

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МАГНИТОГОРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Г.И. НОСОВА»

На правах рукописи



ДЕМИН ЮРИЙ КОНСТАНТИНОВИЧ

**РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ СХЕМЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО
ОХЛАЖДЕНИЯ СЖИМАЕМОГО ГАЗА В ПРОМЫШЛЕННЫХ
КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВКАХ**

Специальность 05.14.04 – Промышленная теплоэнергетика

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, доцент
Картавцев Сергей Владимирович

Магнитогорск – 2017

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	3
ГЛАВА 1 АНАЛИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР МЕТОДИЧЕСКИХ ОСНОВ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ ПРИ СЖАТИИ ТЕХНИЧЕСКИХ ГАЗОВ	7
1.1 Потребление сжатых газов	7
1.2 Затраты энергии на производство сжатых газов	11
1.3 Обзор методов энергосбережения при производстве сжатого газа	12
1.4 Обзор методических научных основ энергосбережения для совершенствования работы компрессорной установки	28
1.5 Выводы	34
1.6 Постановка цели и задач	35
ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ СХЕМЫ СИСТЕМЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СЖАТОГО ГАЗА В КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКЕ	36
2.1 Анализ работы компрессорной установки	36
2.2 Определение резерва энерго- и ресурсосбережения	39
2.3 Разработка перспективной энергоэффективной схемы промежуточного охлаждения сжимаемого газа в компрессорной установке	54
2.4 Уточнение разработанной схемы системы промежуточного охлаждения с учетом возможной технической реализации	59
2.5 Разработка методики подбора и выбор охлаждающего теплоносителя	73
2.6 Выводы	87
ГЛАВА 3 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ СХЕМЫ СИСТЕМЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ	88
3.1 Коэффициент эффективности	88
3.2 Цель математического моделирования	89
3.3 Задачи математического моделирования	89
3.4 Описание процесса	90
3.5 Выявление существенных свойств и факторов	95
3.6 Исходные данные	104
3.7 Основные ограничения и допущения	105
3.8 Описание математической модели	106
3.9 Результаты математического моделирования	112
3.10 Выводы	117
ГЛАВА 4 ЭНЕРГО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ СХЕМЫ СИСТЕМЫ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ В КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВКАХ	118
4.1 Оценка затрат на сжатие технических газов в действующем металлургическом производстве	118
4.2 Оценка энергосберегающего эффекта от использования жидких продуктов разделения воздуха в системе промежуточного охлаждения в компрессорных установках	125
4.3 Анализ суммарной экономии энергии от модернизации системы промежуточного охлаждения в компрессорных установках	127
4.3 Выводы	132
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	133
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	136
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	138
ПРИЛОЖЕНИЯ	155

Введение

Настоящее время характеризуется значительным ростом цен на энергоресурсы, поэтому энергосбережение и энергоэффективность в промышленной теплоэнергетике приобретает важное значение. Проблема энергосбережения является актуальной для любого промышленного предприятия и процесса, но особенно – для производящего энергоемкую продукцию.

В данной работе затрагиваются вопросы энергосбережения при сжатии промышленных газов, таких как воздух, азот и кислород, поскольку этот процесс является одним из наиболее энергоемких и масштабных. В числе основных причин высоких затрат энергии – малая эффективность системы промежуточного охлаждения сжимаемого газа.

Доля энергопотребления на производство сжатых газов на предприятиях черной металлургии составляет $5 \div 7\%$ от общего расхода энергии на производство основного продукта цеха, предприятия, а удельные расходы энергии на производство сжатого воздуха составляют от 80 до 140 кВт·ч/1000 м³ (в зависимости от типа компрессоров, условий охлаждения и эксплуатации) при электроприводе и $17 \div 20$ кг условного топлива на 1000 м³ при паротурбинном приводе компрессоров. Доля общего энергопотребления на сжатие воздуха в цветной металлургии колеблется от $8 \div 10\%$ до 60% в шахтных выработках и рудниках. Современное машиностроительное предприятие расходует 20-25% общего энергопотребления на привод компрессоров для сжатия воздуха.

Одним из существенных факторов, влияющих на перерасход энергии на компрессорных станциях, является недоохлаждение газа в промежуточных охладителях до температуры охлаждающего теплоносителя в летнее время и холодного источника в зимнее, достигающее 20-40 °С, и сброс теплоты сжатия в окружающую среду. Основной задачей энергосбережения, связанной с охлаждением газа в компрессорных установках, является снижение температуры сжимаемого газа при возможно меньших потерях на эксплуатацию системы охлаждения и использование отведенной теплоты с максимальной эффективностью. В качестве промежуточного охладителя чаще всего используется вода.

Проблема недоохлаждения в зимнее время связана с тем, что температура окружающей среды ниже температуры охлаждающей воды, ограниченной температурой замерзания 0 °С, а, следовательно, охлаждение сжатого газа до температуры окружающей среды может дать выигрыш в энергии на сжатие.

Проблема использования отведенной теплоты сжатия связана с ее низким температурным потенциалом.

Учитывая все вышесказанное, **целью** данной работы ставится: разработка энергоэффективной схемы системы промежуточного охлаждения крупных поршневых и центробежных компрессорных установок.

Объектом исследовательской работы является: промышленное производство сжатых газов.

