ в определении глубины аппарата не достигнута. Поэтому расчет, начиная с вычисления чисел Nu (см. с. 44), с уточненной глубиной аппарата $L_{i=2}$ повторяется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность. На шаге итерации $i = 2$ получены следующие результаты:

Приточный воздух:	$i = 2$	Вытяжной воздух:
$\text{Nu}_{i=2,\text{н}} = 14,34.$		$\text{Nu}_{i=2,\text{в}} = 10,72.$
$\alpha_{\text{н},i=2} = 53,88 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		$\alpha_{\text{в},i=2} = 44,05 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$
$\beta_{\text{н},i=2} = 65,81.$		$\beta_{\text{в},i=2} = 59,80.$
$E_{\text{н},i=2} = 0,92.$		$E_{\text{в},i=2} = 0,93.$
$\alpha_{\text{пр,н},i=2} = 236,36 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		$\alpha_{\text{пр,в},i=2} = 199,13 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$
$k_{i=2} = 107,93 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		
$F_{i=2} = 6,22 \text{ м}^2.$		
$L_{i=3} = 0,505 \text{ м}.$		

Сравниваем предыдущее и текущее значения глубин аппарата:

$$\varepsilon_L = \frac{|L_{i=2} - L_{i=3}|}{L_{i=3}} = \frac{|0,374 - 0,505|}{0,505} = 0,26.$$

Требуемая точность $\varepsilon_L \leq 0,025$ в определении глубины аппарата не достигнута. Расчет, начиная с вычисления чисел Nu (см. с. 44), с уточненной глубиной аппарата $L_{i=3}$ повторяется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность. На шаге итерации $i = 3$ получены следующие результаты:

Приточный воздух:	$i = 3$	Вытяжной воздух:
$Nu_{i=3,н} = 13,31.$		$Nu_{i=3,в} = 9,95.$
$\alpha_{н,i=3} = 49,08 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		$\alpha_{в,i=3} = 40,89 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$
$\beta_{н,i=3} = 63,11.$		$\beta_{в,i=3} = 57,61.$
$E_{н,i=3} = 0,92.$		$E_{в,i=3} = 0,93.$
$\alpha_{пр,н,i=3} = 220,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		$\alpha_{пр,в,i=3} = 185,58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$
$k_{i=3} = 100,62 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		
$F_{i=3} = 6,67 \text{ м}^2.$		
$L_{i=4} = 0,542 \text{ м}.$		

Сравниваем предыдущее и текущее значения глубин аппарата:

$$\varepsilon_L = \frac{|L_{i=3} - L_{i=4}|}{L_{i=4}} = \frac{|0,505 - 0,542|}{0,542} = 0,07.$$

Требуемая точность $\varepsilon_L \leq 0,025$ в определении глубины аппарата не достигнута. Расчет, начиная с вычисления чисел Nu (см. с. 44), с уточненной глубиной аппарата $L_{i=4}$ повторяется, до тех пор пока не будет достигнута заданная точность. На шаге итерации $i = 4$ получены следующие результаты:

Приточный воздух:	$i = 4$	Вытяжной воздух:
$Nu_{i=4,н} = 13,08.$		$Nu_{i=4,в} = 9,78.$
$\alpha_{н,i=4} = 48,23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		$\alpha_{в,i=4} = 40,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$
$\beta_{н,i=4} = 62,57.$		$\beta_{в,i=4} = 57,11.$
$E_{н,i=4} = 0,92.$		$E_{в,i=2} = 0,94.$

$$\alpha_{\text{пр,н},i=4} = 216,87 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}). \quad \left| \quad \alpha_{\text{пр,в},i=4} = 182,56 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}). \right.$$

$$k_{i=4} = 98,99 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

$$F_{i=4} = 6,78 \text{ м}^2.$$

$$L_{i=5} = 0,551 \text{ м}.$$

Сравниваем предыдущее и текущее значения глубин аппарата:

$$\varepsilon_L = \frac{|L_{i=4} - L_{i=5}|}{L_{i=5}} = \frac{|0,542 - 0,551|}{0,551} = 0,016.$$

Требуемая точность $\varepsilon_L \leq 0,025$ в определении глубины аппарата достигнута. Таким образом, проведен тепловой расчет теплообменника-утилизатора, который характеризуется следующими основными параметрами:

- тепловой поток $Q = 13,775 \text{ кВт}$;
- коэффициент теплопередачи $k = 98,99 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$;
- поверхность теплообмена $F = 6,78 \text{ м}^2$;
- ширина теплообменной матрицы $A = 0,448 \text{ м}$;
- высота $H = 0,451 \text{ м}$;
- глубина вдоль по потоку $L = 0,551 \text{ м}$.

Объем теплообменной матрицы (см. зависимость (3.39))

$$V = AHL = 0,448 \cdot 0,451 \cdot 0,551 = 0,111 \text{ м}^3.$$

Чтобы утилизатор был работоспособным, теплообменная матрица дополнительно оснащается раздающими и сборными коллекторами и соответствующими патрубками. Схема горизонтального поперечного сечения утилизатора в сборе с полученными пропорциями теплообменной матрицы $L / A = 1,23$ показана на рис. 4.1. Потоки приточного и вытяжного воздуха поступают через входные патрубки в раздающие коллекторы, затем проходят через поверхность теплообмена и направляются в сборные коллекторы и через патрубки выходят наружу.

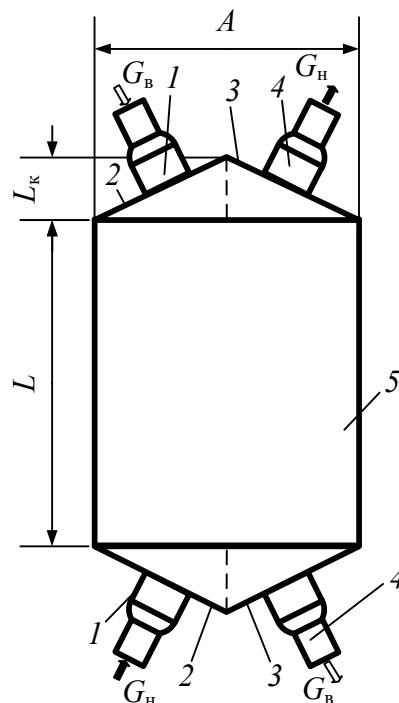


Рис. 4.1. Схема противоточного утилизатора с пластинчато-ребристой поверхностью нагрева ($L / A = 1,23$):
 1 – входные патрубки;
 2 – раздающие коллекторы;
 3 – сборные коллекторы;
 4 – выходные патрубки;
 5 – теплообменная матрица

4.2.3. Расчет температурного режима работы

Для выяснения возможного выпадения конденсата со стороны холодного приточного воздуха рассчитаем среднюю температуру стенки. Вначале найдем среднее значение температуры приточного воздуха (см. зависимость (3.18)):

$$\bar{t}_h = \frac{t'_h + t''_h}{2} = \frac{-9 + 3,65}{2} = -2,68^\circ\text{C}.$$

С помощью hd -диаграммы влажного воздуха определим температуру точки росы. Для заданной относительной влажности наружного воздуха $\varphi_h = 80\%$ и при рассчитанной температуре $\bar{t}_h = -2,68^\circ\text{C}$ температура точки росы $\approx -5^\circ\text{C}$.

