

**П. В. Луканин
В. Г. Казаков
Ю. В. Волков**

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ
ЦЕЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Монография

**Санкт-Петербург
2025**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»
Высшая школа технологии и энергетики

П. В. Луканин
В. Г. Казаков
Ю. В. Волков

ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ НА ПРЕДПРИЯТИЯХ ЦЕЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Монография

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2025

УДК 620.9:676.012.37

ББК 31.3

Л84

Рецензенты:

чл.-корр. Академии военных наук РФ, доктор технических наук, ст. научный сотрудник,
профессор Высшей школы гидротехнического и энергетического строительства Инженерно-
строительного института Санкт-Петербургского политехнического университета

Петра Великого

М. И. Куколев;

доктор технических наук, профессор кафедры «Инженерная экология
и безопасность труда» ФГБОУ ВО «Казанский государственный
энергетический университет»

Э. Р. Зверева

Луканин, П. В.

Л84 Энергосбережение на предприятиях целлюлозно-бумажной
промышленности: монография / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, Ю. В.
Волков. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2025. — 243 с.
ISBN 978-5-91646-451-1

В монографии развит эксергетический метод термодинамического анализа – метод приращения эксергии. Данный метод применен к процессам получения целлюлозы, бумаги и картона, имеющим место в целлюлозно-бумажной промышленности. Особое внимание уделено вопросам повышения энергетической эффективности основного оборудования предприятий ЦБП. Предложены решения по внедрению энергосберегающих технологий на основе полученных авторами патентов.

Монография предназначена для аспирантов и студентов технологических, энергетических и политехнических вузов, обучающихся по направлениям подготовки: «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Технологические машины и оборудование».

Монография может быть полезна научным работникам, работникам проектных организаций, целлюлозно-бумажных и других предприятий, эксплуатирующих энерготехнологическое и энергетическое оборудование.

УДК 620.9:676.012.37

ББК 31.3

ISBN 978-5-91646-451-1

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2025

© Луканин П. В., Казаков В. Г.,
Волков Ю. В., 2025

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	7
ГЛАВА 1. СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССАХ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ И БУМАГИ	13
1.1. Энергетика технологии теплоты при производстве сульфатной целлюлозы	14
1.2. Энергетика технологии теплоты при производстве сульфитной целлюлозы	31
1.3. Термовлажностные процессы производства бумаги и картона	36
1.4. Вторичные энергетические ресурсы в целлюлозно-бумажной промышленности	49
1.5. Возможность использования теплонасосных установок с целью утилизации теплоты низкого потенциала	58
ГЛАВА 2. НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ И РАЗВИТИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО МЕТОДА.....	74
2.1. Метод тепловых балансов	74
2.2. Эксергетический метод анализа	77
2.2.1. Задачи термодинамического анализа. Классификация видов эксергии.....	77
2.2.2. Определение эксергии для различных видов энергии	80
2.3. Энтропийный метод анализа.....	86
2.4. Метод приращения эксергии.....	89
2.4.1. Эксергетический КПД сложной термодинамической системы	89
2.4.2. Инженерный метод определения эксергетического КПД сложной тепловой схемы технологического процесса	93
2.4.3. Построение эксергетических диаграмм по методу приращений эксергетических тепловых потоков.....	99
2.4.4. Связь эксергетических потерь с расходом топлива в энергетическом котле.....	103
2.4.5. Эксергетический коэффициент теплопередачи как критерий термодинамического совершенства теплообменного аппарата.....	105
2.5. Термодинамический анализ эффективности работы парокомпрессионной теплонасосной установки на различных рабочих телах.....	107
2.6. Оптимизация параметров термодинамических систем.....	116

ГЛАВА 3. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ И БУМАГИ	118
3.1. Термодинамические исследования технологической схемы производства сульфатной целлюлозы.....	118
3.1.1. Эксергетический анализ процесса регенерации щелочей в содорегенерационном котлоагрегате	122
3.1.2. Эксергетический анализ процесса концентрирования черного щелока.....	123
3.1.3. Эксергетический анализ процесса варки технологической щепы для производства целлюлозы.....	125
3.1.4. Эксергетический анализ процесса декарбонизации известняка	126
3.1.5. Эксергетический анализ технологии теплоты на выпарных станциях производства сульфатной целлюлозы	127
3.2. Термодинамические исследования технологической схемы получения лигносульфонатов при производстве сульфитной целлюлозы	135
3.2.1. Эксергетический анализ процесса выпаривания сульфитных щелоков	135
3.2.2. Эксергетический анализ эффективности процессов выпаривания и сушки раствора сульфитного щелока в распылительной сушилке	142
3.3. Термодинамический анализ сушильной части бумагоделательной машины.....	147
3.3.1. Тепловой расчет сушильной части бумагоделательной машины	149
3.3.2. Эксергетический баланс сушильной части бумагоделательной машины.....	151
3.3.3. Эксергетический анализ вентиляционной системы бумагоделательной машины	152
ГЛАВА 4. ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЦЕЛЛЮЛОЗНО- БУМАЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ	155
4.1. Совершенствование технологии теплоты в процессе производства сульфатной целлюлозы.....	155
4.1.1. Оптимизация параметров работы выпарной установки	167
4.1.2. Влияние режимных параметров на критерий оптимальности	170
4.2. Совершенствование технологии теплоты в процессе производства сульфитной целлюлозы	175
4.3. Энергосбережение в сушильной части бумагоделательной машины	182
4.4. Энергосбережение на предприятиях ЦБП с применением теплонасосных установок.....	186

4.4.1. Теплонасосная станция для утилизации низкопотенциальной теплоты воды предприятий ЦБП	186
4.4.2. Регенерация теплоты в вентиляционной системе БКДМ с применением теплонасосных установок.....	188
4.4.3. Схемы энергосбережения с применением теплонасосных установок прямого компримирования водяного пара	192
4.4.4. Уточнение метода расчета осевых компрессоров парогенерирующих теплонасосных установок, работающих на водяном паре, в области низких давлений	202
4.4.5. Влияние осевых зазоров на эффективность работы осевых компрессоров теплонасосных установок.....	206
4.4.6. Экономия топлива от применения теплонасосных установок прямого компримирования пара.....	212
4.5. Экономия топлива при использовании термокомпрессоров на ТЭЦ.....	214
4.6. Когенерация в целлюлозно-бумажной промышленности	216
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	224
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	225

Список сокращений

CEPI – европейская конфедерация бумажной промышленности;
GWP – потенциал глобального потепления климата;
ODP – потенциал разрушения озона;
а.с.в – абсолютно сухие вещества;
а.с.ц – абсолютно сухая целлюлоза;
АТНУ – абсорбционная теплонасосная установка;
БДМ – бумагоделательная машина;
БКДМ – бумаго- и картоноделательные машины;
БХТММ – беленая химико-термомеханическая масса;
ВВ – взвешенные вещества;
ВТЭР – вторичные тепловые энергетические ресурсы;
ВЭР – вторичные энергетические ресурсы;
ДВП – древесно-волоконистые плиты;
ДПЦ – древесно-подготовительный цех;
ИРП – известерегенерационная печь;
КЭС – конденсационная электростанция;
ЛСТ – лигносульфонаты технические;
ЛЭП – линия электропередачи;
МВУ – многоступенчатая выпарная установка;
НВИЭ – нетрадиционные возобновляемые источники энергии;
НДТ – наилучшие доступные технологии;
ОВУ – одноступенчатая выпарная установка;
ПВС – паровоздушная смесь;
ПГУ – парогазовая установка;
ПКБ – производство кабельных бумаг;
ПКТНУ – парокompрессионная теплонасосная установка;
ППБ – производство печатных бумаг;
РОУ – редуционно-охладительная установка;
РСС – производство осажденного карбоната кальция;
САЦ – производство сульфатной целлюлозы;
СБО – система биологической очистки;
СРК – содорегенерационный котел;
ТН – тепловой насос;
ТНУ – теплонасосная установка;
ТРА – теплорекуперационный агрегат;
ТЭС – тепловая электрическая станция;
ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;
ХФУ – хлорфторуглероды;
ХТММ – химико-термомеханическая масса;
ЦБЗ – целлюлозно-бумажный завод;
ЦБК – целлюлозно-бумажный комбинат;
ЦБП – целлюлозно-бумажная промышленность;
ЦКРИ – цех каустизации и регенерации извести;
ЦРМ – центробежная распылительная машина.

ВВЕДЕНИЕ

Энергосбережение и повышение энергетической эффективности в настоящее время являются важнейшими задачами как российской энергетики и ЖКХ, так и всей российской промышленности [1-4].

Федеральный закон Российской Федерации [1] определяет энергосбережение как реализацию организационных, правовых, технических, технологических, экономических и иных мер, направленных на уменьшение объема используемых энергетических ресурсов при сохранении соответствующего полезного эффекта от их использования (в том числе объема произведенной продукции, выполненных работ, оказанных услуг).

Таким образом, энергосбережение – это комплекс мер или действий, предпринимаемых для обеспечения более эффективного использования энергетических ресурсов, например, мероприятия, направленные на достижение экономии топлива и энергии, рациональное их использование, замещение дефицитных и дорогих энергоресурсов и энергоносителей другими, более доступными и дешевыми.

Главными целями основных положений «Энергетической стратегии России на период до 2030 г.», утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-Р [2], является определение путей и условий наиболее эффективного использования энергетических ресурсов, формирование роли энергии как основного фактора, определяющего повышение качества жизни населения.

Основой реализации энергетической стратегии на ближайшую перспективу остается деятельность, направленная на повышение эффективности использования традиционных энергоресурсов – газа, угля, нефти, гидроэнергии, ядерного топлива. Вместе с тем поставлена задача максимального использования возможностей нетрадиционной энергетики, что в перспективе должно позволить полностью решить современные энергетические, экологические и социально-экономические проблемы многих регионов России. В этом документе предусмотрена разработка системы нормативно-законодательных актов, обеспечивающих реализацию перехода страны к активной энергосберегающей политике.

В Указе Президента РФ от 4 июня 2008 г. № 889 «О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики» [3] поставлен вопрос о повышении энергоэффективности и сформулирована целевая задача – снизить энергоемкость валового внутреннего продукта (ВВП) на 40 % по сравнению с 2007 годом.

Определенные сдвиги, направленные на экономию энергетических ресурсов и более эффективное использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР), возможны в связи с принятием Федерального закона «Об энергосбережении» [1].

Этим же законом определено понятие энергетической эффективности, под которой понимаются характеристики, отражающие отношение эффекта от использования энергетических ресурсов к затратам энергетических ресурсов, произведенным в целях получения такого эффекта, применительно к продукции,

к технологическому процессу, юридическому лицу, индивидуальному предпринимателю.

Показатели энергетической эффективности можно разделить на следующие три группы: термодинамические, технические и экономические.

Действующие Федеральные законы и акты, являясь в принципе прогрессивными, имеют ряд существенных недостатков и требуют принятия дополнительных подзаконных актов, предусматривающих механизмы их реализации.

Основными принципами правового регулирования в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности [1-4] являются:

- эффективное и рациональное использование энергетических ресурсов;
- поддержка и стимулирование энергосбережения, и повышение энергетической эффективности;
- системность и комплексность проведения мероприятий по энергосбережению и повышению энергетической эффективности;
- планирование энергосбережения и повышения энергетической эффективности;
- использование энергетических ресурсов с учетом ресурсных, производственно-технологических, экологических и социальных условий.

За последние годы энергоемкость ВВП в стране действительно достаточно быстро снижалась, примерно на 4 % в год [5, 6]. Несмотря на это, Россия оставалась одной из самых не энергоэффективных стран в мире, занимая 12-е место в мире по энергорасточительности. Согласно Прогнозу развития энергетики мира и России до 2040 года, подготовленному ФГБУН «Институт энергетических исследований РАН» и Аналитическим центром при Правительстве РФ, национальное хозяйство России имеет один из самых низких в мире показателей производства ВВП с единицы энергии (втрое меньше среднего по миру) и к 2040 г. в прогнозном варианте этот разрыв не уменьшится. Энергоемкость нашей страны в два раза выше, чем Канады, находящейся в очень близких климатических и культурных условиях, с примерно одинаковой плотностью населения. Снижение энергоемкости ВВП происходило в основном за счет структурных сдвигов в экономике, за счет того, что ВВП рос гораздо быстрее, чем промышленное производство и объем жилищного фонда. Если говорить о технологическом снижении энергоемкости, то за счет модернизации и замены оборудования в разных отраслях производства снижение получается очень умеренным, примерно на 1 % в год. При этом в перспективе эти структурные сдвиги существенно замедляются, и задача снижения энергоемкости на 4 % в год становится очень трудновыполнимой.

Если не выполнить задачу снижения энергоемкости, то возникает масса проблем: уменьшение энергетической безопасности и торможение экономического роста по причине либо технической, либо экономической недоступности энергоресурсов; снижение экспорта (импорта) энергоносителей и энергетический голод; неспособность исполнить геополитическую роль: Россия – надежный поставщик энергетических ресурсов, а значит, и гарант энергетической

стабильности в мире; падение конкурентоспособности промышленности; ускорение инфляции за счет роста цен на газ, электроэнергию и тепло; высокий уровень загрязнения окружающей среды и эмиссии парниковых газов.

Для устранения такого расточительства потребуются две согласованные группы мер – инновационно-технологическая и хозяйственно-организационная. Первая имеет стратегический характер и требует длительного постоянного воздействия. Вторая допускает достаточно быстрые и действенные решения.

Технический потенциал повышения энергоэффективности за счет реализации, освоенных в отечественной и мировой практике мер экономии энергоресурсов, составляет 420 млн. т у. т. в год, что соответствует 2 % мирового потребления энергетических ресурсов [5, 6].

Потенциал энергосбережения в России огромен [7]. Как было показано выше, он может быть осуществлен с затратами в несколько раз меньшими по сравнению с вложениями на получение эквивалентного объема энергии традиционными способами. Значительная часть этого потенциала приходится на низкотемпературные природные и тепловые ВЭР.

Поставленная цель возможна лишь при интенсивном развитии промышленной теплоэнергетики в сфере потребления теплоты. Практическое достижение этой цели возможно при разработке научных основ энергосбережения, включая термодинамический анализ существующих или проектируемых систем, разработку тепловых схем на его основе, оптимизацию их параметров, интенсификацию процессов теплопередачи и освоение или разработку новых типов теплообменной аппаратуры. Для процессов химической технологии особенно важным является учет особенностей технологического процесса [8].

Во многих государствах мира растут инвестиции в технологии использования нетрадиционных и возобновляемых источников энергии. По мнению авторов работы [9], бурный рост – в 3,4 раза с 2015 до 2050 гг. в Европе нетрадиционных возобновляемых источников энергии (НВИЭ), в которые не включены традиционное биотопливо (рост в 1,65 раза) и большие ГЭС, – это не только способ снижения негативного влияния на окружающую среду, но и инструмент повышения независимости стран ЕС от внешних источников энергоресурсов, в первую очередь российских. В то же время отказ от строительства новых АЭС и постепенное закрытие действующих станций может привести, по мнению авторов работы [9], к увеличению разрыва между спросом и предложением электроэнергии в Европе и, в свою очередь, стимулировать российский экспорт электроэнергии.

В то же время текущая доля нетрадиционных и возобновляемых источников энергии в России в целом незначительна.

Суммарная выработка электроэнергии объектами возобновляемой энергетики в России в последние годы составляет немногим более 10000,0 млн. кВт·ч, в том числе объектами биоэнергетики более 6120 млн. кВт·ч.

Эти данные, однако, практически не учитывают целлюлозно-бумажную промышленность (ЦБП), для которой использование биотоплива, в частности

черного щелока, является важнейшей составной частью ее энергетического баланса.

Проблемы энергосбережения на предприятиях ЦБП России особенно актуальны в связи с тем, что отрасль экспортно-ориентирована: экспортируется около 80 % товарной целлюлозы и около 30 % бумаги и картона. В связи с переходом европейской и мировой ЦБП на принципы экологического нормирования ВАТ (Best Available Techniques) и в связи с принятием в России аналогичного экологического законодательства российская ЦБП также переходит на эти принципы [10-13].

Представленные в монографии материалы использованы в вышедшем в России в 2015 году Документе по стандартизации Российской Федерации «Информационно-технический справочник по наилучшим доступным технологиям (НДТ) «Производство целлюлозы, древесной массы и картона» [10, 11], согласующимся с Европейским – «Научный и стратегический отчет ОНИЦ «Справочный документ по лучшим доступным технологиям (ЛДТ) для производства целлюлозы, бумаги и картона» [12]. Европейский справочник был подготовлен в соответствии с Директивой по промышленным выбросам 2010/75/EU (интегрированный контроль и предотвращение загрязнений).

Важнейшей проблемой перехода к НДТ является переход к энергосберегающим технологиям и сокращение выброса парниковых газов, в том числе за счет увеличения использования биотоплива – биомассы. Так, по данным Европейской Конфедерации Производителей Бумаги (СЕПИ), за период с 1991-го по 2016 год доля биомассы в общем топливном балансе стран СЕПИ увеличилась с 44,4 % до 58,8 %, а газа составила 33,4 % в 2016 году [13].

В условиях глобализации мировой ЦБП [14-19], интеграции российской ЦБП в мировую экономическую систему, в мировую ЦБП и мировые рынки, необходимо параллельное и даже упреждающее решение энергетических и экологических проблем. Для российских целлюлозно-бумажных комбинатов (ЦБК), построенных несколько десятилетий назад, проблемы энергосбережения чрезвычайно актуальны [17, 18]. В настоящее время ведущие предприятия ЦБП России используют [14] свыше 30 млн. Гкал тепловой энергии и около 6,7 млн. кВт·ч электроэнергии. Источниками сырья для производства тепловой энергии предприятиями ЦБП России являются: черный щелок – 13,5 млн. Гкал, 43,7 %; кородревесные отходы (КДО) – 4,1 млн. Гкал, 13,3 %; газ – 8,5 млн. Гкал, 27,4 %; уголь – 4,1 млн. Гкал, 13,1 %; мазут – 0,5 млн. Гкал, 1,5 %. Структура топлива для производства электроэнергии несколько иная: на долю газа приходится 54,5 %, черного щелока – 23,3 %, угля – 14,3 %, КДО – 6,5 %. В то время как практически все российские ЦБК являются энергопотребляющими, в мире уже есть много комбинатов, не только не использующих покупные энергоносители, но и производящих значительное количество энергии на продажу. Так, в августе 2017 года компания Metsa завершила крупнейший инвестиционный проект в ЛПК Финляндии, стоимостью 1,2 млрд. евро, в г. Энекоски запустила новый целлюлозный завод. Завод производит 1,3 млн. т целлюлозы, а также талловое масло, скипидар, лигнин, твердое биотопливо на основе коры. Кроме того, он производит 1,8 ТВт·ч электроэнергии (2,5 % всей электроэнергии

в стране) исключительно из отходов основного производства. Завод генерирует в 2,4 раза больше электроэнергии, чем потребляет [14].

В октябре 2018 года Еврокомиссия обновила Европейскую Стратегию Биозкономики, в соответствии с текущими приоритетными целями [14]. Приоритетные задачи Европейской Стратегии:

1. Обеспечение продовольственной безопасности.
2. Устойчивое управление природными ресурсами. Циркулярная экономика более чем когда-либо зависит от эффективного и устойчивого использования биоресурсов.
3. Снижение зависимости от не возобновляемых ресурсов, включая замещение ископаемых видов топлива. В настоящее время биоэнергия является крупнейшим из видов возобновляемых источников энергии (ВИЭ) в странах Евросоюза и ожидается, что к 2030 году она станет основным компонентом в общем объеме потребляемой энергии. Кроме того, рост экономики, основанной на биоресурсах, позволяет не только заместить не возобновляемые источники, он обеспечит обновление промышленной базы Евросоюза путем производства экологичных промышленных товаров и переработки биологических отходов в ценное сырье, обеспечивая циркулярность экономики.
4. Снижение влияния на изменения климата.

Как отмечается в совместной работе Национального исследовательского университета «Московский энергетический институт» и Института энергетических исследований РАН [20], весомый фактор в энергетическую политику Европейского союза вносят обязательства по сокращению выбросов парниковых газов. Цели, поставленные европейскими странами в декабре 2008 г. по выполнению Киотского протокола в Программе по борьбе с изменением климата на период 2013-2020 гг. (План «20-20-20»), а позднее на реализацию Парижского соглашения 2015 г., делают реальным вариант снижения производства электроэнергии из органического топлива на собственной территории. Это может привести к сокращению импорта газа, но может способствовать росту спроса на электроэнергию, а также на биотопливо. В той же работе отмечается, что альтернативным путем развития европейской электроэнергетики может стать техническое перевооружение на базе высокоэффективных технологий производства электроэнергии (парогазовые установки (ПГУ), использование топливных элементов и тепловых насосов, внедрение угольных установок на суперсверхкритические параметры пара), а также распространение технологий улавливания и захоронения CO₂ – основного парникового газа, образующегося при сжигании органического топлива [20]. Эти мероприятия, несомненно, приведут к существенному удорожанию выработки электроэнергии, что не может не сказаться на рыночных позициях российской энергетической продукции.

Европейская конфедерация бумажной промышленности одобрила основные положения новой Стратегии Биозкономики, создающей условия для внедрения действительно циркулярной, низко углеродной биозкономики. «Новая Стратегия Биозкономики Евросоюза на практике позволяет объединить биозкономику, устойчивое развитие и циркулярность. Она также позволяет профинансировать

применение последних научных достижений и инноваций за счет ранее принятого Европарламентом бюджета. Европейская целлюлозно-бумажная промышленность является основным драйвером для развития экономики на базе возобновляемых ресурсов и рециклинга. У нас имеются все необходимые условия для практической реализации данной Стратегии» – заявил Сильвиан Льот, Генеральный директор CERI на Конференции «Paper & Beyond», Брюссель, 13 октября 2018 г. [14].

Проблемы энергосбережения в ЦБП, как и в лесном секторе в целом, актуальны как для России, так и для всего мира, и поэтому являются одним из ключевых направлений развития мирового лесного сектора и Стратегических программ его развития до 2030 года [16-19].

Основоположником современных теоретических методов термодинамического анализа и инженерных теплотехнических расчетов в ЦБП следует считать д.т.н. П. А. Жучкова. Созданная им теория тепловых процессов в ЦБП существенно развита в работах его учеников и последователей. Среди них следует выделить работы д.т.н. А. П. Бельского, д.т.н. Л. М. Бойкова, д.т.н. В. Г. Казакова, д.т.н. В. А. Суслова и др.

Однако российская ЦБП имеет ряд специфических особенностей, которые целесообразно учитывать. Первая особенность ЦБП России заключается в том, что для них перепад зимних и летних температур может достигать 80–90 °С. Во-вторых, на ЦБК образуется большое количество низкопотенциальной теплоты. Так, например, для Светогорского комбината с суточным потреблением воды около 150 тыс. м³ среднегодовая температура поступающей воды составляет 6–8 °С, а сбрасываемой – 36–38 °С. Именно это обусловило создание там первой в отечественной ЦБП теплонасосной установки. Кроме того, практически все технологические схемы ЦБК имеют в своем составе теплотехнологические установки, а для таких объектов целесообразно применение метода эксергии, позволяющего учитывать к тому же и климатические особенности предприятий [21-26]. Особое место занимает российское законодательство. В то время, как в Западной Европе стимулируется производство «зеленой электроэнергии» с использованием биотоплива, в России крупные ЦБК сталкиваются с большими финансовыми проблемами при поставке электроэнергии в сети общего пользования.

ГЛАВА 1

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССАХ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ И БУМАГИ

Задачи снижения затрат сырья, энергии и повышения качества конечной продукции являются основными при совершенствовании производства целлюлозы и бумаги. Проблема снижения затрат энергии во многом определяет экологическую безопасность производства. Уменьшение энергетических затрат в технологический процесс от внешнего источника обуславливает эквивалентное снижение отвода теплоты в окружающую среду, а, следовательно, тепловые и химические загрязнения (CO_2 , NO_x и др.).

Вопросы повышения экологической безопасности производства стали особенно актуальны в связи с принятием Парижского соглашения, а ранее – в связи с принятием и подписанием Россией Киотского протокола (*Kyoto Protocol*) [27-34].

Для современной ЦБП использование ряда видов биотоплива традиционно является составной частью технологии. По материалам ФАО ООН термин «биоэнергия» относится ко всем видам энергии, полученным из биотоплива. Одним из важнейших видов жидкого биотоплива является образующийся в процессе производства целлюлозы из биомассы древесины сульфатным способом черный щелок – сложная смесь органических веществ с минеральными.

В соответствии с Киотским протоколом к биотопливу относится и черный щелок; соответственно в лимитированные по протоколу выбросы диоксида углерода не засчитываются выбросы от сжигания черного топлива в содорегенерационном котле (СРК), а также в многотопливных или корьевых котлах – коры и других отходов древесины и продуктов на ее основе, включая избыточный активный ил [27].

Следующим важным шагом по приобщению российских компаний к инвентаризации парниковых газов стала инвентаризация выбросов парниковых газов на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности [35]. Она включает не только суммарные оценки эмиссии из основных видов источников на уровне отрасли, но и детализированные оценки эмиссии на ряде крупнейших предприятий отрасли и выполнена в соответствии с новейшими методическими разработками, получившими признание на международном уровне. Особое место эти вопросы получили и в связи с развитием производства в России и мире новых видов твердого биотоплива, объемы производства которого достигли в 2018 году 30 млн. тонн.

1.1. Энергетика технологии теплоты при производстве сульфатной целлюлозы

Около 90 % целлюлозы в настоящее время получают сульфатным методом. Рассмотрим этот технологический процесс как термодинамическую систему. Решение задач энергосбережения в основном достигается при варке древесной щепы, выпаривания черных щелоков, сушки растворов с регенерацией карбонатной и сульфидной серы, декарбонизации известняка.

Практически вся подводимая энергия (75 %) для непрерывного функционирования технологической схемы производства сульфатной целлюлозы обеспечивается за счет сжигания лигнина и других растворенных органических компонентов древесины, т. е. путем использования биотоплива – внутренних источников перерабатываемого сырья.

Технические решения, обеспечивающие энергосбережение путем регенерации вторичных материальных ресурсов, являются крупным достижением в технологии производства сульфатной целлюлозы. Здесь получаемая энергия от сжигания черного щелока не только используется для обеспечения процессов выпаривания, варки древесной технологической щепы, но и на выработку теплоты и электроэнергии для нужд ЖКХ, а также для других предприятий, и для продажи на сторону.

Особенно актуальным такое техническое решение является в настоящее время с позиций экологической безопасности процесса производства целлюлозы. В этом случае лигнин и другие растворенные органические компоненты древесины, которые представляют собой отходы ее переработки, полноправно относят к возобновляемым источникам энергии. Продукты сгорания таких видов топлива не являются экологически опасными с точки зрения образования парниковых газов.

Исключение составляет подвод высококачественного топлива на декарбонизацию известняка, хотя имеются технические решения по использованию биотоплива и на этой стадии процесса.

Между тем степень термодинамического совершенства тепловых процессов в сфере их потребления в производстве целлюлозы и бумаги изучена недостаточно полно. Научное обоснование технологии теплоты в производстве целлюлозы даст возможность отказаться от потребления высококачественного топлива и на декарбонизацию известняка. Успешное решение этой проблемы путем использования теплоты от сжигания лигнина и других органических соединений позволит сделать еще один шаг в направлении экологической безопасности процесса.

Путем разработки рациональной схемы энергосбережения открывается перспектива перераспределения долей потребляемой энергии на технологию (теплоты и электроэнергии) и для энергоснабжения ЖКХ. В случае наращивания производственных мощностей по выпуску целлюлозы в ряде случаев можно обойтись без ввода дополнительных энергетических мощностей.

Аппаратурно-технологическая схема производства сульфатной целлюлозы. Согласно технологии производства целлюлозы (рис. 1.1 и 1.2) по

сульфатному способу древесина после подготовки, то есть после получения технологической щепы необходимых размеров, поступает на варку, где подвергается делигнификации растворами натриевых щелочей.

В котел загружают щепу и заливают варочный раствор – белый щелок, который содержит необходимую для варки активную щелочь [36]. При делигнификации около 50 % органических соединений древесины, основная часть которых представлена лигнином, переходит в раствор. После варки древесной щепы целлюлозная масса подвергается промывке, при которой потоки черного щелока и целлюлозного волокна разделяются. Целлюлоза после очистки и сортирования является конечным продуктом целлюлозного производства.

Отработанный варочный раствор, отделенный от полученной целлюлозы после промывки, поступает на регенерацию затраченных на варку химикатов. Процесс регенерации складывается из трех основных операций: выпаривания черного щелока, сжигания упаренного щелока и каустизации карбонатных растворов.

Выпаривание щелока осуществляется на многостадийной многоступенчатой вакуум-выпарной станции до концентрации сухого вещества 60–85 % [37]. Упаренный щелок подают в энерготехнологический котел на сжигание.

СРК имеет как технологические, так и энергетические функции. При этом на химическую реакцию тратится около 10–15 % от общего количества органических веществ, а на сжигание – 85–90 %.

Сульфатный способ производства целлюлозы является сложным энерготехнологическим процессом с замкнутой системой регенерации химикатов с большим потреблением водяного пара и топлива и имеет ряд преимуществ перед сульфитным способом производства целлюлозы [36–38].

Варка древесной технологической щепы. Для всего процесса производства целлюлозы варка является ключевой стадией, оказывающей существенное влияние на последующие этапы производства, качества готовой продукции, характеристики стоков и выбросов. Варка обычно проводится при температуре 140–170 °С и повышенном давлении (0,6–1,2 МПа).

Натронный и сульфатный способы производства целлюлозы относятся к группе щелочных способов. При сульфатной варке варочный раствор содержит, наряду с гидроксидом натрия, сульфид натрия. По выходу и прочности сульфатная целлюлоза превосходит натронную той же степени провара, полученную из одинакового сырья [39, 40].

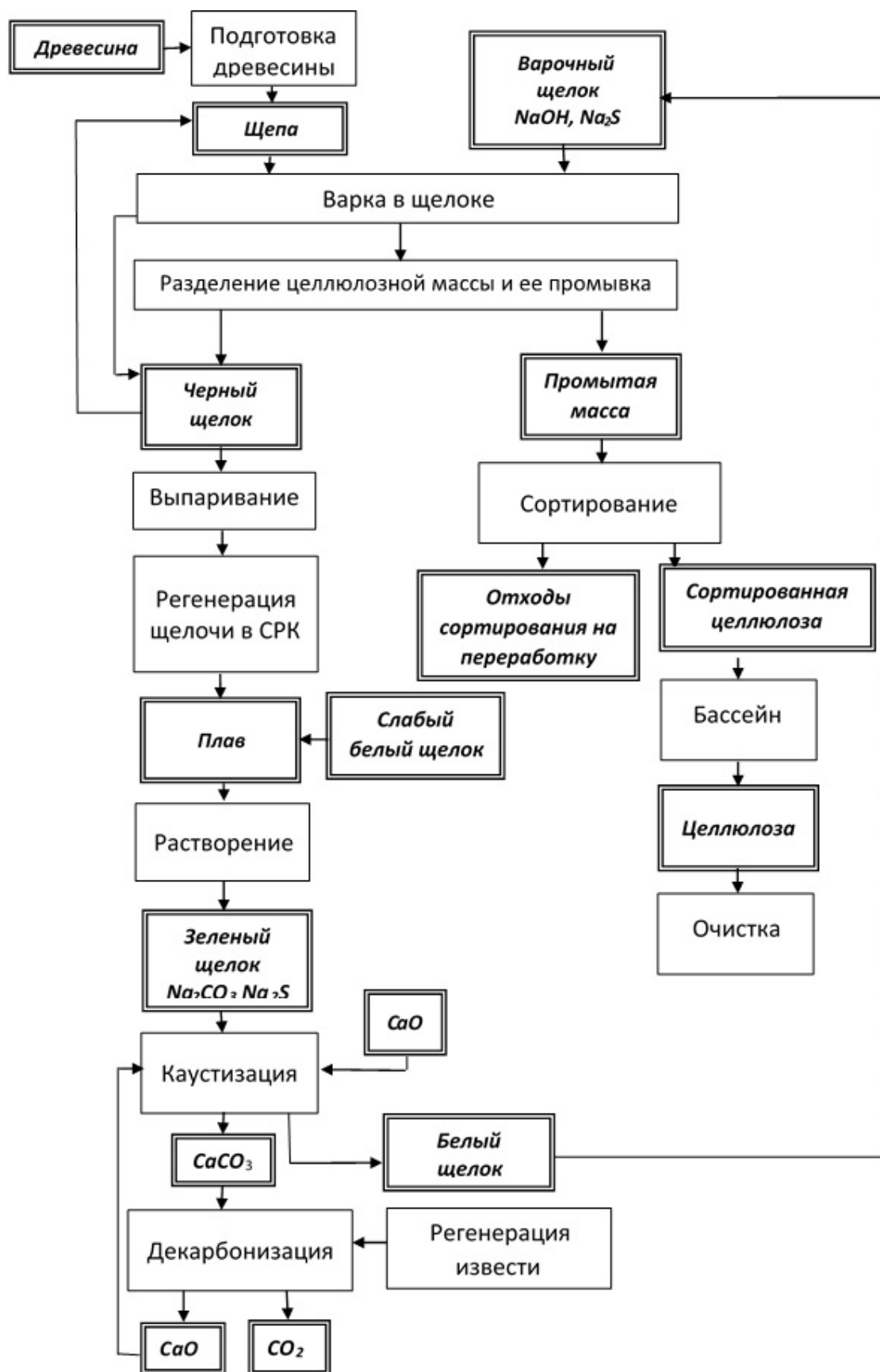


Рисунок 1.1 – Принципиальная схема производства сульфатной целлюлозы

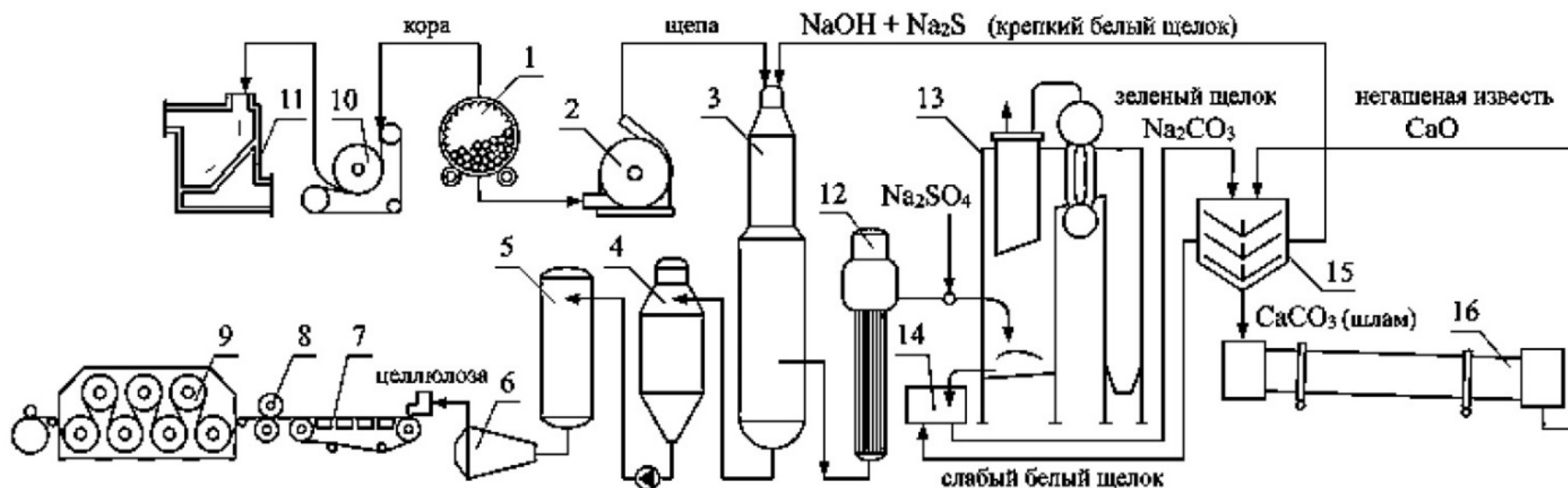


Рисунок 1.2 – Принципиальная аппаратурно–технологическая схема сульфатцеллюлозного производства:
 1 – корообдирочный барабан; 2 – рубительная машина; 3 – варочный котел; 4 – выдувной резервуар; 5 – отбелка
 целлюлозы; 6 – сортировка; 7 – формование; 8 – прессование; 9 – сушка на пресспате; 10 – цепной пресс;
 11 – топка для сжигания корьевых отходов; 12 – выпарная станция; 13 – содорегенерационный котел; 14 – бак-
 растворитель плава; 15 – цех каустизации; 16 – регенерационная печь извести
 (С целью упрощения схемы для проведения энергетического анализа на ней не приведены операции промывки
 и сортирования небеленой целлюлозы, а также промывки беленой целлюлозы)

Наиболее распространенным способом варки в кислой среде является сульфитный [41], в котором реагентом являются водные растворы сернистой кислоты, содержащей некоторое количество бисульфатов натрия, кальция, магния или аммония. В настоящее время получение целлюлозы сульфитным методом ограничено.

Современная аппаратурно-технологическая схема (рис. 1.3) варки технологической щепы сульфатным способом представляет непрерывную установку с варочным котлом типа «Камюр» [36, 37].

Освоение непрерывной варки технологической щепы является качественным скачком в аппаратурном оформлении процесса. Она позволила существенно снизить подвод энергии в форме теплоты в процесс от внешнего источника (до 5–7 ГДж/т а.с.ц.) и открыла новые потенциальные возможности для дальнейшего ее совершенствования.

Технология теплоты процесса варки сульфатной целлюлозы. Технология теплоты (рис. 1.3) в процессе варки технологической щепы определяется контурами регенерации теплоты, интенсивностью тепловых процессов в теплообменной аппаратуре, рационального использования материальных ресурсов.

Определение количественных показателей экономичности и интенсивности тепловых процессов вычисляется на основе проектных и поверочных тепловых расчетов. Расчеты ведутся на 1 т воздушно-сухой целлюлозы. Удельные энергетические затраты определяются на основе составления тепловых балансов для каждого теплоиспользующего элемента.

Дополнительно из теплового баланса определяют отвод теплоты с материальными потоками и через оборудование в окружающую среду. Тепловой баланс составляется отдельно для процесса пропарки щепы в пропарочной цистерне и для процесса варки в непрерывном котле. Для пропарки используется пар низкого давления, для варки в котле – пар среднего давления.

Анализ статей теплового баланса показывает, что необходимое количество пара для пропарки технологической щепы может быть обеспечено паром первой ступени самоиспарения. Получаемый вторичный пар самоиспарения расходуется на пропарку технологической щепы, компенсацию отвода теплового потока в окружающую среду и частично отводится в терпентинный конденсатор. Таким образом, часть тепловой схемы в цепи: первый самоиспаритель – пропарочная цистерна, представляет регенеративный контур процесса пропарки технологической щепы.

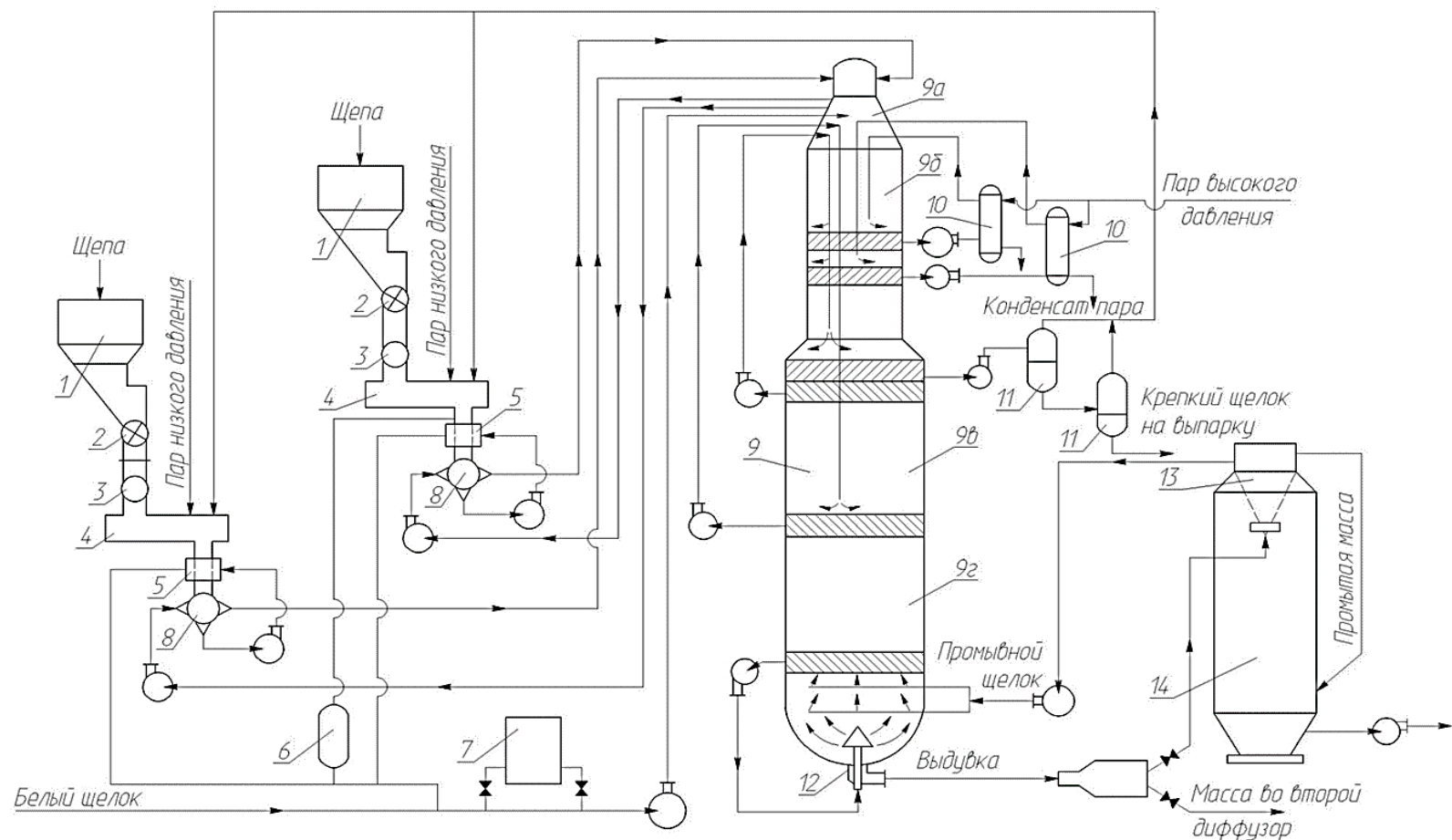


Рисунок 1.3 – Схема установки с горячей промывкой в котле производительностью 850 т целлюлозы в сутки:
 1 – бункер для щепы; 2 – дозаторы щепы; 3 – питатели низкого давления; 4 – пропарочные камеры; 5 – питательные камеры; 6 – уравнильный бак; 7 – дозирочный бак белого щелока; 8 – питатели высокого давления; 9 – варочный котел (9а – пропиточная зона, 9б – зона варки, 9в – верхняя зона горячей промывки, 9г – нижняя зона горячей промывки); 10 – подогреватели для щелока; 11 – расширительные циклоны; 12 – разгрузатель; 13 – диффузор непрерывного действия; 14 – поддиффузорный массный бассейн

При составлении теплового баланса непосредственно процесса варки учитываются следующие статьи расходов энергии [36, 37]:

- нагрев пропаренной щепы;
- нагрев белого щелока;
- нагрев черного щелока;

– нагрев части слабого черного щелока, участвующей в процессе вытеснения крепкого щелока из котла. Это количество соответствует разности между количеством вытесненного крепкого щелока и количеством щелока, сопровождающего щепу в процессе варки.

Затраты энергии в форме теплоты пара с ТЭЦ на нагрев белого и черного варочного щелока составляют 1,70 ГДж/т целлюлозы. Дополнительно пар с ТЭЦ расходуется на прогрев пропаренной щепы (0,45 ГДж/т целлюлозы) и слабого черного щелока из промывных аппаратов (0,69 ГДж/т целлюлозы) до реакционной температуры. Величина теплового потока через поверхность варочного котла компенсируется тепловым потоком от экзотермических реакций в процессе варки. С учетом этого допущения, общая величина теплового потока, подведенная в процесс варки, в виде пара с ТЭЦ составит 2,84 ГДж/т целлюлозы. Для нагрева растворов применяются рекуперативные подогреватели, работающие в режиме циркуляции. В качестве теплоносителя используется насыщенный пар давлением 1,2 МПа, энтальпия которого составляет 2790 кДж/кг. Недогрев раствора в теплообменниках в проектном режиме составляет 10 °С. При реакционной температуре 170 °С температура насыщенного пара (конденсата) составляет 180 °С.

Расход пара высокого давления можно определить, как $2,84 \cdot 10^6 / (2790 - 180 \cdot 4,19) = 1395$ кг/т целлюлозы.

Концентрирование черного щелока. Выпаривание в целлюлозном производстве применяют для частичного концентрирования раствора с целью подготовки его к сжиганию в СРК наиболее экономичным способом [42-47].

Формы и конструкции выпарных аппаратов, а также их схемы соединения в основном определяются свойствами применяемых растворов и теплоносителей, а также методом нагрева.

Выпарные станции [48-52] в ЦБП оформляют в виде многоступенчатых (МВУ) или одноступенчатых выпарных установок (ОВУ). Каждая установка, как правило, состоит из выпарных аппаратов в количестве большем, чем число ступеней. Это связано с необходимостью вывода части корпусов выпарных аппаратов на чистку.

Эффективность выпаривания во многом зависит от свойств выпариваемого раствора. Черный щелок, направляемый на выпаривание, является сложным химическим веществом, состоящим из воды и сухого остатка, содержащего минеральные и органические соединения натрия. Выпаривание растворов при получении сульфатной целлюлозы ведется в две стадии. На первой стадии выпаривается до 50 % а.с.в, на второй – до 75 % и выше. По химическому составу черный щелок является смесью многих компонентов. Основные группы веществ перечислены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Химический состав черного щелока

Группы веществ	Массовая доля, % от сухого вещества
Органическая часть	57–63
в том числе:	
– лигнин	30–32
– продукты деструкции лигнина	4–5
– углеводы древесины и продукты разрушения углеводов древесины (оксикислот, нейтральные вещества, лактоны, летучие кислоты)	22–24
– остатки экстрактивных веществ	1–2
– зольность сухого остатка	44–50
Минеральная часть	37–43
в том числе:	
– NaOH	1–2
– Na ₂ S	3–2
– Na ₂ SO ₄	3–4
– Na ₂ CO ₃	18–20
– Na, связанный с органическими веществами, в пересчете на NaOH	12–13
– кроме того, SiO ₂ , R ₂ O ₃ , CaO и другие минеральные примеси в сумме	до 1

Физические характеристики выпаренного черного щелока при массовой доле сухих веществ 70 % и температуре 110 °С представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Физические характеристики выпаренного черного щелока

Физические характеристики	Единицы	Значение
Кинематическая вязкость	Па	0,175
Плотность	кг/м ³	1377
Теплоемкость	кДж/кг·°С	2,6
Низшая теплота сгорания	кДж/кг	14400

Особенности процесса выпаривания. Процессы выпаривания проводят под вакуумом, при повышенном и атмосферном давлениях. Выбор давления связан со свойствами выпариваемого раствора и возможностью использования теплоты вторичного пара [36, 42]. Влияние физико-химических свойств растворов

целлюлозного производства на процесс выпаривания рассмотрен в специальной литературе [53-56].

Применение вакуума дает возможность использовать в качестве греющего агента, кроме первичного пара, вторичный пар самой выпарной установки, что снижает расход первичного греющего пара. Вместе с тем при применении вакуума удорожается выпарная установка, поскольку требуются дополнительные затраты на устройства для создания вакуума (конденсатор, ловушки, вакуум-насосы), а также увеличиваются эксплуатационные расходы.

При выпаривании под давлением выше атмосферного также можно использовать вторичный пар, как для выпаривания, так и для других технологических нужд, не связанных с процессом выпаривания. Такой способ находит применение на второй стадии выпаривания в производстве сульфатной целлюлозы. При этом необходим потребитель вторичного пара. Отбор экстрапара при выпаривании под избыточным давлением позволяет лучше использовать теплоту, чем при выпаривании под вакуумом. Однако выпаривание под избыточным давлением сопряжено с повышением температуры кипения раствора. Поэтому данный способ применяется лишь для выпаривания растворов с солями, имеющими прямую растворимость.

Наряду с этим следует учесть, что для выпаривания под давлением необходим греющий пар с более высокой температурой.

Некоторыми исследователями [46] утверждается, что отбор пара с выпарной установки проводить не целесообразно. На этом этапе исследований можно отметить дискуссионность этого утверждения. По мнению авторов, вторичный пар с выпарной установки целесообразно и отбирать, и вводить. Необходимо лишь обеспечить условие, при котором этот пар производил работу при такой же или меньшей степени необратимости, как и в самой выпарной установке. С учетом того, что используемый для анализа первый закон термодинамики (метод тепловых балансов) не учитывает потенциал теплоносителей, все эти рассуждения носят качественный характер. В последующих главах для термодинамического анализа, наряду с первым, будет использован и второй закон термодинамики. Тогда можно получить количественную оценку этого утверждения.

При выпаривании под атмосферным давлением вторичный пар, как правило, не используется и обычно удаляется в атмосферу. Такой способ выпаривания является наиболее простым, но наименее экономичным. Следует заметить, что при наличии потребителя вторичного пара такой способ может оказаться весьма эффективным.

Современные выпарные установки имеют очень большие поверхности нагрева (иногда превышающие 3000 м² в каждом корпусе) и являются крупным потребителем энергии в форме теплоты.

Выпарные станции для выпаривания черного щелока, как правило, являются двухстадийными. Первая стадия представлена семикорпусными (один корпус в резерве) шестиступенчатыми трубчатыми выпарными установками типа «Розенблад» проектной производительностью 200 т/час выпариваемой воды. Работа выпарных установок – круглосуточная, непрерывная.

Вторая стадия концентрирования черных щелоков с 50 % а.с.в на современных выпарных станциях производства целлюлозы укомплектована двухкорпусными одноступенчатыми выпарными аппаратами (концентраторами) ламельного типа с падающей пленкой. Концентратор подключается последовательно по отношению к потоку щелока и параллельно по пару. Питание первой ступени выпарной установки и концентратора, как правило, осуществляется паром одних параметров. В последнее время на вторую стадию выпаривания подают пар более высокого потенциала, а экстра-пар второй ступени используют в качестве греющего в первой стадии выпаривания.

При сжигании щелоков в современных содорегенерационных агрегатах концентрируют щелок до концентрации 60–80 % сухого вещества.

Количество выпариваемой воды (на единицу массы сухого вещества щелока) в большей степени зависит (рис. 1.4) от начальной концентрации щелока, чем от концентрации после выпаривания.

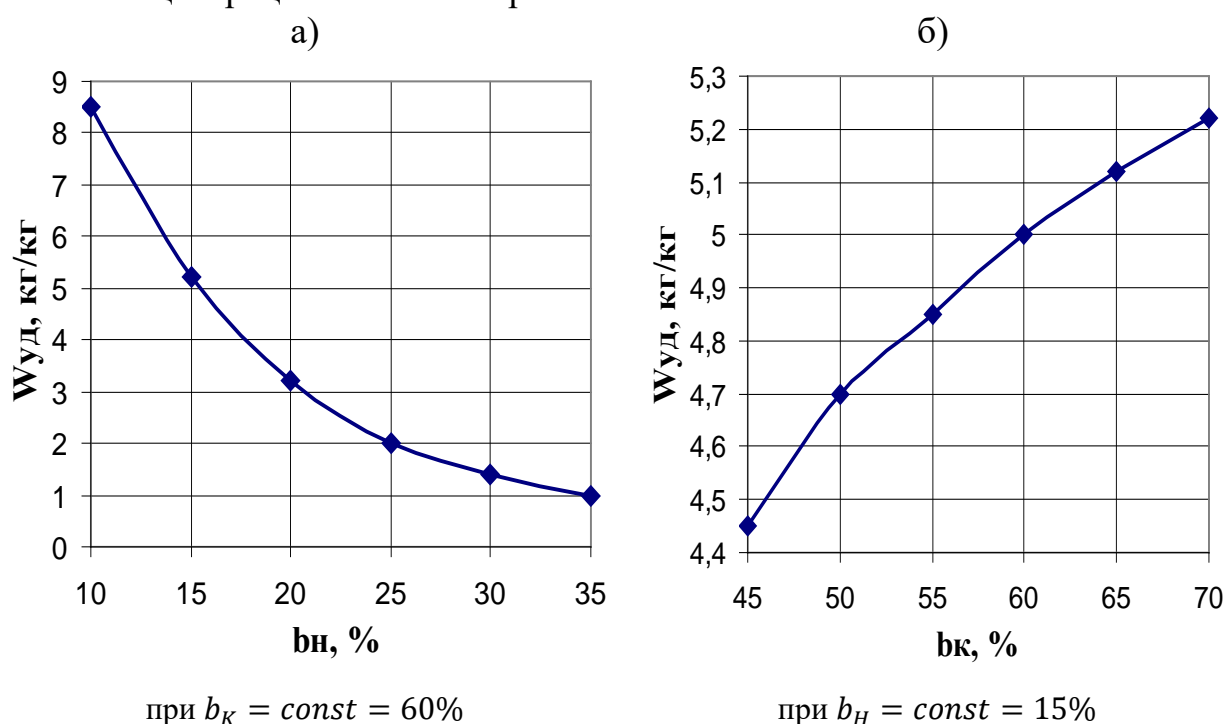


Рисунок 1.4 – Влияние начальной (а) и конечной (б) концентрации щелока на экономичность выпаривания

В идеальной (без потерь) МВУ путем конденсации 1 кг свежего греющего пара теоретически можно выпарить из щелока столько килограммов воды, сколько ступеней в батарее. Практически, вследствие температурных потерь, экономичность выпарки, под которой понимают число килограммов воды, выпаренной в батарее за счет одного килограмма свежего пара, всегда несколько меньше, чем число ступеней.

Под удельным расходом пара можно понимать обратную величину, под которой понимают количество затраченного пара на единицу массы выпаренной воды.

По расчетным и опытным данным величины экономичности выпаривания имеют следующие значения:

- для 5-ступенчатой батареи – 3,5–4 кг выпаренной воды/кг свежего пара;
- для 6-ступенчатой батареи – 4,2–4,8 кг выпаренной воды/кг свежего пара;
- для 7-ступенчатой батареи – 5–5,5 кг выпаренной воды/кг свежего пара.

Для передачи теплоты от греющего пара к кипящему щелоку в каждом корпусе должна быть обеспечена определенная разность температур, которую называют полезной. В результате этого вторичный, или соковый, пар, выделяющийся из кипящего щелока, всегда имеет более низкую температуру, чем греющий пар в том же корпусе. В каждом последующем корпусе температура греющего пара, кипящего щелока и вторичного пара будет соответственно меньше, чем в предыдущем. Следовательно, в многоступенчатой выпарной батарее температуры непрерывно падают, начиная от температуры греющего пара первого корпуса и кончая температурой вторичного пара последнего корпуса. Для того чтобы вызвать это падение температур, создают разность давлений пара по батарее. Для обогрева первого корпуса используют отборный пар от паровых турбин давлением 0,25–0,4 МПа, а в щелоковом пространстве последнего корпуса создают вакуум, соответствующий абсолютному давлению 8–15 кПа. В результате по всей батарее устанавливается общая разность температур порядка 80–90 °С.

Общая разность температур между греющим паром первого корпуса и вторичным паром последнего корпуса не полностью используется для теплопередачи в кипятильниках выпарной батареи. Это является следствием температурных потерь из-за физико-химической температурной депрессии, гидростатического давления и сопротивлений в паропроводах. На долю полезных разностей температур по корпусам приходится остаток от общей разности, за вычетом всех температурных потерь. Рассматривая проблему температурных потерь, следует иметь в виду потери температуры от гидростатической депрессии. При проектировании выпарных установок в выпарных аппаратах с падающей пленкой этой потерей пренебрегают. В последних работах [57] показано, что в выпарных аппаратах с высотой трубок 10 м и более эта величина составляет 1,4–1,6 °С, что уже сопоставимо с полезной разностью температур для таких конструкций выпарных аппаратов.

Следует отметить, что термин «удельный расход греющего пара на тонну выпаренной воды» как характеристика экономичности процесса выпаривания с точки зрения термодинамической эффективности выпаривания не совсем корректен. Действительно, здесь не учитывается потенциал греющего пара. Для организации теплового процесса в МВУ, при одинаковой величине полезного температурного напора в каждом корпусе, равной полезному температурному напору в одноступенчатой выпарной установке, в МВУ потребуется на первый корпус выпарного аппарата иметь теплоноситель более высокого потенциала. Именно применение более высоких параметров теплоносителя в МВУ и определяет возможность единицей массы теплоносителя выпарить несколько единиц масс воды из раствора. При этом следует учесть, что использование, например, в качестве теплоносителя водяного пара отбора турбин ТЭЦ, приведет

к недовыработке электроэнергии на тепловом потреблении. Поэтому использование критерия эффективности выпаривания на основе лишь материального или теплового баланса неправомерно. Такой критерий при оценке термодинамической эффективности процесса выпаривания может быть получен лишь с учетом второго закона термодинамики, который позволяет учитывать потенциал теплоносителя.

Процесс в МВУ следует рассматривать как способ регенерации теплоты, подведенной к выпарной батарее от внешнего источника.

С точки зрения термодинамической эффективности процесса выпаривания лучшей является прямоточная схема. Однако в практике выпаривания растворов черного щелока нашли применение смешанные схемы выпаривания. Применение смешанной схемы выпаривания определяется образованием накипи на теплообменных поверхностях сложного минералогического и фазового состава. Накипь может характеризоваться как прямой, так и обратной температурной и концентрационной растворимостью. Для выпаривания слабого черного щелока применяются схемы смешанного тока IV-V-VI-III-II-I. Выпаривание черного щелока ведут до концентрации 50–55 % а.с.в. Представление о выборе концентрации раствора щелока можно получить из графика, представленного на рисунке 1.4.

Выпарные батареи укомплектованы трубчатыми выпарными аппаратами. В последнее время испытывались выпарные аппараты с пластинчатыми кипяtilьниками и падающей пленкой. Теплообменники регенеративного контура представлены трубчатыми и спиральными теплообменниками [56, 58-60]. Следует отметить, что большой вклад в развитие теории и практики пластинчатых, в том числе профильных, поверхностей теплообмена внесен отечественными учеными [56, 61-64].

Одной из основных функций технологии теплоты при выпаривании является обеспечение проектной производительности выпарной установки и удельных энергозатрат. Практика исследований многочисленных выпарных батарей производства сульфатной целлюлозы позволяет установить, что выпарные установки на практике работают на 30 % ниже проектных величин. Удельный расход пара также существенно отличается от проектных величин. Основной причиной является недостаточная изученность процесса образования накипи на теплообменных поверхностях и методов его предотвращения.

Для замедления скорости образования накипи на теплообменных поверхностях выпарных аппаратов [65-67] выбирают конструкции с естественной или принудительной циркуляцией и вынесенной зоной кипения, которые непрерывно совершенствуются. Выпарные батареи по выпариванию черного щелока укомплектованы аппаратами с восходящей пленкой. Опыт эксплуатации этих аппаратов показывает, что часть из них в выпарной установке характеризуются развитой экономайзерной зоной. Развитая экономайзерная зона [59, 68] и требуемая для интенсивности процесса большая величина полезной разности температур создают условия для накипеобразования и низкой производительности процесса. В настоящее время рекомендуется на первой стадии выпаривания [46, 62, 69, 70] применение выпарных аппаратов с падающей пленкой.

На второй стадии концентрирования применяют одно- и двухступенчатые выпарные установки, укомплектованные выпарными аппаратами с падающей пленкой и кипятильниками, выполненными из пластин. Выпаривание ведут до концентрации 75 % а.с.в. За рубежом достигнуто значение концентрации черного щелока до 85 % а.с.в. Вторичный пар второй стадии концентрирования часто направляют для его использования в выпарной установке первой стадии.

Для определения эффективности работы выпарной батареи составляют тепловые балансы, как при проектировании выпарных установок (проектный тепловой расчет), так и для эксплуатируемых выпарных станций (поверочный тепловой расчет).

При проектировании выпарных станций при заданных или расчетных коэффициентах теплопередачи, расходов слабого раствора и количестве выпаренной воды в МВУ определяют распределение полезных температурных напоров, теплообменные поверхности кипятильников и подогревателей, тепловые нагрузки по выпарным аппаратам. Определяется также расход свежего пара на выпарную установку.

Поверочный тепловой расчет выполняют для определения эффективности работы действующей выпарной установки. При этом определяют коэффициенты теплопередачи, тепловые нагрузки, расход выпаренной воды по корпусам выпарных аппаратов, расход греющего пара и сравнивают полученные значения с проектными показателями.

Так, например, для 5-ступенчатой выпарной батареи смешанного тока (III-IV-V-II-I) в таблице 1.3, вариант 1, приведены проектные данные эффективности работы выпарных аппаратов.

Таблица 1.3 – Показатели эффективности работы пятиступенчатой выпарной установки

Ступень	Тепловые нагрузки, кДж/(ч·м ²)		Коэффициенты теплопередачи, Вт/(м ² ·°C)		Паропроизводительность, кг/(ч·м ²)	
	вар. 1	вар. 2	вар. 1	вар. 2	вар. 1	вар. 2
I ступень	52,9·10 ³	40,85 · 10 ³	2937	1331	23,17	7,43
II ступень	47,7·10 ³	39,56 · 10 ³	2410	1374	22,48	14,12
III ступень	50,5·10 ³	32,12 · 10 ³	1798	524	17,85	11,60
IV ступень	33,9·10 ³	23,93 · 10 ³	1314	1005	18,29	11,95
V ступень	39,3·10 ³	25,03 · 10 ³	453	334	24,60	14,21

В ходе эксперимента при исследовании выпарной батареи на ОАО «Котласский ЦБК» после ее промывки были получены значения аналогичных показателей, которые приведены в таблице 1.3, вариант 2. Проектное значение

средней по всей батарее паропроизводительности равно $21,28 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$, а экспериментальное на условно чистых поверхностях – $11,86 \text{ кг}/(\text{ч} \cdot \text{м}^2)$.

Удельный расход пара на батарею по проекту составляет $d = 0,291 \text{ кг}/\text{кг}$ выпаренной воды, экспериментальное значение равно $0,308 \text{ кг}/\text{кг}$.

Из анализа приведенных в таблице 1.3 данных следует, что даже после промывки выпарных аппаратов установка не выходит на проектный режим ни по производительности, ни по удельному расходу пара. Многочисленные обследования выпарных батарей позволяют выделить основные факторы, влияющие на отклонение производительности и расхода греющего пара от проектных значений.

Одной из основных причин является интенсивное зарастание теплообменных поверхностей кипятильников выпарных аппаратов, создающих высокое термическое сопротивление. Вторая причина состоит в применении на ряде установок выпарных аппаратов с естественной циркуляцией и с восходящей пленкой. Третья причина обусловлена плохой работой поверхностных подогревателей регенеративного контура. Низкая интенсивность процесса выпаривания связана также с наличием в растворах неконденсирующихся газов, которые создают у поверхности теплообмена кипятильников выпарных аппаратов и подогревателей дополнительное термическое сопротивление. Четвертая причина связана с отсутствием алгоритмов статической и динамической оптимизации параметров выпарных батарей для оперативного управления.

Регенерация щелочи в СРК. Основным топливом в производстве целлюлозы является органическая часть черного щелока (табл. 1.1), являющаяся продуктом переработки древесной технологической щепы. Сгущенный черный щелок сжигается в топке СРК. Содорегенерационный котлоагрегат выполняет две задачи: энергетическую (производство пара) и технологическую (регенерация щелочи из черного щелока и свежего сульфата) [36, 37, 42]. С теплотехнической точки зрения сгущенный черный щелок, поступающий в топку СРК с концентрацией 55–65 % сухого вещества, является плохим топливом, так как он содержит много воды и золы. СРК является котельным агрегатом, который попутно с производством пара выполняет важную технологическую функцию – регенерирует щелочь в виде карбоната и сульфида натрия [36].

При сжигании сульфатных черных щелоков выделяют три стадии:

- удаление остатков воды из щелока;
- пиролиз и коксование органического остатка, сопровождаемые карбонизацией щелочи;
- выжигание кокса и плавление минерального остатка с одновременным восстановлением сульфата натрия до сульфида натрия.

Паропроизводительность современных агрегатов достигает 150–200 т пара в час, что эквивалентно сжиганию щелоков от выработки 800–1000 т целлюлозы в сутки. Построены и работают отдельные установки производительностью свыше 250 т пара в час. Давление вырабатываемого перегретого пара достигает 6–7 МПа при температуре 450 °С; в отдельных случаях вырабатывается пар давлением 10–11 МПа при перегреве 480 °С. В Китае эксплуатируется СРК, который сжигает щелок от производства 4000 т целлюлозы в сутки.

Технология теплоты в СРК. Тепловая схема СРК в основном воспроизводит схему обычного энергетического котельного агрегата. Она характеризуется развитыми контурами регенерации теплоты подведенных рабочих тел (энергия черного щелока, подведенного воздуха, питательной воды). Отличием от энергетических котельных агрегатов является процесс восстановления сульфата натрия в сульфид натрия. Восстановление сульфата – эндотермическая реакция, требующая постоянного подвода теплоты. В процессе восстановления в сульфид натрия переходит 95–99 % сульфата натрия.

Другим отличием является топливо, которое представляет концентрированный раствор органических и минеральных соединений. Черный щелок требует большого количества теплоты для испарения воды. Этот процесс приводит как к перерасходу топлива, так и низкой производительности котла. В связи с этим в настоящее время [53] интенсивно ведутся работы по повышению концентрации сухих веществ черного щелока перед подачей его в СРК.

Анализ эффективности работы СРК определяется из статей прихода и расхода энергии в форме теплоты. При этом учитывают следующие статьи прихода теплоты [36, 37]:

- теплота смеси черного щелока и сульфата;
- физическая теплота подогретого сухого воздуха;
- теплота сгорания сухого вещества черного щелока.

К расходным частям теплового баланса относят:

- теплоту на испарение воды из щелока и перегрев водяных паров;
- физическую теплоту плава;
- теплоту плавления минеральных солей плава;
- теплота восстановления сульфата в сульфид натрия;
- потери энергии в форме теплоты от неполноты сгорания;
- отвод теплоты от поверхности оборудования в окружающую среду;
- теплота, отводимая сухими газами в дымовую трубу.

С учетом этих составляющих теплотехнический КПД СРК оценивается величиной 62,6 %. Съем пара составляет 4,7 т/т целлюлозы. Это значение характерно для производства целлюлозы средней жесткости из хвойной древесины.

В Презентации фирмы «Валмет» в 2015 году (VALMET. Latest Developments in Fiberline Technology AFSP May 13th, 2015, Rafael Medeiros Guilherme Mayer) указывалось, что только за период с 2004 года до 2013 года производительность СРК выросла с 5500 т с.в. в сутки до 7000 т с.в. в сутки, с последующим ростом к концу десятилетия до 8000 т с.в. в сутки при росте площадей нагрева с 268 м² до 500 м². Рост мощности единичного агрегата приводит, соответственно, к снижению удельных капитальных затрат на тонну основной продукции.

В заключение целесообразно отметить, что развитие СРК идет не только по пути наращивания их производительности и параметров пара, но и по пути превращения СРК в многотопливный котел, в котором, наряду с черным щелоком, нефтью и природным газом, сжигаются все дурнопахнущие и вентиляционные газы, избыточный активный ил, сульфатное мыло, скипидар и метанол.

Технология теплоты процесса обжига извести. Регенерация извести из каустизационного известкового шлама в настоящее время широко применяется на всех целлюлозных предприятиях, где получают сульфатную целлюлозу. Из свежей извести, несмотря на ее относительную дешевизну, процесс декарбонизации экономически нецелесообразен. Поэтому разработан способ получения извести на основе регенерируемого известняка после каустизации.

Необходимо также учесть, что количество известкового шлама значительно: на 1 т целлюлозы получается почти 0,5 т сухого шлама, и если шлам откачивается в отвал в виде 25 %-ной суспензии, то количество этой суспензии будет, следовательно, в 2 раза больше производительности завода по целлюлозе. Отвод такого огромного количества шлама в водоемы категорически запрещен. Если завод не имеет установок для регенерации извести, приходится откачивать шлам в отвал на специальные иловые площадки. При значительном сроке эксплуатации предприятий загрязняются большие площади вокруг завода, что совершенно недопустимо по экологическим причинам. Все действующие сульфатцеллюлозные заводы по выпуску сульфатной целлюлозы в настоящее время снабжены установками для регенерации извести из шлама. Для вновь строящихся предприятий регенерация извести из каустизационного шлама является типовым обязательным решением.

Для обжига каустизационного известкового шлама исключительное применение получили цилиндрические вращающиеся печи. Современные печи строят длиной до 100 м и более с отношением длины к диаметру до 40:1, производительностью 150–350 т извести в сутки.

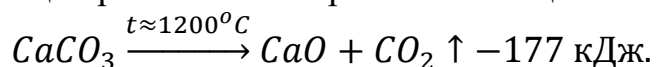
Жидкий шлам подается насосом из запасного бака на вакуум-фильтр для обезвоживания и промывки. Промытый и сгущенный до сухости 50–60 % шлам транспортируется винтовыми конвейерами к загрузочной головке вращающейся цилиндрической известерегенерационной печи. При загрузке шлама в печь к нему добавляют из бункера свежий дробленый известняк в количестве 10–20 %, в зависимости от величины потерь извести с пылью, выносимой из печи с дымовыми газами. С выгрузочного конца печи к ней примыкает топливная головка, в которую через форсунку подается распыленный паром мазут и воздух для горения. Регенерированная известь в виде окатышей размером 10–20 мм, раскаленная до температуры 1000 °С, выходит из выгрузочного конца печи и попадает в холодильный барабан, охлаждаемый воздухом по типу рекуператора. В воздушных холодильниках-рекуператорах известь охлаждается до 100–150 °С, а воздух, поступающий в печь, одновременно нагревается до 170–200 °С. Охлажденная известь принимается на цепной конвейер, пропускается через вальцовую дробилку и элеватором поднимается в бункер, из нижней части которого конвейер подает ее в гаситель-классификатор.

Дымовые газы из загрузочного конца печи отсасываются дымососом и для улавливания пылевого уноса пропускаются через скруббер, после чего отводятся в атмосферу или, как, например, в процессе ЛигноБууст [71]. В качестве топлива для обжига шлама используют либо жидкое топливо – нефть и мазут, либо газ – природный или генераторный. Наиболее распространенным видом топлива является мазут. Мазут при горении в печи образует длинный факел светящегося

пламени, которым можно достаточно легко управлять. Вследствие высокой теплоты сгорания расход мазута на обжиг шлама относительно невелик – 250–300 кг на 1 т извести.

Природный газ в противоположность мазуту и нефти горит коротким, почти бесцветным пламенем, что несколько затрудняет управление горением. Расход природного газа для современных печей равен 350–400 м³ на 1 т извести. Генераторный газ, обладающий относительно низкой теплотой сгорания и образующий длинное светящееся пламя, является хорошим топливом для известерегенерационных печей. Однако для получения и очистки этого газа необходимо строить особые установки. Расход генераторного газа в пересчете на уголь составляет 350–450 кг на 1 т извести.

Основной химической реакцией при регенерации активной извести из каустизационного шлама является, как и при обжиге свежего известняка, эндотермическая реакция разложения карбоната кальция



В пересчете на 1 кг чистого оксида кальция, теплота, необходимая для проведения реакции, составляет 3170 кДж. Кроме того, примерно в 1,5 раза больше теплоты приходится затрачивать на испарение воды, так как шлам поступает на обжиг с влажностью 40–45 %. Теоретическая температура разложения карбоната кальция составляет 825 °С; однако обжиг известкового шлама с целью получения реакционноспособной извести ведут при значительно более высоких температурах (1100–1300 °С). Общий подвод теплоты на обжиг известкового шлама в большой степени зависит от температуры газов, уходящих в дымовую трубу. Современные вращающиеся печи с относительно большим отношением длины к диаметру, обеспечивающие охлаждение газов до 150–200 °С, расходуют в среднем около 10 ГДж теплоты на 1 т обожженной извести.

Тепловой расчет известерегенерационной печи имеет целью определение расхода топлива и теплового КПД процесса. Как обычно в подобных случаях, расчет теплового баланса ведется по статьям прихода и расхода теплоты (на 1 т целлюлозы).

К приходным статьям относятся:

- физическая теплота поступающего в печь шлама;
- физическая теплота топлива;
- теплота сгорания топлива;
- физическая теплота, вносимая в печь с воздухом.

К расходным статьям относятся:

- теплота с обожженной известью;
- теплота испарения воды и перегрева водяных паров;
- теплота, отводимая в окружающую среду с углекислотой, образующейся при обжиге;
- теплота, выводимая из печи с абсолютно сухой пылью;
- теплота эндотермической реакции разложения карбоната кальция;
- отвод теплоты в окружающую среду через наружную поверхность печи;

– теплота, выводимая из печи с дымовыми газами, образовавшимися от сгорания топлива.

Из основных статей прихода теплоты следует выделить теплоту сгорания топлива. Если принять в качестве топлива мазут, то расход топлива составит 237 кг мазута/т извести, или 2,12 ГДж/т а.с.ц.

К основным расходным статьям следует отнести: теплоту эндотермической реакции разложения карбоната кальция (0,58 ГДж/т а.с.ц); энергию в форме теплоты, отведенную из печи в окружающую среду с дымовыми газами и парами (0,95 ГДж/т а.с.ц.); теплоту, отведенную в окружающую среду с обожженной известью (0,19 ГДж/т а.с.ц); теплоту, выводимую через поверхность оборудования в окружающую среду (0,50 ГДж/т а.с.ц).

Тепловой КПД, определенный из теплового баланса, составляет 67,7 %.

Совершенствование процесса декарбонизации известняка развивается в направлении интенсификации работы оборудования и повышения степени регенерации теплоты. Одним из таких направлений является организация теплового процесса декарбонизации в режиме работы в «кипящем слое» [36, 72, 73]. Однако этот метод не нашел своего развития, так как при этом наблюдался большой вынос пыли.

1.2. Энергетика технологии теплоты при производстве сульфитной целлюлозы

Несмотря на различие в химическом составе и приготовлении варочных растворов, способы тепловой переработки и аппаратное оформление получения сульфитной целлюлозы во многом аналогичны производству сульфатной целлюлозы. Побочным продуктом производства сульфитной целлюлозы является отработанный щелок от варки древесной технологической щепы. Получаемые продукты переработки этого раствора – этиловый спирт, кормовые дрожжи и лигносульфонаты технические (ЛСТ) [42]. На некоторых заводах такой технологический передел отсутствует.

Следует отметить, что если в области химии, технологии и аппаратного оформления процесс производства сульфитной целлюлозы проработан достаточно хорошо, то в области технологии теплоты системные исследования практически отсутствуют.

Анализ удельных затрат энергии и материалов, а также составляющих калькуляции показывает, что себестоимость продукции определяется статьями стоимости древесины и энергозатрат. При этом в себестоимости переработки древесины энергозатраты составляют величину более 80 %. В связи с этим решение проблемы снижения затрат энергии в форме теплоты и электричества является актуальной задачей. Научное обоснование технологии теплоты позволит предложить пути существенного снижения себестоимости производства сульфитной целлюлозы.

Технологическая схема производства. Основными производственными операциями являются: подготовка древесины и получение из нее технологической

щепы, приготовление сырой и варочной кислот, варка щепы с кислотой, промывка сваренной целлюлозы от отработанного щелока, сортирование и очистка целлюлозы от сучков, непровара и других посторонних включений.

Варочный раствор для производства сульфитной целлюлозы может быть приготовлен на натриевом, кальциевом, магниевом и других основаниях [40].

На рисунке 1.5 представлена общая технологическая схема производства сульфитной целлюлозы на натриевом основании [36, 74].

Основными энергопотребляющими технологическими процессами являются варка технологической щепы с получением целлюлозы, выпаривание отработанного варочного раствора после варки целлюлозы и, в некоторых случаях, сушка растворов на сухие ЛСТ.

Выпаривание сульфитных щелоков после процесса варки целлюлозы. На рисунке 1.5 показана схема производства сульфитной целлюлозы без схемы регенерации вторичных продуктов щелоков после варки древесной технологической щепы. В современных схемах технологии производства сульфитной целлюлозы такая регенерация предусмотрена. Она состоит в выпаривании раствора после варки до получения концентрации сухих веществ в выпаренном щелоке 50 %. Полученный жидкий раствор является реализуемым продуктом (жидкий ЛСТ).

В последнее время достигнута влажность в ЛСТ до 5–8 % путем сушки крепкого щелока в распылительных сушилках с последующим гранулированием или без него. Длительное время ЛСТ не пользовался потребительским спросом из-за отсутствия систем их использования.

Развитие производства сульфатной целлюлозы в мире, с созданием непрерывных линий единичной мощностью до 1200–1300 тонн в сутки, привело к снижению конкурентоспособности сульфит-целлюлозного процесса. Такое положение в значительной мере способствовало снижению производства сульфитной целлюлозы, так как ее производство стало нерентабельным, а в отдельных случаях и убыточным. Повышенный и неудовлетворенный спрос на ЛСТ в последнее время определил коммерческий интерес к производству сульфитной целлюлозы.

Концентрирование сульфит-целлюлозных щелоков осуществляется чаще всего путем выпаривания в выпарных аппаратах с падающей пленкой и принудительной циркуляцией, объединенных в 8-корпусную пяти- или шестиступенчатую выпарную батарею. Процесс выпаривания лигносульфонатов в выпарных аппаратах можно рассматривать как удаление избыточного количества влаги.

Эта операция представляет собой сложный термохимический процесс. В этом процессе могут претерпевать серьезные изменения ЛСТ и сопутствующие им органические вещества щелока.

Процесс выпаривания ведут с целью получения готового продукта с показателями, удовлетворяющими потребителей, и соответствующими нормам действующих технических условий.

На режим выпаривания и качество ЛСТ влияют многие факторы термохимического процесса:

- порода и возраст древесины;
- основание варочной кислоты;
- режим варки целлюлозы;
- температура и давление, при котором идет процесс выпаривания;
- скорость и кратность циркуляции растворов в аппаратах;
- pH выпариваемых щелоков.

Для выпаривания щелоков применяются, например, выпарные установки фирмы «Розенлев». Получаемый крепкий ЛСТ с 50 % концентрацией является конечной продукцией в виде жидких ЛСТ для дальнейшего их использования. В связи с ограниченным потребительским спросом на жидкие ЛСТ в последнее время разработан процесс получения сухих порошкообразных ЛСТ. Кроме того, производство ЛСТ выполняет задачу повышения экологической безопасности процесса производства сульфитной целлюлозы, так как способствует сокращению сброса промышленных стоков в водоем.

Давление и температура пара, подаваемого на выпаривание, поддерживается при помощи редукционно-охладительной установки (РОУ), установленной перед выпарными аппаратами выпарной установки. По производственной необходимости может меняться нагрузка по щелоку на выпарную установку. Соответственно меняется расход пара на выпаривание и температурный режим по батарее. Изменение температурного режима выпаривания приводит к изменению термохимических процессов, протекающих при выпаривании щелока. Выпаривание растворов при повышенной температуре интенсифицирует процессы полимеризации компонентов ЛСТ. Особенно этот процесс заметен при температуре выпаривания выше 130 °С и концентрации сухих веществ более 40 %.

Таким образом, один и тот же раствор, выпариваемый при более высоких температурах, будет иметь более высокую вязкость.

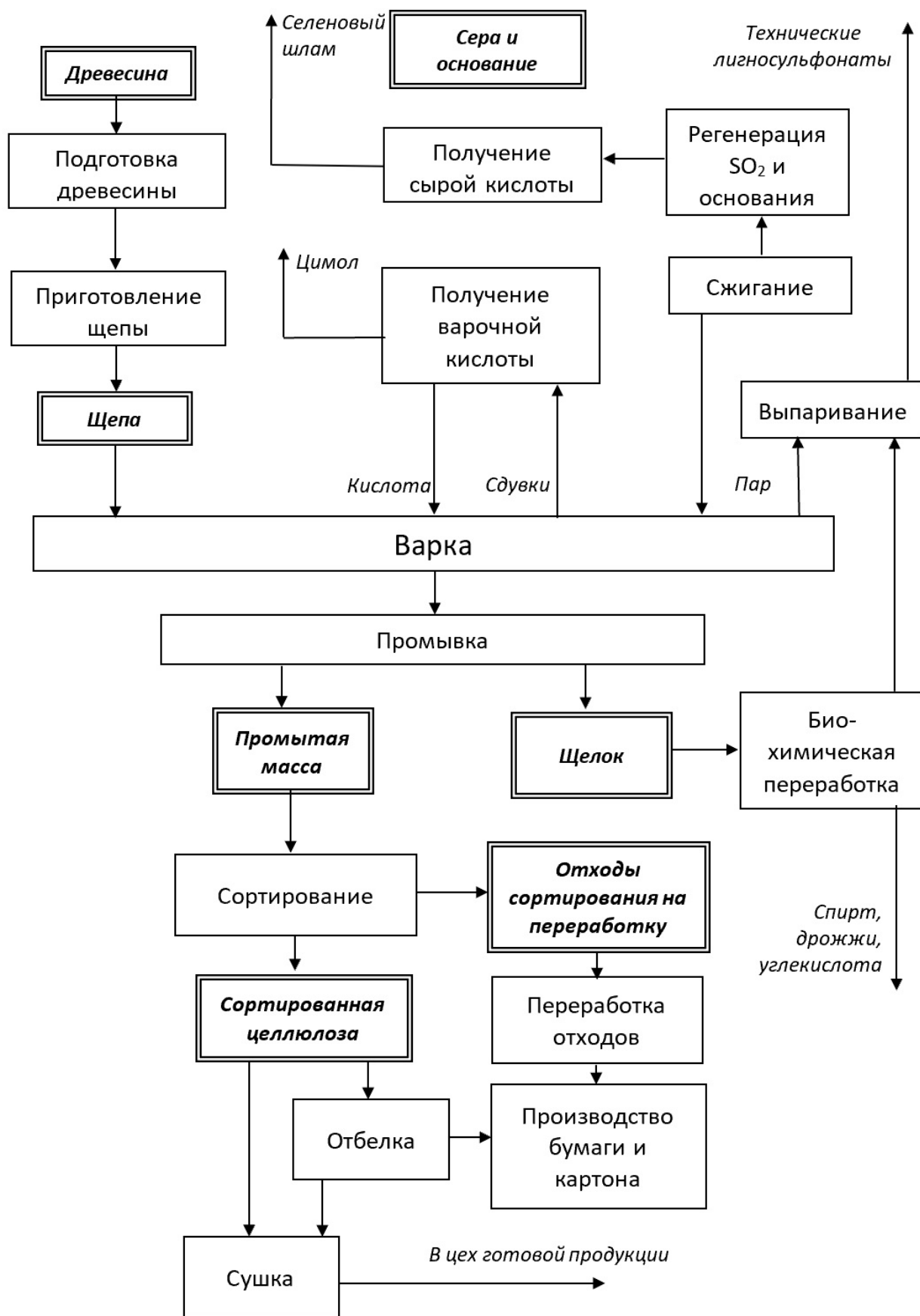


Рисунок 1.5 – Принципиальная технологическая схема производства сульфитной целлюлозы

Качество получаемого ЛСТ, в основном, зависит от состава поступающего щелока, но некоторые показатели могут регулироваться в процессе выпаривания. Используемый для выпаривания бисульфитный щелок со 100 % натриевым основанием позволяет получить ЛСТ с высокими показателями по содержанию сухого вещества, плотности, пределу прочности на растяжение, а также с хорошими текучими свойствами, имея низкую вязкость. Показатель вязкости растворов ЛСТ сам по себе не является характеристическим показателем коллоидной системы и зависит от ряда факторов:

- температура раствора;
- порода древесины (для лиственных пород вязкость ниже, чем для хвойных пород);
- способ варки (при бисульфитной варке менее вязкий раствор);
- валентность катиона основания (более низкая вязкость для одновалентных катионов, чем для двухвалентных катионов);
- режим выпаривания раствора под давлением (раствор, выпариваемый при высоких температурах, имеет более высокую вязкость).

