



**С.Н. КУЗЬМИН, В.И. ЛЯШКОВ, Ю.С. КУЗЬМИНА**

# **БИОЭНЕРГЕТИКА**

**Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ»**



Учебное издание

КУЗЬМИН Сергей Николаевич,  
ЛЯШКОВ Василий Игнатьевич,  
КУЗЬМИНА Юлия Сергеевна

## **БИОЭНЕРГЕТИКА**

Учебное пособие

Редактор И.В. К а л и с т р а т о в а  
Инженер по компьютерному макетированию М.А. Ф и л а т о в а

Подписано в печать 27.12.2011  
Формат 60 × 84/16. 4,65 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 597

Издательско-полиграфический центр ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Тамбовский государственный технический университет»

С.Н. КУЗЬМИН, В.И. ЛЯШКОВ, Ю.С. КУЗЬМИНА

# БИОЭНЕРГЕТИКА

*Утверждено Учёным советом университета  
в качестве учебного пособия  
для студентов 2 и 3 курсов специальности 140106  
«Энергообеспечение предприятий»  
дневной и заочной форм обучения*



---

Тамбов  
Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
2011

УДК 577.23(075.8)  
ББК з15я73  
К893

Рецензенты:

Доктор технических наук, профессор кафедры  
«Механизация сельского хозяйства ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
*В.П. Капустин*

Доктор технических наук, профессор, заместитель директора  
по научной работе ГНУ ВНИИТиН Россельхозакадемии  
*С.А. Нагорнов*

**Кузьмин, С.Н.**

К893 Биоэнергетика : учебное пособие / С.Н. Кузьмин, В.И. Ляшков, Ю.С. Кузьмина. – Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. – 80 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-1047-6.

Состоит из введения и четырех разделов: биоэнергетика; прямое сжигание биомассы; газификация и пиролиз биомассы; биогазовые установки. В каждом разделе рассмотрены вопросы, включённые в учебную программу курса «Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии». Приведены примеры расчётов по каждому разделу.

Предназначено для студентов специальности 140106 «Энергообеспечение предприятий» дневной и заочной форм обучения.

УДК 577.23(075.8)  
ББК з15я73

**ISBN 978-5-8265-1047-6**

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВПО «ТГТУ»), 2011

## ВВЕДЕНИЕ

Биомассой называют органическое вещество, генерируемое растениями в результате фотосинтеза. При попадании солнечного света на листья растений хлорофилл, содержащийся в них, активизируется и вступает в реакцию с углекислым газом воздуха. В результате реакции в атмосферу выделяется кислород и образуется простейший углеводород, который идёт на построение сложных органических соединений – жиров, белков и углеводов, составляющих вещество биомассы. Ежегодно на Земле за счёт фотосинтеза образуется 150 млрд. т. органических веществ. При этом усваивается 300 млрд. т. углекислого газа и выделяется 200 млрд. т. свободного кислорода. При окислении биомассы выделяется тепловая энергия, эквивалентная энергии, полученной в процессе фотосинтеза. И хотя коэффициент полезного действия (КПД) фотосинтеза не превышает одного процента, ежегодный прирост биомассы на Земле таков, что её энерго-содержание примерно в 10 раз превышает сегодняшнюю потребность в энергии всех жителей земного шара. Распределение биомассы неравномерно и не совпадает с технологическими потребностями человечества. Небольшая часть всей биомассы после переработки (или без неё) служит пищей для людей и животных, источником для изготовления товарных ценностей или для получения тепловой энергии. Древесные отходы составляют 62,0 млн. т. условного топлива (у.т.) или 85,2% всего объёма *энергетической биомассы*. Особую группу составляет бытовой мусор (10% или 7,3 млн. т. у.т.), во многом состоящий из органических веществ, а также отходы сельскохозяйственного производства (4,8% или 3,5 млн. т. у.т.). Последние ежегодно обновляются и являются малоиспользуемым ресурсом.

Под землёй биомасса очень медленно (миллионы лет) трансформируется в *каменный уголь* по цепочке: древесина и травянистые растения > торф (при малом количестве биомассы – чернозём) > бурый уголь > молодой каменный уголь > каменный уголь старый (тощий с малым содержанием летучих веществ) > антрацит.

Останки микро- и макроскопических *животных* постепенно битумируются и превращаются в *жидкие углеводороды*. Выделяемый в процессе трансформации биомассы *природный газ* скапливается в осадочном слое земной поверхности, а также частично выходит наружу в атмосферу.

Процесс консервации и трансформации биомассы начинается на поверхности в присутствии кислорода, и часть её окисляется в двуокись углерода как за счёт прямого контакта с воздухом, так и деятельности аэробных микроорганизмов. Затем из-за выпадения пыли и нанесения грунта процесс трансформации биомассы идёт сначала при недостатке, затем при отсутствии кислорода.

В соответствии со «сроком жизни» топливо органического происхождения классифицируется следующим образом. Древесина и травянистые растения относятся к возобновляемым источникам энергии (ВИЭ). Торф считается *условно возобновляемым* ископаемым (период накопления несколько тысяч лет). Все другие горючие ископаемые, включая каменные угли, сланцы, нефть и природный газ, относятся к невозобновляемым источникам энергии (НВИЭ). Скорости их накопления (десятки тысяч и миллионов лет) и современного потребления (сотни лет) несоизмеримы. Оставшийся для всеобщего потребления относительно доступный ресурс нефти и газа составляет по разным оценкам от 40 до 100 лет. Ресурс же каменного угля оценивается в 1–2 тыс. лет.

Производство энергии путём окисления кислородом воздуха топлив, содержащих углерод, ведёт во всех случаях к нарушению установившегося баланса веществ в экосфере Земли. Нарушение происходит вследствие накопления углекислого газа, который растения не успевают полностью поглощать, при существующем на Земле их количестве. Поэтому Киотский протокол поощряет как уменьшение выбросов углекислого газа (достигается преимущественно повышением КПД энергоустановок и снижением энергозатратности потребления), так и увеличение его поглощения, в том числе за счёт увеличения площади зелёных насаждений. Следует отметить, что нарушение экобаланса происходит при сжигании не только НВИЭ, но и *биомассы*, поскольку при этом не происходит её консервация вместе с содержащимся в ней углеродом по указанной выше цепочке. Тем не менее, в соответствии с тем же Киотским протоколом биомассу считают *экологически нейтральным* топливом с соответствующими экономическими льготами при её применении в энергетике.

# 1. БИОЭНЕРГЕТИКА

*Биоэнергетическая* отрасль занимается вопросами преобразования в накопленной биомассе химического потенциала в тепло, электричество и механическую энергию. К энергетической биомассе (рис. 1) [1], используемой в промышленных масштабах, относятся:

- торф;
- древесина и её отходы;
- специальные энергетические растения для сжигания и выработки энергоносителей;
- отходы сельскохозяйственного и других производств;
- отходы от жизнедеятельности человека и животных, в том числе и твёрдые бытовые отходы (ТБО).

Биоэнергетика занимается также совместным использованием НВИЭ с ВИЭ.

Распределение биопотенциала России, представленное на рис. 2 [2], говорит о перспективе его применения в ближайшие годы, что подтверждается энергетической стратегией развития Российской Федерации до 2020 года, в соответствии с которой доля ВИЭ достигнет 4,7%. Для сравнения: в странах ЕС к тому времени эта доля в среднем должна составлять 20%.

Биоэнергетика занимает на сегодня ведущее место среди других направлений ВИЭ (более 80%). В биоэнергетике выделяют следующие достоинства по сравнению с использованием НВИЭ:

1. Практическая неисчерпаемость сезонно накапливающих энергию источников, благодаря их ежегодному самовосстановлению.
2. Принципиальная возможность (при необходимости) наращивания производства биотоплива вплоть до полного удовлетворения человеческих потребностей.
3. Меньшее нарушение природного баланса земной экосистемы по сравнению с НВИЭ.
4. Принципиальная возможность достижения относительно низкой цены вырабатываемой энергии преимущественно за счёт реализации локального энергопроизводства.

В зависимости от способов окисления биомассы и механизмов выработки промежуточных продуктов-энергоносителей (рис. 3) [1], а также способов применения получаемой энергии, основные сферы биоэнергетической отрасли следующие:

- получение тепловой и электроэнергии при прямом сжигании биомассы, в том числе обогащенной (пеллеты, брикеты);
- получение из биомассы газового высокоэнергетического продукта;

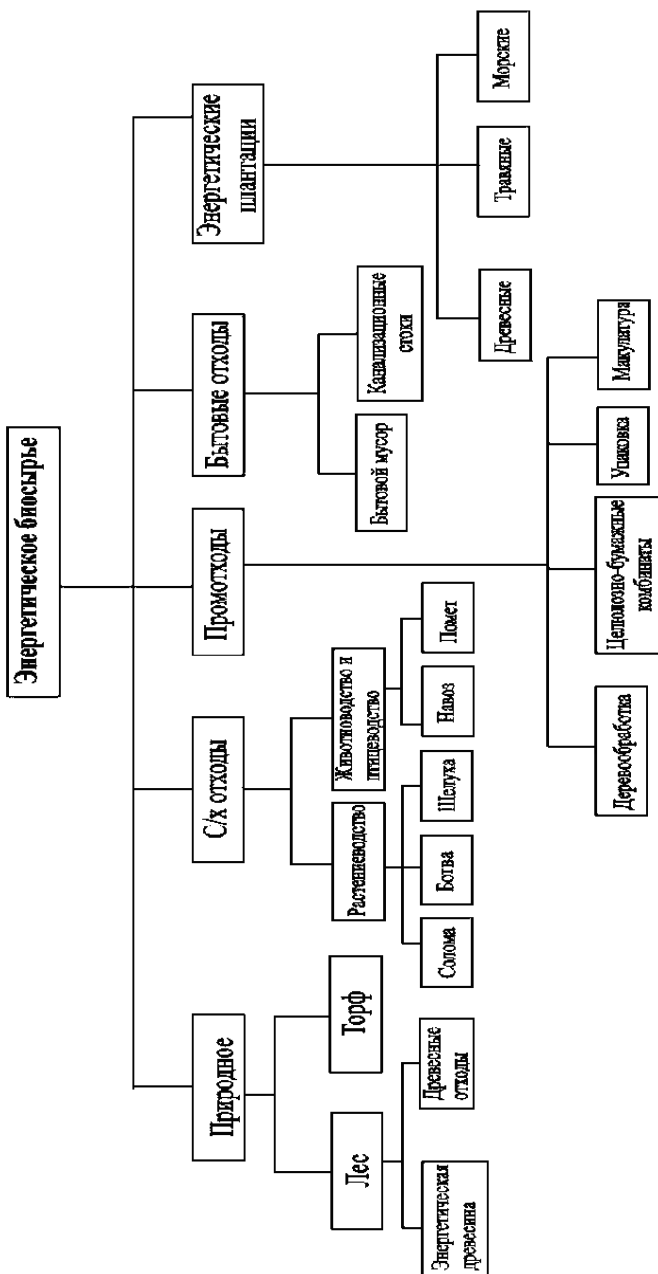
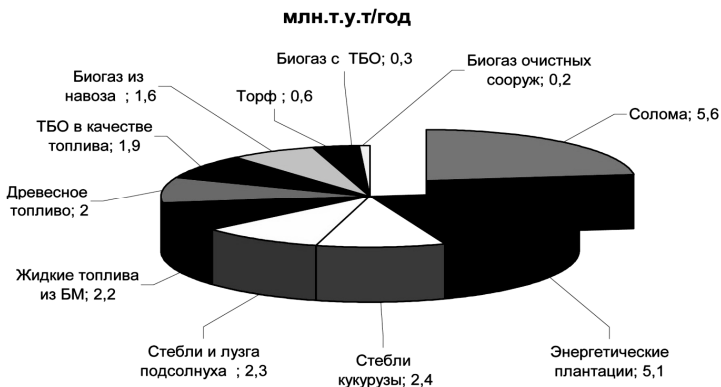


Рис. 1. Энергетическое биосырьё



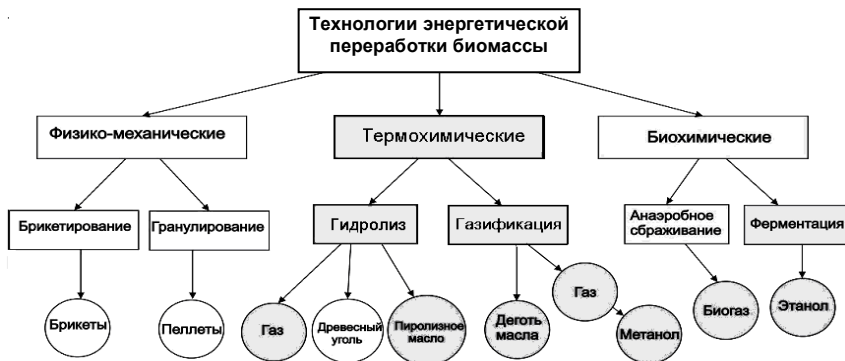


**Рис. 2. Распределение потенциала биомассы по составляющим в Российской Федерации на 2010 г.**

- преимущественно метан (за счёт термического пиролиза или анаэробного брожения биомассы);
- синтезированные газы (смесь метана, оксида углерода и других горючих газов при неполном сжигании биомассы);
- водород (из синтез газа).

Промежуточные энергоносители используют для последующего более эффективного сжигания в энергоустановках либо для синтеза других, ещё более энергоёмких и технологичных топливных продуктов, преимущественно моторных топлив:

- бензин из синтезированных газов (различные каталитические процессы – GTL);
- дизельное топливо (биодизель) из масленичных сельхозкультур (рапс, подсолнечник, лён);



**Рис. 3. Товарные продукты биоэнергетики**

– биоэтанол из сахаро-крахмалосодержащих растений путём их микробиологического сбраживания и перегонки, а также из растительной клетчатки травянистых и древесных растений путём предварительной ферментации с осахариванием и последующим сбраживанием.

Основные направления научно-технологических разработок в биоэнергетике носят в большей степени региональный характер. Они связаны в основном с реализацией расширенного энергопроизводства в каждой конкретной местности, а также с повышением экономической эффективности процессов переработки. Среди них выделим следующие:

– оптимизация агротехнологий выращивания и первичной переработки энергетических растений;

– компактирование биомассы вблизи места её производства для удешевления хранения и транспортировки (совершенствование процессов и оборудования производства топливных пеллет и брикетов улучшенного качества, новые технологии переработки);

– совершенствование процессов окисления и повышение КПД оборудования;

– создание индустрии производства моторных биотоплив, их поставки конечным потребителям, совершенствование технологий и оборудования, использующего биотоплива.

## 2. ПРЯМОЕ СЖИГАНИЕ БИОМАССЫ

### 2.1. ТЕХНОЛОГИИ СЖИГАНИЯ

Так как свойства биотоплива варьируются в очень широких пределах [1], то применяются различные способы сжигания твёрдого топлива:

- пылевидное сжигание – используется редко, например, при совместном сжигании древесных пылевидных отходов и жидкого топлива;
- слоевое сжигание – этому классу принадлежат различные конструктивные решения решёток, которые обычно подразделяют на две основные группы: неподвижная решётка и механизированная (подвижная);
- сжигание в кипящем слое – как в пузырьковом, так и циркулирующем кипящем слое;
- газификация топлива, с последующим сжиганием образовавшихся горючих газов в газомазутных котлах.

Для каждой технологии сжигания со временем сформировался такой диапазон мощностей, при котором применение данной технологии технически или экономически является наиболее целесообразным (табл. 1).

В части применения котлов, работающих на биотопливе и торфе сложились предпочтительные технологические решения, соответствующие специфике области с соответствующим уровнем автоматизации (табл. 2).

#### 1. Характерные мощности котлов при различных способах сжигания

Технология сжигания	Минимальная мощность, МВт	Характерная мощность, МВт
Топка с неподвижной решёткой	0,01	0,05...1
Механическая слоевая топка	0,8	2...15
Пузырьковый кипящий слой	1	>5
Циркулирующий кипящий слой	7	> 20
Газификация топлива	0,3	2...15

#### 2. Область применения котлов

Область применения котлов	Характерные мощности
Частные дома	15...40 кВт
Большие здания	40...400 кВт
Котлы центрального отопления	0,4...20 МВт
Промышленные котлы	1...80 МВт
Котлы для сжигания бытовых отходов	10...30 МВт
Промышленные энергетические котлы	50...350 МВт

### **2.1.1. Топки с неподвижной решёткой**

В основном, неподвижная решётка (рис. 4, *д*) устанавливается в топке под таким углом, который обеспечивает движение топлива вдоль решётки вниз из зоны подсушки до зоны горения углерода (кокса). Угол наклона неподвижной решётки примерно равен углу естественного откоса используемого топлива. В зависимости от топлива и конструкции элементов решётки рекомендуются следующие углы наклона решёток:

- колосниковая наклонная решётка для сжигания воздушно-сухого кускового торфа, опилок и щепы –  $32...36^\circ$ ;
- решётка, при сжигании опилок –  $38...40^\circ$ ;
- ступенчатая решётка для сжигания торфа –  $30^\circ$ .

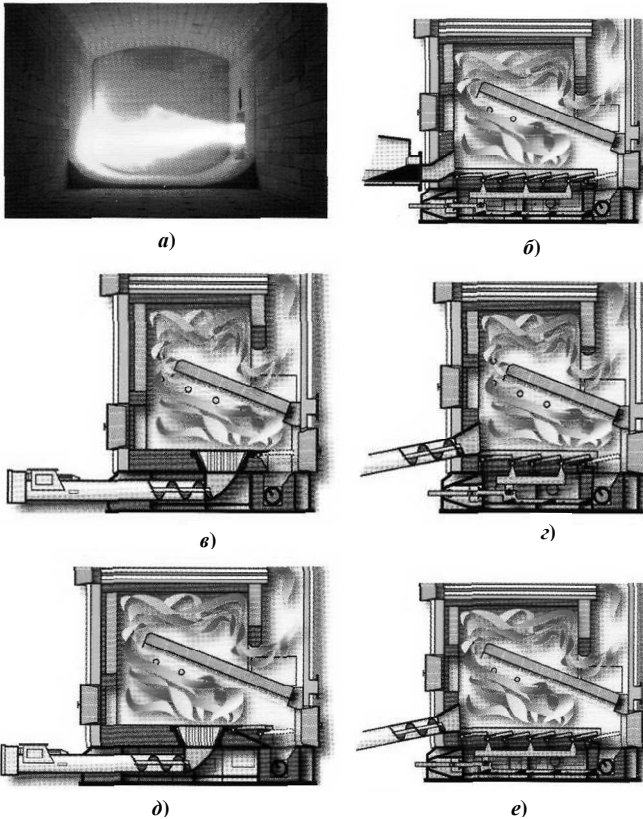
Колосниковая наклонная решётка состоит из ориентированных по направлению движения топлива элементов решётки или колосников, а ступенчатая решётка – из расположенных поперек движения топлива ступенек. Ступенчатая решётка особенно хорошо подходит для сжигания опилок и влажного топлива. Кроме наклонных решёток с односторонним наклоном применяются также наклонные решётки, имеющие конусную форму, где топливо подаётся шнековым питателем снизу, или же за счёт силы тяжести – сверху.

### **2.1.2. Топки с механической решёткой**

По сравнению с неподвижными решётками, решётки с подвижным полотном (рис. 4, *б*, 4, *з*, 4, *е*) позволяют за счёт движения элементов решётки лучше контролировать продвижение топлива и получать более равномерное распределение слоя топлива на решётке, что в конечном итоге приводит к более эффективному процессу сжигания и снижению содержания вредных выбросов (особенно СО) в дымовых газах.

Существует комбинированное решение, при котором решётка состоит из двух частей. Верхняя половина представляет из себя неподвижную решётку, охватывающую зоны сушки и пиролиза, нижняя состоит из подвижных элементов, имеет меньший наклон и покрывает зону горения.

Для сжигания высоковлажного топлива поверхности топки, как правило, должны быть неохлаждаемыми и изготавливаются из керамических материалов. Рабочая температура этих поверхностей достаточно высока, чтобы подводимое от них излучением тепло обеспечивало сушку топлива, выделение летучих и создание подходящих условий для горения как на решётке, так и в зоне горения летучих. При кратковременном сжигании сухого топлива в таких неохлаждаемых топках происходит быстрый рост температуры и в слое топлива, и в топочном объёме. В результате может начаться процесс плавления золы, шлакование зазоров и самой решётки, а также повреждение обмуровки топки или даже её расплавление.



**Рис. 4. Технологии сжигания биомассы:**

*a* – топка с вдуванием топлива, загрузка с помощью шнека; *б* – топка переталкивающей решёткой и гидравлической загрузкой для влажного топлива; *в* – ретортная топка для пеллет, загрузка с помощью шнека; *г* – топка с переталкивающей решёткой для пеллет, загрузка с помощью шнека для пылеобразного топлива; *д* – ретортно-колосниковая топка, загрузка с помощью шнека, для топлива с низким содержанием золы; *е* – топка с переталкивающей решёткой, загрузка с помощью шнека

Запатентованная фирмой *Wärtsilä* топка *Biorate*, имеющая конусную решётку с подачей, позволяет сжигать топлива, имеющие как очень низкую, так и очень высокую влажность до 65% (рис. 5) [1].

Если в котле предполагается сжигание сухого топлива, то необходима организация охлаждения стен топки установкой поверхности нагрева. От условий охлаждения стен топки напрямую зависит, какое топливо и с какой влажностью можно сжигать. При сжигании сухого топлива, напри-

мер пеллет, а также отходов столярного производства или мебельной промышленности, температура топочного объёма поддерживается в нужных пределах прежде всего за счёт охлаждаемых топочных поверхностей. Кроме того, может возникнуть необходимость в формировании зоны горения летучих таким образом, чтобы полностью исключить излучение факела на слой топлива.

Сжигание влажного топлива в охлаждаемых топках приводит к понижению температуры на решётке, так как условия сушки топлива не отвечают необходимым критериям. В результате появляются негоревшие частички топлива в шлаке и происходит неполное сгорание летучих, приводящее к резкому снижению эффективности горения, выброса сажи и невыгоревших газов в дымовую трубу, а также к засмолению поверхностей нагрева и дымогарных каналов.

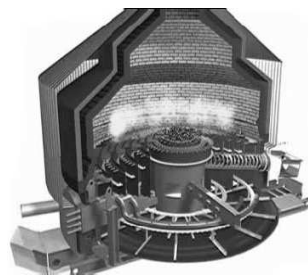
В стенах топки могут размещаться воздушные каналы, с помощью которых осуществляется их охлаждение. За счёт этого одновременно происходит предварительный подогрев воздуха, подаваемого на горение, что улучшает условия горения влажного топлива. Такие топки являются очень распространёнными и хорошо подходят для сжигания умеренно влажного топлива, например, лесной щепы, характерная влажность которой находится в пределах 35...55%.

Дополнительной возможностью регулирования температуры в топке является рециркуляция дымовых газов. Данный метод позволяет в определённой степени уменьшить тепловыделение и температуру на решётке при одновременном увеличении тепловыделения в зоне горения летучих компонент.

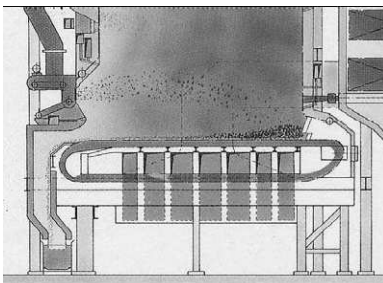
### **2.1.3. Топки с цепной решёткой**

Цепные решётки хорошо подходят для сжигания нескольких видов топлив в одной топке при более высоких мощностях установок. Например, производительность каждого из двух паровых котлов с цепными решётками, реконструированными в 1984 г. в г. Бурос (Швеция), в зависимости от вида топлива составила 60...90 т/ч. Разрез решётки такого котла приведён на рис. 6 [1].