Предметом исследовательской работы является: энергоэффективность процессов сжатия и охлаждения газа в компрессорной установке.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие **задачи**:

1. Оценка энерго- и ресурсосберегающего резерва при совершенствовании схемы системы промежуточного охлаждения.
2. Анализ работы компрессорной установки и разработка энергоэффективной схемы системы промежуточного охлаждения, комплексно учитывающей собственные нужды установки.
3. Разработка методики подбора теплоносителя для системы охлаждения. Выбор более подходящего с энергетической точки зрения охладителя для системы промежуточного охлаждения компрессорной установки.
4. Разработка математической модели работы компрессорной установки с энергоэффективной схемой системы промежуточного охлаждения и выбранными теплоносителями.
5. Исследование энергоэффективности разработанной схемы в зависимости от условий работы компрессорной установки на основе математической модели.
6. Оценка энерго-экономического эффекта от реализации разработанной схемы.

В работе использовались **методы исследования**, основанные на:

1. Эксергетическом методе термодинамического анализа работы компрессорной установки.
2. Методологии интенсивного энергосбережения.
3. Анализе и сравнении свойств различных теплоносителей.
4. Системном анализе системы промежуточного охлаждения в компрессорной установке.
5. Математическом моделировании процесса сжатия и охлаждения газа с последующим анализом полученных данных.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Разработана научно обоснованная энергоэффективная схема промежуточного охлаждения сжатого газа в компрессорных установках, учитывающая как максималь-

но глубокое охлаждение, так и использование теплоты сжатия с максимальной эффективностью.

2. Предложена методика выбора промежуточного теплоносителя для систем охлаждения и произведен выбор охлаждающего теплоносителя для системы промежуточного охлаждения газа в компрессорной установке.

Обоснованность и достоверность полученных в диссертационной работе научных результатов, выводов и рекомендаций обеспечиваются корректным использованием применяемого математического аппарата, теории теплообмена и термодинамики, методов математического моделирования, соответствием известным данным по работе компрессорных установок.

Практическая ценность состоит в следующем:

1. Разработана математическая модель работы компрессорной установки, позволяющая дать рекомендации по построению системы промежуточного охлаждения (тип рабочего тела и состав оборудования), а также оценить возможную экономию от ее реализации в зависимости от типа сжимаемого газа, количества ступеней сжатия компрессора, степени повышения давления и параметров окружающей среды.
2. Внедрение предложенных в работе решений открывает возможность сократить затраты энергии на сжатие газов более чем на 2%.

Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на: научных семинарах кафедры Теплотехнических и энергетических систем ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова» и научно-техническом семинаре кафедры Промышленных теплоэнергетических систем ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»; Национальном конгрессе по энергетике (2014 г. Казань, ФГБОУ ВО «КГЭУ»); XX и XXII Международной научно технической конференции студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (2014 и 2016 г. Москва, ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»); VI и VII Международной школе-семинаре аспирантов и молодых ученых «Энергосбережение – теория и практика» (2012 и 2014 г. Москва, ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ»); VII Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодежи «Энергосберегающей технологии в промышленности. Печные агрегаты. Экология» (2014 г. Москва, ФГАОУ ВО «НИТУ «МИСиС»); Научно-технической конференции «Теплофизика реакторов на быстрых нейтронах (Теплофизика 2014)» (2014 г. Обнинск ГНЦ РФ – ФЭИ); IX и X Международной молодежной научной конференции «Тинчуринские чтения» (2014 и 2015 г. Казань, ФГБОУ ВО «КГЭУ»); Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» (2011 и 2013 г. Екатеринбург, ФГАОУ ВО «УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»); 12-14-й Всероссийской

научно-практической конференции студентов, аспирантов и специалистов «Энергетики и металлургии настоящему и будущему России» (2011-2013 гг. Магнитогорск, ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»); 73-й Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы современной науки, техники и образования» (2015 г. Магнитогорск, ФГБОУ ВО «МГТУ им. Г.И. Носова»).

Работа была представлена на техническом совещании начальника Центра энергосберегающих технологий ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» (Протокол № ЦЭСТ-06/006 от 13.07.2016), по результатам которого постановили, что предлагаемая в диссертационной работе энергоэффективная схема системы промежуточного охлаждения может быть реализована на промышленном предприятии и представляет практическую значимость для кислородного цеха ОАО «ММК».

Основные теоретические и практические результаты диссертации опубликованы в 10 работах, среди которых три работы в ведущих рецензируемых изданиях, рекомендованных в действующем перечне ВАК, пять – в материалах международных и всероссийских конференций, одна – в международном сборнике научных трудов и одна – в ежемесячном журнале.

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 199 наименований, списка сокращений и условных обозначений и приложений. Основной текст изложен на 154 страницах машинописного текста и включает 66 рисунков и 10 таблиц. Приложения размещены на 33 страницах.

Глава 1 Аналитический обзор методических основ энергосбережения при сжатии технических газов

1.1 Потребление сжатых газов

Сжатый газ - это один из самых распространенных энергоносителей на любом промышленном предприятии, а совокупность устройств, связанных с его обработкой и распределением, включающих компрессоры, теплообменники, устройства очистки и осушки, транспортные и распределительные коммуникации, является достаточно сложной и энергоемкой промышленной системой, от уровня совершенства и эксплуатации которой зависят показатели технологических процессов, где сжатый газ используется [1].

Например, по сравнению с паром сжатый воздух более транспортабелен вследствие малых тепловых потерь, не имеет специфических потерь на начальную конденсацию, упруг, прозрачен, не имеет вредных веществ, не огнеопасен, быстро передает давление и его запас в природе неограничен [2, 3]. Пневмоприводы компактны, а также способны работать во влажной или взрывопожароопасной среде [4]. А применение продуктов разделения воздуха позволяет интенсифицировать технологические процессы в черной и цветной металлургии, химии, машиностроении и других отраслях промышленности, что в конечном итоге способствует увеличению выработки продукции, улучшению ее качества и снижению себестоимости [5].

Сжатые газы, особенно воздух, применяются [1, 2, 6-20]:

- В черной металлургии – в конвертерном, электросталеплавильном, прокатном производствах.