С учетом этих особенностей температуру греющего пара на выпарную батарею ограничивают 120–125 °С. Молекулярная масса, а, следовательно, вязкость растворов ЛСТ в процессе выпаривания может существенно возрасти. В процессе выпаривания аварийная ситуация может возникнуть при повышении температуры выпаривания выше 130 °С.

Следует отметить, что в последнее время требования потребителей существенно возросли в части повышения сухости поставляемого ЛСТ. В настоящее время отечественные заводы перешли на двухстадийную технологию получения ЛСТ: на первой стадии выпаривания раствор выпаривают до 30–50 % сухих веществ, на второй стадии ведут сушку крепкого раствора до сухого состояния в распылительных сушилках.

В щелоке, независимо от природы основания, всегда присутствует сульфат кальция, который при определенных условиях образует накипь в выпарных аппаратах. При толщине слоя накипи 1 мм на стенках трубной части кипятильников греющих камер коэффициент теплопроводности снижается на 60 %. Присутствие в щелоке волокна упрочняет выпадающую накипь. Одновременно с минеральной накипью на стенках теплопередающих поверхностей выпарных аппаратов может образовываться органическая накипь. Эти отложения могут быть как со стороны прохода выпариваемого раствора, так и со стороны сокового (вторичного) пара. Совместные отложения органической и минеральной накипи создают более прочные отложения.

В трубном пространстве греющих камер органическая накипь образуется главным образом за счет термической полимеризации компонентов ЛСТ; при этом отложения увеличиваются:

- при повышении температуры выпаривания;
- при возрастающей концентрации ЛСТ;
- при понижении pH выпариваемого раствора.

Источником образования органической накипи являются летучие соединения (альдегиды, органические кислоты), которые легко конденсируются на внутренних поверхностях труб и оборудования, на теплопередающих поверхностях с образованием нерастворимых смол. Кроме того, органическая накипь в межтрубном пространстве может образовываться в результате попадания пены с вторичными парами. Отложения в этом случае будут идентичны органической накипи, отложившейся внутри трубок. Пенообразование увеличивается при выпаривании растворов с рН выше 5. Наибольшее количество летучих соединений выделяется при использовании в выпариваемом растворе последрождевой бражки.

Для обеспечения нормальной производительности выпарной установки регулярно трубная часть греющих камер выпарных аппаратов очищается от минеральной накипи путем промывки кислым конденсатом. При этом одновременно разрыхляется и частично удаляется органическая накипь.

Для удаления органических отложений на теплопередающих поверхностях выпарных аппаратов со стороны прохода пара применяется 60 % или 90 % азотная кислота. Свежие органические отложения могут быть удалены путем промывки оборудования растворами каустической соды различной концентрации.

В сульфитном щелоке могут содержаться взвешенные вещества: целлюлозные волокна и дрожжевые клетки, которые также могут отлагаться на теплообменных трубках.

Наряду с SO_2 , связанной с лигнином и частично с углеводородами прочной связью, в щелоке сульфитной варки всегда обнаруживается SO_2 , связанной с органическими веществами непрочной – в виде легко отщепляемого SO_2 . Этот SO_2 может быть отщеплен при выпаривании сульфитного щелока. Имея высокую активность, этот газ может приводить к коррозионному износу кипяtilьных трубок, особенно в местах его скопления, в частности, в верхней части греющей камеры межтрубного пространства выпарного аппарата. В связи с агрессивностью выпариваемой среды выпарные аппараты выполнены из специальной дорогой и дефицитной нержавеющей стали. Несмотря на принятые меры, за время эксплуатации этих аппаратов установлен коррозионный износ части кипяtilьных труб, которые были выведены из работы.

Анализ работы действующих выпарных установок производства сульфитной целлюлозы показал, что их работа характеризуется низкой производительностью, коррозионным износом кипяtilьных труб и высоким удельным расходом пара.

1.3. Термовлажностные процессы производства бумаги и картона

Аппаратурно-технологическая схема. Из машинных бассейнов (рис. 1.6) бумажную массу при концентрации 2,5–3,5 % направляют на бумагоделательную машину (БДМ) [36, 44, 45, 75].

Наиболее энергоемкой является сушильная часть БДМ. Бумажное полотно обезвоживается до конечной сухости 92–95 % в сушильной части машины. В процессе сушки удаляется 1,5–2,5 кг воды на кг бумаги. Это величина в 50–100 раз меньше, чем на сеточной и прессовой частях машины. При сушке, наряду с обезвоживанием бумажного полотна, идут процессы дальнейшего уплотнения и сближения волокон. Происходит также дальнейшее повышение механической прочности и гладкости бумаги.

От режима сушки зависят физико-механические характеристики бумаги [76]. Бумажное полотно при поступлении на сушильную часть машины содержит 60–70 % воды. Бумагу сушат двумя методами: контактным – на нагретой поверхности сушильных цилиндров и конвективным – теплым воздухом или газом. Контактный метод сушки ведут при непрерывном подводе теплоты. Конвективный метод сушки ведут при прохождении бумажного полотна на свободных участках между сушильными цилиндрами, за счет теплоты бумаги и обдувки бумаги горячим воздухом. Процесс сушки бумаги на БДМ является комбинированным контактно-конвекционным. Он состоит из ряда повторяющихся циклов на нагретой поверхности цилиндров (контактная сушка) и свободных участков между цилиндрами (конвективная сушка). Одним конвективным методом (за исключением изготовления картона) сушку не проводят, так как поверхность бумаги коробится.

Расход пара на сушку бумаги зависит от ее сухости перед сушильной частью, вида, степени загрузки машины, вентиляции сушильной части.

Для большинства видов бумаги расход пара на сушку колеблется от 2 до 4 кг/кг бумаги. При выработке тонкой бумаги (папиросной, копировальной, конденсаторной) расход пара доходит до 5–7 кг/кг бумаги, что соответствует 15–20 ГДж/т бумаги. При производительности БДМ 800 т/сутки количество удаленной влаги составляет более 50 т/ч.

Если из зала БДМ не удалять влажный воздух и не подавать сухой воздух, интенсивность процесса сушки снижается, и пар будет конденсироваться в виде тумана из паровоздушной смеси [77–79]. Обмен воздуха осуществляется с помощью систем вентиляции и кондиционирования с использованием теплоты отходящего воздуха. На БДМ большой производительности сушильная часть полностью закрыта колпаком. Применение закрытого колпака позволяет:

- более эффективно регенерировать теплоту отходящего воздуха, как для нагрева приточного воздуха, так и для нагрева воды;
- уменьшить отвод теплоты в окружающую среду;
- снизить на 15–20 % расход пара на сушку бумаги, улучшить условия труда обслуживающего персонала.

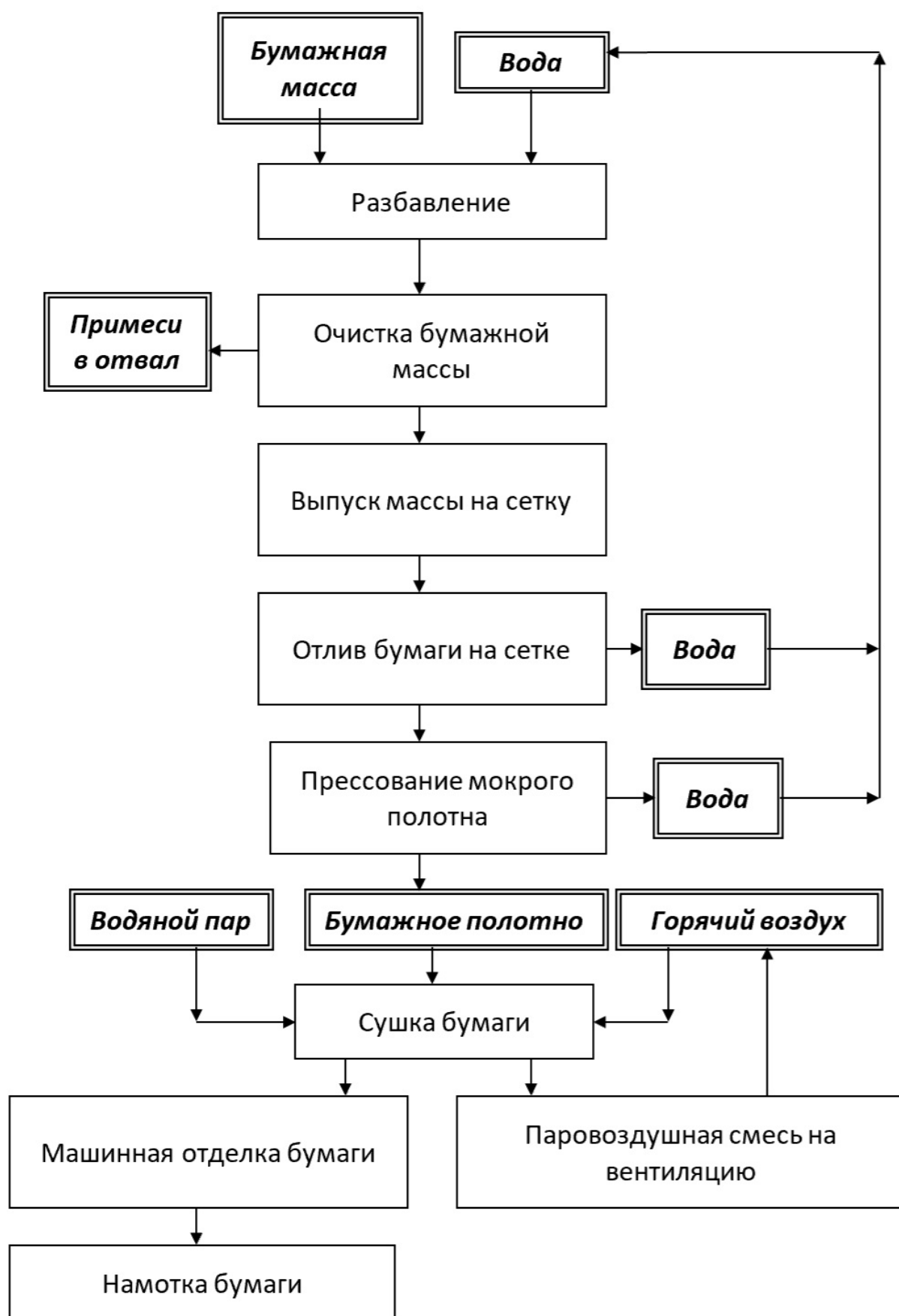


Рисунок 1.6 – Принципиальная технологическая схема изготовления бумаги

Описание сушильной части. Бумаго- и картоноделательные машины (БКДМ), а также пресспаты оборудуются многоцилиндровыми контактно-конвективными установками для сушки бумаги, картона и целлюлозы [36, 75, 80]. Эти сушильные установки являются высокоэффективными теплообменными аппаратами, в которых бумажное полотно высыхает за 10–15 с, а скорость машины может достигать 1800 м/мин. Сушильная часть состоит из одного или нескольких рядов сушильных цилиндров, обогреваемых паром и расположенных в шахматном порядке. Для сокращения длины машины при сушке толстых видов картона и целлюлозы применяются установки с трех- и четырехрядным расположением сушильных цилиндров.

В качестве одежды сушильной части традиционно применялись шерстяные и хлопчатобумажные сукна, а в последние годы широкое распространение получили синтетические и композиционные [81] сушильные сетки.

Основным узлом в контактно-конвективных установках является сушильный цилиндр, который изготавливается из модифицированного чугуна диаметром от 1,5 до 2,2 м и длиной до 10 м. Толщина стенки цилиндра достигает 20–30 мм. С торцов к цилиндрам с одной стороны прикреплены крышки с чугунными пустотелыми стальными цапфами, через которые в полость цилиндра подается пар и отводится конденсат. Подвод пара и отвод конденсата выполняется односторонним, а для широких машин – двухсторонним.

Наружную поверхность цилиндров шлифуют для придания ей гладкости и получения более высокого коэффициента теплоотдачи к бумажному полотну.

Внутреннюю поверхность цилиндров протачивают для получения стенки одинаковой толщины с целью равномерного распределения температуры поверхности и облегчения балансировки.

Сушильные цилиндры – это сосуды, работающие под давлением, которое может достигать 1 МПа, поэтому к качеству корпуса цилиндров предъявляются жесткие требования.

Число сушильных цилиндров (до сотни), устанавливаемых на бумагоделательных машинах, зависит от многочисленных факторов, но основными из них являются скорость машины, свойства вырабатываемого материала и его начальная и конечная влажность, масса квадратного метра вырабатываемой продукции, температура сушильных цилиндров, температура и влажность воздуха в межцилиндровых пространствах.

В пределах сушильной части могут располагаться дополнительные источники теплоты: колпаки скоростной сушки, инфракрасные излучатели, конвективные сушильные шкафы, устройства продувки горячим воздухом межцилиндровых пространств.

Пароконденсатные системы. Качественное удаление конденсата из цилиндров относится к техническим мероприятиям, оказывающим существенное влияние на организацию эффективной тепловой схемы сушильной части БДМ.

Важным условием устойчивого удаления конденсата из полости сушильных цилиндров является наличие достаточного перепада давлений между цилиндром и конденсатопроводом.

Пароконденсатные системы бумаго-, картоноделательных и сушильных

машин предназначены для обеспечения сушильных цилиндров теплотой за счет подвода к ним пара и отвода конденсата. С помощью пароконденсатных систем поддерживается необходимый температурный график сушки по длине машины, обеспечивается ее проектная производительность.

Кроме того, от пароконденсатной системы и режима ее работы зависят расходы тепловой и электрической энергии на сушку, стабильность работы машины, а также физико-механические показатели готовой продукции.

Различают два вида пароконденсатных систем: с параллельным пароснабжением сушильных цилиндров и групповым (каскадным) пароснабжением цилиндров с последовательным перепуском пара по отдельным группам.

В схеме с параллельным пароснабжением все сушильные цилиндры подсоединены к общему паропроводу и общему конденсатопроводу.

На машинном паропроводе имеется главная паровая задвижка, а также может быть установлен сепаратор (водоотделитель) для отделения влаги от пара.

На каждом подводящем к цилиндру паропроводе устанавливаются запорные вентили, а на конденсатных стояках, кроме вентиля, имеются также конденсатоотводящие устройства.

Из главного паропровода пар по индивидуальным паропроводам направляется в сушильные цилиндры, где конденсируется. Образовавшийся конденсат сливается в конденсатный бак и далее перекачивается в котельную.

Система параллельного пароснабжения проста в конструктивном отношении, обладает гибкостью регулировки распределения расхода пара по отдельным цилиндрам, что дает возможность практического осуществления любого заданного по условиям сушки температурного режима. Однако параллельная схема имеет следующие недостатки:

- возможность применения параллельной схемы пароснабжения ограничена скоростью машины (до 350–400 м/мин);
- в схеме параллельного пароснабжения на конденсатопроводах должны быть установлены конденсатоудаляющие устройства;
- параллельная схема пароснабжения имеет более низкий КПД по сравнению с другими схемами.

Схемы группового пароснабжения сушильных цилиндров с последовательным перепуском пара по группам цилиндров в настоящее время получили преимущественное распространение в связи с необходимостью иметь пролетный пар для более полного удаления из сушильных цилиндров конденсата и неконденсирующихся газов.

В этой схеме свежий пар сначала поступает в первую сушильную группу, где частично конденсируется, а основной поток в виде пролетного пара и паров вскипания через водоотделитель первой ступени направляется во вторую сушильную группу цилиндров. Во второй группе пар частично конденсируется, а частично вместе с парами вскипания, образовавшимися в водоотделителе второй ступени, проходит в третью сушильную группу.

Водоотделитель третьей паровой группы соединен с вакуум-насосом и конденсатором. Вакуум-насос поддерживает давление в третьей группе меньше

атмосферного для обеспечения необходимого температурного режима сушки и удаляет из системы неконденсирующиеся газы. В конденсаторе пролетный пар конденсируется, и конденсат возвращается в водоотделитель.

Важную роль в устойчивом удалении конденсата из системы играет поддержание необходимых перепадов давлений между паровыми группами, которые должны находиться в пределах 0,02–0,05 МПа при удалении конденсата черпаками и неподвижными сифонами, и увеличиваются до 0,08–0,1 МПа, если применяются вращающиеся сифоны.

Существуют пароконденсатные схемы с многократной циркуляцией пара в сушильных цилиндрах с применением термокомпрессора.

Водоотделитель. Одним из основных элементов в системе пароснабжения является водоотделитель (самоиспаритель), который служит для разделения пароконденсатной смеси, выходящей из сушильной группы на пар и конденсат. Он представляет вертикальный цилиндрический сосуд со сферическими торцевыми крышками. Внутри водоотделителей между патрубками, по которым подается пароконденсатная смесь и отводится вторичный пар, установлена перегородка. Водоотделитель имеет водоуказательное стекло для визуального наблюдения за уровнем конденсата в баке.

Технология теплоты в существующих схемах БДМ. Распределение энергии [73] в БДМ по сеточной, прессовой и сушильной частям (табл. 1.5) показывает, что сеточная и прессовая часть характеризуется потреблением электроэнергии и отсутствием потребления теплоты.

Таблица 1.5 – Распределение энергии на БДМ

Части БДМ	Влагоудаление, %	Виды энергии для частей БДМ	Доля энергии, потребляемой в частях БДМ, %
Сеточная часть	97,2	электроэнергия на привод	6,0
		электроэнергия на вакуум-насосы	5,0
Прессовая часть	2,1	электроэнергия на привод	6,0
		электроэнергия на вакуум-насосы	11,0
Сушильная часть	0,7	электроэнергия на привод	3,0
		пар в сушильные цилиндры	69,0

Сушильная часть характеризуется, главным образом, потреблением теплоты (69 %) и ограниченным подводом электроэнергии (3 % от общего подвода электроэнергии) при доле влаги, удаляемой в сушильной части, 0,7 %.

Как следует из таблицы 1.5, ведущую роль в процессе рационального использования энергии в форме тепла в БДМ принадлежит ее сушильной части.

Из приведенных данных не трудно сделать вывод о том, что существуют, по крайней мере, два основных направления снижения энергозатрат в форме теплоты:

- повышение сухости бумажного полотна на сетчатой и прессовой части БДМ путем технологических приемов;
- повышение сухости бумажного полотна в сушильной части БДМ путем его термической обработки.

Рассмотрим подробнее факторы, влияющие на обезвоживание полотна.

Термическая обработка материала в БДМ. Разработанная д.т.н. П. А. Жучковым теория тепловых процессов для БДМ [48, 73, 78] на основе фундаментальных исследований М. Ю. Лурье, А. В. Лыкова, В. В. Красникова и других ученых является в настоящее время основополагающим трудом для инженеров, ученых и научных работников, работающих в области производства целлюлозы и бумаги.

Впервые П. А. Жучковым [48, 73] для термодинамического анализа процессов сушки бумаги предложен энтропийный метод, учитывающий при анализе второй закон термодинамики. Однако в последующих трудах развитие этот метод не нашел и изложенный подход скорее можно рассматривать как направление для дальнейших исследований.

Регенерация теплоты в схемах БДМ. БДМ является большим потребителем (до 20 ГДж/т бумаги) пара с ТЭЦ [82, 83, 84]. Основным направлением по снижению потребляемого пара является снижение необратимости тепловых процессов в БДМ на основе повышения регенерации теплоты взаимодействующих тепловых потоков. Сложность регенерации теплоты состоит в том, что в процессе взаимодействия нагретого бумажного полотна и окружающего воздуха имеет место нагрев и насыщение влагой этого воздуха при низких температурах. Возможность регенерации этой низкотемпературной теплоты для сокращения расхода первичного пара в цилиндры БДМ является сложной научной и технической задачей.

Регенерация получаемой теплоты паровоздушной смеси (ПВС) вплотную смыкается с решением проблемы вентиляции и кондиционирования. Именно поэтому энергетические системы вентиляции и кондиционирования рассматриваются как неотъемлемая часть технологии сушки. Одна из схем вентиляции цеха БДМ представлена на рисунке 1.7.

Приточный воздух забирается с улицы, проходит теплоуловитель второй ступени 2, где частично нагревается за счет теплоты, удаляемой ПВС. Затем часть воздуха после дополнительного подогрева в калорифере 3 вентилятором подается в чердачное помещение, откуда через потолочные плафоны 5 отводится в цех. Другая часть приточного воздуха посредством системы воздухораспределения подается в рабочую зону через специальные колонки 6.

Воздух на технологические нужды забирается из цеха, проходит первую ступень теплоуловителя 7 и после дополнительного подогрева в калорифере 8 вентилятором 9 подается под колпак машины 10 на сушку бумажного полотна. ПВС удаляется осевым вентилятором 11 в атмосферу.

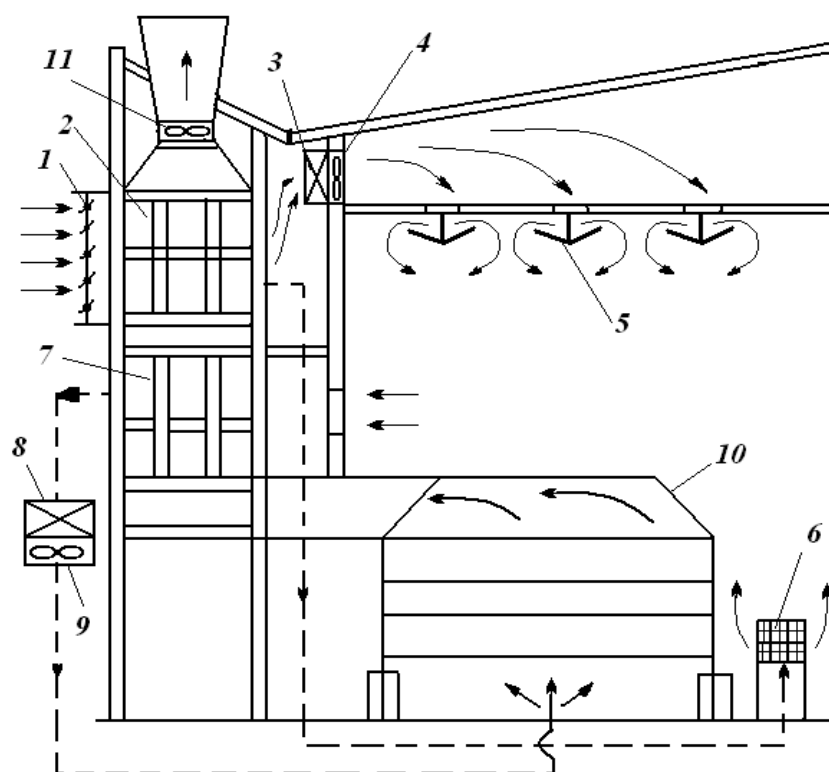


Рисунок 1.7 – Принципиальная схема вентиляции цеха
бумагоделательной машины:

1 – воздухозаборная решетка; 2, 7 – соответственно, теплоуловитель
второй и первой ступени; 3, 8 – калориферы; 4, 9, 11 – вентиляторы;
5 – потолочные плафоны; 6 – воздухораспределительные колонки;
10 – БДМ

Для регенерации теплоты вторичного пара водоотделителя рекомендуется использование термокомпрессоров. Термокомпрессор служит для увеличения давления отработавшего пара с целью его дальнейшего использования [85]. Он состоит из сопла, приемной камеры для отработавшего пара, камеры смешения и диффузора. Острый пар через патрубок поступает в сопло, из которого вытекает струя с высокой скоростью, подсасывая отработавший пар более низкого давления. В диффузоре скорость снижается, а давление повышается. На выходе из диффузора получается смесь, имеющая промежуточное давление между давлением острого и отработавшего пара. Регулирование скорости истечения пара и, соответственно, производительности термокомпрессора производится конусным клапаном.

Применение термокомпрессоров в пароконденсатной системе позволяет обеспечивать независимость пароснабжения на входе в данную группу от других групп. При этом образуется замкнутая по пару схема. Для инъекции паров вскипания, образующихся в водоотделителе, и возврата их во входной паропровод сушильной группы необходимо подключение термокомпрессора к паровой

магистральной, давление в которой должно быть в 3–4 раза выше, чем в основной магистрали.

Следует отметить, что несмотря на низкий КПД термокомпрессоров, их применение в контурах регенерации теплоты БДМ несомненно имеет большие перспективы. Однако это может оказаться целесообразным только после научного обоснования систем с тепловыми насосами (ТН), разработки инженерных расчетов и конструктивных особенностей тепловых насосов для условий бумагоделательных машин.

Для оценки энергетической эффективности тепловых процессов в БДМ используются такие критерии, как удельный расход пара (теплоты) на единицу массы готовой бумаги, тепловой КПД.

На основе теплового баланса БДМ определяется расход пара от внешнего источника, потери теплоты в окружающую среду с материальными потоками, через изоляцию и неизолированные участки, тепловой КПД.

На примере современной БДМ для выработки газетной бумаги рассмотрим основные статьи теплового баланса ее сушильной части.

Общие сведения о сушильной части машины. Сушильная часть тепловой схемы включает 46 бумагосушильных цилиндров и один холодильный цилиндр, которые разделены на 5 приводных групп. Проводка бумажного полотна в четырех приводных группах безобрывная.

Сетка, обеспечивающая безобрывную проводку бумаги, имеет проницаемость $5000 \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$. Нижние цилиндры в четырех приводных группах необогреваемые, т. к. сетка, на которой движется бумага, имеет большое термическое сопротивление. Во всех обогреваемых цилиндрах устанавливаются турбулизирующие планки, что обеспечивает повышение коэффициента теплоотдачи от пара к внутренней стенке сушильного цилиндра.

В конце сушильной части, на цилиндрах пятой приводной группы, где бумага приобретает достаточную прочность, она проводится традиционно, без сетки.

При составлении теплового баланса приняты следующие допущения:

1. Испарение происходит с двух сторон бумаги. Такое допущение принято в связи с высокой воздухопроницаемостью сетки, по которой перемещается бумага.

2. Параметры воздуха на разных участках сушки различны, что обеспечивается технологической вентиляцией.

Необрезная ширина бумаги 5690 мм, скорость 850 м/мин, масса 1 м^2 бумаги на накате 45 г, сухость перед сушкой 43,5 %, конечная сухость бумаги 92 %. Температура бумажной массы после сеточного стола 50 °С. Расход сушильного воздуха 12,048 кг на 1 кг испаряемой воды.

Пароконденсатная система. По пару все сушильные цилиндры разделены на четыре группы. Нумерация групп соответствует направлению движения пара. Давление пара в паровых группах регулируется так, чтобы обеспечить необходимую для сушки бумаги температуру сушильных цилиндров. Группы снабжены водоотделителями для сбора пароконденсатной смеси и отделения из нее пролетного пара и пара вскипания.

Из первой и второй паровых групп пароконденсатная смесь удаляется в общий водоотделитель. Эти группы обеспечиваются паром одинакового давления. Разделение их объясняется тем, что первая паровая группа объединяет цилиндры с традиционной проводкой бумажного полотна, а вторая – с безобрывной. Разделение произведено для обеспечения возможности раздельного регулирования давления пара.

Пар из водоотделителя направляется в следующую паровую группу, имеющую более низкое давление. Из главного паропровода через регулирующий клапан в паровой коллектор каждой группы направляется дополнительный пар необходимого давления. Пролетный пар и пар вскипания из последнего водоотделителя системы конденсируются в теплообменнике-конденсаторе. С конденсатором соединен вакуумный насос, удаляющий из системы воздух и неконденсирующиеся газы, как при пуске машины, так и в условиях постоянной эксплуатации.

Из водоотделителей третьей и четвертой паровых групп конденсат направляется в общий конденсатный бак комбината, из него – в ТЭС. Пар из отдельных паропроводов подается к калориферам сушильного и вентиляционного воздуха, к сеточной части для обогрева подсеточного колодца, к прессовой части.

Некоторый расход пара необходим для первоначального нагрева масла в станции централизованной смазки, для нагрева воды, подаваемой в валы машинного каландра, для увлажнения бумажного полотна перед каландрированием. В данном исследовании рассматривается только расход пара на сушку бумаги.

Из сушильных цилиндров пароконденсатная смесь удаляется с помощью неподвижных сифонов. Диаметр всех сушильных цилиндров 1500 мм. Длина рубашки 805 мм. Устройства отвода конденсата верхнего и нижнего цилиндра отличаются положением неподвижных сифонов. Сифон образует угол 20° с вертикальной плоскостью в направлении вращения цилиндра.

Исходные материалы для составления теплового анализа получены во время проведения опытно-промышленных исследований на действующем оборудовании и при выполнении экспериментальных исследований для получения определяющих характеристик процесса.

Результаты теплового баланса приведены на схеме (рис. 1.8).

Из анализа этих результатов следует, что основной составляющей отвода теплоты в окружающую среду является ПВС. Она составляет более 80 % от теплового потока, подведенного с паром от внешнего источника.

При этом теплота вносится не только с паром в сушильные цилиндры. Источником теплоты является теплота воздуха, полученная в калориферах, теплота, вносимая с бумагой, с воздухом из зала, с сушильным воздухом после первой ступени рекуперации.

Большую долю теплоты, которую можно отнести к полезно используемой, составляет тепловой поток, переданный технологической воде в скруббере (около 38 % от теплового потока с паром в сушильных цилиндрах БДМ).



Рисунок 1.8 – Тепловой баланс БДМ

Полученные результаты не дают достоверную и полную информацию о степени термодинамического совершенства системы. Так, например, отведенный тепловой поток с ПВС отражает только суммарные тепловые потери, которые возникли в теплоиспользующих элементах тепловой схемы сушильной части БДМ. Очевидно, что этот тепловой поток отводится при низкой температуре и возможность совершения работы тепловым потоком ограничена. Следовательно, потери от перерасхода топлива с этим потоком, вероятно, много меньше, чем 80 %. Ограниченность первого закона термодинамики (тепловых балансов) для анализа тепловых схем технологических процессов рассмотрена в главе 2.

Найти источники перерасхода топлива по элементам БДМ и определить степень термодинамического совершенства этих процессов, а также КПД схемы в целом и установить связь между КПД схемы и КПД элементов является задачей настоящего исследования. Для этого необходимо дополнительно использовать, наряду с первым, второй закон термодинамики. Таковую возможность представляет эксергетический анализ работы теплоиспользующих элементов тепловой схемы сушильной части БДМ. Однако для условий его применения в ЦБП он недостаточно исследован.

Системы рекуперации теплоты в БДМ. В системах рекуперации теплоты применяются 4 способа передачи энергии.

1. Контактная теплопередача, при которой происходит непосредственный контакт между отдельными средами в смесительном теплообменнике (скруббере). Теплота от паровоздушной смеси передается к воде путем контакта.

2. Теплопередача от ПВС к сухому воздуху через разделительную стенку в рекуперативных теплообменниках.

3. Теплопередача от ПВС к воде в поверхностном рекуперативном теплообменнике.

4. Теплопередача от жидкости к сухому воздуху в калорифере приточной вентиляции. В этом случае система рекуперации работает с помощью промежуточного теплоносителя.

В системах рекуперации теплоты в ЦБП применяются различные комбинации приведенных выше способов переноса теплоты. В зависимости от типа укрытия сушильной части машины используется преимущественно три типовые схемы отечественных и зарубежных установок рекуперации тепла.

Тепловые схемы и конструкции одноступенчатых, двухступенчатых и трехступенчатых теплорекуперационных агрегатов (ТРА) описаны подробно в [79, 86, 87].

Расчеты показывают, что удельная рекуперация теплоты одноступенчатых ТРА на 1 т готовой продукции равна 0,343 ГДж/т; двухступенчатого – 0,594 ГДж/т; трехступенчатого – 2,280 ГДж/т, следовательно, эффективность рекуперации теплоты трехступенчатого ТРА, примерно, в 4 раза выше двухступенчатого и в 7 раз одноступенчатого.

Трехступенчатый ТРА по степени рекуперации теплоты является наиболее совершенным. Он принят за основу при комплектовании новых БКДМ. Его следует рекомендовать при модернизации сушильной части с установкой закрытого колпака.

Теплорекуперационная установка с использованием парового эжектора показана на рисунке 1.9.

Греющий пар с ТЭЦ подается в эжектор, где смешивается с парами вскипания воды, поступающими во всасывающий патрубок эжектора из бака оборотной воды. Смесь паров подается на обогрев сушильных цилиндров с давлением 0,25–0,6 МПа. Конденсат пара из цилиндров возвращается на ТЭЦ.

ПВС от сушильной части с помощью вентилятора поступает в теплообменники для нагрева технологического и вентиляционного воздуха, а затем в скруббер и поверхностный теплообменник, где нагревается обратная вода. Затем ПВС поступает в водоотделитель, где выделяется капельная влага, которая через систему клапанов выбрасывается в атмосферу. Пары смеси, сконденсировавшиеся в скруббере, и жидкость из водоотделителя собираются вместе и возвращаются в технологический процесс. Технологическая вода, нагретая в скруббере, направляется к потребителю.

Для осушения ПВС в поверхностном теплообменнике циркулирует обратная вода, которая подается в него из бака оборотной воды.

Вода, поступающая с поверхностного теплообменника в бак, охлаждается за счет ее самоиспарения, поскольку давление в баке равно давлению во всасывающем патрубке эжектора и должно соответствовать температуре насыщения.

Приведенная схема рекуперация теплоты ПВС имеет большую эффективность по сравнению с традиционной. Одновременно из ПВС выделяется и возвращается в технологический процесс вся вода, что особенно важно при ее дефиците.

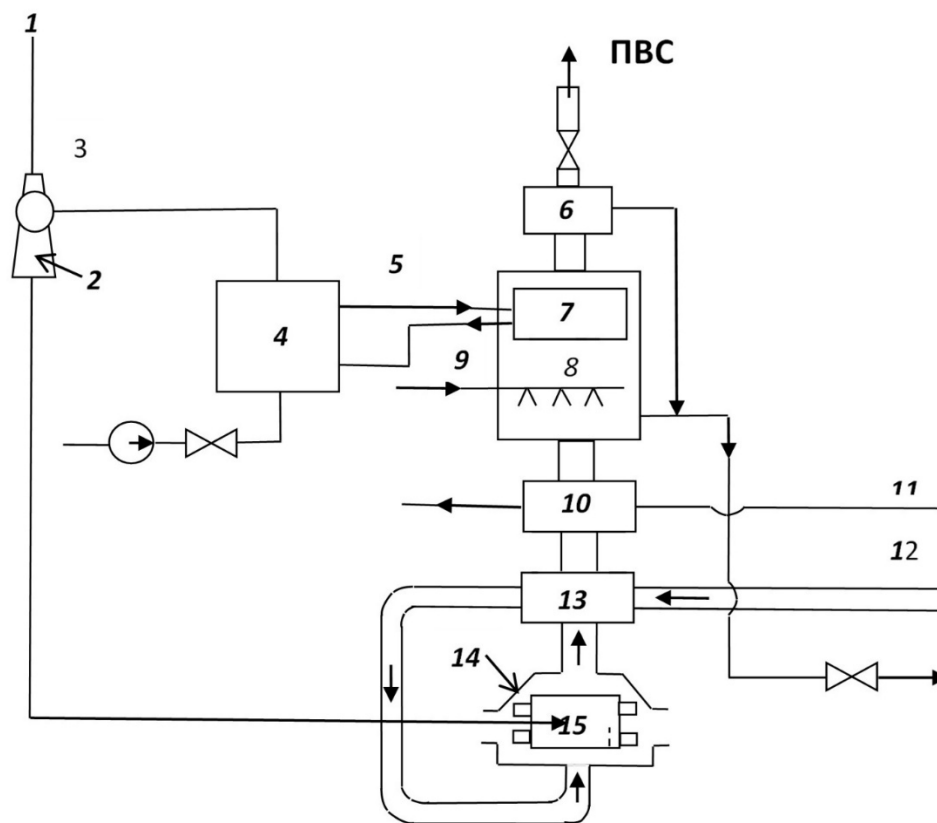


Рисунок 1.9 – Схема рекуперации тепла с использованием
парового эжектора:

1 – рабочий пар; 2 – паровой эжектор; 3 – пары вскипания; 4 – бак
оборотной воды; 5 – обратная вода; 6 – водоотделитель;
7 – поверхностный теплообменник для нагрева обратной воды;
8 – скруббер; 9 – технологическая вода; 10, 13 – теплообменники нагрева
технологического и вентиляционного воздуха; 11 – воздух на вентиляцию
зала; 12 – технологический воздух; 14 – ограждение машины;
15 – сушильные цилиндры

Использование паров вторичного вскипания приводит к уменьшению расхода первичного теплоносителя, например, пара с ТЭЦ. Переход на предложенную схему регенерации ПВС не требует больших капитальных затрат.

Существенным недостатком применяемых ТРА является снижение эффективности их работы вследствие ухудшения теплообменных процессов по мере забивания поверхностей нагрева бумажной пылью и другими включениями.

Обследование вентиляционной системы КДМ-27 (Бумажная фабрика «Коммунар», Кишиневский ЦБК) показало низкую эффективность работы установленных в ней четырех ТРА-ЗН. Степень утилизации теплоты ПВС в первой ступени ТРА-1 – ТРА-4 должна находиться в пределах 5–7 %, во второй ступени 16–19 % (в холодный период года), в третьей ступени – скруббере 8–10 % от количества теплоты, поступающей на каждую ступень. Таким образом, даже работающая система регенерации позволяет утилизировать в течение года до 20 % теплоты, отработавшей ПВС. На момент проведения испытаний система

регенерации теплоты ПВС на бумажной фабрике «Коммунар» находилась частично, а на Кишиневском ЦБК полностью в нерабочем состоянии. На последней работали только вытяжные вентиляционные установки, воздух на сушку забирался прямо из машинного зала, температура ПВС, отходящей от колпака КДМ, находилась в пределах 57–59 °С.

1.4. Вторичные энергетические ресурсы в целлюлозно-бумажной промышленности

Из общего количества тепловой энергии, потребляемой ЦБП, около 70 % расходуется на технологические нужды основных видов продукции, 20 % на прочее промышленное потребление и около 10 % отпускается на сторону и коммунально-бытовые нужды [88, 89]. При этом на собственных электростанциях и в котельных вырабатывается 78 % тепловой энергии. Из общего количества топлива, потребляемого отраслью, 94 % расходуется на выработку тепловой и электрической энергии, 4 % на технологические нужды и 2 % на прочие нужды. Наибольшие расходы тепла в ЦБП (90 % по отношению к расходам на технологические нужды) связаны с производством целлюлозы, бумаги и картона.

Целлюлозно-бумажное производство имеет большие резервы в области вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Экономия ВЭР может осуществляться по двум направлениям:

1. Повышение энергетического (эксергетического) КПД технологических агрегатов за счет улучшения организации технологических процессов и режимов работы агрегатов, сокращения непроизводительных потерь топлива, улучшения теплоизоляции, совершенствования процессов сжигания топлива, применение регенерации и т. п. Осуществление этих мероприятий приводит к снижению расхода топлива или тепла в самом технологическом агрегате.

2. Использование ВЭР для удовлетворения потребности в топливе, тепле, электрической или механической энергии других агрегатов и процессов (утилизация ВЭР).

В первом случае экономия топлива характеризуется высоким энергетическим и экономическим эффектами. Поэтому вопросы экономии топлива за счет утилизации ВЭР должны рассматриваться только после реализации мероприятий по повышению КПД, что ведет к снижению выхода ВЭР.

В Федеральном законе РФ [2] под ВЭР понимается энергетический ресурс, полученный в виде отходов производства и потребления или побочных продуктов в результате осуществления технологического процесса или использования оборудования, функциональное назначение которого не связано с производством соответствующего вида энергетического ресурса.

ВЭР применяют для удовлетворения потребности в топливе или энергии либо непосредственно (без изменения вида энергоносителя), либо путем их преобразования в утилизационных установках.

Вторичные энергоресурсы в ЦБП разделяются на горючие и тепловые. К горючим ВЭР относятся твердые и жидкие топливные отходы, используемые как

топливо, образующиеся в процессе подготовки и переработки технологического сырья (кора, древесные отходы, упаренные щелока).

В настоящее время доля горючих ВЭР в общем потреблении топлива предприятиями ЦБП составляет около 17,0 % (из них щелока около 13%, кора и древесные отходы – около 4 %).

К тепловым ВЭР (ВТЭР) относятся физическое тепло отходящих газов технологических агрегатов, основной и побочной продукции, тепло горячей воды и пара, отработавших в технологических и силовых установках.

Технологические процессы ЦБП характеризуются выходом большого количества физического тепла: парогазовой смеси сдувок и выдувок, охлаждающей воды выпарных станций, паровоздушной смеси БКДМ, отходящих газов СРК, известеобжигающих и серных печей и др.

Виды ВЭР, агрегаты-источники ВЭР, а также способы утилизации и применения ВЭР показаны на рисунке 1.10.

Значительная доля потерь тепла на целлюлозно-бумажных предприятиях происходит за счет сброса чистой воды с температурой порядка 35–40 °С, применение которой позволило бы заметно повысить использование ВТЭР. Энергосбережение становится важнейшим аспектом оптимизации водооборота. Ниже приведены данные о потерях воды и тепла с чистой водой для Братского ЛПК (табл. 1.6), в числителе – летом, в знаменателе – зимой.

Таблица 1.6 – Потери тепловой энергии с чистой водой
на Братском ЛПК

Неиспользованное тепло чистой воды	Проектные данные по второй очереди	
	м ³ /ч	ГДж/ч
Сброс чистой воды температурой 40–60 °С	5530/3000	965,1/470,4
В том числе вода:		
- фильтрованная	1847/80	357/23,4
- механически очищенная	3681/2922	481,3/447,7

Данные о неиспользуемой теплоте с ВТЭР по Братскому ЛПК (включая вторую очередь) с распределением их на потери с теплой чистой водой, грязным конденсатом, паровоздушной смесью и прочим приведены в таблице 1.7.

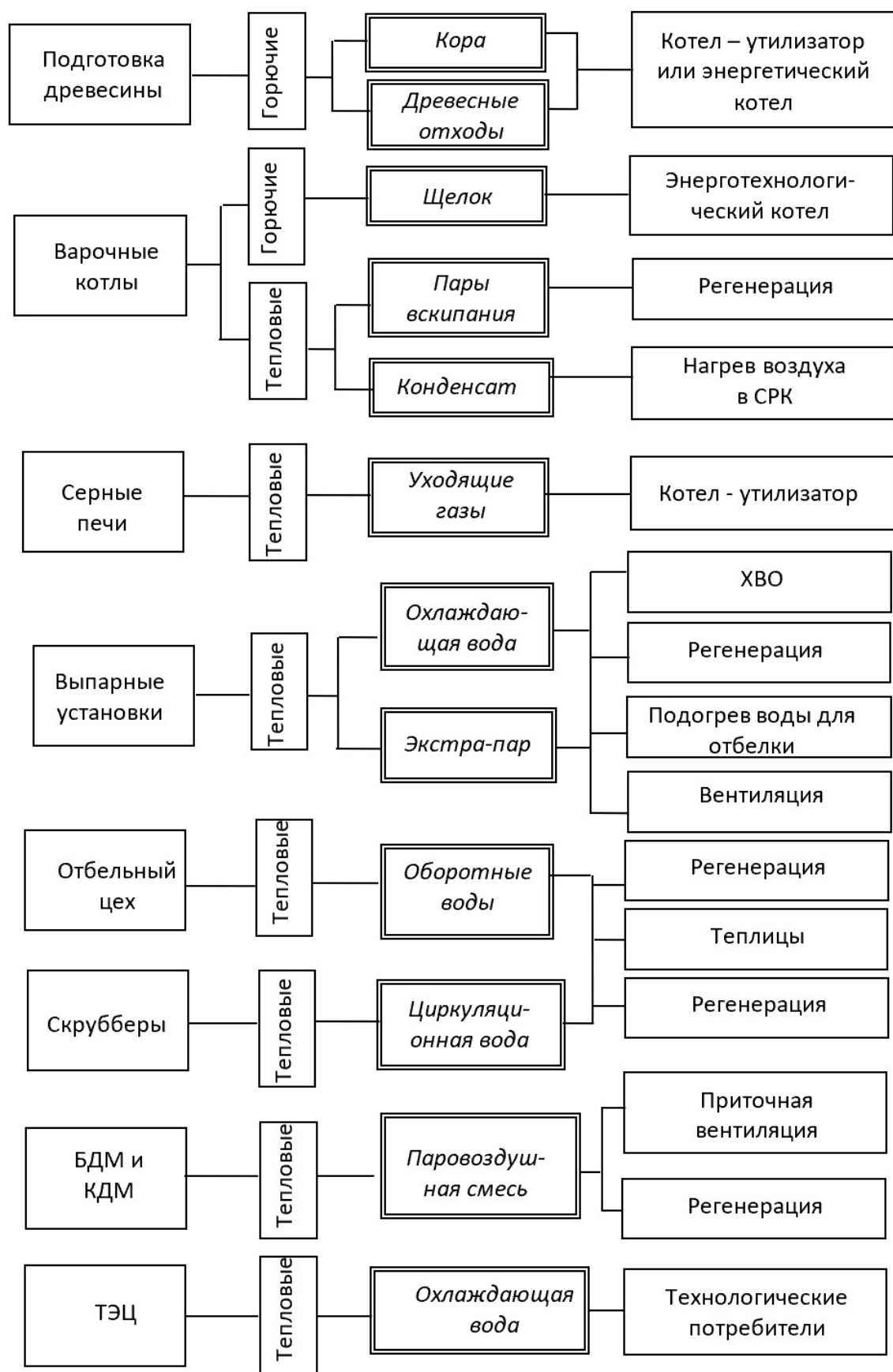


Рисунок 1.10 – Принципиальная схема образования и использования ВЭР в целлюлозно-бумажной промышленности

Таблица 1.7 – Потери тепловой энергии с ВТЭР
на Братском ЛПК

Потери тепла	Проектные данные (включая вторую очередь)	
	ГДж/ч	%
Потери по предприятию – всего	2360/1604	100
В том числе:		
- потери с теплой чистой водой	962/470	41/29
- грязный конденсат, паровоздушная смесь и прочее	1398/1134	59/71

Из таблицы 1.7 видно, что значительная часть потерь тепла, доходящая в летний период до 41 %, а зимой до 29 %, теряется с чистой сбросной водой.

На ОАО «Котласский ЦБК» анализ производства свежей воды различного качества показал, что производство механической воды составляет 47,4 %, фильтрованной – 41,9 %, химически очищенной – 5,5 %, хозяйственно питьевой – 4,6 % от общего количества забранной воды из реки. Потери составляют 0,6 %.

Анализ потребления свежей воды структурными подразделениями комбината показал, что наиболее водоемкими являются: энергетика – 5078 м³/ч (24 %), производство вискозной целлюлозы – 4872 м³/ч (23 %), картонно-бумажное производство – 3436 м³/ч (16,2 %), производство сульфатной беленой целлюлозы – 3024 м³/ч (14,3 %), цех переработки сульфитных щелоков – 1546 м³/ч (7,3 %), производство печатных бумаг – 894 м³/ч (4,2 %), древесно-биржевое производство – 455 м³/ч (2,2 %), другие производства – 1863 м³/ч (8,8 %).

Техническим проектом предусмотрен сбор теплых вод от основных цехов и ТЭЦ в количестве 7760 м³/ч (лето) и 6660 м³/ч (зима), что составляет от общего расхода свежей воды 35,7 %. Предполагалось охлаждение теплых вод на 3-х секционных вентиляторных градирнях с последующей подачей охлажденной воды потребителям. В работе находится 1 секция градирни с проектной производительностью 2900 м³/ч. На градирню подается теплая вода после конденсаторов паровых турбин ТЭЦ-1 с температурой порядка 30 °С в количестве 1500 м³/ч, цеха дезодорации конденсата ТЭЦ-3 и скруббера энергетической ТЭС с температурой порядка 40 °С в количестве 1000 м³/ч и центральной компрессорной станции с температурой 30 °С в количестве 1040 м³/ч. В связи с превышением фактического расхода охлаждаемой воды над проектным, эффект охлаждения низкий. Так в летний период вода охлаждается на 10 °С при норме 20 °С, поэтому требуется наладка работы градирни по гидравлике с заменой спрысков и установкой насоса необходимого напора.

Охлаждение оборотной воды с большей энергетической эффективностью может быть осуществлено путем применения ТНУ.

Проведение работ по завершению строительства системы оборотного водоснабжения позволит дополнительно направить на охлаждение около 5800 м³/ч термически загрязненных вод, которые могут быть возвращены в производство вместо механически очищенной воды.

Одной из проблем, требующей решения, является исключение сброса конденсата в канализацию, как некондиционных конденсатов технологического пара цехов, так и конденсата от выпарки черных щелоков.

В таблице 1.8 приведены некоторые данные по потреблению воды разного качества на ОАО «Светогорск». Водоснабжение комбината осуществляется от двух водозаборов производительностью: I водозабор – 19,50 тыс. м³/час, II водозабор – 7,15 тыс. м³/час.

Таблица 1.8 – Водопотребление на ОАО «Светогорск»

Потоки воды	Водопотребление	
	тыс. м ³	%
Механически очищенная вода	54203	69,9
Фильтрованная вода	17561	22,6
Хозяйственно-питьевая вода	5745	7,5

Расход механически очищенной и фильтрованной воды на момент исследования на отдельные производства, а также расход сточной воды на систему биологической очистки (СБО) представлен в таблице 1.9.

Всего расход воды составил 58553 тыс. м³, в том числе механически очищенной воды – 40340 тыс. м³ и фильтрованной воды – 18213 тыс. м³. На СБО поступает 45016 тыс. м³ сточной воды с содержанием взвешенных веществ (ВВ) 249 мг/л (11209 т ВВ), из них сточная вода САЦ-1 составила 6930 тыс. м³ (15,4 %), ПКБ – 4592 тыс. м³ (10,2 %), а ППБ – 3026 тыс. м³ (6,7 %), ООО «ЭйСиЭй Хайджин Продактс Раша» составила 2426 тыс. м³ (5,4 %).

Таблица 1.9 – Расход воды отдельными производствами

Производство	Расход воды в год, тыс. м ³	
	механически очищенная вода	фильтрованная вода
ДПЦ	471	
САЦ-1 (варка)	3259	
САЦ-1 (сушка)		1186
САЦ-1 (отбелка)		2928
САЦ-2 (варка)	373	2793
САЦ-2 (отбелка)		1037
САЦ-2(сушка)		11
Кислородная станция	1341	
Станция ClO ₂ № 1 и № 2	758	

Производство	Расход воды в год, тыс. м ³	
	механически очищенная вода	фильтрованная вода
Приготовление водного раствора SO ₂	674	
ВВУ 1	7064	
ВВУ 2	9867	
Охлаждение и СН ТЭЦ	3412	2752
СРК 1 и СРК 3		1269
ЦКРИ 1	664	
ЦКРИ 2	922	
ПКБ	2799	2086
ППБ	1562	3219
Светогорск-Тисью	2581	
ДВП	170	
Сжатый воздух	2190	
СН Н2П	1423	
СБО	810	932
ИТОГО	40340	18213

В таблице 1.10 представлено распределение фильтрованной воды по потребителям. Из нее видно, что основным потребителем фильтрованной воды является производство картона и бумаги.

Сброс стоков от нового производства БХТММ на СБО с температурой 73–74 °С без предварительного охлаждения приводит к увеличению температуры всех стоков комбината на 1,5–2 °С. Зафиксированная максимальная температура стоков, поступающих на СБО, составила 47,7 °С.

Таблица 1.10 – Распределение фильтрованной воды по потребителям

Производство	Доля водопотребления, %
САЦ-1	3,0
САЦ-2	12,0
ХТММ	17,0
ППБ	16,0
ПКБ	34,0
РСС	3,0
с.н.ВОС	3,0
Паровая котельная	12,0

Дальнейшее увеличение температуры недопустимо. Проблема глубокой очистки сточной воды интегрированного целлюлозно-бумажного предприятия со снижением температурного потенциала перед сбросом его в водоем, в данном случае в реку Вуоксу, является актуальной и достаточно сложной задачей.

При этом значительное количество технологической сбросной воды с температурой от 25 до 40 °С на предприятии полезно не используется.

Приведенные цифры показывают, что даже на таких крупных предприятиях, как Братский ЛПК, Котласский ЦБК и Светогорский ЦБК, которые оснащены современным технологическим оборудованием зарубежных фирм и где коэффициент использования вторичной теплоты достаточно высокий – около 50–60 %, его потери довольно велики.

Повышение коэффициента использования вторичной теплоты может быть осуществлено по трем направлениям:

- максимальное использование вторичных тепловых энергетических ресурсов (ВТЭР) для сокращения расхода пара непосредственно в самих технологических процессах, что приведет к снижению удельных расходов пара на единицу продукции;

- применение ВТЭР для удовлетворения нужд предприятия в низкопотенциальной теплоте с исключением расхода пара от ТЭЦ;

- использование избытка теплоты ВТЭР вне технологического процесса.

Первое направление – наиболее эффективное, потому что сокращается потребность предприятия в теплоте повышенного потенциала. Поэтому применение теплоты ВТЭР должно быть направлено, в первую очередь, на использование их по первому направлению.

Учитывая большой выход теплоты ВТЭР в процессах целлюлозно-бумажного производства, всю потребность в низкопотенциальной теплоте следует покрывать за счет более глубокого использования теплоты ВТЭР с учетом естественно требуемых для этого капиталовложений, не расходуя на это пар ТЭЦ. Наличие на предприятии расхода теплоты от ТЭЦ для подогрева воды до 40–70 °С или на подогрев вентиляционного воздуха является признаком несовершенства схемы теплоснабжения.

Целесообразность использования вторичной теплоты по третьему направлению (вне технологического процесса) должна подтверждаться экономическим сопоставлением с удовлетворением этих нужд теплотой от ТЭЦ.

Если даже при имеющихся недостатках положение с использованием вторичной теплоты с потенциалом выше 70–75 °С обстоит в достаточной степени благополучно и достигает на крупных предприятиях 50–55 %, то с потенциалом ниже 70 °С еще не отвечает современным требованиям, хотя расчеты и внедрение на отдельных предприятиях показывают, что за счет его утилизации может быть получен значительный экономический эффект. Например, использование теплоты сбросной воды из технологических цехов с температурой 30–40 °С для нагрева исходной воды для технологических целей и питания энергетических котлов на Сегежском ЦБК дает годовую экономию 1,34 млн. ГДж, на Усть-Илимском ЛПК (целлюлозном заводе) 0,76 млн. ГДж, на Светогорском ЦБК 0,67 млн. ГДж. Рекуперация теплоты вентиляционных выбросов с использованием его на

технологические и вентиляционные нужды промышленных цехов для предварительного подогрева на Сыктывкарском ЛПК дает экономию 0,84 млн. ГДж, на Светогорском ЦБК 0,47 млн. ГДж. На Светлогорском ЦБЗ использование паровоздушной смеси от БДМ и КДМ для подогрева речной воды до 30–35 °С для роспуска макулатуры позволяет экономить около 85 тыс. ГДж/год, а нагрев вентиляционного воздуха для картонного цеха за счет охлаждения приводных двигателей и преобразовательных агрегатов – 37,8 тыс. ГДж/год.

Совершенствование конденсатных схем предприятий. На целлюлозно-бумажных предприятиях на нужды технологии расходуется пар с давлением 0,3–1,3 МПа и температурой 130–250 °С. Расходы пара для крупных комбинатов составляют более 500–600 т/ч. Пар поступает от котельных агрегатов, из отборов турбин, противодавленческих турбин или РОУ ТЭЦ. Для экономной работы теплового оборудования необходима полная конденсация пара.

Вопрос целесообразности возврата конденсата от промышленных предприятий к источнику теплоснабжения зависит от количества возвращаемого конденсата; расстояния от потребителя до ТЭЦ (котельной); стоимости воды, электроэнергии и тепловой энергии; стоимости очистки возвращаемого конденсата; стоимости химически очищенной воды, восполняющей потери конденсата; температуры возвращаемого конденсата и др.

Экономичность возврата может оказаться относительно небольшой по сравнению с общими расходами по технологическому процессу. Не следует при этом забывать, что увеличение возврата конденсата уменьшает производительность химической водоочистки, улучшает условия эксплуатации парогенераторов, уменьшает величину их продувки, а также и то, что с конденсатом возвращается значительное количество теплоты, которое в случае слива конденсата теряется безвозвратно.

Критерием оценки необходимости возврата конденсата принимается величина приведенных затрат на сооружение и эксплуатацию систем по двум вариантам: 1 – схема с возвратом конденсата; 2 – схема без возврата конденсата.

Возврат конденсата в большинстве случаев сопровождается значительным экономическим эффектом.

Одна из величин, влияющих на целесообразность возврата конденсата, – температура возвращаемого конденсата. При снижении температуры конденсата на промышленных предприятиях перед его возвратом на ТЭЦ можно уменьшить количество пара, направляемого на производство, или повысить количество теплоты, отдаваемой потребителям.

Основные факторы, влияющие на величину возврата конденсата. Количество возвращаемого конденсата зависит от следующих факторов:

- наличие или отсутствие конденсатопроводов от аппаратов, потребляющих пар, до пунктов сбора конденсата, а также станций перекачки конденсата;

- использование конденсата для технологических целей; наличие загрязнения конденсата в аппаратах и в системе сбора; соотношение расхода пара на открытый и закрытый обогрев аппаратов;

– потери пара и конденсата в пароконденсатопроводах за счет утечки; и дренажа и непосредственно в аппаратах, потребляющих закрытый пар (утечки через сальники сушильных цилиндров);

– потери конденсата в системе сбора и возврата конденсата, в баках конденсатоотводчиков, соединениях и других местах.

Недовозврат конденсата, вызванный отсутствием устройств для сбора и возврата (конденсатопроводов, баков, насосов и др.), недопустим. При планировании величины возврата эти факторы не должны учитываться. Предприятия должны иметь такие системы. Потери конденсата вследствие загрязнения его в аппаратах также не должны иметь места. Практически почти во всех случаях нецелесообразно использование конденсата для технологических целей. Необходимо технико-экономическое обоснование использования конденсата для технологии вместо специально приготовленных вод.

На предприятиях ЦБП в основном применяют закрытые схемы сбора и возврата конденсата.

Существенно снижает возврат конденсата открытый способ обогрева. Поэтому для увеличения возврата конденсата на некоторых технологических процессах ЦБП необходимо заменить обогрев аппаратов с открытого пара на закрытый. Это особенно касается крупных потребителей пара, таких как варочные котлы, колонны сульфитспиртового производства, отбельное производство и др. Однако теплообменники часто выходят из строя и установки работают на открытом паре. В этом случае конденсат греющего пара не возвращается на ТЭЦ. Питание на паровых котлах осуществляется с большой добавкой химически очищенной воды, вызывая дополнительные расходы.

Одним из способов увеличения возврата конденсата может быть способ с установкой паропреобразователей.

На отдельных целлюлозно-бумажных предприятиях имеются следующие возможности перевода теплового оборудования с открытого пара на закрытый:

1. Перевод подогрева подсеточной воды БКДМ на закрытый пар. Температура оборотной воды, идущей на разбавление массы перед напорными ящиками, должна быть равна 40 °С. Для этой цели необходимо установить рекуперативные теплообменники на картонных и бумажных фабриках, а конденсат греющего пара возвращать в сборники конденсата, установленные на фабриках.

2. Перевод процесса сульфитной варки на закрытый пар. Ведение варки закрытым паром имеет следующие преимущества: кислоты не разбавляются конденсатом греющего пара; отработанный щелок также не разбавляется; увеличивается возврат конденсата.

3. Замена обогрева спиртового отделения на экстропар выпарной станции.

1.5. Возможность использования теплонасосных установок с целью утилизации теплоты низкого потенциала

На предприятиях ЦБП имеются значительные неиспользованные вторичные энергетические ресурсы. К ним, прежде всего, относятся: сбросная вода технологических цехов, паровоздушная смесь из-под колпаков БКДМ, отходящий пар от дефибреров и рафинеров при производстве термомеханической и древесной массы, теплота сдувок и выдувок варочных котлов, пролетный пар сушильных цилиндров.

Источниками низкопотенциальной теплоты, кроме технологических процессов и вентиляционных выбросов, могут служить возвращаемый и загрязненный конденсат, охлаждающая вода конденсаторов электростанций и выпарных станций, отходящие газы котельных и технологических установок и даже наружный воздух и воды естественных водоемов.

Аналогичная картина имеет место и на многих предприятиях металлургической, химической и других отраслей народного хозяйства.

За рубежом получили наибольшее распространение теплонасосные установки (ТНУ) для процессов сушки, в выпарных установках и некоторых других технологических процессах.

На предприятиях ЦБП от 60 до 85 % потребляемого пара переходит во вторичную теплоту. Около 50 % этой теплоты полезно используется, остальная часть теряется.

Исследование по применению ТН в ЦБП Швеции [90] были направлены на сокращение расхода нефти, сжигаемой на предприятиях. Отмечается, что ЦБП Швеции расходует около 40 % энергии, потребляемой всей промышленностью. Примерно 50 % энергии поступает на предприятия отрасли в виде нефтяного топлива и электроэнергии. Исследования проводились применительно к предприятию в Lövholmens Bruk, Pitea, вырабатывающего в год около 400 тыс. тонн небеленого картона. Рассматривались три различных типа ТН:

- парокompрессионные тепловые насосы;
- механические компрессоры;
- абсорбционные тепловые насосы.

Источниками сбросной теплоты на предприятии являются конденсатор, которым оканчивается линия выпаривания черного щелока, влажный воздух из сушилки и продувочный бак после варочного котла. Последний источник исключен из исследований, так как он уже полезно используется. Через конденсатор циркулирует около 700 т/ч воды. Она использовалась частично для разбавления бумажной массы. Посредством теплообменника утилизировалась незначительная часть теплоты влажного воздуха. Повышение использования теплоты этих источников может быть достигнуто путем установки двух ТНУ, с получением в них пара для сушки. С целью достижения необходимой температуры пара предусматривалась установка двух последовательно соединенных ТН. Показано, что наибольшей тепловой производительностью обладает сочетание ПК ТНУ и механического компрессора. Следует отметить, что существенным недостатком схемы с ТНУ является снижение количества

электроэнергии, генерируемой турбинами с противодавлением при снижении расхода пара через них, а также уменьшение расхода горячей воды до 50 т/ч, получаемой в конденсаторе выпарной установки, в связи с чем необходимо предусмотреть дополнительный источник теплоты. Предлагается повторно использовать оборотную воду буммашин после ее подогрева. В зависимости от расположения теплового насоса в системе пароснабжения, срок окупаемости дополнительных капитальных вложений составляет от 1,5–2 года.

Различные типы ТН были исследованы в Австрии при использовании для сушки бумаги [91]. Большое внимание было уделено компрессионному ТН, причем рассматривалась возможность применения в качестве привода электромотора, двигателя внутреннего сгорания и газовой турбины. В качестве утилизируемой теплоты использовались отработавший воздух сушильной камеры и пролетный пар, которые, соответственно, составляли около 70 и 20 % в общем балансе отводимой теплоты машины.

Количество подводимой теплоты распределялось следующим образом: с воздухом для вентиляции – 5 %, с водой – 10 %, вдуваемым воздухом для сушки – 12 %, паром для сушильных цилиндров – 73 %. Как видно, теплота пара являлась основной частью энергии, предназначенной для сушки бумаги.

Основная цель исследований в работе [91] – возможность генерирования при помощи ТН пара для обогрева цилиндров. Отходящий воздух сушильной камеры имел температуру точки росы, равную 52 °С, и направлялся в ТНУ после регенерации (нагрева свежего воздуха). Поэтому температура испарения фреона не превышала 30 °С. Начиная с разности температур испарения и конденсации 50–60 °С, рекомендуется использовать каскадную установку. При расчете граничный коэффициент преобразования, $\varphi_{гр}$, принимался равным 2,4.

На рисунке 1.10 представлена схема установки, в которой предусмотрен также подогрев вдуваемого для сушки воздуха в охладителе конденсата 3.

Применение регенеративных теплообменников 6 исключает работу установки на фреонах R114 и R113 в области влажного пара.

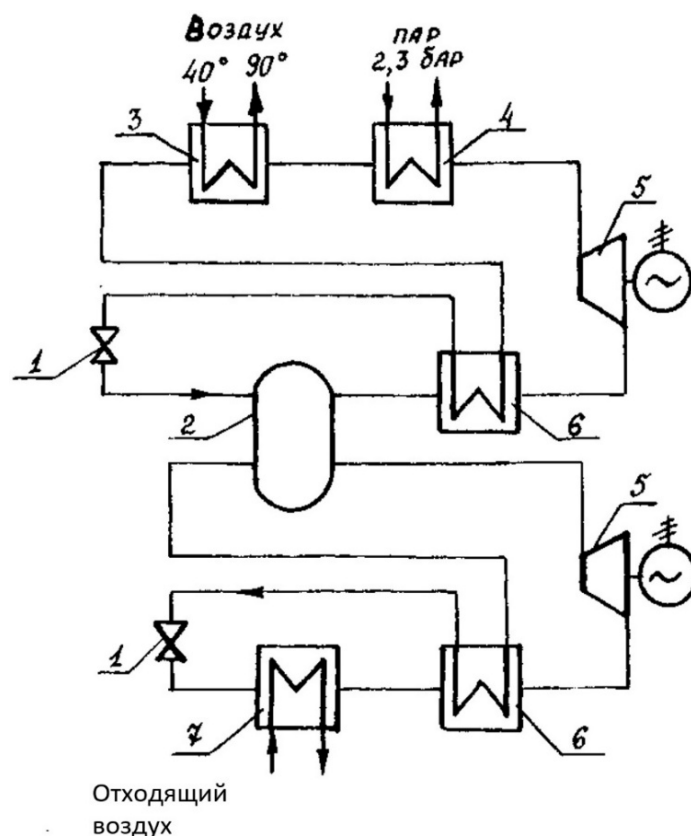


Рисунок 1.10 – Каскадный тепловой насос:

- 1 – дроссельный вентиль; 2 – конденсатор-испаритель; 3 – переоохладитель;
4 – конденсатор; 5 – компрессор; 6 – регенеративный подогреватель;
7 – испаритель

Рассматривается также ТН (рис. 1.11), в котором отходящий воздух, сжатый в компрессоре 1, отдает свою теплоту в теплообменнике 4 свежему воздуху, после чего расширяется в турбине 3. Коэффициент преобразования такой установки составляет около 1,9.

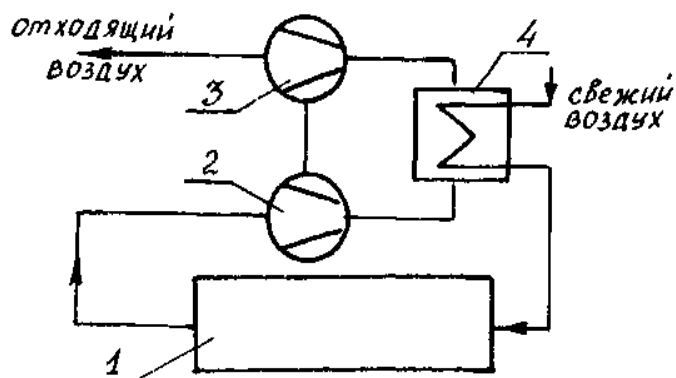


Рисунок 1.11 – Тепловой насос на холодном газе:

- 1 – сушильная камера; 2 – компрессор; 3 – турбина; 4 – теплообменник

Исследование работы абсорбционного водоаммиачного ТН показало, что теплота, выделяющаяся в конденсаторе и абсорбере, имеет температурный

уровень недостаточный для генерирования пара и может быть использована только для нагрева вдуваемого воздуха. Срок окупаемости такой установки превышает 7 лет.

Применение ТН на предприятиях канадской промышленности по производству газетной бумаги изучалось Канадской Электротехнической Ассоциацией [92]. Рассматривались ТН «открытого» и «закрытого» типов. Отмечается, что ТН «закрытого» типа достаточно надежны, ТН «открытого» типа предлагается использовать для повышения давления получаемого сушильного пара при рекуперации в испарителях теплоты рафинерного пара или теплоты производства дифибрерной массы. Фирма Westinghouse использовала ТН на метаноле с теплопроизводительностью около 30 ГДж/ч. Температура кипения метанола при атмосферном давлении составляет 56 °С. Метанол может образовывать с воздухом взрывоопасную смесь, поэтому в системе не должно быть вакуума. Следовательно, источники теплоты должны иметь температуру порядка 65–70 °С. Основными поставщиками ТНУ на фреоне являются фирмы: McQuay – Perfix (крупные насосы), York (установки меньших размеров) и ASEA (в основном для районного отопления).

Часто ТНУ на бумажных предприятиях Канады используются для подогрева питательной воды котлов. К таким ТНУ можно отнести действующую установку в Торонто. Теплонасосные установки фирмы Dexter не нашли широкого применения. В настоящее время работает лишь одна установка на фабрике Windsor Locks Conn по производству специальных бумаг.

Фирма СІР занимается установкой спиральных теплообменников совместно с ТН для подогрева питательной воды для комплекса Gatineau. Источником низкопотенциальной теплоты является обратная вода.

В работе [92] отмечается, что при использовании в тепловом насосе фреона R 114 при температуре источника теплоты порядка 60 °С можно получить пар для деаэратора низкого давления (избыточное давление 34,5 кПа), а совместно с компрессором применять вторую ступень подогрева питательной воды, установив на стороне его нагнетания подогреватель. В случае однокаскадного ТН на фреоне для выработки пара для сушки бумаги желательно иметь источник теплоты с температурой несколько меньшей 100 °С. В этом случае давление пара на выходе из ТНУ находится в пределах 103–138 кПа, а после сжатия в компрессоре – 220–250 кПа. Такое давление пригодно для большинства участков сушки бумаги.

Показано, что при утилизации теплоты сбросной воды с температурой 21–54 °С с помощью фреоновых ТНУ можно получить коэффициент преобразования ϕ от 3 до 4, в зависимости от температуры воды на выходе из ТНУ.

Особое внимание в работе [92] уделяется высокотемпературным ТН, предназначенным для выработки пара для сушильной части БДМ и ступенчатого нагрева питательной воды. Отмечается, что более эффективными источниками теплоты по сравнению с теплотой от сушильного колпака являются дифибреры и рафинеры, имеющие отходящий атмосферный пар.

На предприятии Thermoelectron разработана система компрессии пара, которая может использовать загрязненный пар, содержащий неконденсирующиеся газы и твердые частицы. При этом применялся винтовой компрессор. Данная

система признана более конкурентно-способной по сравнению со сжатием в центробежном компрессоре при высокой степени повышения давления. Фирма Albany (Нью-Йорк) описала устройство ТН «открытого» типа с четырехступенчатым центробежным компрессором (Atlas Corpo Turbineties). Для генерирования пара используется котельный испаритель. Утилизируемым источником является загрязненная вода с температурой 65 °С, испарение чистой воды происходит при 55 °С. Каждая ступень компрессора имеет степень сжатия, равную 2. Абсолютное давление после четвертой ступени составляет 280 кПа. Недостаток установки – большие размеры первой ступени компрессора.

На фабрике фирмы Publishers Paper Co в Oregon City (США) установлена компрессионная ТНУ производительностью 10 т пара в час [93]. Система утилизации теплоты включает пленочный испаритель с падающей пленкой и два одноступенчатых последовательно соединенных компрессора для сжатия образующегося в пленочном испарителе пара до 0,4 МПа. Мощность электрического привода каждого компрессора составляет 1 МВт. Чистый пар генерируется из пленки конденсата от БДМ за счет теплоты пара от рафинера, применяемого при термомеханической варке. Отмечается, что в дальнейшем механическое сжатие пара будет заменено струйными компрессорами. На этом же предприятии применяется система для получения чистого пара от установки по производству термомеханической массы с использованием струйных компрессоров [94] (рис. 1.12).

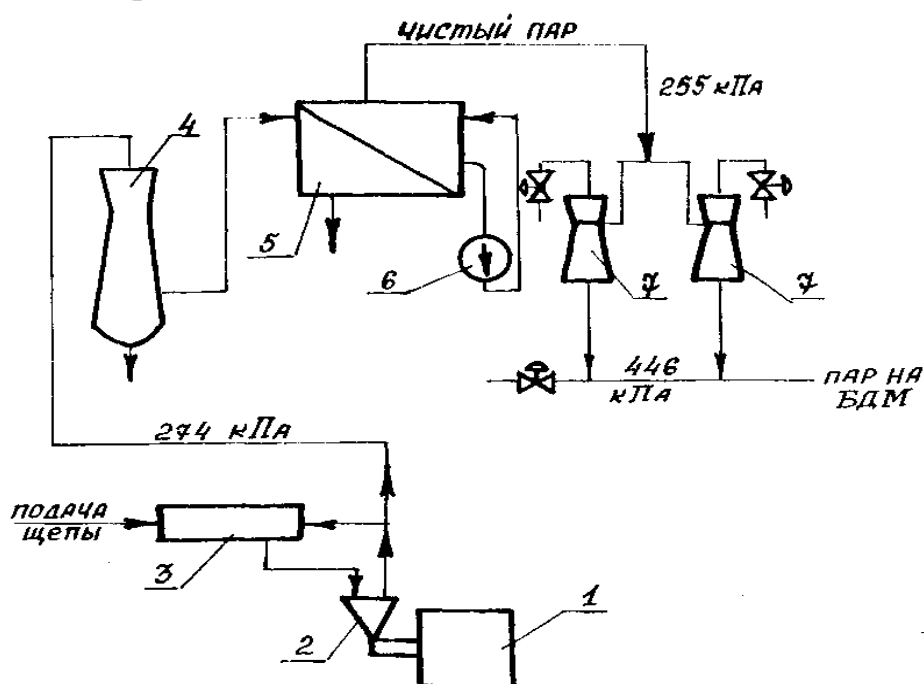


Рисунок 1.12 – Система регенерации теплоты с термокомпрессором:
1 – рафинер ТММ; 2 – сепаратор; 3 – камера предварительной пропарки;
4 – скруббер; 5 – испаритель; 6 – насос; 7 – термокомпрессоры

Загрязненный пар из камеры для предварительной пропарки щепы 3 с давлением 274 кПа поступает в скруббер Вентури 4, где из него удаляются крупные частицы массы. Очищенный пар затем конденсируется на внутренней поверхности пластин испарителя с падающей пленкой 5 и отдает теплоту

химически очищенной воде, стекающей по внешней поверхности пластин. Полученный пар с давлением 255 кПа поступает в два термокомпрессора 7 (с диаметрами сопел 15 см и 20 см), в которых сжимается до давления 446 кПа.

При этом из загрязненного получается 95 % чистого пара. Оба термокомпрессора одновременно работают при расходе пара 6,9 т/ч. Сжатый пар поступает для сушки на БДМ. Давление эжектирующего пара составляет, примерно, 1,8 МПа.

В работе [95] рассматривается использование в ЦБП термокомпрессоров для преобразования пара низкого давления в пар более высокого давления, например, для повторного использования пара низкого давления, поступающего из расширителя 5 сушильной части БДМ (рис. 1.13).

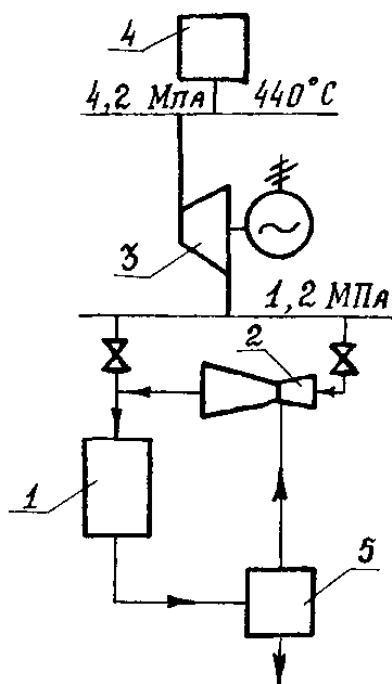


Рисунок 1.13 – Устройство регенерации пара:

1 – сушильная камера; 2 – термокомпрессор; 3 – турбина; 4 – котел;
5 – расширительный бак

В расширитель 5 поступает конденсат от БДМ в количестве 71,1 т/ч. Из расширителя 5 пар в количестве 8,1 т/ч направляется в термокомпрессор 2, где сжимается до давления 0,84 МПа. Для сжатия используется пар с давлением 1,12 МПа из противодавленческой турбины. Срабатываемый перепад давления в турбине составляет 3,08 МПа. В случае установки вместо термокомпрессора механического компрессора есть возможность увеличить перепад давления на турбине до 3,32 МПа и, таким образом, выработать дополнительно электроэнергию. Однако анализ работы данной схемы показывает, что при ее рассмотрении совместно с котельной или ТЭЦ, она получается не эффективной. Это объясняется тем, что при получении в расширителе 5 пара из конденсата,

необходимо дополнительно в котельной затратить количество теплоты, примерно равное использованному, для нагрева питательной и добавочной воды.

В штате Арканзас (США) выполнена ТНУ с электрическим приводом, работающая на метаноле [96, 97] и предназначенная для утилизации теплоты сбросного пара после термомеханических установок бумажной фабрики.

Схема ТНУ включает двухступенчатый компрессор с промежуточным охладителем и регенеративные теплообменники, установленные между конденсатором и дроссельным вентилем. Отходящий пар низкого давления направляется в метаноловый испаритель, где в процессе конденсаций отдает теплоту на испарение метанола. Каждая из ступеней компрессора работает со степенью сжатия 2,5. Расход сбросного пара 4,1 кг/с, давление 0,17 МПа. Параметры получаемого пара на выходе ТНУ следующие: расход около 4 кг/с, давление 0,515 МПа, перегрев 11 °С. Общая производительность ТНУ равна приблизительно 8,8 МВт. Коэффициент преобразования ϕ находился в пределах 4,75–5,0.

Количество испаряемой влаги в высокопроизводительных контактных сушильных установках достигает 30 т/ч [48]. При этом расходуется более 40 % теплоты от общего количества, идущего на технологические нужды. Отметим, что вся теплота за исключением теплоты нагрева высушенного материала и теплопотерь в окружающую среду, передается удаляемому воздуху. Низкая степень использования теплоты ПВС в существующих теплорекуперационных агрегатах (ТРА) обуславливает экономическую целесообразность применения ТНУ в вентиляционных системах БКДМ.

По данным фирмы «Эшер Вис», применение ТНУ позволяет снизить стоимость сушки бумажного полотна примерно на 25 %.

Двухступенчатая парокомпрессионная ТНУ для сушильной системы картоноделательной машины производительностью 500 т/сут. была запатентована в ФРГ [98]. Схема ее приведена на рисунке 1.14.

В этой установке ПВС охлаждается в регенеративном теплообменнике 1 и испарителях 4 и 6 двух тепловых насосов. Отработанный воздух после испарителя 6 удаляется в атмосферу. Образовавшийся пар рабочего агента сжимается в компрессоре 3 и с более высокой температурой поступает в конденсатор 2, где, конденсируясь, отдает теплоту на нагрев сушильного воздуха. Жидкий рабочий агент из конденсатора направляется в испаритель 4 через терморегулирующий клапан 5, в котором снижается давление и происходит частичное испарение рабочего агента. По аналогичной схеме работает вторая ТНУ, за исключением того, что в ее конденсаторе 8 происходит нагрев воды, идущей на технологические нужды.

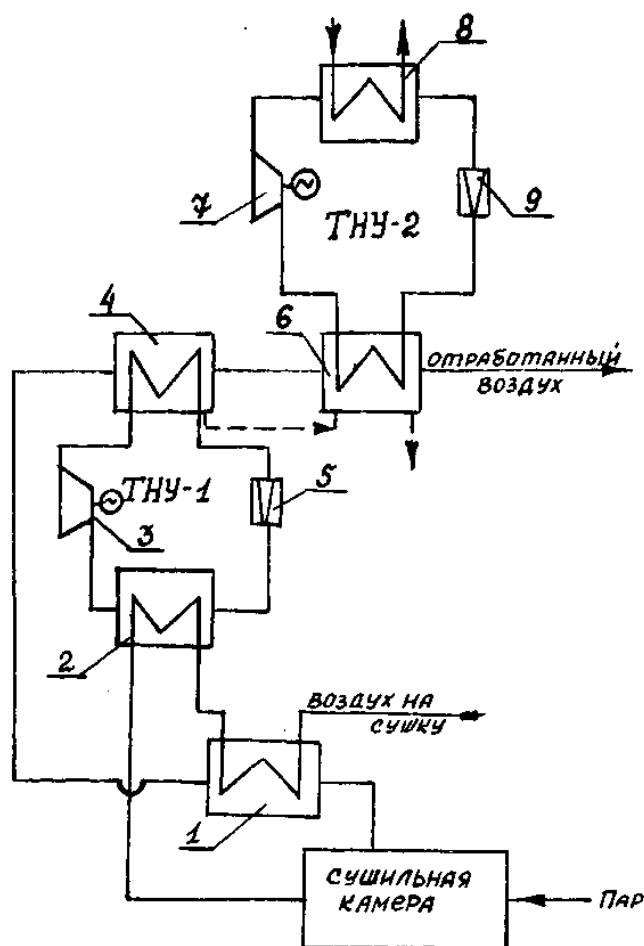


Рисунок 1.14 – Схема двухступенчатой ТНУ:

1 – регенеративный теплообменник; 2 – конденсатор; 3, 7 – компрессор;
4, 6 – испаритель; 5, 9 – терморегулирующий вентиль

В работах [99, 100] отмечается, что после утилизации теплоты ПВС БДМ в трехступенчатом ТРА, ее параметры составляют: $t = 40\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\phi = 90\text{--}95\%$, $h = 175\text{--}250\text{ кДж/кг}$. При среднем выходе ПВС $15\text{--}18\text{ кг}$ на 1 кг бумаги потери теплоты с ней оцениваются в пределах $3 \cdot 10^3\text{--}3,6 \cdot 10^3\text{ кДж/кг}$. Потери с вытяжным вентиляционным воздухом помещений составляют $1,8 \cdot 10^3\text{ кДж/кг}$. Для утилизации этой теплоты в данных работах рассматривалась возможность применения установок абсорбционного типа. В качестве теплоносителя верхнего потенциала в генератор использовался конденсат из сушильных цилиндров с температурой $100\text{--}120\text{ }^{\circ}\text{C}$. Авторами рекомендуется рассмотреть вопрос о сравнительной экономической эффективности парокомпрессионных и абсорбционных ТНУ при различных источниках теплоснабжения комбинатов.