Основным топливом является древесная щепа, однако существует возможность использования торфа или угля. Варьирование скорости движения полотна цепной решётки позволяет достаточно гибко регулировать перемещение топлива с нужной скоростью, начиная с зоны сушки и до



**Рис. 5. Топка *BioGrate* с конусной решёткой и нижней подачей топлива**



**Рис. 6. Цепная решётка котла ТЭЦ  
Бурос, Швеция**

В представленных разработках используются следующие системы сжигания

EBF – топка с вдуванием топлива, загрузка с помощью шнека;

RRF – ретортно-колосниковая топка, загрузка с помощью шнека, для топлива с низким содержанием золы;

USRf – топка с переталкивающей решёткой, загрузка с помощью шнека;

HSRf – топка переталкивающей решёткой и гидравлической загрузкой для влажного топлива;

PRf – ретортная топка для пеллет, загрузка с помощью шнека;

PSRf – топка с переталкивающей решёткой для пеллет, загрузка с помощью шнека для пылеобразного топлива,

В разработках фирмы мы обратили внимание на широко представленные элементы дополнительного оборудования, в частности, системы подачи топлива, устройства для его хранения и системы автоматизации управления процессами.

#### **2.1.4. Топки с кипящим слоем**

Увеличивая постепенно скорость дутья, можно создать условия, при которых слой топлива за счёт силы давления газового потока расширяется, частицы топлива при этом начинают парить и интенсивно перемешиваться в воздушном потоке, образуя взвешенный слой. Возникает иллюзия, что слой начинает кипеть, отсюда и название процесса – кипящий слой. Описанный псевдооживленный слой называется пузырьковым или стационарным кипящим слоем, обладающим свойствами псевдожидкости: вязкостью, текучестью, свободной горизонтальной поверхностью зеркала горения. В таком кипящем слое воздушным потоком выводятся влага, летучие и зола и, в незначительной степени, мелкие частички топлива, сгорающие затем вместе с летучими в топочном объёме над кипящим слоем (рис. 7).

полного выгорания углерода и удаления шлака, не содержащего горючих компонентов. При переходе с одного топлива на другое, например, с древесной щепы на уголь, необходимо изменить скорость движения полотна, объёмы и соотношение первичного и вторичного воздуха.

Рынок котлов в диапазоне мощностей (2...3000 кВт) представлен огромным количеством производителей, использующих в основном частечные пеллетные горелки, табл. 3.

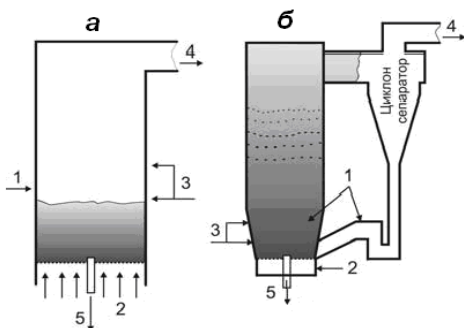
Таблица 3

Фирма-производитель	Диапазон мощностей, кВт	Веб-сайт	Примечание
GILLES	13...145	<a href="http://www.gilles.at">www.gilles.at</a>	Дымогарные трубы снабжены шнеками для очистки поверхности от отложений
SHT-Heiztechnik aus Salzburg GmbH	4,5...30	<a href="http://www.sht.at">www.sht.at</a>	Пластинчатые поверхности теплообмена
Froling	10...25; 28...110	<a href="http://www.froling.com">www.froling.com</a>	
Okofen	8...64	<a href="http://www.okofen.fr">www.okofen.fr</a>	
Herz	6,6...22; 6,6...35	<a href="http://www.herz-feuerung.com">www.herz-feuerung.com</a>	
Hargassner	9...22	<a href="http://www.hargassner.at">www.hargassner.at</a>	
Hargassner	150...230		Переталкивающая решётка
Hoval	14...49; 20...69	<a href="http://www.hoval.at">www.hoval.at</a>	Технология факельного сжигания пеллет
Duderus	35...90	<a href="http://www.buderus.at">www.buderus.at</a>	Возвратно-поступательно перемещающиеся спирали в дымогарных трубах
Anton Eder GmbH	4,3...29,8	<a href="http://www.eder-heizung.at">www.eder-heizung.at</a>	Возвратно-поступательно перемещающиеся спирали в дымогарных трубах
ETA Heiztechnik GmbH	4,5...93	<a href="http://www.eta.co.at">www.eta.co.at</a>	Возвратно-поступательно перемещающиеся спирали в дымогарных трубах
ATMOS	4,5...20		Обратное горение
SL-Technik GmbH	7,9...23,5; 30...150	<a href="http://www.sl-heizung.at">www.sl-heizung.at</a>	Подвижные спиральные вставки в дымогарных трубах
Passat Energi A/S	11...185	<a href="http://www.passat.dk">www.passat.dk</a>	Спиральные вставки в дымогарных трубах



Продолжение табл. 3

Фирма-производитель	Диапазон мощностей, кВт	Веб-сайт	Примечание
GUNTAMATIC Heiztechnik GmbH	7...30 9...40 12...50	<a href="http://www.quntamatic.com">www.quntamatic.com</a>	Неподвижные спиральные вставки в дымогарных трубах и встроеныый дымосос
Wolf-Klima-und Heiztechnik GmbH	9,2...35	<a href="http://www.wolf-heiztechnik.at">www.wolf-heiztechnik.at</a>	Подвижные спиральные вставки в дымогарных трубах
БИОКОМПАКТ® Heiztechnik GmbH	25...130	<a href="http://www.biokompakt.com">www.biokompakt.com</a>	Встроенный дымосос
Windhaager	2,9...9,9 4,3...15 6,3...21 7,5...25,9	<a href="http://www.windhaager.com">www.windhaager.com</a>	Вибрационная система очистки поверхности теплообмена
Köb & Schäfer GmbH	80...540	<a href="http://www.koeb-schaefer.com">www.koeb-schaefer.com</a>	Вихревая керамическая топка для дожигания летучих после газификации пеллет
HDG Bavaria	12...250 4,5...25	<a href="http://www.hdq-bavaria.com">www.hdq-bavaria.com</a>	Подвижные спиральные вставки в дымогарных трубах котлов малой мощности и система очистки плоских поверхностей
Josef BINDER Bösch	22015...3000 28...220	<a href="http://www.binder-gmbh.at">www.binder-gmbh.at</a> <a href="http://www.boesch.at">www.boesch.at</a>	Для котлов, мощностью 150 и 220 Квт наклонно переталкивающая решёткой

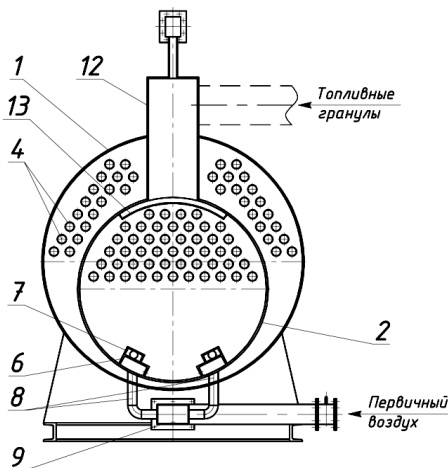


**Рис. 7. Принципиальные схемы топок с пузырьковым (а) и циркулирующим (б) кипящим слоем:**

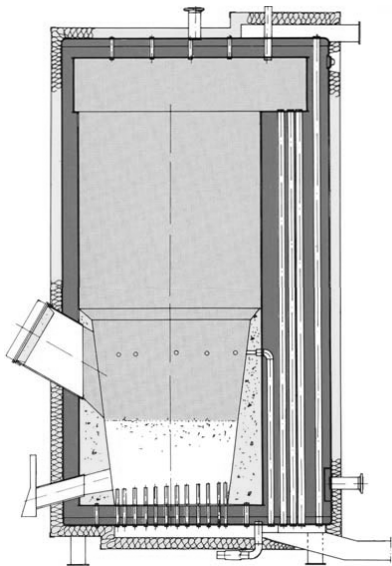
1 – топливо; 2 – первичный воздух; 3 – вторичный воздух; 4 – дымовые газы; 5 – вывод золы

При ещё большей, по сравнению с пузырьковым кипящим слоем, интенсивности дутья горячие частицы топлива уносятся воздушным потоком. В циклонном сепараторе твёрдая фаза отделяется от газового потока и направляются обратно в топку. Поскольку горячее топливо циркулирует между топкой и сепаратором, то такой технологический процесс получил название циркулирующего кипящего слоя.

Технологические решения в виде как пузырькового, так и циркулирующего кипящего слоя хорошо подходят для сжигания биотоплива, торфа и отходов, в то время как для сжигания угля и сланца больше подходит циркулирующий кипящий слой. Одной из причин широкого распространения технологии кипящего слоя является возможность снижения выбросов вредных веществ в атмосферу и сжигания различных низкокачественных топлив в одной и той же топке.



**Рис. 8. Котёл жаротрубно-дымогарный с кипящим слоем, образованным самим топливом и его очаговым остатком – pelletами**



**Рис. 9. Котёл с кипящим слоем и дымогарными трубами типа PML фирмы Putkimaа OY, Финляндия**

Температура в кипящем слое сравнительно низкая, порядка 850 °С, вследствие чего отсутствует опасность плавления золы и шлакования топки. При таком уровне температур снижаются также выбросы  $\text{NO}_x$  и  $\text{N}_2\text{O}$ , а при использовании топлива с высоким содержанием серы при добавлении сорбента (известняка) возможно её связывание с золой.

Общее требование, предъявляемое к топливу при сжигании в кипящем слое – достаточно однородный гранулометрический состав. При сжигании биотоплива и торфа пузырьковый кипящий слой формируется из инертного материала. Обычно это кварцевый песок, который во время запуска топки до подачи основного топлива подогревается с помощью газовых или мазутных горелок до температуры примерно 600 °С. Затем зажигается подающееся в слой основное топливо, температура слоя увеличивается и вспомогательные горелки отключаются. Реже применяют образование кипящего слоя частицами самого топлива и его очаговыми остатками при использовании в качестве биотоплива пеллет (рис. 8) [3].

В качестве одного из примеров практической реализации технологии кипящего слоя можно привести котёл финской фирмы *Putkimaа OY*, в котором топка и дымогарный котёл, имеющий вертикальное расположение дымогарных труб, составляют одно целое (рис. 9) [1]. Такая компактная конструкция позволяет строить котлы даже с нехарактерно малой мощностью, начиная с 1 МВт.

Технологически возможно применение технологии циркулирующего кипящего слоя для энергетических котлов большой мощности 100... 400 МВт, работающих на биомассе.

## 2.2. ПРИМЕР РАСЧЁТА БИОТОПЛИВНОГО ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА

### 2.2.1. Устройство котла и исходные данные для расчёта

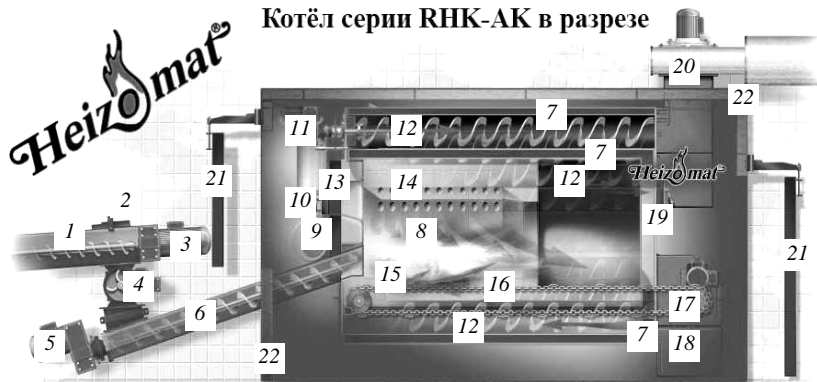
Проведём проверочный расчёт водогрейного котла РНК-АК-650 фирмы «Heizomat» (Германия), при сжигании в нём пеллет из лузги проса при номинальной мощности  $Q_{ном} = 600$  кВт. Выбор котла данной фирмы обусловлен необходимостью знакомства студентов с техническими решениями, позволяющими решать проблемы возникающие при сжигании биомассы. Температурный график работы котла принят таким: 115/70 °С. Отопительный котёл «Heizomat» (рис. 10) [1] сварен из специальной котловой стали, испытан под давлением в два раза превышающим рабочее давление котла. Котёл состоит из корпуса с водяной рубашкой, камеры сгорания со слоевой топкой особой конструкции, двенадцати каналов теплообменников с полноприводной системой циркуляторов шнекового типа, агрегатов подачи воздуха и топлива в топку, агрегатов отвода продуктов горения, системы отвода газов, шкафа управления, золоборника и дымохода.

Камера сгорания выложена специальными блоками шамотного высокожаропрочного бетона. Футеровка топки обеспечивает аккумулирование тепла и поддерживает постоянной температуру в топке, что призвано обеспечить *самовоспламенение* вновь поступающих порций топлива. При изготовлении блоков предусмотрена сеть отверстий различной формы для обеспечения воздушных потоков поддува.

Снизу камеры сгорания расположена система цепно-скребкового агрегата *золоудаления*. Цепь и скребки изготовлены из специально жаропрочной стали и обеспечивают стабильное равномерное золоудаление, независимо от присутствия посторонних предметов или спекшихся комков золы. Цепь имеет собственную *систему натяжки*, что исключает провисание и ослабление цепи при расширении от нагрева.

Расположенная система отверстий в нижней и верхней части шамотной рубашки обеспечивает расчётные потоки верхнего и нижнего поддувов. Подача воздуха в камеру сгорания осуществляется с помощью вентиляторов первичного и вторичного воздуха. *Двухступенчатая подача воздуха* призвана обеспечить полное сгорание топлива, а также улучшить распределение температурного поля внутри топки. Зола, образующаяся в результате сгорания топлива, переносится с помощью цепной решётки в зольную камеру, откуда с помощью системы шнеков отводится в золоборник.

После прохождения через топку, где продукты сгорания отдают около 40% теплоты топлива, дымовые газы поступают сначала в первый ход конвективного пучка, а потом и во второй, после чего попадают в коллектор дымовых газов и удаляются из котла при помощи дымососа. Тепло-



**Рис. 10. Водогрейный котёл фирмы Heizomat:**

1 – закрытый канал подачи материала со встроенным шнеком; 2 – смотровой люк подающей шахты; 3 – электромотор с редуктором привода шнека и фрезы; 4 – ячеисто-шлюзовый дозатор с природным мотором и редуктором; 5 – мотор и редуктор привода шнека канала горелки; 6 – канал горелки с встроенной системой автоматического поджига; 7 – водяная рубашка котла; 8 – камера сгорания облицованная шамотно-бетонной рубашкой; 9 – вентилятор нижнего (первичного) поддува; 10 – вентилятор верхнего (вторичного) поддува; 11 – привод вибруляционных шнеков теплообменников; 12 – теплообменники с встроенными вибруляционными шнеками; 13 – смотровая дверца камеры сгорания; 14 – калиброванные дюзы верхнего (вторичного) поддува; 15 – калиброванные дюзы нижнего (первичного) поддува; 16 – бесконечная цепь с лопатками для отвода золы и шлака; 17 – привод механизма отвода золы и шлака; 18 – приёмная камера золы с встроенным поперечным шнеком; 19 – смотровая дверца дымовой и зольной камеры; 20 – дымоход с вентилятором принудительной тяги; 21 – дверцы изолирующей рубашки котла; 22 – облицовочно-изолирующая панель в разрезе

обменники котла «Heizomat» сварены из специальной жаропрочной толстостенной стали.

Теплообменник выполнен в виде двенадцати дымогарных труб диаметром 219 × 6 мм. Шесть нижних труб образуют второй ход котла, шесть верхних – третий. Для увеличения сопротивления проходу горячих газов через каналы такого большого диаметра в них установлены *вибруляторы-турбулизаторы*, выполненные в виде безосевого шнека, заставляющие газы проходить по спирали, огибая лопасти шнеков. Таким образом, происходит полная отдача газами теплоты водяной рубашке. При температуре внутри камеры сгорания 900...1000 °С, температура уходящих дымовых газов не превышает 130...140 °С. Такого значительного снижения температуры удаётся достичь за счёт развитой поверхности теплообмена в конвективном пучке котла.

Шнеки вибрулятора имеют электропривод с цепными и звёздчатыми системами передач, что позволяет им с заданной скоростью и периодичностью вращаться в направлении, противоположном прохождению газов, тем самым, замедляя их проход и одновременно *очищая стенки теплообменника от нагара и сажи*, что также положительно сказывается на теплообмене.

Для выбранного котлоагрегата производитель предусматривает возможность работы на различных видах органического топлива, но основной режим – сжигание древесных отходов. Так как в нашем случае в качестве топлива выступают пеллеты из лузги проса, меняется и характер работы котла. Главной особенностью сжигания просяных гранул следует признать высокую зольность – около 7%. Данное значение в семь раз превышает таковое для древесных отходов. Плавкостные характеристики золы напрямую влияют на работу котла. Плавление золы может вызвать шлакование топки и возникновение плотных отложений на конвективных поверхностях нагрева.

Плавление золы зависит от её минерального состава, и даже небольшие различия в составе могут существенно менять плавкостные характеристики. По составу топлива и золы практически невозможно достоверно предсказать плавкость золы, поскольку элементарный состав топлива может изменяться в зависимости от погодных условий текущего года.

Особенности сжигания пеллет учтены при проведении теплового расчёта котла. Но действительное влияние повышенной зольности топлива на работу котла возможно оценить только эмпирическим методом – при исследовательских и пуско-наладочных работах.

### **2.2.2. Расчёт объёмов и энтальпий продуктов сгорания**

Основные расчётные параметры топлива (топливные гранулы – пеллеты из зерновых отходов проса): элементарный состав по рабочей массе, низшую теплоту сгорания по рабочей массе, плотность, влажность и зольность принимаем по протоколу испытаний испытательного центра ФГУП «ЦНИЛХИ» (табл. 4 и табл. 5).

Состав топлива:  $C^p = 42,3\%$ ,  $H^p = 45,64\%$ ,  $O^p = 36,6\%$ ,  $N^p = 0,47\%$ ,  $S^p = 0,3\%$ ,  $A^p = 7,1\%$ ,  $W^p = 7,5\%$  [1].

Определим теоретический объём воздуха, необходимый для полного сгорания топлива. Процесс горения – это совокупность химических реакций окисления его горючих компонентов, сопровождающихся выделением значительного количества теплоты. При организации этого процесса необходимо создать условия, при которых происходит наиболее полный переход химически связанной энергии в теплоту образующихся продуктов горения. Скорость химических реакций возрастает с увеличением температуры, поэтому в топках котлов обеспечивается непрерывный равномерный подвод окислителя в достаточном количестве и поддержание высокого уровня температур.

#### 4. Зольность и теплота сгорания соломы различных зерновых культур

Зерновая культура	Зольность на сухую массу, %	Низшая теплота сгорания на сухую массу, МДж/кг.	Низшая теплота сгорания рабочей массы при влажности 20%, МДж/кг.
Рожь	4,5	17,0	13,6
Пшеница	6,5	17,8	13,8
Ячмень	4,5...5,9	17,4	13,4
Овёс	4,9	16,7	12,9
Солома в среднем	5,0	17,4	13,5
Лузга проса	7	–	16,857 при влажности 7,5%

#### 5. Характеристика топливных гранул

Характеристика топлива	Зерновые отходы
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	1330
Массовая доля брикетной пыли, %	2
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	16857
Насыпная масса гранул, кг/м <sup>3</sup>	694

Минимальное количество воздуха  $V^0$ , достаточное для полного выгорания единицы массы топлива, называют теоретически необходимым количеством воздуха.

Для исключения неполного выгорания топлива в топку подаётся больше воздуха  $V_d$ , чем теоретически необходимо. При проектировании котлов и анализе их работы пользуются коэффициентом избытка воздуха, который равен

$$\alpha_T = V_d / V_0, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (1)$$

где  $V_d$  – действительный объём подаваемого в топку воздуха, м<sup>3</sup>/кг;  $V_0$  – теоретически необходимый для полного сгорания объём воздуха, м<sup>3</sup>/кг.

Для твёрдого топлива теоретические объёмы продуктов сгорания (при коэффициенте избытка воздуха в топке  $\alpha_T = 1$ ) определяются по следующим формулам [4].

Объём воздуха, необходимый для полного сгорания твёрдого топлива [4]:

$$V_0 = 0,0889(C^P + 0,375S^P) + 0,265H^P - 0,0333O^P, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (2)$$

$$V_0 = 0,0889(42,32 + 0,375 \cdot 0,3) + 0,265 \cdot 5,64 - 0,0333 \cdot 36,67 = 3,8409 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объём азота в продуктах сгорания:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V_0 + N_2 / 100, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (3)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 3,8409 + 0,47 / 100 = 3,0381 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объём трехатомных газов:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^P + 0,375S_k^h), \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (4)$$

$$V_{RO_2} = 0,0187(42,32 + 0,375 \cdot 0,3) = 0,7935 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объём водяных паров:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^P + 0,0124W^P + 0,161V_0, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (5)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot 5,64 + 0,0124 \cdot 7,5 + 0,161 \cdot 3,8409 = 0,7843 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Для твёрдых топлив полный объём продуктов сгорания  $V_r$  представляет собой сумму объёмов сухих газов  $V_{c.r}$  и водяных паров  $V_{H_2O}$ :

$$V_r = V_{c.r} + V_{H_2O}, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (6)$$

при этом

$$V_{c.r} = V_{R_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (7)$$

где  $V_{R_2O} = V_{CO_2} + V_{SO_2}$  – объём трёхатомных газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $(V_{N_2} + V_{O_2})$  – объём двухатомных газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Определим объём сухих газов по формуле (3):

$$V_{c.r} = 0,0187(C^P + 0,375S_n^P) + 0,79V_0 + 0,8N^P / 100, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (8)$$

$$V_{c.r} = 0,0187(42,32 + 0,375 \cdot 0,3) + 0,79 \cdot 3,8409 + 0,8 \cdot 0,47 / 100 = 3,8316 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Полный объём продуктов сгорания:

$$V_r = 3,8316 + 0,7843 = 4,6159 \text{ м}^3/\text{кг}. \quad (9)$$

Содержание кислорода  $O_2$  в сухих газах при полном сгорании топлива определим по формуле

$$O_2 = 21 - \beta RO_2 - RO_2, \%; \quad (10)$$

где  $\beta$  – характеристика топлива;  $RO_2$  – содержание трёхатомных газов в сухих газах при полном сгорании топлива, %.

Рассчитаем  $RO_2$  как:

$$RO_2 = (V_{R_2O} / V_{c.r}) \cdot 100, \%; \quad (11)$$

$$RO_2 = (0,7935 / 3,8316) \cdot 100 = 20,709\%.$$

Для твёрдого топлива  $\beta$  определяется по формуле



$$\beta = (2,35(H^p - 0,126O^p + 0,04N^p)) / (C^p + 0,375S_p^p), \quad (12)$$

$$\beta = (2,35(5,64 - 0,126 \cdot 36,67 + 0,04 \cdot 0,47)) / (42,32 + 0,375 \cdot 0,3) = 0,0575.$$

Подставив значение  $\beta$  в формулу (10), получим

$$O_2 = 21 - 0,0575 \cdot 20,709 - 20,709 = -0,9\% .$$

Недостающее количество кислорода  $V_{O_2}$  :

$$V_{O_2} = V_0 \cdot O_2 / 100, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (13)$$

$$V_{O_2} = 3,8409 \cdot 0,900 / 100 = 0,04154 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Зная содержание кислорода в воздухе ( $O_2 = 20,95\%$ ) определим необходимое количество вторичного воздуха:

$$V_0^{BT} = V_{O_2} / O_2, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (14)$$

$$V_0^{BT} = 0,04154 / 0,2095 = 0,1983 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

В таком случае коэффициент избытка воздуха составит

$$\alpha_T = (V_0 + V_0^{BT}) / V_0, \quad (15)$$

$$\alpha_T = (3,8409 + 0,1983) / 3,8409 = 1,052 .$$

Столь низкого значения коэффициента избытка удалось добиться с помощью подачи точно необходимых объёмов первичного и вторичного воздуха, что достигается постоянным контролем содержания концентраций кислорода и углекислого газа в отходящих дымовых газах в системе автоматики котла.