По количеству потребляемого кислорода черная металлургия занимает первое место. Потребность в кислороде крупного металлургического комбината достигает 150-250 тыс. м³/ч. Например, только для одной доменной печи требуется более 50-100 тыс. м³/ч кислорода. Азот и аргон находят широкое применение при выплавке, непрерывной разливке стали, при продувке межконусных пространств в доменном процессе, во время внепечной обработки для перемешивания расплава и создания защитных атмосфер. Расход кислорода на выплавку стали в конвертерных печах составляет 55-60 м³ на одну тонну металла. В электросталеплавильном производстве используется технический кислород, при этом удельный его расход – 15-20 м³ на одну тонну металла.

Сжатый воздух используется для дутья в доменной печи, бессемеровских конвертерах, мартеновских печах, прокатных станах, вагранках, горнах и т.д. Расход сжатого воздуха на единицу продукции для наиболее крупных технологических потребителей составляет:

- для производства чугуна 800-3500 м³/т чугуна,
- мартеновской стали 60-140 м³/т стали,
- конвертерной стали 30 м³/т стали, электростали 70 м³/т стали,
- на прокатных станах 20÷50 м³/т проката.

В прокатных цехах сжатый воздух расходуется главным образом на зачистку заготовок и готового проката. Удельный расход сжатого компрессорного воздуха:

На блюмингах и слябингах: 7-14 м³/т;

На станах:

- крупносортных: 20-50 м³/т;
- мелкосортных: 20-40 м³/т;
- листопрокатных: 20-30 м³/т.

• В цветной металлургии при выплавке меди, цинка, никеля, свинца, а также в процессах шахтной, взвешенной и конвертерной плавки цветных металлов применяется кислород. Аргон наряду с азотом используется при выплавке титана, циркония и ряда легированных сталей. Сжатый воздух применяется в шахтных печах для плавки окисленных руд и вторичного сырья со средним расходом воздуха на 1 м² сечения печи в области фурм 45÷65 м³/мин; конвертерах с единичным потреблением сжатого воздуха 180-850 м³/мин; барабанных сушилках (расход воздуха 4-12 м³/кг влаги); пневмотранспорте пыли и отходов; агломерационных машинах с продувкой воздуха через шихту; обжиговых конвейерных машинах и печах кипящего слоя с подачей воздуха в сопла (сжатый воздух или смесь с кислородом); пневмопушках для прочистки фурм.

• В литейном деле – для работы пескоструйных аппаратов, трамбовок, вибраторов, формовочных машин, обрубных молотков, пневматических подъемников, обдувки форм и т.д.

• В кузнечном деле – для работы молотов, обдувки штампов, дутья в нагревательные и термические печи; в машиностроении – для работы пневматических молотов, для зажима деталей, приспособлений и т.д.

• В горном деле и угольных шахтах – для работы врубовых машин, перфораторных молотков, горных буров, получения холода, транспортных нужд и т.д.

• В нефтяной промышленности – для подъема нефти (эрлифты), проходки нефтяных скважин и т.д.

• Для транспорта и связи – для подъемников, тормозов, пневматической почты и т.д.;

• В строительном деле – для работы бетононасосов, цемент-пушек, перфораторов, пневматических ломов, лопат, трамбовок, сверл, пульверизаторов для окраски, побелки, для забивания гвоздей и т.д.

- В машиностроении - для пневмомолотов, различного сборочного оборудования (отвертки, патроны, сверла и т. д.), зажимов деталей, газовых подвес, зачистных и окрасочных камер.

- В химической промышленности – для производства синтетического аммиака, азотной кислоты, ацетилена и других продуктов. Химическая и нефтехимическая промышленность являются вторым после металлургии потребителем кислорода и азота. Потребность в технологическом кислороде современного крупного химического комбината составляет 60-100 тыс. м³. Для производства ряда важных химических продуктов требуются большие количества кислорода и азота: серной кислоты – 240 м³/т кислорода, аммиака – 500 м³/т кислорода и 200 м³/т азота, ацетилена – 3600 м³/т кислорода, полиэтилена – 430 м³/т азота. Сжатый воздух подается как от компрессоров, входящих в состав блоков и установок, так и от компрессорных станций. Давление сжатого воздуха в системе в зависимости от потребителя может составлять от 0,4 ÷ 0,5 до 15 ÷ 20 МПа.

Наиболее емкие по использованию сжатого воздуха производства:

- азотной кислоты; расход воздуха с давлением 0,4 ÷ 0,5 МПа составляет около 4000 м³ на 1 тонну азотной кислоты. Производительность осевого компрессора в агрегате АК-72 составляет (180-190)·тыс. м³/ч;

- серной кислоты; на 1 т 100-процентной серной кислоты требуется 1500 ÷ 2000 м³ сжатого воздуха;

- один агрегат производительностью 56 т/ч аммиачной селитры потребляет около 500 ÷ 1000 м³/ч сжатого воздуха;

- на грануляцию аммиачной селитры потребляется (2,5 ÷ 2,8)·тыс. м³ сжатого воздуха на тонну продукта или (100 ÷ 700)·тыс. м³/ч на установку.

- В ракетно-космической технике жидкий кислород используется в двигательных установках космических ракет в качестве окислителя.

- В медицине жидкий азот широко применяется для консервации и длительного хранения крови, костного мозга и т.п., а также в криохирургии.

- В радио- и электротехнике неон, криптон и ксенон находят широкое применение в электроламповой и радиоэлектронной промышленности, а также при проведении исследований в различных отраслях промышленности.