Температура стенки (см. зависимость (3.19))

$$\bar{t}_{\text{ст}} = \frac{Q}{\alpha_{h,\text{пр}} F} + \bar{t}_h = \frac{13\,775}{216,87 \cdot 6,78} - 2,68 = 6,69^\circ\text{C}.$$

Так как средняя температура стенки ($6,69^\circ\text{C}$) выше температуры точки росы (-5°C), то выпадение влаги на поверхности теплообмена и ее замерзание исключается.

4.2.4. Гидравлический расчет аппарата

После завершения теплового расчета теплообменника выполняется его гидравлический расчет. Коэффициент сопротивления трения в каналах со стороны приточного и вытяжного воздуха⁴ (см. зависимость (3.20))

$$\xi_h = 5,187 \text{Re}_h^{-0,43} \left(\frac{d_r}{L} \right)^{0,33} = 5,187 \cdot 5480^{-0,43} \left(\frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{0,551} \right)^{0,33} = 0,0294;$$

$$\xi_b = 5,187 \text{Re}_b^{-0,43} \left(\frac{d_r}{L} \right)^{0,33} = 5,187 \cdot 3508^{-0,43} \left(\frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{0,551} \right)^{0,33} = 0,0356.$$

Потеря давления при прокачке вытяжного и приточного воздуха (см. зависимость (3.21))

$$\Delta p_h = \xi_h \frac{L}{d_r} \frac{\rho}{2} \left(\frac{w_h}{c_f} \right)^2 = 0,0294 \frac{0,551 \cdot 1,34}{6,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2} \left(\frac{8,18}{0,76} \right)^2 = 196,5 \text{ Па};$$

⁴ В зависимости (3.20) для рассеченных ребер $L = l$, где l – длина рассечения. В зависимости (3.21) для расчета Δp берется полная длина обтекания L .

$$\Delta p_B = \xi_B \frac{L}{d_T} \frac{\rho}{2} \left(\frac{w_B}{c_f} \right)^2 = 0,0356 \frac{0,551 \cdot 1,177}{6,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2} \left(\frac{6,54}{0,76} \right)^2 = 137,8 \text{ Па.}$$

Требуемая мощность на прокачку приточного и вытяжного воздуха (см. зависимость (3.22))

$$N_H = \frac{\Delta p_H G_H}{\rho_H \eta} = \frac{196,5 \cdot 1,079}{1,34 \cdot 0,65} = 243,5 \text{ Вт;}$$

$$N_B = \frac{\Delta p_B G_B}{\rho_B \eta} = \frac{137,8 \cdot 0,759}{1,177 \cdot 0,65} = 132,7 \text{ Вт.}$$

4.2.5. Расчет тепловой эффективности аппарата

Рассмотрим эффект, полученный от внедрения утилизатора. В случае его отсутствия приточный воздух необходимо подогревать в калорифере до стандартной температуры 18°C. Тогда требуемый тепловой поток калорифера должен составлять (см. зависимость (3.23))

$$Q_{тр} = c_{pH} G_H (18 - t'_H) = 1009 \cdot 1,079 \cdot (18 + 9) = 29400 \text{ Вт.}$$

В теплообменнике-утилизаторе приточный воздух нагревается до 3,65°C, что потребует установки калорифера с меньшей тепловой нагрузкой (см. зависимость (3.24)):

$$\Delta Q = Q_{тр} - Q = 29,400 - 13,775 = 15,625 \text{ кВт.}$$

Таким образом, уменьшение потребления энергии при эксплуатации утилизатора составит (см. зависимость (3.25))

$$\varepsilon_Q = \frac{Q}{Q_{тр}} 100\% = \frac{13,775}{29,4} = 46,8\%.$$

4.3. Пример расчета утилизатора при перекрестно-точной схеме течения теплоносителей

С учетом заданных исходных и рассчитанных вспомогательных конструктивных и режимных параметров, а также данных подразд. 4.1 проводим дальнейший расчет утилизатора со схемой

течения теплоносителей однократного перекрестного тока (см. рис. 2.1, б).

4.3.1. Расчет температурного напора

Для рассматриваемой схемы течения температуры вытяжного и приточного воздуха на выходе и максимальный температурный напор имеют такое же значение, как и в аппарате с противоточной схемой течения теплоносителей (см. п. 4.2.1).

Температуры вытяжного внутреннего $t''_в$ и приточного наружного $t''_н$ воздуха на выходе из утилизатора соответственно равны 8,93 и 3,65°C, а максимально достижимый температурный напор $\bar{\Delta}t = 20,52^\circ\text{C}$.

Для определения истинного значения температурного напора при перекрестном токе рассчитаем вспомогательные параметры (зависимости (3.8) и (3.9)):

$$P = \frac{t''_н - t'_н}{t'_в - t'_н} = \frac{3,65 + 9,0}{27,0 + 9,0} = 0,35;$$

$$R = \frac{t'_в - t''_в}{t''_н - t'_н} = \frac{27,0 - 9,02}{3,65 + 9,0} = 1,42.$$

С учетом вспомогательных параметров P и R с помощью диаграммы на рис. 3.2 находим значение поправки к температурному напору $\varepsilon_{\Delta t}$, которая равна 0,93. Тогда истинный температурный напор для проектируемого утилизатора (зависимость (3.10))

$$\bar{\Delta}t' = \varepsilon_{\Delta t} \Delta t = 0,93 \cdot 20,52 = 19,09^\circ\text{C}.$$

4.3.2. Расчет поверхности теплообмена аппарата

Расчет утилизатора с перекрестным током теплоносителей начинается с предварительного приближенного определения его параметров: площади фронтального сечения, размеров теплообменной матрицы и скорости вытяжного воздуха, что соответствует шагу $i = 0$ с использованием при расчете метода итераций.