Определим действительный объём сухих газов:

$$V_{с.г} = V_{с.г}^0 + (\alpha_T - 1)V^0, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (16)$$

$$V_{с.г} = 3,8316 + (1,052 - 1) \cdot 3,8409 = 4,031 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Действительный объём водяных паров:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_T - 1)V^0, \text{ м}^3/\text{кг}; \quad (17)$$

$$V_{H_2O} = 0,7843 + 0,0161(1,052 - 1) \cdot 3,8409 = 0,7875 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Полный объём продуктов сгорания определяется по формуле (6):

$$V_T = 4,031 + 0,7875 = 4,8185 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Количество теплоты, содержащейся в воздухе или продуктах сгорания, называют теплосодержанием (энтальпией) воздуха или продуктов сгорания. Энтальпия продуктов сгорания  $H_T$  (кДж/кг) одного килограмма твёрдого топлива определяется как сумма энтальпий продуктов сгорания  $H_T^0$  при  $\alpha_T = 1$ , энтальпии избыточного воздуха  $H_B^0 (\alpha_T - 1)$  и золы  $H_3$ , т.е.:

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha_{\Gamma} - 1)H_{\text{B}}^0 + H_3, \quad (18)$$

где

$$H_{\Gamma}^0 = V_{\text{RO}_2} (c \cdot \theta)_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 (c \cdot \theta)_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 (c \cdot \theta)_{\text{H}_2\text{O}}, \quad \text{кДж/кг}; \quad (20)$$

$$H_{\text{B}}^0 = V_{\text{B}}^0 (c \cdot \theta)_{\text{B}}, \quad \text{кДж/кг}; \quad (21)$$

где  $(c \cdot \theta)_{\text{RO}_2}$ ,  $(c \cdot \theta)_{\text{N}_2}$ ,  $(c \cdot \theta)_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $(c \cdot \theta)_{\text{B}}$  – соответственно, энтальпии трёх-атомных газов, азота, водяных паров и воздуха, кДж/кг.

Для построения  $H$ - $\theta$ -диаграммы зададимся несколькими значениями температур горения топлива  $\theta$  и вычислим для них энтальпии продуктов сгорания. Затем, выбрав масштаб температур и энтальпий в прямоугольной системе координат, по точкам проведём кривую  $H = f(\theta)$ .

При температуре  $\theta = 200$  °С, выбрав необходимые значения энтальпий получим 1376 кДж/кг.

Данное значение энтальпии, а так же значения при следующих температурах отражены в табл. 6:

$$H_{\Gamma} = 0,7935 \cdot 357 + 3,0381 \cdot 260 + 0,7843 \cdot 304 + (1,052 - 1) \cdot 3,8409 \cdot 266 + 7,1 \cdot 0,93/100 \cdot 169,1 = 1376 \text{ кДж/кг.}$$

## 6. Значения энтальпии дымовых газов в зависимости от температуры

Расчётная температура $\theta$ , °С	Значение энтальпии $H_{\Gamma}$ , кДж/кг
200	1376
500	3597
800	5996
1000	7688
2000	16539

По этим значениям энтальпий строим  $H$ - $\theta$ -диаграмму (рис. 11)

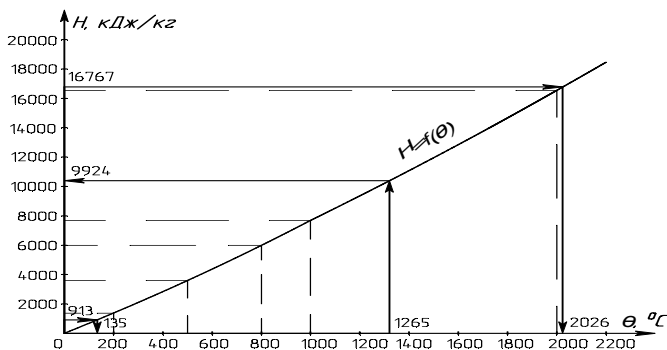


Рис. 11.  $H$ - $\theta$ -диаграмма

### 2.2.3. Расчёт тепловыделений и температур в топке

Полезное тепловыделение в топке вычислим по формуле

$$Q_T = Q_H^p (100 - q_3 - q_6) / 100 + Q_B + Q_T - Q_\phi, \text{ кДж/кг}; \quad (21)$$

где  $Q_B$  – теплосодержание воздуха, поступающего в топку, кДж/кг;  $Q_T$  – физическое тепло топлива, кДж/кг;  $Q_\phi$  – тепло, вносимое в установку с паровым дутьём, кДж/кг.

Как уже оговаривалось ранее, в данном случае все эти теплоты равны нулю. Тогда по формуле (21) получим:

$$Q_T = 16857 \cdot (100 - 0,5 - 0,32) / 100 + 0 + 0 - 0 = 16767 \text{ кДж/кг.}$$

Температуру, соответствующую данному теплосодержанию, определим с помощью  $H$ - $\theta$ -диаграммы (рис. 11). Данная температура будет являться температурой горения, то есть той температурой, которую имели бы газы, если бы в топке отсутствовал теплообмен. Теоретическая температура составит  $\theta_{T,Г} = 2026 \text{ }^\circ\text{C}$  – это очень много.

По этой же диаграмме определим энтальпию дымовых газов на выходе из котла, соответствующую температуре  $\theta_{yx} = 135 \text{ }^\circ\text{C}$ . Значение энтальпии составит  $H_{yx} = 913 \text{ кДж/кг}$ .

Тогда общее количество теплоты, выделившееся в котлоагрегате, составит:

$$Q_{\text{общ}} = Q_T - H_{yx} = 16767 - 913 = 15856 \text{ кДж/кг.} \quad (22)$$

Температуру дымовых газов на выходе из топки найдём как:

$$\theta_T^n = T_{T,Г} / \left( M \left( \left( (4,9 \cdot 10^{-8} \cdot \xi H_{\text{л}} a_T T_{T,Г}^3) / (\phi B_P (Vc)_{\text{ср}}) \right)^{0,6} + 1 \right) - 273, \quad (23)$$

где  $T_{T,Г}$  – температура газов, соответствующая адиабатическому сгоранию, К;  $M$  – параметр, зависящий от относительной высоты положения максимума температуры пламени в топке (для случая сжигания твёрдого топлива в слое принимаем  $M = 0,52$ );  $\xi$  – условный коэффициент загрязнения (для слоевого сжигания твёрдого топлива  $\xi = 0,65$  [4]);  $H_{\text{л}}$  – величина лучевоспринимающей поверхности,  $\text{м}^2$ ;  $a_T$  – степень черноты топки;  $\phi$  – коэффициент сохранения энергии;  $B_P$  – массовый расход топлива, кг/с;  $(Vc)_{\text{ср}}$  – средняя суммарная теплоёмкость продуктов горения, кДж/(кг·К).

Абсолютная температура дымовых газов равна:

$$T_{T,Г} = \theta_{T,Г} + 273,15 = 2024,58 + 273,15 = 2297,73 \text{ К.}$$

Так как методика расчёта лучевоспринимающей поверхности, предложенная в нормативном методе расчёта [4], предполагает, что поверхность топки выполнена из стали, а не из керамики, как в данном котле, – нам следует рассчитать эквивалентную лучевоспринимающую поверх-

ность, исходя из условия равенства количества переданной теплоты и разностей температур. При таком балансе уравнения тепловых потоков для металлической и керамической стенок будут:

$$Q = F_{\text{мет}} (t_{\text{гор}}^{\text{ст}} - t_{\text{хол}}^{\text{ст}}) / R_{\text{мет}},$$

$$Q = F_{\text{керам}} (t_{\text{гор}}^{\text{ст}} - t_{\text{хол}}^{\text{ст}}) / R_{\text{керам}},$$
(24)

где  $Q$  – количество переданной теплоты, Вт;  $F_{\text{мет}}$ ,  $F_{\text{керам}}$  – площади металлической и керамической топок соответственно,  $\text{м}^2$ ;  $R_{\text{мет}}$ ,  $R_{\text{керам}}$  – термические сопротивления топок,  $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ .

Преобразовав уравнения (24), получим,  $\text{м}^2$ :

$$F_{\text{мет}} = F_{\text{керам}} (R_{\text{мет}} / R_{\text{керам}}).$$
(25)

Площадь керамической поверхности известна:  $F_{\text{керам}} = 9,048 \text{ м}^2$ .

Термическое сопротивление рассчитывается по формуле

$$R = \sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i), \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт};$$
(26)

где  $\delta_i$  – толщина  $i$ -го слоя, м;  $\lambda_i$  – коэффициент теплопроводности  $i$ -го слоя,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Данные по толщине и теплопроводности слоёв топок приведены в табл. 7.

Рассчитаем термическое сопротивление по формуле (26)

$$R_{\text{мет}} = 0,01/0,3 + 0,01/27,6 + 0,001/2,3 = 0,0175 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт},$$

$$R_{\text{керам}} = 0,01/0,3 + 0,06/0,602 + 0,005/27,6 + 0,001/2,3 = 0,117 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Подставив полученные значения в формулу (25), получим:

$$F_{\text{мет}} = 9,048(0,01746/0,11695) = 1,35 \text{ м}^2,$$

## 7. Толщина слоёв и теплопроводность топок

Тип материала	Толщина слоя $\delta_i$ , м	Теплопроводность слоя $\lambda_i$ , $\text{т}/(\text{м} \cdot \text{К})$
<i>Для металлической топки</i>		
1. Сажа	0,01	0,3
2. Сталь	0,01	27,6
3. Накипь	0,001	2,3
<i>Для керамической топки</i>		
1. Сажа	0,01	0,3
2. Керамика	0,06	0,602
3. Сталь	0,005	27,6
4. Накипь	0,001	2,3

$$H_{л} = F_{мет} = 1,35 \text{ м}^2.$$

Степень черноты топки  $a_T$  определяют так [5]:

$$a_T = a_{\phi} / (a_{\phi} + (1 - a_{\phi})\phi\zeta), \quad (27)$$

где  $\phi = 1$  – степень экранирования топки.

Степень черноты зеркала горения  $a_{\phi}$  определяется из выражения:

$$a_{\phi} = a_{св}m + a_{н.св}(1 - m), \quad (28)$$

где  $a_{св}$  и  $a_{н.св}$  – степень черноты светящихся и несветящихся компонентов пламени;  $m$  – значение коэффициента, зависящего от рода топлива и способа его сжигания ( $m = 0,5$ ) [5]. Степень черноты газовых компонентов определяют по формуле

$$a = 1 - e^{-kps}, \quad (29)$$

где  $K$  – коэффициент ослабления лучей топочной средой;  $P$  – давление в топке (для безнаддувных топок  $P = 1$ );  $S$  – эффективная толщина излучающего слоя.

Для светящихся компонентов пламени  $K$  рассчитывается по формуле

$$K = 1,6T_{т.г} / 1000 - 0,5. \quad (30)$$

Для несветящихся компонентов пламени:

$$K = \kappa_r r_n. \quad (31)$$

Эффективную толщину излучающего слоя определяют по формуле

$$S = 3,6V_T / H_{ст}, \quad (32)$$

где  $V_T$  – объём топочной камеры,  $\text{м}^3$ ;  $H_{ст}$  – полная поверхность стен топки,  $\text{м}^2$ .

Произведя незначительные математические упрощения в формуле (32), получим для  $S$ :

$$S = 3,6/4D = 3,6/4 \cdot 0,9 = 0,81 \text{ м}.$$

В таком случае для светящихся компонентов пламени по формуле (30) получим:

$$K = 1,6 \cdot 2297,73/1000 - 0,5 = 3,18.$$

Для определения  $r_n$  найдём общую суммарную долю трёхатомных газов:

$$r_n = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2} = (0,7843 + 0,7935)/4,6158 = 0,342. \quad (33)$$

Значение коэффициента  $\kappa_r$  найдём с помощью диаграммы ([6], рис. IV.1):  $\kappa_r = 0,24$ .

Тогда по формуле (31) для несветящихся компонентов:

$$K = 0,24 \cdot 0,342 = 0,0821.$$

По формуле (29):

$$a_{н.св} = 1 - e^{-0,0821 \cdot 1 \cdot 0,81} = 0,0643,$$

$$a_{св} = 1 - e^{-3,1764 \cdot 1 \cdot 0,81} = 0,9237.$$

Степень черноты зеркала горения (28):

$$a_{\phi} = 0,9237 \cdot 0,5 + 0,0643 \cdot (1 - 0,5) = 0,494.$$

Степень черноты топки (27):

$$a_T = 0,494 / (0,494 + (1 - 0,494) \cdot 1 \cdot 0,65) = 0,60.$$

Примем температуру дымовых газов на выходе из топки  $\theta_T'' = 1265$  °С. Определим по  $H$ - $\theta$ -диаграмме (рис. 11) энтальпию в данной точке:

$$H_T'' = 9886 \text{ кДж/кг}.$$

Найдём среднюю суммарную теплоёмкость продуктов горения по формуле

$$(Vc)_{cp} = (H_{T,г} - H_T'') / (\theta_{T,г} - \theta_T''), \quad (34)$$

$$(Vc)_{cp} = (16767,32 - 9885,69) / (2024,58 - 1260) = 9,003 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Подставив все полученные значения в формулу (23), получим:

$$\theta_T'' = 2297,73 / (0,52(((4,9 \cdot 10^{-8} \cdot 0,65 \cdot 1,351 \cdot 0,600 \cdot 2297,73^3) / ((0,98 \cdot 0,0383 \cdot 9,033 \cdot 10^3)^{0,6}) + 1) - 273 = 1265 \text{ °С}.$$

Так как разность между принятой и рассчитанной температурой незначительна – последующих уточнений не потребуется. Определим по  $H$ - $\theta$ -диаграмме (рис. 11) энтальпию дымовых газов на выходе из топки:

$$H_T'' = 9924 \text{ кДж/кг}.$$

Количество теплоты, переданной лучевоспринимающей поверхности топки, определяется по формуле [6]

$$Q_{л} = \phi B_p (Q_T - H_T''), \text{ кВт}; \quad (35)$$

где  $B_p$  – расход топлива, кг/с;  $Q_T$  – полезное тепловыделение в топке, кДж/кг;  $H_T''$  – энтальпия продуктов сгорания при температуре  $\theta_T''$  на выходе из топки, кДж/кг.

По формуле (35) получим:

$$Q_{л} = 0,98 \cdot 0,0383(16767 - 9923) = 259,48 \text{ кВт}.$$

Зная номинальную мощность котла и температурный режим, определим расход воды через котёл [6]:

$$G_B = Q_{\text{НОМ}} / (C(t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}})), \text{ кг/с}; \quad (36)$$

где  $Q_{\text{НОМ}}$  – номинальная тепловая мощность котла, кВт;  $C = 4,2$  – теплоёмкость воды, (кДж/(кг·К));  $t_{\text{ВЫХ}}$ ,  $t_{\text{ВХ}}$  – температуры воды на выходе и входе в котёл, °С.

По формуле (36), получим:

$$G_B = 600 / (4,2(115 - 70)) = 3,17 \text{ кг/с.}$$

Исходя из (36) найдём температуру воды после прохождения поверхности лучистого теплообмена:

$$t_{\text{ВЫХ}} = t_{\text{ВХ}} + Q_{\text{Л}} / (CG) = 70 + 259,48 / (4,2 \cdot 3,1746) = 89,46 \text{ °С.} \quad (37)$$

### 2.2.4. Расчёт теплообмена в конвективном пучке

Так как диаметр дымогарных труб по мере прохождения дымовых газов не изменяется и их количество в первом и втором газоходе одинаково, – рассчитаем оба хода как один газоход, количество труб, в котором равно их количеству в первом газоходе, а длина – в два раза больше.

Схема движения теплоносителей представлена на рис. 12.

Разность энтальпий дымовых газов на входе и выходе из конвективного пучка составит:

$$\Delta H_{\text{КОНВ}} = H_T'' - H_{\text{ВЫХ}} = 9923 - 913 = 9012, \text{ кДж/кг.} \quad (38)$$

Общее количество теплоты, отданное дымовыми газами в конвективном пучке, рассчитаем аналогично (35):

$$Q_K = \Phi B_p \Delta H_{\text{КОНВ}} = 0,98 \cdot 0,0383 \cdot 90126 = 341,7, \text{ кВт.} \quad (39)$$

Значит количество теплоты, переданное через конвективные поверхности  $Q_T$  котла, должно быть равно полученному значению  $Q_K$ . Тепловой поток, переданный через поверхность теплообмена, найдём по формуле

$$Q_T = kF\Delta t_{\text{CP}}, \text{ Вт,} \quad (40)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\text{CP}}$  – среднелогарифмический температурный напор, °С.

Основное балансовое уравнение при расчёте конвективного пучка в газоходах принимает следующий вид:

$$kF\Delta t_{\text{CP}} = \Phi B_p \Delta H_{\text{КОНВ}}. \quad (41)$$

Среднелогарифмический температурный напор определим так:

$$\Delta t_{\text{CP}} = (\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}) / \ln(\Delta t_{\text{б}} / \Delta t_{\text{м}}), \quad (42)$$

где  $\Delta t_{\text{б}}$  – большая разность между температурами теплоносителей, °С;  $\Delta t_{\text{м}}$  – меньшая разность между температурами, °С.

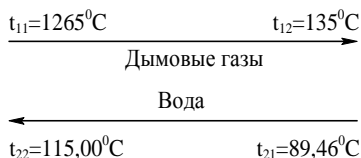


Рис. 12. Схема движения теплоносителей в конвективной части котла

Так как омывание водой труб происходит по схеме перекрёстного тока – определим  $\Delta t_{\delta}$  и  $\Delta t_{\text{м}}$  по формулам для противотока:

$$\Delta t_{\delta} = t_{11} - t_{22} = 1265 - 115 = 1150 \text{ }^{\circ}\text{C}; \quad (43)$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{12} - t_{21} = 135 - 89,46 = 45,54 \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (44)$$

Тогда по (42)

$$\Delta t_{\text{ср}} = (1150 - 45,54) / \ln(1150 / 45,54) = 342,05 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Коэффициент теплопередачи рассчитаем по формуле

$$K = 1 / (1 / \alpha_1 + \sum (\delta_i / \lambda_i) + 1 / \alpha_2), \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}); \quad (45)$$

где  $\alpha_1, \alpha_2$  – коэффициенты теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы и от стенки к воде,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\delta_i$  – толщина  $i$ -го слоя стенки трубы, м;  $\lambda_i$  – коэффициент теплопроводности  $i$ -го слоя стенки трубы,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ .

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке трубы  $\alpha_1$  будет состоять из двух слагаемых: коэффициента теплоотдачи с помощью конвективного теплообмена  $\alpha_{\text{к}}$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , и коэффициента теплоотдачи с помощью лучистого теплообмена  $\alpha_{\text{л}}$ ,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Такое уточнение вводится в виду того, что температура дымовых газов в конвективном пучке достаточно высока, а, значит, и лучистый теплообмен будет играть значительную роль:

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{л}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (46)$$

Коэффициент  $\alpha_{\text{к}}$  определим по формуле

$$\alpha_{\text{к}} = \text{Nu} \lambda / d, \quad (47)$$

где  $\text{Nu}$  – значение числа Нуссельта;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности дымовых газов,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ ;  $d$  – определяющий размер, в качестве которого выступает диаметр трубы, м.

Для определения числа Нуссельта предварительно найдём число Рейнольдса:

$$\text{Re} = w_{\text{д}} d / \nu \quad (48)$$

где  $w_{\text{д}}$  – скорость движения дымовых газов, м/с;  $\nu$  – кинематическая вязкость дымовых газов,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Скорость движения дымовых газов найдём, исходя из расхода, сечения и количества труб:

$$w_{\text{д}} = G_{\text{д}} / (nS), \text{ м}/\text{с}; \quad (49)$$

где  $G_{\text{д}}$  – объёмный расход дымовых газов,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $n$  – количество труб;  $S$  – площадь поперечного сечения внутреннего диаметра трубы,  $\text{м}^2$ .

Сечение канала составит:

$$S = \pi d^2 / 4 = 3,1416(0,207)^2 / 4 = 3,365 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2. \quad (50)$$



Тогда по формуле (49) получим:

$$w = 0,1768 / (6 \cdot 3,365 \cdot 10^{-2}) = 0,876 \text{ м/с.}$$

Средняя температура дымовых газов составит:

$$t_{\text{с.д.г.}}^{\text{ср}} = (t_{11} + t_{12}) / 2 = (1265 + 135) / 2 = 700 \text{ }^\circ\text{C.} \quad (51)$$

Коэффициент кинематической вязкости для этой температуры [6]:

$$\nu = 1121 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Тогда число Рейнольдса будет равно (48):

$$\text{Re} = 0,876 \cdot 0,207 / (1121 \cdot 10^{-6}) = 1617,6.$$

Режим течения – ламинарный. Данному режиму течения соответствует следующая формула для расчёта числа Нуссельта:

$$\text{Nu} = 1,55 (\text{Pe}_r \cdot d / l)^{1/3} (\mu_{\text{ж}} / \mu_{\text{ст}})^{0,14} \varepsilon, \quad (52)$$

где  $(\text{Pe}d / l) = (4\text{Gr}c_p / n) / (\pi l \lambda)$ ;  $\mu_{\text{ж}}$ ,  $\mu_{\text{ст}}$  – вязкость дымовых газов при их средней температуре и при температуре стенки, Па·с;  $\varepsilon$  – поправка на участок гидродинамической стабилизации.

Необходимые для расчёта величины  $(\text{Pe}d / l)$  параметры определим для средней температуры дымовых газов по:

$$c_p = 1,239 \text{ кДж/(кг·К)},$$

$$\lambda = 0,0827 \text{ Вт/(м·К)},$$

$$\rho = 0,363 \text{ кг/м}^3.$$

В таком случае для  $(\text{Pe}d / l)$  получим:

$$(\text{Pe}d / l) = (4 \cdot 0,1768 \cdot 0,363 / 6 \cdot 1,239 \cdot 10^3) / (3,1416 \cdot 3,2 \cdot 0,0827) = 63,76.$$

Температуру стенки приближённо рассчитаем как

$$t_{\text{гор}}^{\text{ст}} = t_{\text{д.г.}}^{\text{ср}} - \Delta t_{\text{ср}} / 2 = 700 - 342,05 / 2 = 528,98 \text{ }^\circ\text{C.} \quad (53)$$

Для температур горячей стенки и дымовых газов определим значение параметров  $\mu_{\text{ж}}$ ,  $\mu_{\text{ст}}$ , используя в качестве справочных данных:

$$\mu_{\text{ж}} = 40,7 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с,}$$

$$\mu_{\text{ст}} = 35,73 \cdot 10^{-6} \text{ Па·с.}$$

Поправку на участок гидравлической стабилизации рассчитаем по формуле

$$\varepsilon = 0,6(1 / \text{Re} \cdot l / d)^{-1/7} (1 + 2,5 / \text{Re} \cdot l / d) = 0,6(1 / 1617,59 \cdot 3,2 / 0,207)^{-1/7} (1 + 2,5 / 1617,59 \cdot 3,2 / 0,207) = 1,194.$$

Тогда по формуле (52) получим:

$$\text{Nu} = 1,55(63,76)^{1/3}(40,7 / 35,73)^{0,14} 1,194 = 7,53.$$

Так как в дымогарных трубах установлены безосевые турбулизаторы – значение числа Нуссельта будет несколько выше рассчитанного. Принимаем:

$$\text{Nu}_T = 1,145\text{Nu} = 1,145 \cdot 7,53 = 8,62. \quad (54)$$

Коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке дымогарной трубы равен (47):  $\alpha_K = 8,62 \cdot 8,27 \cdot 10^{-2} / 0,207 = 3,44 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  – очень мало для вынужденного движения.

Коэффициент теплоотдачи лучистым теплообменом определим по номограмме [6]:  $\alpha_{\text{л}} = 83,96 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Суммарный коэффициент теплоотдачи, характеризующий теплообмен между дымовыми газами и стенкой равен (46):

$$\alpha_1 = 83,96 + 3,44 = 87,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Толщина и теплопроводность слоёв приведены в табл. 8.