Низкотемпературные энергетические ресурсы имеют, как правило, низкий потенциал энергии, их нельзя транспортировать на значительные расстояния, они как бы «привязаны» к технологическому процессу, и этим предопределяется сложность их использования. При оценке энергоэкономической эффективности использования тепловых ресурсов, кроме уровня энергетического потенциала, необходимо учитывать еще два условия: непрерывность поступления энергетических ресурсов и их количественную концентрированность.

Анализ различных факторов, влияющих на эффективность и масштабы развития теплонасосного теплоснабжения, показал, что основными из них являются: система теплоснабжения (открытая, закрытая); температура низкопотенциального источника и нагреваемой сетевой воды после ТНУ; доля горячего водоснабжения в суммарной тепловой нагрузке; продолжительность отопительного сезона; вид органического топлива в альтернативном варианте.

В настоящее время ТНУ широко применяются за рубежом – от индивидуальных установок небольшой тепловой мощности до промышленных, мощностью несколько десятков мегаватт. В мире эксплуатируется более 90 млн. парокомпрессионных ТНУ [101-109].

Количество работающих ТНУ в ряде зарубежных стран приведено на рисунке 1.15.

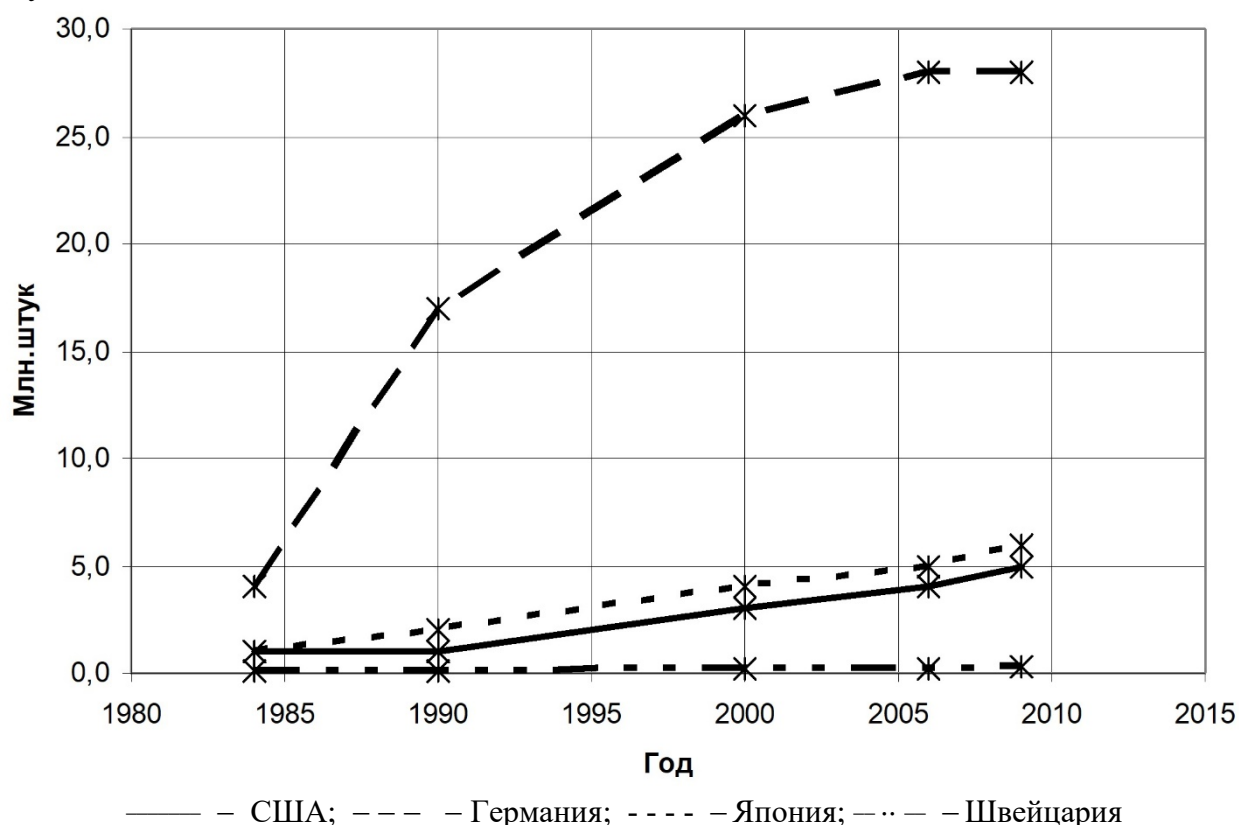


Рисунок 1.15 – Количество работающих ТНУ

Для утилизации низкопотенциальной теплоты эксплуатировались в большинстве случаев ТНУ небольшой мощности – от 3 до 30 кВт с электроприводом, которые устанавливались для круглогодичного кондиционирования воздуха, в системах децентрализованного теплоснабжения для отопления и горячего водоснабжения индивидуальных помещений, домов.

Более мощные ТН 30-1000 кВт применялись для теплоснабжения сооружений общественного назначения (школы, больницы, гостиницы и т. д.).

Производство ТН в каждой стране ориентировано на удовлетворение потребностей внутреннего рынка [101, 107].

В США исследованиями и производством ТНУ занимались более пятидесяти фирм. В Японии ежегодный выпуск ТНУ достиг к настоящему времени 500 тыс. единиц [101, 102, 107].

Фирма Carrier CmbH (США) в Германии предлагала для реализации ТНУ, производительностью 17–250 кВт и 250–1300 кВт [110].

Фирма Carrier-ANI, США–Россия, разработала ТН 30 RH нового поколения, сочетающий экологичность и технологичность, хладагент R407C, расширительный электронный вентиль, вакуумный вентилятор FlyingBird с башенным креплением электродвигателя, спиральные компрессоры нового поколения, увеличивающие производительность на R407C по сравнению с R22 [111].

Энергокомпания Тюбу дэнреку, Япония, выпустила ТН типоряда KHS 5506 WS мощностью 686–3295 кВт, хладагент R407C, R134a, для утилизации тепла низкотемпературных природных источников, в том числе речной и морской воды, грунта и т. п. [106].

Компания Toshiba, Япония, провела испытания теплового насоса типа VRF в модульном исполнении, хладагент R407C, производительностью до 144,5 кВт, для отопления и водоснабжения многоэтажных зданий [112].

В Германии ежегодно вводится более 5000 ТНУ. Было изготовлено более 500 ТНУ большой мощности с приводом от дизельных и газовых двигателей для систем отопления и горячего водоснабжения, источник низкопотенциальной теплоты (ИНТ) – наружный и вытяжной воздух, грунт, вода [107, 113–115].

Фирма Schägel+Jeensch, Германия, использовала ТН в комбинированной установке с тепловой производительностью 820 кВт, коэффициент преобразования 3,6, рабочее вещество аммиак, ИНТ – сбросные сточные воды в системе центрального отопления [116].

Фирма Art Bertuleit Kälte-Klima GmbH, Германия, разработала проекты ТНУ: Stiegel-potte с коэффициентом преобразования 5 для отопления и водоснабжения 110 жилых помещений поселка, Sattler-weg, 16 тепловых насосов, для отопления и водоснабжения 240 жилых помещений, ИНТ – сбросные сточные воды [116].

Фирма MVVEnergieAb (г. Маннгейм, Германия) применила ТН мощностью 6,72 МВт, ИНТ – подземное тепло, в г. Дечине (Чехия) с населением 55 тыс. человек [117, 118].

В Чехии эксплуатируется ТН мощностью 1,8 МВт, работающий на аммиаке и утилизирующий тепло, которое выделяется компрессорами, для нагревания воды, используемой на мясокомбинате г. Kastelecke [118, 119].

Норвежская компания тепло- и хладоснабжения Energieseb Kapet Askerog Vasrum разработала проект теплоснабжения общины с помощью сети, оборудованной ТН мощностью 4,5 МВт, который может покрывать 90 % потребности общины в тепле [120].

В Швеции и других странах Скандинавии эксплуатируются крупные ТНУ. В Швеции работает более 110 тыс. теплонасосных станций (ТНС), из которых 100 имеют мощность около 100 МВт и выше. ИНТ – морская вода, сбросная вода, промышленная вода, геотермальная вода [107, 121].

Наиболее крупные ТНС расположены в городах: Мальме – 40 МВт; Упсала – 39 МВт; Эребру – 42 МВт. Наиболее мощная, 320 МВт, – Стокгольмская. ИНТ – теплота морской воды Балтийского моря, охлаждается морская вода зимой от +4 до +2 °С [121, 122].

В Швеции применяются крупные ТН, в среднем мощностью 13 МВт, крупнейший – мощностью 30 МВт, 12 % вырабатываемой ими теплоты использовалось для отопления [121].

В настоящее время широкое распространение получили ТН с грунтовым источником единичной мощностью 25–40 кВт [123], порядка 30 % домов на данный момент отапливается различными системами с ТНУ. В мире количество тепловых насосов, использующих тепло грунта, превысило 2,8 млн. шт., их суммарная установленная тепловая мощность составила 35 ГВт, а ежегодное производство тепловой энергии – 214 тыс. ТДж [101].

Следует отметить, что оценка возможности применения ТНУ, выбор их типа, размеров и мощностей должна производиться для каждого предприятия. В исследованиях, выполненных Пустоваловым Ю. В. и Сауниным В. И., проведено сравнение энергетической эффективности парокомпрессионных (ПКТНУ) и абсорбционных (АТНУ) ТНУ в случае снабжения теплотой последних от котельных и ТЭЦ [124].

В настоящее время при использовании низкопотенциальной теплоты в ЦБП наиболее рациональным является применение ПКТНУ.

Луканиным П. В. предложены дополнения к методике [125, 126] сопоставления эффективности различных источников теплоснабжения потребителей, что дает возможность выбрать наиболее рациональный способ теплоснабжения предприятия. При сравнении эффективности теплоснабжения от ТЭЦ и ПКТНУ необходимо учитывать начальные параметры пара на ТЭЦ и КЭС, питающей ТНУ, давление теплофикационного пара из отборов турбин и значения коэффициентов преобразования ТНУ. Выполненные исследования показали, что система КЭС-ЛЭП-ПКТНУ практически может конкурировать по энергетической эффективности с системой теплоснабжения из отборов турбин только при низких параметрах пара на ТЭЦ (3,5 МПа, 435 °С) и при высоких параметрах пара на КЭС (13,0 МПа и 24,0 МПа и 565 °С).

Международное энергетическое агентство IEA разработало программу «Тепловые насосы». Программа включает исследования, разработку, демонстрационные проекты и содействие распространению технологии тепловых насосов.

В настоящее время исследования сосредоточены на свойствах и использовании экологически приемлемых рабочих тел. Обмен информацией в этой области является стратегическим приоритетом программы [127, 128].

Изготовитель хладагентов фирма «Дюпон» приводит характеристики некоторых предлагаемых хладагентов [128].

В России принят Международный стандарт ИСО-817 «Органические хладагенты», согласно которому допускается несколько обозначений хладагентов: условное (символическое), торговое (марка), химическое и химическая формула.

В России утилизация тепловых выбросов развивалась по трем направлениям [129-131]:

- прямым использованием охлаждающей технической воды ТЭЦ для ТНУ (ТЭЦ-23, ТЭЦ-АО «Мосэнерго», Москва) [129];
- использованием механически очищенной сбросной воды с температурой 35–40 °С (Светогорский ЦБК Ленинградской области, проекты НПО «ЭКИП» и АОО «ВНИИхолодмаш-Холдинг, Москва) [132-137];
- использование воды рек (проект ЗАО «Энергия», г. Новосибирск).

Вода нагревается до 50–70 °С и используется в системах теплоснабжения для отопления и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий (Ухтомский район, Москва, г. Светогорск Ленинградской области, г. Дивногорск Красноярского края). На Светогорском ЦБК установлены две ТНУ, мощностью 10 МВт каждая [137-141].

В действующих ТНУ применены парокомпрессионные ТН, выпускаемые отечественной промышленностью [142, 143]:

- Московский завод «Компрессор» выпускает и рекламирует сертифицированные тепловые насосы класса «вода-вода» НТ-220-4-08-9 и НТ-410-4-9-08, в схему которых включены винтовые компрессоры, их тепловая мощность, соответственно, 370 и 520 кВт, ИНТ – сбросная вода с температурой 20–50 °С, хладагент R142в [138]. ТНУ на базе теплового насоса НТ-410 разработана заводом и реализована на ТЭЦ-АО «Мосэнерго»;

- ОАО «Казанькомпрессормаш» выпускает и рекламирует разработанные в НПО «ВНИИхолодмаш», по переданной им технической документации, ТН с центробежными компрессорами, мощностью 4,9 МВт и 11,6 МВт, класса «вода-вода» [137]. ОАО создал и реализовал тепловую установку на ТЭЦ-23, Москва, где в качестве ИНТ используется охлаждаемая техническая вода [129].

Разработаны проекты:

- для тепло-, холодо- и энергоснабжения микрорайона Ухтомский, Москва. ТНС на базе ТН компрессионного типа, ИНТ – теплота сбросных вод (НПО «ЭКИП» и АООТ «ВНИИхолодмаш – Холдинг», Москва);

- для теплоснабжения г. Дивногорска Красноярского края ТНС на базе ТН НТ-3000 и НТ-10000 с тепловой мощностью, соответственно, 2900–3000 кВт и 9300–10200 кВт, ИНТ – вода реки Енисей с температурой зимой 1,5–2 °С, летом 10–11 °С, коэффициент преобразования 2,7–3,0 (ЗАО «Энергия», г. Новосибирск), хладагент R152, R113 [129, 138].

Разработаны опытные образцы: ТНУ на базе мембранного компрессора, работающего без электричества, использующего ИНТ, – воздух, стоки, воду [144]; теплового насоса ОАО «Сибкриотехника», г. Омск, с коэффициентом преобразования 2,51 [144]; тепловые насосы на базе унифицированного ряда компрессоров [145, 146]; тепловые насосы абсорбционные для трансформации низкопотенциальной теплоты, для теплоснабжения и горячего водоснабжения в переходный и зимний периоды года [145, 147].

Основными причинами, сдерживающими внедрение ТНУ [101], являются:

- отсутствие стимулирующих мер со стороны государства и, как следствие, недостаток мотивации;
- недостаток организации и координации, на федеральном уровне практически нет четкой политики повышения энергоэффективности за счет применения теплонасосного оборудования;
- недостаток финансовых ресурсов, отсутствие финансирования из федерального бюджета энергосберегающих мероприятий;
- недостаток информации;
- недостаток производственных и сервисных мощностей по внедрению и обслуживанию теплонасосного оборудования.

Приведенные данные свидетельствуют о повышении интереса к применению ТНУ с целью энергосбережения как за рубежом, так и в России. Для этого в настоящее время имеются все необходимые условия. При этом многие вопросы остаются открытыми: необходимы опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы по усовершенствованию как отдельных элементов ТНУ, так и систем в целом, предпринимаются попытки анализа и внедрения новых рабочих тел, продвижения так называемых натуральных хладагентов [101, 102, 123, 148].

Общая характеристика свойств рабочих тел. Для осуществления процессов трансформации теплоты применяются различные рабочие тела, которые могут быть как однородными веществами, так и смесями веществ. Используемые в ТН рабочие тела должны отвечать определенным требованиям [21].

Найти вещество, сочетающее только положительные качества и свойства, весьма трудно. Выбор достигается на основе термодинамического анализа рабочих процессов циклов трансформаторов теплоты в сочетании с технико-экономическим анализом.

Термодинамические характеристики применяемых в ТНУ рабочих тел приведены в работах [149-151].

Выявлено неблагоприятное влияние многих применяемых на практике фреонов на озоновый слой атмосферы [152].

По степени озонирующей активности озонового слоя Земли галоидопроизводные углеводороды разделены на три группы: хладагенты с высокой озоноразрушающей активностью: хлорфторуглероды; хладагенты с низкой озоноразрушающей активностью; полностью озонобезопасные хладагенты: хладагенты, не содержащие атомов хлора (фторуглероды (FC), гидрофторуглероды (HFC), углеводороды (HC) и др.). Таковыми являются хладагенты R134, R134a, R152a, R143a, R125, R32, R23, R218, R116, RC318, R290, R600, R600a, R717 и др.

Степень воздействия веществ на озоновый слой оценивается потенциалом разрушения озона ODP.

Проблема защиты озонового слоя атмосферы многократно рассматривалась в различных комиссиях ООН.

Конечной целью Монреальского протокола по веществам, разрушающим озоновый слой (1987 г.) [153], и последующих поправок к нему является

прекращение производства и применения веществ, способных оказывать разрушающее воздействие на озоновый слой атмосферы, защищающий живую природу Земли.

В Киото в декабре 1997 года принят Киотский протокол, зафиксировавший список парниковых газов – виновников изменения климата Земли [27]. Это – диоксид углерода, метан, закись азота, все синтетические хладагенты и шестифтористая сера. В качестве главных критериев при выборе заменителя запрещенных ХФУ, согласно международным соглашениям, принято считать, наряду с нулевым значением озоноразрушающего потенциала, допустимую величину потенциала глобального потепления климата (GWP), т. к. именно эти показатели хладагентов определяют их экологическую безопасность для живой природы.

Проблема охраны озонового слоя атмосферы оказалась тесно связанной с парниковым эффектом и глобальным потеплением [154, 155].

Наличие в атмосфере диоксида углерода и хладагентов увеличивает степень удержания земного инфракрасного излучения, средняя температура поверхности Земли повышается больше, чем нужно, обуславливая искусственный парниковый эффект, который добавляется к природному. Хотя концентрация всех вместе взятых хладагентов в атмосфере гораздо ниже, чем концентрация диоксида углерода, их эффективность по удержанию инфракрасного излучения во много тысяч раз выше эффективности диоксида углерода, в частности, вследствие их очень длительного периода жизни.

По этой причине синтетические хладагенты имеют значительный потенциал глобального потепления.

Для озонобезопасного хладагента R134a GWP в 1300 раз превышает потенциал глобального потепления диоксида углерода, принятого за единицу, для R404a – в 3750 раз, для R125 GWP – в 3200, для R143a – в 4400 раз. Для ранее широко применяемого фреона R12 значение потенциала глобального потепления климата составляет 10900. В настоящее время в мире наибольшее распространение получили фреоны R134a, R142b, смеси R401a, R404a, R410a, природные рабочие агенты R600a (изобутан) и R717 (аммиак).

Принимая во внимание эти положения, при выборе альтернативного хладагента необходимо учитывать не только физико-химические свойства вещества, но и указанные выше характеристики, а также технико-эксплуатационные свойства заменителей.

Российские заменители ХФУ. До закрытия в нашей стране производства запрещенных Монреальским протоколом ХФУ (20 декабря 2000 г.), в качестве хладагента в Российской Федерации применялся в основном R12. Для низкотемпературных машин использовался R502 и переходный R22, но общее потребление последних составляло 13–15 % от потребления R12. Поэтому при разработке национальной программы России по решению проблемы прекращения производства озоноразрушающих веществ основное внимание уделялось поиску альтернатив именно R12. При этом учитывалось, что Российская Федерация располагала мощной химической промышленностью.

Однако программу создания озонобезопасных хладонов к 2000 г. в полном объеме реализовать не удалось, т. к. на предприятиях Российской Федерации не было организовано промышленное производство озонобезопасных хладонов.

24 марта 2014 года Правительством Российской Федерации принято Постановление № 228 «О мерах государственного регулирования потребления и обращения веществ, разрушающих озоновый слой» [156]. Обращение этих веществ в России подлежит государственному регулированию.

Программа переориентации отечественных заводов, производящих трансформаторы теплоты, с R12 на R134, также не была завершена из-за экономического спада. Поэтому в качестве основных хладагентов, перспективных на ближайшие годы, могут рассматриваться смесевые композиции или углеводороды. Предлагаемые альтернативы отличаются от заменяемого R12 либо по термодинамическим свойствам, либо по технологическим или эксплуатационным показателям.

Смесевой хладагент C1 – R152a/600a(70/30) по своим эксплуатационным характеристикам не уступает R12.

Смесевой хладагент CM1 – R134a/218/600a (65/30/5), разработанный Московским энергетическим институтом, по экологическим показателям соответствует требованиям Монреальского протокола.

В настоящее время в мире имеется тенденция замены запрещенных фреонов на природные вещества (R717, R718, R744, R600a) и на рабочие агенты группы «400» – неазеотропные смеси. Активно рассматривается возможность использования хладагентов нового поколения, не оказывающих влияние на озоновый слой, оказывающих минимальное воздействие на глобальное потепление и имеющих высокую эффективность. Это, например, рекомендуемый для тепловых насосов тетрафторпропилен ($\text{CF}_3\text{CH}=\text{CHF}$) [43]. Для этого рабочего агента значение ODP равно 0, а величина GWP – 4.

Перспективы применения ТНУ в ЦБП. На основании проведенных выкладок и расчетов сделаны следующие выводы относительно экономической эксплуатации тепловых насосов в бумажной промышленности:

- компрессионные тепловые насосы замкнутого типа с электрическим приводом можно использовать для генерирования пара, однако они при указанных выше точках росы, большей частью являются неэкономичными;

- компрессионные тепловые насосы с двигателем внутреннего сгорания неэкономичны, так как не может быть полностью использовано теплосодержание охлаждающей воды;

- тепловые насосы с газотурбинным приводом экономичны при мощности свыше 10 МВт;

- тепловые насосы, работающие на холодном газе, неэкономичны ввиду их сложности, незначительного значения коэффициента преобразования и низкой производительности;

- абсорбционные тепловые насосы можно экономично использовать лишь при наличии нового рабочего тела, позволяющего генерировать пар;

– установки с механическим сжатием и термокомпрессией пролетного пара почти всегда являются экономичными.

ТНУ, как правило, используются для следующих целей:

- получение горячей воды для технологических целей;
- подогрев подпиточной воды тепловых сетей;
- подогрев добавочной воды для питания паровых котлов;
- получение пара и подогрев воздуха для сушки.

Получение горячей воды вместо пара с помощью ТНУ является энергетически выгодней, однако в ряде случаев предприятия не нуждаются в больших потоках горячей воды, которые могут быть получены за счет утилизации теплоты.

Большое внимание уделяется разработке и совершенствованию различных типов компрессоров и поиску альтернативных рабочих агентов.

ГЛАВА 2

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ И РАЗВИТИЕ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО МЕТОДА

2.1. Метод тепловых балансов

В прикладной термодинамике применяются различные методы анализа энергетических превращений в технических системах.

Первый самый распространенный метод анализа – метод тепловых балансов, основан на применении первого закона термодинамики, являющегося частным случаем закона сохранения массы и энергии, к прямым и обратным циклам.

При анализе тепловых схем технологических процессов производства целлюлозы и бумаги также принимался во внимание, главным образом, лишь первый закон термодинамики.

Первый закон термодинамики не может дать ответа о степени термодинамического совершенства, как отдельного элемента, так и энерготехнологической системы в целом. При расчете по этому методу составляются энергетические (тепловые) балансы, на основании которых определяются показатели работы установок, например, термический КПД для тепловых двигателей, холодильный коэффициент для холодильных установок, коэффициент преобразования (трансформации) для теплонасосных установок, различного рода «тепловые» КПД для других технических систем и т. д. К этой группе относятся термодинамические КПД, представляющие отношение полученного полезного эффекта к затратам, необходимым для получения этого эффекта.

Рассмотрим некоторые из них. Так, например, термический КПД теплосиловой установки представляет собой отношение полученной работы L к затраченной (подведенной) теплоте Q_1 и имеет вид:

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1}. \quad (2.1)$$

В качестве потери рассматривается теплота Q_2 , отдаваемая окружающей среде.

Для схемы конденсационной электростанции абсолютный электрический КПД определяется как произведение термического КПД на КПД отдельных элементов:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_t \cdot \eta_{КУ} \cdot \eta_{ТР} \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{Г}, \quad (2.2)$$

где $\eta_{КУ}$ – КПД котельной установки;

$\eta_{ТР}$ – КПД трубопровода;

η_{oi} – относительный внутренний КПД турбины;

η_M – механический КПД турбины;

$\eta_{Г}$ – КПД генератора.

Уравнение (2.2), полученное по методу энергетических балансов, с одной стороны дает для простых конденсационных установок хорошую увязку всех входящих КПД, однако, количественный анализ этих КПД показывает ложную картину распределения потерь в элементах оборудования. Так, например, потери теплоты в котельной установке, подсчитанные по методу теплового баланса, составляют всего 10–15 %, а в конденсаторе достигают 60 %. Следует отметить, что эти величины не характеризуют термодинамическую эффективность процессов. С учетом потерь от необратимости процессов теплообмена эффективность процесса в котельном агрегате будет характеризоваться величиной эксергетического КПД порядка 40 %, а в конденсаторе – 95 %.

В теплотехнических расчетах часто применяется КПД, относящийся к процессам теплообмена. Для теплоиспользующего аппарата

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}, \quad (2.3)$$

где Q_1 и Q_2 – подведенная и отведенная энергия в технологическом процессе.

Величина η , на первый взгляд, при $T > T_{o.c.}$ и, соответственно, наличии потерь в окружающую среду, удовлетворяет предъявляемому требованию к КПД и меньше единицы. Однако, при $T < T_{o.c.}$ величина $Q_2 > Q_1$ и $\eta > 1$, поскольку тепловой поток направлен от окружающей среды к рабочему телу.

Для суждения о степени использования вторичных энергоресурсов рекомендуется «коэффициент использования тепла» с учетом вторичных энергоресурсов

$$\eta = \frac{Q_2 + Q_{II}}{Q_1}, \quad (2.4)$$

где Q_{II} – энергия, использованная для каких-либо производственных или бытовых нужд, не связанная с технологическим процессом данной установки.

Большое распространение для анализа энерготехнологических систем получил температурный КПД теплообменника:

$$\eta = \frac{Q_{1,2}}{Q_{max}} = \frac{W_{\Gamma}(t_{\Gamma 1} - t_{\Gamma 2})}{W_{min}(t_{\Gamma 1} - t_{X 2})} = \frac{W_X(t_{X 2} - t_{X 1})}{W_{min}(t_{\Gamma 1} - t_{X 1})}, \quad (2.5)$$

где Q_{max} – максимально возможный тепловой поток, который может быть передан только в идеальном противоточном теплообменнике с бесконечно большой поверхностью теплопередачи, а именно:

$$Q_{max} = W_X(t_{\Gamma 1} - t_{X 1}),$$

если

$$W_X < W_{\Gamma},$$

или

$$Q_{max} = W_{\Gamma}(t_{\Gamma 1} - t_{X 1}),$$

если

$$W_{\Gamma} < W_X,$$

где $W_{\Gamma} = (G_m \cdot c)_{\Gamma}$ – водяной эквивалент горячей жидкости;

$W_X = (G_m \cdot c)_X$ – водяной эквивалент холодной жидкости;

$G_{mГ}, c_{Г}, G_{mХ}, c_{Х}$ – массовый расход и теплоемкость горячей и холодной жидкости, соответственно;

W_{min} – наименьший водяной эквивалент взаимодействующих потоков;

$t_{Г1}, t_{Г2}, t_{Х1}, t_{Х2}$ – температура горячей и холодной жидкости на входе и выходе из теплообменника.

Общим недостатком приведенных КПД является невозможность оценки степени термодинамического совершенства рассматриваемой энерготехнологической системы. Составленные на основе закона сохранения энергии они лишь определяют степень совершенства теплоизоляции и в некоторых случаях отвод энергии и вещества в окружающую среду.

При использовании составляющих энергетического баланса качественное различие входящих в него величин не учитывается, поскольку с позиций первого закона термодинамики все виды энергии равноценны.

В сложных химико-технологических системах, какой является целлюлозно-бумажное производство, наблюдается целый ряд процессов с внешней регенерацией теплоты, т. е. таких, в которых часть теплового потока выводится или вводится из процесса для его использования в других установках производственного цикла. При таком подходе молчаливо принимается, что все выходящие из системы тепловые потоки отводятся в окружающую среду, являются потерянными для их дальнейшего полезного использования, т. е. не могут совершить полезную работу.

В качестве абсолютной меры степени термодинамического совершенства технологической системы обычно принимается чаще всего удельная (отнесенная к единице конечной или промежуточной продукции) величина подвода энергии от внешнего источника. Так оценка экономической эффективности турбины осуществляется с помощью удельного расхода пара и удельного расхода теплоты на выработку 1 кВт·ч электрической энергии.

Энергетическая эффективность сушильных установок определяется удельным расходом пара на единицу высушенной продукции. В качестве меры термодинамического совершенства процесса в выпарных батареях используется величина удельного расхода пара. Эта величина определяет подвод энергии от внешнего источника, отнесенный к количеству выпаренной воды или к единице выпускаемой продукции, например:

- кг (или кДж) пара от внешнего источника / кг выпаренной воды в батарее;
- кг (или кДж) пара от внешнего источника / кг целлюлозы.

Указанный критерий никакого отношения к оценке термодинамического совершенства процесса в выпарной батарее не имеет. Приведем пример.

Процесс выпаривания в семиступенчатой выпарной батарее происходит с удельным расходом греющего пара 0,24 кг/кг выпаренной воды. В одноступенчатой выпарной батарее – с удельным расходом греющего пара 1,0 кг/кг выпаренной воды. По этому критерию можно сделать вывод о более высокой термодинамической эффективности процесса в семиступенчатой выпарной батарее.

При этом следует рассмотреть дополнительные условия. Пусть в сравниваемых вариантах полезные температурные напоры для единичных выпарных аппаратов одинаковы. Вторичный пар одноступенчатой выпарной батареи используется в других технологических процессах с высокой термодинамической эффективностью. Для этого случая расход топлива в котле ТЭЦ для непрерывного функционирования технологического процесса одноступенчатого выпаривания может оказаться таким же или даже меньшим, т. е. характеризуется такой же или более высокой термодинамической эффективностью процесса.

Можно привести целый ряд других примеров использования различных удельных показателей для оценки энергетической эффективности того или иного процесса или установки. Общим недостатком такого способа оценки является большое количество показателей и их не универсальность.

2.2. Эксергетический метод анализа

2.2.1. Задачи термодинамического анализа. Классификация видов эксергии

При анализе термодинамических систем необходимо учитывать, наряду с первым, второй закон термодинамики. Метод термодинамического анализа, учитывающий при анализе технологических систем, как первый, так и второй закон термодинамики, называется эксергетическим [157-159].

Этот метод термодинамического анализа основан на введении понятия термодинамических потенциалов.

Обосновано выбранные термодинамические потенциалы позволяют определить работоспособность потоков вещества и энергии в любой точке рассматриваемой системы.

Большое значение при этом методе анализа приобретает окружающая технические системы среда. Примерами такой среды могут быть атмосфера, морская вода, космическое пространство. Понятие энергии как общей меры движения материи в рассматриваемой системе недостаточно при решении технических задач.

Техническая ценность энергии зависит не только от ее собственных параметров и формы, но и от параметров окружающей среды.

Таким образом, не всякая энергия и не при всех условиях может быть целиком пригодна для практического использования. С этой точки зрения во всех энергетических превращениях, обеспечивающих работу технических систем, может использоваться энергия двух видов:

1. Энергия, полностью превратимая в любой другой вид энергии, независимо от параметров окружающей среды – «организованная» форма энергии. Это, например, механическая, электрическая, химическая энергия.

2. Энергия, которая не может быть полностью превращена в другой вид энергии; ее превратимость определяется как собственными параметрами, так и

параметрами окружающей среды – «неорганизованная» форма энергии. Например, энергия, передаваемая в виде теплового потока, энергия излучения и т. д.

На основании изложенного введена общая мера для всех видов энергии, характеризующая способность их преобразования в другие виды организованной энергии.

Такая мера превратимости Рантом была названа эксергией системы.

Эксергия системы в данном состоянии измеряется количеством механической или другой полностью превратимой энергии, которое может быть получено от системы в результате ее *обратимого* перехода из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой.

Та часть энергии системы, которая не может быть превращена в организованную энергию, получила название *анергии*.

Таким образом, при определении эксергии объектом рассмотрения являются, прежде всего, сама система, затем окружающая среда и, наконец, внешние объекты в окружающей среде, которые могут служить источниками или приемниками энергии.

Эксергия, как и энергия системы, в каждом данном состоянии имеет фиксированное значение.

Взаимодействие системы с окружающей средой может проходить, как обратимо (идеальный процесс), так и необратимо (реальный процесс). В идеальном обратимом процессе будет получена работа, равная убыли эксергии. В реальном процессе работа будет меньше, чем убыль эксергии, так как часть эксергии исчезнет, будет потеряна.

Таким образом, если взаимодействие системы и окружающей среды протекает необратимо с возрастанием энтропии, то эксергия системы уменьшается.

Сопоставление свойств энергии и эксергии представлено в таблице 2.1 [158].

Рассмотрим некую техническую систему (рис. 2.1).

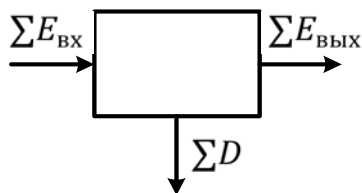


Рисунок 2.1 – Эксергетический баланс системы

Таблица 2.1 – Свойства энергии и эксергии системы

Энергия системы	Эксергия системы
Зависит только от параметров системы и не зависит от параметров окружающей среды	Зависит как от параметров системы, так и от параметров окружающей среды
Всегда имеет величину, отличную от нуля	Может иметь величину, равную нулю (при полном равновесии параметров системы и окружающей среды)
Подчиняется закону сохранения энергии в любых процессах и уничтожаться не может	Подчиняется закону сохранения только при обратимых процессах; в реальных необратимых процессах уничтожается частично или полностью
Преобразование одних форм в другие ограничено по условиям второго закона термодинамики для всех процессов, в том числе и обратимых	Преобразование одних форм в другие не ограничено по условиям второго закона термодинамики для обратимых процессов

Разность значений общей величины эксергии $\sum E_{\text{вх}}$, вводимой в данную систему (установку), и величины эксергии $\sum E_{\text{вых}}$, выводимой из нее, определяют суммарную величину $\sum D$ потерь от необратимости в системе:

$$\sum E_{\text{вх}} - \sum E_{\text{вых}} = \sum D \geq 0. \quad (2.6)$$

Только в обратимых процессах $\sum E_{\text{вх}} = \sum E_{\text{вых}}$ и $\sum D = 0$, так как отсутствует диссипация энергии.

Практическое преимущество эксергии состоит в том, что ее уменьшение дает сразу значение потерь превратимой энергии – как абсолютное, так и относительное.

Отношение эксергии $\sum E_{\text{вых}}$, отводимой из системы, к подведенной эксергии $\sum E_{\text{вх}}$ представляет собой эксергетический КПД, который характеризует степень приближения системы к идеальной

$$\eta_e = \frac{\sum E_{\text{вых}}}{\sum E_{\text{вх}}} = \frac{\sum E_{\text{вых}} - \sum D}{\sum E_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\sum D}{\sum E_{\text{вх}}}. \quad (2.7)$$

В системе с идеальными процессами $\eta_e = 1$, для системы с реальными процессами $\eta_e < 1$.

Потери $\sum D$ делятся на две группы по их локализации:

а) внутренние – D_i , связанные с необратимостью процессов, протекающих внутри системы;

б) внешние – D_e , связанные с условиями взаимодействия системы с окружающей средой и другими источниками, и приемниками энергии.

Деление потерь на внутренние и внешние связано с различными путями их уменьшения. Внутренние потери связаны с несовершенством отдельных элементов, составляющих анализируемую установку, или процессов в этих элементах. Внешние потери определяются в основном несоответствием между

процессом в целом и внешними условиями его проведения, а также несоответствием между отдельными элементами, составляющими технологическую схему.

Путем последовательного применения уравнения (2.6) к отдельным элементам установки можно установить распределение в них внутренних потерь.

Для стационарного процесса уравнение (2.6) имеет вид:

$$\sum D_i + \sum D_e = \sum E_{\text{вх}} + \sum E_{\text{вых}}. \quad (2.8)$$

2.2.2. Определение эксергии для различных видов энергии

В процессах трансформации теплоты используются в общем случае три вида энергии: организованная – электрическая, механическая или химическая; тепловая и энергия потоков вещества (газа, пара, жидкости) [157-160].

Эксергия для механической и электрической энергии (организованной формы энергии) равна соответствующей работе: $E_L = L$ и $E_{\text{э}} = \text{Э}$.

Эксергия теплоты E_q отличается от количества теплоты Q по условиям второго начала термодинамики.

Для ее определения рассмотрен процесс [158-160] обратимого взаимодействия потока теплоты q_c с окружающей средой с помощью цикла Карно, приведенного в T - S -диаграмме (рис. 2.2).

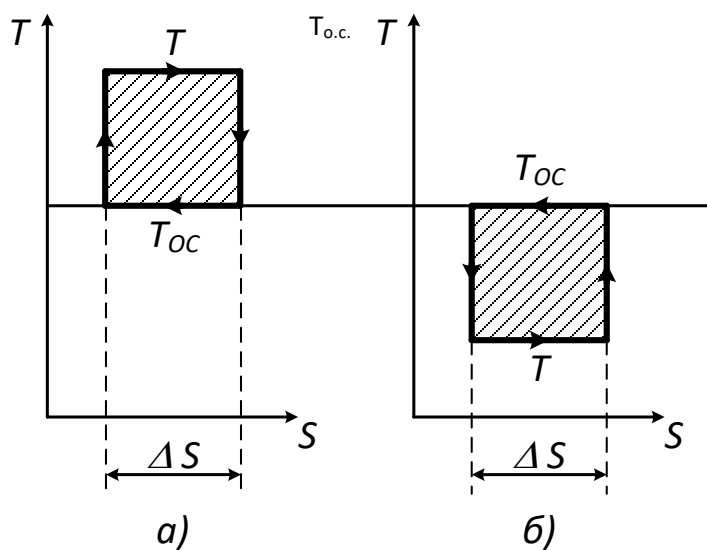


Рисунок 2.2 – Циклы Карно:
а – прямой; б – обратный

В том случае, когда $T > T_{0c}$, необходим прямой цикл, а при $T < T_{0c}$ – обратный.

Рассмотрим прямой цикл Карно (рис. 2.2, а).

При обратимом взаимодействии располагаемого количества теплоты $q = T \cdot \Delta S$ с окружающей средой может быть произведена работа, определяющая эксергию теплоты, $e_q = l = (T - T_{0c}) \cdot \Delta S$. Связь между e_q и q определяется соотношением:

$$e_q = q \frac{T - T_{oc}}{T} = q \cdot \tau_q, \quad (2.9)$$

где τ_q – коэффициент работоспособности теплоты (эксергетическая температурная функция).

Коэффициент работоспособности теплоты будет равен:

$$\tau_q = \frac{e_q}{q} = \frac{(T - T_{oc}) \cdot \Delta S}{T \cdot \Delta S} = 1 - \frac{T_{oc}}{T}. \quad (2.10)$$

По физическому смыслу он определяет количество работы, которую можно получить в идеальном прямом цикле от единицы теплоты, то есть для прямого цикла Карно $\tau_q = \eta_t$. Поскольку в рассматриваемых условиях $0 < T_{oc}/T \leq 1$, то $0 < \tau_q < 1$.

Для обратного цикла Карно (рис. 2.2, б) $T_{oc} > T$ или $T_{oc}/T > 1$, при этом коэффициент $\tau_q < 0$. Отрицательное значение коэффициента работоспособности теплоты указывает на то, что работа в данном случае затрачивается.

Чтобы показать характер изменения τ_q в зависимости от температуры T , находится первая производная от τ_q по T :

$$\frac{d\tau_q}{dT} = \frac{T_{oc}}{T^2}. \quad (2.11)$$

Тангенс угла наклона касательной в любой точке кривой $\tau_q = f(T)$ к оси абсцисс равен $d\tau_q/dT$.

Из уравнения (2.11) следует, что значение $d\tau_q/dT$ зависит от значения T и возрастает со снижением T . При $T \rightarrow 0$ $d\tau_q/dT \rightarrow \infty$; при $T \rightarrow \infty$ $d\tau_q/dT \rightarrow 0$. Поскольку правая часть уравнения величина положительная, то и левая часть этого уравнения положительна. Это значит, что знаки $d\tau_q$ и dT одинаковы.

При $T < T_{oc}$ коэффициент $\tau_q < 0$. При снижении T уменьшается τ_q , т. е. увеличивается его абсолютное значение. При $T = T_{oc}$ из уравнений (2.10) и (2.11) следует

$$\tau_q = 0$$

и

$$\frac{d\tau_q}{dT} = \frac{1}{T_{oc}}.$$

Характер зависимости $\tau_q = f(T)$ приведен на рисунке 2.3.

Эксергия потока вещества определяется работой, которую может произвести единица массы потока, например, 1 кг газа или пара, с параметрами торможения P , T , h , S при обратимом взаимодействии с окружающей средой, параметры которой P_{oc} , T_{oc} , h_{oc} , S_{oc} .

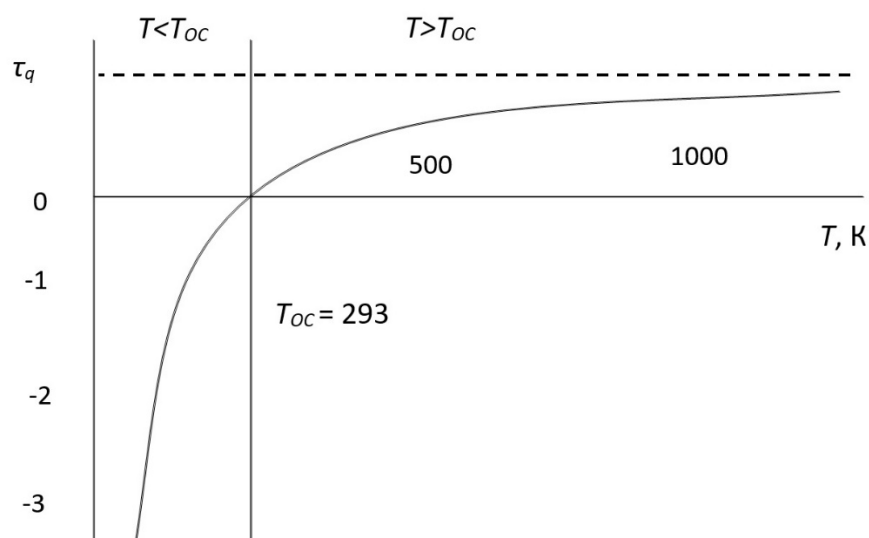


Рисунок 2.3 – Зависимость τ_q от T

Взаимодействие потока газа с окружающей средой рассмотрено в T - S -диаграмме в работах [158-160] (рис.2.4).

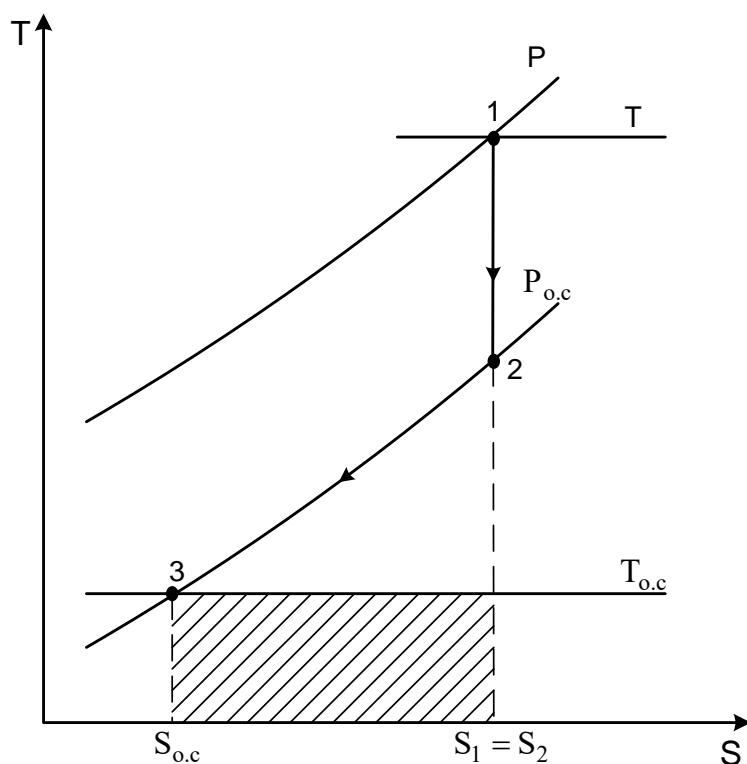


Рисунок 2.4 – Схема обратимого взаимодействия потока вещества с окружающей средой

Рассматриваемое взаимодействие состоит из двух процессов: изэнтропного расширения от давления P до давления P_{oc} (1-2) и изобарного охлаждения (2-3).

Удельная эксергия такого взаимодействия потока с окружающей средой может быть представлена как сумма двух слагаемых:

$$e = l = l_{1-2} + l_{2-3}.$$

С учетом того, что $h_1 = h$; $S_1 = S_2 = S$; $h_3 = h_{oc}$; $S_3 = S_{oc}$, суммарная работа l , равная эксергии

$$e = l = h - h_{oc} - T_{oc}(S - S_{oc}). \quad (2.12)$$

Уравнение (2.12) показывает, что удельная эксергия потока не равна разности энтальпий потока в данном состоянии и в состоянии равновесия с окружающей средой, и может быть, как меньше, так и больше ее.

Функцию e можно представить как поверхность в пространстве h - S - e . Уравнение (2.12) в этом случае представляет собой плоскость $h - h_{oc} - T_{oc}(S - S_{oc}) - e = 0$, которая пересекает плоскость h - S (при $e = 0$) по прямой, проходящей через точку нулевого состояния с координатами h_{oc} , S_{oc} и угловым коэффициентом T_{oc} . Эта прямая, в каждой точке которой $e = 0$, называется «прямой окружающей среды».

Приведем пример графического определения e на плоскости h - S (рис. 2.5).

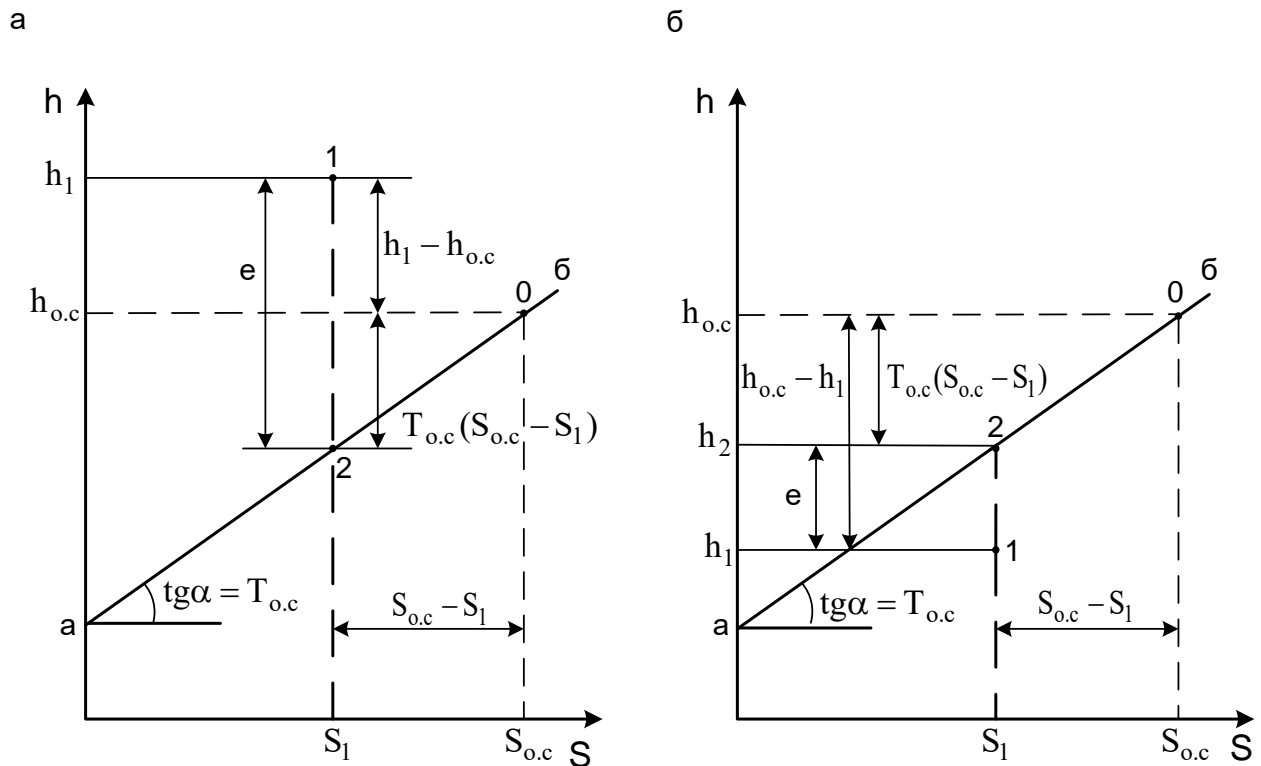


Рисунок 2.5 – Графическое определение e на плоскости h - S :

a – эксергия положительна; $б$ – эксергия отрицательна

Величина e равна расстоянию по ординате между точкой 1, отображающей данное состояние, и прямой окружающей среды ab . Если точка 1 лежит выше прямой среды (рис. 2.5, а), то $e > 0$, а если ниже (рис. 2.5, б), то $e < 0$.

При фиксированном значении параметров окружающей среды функция e является полным дифференциалом, поскольку при интегрировании по любому замкнутому контуру

$$\oint_C de = \oint_C dh - T_{o.c.} \oint_C dS = 0. \quad (2.13)$$

Взяв в качестве независимых переменных S и P , получим:

$$de = \left(\frac{\partial e}{\partial S}\right)_P dS + \left(\frac{\partial e}{\partial P}\right)_S dP. \quad (2.14)$$

Подставим в формулу $de = dh - T_{oc}dS$ значение $dh = TdS + VdP$, тогда

$$de = (T - T_{oc})dS + VdP. \quad (2.15)$$

Следовательно, коэффициенты в уравнении (2.14) будут иметь вид:

$$\left(\frac{\partial e}{\partial S}\right)_P = T - T_{oc}; \quad \left(\frac{\partial e}{\partial P}\right)_S = V.$$

Сопоставим свойства энтальпии h и эксергии e потока, рассматривая их как функции независимых переменных P и S (табл. 2.2) [158-160].

Таблица 2.2 – Свойства энтальпии и эксергии потока

Энтальпия потока	Эксергия потока
$dh = TdS + VdP$	$de = (T - T_{oc})dS + VdP$
$\left(\frac{\partial h}{\partial S}\right)_P = T$	$\left(\frac{\partial e}{\partial S}\right)_P = T - T_{oc}$
$\left(\frac{\partial h}{\partial P}\right)_S = V$	$\left(\frac{\partial e}{\partial P}\right)_S = V$

Сравнение соответствующих выражений в правом и левом столбцах указывает, что обе функции e и h дают энергетическую характеристику потока вещества.

Изменение dh энтальпии при $P = const$ дает количество теплоты $\partial q = TdS$, которое переходит через контрольную поверхность системы.

Изменение эксергии de в аналогичных условиях также характеризует количество теплоты, но только равно работе, которая в идеальном случае может быть получена при использовании этой теплоты: $\partial l = \partial q - T_{oc}dS$.

Изменение как энтальпии h , так и эксергии e при $S = const$ дает в обоих случаях одну и ту же величину VdP , равную работе изменения давления рабочего тела в потоке.

Полный дифференциал энтальпии dh дает изменение энергии потока в результате как термических, так и механических воздействий через границы системы. Полный дифференциал эксергии de также связан с этими видами воздействия, но дает величину полезной энергии, которая может быть превращена в работу.

Таким образом, изменение энтальпии h отражает энергетические превращения в потоке вещества без учета ограничений, накладываемых вторым законом термодинамики, в условиях взаимодействия с окружающей средой, а изменение эксергии e – с учетом этих ограничений.

Следовательно, эксергия e является термодинамическим потенциалом особого вида, связанным с параметрами окружающей среды.

Получив значения эксергий для различных видов энергии, можно перейти к составлению эксергетических балансов для системы и отдельных ее элементов, расчету эксергетических КПД, определению относительных и абсолютных потерь эксергии в них, что позволяет наметить основные пути совершенствования как отдельных элементов, так и в целом системы.

В таблице 2.3 приведены эксергетические КПД различных технических систем [158, 161].

Таблица 2.3 – Значения эксергетических КПД некоторых технических систем

Наименование	Эксергетический КПД, %
Конденсационная электростанция (КЭС)	39–42
Теплоэлектроцетраль (ТЭЦ)	40–44
Парогенератор	38–50
Парокомпрессионная холодильная установка	30–35
Абсорбционная водоаммиачная холодильная установка	12–15
Пароэжекторная холодильная установка	3–6
Пароструйный эжектор	8–12
Парокомпрессионный тепловой насос	35–40

Как видно из таблицы 2.3, эксергетические КПД для ТЭЦ и КЭС примерно равны, разница между ними определяется, в основном, начальными параметрами пара. При этом следует отметить, что термический КПД КЭС, производящей только электроэнергию, близок к ее эксергетическому КПД и намного меньше, чем у ТЭЦ (80–85 %). Основные потери эксергии как для ТЭЦ, так и для КЭС имеют место в парогенераторе ($\eta_e^{ПГ} = 38–50\%$). Такой низкий эксергетический КПД парогенератора связан, в основном, с потерями при сгорании топлива и теплопередачей от высокотемпературных продуктов сгорания к воде и водяному пару, хотя с позиций только энергетического баланса термический КПД весьма высок (85–90 %). Это кажущееся благополучие по энергетическому балансу показывает, что он не вскрывает существо энергетических превращений в рассматриваемой системе и не позволяет правильно обосновать основные направления совершенствования как в целом системы, так и отдельных ее элементов.

Несмотря на то, что эксергетический метод давно уже нашел признание для анализа термодинамических систем, главным образом, благодаря работам польских и российских ученых [157–160, 162], он медленно внедряется в практику термодинамического анализа тепловых технологических схем. По мнению проф. Д. П. Гохштейна [163], это положение объясняется тем, что эксергетическим методом невозможно найти связь между эксергетическим КПД сложной схемы с эксергетическим КПД ее элементов. Только для достаточно простых систем без промежуточных отводов и подводов эксергии в отдельных элементах

эксергетический КПД системы равен произведению эксергетических КПД всех входящих в нее элементов:

$$\eta_e = \prod_{i=1}^n \eta_{e,i} . \quad (2.16)$$

Анализ сложной термодинамической системы, например, схем с регенерацией теплоты, холодильных установок, тепловых насосов с регенерацией затруднен.

2.3. Энтропийный метод анализа

Согласно второму закону термодинамики любой реальный тепловой процесс характеризуется ростом энтропии системы. Следовательно, приращение энтропии системы может явиться абсолютным критерием термодинамического совершенства анализируемого теплового процесса. Сумма приращений энтропии по всем теплоиспользующим элементам будет определять подвод энергии от внешнего источника. Приращение энтропии в локальном теплоиспользующем элементе пропорционально перерасходу химической энергии топлива, например, в котле ТЭЦ или другой организованной формы подведенной энергии. Задачей термодинамического анализа является определение перерасхода топлива в каждом локальном тепловом процессе сложной термотехнологической системы, определение КПД этого локального теплового процесса и его связь с КПД системы.

Энтропийный метод термодинамического анализа [163] является усовершенствованным и развитым методом, предложенным Р. Клаузиусом. Его основой служит метод вычитания эксергетических потерь, заключающийся в том, что от первичной организованной энергии или эксергии теплоты, введенной в техническую систему, вычитаются эксергетические потери. Для их расчета используется выражение:

$$D = T_{OC} (\sum_{i=1}^n G_i^{BYIX} \cdot S_i^{BYIX} - \sum_{i=1}^m G_i^{BX} \cdot S_i^{BX}) + Q_0, \quad (2.17)$$

где G_i^{BX} , S_i^{BX} – расход и энтропия i -го потока на входе в систему (элемент);

G_i^{BYIX} , S_i^{BYIX} – расход и энтропия i -го потока на выходе из системы (элемента);

Q_0 – количество теплоты, переданное окружающей среде, имеющей температуру T_{OC} .

В результате остается реальная работа или эксергия теплоты, отданной потребителю.

Вследствие аддитивности энтропии аддитивны и эксергетические потери, можно вычислить каждую из потерь отдельно или сумму нескольких сразу.

При учете эксергетических потерь по методу вычитания необходимо иметь в виду потерю, вызванную переходом организованной энергии в теплоту. Это, например, имеет место в процессе преобразования химической энергии топлива в теплоту при горении или механической энергии в теплоту при сжатии в компрессоре и др. Значение этой эксергетической потери определяется равенством $D_0 = T_{OC} \cdot \Delta S$ (рис. 2.1).

При расчете механических потерь в турбине или потерь в генераторе электрического тока, непосредственно переходящих в окружающую среду в виде теплоты Q_0 , в выражении (2.17) будут отсутствовать члены, входящие в скобку. Тогда $D = Q_0$ и вычисляется как разность между внутренней и эффективной работой или как разность между эффективной мощностью и электрической энергией, снимаемой с клемм генератора.

В случае отвода тепловой энергии от системы (установки) для целей теплофикации или других целей подсчитывается эксергия этой теплоты.

Обозначим полностью превратимую энергию, вводимую в систему, E_Σ . Для теплосиловой установки она представляет собой химическую энергию топлива, для холодильной установки – электрическую или механическую энергию, для теплонасосной парокомпрессионной установки – сумму электрической энергии и эксергии утилизируемой теплоты низкопотенциального источника, для парозежекторной холодильной машины – эксергия теплоты рабочего пара, для теплообменного аппарата – эксергия подведенной теплоты пара. В общем случае E_Σ переходит в теплоту, имеющую эксергию $E_{\text{вх}}$. Этот переход сопровождается эксергетической потерей D_0 . В том случае, когда $D_0 = 0$, $E_\Sigma = E_{\text{вх}}$.

Для КЭС конечным продуктом является выработанная электроэнергия, поэтому $E_{\text{вых}} = N_\Sigma$. Для ТЭЦ организованная энергия на выходе равна сумме выработанной электроэнергии и эксергии теплоты, отпущенной потребителю

$$E_{\text{вых}} = N_\Sigma + E_{\text{отп}}.$$

Для любой технической системы выполняется равенство:

$$E_{\text{вых}} = E_\Sigma - \sum_{i=0}^n D_i. \quad (2.18)$$

Уравнение (2.18) значительно упрощает анализ преобразования превратимой (организованной) энергии в системе, делает его четким и универсальным, так как исключает потоки, замыкающиеся сами на себя. При анализе учитывается влияние каждой необратимости на перерасход энергии, вводимой в установку. Это влияние количественно учитывается путем введения понятия коэффициентов эксергетических потерь [163]. Абсолютный коэффициент эксергетических потерь характеризует отношение данной эксергетической потери D_i к E_Σ :

$$\Omega_i = \frac{D_i}{E_\Sigma}. \quad (2.19)$$

С учетом того, что суммарная эксергетическая потеря D установки равна арифметической сумме эксергетических потерь отдельных элементов, можно представить полный коэффициент эксергетических потерь как арифметическую сумму абсолютных коэффициентов эксергетических потерь всех ее узлов:

$$\Omega = \Omega_0 + \Omega_1 + \dots + \Omega_n = \sum_{i=0}^n \Omega_i. \quad (2.20)$$

Эксергетический КПД (коэффициент термодинамического совершенства) установки с учетом выражения (2.20) принимает вид:

$$\eta_c = \frac{E_{\text{вых}}}{E_\Sigma} = \frac{E_\Sigma - \sum_{i=0}^n D_i}{E_\Sigma} = 1 - \Omega. \quad (2.21)$$

Для любой теплосиловой установки $E_\Sigma = B \cdot Q_H^P$, где B – расход топлива, а Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива.

Тогда связь между Ω и B можно установить из соотношения

$$\frac{E_{\text{вых}}}{B \cdot Q_H^P} = 1 - \Omega. \quad (2.22)$$

Для КЭС, вырабатывающей только электроэнергию N_Σ , удельный расход топлива на ее выработку

$$b = \frac{B}{N_\Sigma} = \frac{1}{Q_H^P(1-\Omega)}. \quad (2.23)$$

В общем случае удельный расход топлива равен сумме идеального удельного расхода топлива $b_{\text{и}} (\Omega = 0)$ и удельного перерасхода топлива Δb :

$$b = b_{\text{и}} + \Delta b. \quad (2.24)$$

С учетом (2.23) и (2.24) удельный перерасход топлива, вызванный эксергетическими потерями

$$\Delta b = b - b_{\text{и}} = \frac{1}{Q_H^P} \cdot \frac{\Omega}{1-\Omega} = \frac{1}{Q_H^P} \cdot \frac{\Omega}{\eta_c}. \quad (2.25)$$

Эксергетическая потеря каждого элемента установки отвечает соответствующему перерасходу топлива, и можно условно принять, что перерасходы топлива, вызванные необратимостью процессов в отдельных узлах, относятся друг к другу, как соответствующие эксергетические потери. Тогда для i -го элемента установки справедливо выражение

$$\Delta b_i = \frac{1}{Q_H^P} \cdot \frac{\Omega_i}{1-\Omega_i}, \quad (2.26)$$

а для установки в целом

$$\Delta b_\Sigma = \sum_{i=0}^n \Delta b_i. \quad (2.27)$$

При анализе теплонасосных установок вводится понятие удельного расхода электроэнергии на единицу эксергии теплоты, отпущенной объекту потребления. С учетом эксергии теплоты низкопотенциального источника $E_{\text{УТ}}$

$$\mathcal{E}_{\text{ТНУ}} = \frac{N_\Sigma + E_{\text{УТ}}}{E_{\text{отп}}}. \quad (2.28)$$

С учетом того, что $\mathcal{E}_{\text{ТНУ}} = 1/\eta_c$, а $\Omega = \sum D_i / (N_\Sigma + E_{\text{УТ}})$, можно перейти к выражению

$$\mathcal{E}_{\text{ТНУ}} = \frac{1}{1-\Omega}. \quad (2.29)$$

Принимая во внимание, что $\mathcal{E}_{\text{ТНУ}} = \mathcal{E}_{\text{и}} + \Delta \mathcal{E} = 1 + \Delta \mathcal{E}$ (т. к. для идеальной ТНУ $\Omega = 0$, а $\mathcal{E}_{\text{и}} = 1$), получена следующая связь между удельным перерасходом электроэнергии и эксергетическими потерями [26, 158, 163]:

$$\Delta \Xi = \Xi_{\text{ТНУ}} - 1 = \frac{\Omega}{1-\Omega}. \quad (2.30)$$

Остается справедливым уравнение для определения перерасхода электроэнергии, вызванного необратимостью в i -ом элементе

$$\Delta \Xi_i = \frac{\Omega_i}{1-\Omega}. \quad (2.31)$$

При энтропийном методе анализа первостепенное значение отводится системе коэффициентов эксергетических потерь, являющейся достаточно универсальной для любого рассматриваемого объекта. Коэффициент эксергетических потерь всей установки равен сумме коэффициентов эксергетических потерь всех элементов, составляющих установку. Коэффициент эксергетической потери количественно характеризует влияние данной необратимости на перерасход вводимой в установку организованной энергии.

К недостаткам данного метода, по мнению проф. В. М. Бродянского [158], относится невозможность определения значений КПД отдельных элементов, при этом важно знать не только «что потеряно», но и «что имеется в распоряжении». Отсутствует качественная оценка этих потерь с учетом их неэквивалентности. На основании этого делается вывод о невозможности полного термодинамического анализа системы только энтропийным методом.

2.4. Метод приращения эксергии

2.4.1. Эксергетический КПД сложной термодинамической системы

В предлагаемом методе термодинамического анализа делается попытка устранить недостатки, характерные изложенным выше методом. Теплотехнологическая схема рассматривается как сложная термодинамическая система, где взаимодействуют энергетические потоки в процессах нагрева, охлаждения, выпаривания и т. д. Во многих случаях такое допущение вполне оправданно. При этом находятся не абсолютные значения эксергий, а приращения эксергетических тепловых потоков. Этот метод можно назвать методом приращения эксергетических потоков. Рассмотрим основные закономерности этого метода.

В процессе энергетического взаимодействия потоков друг с другом и с окружающей средой имеет место передача энергии материальных потоков с наинизшей температурой в системе окружающей среде. Действительно, согласно второму закону термодинамики эта энергия не может быть передана остальным рабочим телам с большей температурой, т.е. является бесполезной в данной системе и переходит в окружающую среду.

Рассмотрим стационарную закрытую термически изолированную систему (рис. 2.6), отдающую энергию Q_2 с температурой T_2 (низшая температура в системе) в окружающую среду (с температурой T_{oc}), а также потребляющую извне энергию направленного движения Q_1 и, в общем случае, энергию окружающей среды Q_{oc} .

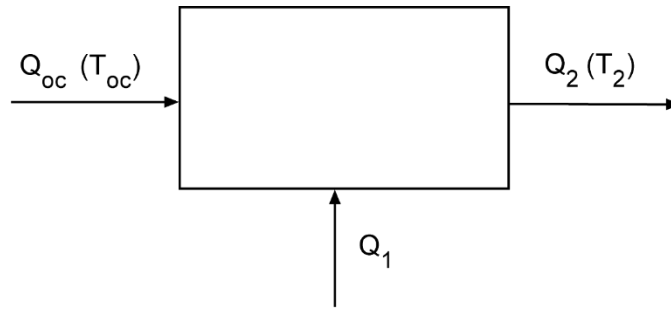


Рисунок 2.6 – Термодинамическая система

По первому закону термодинамики имеем:

$$Q_2 = Q_1 + Q_{oc}. \quad (2.32)$$

Далее, по определению энтропии, приращение энтропии системы равно:

$$\Delta S_c = S_{\text{вых}} - S_{\text{вх}} = \frac{Q_2}{T_2^T} - \frac{Q_{oc}}{T_{oc}}, \quad (2.33)$$

где $S_{\text{вх}}$, $S_{\text{вых}}$ – энтропии материальных потоков на входе и выходе из системы;
 T_{oc} – температура окружающей среды (холодильника);
 T_2^T – среднетермодинамическая температура (при выборе в качестве точки отсчета температуры T_{oc}).

Из (2.32) с учетом (2.33) находим:

$$Q_1 = T_{oc} \cdot \Delta S_c + Q_2 \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_2^T}\right). \quad (2.34)$$

Из полученного выражения видно, что при $T_2^T = T_{oc}$, т. е. при обратимом энергообмене с окружающей средой потребляемая извне энергия (Q_{min}) минимальна и компенсирует только потери от внутренней необратимости тепловых процессов в системе, т. е.

$$Q_{min} = T_{oc} \cdot \Delta S_c = D_i. \quad (2.35)$$

Уравнение (2.35) выражает закон Гюи-Столдола. Величина $Q_2(1 - T_{oc}/T_2^T)$ определяет потери эксергии от внешней необратимости.

Выведенные соотношения для общих затрат энергии в систему (2.34) и минимальных затрат (2.35) позволяют абсолютно оценить (через подвод энергии от внешнего источника) термодинамическое совершенство системы.

Термодинамический анализ технологических систем диктует необходимость относительной оценки степени термодинамического совершенства, т. е. определение термодинамического (эксергетического) КПД. Он может быть получен с использованием понятия эксергии теплового потока термодинамической системы.

Эксергия [158] теплового потока E_q , как уже отмечалось выше, при температуре T определяется количеством работы, которое может быть получено или должно быть затрачено в обратимом процессе переноса энтропии, характеризующей данный тепловой поток, на уровень температуры окружающей среды. Следует подчеркнуть, что возможная работа теплового потока не является материальной величиной, поэтому для нее закон сохранения энергии не

справедлив. Однако учет потерь от необратимости процессов (эксергетических потерь) позволяет составлять ее баланс и, следовательно, открывает возможность определения эксергетического КПД.

Математическое выражение (2.12) для эксергии теплового потока в условиях изобарического процесса e_q может быть представлено в виде:

$$e_q = (h - T_{oc} \cdot S) - (h_{oc} - T_{oc} \cdot S_{oc}). \quad (2.36)$$

Выразим приращение энтропии через среднетермодинамическую температуру потока T^T

$$S - S_{oc} = \frac{h - h_{oc}}{T^T}, \quad (2.37)$$

тогда

$$e_q = (h - h_{oc}) \left(1 - \frac{T_{oc}}{T^T}\right). \quad (2.38)$$

Для анализа блоков термодинамической системы удобно пользоваться приращением эксергии, полученным при термическом взаимодействии материальных потоков

$$(\Delta E_q)_m = G[(h_1 - h_2) - T_{oc}(S_1 - S_2)], \quad (2.39)$$

или с учетом (2.39) [164, 165, 166]

$$(\Delta E_q)_m = G(h_1 - h_2) \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_m^T}\right), \quad (2.40)$$

где h_1 , S_1 , h_2 , S_2 – энтальпия и энтропия подвода и отвода энергии от материальных потоков в анализируемом блоке системы;

G – массовый расход потока;

T_m^T – среднетермодинамическая температура отвода теплового потока в m -ом блоке термодинамической системы.

Абсолютная оценка термодинамического совершенства выражается через эксергетические потери. Эксергетические потери можно получить вычитанием всех входящих и выходящих в узел эксергий:

$$D = \sum_{m=1}^N (\Delta E_q)_m - \sum_{m=1}^L (\Delta E_q)_m. \quad (2.41)$$

Эксергетические потери – абсолютная мера необратимости процесса. Они также численно равны возрастанию энтропии участвующих в процессе взаимодействия материальных потоков через коэффициент пропорциональности T_{oc} и могут быть определены по выражению (2.17).

В качестве относительной характеристики термодинамического совершенства процесса выступает эксергетический КПД. Определение эксергетических КПД теплоиспользующих элементов системы позволяет выявить процессы, характеризующиеся большой необратимостью, наметить пути по уменьшению или ликвидации этой необратимости.

Эксергетический КПД определяется как отношение воспринятой в теплопроцессе, пригодной для дальнейшего технического использования, энергии к подводимой, пригодной для технического использования энергии, т. е. как отношение приращения эксергий.

Эксергетический КПД теплообменного аппарата η_e^T можно выразить [7] следующим образом:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{q0}}, \quad (2.42)$$

или

$$\eta_e^T = \frac{1 - \frac{T_{OC}}{T_H^T}}{1 - \frac{T_{OC}}{T_0^T}}, \quad (2.43)$$

где ΔE_{qH} и ΔE_{q0} – приращение эксергии нагреваемого и охлаждаемого потока при энергетическом взаимодействии;

T_H^T и T_0^T – среднетермодинамическая температура нагреваемого и охлаждаемого потока.

Эксергетический КПД сложной системы η_e можно определить как отношение суммарного приращения эксергии всех нагреваемых потоков к суммарному приращению всех охлаждаемых потоков:

$$\eta_e = \frac{\sum \Delta E_{qH}}{\sum \Delta E_{q0}}. \quad (2.44)$$

Найдем связь η_e сложной тепловой схемы с η_{em} , составляющих ее локальных элементов. По определению для m -го элемента сложной тепловой схемы имеем:

$$\eta_{em} = \frac{(\sum \Delta E_{qH})_m}{(\sum \Delta E_{q0})_m}. \quad (2.45)$$

Для сложной тепловой схемы

$$\eta_e = \frac{\sum_m (\sum \Delta E_{qH})_m}{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m}. \quad (2.46)$$

Введем понятие доли γ_m затраченной эксергии в m -ом локальном элементе тепловой схемы к суммарным затратам эксергии во всей тепловой схеме:

$$\gamma_m = \frac{(\sum \Delta E_{q0})_m}{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m}. \quad (2.47)$$

Тогда из (2.46) с учетом (2.47) после несложных математических преобразований получим:

$$\gamma_m = \sum_m \frac{(\sum \Delta E_{qH})_m}{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m} = \sum (\eta_{em} \gamma_m). \quad (2.48)$$

В реальных тепловых схемах, наряду с потерями эксергии при энергообмене между материальными потоками, обусловленными градиентом температур, в общем случае имеют место потери эксергии с материальными потоками при их взаимодействии с окружающей средой, отвод энергии теплового потока через изолированные и неизолированные участки оборудования, а также адиабатического дросселирования. Эти затраты эксергии следует относить ко всей тепловой анализируемой схеме, так как они являются суммарным следствием деградации энергии в процессах всех теплоиспользующих элементов.

Для оценки влияния отдельных составляющих на общий эксергетический КПД схемы целесообразно ввести понятие коэффициента использования энергии материальных потоков – φ_i ; коэффициента, учитывающего отвод энергии через поверхность оборудования – φ_Q и коэффициента, учитывающего потери эксергии в результате дросселирования потоков без изменения агрегатного состояния – $\varphi_{др}$.

$$\varphi_i = \frac{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m}{\sum_m (\Delta E_{q0})_m + \sum \Delta E_{q0МП}}, \quad (2.49)$$

$$\varphi_Q = \frac{\sum Q}{\sum Q'}, \quad (2.50)$$

$$\varphi_{др} = \frac{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m + \sum \Delta E_{q0МП}}{\sum_m (\sum \Delta E_{q0})_m + \sum \Delta E_{q0МП} + \sum \Delta E_{qдр}}, \quad (2.51)$$

где $\Delta E_{q0МП}$ – приращение эксергии охлаждаемого материального потока;

$\Delta E_{qдр}$ – приращение эксергии в результате дросселирования потоков;

Q и Q' – соответственно, воспринятый и переданный тепловой поток.

Тогда эксергетический КПД сложной системы с учетом отвода теплоты в окружающую среду и дросселированием потоков можно записать:

$$\eta_e = \eta'_e \cdot \varphi_i \cdot \varphi_Q \cdot \varphi_{др}, \quad (2.52)$$

где η'_e – КПД системы в адиабатическом процессе.

2.4.2. Инженерный метод определения эксергетического КПД сложной тепловой схемы технологического процесса

Одним из основных параметров в расчетах по определению эксергетического КПД теплопередачи является среднетермодинамическая температура нагрева (охлаждения) материальных потоков в процессе их энергетического взаимодействия. Среднетермодинамическая температура равна отношению изменения (приращения) энтальпии нагреваемого (охлаждаемого) потока к соответствующему приращению энтропии этого потока. В практических инженерных расчетах при составлении балансов энергии в форме теплоты обычно используют понятия температуры, энтальпии и др.

В настоящем разделе делается попытка определения эксергетического КПД сложной теплоиспользующей схемы и установления связи между эксергетическим КПД ее элемента с эксергетическим КПД сложной теплоиспользующей схемы в привычных для пользователя параметрах. Первая такая попытка сделана в работе [85, 165].

Для вычисления эксергетического КПД сложной тепловой схемы рассмотрим следующие соотношения:

1) удельный тепловой поток, переданный (воспринятый) в i -ом теплообменнике

$$q_i = \Delta Q_i / \sum \Delta Q_i, \quad (2.53)$$

где ΔQ_i – тепловой поток, переданный (воспринятый) в i -ом теплообменнике;

$\sum \Delta Q_i$ – сумма тепловых потоков, переданных (воспринятых) по всем элементам рассматриваемой системы;

2) приведенный тепловой поток для i -го теплообменного аппарата:

– нагреваемый поток

$$q_{пр.н} = q_i / T_{Hi}^T, \quad (2.54)$$

– охлаждаемый поток

$$q_{пр.о} = q_i / T_{Oi}^T, \quad (2.55)$$

где T_{Hi}^T и T_{Oi}^T – соответственно, среднетермодинамическая температура нагреваемой и охлаждаемой среды для i -го теплообменного аппарата.

В большинстве практических случаев при термодинамическом анализе тепловых схем технологических процессов среднетермодинамическая температура отдельных потоков T^T может быть выражена через их истинные температуры следующими приближенными формулами:

– для процессов без фазовых превращений

$$T^T \approx (T_H + T_K) / 2; \quad (2.56)$$

– для процессов при фазовом переходе первого рода

$$T^T \approx T_S, \quad (2.57)$$

где T_H и T_K – температуры потока в начале и конце теплового процесса;

T_S – температура фазового перехода.

Относительные погрешности по приближенным формулам, полученные путем разложения в ряд Тейлора точных формул для процессов без фазовых превращений, равны:

$$\delta_1 = \frac{1}{3} \left(\frac{T_H - T_K}{T_H + T_K} \right)^2, \quad (2.58)$$

а для процессов с учетом фазовых переходов при наличии перегрева пара и переохлаждения конденсата

$$\delta_2 \approx \frac{T_S}{2r} \left[c_1 \left(\frac{\Delta T_1}{T_S} \right)^2 - c_2 \left(\frac{\Delta T_2}{T_S} \right)^2 \right], \quad (2.59)$$

где c_1 и c_2 – теплоемкость конденсата и перегретого пара;

$\Delta T_2, \Delta T_1$ – перегрев пара и переохлаждение конденсата;

r – удельная теплота фазового перехода.

Как известно [158], эксергетический КПД сложной тепловой схемы η_e можно вычислить из уравнения (2.44).

Раскроем числитель и знаменатель этого уравнения через значения для единичного теплообменного аппарата по формуле:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta Q_H \left(1 - \frac{T_{OC}}{T_H^T}\right)}{\Delta Q_O \left(1 - \frac{T_{OC}}{T_O^T}\right)}, \quad (2.60)$$

где $\Delta Q_H, \Delta Q_O$ – тепловые потоки нагреваемой и охлаждаемой среды, соответственно;

T_{OC} – температура окружающей среды (для большинства случаев, встречающихся на практике можно принять 300 K).

Тогда с учетом (2.53 – 2.55) не трудно получить эксергетический КПД [26, 167] для сложной адиабатической тепловой схемы в виде

$$\eta_e = \frac{1 - T_{OC} \sum q_{прH}}{1 - T_{OC} \sum q_{прO}}. \quad (2.61)$$

Найдем связь между эксергетическим КПД элемента η_{ei} с эксеретическим КПД в целом тепловой схемы η_e , куда входит этот элемент. Доля затраченной эксергии в i -ом элементе γ_i к общей эксергии, затраченной в схеме

$$\gamma_i = \frac{\Delta E_{qOi}}{\sum \Delta E_{qOi}} = \frac{q_i \left(1 - \frac{T_{OC}}{T_{Oi}^m}\right)}{\sum q_i \left(1 - \frac{T_{OC}}{T_{Oi}^m}\right)}. \quad (2.62)$$

Тогда общий КПД тепловой схемы можно вычислить:

$$\eta_e = \sum \gamma_i \cdot \eta_{ei}. \quad (2.63)$$

В теплообменниках рекуперативного типа при определении эксергетического КПД определение приращения эксергии нагреваемых и охлаждаемых потоков не представляет труда. Некоторое затруднение вызывает определение приращения эксергии в процессах, осложненных массообменом.

Можно привести тепловой процесс с массообменом к процессу в рекуперативном теплообменнике и идеальном смесителе (разделителе), которые работают последовательно. Эта условная схема (при сохранении материальных и энергетических балансов) позволяет относительно просто рассчитать приращения эксергий материальных потоков в тепловом процессе, осложненном массообменом.

Рассмотрим процессы в типичных теплоиспользующих установках производства целлюлозы и бумаги, где тепловые процессы осложнены массообменом [164, 167].

Теплообменник смешения. Пусть имеется теплообменник смешения, в котором рабочее тело нагревается теплоносителем (насыщенный пар) – рисунок 2.7.

Приведем рассматриваемый процесс теплообмена (рис. 2.7, а) к процессу в рекуперативном (поверхностном) теплообменнике. Для этого условно разобьем выходной (нагретый) поток на два: первый – равный по массе нагреваемому потоку, второй – равный по массе охлаждаемому потоку (рис. 2.7, б). При этом для обоих потоков $T_3 - idem$. Так как при определении приращения эксергии используются балансы массы и энергии потоков, практически удобно нагретый поток разделить не по массам, а по их водяным эквивалентам.

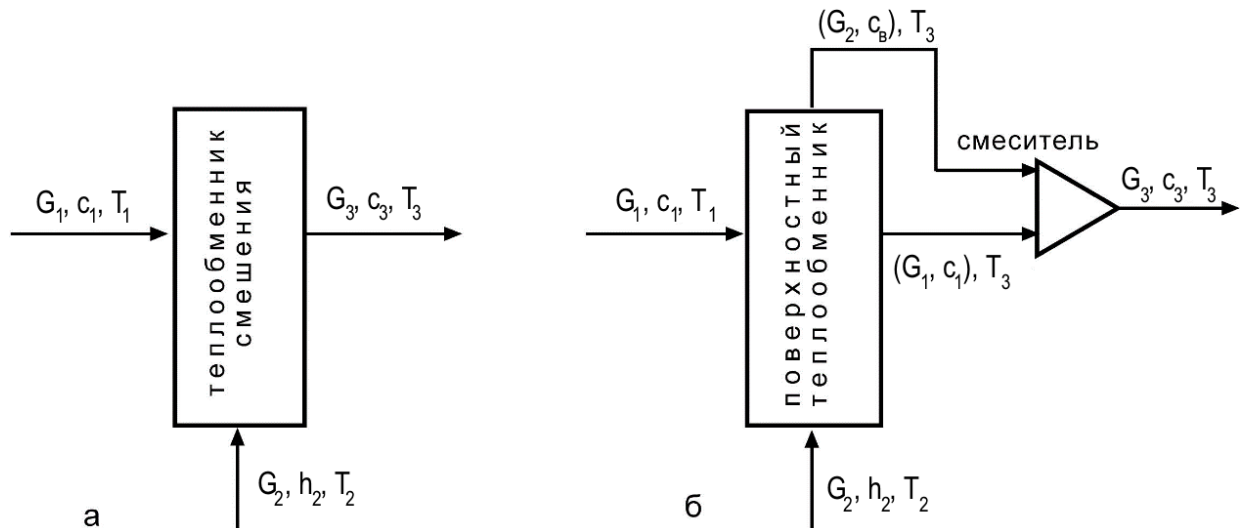


Рисунок 2.7 – Тепловые схемы теплообменника смешения:

a – структурная схема; *б* – эквивалентная схема; G_1, c_1, T_1 – расход, удельная теплоемкость и температура нагреваемого потока на входе в теплообменник;

G_2, h_2, T_2 – расход, энтальпия и температура охлаждаемого потока на входе в теплообменник; G_3, c_3, T_3 – расход, удельная

теплоемкость и температура потока на выходе из теплообменника;

c_B – удельная теплоемкость воды

Эксергетический КПД такого процесса равен:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{G_1 c_1 (T_3 - T_1)}{G_2 (h_2 - c_B T_3)} \frac{1 - T_{OC}/T_H^T}{1 - T_{OC}/T_O^T} = \frac{1 - T_{OC}/T_H^T}{1 - T_{OC}/T_O^T} \quad (2.64)$$

Адиабатический самоиспаритель. Другим типичным теплоиспользующим элементом является адиабатический самоиспаритель (рис. 2.8).

Процесс в этом элементе относится к процессу дросселирования перегретой жидкости с внутренним энергообменом. Эти самоиспарители нашли широкое применение в аппаратурно-технологических схемах варки щепы в производстве целлюлозы, производстве бумаги, в котельной практике в качестве расширителей продувки и других теплоиспользующих процессах.

Для приведения теплового процесса (рис. 2.8, а) к процессу в рекуперативном теплообменнике разобьем (условно) входящий поток на два:

один по массе равен получаемому (условно нагреваемому) потоку пара, другой – охлаждаемому.