С учетом принятого равенства фронтальных сечений для прохода холодного приточного и теплого внутреннего воздуха (см. зависимость 3.42) требуемая площадь фронтального сечения F_ϕ , необходимая при заданной средней набегающей скорости, для приточного воздуха $w_{н,н=0} = w_{но} = 7,5 \text{ м/с}$.

$$F_{\Phi,i=0} = \frac{\dot{V}_{\text{н}}}{w_{\text{но}}} = \frac{0,806}{7,5} = 0,1074 \text{ м}^2.$$

Для данного сечения $F_{\Phi,i=0}$ набегающая скорость теплого вытяжного воздуха

$$w_{\text{н,в}} = \frac{\dot{V}_{\text{в}}}{F_{\Phi,i=0}} = \frac{0,644}{0,1074} = 6,00 \text{ м/с}.$$

Линейные размеры матрицы теплообменника без учета разделительных пластин и проставок (зависимость (3.44))

$$A'_{i=0} = L'_{i=0} = H'_{i=0} = \sqrt{2F_{\Phi,i=0}} = \sqrt{2 \cdot 0,1074} = 0,4635 \text{ м}.$$

Линейные размеры матрицы теплообменника в направлении потоков воздуха с учетом проставок (см. рис. 2.1, б)

$$A_{i=0} = L_{i=0} = A'_{i=0} + 2\Delta' = 0,4635 + 2 \cdot 0,004 = 0,4715 \text{ м}. \quad (4.9)$$

Общее число разделительных пластин (округляется до целого значения)

$$n_{i=0} = \frac{H'_{i=0}}{h} + 1 = \frac{0,4635}{16 \cdot 10^{-3}} + 1 = 30.$$

Число разделительных пластин, соответствующих гладкой поверхности теплообмена,

$$n_{h,i=0} = n_{i=0} - 2 = 30 - 2 = 28.$$

Затем переходим к расчету конвективных коэффициентов теплоотдачи со стороны приточного и вытяжного воздуха, предварительно рассчитав числа Re для потоков приточного и вытяжного воздуха (зависимости (4.6) и (4.7)):

$$\text{Re}_{i+1,\text{н}} = \frac{w_{\text{н,н}} d_{\Gamma}}{c_f \nu_{\text{н}}} = \frac{7,5 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3}}{0,76 \cdot 1,257 \cdot 10^{-5}} = 5024;$$

$$\text{Re}_{i+1,\text{в}} = \frac{w_{\text{н,в}} d_{\Gamma}}{c_f \nu_{\text{в}}} = \frac{6,0 \cdot 6,4 \cdot 10^{-3}}{0,76 \cdot 1,57 \cdot 10^{-5}} = 3218.$$

Числа Нуссельта⁵ рассчитываем по зависимости (3.13):

$$\text{Nu}_{i+1,\text{н}} = 0,1417 \text{Re}_{i+1,\text{н}}^{0,653} \left(\frac{d_{\Gamma}}{L_i} \right)^{0,247} = 0,1417 \cdot 5024^{0,653} \left(\frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{0,4715} \right)^{0,247} = 12,79;$$

⁵ Для рассеченных ребер $L_i = l = \text{const}$, где l – длина рассечения, т. е. в формулах для расчета чисел Nu величина постоянная.

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{i+1,B} &= 0,1417 \text{Re}_{i+1,B}^{0,653} \left(\frac{d_r}{L_i} \right)^{0,247} = \\ &= 0,1417 \cdot 3218^{0,653} \left(\frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{0,4715} \right)^{0,247} = 9,56. \end{aligned}$$

Конвективные коэффициенты теплоотдачи соответственно равны (зависимость (3.14))

$$\begin{aligned} \alpha_{H,i+1} &= \frac{\lambda_H}{d_r} \text{Nu}_{H,i+1} = \frac{0,0236}{6,4 \cdot 10^{-3}} 12,79 = 47,17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}); \\ \alpha_{B,i+1} &= \frac{\lambda_H}{d_r} \text{Nu}_{B,i+1} = \frac{0,0263}{6,4 \cdot 10^{-3}} 9,56 = 39,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}). \end{aligned}$$

Вспомогательные параметры для расчета тепловой эффективности ребер (зависимость (3.15))

$$\begin{aligned} \beta_{H,i+1} &= \sqrt{\frac{2\alpha_{H,i+1}}{\lambda_p \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 47,17}{30,8 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}} = 61,9; \\ \beta_{B,i+1} &= \sqrt{\frac{2\alpha_{B,i+1}}{\lambda_p \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 39,3}{30,8 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}}} = 56,5. \end{aligned}$$

Тепловая эффективность ребер, исходя из зависимости (3.16) составит

$$\begin{aligned} E_{H,i+1} &= \frac{\text{th}(h_p \beta_{H,i+1})}{h_p \beta_{H,i+1}} = \frac{\text{th}(8 \cdot 10^{-3} \cdot 61,9)}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 61,9} = 0,93; \\ E_{B,i+1} &= \frac{\text{th}(h_p \beta_{B,i+1})}{h_p \beta_{B,i+1}} = \frac{\text{th}(8 \cdot 10^{-3} \cdot 56,5)}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 56,5} = 0,94. \end{aligned}$$

Приведенные коэффициенты теплоотдачи (зависимость 3.17), отнесенные к гладкой поверхности, несущей ребра, будут

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{пр},H,i+1} &= \alpha_{H,i+1} [1 - \psi(1 - E_{H,i+1})] \varphi = \\ &= 47,17 [1 - 0,833(1 - 0,93)] \cdot 4,8 = 212,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}); \\ \alpha_{\text{пр},B,i+1} &= \alpha_{B,i+1} [1 - \psi(1 - E_{B,i+1})] \varphi = \\ &= 39,3 \cdot [1 - 0,833(1 - 0,94)] \cdot 4,8 = 178,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}). \end{aligned}$$

Коэффициент теплопередачи аппарата (зависимость (3.4))

$$k_{i+1} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{пр,в},i+1}} + \frac{\Delta}{\lambda_{\text{м}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{пр,н},i+1}} \right)^{-1} =$$

$$= \left(\frac{1}{212,4} + \frac{0,4 \cdot 10^{-3}}{30,8} + \frac{1}{178,8} \right)^{-1} = 96,94 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Площадь поверхности теплообмена находим из уравнения теплопередачи (3.1):

$$F_{i+1} = \frac{Q}{k_{i+1} \Delta t} = \frac{13\,775}{96,94 \cdot 19,09} = 7,45 \text{ м}^2.$$

Следующее приближение размера теплообменной матрицы будем находить из полученного значения площади поверхности теплообмена исходя из того, что $L = L' + 2\Delta'$.

Тогда

$$F_{i+1} = L_{i+1} L'_{i+1} n_{h,i} = \left[(L'_{i+1})^2 + 2\Delta'(L'_{i+1}) \right] n_{h,i}. \quad (4.10)$$

Соотношение (4.10) преобразуется в квадратное уравнение следующего вида:

$$n_{h,i} (L'_{i+1})^2 + 2\Delta' n_{h,i} (L'_{i+1}) - F_{i+1} = 0. \quad (4.11)$$

Решение уравнения (4.11) соответствует следующему приближению размера L' теплообменной матрицы со стороны входа потоков воздуха, который равен

$$L'_{i+1} = \frac{-2\Delta' n_{h,i} + \sqrt{(2\Delta' n_{h,i})^2 + 4F_{i+1} n_{h,i}}}{2n_{h,i}} =$$

$$= \frac{-2 \cdot 0,04 \cdot 28 + \sqrt{(-2 \cdot 0,04 \cdot 28)^2 + 4 \cdot 7,45 \cdot 28}}{2 \cdot 28} = 0,512 \text{ м}. \quad (4.12)$$

Размер теплообменной матрицы в направлении потоков воздуха

$$L_{i+1} = A_{i+1} = L'_{i+1} + 2\Delta' = 0,512 + 2 \cdot 0,008 = 0,52 \text{ м}.$$

Сравниваем данное значение размера с предыдущим:

$$\varepsilon_L = \frac{|L_i - L_{i+1}|}{L_{i+1}} = \frac{|0,4715 - 0,52|}{0,52} = 0,093.$$

Требуемая точность $\varepsilon_L \leq 0,025$ в определении глубины аппарата не достигнута. Поэтому итеративным методом последовательных приближений повторяем расчет, пока не будет получена необходимая точность в определении размера теплообменной матрицы.