Термическое сопротивление стенки рассчитаем аналогично (26):

$$\sum_{i=1}^n (\delta_i / \lambda_i) = 0,001 / 0,3 + 0,006 / 26,6 + 0,0005 / 2,3 = 3,776 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}.$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности дымогарных труб к воде. Расчёт будет аналогичен таковому для  $\alpha_1$ . Так как рассчитывается случай омыwania поверхности трубы – в качестве определяющего размера выступает внешний диаметр дымогарной трубы.

Средняя температура воды рассчитывается аналогично (51):

$$t_{\text{д.г}}^{\text{ср}} = (t_{12} + t_{22}) / 2 = (89,46 + 115) / 2 = 102,23 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Рассчитаем значение числа Рейнольдса. Для этого сначала определим скорость движения теплоносителя внутри котла. Проходное сечение котла будет равно площади, ограниченной внутренним диаметром корпуса котла за вычетом площадей, ограниченных топкой и конвективными поверхностями нагрева, т.е.:

$$S_{\text{воды}} = S_{\text{котла}} - S_{\text{топки}} - nS_{\text{д.т}} = \pi / 4 (d_{\text{котла}}^2 - d_{\text{топки}}^2 - nd_{\text{д.т}}^2), \text{ м}^2;$$

## 8. Толщина и теплопроводность слоёв дымогарных труб

Тип материала	Толщина слоя $\delta_i$ , м	Теплопроводность слоя $\lambda_i$ , Вт/(м·К)
1. Сажа	0,001	0,3
2. Сталь	0,006	26,6
3. Накипь	0,0005	2,3

$$S_{\text{воды}} = 3,1416 / 4(1,9^2 - 1,03^2 - 12 \cdot 0,219^2) = 1,55 \text{ м}^2.$$

Зная расход воды, рассчитаем скорость её движения внутри котлоагрегата аналогично формуле (49):

$$w = 3,318 \cdot 1^{-3} / 1,55 = 2,141 \cdot 10^{-3} \text{ м/с.}$$

Кинематическая вязкость для этой температуры:

$$\nu = 0,2897 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2/\text{с.}$$

Число Рейнольдса будем рассчитывать по формуле (48):

$$\text{Re} = 2,141 \cdot 10^{-3} \cdot 0,219 / (0,2897 \cdot 10^{-6}) = 1618,5.$$

Для случая, когда число Рейнольдса находится в пределах интервала от  $1 \cdot 10^3$  до  $2 \cdot 10^5$ , число Нуссельта рассчитывается по формуле

$$\text{Nu} = 0,25 \text{Re}^{0.6} \text{Pr}_{\text{ж}}^{0,38} (\text{Pr}_{\text{ж}} / \text{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}, \quad (55)$$

где  $\text{Pr}_{\text{ж}}$  – число Прандтля при средней температуре воды;  $\text{Pr}_{\text{ст}}$  – число Прандтля при температуре холодной стенки.

Температуру холодной стенки дымогарных труб определим аналогично (53):

$$t_{\text{хол}}^{\text{ст}} = t_{\text{д.г}}^{\text{сп}} + \Delta t_{\text{сп}} / 2 = 102,23 + 342,05 / 2 = 273,26 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Число Прандтля найдём для температуры воды и стенки:  
 $\text{Pr}_{\text{ж}} = 1,7166$ ,  $\text{Pr}_{\text{ст}} = 0,8865$ .

Число Нуссельта равно (55):

$$\text{Nu} = 0,25 \cdot 1618,5^{0.6} \cdot 1,7166^{0,38} (1,7166 / 0,8865)^{0,25} = 30,50.$$

Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре:

$$\lambda = 68,435 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Тогда коэффициент теплоотдачи  $\alpha_2$  равен (47):

$$\alpha_2 = 30,50 \cdot 68,435 \cdot 10^{-2} / 0,219 = 95,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи рассчитаем по формуле (45)

$$K = 1 / (1 / 87,40 + 0,003776 + 1 / 95,18) = 38,874 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Количество теплоты, переданное через поверхность теплообмена, найдём по формуле (40)

$$Q_T = 38,743 \cdot 25,696 \cdot 342,05 = 341673 \text{ Вт.}$$

Тогда основное соотношение теплообмена в конвективном пучке (41) примет вид

$$341,733 = 341,673.$$

Относительная погрешность расчёта составит, %:

$$\delta = (Q_6 - Q_m) / Q_6 \cdot 100, \quad (56)$$

где  $Q_6$  – большее значение мощности, кВт;  $Q_m$  – меньшее значение мощности, кВт.

По формуле (56) получим:

$$\delta = (341,733 - 341,73) / 341,733 \cdot 100 = 0,02 \%$$

Так как расхождение незначительно – дальнейших уточняющих расчётов не потребуются.

Уточним значение температур дымовых газов и теплоносителя на выходе из котлоагрегата. Энтальпия дымовых газов на выходе из котла составит:

$$H_{д.г}^{вых} = H_t - Q_{л} / (B_p \varphi) = 9923,91 - 341,673 / (0,98 \cdot 0,0383) = 912,83 \text{ кДж/кг.}$$

Данному значению энтальпии на  $H-\theta$  диаграмме соответствует температура  $\theta_{д.г}^{вых} = 135$  °С.

Температуру воды на выходе найдём по формуле (37)

$$t_{вых} = 89,46 + 341,733 / (4,2 \cdot 3,1746) = 115 \text{ °С.}$$

Все выходные параметры соответствуют ранее принятым. Проверим соблюдение теплового баланса. Невязка теплового баланса определяется уравнениями:

$$\Delta Q = B_p Q_{п}^p \eta - (Q_{л} + Q_{к}), \text{ кВт;} \quad (57)$$

$$\Delta Q / (B_p Q_{п}^p \eta) \cdot 100 \leq 0,5\%; \quad (58)$$

где  $Q_{л}$ ,  $Q_{к}$  – количества теплоты по балансу, воспринятые луче-воспринимающей поверхностью и газоходами котла, кВт.

По формулам (57), (58) получим:

$$\Delta Q = 0,0383 \cdot 168,57 \cdot 92,638 - (259,48 + 341,67) = -2,558 \text{ кВт;}$$

$$2,5058 / (0,0383 \cdot 168,57 \cdot 92,638) \cdot 100 = 0,428 \leq 0,5\% .$$

Невязка теплового баланса удовлетворяет условию. Соответственно, тепловой баланс рассчитан верно.

### 2.2.5. Тепловой баланс и КПД котельного агрегата

В водогрейном котле при сжигании органического топлива получают высокотемпературные продукты сгорания, обладающие большой тепловой энергией. Значительная часть этой энергии передаётся посредством радиационного и конвективного теплообмена поверхностям нагрева, которые, в свою очередь, передают эту энергию теплоносителю. Определённая часть тепла, при этом, рассеивается в окружающую среду с уходящими продуктами сгорания, золой, выходит через внешнюю поверхность котлоагрегата.

Тепловым балансом называют распределение теплоты, вносимой в котлоагрегат при сжигании топлива, на полезно использованную теплоту и тепловые потери. Тепловой баланс составляется на 1 кг рабочей массы топлива применительно к установившемуся тепловому состоянию котельного агрегата.

При сжигании 1 кг рабочей массы топлива полное количество теплоты, которое может выделиться в топке, называют располагаемой теплотой топлива  $Q_P^P$ , кДж/кг :

$$Q_P^P = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \text{ кДж/кг}; \quad (59)$$

или в процентах от располагаемой теплоты топлива:

$$q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 100 \%, \quad (60)$$

где

$$q_i = Q_i / Q_P^P \cdot 100 \%, \quad (61)$$

где  $Q_1$  – теплота, полезно использованная в котлоагрегате, кДж/кг;  $Q_2$  – потери теплоты с уходящими газами, кДж/кг;  $Q_3$  – потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива, кДж/кг;  $Q_4$  – потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива, кДж/кг;  $Q_5$  – потери теплоты в окружающую среду, кДж/кг;  $Q_6$  – потери теплоты с физической теплотой шлака, кДж/кг.

Располагаемое тепло на 1 кг твёрдого топлива определяется по формуле

$$Q_P^P = Q_H^P + Q_{в.вн} + Q_{тл} + Q_в, \text{ кДж/кг}, \quad (62)$$

где  $Q_H^P$  – низшая теплота сгорания рабочей массы твёрдого топлива, кДж/кг;  $Q_{в.вн}$  – теплота, внесённая поступающим в котельный агрегат воздухом при его подогреве вне котлоагрегата, кДж/кг;  $Q_{тл}$  – физическая теплота топлива, кДж/кг;  $Q_в$  – теплота, вносимая с паровым дутьём, кДж/кг.

Так как топливо перед поступлением в котёл специально не подогревается, а воздух забирается через вентиляционные решётки с верха котельной и также не проходит через какие-либо подогреватели, то и эти теплоты, соответственно, будут равны нулю. Паровое дутьё также не используется. Значит по формуле (62) получим:

$$Q_P^P = 16857 + 0 + 0 + 0 = 16857 \text{ кДж/кг}.$$

Далее определим составляющие уравнения (59). Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива (%):

$$q_4 = (327 A_P / Q_P^P) \cdot \{a_{шл} [C_{шл} / (100 - C_{шл})] + a_{ун} [C_{ун} / (100 - C_{ун})]\}, \quad (63)$$

где  $A_p$  – содержание золы в топливе, %;  $a_{\text{шл}}$ ,  $a_{\text{yh}}$  – доли золы в шлаке и уносе от общего количества золы, введённого в топку с топливом, %;  $C_{\text{шл}}$ ,  $C_{\text{yh}}$  – содержание горючих в шлаке и уносе, %.

Принимая для топлива, состоящего из просяной лузги  $a_{\text{yh}} = 0,93\%$ ,  $a_{\text{шл}} = 7,1\%$ ,  $C_{\text{шл}} = C_{\text{yh}} = 2\%$ , по формуле (63) получим:

$$q_4 = (327 \cdot 7,1 / 16857) (7(2 / (100 - 2)) + 93(2 / (100 - 2))) = 0,281\% .$$

Потери теплоты с уходящими дымовыми газами:

$$q_2 = (H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} H_{\text{x.в}}^0) (100 - q_4) / Q_p^P , \quad (64)$$

где  $H_{\text{yx}}$ ,  $H_{\text{x.в}}^0$  – энтальпии продуктов сгорания и холодного воздуха, кДж/кг;  $\alpha_{\text{yx}}$  – коэффициент избытка воздуха за котлоагрегатом.

Паспортная температура уходящих дымовых газов  $\theta_{\text{yx}} = 135$  °С. По  $H$ - $\theta$ -диаграмме (рис. 11) энтальпия, соответствующая этой температуре, будет равна  $H_{\text{yx}} = 923$  кДж/кг.

Энтальпию холодного воздуха определим для расчётной температуры  $\theta_{\text{x.в}} = 20$  °С как  $H_{\text{x.в}}^0 = 26,4$  кДж/кг.

Присос воздуха в котлоагрегате отсутствует, поэтому значение  $\alpha_T$  не изменится. Значит по формуле (64):

$$q_2 = (923,036 - 1,052 \cdot 26,4) (100 - 0,281) / 16857 = 5,296\% .$$

Потери теплоты с физической теплотой шлака определим с помощью формулы

$$q_6 = a_{\text{шл}} C_{\text{шл}} t_{\text{шл}} A^P / 100 , \quad (65)$$

где  $a_{\text{шл}}$  – доля золы топлива в шлаке, %;  $C_{\text{шл}}$  – теплоёмкость шлака, кДж/(кг·К);  $t_{\text{шл}}$  – температура шлака, °С;  $A^P$  – содержание золы в топливе, %.

Для топок с сухим шлакоудалением принимаем температуру шлака  $t_{\text{шл}} = 600$  °С [6].

Теплоёмкость шлака рассчитаем по формуле

$$C_{\text{шл}} = 0,832 + 0,167 t_{\text{шл}} / 100, \text{ кДж/(кг·К);} \quad (66)$$

$$C_{\text{шл}} = 0,832 + 0,167 \cdot 600 / 100 = 1,834, \text{ кДж/(кг·К).}$$

Тогда по формуле (65) получим

$$q_6 = 0,07 \cdot 1,834 \cdot 7,1 / 100 = 0,032\% .$$

Потери теплоты в окружающую среду, согласно паспортным данным, составят  $q_5 = 1,253\%$  .

Для определения потерь теплоты от химической неполноты сгорания необходимо знать точное значение содержания в дымовых оксида углерода CO. Но так как данное содержание постоянно изменяется в связи с контролем его лямбда-зондом котла – примем расчётное значение химической неполноты сгорания равным  $q_3 = 0,5\%$ .

Таким образом, общие потери теплоты в котлоагрегате составят:

$$q_{\text{пот}} = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 5,296 + 0,500 + 0,281 + 1,253 + 0,032 = 7,36\% . \quad (67)$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата (брутто) характеризует степень его экономичности и определяется как

$$\eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} = 100 - q_{\text{пот}} = 100 - 7,36 = 92,64\% . \quad (68)$$

Зная КПД котла найдём количество теплоты, полезно использованной в установке:

$$Q_1 = \eta_{\text{к.а}}^{\text{бр}} Q_P^P / 100 = 92,64 \cdot 16857 / 100 = 15616 \text{ кДж/кг} . \quad (69)$$

Далее определим расход топлива, требуемый для обеспечения номинальной мощности котла:

$$B = Q_{\text{ном}} / Q_1 , \text{ кг/с} ; \quad (70)$$

где  $Q_{\text{ном}}$  – номинальный расход топлива, кВт.

Так как расчётная мощность котла составляет  $Q_{\text{ном}} = 600$  кВт, по формуле (70) получим:

$$B = 600 / 15615,99 = 0,0384 \text{ кг/с} .$$

Расход топлива, которое подаётся в топку котла, рассчитанный по формуле (70) является фактическим. Однако, в процессе горения из-за механической неполноты сгорания часть топлива не используется, поэтому при подсчёте продуктов горения и количества необходимого воздуха вводится следующая поправка  $(1 - q_4 / 100)$  и, следовательно, расчётный расход топлива при производстве тепловых расчётов принимается равным:

$$B_p = B(1 - q_4 / 100) = 0,0383(1 - 0,281 / 100) = 0,0383 \text{ кг/с} . \quad (71)$$

Расчётный часовой расход топлива составит

$$B_p^{\text{ч}} = B_p \cdot 3600 = 137,88 \text{ кг/ч} .$$

Зная расход топлива, можно рассчитать геометрические размеры шнеков системы подачи топлива.

Результаты нашего расчёта показали, что полученный КПД (0,926) соизмерим с КПД котлоагрегатов, работающих на природном газе (93%), а с учётом экологической нейтральности биотоплива получаем экономические преимущества в налогообложении, подкреплённые вступившими в силу в РФ в 2010 г. «Зелёными сертификатами». Расчёт вспомогательного оборудования котельной установки (дымососы, вентиляторы, бункеры и др.), работающей на биомассе аналогичен расчёту для котельных установок на традиционном топливе [6].

### 3. ГАЗИФИКАЦИЯ И ПИРОЛИЗ БИОМАССЫ

Принципы газификации биомассы были известны уже с конца XVIII века, поначалу данная технология применялась для снабжения газом газовых фонарей. Во время Второй мировой войны устройства по газификации биомассы использовались для получения заменителя моторного топлива. Во время энергетического кризиса семидесятых и восьмидесятых годов XX столетия газификация биомассы также рассматривалась как альтернатива подорожавшему топливу, получаемому из нефтепродуктов. Кроме того появились газифицированные установки, применявшиеся для производства электрической энергии. Газификация топлив с низкими теплотой сгорания и качеством, используется, в основном, для производства высококалорийного «чистого» топлива.

Термохимическая газификация представляет собой процесс частичного окисления углеродсодержащего сырья, такого, как биомасса, торф или уголь с получением газообразного энергоносителя – генераторного газа. Полученный газ состоит из монооксида углерода, водорода, метана, диоксида углерода, небольшого количества углеводородных соединений более высокого порядка, таких как метан и этан, содержит пары воды, азот (при воздушном дутье) и различные примеси, такие как смолы, частицы углистого вещества и золы. В качестве окислителя при газификации могут использоваться воздух, кислород, пар или смеси этих веществ. Максимальная температура процесса составляет 800...1300 °С.

При воздушной газификации производится генераторный газ с высшей теплотой сгорания 4...6 МДж/нм<sup>3</sup> (низкокалорийный газ).

Этот газ можно сжигать в котлах, а после очистки – в газовых двигателях или турбинах, но он не пригоден для транспортировки по трубопроводу ввиду низкой энергетической плотности. Газификация с использованием кислорода даёт среднекалорийный газ (10...12 МДж/м<sup>3</sup>), пригодный для ограниченной транспортировки по трубопроводу и для использования в качестве синтез-газа с целью получения метанола и газолина. Путём паровой (пиролитической) газификации может быть получен среднекалорийный газ с заметно большей теплотой сгорания (15...20 МДж/м<sup>3</sup>). Достигается это в двухстадийном процессе, который реализуется в двух реакторах кипящего слоя.

Наиболее широко в настоящее время применяется воздушная газификация. При этом исключаются все затраты и трудности, связанные, во-первых, с производством и использованием кислорода, во-вторых, с необходимостью двух реакторов при паровой газификации [1].

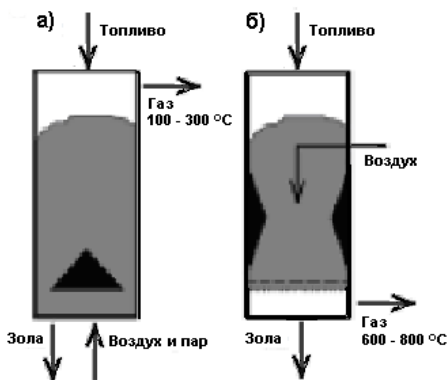
По типу слоя сырья и способу подвода окислителя основные технологии могут быть разделены на газификацию в плотном (неподвижном) слое с восходящим (ВДГ) и нисходящим (НДГ) или поперечным горизон-



тальным движением газа, газификацию в кипящем слое (стационарный КС, ЦКС, два реактора КС) и газификацию в потоке (рис. 13). Детальная характеристика этих технологий приведена в [11].

Характерной чертой реактора с нисходящим движением газа является движение газа вниз через медленно опускающийся плотный слой сырья. Такая технология обеспечивает получение относительно чистого генераторного газа с содержанием смол 50...500 мг/нм<sup>3</sup>. Такой генераторный газ может использоваться в газодизельных электростанциях небольшой мощности. В газификаторах плотного слоя с восходящим движением газа биомасса, поступающая сверху вниз, сначала просушивается генераторным газом, который движется вверх. Затем твёрдое сырьё пиролизируется с образованием углистого вещества, которое продолжает двигаться вниз и проходит стадию газификации. Парообразные продукты пиролиза уносятся вверх горячим генераторным газом. Смолы, содержащиеся в этих продуктах, конденсируются на холодном опускающемся сырье или уносятся из реактора произведённым газом. В результате концентрация смол в генераторном газе увеличивается и может достигать 10...100 г/нм<sup>3</sup>. Ввиду значительного содержания смол, без дополнительной очистки газ может только сжигаться в котле, расположенном в непосредственной близости от установки. Газификаторы с поперечным движением газа в работе во многом сходны с газификаторами с нисходящим движением газа. В них воздух или смесь воздуха с водяным паром подводится в реактор через боковую стенку в нижней части корпуса реактора. Готовый генераторный газ отводится из реактора с противоположной стороны. Широкого распространения газификаторы данной конструкции не получили.

Отличительными особенностями газификаторов с кипящим слоем по сравнению с реакторами плотного слоя являются высокие скорости тепло- и массопереноса и хорошее перемешивание твёрдой фазы, что обеспечи-



**Рис. 13. Принципиальные схемы газификационных реакторов:**

- а* – противоточная (ВДГ);
- б* – прямоточная (НДГ)

вает высокие скорости реакции и близкую к постоянной температуру слоя. Частицы сырья здесь должны быть более мелкими, чем при газификации в плотном слое, т.е. необходимо дополнительное измельчение топлива. Реакторы с кипящим слоем – единственный вид газификаторов, работающих с изотермическим слоем сырья. В них производится генераторный газ с содержанием смол 5...10 г/нм<sup>3</sup>, что является средним показателем между газификацией в реакторах двух предыдущих типов.

При газификации в циркулирующем кипящем слое частицы, унесённые из реактора потоком газа, отделяются от генераторного газа в циклоне и возвращаются обратно в слой для увеличения степени конверсии углерода. Полученный в таком газификаторе газ в большинстве коммерческих приложений используется для сжигания в котлах. Технология газификации биомассы в кипящем слое и циркулирующем кипящем слое может быть реализована как при атмосферном, так и при повышенном давлении. Установка, работающая под давлением, является существенно более сложной и дорогостоящей по сравнению с атмосферной газификацией. Преимущества этой технологии проявляются при использовании в крупных парогазотурбинных установках с внутрицикловой газификацией биомассы. В этом случае не требуется дополнительного сжатия генераторного газа перед подачей в камеру сгорания газовой турбины. Установка с двумя реакторами кипящего слоя позволяет получить генераторный газ с более высокой теплотой сгорания, чем в более простом реакторе с кипящим слоем и только воздушным дутьём.

Первая схема по своей функции близка к пиролизеру. Теплота привносится здесь горячим песком, циркулирующим между двумя реакторами. Смесь генераторного газа, чистого вещества, золы и песка из газификатора поступает в циклон, где твёрдая фракция отделяется и попадает во второй реактор с кипящим слоем. Угlistое вещество частично разлагается и частично сгорает, а нагретый песок возвращается в первый реактор. Произведённый генераторный газ имеет высокую теплоту сгорания, однако содержит много смол, поскольку процесс конверсии сырья близок к пиролизическому. При газификации в потоке частицы сырья захватываются потоком окислителя (обычно кислорода или пара). Образующаяся суспензия проходит по всей длине ректора, где и происходит процесс газификации. При газификации в потоке генераторный газ содержит мало смол.

Среди других видов реакторов [1] можно выделить реакторы с механическим перемещением слоя сырья (горизонтальный слой, наклонный слой, многокамерная печь, печь со шнеком и др.) Газификация в таких реакторах обычно является низкотемпературной.

Вращающаяся печь в основном используется для переработки отходов ввиду хорошего контакта газа и твёрдых частиц и хорошего перемешивания сырья. Необходима тщательно продуманная конструкция для предотвращения уноса твёрдых частиц.

Циклонные и вихревые реакторы имеют высокие скорости движения частиц и обеспечивают высокие скорости протекания реакций. Циклонные газификаторы отличаются простотой конструкции. Однако они лишь недавно стали применяться для конверсии биомассы, и такая технология ещё не до конца отработана.

### 3.1. ТЕРМОХИМИЧЕСКИЕ ЯВЛЕНИЯ В ГАЗИФИКАТОРЕ

В газификаторе происходит термохимическое превращение биомассы. Качество топливного газа определяется равновесием, которое достигается во время реакций. Визуальные наблюдения за реакциями, происходящими в газификаторе, позволяют понять их характер.

Допустим, что газификатор представляет собой вертикальную шахтную печь, наполненную биомассой в виде древесной щепы. Верх газификатора закрыт таким образом, что воздух в него не проникает. Внизу газификатора на решётчатом дне размещена древесная щепа. В газификаторе имеется система подачи воздуха или водяного пара. Древесина поджигается от специального источника пламени. После воспламенения щепы в газификаторе образуются четыре реакционные зоны (рис. 14). Ближе к полу газификатора находится зона окисления, а за ней следуют зоны восстановления, пиролиза и сушки [1].

Условия равновесия в зоне зависят от температуры и давления. Степень приближения к равновесию зависит от взаимодействия твёрдых и газообразных веществ и времени пребывания сырья в реакционной зоне. Количество образующегося метана ( $\text{CH}_4$ ) зависит от температуры и давления, при которых происходит реакция; высокое давление и низкая температура способствуют образованию  $\text{CH}_4$ .