- Общеизвестно применение воздуха для приточно-вытяжной вентиляции; для транспортирования соломы и сыпучих веществ; для очистки зерна, для аспирации в мельницах, для сепарации пыли, для дутья в печи и котельные установки; для нагнетания (наддува) в двигатели внутреннего сгорания, в камеры сгорания газотурбинных установок и для многих других процессов.

- Используется сжатый воздух также и в энергетике, полиграфической технике, для нужд автоматики и регулирования.

- Значительное количество сжатого воздуха потребляют воздуходелительные установки (ВРУ). Особенность потребления сжатого воздуха воздуходелительными станциями определяется спецификой самих ВРУ, эксплуатационные режимы которых трудно поддаются регулированию. Поэтому графики нагрузок воздушных компрессоров для ВРУ постоянны. Параметры сжатого воздуха как исходного сырья для воздуходелительных установок разнообразны и также определяются типом установок.

Установки большой производительности и низкого давления с единичным потреблением воздуха $(100 \div 400)$ -тыс. м³/ч обслуживаются турбокомпрессорами К-3000-61-1, К-3250-41-2, К-5500-42-1.

В установках средней и малой производительности давление потребляемого воздуха может быть $3 \div 20$ МПа, и для этих ВРУ используются поршневые, а в последнее время и винтовые компрессоры.

- В энергетике кислород применяется при паро-кислородной газификации бурых углей в газогенераторах с целью получения отопительного газа с более высокой теплотворностью; в камере сгорания МГД-генераторов, где воздух, обогащенный 50% кислородом позволяет повысить температуру продуктов сгорания и тем самым увеличить степень ионизации присадок, подаваемых в камеру сгорания. Сжатие для газотурбинных установок (ГТУ): воздуха, диоксида углерода, гелия и т.д., используется в том числе и на атомных электростанциях. Сжатие диоксида азота и диоксида углерода – в тепловых насосах.

Компрессоры входят в состав электрогенерирующей установки с воздушной турбиной и тепловым насосом (ТН), где для нагрева сжатого газа перед турбиной используется теплота земных недр, пропущенная через ТН.

Сжатый воздух и водород используется в механических системах аккумулирования энергии. Воздушно-аккумулирующие электростанции предназначены для аккумулирования избыточной электроэнергии с последующим ее возвращением в электрическую сеть при пиковых нагрузках и высокой стоимости электроэнергии. Пневматические накопители энергии аккумулируют энергию в виде сжатого воздуха. Технология сохранения энергии с помощью сжатого воздуха достаточно специфична, в современной практике данная система используется для хранения энергии и располагается в непосредственной близости от электростанции. В качестве резервуаров для хранения воздуха используют естественные или искусственные подземные пещеры, трубы большого диаметра.

Примеры воздушноаккумулирующих установок — Huntorf в Германии и McIntosh в США. Строится ВАЭС Norton мощностью 2700 МВт в штате Огайо, США. Предполагается, что ВАЭС общей мощностью от 12 до 40 ГВт могут быть созданы в США в ближайшие 5-10 лет. ВАЭС могут быть эффективным средством выравнивания выдачи мощности ветрокомплексов.

1.2 Затраты энергии на производство сжатых газов

В разных странах мира на сжатие тратится от 5 до 20% производимой электроэнергии [21]:

- В ЕС на производство сжатого воздуха расходуется около 10% потребляемой электроэнергии.
- В США на 70% предприятий установлены системы по сжатию воздуха. При этом, на привод компрессорного оборудования тратится до 10% производимой электроэнергии, однако при потреблении около 50% этой энергии теряется.
- В Японии на привод компрессорного оборудования тратится около 5% произведенной электроэнергии.
- В Китае на сжатие воздуха расходуется 9,4% потребляемой электроэнергии: на промышленных предприятиях 10-20% от общего потребления, а в текстильной промышленности более 35%.
- В России на привод компрессорного оборудования (без учета парка центробежных машин, работающих от газовых турбин) тратится до 20% производимой электроэнергии [22]. Доля расхода энергии [1, 2, 23-25] для производства сжатого воздуха на различные нужды колеблется от 5 до 90% от общего энергопотребления на производство конечного технологического продукта:

- для металлургического предприятия в среднем 25-28%:
 - в черной металлургии – 5÷7%,
 - в цветной металлургии – 8÷60%,

Удельные расходы энергии на производство сжатого воздуха составляют 80-140 кВт·ч/1000 м³ (в зависимости от типа компрессоров, условий охлаждения и эксплуатации) при электроприводе и 17÷20 кг условного топлива на 1000 м³ при паротурбинном приводе компрессоров:

- для машиностроительного предприятия – 20÷25%;

Компрессоры общего назначения (с давлением около 0,8 МПа) расходуют на производство 1 м³ воздуха около 0,1 кВт·ч электрической энергии, а суммарная

мощность приводов турбокомпрессорных установок (ТКУ), установленных на одной компрессорной станции, может достигать 20-30 МВт.

- для воздухоразделительных установок – 70÷90%;
- для предприятий горнодобывающей и угольной промышленности – 25%;
- для предприятий цементной промышленности – 14,7%;
- для предприятий пищевой промышленности – 3,7-18,4%.

При локальном снабжении удельные затраты электроэнергии на производство сжатого воздуха составляют 100-110 кВт·ч/тыс. м³, а при снабжении от централизованного источника – до 160 кВт·ч/тыс. м³ [26]. При этом более 75% общей стоимости затрат на работу компрессора в течение 5 – 10 лет приходится на потребленную электроэнергию. Эти затраты значительно превышают и стоимость самого оборудования, и затраты на его обслуживание [22].

Затраты электроэнергии на получение кислорода с мольной концентрацией 99,9% составляют 0,357 кВт·ч/кг, азота с концентрацией 99,99% – 0,421 кВт·ч/кг, 97% аргона – 19,558 кВт·ч/кг [27].