Уточняем общее число разделительных пластин и число теплообменных пластин с учетом, что $H'_{i=2} = L'_{i=2} = 0,512$ м:

$$n_{i+1} = \frac{H'_{i+1}}{h} + 1 = \frac{0,512}{16 \cdot 10^{-3}} + 1 = 33;$$

$$n_{h,i+1} = n_{i+1} - 2 = 33 - 2 = 31.$$

Новое значение площади фронтального сечения для прохода воздуха

$$F_{\phi,i+1} = \frac{L'_{i+1} H'_{i+1}}{2} = \frac{0,512 \cdot 0,512}{2} = 0,131 \text{ м}^2. \quad (4.13)$$

Уточняем значения набегающих скоростей приточного и вытяжного воздуха:

$$w_{\text{н,н}} = \frac{\dot{V}_{\text{н}}}{F_{\phi,i+1}} = \frac{0,806}{0,131} = 6,15 \text{ м/с};$$

$$w_{\text{н,в}} = \frac{\dot{V}_{\text{в}}}{F_{\phi,i+1}} = \frac{0,644}{0,131} = 4,92 \text{ м/с}. \quad (4.14)$$

Далее расчет, начиная с чисел Re (с. 51), повторяется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность ε_L в определении размеров матрицы в направлении потоков воздуха. На шаге итерации $i = 2$ получены следующие результаты:

Приточный воздух:	$i = 2$	Вытяжной воздух:
$\text{Re}_{i=2,\text{н}} = 4123.$		$\text{Re}_{i=2,\text{в}} = 2641.$
$\text{Nu}_{i=2,\text{н}} = 10,98.$		$\text{Nu}_{i=2,\text{в}} = 8,2.$
$\alpha_{\text{н},i=2} = 40,47 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		$\alpha_{\text{в},i=2} = 33,71 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$
$\beta_{\text{н},i=2} = 57,32.$		$\beta_{\text{в},i=2} = 52,31.$
$E_{\text{н},i=2} = 0,94.$		$E_{\text{в},i=2} = 0,95.$
$\alpha_{\text{пр,н},i=2} = 183,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$		$\alpha_{\text{пр,в},i=2} = 154,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$
	$n_{h,i=2} = 32.$	
	$F_{\phi,i=2} = 0,137 \text{ м}^2.$	
$w_{\text{н,в}} = 4,71 \text{ м/с.}$		$w_{\text{н,н}} = 5,89 \text{ м/с.}$

$$k_{i=2} = 83,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

$$F_{i=2} = 8,61 \text{ м}^2.$$

$$n_{h,i=2} = 32.$$

$$L_{i=2} = 0,531 \text{ м.}$$

$$H_{i=2} = 0,537 \text{ м.}$$

Сравниваем предыдущее и текущее значения глубин аппарата:

$$\varepsilon_L = \frac{|L_i - L_{i+1}|}{L_{i+1}} = \frac{|0,52 - 0,531|}{0,531} = 0,021.$$

Требуемая точность $\varepsilon_L \leq 0,025$ в определении размера аппарата достигнута.

Таким образом, проведен тепловой расчет теплообменника-утилизатора, который характеризуется следующими основными параметрами:

- тепловой поток $Q = 13,775 \text{ кВт}$;
- коэффициент теплопередачи $k = 83,84 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$;
- поверхность теплообмена $F = 8,61 \text{ м}^2$;
- ширина теплообменной матрицы $A = 0,531 \text{ м}$;
- высота $H = 0,537 \text{ м}$;
- глубина вдоль по потоку $L = 0,531 \text{ м}$.

Объем теплообменной матрицы

$$V = AHL = 0,531 \cdot 0,537 \cdot 0,531 = 0,151 \text{ м}^3.$$

Чтобы утилизатор был работоспособным, теплообменная матрица дополнительно оснащается раздающими и сборными коллекторами и соответствующими патрубками. Схема утилизатора в сборе показана на рис. 4.2 [11].

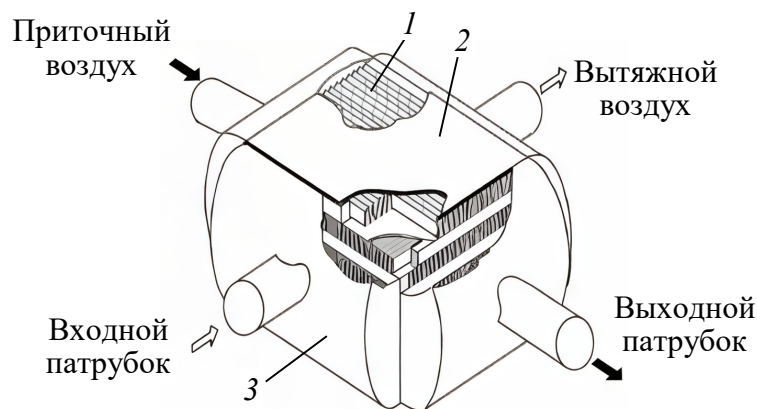


Рис. 4.2. Схема перекрестно-точного утилизатора с пластинчато-ребристой поверхностью нагрева:
1 – теплообменная матрица; 2 – корпус; 3 – коллектор

После определения габарита аппарата проводится расчет его температурного режима, как и для аппарата с противоточной схемой течения потоков воздуха (см. п. 4.2.3). В рассматриваемом примере расчета теплообменника с перекрестным током результаты будут идентичны. При средней температуре приточного воздуха ($-2,68^{\circ}\text{C}$) температура стенки равна $6,03^{\circ}\text{C}$, а температура точки росы (-5°C). В этих условиях эксплуатации поверхность теплообмена со стороны приточного воздуха остается сухой.