В зоне окисления углеродсодержащее вещество окисляется кислородом воздуха, образуя  $\text{CO}_2$ . Эта экзотермическая реакция имеет существенное значение для обеспечения тепла, необходимого для завершения реакций в зонах восстановления, пиролиза и сушки. Поскольку какая-то часть углеродсодержащего сырья используется для сгорания, КПД газификации, рассчитанный без учёта физического тепла топливного газа, редко превышает 70%. Однако тепловой КПД газификации, в процессе которой получают пиротопливо и углистое вещество, как правило, больше 70%.

Реакция окисления  $\text{C} + \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2$  протекает очень быстро и строго ограничена массопереносом. Хорошо спроектированный газификатор имеет довольно узкую и глубокую (7,6...12,7 см) зону горения. В некоторых случаях к воздуху добавляется водяной пар и получают водяной газ:  $\text{C} + \text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{CO} + \text{H}_2$ . При конденсации водяных паров эта реакция является в какой-то мере экзотермической, в противном случае пар не конден-

сируется и мы имеем дело с эндотермической реакцией. Протекание реакции  $\text{H}_2\text{O} \rightarrow \text{H}_2 + (1/2)\text{O}_2$  зависит от температуры.

В связи с тем, что количество воздуха, нагнетаемого в зону окисления, меньше, чем требуется для протекания соответствующей реакции, образующиеся в газификаторе продукты сгорания содержат небольшое количество кислорода или не содержат его вообще. В результате в зоне создаётся бескислородная среда, т.е. условия, благоприятные для протекания пиролиза. В процессе пиролиза сырья, содержащее углерод, термически разлагается в бескислородной среде с образованием топливного газа, который может иметь низкую или среднюю теплоту сгорания.

В случае системы газификации с неподвижным слоем сырья важное значение имеют следующие факторы:

- оборудование для подготовки топлива (устройства для измельчения, сушки и подачи сырья);
- установка для охлаждения золы, устройство для перемещения золы и углистого вещества;
- наличие огнеупорной стенки аппарата или стенки, охлаждаемой водой. В первом случае возникают трудности, связанные с техническим

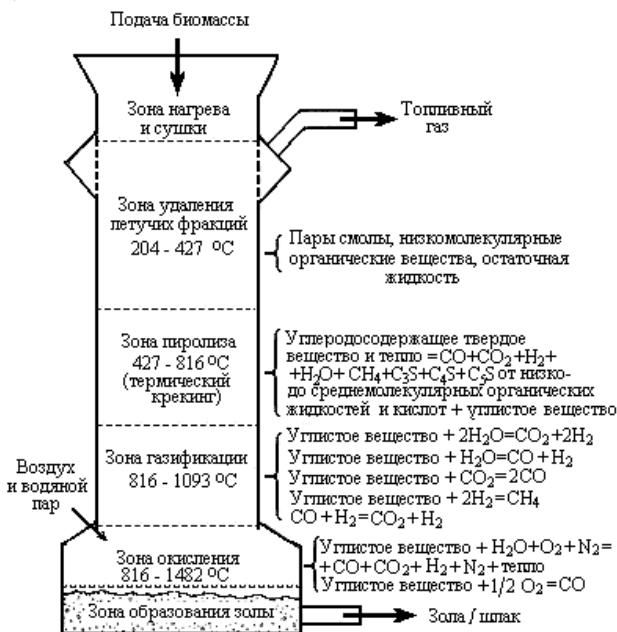


Рис. 14. Типичные реакции в зонах реактора (с подвижным уплотнённым слоем сырья)

обслуживанием газификатора; во втором случае наблюдаются значительные потери теплоты, если не предусматривается её утилизация для использования, например, для теплоснабжения объектов. Для переработки твёрдых отходов без их предварительной подготовки предпочтительнее газификатор со стенкой, охлаждаемой водой, поскольку износ или порча огнеупорной стенки газификатора может привести к зависанию подаваемого сырья;

- шлакообразование и температура плавления золы;
- оборудование для отвода газов;
- устройство для нагнетания кислорода, водяного пара или воздуха;
- отношение диаметра газификатора к высоте (при слишком большом диаметре возникают проблемы, связанные с распределением потока сырья, а при слишком большой высоте возникают проблемы, связанные с качеством топливного газа);
- устройство для очистки и охлаждения газа;
- общие меры по предотвращению загрязнения окружающей среды и обеспечению безопасности;
- обеспечение биомассовым сырьём.

Ниже перечислены наиболее важные характеристики газификаторов с перемещающимся слоем сырья:

- компактность и небольшой вес;
- относительная простота технического обслуживания и замены деталей, монтажа и демонтажа;
- устойчивость против пожаров, предотвращение токсичного отравления окружающей среды и воспламенения от горячей поверхности;
- надёжность устройств для охлаждения и очистки газов;
- наличие устройств для приёма и удаления золы;
- наличие соответствующих конструктивных материалов, способных выдерживать механические вибрации и напряжения, вызываемые работающим оборудованием.

При проектировании газификаторов необходимо учитывать влияние переменных параметров процесса на характеристики реактора. Переменные параметры процесса газификации включают тип окислителя (воздух или кислород), вид и состав биомассы, величину давления и температуры, при которых должен эксплуатироваться газификатор. Кроме того, для некоторых типов биомассы важное значение имеет время пребывания сырья в реакционной зоне.

Чтобы процесс газификации биомассы получил широкое промышленное внедрение, требуется продолжение работ в области совершенствования оборудования, применяемого в процессе её переработки.

## 3.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГАЗИФИКАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Газификация биомассы с целью получения тепловой энергии уже достигла коммерческого уровня [8].

Наиболее известными сегодня являются газификаторы с восходящим движением газа Bioneer компании Bioneer Oy (теперь Foster Wheeler Energia Oy, Финляндия) и реакторы PRM Energy Systems, Inc. (США), газификаторы с циркулирующим кипящим слоем Pyroflow компании A. Ahlstrom Oy, а также компаний Lurgi Energie und Umwelt (Германия) и TPS Termiska Processer AB (Швеция). Foster Wheeler Energia Oy входит в состав Foster Wheeler Corporation с главным офисом в США [11]. Кроме упомянутых выше, в мире имеется около 25 производителей газификаторов с нисходящим движением газа и более 10 производителей газификаторов с кипящим слоем и циркулирующим кипящим слоем. Производители газификаторов с нисходящим движением газа это, в основном, мелкие компании, выпускающие газификационные системы небольшой мощности (реактор + двигатель внутреннего сгорания) и уже соорудившие 1–2 демонстрационные установки. Среди крупных производителей газификаторов можно выделить PRIMENERGY Inc. (США), Babcock & Wilcox Volund ApS (Дания), KARA Energy Systems BV (Нидерланды), Kvaerner Pulping AB Power Division (Швеция), Future Energy GmbH (Германия, газификация в потоке).

В середине 1980-х годов фирмы VTT и Bioneer Oy провели широкомасштабные исследования по газификации различных видов сырья, таких как древесная щепа, лесные отходы, торф, солома, гранулы из горючей части ТБО, смесь угля с древесной щепой, смесь горючей части твёрдых бытовых отходов с древесной щепой. Исследования были выполнены на пилотном газификаторе Bioneer мощностью 1,5 МВт. Содержание пара в воздушном дутье поддерживалось в пределах 0,15...0,19 кг H<sub>2</sub>O на кг сухого воздуха. Мощность газификатора при проведении исследований на различных режимах составляла 50...100% от названной номинальной мощности. Типичный состав генераторного газа при работе на древесной щепе влажностью 41%: CO 30%, H<sub>2</sub> 11%, CH<sub>4</sub> 3%, N<sub>2</sub> 49%; высшая теплота сгорания 6,2 МДж/нм<sup>3</sup>. Концентрация смол в сухом генераторном газе находилась в диапазоне 50...100 г/нм<sup>3</sup>.

Газификатор Bioneer был разработан в Финляндии компанией VTT в сотрудничестве с SME Company. Bioneer проводит низкокалорийный генераторный газ с большим содержанием смол. Генераторный газ может применяться на тепловых станциях 1...15 МВт и мини-ТЭЦ с электрической мощностью 1...3 МВт, на дизельных электростанциях после каталитической очистки, а также в сушильных и технологических печах.

В 1982 – 1986 гг. были построены 9 газификаторов Bioneer (4...5 МВт) и введены в эксплуатацию на коммерческом уровне в Финляндии и Швеции. Практически все они до сих пор работают: восемь – на тепловых станциях малой мощности, один – в паре с сушильной печью. Несколько позже (в 1996 г.) была построена десятая тепловая станция с газификатором Bioneer в Pomantsi (Финляндия). Позднее газификаторы Bioneer в эксплуатацию не вводились, хотя сейчас компания Condens Oy (Финляндия) представляет на рынке современную модификацию этого газификатора. Газификаторы Bioneer полностью автоматизированы и достаточно терпимы к характеристикам используемого сырья (фракционный состав, влажность). Поскольку эти газификаторы работают только с целью получения теплоты, большое содержание смол и пыли в генераторном газе не вызывает проблем. В настоящее время технология газификации, подобная Bioneer, предлагается также компанией Carbona Oy (Финляндия) [12].

На тепловой станции Kauhajoki (Финляндия) мощностью 5 МВт газификатор Bioneer работает в паре с котлом. Газификатор состоит из питателя, шахтного реактора, футерованного огнеупорным материалом и вращающейся конусной решётки. Сырьё подаётся в газификатор сверху и, перемещаясь вниз, проходит последовательно зоны сушки, пиролиза, газификации и горения. Зола, оставшаяся после горения, удаляется через решётку в нижней части газификатора. Температура в зоне горения регулируется путём изменения влажности воздушного дутья. Воздух и пар подаются в газификатор снизу через вращающуюся решётку. Генераторный газ по короткой теплоизолированной трубе поступает в горелку, сконструированную специально для сжигания низкокалорийного газа. На тепловой станции Kauhajoki, как и на всех других тепловых станциях с газификатором Bioneer, генераторный газ сжигается в котле с целью выработки горячей воды, которая подаётся потребителям. Вследствие высокого уровня содержания смол, газ, произведённый газификатором Bioneer, не может транспортироваться на большие расстояния или непосредственно использоваться в двигателях внутреннего сгорания [12, 13]. Сырьё, перерабатываемое газификаторами Bioneer, должно удовлетворять следующим требованиям (спецификация производителя): максимальное содержание мелких частиц 30...50% по массе, влажность не более 50%, температура плавления золы не ниже 1190 °C (DIN 51730), теплотворная способность 0,65...1,7 МВт·ч/м<sup>3</sup>. В 1998 г. VTT собрала и проанализировала данные по эксплуатации газификатора Bioneer на тепловых станциях. Оказалось, что на практике для газификаторов данного типа используют сырьё влажностью не более 45% в обычном режиме работы и не более 40% – в случае работы газификатора при максимальной нагрузке в течение длительного времени. При несоблюдении этого условия, горение генераторного газа с большим содержанием аэрозольных смол и паров воды становится нестабильным [12].

Газификатор Bioneer продемонстрировал хорошие технико-экономические показатели работы, в том числе при частичной загрузке (85...90%). Для обслуживания тепловой станции с газификатором Bioneer необходим персонал в количестве 3–4 человек. Эксплуатационная готовность газификатора 95...97%. Удельные капитальные затраты составляют 420 долл./кВт, эксплуатационные затраты – около 20 долл./МВт.ч. Стоимость произведённой тепловой энергии 24 долл./МВт.ч [21].

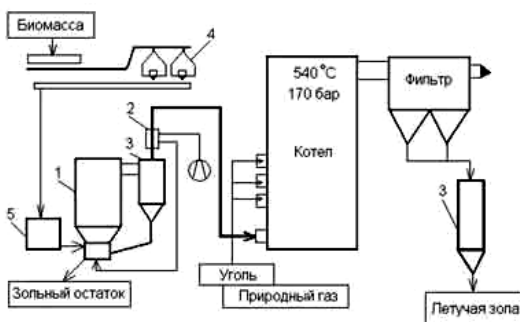
В целом, газификация в плотном слое с восходящим движением газа проявила себя как надёжная и экономически жизнеспособная технология для использования на тепловых станциях небольшой мощности. Требования к качеству сырья соответствуют способу применения генераторного газа – сжигание в котле. Наиболее подходящим топливом является древесная щепа, тогда как газификация измельчённой коры, опилок и измельчённой строительной древесины вызывает определённые проблемы. Кроме того, смолы, содержащиеся в генераторном газе, вызывают засорение каналов, соединяющих газификатор с котлом. Это приводит к необходимости частой прочистки каналов. Так, например, на тепловых станциях Финляндии, оборудованных газификатором Bioneer, прочистка каналов, по которым проходит генераторный газ, выполняется каждые 2 – 6 недель в зависимости от свойств сырья и мощности газификатора.

В 1998 г. Foster Wheeler Energia Oy ввела в эксплуатацию новый газификатор Pyroflow стоимостью около 15 млн долл. на ТЭЦ Kymijarvi (Lahti, Финляндия). Газификатор был подсоединён к существующему угольному котлу (рис. 15). Производительность газификатора по топливу (древесная биомасса и горючая часть отходов) составляет около 300 ГВт.ч/год. С технологической точки зрения основное отличие от газификаторов Pyroflow, установленных в 1980-х гг. для обжиговых печей, состоит в том, что газификатор в Lahti перерабатывает сырьё без сушки.

Влажность топлива может достигать до 60%. Мощность газификатора колеблется в диапазоне 40...70 МВт в зависимости от влажности и теплотворной способности сырья. Процесс проходит при атмосферном давлении и температуре около 850 °С. Производится низкокалорийный генераторный газ (2,0...2,5 МДж/нм<sup>3</sup>) следующего состава: CO<sub>2</sub> 12,9%, CO 4,6%, H<sub>2</sub> 5,9%, N<sub>2</sub> 40,2%, H<sub>2</sub>O 33%, C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> 3,4%. Газ очищается в циклоне, немного охлаждается в воздухоподогревателе (подготовка дутья для газификатора) и поступает в котёл. В котле имеются две газовые горелки, расположенные ниже угольных. Генераторный газ замещает около 15% угля, потребляемого котлом [12].

Газификатор Pyroflow с циркулирующим кипящим слоем был разработан компанией A. Ahlstrom Oy. Первый коммерческий газификатор мощностью 35 МВт был установлен в 1983 г. для обжиговой печи компании Wisaforest Oy (Финляндия). После этого ещё три газификатора





**Рис. 15. Схема ТЭЦ Кумиярви (Lahti, Финляндия):**

1 – газификатор; 2 – воздухоподогреватель; 3 – циклон;

4 – бункер для хранения и перемешивания топлива; 5 – шаровой затвор

мощностью 15...35 МВт были установлены для коммерческого использования полученного газа в обжиговых печах в Швеции и Португалии. Несмотря на многочисленные технические проблемы в начале эксплуатации (засорение систем сушки и загрузки сырья, износ дробилок, коррозия и эрозия труб), все газификаторы до сих пор работают. Попытки коммерциализации газификаторов Ruroflow, соединённых с газодизельным двигателем, окончились неудачей вследствие высокого уровня содержания смол в генераторном газе.

Простая технология газификации, реализованная на ТЭЦ Кумиярви, подходит только для древесной биомассы и чистой горючей части отходов. При такой технологии много золы вместе с генераторным газом попадает в угольный котел. Использование ряда других потенциальных видов биомассы (солома, энергетические культуры) и отходов (промышленные, твёрдые бытовые отходы) практически невозможно, поскольку они содержат большое количество хлора, щелочных металлов и алюминия, которые вызывают коррозию и засорение трактов котла.

Немецкая компания Lurgi Energie und Umwelt является известным разработчиком и производителем газификаторов с циркулирующим кипящим слоем. С 1983 г. в исследовательском центре Lurgi действует экспериментальный газификатор мощностью 1,7 МВт, который нарабатывает более 8000 часов. Первый коммерческий газификатор мощностью 27 МВт был установлен в 1987 г. на крупной бумажной фабрике в Puls (Австрия) и работал на древесной коре. Процесс газификации протекал при давлении около 1 бара, полученный генераторный газ частично охлаждался и сжигался в печи для обжига извести. В процессе эксплуатации газификатора оказалось, что высокое содержание частиц золы приводит к нежелательному загрязнению извести. Поэтому в настоящее время газификатор работает лишь периодически в экспериментальных и исследовательских

целях. С 1996 г. реактор Lurgi 100 МВт эксплуатируется на цементном заводе в Rudersdorf (Германия). Степень конверсии углерода в этом газификаторе оказалась существенно ниже, чем ожидалось (всего 84%) вследствие высокого уноса частиц сырья в циклон. Генераторный газ используется в кальцинаторе цементной печи, обеспечивая 30...40% необходимой тепловой энергии. Зола утилизируется и используется для производства цемента. Газификатор работает только на достаточно чистой биомассе (древесных отходах), поскольку в противном случае это отрицательно сказывается на качестве цемента. Lurgi имеет также установки на электростанциях в Нидерландах и Италии.

Фирма PRM Energy Systems (США) выпускает газификаторы с восходящим движением газа уже более 20 лет. Она специализируется на коммерческих газификаторах и имеет 19 установок, работающих на пяти континентах мира. Ежегодно на этих установках перерабатывается около 500 тыс. т биомассы, в основном, рисовой шелухи. Как правило, произведенная тепловая энергия используется в промышленных сушильных аппаратах или в промышленных технологических процессах в виде насыщенного пара низкого давления. Ряд установок также вырабатывают электроэнергию. На своем экспериментальном газификаторе PRM Energy Systems в 1984 – 1988 гг. успешно отработала получение чистого генераторного газа из различных видов биомассы: рисовая шелуха, солома риса, куриный помёт, древесные опилки, щепы и кора, торф, солома пшеницы, початки и стебли кукурузы и многие другие. Первые два коммерческих газификатора были внедрены на крупной фабрике по переработке риса в 1982 г. в США. Произведенный генераторный газ сжигается в котле, замещающая потребление природного газа, а пар используется в сушильных аппаратах. С 1985 г. газификаторы этой компании работают в Австралии, с 1987 г. – в Малайзии, с 1995 г. – в Коста-Рике.

Одна из последних установок PRM Energy Systems (4 МВт) построена в 2003 г. в Rossano (Италия). Она состоит из газификатора PRMES КС-18, системы охлаждения, очистки и контроля качества генераторного газа, а также шести газовых двигателей Guascor S.A. (Испания). Газификатор работает на жмыхе маслин (потребление 4500 кг/ч) без какой-либо предварительной подготовки сырья. Газификационная система включает систему подачи и дозирования сырья, газификатор, выложенный внутри огнеупорным материалом, автоматическую водоохлаждаемую систему непрерывной выгрузки золы, многозонную систему подачи дутья и систему автоматики. Генераторный газ охлаждается водой в теплообменнике и поступает в скруббер, где происходит дальнейшее охлаждение и очистка от твердых частиц и смол. Смолы поступают обратно в газификатор, получаемый газ немного сжимается и подается в поршневые двигатели. Установка в Rossano – первая в мире газификационная установка, работающая на жмыхе маслин с целью производства электроэнергии [14].

Организация Wamsler Umwelttechnik GmbH (теперь Hugo Petersen Umweltengineering, Германия) имеет успешный опыт работ по созданию газификационных установок с нисходящим движением газа. В 1994 г. три такие установки тепловой мощностью 0,6...1,5 МВт были запущены в Германии, с 1998 г. работает демонстрационная установка мощностью 0,6 МВт. Wamsler также имеет опыт в очистке генераторного газа в скрубберах и эксплуатации газодизельного двигателя мощностью 200 кВт, работающего на генераторном газе.

Институт технологий газа (Institute of Gas Technology, США) и фирма Enviropower Inc. (совместное предприятие Tampella Power Systems, Финляндия, и Vattenfall AB, Швеция), теперь Carbona Inc. (Финляндия), провели работы по доведению до коммерческого уровня технологии газификации биомассы под давлением с использованием парогазотурбинных установок. В рамках этой программы в г. Тамере (Финляндия) была сооружена и в 1993 г. запущена пилотная установка с газификатором Tampella циркулирующего кипящего слоя мощностью 15 МВт. Установка использовалась для отработки газификации под давлением и производства тепловой энергии. Было наработано более 2000 часов и переработано более 5000 т сырья. Сырьём для газификации служит смесь кокса, биомассы и угля. Биомасса представляет собой различные виды древесных отходов, солому и стебли люцерны. Сырьё подвергается предварительному измельчению и просушке. Газификация протекает при температуре 850 °С и давлении 20 бар. Генераторный газ после выхода из газификатора проходит очистку в двух циклонах, устройстве по удалению серы и фильтре горячей очистки. После очистки одна часть газа возвращается в газификатор для создания дутья, другая поступает в котел для выработки тепла. После котла продукты сгорания проходят через электростатический фильтр и выбрасываются в дымовую трубу [15, 16].

Совместные работы Института технологий газа и Carbona Inc. закончились созданием коммерческого газификатора IGT RENUGASTM. Газификация в этом реакторе проходит при температуре 840...950 °С. Дутьём является смесь воздуха и пара. Воздух подаётся из компрессорной секции газовой турбины через бустер-компрессор, пар подводится из паровой турбины. Газификатор работает с так называемым «фонтанирующим» слоем, в котором происходит интенсивная циркуляция твёрдых частиц от верхней до нижней части ректора. Это обеспечивает высокую скорость процесса газификации и максимальный уровень крекинга смол. В настоящее время установка описанной конструкции мощностью 8 МВт действует на сахарном заводе в Paia (Гавайи). Мощность её по сухому сырью 50 т/день).

FERCO Enterprises, Inc. (США) в течение многих лет занимается разработкой и исследованием технологии газификации биомассы в двух реакторах кипящего слоя. Технология SilvaGas воплощена на демонстраци-

онной установке (60 МВт). в г. Бернгтон, США. Установка работает на биомассе различного вида с влажностью 10...50% и производит среднекалорийный генераторный газ ( $17...19 \text{ МДж/нм}^3$ ), который сжигается в котлах. В настоящее время FERCO Enterprises работает над проблемой использования генераторного газа в парогазовых установках. Demag Delaval Industrial Turbomachinery (Великобритания) продемонстрировала возможность сжигания генераторного газа в газовой турбине с минимальной модификацией её конструкции. Разрабатывается концепция электростанции мощностью 23 МВт [17].

Продолжаются научно-исследовательские и демонстрационные работы по дальнейшему развитию и совершенствованию технологий газификации. Их можно раздеть на две группы. В области газификационных установок малой мощности поисковые работы, в основном, сосредоточены на газификаторах НДГ, очистке газа в циклонах, скрубберах или фильтрах и использовании генераторного газа в двигателях внутреннего сгорания с целью получения тепла и электроэнергии. Ряд организаций продолжают серьёзные работы в области газификаторов с восходящим движением газа, хотя в общем, интерес к этой технологии снизился. В области крупных газификационных систем научно-исследовательские и демонстрационные работы сосредоточены на газификаторах с кипящим слоем и циркулирующим кипящим слоем, предназначенных для использования в парогазовых установках. Последние исследования показывают, что технологии кипящего слоя экономически целесообразнее использовать на установках средней мощности (15...40 МВт), тогда как газификаторы циркулирующего кипящего слоя больше подходят для крупных установок 40...100 МВт.

Одной из наиболее перспективных сегодня считается новая технология газификации, разработанная Entimos Oy Tervola (Финляндия). Газификатор Entimos представляет собой комбинацию двух схем (с восходящим и нисходящим движением газа). Генераторный газ, выходящий из верхней части реактора сжигается в котле с целью выработки тепловой энергии. Газ из средней части ректора поступает в двигатель с турбонаддувом для производства электроэнергии. Когенерационная демонстрационная установка тепловой мощностью 1,1 МВт+450 кВт электрической мощности с 2001 г. работает в Tervola (Финляндия), обеспечивая теплотой и электроэнергией местную общину. В качестве сырья используются отходы лесопильного завода и остатки лесной древесины [12].