Эксергетический КПД такого процесса равен:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{G_3(h_3 - c_B^И T_1^И)}{G_2 c_2 (T_1^И - T_2^И)} \frac{1 - T_{Oc}/T_H^T}{1 - T_{Oc}/T_O^T} = \frac{1 - T_{Oc}/T_H^T}{1 - T_{Oc}/T_O^T}. \quad (2.65)$$

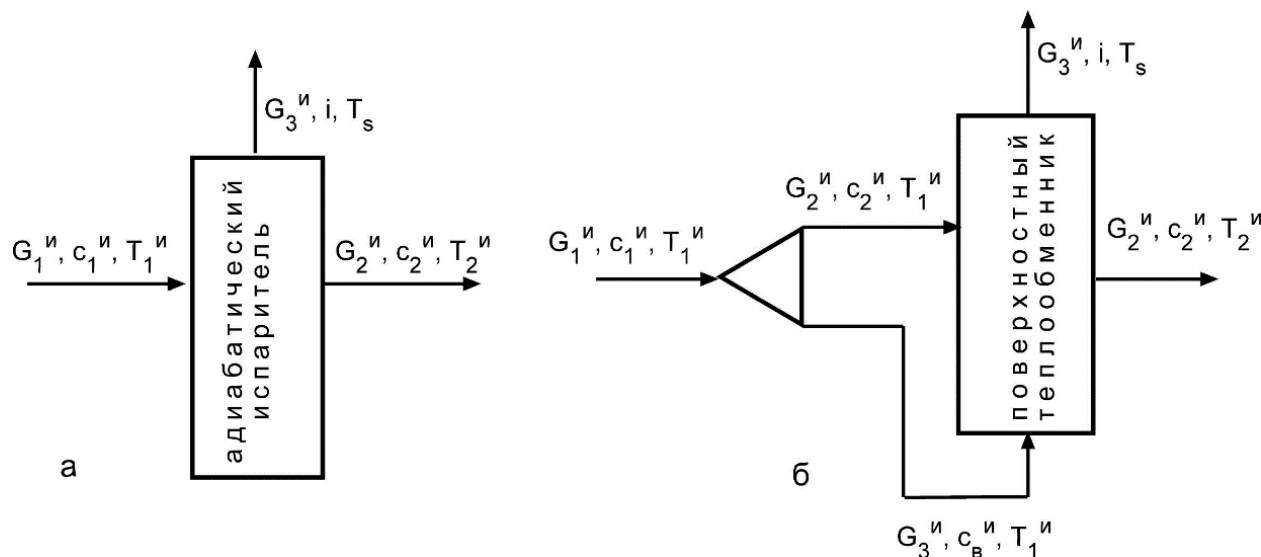


Рисунок 2.8 – Тепловые схемы адиабатического самоиспарителя:

а – структурная схема; *б* – эквивалентная схема; $G_1^И, c_1^И, T_1^И$ и $G_2^И, c_2^И, T_2^И$ – соответственно, расход, удельная теплоемкость и температура перегретого раствора на входе и выходе из испарителя; $G_3^И, h, T_s'$ – соответственно, расход, удельная энтальпия и температура пара вскипания раствора

Выпарной аппарат. Выпарной аппарат является основным теплообменным устройством для концентрирования растворов в производстве целлюлозы. В этом аппарате протекают процессы теплообмена с массообменом. В общем случае удаление воды из раствора происходит за счет как внутреннего энергообмена (адиабатического дросселирования перегретого раствора), так и внешнего – путем теплопередачи энергии пара к раствору через теплообменную поверхность.

Пусть имеем изотермический процесс концентрирования черного щелока, поступающего в выпарной аппарат при температуре кипения в нем (рис. 2.9, а). С целью приведения рассматриваемого теплового процесса к процессу в рекуперативном теплообменнике входной поток разделим на два: один – равный по массе образующемуся вторичному пару, другой – равный по массе концентрированному раствору. Тогда (рис. 2.9, б) процесс выпаривания может быть приведен к процессу в рекуперативном теплообменнике.

Так как поток с $(G_1^P - G_2^P)$, c_1^P и T_1^P проходит через теплообменник, не претерпевая никаких изменений, то имеют место два потока: один нагреваемый, который превращается из воды с температурой T_1^P в водяной пар, другой –

охлаждаемый, энергия фазового перехода которого используется для выпаривания раствора.

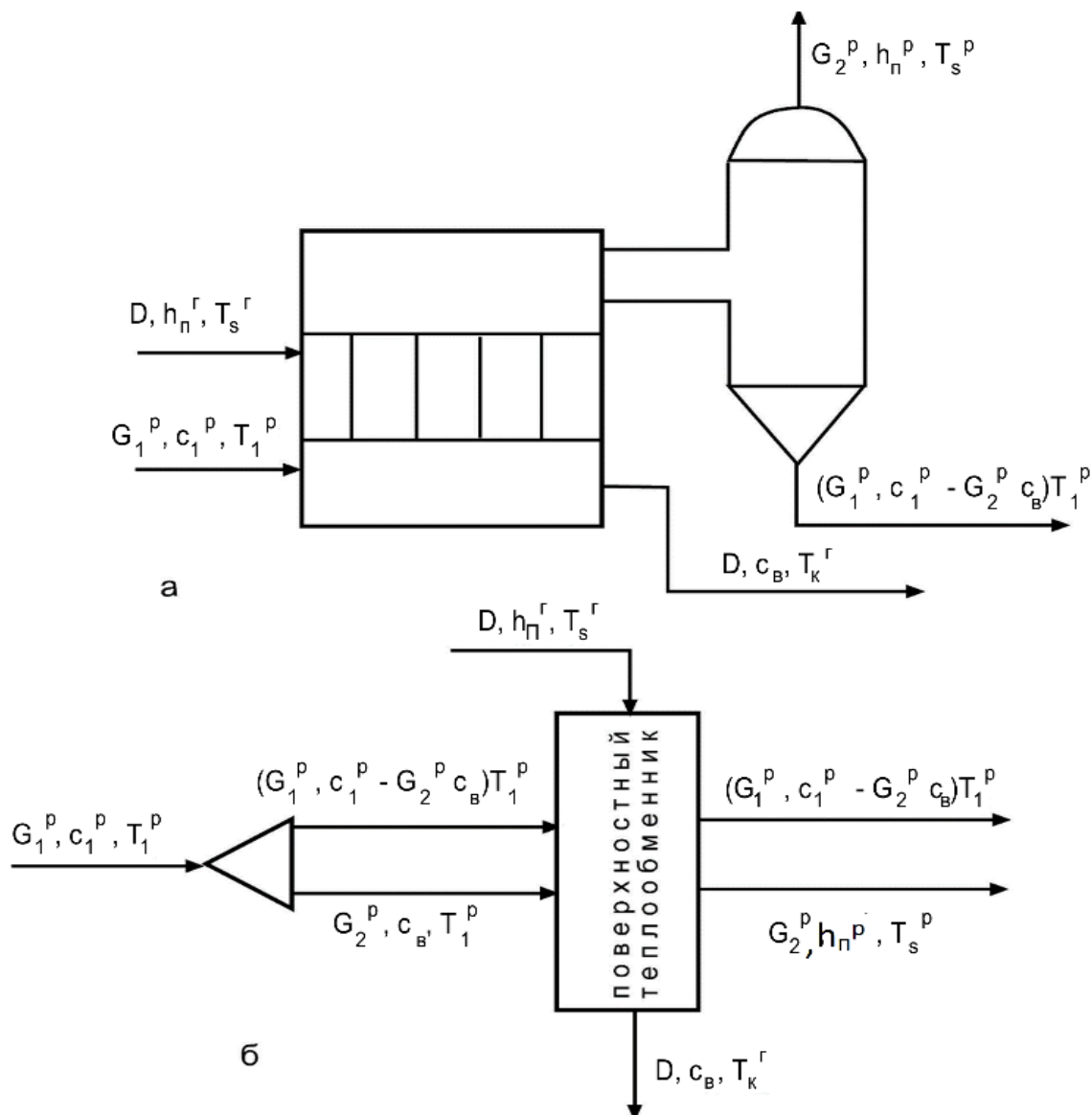


Рисунок 2.9 – Тепловая схема выпарного аппарата:

a – структурная схема; b – эквивалентная схема; G_1^p, c_1^p, T_1^p – соответственно, расход, удельная теплоемкость и температура черного щелока, поступающего в выпарной аппарат; G_2^p, h_{Π}^p, T_s^p – расход, удельная энтальпия и температура пара испарения; D, T_s^r и T_K^r – расход, температура насыщения греющего пара и температура конденсата; c_B – теплоемкость воды

Теперь нетрудно определить эксергетический КПД такого процесса:

$$\eta_e = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{G_2^p (h_{\Pi}^p - c_B T_1^p)}{D (h_{\Pi}^r - c_B T_K^r)} \frac{1 - T_{OC}/T_H^T}{1 - T_{OC}/T_O^T} = \frac{1 - T_{OC}/T_H^T}{1 - T_{OC}/T_O^T}. \quad (2.66)$$

Достоинством предложенного метода расчета эксергетического КПД тепловой схемы является не только возможность последующей формулировки термодинамических требований по ее совершенствованию с позиций энергосбережения, но и использование привычных для инженеров-теплотехников и технологов понятий: расход рабочего тела, тепловой поток, истинная температура теплоносителя и т. д.

2.4.3. Построение эксергетических диаграмм по методу приращений эксергетических тепловых потоков

В настоящее время много внимания уделяется вопросам энергосбережения в технологических процессах. Для получения тепловых схем с высоким термодинамическим совершенством необходимо научно обоснованно проанализировать существующий или проектируемый технологический процесс, используя при этом первый и второй законы термодинамики. Этот анализ можно осуществить по предложенному методу приращений эксергии в процессах переноса теплоты. По результатам такого анализа не трудно сформулировать требования к повышению термодинамического совершенства системы.

Как показывает выполненный эксергетический анализ достаточно большого количества технологических схем, их эксергетический КПД относительно не высок и составляет не более 50–60 % против возможных 85–90 %. При этом требования к термодинамическому совершенству системы часто не ограничиваются теплотехническими решениями, но и диктуют требования к совершенствованию технологических процессов.

Результаты эксергетических расчетов сложных систем часто труднообозримы. Наглядное представление результатов эксергетического расчета можно получить из эксергетических диаграмм.

Методическое построение эксергетических диаграмм [26, 164, 168] на основе приращения эксергий тепловых потоков состоит в следующем: приращения эксергий потоков в отдельных теплоиспользующих элементах сложной термодинамической системы соединяются на диаграмме потоками, т. е. полосами, ширина которых в относительных единицах определяет величину затраченного и воспринятого приращения эксергий. Общее суммарное затраченное приращение эксергий во всех теплоиспользующих элементах сложной системы технологического процесса принимается за 100 %.

Рассмотрим некоторую термодинамическую систему с регенерацией. В каждый узел регенеративного контура подводится относительная затраченная эксергия (γ), численно равная отношению приращения затраченной в рассматриваемом теплопроцессе эксергии к общей затраченной эксергии в установке. Эта величина уменьшает общий поток относительной располагаемой эксергии в установке. В результате энергетического взаимодействия материальных потоков в i -ом теплопроцессе часть эксергии от одних потоков переходит к другим потокам. На соответствующую величину воспринятой

эксергии (меньшую, чем затраченную) увеличивается поток располагаемой эксергии.

Воспринятая относительная эксергия потока (λ) в теплоиспользующем узле численно равна отношению приращения в рассматриваемом теплопроцессе воспринятой эксергии к суммарному приращению эксергии в системе. Отношение относительной воспринятой эксергии в теплоиспользующем элементе к относительной затраченной эксергии в нем определяет эксергетический КПД процесса в этом элементе.

Таким образом, в результате взаимодействия материальных потоков в i -ом теплопроцессе общая затраченная эксергия в системе уменьшается на величину эксергетических потерь в нем. Суммарное взаимодействие тепловых потоков во всех звеньях термодинамической системы определяет общие эксергетические потери в системе, приводящие к уменьшению относительного располагаемого приращения эксергии. Остаточная величина от относительной располагаемой эксергии в результате энергетического взаимодействия потоков в системе характеризует на диаграмме ее суммарный эксергетический КПД.

На эксергетической диаграмме потоков первый закон термодинамики находит свое отражение в том, что сумма потоков эксергий и анергий остается постоянной. Второй закон термодинамики проявляется в уменьшении приращения эксергии (сужения ширины полосы на диаграмме) при возникновении эксергетических потерь.

Для построения диаграммы эксергетических тепловых потоков необходимо:

1. Составить математическую модель на основе тепловых балансов теплотехнологической схемы с определением приращений тепловых потоков в правой и левой части по всем теплоиспользующим элементам.

2. По каждому теплоиспользующему элементу:

- составить принципиальную схему тепловых потоков и их структурную схему;

- составить тепловой баланс энергии в форме теплоты;

- составить баланс эксергий тепловых потоков.

3. Определить сумму приращений, затраченных и воспринятых эксергий по всем теплоиспользующим элементам тепловой схемы.

Для построения диаграммы изменений приращений эксергетических тепловых потоков примем во внимание следующие соотношения:

- относительная величина суммы приращений затраченных эксергий по всем элементам теплотехнологической схемы к общему приращению затраченных эксергий: $\sum \Delta E_{qoi} / \sum \Delta E_{q0}$ составляет 100 %;

- относительная величина затраченного приращения эксергии в i -ом элементе к суммарному затраченному приращению эксергии в системе

$$\gamma_i = \frac{\Delta E_{qoi}}{\sum \Delta E_{qoi}}; \quad (2.67)$$

- доля воспринятого приращения эксергии в i -ом элементе к суммарному затраченному приращению эксергии в системе

$$\lambda_i = \frac{\Delta E_{qHi}}{\sum \Delta E_{qHi}}. \quad (2.68)$$

Эксергетический КПД i -го элемента

$$\eta_{ei} = \frac{\lambda_i}{\gamma_i}. \quad (2.69)$$

Эксергетический КПД теплотехнологической схемы

$$\eta_e = \sum \lambda_i \quad \text{или} \quad \eta_e = \sum (\eta_{ei} \cdot \gamma_i) \quad (2.70)$$

На основе выполненных расчетов строим диаграмму эксергетических потоков, из которой получают следующую информацию:

- эксергетический КПД каждого элемента теплотехнологической схемы и общий эксергетический КПД тепловых процессов системы;
- связь КПД каждого элемента теплотехнологической схемы с КПД теплотехнологической схемы;
- значение затраченной эксергии в теплоиспользующем элементе при его эксергетическом КПД.

Целью термодинамического анализа на основе эксергий тепловых потоков является определение «узких» мест в организации тепловых процессов, определяющих КПД теплотехнологической схемы с целью формулирования требований к повышению термодинамической эффективности анализируемой теплотехнологической системы.

В качестве примера рассмотрим простую термодинамическую систему с регенеративным контуром (рис. 2.10).

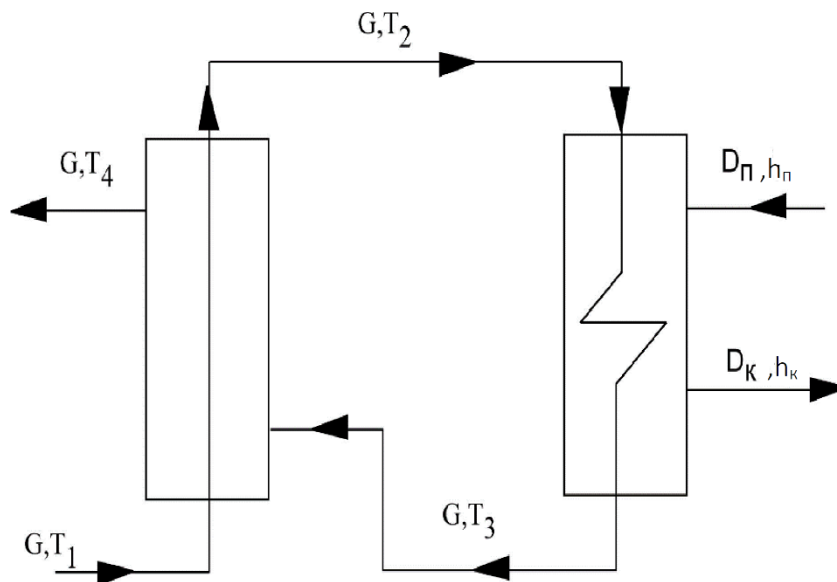


Рисунок 2.10 – Термодинамическая система с регенеративным контуром

Жидкость с расходом G и температурой T_1 поступает в рекуперативный теплообменник регенеративного контура, где нагревается до температуры T_2 , после чего догревается до температуры T_3 паром с ТЭЦ в рекуперативном

теплообменнике активного контура и вновь направляется в рекуперативный теплообменник регенеративного контура, откуда выходит с температурой T_4 .

На рисунке 2.11 приведена диаграмма эксергетических потоков рассматриваемой системы.

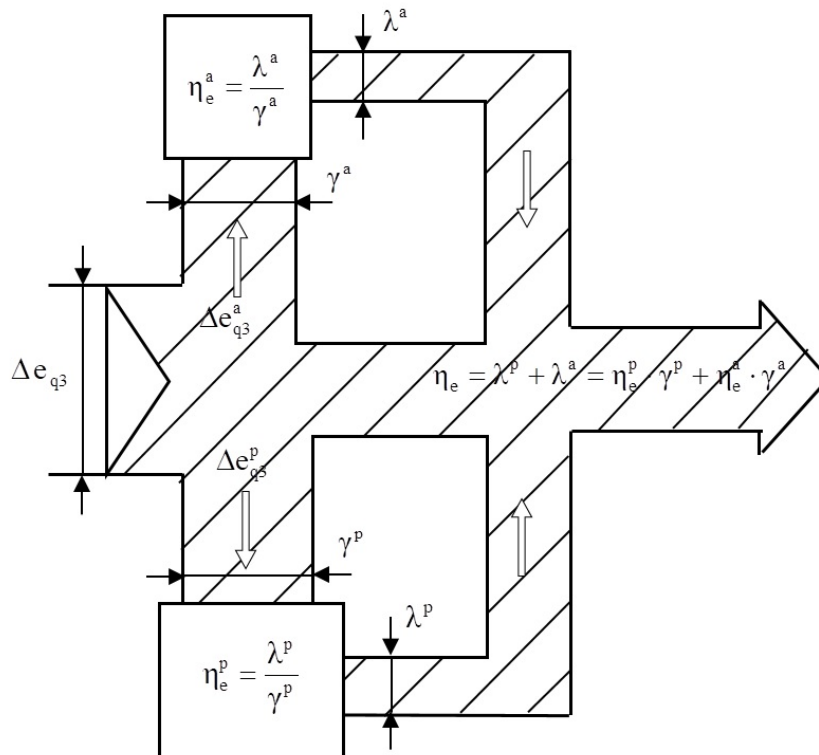


Рисунок 2.11 – Эксергетическая диаграмма термодинамической системы с регенеративным контуром

На этой диаграмме относительная величина суммы приращений затраченных эксергий в регенеративном ΔE_{q0}^p и активном ΔE_{q0}^a контурах к общему приращению затраченных эксергий ΔE_{q0} принята равной 100 %.

Основные соотношения метода эксергетического анализа на диаграмме представлены в виде:

– КПД рекуперативного теплообменника регенеративного контура

$$\eta_e^p = \frac{\lambda^p}{\gamma^p}; \quad (2.71)$$

– КПД рекуперативного теплообменника активного контура

$$\eta_e^a = \frac{\lambda^a}{\gamma^a}. \quad (2.72)$$

Тогда КПД термодинамической системы

$$\eta_e = \lambda^p + \lambda^a \quad \text{или} \quad \eta_e = \eta_e^p \cdot \gamma^p + \eta_e^a \cdot \gamma^a, \quad (2.73)$$

где γ^p и γ^a – доля затраченного приращения эксергии в регенеративном и активном контуре, соответственно, к суммарному затраченному приращению эксергии в термодинамической системе;

λ^p и λ^a – доля воспринятого приращения эксергии в регенеративном и активном контуре к суммарному затраченному приращению эксергии в термодинамической системе.

Диаграмма эксергетических потоков в наглядной форме позволяет оценить статьи эксергетического баланса.

Определение эксергетического КПД отдельных теплоиспользующих элементов и их связь с общим эксергетическим КПД системы через долю затраченной эксергии в них позволяет сформулировать требования к повышению эксергетического КПД тепловой схемы.

2.4.4. Связь эксергетических потерь с расходом топлива в энергетическом котле

Величина эксергетических потерь в отдельном элементе энерготехнологической системы пропорциональна расходу топлива в энергетическом котле, но не совпадает с ним. Это связано с тем, что возникшие эксергетические потери в локальной части термодинамической системы можно компенсировать затратами энергетического топлива, если учесть все преобразования энергии топлива (эксергетические потери) от его сжигания до этого элемента. Однако часто приходится оценивать эксергетические потери в локальной части термодинамической системы в условиях ограниченной информации от предыдущих преобразований энергии топлива.

Эксергетические потери от энергетического котла до рассматриваемого теплоиспользующего элемента определяются, в основном, потерями от необратимости при теплообмене продуктов сгорания и производством водяного пара. С учетом этого примем допущение о том, что остальные эксергетические потери, возникающие в котельном агрегате и по пути к рассматриваемому элементу, отсутствуют.

Аппаратурно-технологические схемы процессов целлюлозно-бумажного производства следует рассматривать как комбинированную энерготехнологическую систему совместно с работой ТЭЦ. Пар, вырабатываемый котлами ТЭЦ, направляется в паровую турбину, где путем изменения его внутренней энергии совершается работа (вырабатывается электроэнергия). Отборы пара турбин используются для регенеративного подогрева питательной воды, поступающей в котел, на другие собственные нужды ТЭЦ, а также для снабжения технологических потребителей.

В этом случае расход топлива в энерготехнологическую систему, для поддержания непрерывного ее функционирования, определяется количеством энергии, которую необходимо подвести в систему от внешнего источника для компенсации необратимости теплового процесса и работы, совершаемой системой [26, 164].

Тогда для рассматриваемой энерготехнологической системы

$$B \cdot Q_H^p = D_K + D_{CH} + L + \sum D_{im}, \quad (2.74)$$

где B и Q_H^p – расход и низшая теплота сгорания топлива;

D_K , D_{CH} , $\sum D_{im}$ – эксергетические потери в котле, при передаче энергии в форме тепла на собственные нужды ТЭЦ (регенеративный подогрев

питательной воды, потери от не изоэнтропического расширения пара в турбине и др.), при передаче энергии в теплопроцессах технологического потребителя;

L – работа, совершаемая в турбине.

Анализ эксергетических потерь на ТЭЦ и в тепловом процессе технологического потребителя показывает, что основная составляющая расхода топлива – эксергетические потери в котельной установке и обусловлены большой необратимостью теплопроцесса при передаче энергии от продуктов сгорания к водяному пару.

При выработке только электроэнергии на КЭС составляющая расхода топлива должна быть полностью отнесена к выработке электроэнергии, при снабжении технологического потребителя от централизованной котельной – к технологическому потребителю.

При комбинированной выработке тепла и электроэнергии на ТЭЦ, очевидно, эксергетические потери в котле должны быть распределены пропорционально эксергетическим потерям, возникающим в теплопроцессах технологического потребителя, и полезной работе, совершенной системой по выработке электроэнергии.

Так как эксергетические потери определяются разностью подведенной и отведенной эксергий, эксергетические потери в котле приближенно можно выразить:

$$D_K = Q' - Q \left(1 - \frac{T_{oc}}{T^T}\right); \quad (2.75)$$

$$Q' = B \cdot Q_H^p; \quad (2.76)$$

$$Q = B \cdot Q_H^p \cdot \varphi = D_{\Pi} \cdot (h_{\Pi} - h_{\PiВ}), \quad (2.77)$$

где T^T – среднетермодинамическая температура парообразования (приближенно температура насыщения водяного пара при давлении в котле);

T_{oc} – температура окружающей среды;

D_{Π} , h_{Π} , $h_{\PiВ}$ – расход пара, энтальпия перегретого водяного пара и питательной воды;

Q' – химическая энергия топлива, затраченная в котельном агрегате;

φ – коэффициент отвода теплового потока к окружающей среде.

Тогда уравнение (2.74) с учетом уравнений (2.75 – 2.77) приводится к виду:

$$B \cdot Q_H^p \cdot \varphi \left(1 - \frac{T_{oc}}{T^T}\right) = D_{CH} + L + \sum D_{im} \quad (2.78)$$

или

$$B \cdot Q_H^p = \frac{D_{CH} + L}{\varphi \left(1 - \frac{T_{oc}}{T^T}\right)} + \frac{\sum D_{im}}{\varphi \left(1 - \frac{T_{oc}}{T^T}\right)}. \quad (2.79)$$

Эксергетические потери можно вычислить из соотношения:

$$D_K = \Delta E_{qO} (1 - \eta_e). \quad (2.80)$$

Принимая эксергетический КПД котла $\eta_e = 40\%$ и с учетом того, что эксергетические потери связаны с расходом топлива через коэффициент пропорциональности, получаем

$$B = 2,5 \cdot D_K. \quad (2.81)$$

Распределение основной составляющей топливно-энергетических затрат (эксергетические потери от необратимости процесса в котельной установке) на выработку электроэнергии и технологию позволяет научно обоснованно подойти к энергетической оценке технологического процесса при ограниченной информации о термодинамической системе источника теплоснабжения. Такая оценка особенно важна при технико-экономической оптимизации параметров технологической схемы. Здесь встает проблема оценки стоимости единицы эксергии. Требования к точности такой оценки не высокие, так как для этих задач важно изменение скорости оптимизируемого параметра, а не его абсолютная величина.

2.4.5. Эксергетический коэффициент теплопередачи как критерий термодинамического совершенства теплообменного аппарата

Совершенство теплообменного аппарата при вынужденном движении рабочих сред характеризуется соотношением теплоты, переданной в аппарате, и затрат мощности на преодоление гидравлических сопротивлений. Академиком М. В. Кирпичёвым введено понятие энергетического коэффициента

$$\mathcal{E} = Q/N. \quad (2.82)$$

Чем больше значение \mathcal{E} , тем эффективнее происходит процесс теплообмена и более совершенна конструкция аппарата. Вместе с тем в таком виде методика оценки эффективности теплообменного аппарата не получила широкого применения. Главным ее недостатком является неоднозначность энергетического коэффициента в зависимости от принятых скоростей рабочих сред, соотношений коэффициентов теплоотдачи, температур и других факторов.

Развитие методики оценки на основе энергетического коэффициента выполнено проф. В. М. Антуфьевым с использованием удельных показателей для определения теплосъема и энергетических затрат [61].

Выполнено преобразование энергетического коэффициента путем анализа величин, входящих в уравнение (2.82):

$$\mathcal{E} = Q/N = (k \cdot F \cdot \Delta t) / (\Delta P \cdot W \cdot f_{\text{пр.с.}}), \quad (2.83)$$

где k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С);

F – поверхность теплообмена, м²;

Δt – среднелогарифмический температурный напор, °С;

ΔP – потери напора при движении среды, Па;

W – скорость среды, м/с;

$f_{\text{пр.с.}}$ – площадь проходного сечения, м².

Получены удельные показатели теплосъема и энергозатрат на 1 м² делением числителя и знаменателя на поверхность теплообмена F . Обозначив удельные энергозатраты

$$N_o = (\Delta P \cdot W \cdot f_{\text{пр.с.}}) / F, \quad (2.84)$$

получим выражение

$$\Xi = \frac{k \cdot \Delta t}{N_o}. \quad (2.85)$$

Допустим, что на оценку эффективности поверхности теплообмена температурный напор не влияет и может быть принят $\Delta t = 1^\circ\text{C}$.

С учетом этого выражение (2.85) принимает вид безразмерного комплекса

$$\Xi = \frac{k \cdot 1}{N_o} = \frac{k}{N_o}. \quad (2.86)$$

В приведенном виде энергетический коэффициент является универсальным. Он характеризует теплоту, переданную при разности температур в 1°C , затратах энергии в 1 Вт на движение рабочей среды при обтекании 1 м^2 поверхности теплообмена.

Однако и в таком виде предложенный критерий оценки теплообменных поверхностей не корректен с позиции современных представлений о термодинамической эффективности теплообменных аппаратов. К недостаткам энергетического критерия теплообменных поверхностей следует отнести:

- значения величин энергии в числителе и знаменателе этого критерия имеют различную энергетическую ценность (тепловая и электрическая энергия);
- величина воспринятой теплоты определяется как величиной коэффициента теплопередачи, так температурным напором и поверхностью теплообмена;
- утверждение, что на коэффициент теплоотдачи температурный напор не оказывает влияние, а, следовательно, является универсальным и представляется дискуссионным.

Известно, например, что для выпарных аппаратов с естественной циркуляцией полезный температурный напор оказывает существенное влияние на коэффициент теплоотдачи, а, следовательно, и на коэффициент теплопередачи.

Эти недостатки можно устранить, если в качестве универсальной оценки энергетической эффективности теплообменных поверхностей использовать эксергетический коэффициент теплопередачи [26, 164].

В этих условиях эксергетический КПД теплообменного аппарата можно записать:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{Q \left(1 - \frac{T_{OC}}{T_H^T} \right)}{Q \left(1 - \frac{T_{OC}}{T_O^T} \right) + N_o}. \quad (2.87)$$

Выполнив несложные преобразования, получим:

$$\eta_e^T = \frac{\Delta E_{qH}}{\Delta E_{qO}} = \frac{1 - \frac{T_{OC}}{T_H^T}}{\left(1 - \frac{T_{OC}}{T_O^T} \right) + \frac{N_o}{Q}}, \quad (2.88)$$

или с учетом того, что $N_o/Q = \Xi^{-1}$

$$\eta_e^T = \frac{1 - \frac{T_{OC}}{T_H}}{\left(1 - \frac{T_{OC}}{T_O}\right) + \varepsilon^{-1}}, \quad (2.89)$$

Предложенный эксергетический коэффициент теплопередачи позволяет оценить эффективность теплообменных поверхностей различных теплообменных аппаратов.

2.5. Термодинамический анализ эффективности работы парокомпрессионной теплонасосной установки на различных рабочих телах

Для оценки влияния термодинамических свойств на коэффициент преобразования φ проведено сравнение 10 рабочих агентов в зависимости от разности температур $\Delta t = t_{B2} - t_H$ [169-171]. Здесь t_{B2} – температура воды, поступающей от ТНУ к потребителю теплоты, а t_H – температура низкопотенциального источника.

Температура t_H принималась равной 10 и 20 °С. Конечная разность температур между рабочим агентом и низкопотенциальным источником в испарителе принималась равной 4 °С, а недогрев воды в конденсаторе 5 °С, перегрев рабочего агента перед компрессором 10 °С, изэнтропный КПД компрессора 0,8, его электромеханический КПД 0,95. Расчет проводился для одноступенчатой ТНУ. В таблице 2.7 приведено значение φ при $\Delta t = 35$ °С.

Самое большое значение φ у аммиака – 4,49. У водяного пара R718 $\varphi = 4,26$, примерно такое же у фреонов R12, R22 и R134a.

Таблица 2.7 – Значения коэффициента преобразования

Рабочий агент	Значение φ
Фреон R12	4,24
Фреон R22	4,2
Фреон R502	3,79
Фреон R142b	4,42
Фреон R134a	4,13
Смесевой R401a	4,1
Смесевой R410a	3,62
Изобутан R600a	4,32
Аммиак R717	4,49
Водяной пар R718	4,26

Термодинамические свойства рабочих тел в значительной степени определяют энергетические характеристики ТНУ. Влияние термодинамических свойств рабочего тела на коэффициент преобразования проанализируем на примере теоретического цикла парокомпрессионной ТНУ (рис. 2.12) [171].


$$q_{II} = h_1 - h_{3'} = r_{II} - (h_{3'} - h_0) = r_{II} - (h_3 - h_0), \quad (2.90)$$

Количество теплоты, подведенной в изобарном процессе 0-3, равно $c' \cdot (T_K - T_H)$, следовательно

$$q_{\mathbb{H}} = r_{\mathbb{H}} - c'(T_K - T_{\mathbb{H}}). \quad (2.91)$$

$$q_K = T_K \cdot \Delta S_{2'-3} + \Delta l, \quad (2.92)$$
$$q_K = r_K + c(T_K - T_{\mathbb{H}}), \quad (2.93)$$

Изменение энтропии в процессе 2'-3

$$\Delta S_{2'-3} = \Delta S_{1-0} - \Delta S_{3-a} = \frac{r_U}{T_U} - c' \ln \frac{T_K}{T_U}.$$

$$\Delta l \approx 0,5(T_2 - T_K) \cdot \Delta S_{2-\rho} \text{ .}$$
$$\Delta S_{2-e} = c \ln \frac{T_2}{T_K} = c'' \ln \frac{T_K}{T_{\text{H}}} ,$$
$$T_2 = T_K \cdot \left(\frac{T_K}{T_M} \right)^{c''/c}.$$

108

$$q_K = T_K \left(\frac{r_U}{T_H} - c' \ln \frac{T_K}{T_H} \right) + 0,5c''T_K \left[\left(\frac{T_K}{T_H} \right)^{c''/c} - 1 \right] \ln \frac{T_K}{T_H}, \quad (2.94)$$

$$q_K = r_K + cT_K \left[\left(\frac{T_K}{T_H} \right)^{c''/c} - 1 \right], \quad (2.95)$$

Используя формулы (2.91), (2.94) и (2.95), коэффициент преобразования цикла представится в виде:

$$\varphi = \frac{T_K \left(\frac{r_U}{T_H} - c' \ln \frac{T_K}{T_H} \right) + 0,5c''T_K \left[\left(\frac{T_K}{T_H} \right)^{c''/c} - 1 \right] \ln \frac{T_K}{T_H}}{T_K \left(\frac{r_U}{T_H} - c' \ln \frac{T_K}{T_H} \right) + 0,5c''T_K \left[\left(\frac{T_K}{T_H} \right)^{c''/c} - 1 \right] \ln \frac{T_K}{T_H} - (r_U - c'(T_K - T_H))}, \quad (2.96)$$

или

$$\varphi = \frac{r_K + cT_K \left[\left(\frac{T_K}{T_H} \right)^{c''/c} - 1 \right]}{r_K + cT_K \left[\left(\frac{T_K}{T_H} \right)^{c''/c} - 1 \right] - (r_U - c'(T_K - T_H))}. \quad (2.97)$$

Для определения максимального значения коэффициента φ в зависимости от термодинамических свойств рабочих тел решим систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial \varphi}{\partial r_U} = 0; \\ \frac{\partial \varphi}{\partial c'} = 0; \\ \frac{\partial \varphi}{\partial c''} = 0; \\ \frac{\partial \varphi}{\partial c} = 0. \end{cases}$$

Найдем частные производные, используя уравнение (2.96), и после преобразований, приравнявая нулю правые части выражений, будем иметь:

$$\left\{ \begin{aligned} & c' \left(\left(\frac{T_K}{T_{И}} (T_K - T_{И}) - \ln \frac{T_K}{T_{И}} \right) + 0,5c''T_K \ln \frac{T_K}{T_{И}} \left[\left(\frac{T_K}{T_{И}} \right)^{c''/c} - 1 \right] \right) = 0; \quad (1) \\ & T_K r_U \left(\ln \frac{T_K}{T_{И}} - \frac{T_K}{T_{И}} + 1 \right) - 0,5c''T_K \ln \frac{T_K}{T_{И}} \left(\left(\frac{T_K}{T_{И}} \right)^{c''/c} - 1 \right) (T_K - T_{И}) = 0; \quad (2) \\ & 0,5T_K \ln \frac{T_K}{T_{И}} \left(\left(\frac{T_K}{T_{И}} \right)^{c''/c} + \frac{c''}{c} \left(\frac{T_K}{T_{И}} \right)^{c''/c} \ln \frac{T_K}{T_{И}} - 1 \right) (r_U - c'(T_K - T_{И})) = 0; \quad (3) \\ & 0,5c''T_K \left(\ln \frac{T_K}{T_{И}} \right)^2 \frac{c''}{c^2} \left(\frac{T_K}{T_{И}} \right)^{c''/c} (r_U - c'(T_K - T_{И})) = 0. \quad (4) \end{aligned} \right.$$

Таким образом, задача сводится к решению систем четырех уравнений с четырьмя неизвестными (r_U, c', c'', c) . Из четвертого уравнения этой системы следует, что либо $c'' = 0$ (вариант 1), или $r_U = c'(T_K - T_{И})$ (вариант 2). Рассмотрим более подробно эти варианты.

Вариант 1. При $c'' = 0$ система уравнений (1), (2), (3) примет вид:

$$\left\{ \begin{aligned} & c' \left(\frac{T_K}{T_{И}} (T_K - T_{И}) - \ln \frac{T_K}{T_{И}} \right) = 0; \quad (1') \\ & T_K r_U \left(\ln \frac{T_K}{T_{И}} - \frac{T_K}{T_{И}} + 1 \right) = 0 \quad (2') \\ & 0 = 0 \quad (3') \end{aligned} \right.$$

Получаем, что критическая точка имеет координаты:

$$\left\{ \begin{aligned} & c'' = 0; \\ & c' = 0; \\ & r_U = 0; \\ & c - \text{любое.} \end{aligned} \right.$$

Вариант 2. При $r_U = c'(T_K - T_{И})$ будем иметь:

$$\left\{ \begin{aligned} & c' \left(\left(\frac{T_K}{T_{И}} (T_K - T_{И}) - \ln \frac{T_K}{T_{И}} \right) + 0,5c''T_K \ln \frac{T_K}{T_{И}} \left[\left(\frac{T_K}{T_{И}} \right)^{c''/c} - 1 \right] \right) = 0; \quad (1'') \\ & T_K r_U \left(\ln \frac{T_K}{T_{И}} - \frac{T_K}{T_{И}} + 1 \right) - 0,5c''T_K \ln \frac{T_K}{T_{И}} \left(\left(\frac{T_K}{T_{И}} \right)^{c''/c} - 1 \right) (T_K - T_{И}) = 0; \quad (2'') \\ & 0 = 0; \quad (3'') \end{aligned} \right.$$

Умножим уравнение (1'') на $(T_K - T_{И})$ и сложим с (2''):

$$c'(T_K - T_{И}) \left[\frac{T_K}{T_{И}} (T_K - T_{И}) - \ln \frac{T_K}{T_{И}} + T_K \left(\ln \frac{T_K}{T_{И}} - \frac{T_K}{T_{И}} + 1 \right) \right] = 0.$$

Покажем, что выражение, стоящее в квадратных скобках, не равно нулю. Допустим противное, тогда

$$\frac{T_K}{T_{\text{И}}} (T_K - T_{\text{И}}) - \ln \frac{T_K}{T_{\text{И}}} + T_K \left(\ln \frac{T_K}{T_{\text{И}}} - \frac{T_K}{T_{\text{И}}} + 1 \right) = \ln \frac{T_K}{T_{\text{И}}} (T_K - 1) = 0.$$

Это уравнение имеет решение, когда $T_K = T_{\text{И}}$ или $T_K = 1$, что противоречит физическому смыслу решаемой задачи.

Тогда $c' = 0$. Подставляя данное значение c' в уравнение (1'') и (2''), будем иметь:

$$c'' [T_K (T_K - T_{\text{И}})] \ln \frac{T_K}{T_{\text{И}}} \left[\left(\frac{T_K}{T_{\text{И}}} \right)^{c''/c} - 1 \right] = 0.$$

Решением данного уравнения является $c'' = 0$. Таким образом, точка, в которой может быть максимум функции, будет иметь значение, аналогичное варианту 1:

$$\begin{cases} c' = 0; \\ c'' = 0; \\ r_U = 0; \\ c - \text{любое.} \end{cases}$$

Поскольку одновременно эти условия выполнены быть не могут, то решаемая система уравнений (1), (2), (3) и (4) не дает экстремальных значений φ в зависимости от термодинамических свойств рабочих тел. Из анализа уравнений (2.80) и (2.81) следует, что наибольшего значения коэффициент φ достигает при максимальных значениях теплот парообразования r_U и конденсации r_K , а также теплоемкости c'' и минимальных значениях теплоемкостей c' и c .

Таким образом, для повышения энергетической эффективности ТНУ и с целью снижения расхода циркулирующего рабочего тела, а, следовательно, и затрачиваемой работы, рекомендуется выбирать тела с высокими значениями скрытой теплоты парообразования r . Важным показателем является объемная холодопроизводительность: $q_V = q_0/u_0$. С уменьшением объемной холодопроизводительности q_V увеличивается число цилиндров и диаметры поршневых компрессоров. Для центробежных компрессоров с уменьшением q_V и увеличением μ растет диаметр рабочего колеса.

При выборе рабочего тела обращают внимание на теплоемкость жидкости c' – при ее снижении уменьшаются потери от дросселирования, вязкость – ее уменьшение улучшает теплообмен и снижает гидравлические потери.

Влияние физических свойств рабочих тел на энергетические и массогабаритные показатели ТНУ. В парокомпрессионных ТНУ, предназначенных для нагрева подпиточной воды котлов и добавочной воды теплосети, используются рабочие тела, позволяющие обеспечить достаточно высокую ее температуру на выходе из конденсатора, при утилизации теплоты сбросной воды предприятий ЦБП ее температура на выходе из испарителя ТНУ составляет 25–30 °С, при этом температура испарения рабочего тела будет

находиться в пределах 20–25 °С. Желательно, чтобы давление испарения при данной t_u было бы равно или несколько выше атмосферного. Давление конденсации, соответствующее t_k 75–85 °С, должно быть как можно меньшим.

Основными элементами парокомпрессионной ТНУ являются компрессор и теплообменные аппараты (конденсатор, испаритель и переохладитель), последние оказывают наибольшее влияние на весовые, габаритные и энергетические характеристики ТНУ [171, 172].

Энергетический показатель установки – коэффициент преобразования

$$\varphi = \frac{Q_K + Q_{\text{ПО}}}{N_{\text{Э}}}, \quad (2.98)$$

зависит, в основном, от тепловой нагрузки конденсатора

$$Q_K = F_B \cdot k \cdot \Delta t, \quad (2.99)$$

поскольку тепловая нагрузка переохладителя $Q_{\text{ПО}}$ существенно меньше величины Q_K .

В формуле (2.99) только коэффициент теплопередачи k зависит от термодинамических свойств того или иного рабочего тела, и, следовательно, при неизменных значениях внутренней теплообменной поверхности конденсатора F_B и средней логарифмической разности температур Δt он определяет величину Q_K и в значительной степени коэффициент φ .

В общем случае коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ф}}} + \frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (2.100)$$

где $\sum(\delta/\lambda)$ – термическое сопротивление стенки теплообменной трубы и ее загрязнений.

Коэффициент теплоотдачи со стороны фреона, отнесенный к внутренней поверхности оребренной трубы, при расчете конденсатора обычно определяется по формуле [173, 174]:

$$\alpha_{\text{ф}} = 0,725 \left(\frac{r_K \cdot \rho_K^2 \cdot \lambda_K^3 \cdot q}{\mu_K \cdot d_0} \right) \cdot m^{-1/6} \cdot \psi \cdot \beta (t_K - t_{\text{СТ}})^{-1/4}. \quad (2.101)$$

При неизменной геометрии труб (параметров m , ψ , β и d_0), а также температуре конденсации фреона t_K и температуре стенки трубы $t_{\text{СТ}}$, величина $\alpha_{\text{ф}}$ будет зависеть от значения комплексного параметра:

$$\Phi_R = \left(\frac{r_K \cdot \rho_K^2 \cdot \lambda_K^3}{\mu_K} \right)^{1/4}, \quad (2.102)$$

т. е. от термодинамических свойств фреона: теплоты парообразования r_K , плотности ρ_K , коэффициента теплопроводности λ_K и динамической вязкости μ_K .

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды

$$\alpha_B = \frac{Nu_B \cdot \lambda_B}{d_B}, \quad (2.103)$$

при неизменном внутреннем диаметре трубы d_B , определяется числом Нуссельта

$$Nu_B = 0,021 Re_B^{0,8}, \quad (2.104)$$

и коэффициентом теплопроводности воды λ_B . При этом коэффициент кинематической вязкости воды ν_B , входящий в выражение числа Рейнольдса

$$Re_B = \frac{\omega_B \cdot d_B}{\nu_B},$$

и коэффициент λ_B , а также число Прандтля Pr_B являются функциями средней температуры воды: $t_B = t_K - \Delta t$.

Отсюда следует, что при неизменных значениях t_K и Δt , скорости воды ω_B в трубах конденсатора, независимо от термодинамических свойств того или иного рабочего тела, коэффициент теплоотдачи со стороны воды α_B будет оставаться постоянным и не оказывать влияния на коэффициент теплопередачи K .

Таким образом, при принятых условиях и неизменном термическом сопротивлении $\sum(\delta/\lambda)$ коэффициент теплопередачи K будет зависеть только от коэффициента теплоотдачи α_ϕ и, следовательно, определяется величиной комплексного параметра Φ_R .

На рисунке 2.13 представлены кривые, характеризующие изменение параметра Φ_R различных рабочих тел в зависимости от их температуры конденсации t_K . Они свидетельствуют, прежде всего, о неодинаковом влиянии термодинамических свойств того или иного фреона на величину комплексного параметра Φ_R .

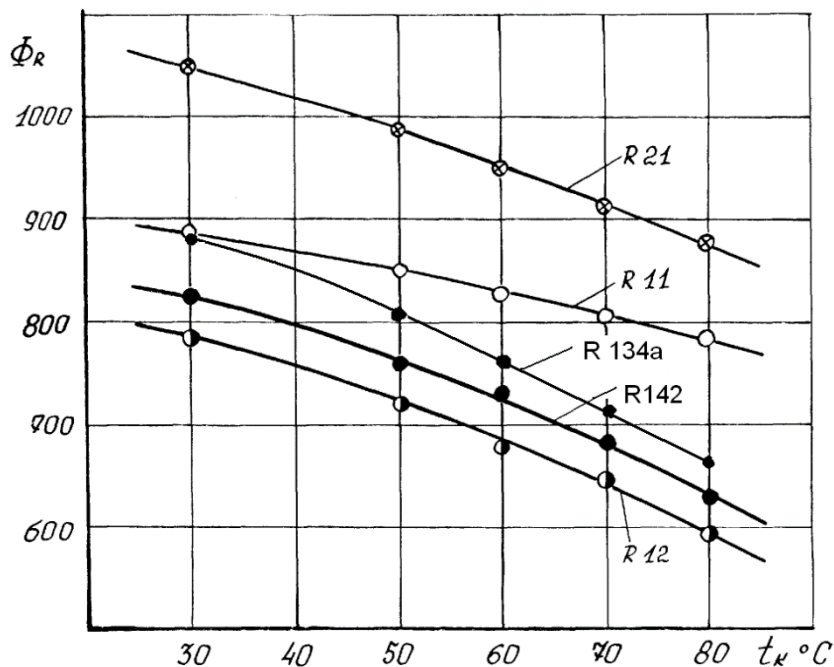


Рисунок 2.13 – Изменение комплексного параметра Φ_R рабочих тел в зависимости от их температуры конденсации t_K

Следует отметить, что энергетические показатели установок, работавших на R12, при переходе на R134a зависят от режима работы. При температуре в испарителе ниже -15°C эти показатели снижаются, а при работе в

высокотемпературном режиме – повышаются на несколько процентов. При использовании этого хладагента в трансформаторах теплоты с центробежным компрессором энергетические показатели также снижаются.

В целом, хладагент R134a по эксплуатационным характеристикам близок к R12, но при ретрофите необходимо учитывать отмеченные выше недостатки и использовать его в качестве альтернативного хладагента предпочтительно при обслуживании сравнительно «молодого» оборудования.

Примерно такие же результаты получены в работе [175-177], в которой проводились исследования влияния свойств ряда фреонов на коэффициенты преобразования ТНУ при различных температурах их конденсации и испарения.

Полученные результаты не в полной мере проявляются при комплексном рассмотрении всех элементов, входящих в состав ТНУ. Влияние термодинамических свойств рабочих тел на характеристики как всей установки, так и ее составляющих, рассмотрено применительно к ТНУ ТХМТ-4000, основные характеристики которой приведены в [178].

С этой целью по методам, изложенным в [174], выполнены расчеты теплообменных аппаратов ТНУ применительно к условиям ее эксплуатации в вентиляционной системе БДМ при температуре воды перед испарителем 32 °С [175, 179]. При этом температура конденсации и испарения равнялась, соответственно, $t_K = 80$ °С и $t_u = 20$ °С. Вариантные расчеты ТНУ производились для двух значений изэнтропного КПД двухступенчатого центробежного компрессора ($\eta_{пэ} = 0,7$ и $0,84$).

Полученные результаты показывают, что для получения в конденсаторе воды в количестве 315 т/ч при температуре 75 °С наибольший расход фреона приходится на R12.

Наоборот, удельная работа сжатия и мощность, потребляемая компрессором, оказывается наименьшей при использовании озонобезопасного фреона R134a. Несмотря на это, в основном из-за большого массового расхода фреонов R134a, коэффициент преобразования ТНУ ТХМТ-4000 получается меньше, чем на фреонах R11 и R21.

Что касается теплообменной поверхности испарителя, то при использовании фреона R134a она получилась значительно меньше, чем на фреонах R11 и R21 (соответственно в 1,23 и 1,15 раза).

Поверочные расчеты испарителя машины ТХМТ-4000 на температуру сбросной воды, равную 40 °С (применительно к условиям работы Светогорского ЦБК), показали, что при тех же расчетных данных конденсатора имеет место существенное снижение расхода воды через испаритель (примерно в 2,1 раза) и незначительное уменьшение его теплообменной поверхности (на 9–11 %).

Применение компрессора с более высоким КПД практически не оказывает влияния на показатели теплообменных аппаратов, но позволяет примерно на 15 % повысить коэффициент, ϕ , ТНУ.

Термодинамические свойства рабочих тел оказывают значительное влияние на габаритные и весовые показатели компрессора. Расчеты компрессоров выполнены по методу, изложенному в работе [180].

Все компрессора имеют одинаковые колеса радиального типа с цилиндрическими лопатками и смоделированы на одни и те же относительные геометрические параметры: диаметры $\bar{D}_B = 0,22$, $\bar{D}_1 = 0,55$, $\bar{D}_3 = 1,13$, $\bar{D}_4 = 1,45$ и ширины лопаток $\bar{b}_1 = 1,25$ и $\bar{b}_2 = 0,0405$.

Для всех ступеней коэффициент удельной работы ψ принимался равным 0,574, коэффициент расхода $\varphi_{2r} = 0,27$.

Анализ данных свидетельствует, прежде всего, о том, что из-за больших объемных расходов поперечные и осевые размеры двухступенчатого центробежного компрессора, проектируемого для работы на фреоне R11, получаются в 2 раза, а на фреоне R21 в 1,5 раза большими, чем аналогичные, размеры такого же компрессора на фреоне R134a. При полученных геометрических соотношениях объемные и, следовательно, массовые показатели, например, компрессора на фреоне R11 будут примерно в 8 раз больше, по сравнению с компрессором на фреоне R134a. Применение большего числа ступеней хотя и приведет к уменьшению диаметральных размеров центробежного компрессора, но не даст заметного снижения его массы. В этом случае лучшие результаты дает применение многоступенчатого осевого компрессора.

Влияние температуры рабочего тела на эффективность работы теплонасосной установки. Энергетическая эффективность ТНУ зависит в значительной степени от температуры рабочего тела в конденсаторе и испарителе [177, 181]. Это влияние на энергетическую эффективность работы можно проанализировать с помощью коэффициента преобразования, записанного для идеальной ТНУ

$$\varphi_{ид} = \frac{q_K}{l} = \frac{q_{и+l}}{l}. \quad (2.105)$$

Величины, входящие в уравнение (2.88), выражаются через следующие соотношения:

– удельный тепловой поток в конденсаторе

$$q_K = T_K \cdot \Delta S, \quad (2.106)$$

– удельный тепловой поток в испарителе

$$q_{и} = T_{и} \cdot \Delta S, \quad (2.107)$$

– и затраченная удельная работа

$$l = l_{сж} - l_{расш} = (T_K - T_{и})\Delta S. \quad (2.108)$$

Уравнение (2.105), с учетом выше приведенных зависимостей, можно выразить через температуру рабочего тела в конденсаторе T_K и испарителе $T_{и}$ в виде:

$$\varphi_{ид} = \frac{T_K}{T_K - T_{и}}. \quad (2.109)$$

Изменение коэффициента преобразования в идеальной ТНУ в зависимости от его температуры в конденсаторе T_K при постоянной температуре рабочего тела в испарителе характеризуется первой производной

$$\left(\frac{\partial \varphi_{ид}}{\partial T_K} \right)_{T_{и}} = - \frac{T_{и}}{(T_K - T_{и})^2}. \quad (2.110)$$

Заменив бесконечно малые величины конечными, получим:

$$\frac{\Delta\varphi_{\text{ид}}}{\Delta T_K} = - \frac{T_{\text{и}}}{(T_K - T_{\text{и}})^2}. \quad (2.111)$$

Отрицательный знак правой части уравнения (2.111) показывает, что при снижении температуры T_K и постоянной температуре $T_{\text{и}}$ коэффициент преобразования φ возрастает.

При постоянной температуре T_K и переменной температуре $T_{\text{и}}$

$$\left(\frac{\partial\varphi_{\text{ид}}}{\partial T_{\text{и}}} \right)_{T_K} = \frac{T_{\text{и}}}{(T_K - T_{\text{и}})^2}. \quad (2.112)$$

или через конечные величины

$$\frac{\Delta\varphi_{\text{ид}}}{\Delta T_{\text{и}}} = - \frac{T_{\text{и}}}{(T_K - T_{\text{и}})^2}. \quad (2.113)$$

Положительный знак правой части уравнения (2.113) свидетельствует об уменьшении φ при снижении температуры $T_{\text{и}}$ и постоянстве значения T_K . Используя уравнения (2.111) и (2.113), получим:

$$\frac{\Delta\varphi_{\text{ид}}}{\Delta T_K} = - \frac{T_{\text{и}}}{T_K} \cdot \frac{\Delta\varphi_{\text{ид}}}{\Delta T_{\text{и}}}. \quad (2.114)$$

В ТНУ отношение $T_{\text{и}}/T_K < 1$, поэтому в соответствии с (2.114) на коэффициент преобразования относительно большее влияние оказывает изменение температуры рабочего тела в испарителе $T_{\text{и}}$, чем температуры T_K в конденсаторе.

Следовательно, разность температур теплоносителя и рабочего агента в испарителе должна быть меньше, чем в конденсаторе. Для повышения коэффициента преобразования и эффективности работы ТНУ необходимо в первую очередь использовать низкопотенциальную теплоту с относительно большей температурой.

2.6. Оптимизация параметров термодинамических систем

В качестве критерия оптимальности рассматривается технико-экономический критерий. Формирование технико-экономического критерия оптимальности производится обычным способом, только вместо расхода топлива в систему на компенсацию потерь от необратимости процессов, полученного из теплового баланса, учитываются эксергетические потери. Эти эксергетические потери через коэффициент пропорциональности также выражают величину расхода топлива в системе. В общем случае эти величины не совпадают. В тепловом балансе допускается, что при рассмотрении части термодинамической системы, выходящие тепловые потоки считаются потерями, т. е. не совершают полезной работы. В эксергетическом балансе принимается, что все выходящие потоки совершают полезную работу без потерь от необратимости процессов. С

учетом всех теплоиспользующих процессов от необратимости обе величины расхода топлива (по тепловому и эксергетическому балансу) совпадают.

Рассмотрим в качестве примера формирование критерия оптимальности, по которому будем определять оптимальные параметры работы выпарной батареи, представленной выпарными аппаратами с принудительной циркуляцией:

$$\frac{C}{W} = \frac{p}{Q_n^p} \cdot \left(\frac{D_i + N_{\text{цн}}}{\eta} \right) + (p_f \cdot F + p_{\text{цн}} \cdot n) \cdot \left(\frac{A_0}{\tau \cdot 3600} \right), \quad (2.115)$$

где C – стоимость выпаривания, руб/кг выпаренной воды;

p – стоимость топлива, поступающего в выпарную установку с греющим паром, руб/кг;

Q_n^p – низшая теплота сгорания лигнина, Дж/кг;

η – КПД котла, %;

D_i – удельные эксергетические потери (определяются по выражению 2.17), кДж/с;

$N_{\text{цн}}$ – общая удельная мощность циркуляционных насосов, кВт;

p_f – стоимость и изготовление 1 м² поверхности, руб/м²;

F – суммарная поверхность теплообмена, м²;

A_0 – доля амортизационных отчислений от общей начальной стоимости оборудования;

τ – количество рабочих часов в году;

$p_{\text{цн}}$ – стоимость циркуляционного насоса, руб;

n – число ступеней выпаривания (циркуляционных насосов);

W – суммарное количество выпаренной воды, кг/кг.

ГЛАВА 3

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРОИЗВОДСТВА ЦЕЛЛЮЛОЗЫ И БУМАГИ

3.1. Термодинамические исследования технологической схемы производства сульфатной целлюлозы

Эксергетический анализ технологии теплоты на действующих производствах сульфатной целлюлозы. При переработке технологической щепы на целлюлозу затрачивается большое количество энергии в форме тепла пара, топлива, электроэнергии.

Согласно технологии производства целлюлозы (рис. 1.1) по сульфатному способу древесная технологическая щепа подвергается варке с растворами натриевых щелочей – гидроксида натрия и сульфида натрия. При варке ряд компонентов древесины – органических соединений, основная часть которых представлена лигнином и гемицеллюлозами, переходит в растворимое состояние, а затем – в черный щелок. Целевой продукт процесса – целлюлоза, остается в твердой фазе. После проведения варки целлюлоза подвергается промывке водой. Жидкая фаза от выщелачивания древесной технологической щепы (черный щелок) разбавляется водой от промывки целлюлозы и поступает на выпаривание. После этого выпаренный черный щелок подают в СРК на сжигание.

В результате термообработки черного щелока образуется плав минеральных солей, который растворяют в воде с получением раствора карбоната и сульфида натрия (зеленый щелок). Для перевода карбонатной щелочи в каустическую, раствор каустифицируют путем его обработки оксидом кальция. Образующийся карбонат кальция вместе с природным карбонатом направляют на декарбонизацию в обжиговые печи, а раствор каустической и сульфидной щелочи (белый щелок) – на варку древесной щепы.

Тепловая энергия в этом случае подводится в следующие основные технологические процессы:

- варка целлюлозы из древесной технологической щепы;
- концентрирование черного щелока в выпарных батареях и концентраторах;
- декарбонизация известняка в обжиговой печи;
- регенерация щелочей в СРК.

Практически вся подводимая энергия для непрерывного функционирования технологической схемы производства сульфатной целлюлозы обеспечивается за счет сжигания биотоплива – лигнина и не целлюлозных углеводов, т. е. путем использования внутренних источников энергии. Исключение составляет подвод высококачественного топлива на декарбонизацию известняка, хотя в настоящее время имеются технические решения по использованию биотоплива и на этой стадии процесса.

Следует учесть, что технологическая древесная щепа представляет собой по химическому составу целлюлозу и другие углеводы, а также лигнин и другие вещества. Для простоты считают, что содержание целлюлозы и не целлюлозных органических компонентов примерно одинаково. Таким образом, половина древесины используется в качестве биотоплива; в связи с тем, что СРК первоначально рассматривался как технологический агрегат, можно предположить, что способ организации тепловых потоков в схеме не совершенен. Поиск путей совершенствования технологии теплоты в процессе производства целлюлозы позволит не только полностью удовлетворить потребность в энергии технологического процесса, но и вырабатывать дополнительно экологически чистое топливо для других целей.

В настоящей работе приводятся результаты эксергетического анализа технологии производства сульфатной целлюлозы [182]. На основе этого анализа делается попытка обосновать основные пути энергосбережения в этом процессе [183-191].

Результаты общего эксергетического баланса технологической схемы производства сульфатной целлюлозы для ОАО «Котласский ЦБК» приведены в таблице 3.1. Определение эксергетических характеристик производилось методом приращений эксергии [166, 167].

В таблице 3.1 приняты следующие обозначения:

$\Delta e_{qO i}, \Delta e_{qH i}$ – приращение затраченной и воспринятой эксергии в процессе термического взаимодействия в i -ом элементе, кДж/т целлюлозы;

γ_i – доля затраченной эксергии в i -ом элементе к общей затраченной эксергии в системе;

δ_i – доля воспринятой эксергии в i -ом элементе к общей затраченной эксергии в системе;

η_{ei} – эксергетический КПД i -ого элемента, %;

$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$ – абсолютная доля КПД i -ого элемента в КПД общей тепловой схемы, %.

Таблица 3.1 – Эксергетические характеристики основных энергоиспользующих технологических процессов

Процесс	№	$\Delta e_{qO i}$, кДж/т	$\Delta e_{qH i}$, кДж/т	γ_i	δ_i	η_{ei} , %	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$, %
Выпарка	1	840963	789298	0,0281	0,0264	93,85	2,64
	2	654487	588377	0,0219	0,0197	89,95	1,97
	3	574514	459284	0,0192	0,0154	80,06	1,54
	4	491560	410745	0,0164	0,0137	83,82	1,37
	5	297779	228170	0,01	0,0076	76,00	0,76

Окончание табл. 3.1

Процесс	№	$\Delta e_{qO i}$, кДж/т	$\Delta e_{qH i}$, кДж/т	γ_i	δ_i	η_{ei} , %	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$, %
	6	238389	207384	0,008	0,0069	86,76	0,69
	7	59773	0	0,002	0	0	0
	8	163019	0	0,0054	0	0	0
Регенерация в СРК	9	3460000	883877	0,1158	0,0296	25,56	2,96
	10	12411246	5632976	0,4154	0,1885	45,38	18,85
	11	495000	303088	0,0166	0,0101	60,84	1,01
	12	452500	367626	0,0151	0,0123	81,48	1,23
	13	962364	729252	0,0322	0,0244	75,80	2,44
	14	1278750	800250	0,0428	0,0268	62,58	2,68
	15	580075	397204	0,0194	0,0133	68,52	1,33
	16	24276	0	0,0008	0	0	0
	17	23363	0	0,0008	0	0	0
	18	158600	0	0,0053	0	0	0
	19	354000	0	0,0118	0	0	0
	20	1064000	0	0,0356	0	0	0
Обжиг известняка в печи	21	736000	426725	0,0246	0,0143	58,05	1,43
	22	661900	421360	0,0221	0,0141	63,10	1,41
	23	1094680	421487	0,0366	0,0141	38,54	1,41
	24	1706	0	0,0001	0	0	0
	25	578000	0	0,0193	0	0	0
	26	300370	0	0,01	0	0	0
	27	55903	0	0,0019	0	0	0
Варка	28	292935	261040	0,0098	0,0087	89,15	0,87
	29	259094	212305	0,0087	0,0071	81,67	0,71
	30	59963	28207	0,0020	0,0009	47,20	0,09
	31	830115	557984,15	0,0278	0,0187	67,17	1,87
	32	424247	239966	0,0142	0,0080	56,56	0,80
Итого		29879571	14366606	1,0	0,48	-	48,0

Цифры и числа во втором столбце таблицы соответствуют отдельным энерготехнологическим процессам в различных элементах при их реализации:

1-6 – процессы выпаривания по корпусам выпарных аппаратов;

7 – процесс потери эксергии с паром 6-го корпуса в окружающую среду;

8 – процесс потери эксергии от дросселирования греющего пара на первый корпус выпарной батареи;

9 – процесс испарения воды в СРК;

10 – процесс парообразования;

- 11 – процесс теплоотдачи теплоты от плава к промывной воде;
- 12 – процесс в защитном пучке;
- 13 – процесс в пароперегревателе;
- 14 – процесс в котельном пучке;
- 15 – процесс в водяном экономайзере;
- 16 – процесс потери эксергии теплоотдачей в окружающую среду через изоляцию и неизолированные участки;
- 17 – процесс потери эксергии с дымовыми газами;
- 18 – процесс потери эксергии на плавление солей;
- 19 – процесс потери эксергии теплоты от неполноты сгорания;
- 20 – процесс потери эксергии на восстановление сульфатов;
- 21 – процесс испарения и перегрев водяных паров;
- 22 – процесс обжига извести;
- 23 – процесс подогрева воздуха известью в рекуператорах;
- 24 – процесс потери эксергии, уносимой с пылью извести;
- 25 – процесс потери эксергии теплоты при разложении карбоната;
- 26 – процесс потери эксергии теплоотдачей в окружающую среду;
- 27 – процесс потери эксергии с дымовыми газами, включая выделившуюся углекислоту;
- 28 – процесс в расширителе первой ступени;
- 29 – процесс в расширителе второй ступени;
- 30 – процесс пропарки щепы;
- 31 – процесс в парожидкостном теплообменнике;
- 32 – процесс теплообмена между сваренной технологической щепой и промывной водой в варочном котле.

Общее приращение затраченной эксергии – $\Delta e_{0 \text{ общ}}$ для всех технологических процессов в системе составляет 29879571 кДж/т.

Анализ приведенных результатов позволяет установить, что основная доля затраченной эксергии в процессе производства целлюлозы связана с процессом регенерации щелочи в СРК. В процессе регенерации щелочи в СРК затрачивается 71,2 % эксергии, подведенной в схеме. Из них 53 % затрачивается на процессы выпаривания воды из раствора и получения водяного пара в котле с эксергетическими КПД – 25,56 % и 45,38 %, соответственно. (Целесообразно отметить, что эти данные относятся к предыдущей серии СРК – в последние годы параметры СРК изменились, как это видно, например, в одной из последних презентаций Компании Валмет [VALMET. Latest Developments in Fiberline Technology AFCEP May 13th, 2015 Rafael Medeiros Guilherme Mayer].)

Влияние этих процессов на общий эксергетический КПД настолько велико, что они определяют величину эксергетического КПД схемы в целом, который составляет 48 %. При этом целесообразно отметить, что, собственно, на процесс восстановления расходуется 10–15 % от общего содержания углерода в черном щелоке, а остальная часть используется как биотопливо.

Вторым теплоиспользующим процессом по величине затраченной эксергии является процесс декарбонизации известняка. Здесь затрачивается 11,46 % от всей

затраченной эксергии в схеме технологии производства. Этот процесс характеризуется низким (37 %) эксергетическим КПД.

Третьим теплоиспользующим процессом является выпаривание черного щелока. Величина затраченной эксергии в процессе составляет 11,10 % при эксергетическом КПД этого процесса 81 %.

Четвертым теплоиспользующим процессом по величине затраченной эксергии (6,25 %) является варка технологической щепы. Этот процесс характеризуется эксергетическим КПД 69,44 %, что не отвечает современным требованиям к эксергетическому КПД современных процессов.

Проанализируем результаты эксергетического анализа отдельно по технологическим процессам с целью формулирования термодинамических требований для совершенствования энергоэффективности процесса.

3.1.1. Эксергетический анализ процесса регенерации щелочей в содорегенерационном котлоагрегате

Результаты эксергетического баланса СРК показаны в таблице 3.2. Нумерация элементов соответствует тепловым процессам в таблице 3.1 (поз. 9–20).

Общее приращение затраченной эксергии – $\Delta e_{O \text{ общ}}$ в процессе составляет 21264174 кДж/т.

В настоящее время прорабатывается проблема регенерации теплоты паросодержащих дымовых газов при их глубоком охлаждении для выпаривания слабых черных щелоков [192]. Расчеты показывают, что при использовании теплоты паросодержащих дымовых газов целлюлозного производства (СРК и печей декарбонизации) с применением тепловых насосов удастся выпарить до 30–50 % от общего необходимого количества выпариваемой воды в процессе производства сульфатной целлюлозы.

Процессы (поз. 1 и 2) характеризуются большой необратимостью при преобразовании химической энергии лигнина и других органических соединений в тепловую энергию водяного пара. Эксергетические КПД в них не высоки и составляют 25,8 % и 45,4 %, соответственно. Пути снижения потерь эксергии в процессе выпаривания воды из черного щелока рассмотрены выше, а совершенствование процесса получения энергетического пара ограничивается локальными техническими решениями.

Таблица 3.2 – Эксергетические характеристики процессов в содорегенерационном котле

№	$\Delta e_{qO i}$, кДж/т	$\Delta e_{qH i}$, кДж/т	γ_i	δ_i	η_{ei} , %	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$, %
1 (9)	3460000	883877	0,163	0,042	25,767	4,2
2 (10)	12411246	5632976	0,584	0,265	45,376	26,5
3 (11)	495000	303088	0,023	0,014	60,869	1,4
4 (12)	452500	367626	0,021	0,017	80,952	1,7

№	$\Delta e_{qO i}$, кДж/т	$\Delta e_{qH i}$, кДж/т	γ_i	δ_i	η_{ei} , %	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$, %
5 (13)	962364	729252	0,045	0,034	75,555	3,4
6 (14)	1278750	800250	0,060	0,038	63,333	3,8
7 (15)	580075	397204	0,027	0,019	70,370	1,9
8 (16)	24276	0	0,001	0	0	0
9 (17)	23363	0	0,001	0	0	0
10 (18)	158600	0	0,007	0	0	0
11 (19)	354000	0	0,017	0	0	0
12 (20)	1064000	0	0,051	0	0	0
Итого	21264174	9114273	1,000	0,429	-	42,9

В настоящее время нет эффективных технических решений для существенного повышения эксергетического КПД СРК. Как один из вариантов, можно сформулировать требование к технологическому процессу, состоящее в том, что процесс регенерации щелока должен быть организован иным способом – без СРК. В этом направлении интенсивно ведутся исследования за рубежом. К таким работам следует отнести гидропиролиз черного щелока и газификацию черного щелока [193]. В США (штат Флорида) в г. Пенсаколе (для исключения СРК) в процессе гидропиролиза предварительно упаренный черный щелок подвергался нагреву без доступа воздуха при 230–270 °С и соответствующем давлении, предотвращающем выпаривание воды. Продукты гидропиролиза – уголь и жидкость. Обзор литературы по газификации черного щелока [193] при низкой и высокой температурах показывает интерес ряда зарубежных фирм к частичному или полному выводу СРК из энерготехнологического процесса. Однако высокая стоимость предлагаемых методов газификации и ряд технических трудностей по их реализации приводят к невозможности их практического применения в настоящее время. К технологиям, разрабатываемым в России, можно отнести ведение процесса регенерации щелоков в гидротермальном процессе. В этом случае регенерацию щелоков осуществляют в процессе выпаривания черного щелока с кристаллизацией солей. В настоящее время [194, 195] разработка такого процесса находится в стадии исследования.

3.1.2. Эксергетический анализ процесса концентрирования черного щелока

Результаты эксергетического баланса показаны в таблице 3.3 [182, 196, 197]. Нумерация элементов соответствует тепловым процессам в таблице 3.1 (поз. 1–8).

Таблица 3.3 – Эксергетические характеристики процесса выпаривания

№	Δe_{qoi} , кДж/т	Δe_{qhi} , кДж/т	γ_i	δ_i	η_{ei} , %	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$, %
1	840963	789298	0,253	0,238	93,86	23,8
2	654487	588377	0,197	0,177	89,90	17,7
3	574514	459284	0,173	0,138	79,94	13,8
4	491561	410745	0,148	0,124	83,56	12,4
5	297779	228171	0,090	0,069	76,62	06,9
6	238389	207384	0,072	0,062	86,99	06,2
7	59773	0	0,018	0	0	0
8	163019	0	0,049	0	0	0
Итого	3320485	2683259	1,000	0,808	-	80,8

Общее приращение затраченной эксергии – $\Delta e_{o \text{ общ}}$ в процессе составляет 3320485 кДж/т.

Результаты эксергетического анализа выпарной станции по концентрированию черных щелоков позволяют заключить, что процесс выпаривания в целом отвечает современным требованиям с точки зрения степени термодинамического совершенства. Эксергетический КПД выпарной батареи составляет 81 %. При затраченной доли эксергии в процессе 0,45 (поз. 1 и 2 табл. 3.3) этот КПД находится на уровне 90 %. Следует заметить, что развитие способов выпаривания черного щелока до высоких концентраций (80–90% а.с.в.) может существенно снизить эксергетический КПД концентрирования черного щелока.

Дальнейшее совершенствование выпаривания как термодинамической системы возможно путем освоения тепловых насосов. Такое техническое решение позволит повысить эксергетический КПД выпаривания путем исключения (поз. 7 и 8) затрат эксергии – 0,067, отводимой в окружающую среду. Исключение потерь теплоты с паром вакуумного корпуса позволит также исключить капитальные и эксплуатационные затраты на строительство и эксплуатацию градирен.

Заметная величина эксергетических потерь (0,049) относится к дросселированию греющего пара перед поступлением в первый корпус. Уменьшение этой потери возможно путем подвода пара соответствующего давления из отбора турбины ТЭЦ или термокомпрессора [198]. Другой путь – повышение давления греющего пара на первый корпус выпарной батареи. В этом случае открывается перспектива повышения производительности выпарной станции.

Такое техническое решение возможно лишь при исключении проблемы образования накипи на теплообменных поверхностях кипятильников выпарных аппаратов и качественного удаления неконденсирующихся газов из процесса.

Дальнейшее совершенствование этого процесса связано с уменьшением доли подводимой эксергии в процесс, например, путем рационализации водного

баланса или использования вторичных энергоресурсов для предварительного выпаривания слабых черных щелоков.

3.1.3. Эксергетический анализ процесса варки технологической щепы для производства целлюлозы

Результаты эксергетического баланса показаны в таблице 3.4 [182, 199]. Нумерация элементов соответствует тепловым процессам в таблице 3.1 (поз. 28–32).

Таблица 3.4 – Эксергетические характеристики процесса варки технологической щепы

№	Δe_{qoi} , кДж/т	Δe_{qhi} , кДж/т	γ_i	δ_i	η_{ei} , %	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$, %
1 (28)	292935	261040	0,157	0,140	89,11	14,0
2 (29)	259094	212305	0,139	0,114	81,94	11,4
3 (30)	59963	28207	0,032	0,015	47,04	1,5
4 (31)	830115	557984	0,445	0,299	67,22	29,9
5 (32)	424247	239966	0,227	0,129	56,56	12,9
Итого	1866354	1299502	1,000	0,696	-	69,6

Общее приращение затраченной эксергии – $\Delta e_{O \text{ общ}}$ в процессе составляет 1866354 кДж/т.

Анализ эксергетических характеристик процесса варки технологической щепы показывает, что эксергетический КПД процесса определяется процессами нагрева раствора в парожидкостных теплообменниках (поз. 4) и нагревом промывной воды в нижней части варочного котла (поз. 5), табл. 3.4. Доля затраченной эксергии в этих процессах и эксергетические КПД составляют: 0,445 при КПД 67,22 % и 0,227 при КПД 56,56 %, соответственно.

Кардинальное решение проблемы повышения эксергетического КПД при нагреве черного щелока состоит в развитии контура регенерации теплоты, нагретой до реакционной температуры технологической щепы. Такой подход позволит повысить эксергетический КПД до 90 % с соответствующим снижением расхода пара от внешнего источника на порядок. Практическая реализация такого технического решения требует нового подхода к аппаратурно-технологической схеме.

С позиции эксергетического подхода промывка целлюлозы в варочном котле не эффективна. Решение проблемы нагрева сырой технологической щепы в развитом контуре регенерации за счет использования теплоты сваренной технологической массы автоматически решает проблему охлаждения последней без самоиспарения. Именно это являлось основной причиной введения процесса охлаждения технологической массы промывной водой.

3.1.4. Эксергетический анализ процесса декарбонизации известняка

Результаты эксергетического баланса показаны в таблице 3.5 [194, 200, 201, 182, 195]. Нумерация элементов соответствует тепловым процессам в таблице 3.1 (поз. 21–27).

Таблица 3.5 – Эксергетические характеристики процесса декарбонизации известняка

№	$\Delta e_{qO i}$, кДж/т	$\Delta e_{qH i}$, кДж/т	γ_i	δ_i	η_{ei} , %	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$, %
1 (21)	736000	426725	0,215	0,124	57,98	12,4
2 (22)	661900	421360	0,193	0,123	63,66	12,3
3 (23)	1094680	421487	0,319	0,123	38,50	12,3
4 (24)	1706	0	0,000	0	0	0
5 (25)	578000	0	0,169	0	0	0
6 (26)	300370	0	0,088	0	0	0
7 (27)	55903	0	0,016	0	0	0
Итого	3428559	1269572	1,000	0,370	-	37,0

Общее приращение затраченной эксергии – $\Delta e_{O \text{ общ}}$ в процессе составляет 3428559 кДж/т.

Из таблицы 3.5 видно, что процесс декарбонизации известняка характеризуется очень низким эксергетическим КПД (37 %). От общей подведенной в процесс эксергии 28 % отводится в окружающую среду с материальными потоками и в процессах эндотермических реакций декарбонизации. Другие статьи расхода эксергии составляют величину 0,72, а именно: испарение и перегрев водяных паров – 0,215, обжиг извести – 0,193, подогрев воздуха известью в рекуператорах – 0,319. Эти процессы протекают с эксергетическими КПД 57,98 %, 63,66 % и 38,5 %, соответственно.

Для повышения эксергетического КПД процесса декарбонизации можно рекомендовать передачу теплоты от прокаленной извести к исходной шихте в циклонных холодильниках и от дымовых газов к воздуху в циклонных теплообменниках. При этом эксергетический КПД в этих процессах может быть увеличен до 80 %. В настоящее время ведутся работы по освоению процесса декарбонизации в кипящем слое.

Выполненный эксергетический анализ технологической схемы производства сульфатной целлюлозы позволяет выявить наиболее «узкие» места в использовании тепловой энергии и обосновать основные направления повышения энергоэффективности рассмотренных процессов.

3.1.5. Эксергетический анализ технологии теплоты на выпарных станциях производства сульфатной целлюлозы

Выпарные станции по концентрированию черных щелоков являются крупными потребителями пара низкого давления. Удельный расход теплоты в виде пара низкого давления составляет 5 ГДж/т целлюлозы. Единичная мощность выпарных установок является одной из самых больших в выпарной технике.

Сложность и недостаточная изученность термодинамических процессов производства сульфатной целлюлозы, в том числе процессов выпаривания, приводит к повышенному расходу пара с ТЭЦ. Как известно, первым этапом синтеза любой новой системы является проведение научно обоснованного анализа известных решений.

При анализе работы выпарной батареи используются такие критерии, как удельный расход греющего пара на единицу массы выпаренной воды или на единицу продукции, распределение коэффициентов теплопередачи по корпусам выпарных аппаратов и подогревателей раствора, распределение полезных температурных напоров. Эти показатели очень важны для анализа выпарных батарей, но не один из них не позволяет оценить степень термодинамического совершенства процесса, т. е. степень отклонения реального теплового процесса от идеального и перерасхода топлива в котле ТЭЦ по элементам технологического процесса.

Выпарная станция по выпариванию черных щелоков представляет собой двухстадийную схему выпаривания. При анализе процесса концентрирования черного щелока, как правило, принимается во внимание первая стадия концентрирования [166], на которой выпариванию подвергается раствор от 8–10 % до 50 % абсолютно сухих веществ. На второй стадии раствор выпаривают от 50 % до 65 % и выше. Отметим, что слабый раствор черного щелока укрепляется частью крепкого раствора первой стадии концентрирования от 8–10 % до 18–20 % а.с.в. путем смешения. Есть все основания полагать, что именно вторая стадия концентрирования оказывает существенное влияние на общий эксергетический КПД концентрирования черного щелока.

Выполним эксергетический анализ процесса двухстадийного выпаривания черного щелока на примере современной выпарной станции фирмы «Парсонс – Уиттмор» (Франция). Первая стадия концентрирования черного щелока аппаратно оформлена как семикорпусная установка, работающая по шестиступенчатой противоточной схеме (VI-V-IV-III-II-I – самоиспаритель).

Из бака насосом щелок с концентрацией $18,5 \pm 0,5$ % а.с.в. подают на шестую ступень выпаривания. Пройдя 6 и 5 ступени выпаривания, работающие по принципу «восходящей пленки», щелок насосами направляют в бак средних щелоков, откуда через выносной подогреватель в 4 ступень выпаривания, которая также работает по принципу «восходящей пленки». Из 4 ступени щелок подается насосами в 3 ступень выпарной батареи, работающей по принципу «падающей пленки». Из нее насосами через выносной подогреватель щелок поступает во 2 и 1 ступень. Вторая ступень работает по принципу «падающей пленки». В схеме

выпарной батареи 2 и 3 ступени выпарных аппаратов оборудованы циркуляционным контуром. Первая ступень выпарной батареи представляет двухходовой выпарной аппарат с естественной циркуляцией щелока.

Из первого корпуса щелок самотеком направляется в расширитель щелока, состоящий из трех ступеней самоиспарения. Далее насосом основная часть подается в бак средних щелоков. Другая часть черного щелока используется для укрепления слабого раствора до концентрации черного щелока 18 % а.с.в. Из бака среднего щелока раствор направляют на вторую стадию выпаривания. Вторая стадия выпаривания (концентраторы) представляет собой двухступенчатую противоточную выпарную установку (II-I – самоиспаритель).

Питание щелоком концентраторов происходит в следующей последовательности: щелок направляется в концентратор 2, далее насосом перекачивается в концентратор 1, откуда самотеком поступает в самоиспаритель щелока. Из самоиспарителя щелок с концентрацией $64,5 \pm 0,5$ % а.с.в. насосом перекачивается в бак крепкого щелока. На концентраторах происходит дополнительное упаривание щелока. Соковый пар шестого корпуса первой стадии выпаривания и второго корпуса второй стадии направляют в поверхностный конденсатор.

Вычисления эксергетических характеристик процесса концентрирования черных щелоков проведены на основе метода приращения эксергий [166, 167]. Результаты общего эксергетического баланса двухстадийной выпарной станции производства сульфатной целлюлозы приведены в таблице 3.6. В таблице 3.6 приняты те же обозначения, что и в таблице 3.1.

Таблица 3.6 – Эксергетические характеристики выпарной станции

Процесс	№	γ_i	δ_i	$\eta_{ei},$ %	$\gamma_i \cdot \eta_{ei},$ %
Выпаривание (первая стадия)	1	0,23	0,21	91	21
	2	0,18	0,16	88	16
Выпаривание (первая стадия)	3	0,17	0,13	76	13
	4	0,13	0,11	85	11
	5	0,08	0,06	75	6
	6	0,07	0,06	83	6
	7	0,02	0	0	0
Выпаривание (вторая стадия)	8	0,06	0,05	83	5
	9	0,04	0,03	75	3
	10	0,02	0	0	0
	11	0	0	0	0
Итого		1,00	0,81	-	81

Численные значения во втором столбце таблицы соответствуют отдельным элементам при реализации процесса выпаривания:

1-6 – процессы выпаривания по корпусам выпарных аппаратов первой стадии концентрирования;

7 – процесс потери эксергии с паром 6-го корпуса в окружающую среду;

8, 9 – процессы выпаривания по корпусам выпарных аппаратов второй стадии концентрирования;

10 – потери эксергии с паром 2-го корпуса второй стадии концентрирования в окружающую среду;

11 – процесс потери эксергии в РОУ пара с ТЭЦ, направляемого на первые корпуса первой и второй стадии выпаривания.

Эксергетический анализ результатов работы выпарной станции показывает, что при существующем аппаратурно-технологическом оформлении степень термодинамического совершенства процесса выпаривания в целом удовлетворяет современным требованиям – эксергетический КПД составляет 81 %. Обращает внимание незначительный (8 %) вклад второй стадии выпаривания в общий эксергетический КПД выпарной станции.

Учитывая достаточно высокий эксергетический КПД выпаривания (81 %), наряду с развитием внутренней регенерации теплоты в процессе, следует вести поиск других технических решений, позволяющих существенно снизить потребление греющего пара от ТЭЦ. Из анализа системы выпаривания (табл. 3.6) не трудно установить, что снижения эксергетических потерь и, как следствие, экономии энергетического топлива в процессе можно достигнуть при снижении разности величин затраченной и воспринятой эксергий. Численные значения этих эксергий зависят как от термодинамических параметров, так и от величин термически взаимодействующих материальных потоков.