1.3 Обзор методов энергосбережения при производстве сжатого газа

В системах по производству сжатого газа имеются зачастую нереализованные возможности экономии энергии, например, за счет снижения давления, уменьшения утечек, оптимизации работы компрессорных станций, правильного выбора систем регулирования и управления, рекуперации тепловой энергии и др. [7].

Основными потерями эксергии при производстве технических газов являются [3]:

- E_k — электромеханические и внутренние потери в компрессоре, определяемые его КПД;
- $E_{с.о.}$ — потери в системе охлаждения;
- $E_{рег}$ — потери в системе регулирования при работе компрессора на частичных нагрузках;
- E_p — суммарные гидравлические потери в трубопроводах и вспомогательных элементах;
- $E_{ут}$ — потери, связанные с утечкой через неплотности.

Так как потери в элементах системы могут варьироваться в широких пределах, потребитель получает не более 50% энергии на входе в компрессор (энергии привода) $E_{пр}$. Баланс системы воздуходобывания представлен на рисунке 1.1.

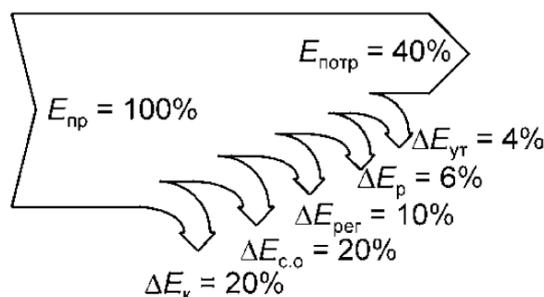


Рисунок 1.1 – эксергетический баланс системы воздухообеспечения

Касательно потерь энергии: в хорошо спроектированной сети сжатого воздуха [28] доля потерь энергии сжатого воздуха в проточной части компрессора составляет 40%, за счет трения в трубопроводах - 6%, а при охлаждении - 54%.

На работу воздушных компрессоров также большое влияние оказывает окружающая среда [29]:

1. Влияние изменения давления на всасывании. Повышение давления на всасывании атмосферного воздуха является эффективным средством увеличения производительности компрессора любого типа. Это повышение можно осуществить снижением сопротивления всасывающего тракта.
2. Влияние температуры воздуха в начале и в конце всасывания. Атмосферный воздух до поступления в цилиндр компрессора нагревается от соприкосновения с нагретыми клапанными коробками, стенками цилиндра, от соприкосновения с горячими поверхностями паропроводов, печей и потоками теплого воздуха от электродвигателей, что приводит к снижению производительности компрессора и увеличению расхода энергии на сжатие.
3. Влияние влажности воздуха. В атмосферном воздухе всегда содержится некоторое количество водяных паров, которое при постоянном давлении с повышением температуры увеличивается, а с понижением уменьшается. Наличие в атмосферном воздухе (всасываемом компрессором) водяных паров в незначительной степени уменьшает его производительность. Если же в процессе сжатия с охлаждением часть паров может сконденсироваться, то производительность компрессора уменьшается на значение, равное объему паров, конденсирующихся при охлаждаемом сжатии. При этих условиях удельный расход электроэнергии компрессора возрастает, так как часть энергии, затраченная на сжатие водяных паров, потеряла при конденсации свою работоспособность.

Таким образом, основными направлениями по сокращению энергопотребления КУ являются:

- I. совершенствование компрессора, его привода и системы регулирования;
- II. совершенствование системы подготовки сжатого газа, в первую очередь его осушки;

III. совершенствование системы охлаждения сжатого газа.

Далее более подробно будут рассмотрены перечисленные выше направления по совершенствованию КУ.

Совершенствование компрессора, его привода и системы регулирования

В плане совершенствования конструкции компрессора основным методом сокращения затрат энергии является снижение утечек и потерь энергии на трении в элементах КУ [30], а также потерь полного давления при движении газа в проточной части, во входном и выходном патрубке [31], что в отдельных случаях позволяет увеличить производительность компрессоров на 30% при незначительной неизменной потребляемой мощности [32].

Для эффективной работы КУ необходимо увеличение загрузки компрессоров за счет 100% нагрузки каждой работающей машины и сведения до минимума периодов работы с регулированием производительности [2]. Для этого необходима замена компрессорного оборудования и пневмомеханизмов, которые по типу, мощности и характеристикам не соответствуют технологическим и экономическим требованиям, а также организация эксплуатации оборудования в энергетически выгодных режимах [33]. Требуется снизить давление до минимального уровня необходимого для основных потребителей [4]. Оптимизация режима работы компрессора позволяет снизить затраты энергии на 15-50% [34].

Регулирование давления сжимаемого газа – эффективный метод экономии энергоресурса. Снижение давления на 0,01 МПа позволяет сократить его потребление примерно на 2%.

При совершенствовании системы управления КУ в первую очередь предлагается расширение диапазона дроссельного регулирования на всасе турбокомпрессоров в 1,5-2 раза [35], перевод компрессорного агрегата в режим "глубокого" дросселирования в нерабочее время [36], регулирование производительности компрессоров путем использования преобразователей частоты, использование мягких пускателей для плавного пуска и остановки двигателей [37, 38]. Наиболее экономичный и удобный способ регулирования – регулирование производительности изменением частоты вращения вала [3], что в случае использования электропривода осуществляется частотным регулированием, позволяющим экономить до 38% потребляемой приводом электроэнергии [39-42].

Учитывая все вышесказанное можно сделать вывод, что именно частотное регулирование компрессора и его привода является наиболее эффективным способом и открывает значительные возможности для сокращения затрат энергии на сжатие газов.