Фирмы VTT и Condens Oy разработали газификатор новой конструкции Novel, во многом аналогичной предыдущей. Целью работы было использовать преимущества конструкции Bioneer и достичь низкого содержания смол в генераторном газе. Газификатор новой конструкции предназначен для переработки древесной щепы, опилок, коры, торфа и горючей части твёрдых бытовых отходов. Успешная апробация газификатора про-

шла в 1999 – 2001 гг. на пилотной установке VTT мощностью 500 кВт. VTT и Condens Oy разработали также систему очистки генераторного газа. Газификатор может использоваться на тепловых станциях мощностью до 10 МВт и на ТЭЦ электрической мощностью до 3 МВт. Первая демонстрационная установка мощностью 4,3 МВт (тепловых) + 1,8 МВт (электрических) содержит газификатор Novel и двигатели Jenbacher стоимостью 4,5 млн Евро запущена зимой 2004/2005 гг. на тепловой станции Kokemaki [12, 18]. Ekogastek Oy (Финляндия) В 1998 г. фирма запустила пилотную установку мощностью 4 МВт. Инновационной чертой газификационной технологии является использование керамических шариков, которые загружаются в газификатор вместе с сырьём и затем удаляются из золы. Пилотная установка работает на горючей части твёрдых бытовых отходов.

Технология двухстадийной газификации биомассы на основе реактора с нисходящим движением газа разработана в Техническом университете Дании (DTU). Основная идея состоит в оптимальном разделении зон пиролиза, повторного разложения пиролизных смол и газификации углисто-го вещества. Сырьё поступает в шнековый питатель, подогреваемый снаружи воздухом, где происходит его сушка и пиролиз. После питателя сырьё загружается в верхнюю часть газификатора. Подогретый воздух подаётся в среднюю зону реактора, где происходит частичное окисление биомассы. Из зоны частичного окисления биомасса опускается вниз в зону газификации. Технология реализована на демонстрационной установке Viking мощностью 80 кВт [19, 20].

Немецкая компания VER GmbH разработала новую конструкцию газификатора плотного слоя с поперечным движением газа. Отличительной чертой конструкции является горелка для генераторного газа, встроенная непосредственно в газификатор. Сооружена пилотная установка мощностью 20 кг сырья/час, работающая на древесных отходах всех видов с характерным размером частиц 1...6 см. Ожидается, что содержание смол в газе будет ниже, чем при газификации с восходящим движением газа, а выгорание углисто-го вещества – лучше, чем при газификации с нисходящим движением [21]. Фирма VTT с 1997 г. выполняет разработку и совершенствование систем горячей очистки генераторного газа, полученного при газификации различных видов биомассы в газификаторе с циркуляционным кипящим слоем. Принцип горячей очистки основан на фильтрации газа при температуре 400 °С и использовании сорбентов для удаления хлора. Перед поступлением газа в тканевые фильтры в него впрыскивается гидроокись кальция для связывания HCl. Разработанная технология горячей очистки генераторного газа проверена на экспериментальной установке VTT мощностью 300 кВт и на пилотной установке Foster Wheeler мощностью 3 МВт с газификатором циркулирующего кипящего слоя.

В работе [18] проведена оценка капитальных затрат и срока окупаемости газификатора Novel. Рассмотрено три варианта внедрения газификатора: в условиях Финляндии для производства тепловой и электрической энергии (3,9 МВт + 1,8 МВт); в условиях Италии только для выработки электроэнергии (1,8 МВт) и для выработки теплоты и электроэнергии (1,1 МВт + 0,6 МВт). Во всех случаях электроэнергия производится путём сжигания генераторного газа в двигателе внутреннего сгорания. В первом варианте (Финляндия) капитальные затраты составляют 4,5 млн евро с учётом наличия 40% государственной субсидии на внедрение новой технологии. При тарифе на электроэнергию 28 евро/МВт·ч, тарифе на тепловую энергию 26 евро/МВт·ч, стоимости топлива (древесина) 6 евро/МВт·ч и ставке дисконта 5% срок окупаемости капиталовложений составляет 13 лет. Для условий Финляндии это нормальный показатель, поскольку там считается, что экономически целесообразный срок окупаемости инвестиций подобного типа лежит в диапазоне 10 – 13 лет. Если же сырьём для газификации служит горючая часть отходов с нулевой или отрицательной стоимостью, срок окупаемости установки снижается до пяти лет. В Италии стоимость электроэнергии существенно выше, чем в Финляндии (120 евро/(МВт·ч)), поэтому срок окупаемости проекта намного ниже – 3 – 6 лет.

Авторы [22] методом компьютерного моделирования провели сравнение технико-экономических показателей двухстадийного газификатора, разработанного в Техническом университете Дании, и разновидности газификатора с НДГ-реактора с постоянным поперечным сечением (без горловины), в который биомасса подаётся непосредственно через открытый верх. Рассматривался случай работы газификаторов в составе мини-ТЭЦ. Мощность обоих газификаторов составляла 2 МВтт, капитальные затраты – 1 млн евро/МВтт. В расчётах была заложена средняя стоимость электрической и тепловой энергии в Дании – 38 евро/МВт·чэ и 36 евро/МВт·чт. Поскольку в Дании существует государственная субсидия на производство электроэнергии из биомассы, доход ТЭЦ от продажи электроэнергии увеличивается до 74 евро/МВт·чэ. Результаты исследования показали, что система с двухстадийным газификатором имеет больший КПД выработки электроэнергии (32,5%), тогда как система с реактором с НДГ – больший КПД производства тепловой энергии (63,5%). В целом работа мини-ТЭЦ с двухстадийным газификатором является чуть более экономичной – доход от продажи электроэнергии больше на 10 тыс. евро/год по сравнению со случаем газификатора с НДГ. В работе [23] выполнено сравнение катальных и эксплуатационных затрат двух газификаторов ЦКС–TPS (газификация при низком давлении) и Tampella (газификация при высоком давлении). Рассматривается вариант производства генераторного газа для использования в печах для обжига извести. Удельные капитальные затраты составляют 498 долл./кВтт для TPS и 448 долл./кВтт для Tampella. Экс-

платационные расходы (без учёта стоимости сырья) составляют 4,6% и 5,5% от капитальных затрат для TPS и Tampella, соответственно.

Одной из востребованных систем термохимической конверсии биомассы является получение жидкого и газообразного топлива методом быстрого пиролиза, предусматривающего максимальное использование в энергетике низкокалорийных полезных ископаемых (уголь, сланцы, торф, продукты переработки нефти), бытовых отходов, отходов лесного и сельскохозяйственного производств или специально выращиваемой биомассы, например, водорослей. Быстрый пиролиз процесса разложения вещества заключается в высокоскоростном нагреве его до температур, при которых скорость выделения требуемых продуктов максимальна.

Параметры процесса быстрого пиролиза, состав и количество выделяемых продуктов предварительно уточняются для каждого вида сырья. Максимальные температуры переработки определяются температурой существования вещества в конденсированной фазе. Установки разрабатываются для каждого вида органического сырья (сыпучего, несыпучего, измельчённого и неизмельчённого).

Высокоскоростной нагрев вещества обеспечивает: минимальные потери энергии в окружающую среду; максимальную скорость процесса разложения вещества с выделением продуктов в газовую фазу. Скорость нагрева должна превышать скорость физико-химических процессов, протекающих в перерабатываемой массе. Выход жидкого и газообразного топлива составляет не менее 50% от органической массы сырья.

В твёрдой фазе остаются неорганические компоненты и продукты химической модификации (углеподобный остаток). Количество углеподобного остатка определяется содержанием лигнина и всегда ниже количества остатка, получаемого при других методах переработки биомассы.

Для получения основного компонента – жидкого топлива – газовая фаза частично конденсируется (образующиеся в процессе низкомолекулярные продукты, например, метан, не конденсируются). Газовая фаза после конденсации или без неё может направляться непосредственно на сжигание. Теплота сгорания сырья продуктов газификации обычно выше теплоты сгорания сырья. Так, например, теплота сгорания сырья древесины – 18,8 МДж/кг, а теплота сгорания жидкого и газообразного компонента – 23 МДж/кг. Жидкое и газообразное топливо может использоваться как печное топливо и после модификации – как моторное топливо в дизель-электрических установках.

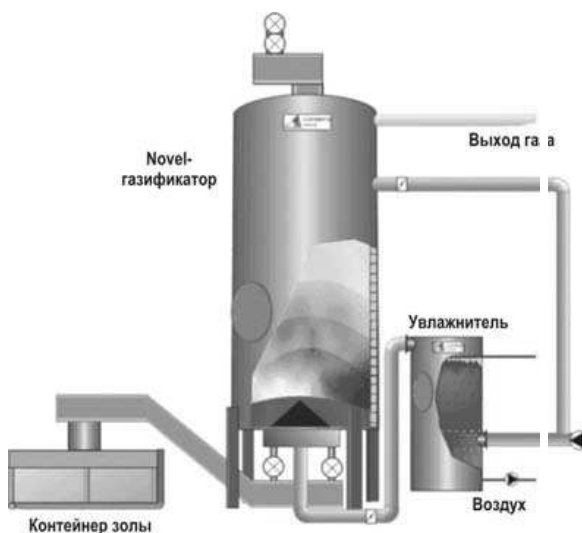
В реактор газификации биомассы с неподвижным слоем топливо подается сверху, при этом образовавшиеся газы движутся в противоположном направлении (противоточная схема), или в том же направлении, что топливо (прямоточная схема) (см. рис. 13).

При противоточной схеме газы содержат как образовавшиеся в результате пиролиза смолу и сажу, так и золу. Данная технология позволяет газифицировать топлива низкого качества, например, с высокой влажностью и зольностью. Получаемые газы пригодны для сжигания, однако возникает необходимость в периодической (раз в неделю) очистке газовых каналов. После очистки от нежелательных компонентов и охлаждения газ можно использовать как топливо для двигателей внутреннего сгорания.

В прямоточном газификационном реакторе выходящие горячие газы не содержат смол, однако требуется их очистка от сажи и золы. Вместе с тем данный способ газификации предполагает использование сравнительно сухого и малозольного топлива.

Мощность газификационных установок с неподвижным слоем топлива в большинстве своем выше 1 МВт (по топливу) и достигает 10 МВт (прямоточная схема) или 20 МВт (противоточная схема). В случае больших мощностей применяется технология газификации в кипящем слое (примерно 7...100 МВт).

На рисунке 16 представлена схема газификационного реактора Novel финской фирмы Condens OY. Мощность реактора 1...10 МВт, размер используемых кусков древесной щепы, опилок, коры или отходов 0...50 мм, влажность топлива 0...60% .



**Рис. 16. Газификационный реактор Novel мощностью 1...10 МВт фирмы Condens OY, Финляндия.**

Размер кусков древесной щепы, опилок, коры или других отходов 0...50 мм; влажность топлива 0...60% .



### 3.3. ПРИМЕР РАСЧЁТА ГАЗИФИКАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ

В качестве прототипа при расчётах принять энергетическую когенерационную установку, предназначенную для сжигания сыпучих древесных отходов.

Установка автономная, отдельно стоящая. Основное топливо – древесная щепа (сосновая), резервное топливо – мазут. Режим теплопотребления – постоянный.

В состав энергетической установки на древесных отходах входят: склад топлива (доставка топлива к складу осуществляется поставщиками), мельница, бункер для сыпучего топлива, транспортёр подачи топлива, газогенератор, два паровых котла, мощностью 18,2 МВт, паровая конденсационная турбина и комплект оборудования системы автоматики.

Щепа засыпается в бункер, снабжённый ворошителем, и далее поступают на транспортёр, работающий в автоматическом режиме «подача–пауза» в соответствии с заданной на микроконтроллере программой и далее направляется транспортёром на дисковый измельчитель. Шнек осуществляет дозированную подачу топлива в газогенератор, в котором происходит процесс газификации, т.е. процесс практически полного превращения топлива в горючие газы. Из реактора удаляются зола и жидкая фракция. Генераторный газ после охлаждения и очистки направляется в топку парового котла, где происходит нагрев воды и образование пара. Полученный пар идёт в паровую турбину, служащую для привода электрогенератора. Отработанный в турбине пар конденсируется, отдавая теплоту в вентиляторной градирне воде.

Расчёты газогенератора провести для следующих условий.

Геометрические размеры щепы (длина × ширина): 150 × 5 мм.

Состав биомассы (щепа сосновая) [1]:

$$C = 50\%, H = 6,3\%, O = 41\%, N = 1\%, S = 0,05\%.$$

Влажность щепы – 60%.

Низшая теплота сгорания щепы по сухой массе:  $Q_n^c = 19,31$  МДж/кг.

Состав генераторного газа при газификации топлива из сосны [7]:

$$CO = 19,8\%, H_2 = 18,2\%, CH_4 = 0,73\%, CO_2 = 14\%, O_2 = 0,2\%, N_2 = 46,9\%, \\ C_nH_{n+2} = 0,17\%, \rho = 1,122 \text{ кг/м}^3.$$

Низшая теплота сгорания генераторного газа зависит от его состава и определяется по формуле [4]

$$Q_n^c = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 591C_2H_4.$$

Рассчитываем величину  $Q_n^c$ :

$$Q_n^c = 108 \cdot 18,2 + 126 \cdot 19,8 + 358 \cdot 0,73 = 4722 \text{ кДж/м}^3.$$

### 3.3.1. Определение основных размеров газификатора

Тепловая производительность газификационной установки в первую очередь должна обеспечить генераторным газом два паровых котла. Расход генераторного газа на питание этих котлов определяется по формуле

$$B = \frac{Q_1}{Q_p^p \cdot \eta} \cdot 100, \quad (72)$$

где  $Q_1$  – теплота, полезно использованная при сжигании газа в котлах, Вт;  
 $Q_p^p$  – располагаемая теплота сгорания, Дж/м<sup>3</sup>;  $\eta$  – КПД установки, %.

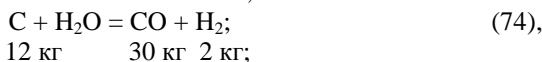
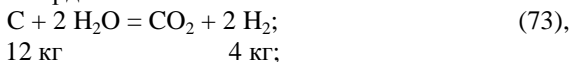
Учитывая, что суммарная тепловая производительность двух котельных агрегатов составляет  $Q_1=2,9,1=18,2$  МВт, по формуле (72) рассчитываем:

$$\dot{A} = \frac{18,2 \cdot 10^6}{4,722 \cdot 10^6 \cdot 0,92} \cdot 100 = 4,19 \text{ м}^3/\text{с}.$$

При плотности генераторного газа равной  $\rho = 1,22$  кг/м<sup>3</sup> массовый расход газа составит:

$$M = B \cdot \rho = 4,19 \cdot 1,22 = 5,11 \text{ кг/с}.$$

Запишем основные стехиометрические уравнения реакций, протекающих при газификации твёрдого топлива:



Будем считать, что в реакторе создаются условия, когда вероятность протекания той или иной реакции одинакова. Это позволяет рассчитать как количество углерода  $C_{\text{вн}}$ , вносимого в реактор с 1 кг исходного топлива, так и количество углерода  $C_{\text{необ}}$ , необходимого для образования 1 кг генераторного газа заданного состава. Рассчитав названные характеристики, легко найдём количество кг генераторного газа, получаемого из 1 кг исходного топлива (сосновой щепы), а значит и массовый расход щепы для нормальной работы установки.

Поскольку состав и теплота сгорания щепы заданы по сухой массе, то, учитывая заданную исходную влажность щепы (60%), находим, что в 1 кг исходного топлива сухая масса составляет 0,4 кг, из них углерода  $C_{\text{вн}}$  всего 0,2 кг (50% по сухой массе).

По приведённому составу генераторного газа понятно, что в 1 кг его содержится 0,198 кг угарного газа СО (19,8%). При этом часть этой массы составляет углерод, другую часть – кислород. Запишем соотношение ме-

жду массой CO и массой C в этом газе для одного киломоля оксида углерода: 26 кг CO содержат 12 кг C. Тогда количество углерода в 0,128 кг CO находим из пропорции:

$$\begin{aligned} 26,0 &\rightarrow 12 \\ 0,128 &\rightarrow X, \end{aligned}$$

откуда

$$X = \frac{0,128 \cdot 12}{26} = 0,0914 \text{ кг.}$$

Аналогичные рассуждения и расчёты позволяют определить, что с метаном (CH<sub>4</sub>, 7,3%) в 1 кг газа содержится 0,0547 кг углерода, с углекислым газом (CO<sub>2</sub>, 14%) – 0,0382 кг C, с составляющей C<sub>2</sub>H<sub>4</sub> (1,7%) – 0,0148 кг C.

Суммируя полученные значения, находим, что в одном кг генераторного газа содержится 0,199 кг углерода.

При установившемся режиме работы установки соблюдается материальный баланс по углероду: количество вносимого и уносимого углерода одинаково. Из этого следует, что для получения 1 кг генераторного газа потребуется  $0,199/0,2 = 0,995$  кг щепы.

Тогда, ориентируясь на расход газа, находим расход древесной щепы:

$$M_{щ} = M/0,995 = 5,11/0,995 = 5,14 \text{ кг/с.}$$

Для полученного расхода щепы рассчитаем количество тепла, выделяемое в газификаторе, считая, что процесс происходит при среднем КПД  $\eta = 0,75$ , учитывающем теплопотери в окружающую среду, физический и химический недожог и др.:

$$Q_1 = M_{щ} (1 - W_{щ}) Q_p^p \eta = 5,14 \cdot (1 - 0,6) \cdot 19,31 \cdot 0,75 = 29,8 \text{ МВт.}$$

Отдельные реакции (например (73), (76)), протекающие при высоких температурах идут с поглощением тепла и, следовательно, действительное количество тепла, выделяемое в аппарате, будет несколько меньшим, чем рассчитанное выше. Ориентировочно примем выработку тепла в связи с вышесказанным меньшей в 1,2 раза [7]. Тогда максимальная тепловая мощность газификатора составит 24,8 МВт. При этом часть выделенной теплоты расходуется на прогрев и сушку топлива, осуществляемые в верхней зоне аппарата, а остальное тепло через экранные трубы передаётся водонагревателю системы ХВО, а также уносится генераторным газом и частично утилизируется во вспомогательном оборудовании установки (охладитель газа).

Считая, что процессы газификации эффективно протекают при сушивании древесины до конечной влажности примерно 15%, можно определить расход тепла на сушку щепы. Суммарный расход  $Q_{\text{вн}}$  теплоты в верхней зоне определится величинами следующих слагаемых:

$$Q_{\text{суш}} = Q_{\text{нагр}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{пот}},$$

где  $Q_{\text{нагр}}$  – расход тепла на нагревание исходного материала;  $Q_{\text{исп}}$  – расход тепла на испарение влаги;  $Q_{\text{пот}}$  – потери тепла через стенки газификатора, зная расход щепы, теплоёмкость этого топлива и разницу между температурой в зоне сушки и температурой топлива в загрузочном бункере, легко рассчитать  $Q_{\text{нагр}}$ . Определив расход удалённой при высушивании влаги

$$\Delta W_{\text{уд}} = M_{\text{щ}} \cdot (W_{\text{нач}} - W_{\text{кон}}),$$

легко найдём величину  $Q_{\text{исп}}$ , умножив  $\Delta W_{\text{уд}}$  на теплоту парообразования воды  $r$ . Величину  $Q_{\text{пот}}$  как обычно можно оценить в 3...5% от суммы первых двух слагаемых. Проведённый нами ориентировочный расчёт показал, что расход теплоты на сушку биомассы составляет 9,5 МВт. Тогда оставшееся количество тепла, которое можно снять при работе газификатора и так или иначе утилизировать, будет:

$$Q_{\text{ут}} = 29,8 - 9,5 = 20,3 \text{ МВт.}$$

Для дальнейших расчётов, согласно рекомендациям в [7], принимаем скорость генераторного газа в выпускном газопроводе 15 м/с. Тогда необходимое сечение газопровода составит:

$$F_{\text{гп}} = \frac{B}{w} = \frac{5,11}{15} = 0,34 \text{ м}^2,$$

а расчётный диаметр газопровода вычисляется по формуле

$$d_{\text{гп}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{гп}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,34}{3,1416}} = 0,434 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный размер диаметра газопровода  $d_{\text{гп}} = 450$  мм.

Чтобы рассчитать диаметр газогенератора, примем, согласно [7], скорость движения газов в поперечном сечении реактора равной 0,25 м/с. Тогда величина поперечного сечения его будет:

$$F_{\text{гр}} = \frac{B}{w} = \frac{5,11}{0,25} = 20,4 \text{ м}^2,$$

а диаметр аппарата:

$$d_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{гр}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20,4}{3,1416}} = 5,1 \text{ м.}$$

Принимаем диаметр реактора равным  $d_{\text{гр}} = 5$  м.

Чтобы приближённо определить высоту  $H_{\text{гр}}$  газогенератора по рекомендациям из [7] будем считать, что теплота  $Q_{\text{ут}}$  распределяется так, что 80% её передаётся циркулирующей в экранных трубах нагреваемой воде в результате теплового излучения, а остальные 20% – конвективным путём. В соответствии с таким распределением, находим:

$$Q_{\text{изл}} = 0,8 \cdot Q_{\text{ут}} = 0,8 \cdot 20,3 = 16,24 \text{ МВт,}$$

$$Q_{\text{конв}} = 0,2 \cdot Q_{\text{ут}} = 0,2 \cdot 20,3 = 4,06 \text{ МВт.}$$

Количество теплоты, передаваемое излучением, определяется по формуле [6]

$$Q_{\text{изл}} = \varepsilon_{\text{п}} C_0 T^4 S_{\text{лв.пов}},$$

где  $\varepsilon_{\text{п}}$  – приведённая степень черноты системы газ–стенка, величину которой можно принять  $\varepsilon_{\text{п}} = 0,6$ ;  $C_0$  – коэффициент излучения абсолютно чёрного тела, равный  $5,67 \cdot 10^{-8}$  Вт/(м<sup>2</sup>К<sup>4</sup>);  $T$  – абсолютная температура поверхности тела, К (принимаем среднее значение  $T = 1000$  К);  $S_{\text{лв.пов}}$  – площадь тепловоспринимающей поверхности. Выразим из приведённой формулы  $S_{\text{лв.пов}}$  и рассчитаем её величину:

$$S_{\text{лв.пов}} = \frac{Q_{\text{изл}}}{\varepsilon \cdot C_0 \cdot T^4} = \frac{16,24 \cdot 10^6}{0,6 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 1000^4} = 470,3 \text{ м}^2.$$

С другой стороны, величина этой поверхности определяется произведением длины окружности на высоту цилиндра:  $S_{\text{лв.пов}} = \pi d H_{\text{гт}}$ , откуда

$$H_{\text{гт}} = S_{\text{лв.пов}} / (\pi d_{\text{гт}}) = 470,3 / (3,1416 \cdot 5) = 29,9 \text{ м}.$$

Принимаем  $H_{\text{гт}} = 30$  м.

Количество тепла, переданное конвекцией, выражается формулой

$$Q_{\text{конв}} = \alpha \Delta t S_{\text{к.пов}},$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $\Delta t$  – температурный напор при конвекции;  $S_{\text{к.пов}}$  – величина конвективной тепловоспринимающей поверхности. Выразив из приведённой формулы  $S_{\text{к.пов}}$  и в соответствии с рекомендациями [7] принимая  $\alpha = 30$  Вт/(м<sup>2</sup>К),  $\Delta t = 900 - 130 = 770$  °С, рассчитываем:

$$S_{\text{к.пов}} = Q_{\text{конв}} / (\alpha \Delta t) = 4,06 \cdot 10^6 / (30 \cdot 770) = 175,8 \text{ м}^2.$$

Тогда высота конвективной части экранных труб будет:

$$H_{\text{к.пов}} = S / (\pi d_{\text{гт}}) = 175,8 / (3,1416 \cdot 5) = 11,2 \text{ м}.$$

Заметим, что конвективные поверхности могут располагаться и поперёк движения газов (горизонтально), поэтому принимаем высоту конвективной части тепловоспринимающей поверхности  $H_{\text{к.пов}} = 5$  м, и в этом пространстве помещаем горизонтально расположенный пучок труб.