Таким образом, снижение величин взаимодействующих материальных потоков при выпаривании черного щелока открывает путь повышения эффективности процесса выпаривания на основе энергосбережения. Технически сокращение эксергетических потерь на основе сокращения взаимодействующих материальных потоков в процессе выпаривания черных щелоков с использованием пара с ТЭЦ можно осуществить путем введения в технологическую цепь дополнительной стадии выпаривания. На этой стадии выпаривание слабого щелока осуществляют путем подвода теплоты паросодержащих газов содорегенерационных и корьевых котлов, которую в настоящее время отводят в окружающую среду. Введение в эту схему выпаривания тепловых насосов позволит выпарить на этой стадии до 30–50 % от общего необходимого количества выпаренной воды [192].

К другим техническим решениям на этой основе следует отнести рационализацию водного баланса предприятия, позволяющую сократить количество выпариваемой воды.

Рассмотрим эксергетические характеристики работы выпарной станции отдельно по стадиям выпаривания.

Эксергетические характеристики первой стадии выпаривания представлены в таблице 3.7 [196].

В таблице 3.7 поз. 1–6 соответствуют обозначениям, принятым в табл. 3.6; поз. 7 и 8 – эксергетические потери в РОУ и процесс отвода теплоты в окружающую среду с вторичным паром 6-го корпуса выпарного аппарата соответственно.

Таблица 3.7 – Эксергетические характеристики первой стадии выпаривания

№	γ_i	δ_i	$\eta_{ei}, \%$	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}, \%$
1	0,26	0,24	91	24
2	0,21	0,18	88	18
3	0,2	0,15	76	15
4	0,15	0,13	85	13
5	0,09	0,07	75	7
6	0,07	0,06	83	6
7	0	0	0	0
8	0,02	0	0	0
Итого	1,00	0,83	-	83

Анализ эксергетических характеристик первой стадии выпаривания позволяет отметить более высокие эксергетические КПД в первом, втором и четвертом корпусах выпарных аппаратов – 91 %, 88 % и 85 % соответственно, по сравнению с эксергетическим КПД выпарной станции. Вероятно, этим и можно объяснить тот факт, что в последнее время проекты выпарных батарей осуществляются по восьми- и девятиступенчатой схемам. Имеются предложения и по организации одностадийной схемы выпаривания.

Эксергетические характеристики второй стадии выпаривания представлены в таблице 3.8.

Таблица 3.8 – Эксергетические характеристики второй стадии выпаривания

№	γ_i	δ_i	$\eta_{ei}, \%$	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}, \%$
1	0,49	0,42	86	42
2	0,32	0,25	78	25
3	0,19	0	0	-
4	0	0	0	-
Итого	1,00	0,67	-	67

В таблице 3.8 поз. 1–2 соответствуют поз. 8 и 9 табл. 3.1; поз. 3 – процесс отвода теплоты в окружающую среду с вторичным паром 2-го корпуса (концентратора) выпарного аппарата; поз. 4 – эксергетические потери в РОУ.

Анализ эксергетических характеристик второй стадии выпаривания показывает, что эксергетический КПД этой стадии низок – 67 %. Несмотря на это, влияние второй стадии выпаривания на общий эксергетический КПД не значительно. Объяснение этому следует искать в доли затраченной эксергии на этой стадии выпаривания к общей затраченной эксергии (0,12) в процессе концентрирования черного щелока.

Сделанный вывод является весьма важным с позиций современных представлений по энергосбережению в процессе производства сульфатной целлюлозы. В основе повышения энергоэффективности этого процесса лежит идея повышения концентрации абсолютно сухих веществ до 80 % и выше перед поступлением в СРК. Реализация этой идеи связана с развитием второй стадии выпаривания черного щелока.

Повышение концентрации черного щелока приводит к снижению расхода энергии в котле на выпаривание воды. Наряду с уменьшением энергозатрат, повышение концентрации черного щелока перед поступлением в СРК приводит к целому ряду технологических преимуществ (уменьшение потерь серы, увеличение экологической безопасности процесса и др.).

Рассматриваемый процесс второй стадии концентрирования конкретной выпарной установки обеспечивает повышение концентрации черного щелока до 64 % а.с.в. Соответственно, для этой концентрации максимальная физико-химическая температурная депрессия в процессе составляет не более 10–15 °С. Этим и можно объяснить достаточно высокие эксергетические КПД в выпарных аппаратах второй стадии концентрирования (до 86 %). Положение коренным образом меняется при повышении концентрации а.с.в. до 80–85 % и выше. Этим величинам соответствует физико-химическая температурная депрессия более 25 °С. Соответственно, и эксергетические КПД в выпарных аппаратах существенно снизятся. Этому также способствует повышение интенсивности инкрустирования кипятильников выпарных аппаратов, главным образом беркеитом и другими содосульфатными отложениями.

Доля выпаренной воды второй стадии в общей выпаренной воде возрастет при увеличении концентрации черного щелока. В этих условиях влияние процесса второй стадии концентрирования черного щелока на общий эксергетический КПД выпаривания может стать существенным.

Повышение энергоэффективности процесса выпаривания, под которой следует понимать не только обеспечение повышения эксергетического КПД процесса, но и заданной производительности по выпаренной воде, можно достигнуть путем освоения инновационных технических решений.

К основным таким техническим решениям следует отнести:

- перевод выпарных аппаратов на «падающую» пленку с распределительными устройствами, обеспечивающими высокий коэффициент теплопередачи;

- решение проблемы снижения термического сопротивления от накипи и неконденсирующихся газов на теплообменных поверхностях кипятильников выпарных аппаратов;

– введение в схему выпарных аппаратов теплообменников смешения [202, 203] вместо поверхностных подогревателей;

– применение теплонасосных установок прямого компримирования или пароструйных компрессоров [198, 187, 204, 205];

– выпаривание воды из раствора черного щелока на основе использования теплоты вторичных энергоресурсов [192];

– использование вторичного пара вакуумных корпусов в технологическом цикле с использованием высокоэффективных теплообменников смешения или рекуперативного типа.

Следует обратить внимание на некоторые технические трудности, которые могут возникнуть при освоении рекомендуемых технических решений. Пленочный режим течения осуществляется вблизи теплообменной поверхности. В связи с этим он гарантирует отсутствие забивки кипяtilьных труб механическими примесями. Указанная особенность течения существенно увеличивает риск образования инкрустаций химической природы на теплообменной поверхности (образование кристаллов из пересыщенных растворов). Именно интенсивное инкрустирование кипяtilьников первых корпусов выпарных аппаратов ограничивает давление пара с ТЭЦ, а, следовательно, и производительность выпарной батареи по выпаренной воде. Поэтому при переводе корпусов выпарных аппаратов на падающую пленку следует учитывать их уязвимость с позиций инкрустирования. Особенно это относится к имеющейся тенденции в последнее время перехода на выпарные батареи первой стадии концентрирования с пластинчатыми теплообменными поверхностями кипяtilьников выпарных аппаратов.

Рассмотрим еще одну особенность перевода выпарных аппаратов на падающую пленку. При увеличении плотности орошения можно (иногда в два–три раза) повысить коэффициент теплопередачи в выпарных аппаратах. При этом, соответственно, увеличивается расход электроэнергии на привод циркуляционных насосов. Он становится сопоставимым с расходом электроэнергии на привод циркуляционных насосов при обычной принудительной циркуляции с полным заполнением сечения раствором кипяtilьных труб. Как показывает опыт эксплуатации выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией и полным заполнением сечения кипяtilьных труб, при увеличении скорости потока существенно снижается интенсивность зарастания кипяtilьных труб. В выпарных аппаратах с падающей пленкой этот эффект явно не выражен. Следует отметить, что с увеличением скорости циркуляции можно существенно увеличить коэффициенты теплопередачи по корпусам выпарных аппаратов. По некоторым данным, скорость циркуляции может находиться на уровне 2–3 м/с, что много меньше, чем принятая в настоящее время в выпарных аппаратах действующих производств. По-видимому, скорость циркуляции в выпарных аппаратах с падающей пленкой выбиралась с позиции исключения высыхания пленки раствора при использовании длиннотрубных выпарных аппаратов. Эта скорость должна выбираться из технико-экономических соображений, включая учет возрастания коэффициента теплопередачи в выпарных аппаратах с возрастанием скорости.

Сторонники перевода всех выпарных аппаратов первой стадии концентрирования на падающую пленку в качестве аргумента часто приводят пример такой организации процесса на второй стадии концентрирования раствора. В выпарных аппаратах с падающей пленкой второй стадии концентрирования (концентраторах) чистую теплообменную поверхность от инкрустаций в течение длительного времени удается поддерживать путем введения в конструкцию выпарного аппарата дополнительной теплообменной поверхности, при которой водорастворимые осадки постоянно промываются слабым раствором. Такое решение технически и экономически оправданно в связи с тем, что в настоящее время на второй стадии концентрирования удаляется не более 10–12 % от общей выпаренной воды. Использование такого технического приема на первой стадии концентрирования вызывает сомнение. Во-первых, инкрустации на первой стадии концентрирования не являются водорастворимыми (сульфаты и карбонаты кальция, гидроалюмосиликат натрия и др.). Во-вторых, введение большой дополнительной величины теплообменной поверхности (по аналогу второй стадии) приведет к снижению эксергетического КПД выпарной батареи по технико-экономическим соображениям. При технико-экономической оптимизации дополнительные капиталовложения определяют уменьшение величины числа ступеней выпаривания в выпарной установке и, как следствие, перерасход водяного пара с ТЭЦ.

Проблема инкрустирования теплообменных поверхностей в процессе выпаривания и снижение термического сопротивления от неконденсирующихся газов является центральной. Ее решение позволит синтезировать энергоэффективную технологию теплоты в процессе выпаривания. Устраняются многие из перечисленных выше технических трудностей, возникающих при освоении выпарных аппаратов с падающей пленкой. Сложность решения этой проблемы заключается в том, что в процессе выпаривания на поверхности теплообмена образуются инкрустации сложного минералогического, органического и химического состава.

При использовании выпарных аппаратов с падающей пленкой необходимо особое внимание уделить конструкции распределительных устройств. В настоящее время применяемые на выпарных батареях целлюлозной промышленности конструкции распределительных устройств сложны и эксплуатационно не надежны, особенно при выпаривании растворов, содержащих твердую фазу.

Рассмотрим проблему освоения теплообменников регенеративного контура в процессе выпаривания. В настоящее время на современных ведущих отечественных и зарубежных заводах применяют теплообменники рекуперативного типа. Как показывает практика эксплуатации, такие теплообменники характеризуются низким коэффициентом теплопередачи, т. е. не надёжны в эксплуатации. Именно поэтому на целом ряде целлюлозных заводов они выведены из эксплуатации. Вероятно, поэтому в последних предложениях ведущих зарубежных фирм предлагается противоточные схемы выпаривания без теплообменников регенеративного контура.

Следует учесть, что теплообменники, введенные в тепловую схему выпарной батареи целлюлозного производства, многофункциональны.

Во-первых, их введение в схему снижает удельный расход греющего пара с ТЭЦ. Во-вторых, в процессе выпаривания вместе с вторичным паром в последующий корпус направляется часть образующихся неконденсируемых газов. Эти газы образуют термическое сопротивление теплопередаче, что приводит к снижению коэффициента теплопередачи в корпусе выпарного аппарата. Установка таких подогревателей позволяет частично разгрузить по неконденсирующимся газам последующие корпуса выпарных аппаратов. В-третьих, часть теплообменной поверхности кипятильника, необходимой для нагрева до температуры кипения, переносится на подогреватели регенеративного контура. Особенно значимым этот факт становится для противоточных выпарных батарей, укомплектованных выпарными аппаратами с восходящей пленкой. В этом случае плохая работа теплообменников или их отсутствие приводит к развитию экономайзерной зоны в выпарных аппаратах и, как следствие, к существенному снижению коэффициента теплопередачи.

Решение этой проблемы может быть найдено при установке вместо рекуперативных теплообменников регенеративного контура теплообменников смешения. В этом случае инкрустирование поверхностей и отвод части неконденсируемых газов из выпарного аппарата практически не влияет на интенсивность процесса теплообмена в подогревателе. Отметим, что в схеме с теплообменниками смешения необходимо выпарить дополнительно количество воды, эквивалентно введенной в процесс при нагреве раствора до температуры кипения. Расчеты показывают, что, несмотря на необходимость дополнительного выпаривания воды, удельный расход пара на батарею оказывается ниже, чем с рекуперативными подогревателями, выведенными из работы. Производительность выпарной батареи также повышается, так как удаление всей воды, в том числе и дополнительной, производится в режиме кипения. Такой процесс более интенсивен, чем при комбинированном способе теплообмена (нагрев и выпаривание) в выпарном аппарате. По-видимому, вышеизложенные представления легли в основу освоения теплообменников смешения в выпарных батареях выпаривания смежных отраслей техники (например, в выпарных батареях глиноземных заводов французской фирмы «Пешине»). Авторами разработаны и предложены для этой цели пленочные теплообменники смешения [202, 203]. В них в отличие от известных контактных теплообменников процесс нагрева удается вести с минимальным недогревом (доли градуса). При этом поверхностные трубчатые теплообменники легко могут быть реконструированы в предлагаемые контактные теплообменники.

Использование ТНУ в выпарной технике широко известно. При сравнительно невысоком эксергетическом КПД этих установок (25–40 %), с учетом использования эксергии отводимой теплоты в окружающую среду, их применение часто оказывается целесообразным [206, 207]. Особый интерес представляют ТНУ прямого компримирования. В этом случае не только повышается в целом эксергетический КПД системы, но и отмечается экологический эффект путем исключения тепловых и химических загрязнений

окружающей среды. При этом часто исключаются капитальные затраты и эксплуатационные расходы на содержание градирен.

Имеющиеся в настоящее время различные точки зрения на параметры работы выпарных батарей и их аппаратного оформления требуют научного обоснования на основе термoeкономической оптимизации параметров выпарной станции с учетом инновационных технических решений. Предварительная оценка такого подхода позволяет прогнозировать снижение расхода пара с ТЭЦ в 1,5–2 раза и более на процесс выпаривания.

3.2. Термодинамические исследования технологической схемы получения лигносульфонатов при производстве сульфитной целлюлозы

Основное потребление энергии в процессе производства сульфитной целлюлозы определяется технологией теплоты в процессе получения лигносульфонатов. Лигносульфонаты технические порошкообразные (ЛСТП) являются побочным продуктом в процессе переработки технологической щепы на сульфитную целлюлозу. ЛСТП имеют большой потребительский спрос в различных производствах и в значительной мере оказывают влияние на себестоимость сульфитной целлюлозы. Себестоимость переработки технологической щепы на целлюлозу и ЛСТП определяется уровнем термодинамического совершенства процесса ее тепловой переработки. Основной статьей в себестоимости переработки сульфитных щелоков на лигносульфонаты являются энергетические затраты. Они проявляются в форме пара с ТЭЦ при выпаривании щелока и в форме технологического топлива на стадии сушки.

Рассмотрим энерготехнологический процесс выпаривания сульфитного раствора и сушки укрепленного раствора как термодинамическую систему. Для термодинамической оценки процессов выпаривания растворов и их сушки в распылительной сушилке выполним эксергетический анализ этих процессов.

3.2.1. Эксергетический анализ процесса выпаривания сульфитных щелоков

Типичная аппаратно-технологическая схема выпарной батареи (рис. 3.1) представлена выпарными аппаратами с падающей пленкой и циркуляцией раствора, поставляемой фирмой «Розенлев».

Выпарная батарея работает по смешанной схеме III-IV-V-IIIп-IVп-II-I – самоиспаритель раствора. Подогреватели регенеративного контура представляют собой теплообменники рекуперативного типа. Температура раствора в кипятильнике первого корпуса определяется скоростью инкрустирования теплообменной поверхности при выпаривании сульфитных щелоков в заданных концентрационных условиях.

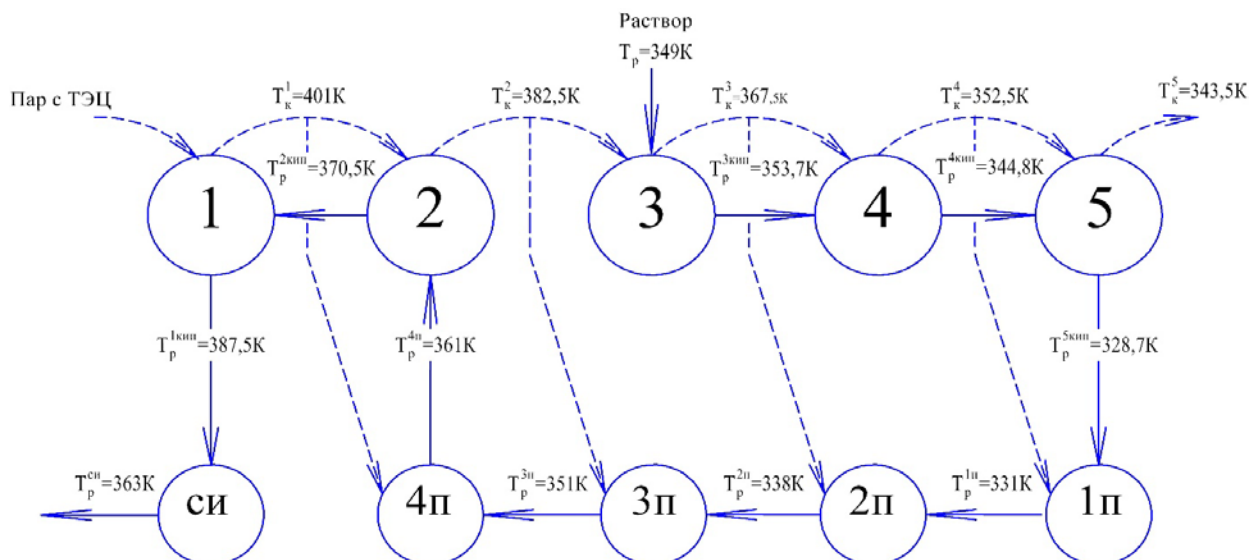


Рисунок 3.1 – Структурная схема и температурный режим выпаривания сульфитного щелока действующего производства

Особенностью физико-химических свойств сульфитного щелока является повышение вязкости раствора с повышением его температуры и концентрации [41, 43].

Для анализа работы выпарной батареи и сушки растворов при проектировании и эксплуатации используется первый закон термодинамики (метод тепловых балансов). Использование только этого метода не позволяет получить относительную оценку термодинамической эффективности тепловых процессов, установить количественную оценку перерасхода топлива, как по отдельным звеньям тепловой схемы, так и схемы в целом.

В связи с этим для термодинамического анализа тепловой схемы следует привлекать, наряду с первым, второй закон термодинамики.

Вычисления эксергетических характеристик процессов выпаривания и сушки раствора сульфитного щелока проведены на основе метода приращения эксергий [166, 167]. Результаты общего эксергетического баланса энерготехнологической схемы выпаривания и сушки крепкого сульфитного раствора приведены в таблице 3.12 и на рисунке 3.2 [208].

Основные энергоемкие операции технологического процесса получения лигносульфонатов технических порошковых (ЛСТП):

- выпаривание лигносульфонатов (щелоков варки древесной технологической щепы) до концентрации 38,5 % абсолютно сухих веществ;
- получение сушильного агента (топочных газов) в топке при сжигании природного газа или мазута;
- сушка укрепленных ЛСТ в распылительной сушилке.

Состояние эффективности процесса выпаривания в производстве сульфитной целлюлозы исследовалось на современной выпарной установке ОАО «Выборгская целлюлоза».

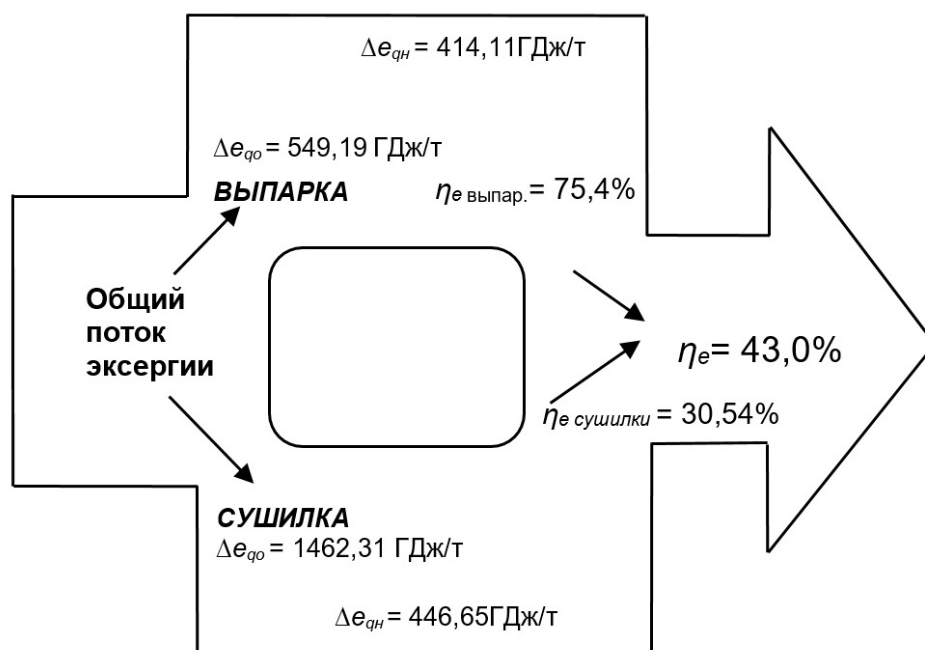


Рисунок 3.2 – Эксергетическая диаграмма процесса выпаривания и сушки ЛСТ в распылительной сушилке

Состояние и анализ процесса выпаривания. Анализ процесса выпаривания проведен применительно к выпарной батарее ОАО «Выборгская целлюлоза». Аппаратурно-технологическая схема выпарной батареи (рис. 3.1) представлена выпарными аппаратами с падающей пленкой и циркуляцией раствора, поставляемой фирмой «Розенлев». Выпарная батарея работает по смешанной схеме Шк-IVк-Vк-Іп-Іп-ІІп-IVп-Ік-Ік. Индексы «к» и «п» – номера корпусов и подогревателей по схеме. Технологический режим по проектным данным представлен двумя вариантами. Один из них отвечает режиму работы на чистых стенках, другой – на загрязненных (до чистки).

Проектный режим работы выпарной батареи идентифицировался по исходным данным, приведенным в аппаратурно-технологической схеме, переданной в комплекте проектной документации фирмой «Розенлев».

Температурный и концентрационный режим в проекте для работы на загрязненных и чистых теплообменных поверхностях, согласно схеме, принят одинаковым. Принципиальное отличие этих режимов состоит в количестве выпаренной воды, расходах исходного раствора и греющего пара.

Полученные результаты расчетов показаны в таблице 3.9.

Не трудно заключить, что приведенные результаты поверочных тепловых расчетов хорошо соответствуют имеющимся данным, полученным финской стороной.

Таблица 3.9 – Сравнительные результаты тепловых расчетов выпарной батареи
ОАО «Выборгская целлюлоза»

№ п/п	Параметр	Единицы	Значения поверочного теплового расчета	Исходные данные фирмы «Розенлев»
Первый режим				
1	Выпаренная вода	т/ч	100	100
2	Расход раствора	кг/ч	121	121
3	Расход греющего пара	кг/ч	24,2	23,9
4	Удельный расход греющего пара от выпаренной воды	т/т	0,242	0,239
Второй режим				
5	Выпаренная вода	т/ч	62,5	62,5
6	Расход раствора	кг/ч	76	76
7	Расход греющего пара	кг/ч	15,1	14,1
8	Удельный расход греющего пара от выпаренной воды	т/т	0,24	0,23

В таблице 3.10 показаны результаты расчетов коэффициентов теплопередачи по корпусам выпарных аппаратов и удельный съем пара с 1 м² кипятильников выпарных аппаратов.

Таблица 3.10 – Показатели эффективности работы выпарной установки
с падающей пленкой и циркуляцией раствора в проектном режиме

Элементы выпарной батареи	Коэффициенты теплопередачи, Вт/ (м ² ·град)		Паропроизводительность, кг/(ч·м ²)	
	режим 1	режим 2	режим 1	режим 2
1 ступень	1169	735	25,7	13,4
2 ступень	1562	982	22,3	11,3
3 ступень	959	603	20,8	11,5
4 ступень	839	562	20,3	12,0
5 ступень	967	608	20,2	12,6
1 подогрев	1525	957		
2 подогрев	1597	1002		
3 подогрев	1377	1002		
4 подогрев	1028	645		

Проведенными поверочными тепловыми расчетами проектных режимов установлено:

1 – значения величин расходов исходного раствора, выпаренной воды и греющего пара хорошо соответствуют расчетным данным финской стороны. Это

позволяет с большой долей уверенности использовать имеющуюся в нашем распоряжении математическую модель для анализа работы действующей выпарной батареи;

2 – получена новая информация по коэффициентам теплопередачи и их распределению по корпусам выпарных аппаратов, подогревателям раствора, удельному съему вторичного пара с 1 м² теплообменной поверхности кипятильника, распределению выпаренной воды, тепловым потокам. В материалах проекта эти данные не приведены, что осложняет анализ работы выпарной батареи.

Исходные данные для анализа работы действующей выпарной батареи получены для режима после промывки батареи, т. е. на условно чистых теплообменных поверхностях. С освоением технологии получения сухих ЛСТ, концентрация крепких щелоков после выпарки снизилась от 49 % (по проекту) до 39 %. Давление греющего пара возросло с 0,15 МПа по проекту до 0,16 МПа. Эти изменения должны привести к увеличению производительности выпарной батареи в связи с понижением физико-химической температурной депрессии и увеличением общего полезного температурного напора. Практически производительность выпарной батареи снизилась на 30–50 % в сравнении с проектом (50–70 т выпаренной воды в час вместо 100 т в час по проекту).

В сульфитном щелоке всегда имеют место неконденсирующиеся газы, главным образом, азот и углекислый газ, которые при выпаривании выделяются из раствора и вместе с вторичным паром выносятся в следующий корпус выпарного аппарата. Эти газы приводят к снижению коэффициента теплоотдачи от конденсирующегося водяного пара к стенке и, соответственно, к снижению производительности выпарных аппаратов. Наряду с неконденсирующимися газами в сульфитном щелоке содержатся летучие продукты биосинтеза – альдегиды и кислоты, которые в результате полимеризации откладываются в виде органической накипи на поверхности трубок, что также приводит к снижению коэффициента теплопередачи, а, следовательно, снижению производительности по выпаренной воде.

Эффективность восстановления поверхности теплообмена кипятильников выпарных аппаратов после промывки в сравнении с первым проектным режимом определялась коэффициентом восстановления по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{пр}} = \frac{K_{\text{п}} - K_{\text{р}}}{K_{\text{п}}} \cdot 100\% ,$$

где $K_{\text{п}}$ и $K_{\text{р}}$ – коэффициенты теплопередачи по проекту и действующей выпарной батареи для первого технологического режима.

В таблице 3.11 приведены сравнительные данные коэффициентов теплопередачи по корпусам выпарных аппаратов для 1 и 2 проектных режимов и эксплуатационного режима.

Анализ полученных данных позволяет заключить, что для 4 и 5 ступени выпарной батареи эффективность восстановления чистоты теплообменной поверхности удовлетворительная (-21 % и 5,7 % соответственно). Очень низкая эффективность восстановления отмечается для 3 и 2 ступени выпарной батареи.

Вероятно, это связано с плохой организацией работы подогревателей регенеративного контура.

Таблица 3.11 – Сравнительная эффективность промывки
выпарной батареи

Элементы выпарной батареи	Эффективность восстановления поверхности, %	Коэффициенты теплопередачи, Вт/(м ² ·град)		
		режим э	режим 1п	режим 2п
1 ступень	22,6	905	1169	735
2 ступень	43,8	877	1562	982
3 ступень	35,5	618	959	603
4 ступень	- 21	1015	839	562
5 ступень	5,7	912	967	608
1 подогре		321	1525	957
2 подогре		515	1597	1002
3 подогре		290	1377	1002
4 подогре		36	1028	645

Из таблицы следует, что коэффициент теплопередачи в них во много раз меньше, чем по проекту. Так как подогреватели практически выведены из работы, раствор поступает в выпарной аппарат (ступень 2) с большим недогревом до температуры кипения. Ступень 2 является предпродукционным корпусом, где уже начинают выделяться лигносульфонаты, что также приводит к снижению эффективности восстановления теплообменной поверхности. Ступень 1 является продукционным корпусом. Здесь интенсивно выделяется накипь различного химического и фазового состава с большой работой адгезии к металлу. Поэтому снижение коэффициента эффективности восстановления теплообменной поверхности здесь также существенно (22,6 %). В результате существенного снижения коэффициента восстановления теплообменной поверхности в ступенях выпарной батареи 1–3 производительность действующей выпарной батареи, работающей по режиму 1, соответствует показателям, близким режиму работы 2 по проекту.

Следует отметить, что выпарная батарея работает при сокращенной на 7 % теплообменной поверхности и большем общем полезном температурном напоре (на 3 °С) в сравнении с проектом. Это сокращение вызвано выводом из работы части теплообменной поверхности из-за коррозионного износа.

В эксперименте установлены низкие коэффициенты теплопередачи по подогревателям раствора, что, безусловно, оказывает влияние на производительность выпарной батареи и удельный расход греющего пара.

Представляет интерес сравнить коэффициенты теплопередачи в 4 и 5 корпусах выпарных аппаратов с проектными их значениями. Коэффициенты теплопередачи находятся на уровне проектных значений. Это свидетельствует о том, что за многолетнюю эксплуатацию они не заросли неотмываемым осадком, и существующая практика промывки выпарных батарей позволяет обеспечить

поддержание теплообменных поверхностей этих корпусов в эксплуатационно чистом состоянии. Что касается первых трех корпусов, а также подогревателей раствора, эффект очистки теплообменной поверхности нельзя считать удовлетворительным. Здесь следует применить более эффективные способы восстановления теплообменной поверхности. Проектом предусмотрена, после снижения производительности выпарной батареи по выпаренной воде до 62 т/ч, промывка кислым конденсатом или слабым раствором. После восстановления до проектной производительности промывку прекращают. Наряду с промывкой выпарной батареи кислым конденсатом предусмотрена гидромониторная очистка теплообменной поверхности водой под давлением 800–1500 атм. Следует отметить, что наиболее интенсивному зарастанию прочной накипью подвержены первый и второй корпуса выпарной батареи. Накипь представлена в основном сульфатом и карбонатом кальция. Соответственно, воздействие исходным раствором или конденсатом на эти минеральные соли недостаточно для их полного разрушения. Как уже отмечалось, в условиях работы этих корпусов выпарных аппаратов может отлагаться также накипь органического происхождения. Плохо отмываемые осадки являются основной причиной тому, что выпарная батарея после промывки не выходит на проектный режим. Производительность выпарной батареи после промывки составляет 72 % от проектной величины при работе на условно чистых теплообменных поверхностях кипятильников и подогревателей выпарной батареи.

В эксперименте установлено, что четвертый и пятый корпуса находятся в практически чистом от загрязнений состоянии за все время эксплуатации выпарной батареи. Существующие способы отмывки кипятильников выпарных аппаратов кислым конденсатом или слабым раствором для этих корпусов достаточно эффективны.

Тепловой баланс теплоиспользующих установок, основанный на применении первого закона термодинамики, не позволяет определить степень термодинамического совершенства, как отдельных теплоиспользующих узлов, так и установок в целом.

Поверочными тепловыми расчетами определена производительность выпарной батареи, удельные расходы пара, коэффициенты теплопередачи по корпусам кипятильников выпарных аппаратов и подогревателей и выполнено сравнение с данными проекта.

Промывка выпарной батареи приводит к увеличению производительности на 10 т/ч вместо 38 т/ч по проекту. Снижение производительности обуславливается низкой интенсивностью процессов теплообмена в 1–3 корпусах 5-ступенчатой выпарной батареи смешанного тока, 4 и 5 корпуса находятся в практически чистом от загрязнений состоянии за все время эксплуатации выпарной батареи. Удельный расход пара в действующей выпарной батарее составляет 0,265 т/т выпаренной воды, что выше, чем по проекту (0,240 т/т выпаренной воды). Существенное повышение энергоемкости выпарной батареи связано с низкой интенсивностью теплопередачи, главным образом, в рекуперативных теплообменниках.

3.2.2. Эксергетический анализ эффективности процессов выпаривания и сушки раствора сульфитного щелока в распылительной сушилке

В эксперименте установлено снижение концентрации крепкого раствора против проектных значений. Такое техническое решение приводит к перераспределению затрат энергии между выпарной установкой и распылительной сушкой в пользу распылительной сушки. В итоге существенно возрастает общий расход топлива на получение лигносульфонатов.

В таблице 3.12 приведены эксергетические характеристики процесса выпаривания и сушки раствора сульфитного щелока в распылительной сушилке.

Таблица 3.12 – Эксергетические характеристики процесса выпаривания и сушки раствора сульфитного щелока в распылительной сушилке

Процесс	№	$\Delta e_{qO i},$ ГДж/т	$\Delta e_{qH i},$ ГДж/т	γ_i	δ_i	$\eta_{ei},$ %
Выпаривание	1	79,40	63,69	0,04	0,032	80,21
	2	69,23	58,11	0,03	0,025	83,94
	3	66,92	46,54	0,03	0,021	69,54
	4	41,77	0	0,02	0	0
	5	1,24	0,75	0	0	60,48
	6	4,66	2,62	0,002	0,001	56,22
	7	10,17	6,09	0,005	0,003	59,88
	8	9,14	5,71	0,004	0,003	62,47
	9	102,35	87,16	0,051	0,043	85,16
	10	141,56	120,99	0,07	0,06	85,47
	11	22,75	22,45	0,011	0,011	98,68
Итого		549,19	414,11	0,273	0,206	75,40
Сушка в распылительной сушилке	12	1143,87	318,44	0,569	0,158	27,84
	13	247,21	128,21	0,123	0,064	51,86
	14	71,23	0	0,04	0	0
Итого		1462,31	446,65	0,727	0,222	30,54
Всего		2011,50	861	1,00	0,43	43,00

Общее приращение затраченной эксергии $\Delta e_{O \text{ общ}}$ в процессе составляет 2011,50 ГДж/т. Приняты обозначения аналогичные обозначениям, приведенным в таблице 3.1.

Численные значения во втором столбце таблицы соответствуют отдельным элементам при реализации процесса выпаривания и сушки сульфитного раствора: 1-3 – процессы выпаривания раствора в 3, 4, и 5 корпусах, соответственно;

- 4 – процесс передачи теплоты пара 5 корпуса в конденсаторе;
- 5-8 – процессы в 1, 2, 3 и 4 подогревателях, соответственно;
- 9-10 – процессы выпаривания раствора во 2 и 1 корпусе;
- 11 – процесс в самоиспарителе;
- 12 – процесс подготовки теплоносителя;
- 13 – процесс удаления влаги из сульфитного щелока;
- 14 – процесс отвода теплоты в окружающую среду с дымовыми газами.

Эксергетическим анализом технологии теплоты процесса выпаривания в действующей выпарной установке определено:

– эксергетический КПД процесса выпаривания составляет $\eta_e = 75,40 \%$, что не в полной мере отвечает современным требованиям к организации тепловых процессов выпаривания;

– наименьшими эксергетическими КПД характеризуются процессы в 5 корпусе, первом и четвертом подогревателях. Относительная (к общей подведенной эксергии в процессе выпаривания) подведенная эксергия в 5 корпусе составляет 12,2 %. С учетом отведенной эксергии вторичного пара из 5 корпуса в конденсатор эта величина увеличится дополнительно на 7,60 %.

Несмотря на то, что в балансе эксергии тепловых потоков ее затраты в теплообменниках находятся в пределах точности вычислений, они имеют огромное влияние на процесс выпаривания в целом. Отметим, что КПД подогревателей очень низок. Это связано с тем, что подогреватели зарастают накипью сложного органического, химического и минералогического состава. Кроме того, с вторичным паром в подогреватели попадает часть неконденсирующихся газов, создающих дополнительное термическое сопротивление теплопередаче. С другой стороны, они берут на себя некоторое количество неконденсирующихся газов, снижая тем самым нагрузку по количеству этих газов на соответствующие корпуса выпарной батареи. Их установка в технологической схеме выпаривания не только способствует снижению удельного расхода пара, но и существенно позволяет увеличить производительность выпарной установки путем интенсификации процесса выпаривания.

Наибольшие численные значения затраченной эксергии в элементах выпаривания к общей затраченной эксергии на выпарке имеют процессы в первом корпусе (7 %) с КПД $\eta_e = 85,47 \%$ и втором корпусе (5 %) с КПД $\eta_e = 85,16 \%$.

Основным выводом термодинамического анализа энерготехнологической схемы выпаривания и сушки крепкого сульфитного раствора является необходимость перераспределения доли эксергии, затраченной в процессах выпаривания и сушки. Такой вывод следует из того, что в процессе выпаривания подводится лишь 27,3 % эксергии от общей подведенной в систему при $\eta_e = 75,4 \%$. В процессе сушки подводится 72,7 % эксергии при $\eta_e = 30,5 \%$. Низкий эксергетический КПД процесса сушки определил существенное снижение общего эксергетического КПД системы – 43 %.

[illegible]

Природный горючий газ из газопровода с давлением 6,0 кгс/см² подается на газорегуляторный пункт для редуцирования высокого входного давления на низкое. Далее по газопроводу с давлением 0,4 кгс/см² через газовый блок, обеспечивающий безопасный розжиг, поступает на горелки.

Температура дымовых газов в камере горения топки контролируется с пульта с помощью датчика и поддерживается в зависимости от режима работы сушилки – 670–850 °С.

144

Разрежение в топке поддерживается на уровне 30–60 Па регулировкой направляющих заслонок на вентиляторе разбавления, дымососе и в камере смешения.

Расход воздуха регулируется с пульта управления степенью открытия направляющих заслонок на «вентиляторе разбавления» таким образом, чтобы температура теплоносителя на входе в распылительную сушилку составляла 280–300 °С.

Теплоноситель подводится в верхнюю зону сушильной камеры распылительной сушилки А1 по газоходу, заканчивающемуся в верхней части диспергатором. Диспергатор создает спиралеобразное направление движения теплоносителя в камере, что улучшает теплообмен и увеличивает время нахождения высушиваемого продукта в сушильной камере.

Подача 38,5 % ЛСТ на центробежный распылитель сушилки. Из расходных баков лигносульфонаты (38,5%) с температурой 80–90 °С насосами Н1, Н2 подаются в распылительное устройство А1, достижение температуры 80–90 °С осуществляется паром в кожухотрубном теплообменнике. Уровень в баках контролируется с пульта управления с помощью уровнемеров.

Сушка 38,5 % ЛСТ в распылительной сушилке. Распыленные жидкие 38,5 % ЛСТ центробежной распылительной машиной (ЦРМ) до тонкодисперсного состояния, попадая в поток теплоносителя, высушиваются до содержания остаточной влаги 3–5 %.

Контроль испарения влаги ведется по температуре отходящих топочных газов, которая в зависимости от влажности порошка поддерживается в пределах 110–120 °С.

Температура отходящих топочных газов на выходе из сушильной камеры поддерживается автоматически изменением расхода 38,5 % ЛСТ на ЦРМ с помощью регулирующего контура. При повышении температуры теплоносителя на выходе из сушильной камеры больше заданного значения расход увеличивается и наоборот.

Интенсивность сушки возрастает с повышением дисперсности частиц (увеличением поверхности) высушиваемого вещества и повышением температуры теплоносителя. Степень диспергирования жидких ЛСТ на ЦРМ улучшается при снижении их вязкости; для повышения интенсивности сушки жидкие 38,5 % ЛСТ, поступающие на ЦРМ, должны иметь температуру 80–90 °С.

Разрежение в сушильной камере поддерживается на уровне 0,5–0,8 кПа, регулировкой направляющих заслонок на вентиляторе разбавления В6, дымососами В3, В4 и в камере смешения топки.

Основное количество высушенного порошка – 70–75 % оседает в нижней конусной части сушилки; 25–30 % порошка улавливается циклонами А2.

Очистка отработанного теплоносителя. Очистка отработанного теплоносителя (топочных газов), содержащего 25–30 % высушенного порошка, осуществляется в две ступени – на блоках сухой и мокрой очистки.

Блок сухой очистки А2 состоит из 2-х циклонов А2 типа СК ЦН-34 диаметром 1400 мм. Проектная эффективность очистки отработанного теплоносителя от порошка на блоке сухой очистки – 97 %. Оседающий в конусе циклонов порошок поступает через питатели Ш1 – Ш4 в систему пневмотранспорта.

Блок мокрой очистки состоит из скруббера А3, емкости скрубберной жидкости А8, теплообменника А9, насосов Н3, Н4. Система обеспечения промывной водой замкнутая; по мере роста концентрации продукта в оборотной воде часть ее подается этим же циркуляционным насосом в расходный бак ЛСТ, а расход воды восполняется из производственного водопровода. Проектная эффективность очистки топочных газов от порошка на блоке мокрой очистки – 98 %.

Топочные газы после очистки через дымовую трубу отводятся в атмосферу.

Сушильная распылительная установка. Процессы в сушильной установке можно представить состоящими из двух блоков:

- подготовки газообразного теплоносителя для распылительной сушилки;
- сушки в распылительной сушилке.

Эксергетическим анализом технологии теплоты процесса сушки раствора в распылительной сушилке установлено, что η_e всех элементов сушки очень низкий. КПД процесса сушки составляет величину 30,5 %. От затраченной эксергии в сушильной установке 56,9 % подводится в процессе подготовки сушильного газообразного продукта с $\eta_e = 27,84$ %. Процесс удаления влаги из раствора характеризуется долей затраченной эксергии 12,3 % с $\eta_e = 51,86$ %. Окружающей среде в сушильной установке передается 4 % от затраченной эксергии.

Проведенный анализ термодинамической эффективности позволяет сделать вывод о необходимости перераспределения доли эксергии, затраченной на выпаривание и сушку сульфитного раствора. Необходимо повысить долю эксергии, затраченной на процесс выпаривания, как процесс с более высоким эксергетическим КПД, с соответствующим уменьшением доли на сушку раствора. Решение этой проблемы требует другого технического решения по сушке раствора. Как показывает опыт эксплуатации распылительных сушилок, с целью достижения необходимой степени распыла раствора требуется его соответствующая вязкость, а, следовательно, и концентрация раствора. Именно поэтому в действующем процессе выпаривания концентрация крепкого раствора была снижена с 50 % а.с.в. до 38–39 % а.с.в.

С учетом этих требований в главе 4 рассмотрена новая аппаратурно-технологическая схема получения ЛСТП. Структурная схема выпаривания осталась неизменной, за исключением реконструкции теплообменников рекуперативного типа в контактные теплообменники. Концентрация крепкого раствора принята 50 % а.с.в., как хорошо освоенная практикой получения жидких концентратов ЛСТ.

Существенным изменением в аппаратурно-технологической схеме является замена распылительной сушилки на гранулятор кипящего слоя. Как показывает опыт эксплуатации такого аппарата, он не чувствителен к вязкости поступающего на грануляцию раствора. Применение его оказалось успешным для

гранулирования из насыщенных растворов минеральных солей [209] силиката натрия, алюмината натрия, сульфата калия.

3.3. Термодинамический анализ сушильной части бумагоделательной машины

Сушильная часть бумагоделательной машины (контактная сушильная установка) является наиболее энергоемким оборудованием технологического потока производства бумаги и картона. Бумагоделательная машина является большим потребителем [75, 87] пара низкого давления. Например, для машины БДМ5 Балахнинского ЦБК, производящей газетную бумагу, удельный расход теплоты составляет $5,5 \cdot 10^5$ ГДж/год, или $233,4$ кДж/м² бумажного полотна. Производительность только одной машины составляет $2,34 \cdot 10^9$ м²/год по выпуску бумаги. В связи с этим представляет интерес выполнить термодинамический анализ сушильной части БДМ, как основного потребителя теплоты.

Процесс контактной сушки заключается в передаче теплоты путем разности потенциалов. В процессе сушки образуется низкопотенциальная теплота, которую трудно использовать.

Целевой задачей работы являлось определение степени термодинамического совершенства отдельных узлов БДМ и распределение эксергетических потерь по этим элементам. Эксергетические потери, как показано в [82, 166, 210, 211] и других литературных источниках, являются величиной, пропорциональной перерасходу топлива в парогенерирующем агрегате, вызванной необратимостью теплообмена в анализируемом процессе.

Общие сведения о сушильной части БДМ. БДМ включает сеточную, прессовую и сушильную части. Сеточная часть предназначена для удаления основной влаги и формования бумажного полотна. Прессовая часть – для удаления дополнительного количества влаги путем прессования. Остаточная часть влаги удаляется при сушке в сушильной части машины.

Сушильная часть анализируемой машины включает 46 бумаго-сушильных и один холодильный цилиндры. Сухость перед сушкой – 43,5 %, конечная сухость бумаги – 92 %. Температура бумажной массы после сеточного стола 50 °С. Расход сушильного воздуха 12 кг на 1 кг испаряемой воды. Производительность – 13,1 т бумаги в час.

Сушильная часть машины состоит из двух рядов вращающихся сушильных цилиндров, расположенных в шахматном порядке и обогреваемых конденсирующимся паром.

Тепловой режим сушильной части обеспечивается пароконденсатной системой, входящей в ее состав. В настоящее время преимущественное применение получила групповая система теплоснабжения с каскадным распределением давления и перепуском пара по отдельным группам цилиндров. Такая система теплоснабжения предотвращает пропуск пара в конденсатную систему.

Тепловая схема сушильной части состоит из трех функциональных групп: сушильные цилиндры, водоотделители и теплорекуперационная установка.

Теплорекуперационная установка включает три агрегата, каждый из которых состоит из двух ступеней рекуперации (теплообменников) и скруббера для нагрева технологической воды. Первая ступень рекуперации обеспечивает предварительный нагрев технологического (сушильного) воздуха, вторая – нагрев наружного (вентиляционного) воздуха. Таким образом, частично используется низкопотенциальная теплота отработавшего пара и сушильного воздуха. Рассматриваемое исследование имеет целью определить глубину рекуперации и наметить способы вернуть в технологический процесс неиспользованную теплоту.

Из прессовой части машины влажное бумажное полотно поступает на первый бумагосушильный цилиндр. Пройдя 46 сушильных цилиндров, высушенное до сухости 92 % бумажное полотно выводится из сушильной части для дальнейшей переработки.

Пар с ТЭЦ поступает в систему (рис. 3.4) по главному паровому коллектору через расходомер 4 и задвижку с электроприводом 3.

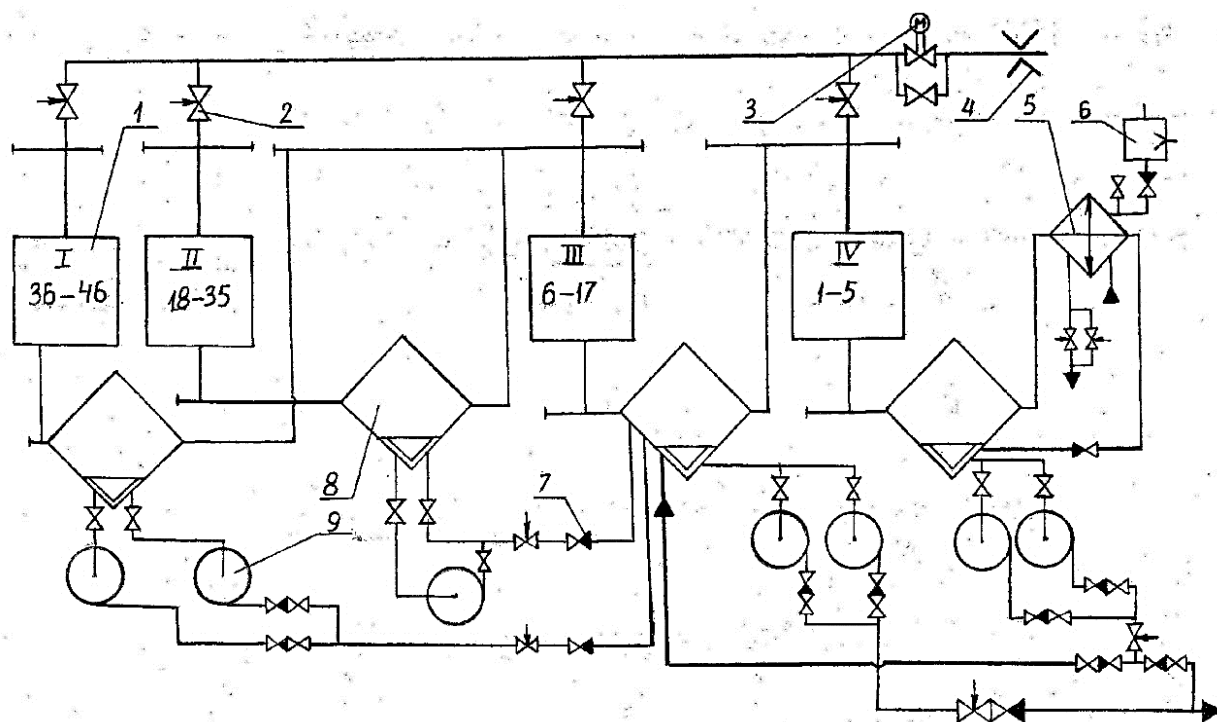


Рисунок 3.4 – Принципиальная аппаратурно-технологическая схема сушильной части БДМ:

1 – паровая группа I; 2 – регулирующий клапан; 3 – задвижка с электроприводом; 4 – расходомер; 5 – теплообменник-конденсатор; 6 – вакуум-насос; 7 – обратный клапан; 8 – водоотделитель; 9 – конденсатный насос

Насыщенный пар подается с избыточным давлением 0,35 МПа. В коллекторы каждой паровой группы пар подается через регулирующие клапаны 2, управляемые регуляторами давлений и разности давлений. Из коллекторов

групп пар поступает через запорный вентиль во внутреннюю полость каждого сушильного цилиндра.

По пару все сушильные цилиндры разделены на четыре группы. Нумерация групп осуществляется по направлению движения пара, от большего давления к меньшему. Давление пара в паровых группах регулируется так, чтобы обеспечить необходимую для сушки бумаги температуру сушильных цилиндров. Группы снабжены водоотделителями 8 для сбора пароконденсатной смеси и отделения из нее пролетного пара и пара вскипания. В паровую группу I и в паровую группу II пар подается только из главного паропровода. Эти группы обеспечиваются паром одинакового давления. Разделение произведено для обеспечения возможности регулирования давления пара в группах. Давление в группе I регулируется по влажности бумаги на последнем бумагосушильном цилиндре.

Пролетный пар вместе с паром вскипания из водоотделителя первых двух групп направляется для подпитки парового коллектора группы III. Из главного паропровода через регулирующий клапан в паровой коллектор группы III поступает дополнительный пар.

Пролетный пар и пар вскипания из водоотделителя группы III направляются в паровой коллектор группы IV, куда поступает и дополнительный пар из главного паропровода. Пар из водоотделителя группы IV конденсируется в теплообменнике-конденсаторе 5, с которым соединен вакуумный насос 6.

Вакуум-насос удаляет из пароконденсатной системы воздух и неконденсирующиеся газы, как при пуске машины, так и в условиях постоянной эксплуатации и поддерживает заданную разность давлений между паровым и конденсатным коллекторами группы IV.

Конденсатные насосы 9 и обратные клапаны 7 обеспечивают стабильное удаление конденсата из системы.

Конденсат из водоотделителей паровых групп III и IV направляется в общий конденсатный бак комбината, а из него – в ТЭЦ.

Из сушильных цилиндров пароконденсатная смесь удаляется с помощью неподвижных сифонов.

3.3.1. Тепловой расчет сушильной части бумагоделательной машины

На примере бумагоделательной машины для выработки газетной бумаги составлен тепловой баланс сушильной части БДМ. Подвод энергии и влагоудаление по различным частям БМД приведены в таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Распределение энергии по функциональным частям БДМ, %

Наименование параметра	Сеточная часть		Прессовая часть		Сушильная часть	
	привод	вакуум-насосы	привод	вакуум-насосы	электро-энергия	пар
Распределение энергии	6	5	6	11	3	69
Удаляемая влага	97,2		2,1		0,7	

Анализ результатов, приведенных в таблице 3.10, позволяет сделать вывод, что в сушильной части машины удаляется всего 0,7 % от общего количества влаги, удаляемой в бумагоделательной машине. Количество затрачиваемой энергии на удаление этой влаги составляет 72 % от общей подведенной энергии. Из них 69 % – затраты энергии в виде пара низкого давления.

Для термодинамического анализа сушильной части БДМ необходимо составить баланс массы и энергии, а также распределения эксергий взаимодействующих тепловых потоков.

Результаты теплового баланса приведены на схеме (рис. 3.5).



Рисунок 3.5 – Тепловой баланс сушильной части БДМ

Из анализа этих результатов следует, что основной составляющей отвода теплоты в окружающую среду является паровоздушная (ПВС) смесь, выводимая из рекуперативной установки. Тепловой поток вносится в сушильные цилиндры не только с паром. Источниками теплоты являются сушильный воздух из зала, а также теплота, вносимая с бумагой. Размерность величин в диаграмме – кДж/кг испаряемой воды.

Анализ статей тепловых потерь теплового баланса показывает, что в окружающую среду отводится 2628 кДж/кг испаряемой воды – 60 % от подводимой энергии, 1235 кДж/кг испаряемой воды отводится в скруббере – 28 %. На внутреннюю регенерацию теплоты (на нагрев воздуха) направляют лишь 528 кДж/кг испаряемой воды, т. е. 12 % к подводимой теплоте.

Полученные результаты не дают полной достоверной информации о степени термодинамического совершенства системы. Для этого при анализе необходимо дополнительно использовать, наряду с первым, второй закон термодинамики. Такую возможность представляет эксергетический анализ работы теплоиспользующих элементов тепловой системы сушильной части БДМ.

3.3.2. Эксергетический баланс сушильной части бумагоделательной машины

Эксергетические коэффициенты полезного действия функциональных групп сушильной части БДМ составили: сушильные цилиндры – 84,4 %, водоотделители – 98 %, теплорекуперационная установка – 57,5 %. В таблице 3.11 эксергетические характеристики тепловых процессов указаны с учетом отвода теплового потока в окружающую среду, в скобках указаны величины без учета тепловых потерь.

Таблица 3.11 – Эксергетические характеристики функциональных групп в сушильной части с учетом потерь (без учета потерь)

Элементы оборудования	ΔE_{qoi} , кВт	ΔE_{qhi} , кВт	γ_i	η_i , %	$\gamma_i \cdot \eta_i$, %	η
Сушильные цилиндры	3990,99	3368,53	0,354 (0,498)	84,4	29,86 (42,2)	52,68 (74,15)
Водоотделители	638,284	625,454	0,056 (0,08)	97,99	5,55 (7,8)	
Теплорекуперационная установка	3386,87	1947,44	0,30 (0,422)	57,5	17,27 (24,3)	

Общий эксергетический КПД тепловой системы сушильной части составляет 52,68 %. Несмотря на высокий КПД процесса в водоотделителях (98 %), эксергия, подведенная к этому процессу, составляет лишь 5,6 % от общей подведенной эксергии в систему. Поэтому его влияние на общий КПД системы незначительно.

Из других составляющих отметим процесс в сушильных группах. Эти процессы характеризуются достаточно высоким эксергетическим КПД (84,4 %) и существенной долей подведенной эксергии, составляющей 35,4 % от общей подведенной эксергии. И последняя составляющая – теплорекуперационная установка, характеризующаяся низким эксергетическим КПД (57,5 %), при доле затраченной эксергии 30 % от общей, подведенной в схему. Этот процесс характеризуется высокой необратимостью и, соответственно, низким эксергетическим КПД. Обращает внимание большой разрыв между эксергетическим КПД без учета отвода теплоты в окружающую среду и с учетом отвода теплового потока в окружающую среду.

Анализ составляющих эксергетического баланса позволяет выделить основные направления повышения степени термодинамического совершенства технологического процесса в сушильной части БДМ:

1. Повышение эксергетического КПД теплорекуперационной установки. Анализ статей эксергетического баланса показывает, что эксергетический КПД и доля затраченной эксергии в этом процессе к общей подведенной эксергии в системе составляет $\eta = 57,5 \%$ и $\gamma = 30 \%$, соответственно.

2. Снижение величины тепловых потоков, отводимых в окружающую среду. Как следует из теплового баланса, 60 % тепловых потоков отводится в окружающую среду.

3. Повышение потенциала сушильного воздуха в процессе поглощения им влаги в сушильной части БДМ.

4. Повышение сухости бумажного полотна, поступающего на сушку. Разработка наиболее совершенных схем утилизации низкопотенциальной теплоты ПВС.

Практическая реализация модернизации сушильной части БДМ в указанных направлениях возможна на основе проработки следующих технических решений:

- интенсификация работы теплообменников с соответствующим снижением недогрева между нагреваемым воздухом и удаляемой паровоздушной смесью, что позволит увеличить эксергетический КПД теплорекуперационной установки;

- разработка замкнутого или почти замкнутого цикла ПВС сушильной части БДМ;

- применение теплонасосных установок в вентиляционной системе БДМ;

- повышение потенциала сушильного воздуха путем оптимизации температуры воздуха, направляемого под колпак БДМ, и температуры исходного воздуха;

- повышение сухости бумажного полотна, например, путем ввода ПАВ в исходную суспензию;

- разработка наиболее совершенных схем регенерации теплоты низкого потенциала паровоздушной смеси.

Предлагаемые технические решения не являются исчерпывающими. Они могут рассматриваться как возможные варианты модернизации сушильной части БДМ.

3.3.3. Эксергетический анализ вентиляционной системы бумагоделательной машины

Термодинамические процессы вентиляции сушильной части БДМ 5 Балахнинского ЦБК по традиционной схеме представлены в $h - d$ -диаграмме (рис. 3.6).

Эксергетические характеристики функциональных групп рассчитаны по методикам [26, 82, 166, 211].

Результаты расчетов по традиционному способу при разомкнутом движении воздуха приведены в таблице 3.12.

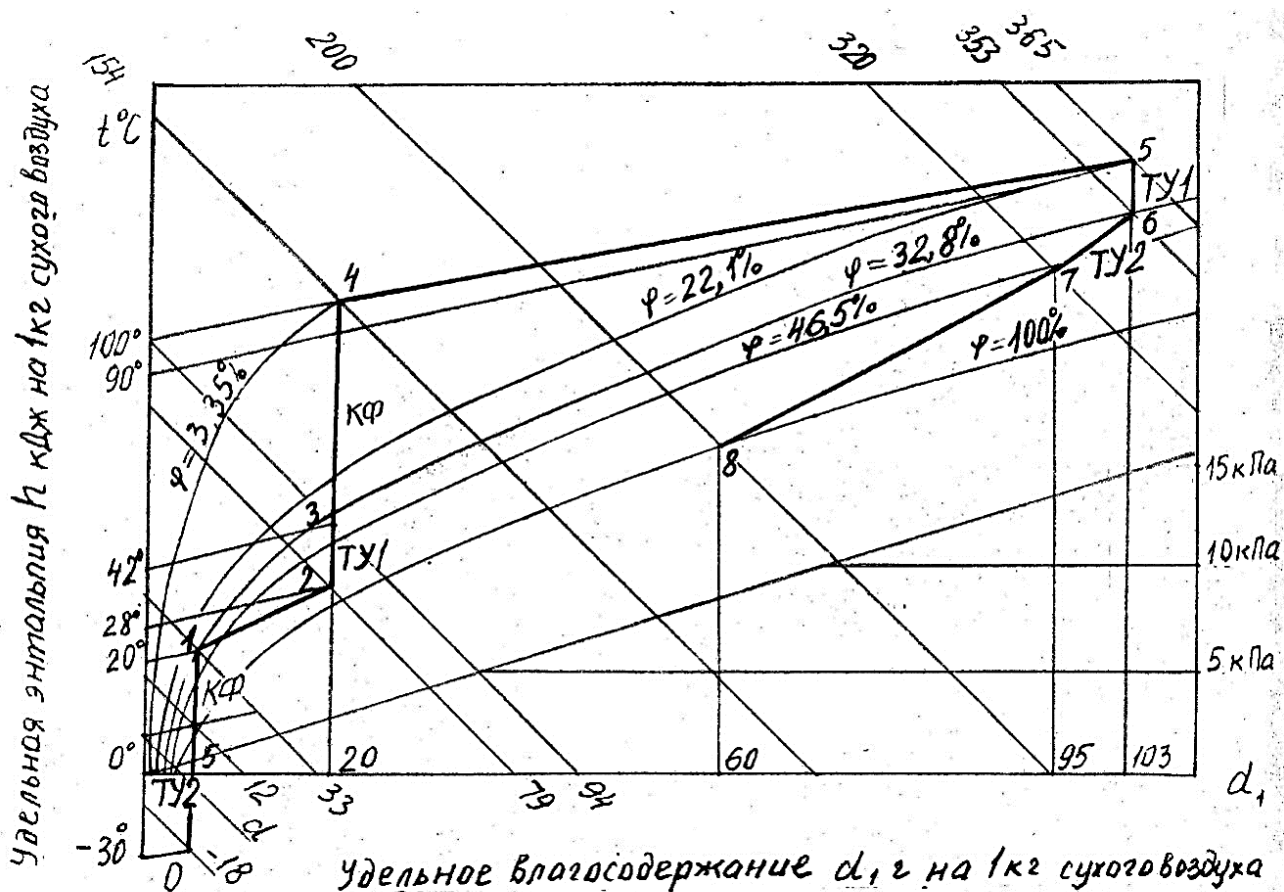


Рисунок 3.6 – Термодинамические процессы вентиляции сушильной части машины по традиционной схеме:

- 0-1 – нагрев приточного воздуха с температурой $t = -30^\circ\text{C}$ и $d = 5\text{ г/кг}$ сух. воздуха, подаваемого в зал бумагоделательной машины, в теплообменнике ТУ 2 до 0°C и калорифере до 20°C ;
- 1-2 – изменение температуры и влагосодержания приточного воздуха в зале бумагоделательной машины до $t = 28^\circ\text{C}$ и $d = 20\text{ г/кг}$ сух. воздуха;
- 2-3 – нагрев сушильного воздуха в теплообменнике ТУ1 до $t = 42^\circ\text{C}$;
- 3-4 – нагрев сушильного (технологического) воздуха в калорифере до 100°C ;
- 4-5 – изменение параметров сушильного воздуха, нагнетаемого вентиляторами в сушильной камере до $t = 90^\circ\text{C}$ и $d = 103\text{ г/кг}$ сух. воздуха;
- 5-6 – охлаждение воздуха в ТУ 1 до $t = 80^\circ\text{C}$;
- 6-7 – изменение параметров воздуха в ТУ 2 до $t = 70^\circ\text{C}$, $d = 95\text{ г/кг}$ сух. воздуха;
- 7-8 – изменение параметров воздуха в скруббере, $t = 45^\circ\text{C}$, $d = 60\text{ г/кг}$ сух. Воздуха.

Таблица 3.12 – Эксергетические характеристики теплорекуперационной установки сушильной части БДМ5

Эксергетические характеристики	1 ступень регенеративного контура	Калорифер 1	2 ступень регенеративного контура	Калорифер 2	Скруббер
Тепловой поток, Q_i , кВт	525,36	2176, 25	1608	1072	4993,66
Термодинамическая температура нагрева, T_{Hi} , К	308	344	288	283	289
Приращение воспринятой эксергии, ΔE_{Hi} , кВт	47,76	404,88	44,67	11,36	155,51
Термодинамическая температура охлаждения, T_{Oi} , К	353	437,17	323	437,17	336
Приращение затраченной эксергии, ΔE_{Oi} , кВт	108,64	782,4	214,07	385,4	832,28
Эксергетический КПД элементов, η_i , %	43,96	51,75	20,87	2,95	18,69
Доля затраченной эксергии, γ_i	0,047	0, 34	0, 09	0,166	0,358
Доля в общем КПД элементов, $\eta_i \cdot \gamma_i$, %	2,05	17,43	1,92	0,49	6,7

Анализ приращений эксергии показывает, что практически все элементы теплового процесса характеризуются низкими значениями эксергетических КПД. Так, первая ступень регенерации теплоты характеризуется КПД 43,96 % при подводе эксергии в процесс 4,7 %. Тепловой процесс в калорифере 1 – 51,75 % при подводе эксергии 34,4 %. Эксергетический КПД теплового процесса во второй ступени регенерации теплоты составляет 20,87 % при подведенной эксергии в этот процесс 9,2 %. Тепловой процесс в калорифере 2 характеризуется эксергетическим КПД 2,95 % при 16,6 % подведенной эксергии. Тепловой процесс в скруббере характеризуется эксергетическим КПД 18,69 % при подведенной эксергии 35,8 %.

Суммарная эксергия, затраченная в теплорекуперационной установке БДМ5 Балахнинского ЦБК $\sum \Delta E_{Oi} = 2323$ кВт, и эксергетический КПД установки $\eta = \sum \eta_i \cdot \gamma_i$ долев составляет 28,6 %.

Рассчитанный КПД рассматриваемого теплового процесса является сравнительно низким.

ГЛАВА 4

ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИЕ ТЕХНОЛОГИИ В ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

4.1. Совершенствование технологии теплоты в процессе производства сульфатной целлюлозы

Технологическая древесная щепа состоит примерно в равных количествах из целлюлозы и лигнинсодержащих соединений. Поэтому есть возможность получения из древесины не только целлюлозы, но и возобновляемого топлива на основе лигнинсодержащих соединений.

В настоящее время эти соединения сжигаются в жидком виде, а полученные пар и электроэнергию практически полностью используют для собственных нужд. Рассмотрим технологическую систему производства сульфатной целлюлозы как термодинамическую систему [195].

Проведенными термодинамическими исследованиями [182] установлен низкий эксергетический КПД (48 %) технологии теплоты действующего производства сульфатной целлюлозы. Такой низкий КПД определяется технологическим процессом регенерации химикатов при получении сульфатной целлюлозы. КПД этого процесса определяется величиной 46,7 % при подводе 93,8 % эксергии от всей подведенной эксергии в технологический процесс.

С точки зрения энергопотребления регенерация химикатов определяется следующими технологическими процессами: выпаривание черного щелока, сжигание щелока в СРК и регенерация извести. Регенерация извести, реализованная в барабанной печи, является в процессе регенерации химикатов вспомогательной операцией. В балансе эксергетических потоков производства сульфатной целлюлозы регенерация извести составляет менее 11,46 % от подведенной эксергии и поэтому в проводимом исследовании не рассматривается.

Низкий эксергетический КПД процесса регенерации химикатов, который определяет и низкий эксергетический КПД производства сульфатной целлюлозы в целом, характерен для процесса в СРК. КПД этого процесса определяется величиной 42,9 % при подводе 71,2 % эксергии от всей подведенной эксергии в технологический процесс.

Низкий КПД СРК определяют, в основном, два протекающих в нем процесса:

- процесс выпаривания в СРК воды из раствора черного щелока. Процесс протекает с эксергетическим КПД 25,8 % при подводе эксергии 16,3 % от общей подведенной эксергии в процесс СРК. Именно поэтому в мировой практике основные пути совершенствования процессов в СРК направлены на уменьшение доли подвода эксергии на выпаривание воды из черного щелока. Достигается повышением концентрации, а.с.в в черном щелоке до 80 % путем более глубокого его упаривания перед поступлением в СРК;

- процесс получения водяного пара. Процесс также характеризуется высокой необратимостью. КПД процесса составляет 45,4 % при подводе эксергии

26,5 % от подведенной к СРК. Пути повышения эксергетического КПД этого процесса ограничены и сводятся к повышению параметров получаемого водяного пара.

Несмотря на то, что процессы и конструкции СРК постоянно совершенствуются, некоторые присущие органические недостатки не позволяют надеяться на успешное решение проблемы по следующим причинам: низкая энергетическая эффективность; возможность взрыва топки; сложное регулирование баланса серы; отвод в окружающую среду «дурно пахнущих» газов; коррозия оборудования; высокие капитальные затраты.

Кардинальным решением этой проблемы является исключение из технологической цепи СРК – этого энергозатратного и экологически опасного процесса. Известны [212, 213] следующие преимущества технологического процесса без СРК по сравнению с традиционным методом:

- более высокий эксергетический КПД энергетического котла по сравнению с СРК;
- получение экологически безопасного высококалорийного топлива;
- дешевизна способа, поскольку стоимость энергетического котла в 4 раза меньше, чем СРК;
- более безопасная эксплуатация оборудования – не образуется расплавленных солей, которые создают опасность взрыва при контакте с водой.

Из известных направлений по решению проблемы вывода СРК из технологической цепочки производства целлюлозы следует выделить:

1. Газификация черного щелока. Этот способ в сравнении с другими способами наиболее подготовлен к освоению. Суть процесса [212, 214] состоит в переводе органических соединений в горючие газы, в основном водород и монооксид углерода, а также минеральные натриевые соли в форме, пригодной для их использования в процессе варки технологической щепы. Разработаны различные модификации этого способа. Общий КПД в такой установке может быть выше, чем в СРК, при повышении температуры процесса газификации и организации когенерации по парогазовому циклу. К основным недостаткам данного способа следует отнести: высокую стоимость установки, отсутствие материалов, способных работать в условиях высоких температур и агрессивных сред, очистку дымовых газов до требований, предъявляемых к их использованию в газовой турбине. Ряд специалистов считают, что замена традиционного способа регенерации химикатов технологией на основе газификации черного щелока является рискованной и в настоящее время недостаточно обоснованной.

2. Гидропиролиз черного щелока. Способ предложен компанией «Сентреджис Пейпа» (Пенсакола, Флорида, США) [212]. Целью разработки такого способа является исключение СРК из технологического процесса. Суть процесса состоит в том, что предварительно упаренный щелок подвергается нагреву без доступа воздуха при 230–270 °С и соответствующем давлении, предотвращающем выпаривание воды. В результате процесса гидропиролиза раствор на выходе из установки представлен растворенными в воде содой и сульфидом натрия с небольшими количествами сульфата натрия и бикарбоната натрия. Органическая часть – уголь и летучие углеводороды, органические

соединения серы и диоксида углерода, а также несмешивающиеся с водой жидкости, содержащие ароматические и другие продукты. После проведения процесса гидропиролиза смесь разделяется на две фракции – уголь и жидкость. Уголь используется в качестве энергетического топлива.

Этот процесс в настоящее время не вышел за рамки исследований. По-видимому, это связано с недостатками аппаратурно-технологического оформления процесса гидропиролиза. Поддержание реакционной температуры раствора 230–270 °С с исключением его выпаривания требует применения давлений 30–100 бар и больших энергетических затрат.

При решении проблем аппаратурно-технологической схемы предложенный способ может рассматриваться как альтернатива существующей схемы регенерации химикатов при условии получения эксергетического КПД выше процесса регенерации химикатов с применением СРК в традиционном способе.

3. Гидрохимический способ регенерации химикатов из раствора черного щелока. Авторами предложен [194, 195, 214] гидрохимический способ получения химикатов в процессе производства сульфатной целлюлозы.

На рисунке 4.1 представлена предлагаемая принципиальная схема технологии теплоты производства сульфатной целлюлозы.

Суть этой технологии заключается в выводе органической составляющей из черного щелока концентрацией 25–35 % а.с.в. путем его карбонизации дымовыми газами, отходящими из известерегенерационной печи (ИРП) при температуре 80–90 °С. По литературным данным [215], выход органики в этих условиях может достигать 30–70 %.

После фильтрации суспензии получают два продукта: органику, в основном, в виде лигнина и лигнинсодержащих соединений и карбонатный щелок. Лигнин после гранулирования используют как экологически чистое энергетическое топливо. Раствор органических соединений черного щелока (карбонатный раствор) выпаривают в выпарной установке с выделением содосульфатной смеси.

Есть все основания полагать, что вместе с содосульфатной смесью выделится до 40–60 % оставшейся в растворе органики, которая может быть использована в качестве топлива в восстановительной печи при восстановлении сульфата натрия в сульфид, а также в процессе регенерации извести. Маточный раствор содосульфатной смеси направляют на выпаривание карбонатного раствора с выделением натриевых солей.

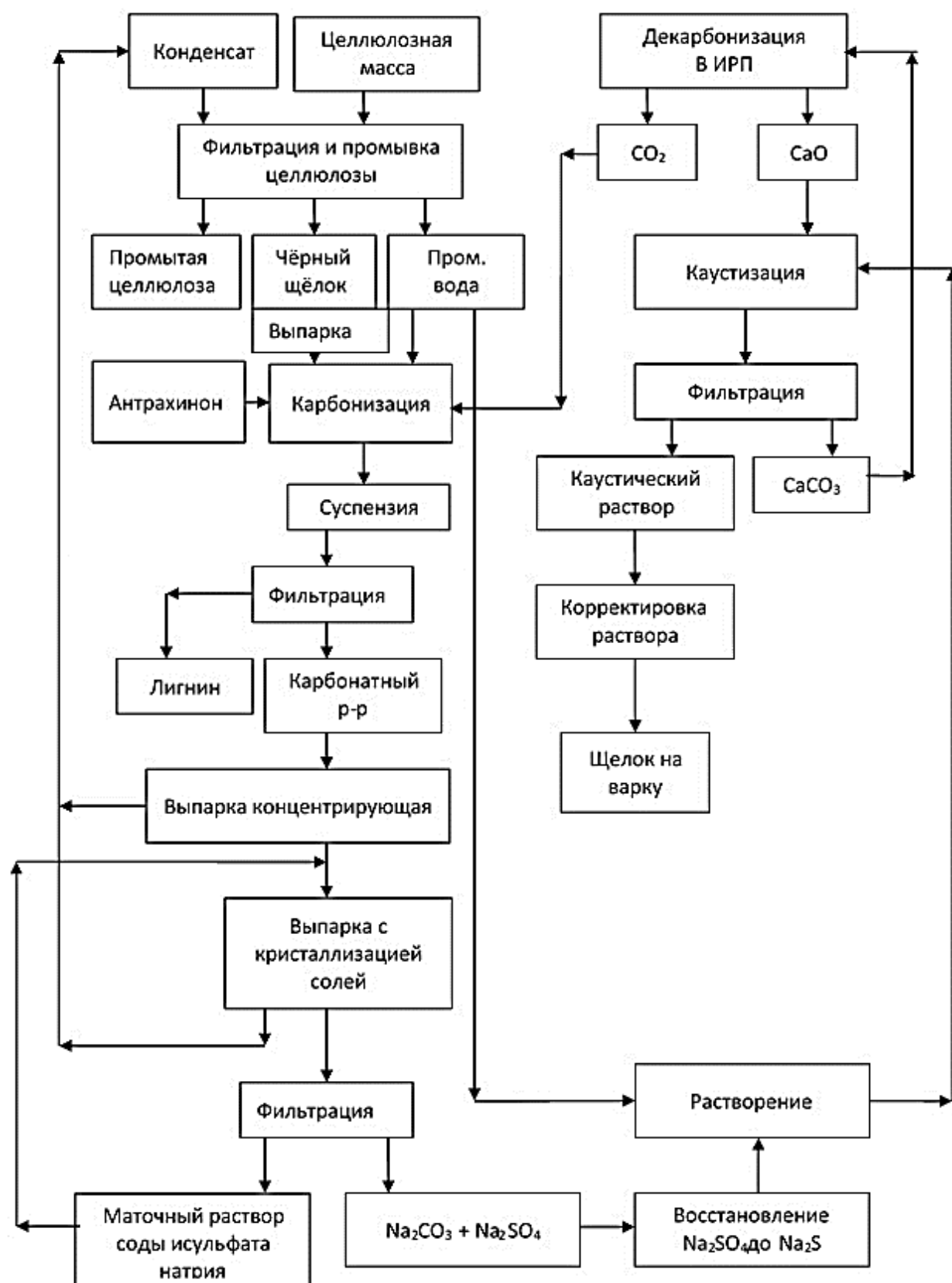


Рисунок 4.1 – Принципиальная схема технологии теплоты в процессе регенерации химикатов

Анализ предложенной технологии теплоты позволяет заключить, что она может быть освоена путем несложной реконструкции действующей технологической схемы. В пользу такого вывода следует отнести тот факт, что предложенные дополнительные технологические операции хорошо освоены в химической технологии. Сама же технология получения целлюлозы в своей основе остается прежней. Действительно, к принципиально новым технологическим операциям следует отнести:

- процесс карбонизации черного щелока с выделением из процесса лигнина и других органических соединений;
- получение топливных гранул из органических соединений;
- выпаривание содового раствора;
- восстановление сульфата натрия до сульфида натрия.

Процесс карбонизации щелочных растворов хорошо освоен в многотоннажном производстве и успешно применяется в технике содового и глиноземного производств.

Лигнинсодержащий порошкообразный продукт, выделенный из раствора, относится к вяжущим, и с учетом современной техники гранулирования получение топливных гранул не составит труда. Процесс гранулирования протекает при 70–80 °С и, таким образом, не требует дополнительных затрат энергии. Следует отметить, топливные гранулы будут значительно дешевле, качественнее, а технология энергоэффективнее в сравнении с действующей технологией получения пеллет. Полученный гранулированный продукт из органических соединений может быть использован не только как высококалорийное экологически чистое топливо, но и как химическое сырье или в их комбинации. Окончательное решение может быть принято на основе изучения потребительской цены и спроса на этот продукт.

Восстановление сульфата натрия до сульфида – эндотермический процесс. Из анализа общего баланса эксергий взаимодействующих потоков в технологии сульфатного производства установлено, что затраты эксергии в процессе восстановления сульфатов натрия до сульфидов составляет менее 4,0 %. Этот процесс также хорошо освоен в промышленности при производстве сульфида натрия в шахтных печах и может быть организован в небольшой восстановительной печи.

Выпаривание содовых растворов, в том числе с выделением содосульфатной смеси, является хорошо проработанным процессом и применяется в многотоннажном производстве при производстве содопродуктов из содовых растворов при переработке нефелинов на глинозем и содопродукты, и может быть реализован на основе реконструкции действующих выпарных установок.

Поскольку в предложенной схеме регенерации химикатов процесс в СРК заменяется выпариванием, рассмотрим ее особенности. В предлагаемой технологии теплоты производства целлюлозы – выпаривание определяет расход топлива в регенерации химикатов и в целом производства целлюлозы.

Проанализируем две стадии выпаривания черного щелока. На первой стадии упаривается каустический раствор после варки технологической щепы до

концентрации 25–30 г/л а.с.в.; на второй стадии выпаривается [200, 201, 216] карбонатный раствор до 200–300 г H_2O на 100 г сухих солей сульфата натрия и соды.

После выделения органики выпаривается карбонатный раствор с выделением натриевых солей. Физико-химические характеристики черного щелока и карбонатного раствора таковы, что при принятых параметрах растворов физико-химическая депрессия этих растворов не превышает 5 градусов. Кроме того, карбонатный раствор содержит значительно меньше органических соединений, что значительно упрощает процесс выпаривания раствора.

Подогреватели в действующей выпарной установке являются рекуперативными теплообменниками, в которых вместе с нагревом черных щелоков выполняется дополнительно несколько функций:

- повышается степень регенерации теплоты в схеме выпаривания, что приводит к снижению удельного расхода пара;
- интенсифицируется процесс выпаривания в выпарных аппаратах путем сокращения экономайзерной зоны при выпаривании;
- интенсифицируется процесс выпаривания в выпарных аппаратах путем отвода части неконденсирующихся газов из вторичного пара, направляемого в корпус выпарного аппарата.

Однако некоторые из преимуществ установки рекуперативных подогревателей в схеме выпарных батарей определяют их недостатки. Так, вентиляция неконденсирующихся газов через подогреватели приводит к дополнительному термическому сопротивлению в виде газовой составляющей. Термическое сопротивление также возрастает в связи с отложением на поверхности теплообмена рекуперативных подогревателей пленки накипи. Эти недостатки настолько существенны, что на практике часто эти подогреватели выводят из эксплуатации или ограничивают их использование в схеме.

При установке теплообменников смешения эти недостатки устраняются. При этом увеличивается количество выпаренной воды. Но этот недостаток вполне компенсируется положительным эффектом, рассмотренным выше, от установки подогревателей смешения. В результате полного проявления этого эффекта удельный расход пара в выпарной установке с теплообменниками смешения часто меньше, в сравнении с плохо работающими или выведенными из схемы рекуперативными теплообменниками.

Целесообразно рассмотреть вариант оформления продукционных корпусов выпарных аппаратов по аналогии с суперконцентраторами современных выпарных батарей по действующей технологии. В качестве распределительных устройств раствора принять тангенциальные насадки для исключения образования содовых пробок.

Структура выпарной батареи и температурный режим показаны на рис. 4.2.

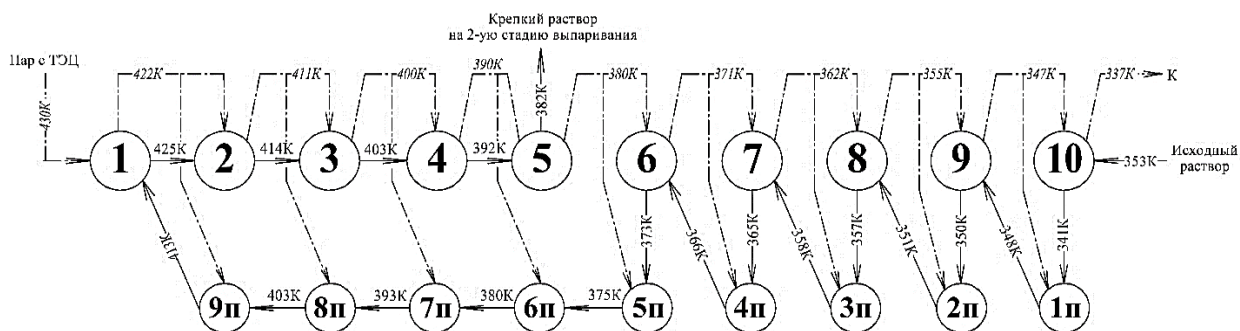


Рисунок 4.2 – Принципиальная схема и температурный режим первой стадии концентрирования выпарной батареи

Выпарная установка оформлена в виде десятиступенчатой выпарной батареи смешанного тока с контактными теплообменниками пленочного типа. Схема выпарной батареи: 10-1п-9-2п-8-3п-7-4п-6-карбонизация-5п-6п-7п-8п-9п-1-2-3-4-5. Здесь цифрами обозначены номера корпусов выпарного аппарата, а цифрами с индексом «п» – номера подогревателей.

Вычисления эксергетических характеристик процессов выпаривания проведены на основе метода приращения эксергий [182]. Результаты общего эксергетического баланса процесса технологии теплоты в производстве сульфатной целлюлозы по предлагаемому способу приведены в таблице 4.1.

В таблице 4.1 приняты те же обозначения, что и в таблице 3.1.

Численные значения во втором столбце таблицы 4.1 соответствуют отдельным элементам при реализации процесса выпаривания:

1-10 – процессы выпаривания раствора, соответственно, в корпусах 1–10;

11 – процесс передачи теплоты пара корпуса 10 в конденсаторе;

12-20 – процессы, соответственно, в подогревателях 1п–9п;

21-23 – процессы выпаривания раствора в корпусах 1–3 второй стадии выпаривания;

24 – процесс передачи теплоты пара 3 корпуса в конденсаторе;

25 – процесс в подогревателе.