Совершенствование системы осушки сжатого газа

Наличие в атмосферном воздухе, всасываемом компрессором, водяных паров в незначительной степени уменьшает производительность компрессоров. Это наблюдается в процессе сжатия с охлаждением и конденсации части водяных паров. Удельный расход электроэнергии на привод компрессора возрастает, так как часть энергии, затраченная на сжатие водяных паров, теряется при их конденсации [3].

Обработка воздуха после компрессоров требует отделения от воздуха частиц пара, чтобы он не конденсировался в сети, и как можно более полное удаление масла.

Осушка сжатого воздуха может осуществляться несколькими способами:

1. Поглощение водяного пара гигроскопическими веществами.
2. Охлаждение сжатого газа в конечных газоохладителях до температуры ниже точки росы, с последующим отделением выпавшей влаги в специальном влагоулавливателе.
3. Вымораживание влаги в блоках холодильных машин.
4. Абсорбция водяного пара при прокачке воздуха через вещество высокой пористости (силикагель, активный глинозем, цеолиты).
5. Комбинация охлаждения воздуха с абсорбцией водяных паров.

Наиболее распространены следующие энергосберегающие мероприятия при осушке сжатого воздуха [43]:

1. Рациональная укладка воздухопроводов, в сочетании с правильным размещением водоотделителей. Перед потребителями также устанавливают водоотделители для максимально возможного осушения воздуха. Забор воздуха к потребителям следует производить из верхней части водоотделителей или воздухопроводов после отвода накопившейся воды.
2. Для организации переноса зоны выпадения влаги к утепленным водоотделителям целесообразно изолировать воздухопровод, что дает возможность сохранить теплоту воздуха, уменьшить его расход и позволяет иметь достаточно высокую температуру воздуха перед приемниками (60-80 °С), что обеспечивает их «сухую» работу.
3. Наиболее эффективным средством осушки воздуха является его подогрев перед потребителями с предварительным охлаждением и удалением всей выделившейся влаги. Подогрев воздуха, помимо экономии, приводит к его осушению, в результате чего температура воздуха в конце расширения остается еще достаточно высокой, и выпадение влаги или не происходит (особенно в случае предварительного охлаждения и водоотделения), или выпадает в небольших количествах.

Внедрение более современных установок по подготовке (очистке и осушке) сжатого газа (адсорбционные осушители) также позволяет уменьшить потери при осушке сжимаемого газа [4, 33, 43]. Наиболее низкие эксплуатационные затраты имеют воздушные охладители, за ними следуют водяные охладители, но последние дешевле по капитальным затратам в два раза и более [33]. При этом, несмотря на меньшую эффективность, при правильном проектировании, осушка путем охлаждения сжимаемого газа позволяет поддерживать удовлетворительную точку росы [44].

Таким образом, можно сделать вывод, что одним из наиболее эффективных, с точки зрения энергосбережения способом осушки сжимаемого газа является его охлаждение в конечном газоохладителе, установленном после компрессора. Следует отметить, что данный теплообменный аппарат является неотъемлемой частью системы промежуточного охлаждения, так как имеет с промежуточными газоохладителями один и тот же охлаждающий теплоноситель. Отсутствие в системе промежуточного охлаждения конечного газоохладителя также приводит к дополнительным затратам энергии на транспортировку сжатого газа до потребителя. Причиной повышения данных затрат является увеличение объема газа из-за повышенной температуры, и, как следствие, увеличение потерь при движении по трубопроводу из-за повышенной скорости.

Совершенствование системы охлаждения сжатого газа

Работоспособность, надежность и экономичность большинства КУ существенно связаны с отводом теплоты от сжимаемого газа с охлаждением цилиндра, редукторов, муфт, подшипников и электродвигателей. Процесс сжатия газа в компрессоре сопровождается значительным повышением температуры, которая при повышении давления может достигнуть 160-200 °С [3], ухудшить работу машины и привести к аварии.

С ростом температуры газа возникает [3, 33]:

- перегрев и концентрация напряжений в рабочих деталях в узлах;
- появляется опасность взрыва из-за воспламенения масляных паров в маслосмазываемых компрессорах.

С целью создания условий для нормальной работы компрессора необходимо во время его работы искусственно охлаждать газ. При этом проблема совершенствования системы охлаждения логично разделяется на две части:

- I. охлаждение газа до как можно более низкой температуры;
- II. использование отводимой теплоты сжатия.

В КУ применяются следующие способы охлаждения сжимаемого газа [45]:

- внутреннее охлаждение;
- выносное охлаждение;
- комбинированное (внутреннее и выносное) охлаждение;
- охлаждение впрыском охлаждающего теплоносителя.

Для сравнения различных способов охлаждения составлена таблица 1.1.

Таблица 1.1 – Способы охлаждения газов

Способ охлаждения	Внутреннее	Вынесенное	Впрыск
Техническая реализация	Теплообмен между сжимаемым газом и охлаждающим теплоносителем, протекающим в специально выполненных полостях корпуса компрессора либо обтекающим корпус	Теплообмен между сжатым газом и охлаждающим теплоносителем в вынесенных газоохладителях, расположенных между ступенями компрессора	Впрыск охлаждающего теплоносителя в поток газа перед первой ступенью компрессора, при этом способе теплота газа частично расходуется на испарение охлаждающей воды и температура конца сжатия существенно понижается
Преимущества	Компактность; существенно улучшаются условия смазки поршневых компрессоров	Большая площадь поверхности теплообмена; более простая конструкция установки; возможность отделения сконденсированной влаги и масла в специальные влагоотделители, установленные после конечных охладителей; экономичны в эксплуатации	Компактность; дешевизна
Недостатки	Усложнение конструкции компрессора; затрудненный теплообмен, вследствие ограниченности теплообменной поверхности; возможность конденсации влаги в проточной части компрессора;	Повышенная металлоемкость, вследствие наличия дополнительного вынесенного теплообменника.	Массообмен газа и теплоносителя; безвозвратные потери теплоносителя и теплоты сжатия

Таким образом, наиболее простым способом охлаждения, позволяющим использовать теплоту сжатия и отводить сконденсированную влагу является вынесенное охлаждение. Дан-

ный способ охлаждения в промышленности получил широкое распространение для крупных центробежных и поршневых компрессоров.