Тогда полная высота корпуса газогенератора будет:

$$H = H_{\text{гт}} + H_{\text{к.пов}} = 30 + 5 = 35 \text{ м}.$$

В заключение подчеркнём, что это приближённый предварительный расчёт, позволивший лишь грубо определить габаритные размеры газификатора. Естественно он должен быть уточнён полным расчётом действительных поверхностей тепловосприятия, с учётом выбранного диаметра и числа экранных труб, подробного расчёта коэффициента теплопередачи в конвективном пучке, более точной оценкой температурного напора при этом и многих других факторов. Как правило, эти вопросы решаются на последующем этапе проектирования.

### 3.3.2. Расчёт и подбор вспомогательного оборудования

Конструкция газификатора сама по себе достаточно проста, однако вся система, предназначенная для газификации биомассы, включает самое разнообразное и относительно сложное оборудование. При проектировании полупромышленных, опытных и демонстрационных установок по газификации биомассы возникают трудности в связи с отсутствием соответствующего оборудования. Во многих случаях отсутствие такого оборудования обусловлено несоответствием проектных данных конструкции требованиям, предъявляемым к переработке неоднородного сырья. Предпринимались попытки использования для газификации биомассы выпускаемых промышленностью воздуходувок, насосов, компрессоров, теплообменников, сушилок, транспортёров, контрольно-измерительных приборов, но опыт показал, что более подходящим является специально спроектированное оборудование. К такому оборудованию относятся:

- устройства для приёма, погрузки, разгрузки, транспортирования и хранения сырья;
- устройство для подачи сырья;
- устройство для подачи водяного пара;
- устройство для сбрасывания, разгрузки опрокидыванием, охлаждения, хранения и удаления золы и углистого вещества;
- контрольно-измерительные приборы.

В тех случаях, когда газификатор предполагается использовать в качестве источника заменителя топлива, могут потребоваться:

- системы охлаждения и очистки газа;
- устройства для снабжения водой, распределения и очистки воды;
- устройства для снабжения дополнительным количеством жидкого топлива, его распределения и применения;
- система предотвращения загрязнения окружающей среды;
- устройства для обращения с топливной жидкостью, газом и углистым веществом.

Толщину *тепловой изоляции*  $\delta_n$  газификатора находим из равенства удельных тепловых потоков при переносе теплоты через стенку[5]:

$$\alpha_B (t_{ct2} - t_B) = \frac{t_{ct1} - t_{ct2}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}},$$

где  $\alpha_B$  – значение коэффициента теплоотдачи от внешней поверхности теплоизоляционного материала в окружающую среду, Вт/ Вт/(м<sup>2</sup>·К) (по рекомендациям в [5] принимаем равным 11,6 Вт/(м<sup>2</sup>·К));  $t_{ct2}$  – температура поверхности аппарата со стороны воздуха, принимаем  $t_{ct2} = 40$  °С;  $t_{ct1}$  – температура аппарата со стороны внутренней стенки, принимаем  $t_{ct1} = 800$  °С;  $t_B$  – температура окружающей среды,  $t_B = 20$  °С. Величина

суммы  $\Sigma$  представляет собой общее термическое сопротивление многослойной стенки и здесь через  $\delta_i$  обозначены толщины каждого из слоёв, а  $\lambda_i$  – соответствующие коэффициенты теплопроводности материала слоя.

Корпус газогенератора изготавливается сварным из листовой углеродистой стали толщиной  $\delta_{ст} = 4$  мм, теплопроводность стали  $\lambda_{ст} = 25,5$  Вт/(м·К). Изнутри корпус футерован шамотным кирпичом толщиной  $\delta_{ш} = 100$  мм, теплопроводность шамота  $\lambda_{ш} = 0,6$  Вт/(м·К). Снаружи на корпус накладывается слой теплоизоляции из совелита, и толщину этого слоя необходимо определить, используя приведённое выше теплобалансовое уравнение. Коэффициент теплопроводности совелита (как и приведённые выше значения коэффициентов  $\lambda$ ) находим из справочных таблиц [6]:  $\lambda_c = 0,09$  Вт/(м·К). Тогда

$$\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c}.$$

Переписав предварительно уравнение (А) в виде

$$\frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} = \frac{t_{сr1} - t_{сr2}}{\alpha_B (t_{сr2} - t_B)},$$

находим толщину слоя теплоизоляции из совелита:

$$\delta_c = \left[ \frac{t_{сr1} - t_{сr2}}{\alpha_B (t_{сr2} - t_B)} - \frac{\delta_{ш}}{\lambda_{ш}} - \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \right] \cdot \lambda_c,$$

$$\delta_c = \left[ \frac{800 - 40}{11,6 \cdot (40 - 20)} - \frac{0,1}{0,6} - \frac{0,004}{25,5} \right] \cdot 0,09 = 0,279 \text{ м.}$$

С некоторым запасом (порядка 7%) принимаем толщину слоя совелита  $\delta_c = 0,3$  м.

Расчёт *трубопровода для пара*.

Чтобы обеспечить протекание реакции, в результате которой получается горючие газы, окись углерода и водород по схеме



в соответствующую зону реактора вдувается водяной пар (см. рис. 14). Рассчитаем расход пара на такое дутьё. Учитывая, что в генераторном газе водорода 6,3%, а расход этого газа 5,11 кг/с, найдём необходимый расход водорода:  $M_{\text{H}} = 0,063 \cdot 5,11 = 0,322$  кг/с. Ориентируясь на стехиометрические соотношения для записанной выше реакции, составляем пропорцию

$$\begin{array}{l} 2 \rightarrow 18 \\ 0,322 \rightarrow X, \end{array}$$

откуда находим необходимый расход пара

$$M_{\text{п}} = M_{\text{п}} = \frac{0,322 \cdot 18}{2} = 2,9 \text{ кг/с.}$$

Принимая скорость пара в патрубке  $w_{\text{п}} = 10 \text{ м/с}$ , а плотность пара  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ . Тогда площадь поперечного сечения патрубка составит

$$F_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{w_{\text{п}} \rho_{\text{п}}} = \frac{2,9}{10 \cdot 1,2} = 0,24 \text{ м}^2,$$

а диаметр патрубка:

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{п}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,24}{3,1416}} = 0,307 \text{ м.}$$

Принимаем стандартный размер трубопровода для пара  $d_{\text{п}} = 300 \text{ мм}$ .

*Расчёт охладителя генераторного газа.* Охлаждение генераторного газа производится с целью использования его тепла, а также конденсации паров воды и смол. Охлаждение генераторного газа производится водой в кожухотрубчатом теплообменнике. Нагретая вода направляется на использование для собственных нужд предприятия, а охлаждённый до  $70 \dots 80 \text{ }^\circ\text{C}$  генераторный газ направляется на сепарацию, а затем в котлоагрегаты.

Требуемая поверхность теплообмена охладителя определится по формуле

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (78)$$

где  $Q$  – передаваемая тепловая нагрузка, Вт;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К);  $\Delta t_{\text{cp}}$  – среднелогарифмический температурный напор, К

Теплота  $Q$ , отдаваемая генераторным газом в охладителе, определяется по величине массового расхода  $M$ , теплоёмкости  $c_{\text{гр}}$  и разности температур газа на входе  $t_{\text{вх}}$  и выходе из охладителя  $t_{\text{вых}}$ :

$$Q = M c_{\text{гр}} (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}). \quad (79)$$

Зная состав генераторного газа и удельные теплоёмкости отдельных компонентов этой смеси, на основании свойства адитивности рассчитаем его удельную теплоёмкость:

$$c_{\text{гр}} = g_{\text{CO}} \cdot c_{\text{рCO}} + g_{\text{H}} \cdot c_{\text{рH}} + g_{\text{CH}_4} \cdot c_{\text{рCH}_4} + g_{\text{CO}_2} \cdot c_{\text{рCO}_2} + g_{\text{O}_2} \cdot c_{\text{рO}_2} + g_{\text{N}_2} \cdot c_{\text{рN}_2},$$

где  $g_i$  – массовая доля  $i$ -й компоненты смеси, а  $c_{\text{р}i}$  – её удельная теплоёмкость.

Привлекая справочные данные о теплоёмкостях газов из [6], рассчитываем

$$c_{\text{гр}} = 0,198 \cdot 1,05 + 0,182 \cdot 14,8 + 0,0073 \cdot 2,09 + 0,14 \cdot 0,856 + 0,002 \cdot 0,91 + 0,469 \cdot 1,05 + 0,0017 = 1,48 \text{ КДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$



Рассчитаем количество тепла по формуле (79):

$$Q = 5,11 \cdot 1,48 \cdot (800 - 75) = 5480 \text{ кВт.}$$

Тогда массовый расход охлаждающей воды через теплообменник:

$$M_B = \frac{Q}{c_B (t_{B, \text{ВЫХ}} - t_{B, \text{ВХ}})},$$

где  $c_B = 4,187 \text{ КДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$  – удельная теплоёмкость воды;  $t_{B, \text{ВЫХ}}$  и  $t_{B, \text{ВХ}}$  – температуры охлаждающей воды на выходе и входе в охладитель (принимаяем  $t_{B, \text{ВЫХ}} = 90^\circ \text{C}$  и  $t_{B, \text{ВХ}} = 10^\circ \text{C}$ ). Тогда величина расхода  $M_B$  будет

$$M_B = \frac{5480}{4,187 \cdot (90 - 10)} = 16,4 \text{ кг/с,}$$

Рассчитаем среднелогарифмический температурный напор для противоточной схемы движения теплоносителей:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}, \quad (80)$$

где  $\Delta t_6$  и  $\Delta t_m$  – большая и меньшая разность температур теплоносителей,  $^\circ \text{C}$  (рис. 17). Рассчитываем разности температур между теплоносителями

$$\Delta t_6 = 800 - 90 = 710^\circ \text{C}; \Delta t_m = 75 - 10 = 65^\circ \text{C,}$$

и по формуле (90) величину  $\Delta t_{\text{cp}}$ :

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{710 - 65}{\ln(710/65)} = 269,8^\circ \text{C.}$$

Ориентировочное значение коэффициента теплопередачи примем согласно [5] равным  $k = 60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ . Тогда по формуле (78)

$$F = \frac{5480 \cdot 10^3}{60 \cdot 269,8} = 338,5 \text{ м}^2.$$

Выбираем четырёхходовой кожухотрубчатый холодильник по ГОСТ 14246–79, имеющий поверхность теплообмена  $378 \text{ м}^2$  и диаметр кожуха  $D = 1000 \text{ мм}$  [5].

Площадь сечения трубопроводов для подвода и отвода охлаждающей воды при скорости её  $w = 1 \text{ м/с}$  будет

$$F_{\text{тр}} = \frac{M_B}{w \rho_B} = \frac{15,4}{1 \cdot 990} = 0,016 \text{ м}^2,$$

а диаметр трубопровода

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{тр}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,016}{3,1416}} = 0,14 \text{ м.}$$

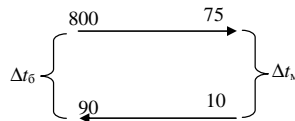


Рис. 17. Схема движения теплоносителей

Принимаем трубопроводы из труб  $159 \times 4,5$  мм.

*Подбор адсорбера.* Твёрдые вещества и жидкости, соприкасающиеся с газовой средой, концентрируют её компоненты на поверхности раздела фаз. Это явление, называемое сорбцией, широко используется в технике для извлечения из газовых потоков ценных или загрязняющих парогазовых примесей.

Адсорбция – процесс избирательного поглощения одного или нескольких компонентов из газовой среды и жидкостей с помощью твёрдых материалов с большой удельной поверхностью.

Для подбора адсорбера требуется определить его размеры и время защитного действия адсорбера при улавливании паров смол и других примесей, удаляемых местным отсосом из газификационной установки при условии её непрерывной работы. Поглощение происходит при  $70^\circ\text{C}$  и небольшом избыточном давлении, создаваемым дымососом.

Выбираем в качестве поглотителя активированный уголь с диаметром гранул  $d = 3$  мм и средней длиной гранул  $l = 5$  мм. Насыпная плотность сорбента  $\rho = 800$  кг/м<sup>3</sup>.

Для условий в адсорбере  $t_p = 70^\circ\text{C}$  и  $p = 0,98$  МПа, принимаем вязкость воздуха  $\nu = 0,15 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>/с. По изотерме адсорбции и заданной величине  $c_0$ , находим статистическую ёмкость сорбента (если  $c_0 = 12$  г/м<sup>3</sup>, то по изотерме адсорбции получаем  $a_0 = 180$  г/кг или  $a_0^1 = 180 \cdot 500/1000 = 90$  кг/м<sup>3</sup>) [4].

Определяем массу сорбента по формуле [6]

$$m_c = k \frac{M_\Gamma c_n \tau}{a_0} \text{ кг}, \quad (81)$$

где  $a_0$  – статическая ёмкость сорбента в рабочих условиях, кг/м<sup>3</sup>;  $\tau$  – продолжительность сорбции, с;  $M_\Gamma$  – массовый расход газа, кг/с;  $k = 1,1 - 1,2$  – коэффициент запаса. Подставляя значения параметров, находим

$$m_c = 1,15 \frac{5,11 \cdot 0,012 \cdot 8 \cdot 3600}{90} = 22,6 \text{ кг}.$$

Выбираем фиктивную скорость паровоздушной смеси в адсорбере  $w = 0,2$  м/с и определяем геометрические размеры адсорбера для выбранной конструктивной схемы (вертикальный аппарат). Определяем диаметр и высоту слоя адсорбента

$$d_a = \sqrt{\frac{4M_\Gamma}{\pi \rho_\Gamma w}} \text{ м}; \quad d_a = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,11}{3,1416 \cdot 1,2 \cdot 0,2}} = 5,2 \text{ м}; \quad (82)$$

$$L_a = \frac{4m_c}{\pi \rho d_a^2} = \frac{m_c w}{M_\Gamma} \text{ м}; \quad L_a = \frac{22,6 \cdot 0,2}{5,11} = 0,88 \text{ м}. \quad (83)$$

*Подбор циклона.* Выберем циклон ЦН-15, оптимальная скорость газа, в котором  $w_{\text{опт}} = 3,5$  м/с [6].

Определяем диаметр циклона, м:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi w_{\text{опт}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,19}{3,14 \cdot 3,5}} = 1,2.$$

Ближайшим стандартным сечением является сечение в 1200 мм.

*Расчёт объёма газгольдера.* В сухом газгольдере газ под давлением 200...400 мм. вод. ст. (правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, распространяются на сосуды с избыточным давлением свыше 0,07 МПа), подаваемый под диск (поршень), поднимает его вверх до предельного высшего положения. При выпуске наоборот, поршень под своим весом вытесняет газ в трубопровод. Уплотнение между корпусом и поршнем обеспечивается затвором с газгольдерным маслом [7].

Ёмкость сухого газгольдера определим по формуле

$$V = \frac{B_t \tau}{\rho \varphi} \text{ м}^3,$$

где  $B$  – расход газа, кг/с;  $\tau$  – время возможного останова котла, принимаем равным 8 часов ( $3600 \cdot 8 = 28800$  с),  $\rho$  – плотность газа, равная  $1,22 \text{ кг/м}^3$ ;  $\varphi$  – коэффициент заполнения, принимаем равным 0,8.

Рассчитываем необходимую ёмкость газгольдера:

$$V = \frac{5,11 \cdot 28800}{1,22 \cdot 0,8} = 150787 \text{ м}^3.$$

Принимаем решение установить 2 стандартных газгольдера, ёмкостью по  $100\,000 \text{ м}^3$  каждый. Диаметр присоединительных патрубков – 1120 мм.

*Расчёт объёма склада исходного топлива.* Объём технологических запасов топлива на тепловых электростанциях и котельных является общим нормативным запасом топлива (далее – ОНЗТ) и определяется по сумме объёмов неснижаемого нормативного запаса топлива (далее – ННЗТ) и нормативного эксплуатационного запаса основного или резервного видов топлива (далее – НЭЗТ).

По особенностям определения годового запаса топлива электростанции и котельные делятся на три категории:

- стандартные (типовая схема расчёта);
- с ограниченными (сезонными) сроками завоза топлива;
- имевшие в предшествующий год критический уровень запасов топлива (менее 60% от ОНЗТ на 1 октября).

Объём ОНЗТ должен обеспечивать работу установки в течение 7 суток при доставке топлива автотранспортом. Зная массовый расход щепы  $B_{\text{щ}}$  и насыпную плотность щепы, легко находим этот объём [5]:

$$\text{ОНЗТ} = B_{\text{щ}} \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 7 / \rho,$$

где  $\rho = 273 \text{ кг/м}^3$ . Тогда общий нормативный запас топлива будет:

$$\text{ОНЗТ} = 9,9 \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 7 / 273 = 21\,932 \text{ м}^3.$$

Размеры склада должны быть не менее этого объёма. Принимаем их:  $80 \times 50 \times 5,5$  м и рассчитываем объём:  $V_{\text{ск}} = 80 \times 50 \times 5,5 = 22\,000 \text{ м}^3$ .

*Подбор дутьевого вентилятора и дымососа.* Дутьевой вентилятор подаёт холодный воздух в воздухоподогреватель котлоагрегата, забирая его из помещения котельной. Температура холодного воздуха  $t_{\text{хв}}$  (если не оговариваются особые условия) принимается равной  $25^\circ\text{C}$ .

Производительность дутьевого вентилятора  $V_{\text{дв}}$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$ , определяется расходом воздуха, необходимым для горения топлива, с учётом коэффициента избытка воздуха в топке  $\alpha_{\text{т}}$ , а также потерь и присосов по тракту котла [6]:

$$V_{\text{дв}} = B_{\text{р}} V^0 (\alpha_{\text{т}} - \Delta\alpha_{\text{т}} - \alpha_{\text{пл.у}} + \alpha_{\text{вп}}).$$

где  $V^0$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^3$  теоретический объём воздуха, необходимый для полного сгорания  $1 \text{ м}^3$  газообразного топлива. Рассчитываем  $V_{\text{дв}}$ :

$$V_{\text{дв}} = 9,9 \cdot 3 \cdot (0,5 - 0,05 - 0,04) \cdot (28 + 273) / 273 = 10,9 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Указанной производительности удовлетворяет вентилятор ВЦ4-70-16К1 с электродвигателем АИР 160S4 мощностью  $15 \text{ кВт}$ .

Объём газов, перекачиваемый дымососом, больше объёма воздуха за счёт более высокой температуры среды и больших присосов воздуха по газовому тракту.

Производительность дымососа определим по рассчитанному расходу газов, равному  $4,19 \text{ м}^3/\text{с}$  или  $15\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Указанному расходу удовлетворяет агрегат марки ДН-9.

*Выбор разгрузочного устройства подачи топлива.* Перед подачей в бункер древесную щепу необходимо измельчить до нужных размеров. Для этих целей выбираем стационарный дисковый измельчитель Skorpion 250 E, который предназначен для дробления ветвей диаметром до  $250 \text{ мм}$ . Он состоит из группы дисковых дробилок с приводом от электрического двигателя мощностью  $30/40 \text{ кВт}$ .

Полы в складе топлива выполнены из передвижных скребков, которые приводятся в действие с помощью гидроцилиндров, создавая эффект подвижных полов. При толкании поршня скребки более пологой стороной заходят под слой топлива, затем при возвратном движении поршня скребки захватывают топливо и сталкивают его в жёлоб приёмного шнека. Прямой и обратный ход штока гидроцилиндра ограничен концевиками, служащими для автоматического переключения подачи. Скребок (или шнековый) конвейер служит для автоматической подачи топлива из приёмного шнека в задний оперативный бункер (или одновременно в несколько бункеров). Склад топлива имеет блочно-модульную конструкцию и состоит из следующих основных узлов: скребковые линейки подачи

топлива из помещения хранения топлива в приёмный шнек, гидростанция с гидроразводкой и гидроцилиндрами, пульт управления автоматизированным складом топлива, приемный жёлоб, наклонный жёлоб, переход с приёмного на наклонный жёлоб. Ленточный конвейер состоит из следующих частей: электродвигатель, клиноременная передача, редуктор, цепная передача, муфта предохранительная, лента конвейера.

Рассчитаем мощность, потребляемую электродвигателем ленточного конвейера. Характеристика конвейера:

- скорость ленты транспортёра  $w = 0,4$  м/с;
- диаметр тягового барабана  $D_6 = 300$  мм;
- максимальная окружная сила  $F_t = 6,83$  кН = 6830 Н;
- ширина ленты  $b = 1000$  мм;
- длина ленты  $l = 30$  м;
- срок службы – 5 лет.

Потребляемая мощность привода транспортёра:

$$N_{\text{вв}} = F_t \cdot w / 1000 = 6830 \cdot 0,4 / 1000 = 2,73 \text{ кВт},$$

где  $w$  – скорость движения ленты (м/с);  $F_t$  – окружная сила на звёздочке ленточного конвейера, Н.

Общий КПД привода:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_p \cdot \eta_z \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{мс}},$$

где  $\eta_p = 0,955$  – КПД клиноременной передачи;  $\eta_z = 0,971$  – КПД закрытой зубчатой передачи;  $\eta_{\text{ц}} = 0,915$  – КПД цепной передачи;  $\eta_m = 0,985$  – КПД муфты;  $\eta_m = 0,993$  – КПД одной пары подшипников качения;  $\eta_{\text{мс}} = 0,985$  – КПД одной пары подшипников скольжения. Результат расчёта общего КПД:

$$\eta_{\text{общ}} = 0,955 \cdot 0,971 \cdot 0,915 \cdot 0,985 \cdot 0,993 \cdot 0,985 = 0,85.$$

Требуемая мощность электродвигателя (с коэффициентом запаса 1,2):

$$N_{\text{в}} = 1,2 \cdot N_{\text{вв}} / \eta_{\text{общ}} = 1,2 \cdot 2,73 / 0,852 = 3,84 \text{ кВт}.$$

Выбираем электродвигатель 100S2/8880 мощностью  $N_{\text{в}} = 4$  кВт с синхронной частотой вращения  $n_{\text{синх}} = 3000$  об/мин.

### 3.4. ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТА

Рассмотрим проектируемую установку с точки зрения её экономической эффективности. Для предприятий, ведущих заготовку древесины, себестоимость топлива включает только затраты на внутризаводскую транспортировку и хранение.

Ниже все экономические оценки приняты нами по данным из [2].

Обычно себестоимость топлива из смеси опилок и относительно дешёвой щепы, а также более дорогой щепы из деревьев или хлыстов из неделовой древесины, может колебаться в зависимости от соотношения составляющих в пределах 100...250 р./пл. м<sup>3</sup>.

Капитальные затраты на сооружение станции по переработке древесных отходов с установленной электрической и тепловой мощностью по 6 МВт составляют 328,4 млн. р. Они складываются из затрат на котельное оборудование – 36,4 млн. р., паросиловую установку – 63,4 млн. р., производственное здание – 21,2 млн. р., склад топлива – 13,5 млн. р., проектные работы – 29,5 млн. р., градирня – 6,9 млн. р., адсорбер – 1,5 млн. р., сепаратор – 1,1 млн. р., газификатор – 91 млн. р., вспомогательное оборудование – 18,9 млн. р., монтаж оборудования – 45 млн. р.

Годовые затраты на выработку тепловой и электрической энергии, рассчитанные как сумма затрат на топливо, амортизационные отчисления, зарплату персонала, ремонт оборудования, воду и другие расходы представлены соответствующими цифрами и в сумме составляют:

$$120 + 40,2 + 15 + 12 + 4,5 = 191,7 \text{ млн. р.}$$

Современный уровень действующих тарифов на электроэнергию составляет около 1 руб./кВт·ч), а на тепловую энергию – 700 р/Гкал (без учёта НДС).

Тогда годовая прибыль составит:

$$П = Ц_э \cdot N_э + Ц_т Q_т - З, \quad (84)$$

где  $C_э$  – цена 1 кВт·ч электроэнергии, р.;  $N_э$  – годовая выработка электрической энергии, кВт·ч;  $C_т$  – стоимость 1 Гкал тепловой энергии, р.;  $Q_т$  – годовая выработка тепловой энергии, Гкал.