Общее приращение затраченной эксергии в системе – $\Delta e_{o,общ}$ составляет 1097,89 ГДж/т.

Следует отметить особенность выпаривания черного щелока по предлагаемой схеме. После корпуса 6 выпаривание раствора происходит в присутствии небольшого количества органических веществ, что положительно отражается на процессе выпаривания по загрязнению вторичного пара. В предлагаемой схеме выпаривания выбран вариант процесса без рециркуляции черного щелока. Нет никаких ограничений по закреплению исходного после варки раствора до концентрации 29–30 % по а.с.в. крепким раствором концентрирующей выпарки, как это принято в существующих схемах выпаривания.

Таблица 4.1 – Эксергетические характеристики процесса технологии
теплоты в производстве сульфатной целлюлозы
по предлагаемому способу

Процесс	№	$\Delta e_{q0 i},$ ГДж/т х 100	$\Delta e_{qH i},$ ГДж/т х 100	γ_i	$\eta_{ei},$ %
Выпаривание, 1-я стадия	1	137,84	131,81	0,13	95
	2	94,32	88,11	0,09	93
	3	87,84	81,31	0,08	92
	4	75,19	69,41	0,07	92
	5	72,04	65,72	0,07	91
	6	69,37	63,07	0,06	91
	7	53,50	47,88	0,05	89
	8	38,89	35,18	0,04	90
	9	27,66	24,18	0,03	87
	10	15,53	12,60	0,02	81
	11	58,51	-	0,05	-
	12	6,57	6,27	0,01	95
	13	1,26	1,16	0,00	93
	14	0,95	0,92	0,00	97
	15	1,01	0,95	0,00	94
	16	2,21	2,08	0,00	94
	17	6,66	5,92	0,01	89
	18	18,02	16,14	0,02	90
	19	15,80	14,40	0,01	91
	20	16,70	15,29	0,01	91
Итого		799,87	682,40	0,73	85
Выпаривание с выделением солей, 2-я стадия	21	105,43	87,94	0,10	83
	22	61,37	49,49	0,06	81
	23	59,47	43,83	0,05	74
	24	56,66	-	0,05	-
	25	15,09	12,64	0,01	84
Итого		298,02	193,90	0,27	65
Всего		1097,89	876,30	1,00	80

Из таблицы 4.1 видно, что практически все процессы первой стадии выпаривания характеризуются очень высоким η_e (90–97 %). Эксергетический КПД всего процесса выпаривания первой стадии равен 85 %, что существенно ниже η_e составляющих его элементов. Это связано с отводом 7 % эксергии теплового потока пара десятого корпуса в окружающую среду. Использование

этой теплоты для нагрева технологических растворов позволит существенно повысить эксергетический КПД процесса выпаривания первой стадии.

Из материального баланса следует, что на второй стадии выпаривания выделяется 15 % общей выпаренной воды.

Конструктивно вторая стадия выпаривания оформлена в виде выпарных аппаратов с принудительной циркуляцией и вынесенной зоной кипения (рис. 4.3).

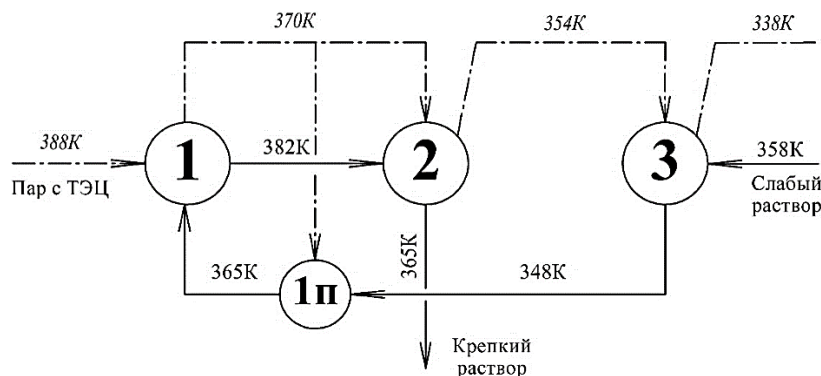


Рисунок 4.3 – Принципиальная схема и температурный режим выпаривания второй стадии

Выпарная установка выполнена по смешанной схеме выпаривания раствора 3-1п-1-2 с контактными теплообменниками. При реконструкции существующей схемы интерес представляет рассмотрение суперконцентраторов в качестве второй стадии выпаривания.

Крепкий маточный раствор содосульфатной смеси после удаления солей направляют на карбонизацию для корректировки раствора с целью сведения баланса по органическим и натриевым солям.

Приведенные результаты (табл. 4.1) эксергетического анализа технологии теплоты в процессе регенерации химикатов показывают, что эксергетический КПД второй стадии выпаривания составляет 65 %. Такое существенное снижение определяется, как и в первой стадии выпаривания, отводом теплового потока пара корпуса 3 в окружающую среду. В этом процессе отводится 19 % эксергии от подведенной в процесс выпаривания второй стадии. Отсюда напрашивается вывод о необходимости использования теплоты третьего корпуса выпарной батареи. Использование теплоты вакуумных корпусов первой и второй стадии выпаривания позволит существенно повысить эксергетический КПД не только выпаривания, но и процесса регенерации химикатов в целом. В рассмотренном варианте $\eta_e = 80 \%$, что значительно выше, чем КПД существующей схемы регенерации химикатов $\eta_e = 46,7 \%$. Из этого следует, что часть получаемого топлива на основе лигнина может быть использована на собственные нужды, а другая половина реализована в качестве экологически безопасного высококалорийного возобновляемого топлива.

Дальнейшее совершенствование технологии теплоты в процессе регенерации химикатов может идти в следующих направлениях:

– использование теплоты паросодержащих дымовых газов корьевых котлов [192, 217] для выпаривания слабого черного щелока. Расчеты показали, что

расход греющего пара на выпаривание, а, следовательно, и расход органического топлива на собственные нужды может быть сокращен дополнительно на 30–50 %;

– повышение эксергетического КПД первой и второй стадии выпаривания путем оптимизации их параметров: числа ступеней выпаривания, концентрации а.с.в. на первой и второй стадиях выпаривания, использования теплоты пара вакуумных корпусов и др. Можно прогнозировать, что за счет рационального потребления лигнинсодержащего топлива по гидрохимическому способу регенерации химикатов затраты на собственные технологические нужды производства сульфатной целлюлозы могут быть сокращены до 20–30 %.

В гидрохимическом способе регенерации удастся вывести из технологической цепи аппаратов СРК, процесс сжигания в котором проходит с низкой энергоэффективностью. Однако многие недостатки, присущие классическому способу переработки черных щелоков, остаются.

Авторами предложен кислотно-щелочной способ регенерации химикатов [201, 218–220], включающий выделение органических соединений из растворов черного щелока производства целлюлозы, обработку раствора серной кислотой до $\text{pH} = 1\text{--}5$ с получением суспензии органических соединений (лигнин и др.), фильтрацию и промывку твердой фазы от раствора с последующей переработкой на товарный продукт. С целью снижения энергетических и капитальных затрат, диверсификации производства и повышения экологической безопасности технологии, кислотный раствор нейтрализуют солями щелочных металлов, например, KOH до $\text{pH} = 7\text{--}8$ и выпаривают с кристаллизацией солей до 100–500 г воды на 100 г сухих солей; при этом маточный раствор солей после разделения твердой и жидкой фаз и корректировки раствора направляют на варку технологической щепы, а твердый продукт после его отделения и сушки выводят из процесса в качестве товарного продукта.

На Соломбальском ЦБК на полупромышленной установке был опробован [36, 37, 43] способ выделения лигнина из части (10 %) от общего потока черного щелока путем его обработки 30 % серной кислотой с образованием суспензии лигнина. После разделения суспензии лигнин перерабатывали на товарный продукт, а маточный раствор лигнина смешивали с основным потоком черного щелока, который перерабатывался по традиционной технологии.

Техническим результатом предлагаемого способа является исключение энергетических и эксплуатационных затрат в процессах сжигания черного щелока в СРК, обжига известняка, каустизации содового раствора, повышения эксплуатационной надежности оборудования и устранение экологической опасности этих процессов путем их вывода из технологической цепи аппаратов.

На рисунке 4.4 представлена упрощенная принципиальная схема предлагаемого способа и пример его реализации. Производственный черный щелок подкисляется серной кислотой, после чего получается два продукта: суспензия лигнина и газообразные вещества. Газообразные вещества, выделяющиеся при подкислении черного щелока, в основном, в виде H_2S и CO_2 , взаимодействуют с натриевой щелочью, полученной после регенерации щелочи из смеси сульфата натрия и сульфата калия. В результате такого взаимодействия регенерируют сульфид натрия, который используют в виде обратного раствора.

Суспензию лигнина фильтруют. Лигнин после фильтрации промывают и высушивают в распылительной сушилке. Маточный раствор лигнина обрабатывают оборотным раствором $NaOH$ до $pH = 7-8$. Величина pH определяется, главным образом, исходя из условия возможности применения выпарных аппаратов из обычной углеродистой стали.

Полученный после нейтрализации раствор упаривают в выпарной установке на первой стадии упаривания до концентрации насыщения солей натрия и калия. Укрепленный раствор далее подают на вторую стадию упаривания, где концентрируют раствор до получения суспензии при Ж/Т (вес.), равным 3–5. Величина Ж/Т определяется эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к эксплуатации выпарных аппаратов из условий забивки кипяtilьных труб. Суспензию щелочей после второй стадии концентрирования разделяют на два продукта: маточный раствор и твердый продукт солей сульфатов. Маточный раствор направляют на смешение с раствором, поступающим на вторую стадию упаривания. Отфильтрованный продукт направляется на конвенцию с 50 % раствором KOH .

В результате конверсии регенерируют едкий натрий и получают товарный сульфат калия в количестве 1,07 кг 96 % (мол) K_2O . Раствор $NaOH$ после фильтрации на центрифуге направляют на регенерацию Na_2S и после корректировки используют в качестве оборотного раствора для варки технологической щепы. Сульфат калия после сушки является товарным продуктом.

Приведенные величины параметров являются ориентировочными и подлежат уточнению и оптимизации. По предлагаемому способу можно осуществить коренную модернизацию целлюлозного производства на основе энергосберегающей технологии регенерации химикатов при низких капиталовложениях.

Эффективность предлагаемого способа определяется снижением энергетических, капитальных и эксплуатационных затрат в процессе переработки черных щелоков. При этом обеспечивается экологическая безопасность процессов на основе вывода из технологической цепи аппаратов СРК, печей декарбонизации известняка и каустизации содовых растворов.

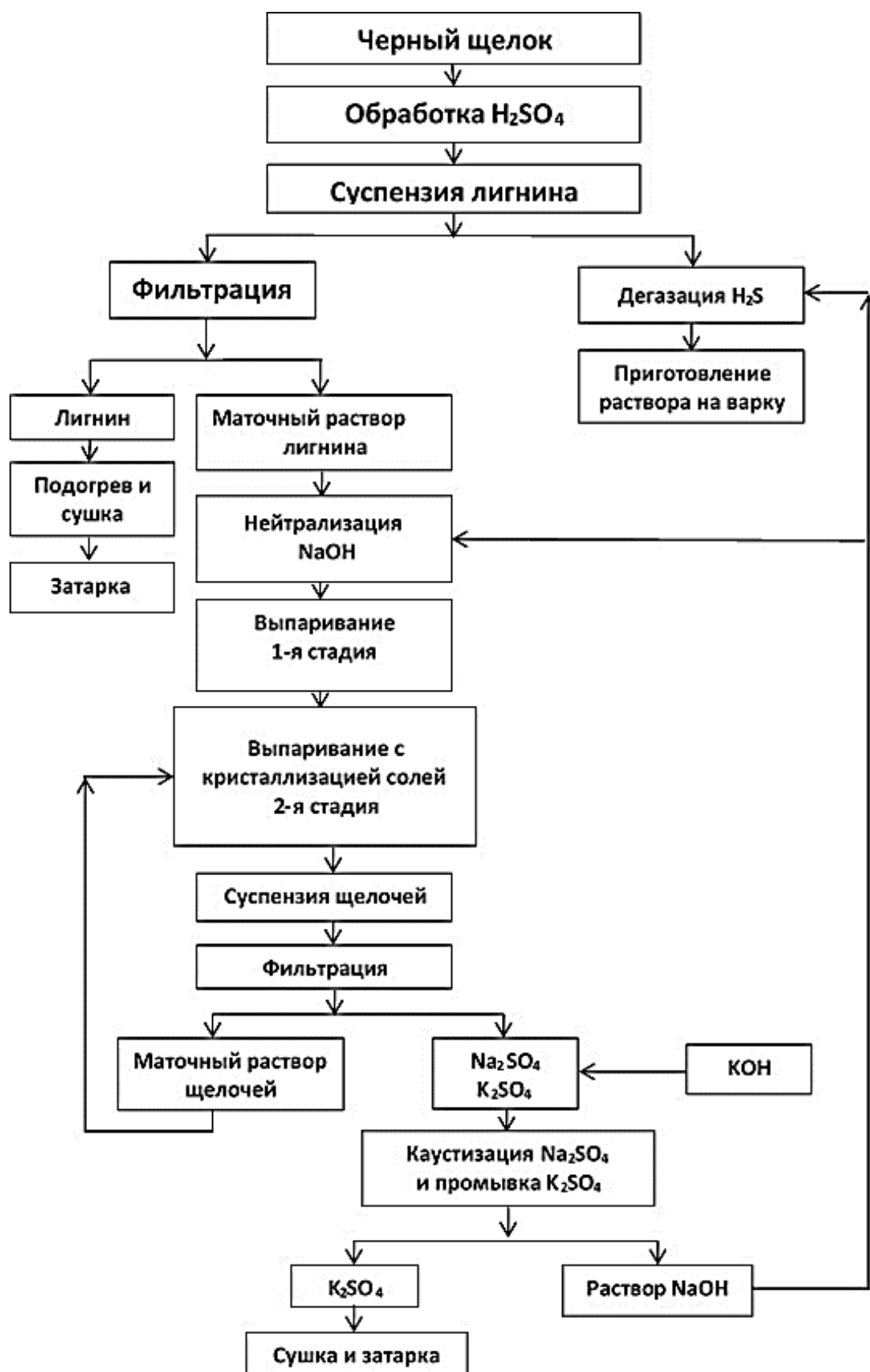


Рисунок 4.4 – Принципиальная технологическая схема кислотно-щелочного способа регенерации химикатов из растворов черного сульфатного щелока

Реализация предлагаемого способа позволяет:

- упростить аппаратурно-технологическую схему и, соответственно, повысить эксплуатационную надежность работы установок процесса регенерации щелочей из черного щелока;
- исключить расход топлива на СРК и печи обжига известняка;
- снизить расход оборотной воды и, соответственно, снизить расход пара на выпаривание черного щелока;
- повысить экологическую безопасность процесса переработки черных щелоков путем исключения процессов: сжигания черного щелока в СРК, обжига известняка, каустизации содовых растворов и исключения ввода в процесс извести;
- исключить из процесса производства вывод в окружающую среду высокотемпературных парниковых газов;
- осуществить диверсификацию производства на основе расширения выпускаемой продукции (товарные продукты на основе лигнина и содопродукты).

4.1.1. Оптимизация параметров работы выпарной установки

Новизна технологии теплоты, а также способа выпаривания с кристаллизацией солей потребовала научного обоснования схемы выпаривания и анализ области выпаривания при оптимальных параметрах.

В качестве критерия оптимальности принимается стоимость 1 кг выпаренной воды на 1 кг абсолютно сухих веществ. Была поставлена задача по определению минимального значения критерия оптимальности в соответствии с заданными исходными данными. Выражение критерия оптимальности приведено в гл. 2 (2.115). Приняты следующие значения:

- стоимость лигнина $P = 2$ руб/кг;
- низшая теплота сгорания лигнина $Q_H^P = 19274$ кДж/кг;
- КПД котла $\eta_K = 0,4$;
- температура окружающей среды (холодильника) $T_X = 290$ К;
- стоимость и изготовление 1 м² поверхности $P_f = 16000$ руб./м²;
- доля амортизационных отчислений от общей начальной стоимости (для теплообменного оборудования, $A_0 = 0,15$);
- количество рабочих часов в году $\tau = 8760$;
- стоимость циркуляционного насоса $P_{цн} = 15$ тыс. руб.

Для описания области поиска оптимальных параметров тепловой схемы используется рототабельный центральный композиционный план. Выделим три варьируемых переменных:

- x_1 – общая разность температур;
- x_2 – число ступеней выпаривания;
- x_3 – общая мощность циркуляционных насосов.

Для определения исходных данных в натуральных значениях примем значения параметров на нулевом уровне, шаги варьирования для каждого параметра и далее по формуле перехода от кодируемых переменных в

натуральные переменные заполним матрицу планирования эксперимента в натуральных значениях переменных.

В качестве нулевого уровня примем:

- $x_0^{(1)} = 130$ °С – общая разность температур в выпарной батарее;
- $x_0^{(2)} = 8$ – число ступеней выпаривания;
- $x_0^{(3)} = 2,0$ м/с – скорость раствора на одну трубу;
- $\Delta x_1 = 20$ °С;
- $\Delta x_2 = 2$ ступени;
- $\Delta x_3 = 0,50$ м/с – шаги для общей разности температур, числа ступеней выпаривания выпарной батареи и скорости циркуляции на одну трубу.

Для $\tilde{x}_1 = +1$

$$x_1 = x_0^{(1)} + \Delta x_1 \cdot \tilde{x}_1 = 130 + 20 \cdot 1 = 150^\circ\text{C};$$

$$x_2 = x_0^{(2)} + \Delta x_2 \cdot \tilde{x}_2 = 8 + 2 \cdot 1 = 10;$$

$$x_3 = x_0^{(3)} + \Delta x_3 \cdot \tilde{x}_3 = 2,0 + 0,5 \cdot 1 = 2,5 \text{ м/с}.$$

Для $\tilde{x}_1 = -1$

$$x_1 = x_0^{(1)} + \Delta x_1 \cdot \tilde{x}_1 = 130 + 20 \cdot (-1) = 110^\circ\text{C};$$

$$x_2 = x_0^{(2)} + \Delta x_2 \cdot \tilde{x}_2 = 8 + 2 \cdot (-1) = 6;$$

$$x_3 = x_0^{(3)} + \Delta x_3 \cdot \tilde{x}_3 = 2,0 + 0,5 \cdot (-1) = 1,5 \text{ м/с}.$$

Для $\tilde{x}_1 = 1,682$

$$x_1 = x_0^{(1)} + \Delta x_1 \cdot \tilde{x}_1 = 130 + 20 \cdot 1,682 = 164^\circ\text{C};$$

$$x_2 = x_0^{(2)} + \Delta x_2 \cdot \tilde{x}_2 = 8 + 2 \cdot 1,682 = 11;$$

$$x_3 = x_0^{(3)} + \Delta x_3 \cdot \tilde{x}_3 = 2,0 + 0,5 \cdot 1,682 = 2,84 \text{ м/с}.$$

Для $\tilde{x}_1 = -1,682$

$$x_1 = x_0^{(1)} + \Delta x_1 \cdot \tilde{x}_1 = 130 + 20 \cdot (-1,682) = 96^\circ\text{C};$$

$$x_2 = x_0^{(2)} + \Delta x_2 \cdot \tilde{x}_2 = 8 + 2 \cdot (-1,682) = 4,6 = 5;$$

$$x_3 = x_0^{(3)} + \Delta x_3 \cdot \tilde{x}_3 = 2,0 + 0,5 \cdot (-1,682) = 1,16 \text{ м/с}.$$

Следующим шагом после построения матрицы плана эксперимента для описания области оптимальных параметров является выбор стратегии постановки плана. Затем проводится расчет выпарной батареи с целью определения необходимых исходных данных для расчета критерия оптимальности, по полученным исходным данным осуществляется расчет критерия оптимальности с составлением теплового баланса выпарной батареи и расчетом эксергетических потерь для всех потоков схемы. По завершению этих действий полученные значения критерия оптимальности обрабатываются регрессионным уравнением второго порядка.

Матрица плана эксперимента для описания области оптимальных параметров. В таблицах 4.2 и 4.3 приведен план эксперимента в кодовых и действительных значениях.

Таблица 4.2 – План эксперимента в кодовых значениях переменных

Системы опытов	Номер опыта	Матрица плана			Стоимость выпаренной воды, руб/кг вып. воды
		X ₁	X ₂	X ₃	
Ядро плана	1	-1	-1	-1	0,104
	2	+1	-1	-1	0,015
	3	-1	+1	-1	0,025
	4	+1	+1	-1	0,028
	5	-1	-1	+1	0,110
	6	+1	-1	+1	0,077
	7	-1	+1	+1	0,168
	8	+1	+1	+1	0,171
Звездные точки	9	-1,682	0	0	0,025
	10	+1,682	0	0	0,033
	11	0	-1,682	0	0,043
	12	0	+1,682	0	0,022
	13	0	0	-1,682	0,021
	14	0	0	+1,682	0,036
Центр плана	15	0	0	0	0,027

Таблица 4.3 – План эксперимента в действительных значениях переменных

Системы опытов	Номер опыта	Матрица плана			Стоимость выпаренной воды, руб/кг вып. воды
		X ₁	X ₂	X ₃	
Ядро плана	1	110	6	1,50	0,104
	2	150	6	1,50	0,015
	3	110	10	1,50	0,025
	4	150	10	1,50	0,028
	5	110	6	2,50	0,110
	6	150	6	2,50	0,077
	7	110	10	2,50	0,168
	8	150	10	2,50	0,171
Звездные точки	9	96	8	2,00	0,025
	10	164	8	2,00	0,033
	11	130	5	2,00	0,043
	12	130	11	2,00	0,022
	13	130	8	1,16	0,021
	14	130	8	2,84	0,036
Центр плана	15	130	8	2,00	0,027

Анализ результатов показывает, что оптимальные значения параметров наступают в тринадцатом опыте, так как они соответствуют минимальной себестоимости выпаривания. Тринадцатый опыт характеризуется значением общего полезного температурного напора 130 градусов при 8-ми ступенях выпаривания и скорости циркуляции на одну трубу 1,16 м/с.

Удельную стоимость выпаривания можно описать следующей математической моделью:

$$\frac{C}{W} = 2,5157 - 0,7509X_1 + 0,3588X_2 + 2,7645X_3 + 1,2750X_1^2 + \\ + 1,6000X_1X_2 + 0,7000X_1X_3 + 1,3810X_2^2 + 2,7250X_2X_3 + 1,2750X_3^2$$

Далее необходимо получить аналитический минимум путем решения системы уравнений:

$$\frac{\partial C}{\partial X_1} = 0; \quad \frac{\partial C}{\partial X_2} = 0; \quad \frac{\partial C}{\partial X_3} = 0.$$

Решение этих уравнений позволяет определить оптимальные значения параметров выпаривания. Оптимальными значениями переменных для рассматриваемой области технико-экономических исходных данных являются: общий температурный напор по батарее составляет 136 град. при 8 ступенях выпаривания и 1,5 м/с скорости раствора на одну трубу. Уточненные результаты хорошо соответствуют данным, полученным в тринадцатом опыте.

4.1.2. Влияние режимных параметров на критерий оптимальности

Для исследования влияния режимных параметров на критерий оптимальности (стоимость выпаривания) построены графики зависимости критерия оптимальности от:

1. Общего температурного напора при различном числе ступеней выпаривания (рис. 4.5).
2. Общего температурного напора при различной скорости пленки (рис. 4.6).
3. Числа ступеней выпаривания при различном общем температурном напоре (рис. 4.7).
4. Числа ступеней выпаривания при различной скорости пленки (рис. 4.8).
5. Скорости пленки при различном числе ступеней выпаривания (рис. 4.9).
6. Скорости пленки при различном общем температурном напоре (рис. 4.10).

На рисунке 4.5 представлены зависимости стоимости выпаривания от общего температурного напора при различном числе ступеней выпаривания.

При этом скорость стекания пленки остается постоянной.

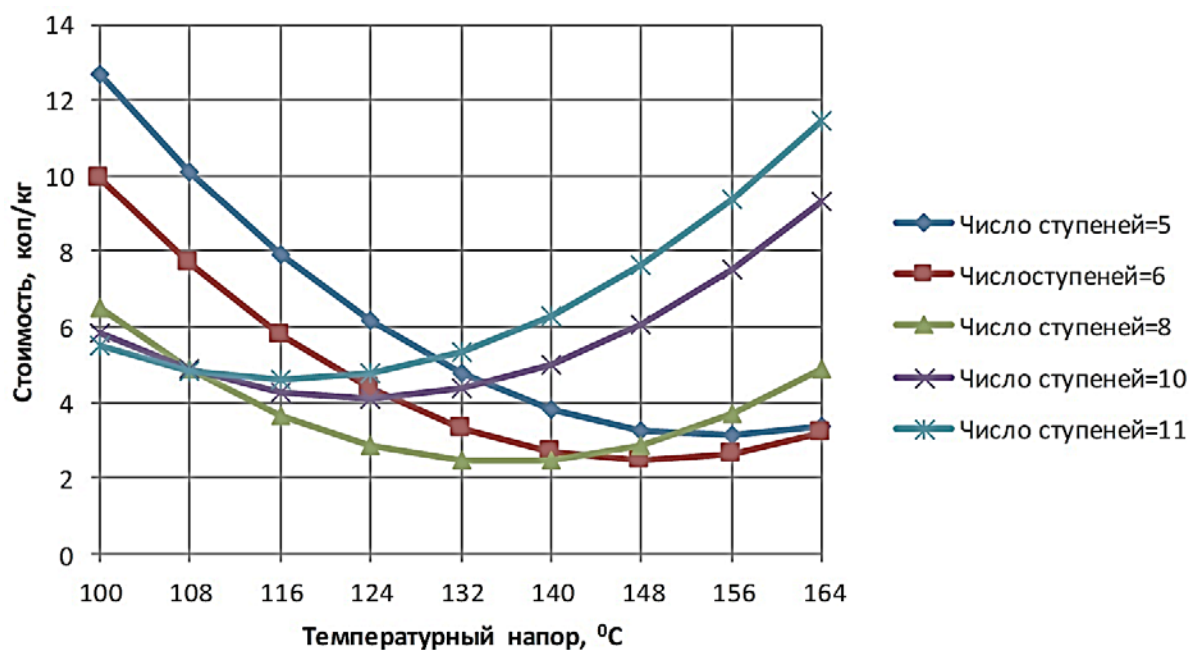


Рисунок 4.5 – Зависимость стоимости выпаривания от общего температурного напора при различном числе ступеней выпаривания

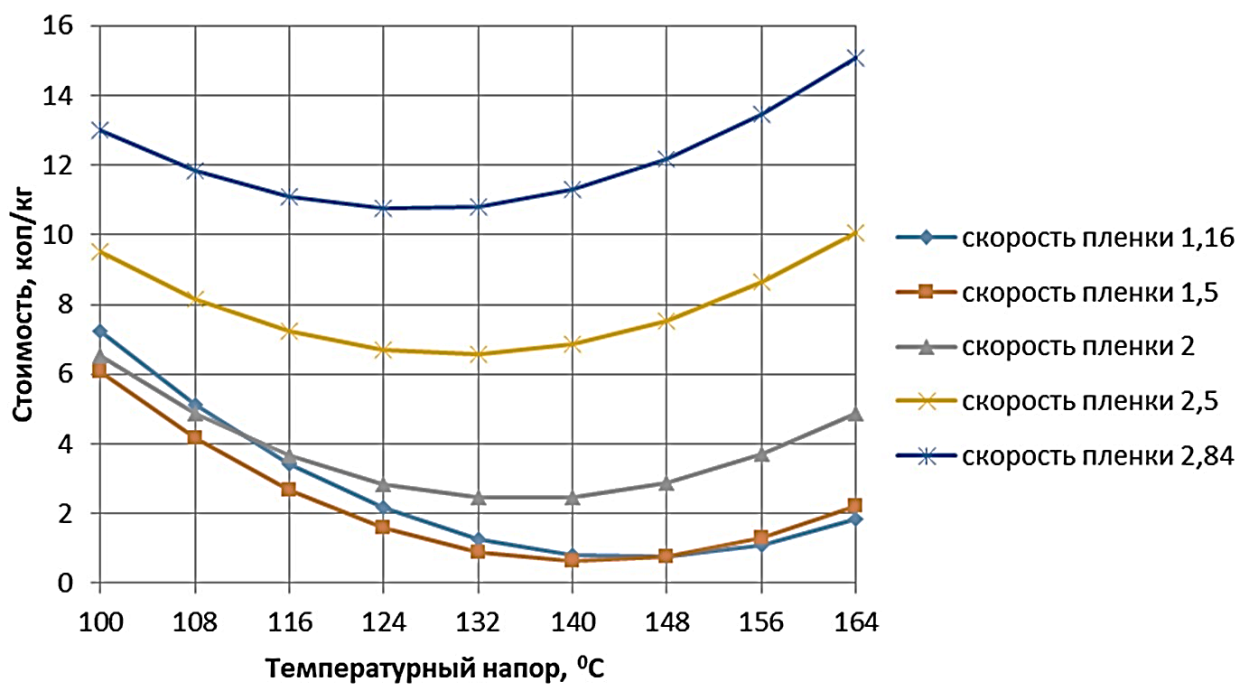


Рисунок 4.6 – Зависимость стоимости выпаривания от общего температурного напора при различной скорости пленки

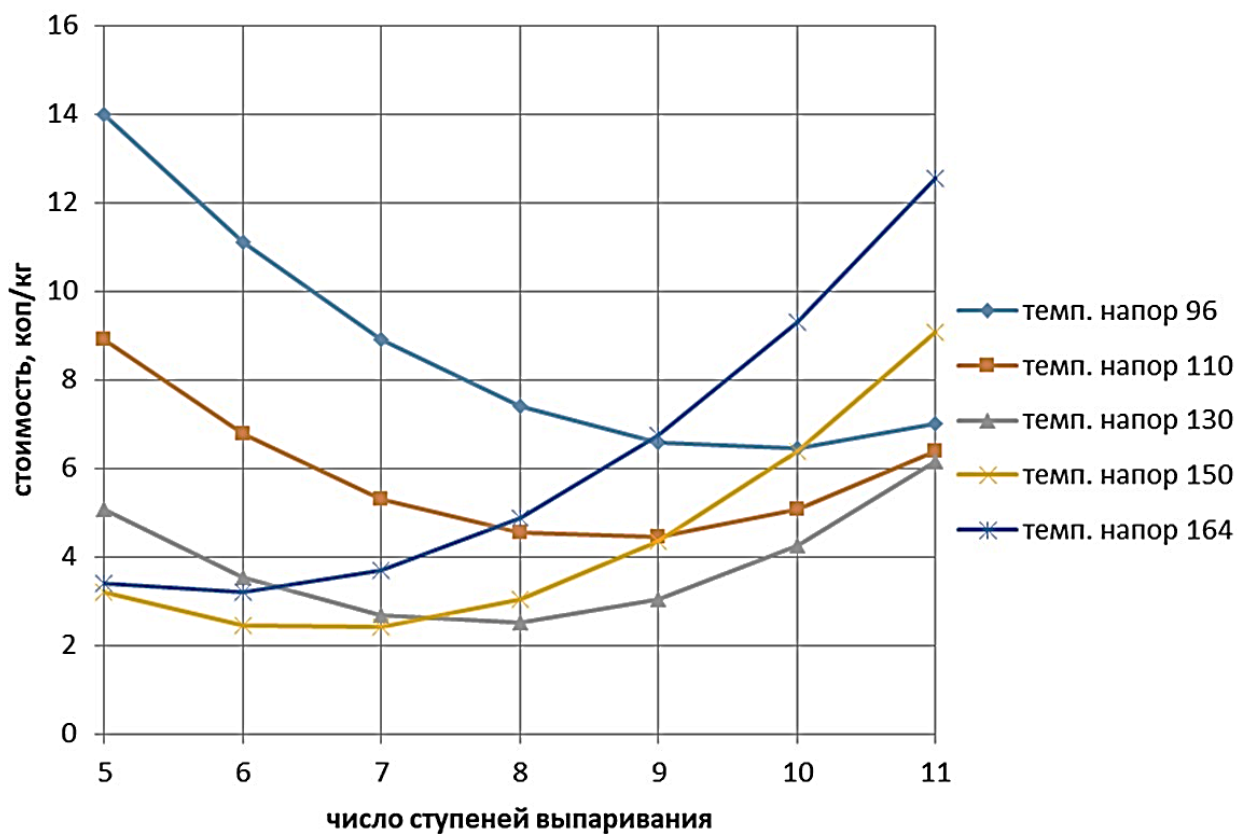


Рисунок 4.7 – Зависимость стоимости выпаривания от числа ступеней выпаривания при различном общем температурном напоре

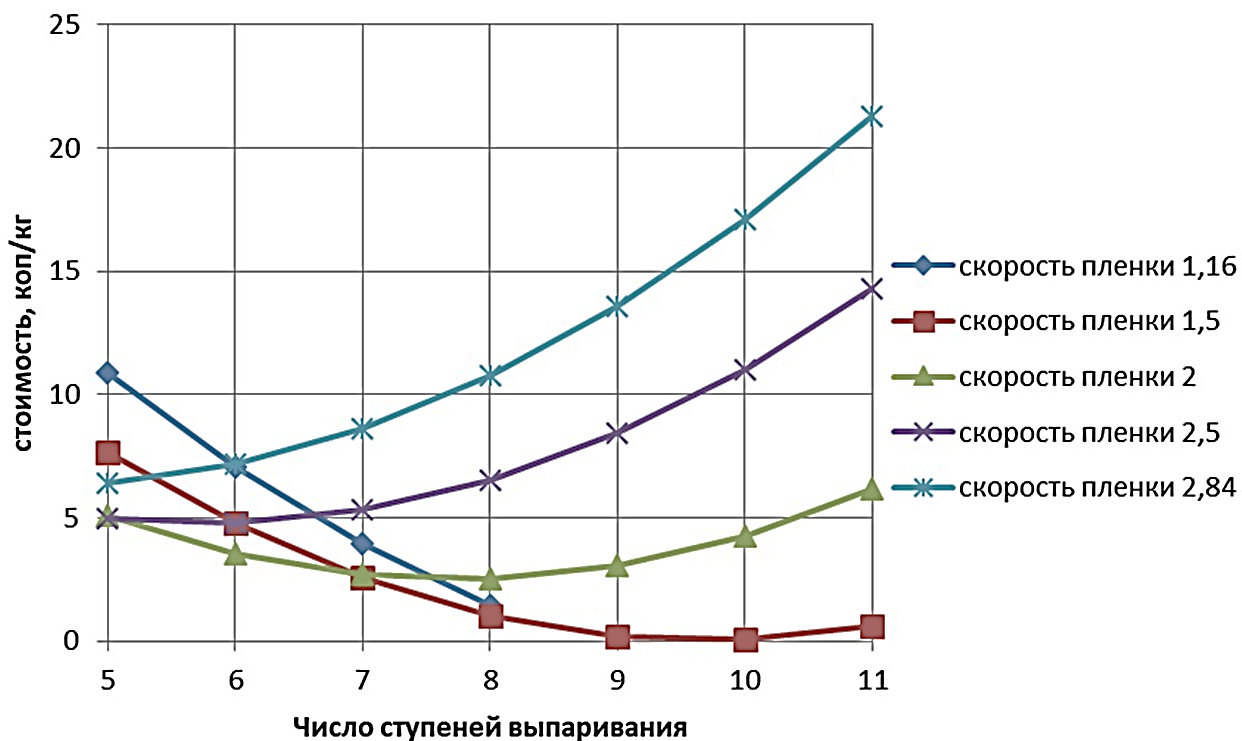


Рисунок 4.8 – Зависимость стоимости выпаривания от числа ступеней выпаривания при различной скорости пленки

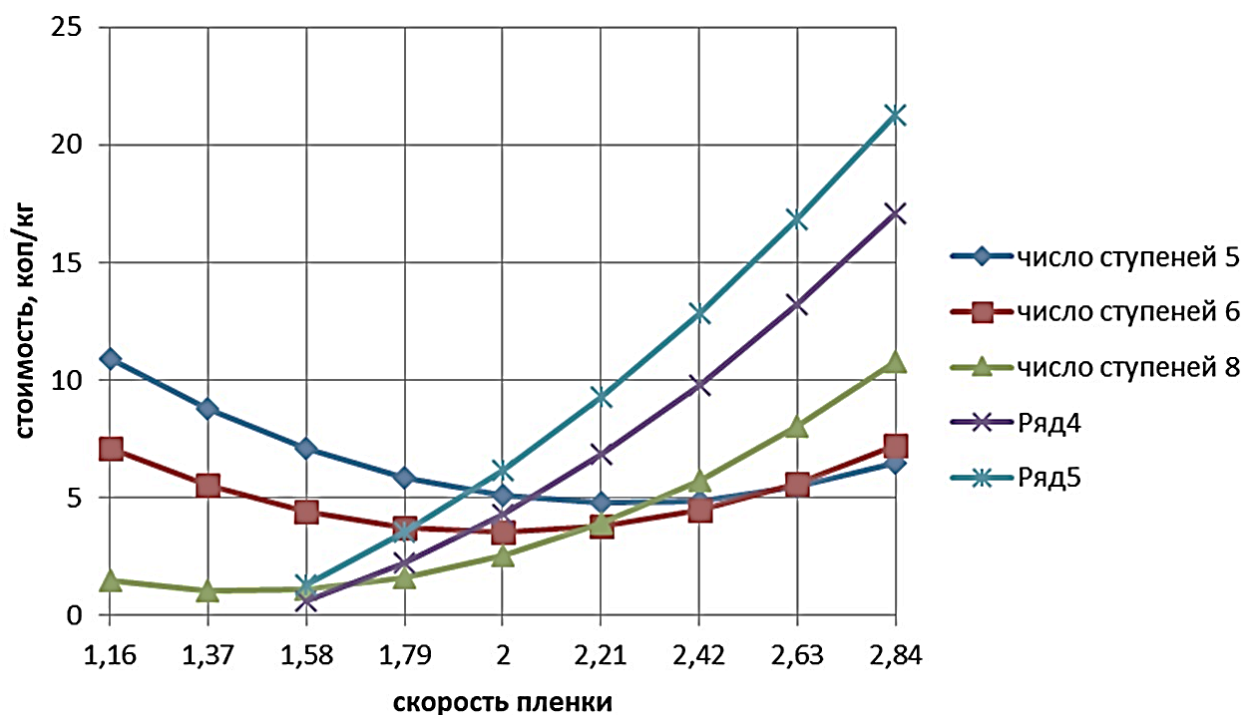


Рисунок 4.9 – Зависимость стоимости выпаривания от скорости пленки при различном числе ступеней выпаривания

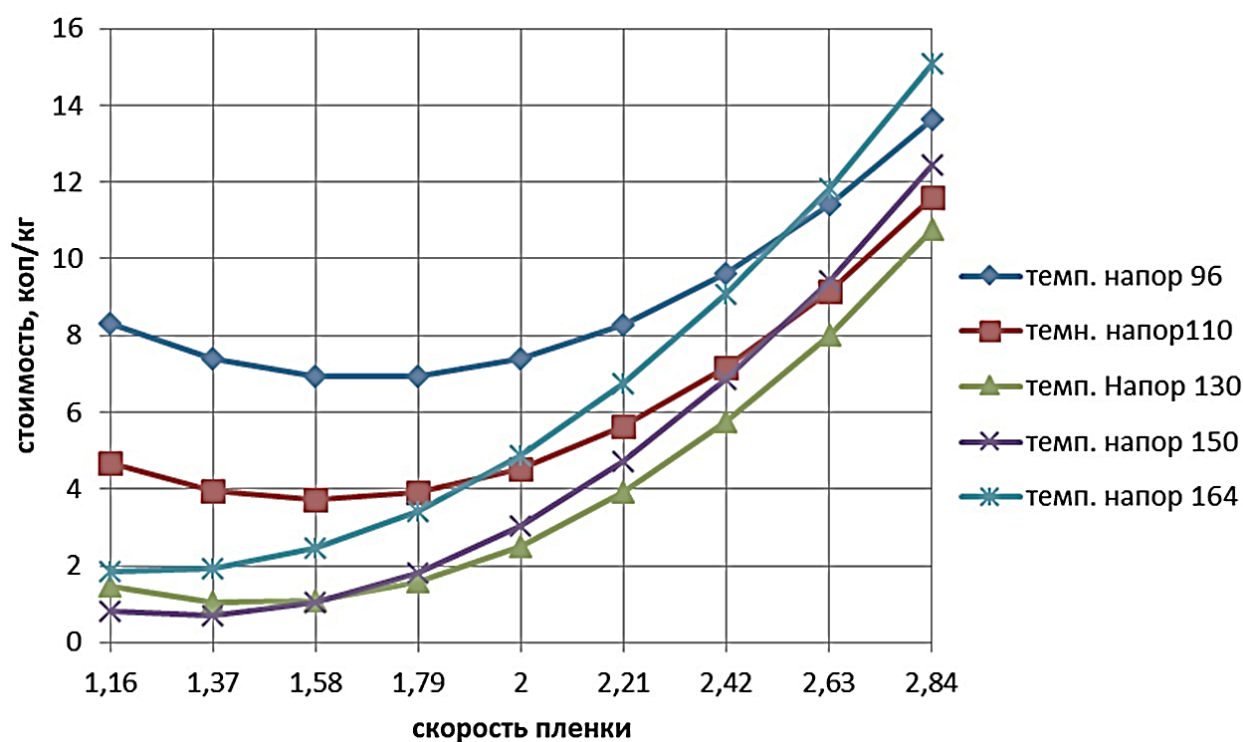


Рисунок 4.10 – Зависимость стоимости выпаривания от скорости пленки при различном общем температурном напоре

Анализ кривых, представленных на рисунках 4.5 – 4.10 показывает, что оптимальная величина полного температурного напора соответствует 132 °С, независимо от числа ступеней выпаривания. Отличие состоит в том, что при

отклонении от оптимальной величины числа ступеней выпаривания растет себестоимость выпаренной воды.

Отметим, что с позиций обеспечения заданной производительности температурный напор играет важную роль. Поэтому представляет интерес определить влияние отклонения оптимального температурного напора от оптимума. Так для 8-ми ступеней выпаривания отклонение от оптимальной величины (132 °С) на 16 градусов в сторону повышения себестоимость выпаривания изменится незначительно (на 0,419 коп/кг выпаренной воды). Дальнейшее повышение температурного напора приводит к резкому повышению себестоимости выпаренной воды. Из этого следует практический вывод: общий температурный напор не должен превышать оптимальной величины более чем на 16 градусов. Это предельная величина температурного напора, после чего выпарная батарея должна выводиться на чистку и промывку. Снижение температурного напора в выпарной батарее против оптимального также приводит к повышению себестоимости выпаренной воды. Это нужно иметь в виду при эксплуатации выпарной установки. Если даже по каким-либо причинам не требуется повышенная производительность, нужно рассмотреть варианты остановки этой батареи на профилактический ремонт, нагрузив находящуюся в эксплуатации другую батарею.

Следует отметить, что при принятых исходных данных наблюдается существенное увеличение себестоимости выпаренной воды при увеличении кратности использования пара в сравнении с оптимальным значением. Так увеличение числа ступеней выпаривания от 8 до 11 приводит к увеличению себестоимости выпаренной воды от 2,453 копейки до 5,303 копейки/кг выпаренной воды.

На рисунке 4.6 представлены зависимости стоимости выпаривания от общего температурного напора при различной скорости пленки.

Анализ приведенных кривых позволяет установить, что оптимальным значением скорости падающей пленки является 1,5 м/с. Отклонение от оптимального значения приводит к существенному возрастанию стоимости выпаривания. Так уменьшение скорости стекания пленки в выпарных аппаратах с падающей пленкой от 1,5 м/с до 1,16 м/с приводит к увеличению стоимости выпаривания от 0,893 коп. до 1,28 коп/кг выпаренной воды. Увеличение скорости пленки от 1,5 м/с до 2,84 м/с приводит к возрастанию себестоимости до 10,81 коп/кг.

Этот вывод является весьма значимым. Так в мировой практике проектирования и эксплуатации выпарных батарей при использовании выпарных аппаратов с падающей пленкой вводится элемент с принудительной циркуляцией. Введение этого элемента обусловлено, как правило, условиями предотвращения высыхания пленки с применением кипяtilьных труб большой длины. Скорость падающей пленки находится на уровне 1 м/с.

Исследования показывают, что введение принудительной циркуляции должно рассматриваться не с позиций предотвращения высыхания пленки кипящего раствора, а получения минимума себестоимости выпаривания.

На рисунке 4.7 представлены зависимости стоимости выпаривания от числа ступеней выпаривания при различном общем температурном напоре.

Анализ приведенных кривых позволяет сделать вывод, что оптимальное число ступеней выпаривания карбонатного раствора для рассматриваемых исходных технико-экономических данных характеризуется числом 8. При этом возможно варьирование числа ступеней выпаривания от 7 до 8 при незначительном повышении себестоимости выпаривания. Так изменение числа ступеней выпаривания от 7 до 8 приводит к изменению себестоимости выпаривания от 2,515 до 2,681 коп/кг выпаренной воды. Дальнейшее отклонение приводит к резкому увеличению себестоимости выпаривания. Увеличение числа ступеней выпаривания с 8 до 11 приводит к увеличению себестоимости выпаривания от 2,404 коп. до 6,161 коп/кг выпаренной воды. Снижение числа ступеней выпаривания с 7 до 5 приводит к увеличению себестоимости выпаривания от 2,681 коп. до 5,084 коп/кг выпаренной воды.

На рисунке 4.8 представлены зависимости стоимости выпаривания от числа ступеней выпаривания при различной скорости пленки.

Анализ кривых позволяет установить оптимальную скорость пленки 1,5 м/с.

На рисунке 4.9 представлены зависимости стоимости выпаривания от скорости пленки при различном числе ступеней выпаривания.

Из представленных кривых видны отмеченные ранее тенденции увеличения себестоимости выпаривания при изменении числа ступеней выпаривания при оптимально выбранной скорости пленки. Оптимальной скорости соответствует скорость пленки 1,5 м/с. При скорости 1,37–1,58 м/с себестоимость выпаривания килограмма воды практически не меняется и равна 1,056–1,093 коп/кг. Следовательно, варьирование значения скорости, при оптимально выбранных других параметрах, существенно не повлияет на себестоимость выпаривания. При дальнейшем увеличении скорости пленки себестоимость будет значительно возрастать. Так, стоимость выпаривания килограмма воды при 1,58 м/с равна 1,093 коп/кг, а при 2,84 м/с равна 10,76 коп/кг.

На рисунке 4.10 представлены зависимости стоимости выпаривания от скорости пленки при различном общем температурном напоре. Из анализа кривых следует возрастание стоимости при одних и тех же значениях температурного напора. Например, при оптимальном температурном напоре 130 °С и скорости пленки 1,58 м/с стоимость выпаривания равна 1,093 коп/кг, а при скорости 2,84 м/с равна 10,76 коп/кг.

4.2. Совершенствование технологии теплоты в процессе производства сульфитной целлюлозы

Проведенный в гл. 3 анализ термодинамической эффективности существующей схемы позволяет сделать вывод о необходимости повышения доли эксергии, затраченной на процесс выпаривания, как процесс с более высоким эксергетическим КПД, с соответствующим уменьшением доли на сушку раствора. Это требует другого технического решения по сушке раствора.

С учетом этих требований предложена новая аппаратурно-технологическая схема получения ЛСТП. Структурная схема выпаривания осталась неизменной, за исключением реконструкции теплообменников рекуперативного типа в контактные теплообменники. Концентрация крепкого раствора принята 50 % а.с.в., как хорошо освоенная практикой получения жидких концентратов ЛСТ.

Существенным изменением в аппаратурно-технологической схеме является замена распылительной сушилки на гранулятор кипящего слоя. Как показывает опыт эксплуатации такого аппарата, он не чувствителен к вязкости поступающего на грануляцию раствора. Применение его оказалось успешным для гранулирования из насыщенных растворов минеральных солей [166] силиката натрия, алюмината натрия, сульфата калия.

Сушку сульфитного раствора можно представить двумя процессами – процессом подготовки газообразного теплоносителя и процессом сушки в грануляторе кипящего слоя.

Результаты эксергетического анализа общей энерготехнологической системы выпаривания и сушки раствора в процессе производства ЛСТП (рис. 4.11 и табл. 4.4) позволяют заключить, что в процессе выпаривания затрачивается 72 % эксергии от общей поведенной эксергии в систему [166, 208]. Процесс выпаривания характеризуется $\eta_e = 76,4 \%$. В процессе сушки сульфитного раствора затрачивается 28 % общей подведенной эксергии в систему при $\eta_e = 35,71 \%$. Низкий эксергетический КПД процесса сушки определил существенное снижение общего эксергетического КПД системы – 64,07 %.

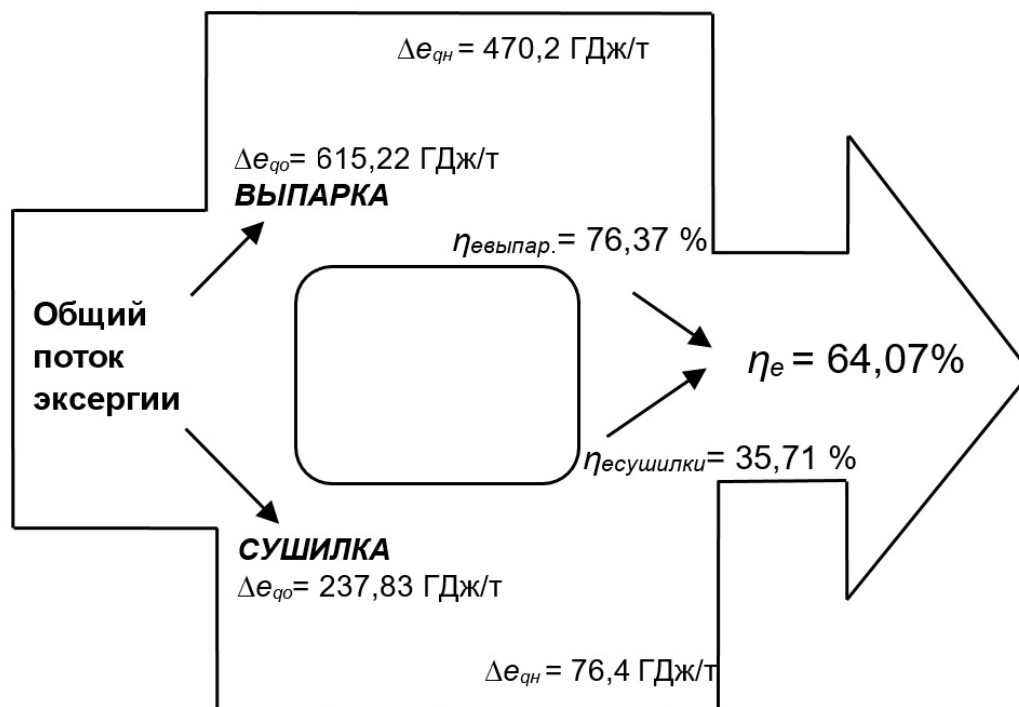


Рисунок 4.11 – Эксергетическая диаграмма процесса выпаривания и сушки ЛСТ в грануляторе кипящего слоя

Эксергетический КПД процесса теплообмена в 5 корпусе предложенной схемы, как и в действующей схеме выпаривания (рис. 3.1), остается ниже в сравнении с другими корпусами (70 % против 80–85 %). Для повышения КПД процесса выпаривания в 5 корпусе можно увеличить поверхность теплообмена кипятильника. Учитывая, что в нем расходуется 11,5 % всей затраченной эксергии в выпарной установке, такое техническое решение позволит увеличить эксергетический КПД процесса выпаривания в целом.

Общее приращение затраченной эксергии – $\Delta e_{o \text{ общ}}$ в системе составляет 853,05 ГДж/т.

Таблица 4.4 – Эксергетические характеристики процесса выпаривания и сушки раствора сульфитного щелока в грануляторе кипящего слоя

Процесс	№	Δe_{qoi} , ГДж/т	Δe_{qhi} , ГДж/т	γ_i	δ_i	η_{ei} , %
Выпаривание	1	92,3 4	74,19	0,108	0,087	80,34
	2	78,7 6	67,21	0,092	0,079	85,33
	3	70,5 3	49,71	0,083	0,058	70,48
	4	45,14	0	0,053	0	0
	5	5,8 7	4,05	0,007	0,005	68,99
	6	6,4 8	4,60	0,008	0,005	70,99
	7	11,6 4	8,68	0,014	0,01	74,57
	8	13,8 5	10,70	0,016	0,012	77,26
	9	118,3 8	100,81	0,139	0,118	85,16
	10	149,4 3	127,75	0,175	0,15	85,49
	11	22,8 0	22,50	0,027	0,026	98,68
Итого		615,22	470,20	0,721	0,551	76,37
Сушка в грануляторе кипящего слоя	12	77,61	12,24	0,091	0,014	15,77
	13	124,05	64,16	0,145	0,075	51,72
	14	36,17	0	0,042	0	0
Итого		237,83	76,40	0,279	0,089	35,71
Всего		853,05	546,60	1,00	0,6407	64,07

Среди других направлений повышения эксергетического КПД выпарной установки и ее производительности можно выделить решение проблемы образования накипи и оптимизацию параметров работы выпарной батареи и сушильной установки.

Результаты термодинамического анализа подтверждают, что эксергетический КПД рассмотренной системы 64,07 % существенно выше, чем на действующих целлюлозных заводах, где $\eta_e = 43$ %. Соответственно, в предлагаемой схеме снижается удельный расход условного топлива с 467 до 178 кг на 1 тонну ЛСТП.

Причиной этому является перераспределение доли затраченной эксергии к общей подведенной эксергии в предлагаемом процессе и действующем. Практически при одном и том же низком эксергетическом КПД сушильной установки доля подведенной эксергии в предлагаемом процессе составляет 28 % против 72 % в действующем процессе.

Некоторые особенности предлагаемой технологии теплоты производства сухих лигносульфонатов. Проведенный анализ действующей выпарной установки ОАО «Выборгская целлюлоза» позволил установить низкую производительность по выпаренной воде и причины ее снижения. К основным причинам следует отнести плохую работу регенеративных теплообменников и зарастание теплообменных поверхностей кипятильников выпарных аппаратов. В выпарной батарее высока роль теплообменников регенеративного контура на производительность по выпаренной воде и удельный расход пара. Теплообменники не только позволяют сократить удельный расход греющего пара, но и отбирают на себя часть неконденсирующихся газов, которые не попадают в кипятильники выпарных аппаратов. Но эти же причины являются следствием плохой работы самих теплообменников. В связи с этим предлагается реконструировать регенеративные теплообменники рекуперативного типа на теплообменники смешения, разработанные в СПбГТУРП. Особенностью работы таких теплообменников является незначительная разность температур между паром и раствором (0,1–0,2 °C) по сравнению с применяемыми для этих целей полочными или струйными подогревателями с недогревом 10 °C и выше. Такая реконструкция не требует больших капитальных вложений и может быть осуществлена силами завода. Наряду с этим, рекомендуется для снижения интенсивности образования накипи в кипятильниках выпарных аппаратов использовать схемы смешанного тока. В качестве выпарных аппаратов применять аппараты пленочного типа с падающей пленкой. Для распределения раствора использовать тангенциальные насадки, исключая забивку аппаратов и обеспечивающие равномерное распределение раствора.

Нагрев, окисление и самоочистка теплообменной аппаратуры в процессе нагрева. Для реализации процесса выпаривания сульфитных щелоков необходима разработка такого аппарата, в котором одновременно протекали бы следующие технологические процессы:

- интенсивный нагрев раствора черного щелока;
- частичное окисление органических соединений;
- предотвращение зарастания теплообменной аппаратуры.

Необходимость первого процесса определяет низкие капитальные затраты. Второй и третий процессы позволяют снизить эксплуатационные затраты в процессе эксплуатации теплообменной и выпарной аппаратуры.

Таким требованиям мог бы отвечать теплообменник смешения с приведенными функциями. Теплообменник должен быть компактным, иметь небольшую величину недогрева между греющим паром и нагреваемой средой, не допускать зарастания теплообменной поверхности накипью в процессе нагрева. Предполагалось, что эти требования с максимальной полнотой могут быть удовлетворены при сочетании вихревого эффекта с кавитационной эрозией.

Вихревые аппараты компактны и характеризуются малой величиной гидравлического сопротивления. Существенным ограничением их использования в качестве теплообменников смешения является сложность достаточно полного перемешивания греющего пара при его конденсации и раствора пульпы. Кавитационная эрозия должна привести не только к самоочистке аппарата при приемлемых скоростях раствора, но и способствовать подсасыванию пара и его перемешиванию с раствором. Для получения кавитационной эрозии необходимо создать развитое кавитационное течение. Развитым кавитационным течением или суперкавитацией называется такая форма обтекания тела, при которой за телом образуется единая полость – каверна, содержащая, как правило, газы и пары.

Этот вид течения возникает за телом любой формы. Механизм обтекания тела с образующейся за ним каверной можно представить следующим образом. Частицы жидкости, быстро набегающие на тело, вынуждены «расступиться». Они приобретают радиальные скорости, направленные от оси тела к периферии, т. е. от области с давлением p_K к далекой от тела области с давлением p_O . Возникшему движению пульпы соответствует расширяющийся участок каверны. При радиальных перемещениях частиц пульпы в направлении возрастающего давления они совершают работу за счет своей кинетической энергии. Когда их радиальные скорости, а следовательно, кинетическая энергия расширения становится равной нулю, каверна достигает своего максимального размера (миделя), после чего начинается процесс ее сужения под действием давления окружающей жидкости $p_O > p_K$. Число кавитации можно рассматривать как отношение между энергией, способствующей сжатию каверны, пропорциональной $(p_O - p_K)$, и энергией, идущей на ее расширение, пропорциональной $\rho V^2/2$. Величина давления в области перед телом не влияет на характер течения и поэтому для тела с острыми кромками форма переднего участка каверны не зависит от числа кавитации. На основании вышеизложенного для создания кавитации применены кавитаторы, имеющие профиль суперкавитирующего крыла. Эти кавитаторы с острой входной кромкой позволяют получить каверну по всей стороне разрежения крыла и, что особенно важно, за ним, образуя полость каверны с давлением $p_K < p_O$.

Гранулятор кипящего слоя. Низкая степень термодинамической эффективности процесса в рассматриваемой технологии получения ЛСТ определяется сушкой раствора в распылительной сушилке. Настоящими исследованиями установлено, что для повышения энергетической эффективности сушки необходима разработка технических решений, позволяющих сократить подвод эксергии в сушилку и повысить эксергетический КПД ее процесса. Возможности распылительной сушилки для этой цели ограничены. Сокращение величины подвода эксергетических потоков в схему сушки возможно путем повышения концентрации раствора, поступающего на сушку. При распылительной сушке такой подход не возможен из-за роста вязкости раствора, не позволяющей осуществить эксплуатационно надежный распыл раствора. В связи с этим при освоении распылительной сушилки принято решение снизить концентрацию раствора по сравнению с проектной по указанной причине.

Замена распылительной сушилки на гранулятор кипящего слоя является существенным изменением в аппаратурно-технологической схеме (рис. 4.12).

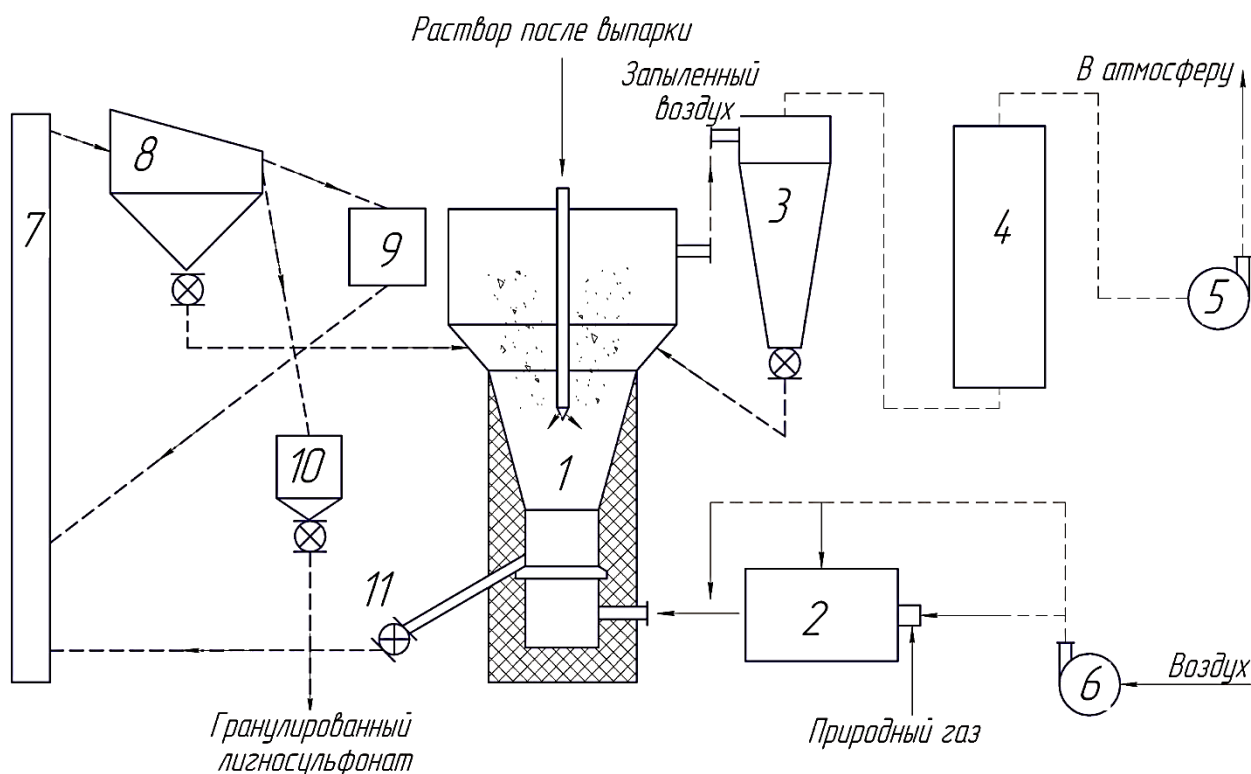


Рисунок 4.12 – Установка сушилки-гранулятора кипящего слоя:

1 – сушилка-гранулятор; 2 – топка; 3 – циклон; 4 – абсорбер; 5 – вентилятор отсасывающий; 6 – вентилятор дутьевой; 7 – элеватор; 8 – грохот; 9 – дробилка; 10 – бункер-накопитель; 11 – питатель шлюзовой

Как показывает опыт эксплуатации такого аппарата, он не так чувствителен к вязкости поступающего на грануляцию раствора, как распылительная сушилка. Применение его оказалось успешным для гранулирования из насыщенных растворов минеральных солей силиката натрия, алюмината натрия, сульфата калия.

Сушку сульфитного раствора можно представить двумя процессами – процессом подготовки газообразного теплоносителя и процессом сушки в грануляторе кипящего слоя.

Корпус гранулятора изготовлен из стали Ст3. От основания на высоту 3450 мм гранулятор футерован огнеупорным кирпичом.

Реактор гранулятора выполнен в виде цилиндра диаметром 620 мм и высотой 4600 мм, переходящего в расширяющийся кверху конус с углом раскрытия 19° и высотой 1470 мм. В основании реактора смонтирована перфорированная подина, изготовленная из стали X18H10T толщиной 20 мм. Диаметр подины 620 мм, диаметр отверстий 6,7 мм, живое сечение подины 6 %. Над реактором находится нефутерованная отстойная зона высотой 1850 мм и диаметром в верхней части 3000 мм.

В качестве теплоносителя и ожижающего агента в грануляторе используется нагретый до 400–450 °С воздух.

Поток воздуха, всасываемый вентилятором, проходит через воздушный фильтр, калориферную установку и, попадая непосредственно под подину гранулятора, проходит через резервуар снизу вверх.

Раствор лигносульфоната из расходной емкости подается насосом НП-2 в гранулятор через пневматическую форсунку, которая установлена на верхней крышке гранулятора и расположена над фронтом слоя материала на расстоянии 1450 мм от подины. Распыл раствора и охлаждение корпуса форсунки осуществляется сжатым воздухом с давлением 0,2–0,3 МПа.

Регулировка расхода раствора производится в зависимости от температуры слоя материала с помощью специального клапана автоматически.

Сухой гранулированный материал выгружается из аппарата по переточной трубе диаметром 159 мм с помощью шибера, соединенного со следящим приводом типа ПСП-1, который в зависимости от заданного перепада давления слоя материала открывает или закрывает переточную трубу.

Запыленный воздух гранулятора проходит две ступени очистки: в циклоне типа ЦН-15 НИИОгаза диаметром 500 мм и в абсорбере диаметром 600 мм.

Уловленная в циклонах пыль выгружается из бункера циклона на грануляцию.

Преимущества сушилki-гранулятора кипящего слоя в производстве гранулированных веществ по сравнению с известными сушилками (барабанными, распылительными и фонтанирующими) следующие:

- увеличивается в 5–7 раз интенсивность процесса сушки за счет использования теплоносителя с температурой 400–450 °С и скоростью 40–50 м/с;
- снижается металлоемкость в несколько раз;
- на 20–30 % уменьшаются расходы топлива и электроэнергии и на 30–40 % снижаются выбросы газов в окружающую среду;
- прочность гранул по сравнению с производством в барабанных сушилках-грануляторах в 1,5–2 раза выше, а пылимость лигносульфонатов уменьшается в несколько раз из-за физико-химических свойств ЛСТ;
- упрощается транспортировка продукта вследствие получения гранул повышенной прочности и зернового состава с высокой основной фракцией.

В связи с этим расширяется возможность различного транспорта для транспортировки ЛСТ.

Особенно привлекательна сушилka-гранулятор для сушки ЛСТ, так как они имеют вяжущие свойства и, следовательно, будут хорошо гранулироваться.

Сушилka-гранулятор кипящего слоя является конкурентоспособной при реконструкции действующих и строительстве новых производств. Для повышения эксергетического КПД сушилki целесообразно использовать теплоту отходящей парогазовой смеси для предварительного выпаривания раствора.

4.3. Энергосбережение в сушильной части бумагоделательной машины

Приведенный выше (гл. 3) эксергетический анализ сушильной части БДМ показал низкую эффективность работы традиционной схемы теплорекуперационной установки – $\eta_e = 57,5 \%$.

В основе предложенного способа повышения эксергетического КПД теплорекуперационной установки содержатся следующие положения:

1. Глубокая внутренняя регенерация теплоты ПВС для нагрева исходного воздуха. Этот процесс протекает с конденсацией водяных паров при охлаждении ПВС. Повышение степени внутренней регенерации теплоты позволит увеличить эксергетический КПД теплорекуперационной установки и снизить потери теплоты в окружающую среду, величина которых в традиционном процессе составляет до 60 % к общей подведенной теплоте.

2. Организация замкнутого цикла по воздуху. При таком подходе воздух в основном несет технологическую нагрузку, т. е. является транспортным агентом в переносе влаги и теплоты по замкнутому контуру.

Эксергетический анализ схемы теплорекуперационной установки БДМ с замкнутым циклом сушильного воздуха. На рисунке 4.13 предложена принципиальная схема теплорекуперационной установки БДМ с замкнутым циклом сушильного воздуха. Термодинамические процессы в ней представлены на рисунке 4.14.

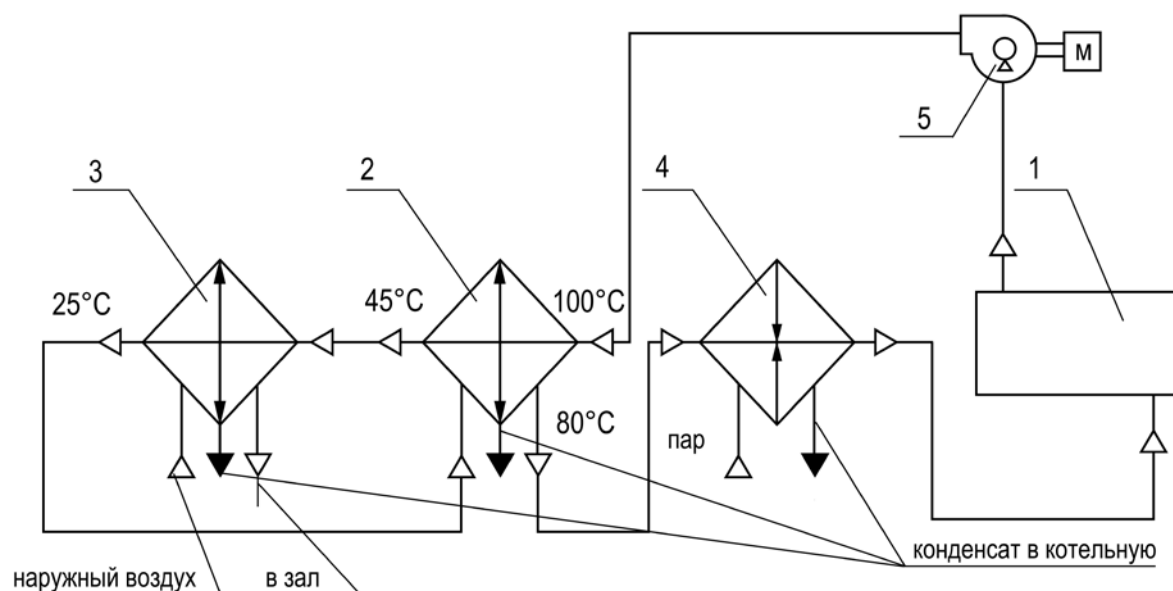


Рисунок 4.13 – Схема замкнутого цикла сушильного воздуха:

- 1 – закрытый колпак над сушильной частью; 2 – теплообменник ТУ;
- 3 – теплообменник смешения ТС (концевой холодильник); 4 – калорифер;
- 5 – центробежный вентилятор

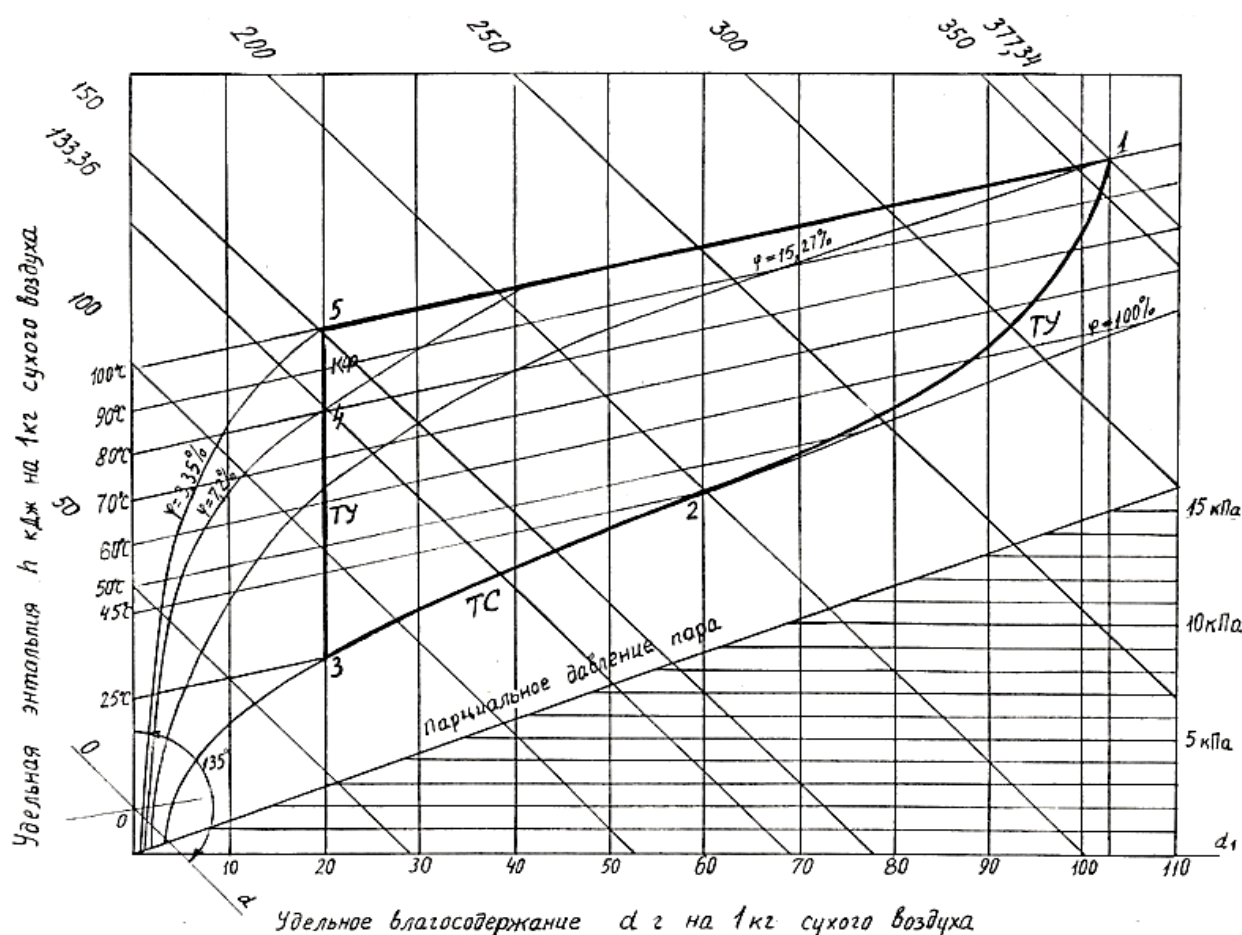


Рисунок 4.14 – Термодинамические процессы сушильного воздуха при замкнутом цикле:

- 1-2 – охлаждение сушильного (технологического) воздуха в теплообменнике ТУ до 45 °С, $d = 60$ г/кг сух. воздуха;
- 2-3 – охлаждение сушильного (технологического) воздуха в теплообменнике смешения (концевом холодильнике) до 25 °С, $d = 20$ г/кг сух. воздуха;
- 3-4 – нагрев осушенного и охлаждённого воздуха в теплообменнике ТУ до 80 °С;
- 4-5 – нагрев осушенного воздуха в калорифере до $t = 100$ °С;
- 5-1 – изменение параметров воздуха в сушильной камере до $t = 100$ °С, $d = 103$ г/кг сух. воздуха

ПВС с температурой 100 °С, удаляемая из-под изолированного колпака 1, закрывающего сушильную часть машины (сушильную камеру), направляется в теплообменник ТУ 2. Из теплообменника ПВС выходит при температуре насыщения 45 °С и направляется в теплообменник смешения ТС – концевой холодильник 3, откуда при температуре 25 °С осушенный и охлажденный воздух возвращается в ТУ 2. Часть осушенного воздуха, равная по массе холодному воздуху, используемому в теплообменнике смешения, удаляется в зал бумагоделательной машины. В теплообменнике 2 воздух нагревается до 80 °С, затем поступает в калорифер 4, где его температура повышается до 100 °С –

температуры, необходимой для технологического процесса сушильной установки. В конечном холодильнике 3 температура воздуха снижается за счет добавления в него наружного воздуха. В летний период следует использовать холодильную машину.

Влага, выделяемая из полотна в процессе контактно-конвективной сушки, поглощается сушильным воздухом и удаляется из теплообменников. Вся теплота, выделенная при конденсации греющего пара в цилиндрах, за исключением теплоты, уносимой нагретым бумажным полотном, воспринимается воздухом и используется в теплообменниках рекуперативного контура ТУ и ТС. Циркуляция воздуха обеспечивается центробежным вентилятором 5.

Результаты расчетов [210, 211] по традиционному способу при разомкнутом движении воздуха приведены в гл. 3. Анализ приращений эксергии показывает, что практически все элементы теплового процесса характеризуются низкими значениями эксергетических КПД. Так, первая ступень регенерации теплоты характеризуется КПД 43,96 % при подводе эксергии в процесс 4,7 %. Тепловой процесс в калорифере 1 – 51,75 % при подводе эксергии 34,4 % от подведенной в процесс. Эксергетический КПД теплового процесса во второй ступени регенерации теплоты составляет 20,87 % при подведенной эксергии в этот процесс – 34 %. Тепловой процесс в калорифере 2 характеризуется эксергетическим КПД 2,95 % при 16,6 % подведенной эксергии в этот процесс. Тепловой процесс в скруббере характеризуется эксергетическим КПД 18,69 % при подведенной эксергии в процесс 35,8 %.

Суммарная эксергия, затраченная в теплорекуперационной установке БДМ5 Балахнинского ЦБК, $\sum E_{oi} = 2322,79$ кВт. Общий эксергетический КПД рассматриваемого теплового процесса очень низкий и составляет величину 28,6 %.

Эксергетические характеристики теплового процесса по предлагаемому способу приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Характеристики теплорекуперационной установки сушильной части БДМ5 при замкнутом цикле движения сушильного воздуха

Эксергетические характеристики	Теплообменник рекуперативного контура	Концевой холодильник	Калорифер
Тепловой поток, ΔQ_i , кВт	2947,98	1071,99	1071,99
Термодинамическая температура нагрева, T_{hi} , К	325,5	289	363
Приращение воспринятой эксергии, ΔE_{hi} , кВт	412,08	33,38	245,11
Термодинамическая температура охлаждения, T_{oi} , К	345,5	308	437,17

Эксергетические характеристики	Теплообменник регенеративного контура	Концевой холодильник	Калорифер
Приращение затраченной эксергии, ΔE_o , кВт	558,88	97,45	385,4
Эксергетический КПД элементов, η_i , %	73,73	34,26	63,60
Доля затраченной эксергии, γ_i	0,53649	0,09355	0,36996
Доля в общем КПД элементов, $\eta_i \cdot \gamma_i$, %	39,555	3,205	23,529

Для оценки предложенного способа рекуперации теплоты выполнен эксергетический анализ [94, 98] тепловой системы сушильной части БДМ 5 при замкнутом цикле сушильного воздуха. Результаты анализа приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6 – Эксергетический анализ тепловой системы сушильной части БДМ 5 Балахнинского ЦБК при замкнутом цикле сушильного воздуха

Эксергетические характеристики	Обозн.	Ед.	Группы сушильных цилиндров				Водоотделители			ТУ	Калорифер	Концевой холодильник
			1тр	16р	2	3	1	2	3			
Тепловой поток	ΔQ_i	кВт	1891	2412	5397	684	689	863	118	2948	1072	1072
Приращение воспринятой эксергии	ΔE_{ni}	кВт	519	541,3	1098	113	198	240	29,1	412,1	245,1	33,4
Термодинамическая температура охлаждения	T_{oi}	К	398	398	393	388	398	390	388	346	437	308
Приращение затраченной эксергии	ΔE_{oi}	кВт	562	717	1548	190	205	244	32,7	559	385	97,5
Эксергетический КПД элементов	η_i	%	92	75,47	70,9	59,6	96,5	98,3	89,2	73,73	63,6	34,3
Доля затраченной эксергии	γ_i	-	0,12	0,155	0,34	0,04	0,04	0,05	0,007	0,12	0,084	0,021
Доля в общем КПД элементов	$\gamma_i \cdot \eta_{ei}$	%	11,3	11,74	23,8	2,45	4,29	5,2	0,6	8,9	5,3	0,72

Суммарная эксергия, затраченная в теплорекуперационной установке при замкнутом цикле движения сушильного воздуха, $\sum E_{oi} = 1041,73$ кВт, и общий эксергетический КПД установки – 66,29 %.

Анализ тепловых процессов функциональных групп по предлагаемому способу показывает, что эксергетические КПД достаточно высокие. Так процессы

в теплообменнике регенеративного контура и калорифере, где подводится 91 % эксергии от подведенной в систему, характеризуются эксергетическими КПД 73,73 % и 63,60 %, соответственно.

Таким образом, эксергетический КПД процессов в теплорекуперационной установке сушильной части БДМ 5 Балахнинского ЦБК составляет 28,6 % против 66,29 % в предложенном способе.

Суммарная затраченная эксергия при замкнутом цикле сушильного воздуха составила $\sum E_{oi} = 4611,54$ кВт. Общий эксергетический КПД установки – 74,35% при среднегодовой температуре окружающей среды на Балахнинском ЦБК $T_0 = 280$ К.

Анализ эксергетических характеристик в сушильной части действующей БДМ 5 и при замкнутом цикле технологического воздуха в сушильной части машины позволяет сделать следующие выводы:

- наименьшими величинами эксергетических КПД характеризуется третья группа сушильных цилиндров (59,6 %), калорифер (63,6 %) и концевой холодильник (34,3 %). Однако суммарная доля затраченной эксергии в них составляет около 12 % от общей затраченной эксергии. Поэтому их влияние на общий КПД сушильной части БДМ незначительно;

- общий эксергетический КПД сушильной части БДМ при замкнутом цикле сушильного воздуха составит величину 74,35 %. Эксергетический КПД сушильной части БДМ составляет величину 52,6 %. Существенного повышения эксергетического КПД удалось достигнуть путем научно обоснованной технологии теплоты в теплорекуперационной установке при замкнутом цикле движения воздуха.

4.4. Энергосбережение на предприятиях ЦБП с применением теплонасосных установок

4.4.1. Теплонасосная станция для утилизации низкопотенциальной теплоты воды предприятий ЦБП

Институтом Гипробум было разработано технико-экономическое обоснование теплонасосной станции для Светогорского ЦБК с установкой на ней двух абсорбционных ТНУ единичной тепловой мощностью 33,5 ГДж/ч. Одна ТНУ предназначалась для нагрева химически очищенной обессоленной воды подпитки котлов от 28 до 67 °С. Вторая ТНУ – для нагрева подпиточной воды ГВС до 61 °С после ее предварительного подогрева в водоводяном теплообменнике за счет использования теплоты части потока сбросной воды. Обе ТНУ используют низкопотенциальную теплоту сбросной воды технологических цехов, имеющую температуру порядка 40 °С. В качестве внешнего источника тепловой энергии для работы ТНУ использовался пар с давлением 0,6 МПа. Коэффициент преобразования ТНУ был равен 1,6.

Принципиальная схема ТНС, разработанная и реализованная на Светогорском ЦБК [136, 139, 161, 175], представлена на рисунке 4.15.