4.3.3. Гидравлический расчет аппарата

Вначале определяем коэффициенты сопротивления трения в каналах со стороны приточного и вытяжного воздуха⁶, как и в противоточном аппарате (см. п. 4.2.4):

$$\begin{aligned}\xi_{\text{H}} &= 5,187 \text{Re}_{\text{H}}^{-0,43} \left(\frac{d_{\text{r}}}{L} \right)^{0,33} = \\ &= 5,187 \cdot 4123^{-0,43} \left(\frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{0,531} \right)^{0,33} = 0,0337;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\xi_{\text{B}} &= 5,187 \text{Re}_{\text{B}}^{-0,43} \left(\frac{d_{\text{r}}}{L} \right)^{0,33} = \\ &= 5,187 \cdot 2641^{-0,43} \left(\frac{6,4 \cdot 10^{-3}}{0,531} \right)^{0,33} = 0,0408.\end{aligned}$$

Потеря давления на преодоление трения в каналах при прокачке приточного и вытяжного воздуха

$$\Delta p_{\text{H}} = \xi_{\text{H}} \frac{L}{d_{\text{r}}} \frac{\rho}{2} \left(\frac{w_{\text{H}}}{c_f} \right)^2 = 0,0337 \frac{0,531 \cdot 1,34}{6,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2} \left(\frac{5,89}{0,76} \right)^2 = 112,4 \text{ Па};$$

$$\Delta p_{\text{B}} = \xi_{\text{B}} \frac{L}{d_{\text{r}}} \frac{\rho}{2} \left(\frac{w_{\text{B}}}{c_f} \right)^2 = 0,0408 \frac{0,551 \cdot 1,177}{6,4 \cdot 10^{-3} \cdot 2} \left(\frac{4,71}{0,76} \right)^2 = 76,5 \text{ Па}.$$

⁶ В зависимостях для расчета коэффициентов сопротивления ξ для рассеченных ребер $L = l$, где l – длина рассечения. В зависимостях для расчета потери давления Δp берется полная длина обтекания L .

Мощность на прокачку приточного и вытяжного воздуха

$$N_{\text{н}} = \frac{\Delta p_{\text{н}} G_{\text{н}}}{\rho_{\text{н}} \eta} = \frac{112,4 \cdot 1,079}{1,34 \cdot 0,65} = 139 \text{ Вт};$$

$$N_{\text{в}} = \frac{\Delta p_{\text{в}} G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} \eta} = \frac{76,5 \cdot 0,759}{1,177 \cdot 0,65} = 76 \text{ Вт}.$$

Целесообразность внедрения теплообменника утилизатора с перекрестным током оценивается таким же образом, как и для аппарата с противотоком (см. п. 4.2.5). В связи с тем, что исходные режимные и конструктивные параметры совпадают, уменьшение потребления энергии при эксплуатации утилизатора составит ту же величину – 46,8%. Теплообменники отличаются габаритом. Объем прямоточного аппарата будет 0,111 м³, а теплообменника с перекрестным током – 0,151 м³. Такое отличие объясняется разными скоростями потока воздуха. В первом случае средняя скорость составляет 7,36 м/с, а во втором – 5,3 м/с.



ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

5.1. Структура пояснительной записки

Курсовая работа заканчивается составлением расчетно-пояснительной записки, которая оформляется в соответствии с Положением о курсовом проекте (курсовой работе) БГТУ [15]. Она включает в себя:

- титульный лист;
- задание на курсовой проект;
- реферат;
- оглавление;
- введение;
- основной раздел;
- заключение;
- список использованных источников;
- приложение (при необходимости).

Структурные элементы пояснительной записки располагаются в приведенной выше последовательности. Примерное содержание их рассматривается ниже.

Текст *реферата* должен отражать цель, объект разработки, область применения, основные результаты работы.

Оглавление включает введение, наименование всех разделов, подразделов, заключение, список использованных источников и наименование приложений с указанием номеров страниц, на которых начинаются эти элементы пояснительной записки.

Введение должно содержать характеристику решаемой задачи, ее цели и актуальность, связь выполняемого проекта с вопросами повышения энергоэффективности при использовании теплоты. Заканчивается данный раздел описанием основных признаков разрабатываемого устройства.

Основная часть пояснительной записки состоит из двух разделов. В конце каждого из них приводятся выводы с изложением основных полученных результатов.

Первый раздел включает подробное описание рассчитываемого утилизатора теплоты с привлечением схемы и рассмотрением его

особенностей с учетом заданной конструкции. Завершается раздел выводом об особенностях рассчитываемого устройства.

Второй раздел охватывает расчетное тепловое проектирование теплообменной матрицы утилизатора на основе исходных данных по заданию на курсовую работу, включающее определение требуемой площади поверхности теплообмена и занимаемый ею объем. Раздел начинается с краткого описания особенностей ребристой поверхности теплообмена утилизатора и схемы течения потоков приточного и вытяжного воздуха, проектируемой расчетным методом. Исходные данные, используемые для расчета, оформляются в виде таблицы по форме табл. 5.1. Они должны включать полный набор параметров для конкретного задания.

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчета теплообменника утилизатора

Параметр, размерность	Обозначение	Величина

Затем приводится подробный расчет теплообменника утилизатора в соответствии с ранее рассмотренными примерами, который последовательно сопровождается краткими пояснениями обоснования выбираемых значений величин, расчетных формул. Он должен включать все промежуточные количественные результаты. Раздел завершается выводами, содержащими главные количественные характеристики утилизатора и обоснование целесообразности его применения.

Заключение должно отражать особенности разработанной конструкции утилизатора приточно-вытяжной вентиляции, основные количественные результаты теплогидравлического расчета теплообменника (включая обоснованный вывод о целесообразности его использования).

Список использованных источников включает ссылки на монографии, учебники и учебные пособия, статьи и электронные публикации, которые использовались при написании курсовой работы.

5.2. Основные требования к оформлению пояснительной записки

Страницы текста курсовой работы должны соответствовать формату А4 по ГОСТ 2.301 Единая система конструкторской документации.

Текст пояснительной записки печатается на одной стороне листа на русском или белорусском языках. Тип шрифта – Times New Roman. Размер шрифта – 14 пт. Одинарный межстрочный интервал, с соблюдением размеров полей, мм: левое – 23, правое – 10; верхнее – 20; нижнее – 15. Абзацный отступ должен быть одинаковым по всему тексту и равняться 12,5 мм.

В формулах и уравнениях размер основных символов соответствует размеру шрифта текста пояснительной записки.

Размер шрифтов надписей на рисунках, диаграммах, в подписанных подписях и в таблицах должен быть равным 12 пт.

Заполнение основных надписей в пояснительной записке осуществляется чертежным шрифтом. Основная надпись размещается на первом листе всех разделов пояснительной записки, а также на листах с рефератом, оглавлением, введением, заключением и списком литературы [15].

Нумерация страниц сквозная. Номер страницы проставляют над текстом в правом верхнем углу страницы на расстоянии (10 ± 2) мм от ее границ.

Исчисление страниц пояснительной записки начинают с титульного листа, номер страницы на котором не ставят.

5.2.1. Оформление формул

Все расчеты выполняются только в системе СИ. Формулы и уравнения нумеруются арабскими цифрами. Нумерация сквозная по тексту или в пределах раздела. В случае нумерации в пределах раздела номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой. Номер формулы указывают в круглых скобках с правой стороны листа на уровне формулы. Формула отделяется от текста отступом в один межстрочный интервал (14 пт).

Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой они приведены в формуле. Первая строка пояснения должна начинаться со слова «где» без двоеточия после него и записываться без абзацного отступа.

Все используемые формулы, а также подставляемые в них величины и коэффициенты, должны снабжаться ссылками на источники.

Рассмотрим пример оформления формулы и расчет теплового потока калорифера Q , когда в приточной системе вентиляции требуется нагреть $0,278 \text{ м}^3/\text{с}$ воздуха с (-26°C) до $(+20^\circ\text{C})$, т. е. подогреть на 46°C . Применяем уравнение теплового баланса:

$$Q = V_B \rho_B c_{pB} (t'_B - t''_B) = 0,278 \cdot 1,31 \cdot 1,006 \cdot (20 + 26) = 16,8 \text{ кВт}, \quad (5.1)$$

где Q – тепловой поток (мощность) теплообменника, кВт;

V_B – объемный расход воздуха, м³/с;

ρ_B – плотность воздуха, кг/м³;

c_{pB} – удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С);

t'_B, t''_B – температуры воздуха соответственно на входе и выходе теплообменника, °С.

Для однозначности восприятия символов в формулах все переменные, обозначенные буквами латинского алфавита, выделяются курсивом.

5.2.2. Оформление иллюстраций

Иллюстрации (чертежи, схемы, графики, диаграммы, рисунки, фотографии) следует располагать непосредственно после текста, в котором они упоминаются впервые, или на следующей странице (по возможности ближе к соответствующим частям текста).

Рисунки должны располагаться симметрично тексту с выравниванием по центру. На все иллюстрации должны быть даны ссылки. При ссылке необходимо писать слово «рисунок» и его номер, например, «в соответствии с рисунком 3.1».

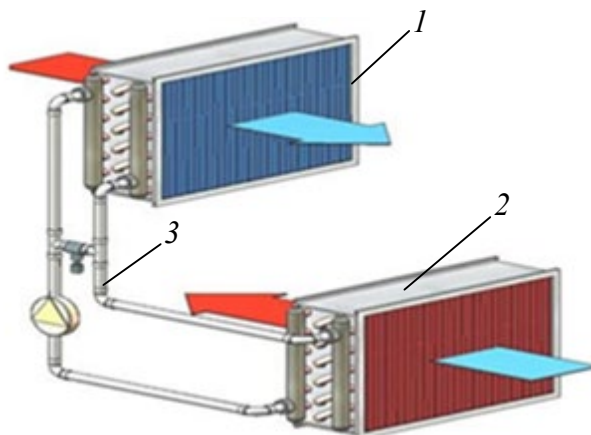
Иллюстрации, за исключением иллюстраций приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией или в пределах раздела. При нумерации в пределах раздела номер рисунка должен состоять из номера раздела и порядкового номера рисунка в разделе, разделенных точкой. Например, Рисунок 2.3 (третий рисунок второго раздела).

Иллюстрации отделяются от текста отступом в один межстрочный интервал (14 пт).

Иллюстрации могут иметь наименования и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «Рисунок», его номер и наименование через тире помещают после пояснительных данных и располагают в центре под рисунком без точки в конце. Перенос слов в наименовании иллюстрации не допускается.

Обозначение позиций на рисунке, кривых на графиках и прочих элементов выполняется цифрами с размером шрифта 12 пт курсивом. Курсивом обозначаются цифры и в подрисуночном тексте, а также непосредственно в тексте курсового проекта (курсовой работы), если необходимо использовать обозначения элементов, указанных на иллюстрации.

Ниже дается пример выполнения рисунка с подрисуночной подписью (рис. 5.1).



1 – теплообменник вытяжного воздуха;
2 – теплообменник приточного воздуха; 3 – контур теплоносителя

Рисунок 5.1 – Схема подключения теплообменников
при использовании промежуточного теплоносителя

5.2.3. Оформление таблиц

Таблицу следует располагать непосредственно после текста, в котором на нее ссылаются впервые, или на следующей странице. На все таблицы должны быть даны ссылки. При ссылке необходимо писать слово «таблица» и указывать ее номер, например, «по данным, приведенным в таблице 3.1». Знак № не ставится.

Таблицы нумеруются арабскими цифрами сквозной нумерацией по тексту или в пределах раздела. При нумерации в пределах раздела номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы в данном разделе, разделенных точкой. Например, Таблица 5.1 (первая таблица пятого раздела).

Наименование таблицы, при ее наличии, следует располагать над ней слева без абзачного отступа в следующем формате: Таблица Номер таблицы – Наименование таблицы. Наименование таблицы приводят с прописной буквы без точки в конце. Перенос слов в наименовании таблицы не допускается.

Заголовки граф (колонок) и строк таблицы должны начинаться с прописной буквы, а подзаголовки – со строчной, если они составляют одно предложение с заголовком, и с прописной, если они самостоятельные. В конце заголовков и подзаголовков таблиц точки не ставятся.

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчета пластинчато-ребристого утилизатора с прямоугольными каналами и сплошными ребрами

Параметр, размерность	Обозначение	Величина
Температура вытяжного воздуха на входе, °C	$t'_в$	27,0
Температура приточного воздуха на входе, °C	$t'_н$	–9
Относительная влажность наружного воздуха, %	ϕ_n	80

Заполнение таблицы производится шрифтом размером 12 пт.

При переносе части таблицы на другие страницы слово «Таблица» и ее название помещают только над первой частью таблицы, над другими частями пишут слева «Продолжение таблицы» с указанием ее номера. В этом случае под головкой предусматривается строка с указанием номера каждой графы, обозначенного арабскими цифрами, а на последующих листах вместо головки таблицы указываются номера граф. Нижнюю ограничивающую горизонтальную черту при переносе таблицы не проводят.

Таблицы отделяются от текста отступом в один межстрочный интервал (14 пт).

Точность числовых значений величин, представленных в тексте пояснительной записки, в том числе результатов расчетов, не должна превышать четырех значащих цифр.

5.2.4. Оформление использованных источников

В текстовом документе пояснительной записки обязательно должны приводиться ссылки на использованные источники, откуда взята информация по теме курсовой работы.