Далее будут подробно рассмотрены определенные выше аспекты совершенствования системы охлаждения КУ.

Охлаждение сжимаемого газа

В данной работе рассматриваются крупные промышленные центробежные и поршневые компрессоры с промежуточным охлаждением сжимаемого газа. Примеры таких компрессоров приведены в приложении 1.

Эффективность охлаждения сжатого газа в промежуточных и концевых охладителях напрямую сказывается на удельных затратах на сжатие (вследствие повышения температуры сжатого газа на входе в следующую ступень компрессора), результатом чего являются дополнительные затраты электроэнергии на привод компрессора [46]. Так, понижение температуры всасываемого воздуха увеличивает его плотность, и производительность компрессора возрастает прямо пропорционально изменению абсолютной температуры всасываемого воздуха, т.е. уменьшение температуры на $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ увеличивает производительность компрессора примерно на 1%. С понижением температуры засасываемого воздуха удельный расход энергии на сжатие воздуха до того же давления уменьшается пропорционально абсолютной температуре, а наиболее эффективным с энергетической точки зрения является изотермический процесс сжатия, однако он требует бесконечное число охладителей и, следовательно, значительных потерь давления [13, 47-51]. В России в среднем до 8% дополнительной сверх минимально необходимой мощности сжатия требуется на преодоление потерь в концевых и межступенчатых холодильниках. Расход воды, идущей на охлаждения сжимаемого газа в промежуточных теплообменниках, достигает значительных величин, так, для центробежных компрессоров К-1500 и К-3000 необходимо около 720 и 1000 м³/ч, соответственно [29, 52].

По способу передачи теплоты окружающей среде системы охлаждения подразделяются на системы с промежуточным теплоносителем и системы непосредственного охлаждения.

Системы охлаждения с промежуточным теплоносителем подразделяются, в свою очередь, на открытые водооборотные (наиболее распространены) и системы с закрытым контуром для промежуточного теплоносителя. В общем случае в состав систем охлаждения входят газо-, масло-, водоохладители, с помощью которых отводится теплота от сжатого воздуха, узлов трения, электродвигателя, а также оборудование для транспортировки к этим аппаратам воды и масла (насосы) и атмосферного воздуха (вентиляторы). Воздушное охлаждение малоэффективно и применяется в отдельных случаях для малых компрессоров. В среднем удельный расход

воды на охлаждение воздуха составляет в поршневых и ротационных компрессорах 4-8 л/м³; в турбокомпрессорах 6-12 л/м³. Рубашечное охлаждение дает незначительный экономический эффект из-за небольшой охлаждающей поверхности и невысокой интенсивности теплообмена. При полном охлаждении, т.е. охлаждении до начальной температуры, и при равном распределении работы между ступенями или группами ступеней (между холодильниками) экономия от охлаждения получается наибольшей. Скорость движения в холодильниках воды 2-2,5 м/с, газа до 20-25 м/с (в поршневых компрессорах вследствие возрастания сопротивления при подаче газа толчками скорость движения воздуха обычно не превышает 10 м/с). Гидравлическое сопротивление газоохладителей должно быть небольшим, желательно не более 0,01 МПа (по газовой стороне) [2, 33].

На крупных предприятиях источником водоснабжения являются естественные водоемы (река, озеро). Схема охлаждения компрессорной станции предусматривает цикл оборотной воды со следующими элементами: насосная станция с насосами нагретой и охлажденной воды, сборники нагретой и охлажденной воды, градирня и система водопроводов.

Основные преимущества открытых водооборотных систем связаны с высоким коэффициентом теплоотдачи со стороны воды. К недостаткам таких систем можно отнести нерентабельность утилизации низкотемпературной теплоты и потери охлаждающей воды.

Для поршневых компрессоров расчетная температура охлаждающей воды +15 °С (ГОСТ 18985-73), для центробежных – температура воздуха и воды +20 °С.

В течение 3-5 лет эксплуатации: производительность компрессоров снижается до 25%, а удельные энергозатраты при этом возрастают до 15%.

Первая причина – это некачественная вода, вызывающая отложение накипи и загрязнение поверхности теплообмена охладителей, толщина которых может достигать 10 мм, в результате чего недоохлаждение сжатого газа до заданной температуры составляет 20-70 °С (при допустимых 10-15 °С). Недоохлаждение воздуха в промежуточных охладителях турбокомпрессоров на каждые 10 °С приводит к снижению производительности на 1-5%, а повышение температуры выходящего из охладителя поршневого компрессора воздуха на каждые 6-8 °С – к перерасходу электроэнергии на 1% [25, 33, 53-55].

Считается, что наиболее экономичное охлаждение осуществляется при повышении температуры воды в теплообменнике на 15-20 °С. При этом не рекомендуется нагревать воду выше 40 °С, так как при более высоких температурах происходит выделение солей жесткости на теплообменных поверхностях. Даже при средней температуре воды на выходе 30-35 °С можно наблюдать отложение накипи вплоть до полной закупорки верхних рядов трубок теплообменника,

первыми соприкасающихся с горячим потоком воздуха (100-130 °С) [33]. Также вода склонна котложению продуктов кислородной коррозии и механических взвесей [56].