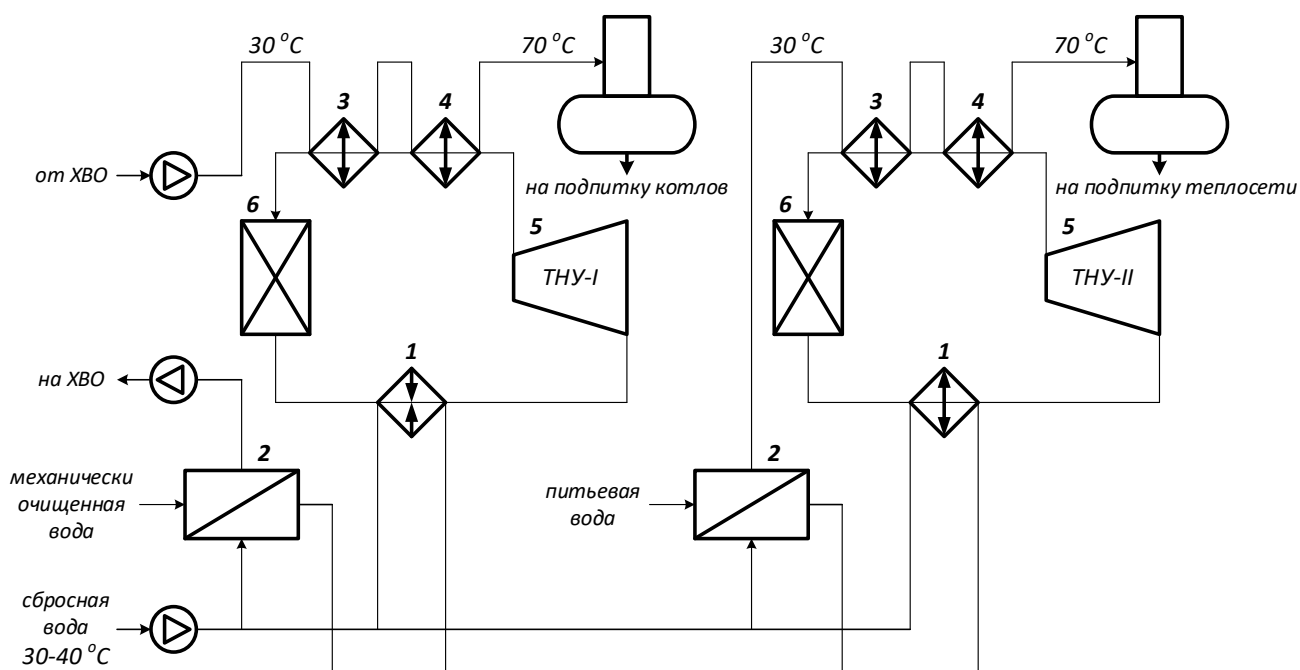


Рисунок 4.15 – Принципиальная тепловая схема теплонасосной станции:
 1 – испаритель; 2 – пластинчатый теплообменник; 3 – переохладитель;
 4 – конденсатор; 5 – компрессор; 6 – регулирующий вентиль

На момент ввода в эксплуатацию ТНС абсолютные потери низкопотенциальной теплоты на комбинате увеличились. Общее количество стоков, которые могли быть повторно использованы на комбинате после их охлаждения, составляли летом 2720 м³/ч и зимой – 1950 м³/ч.

ТНС состоит из двух групп пластинчатых теплообменников и двух ТНУ. Сбросная вода после конденсаторов выпарной станции с температурой, находящейся в пределах от 35 до 40 °С, проходит испарители 1 ТНУ-I и ТНУ-II. Часть ее прокачивается через пластинчатые теплообменники 2. В этих теплообменниках вода охлаждается в количестве около 520 м³/ч до температуры 10 °С в зимнее время и 1000 м³/ч до температуры 18 °С летом и нагревает механически очищенную воду, поступающую с насосной станции второго подъема, и водопроводную воду до 30 °С. Затем нагретая вода направляется в осветлители энергетической ХВО. Мощность этого потока составляет летом около 29 МВт и зимой – 17,5 МВт. В испарителях происходит охлаждение сбросной воды в количестве 1100/950 м³/ч до температуры 22–25 °С. После испарителей и пластинчатых теплообменников охлажденная вода направляется на станцию механической очистки и далее возвращается в систему технического водоснабжения комбината для повторного использования. Отведенная от воды теплота передается в испарителях рабочему агенту.

В ТНУ-I вода, подогретая в пластинчатом теплообменнике 2, идет на химводоочистку ХВО, а затем поступает в переохладитель 3 и конденсатор 4, где

подогревается до 70 °С и направляется в атмосферный деаэратор. Этот поток воды в количестве 250 м³/ч используется в качестве подпиточной воды для паровых котлов.

В ТНУ-II водопроводная вода питьевого качества движется аналогично и после нагрева до 70 °С поступает в атмосферный деаэратор. Этот поток воды направляется на подпитку тепловой сети.

На ТНС установлены две ТНУ типа ТХМТ-4000, разработанные ВНИИхолодмашем на базе холодильной машины ТХМВ-4000-2 [178] и изготовленные Казанским компрессорным заводом. Машина ТХМТ-4000 состоит из двухступенчатого центробежного компрессора с электродвигателем, конденсатора, переохладителя, испарителя, поплавкового бака, системы автоматического управления и защиты. В корпус компрессора встроен мультипликатор планетарного типа. Холодильным агентом является фреон R12, а теплоносителем – вода. Машина работает по схеме одноступенчатого дросселирования жидкого агента с переохлаждением его после конденсатора в переохладителе.

Тепловая мощность каждой ТНУ находилась в пределах 10–11 МВт. Потребляемая электрическая мощность составила примерно 2,6 МВт для каждой ТНУ. Коэффициент преобразования $\varphi = 4,0\text{--}4,2$. При эксплуатации ТНС коэффициент преобразования φ находился в пределах 3,5–4,0 в зависимости от времени года и конкретных условий работы комбината.

4.4.2. Регенерация теплоты в вентиляционной системе БКДМ с применением теплонасосных установок

На основе выполненных исследований различных схем парогенерирующих парокомпрессионных ТНУ для вентиляционной системы БКДМ наиболее высокие показатели имеет двухступенчатая ТНУ [139, 221] с последовательным соединением установок по охлаждаемому и нагреваемому теплоносителям, схема которой приведена на рисунке 4.16.

Достижимые значения коэффициентов преобразования, например, при температурах испарения в первой и второй ступенях ТНУ 15 и 60 °С, температуре конденсации во второй ТНУ 125 °С и КПД компрессорных машин 0,84 превышают 4,0.

Столь высокая энергетическая эффективность этой ТНУ позволяет рассматривать ее, как наиболее рациональную парогенерирующую ТНУ для вентиляционной системы БКДМ, правда, с учетом небольших изменений в схеме. Эти изменения вызваны значительной разницей в тепловых нагрузках скрубберов первой и второй ступеней при возврате в первый скруббер воды, охлажденной в испарителях тепловых насосов.

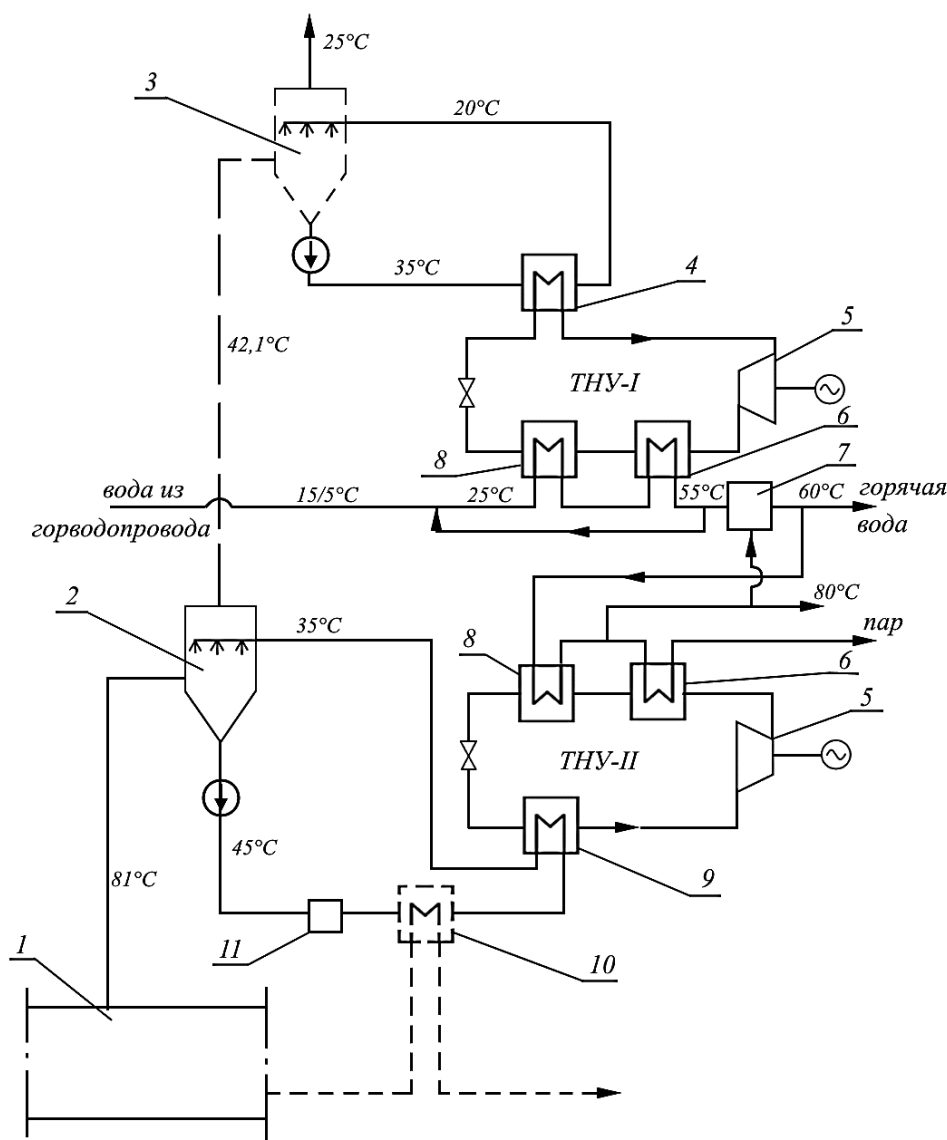


Рисунок 4.16 – Двухступенчатая ТНУ с последовательным включением по нагреваемому теплоносителю:

- 1 – сушильная часть БДМ; 2 – скруббер первой ступени; 3 – скруббер второй ступени; 4 – испаритель ТНУ-I; 5 – компрессоры; 6 – конденсаторы; 7 – вакуумный деаэрактор; 8 – переохладитель; 9 – испаритель ТНУ-II; 10 – теплообменник; 11 – фильтр

Малая тепловая нагрузка скруббера второй ступени определяется в этом случае низкой температурой паровоздушной смеси, выходящей из первого скруббера. Поэтому в оптимальной по энергетической эффективности схеме ТНУ скрубберы первой и второй ступеней включены по воде в замкнутые контуры совместно с испарителями тепловых насосов, соответственно, второй и первой ТНУ.

Паровоздушная смесь выходит из сушильной камеры 1 и последовательно проходит через контактные теплообменники – скрубберы первой 2 и второй 3 ступеней, после чего удаляется в атмосферу. В замкнутый по воде контур второго скруббера включен испаритель 4 ТНУ-I. Вода в испарителе охлаждается от 35 °C

до 20 °С и возвращается в скруббер. В переохладителе 8 и конденсаторе 6 этой ТНУ нагревается химочищенная вода до 55 °С, которая поступает в вакуумный деаэратор 7, где догревается до 60 °С. Деаэрированная вода из деаэратора идет двумя потоками: один направляется в переохладитель 8 ТНУ-II, а второй поступает на подпитку тепловой сети. ТНУ-I имеет линию рециркуляции, по которой часть воды, нагретой в конденсаторе этой ТНУ, может поступать на подогрев воды, идущей на ХВО. В переохладителе 8 вода нагревается до 80–90 °С, после чего также разбивается на два потока. Один поток поступает на вакуумный деаэратор 7 в качестве греющей среды и на технологические нужды, например, для нагрева сушильного воздуха, а второй поток используется в качестве питательной воды конденсатора – испарителя 6 ТНУ-II для получения пара. Полученный пар направляется в сушильные цилиндры БКДМ. Испаритель 9 ТНУ-II включен по воде в замкнутый контур совместно со скруббером первой ступени. В испарителе вода охлаждается от 45 до 35 °С, после чего возвращается в скруббер 2.

Расчеты выполнялись применительно к вентиляционным системам бумагоделательных машин БП-45-А и Б-15. Параметры и расходы ПВС брались по данным ЦНИИБуммаш. В расчете принято, что ПВС выходит из сушильной камеры тремя параллельными потоками.

В качестве первой ступени ТНУ рассматривалось применение серийной машины ТХМТ-4000 с центробежным компрессором, имеющим изоэнтропный КПД $\eta_k = 0,72$, а также с достижимым в перспективе $\eta_k = 0,84$.

Вторая парогенерирующая ступень ТНУ не имеет аналогов и разрабатывалась впервые. Она может быть скомпонована из серийных элементов холодильных машин с разработкой центробежного компрессора, расчет которого показывает возможность достижения изоэнтропного КПД, равного 0,85. Новым элементом второй ступени ТНУ является конденсатор-испаритель (паропреобразователь). Как показывают выполненные расчеты, в качестве этого элемента ТНУ могут быть использованы серийные испарители с заменой в них гладких трубок испарительной секции на оребренные с коэффициентом оребрения 5 и внутренней поверхностью теплообмена от 500 до 700 м² в зависимости от мощности ТНУ.

Парогенерирующая ТНУ отпускает теплоту с горячей водой 80–90 °С (после переохладителя) и пар при давлении 0,16–0,22 МПа. Основные характеристики двухступенчатых ТНУ для буммашин БП-45-А и Б-15 показаны в таблицах 4.7 и 4.8.

Таблица 4.7 – Характеристики двухступенчатой парогенерирующей ТНУ для буммашины БП-45-А при использовании в первой ступени машины ТХМТ-4000

Характеристика	Единицы	Температура конденсации в ТНУ-II	
		125 °С	135 °С
Теплопроизводительность ТНУ	МВт	21,08	21,3
Мощность электропривода	МВт	5,16	5,39

Окончание табл. 4.7

Характеристика	Единицы	Температура конденсации в ТНУ-II	
		125 °С	135 °С
Параметры получаемого пара: – давление – энтальпия – температура	МПа кДж/кг °С	0,16 2689 113	0,22 2713 123
Паропроизводительность	т/ч	11,55	10,9
Расход отпускаемой горячей воды (лето/зима) при температуре: – 80–90 °С – 60 °С на подпитку теплосети	т/ч	69,3/74,15 135,6/87,5	97,0/100,0 109,9/61,8
Средневзвешенный годовой коэффициент преобразования		4,08	3,95

Таблица 4.8 – Характеристики двухступенчатой парогенерирующей ТНУ для буммашины Б-15 при использовании в первой ступени машины ТХМТ-4000

Характеристика	Единицы	Температура конденсации в ТНУ-II	
		125 °С	135 °С
Теплопроизводительность ТНУ	МВт	29,56	29,9
Мощность электропривода	МВт	7,40	7,77
Параметры получаемого пара: – давление – энтальпия – температура	МПа кДж/кг °С	0,16 2689 113	0,22 2713 123
Паропроизводительность	т/ч	18,3	17,2
Расход отпускаемой горячей воды (лето/зима) при температуре: – 80–90 °С – 60 °С на подпитку теплосети	т/ч	134,2/147,3 108,6/43	175,9/189 69,1/35
Средневзвешенный годовой коэффициент преобразования		4,0	3,85

Средневзвешенные коэффициенты преобразования двухступенчатых ТНУ при температурах испарения в первой ступени 15 °С и температурах конденсации во второй ступени 125–135 °С лежат в пределах 3,85–4,1. Техничко-экономические расчеты, выполненные по укрупненным показателям, указывают на достаточно высокую экономическую эффективность ТНУ. Например, для буммашины БП-45-А срок окупаемости дополнительных капитальных затрат в ТНУ составляет около 3 лет.

4.4.3. Схемы энергосбережения с применением теплонасосных установок прямого компримирования водяного пара

В том случае, если отпускаемая от ТНУ тепловая энергия в виде горячей воды с температурой 70–80 °С не находит полного применения на предприятиях ЦБП, то используют схемы установок прямого компримирования водяного пара.

Луканиным П. В. предложена схема ТНУ, представленная на рисунке 4.17, а на рисунке 4.18 изображен рабочий процесс в тепловом насосе [222].

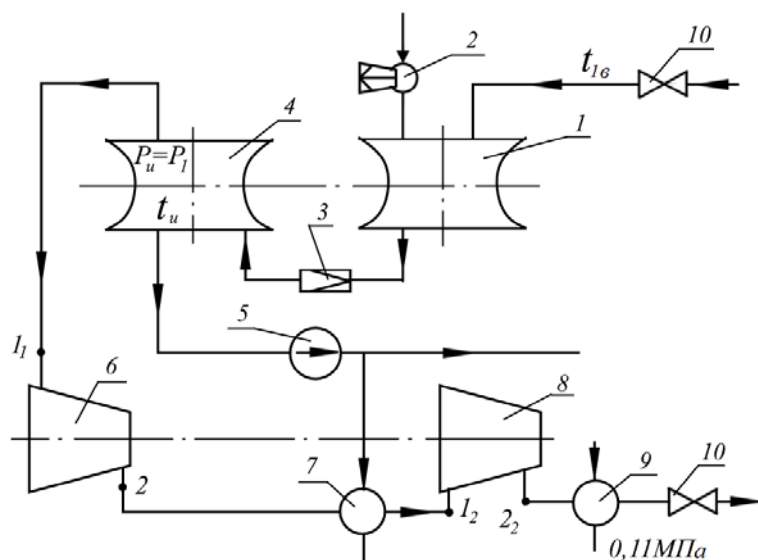


Рисунок 4.17 – Принципиальная схема ТНУ с двумя ступенями сжатия в механических компрессорах:

1 – дегазер; 2 – эжектор водоструйный; 3 – дроссель; 4 – испаритель;
5 – насос; 6, 8 – компрессор первый и второй корпус; 7, 9 – охлаждающая
установка; 10 – задвижка

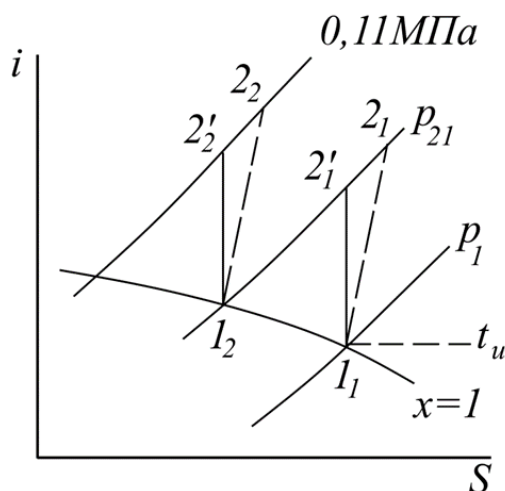


Рисунок 4.18 – Рабочие процессы в ТНУ с двумя ступенями сжатия в механических компрессорах

Сбросная вода с температурой t_{B1} поступает в дегазер 1, где поддерживается давление, несколько превышающее давление насыщения для этой температуры. Выделившиеся из вода газы удаляются в атмосферу водоструйным эжектором 2. Из дегазера 1 вода, пройдя дроссельное устройство 3, поступает в испаритель 4. В дроссельном устройстве давление жидкости уменьшается до давления насыщения P_u , соответствующего температуре $t_{и} = t_{B1} - 10^{\circ}\text{C}$. В испарителе 4 при давлении P_u образуются пары вскипания массой G , которые всасываются в компрессор 6. В первом корпусе компрессора насыщенный пар сжимается по политропе 1_1-2_1 до давления P_{21} .

Для уменьшения затраченной работы во втором корпусе компрессора и увеличения паропроизводительности ТН перегретый пар при постоянном давлении P_{21} охлаждается в охладителе 7 до температуры насыщения впрыском воды (процесс 2_1-1_2). Образовавшиеся при этом пары вскипания и охлажденные пары основного потока всасываются в состоянии точки 1_2 во второй корпус компрессора 8, где сжимаются по политропе 1_2-2_2 до конечного давления, например, 0,11 МПа. На выходе из второго корпуса компрессора пар находится в перегретом состоянии и в случае необходимости может быть направлен в охладительную установку 9.

Неиспарившаяся вода в испарителе 4 насосом 5 возвращается в систему водоснабжения предприятия.

Для сравнительной оценки влияния температуры сбросной воды на энергетическую эффективность работы ТНУ рассмотрены [206] три варианта: А, Б и В. В варианте «А» температура сбросной воды на входе в испаритель принята $t_{B1} = 45^{\circ}\text{C}$, на выходе $t_{B2} = 36^{\circ}\text{C}$ ($t_{и} = 35^{\circ}\text{C}$). В варианте «Б» $t_{B1} = 65^{\circ}\text{C}$, $t_{B2} = 56^{\circ}\text{C}$ и $t_{и} = 55^{\circ}\text{C}$. В варианте «В» $t_{B1} = 85^{\circ}\text{C}$, $t_{B2} = 76^{\circ}\text{C}$ и $t_{и} = 75^{\circ}\text{C}$. Давление пара после ТНУ в указанных вариантах принято 0,118 МПа. Изэнтропный КПД компрессоров 0,8. В варианте «А» применено двухступенчатое сжатие с промежуточным охлаждением. В варианте «Б» и «В» применено одноступенчатое сжатие с охлаждением на выходе.

Исследовано влияние начальных параметров утилизируемой теплоты на энергетические показатели ТНУ прямого компримирования пара.

Удельные объемы пара на всасывании в 1 корпус компрессора составляют в вариантах А, Б и В 25,5 м³/кг; 9,6 м³/кг и 4,14 м³/кг, соответственно. При паропроизводительности ТНУ ~ 10 т/ч (2,67 кг/с) объемные производительности компрессоров по условиям всасывания составляют: $Q_A = 68,1$ м³/с, $Q_B = 25,6$ м³/с и $Q_V = 11,2$ м³/с. Указанные объемные производительности могут быть обеспечены только осевыми или центробежными компрессорами. Габаритные размеры центробежных компрессоров будут намного больше, а КПД ниже, чем у осевых.

Поэтому для данных условий целесообразно применение осевых компрессоров. Для варианта «А» требуется компрессор со степенью сжатия $P_K = 20$, для варианта «Б» $P_K = 7$, для варианта «В» $P_K \approx 3$.

При определении коэффициента преобразования φ ТНУ для варианта «А» принята следующая разбивка степени повышения давления по корпусам: $P_{K1} = 5$ и $P_{K2} = 4$.

Коэффициент преобразования увеличивается с ростом температуры сбросной воды. Так, в варианте «А» при температуре $t_{B1} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ он составляет 4,02, в варианте «Б» при $t_{B1} = 65\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\varphi = 5,82$ и в варианте «В» при $t_{B1} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\varphi = 10,7$. Зависимость $\varphi = f(t_{B1})$ изображена на рисунке 4.19.

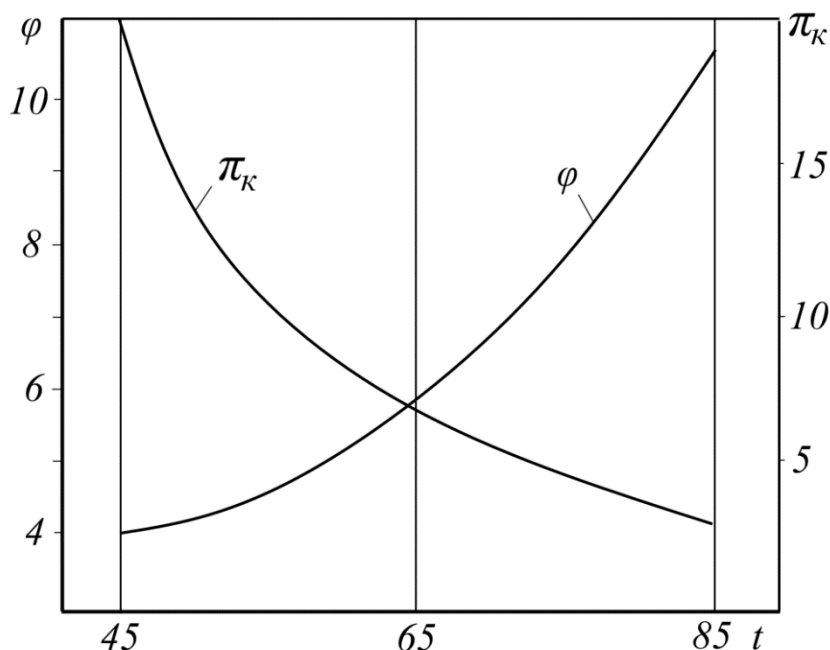


Рисунок 4.19 – Зависимость коэффициента преобразования φ и степени повышения давления π_k от температуры сбросной воды

Компрессорные машины, у которых рабочей средой является пар, в нашей стране не выпускались. Центробежные и осевые компрессоры, которые выпускает промышленность на другие рабочие среды, не могут быть использованы для работы с водяным паром. Это потребовало уточнения методики и проведения поступенчатого расчета осевого компрессора [223-226].

Одним из недостатков предлагаемой схемы является необходимость установки двух компрессоров (вар. «А») при низких температурах сбросной воды ($t_{B1} = 40\text{--}50\text{ }^{\circ}\text{C}$) и, как следствие, высоких значениях π_k . Этот недостаток может быть устранен (вар. «Б» и «В») при утилизации теплоты более высокого потенциала ($t_{B1} = 60\text{--}80\text{ }^{\circ}\text{C}$). В этом случае степень повышения давления компрессора будет находиться в пределах $\pi_k = 3\text{--}7$ и может быть достигнута в одном компрессоре.

Оценка оптимальных промежуточных параметров рабочего тела в схемах многоступенчатых ТНУ прямого компримирования пара. Для достижения максимальной энергетической эффективности в схемах двух- и трехступенчатых ТНУ необходимо знать оптимальные значения давления пара после первой и второй ступеней сжатия.

Оптимальные величины степени повышения давления в ступенях при наличии промежуточного охлаждения пара будут зависеть от начального и конечного давления в цикле ТНУ. Примем значение температуры насыщения в испарителе ТНУ равной $35\text{ }^{\circ}\text{C}$, что соответствует давлению 5,6 кПа. Давление

пара на выходе из ТНУ (сжатого в компрессоре) в последующих расчетах принято 0,118 МПа.

Определение оптимальных значений P_K и оценка энергетической эффективности сравниваемых ТНУ выполнены по коэффициенту трансформации и эксергетическому КПД [161]. Внутренний КПД компрессоров 1 и 2 ступени принят 0,85.

Двухступенчатая ТНУ. Процесс сжатия пара в механических компрессорах 1 и 2 ступеней с промежуточным охлаждением в $h-s$ -диаграмме показан на рисунке 4.18.

По результатам расчетов [170] максимальный коэффициент преобразования и эксергетический КПД соответствуют промежуточному давлению $p_2 \approx 0,025$ МПа. Тогда оптимальные степени повышения давления в 1 и 2 ступенях, соответственно, равны: $P_{K1} = 4,5$; $P_{K2} = 4,7$.

Полученное значение коэффициента преобразования $\varphi = 4,1$ достаточно высоко даже при относительно низких температурах сбросной воды и применении механических компрессоров в ступенях сжатия.

Наряду с применением механических компрессоров в схемах двухступенчатых ТНУ, рассмотрено использование струйного компрессора в первой и второй ступенях сжатия [227, 228].

При использовании в первой ступени сжатия струйного компрессора, рабочим паром которого служит пар, отбираемый из отбора турбины с параметрами: $p = 0,49$ МПа, $t = 256$ °С. Давление за первой ступенью принято $p_2 = 0,025$ МПа. На основании расчетов получен коэффициент инжекции струйного компрессора $u = 0,52$. Низкое значение коэффициента преобразования ТНУ $\varphi = 2,9$ указывает на то, что применение струйного компрессора в первой ступени сжатия при использовании рабочего пара указанных выше параметров нецелесообразно. Это приводит к значительному увеличению работы сжатия во второй ступени – механическом компрессоре вследствие увеличения массового расхода сжимаемого пара. В том случае, если предприятие ЦБП имеет в своем составе корьевую котельную среднего давления ($p = 3,92$ МПа, $t = 440$ °С), пар из которой поступает через РОУ на производство, то использование этого пара в качестве рабочего для струйного компрессора в первой ступени позволит несколько повысить энергетическую эффективность ТНУ. Так коэффициент инжекции составит $u = 0,978$ и коэффициент $\varphi = 3,7$.

При двухступенчатой схеме компримирования энергетически и экономически более эффективным является замена второй ступени механического сжатия на струйное (рис. 4.20).

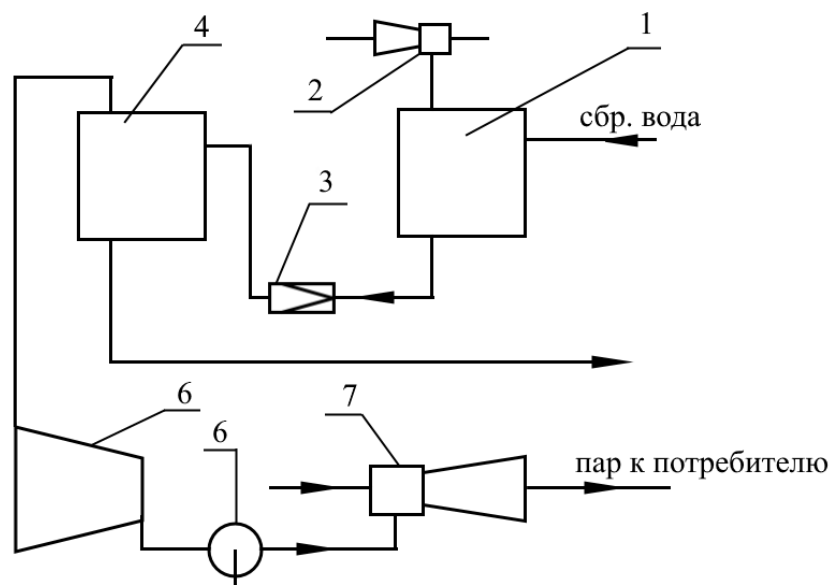


Рисунок 4.20 – Принципиальная схема ТНУ с компримированием в механическом и струйном компрессорах:

1 – дегазер; 2 – эжектор водоструйный; 3 – дроссель; 4 – испаритель;
5 – компрессор механический; 6 – охладитель; 7 – струйный эжектор

При том же конечном давлении 0,118 МПа, промежуточном давлении 0,025 МПа и давлении рабочего пара 0,49 МПа из отборов турбин или 3,92 МПа непосредственно из котла получены следующие значения: коэффициент инжекции струйного компрессора – 0,254 и 0,695, соответственно; коэффициент преобразования – 8,1.

Высокое значение коэффициента преобразования показывает, что применение струйного эжектора во второй ступени сжатия является очень эффективным. Причем энергетическая эффективность не зависит от параметров рабочего пара, поступающего в струйный компрессор. Эта эффективность будет определяться в основном степенью повышения давления в первой ступени, т. е. в механическом компрессоре. Уменьшение степени повышения давления в механическом компрессоре будет приводить к снижению капитальных затрат и увеличению энергетической эффективности. Но при этом будет возрастать степень сжатия в струйном компрессоре и расход на него рабочего пара. Следует отметить, что использование в струйном компрессоре в качестве рабочего пара, поступающего из турбины, а не из котла, является более целесообразным, так как приводит к увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении [85, 126]. Эти обстоятельства должны учитываться при проектировании ТНУ применительно к конкретным условиям.

В рассматриваемых ТНУ может быть полностью заменено механическое компримирование струйным с применением одно- или двухступенчатого сжатия. На рисунке 4.21 приведена схема ТНУ прямого компримирования водяного пара с двухступенчатым сжатием в пароструйных эжекторах.

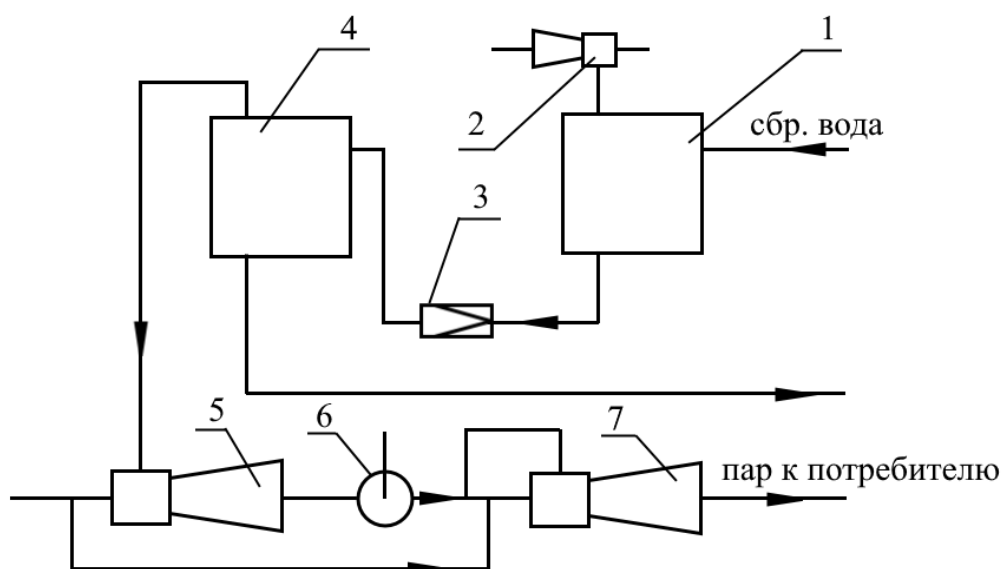


Рисунок 4.21 – Принципиальная схема ТНУ с двумя ступенями струйного сжатия:

1 – дегазер; 2 – эжектор водоструйный; 3 – дроссель; 4 – испаритель;
5, 7 – струйные эжекторы I и II ступеней; 6 – охладитель

Отсутствие механического компрессора в такой установке, т. е. отсутствие внешней механической или электрической работы определяет термическое значение коэффициента преобразования ТНУ, равное бесконечности, при этом эксергетический КПД имеет низкое значение.

В зависимости от конкретных условий может быть использована одна из рассмотренных схем.

На основе расчетов процесса сжатия водяного пара в трех ступенях с механическим компрессором получены следующие степени повышения давления: 2,66; 2,76 и 2,87. Начальные и конечные параметры пара приняты, как и в ранее рассмотренных случаях. Коэффициент преобразования установки φ получился равным 4,2, что близко к его значению в двухступенчатой ТНУ с механическими компрессорами, т. е. увеличение числа ступеней сжатия мало повышает энергетическую эффективность, но значительно увеличивает дополнительные капитальные затраты в ТНУ.

Выполненные сравнительные расчеты энергетической эффективности ТНУ прямого компримирования пара показали, что при использовании в испарителе сбросной воды с температурой 45–85 °С оптимальной является схема с последовательным сжатием в механическом и струйном компрессорах. Эти расчеты указывают также на целесообразность двухступенчатого струйного сжатия с промежуточным охлаждением пара в поверхностных или смешивающих охладителях (рис. 4.22) при низких значениях температуры сбросной воды, используемой в ТНУ.

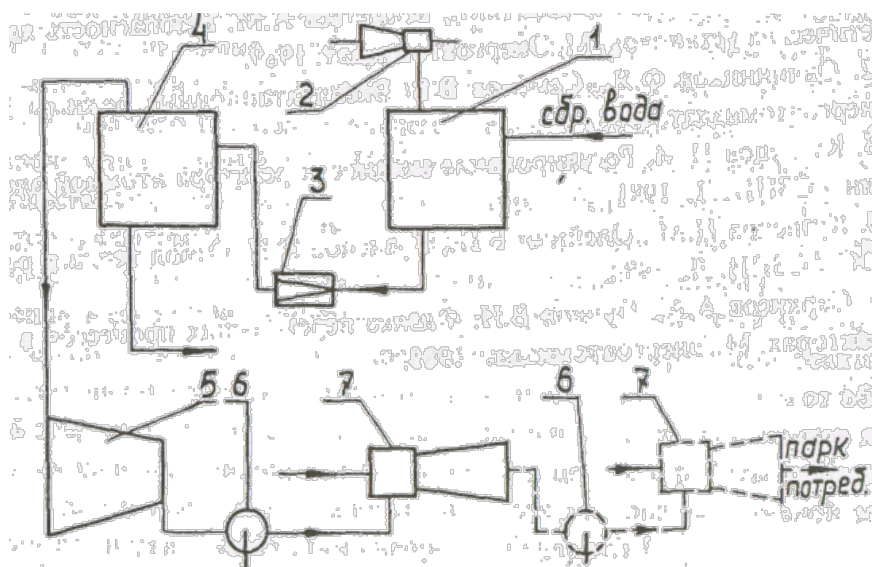


Рисунок 4.22 – Схема ТНУ с компримированием в механическом и двух ступенях струнных компрессоров:

1 – дегазер; 2 – эжектор; 3 – редукционный клапан; 4 – испаритель;
5 – механический компрессор; 6 – охлаждающая установка; 7 – струнный компрессор

При расчете элементов струйного сжатия, в качестве которых рассмотрены пароструйные эжекторы, в виде рабочего тела был принят пар, получаемый из котла 3,92 МПа и от отбора турбины 0,49 МПа. Инжектируемой средой служит пар, идущий из механического компрессора после его охлаждения до состояния насыщения в охлаждающей установке.

Расчеты выполнялись для вариантов преобразования рабочего тела в ТНУ, приведенных в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Параметры рабочего тела в ТНУ

Темпе- ратура воды, °C	Давле- ние ис- парения, МПа	Коэф- фициент преобра- зования	Давление за механи- ческим компрес- сором, МПа	Степень повышения давления в механичес- ком комп- рессоре	Давление за ТНУ, МПа	Степень повышения давления в струйном компрессоре	Суммар- ная степень повыше- ния давления
45/35	0,0056	8	0,025	4,64	0,2	7,7	35,7
45/35	0,0056	6	0,044	7,86	0,2	4,55	35,7
65/55	0,0157	10	0,051	3,25	0,2	3,92	12,74
85/75	0,0386	20	0,067	1,74	0,2	2,98	5,18

Эти варианты характеризуются достаточно высокими коэффициентами преобразования и возможными достижимыми степенями сжатия в однокорпусном механическом компрессоре с приемлемым числом ступеней.

Для вариантов, приведенных в таблице 4.9, были выполнены расчеты [229] по определению достижимых коэффициентов инжекции в пароструйных

эжекторах с конической и цилиндрической камерами смешения. Во всех случаях давление пара за ТНУ принято одинаковым и равным 0,2 МПа.

Расчеты показали, что:

- использование пара давлением 0,49 МПа в качестве рабочего обеспечивает получение очень низких значений коэффициентов инжекции и является нецелесообразным, так как требует больших расходов рабочего пара на единицу инжектируемого пара;

- наиболее эффективным является применение в качестве рабочего пара давлением 3,92 МПа (при пароснабжении потребителей непосредственно от котельной через РОУ) и осуществление двухступенчатого струйного сжатия с промежуточным охлаждением водяного пара, в этом случае для ТНУ с коэффициентом преобразования $\varphi = 6$ и температурой в испарителе 35 °С при давлении за механическим компрессором 0,044 МПа, а за ТНУ 0,2 МПа и двухступенчатом струйном сжатии с промежуточным охлаждением средний коэффициент инжекции составил $\mu = 0,335$;

- для варианта 3 с коэффициентом преобразования $\varphi = 10$ и температурой в испарителе 55 °С при давлении за механическим компрессором 0,051 МПа, а за ТНУ 0,2 МПа и двухступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением коэффициент инжекции достигает 0,42;

- для ТНУ с коэффициентом преобразования 20 и температурой в испарителе 75 °С при давлении за механической ступенью компримирования 0,067 МПа и одноступенчатом струйном сжатии до давления 0,2 МПа коэффициент инжекции составил 0,565;

- полученные относительно высокие коэффициенты инжекции при высоких коэффициентах преобразования обеспечивают возможность применения рассмотренных ТНУ с получением значительной экономии топлива;

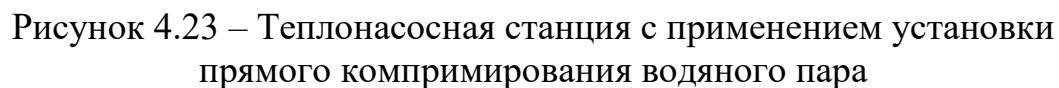
- конструктивные расчеты струйных компрессоров для приведенных в таблице 4.9 степеней повышения давления и параметрах инжектируемого пара и его расхода до 11 т/ч показывают, что габаритные размеры компрессоров не превышают 2,5 м по длине и 0,5 м по диаметру.

На рисунке 4.23 представлена функциональная схема использования теплоты ПВС, отходящей от колпаков БКДМ, с применением в составе ТНС установки прямого компримирования водяного пара [204, 221, 222, 230].

ПВС, отходящая от колпаков БКДМ, проходит через скрубберы первой и второй ступеней 2 и 3, после чего с температурой, близкой к температуре окружающей среды, удаляется в атмосферу.

В первом скруббере ПВС охлаждается от температуры 80 °С до температуры 42 °С, значение которой на несколько градусов ниже температуры точки росы. Во второй ступени температурный потенциал ПВС снижается до 25 °С.

В замкнутый по воде контур второго скруббера включен испаритель 4 ТНУ-I. Вода в испарителе охлаждается от 35 до 20–25 °С и возвращается в скруббер.



В замкнутом контуре первого скруббера вода нагревается до температуры 45 °С, после чего поступает в установку прямого компримирования водяного пара – ТНУ-II. В дегазере 12 ТНУ-II происходит выделение из воды воздуха,

удаляемого в атмосферу водоструйным эжектором 11. Из дегазера вода, пройдя дроссельное устройство 13, поступает в испаритель 14. Образовавшиеся в испарителе пары вскипания сжимаются в механическом компрессоре 6 до некоторого промежуточного давления, а охлажденная до 35 °С вода после испарителя направляется в скруббер. Дальнейшее сжатие водяного пара происходит в пароструйных эжекторах 16. Для уменьшения работы сжатия и увеличения паропроизводительности ТНУ между ступенями сжатия установлены охладительные установки 15.

Некоторое количество пара после механического компрессора направляется в качестве греющей среды в вакуумный деаэратор. Пар, полученный в ТНУ-II с давлением порядка 0,2 МПа, поступает в цилиндры БКДМ непосредственно или после дополнительного компримирования в эжекторе 17. Часть пара используется для нагрева сушильного воздуха в теплообменнике 18.

В таблице 4.10 приведены основные расчетные характеристики ТНС применительно к вентиляционной системе машины Б-15.

Таблица 4.10 – Характеристики теплонасосной станции с применением установки прямого компримирования водяного пара для буммашины Б-15

Характеристика	Единицы	Значение
Теплопроизводительность ТНУ-I	МВт	10,4
Мощность электропривода ТНУ-I	МВт	1,92
Коэффициент преобразования ТНУ-I		5,4
Расход отпускаемой горячей воды (зима / лето)	т/ч	156/189
Паропроизводительность ТНУ-II:	т/ч	
– за испарителем		14,8
– за эжектором второй ступени		62,9
Мощность электропривода механического компрессора ТНУ-II	МВт	2,05
Коэффициент преобразования ТНУ-II		5,9
Средневзвешенный коэффициент преобразования		5,7

Полученное значение средневзвешенного коэффициента преобразования, равное 5,7, показывает высокую энергетическую эффективность предлагаемой схемы.

Вместе с тем, в отличие от ТНУ-I, ряд элементов парогенерирующей установки требует дополнительной проработки. Так, создание механического компрессора, работающего на водяном паре, имеет некоторые трудности. Это связано с тем, что выпускаемые воздушные компрессоры не пригодны для работы на водяном паре. На полученный объемный расход пара более 100 м³/с может быть спроектирован осевой компрессор, имеющий более высокий КПД и меньшие габаритные показатели по сравнению с центробежными машинами, с применением производимых промышленностью лопаточных аппаратов. По результатам поступенчатого расчета осевой компрессор при степени сжатия

$\pi_K = 7,7$ и использовании в качестве модельной ступени К-70-17 имеет 11 ступеней и изобарный КПД $\eta_{из} = 0,84$.

Технико-экономические сопоставления приведенной ТНС с котельной одинаковой тепловой мощностью позволяет сделать вывод о ее более высокой экономической эффективности. Срок окупаемости дополнительных капитальных вложений составляет около 2 лет.

4.4.4. Уточнение метода расчета осевых компрессоров парогенерирующих теплонасосных установок, работающих на водяном паре, в области низких давлений

Условия работы осевых компрессоров при сжатии водяных паров с низкими начальными температурами и давлениями существенно отличаются от условий их работы при сжатии атмосферного воздуха.

Эти отличия объясняются различными физическими константами сжимаемых сред. Так, газовая постоянная и показатель адиабаты для водяного пара и воздуха имеют следующие значения:

$$R_{п} = 461 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); R_{в} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); k_{в} = 1,4.$$

Показатель адиабаты водяного пара меняется в зависимости от его состояния.

Также значительно различаются коэффициенты кинематической вязкости для пара и воздуха в диапазоне рассматриваемых параметров. Так, например, понижение температуры воздуха от 150°C до 0°C приводит к изменению коэффициента кинематической вязкости с $2,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ до $1,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$, т. е. почти в два раза.

В то же время коэффициент кинематической вязкости сухого насыщенного пара с понижением температуры изменяется значительно сильнее. Так, при $t = 210^\circ\text{C}$ коэффициент $\nu'' = 1,71 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, а при температуре $t = 30^\circ\text{C}$ он достигает величины $\nu'' = 310,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, т. е. изменяется более, чем в 180 раз. Столь значительное расхождение физических констант пара и воздуха для рассматриваемого диапазона изменений температур не позволяет применять широко известный и апробированный метод расчета осевых воздушных компрессоров по экспериментальным характеристикам изолированной ступени (метод ЦКТИ) при работе на паре, без введения дополнительных поправочных коэффициентов. В указанном методе расчета ЦКТИ [231, 232] полагается, что все ступени компрессора работают в области автомодельности $Re > Re_{авт} > 2 \cdot 10^5$, когда напор и КПД ступени не зависят от чисел Рейнольдса. Указанная корректировка данного метода расчета касается, прежде всего, уточнения поправочных коэффициентов в выражениях для определения расчетных значений коэффициента напора и КПД, в зависимости от числа Рейнольдса при его значениях меньших $Re = 2 \cdot 10^5$ [223-225].

В общем случае расчетный коэффициент напора

$$\psi_{1p} = k_{\psi} \cdot k_{\psi Re} \cdot \psi_1, \quad (4.1)$$

где ψ_1 – исходный коэффициент напора, снятый с опытной характеристики принятой ступени;

k_ψ – суммарный поправочный коэффициент, учитывающий первые пять коэффициентов, определяемый по методике ЦКТИ [231];

$k_{\psi Re}$ – вновь вводимый (шестой) поправочный коэффициент на напор ступени, учитывающий влияние числа Рейнольдса.

Поправочный коэффициент $k_{\psi Re}$ следует определять по графику (рис. 4.24), представляющему собой зависимость

$$k_{\psi Re} = \frac{\psi_H}{\psi_M} = f\left(\frac{Re_H}{2 \cdot 10^5}\right),$$

где ψ_H – коэффициент напора натурной ступени;

ψ_M – коэффициент напора выбранной модельной ступени;

$Re_H = \frac{b \cdot U_H}{\nu}$ – число Рейнольдса ступени натурального компрессора, определенное по окружной скорости U_H на наружном диаметре рабочего колеса;

b – хорда рабочей лопатки колеса, м.

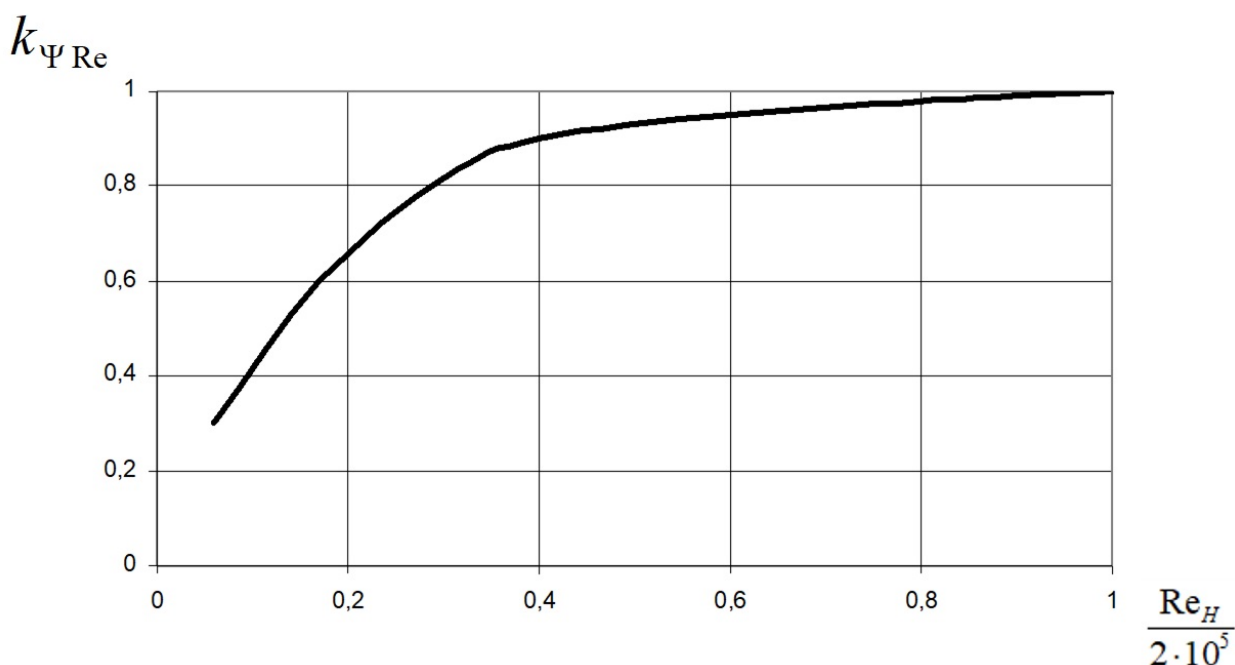


Рисунок 4.24 – Зависимость $k_{\psi Re} = f\left(\frac{Re_H}{2 \cdot 10^5}\right)$

Аналогичным образом вводится поправочный коэффициент, учитывающий изменения КПД натурной ступени компрессора по сравнению с модельной ступенью. В общем случае расчетный КПД

$$\eta_{ад,р} = k_\eta \cdot k_{\eta Re} \cdot \eta_{ад}, \quad (4.2)$$

где $\eta_{ад}$ – исходный КПД, снятый с опытной характеристики принятой модельной ступени;

k_η – суммарный поправочный коэффициент, определяемый по методике ЦКТИ [232];

$k_{\eta Re}$ – вновь вводимый поправочный коэффициент на КПД ступени, учитывающий влияние числа Рейнольдса.

Поправочный коэффициент $k_{\eta Re}$ следует определять по графику (рис. 4.25), представляющему собой зависимость

$$k_{\eta Re} = \frac{\eta_H}{\eta_M} = f_1\left(\frac{Re_H}{2 \cdot 10^5}\right),$$

где η_H – КПД натурной ступени;

η_M – КПД выбранной модельной ступени.

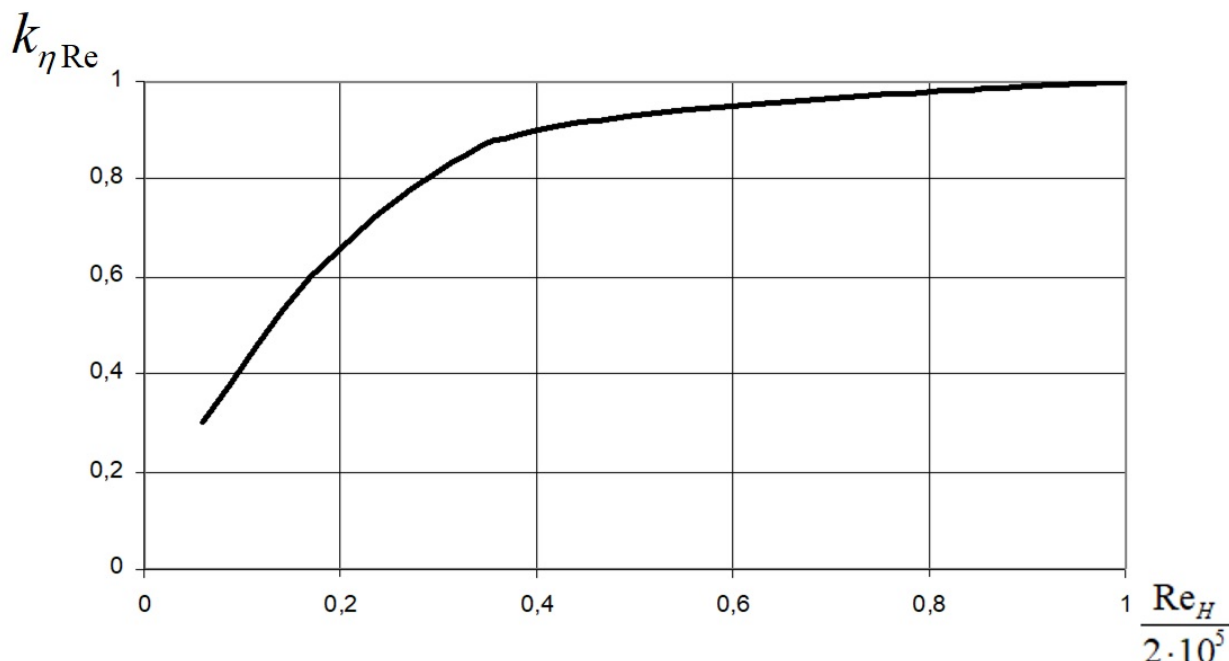


Рисунок 4.25 – Зависимость $k_{\eta Re} = \frac{\eta_H}{\eta_M} = f_1\left(\frac{Re_H}{2 \cdot 10^5}\right)$

При определении числа Рейнольдса коэффициент кинематической вязкости сухого насыщенного пара (первая ступень) может быть получен по графической зависимости [223], для перегретого пара рассчитывается по выражению:

$$\nu'' = k_\nu \cdot 10^{-6} \frac{T^2}{p}, \quad (4.3)$$

где k_ν – коэффициент пропорциональности, определяется по графической зависимости (рис. 4.26);

T – температура, К;

p – давление, кгс/м².

Для проведения сравнительного анализа выполнен поступенчатый расчет осевого компрессора с учетом указанных поправочных коэффициентов и без них. Расчеты выполнялись на следующие исходные данные: степень повышения давления компрессора $\pi_K = 3,25$; исходный коэффициент расхода $\varphi_1 = 0,48$; исходный коэффициент напора $\psi_1 = 0,65$; температура пара на входе в первую ступень $t_{1п} = 40$ °С; давление пара на входе в первую ступень $p_{1п} = 0,00737$ МПа; объемный расход всасываемого пара $Q_1 = 94,5$ м³/с; окружная скорость $u_H = 300$ м/с; хорда лопаток $b = 0,05$ м.

Анализ данных показывает, что процесс сжатия водяных паров во всех ступенях осуществляется при числах Re ниже значений, при которых наступает режим автомодельности.

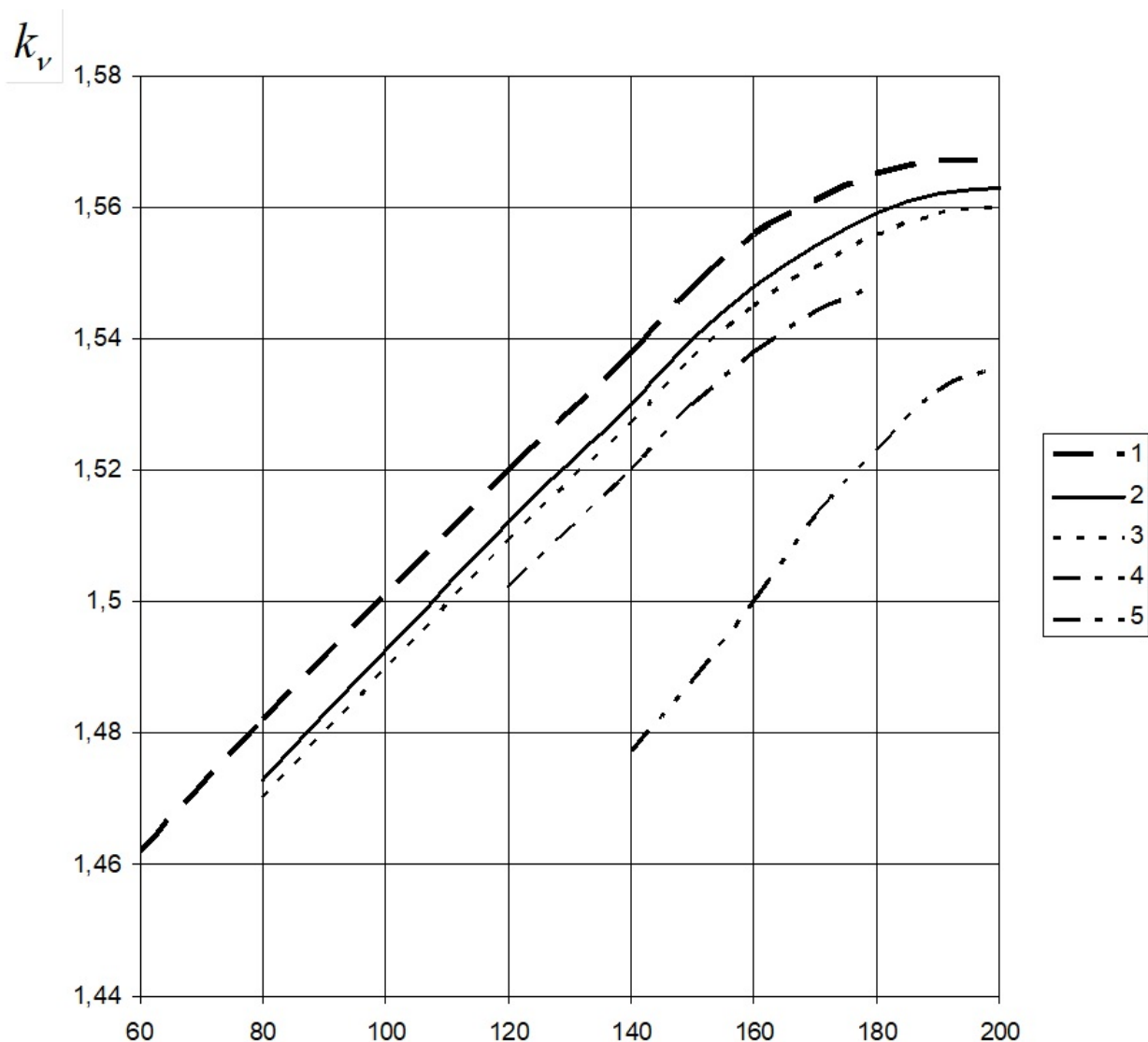


Рисунок 4.26 – Зависимость поправочного коэффициента вязкости от температуры при различных значениях давления:
 1 – $0,25 \cdot 10^5$ Па; 2 – $0,5 \cdot 10^5$ Па; 3 – $1,0 \cdot 10^5$ Па; 4 – $2,0 \cdot 10^5$ Па; 5 – $5,0 \cdot 10^5$ Па

На рисунке 4.27 представлено изменение высоты лопаток и давлений по ступеням компрессора. Как видно из рисунка, введение в расчет поправочных коэффициентов приводит к заметному изменению геометрии проточной части. Так, если высота лопаток последней седьмой ступени при расчете с поправочными коэффициентами составляет 0,0997 м, то при расчете без учета поправочных коэффициентов высота лопатки будет равна 0,0908 м, что меньше на 8 %.

При введении в расчет поправочных коэффициентов расчетное давление на выходе из последней ступени снижается с 0,0247 МПа до 0,0225 МПа, т. е. на 9 %.

Следовательно, для достижения заданного конечного давления требуется установка еще одной ступени.

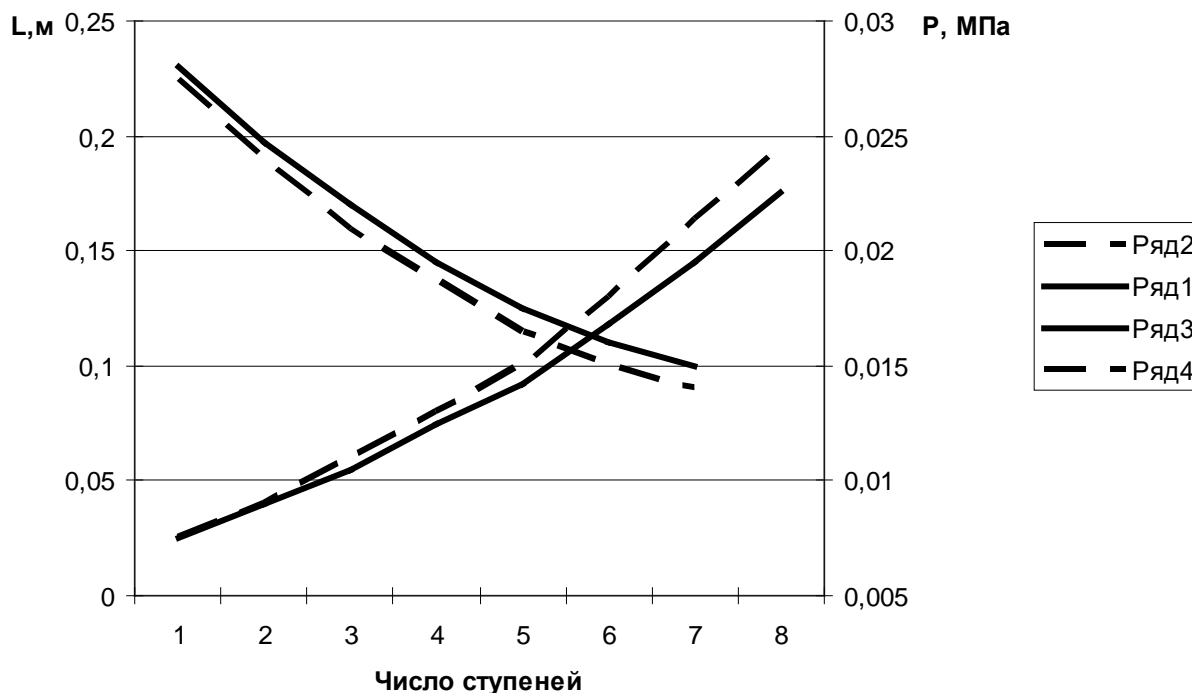


Рисунок 4.27 – Изменение высоты лопаток и давлений по ступеням компрессора

При начальной температуре пара 55 °С значение чисел Re ниже $Re_{авт}$ имеет место только для первых трех ступеней. Дальнейшее повышение начальной температуры пара приводит к уменьшению числа ступеней осевого компрессора, работающих в не зоны автомодельности.

4.4.5. Влияние осевых зазоров на эффективность работы осевых компрессоров теплонасосных установок

Экспериментальными исследованиями, выполненными в ЦКТИ [232], установлено, что величина переднего $\bar{S}_{1Z} = S_{1Z}/b$ и заднего \bar{S}_{2Z} относительных осевых зазоров по-разному сказывается на эффективности ступени и многоступенчатого осевого компрессора.

Под передним осевым зазором S_{1Z} понимается наикратчайшее расстояние между выходной кромкой профиля лопатки промежуточного направляющего аппарата (ПНА) и входной кромкой профиля лопатки рабочего колеса (РК), расположенных на среднем радиусе ступени. Под задним зазором S_{2Z} – соответственно, расстояние между выходной кромкой профиля лопатки РК и входной кромкой профиля лопатки ПНА (рис. 4.28). Под относительным зазором \bar{S}_Z понимается отношение зазора S_Z к хорде b .

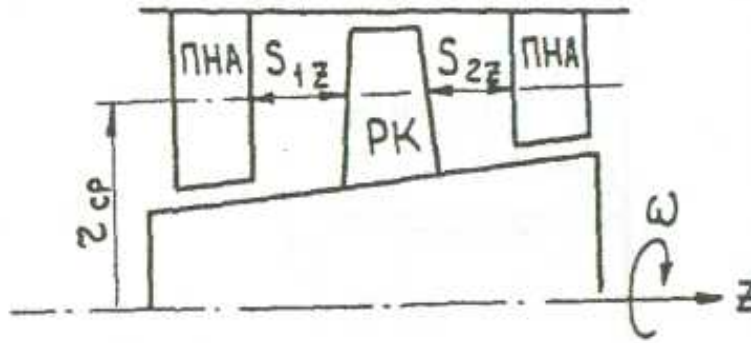


Рисунок 4.28 – Передний и задний осевые зазоры

При проектировании осевых компрессоров рекомендуется [232] принимать передний и задний осевые зазоры: $S_{1z} = 0,5 \cdot b$ и $S_{2z} = (0,1-0,15)b$, здесь b – хорда профиля лопатки РК. В этом случае КПД ступени увеличивается на 1,5–2 % при прочих равных условиях.

Теоретическое обоснование это явление не получило вплоть до настоящего времени. Такая попытка делается в настоящей работе [233].

При проектировании компрессорной ступени по данным продувок плоских решеток ее КПД определяется по формуле:

$$\eta = \frac{1 - \mu / \operatorname{ctg} \beta_m}{1 + \mu \cdot \operatorname{ctg} \beta_m}, \quad (4.4)$$

где μ – коэффициент скольжения, равный $\mu = C_x / C_y$;

C_x – полный коэффициент сопротивления;

C_y – коэффициент подъемной силы;

β_m – угол между векторами среднегеометрической относительной скорости $\bar{W}_m = (\bar{W}_1 + \bar{W}_2)/2$ и окружной скорости u .

Как известно, полный коэффициент сопротивления представляет собой сумму трех величин

$$C_x = C_{xp} + C_{xi} + C_{xz}, \quad (4.5)$$

профильного сопротивления C_{xp} , индуктивного сопротивления C_{xi} и трения на ограничивающих кольцевых поверхностях C_{xz} .

Для современных профилей и компрессорных ступеней равенство (4.5) примет вид:

$$C_x = 0,02 + 0,018 C_y^2 + 0,02 \frac{t}{l}, \quad (4.6)$$

где t – шаг решетки;

l – высота лопатки.

Дальнейший анализ выполняется на основании данных экспериментальных исследований ступени К-50-1 на воздухе, полученных в ЦКТИ [231]. Характеристики ступени приведены в таблице 4.11.

Треугольники скоростей ступени К-50-1 на наружном и корневом диаметрах на режиме максимума КПД представлены на рисунке 4.29.

Таблица 4.11 – Основные характеристики ступени К-50-1

Величина	Единицы	Обозначение	Значение
Наружный диаметр ступени	м	D_H	0,25
Диаметр втулки	м	D_B	0,15
Число лопаток РК/ПНА	шт	-	22/22
Хорда лопаток	м	b	0,03
Окружная скорость на наружном диаметре колеса	м/с	u_H	150
Коэффициент расхода		$\varphi = C_z/u_H$	0,47
Коэффициент напора		$\varphi = 2H/u_H^2$	0,5
КПД ступени		$\eta_{ад}$	0,94

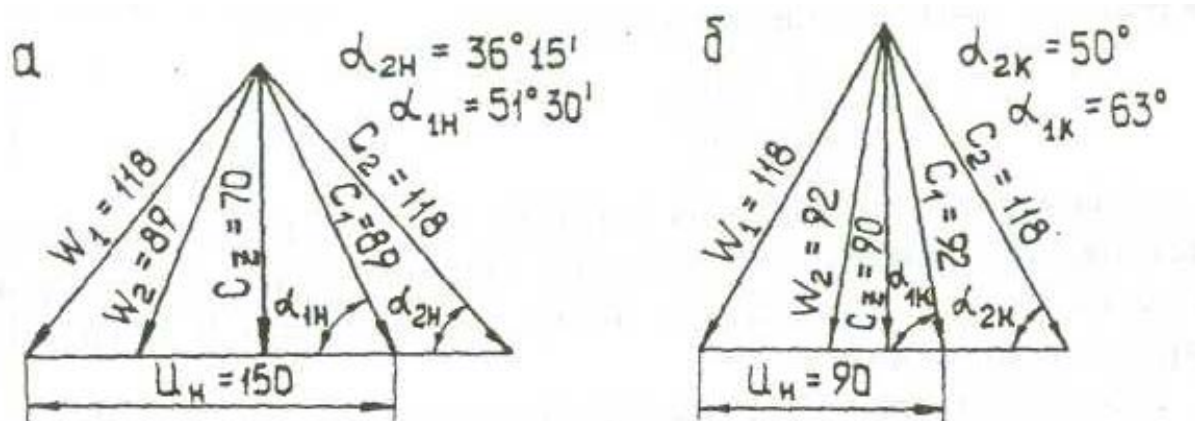


Рисунок 4.29 – Треугольники скоростей ступени К-50-1:
 а – на наружном диаметре; б – на корневом диаметре

Для рассматриваемой ступени коэффициент C_x , подсчитанный по формуле (4.6), имеет следующее значение:

$$C_x = 0,02 + 0,018 + 0,0145 = 0,0525.$$

Относительная величина входящих в данное выражение коэффициентов сопротивления составит:

$$\bar{C}_{xp} = \frac{0,02}{0,0525} = 0,38; \bar{C}_{xi} = 0,34; \bar{C}_{xz} = 0,28.$$

Определим потери на трение в переднем S_{1Z} и заднем S_{2Z} осевых зазорах на наружном диаметре и на втулке (у корня лопатки РК). Для чего найдем число Рейнольдса и коэффициент сопротивления трения в кольцевом канале на входе в ступень

$$Re = \frac{4R_r C_1}{\nu} = \frac{2l C_1}{\nu} = \frac{2 \cdot 0,0495 \cdot 89}{1,5 \cdot 10^{-5}} = 5,8 \cdot 10^5,$$

и

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} = 0,012.$$

Полученное значение λ близко к величине $C_{XZ} = 0,0145$. Потери на трение в зазорах S_{1Z} и S_{2Z} на наружном диаметре и у корня определим по формулам:

$$\left. \begin{aligned} h_{r1H} &= \lambda \frac{l_{1H}}{4R_r} \rho_1 \frac{C_{1H}^2}{2}; \quad h_{r1K} = \lambda \frac{l_{1K}}{4R_r} \rho_1 \frac{C_{1K}^2}{2}; \\ h_{r2H} &= \lambda \frac{l_{2H}}{4R_r} \rho_1 \frac{C_{2H}^2}{2}; \quad h_{r2K} = \lambda \frac{l_{2K}}{4R_r} \rho_2 \frac{C_{2K}^2}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (4.7)$$

В выражениях (4.7) l – длина пути потока в осевых зазорах, определяется из равенств

$$l_{1H} = \frac{S_{1Z}}{\sin \alpha_{1H}}; \quad l_{1K} = \frac{S_{1Z}}{\sin \alpha_{1K}}; \quad l_{2H} = \frac{S_{2Z}}{\sin \alpha_{2H}}; \quad l_{2K} = \frac{S_{2Z}}{\sin \alpha_{2K}}. \quad (4.8)$$

Здесь угол α берется из треугольников скоростей (рис. 4.29).

В рассматриваемой ступени при $S_{2Z} = b = 30$ мм из (4.8) получим:

$$l_{1H} = 36 \text{ мм}; \quad l_{1K} = 30 \text{ мм}; \quad l_{2H} = 51 \text{ мм}; \quad l_{2K} = 40 \text{ мм}.$$

Для удобства дальнейшего анализа выразим искомые потери в долях от потерь на трение в переднем осевом зазоре на наружном диаметре, тогда из (4.7) с учетом (4.8) будем иметь:

$$\bar{h}_{r1K} = \frac{h_{r1K}}{h_{r1H}} = \frac{l_{1K}}{l_{1H}} \cdot \left(\frac{C_{1K}}{C_{1H}} \right)^2 = \frac{30}{36} \cdot \left(\frac{92}{89} \right)^2 = 0,8; \quad (4.9)$$

и аналогично

$$\begin{aligned} \bar{h}_{r2H} &= \left(\frac{h_{r2}}{h_{r1}} \right)_H = \frac{l_{2H}}{l_{1H}} \cdot \left(\frac{C_2}{C_1} \right)_H^2 = \frac{51}{36} \cdot \left(\frac{118}{89} \right)^2 = 2,47; \\ \bar{h}_{r2K} &= \frac{h_{r2K}}{h_{r1H}} = \frac{l_{2K}}{l_{1H}} \cdot \left(\frac{C_{2K}}{C_{1H}} \right)^2 = \frac{40}{36} \cdot \left(\frac{118}{89} \right)^2 = 1,92. \end{aligned}$$

Суммарные безразмерные потери на трение в переднем и заднем зазорах составят:

$$\begin{aligned} \sum \bar{h}_{rS1} &= \bar{h}_{r1H} + \bar{h}_{r1K} = 1 + 0,8 = 1,8; \\ \sum \bar{h}_{rS2} &= \bar{h}_{r2H} + \bar{h}_{r2K} = 2,47 + 1,92 = 4,39. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Полученные значения потерь $\sum \bar{h}_{rS1}$ и $\sum \bar{h}_{rS2}$ нанесем на график $\bar{h}_r = f(S_2/b)$ (точки 1 и 2 на рис. 4.30) и соединим их с началом координат, так как безразмерные потери являются линейными функциями длин l . Суммарные потери на трение в зазорах

$$\sum \bar{h}_{rZ} = \bar{h}_{rS1} + \bar{h}_{rS2} = 1,8 + 4,39 = 6,19, \quad (4.11)$$

что соответствует точке 3 на графике.

Потери энергии от профилейных потерь определяются по формуле

$$h_{rp} = C_{xp} \cdot \rho \cdot \frac{w_1^2}{2}, \quad (4.12)$$

и составляют долю от потерь на трение в осевых зазорах, равную

$$\bar{h}_{r\rho} = \frac{h_{z\rho}}{h_{rz}} = \frac{c_{x\rho}}{c_{xz}} = \frac{0,02}{0,0145} = 1,38 \quad (4.13)$$

Для ступеней со степенью реакции 0,5 скорости $W_1 = C_z$, следовательно из (4.11) и (4.13) получим:

$$\bar{h}_{r\rho} = 1,38 \cdot \sum \bar{h}_{rz} = 1,38 \cdot 6,2 = 8,6 \quad (4.14)$$

Значение найденных профильных потерь наносится на график (точка 4 рис. 4.30). Эти потери соответствуют обтеканию решетки профилей равномерным стационарным потоком.

Согласно исследованиям [232], профильные потери энергии в решетке, обтекаемой нестационарным потоком, выше обтекаемой равномерным стационарным в 1,5–2 раза. Это имеет место, когда решетка РК пересекает кромочные следы впереди расположенной решетки ПНА при малом осевом зазоре. В указанной работе минимальный осевой зазор между решетками был $S_z = 0,07 \cdot b$.

Примем, что профильные потери в решетке при зазоре $S_z = 0,07 \cdot b$ больше, чем в точке 4 в полтора раза, получим точку 5, тогда

$$(\bar{h}_{r\rho})_5 = 1,5 \cdot (\bar{h}_{r\rho})_4 = 1,5 \cdot 8,6 = 12,85. \quad (4.15)$$

Многочисленные исследования ЦКТИ на плоских решетках и осевых компрессорах показали, что неравномерность потока из-за кромочных следов практически выравнивается на расстоянии $S_z \cong 0,5 \cdot b$.

При этом выравнивании потока потери энергии (потери от перемешивания) не превышают нескольких процентов от энергии потока, а при $S_z = b$ можно считать поток практически равномерным.

Исходя из этих соображений на диаграмму нанесены точки 6, 7, 8 (рис. 4.30).

Поскольку потери энергии в ступени зависят от величины относительных осевых зазоров, то рациональный их выбор при прочих равных условиях должен привести к увеличению КПД ступени.

Следовательно, в этом случае суммарные потери энергии от трения и перемешивания в переднем и заднем осевых зазорах и от профильных потерь в решетках рабочего колеса будут иметь возможное минимальное значение

$$\sum \bar{h}_{r1} + \bar{h}_{r\rho} + \sum \bar{h}_{r2} = \bar{H}_{r \min}. \quad (4.16)$$

Представим это равенство в виде

$$\left(\sum \bar{h}_{r1} + 0,5 \cdot \bar{h}_{r\rho} \right) + \left(\sum \bar{h}_{r2} + 0,5 \cdot \bar{h}_{r\rho} \right) = \bar{H}_{rs1} + \bar{H}_{rs2}.$$

и будем считать величины, стоящие в скобках, суммарными потерями энергии в переднем и заднем осевых зазорах.

Зависимости $\bar{H}_{rs1} = f(\bar{S}_{1z})$ и $\bar{H}_{rs2} = f(\bar{S}_{2z})$ представлены на рисунке 4.30 (см. кривые I и II). Как видно из этих кривых, минимум потерь энергии в переднем осевом зазоре соответствует значению $\bar{S}_{1z} = 0,5$ и в заднем $\bar{S}_{2z} = 0,1 \div 0,15$.

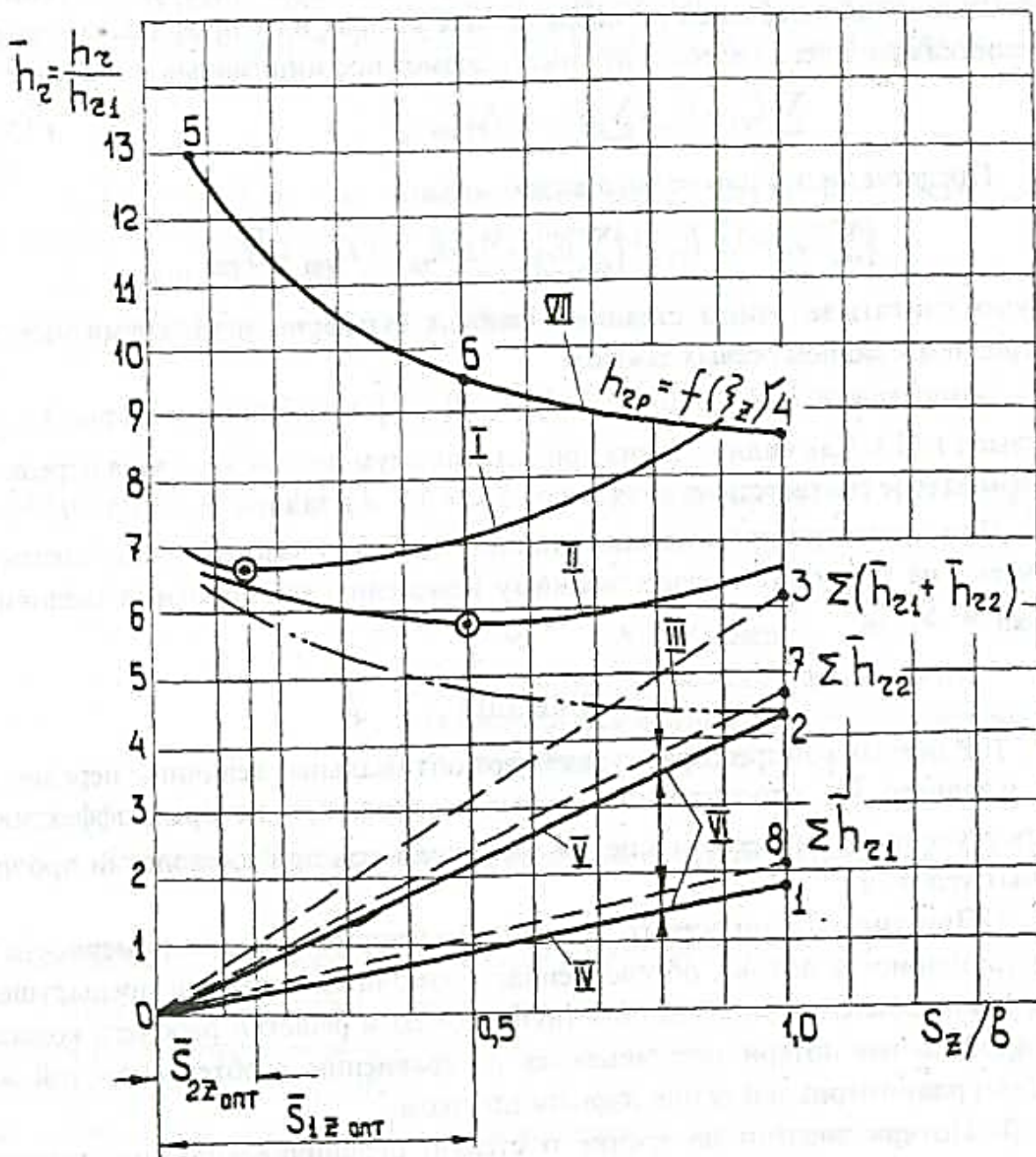


Рисунок 4.30 – Зависимость потерь энергии в элементах ступени:

- I – суммарные потери в заднем зазоре $\bar{H}_{rs2} = \sum \bar{h}_{r2} + 0,5\bar{h}_{rp}$;
- II – то же в переднем зазоре;
- III – кривая половины профильных потерь в решетке РК;
- IV – потери на трение в переднем зазоре;
- V – то же в заднем;
- VI – потери от перемешивания в зазорах;
- VII – профильные потери в решетке РК

При других распределениях величины h_{rp} между зазорами, как показали расчеты, не приводит к существенному изменению оптимальных величин $\bar{S}_{1z opt}$ и $\bar{S}_{2z opt}$.

В результате проведенных исследований установлено:

1. В осевых компрессорах существуют оптимальные величины переднего \bar{S}_{1Z} и заднего \bar{S}_{2Z} относительных осевых зазоров, при которых эффективность ступени и компрессора в целом увеличивается при соблюдении прочих равных условий.

2. При уменьшении осевого зазора в нем усиливается неравномерность и нестационарность потока, обусловленная кромочными следами предыдущей решетки профилей. При обтекании таким потоком решетки рабочего колеса его профильные потери увеличиваются по сравнению с обтеканием той же решетки равномерным и стационарным потоком.

3. Потери энергии на трение о стенки, ограничивающие проточную часть, и на перемешивание потока, при выравнивании поля скоростей и давлений в осевых зазорах уменьшаются с сокращением зазора. Эти потери в заднем зазоре S_{2Z} существенно выше, чем в переднем, поскольку $C_2 > C_1$ и $\alpha_2 < \alpha_1$.

4. Кривые суммарных потерь энергии в переднем зазоре и решетке рабочего колеса $\bar{H}_{rS1} = f(\bar{S}_{1Z})$ и заднем зазоре $\bar{H}_{rS2} = f(\bar{S}_{2Z})$ имеют минимумы. Положение минимума на кривой для переднего зазора соответствует большему значению \bar{S}_{1Z} , чем для заднего зазора \bar{S}_{2Z} .

5. Полученные результаты исследования дают объяснение этому явлению и подтверждают рекомендации ЦКТИ по выбору осевых зазоров.

4.4.6. Экономия топлива от применения теплонасосных установок прямого компримирования пара

Коэффициент преобразования при температуре используемой воды от 40 °С и выше и давлении отпускаемого пара более 0,11 МПа в зависимости от схемы ТНУ лежит в пределах $4 < \varphi < \infty$.

Оценку энергетической эффективности парогенерирующей ТНУ целесообразно выполнять в сравнении с котельной одинаковой мощности [205]. Тогда следует сопоставлять удельные расходы топлива на выработку тепловой энергии в сравниваемых схемах пароснабжения.

Удельный расход топлива котельной

$$b_K = \frac{1}{\eta_K^{HT} \cdot Q_H^P}, \quad (4.17)$$

где η_K^{HT} – КПД котельной (нетто);

Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива.

Удельный расход топлива на выработку тепловой энергии ТНУ при наличии механического компримирования с электроприводом

$$b_{ТНУ} = \frac{1}{\eta_{КЭС} \cdot \eta_{ЛЭП} \cdot \varphi_{ТНУ} \cdot Q_H^P}, \quad (4.18)$$

где $\eta_{КЭС}$ – электрический КПД замещающей КЭС (обеспечивающей электроснабжение ТНУ);

$\eta_{ЛЭП}$ – КПД линии электропередачи от КЭС до ТНУ;

$\varphi_{ТНУ}$ – коэффициент преобразования ТНУ.