По формуле 7.1 рассчитываем:

$$П = 1,5 \cdot 10^3 \cdot 24 \cdot 365 + 201 \cdot 24 \cdot 61,5 \cdot 700 / 1,163 - 191 \cdot 700 \cdot 000 = 30 \cdot 666 \cdot 810 \text{ р.}$$

Срок окупаемости станции найдем по формуле

$$T = K/П. \quad (85)$$

По формуле (85):

$$T = 328,4 / 30,7 = 10,7 \text{ лет.}$$

Обычный период эксплуатации такого типа объектов составляет 30 – 40 лет, и это позволяет сделать вывод о перспективе внедрения подобных

проектов в энергетику России, особенно учитывая огромнейшие ресурсы для получения исходного топлива.

При увеличении отношения  $Q/N$  себестоимость электроэнергии понижается и может составить при определённых условиях половину от цены по действующим тарифам.

Себестоимость тепловой энергии также уменьшается с увеличением отношения  $Q/N$ . Отношение себестоимостей электрической и тепловой энергии обусловлено термическим КПД паросилового цикла, и при принятых параметрах пара перед турбиной и в отборе равно приблизительно 3,8 независимо от величины  $Q/N$ .

Срок окупаемости капиталовложений может быть определён с некоторыми оговорками. Строго говоря, срок окупаемости определяется отношением капиталовложений к приросту прибыли предприятия. В наших расчётах срок окупаемости определён как отношение всех капиталовложений к годовой экономии от замены покупки энергоресурсов выработкой их на собственной ТЭЦ. Конденсационная тепловая электростанция может окупиться при цене на топливо 100 р./пл. м<sup>3</sup> за 14 лет, а при цене 250 руб./пл. м<sup>3</sup> она убыточна [2].

#### 4. БИОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ

Биогаз – это газ, состоящий примерно из 50...0% метана ( $\text{CH}_4$ ) и 50...30% углекислого газа ( $\text{CO}_2$ ). Он образуется в процессе анаэробного разложения (процесс распада органических соединений в условиях отсутствия кислорода) органических субстратов, и по-сути является продуктом обмена веществ бактерий. Синонимами для биогаза являются такие слова, как газ-метан, канализационный газ или болотный газ. Для промышленного применения устанавливается дополнительная система очистки биогаза до биометана (от серы, влаги и углекислого газа). После такой очистки, полученный газ – аналог природного газа (90...95% метана  $\text{CH}_4$ ) только разница в его происхождении. Его можно:

- использовать как природный газ;
- накапливать, перекачивать;
- сжигать для производства тепловой и электрической энергии;
- использовать для заправки автомобилей.

Себестоимость газа из биогазовой установки в 2010 г.: 15...20 евро за 1000  $\text{nm}^3$ . Помимо биогаза установка производит экологически чистое органическое удобрение натурального типа – биоудобрение, содержащее биологически активные вещества и микроэлементы, что повышает урожайность на 30...50%. Основным преимуществом биоудобрений по сравнению с традиционными удобрениями, является форма, доступность и сбалансированность всех элементов питания, высокий уровень гумификации органического вещества. Кроме этого утилизируются отходы и улучшается экологическая обстановка в сельскохозяйственных районах и производственных зонах. При очистке биогаза на том же оборудовании, кроме метана получается  $\text{CO}_2$ , в зависимости от потребностей, его можно получить в газообразном или сжиженном состоянии. В любом случае этот газ является товаром и тоже идёт в прибыль. Сегодня уже существует огромная сеть метановых заправочных станций. В условиях подорожания дизельного топлива использование метана становится более выгодным.

Биогазовые установки (БГУ) предназначены для экологически чистой безотходной переработки органических отходов с получением газообразного топлива – биогаза. Выход газа зависит от сырья и технологии производства (табл. 9).

БГУ обеспечивают получение биогаза в количестве 350...500  $\text{m}^3$  при обработке 1 т сухого вещества отходов и снижение на 50% энергетических затрат на утилизацию отходов в качестве удобрений – на дегельминтизацию, уничтожение семян сорных растений, дезодорацию и снижение антропогенной нагрузки на окружающую среду.

Жидкие биоотходы перекачиваются на биогазовую установку (рис. 17) фекальными насосами по бардопроводу или трубопроводу наво-



зоудаления. Канализационная насосная станция (КНС) находится в специальном технологическом помещении. Твёрдые отходы (например, навоз, помёт) доставляются по транспортёрной ленте, а с хранилища помёта или навоза трактором. Жидкие отходы попадают не прямо в реактор, а в предварительную ёмкость. В этой ёмкости происходит гомогенизация массы и подогрев (иногда охлаждение) до необходимой температуры. Обычно объём такой ёмкости на 2–3 дня. Твёрдые отходы могут сгружаться в ёмкость с жидкими отходами и перемешиваться с ними. Либо твёрдые отходы загружаются в специальный шнековый загрузчик.

Из ёмкости гомогенизации и загрузчика твёрдых отходов биомасса (навоз или помёт или барда) поступает в реактор (другое название биореактор, метантенк, ферментатор). Реактор (биореактор, метантенк, фермен-

### 9. Выход газа из разных видов субстратов

Субстрат	Выход биогаза м <sup>3</sup> /т
Навоз КРС	60
Навоз свиней	65
Птичий помёт	130
Силос кукурузный	400
Свежая трава	500
Молочная сыворотка	50
Зерно	560
Фруктовый жом	70
Свекольный жом	50
Меласса	430
Свекольная ботва	400
Барда зерновая	70
Барда меласная	50
Пивная дробина	160
Жир	1300
Жир из жироловок	250
Отходы бойни	300
Корнеплодные овощи	400
Технический глицерин	500
Рыбные отходы	300



**Рис. 17. Схема биогазовой установки**

татор) является газонепроницаемым, полностью герметичным резервуаром из кислотостойкого железобетона (нержавеющей стали). Это конструкция теплоизолируется слоем утеплителя. Толщина утеплителя рассчитывается под конкретные климатические условия. Внутри реактора (метантенка, ферментатора) поддерживается фиксированная для микроорганизмов температура. Температура в реакторе мезофильная (30...41 °С). В отдельных случаях применяются реакторы с термофильным режимом (около 55 °С). Перемешивание биомассы внутри реактора производится несколькими способами. Способ перемешивания выбирается в зависимости от типа сырья, влажности и других параметров. Перемешивание производится наклонными миксерами, миксерами типа «падл-гигант», погружными мешалками. Материал всех перемешивающих устройств – нержавеющая сталь. В отдельных случаях перемешивание не механическое, а гидравлическое, т.е. масса раздается насосами по трубкам в слой, где живут колонии бактерий. Срок службы реактора более 25 – 30 лет.

Подогрев реактора ведётся теплой водой. Температура воды на входе в реактор 60 °С. Температура воды после реактора около 40 °С. Система подогрева – это сеть трубок, находящихся внутри стенки реактора, либо на её внутренней поверхности. Если биогазовая установка комплектуется когенерационной установкой (теплоэлектрогенератором), то вода от охлаждения генератора используется для подогрева реактора. Температура воды после генератора 90 °С. Тёплая вода с температурой 90 °С смешивается с водой 40 °С и поступает в реактор с температурой 60 °С. Вода специально подготовленная и рециркуляционная. В зимний период биогазовой установке требуется до 70% вторичного тепла, отведённого от теплоэлектрогенератора. В летний – около 10%. Если биогазовая установка

работает только на производство газа, тогда теплая вода берётся от специально установленного водогрейного котла. Затраты тепловой и электрической энергии на нужды самой установки составляют 5...15% всей энергии, которую даёт биогазовая установка.

Среднее время гидравлического отстаивания внутри реактора (в зависимости от субстратов) – 20 – 40 дней. На протяжении этого времени органические вещества внутри биомассы метаболизируются (преобразовываются) микроорганизмами. Для кукурузного силоса период брожения составляет 70 – 160 дней. Период брожения определяет объём реактора.

Всю работу по сбраживанию отходов проделают анаэробные микроорганизмы. В биореактор микроорганизмы вводятся один раз при первом запуске. Дальше никаких добавок микроорганизмов и дополнительных затрат не требуется. Введение микроорганизмов производится одним из трёх способов: 1) введение концентрата микроорганизмов; 2) добавление свежего навоза или 3) добавление биомассы из другого действующего реактора. Обычно используется 2 и 3 способ из-за дешевизны. В навозе микробы присутствуют и попадают в него ещё из кишечника животных. Эти микроорганизмы полезны и не приносят вреда человеку или животным. К тому же реактор – это герметичная система. Поэтому реакторы, а точнее ферментеры, располагаются в непосредственной близости от фермы или производства.

На выходе имеем два продукта: биогаз и биоудобрения (компостируемый и жидкий субстрат).

Биогаз сохраняется в ёмкости для хранения газа – газгольдере. Здесь в газгольдере выравниваются давление и состав газа. Газгольдер – это высокопрочная растягивающаяся EPDM мембрана. Материал мембраны стоек к солнечному свету, осадкам и испарениям в реакторе. Срок службы газгольдера 15 лет. Газгольдер герметически накрывает реактор сверху. Над газгольдером накрывается дополнительно тентовое покрытие. В пространство между газгольдером и тентом закачивается воздух для создания давления и теплоизоляции. В отдельных случаях газгольдер представляет собой многокамерный мешок. Такой мешок, в зависимости от проектного решения, может крепиться сверху бетонного свода ремнями либо в специальной бетонной ёмкости. Запас объёма газгольдеров обычно 0,5 – 1 день.

Из газгольдера идёт непрерывная подача биогаза в газовый или дизель-газовый теплоэлектрогенератор. Здесь уже производится тепло и электричество (1 м<sup>3</sup> газа даёт 2 кВт·ч электрической и 2 кВт·ч тепловой энергии). Крупные биогазовые установки имеют аварийные факельные установки на тот случай, если двигатель/двигатели не работают и биогаз надо сжечь. Газовая система может включать в себя вентилятор, конденсатоотводчик, десульфуризатор и т.п.

Всей системой управляет система автоматики. Система контролирует работу насосной станции, мешалок, системы подогрева, газовой автоматики, генератора. Для управления достаточно всего одного человека на 2 часа в день. Этот человек ведёт контроль с помощью обыкновенного компьютера.

Переброшенная масса – это биоудобрения, готовые к использованию. Жидкие биоудобрения отделяются от твёрдых с помощью сепаратора и сохраняются в ёмкости для хранения биоудобрения. Твёрдые удобрения хранятся на специальном участке. Из ёмкости хранения жидких удобрений насосами масса перекачивается в бочки-прицепы и вывозится на свои поля или на продажу. Как вариант возможна комплектация биогазовой установки линией фасовки и упаковки биоудобрений в бутылочки по 0,3; 0,5, 1,0 л. Если биоудобрения не представляют никакого интереса для собственника, что вообще странно, и требуется избавиться от жидкого субстрата, тогда биогазовая установка комплектуется устройствами с дополнительными степенями очистки.

В случае, когда предприятию требуется не электроэнергия, а газ для заправки автомобилей, биогазовая установка комплектуется системой очистки и метановой заправочной станцией. Система очистки биогаза – устройство по отделению  $\text{CO}_2$  из биогаза. Например, если требуется техническая углекислота, то её получают по принципу абсорбера–десорбера. Содержание углекислого газа доводится с 40 до 10% (и даже 1%, если требуется).

Для отдельных видов сырья описанный выше способ требует коррекции. Например, такой способ совершенно недопустим для моносырья, такого как послеспиртовая барда и пивная дробина. В таком случае используется двухстадийная технология с дополнительными реакторами гидролиза. Особенностью процесса является поддержание уровня кислотности в реакторах гидролиза. Технология запатентована компанией ZORG (Германия) и тщательно охраняется, что делает невозможным другим компаниям, даже если им станет известно ноу-хау, использовать этот метод и устройство.

Установка на себя потребляет всего 10...15% энергии зимой и 3...7% летом. Для работы очень большой установки достаточно 1 человека на 2 ч в день.

#### 4.1. ПРИМЕР РАСЧЁТА БИОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПТИЦЕФАБРИКИ

Методика расчёта биогазовой установки представлена в [9, 10].

Суточный выход биомассы для сбраживания определяется по формуле

$$m_{\text{сут}} = N_i m_i,$$

где  $N_i$  – количество животных данной возрастной и видовой группы, которые содержатся на птицефабрике; принимаем  $N_i = 130000$  шт.;  $m_i$  – суточный выход навоза от одного животного, кг/сут.

Принимаем  $m_i = 0,17$  кг/сут. [9].

По формуле получаем

$$m_{\text{сут}} = 130000 \cdot 0,17 = 22100 \text{ кг/сут.}$$

Суточный выход навоза с учётом содержащегося в нём прочих примесей (остатки корма, подстилка и пр.) определяется по формуле

$$m_{\text{сут}}^{\text{общ}} = k_n m_{\text{сут}},$$

где  $m_{\text{сут}}$  – суточный выход биомассы для сбраживания, кг/сутки;  $k_n$  – поправочный коэффициент, учитывающий остатки корма и подстилку.

Принимаем  $k_n = 1,3$  [10],

по формуле получаем  $m_{\text{сут}}^{\text{общ}} = 1,3 \cdot 22100 = 28730$  кг/сут.

Масса сухого вещества в навозе:

$$m_{\text{с.в}} = m_{\text{сут}}^{\text{общ}} \left( 1 - \frac{W}{100} \right),$$

где  $W$  – влажность навоза, %. Принимаем  $W = 82\%$  [10].

По формуле получаем

$$m_{\text{с.в}} = 28730 \left( 1 - \frac{82}{100} \right) = 5171,4 \text{ кг/сут.}$$

Масса сухого органического вещества

$$m_{\text{с.о.в}} = m_{\text{с.в}} \frac{P_{\text{с.о.в}}}{100},$$

где  $P_{\text{с.о.в}}$  – содержание сухого органического вещества в навозе, %. Принимаем  $P_{\text{с.о.в}} = 22\%$  [9].

По формуле получаем

$$m_{\text{с.о.в}} = 5171,4 \frac{22}{100} = 1137,7 \text{ т/сут.}$$

Выход биогаза определяется по формуле

$$V_{\text{био}} = m_{\text{сут}}^{\text{общ}} n,$$

где  $n$  – выход биогаза из субстрата, м<sup>3</sup>/т. Принимаем по табл. 9  $n = 130$  м<sup>3</sup>/т;

По формуле получаем

$$V_{\text{био}} = 28,730 \cdot 130 = 3731 \text{ м}^3.$$

Объём метантенка при полной загрузке найдём по формуле

$$V_{\text{пол.загр}} = \frac{m_{\text{сут}}^{\text{общ}}}{\tau_{\text{сут}} \rho_{\text{с}}},$$

где  $\tau_{\text{сут}}$  – число загрузок реакторов за сутки. Принимаем  $\tau_{\text{сут}} = 1$  [9];  $\rho_{\text{с}}$  – плотность субстрата  $\text{кг/м}^3$ ;

Плотность навозной массы можно принимать равной плотности воды, так как её влажность превышает 90% [10]. Принимаем  $\rho_{\text{с}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ . По формуле получаем

$$V_{\text{пол.загр}} = \frac{28730}{1 \cdot 1000} = 28,73 \text{ м}^3.$$

Объём метантенка найдём по формуле

$$V_{\text{м}} = \frac{V_{\text{пол.загр}}}{0,8}.$$

По формуле получаем

$$V_{\text{м}} = \frac{28,73}{0,8} = 35,9 \text{ м}^3.$$

Исходя из требуемого объёма по каталогу [25] компании ZORG (Германия), выбираем размеры метантенка (диаметр, высоту верхнего конуса, цилиндрической части и нижнего конуса). В связи с планирующимся развитием предприятия и увеличением поголовья птицы, выбираем метантенк большего объёма, чем получилось в расчётах.

## 10. Основные показатели метантенка

Диаметр, м <sup>3</sup>	Объём резервуара, м <sup>3</sup>	Высота, м		
		Верхнего конуса	Цилиндрической части	Нижнего конуса
5,5	40	1,2	2,9	1
Производительность по сырью, т/сутки	Выход биогаза, м <sup>3</sup> /сут	Потребляемая электрическая мощность, кВт	Потребляемая тепловая мощность, кВт	Выход жидких биоудобрений, (99% влажности) т/сут
40	4125	23	147	18

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Многое из рассмотренного в данном учебном пособии является пока дискуссионным. Материалы пособия не претендуют на абсолютную точность и полноту. Цель авторов состояла в том, чтобы показать место биоэнергетики в общем энергопроизводстве сегодня и в динамике её развития, акцентировать внимание на некоторые наиболее важные и принципиальные моменты в оценке состояния дел и перспектив.

Резюмируя, можно сделать следующие выводы:

1. Биоэнергетика в её сегодняшнем состоянии пока не является безальтернативной заменой углеводородной энергетике на ближайшую перспективу. Однако уже сейчас она может стать важным элементом для сдерживания дефицита на углеводородное сырьё, а также для обеспечения энергобезопасности потребителей.

2. В связи с истощением мировых запасов углеводородов необходимо развитие всех возможных направлений биоэнергетики с учётом имеющихся у разных регионов природных ресурсов. Однако при этом должна делаться разносторонняя, корректная оценка достоинств и недостатков различных технологий.

3. Поскольку проблема энергодефицита и загрязнения окружающей среды является общепланетарной, целесообразна международная кооперация по различным направлениям деятельности в биоэнергетике.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник потребителя биотоплива / под ред. В. Вареса. – Таллин, 2005. – 83 с.
2. Использование биомассы для устойчивого локального энергообеспечения. Научные и практические аспекты // Международный семинар. – СПб., 17–18 ноября 2008 г.
3. Водогрейные котлы с кипящим и интенсивно продуваемым слоем топлива для сжигания низкосортных углей и биомассы – результаты десятилетнего опыта разработки и эксплуатации: проблемы и перспективы // Новости теплоснабжения. Науч.-технич. журнал, № 5 (93). – Москва, 2008. – С. 22 – 26.
4. Тепловой расчёт котельных агрегатов (нормативный метод) / под ред. Н.В. Кузнецова. – М. : Энергия, 1973. – 295 с.
5. Родатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Родатис, А.Н. Полтарацкий. – М. : Энергоиздат, 1989. – 487 с.
6. Теплотехнический справочник / под общ. ред. В.Н. Юрьева и П.Д. Лебедева. – М. : Энергия, 1976. – Т. 2, 896 с.
7. Теплотехнические расчёты установок силикатной промышленности / под общ. ред. Д.Б. Гинсбурга, В.Н. Зимина. – М., 1951. – 495 с.
8. Гелетуха, Г.Г. Обзор технологий газификации биомассы / Г.Г. Гелетуха, Т.А. Железная // Экологические и ресурсосбережение. – 1998. – № 2. – С. 21 – 29.
9. Амерханов, Р.А. Проектирование систем теплоснабжения сельского хозяйства : учебник для студентов вузов по агроинженерным специальностям / Р.А. Амерханов, Б.Х. Драганов. – Краснодар, 2001. – 200 с.
10. Амерханов, Р.А. Теплоэнергетические установки и системы сельского хозяйства / Р.А. Амерханов и др. – М. : Колос-Пресс, 2002.
11. Ir. H.A.M. Knoef. Gasification of biomass & waste-practical experience / Ir. H.A.M. Knoef // Proc. of III International Slovak Biomass Forum, 3–4 February 2003. – P. 41 – 44.
12. Review of Finnish biomass gasification technologies. PET Report VTT, ESPOO 2002. – P. 1 – 19.
13. Kurkela, E. Updraft Gasification of Peat and Biomass / E. Kurkela, P. Stahlberg, J. Leppalahti // Biomass, N19, 1989. – P. 37 – 46.
14. R. Bailey, Sr. A 4 MWe biogas engine plant fueled by the gasification of olive oil production wastes (sansa) / R. Bailey, Sr. // Proc. of 1st International Ukrainian Conference on Biomass for Energy, 20 – 22 September. – Kiev, Ukraine. CD-ROM.



15. Dinkelbach, L. Gasification of Biomass in Europe – State-of the Art and Prospects. Proc. of the 9th European Bioenergy Conf. / L. Dinkelbach, M. Kaltschmitt. – Copenhagen, Denmark 24 – 27 June, 199 Pergamon. – Vol. 2. – P. 1382 – 1387.
16. Spliethoff, H. Status of biomass gasification for power production / H. Spliethoff // IFRF Combustion Journal, November 2001. – P. 1 – 25.
17. Paisley, M.A. FERCO's Silvagas. Biomass gasification process commercialization opportunities for power, fuels, and chemicals / M.A. Paisley, R.P. Overend, M. Welch, B.M. Igoe // Proc. of Second World Biomass Conference, 10 – 14 May 2004. – Rome, Italy. – P. 1675 – 1678.
18. Simell, P. Novel small scale gasification process for CHP – green power by lower cost and lower emissions / P. Simell, E. Kurkela, I. Haavisto at al. // Proc. of Second World Biomass Conference, 10 – 14 May 2004. – Rome, Italy. – P. 1749 – 1752.
19. Kurkela, E. Development and commercialization of biomass and waste gasification technologies from reliable and robust co-firing plants towards synthesis gas production and advanced power cycles / E. Kurkela, M. Nieminen, P. Simell // Proc. of Second World Biomass Conference, 10 – 14 May 2004. – Rome, Italy. – P. 10 – 15.
20. Staiger, B. Investigation of existing gasifier and gas cleaning technologies with an online tar measuring system / B. Staiger, L. Wiese, R. Berger, K.R.G. Hein // Proc. of Second World Biomass Conference, 10 – 14 May 2004. – Rome, Italy. – P. 789 – 792.
21. Beenackers, A.A.C.M. Gasification technologies for heat and power biomass / A.A.C.M. Beenackers, K. Maniatis // Proc. of EuroSun'96, September 16 – 19, 1996. – Freiburg, Germany. – P. 1311 – 1335.
22. Foch, F. The Pinch-method applied on a biomass gasifier system / F. Foch and al. // Proc. of ECOS 2000 Conference, 5 – 7 July 2000. – Enschede, The Netherlands.
23. Tam, P. Assessment of gasification technologies and prospects for their commercial application / P. Tam and al. // Proc. of Forest Sector Table. National Climate Change Process. 9 April 1999. – Richmond, USA. – N. 499 – 0101.
24. Beenackers, A.A.C.M. Gasification Technologies for Heat and Power from Biomass / A.A.C.M. Beenackers, K. Maniatis // Proc. of the 9th European Bioenergy Conf. – Copenhagen, Denmark 24 – 27 June, 199 Pergamon. – Vol. 1. – P. 228 – 259.
25. Эдер, Б. Биогазовые установки : практическое пособие / Б. Эдер, Х. Шульц. – 1996. – URL: <http://www.zorg-biogas.com>

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. БИОЭНЕРГЕТИКА .....	5
2. ПРЯМОЕ СЖИГАНИЕ БИОМАССЫ .....	9
2.1. Технологии сжигания .....	9
2.1.1. Топки с неподвижной решёткой .....	10
2.1.2. Топки с механической решёткой .....	10
2.1.3. Топки с цепной решёткой .....	12
2.1.4. Топки с кипящим слоем .....	13
2.2. Пример расчёта биотопливного водогрейного котла .....	18
2.2.1. Устройство котла и исходные данные для расчёта .....	18
2.2.2. Расчёт объёмов и энтальпий продуктов сгорания	20
2.2.3. Расчёт тепловыделений и температур в топке .....	25
2.2.4. Расчёт теплообмена в конвективном пучке .....	29
2.2.5. Тепловой баланс и КПД котельного агрегата .....	34
3. ГАЗИФИКАЦИЯ И ПИРОЛИЗ БИОМАССЫ .....	38
3.1. Термохимические явления в газификаторе .....	41
3.2. Конструктивные особенности газификационных установок .....	44
3.3. Пример расчёта газификационной установки .....	55
3.3.1. Определение основных размеров газификатора ....	56
3.3.2. Расчёт и подбор вспомогательного оборудования	60
3.4. Экономическое обоснование проекта .....	67
4. БИОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ .....	70
4.1. Пример расчёта биогазовой установки для птицефабрики	74
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	77
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	78