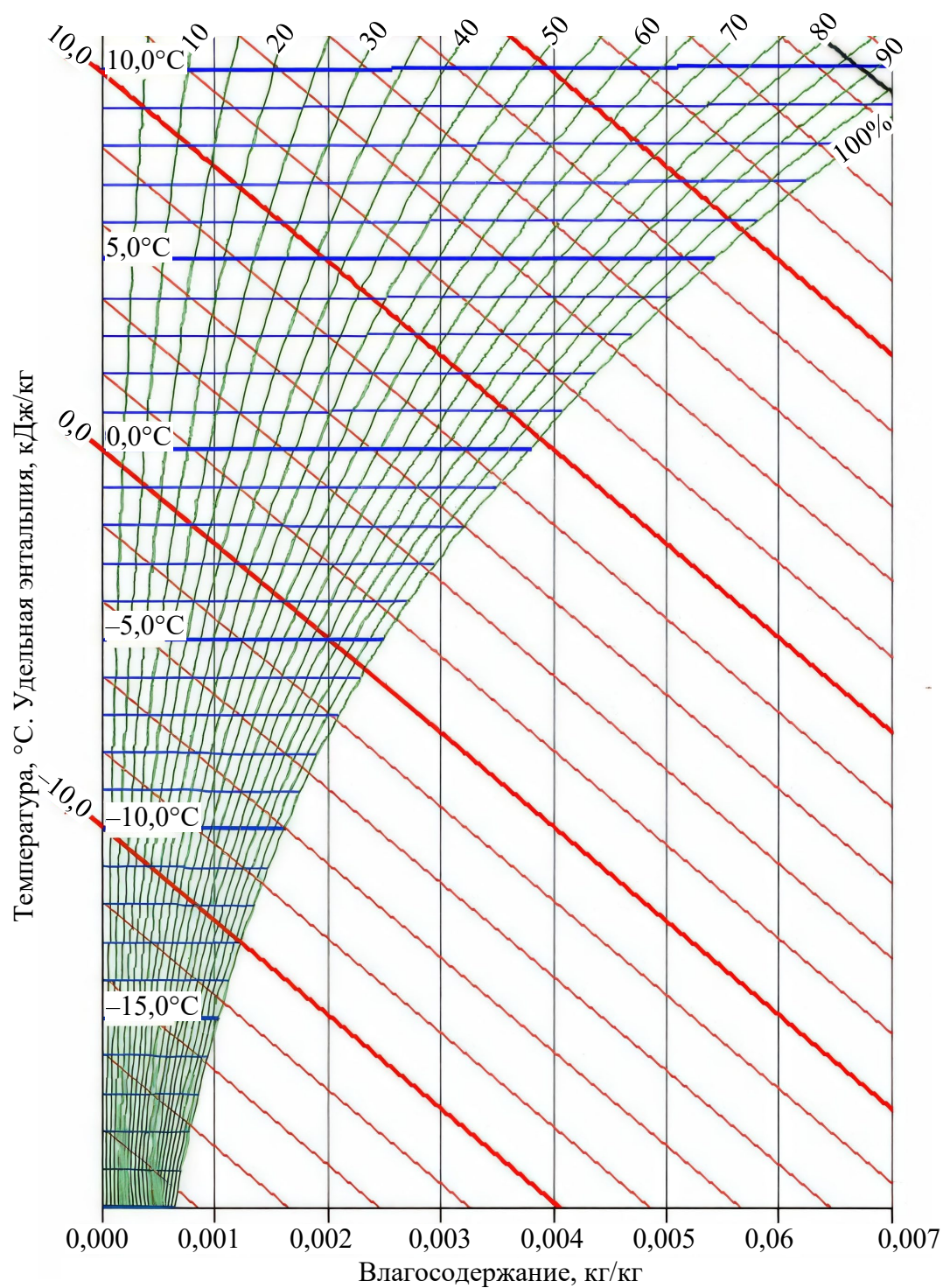
Ссылки на источники нумеруются арабскими цифрами в квадратных скобках без точки в соответствующих предложениях в порядке их появления в текстовом материале. При нумерации ссылки на использованные источники приводится сквозная нумерация для всего текста.

Ссылаться следует на текстовую информацию, формулы, таблицы, рисунки или страницы, на которых располагается приводимая по тексту информация. Например, «... рассмотрим схему утилизатора, которая представлена в работе [8] (рисунок 3)».

Список использованных источников оформляется, как и в данном пособии, в разделе «Литература».

ПРИЛОЖЕНИЕ А

hD-Диаграмма влажного воздуха



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Свойства воздуха и материалов

Таблица Б1

Физические свойства воздуха при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$c_p, \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	Pr
-30	1,453	1,013	10,80	2,20	0,723
-25	1,424	1,013	11,20	2,23	0,718
-20	1,395	1,009	11,61	2,28	0,716
-15	1,369	1,009	12,01	2,31	0,715
-10	1,342	1,009	12,43	2,36	0,712
-5	1,318	1,009	12,86	2,38	0,715
0	1,293	1,005	13,28	2,44	0,707
5	1,270	1,005	13,72	2,46	0,706
10	1,247	1,005	14,16	2,51	0,705
15	1,226	1,005	14,61	2,53	0,704
20	1,205	1,005	15,06	2,59	0,703
25	1,185	1,005	15,53	2,60	0,702
30	1,165	1,005	16,00	2,67	0,701
35	1,147	1,005	16,48	2,71	0,700
40	1,128	1,005	16,96	2,76	0,699
45	1,111	1,005	17,46	2,79	0,698
50	1,093	1,005	17,95	2,83	0,698

Таблица Б2

Теплопроводность материалов [11]

Материал, сталь	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$	Материал	$\lambda, \text{Вт/(м}\cdot\text{K)}$
1. Ст.20	51,7	6. Алюминий чистотой 98,5%	203
2. Ст.40	48,1	7. Алюминиевый сплав АЛ4	146
3. 1Х13	30,8	8. Дюралюминий	181
4. ХН78Т	12,5	9. Латунь Л80	111
5. 12Х18Н9Т	14,5	10. Медь чистотой 99,8%	386

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Исходные данные для расчета теплообменника утилизатора

Таблица В1

Конструктивные параметры теплообменника утилизатора

Первая цифра номера варианта	h , мм	l^* , мм	Δ , мм	Вторая цифра номера варианта	t_p , мм	$(t')^{**}$, мм	δ_p , мм	Δ' , мм	η	λ^{***}
0	5	3	1,0	0	2,5	0,5	0,3	3	0,60	1
1	10	4	0,9	1	3,0	0,5	0,4	5	0,65	2
2	12	5	0,8	2	3,5	0,5	0,5	7	0,70	3
3	15	6	0,7	3	4,0	1,0	0,6	3	0,75	4
4	17	7	0,6	4	4,5	1,0	0,7	5	0,80	5
5	20	8	1,0	5	5,0	1,0	0,8	7	0,60	6
6	22	9	0,9	6	5,5	1,0	0,9	3	0,65	7
7	25	10	0,8	7	6,0	2,0	1,0	5	0,70	8
8	27	11	0,7	8	6,5	2,0	1,1	7	0,75	9
9	30	12	0,6	9	7,0	2,0	1,2	5	0,80	10

*Параметр не учитывается при расчете утилизатора со сплошными ребрами.