Экономия топлива от применения ТНУ по сравнению с котельной

$$\Delta b_{\text{ЭК}} = \frac{1}{Q_H^P} \left(\frac{1}{\eta_K^{HT}} - \frac{1}{\eta_{\text{КЭС}} \cdot \eta_{\text{ЛЭП}} \cdot \varphi_{\text{ТНУ}}} \right). \quad (4.19)$$

Если в уравнение (4.19) подставить следующие значения:

$\eta_K^{HT} = 0,85$; $\eta_{\text{КЭС}} = 0,35$; $\eta_{\text{ЛЭП}} = 0,92$; $Q_H^P = 29,3 \cdot 10^3$ ГДж/кг – теплота сгорания топлива, то

$$\Delta b_{\text{ЭК}} = 34614(1,176 - 3,1\varphi_{\text{ТНУ}}) = 40614 - 105,8\varphi_{\text{ТНУ}} \text{ (кг/ГДж)}. \quad (4.20)$$

Подставляя в (4.20) различные значения коэффициента преобразования от 4 до ∞ , определим удельную экономию условного топлива от применения ТНУ (табл. 4.12).

Таблица 4.12 – Экономия топлива от применения ТНУ

Коэффициент преобразования	4	6	8	10	12	14	16	18
Экономия топлива, кг/ГДж	13,7	22,5	26,9	29,6	31,3	32,6	33,5	40,14
Экономия топлива, кг/Гкал	57,4	94,3	112,8	123,9	131,2	136,5	140,5	168,2

На рисунке 4.31 показаны зависимости удельной экономии топлива на отпущенный ГДж и на отпущенную Гкал.

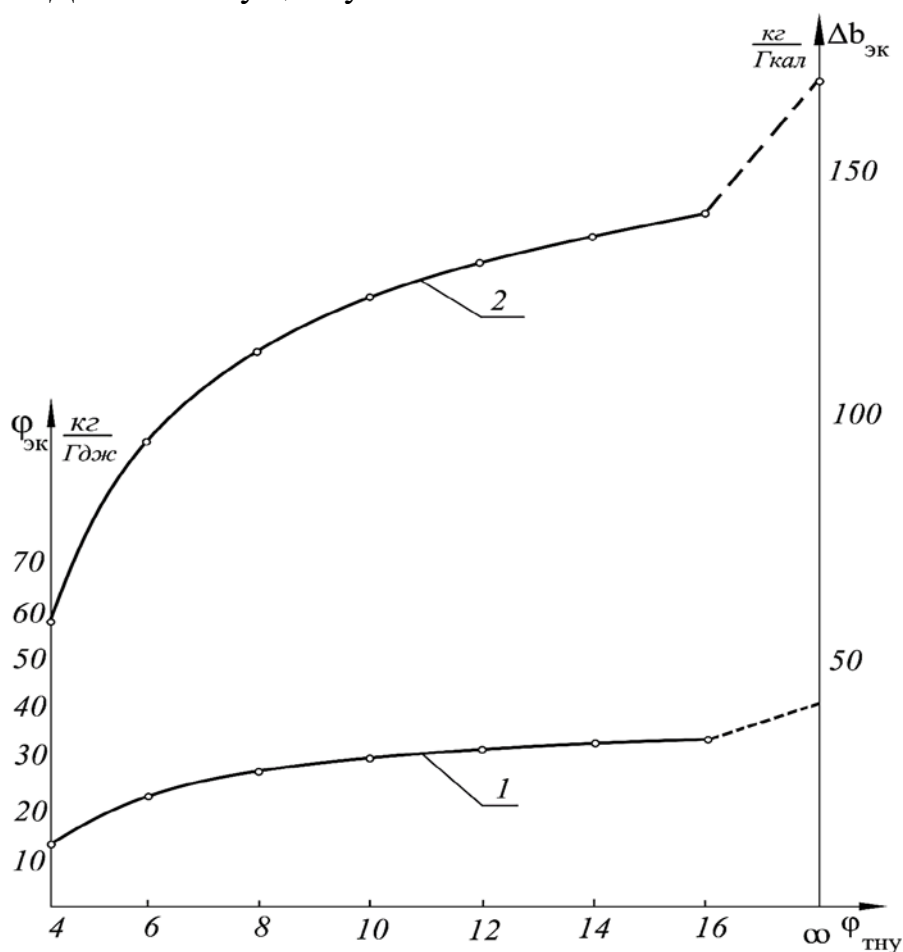


Рисунок 4.31 – Зависимость удельной экономии топлива от коэффициента преобразования ТНУ:

1, 2 – удельная экономия кг/ГДж и кг/Гкал

Как видно из таблицы 4.12 и зависимостей на рисунке 4.3,1 при увеличении коэффициента φ от 4 до 8–10 происходит значительное увеличение удельной экономии топлива в 2,2 раза, тогда как дальнейшее возрастание φ приводит к значительному замедлению прироста $\Delta b_{\text{ЭК}}$. Например, увеличение φ от 10 до ∞ дает приращение величины $\Delta b_{\text{ЭК}}$ только на 35 %. Следовательно, при использовании только механического компримирования, даже при высоких температурах используемой сбросной воды, нет необходимости стремиться к достижению значений φ выше 8–10 и идти на удорожание механического компрессора путем совершенствования его проточной части. В любом случае, если это позволяют конкретные условия, целесообразно применять струйное компримирование во второй ступени сжатия и увеличивать его долю за счет уменьшения доли механического сжатия в первой ступени.

4.5. Экономия топлива при использовании термокомпрессоров на ТЭЦ

В тепловых схемах ТЭЦ с начальным давлением пара $p_0 = 8,8$ и $12,7$ МПа с турбинами типа ПТ, имеющими производственные и теплофикационные отборы пара, возникает необходимость пароснабжения потребителей паром с промежуточным давлением p , лежащим между давлением в производственном $p_{\text{П}}$ и теплофикационном $p_{\text{Т}}$ отборах, т. е. $p_{\text{Т}} < p < p_{\text{П}}$. В этих случаях, как правило, пароснабжение такого потребителя происходит из производственного отбора через редукционную (РУ) или редукционно-охладительную установку (РОУ), что приводит к энергетическим потерям.

Известно, что если применять струйный компрессор для теплоснабжения этого потребителя с использованием рабочего пара из производственного и эжектируемого из теплофикационного отборов, то энергетические потери будут снижаться, что приведет к экономии топлива.

Указанные схемы пароснабжения приведены на рисунке 4.32.

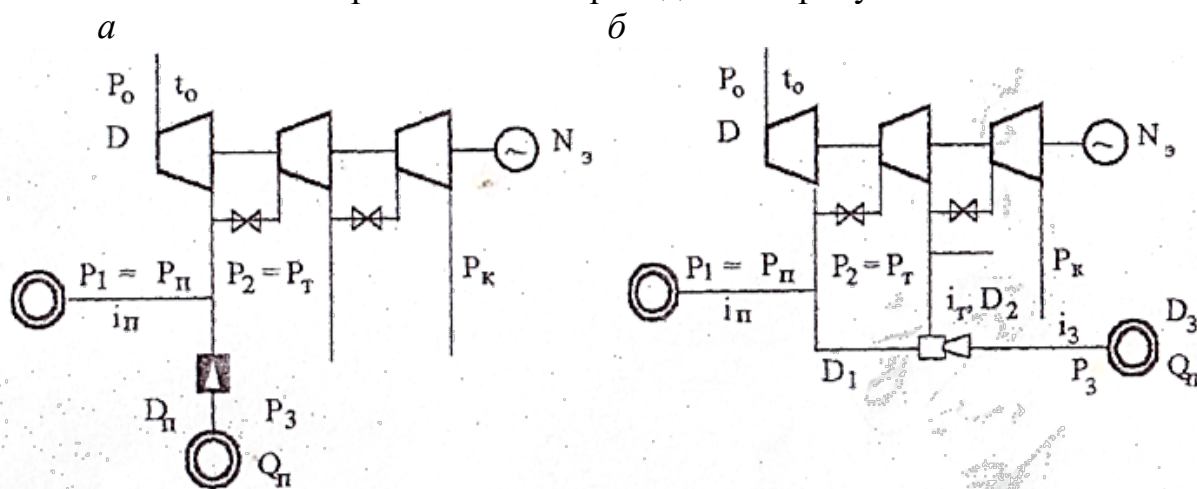


Рисунок 4.32 – Схемы пароснабжения потребителей:
а – с использованием РУ; б – с использованием термокомпрессора

Сопоставление схем по энергетической эффективности должно осуществляться при одинаковых отпусках теплоты Q_{Π} и одинаковой развиваемой мощности турбин N_{Σ} в сопоставимых вариантах.

Определим экономию топлива в случае применения струйного компрессора [85]. При этом расходы пара в производственный и теплофикационный отборы, не участвующие в пароснабжении потребителя с давлением p_3 , являются одинаковыми в схемах *a* и *б* и при дальнейшем сопоставлении не учитываются. При пароснабжении по варианту *a* количество теплоты, отпускаемой потребителю, равно $Q_{\Pi} = D_{\Pi} \cdot h_{\Pi}$. Такое же количество теплоты должно отпускаться и во втором варианте

$$Q_{\Pi} = D_{\Pi} \cdot h_{\Pi} = D_1 \cdot h_{\Pi} + D_2 \cdot h_{\Pi} = (D_1 + D_2)h_3, \quad (4.21)$$

где используемые величины приведены на схемах рисунка.

С учетом того, что коэффициент инжекции $u = D_2/D_1$ уравнение (4.21) примет вид:

$$D_{\Pi} \cdot h_{\Pi} = D_1 \cdot h_{\Pi} + u \cdot D_1 \cdot h_T = D_1(h_{\Pi} + u \cdot h_T). \quad (4.22)$$

Откуда

$$D_1 = \frac{D_{\Pi} \cdot h_{\Pi}}{h_{\Pi} + u \cdot h_T}. \quad (4.23)$$

Таким образом, при любом расходе пара потребителю D_{Π} в варианте *a* и известном коэффициенте инжекции u термокомпрессора в варианте *б* могут быть найдены расходы рабочего пара D_1 и эжектируемого $D_2 = u \cdot D_1$ при заданных параметрах пара в отборах.

Расходы пара на турбину определяются по уравнению мощности для вариантов:

$$D_a = k_p \left(\frac{N_{\Sigma}}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}} + D_{\Pi} \cdot Y_{\Pi} \right),$$

и

$$D_b = k_p \left(\frac{N_{\Sigma}}{H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}} + D_1 \cdot Y_{\Pi} + D_2 \cdot Y_T \right),$$

где k_p – коэффициент регенерации;

D_1 – расходы пара в производственный отбор, соответственно в вариантах *a* и *б*;

D_2 – расход пара в теплофикационный отбор в варианте *б*;

Y_{Π} и Y_T – коэффициенты недовыработки мощности производственного и теплофикационного отборов.

Уменьшение расхода пара на турбину при одинаковой электрической мощности и переходе к варианту *б* будет:

$$\Delta D = D_a - D_b = k_p [D_{\Pi} \cdot Y_{\Pi} - (D_1 \cdot Y_{\Pi} + D_2 \cdot Y_T)]. \quad (4.24)$$

Если в уравнение (4.24) подставить $D_2 = u \cdot D_1$ и значение D_1 из (4.23), то после преобразований получим:

$$\Delta D = k_p D_{\Pi} \left[Y_{\Pi} - \frac{h_{\Pi}(Y_{\Pi} + u \cdot Y_T)}{h_{\Pi} + u \cdot h_T} \right]. \quad (4.25)$$

Экономия топлива, полученная за счет снижения расхода пара на турбину, подсчитывается по выражению:

$$\Delta B = \Delta D \frac{(h_K - h_{ПВ}) + \alpha_{ПР}(h'_K - h_{ПВ})}{\eta_K \cdot Q_H^P}. \quad (4.26)$$

Определим экономию топлива на конкретном примере.

Пусть одной из установленных на ТЭЦ турбин является турбина ПТ-60/75-130/13. Номинальные параметры пара в регулируемых отборах следующие:

– производственный отбор $p_{П} = 1,27$ МПа, $t_{П} = 280$ °С; массовый номинальный расход пара $D_{П} = 140$ т/ч;

– теплофикационный отбор $p_T = 0,118$ МПа, $t_T = 104$ °С; массовый номинальный расход пара $D_T = 100$ т/ч.

Из построения процесса расширения в турбине известны энтальпии пара в отборах $h_{П} = 3001$ кДж/кг и $h_T = 2700$ кДж/кг.

Примем, что производственному потребителю требуется пар с давлением 0,35 МПа. Задавшись величиной изоэнтропного КПД термокомпрессора $\eta = 0,25$, на основе ориентировочных расчетов, получим значение коэффициента инжекции для рассматриваемого случая $u = 0,302$.

При расходе пара на производство, например, $D_{П} = 100$ т/ч по формуле (4.25) найдем снижение расхода пара на турбину при использовании струйного компрессора. Найдя значения $Y_{П} = 0,577$, $Y_T = 0,333$ и приняв для данной турбины $k_p = 1,2$, получим $\Delta D = 5,3$ т/ч.

Тогда часовая экономия условного топлива из (4.26) составит $\Delta B = 0,5$ т/ч.

Годовая экономия условного топлива будет $\Delta B_{Г} = 4167$ т у.т./год при эксплуатации турбины в течение 345 суток.

Как видно из приведенного расчета, экономия топлива за счет использования струйного компрессора в рассматриваемом случае на одну турбоустановку достигает значительной величины. В случае возможного применения термокомпрессоров в той или иной отрасли (например, в целлюлозно-бумажной промышленности) экономия топлива существенно скажется на эксплуатационных расходах предприятий.

4.6. Когенерация в целлюлозно-бумажной промышленности

В реальных установках часто обеспечение потребителей теплотой нужных параметров осуществляют паром из котельной через редуцированную или редуционно-охладительную установки ТЭЦ.

В последнее время повышается внимание к вопросу создания ТЭЦ малой мощности на базе существующих промышленных и отопительных котельных, имеющих переменные тепловые нагрузки.

В России более 650 млн. Гкал теплоты в год вырабатывается в котельных [233]. От котельных отпускается в 3 раза больше теплоты, чем от ТЭС, поэтому резервов развития когенерации на базе существующих тепловых нагрузок вполне

достаточно, чтобы обеспечить теплопотребление и прогнозируемое увеличение производства электроэнергии [234]. При переводе половины из них в комбинированный режим производства тепловой и электрической энергии, можно обеспечить выработку электроэнергии не менее 120 млрд кВт·ч в год.

Как правило, в тепловой схеме промышленно-отопительной котельной существуют неоправданные потери энергии при дросселировании свежего пара в редукционной установке, этот тепловой перепад может быть использован для выработки электроэнергии. При этом получены положительные практические результаты эксплуатации таких энергосберегающих установок с применением блочных турбогенераторов с противодавленческими паровыми турбинами производства ОАО «Калужский турбинный завод» [235]. Эти турбогенераторы типа «Р» имеют малые мощности от 500–700 кВт и предназначены для выработки дешевой электроэнергии по комбинированной схеме для покрытия электрических нагрузок собственных нужд.

Аналогичное переоборудование может быть установлено на промышленных котельных с установкой теплофикационных турбин значительно большей мощности. Турбины с противодавлением могут быть установлены мощностью 6–12 МВт и турбины с производственным и теплофикационным отборами пара мощностью 12 МВт.

В качестве примера [140, 236] такого решения в энергетике целлюлозно-бумажной промышленности можно привести переоборудование в ТЭЦ промышленно-отопительной котельной ОАО «Санкт-Петербургский картонно-полиграфический комбинат» (СПб КПК), в первой очереди которой установлена турбина с противодавлением мощностью 12 МВт типа Р-12-3,4/0,5.

Тепловые нагрузки котельной следующие:

- технологическая нагрузка в паре 0,6 МПа – 70–75 т/ч;
- расчетная отопительная нагрузка – 35 Гкал/ч;
- средняя нагрузка ГВС – 11 Гкал/ч.

Теплоснабжение предприятия обеспечивается пятью паровыми котлами БКЗ-75-39ГМ.

Технико-экономическими предложениями [140, 236] по реконструкции котельной СПб КПК показана эффективность установки турбины.

Эта турбина в настоящее время покрывает значительную часть электрической нагрузки собственных нужд более дешевой электроэнергией в сравнении с отпуском ее от АО «Ленэнерго».

Дальнейшее расширение ТЭЦ СПб КПК планируется путем установки турбин мощностью 12 МВт с производственным и теплофикационным отборами пара.

В рамках технико-экономического предложения были рассмотрены варианты такого перевода котельной путем установки в ней электрогенерирующего оборудования мощностью 24 МВт с целью покрытия большей электрической нагрузки предприятия.

При этом рассматривалось два варианта установки турбин:

- двух турбин с противодавлением типа Р-12-3,4/0,5 (1 вариант);
- одной турбины Р-12-3,4/0,5 и одной турбины ПТ-12/13-3,4/1,0 (2 вариант).

При рассмотрении первого варианта для увеличения годовой выработки электроэнергии на тепловом потреблении предусматривалась работа турбин Р-12-3,4/0,5 с разным противодавлением. В этом случае одна турбина должна работать с противодавлением 0,7 МПа, отпуская пар на произведенные нужды, а другая – с предельно низким допустимым противодавлением 0,4 МПа, обеспечивая отпуск пара на собственные нужды тепловой схемы. В таблице 4.13 приведена мощность ТЭЦ, полученная как сумма мощностей, развиваемых турбинами при различных режимах их работы.

Таблица 4.13 – Некоторые результаты расчета тепловой схемы ТЭЦ при работе турбин с разным противодавлением

Показатели	Единицы	Режимы		
		макс. зимний	средний зимний	средний летний
Мощность ТЭЦ	кВт	19640	17960	11950
Годовая выработка электроэнергии	МВт·ч/год	130380		
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии	кг/кВт·ч	0,153		

В таблице 4.14 приведены результаты технико-экономических расчетов (первый вариант).

Таблица 4.14 – Результаты технико-экономических расчетов турбин Р-12-3,4/0,5 при установке на ТЭЦ КПК (первый вариант)

Показатели	Единицы	Значения
Установленная электрическая мощность	МВт	24
Среднегодовая электрическая мощность	МВт	14,9
Капитальные вложения в строительство ТЭЦ (с учетом НДС в ценах 2001 г.) при размещении турбин в помещении котельной при демонтаже котлов ПТВМ-30 ГМ	млн. руб.	157,03
Удельные капитальные вложения	руб/кВт	6549
Себестоимость электроэнергии (при цене топлива 480 руб/тыс. м ³)	руб/кВт	0,108
Срок окупаемости капитальных вложений	лет	2,47
Годовая прибыль по завершении срока окупаемости	млн.руб/год	63,49

Как видно из таблицы 4.14, техническое перевооружение энергохозяйства СПб КПК по первому варианту, в случае установки двух турбин с противодавлением типа Р-12-3,4/0,5 является экономически целесообразным, так

как в этом случае срок окупаемости капитальных затрат составляет 2,5 года при стоимости покупаемой электроэнергии 61 коп/кВт·ч. (III квартал 2001 г.).

Однако недостатком этого варианта является относительно низкая среднегодовая электрическая мощность 14,9 МВт, т. е. относительно низкий коэффициент использования установленной мощности (около 0,6). В связи с этим был рассмотрен второй вариант перевооружения с установкой на ТЭЦ одной противодавленческой турбины Р-12-3,4/0,5 и одной конденсационной турбины с двумя регулируемыми отборами пара типа ПТ-12/13-3,4/1,0.

В таблице 4.15 приведены результаты расчета тепловой схемы для этого варианта на характерные режимы ее работы.

Таблица 4.15 – Результаты расчета тепловой схемы ТЭЦ

Показатели	Единицы	Режимы	
		макс. и средний зимний	средний летний
Мощность ТЭЦ, в том числе:	МВт	24	22,76
- турбины Р-12-3,4/0,5		12	10,76
- турбины ПТ-12-3,4/1,0		12	12
Расход пара на турбины	т/ч	204,3	178,2
Мощность, развиваемая:	МВт	18,14	11,72
- на теплофикационном потоке		5,86	11,04
Годовая выработка электроэнергии, всего,	МВт·ч/год	$194,97 \cdot 10^3$	
в том числе:		$130,785 \cdot 10^3$	
- на теплофикационном потоке		$64,185 \cdot 10^3$	
Годовой расход пара на турбины	тыс.т/год	1612,7	
Годовой расход топлива:	тыс.т	162,12	
-условного	у.т./год		
-натурального	тыс.нм ³ /год	140,973	
Годовой расход топлива на выработку электроэнергии	тыс.т у.т./год	63,28	
Удельные расходы топлива на выработку электроэнергии	кг у.т./кВт·ч нм ³ /кВт·ч	0,325	
-условного			
-натурального ($Q_H^p = 8050$ ккал/нм ³)		0,283	

Как видно из таблицы 4.16, вариант установки турбин Р-12-3,4/0,5 и ПТ-12/13-3,4/1,0 по своей экономичности не уступает варианту 1 (установка двух турбин Р-12-3,4/0,5).

Таблица 4.16 – Результаты технико-экономических расчетов
при создании ТЭЦ по второму варианту

Показатели	Единицы	Значения для оборудования Р-12-3,4/0,5 и ПТ-12-3,4/1,0
Установленная электрическая мощность	МВт	24
Среднегодовая электрическая мощность	МВт	22,26
Годовая выработка электроэнергии	МВт·час/год	$194,97 \cdot 10^3$
Капитальные вложения в строительство ТЭЦ (с учетом НДС в ценах 2001г.)	млн. руб.	206,14
Удельные капитальные вложения	руб/кВт	85,9
Себестоимость электроэнергии (при цене топлива 480 руб/тыс. м ³)	руб/кВт	0,178
Срок окупаемости капитальных вложений	лет	2,52
Годовая прибыль по завершении срока окупаемости	млн.руб/год	81,7

Развиваемая электрическая мощность в максимально и средне-зимнем режиме равна 24 МВт, а в средне-летнем режиме равна 22,76 МВт. Это обеспечивает покрытие требуемой электрической мощности на 92–95 %.

Себестоимость электрической энергии равна 0,18 руб./кВтч при простом сроке окупаемости капитальных затрат 2,52 года.

Рассмотренные варианты ТЭЦ практически обеспечивают почти полную автономию энергоснабжения предприятия при относительно малом сроке окупаемости капитальных затрат.

В настоящее время рассматривается также вариант расширения ТЭЦ (вторая очередь) путем дополнительной установки ПГУ фирмы «Сименс».

Луканиным П. В. была рассмотрена возможность реконструкции котельной ЗАО «Пролетарий» г. Сурожа Брянской области с установкой в ее тепловой схеме теплофикационного турбоагрегата [236].

Теплоснабжение этого предприятия производится от котельной, в которой установлено четыре паровых котла: два типа БГМ-35М и по одному котлу типа Т-35-40 и ТС-20/39. Суммарная производительность котельной 135 т/ч. Номинальные начальные параметры пара: $p_0 = 4,0$ МПа и $t_0 = 440$ °С.

Однако в настоящее время разрешенные начальные параметры составляют: $p_0 = 2,7$ МПа и $t_0 = 380$ °С.

Основным топливом является природный газ с теплотворной способностью $Q_H^p = 7980$ ккал/кг (33440 кДж/кг).

Расходы пара на производство следующие:

- пар 0,4 МПа, $t = 60$ °С – 7 т/ч;
- пар 0,7 МПа, $t = 180$ °С – 8 т/ч;
- пар 1,5 МПа, $t = 220$ °С – 6 т/ч.

Расход пара на отопительно-вентиляционные и собственные нужды котельной составляют от 1 до 7 т/ч в летний и зимний периоды (на собственные нужды расход пара равен 1 т/ч).

Электрическая мощность, необходимая для работы предприятия, составляет от 7,8 до 8,0 МВт в летний и зимний периоды.

Электроснабжение предприятия осуществляется от системы АО «Брянскэнерго».

Высокие тарифы на электроэнергию и тенденция их роста определили необходимость качественной оценки целесообразности создания собственных генерирующих мощностей для энергоснабжения предприятия.

Было рассмотрено два варианта работы котельной при установке в ее тепловой схеме турбины, обеспечивающей отпуск необходимого количества теплоты и выработку заданной электрической мощности.

Первый вариант предусматривает работу котлов при существующих нестандартных параметрах пара ($p_0 = 2,7$ МПа и $t_0 = 380$ °С). В этом случае параметры пара у турбины будут порядка $p_0 = 2,4$ МПа и $t_0 = 375$ °С. Второй вариант предусматривает работу котельной при стандартных начальных параметрах пара на котлах ($p_0 = 4$ МПа и $t_0 = 440$ °С) и у турбин: $p_0 = 3,5$ МПа и $t_0 = 435$ °С.

Оба варианта предполагают установку в тепловой схеме котельной турбины ПТ-12/13-3,4/1,0. Номинальная мощность турбины составляет 12 МВт, что обеспечивает возможность расширения предприятия или увеличения отопительных нагрузок и нагрузки горячего водоснабжения на перспективу. Однако использование указанной турбины по первому варианту реконструкции котельной требует согласования с ОАО «Калужский турбинный завод» о возможности работы указанной турбины при нестандартных начальных параметрах пара.

Нами были выполнены расчеты принципиальной тепловой схемы на оба варианта. Основные результаты этих расчетов представлены в таблице 4.17.

В таблице 4.18 представлены результаты приближенных технико-экономических расчетов рассмотренных вариантов технического перевооружения котельной (в ценах 2002 г.).

Таблица 4.17 – Результаты расчетов тепловой схемы
ТЭЦ ЗАО «Пролетарий»

Показатели	Единицы	Вариант	
		1	2
Паропроизводительность котельной с учетом расхода пара на РОУ 27/15, РОУ 40/15 и собственные нужды котельной	т/час	62,6	56,3
Мощность, развиваемая турбиной	МВт	8	8
Годовая выработка электроэнергии	МВт·ч/год	66240	
Годовая паропроизводительность котельной с учетом работы РОУ	тыс.т/год	506,8	445,9
Годовой расход пара на турбину	тыс.т/год	453,0	404,8
Мощность турбины, развиваемая на теплофикационном потоке: - в средне-зимнем режиме - в средне-летнем режиме	МВт	2,25 1,6	2,84 1,94
Годовая выработка электроэнергии на теплофикационном потоке	МВт·ч/год	16056	19950
Мощность турбины, развиваемая на конденсационном потоке: - в средне-зимнем режиме - в средне-летнем режиме	МВт	5,75 6,4	5,16 6,06
Годовая выработка электроэнергии на конденсационном потоке	МВт·ч/год	50184	76290
Годовой расход топлива при отпуске пара на турбину: -условного -натурального (газ $Q_H^p = 7980$ ккал/нм ³)	т у.т./год тыс.нм ³ /год	45437 39852	42429 37218
Годовой расход топлива на выработку электроэнергии: - условного -натурального	т у.т./год тыс.нм ³ /год	32288 283322	28670 25146
Удельный расход топлива на выработку электроэнергии: -условного -натурального	кг у.т./кВт·ч нм ³ /кВт·ч	0,487 0,427	0,433 0,380

Таблица 4.18 – Результаты технико-экономических расчетов

Показатели	Единицы	Турбина ПТ-12-3,4/1,0	
		$p_0 = 2,4$ МПа	$p_0 = 3,5$ МПа
Установленная электрическая мощность	МВт	12	12
Среднегодовая электрическая мощность	МВт	8	8
Годовая выработка электроэнергии	МВт·час/год	66240	
Суммарные капитальные затраты в строительство ТЭЦ	млн.руб.	92,9	92,9
Себестоимость электроэнергии (при цене покупаемой электроэнергии 0,76 руб/кВт·ч и стоимости топлива 760 руб/тыс.нм ³ с учетом НДС в ценах 2002 г.)	руб/кВт	0,404	0,37
Годовая прибыль	млн.руб/год	8,97	11,16
Срок окупаемости дополнительных капитальных затрат (простой)	лет	4,06	3,7
Годовая экономия по завершении срока окупаемости	млн.руб/год	22,9	25,06

Выполненными расчетами установлено:

– вариант ТЭЦ при работе на стандартных начальных параметрах пара является предпочтительным, так как имеет лучшие технико-экономические показатели;

– несмотря на то, что даже в этом варианте удельные расходы топлива на выработку электроэнергии оказались достаточно высокими ($b_3^y = 0,433$ кг у.т./кВт·ч и $b_3^H = 0,380$ нм³/кВт·ч), себестоимость электроэнергии составила около 37 коп/кВт·ч, что значительно ниже тарифа на электроэнергию в системе (76 коп/кВт·ч с учетом НДС);

– капитальные затраты при их ориентировочной оценке оказались равными 92,9 млн. руб. Простой срок окупаемости капитальных затрат для первого и второго вариантов ТЭЦ соответственно составил 4,1 и 3,7 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Одной из важных черт современного периода является расширение применения энергосберегающих технологий в мировой энергетике.

В течение длительного времени промышленная теплоэнергетика России в сфере теплоснабжения развивалась по экстенсивному пути. Задачи по наращиванию производственных мощностей, как правило, связывались с эквивалентным наращиванием энергетических мощностей. Вводом в эксплуатацию новых современных промышленных котельных или ТЭЦ кардинально не решалась задача рационального энергосбережения, так как при этом удастся повысить КПД лишь на десятые доли процента, в лучшем случае на несколько процентов.

Между тем, в научно обоснованной тепловой схеме технологического процесса при существенно меньших капитальных затратах часто удастся повысить термодинамический КПД технологического процесса на десятки процентов.

При переработке технологической щепы на целлюлозу и бумагу затрачивается большое количество пара, топлива, электроэнергии.

В структуре себестоимости производства целлюлозы 50 % затрат составляет исходное сырье и до 40 % – энергозатраты. В себестоимости переработки технологической щепы на древесную массу статья энергозатрат составляет более 80 %. Стоимость древесины и энергетических затрат непрерывно растет. Заводы по выпуску целлюлозы уже сейчас работают на уровне рентабельности. На процессы снижения стоимости древесины и энергии влиять сложно – они регулируются рынком. Работы, направленные на существенное снижение удельного расхода древесины в процессе производства, отсутствуют.

В таком же состоянии находится производство бумаги и картона. Это производство является большим потребителем теплоты пара низкого давления. Для отдельных видов бумаги на их производство расходуется до 20 ГДж/т бумаги.

Следует отметить не только большой удельный вес энергозатрат в себестоимости целлюлозы и бумаги, но и непрерывный рост цен на энергетическую продукцию.

В сложившихся условиях основным путем заметного повышения рентабельности в процессах получения целлюлозы и бумаги является снижение энергетических затрат в технологических потоках целлюлозно-бумажного производства, что является актуальной задачей на современном этапе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Российская Федерация. Законы. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации: Федеральный закон № 261-ФЗ: [принят Государственной Думой 11 ноября 2009 года: одобрен Советом Федерации 18 ноября 2009 года].
2. Правительство Российской Федерации. Распоряжение от 13 ноября 2009 года № 1716-р Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. – Москва: ЭКСМО, 2009.
3. Российская Федерация. Указ Президента Российской Федерации. О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики [№ 889 от 4 июня 2008 года].
4. Российская Федерация. Государственная программа. Энергосбережение и повышение энергетической эффективности на период до 2020 года. – Москва: Минэнерго РФ, 2010.
5. Башмаков, И. А. Потенциал энергосбережения в России / И. А. Башмаков // Энергосбережение. – 2009. – № 1. – С. 28-35.
6. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях: учебник для вузов / О. Л. Данилов, А. Б. Гаряев, И. В. Яковлев и др.; под общей редакцией чл.-корр. РАН А.В. Клименко. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2010. – 424 с.: ил. – ISBN 978-5-383-00363-3.
7. Оборудование нетрадиционной и малой энергетики: Справочник-каталог. – Москва: АО ВИЭН, 2000. – 166 с.
8. Вагин, Г. Я. К вопросу о повышении энергетической эффективности промышленных предприятий / Г. Я. Вагин // Промышленная энергетика. – 2013. – № 5. – С. 2- 6.
9. Бушуев, В. В. О геополитическом измерении новой энергетической цивилизации / В. В. Бушуев, В. В. Первухин // Экологический вестник России. – 2017. – № 2. – С. 7-13.
10. ИТС 1-2015. Производство целлюлозы, древесной массы, бумаги, картона = Manufacture of pulp, paper and board: информационно-технический справочник по наилучшим доступным технологиям: издание официальное: введен в действие Приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 1 июля 2016 г. – Москва: Бюро НТД, 2016.
11. BREF 1-2015 Production of Pulp, Mechanical pulp, Paper and Board: A Best Available Techniques Reference Document. The present draft reference document is not subject to implementation before its approval: The Federal Agency on Technical Regulation and Metrology. – Moscow: The BAT Bureau, 2015.
12. BREF for the Pulp and Paper Industry. Suhr M., Klein G., Kourti I., Gonzalo M.R., Santonja G.G., Roudier S., Sancho L.D. – Научный и стратегический отчет ОНИЦ. Справочный документ по лучшим доступным технологиям (ЛДТ) для производства целлюлозы, бумаги и картона. Директива по промышленным выбросам 2010/75/EU (интегрированный контроль и предотвращение

- загрязнений). – 2015. – Seville, Spain. European Union, 2015. ISBN 978-92-79-48167-3 (PDF) ISSN 1831-9424 (online).
13. CEPI. Key statistics report 2017. www.cepi.org.
14. Лахтиков, Ю. О. Проблемы развития биоэнергетики на предприятиях ЦБП / Ю. О. Лахтиков // Биотопливный Конгресс. 19-20 марта 2019, СПб.
15. РАО Бумпром. Отчет за 2018 год. – Москва, 2019.
16. Hansen E. The Global Forest Sector: Changes, Practices and Prospects/ E. Hansen, R. Panwar, R. Vlosky. – Taylor & Francis Group, 2017. – 462 p. – ISBN 978-1-4398-7927-6.
17. Прогноз развития лесного сектора Российской Федерации до 2030 года. – Рим: ЕЭК ООН, 2012. – 106 с.
18. National Research agenda 2007-2030. Russian forest-based sector. – 2007.
19. Hemicelluloses and Lignin in Biorefineries/ J.-L. Wertz, M. Deleu, S. Coppee, A. Richel. – Taylor & Francis Group, 2018. – 330 p.; 23 sm. – ISBN 1-138720-8-5.
20. Влияние изменений климата на региональные энергетические балансы и экспорт энергоресурсов из России / В. В. Клименко, А. В. Клименко, А. Г. Терешин [и др.]. // Теплоэнергетика. – 2019. – № 1. – С. 7-20.
21. Луканин, П. В. Технологические энергоносители предприятий (Низкотемпературные энергоносители): учебное пособие: [по направлениям подготовки 140104 «Промышленная теплоэнергетика», 140106 «Энергообеспечение предприятий», направления подготовки дипломированных специалистов 140100 «Теплоэнергетика»] / П. В. Луканин; Министерство науки и образования Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный университет растительных полимеров. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – Санкт-Петербург: ГОУВПО СПбГТУРП, 2009. – 116 с. – ISBN 5-230-14392-4.
22. Бродянский, В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – Москва: Энергия, 1973. – 296 с.
23. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с. – ISBN 5-283-00152-0.
24. Сажин, Б. С. Эксергетический анализ работы промышленных установок / Б. С. Сажин, А. П. Булеков, В. Б. Сажин. – Москва: Московский государственный текстильный университет, 2000. – 297 с.: ил.; 21 см. – 300 экз.
25. Грассман, П. Эксергия и диаграмма потоков энергии, пригодной для технического использования / П. Грассман // Вопросы термодинамического анализа (эксергетический метод). – Москва: Мир, 1965. – С. 28-43.
26. Казаков, В. Г. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учебное пособие [по направлениям подготовки 140100 «Теплоэнергетика и теплотехника» профилю подготовки «Промышленная теплоэнергетика» и аспирантов по специальности 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика»] / В. Г. Казаков, П. В. Луканин, О. С. Смирнова; Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург: ГОУВПО СПбГТУРП, 2013. – 93 с. – ISBN 978-5-91646-051-3.

27. Киотский протокол. Международное соглашение, дополнительный документ к Рамочной конвенции ООН об изменении климата (1992 год); Киото, декабрь 1997.

28. Climate Change 2014: Impacts, Adaptation and Vulnerability. Part B: Regional Aspects. Contribution of Working Group II to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change / V.R. Barros, C. B. Field, D.J. Dokken, M.D. Mastrandrea, K.J. Mach, T.E. Bilir, M. Chatterjee, K.L. Ebi, Y.O.Estrada, R.C. Genova, B. Girma, E.S. Kissel, A. N. Levi, S.MacCracken, P.R. Mastrandrea, L.L. White and ets. - Cambridge: Cambridge University Press, United Kingdom and New York, USA, 2014.

29. Второй оценочный доклад об изменениях климата и их последствиях на территории Российской Федерации / под общей редакцией А. В. Фролова. – Москва: Росгидромет, 2014. – 62 с. – ISBN 978-5-904206-13-0.

30. Клименко, В. В. Парижская конференция по климату – поворотный пункт в истории мировой энергетики / В. В. Клименко, О. В. Микушина, А. Г. Терешин // Доклады Академии наук. – 2016. – Т. 468, вып. 5. – С. 521-524.

31. The Tmissions gap report 2017. United Nations Environment Programme. – Nairobi: UNIP, 2017. – URL: <http://wed-ocs.unep.org/bitstream/handle/20.500.11822/22070/EGR-2017.pdf>.

32. Луканин, П. В. Особенности сжигания биотоплива и их взаимосвязь с упруго-релаксационными свойствами исходного сырья и его химическим составом / П. В. Луканин, О. В. Федорова, А. А. Пекарец, Э. Л. Аким // Проблемы механики целлюлозно-бумажных материалов: материалы VI Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. памяти профессора В. И. Комарова (Архангельск, 9–11 сентября 2021 г.) / Сев. (Арктич.) федер. ун-т им. М. В. Ломоносова. – Архангельск: САФУ, 2021. – С. 383-388.

33. Клименко, В. В. Мировая энергетика и климат планеты в XXI веке в контексте исторических тенденций / В. В. Клименко, А. Г. Терешин, О. В. Микушина // Российский химический журнал. – 2008. – Т. LII, № 6. – С.11-17.

34. Клименко, В. В. Влияние климатических и географических условий на уровень потребления электроэнергии / В. В. Клименко // Доклады Академии наук. – 2012. – Т. 443, вып. 2. – С. 236-239.

35. Практическое руководство по инвентаризации выбросов парниковых газов в России, связанных с деятельностью целлюлозно-бумажного комплекса (От отрасли до предприятия). – Москва: ЦЭНЭФ, 2003. – 82 с.

36. Технология целлюлозы: учебное пособие. В 3 томах. Том II. / Ю. Н. Непенин, Производство сульфатной целлюлозы. – [2-е изд., перераб.]. – Москва: Лесная промышленность, 1990. – 600 с. – ISBN 5-7120-0266-3.

37. Технология целлюлозно-бумажного производства. Справочные материалы. В 3 томах / под общей редакцией П. С. Осипова; Всероссийский научно-исследовательский институт целлюлозно-бумажной промышленности. – Санкт-Петербург: Политехника, 2002-2012. – 29 см.

38. Papermaking Science and Technology. Finnish Paper Engineers Association and TAPPI, 1999-2001.

39. Smook, A. G. Handbook for Pulp & Paper Technologists / A.G. Smook. – Vancouver, 2002.
40. Кларк, Дж. Технология целлюлозы (наука о целлюлозной массе и бумаге, подготовка массы, переработка ее на бумагу, методы испытаний) / Дж. Кларк; перевод с английского А. В. Оболенской, Г. А. Пазухиной. – Москва: Лесная промышленность, 1983. – 456 с.
41. Непенин, Н. Н. Технология целлюлозы: учебное пособие. В 3 томах. Том 1. Производство сульфитной целлюлозы / Н. Н. Непенин. – Москва: Лесная промышленность, 1973. – 624 с.
42. Комплексная химическая переработка древесины: учебник для вузов / И. Н. Ковернинский, В. И. Комаров, С. И. Третьяков [и др.]; под редакцией И. Н. Ковернинского; Архангельский государственный технический университет. – Архангельск: Издательство АГТУ, 2002. – 347 с. – ISBN 5-261-00054-3.
43. Переработка сульфатного и сульфитного щелоков: учебник для вузов / Б. Д. Богомоллов, С. А. Сапотницкий, О. М. Соколов [и др.]; под редакцией Б. Д. Богомоллова, С. А. Сапотницкого. – Москва: Лесная промышленность, 1989. – 360 с. – ISBN 5-7120-0160-8.
44. Иванов, С. Н. Технология бумаги: учебное пособие / С. Н. Иванов. – 3-е изд. – Москва: Школа бумаги, 2006. – 696 с. – ISBN 5-86472-161-1.
45. Фляте, Д. М. Технология бумаги: учебник для вузов / Д. М. Фляте. – Москва: Лесная промышленность, 1988. – 440 с. – ISBN 5-7120-0062-8.
46. Суслов, В. А. Основные процессы при выпаривании щелоков целлюлозного производства: учебное пособие / В. А. Суслов; Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2004. – 94 с. – ISBN 5-230-14336-3.
47. Суслов, В. А. Повышение эффективности выпаривания отработанных варочных растворов целлюлозного производства: специальность 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика»: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук / Суслов Вячеслав Александрович; Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург, 2006. – 31 с.
48. Жучков, П. А. Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве / П. А. Жучков. – Москва: Лесная промышленность, 1978. – 408 с.
49. Проектирование выпарных установок ЦБП: учебное пособие / В. Л. Мовсесян, В. А. Суслов, В. А. Ганичев, А. Ф. Мурзич; Ленинградский технологический институт целлюлозно-бумажной промышленности. – Ленинград: ЛТА, 1987. – 83 с.
50. Колач, Т. А. Выпарные станции / Т. А. Колач, Д. В. Радун. – Москва: Машгиз, 1963. – 400 с.
51. Ильченко, О. Т. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: учебное пособие / О. Т. Ильченко, Б. А. Левченко, Г. И. Павловский, В. С. Фокин; под общей редакцией О. Т. Ильченко. – Харьков: Издательство Харьковского университета, 1985. – 383 с.
52. Бакластов, А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок: учебное пособие / А. М. Бакластов,

В. А. Горбенко, П. Г. Удыма; под общей редакцией А. М. Бакластова. – Москва: Энергоатомиздат, 1981. – 336 с.

53. РТМ 26-01-95-57 Установки выпарные многокорпусные для растворов, содержащих твердую фазу.

54. Еремин, Н. И. Процессы и аппараты глиноземного производства / Н. И. Еремин, А. Н. Наумчик, В. Г. Казаков; под редакцией Н. И. Еремина. – Москва: Металлургия, 1980. – 360 с.

55. Казаков, В. Г. Процессы и аппараты производства тонких порошков из абразивных материалов / В. Г. Казаков, В. В. Равикович, А. И. Кураков. – Москва: НПО Энергомаш, 1996. – 326 с.

56. Мурзич, А. Ф. Теплообменное оборудование предприятий: учебное пособие [по специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика», направления подготовки дипломированных специалистов 140100 «Теплоэнергетика»] / А. Ф. Мурзич, А. Н. Иванов; Министерство науки и образования Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – [3-е изд., перераб. и доп.]. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2008. – 288 с. – ISBN 5-230-14376-2.

57. Ронкин, В. М. Определение температурных потерь в выпарных аппаратах с падающей пленкой / В. М. Ронкин, В. М. Козель // Аллюминий Сибири-2008: сборник докладов конференции. – Иркутск, 2008. – С. 358-365.

58. Бакластов, А. М. Тепломассообменные и холодильные установки: конспект лекций / А. М. Бакластов. – Москва, 1978. – 52 с.

59. Достижения в области теплообмена: сборник статей / Под ред. В. М. Боришанского. – Москва: Мир, 1970. – 455 с.

60. Хоблер, Т. Теплопередача и теплообменники / Т. Хоблер. – Ленинград: ГНТИ химической литературы, 1961. – 818 с.

61. Теплообменные аппараты из профильных листов / В. М. Антуфьев, Е. К. Гусев, В. В. Ивахненко [и др.]. – Ленинград: Энергия, 1972. – 128 с.

62. Мовсесян, В. Л. Профильно-пластинчатые теплообменники / В. Л. Мовсесян, А. Ф. Мурзич, А. Н. Иванов; Учебно-научно-внедренческий центр Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров. – Санкт-Петербург: РИД, 2002. – 320 с.

63. Казаков, В. Г. Метод поверочного расчета выпарных батарей / В. Г. Казаков, Е. А. Чернилевский, М. С. Гезенцевей. – Текст: непосредственный // Цветные металлы. – 1984. – № 10. – С. 56-58.

64. Волков, А. Д. Примеры расчетов выпарных установок для выпаривания щелоков целлюлозного производства: методические указания к выполнению курсового проекта / А. Д. Волков, В. А. Бушмелев; Ленинградский технологический институт целлюлозно-бумажной промышленности. – Ленинград: ЛТИ ЦБП, 1980. – 41 с.

65. Перцев, Л. П. Трубчатые выпарные аппараты для кристаллизующихся растворов / Л. П. Перцев, Е. М. Ковалев, В. С. Фокин. – Москва: Машиностроение, 1982. – 136 с.

66. Левин Р. Е. Новый выпарной аппарат. – Москва: ГНТИ литературы по черной и цветной металлургии, 1957. – 199 с.

67. Ронкин, В. М. Применение выпарных аппаратов для концентрирования кристаллизующихся и накипеобразующих растворов в глиноземном производстве / В. М. Ронкин, В. М. Козель, В. Ю. Шабуров // *Алюминий Сибири-2008: сборник докладов конференции.* – Иркутск, 2008. – С. 378-380.

68. Кольер Дж. Обзор работ по теплообмену к двухфазным системам. – Москва: Иностранная литература, 1962. – 105 с.

69. Оборудование целлюлозно-бумажного производства. Каталог. В 2 книгах. Книга 2. Оборудование для производства целлюлозы; ЗАО «Петрозаводскмаш». – Петрозаводск: Скандинавия, 2002. – 112 с.

70. Суслов, В. А. Тепломассообмен: учебное пособие: [по специальностям 140100 «Теплоэнергетика», 140105 «Энергетика теплотехнологий»] / В. А. Суслов; Министерство науки и образования Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2006. – 119 с. – ISBN 5-230-14398-3.

71. Wertz, J.-L. *Hemicelluloses and Lignin in Biorefineries* / J.-L. Wertz, M. Deleu, S. Coppée, A. Richel. – Boca Raton, London, New York, CRC Press, 2018. – 308 p. – ISBN 9781138720985.

72. Миловидова, Л. А. Регенерация химикатов в производстве сульфатной целлюлозы: учебное пособие / Л. А. Миловидова, Ю. В. Севастьянова, Г. В. Комарова, В. К. Дубовый. – Архангельск: С(А)ФУ, 2010. – 164 с. – ISBN 978-5-261-00482-0.

73. Жучков, П. А. Теплотехника целлюлозно-бумажного производства: учебное пособие: [по специальности «Химико-механическая технология древесины и древесных материалов»] / П. А. Жучков, А. П. Гофлин, В. И. Саунин; под редакцией П. А. Жучкова. – Москва: Экология, 1991. – 352 с. – ISBN 5-7120-0221-3.

74. Примаков, С. Ф. Производство бумаги: производственное издание для квалифицированных рабочих, техников, мастеров ЦБП / С. Ф. Примаков. – М: Лесная промышленность, 1987. – 224 с. – ISBN 5-7120-0404.

75. Теория и конструкция машин и оборудования отрасли. Бумаго- и картоноделательные машины: учебное пособие: [по направлениям подготовки по специальности 150405 «Машины и оборудование лесного комплекса», специализации 170404 «Машины и аппараты ЦБП», 170405 «Бумагоделательное машиностроение»] / И. Д. Кугушев, О. А. Терентьев, В. С. Куров [и др.]; под общей редакцией В. С. Курова, Н. Н. Кокушина; Министерство науки и образования Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург: Издательство Политехнического университета, 2006. – 588 с. – ISBN 5-7422-1477-4.

76. Луканин, П. В. Совершенствование печатных свойств бумаги в процессе ее производства / П. В. Луканин, Д. В. Дунаев, В. Н. Леонтьев // *Целлюлоза. Бумага. Картон.* – 2006. – № 6. – С. 47-48.

77. Мурзич, А. Ф. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха: учебное пособие: [по специальностям 100700 «Промышленная теплоэнергетика», 100800 «Энергетика теплотехнологий»] / А. Ф. Мурзич, М. Н. Чайка; Министерство науки и образования Российской Федерации, Санкт-

Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2004. – 92 с. – ISBN 5-230-14385-1.

78. Левитан, Б. М. Вентиляция на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности / Б. М. Левитан. – Москва: Лесная промышленность, 1972. – 168 с.

79. Бельский, А. П. Вентиляция бумагоделательных машин / А. П. Бельский, М. Д. Лотвинов. – Москва: Лесная промышленность, 1990. – 216 с. – ISBN 5-7120-0235-3.

80. Бойков, Л. М. Повышение эффективности сушки путем модернизации пароконденсатных систем бумагоделательных, картоноделательных машин и гофроагрегатов / Л. М. Бойков – [2-е изд., испр. и доп.]. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2015. – 575 с. – ISBN 978-5-91646-080-3.

81. Могильный, А. Н. Оптимизация структуры и свойств текстильных материалов технологического назначения / А. Н. Могильный. – Санкт-Петербург: ООО «Недра», 2000. – 104 с. – ISBN 5-86093-079-8.

82. Луканин, П. В. Отопительно-вентиляционные системы в целлюлозно-бумажной промышленности: учебное пособие: [по направлению 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»] / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, Е. Н. Громова. – Санкт-Петербург: ВШТЭ СПбГУПТД, 2018. – 200 с. – ISBN 978-5-91646-153-4.

83. Сибикин, Ю. Д. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: учеб. пособие для студ. сред. проф. образования / Ю. Д. Сибикин. – 3-е изд. – М.: «Академия», 2004. – 304 с. – ISBN 5-7695-1611-9.

84. Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 2013.

85. Луканин, П. В. Экономия топлива при использовании термокомпрессоров на ТЭЦ / П. В. Луканин, В. И. Саунин // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 1996. – С. 162-164.

86. Луканин, П. В. Интенсификация процессов сушки и снижение удельных расходов тепла на сушку бумаги и картона: отчет по теме № 311, р.4; № ГР 01.84.0027.329 / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, Н. И. Никольский [и др.]. – Ленинград: ЛТИ ЦБП, 1985.

87. Самойло, В. Н. Оценка тепловой эффективности работы бумагоделательной машины / В. Н. Самойло // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1988. – № 7. – С. 13-15.

88. Экономия тепловой энергии на целлюлозно-бумажных предприятиях / В. П. Долгополов, И. В. Жежеленко, В. И. Хойнов, А. Г. Балакин. – Москва: Лесная промышленность, 1986. – 120 с.

89. Галеева, Н. А. Производство полуцеллюлозы и целлюлозы высокого выхода / Н. А. Галеева. – Москва: Лесная промышленность, 1970. – 320 с.

90. Pernestal K., Utvecklings, S. Heat pump applications in the pulp and paper industry // Energy Technolodgy. – 1983. – 2. – P. 8-12.

91. Kappel J., Schweinzer F., Weinmann. Eine Betrachtung Über die Einsatzmöglichkeiten von Wärmepumpen bei der Papiertrocknung // Wochenblatt für Papierfabrikation. – 1984. – № 7. – С. 233-238.
92. Robb G.A., Barton, H.J., Robb, C.A. Current status of industrial heat pumps and newsprint mill applications. – 69th. Ann Meeting of Techn. Sect. CPPA. – 1983. – 2. – P. 217- 221.
93. Ryham R. Publishers installs a new TMP heat recovery system at Oregon City mill // Pulp and Paper. – 1984. – P. 78-79.
94. Blamberg K.M. TMP clean steam recovery for paper drying // TAPPI. – 1983. – 66. – № 6. – P. 69-70.
95. Krishnan K. Thermocompressors offers low-cost, efficient recycling of dryer steam // Pulp and Paper. – 1982. – 56. – P. 160-161.
96. Moreland R. Development and design of an electric heat pump for the generation of process steam // Ind. Appl. Heat Pumps. – 1982. – P. 24-26.
97. Moreland R. Heat pumps gets up steam // Flec. Rev. – 1982. – 13. – P. 210.
98. Chinara C., Kruska, D. Recuperation de la energia y del agua durante el secado del papel utilizado la bomba termica // Cr.paper. – 1978. – № 61. – P. 9-13.
99. Павлов В. С., Крюков, Л. А. Утилизация низкопотенциального тепла на предприятиях ЦБП // Бумажная промышленность. – 1985. – № 9. – С.18-19.
100. Павлов В. С., Крюков, Л. А. и др. Утилизация тепла паровоздушной смеси абсорбционными машинами // Бумажная промышленность. – 1981. – № 1. – С. 21-23.
101. Филиппов, С. П. Перспективы применения тепловых насосов в России / С. П. Филиппов, М. Д. Дильман, М. С. Ионов // Энергосвет. – 2011. – № 5. – С. 42-45.
102. Багаутдинов, И. З. Мировая тенденция внедрения тепловых насосов в систему отопления и горячего водоснабжения / И. З. Багаутдинов, Н. Е. Кувшинов // Международный научный журнал «Инновационная наука». – 2016. – № 3. – С. 44-45.
103. Schiefelbein K. Перспективы применения тепловых насосов «воздух-вода» // KiluftundKaltetechnik. – 2000. – № 9. – С.418-423, ил.; (нем.). – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.06-22. – С. 302.
104. Теплонасосные установки серии Vitocal 300 // Warmetechnik-Versorgungstechnik. – 2001. – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.03-22. – С. 272.
105. Сакураба И. Разработка сверхэффективного теплового насоса // DenkihyoronElec. Rev. – 2000. – 85 [прил.]. – June. – С. 54-57: ил, табл. 2. – (яп.). – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.11-22. – С. 273.
106. Степанов, И. Р. Перспектива применения теплонасосных установок в районах европейского Севера России / И. Р. Степанов // Государственная Академия Наук, Кольский научный центр, Институт физико-технических проблем энергетики Севера: сборник трудов. – Апатиты, 1999. – С. 53.
107. Hartman K. Натурные испытания тепловых насосов класса “воздух-воздух” // ТАВ: TechnikamBau. – 2000. – № 2. – С. 51-54, 56. – (нем.). – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.02-22. – С. 261.

108. Огуречников, Л. А. Энергосбережение в зоне децентрализованного теплоснабжения / Л. А. Огуречников // Промышленная теплоэнергетика. – 2013. – № 6. – С. 8-11.
109. Gibson T. ТНУ в домах горного курорта \ //AirCond., Heat. And Befrig. News. – 1998. – № 3. – С. 64-66. – (англ.). – РЖ Энергетика. – 1998. – № 7. – С. 255.
110. Новости от Carrier в 2000 году // Холодильная техника. – 2000. – № 5. – С. 15.
111. Модульная мультисистема VRF – новая разработка компании Toshiba // АВОК. – 2001. – № 2. – С.72. – (рус.). – РЖ Энергетика. – 2002. – 02.03-22. – С. 270.
112. Schmid W. Комбинированная установка кондиционирования отопления // HLH: Heizung. Luftung. Klima. Haustechnik. – 1997. – № 12. – С. 50-51. – (нем.). – РЖ Энергетика. – 1998. – С. 241.
113. Окружающая среда в качестве источника энергии для теплового насоса // SonneWirdundWarme. – 2000. – № 1. – С. 59, табл.; (нем.). – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.06-22. – С. 300.
114. Тепловой насос // TAB: TechnikamBau. – 1997. – № 3. – С. 127 – (нем.). – РЖ Энергетика. – 1997. – С. 244.
115. Sanner B. Тепловые насосы класса “грунт-вода” и использование тепла грунта // KlimaHaustechnik. – 2000. – № 2. – С. 56-60; (нем.). – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.03-22. – С. 269.
116. Тепловые насосы на выставке проектов ЭКСПО-2000 // Kalte-undKlimatechnik. – 2000. – № 1. – С. 30-32, 34, 36, 38: 15 ил. – (нем.) . – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.09-22. – С. 296.
117. Использование геотермальной энергии в Чехии // EuroheatandPower: Fernwarmeint. – 2000. – № 11. – С. 4-6. – (нем.). – РЖ Энергетика. – 2002. – 02.01-22. – С. 277.
118. Petrak U., Petrak M. Аммиачный тепловой насос // Kalte-undKlimatechnik. – 2000. – № 7. – С. 316-318. – (нем.). – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.05-22. – С. 276.
119. Lind O. Тепловой насос может покрыть 90 % тепловой потребности общины Lysaker // NordEnergie. – 1999. – № 1. – С. 10-11, 18. – (нем.). – РЖ Энергетика. – 2001. – 01.05-22. – С. 276.
120. Калнинь, И. М. Тепловые насосы: вчера, сегодня, завтра / И. М. Калнинь, И. К. Савицкий // Холодильная техника. – 2000. – № 10. – С. 2-6.
121. Hilden Ph. Тепло Земли и тепловые насосы // Varmer-OchJanitetstekn. – 1999. – №2-3. – С. 8-10. – (швед.). – РЖ Энергетика. – 2000. – 00.12-22. – С. 387.
122. Перевод центрального теплового насоса в Швеции с хладагента R500 на R134a // Холодильная техника. – 1998. – № 5. – С. 5.
123. Султангузин, И. А. Тепловые насосы для российских городов / И. А. Султангузин, А. А. Потапова, А. В. Говорин, А. В. Албул // Энергосбережение. – 2011. – № 1. – С. 66-70.
124. Пустовалов, Ю. В. Об удельных расходах первичной энергии в парокомпрессионных и абсорбционных ТНУ / Ю. В. Пустовалов // Теплоэнергетика. – 1985. – № 9. – С. 47-52.

125. Саунин, В. И. Энергетическая эффективность теплоснабжения от ТЭЦ и парокомпрессионных теплонасосных установок / В. И. Саунин, П. В. Луканин; Ленинградский технологический институт целлюлозно-бумажной промышленности (ЛТИ ЦБП). – Ленинград, 1988. – Деп. в Информэнерго № 2695-н.

126. Луканин, П. В. Удельные расходы топлива при теплоснабжении от ТЭЦ и компрессионных теплонасосных установок семинара / П. В. Луканин, В. И. Саунин // О коренном улучшении топливно-энергетических ресурсов на предприятиях отрасли: тезисы докладов Всесоюзного семинара. – Волжск: Марийский ЦБК, 1988. – С. 80-84.

127. Программа JGA. Тепловые насосы в области международного сотрудничества // Befrig. Clim. Conf. and EnergyConerv.: Febr.11-14, 1996. – Paris. – 1996. – P.237.

128. Ананьев, В. С. Наша стратегия – комплексный подход. Хладагенты фирмы «Дюпон» / В. С. Ананьев // Холодильная техника. – 1998. – № 1. – С. 19-22.

129. Калнинь, И. М. Бизнес и инвестиции в области возобновляемых источников энергии в России. Проекты теплоснабжения на базе тепловых насосов / И. М. Калнинь // Холодильная техника. – 1999. – № 7. – С. 2-4.

130. Луканин, П. В. Состояние и перспективы применения тепловых насосов для утилизации низкопотенциальной теплоты / П. В. Луканин, В. И. Саунин // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвузовский сборник научных трудов. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2002. – С. 115-118.

131. Луканин, П. В. Источники низкопотенциальной теплоты в теплонасосных установках / П. В. Луканин, В. И. Саунин // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2006. – С. 37-41.

132. Луканин, П. В. Парокомпрессионная ТНУ для использования тепла сбросных вод ЦБП: отчет по гос. бюджетной работе за 1983/84 учебный год / П. В. Луканин, Н. И. Никольский, В. И. Саунин. – Ленинград: ЛТИ ЦБП, 1984.

133. Луканин, П. В. Современное состояние использования ВЭР с помощью ТНУ, применяемых в ЦБП: отчет по гос. бюджетной работе за 1984/85 учебный год / П. В. Луканин, Н. И. Никольский, В. И. Саунин. – Ленинград: ЛТИ ЦБП, 1985.

134. Луканин, П. В. Утилизация сбросной воды предприятий ЦБП: отчет по гос. бюджетной работе за 1985/86 учебный год / П. В. Луканин. – Ленинград: ЛТИ ЦБП, 1986.

135. Луканин, П. В. Экспериментальное исследование теплонасосной установки применительно к условиям работы предприятий ЦБП / П. В. Луканин, Н. И. Никольский, В. Н. Маслюков // Химия и технология бумаги: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТА, 1987. – С. 146-148.

136. Луканин, П. В. Применение теплонасосных установок на предприятиях ЦБП / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, Н. И. Никольский, В. И. Саунин // Бумажная промышленность. – 1987. – № 5. – С. 22-23.

137. Луканин, П. В. Утилизация низкопотенциальной тепловой энергии на предприятиях ЦБП с применением теплонасосных установок / П. В. Луканин // Актуальные проблемы лесного комплекса: сборник научных трудов по итогам 5-ой международной научно-технической конференции «Лес-2004». – Брянск: БГИТА, 2004. – С.89-91.

138. Сильман, М. А. Продукция московского завода «Компрессор». Тепловые насосы / М.А. Сильман // Холодильная техника. – 2000. – № 9. – С. 20-21.

139. Луканин, П. В. Возможности применения теплонасосных установок на ЦБК / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // ЦБП и лесохимия: информационный сборник. – 1990. – Вып. 2.

140. Луканин, П. В. Некоторые технико-экономические проектные показатели перевода котельной ОАО СПб КПК в промышленно-отопительную ТЭЦ / П. В. Луканин, В. И. Саунин, В. Д. Иванов // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2002. – С. 153-157.

141. Луканин, П. В. Применение тепловых насосов в системах централизованного теплоснабжения / П.В. Луканин, Т. Ю. Короткова // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2005. – С.110-116.

142. Луканин, П. В. Тепловые насосы – состояние и перспективы / П. В. Луканин, В. И. Саунин // 5-й Минский международный форум по тепло- и массообмену, Минск, 24-28 мая 2004: тезисы докладов. – Минск: Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова, 2004. – Т. 2. – С. 103-105.

143. Осадчий, Г. Б. Альтернативный тепловой насос / Г. Б. Осадчий // Экология и промышленность России. – 1997. – № 7. – С.14-17.

144. Афанасьев, В. В. О возможности использования тепловых насосов в Омской области / В. В. Афанасьев, В. Т. Илюшенко // Холодильная техника. – 1999. – № 9. – С. 13-14.

145. Бухарин, Н. Н. Перспективы создания типоразмерных рядов холодильных машин тепловых насосов на базе унифицированных осевых компрессоров / Н. Н. Бухарин, В. В. Огнев, М. В. Лопатин // Холодильная техника. – 2001. – № 4. – С. 16-18.

146. Тепловые насосы для городского хозяйства и задачи повышения эффективности компрессоров теплонасосных и холодильных установок // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 1997. – № 1, 2. – С. 43-48, 143, 146-147. – (рус.). – РЖ Энергетика. – 1998. – С. 248.

147. Ландквист, П. Эволюция тепловых насосов / П. Ландквист // Энергосбережение. – 2011. – № 5. – С.72-75.

148. Ковалев, О. П. Теплонасосные установки. Термодинамические основы, использование / О. П. Ковалев. – Владивосток, 2007. – 109 с.

149. Теплофизические основы получения искусственного холода: справочник / под редакцией А. В. Быкова. – Москва: Пищевая промышленность, 1980. – 232 с.
150. Холодильные компрессоры: справочник / А. В. Быков, Э. М. Бежанишвили, И. М. Калнинь [и др.]; под редакцией А. В. Быкова. – Москва: Пищевая промышленность, 1981. – 280 с.
151. Быков, А. В. Перспективы создания крупных турбокомпрессионных машин для теплонасосных установок / А. В. Быков, И. М. Калнинь, Б. Л. Цирлин // Теплоэнергетика. – 1978. – № 4. – С. 25-28.
152. Захаров, В. М. Загадки озоновых дыр / В.М. Захаров // Известия. – 1988. – 26 марта (№ 86). – С. 3.
153. Монреальский протокол по веществам, разрушающим озоновый слой. Международный протокол к Венской конвенции об охране озонового слоя. 16 сентября 1987.
154. Цветков, О. Б. Озонабезопасные хладагенты / О. Б. Цветков, А. В. Бараненко, Ю. А. Лаптев, С. З. Сапожников, Д. М. Ховалыг, Г. Л. Пятаков // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». – 2014. – № 3. – С. 98-111.
155. Цветков О. Б. Холодильные агенты на посткиотском экологическом пространстве // Холодильная техника. – 2012. – № 1. – С. 70-72.
156. Правительство Российской Федерации. Постановление № 228 от 24.03.2014 года. О мерах государственного регулирования потребления и обращения веществ, разрушающих озоновый слой. – Москва. – 24.03.2014. – № 228.
157. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – Москва: Энергия, 1968. – 279 с.
158. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – Москва: Энергия, 1973. – 296 с.
159. Соколов, Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учебное пособие для вузов / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – 2-е изд., перераб. – Москва: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
160. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
161. Луканин, П. В. Эксергетический анализ работы теплонасосной установки ТХМТ-4000 применительно к условиям предприятий ЦБП / П. В. Луканин, Н. И. Никольский, А. А. Кузьмин // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТА, 1988. – С. 144-147.
162. Лейтес, И. Л. Теория и практика химической энерготехнологии / И. Л. Лейтес, М. Х. Сосна, В. П. Семенов. – Москва: Химия, 1988. – 280 с.
163. Гохштейн, Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Д. П. Гохштейн. – Москва: Энергия, 1969. – 368 с.
164. Луканин, П. В. Эксергетические методы оценки эффективности теплотехнологических установок: учебное пособие / П. В. Луканин, В. Г. Казаков,

О. С. Смирнова; [по направлению подготовки 140100 «Теплоэнергетика и теплотехника», по профилю подготовки «Промышленная теплоэнергетика» и аспирантов по специальности 05.14.04 «Промышленная теплоэнергетика»]; Министерство образования и науки Российской Федерации, Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров. – Санкт-Петербург: СПбГТУ РП, 2011. – 93 с.

165. Казаков, В. Г. Эксергетический анализ тепловых схем гидрометаллургических процессов / В. Г. Казаков, И. З. Певзнер, М. Я. Фитерман // Изв. вузов: Энергетика. – 1975. – № 4. – С. 76 – 81.

166. Луканин, П. В. Эксергетический анализ технологических схем производства целлюлозы и бумаги / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова // Промышленная энергетика. – 2009. – № 11. – С. 43-46.

167. Луканин, П. В. Упрощенный метод определения эксергетического КПД сложной тепловой схемы технологического процесса / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова // Промышленная энергетика. – 2010. – № 1. – С. 38-41.

168. Луканин, П. В. Построение эксергетических диаграмм по методу приращений эксергетических тепловых потоков / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова // Промышленная энергетика. – 2010. – № 6. – С. 50-52.

169. Луканин, П. В. Исследование эффективности работы экспериментальной теплонасосной установки на фреонах R11 и R12 / П. В. Луканин, Н. И. Никольский, А. А. Кузьмин // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТА, 1989. – С. 105-107.

170. Луканин, П. В. Влияние параметров рабочего тела на энергетическую эффективность теплонасосной установки / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // Целлюлоза. Бумага. Картон. – 1992. – № 10. – С. 11.

171. Луканин, П. В. Влияние термодинамических свойств рабочего тела на энергетическую эффективность теплонасосной установки / П. В. Луканин, В. Н. Крачун // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов: Ч.2. – Санкт-Петербург: СПбТИ ЦБП, 1992. – С. 30-34.

172. Луканин, П. В. Влияние свойств рабочего тела на массогабаритные показатели теплонасосных установок / П. В. Луканин, Н. И. Никольский // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТИ ЦБП, 1988. – С. 48-52.

173. Сакун, И. А. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / И. А. Сакун, Е. М. Бамбушек, Н. Н. Бухарин [и др.]. – Ленинград: Машиностроение, 1987. – 423 с.

174. Данилова, Г. Н. Теплообменные аппараты холодильных установок / Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов [и др.]. – Ленинград: Машиностроение, 1986. – 303 с.

175. Луканин, П. В. Особенности работы теплонасосной установки ТХМТ-4000 на различных рабочих телах применительно к Светогорскому ЦБП / П. В. Луканин, Н. И. Никольский, В. И. Саунин [и др.] // Проблемы экономии

топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТА, 1990. – С. 108-112.

176. Луканин, П. В. Испытания экспериментальной теплонасосной установки / П. В. Луканин, Н. И. Никольский // Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТА, 1986. – С.133-137.

177. Луканин, П. В. Влияние температуры рабочего тела на эффективность работы теплонасосной установки / П. В. Луканин, Н. И. Никольский, В. И. Саунин // Повышение эффективности холодильных машин и термо-трансформаторов: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТА, 1986. – С. 12-14.

178. Технический проект ТХМТ-4000. – Москва: ВНИИХолодмаш, 1983. – 137 с.

179. Луканин, П. В. О применении теплонасосных установок в вентиляционной системе КДМ / П. В. Луканин, В. И. Саунин, А. П. Гофлин [и др.] // О коренном улучшении топливно-энергетических ресурсов на предприятиях отрасли: тезисы докладов Всесоюзного семинара. – Волжск: Марийский ЦБК, 1988. – С. 77-79.

180. Рис, В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В. Ф. Рис. – 3-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Машиностроение, 1981. – 351 с.

181. Луканин, П. В. Зависимость коэффициента преобразования теплонасосной установки от температуры рабочего тела / П. В. Луканин, Н. И. Никольский, В. И. Саунин // Химия и технология бумаги: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТА, 1986. – С. 113-114.

182. Луканин, П. В. Эксергетический анализ технологии производства сульфатной целлюлозы / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова // Промышленная энергетика. – 2011. – № 7. – С. 37-42.

183. Луканин, П. В. Методический подход к анализу энергетической эффективности предприятий ЦБП / П. В. Луканин, М. Н. Игольницын, В. Г. Завадский // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2005. – С. 135-140.

184. Луканин, П. В. Задачи повышения эффективности энергообеспечения предприятий ЦБП / П. В. Луканин, М. И. Игольницын // Ресурсо- и энергосбережение в целлюлозно-бумажной промышленности и городском коммунальном хозяйстве: сборник трудов Международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2005. – С. 288-290.

185. Луканин, П. В. Анализ энергетической эффективности предприятий ЦБП / П. В. Луканин, М. И. Игольницын // Молодые ученые университета – ЛПК России: сборник докладов и сообщений научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2006. – С. 131-133.

186. Луканин, П. В. Энергетика теплотехнологии в ЦБП / П. В. Луканин, В. Г. Казаков // Энергетика в ЦБП: сборник трудов Международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2008. – С. 5-9.

187. Луканин, П. В. Использование низкотемпературного тепла на целлюлозно-бумажных предприятиях / П. В. Луканин // Актуальные вопросы развития целлюлозно-бумажной промышленности России: 3-я Международная техническая конференция «Тренды и новейшие технологии» в рамках Международного Лесного Форума. – Санкт-Петербург, 2008. – С. 21-25.

188. Луканин, П. В. Основы формирования энергетической политики заводов ЦБП / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова // Повышение эффективности тепловых хозяйств предприятий: сборник трудов IV Международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2011. – С. 6-8.

189. Луканин, П. В. Лес пора начинать выращивать под нужды переработки / П. В. Луканин // Северо-Запад: стратегия партнерства. – 2015. – № 3. – С. 36-37.

190. Луканин, П. В. Проблемы энергосбережения на целлюлозно-бумажных предприятиях России / П. В. Луканин // IV научно-техническая конференция «Леса России: политика, промышленность, наука, образование», Санкт-Петербург, 22-25 мая 2019: тезисы докладов. – Санкт-Петербург: ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2009. – С. 304-306.

191. Луканин, П. В. Об энергосбережении на целлюлозно-бумажных предприятиях / П. В. Луканин // XXIV Международный биос-форум и молодежная биос-олимпиада, 19-24 сентября 2019. Книга 1. – Санкт-Петербург: Издательство «Любович», 2019. – С.47-50.

192. Патент № 2412293 Российская Федерация, МПК D21C 11/06(200.1). Способ регенерации тепла дымовых газов: № 2009120989/12: заявл. 02.06.2009: опубл. 20.02.2011 / Луканин П. В., Казаков В. Г., Самойло В. Н.; заявитель СПбГТУРП. – 7 с.: ил.

193. Технология целлюлозно-бумажного производства: Справочные материалы; В 3 т. Т.1. Сырье и производство полуфабрикатов. Ч.2. Производство полуфабрикатов. – СПб.: Политехника, 2003. – 633 с.; 24 см. – 1000 экз. – ISBN 5-7325-0708-6.

194. Патент № 2415984 Российская Федерация, МПК D21C 11/00 (2006.01) Гидрохимический способ регенерации натриевых щелочей: № 2010114483/12: заявл. 12.04.2010: опубл. 10.04.2011 /Луканин В. П., Казаков В. Г., Смирнова О. С.; заявитель СПбГТУРП. – 6 с.: ил.

195. Луканин, П. В. Технология теплоты в гидрохимическом способе регенерации химикатов производства сульфатной целлюлозы / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова // Промышленная энергетика. – 2012. – № 11. – С. 44-48.

196. Луканин, П. В. Эксергетический анализ технологий на выпарных станциях производства сульфатной целлюлозы / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова // Промышленная энергетика. – 2011. – № 11. – С. 44-47.

197. Луканин, П. В. Энергоэкологические аспекты в процессе переработки черного щелока сульфатной целлюлозы: тезисы докладов / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. В. Федорова // XX Менделеевский съезд по общей и прикладной химии. – Екатеринбург: Уральское отделение Российской Академии Наук, 2016. – 512 с.

198. Патент № 79168 Российская Федерация, МПК F28F 1/40 (2006.01), RU 79168. Струйный трансформатор теплоты: № 2008129721/22: заявл. 18.07.2008: опубл. 20.12.2008 / Луканин П. В.; заявитель СПбГТУРП. – 3 с.: ил.

199. Патент № 2670855 Российская Федерация, МПК D21C 3/02 (2006/01). Способ варки технологической щепы в производстве целлюлозы: №2017122501: заявл. 26.06.2017: опубл. 25.10.2018 / Луканин П. В., Казаков В. Г., Федорова О. В., Субботина К. О.; заявитель СПбГУПТД. – 2 с.

200. Патент № 2634380 Российская Федерация, МПК D21C 11/00 (2006.01). Переработка черных щелоков в производстве целлюлозы: № 2016100886: заявл. 12.01.2016: опубл. 17.07.2017 / Луканин П. В., Казаков В. Г., Федорова О. В.; заявитель СПбГУПТД. – 6 с.

201. Патент № 2687986 Российская Федерация, МПК D21C 11/00 (2018.08). Способ регенерации натриевых солей из раствора черного щелока при производстве сульфатной целлюлозы: № 2018131322: заявл. 30.08.2018: опубл. 17.05.2019 / Луканин П. В., Казаков В. Г., Федорова О. В.; заявитель СПбГУПТД. – 2 с.

202. Патент № 88785 Российская Федерация, МПК F28D(2006/01). Теплообменник: № 2009127373/22: заявл. 16.07.2009: опубл. 20.11.2009 / Луканин П. В., Казаков В. Г., Смирнова О. С., Копытов Г. Г.; заявитель СПбГТУРП. – 2 с.

203. Патент № 100203 Российская Федерация, МПК F28D 7/00(2006/01). Шнековый теплообменник: № 2010105748: заявл. 17.02.2010: опубл. 10.12.2010 / Луканин П. В., Казаков В. Г., Смирнова О. С., Копытов Г. Г., Иванов В. В.; заявитель СПбГТУРП. – 2 с.: ил.

204. Луканин, П. В. Теплонасосные установки компримирования пара для утилизации низкопотенциальной теплоты промышленных предприятий / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // Повышение эффективности производства использования энергии в условиях Сибири: тезисы докладов региональной научно-технической конференции. – Иркутск: Политехнический институт, 1992.

205. Луканин, П. В. Экономия топлива от применения теплового насоса прямого компримирования / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // Целлюлоза. Бумага. Картон. – 1993. – № 10. – С. 41.

206. Луканин, П. В. Возможности применения теплонасосных установок в ЦБП / П. В. Луканин, В. И. Саунин // Внедрение современных технологий энергосбережения в промышленность и коммунальное хозяйство: тезисы докладов к научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 2000.

207. Луканин, П. В. Утилизация низкопотенциальной теплоты с помощью тепловых насосов из станции аэрации очистных сооружений в поселке Понтонный / П. В. Луканин, А. В. Герчина // Применение результатов дипломного проектирования студентов вузов Санкт-Петербурга в интересах социально-экономического развития города: сборник материалов. – Санкт-Петербург: СПбГУЭФ, 2008. – С. 43-44.

208. Луканин, П. В. Технология теплоты в процессе производства лигно-сульфонатов / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. С. Смирнова // Промышленная энергетика. – 2012. – № 7. – С. 35-38.
209. Вейзман, В. Л. Грануляция щелочно-силикатных растворов / В. Л. Вейзман, Л. С. Ниссе, И. З. Певзнер // Цветная металлургия. – 1980. – № 10. – С. 29-30.
210. Луканин, П.В. Эксергетический анализ сушильной части бумагоделательной машины / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, В. Н. Самойло // Промышленная энергетика. – 2011. – № 1. – С. 35-38.
211. Луканин, П. В. Энергосбережение в сушильной части бумагоделательной машины / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, В. Н. Самойло // Промышленная энергетика. – 2011. – № 6. – С. 37-41.
212. Тимпе, У. Новый процесс регенерации тепла и химикатов из черного щелока сульфатцеллюлозного производства с применением гидропиролиза / У. Тимпе, У. Эверс // *Pulping Paper.* – 1972. – № 11. – С. 56-57.
213. Ма Кео, П. Быстрый пиролиз черного сульфатного щелока / Ма Кео П. // *Paperi Puu.* – 1995. – № 1/2. – С. 39-44.
214. Луканин, П. В. Модернизация технологического процесса переработки черных щелоков сульфатной целлюлозы / П. В. Луканин, В. Г. Казаков, О. В. Федорова, Д. Е. Самойленко // Журнал прикладной химии. – 2016. – Т. 89, Вып. 5. – С. 654-659.
215. Alén R., Carbon dioxide precipitation of lignin from alkaline pulping liquors / R.Alén, E.Sjostrom, P.Vaskirari // *Cellulose Chemistry and Technology.* – 1985. – v. 19, no 5. – p. 537-541.
216. Патент № 2651412 Российская Федерация, МПК D21C 3/02 (2006.01). Способ упаривания щелоков в производстве целлюлозы: № 2017122502: заявл. 26.06.2017: опубл. 19.04.2018 / Луканин П. В., Казаков В. Г., Федорова О. В., Субботина К. О.; заявитель СПбГУПТД. – 6 с.
217. Луканин, П. В. Оценка энергетической эффективности производства сульфатной целлюлозы методом приращения эксергий / П. В. Луканин // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2020. – № 2. – С. 3-11.
218. Патент № 2617569 Российская Федерация, МПК D21C 11/00 (2006.01). Способ кислотно-щелочной переработки черного щелока сульфатного производства целлюлозы: № 2014108629: заявл. 05.03.2014: опубл. 10.09.2015 / Луканин П. В., Казаков В. Г., Смирнова О. С.; заявитель СПбГТУРП. – 2 с.
219. Патент № 2696636 Российская Федерация, МПК D21C 11/00 (2006.01). Приготовление белого щелока производства сульфатной целлюлозы: № 2018131321: заявл. 30.08.2018: опубл. 05.08.2019 / Федорова О. В., Казаков В. Г., Луканин П. В.; заявитель СПбГУПТД. – 2 с.
220. Луканин, П. В. Влияние технологических параметров на извлечение органических соединений из растворов черного щелока производства сульфатной целлюлозы / П. В. Луканин, О. В. Федорова, В. Г. Казаков [и др.] // Вестник СПбГУПТД; Сер.1 Естественные и технические науки. – 2016. – № 4. – С. 49-52.

221. Луканин, П. В. Теплонасосная установка для отпуска горячей воды и пара / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТИ ЦБП, 1991. – С. 40-43.

222. Луканин, П. В. Тепловой насос для получения пара при утилизации низкопотенциальной теплоты / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // Бумажная промышленность. – 1990. – № 10. – С. 26-27.

223. Луканин, П. В. Особенности расчета осевого компрессора теплонасосной установки, работающего на парах вскипания сбросной воды / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин [и др.] // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. Ч.2. – Санкт-Петербург: СПбТИ ЦБП, 1992. – С. 22-26.

224. Луканин, П. В. Уточнение метода расчета осевых компрессоров, работающих на водяном паре в области низких давлений, в составе экологически чистых теплонасосных установок / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин [и др.] // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. Ч. 2. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 1993. – С. 21-23.

225. Луканин, П. В. Особенности работы осевых компрессоров ТНУ на водяном паре в области низких давлений / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, Н. Н. Гладышев [и др.] // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. Ч. 2. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 1995. – С. 25-27.

226. Луканин, П. В. Использование ЭВМ в расчетах парокompрессионных теплонасосных установок / П. В. Луканин, В. С. Павлов, С. В. Худяков // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Ленинград: ЛТА, 1990. – С. 115-117.

227. Луканин, П. В. Двухступенчатая парогенерирующая теплонасосная установка / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // ЭИ Целлюлоза. Бумага. Картон. – 1990. – Вып. 21. – С.25-28.

228. Луканин, П. В. Парогенерирующая теплонасосная установка прямого компримирования водяного пара / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // ЭИ Целлюлоза. Бумага. Картон. – 1990. – Вып. 21. – С. 31-32.

229. Луканин, П. В. Разработка оптимальных схем ТНУ прямого компримирования водяного пара для утилизации теплоты сбросной воды / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 1997. – С. 144-146.

230. Луканин, П. В. Утилизация теплоты паровоздушной смеси БДМ с применением теплонасосных установок / П. В. Луканин, А. П. Гофлин, В. И. Саунин // Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на промышленных предприятиях и ТЭС: межвузовский сборник научных трудов. Ч. 2. – Санкт-Петербург: СПбГТУРП, 1995. – С. 44-47.

231. Гофлин, А. П. Аэродинамический расчет проточной части осевых компрессоров для стационарных установок /А. П. Гофлин. – Ленинград: Машгиз, 1959. – 301 с.

232. Ласкин, А. С. Исследование нестационарных явлений в турбинной ступени: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ласкин Александр Семенович; Ленинградский политехнический институт имени М.И. Калинина. – Ленинград, 1964. – 12 с.

233. Грачев, И. Д. О подходе к развитию распределенной энергетики в Российской Федерации / И. Д. Грачев, С. А. Некрасов // Промышленная энергетика. – 2012. – № 12. – С. 2-8.

234. Стенников, В. А. Методы оценки эффективности энергоснабжения потребителей / В. А. Стенников, С. В. Жарков // Промышленная энергетика. – 2012. – № 12. – С. 16-22.

235. Федоров, В. А. Опыт разработки строительства и ввода в эксплуатацию малых электростанций / В. А. Федоров, В. М. Смирнов // Теплоэнергетика. – 2000. – № 1. – С. 9-13.

236. Луканин, П. В. Переоборудование промышленных котельных предприятий ЦБП в мини ТЭЦ / П. В. Луканин, В. И. Саунин // Целлюлоза. Бумага. Картон. – 2005. – № 5. – С.78-79.

Научное издание

**Луканин Павел Владимирович
Казаков Владимир Григорьевич
Волков Юрий Витальевич**

Энергосбережение на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности

Монография

Редактор и корректор М. Д. Баранова
Техн. редактор Д. А. Романова

Научное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 15.09.2025 г. Рег.№ 5131/25

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.