**Параметр используется при расчете утилизатора с трапециевидными каналами (см. табл. 2.1).

***Значение теплопроводности материала аппарата берется из табл. Б2 приложения в соответствии с указанным номером.

Таблица В2

Режимные параметры теплообменника утилизатора

Первая цифра номера варианта	$t'_в$, °C	$w_{но}$, м/с	$n_{ч}$, чел.	$\dot{V}_{1ч}$, м ³ /(ч·чел.)	Вторая цифра номера варианта	$t'_н$, °C	φ , %	$q_{1ч}$, Вт/чел.	C_v
0	28,0	3,5	30	20	0	-20	90	95	0,75
1	27,5	4,0	50	40	1	-18	85	105	0,80
2	27,0	4,5	70	60	2	-16	80	115	0,85
3	26,5	5,0	90	20	3	-14	75	125	0,90
4	26,0	5,5	110	40	4	-12	60	135	0,95
5	25,5	6,0	130	60	5	-10	90	145	0,75
6	25,0	6,5	150	20	6	-9	85	95	0,80
7	24,5	7,0	170	40	7	-8	80	115	0,85
8	24,0	7,5	190	60	8	-7	75	125	0,90
9	23,5	8,0	210	20	9	-6	60	145	0,95

ЛИТЕРАТУРА

1. Внутренние санитарно-технические устройства: в 3 ч. / под ред. Н. Н. Павлова, Ю. И. Шиллера. – М.: Стройиздат, 1992. – Ч. 3: Вентиляция и кондиционирование воздуха. – Кн. 1. – 319 с.
2. Строительная климатология: СНБ 2.04.02–2000. – Минск: М-во строительства и архитектуры Респ. Беларусь, 2001. – 37 с.
3. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях: ГОСТ 30494–2011. – М.: Стандартинформ, 2014. – 15 с.
4. Расчет вентиляции [Электронный ресурс]. – URL: <https://mir-klimata.info/raschjot-ventilyacii/?ysclid=lo16rnm7mj195892896> (дата обращения 25.08.2023).
5. Данилевский, Л. Н. Принципы проектирования и инженерное оборудование энергоэффективных жилых зданий / Л. Н. Данилевский. – Минск: Бизнесофсет, 2011. – 375 с.
6. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / под ред. О. Г. Мартыненко. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – Т. 2. – 352 с.
7. Кейс, В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон. – М.: Энергия, 1967. – 226 с.
8. Shah, R. K. Fundamentals of heat exchanger design / R. K. Shah, D. R. Sekulib. – New Jersey: Wiley, 2003. – 971 p.
9. Рекуператор роторный. Каталог. – Новосибирск: Panova technologies, 2024. – 29 с.
10. Kakas, S. Heat exchanger / S. Kakas, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij. – Boca Raton; London; New York: CRC Press, 2012. – 624 p.
11. Dewatwal, J. Design of compact plate fin heat exchanger / J. Dewatwal. – Rourkela: National Institute of Technology, 2009. – 61 p.
12. Бажан, П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.
13. Чиркин, В. С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники / В. С. Чиркин. – М.: Атомиздат, 1968. – 485 с.
14. Trushlyakova, V. Interaction of the gas-vapor mixture and air on the condition drainage system of space launch vehicles when filling cryogenic propellant / V. Trushlyakova, K. Zharikov // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 174. – P. 11–18.
15. Положение о курсовом проекте (курсовой работе) учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет»: утв. первым проректором БГТУ 10.05.2024. – Минск: БГТУ, 2024. – 44 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Условные обозначения	3
Введение.....	5
1. Параметры наружного климата и микроклимата помещения.	
Методы рекуперации теплоты	7
1.1. Наружный климат	7
1.2. Микроклимат помещения	9
1.3. Методы рекуперации теплоты в системе приточно-вытяжной вентиляции.....	13
1.3.1. Пластинчато-ребристый рекуператор	14
1.3.2. Рекуператор с промежуточным теплоносителем	16
1.3.3. Утилизатор с термосифонами (тепловыми трубами) ...	17
1.3.4. Утилизатор с регенеративным теплообменником	17
2. Конструктивные особенности пластинчато-ребристого утилизатора.....	19
2.1. Конструкция утилизатора	19
2.2. Конструктивные параметры	22
3. Методика проектного теплогидравлического расчета пластинчато-ребристого утилизатора.....	25
3.1. Тепловой расчет и основные расчетные зависимости	25
3.1.1. Коэффициенты теплоотдачи.....	28
3.1.2. Оценка вероятности выпадения инея при отрицательных температурах наружного воздуха.....	30
3.2. Гидравлический расчет	30
3.3. Эффективность внедрения утилизатора	31
3.4. Алгоритмы проектного расчета утилизатора. Предварительный расчет параметров для всех схем течения потокa воздуха.....	32
3.4.1. Алгоритм теплового расчета утилизатора с гладкими сплошными ребрами при противоточной (прямоточной) схеме течения теплоносителей.....	33
3.4.2. Особенности теплового расчета утилизатора со смещенными рассеченными ребрами при противоточной (прямоточной) схеме течения теплоносителей.....	35
3.4.3. Алгоритм теплового расчета утилизатора с перекрестно-точной схемой течения	35
3.4.4. Завершение расчета утилизатора	38

4. Примеры теплогидравлического расчета	
пластинчато-ребристого утилизатора	39
4.1. Исходные данные и расчет вспомогательных конструктивных и режимных параметров.....	39
4.2. Пример расчета утилизатора при противоточной схеме течения теплоносителей	41
4.2.1. Расчет температурного напора.....	41
4.2.2. Расчет поверхности теплообмена и габарита аппарата	42
4.2.3. Расчет температурного режима работы	48
4.2.4. Гидравлический расчет аппарата.....	48
4.2.5. Расчет тепловой эффективности аппарата.....	49
4.3. Пример расчета утилизатора при перекрестно-точной схеме течения теплоносителей	49
4.3.1. Расчет температурного напора.....	50
4.3.2. Расчет поверхности теплообмена аппарата	50
4.3.3. Гидравлический расчет аппарата	56
5. Оформление курсовой работы.....	58
5.1. Структура пояснительной записки	58
5.2. Основные требования к оформлению пояснительной записки	59
5.2.1. Оформление формул	60
5.2.2. Оформление иллюстраций.....	61
5.2.3. Оформление таблиц.....	62
5.2.4. Оформление использованных источников	63
Приложение А. <i>hd</i> -Диаграмма влажного воздуха	64
Приложение Б. Свойства воздуха и материалов.....	65
Приложение В. Исходные данные для расчета теплообменника утилизатора	66
ЛИТЕРАТУРА.....	67

Учебное издание

Володин Виктор Иванович

**РАСЧЕТ УТИЛИЗАЦИОННОГО
ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА
ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ**

Учебно-методическое пособие

Редактор *Е. И. Гоман*

Компьютерная верстка *Е. А. Матейко*

Дизайн обложки *Д. А. Полешова*

Корректор *Е. И. Гоман*

Подписано в печать 18.06.2025. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать ризографическая.
Усл. печ. л. 4,0. Уч.-изд. л. 4,1.
Тираж 35 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.