Следует отметить, что обратная вода при прохождении через градирни может загрязняться взвешенными веществами из атмосферного воздуха. При этом часть воды теряется, так в градирнях:

- открытых и брызгательных – 0,5-1,5%;
- башенных – 0,5-1%;
- вентиляторных (при наличии водоуловителей) - 0,3-5%.

В случае использования водохранилищ-охладителей для охлаждения 1 м³/ч воды на 8-10 °С необходимая площадь составляет от 30 до 50 м² [56, 57].

Вторая причина, также присущая открытым водооборотным системам, - это сезонное изменение температуры окружающего воздуха и, следовательно, температуры охлаждающей воды. Колебание температуры атмосферного воздуха от +20...+35 °С летом до -20...-35 °С зимой и соответственно воды от +20...+30 °С летом до +10...+15 °С зимой определяется географическим местоположением КУ [33].

Таким образом, в зимнее время температура окружающей среды ниже температуры охлаждающей воды, ограниченной температурой замерзания 0 °С, а, следовательно, замена охлаждающего теплоносителя и охлаждение сжатого воздуха до температуры окружающей среды может дать выигрыш в энергии на сжатие. Изменение температуры газа на входе приводит к существенному сдвигу характеристик центробежного компрессора: в условиях низких температур производительность его превышает номинальную на 10-20% [33]. Удельные расходы на сжатие в летнее время (+35 °С) отличаются от расходов в зимнее время (-30 °С) на 27%. При охлаждении воздуха на всасывании турбовоздуходувки в летнее время с 30 до 5 °С теоретически уменьшает расход энергии на 11% [58].

Ряд возможных теплоносителей представлен в таблице 1.2 [59-66].

Таблица 1.2 – Теплоносители

Теплоноситель	Плотность, кг/м ³	Температура, °С	
		плавление	кипение
Сплав 22,8% Na + 77,2% К	762	-12,5	784
ДС-200-2	871	-84	230
Водный раствор NaCl	1010	-21	105
Гидротерм 700-160	1136	-40	426,7
Четыреххлористый титан	1728	-23	135,9
Ртуть	13546	-38,9	357,3
Вода	1000	0	100

К приведенным теплоносителям можно добавить низкотемпературные жидкости: антифриз-65 (ГОСТ 159-52), полиметилсилокс (ГОСТ 13032-67) и смеси этиленгликоля (ГОСТ 11033-64) с дистиллированной водой (65%), не имеющих температурных ограничений. Но низкотемпературные жидкости дороги. Масло в качестве промежуточного теплоносителя применяется редко из-за низкой, по сравнению с водой, теплоемкости и высокой вязкости [33].

Замена охлаждающего теплоносителя возможна в закрытой системе охлаждения, где сжатый воздух охлаждается в штатных промежуточных и конечном теплообменниках, масло – в маслоохладителе, вентиляторный воздух электропривода – в своем теплообменнике. Промежуточный теплоноситель (химочищенная вода, антифриз, масло), циркулирующий с помощью насоса по закрытому контуру, отдает теплоту КУ окружающему воздуху в рекуперативном теплообменнике с вентилятором [33].

К промежуточному теплоносителю предъявляются требования – отсутствие в нем солей жесткости, вредных примесей и других загрязнений, химочищенная вода (ГОСТ 6709-72) при хороших теплофизических свойствах применима лишь в области положительных температур и не должна контактировать с атмосферным воздухом во избежание кислородной коррозии [33].

Для охлаждения промежуточного теплоносителя применяются аппараты воздушного охлаждения (АВО) [33, 56, 57].

АВО [33, 67-71] широко используются в нефтегазовой промышленности (системы охлаждения газо- и нефтеперекачивающих агрегатов, конденсаторы и холодильники для маловязких продуктов и др.), в электротехнике (охлаждение аппаратуры), а также в мобильных установках (радиаторы автомобилей, системы кондиционирования самолетов и др.).

Поскольку коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающего воздуха низок, то в АВО чаще всего используются поперечно-ребренные трубы, коэффициент ребрения которых доведен до 22. Стандартизованные теплообменные секции имеют от четырех до восьми рядов

труб по ходу охлаждающего воздуха, что определяет различную поверхность теплообмена. Кроме того, так как теплоемкость воздуха относительно невелика, требуется интенсивный воздухообмен. Например, для понижения температуры 1 м³ воды с 40 до 30 °С к градирне должно быть подведено около 1000 м³ воздуха, при температуре 25 °С, а к АВО около 5000 м³ [57].

Энергозатраты на привод вентиляторов АВО не превышают 2% от энергозатрат на электропривод компрессора

В системах охлаждения компрессоров с АВО в качестве теплорассеивающей установки по сравнению с традиционными открытыми водооборотными системами практически отсутствуют потери охлаждающей воды; исключением является промывка системы охлаждения. Это по сравнению с промышленными вентиляторными градирнями дает экономию примерно 15% от общего расхода охлаждающей воды, которую необходимо дополнительно подать в систему, произвести ее химобработку, соорудить систему водозабора и трубопроводов и др.

Для охлаждения оборотной воды шахтных компрессорных станций можно использовать холод откачиваемой шахтной воды с целью интенсификации теплообмена оборотного водоснабжения и повышения экономичности работы поршневых компрессоров (А.с. 1430706 СССР). Устройство для охлаждения оборотной воды (F 28 В 1/00 / Закиров Д.Г., Рыбин А.А. – БИ, 1988, №38) позволяет отказаться от строительства дорогостоящих охладителей башенного типа – градирен и в летних условиях охлаждать оборотную воду до 10-12 °С. Снижение температуры оборотной воды на 15-20 °С по сравнению с охлаждением в градирне дает возможность уменьшить температуру воздуха на выходе из промежуточного воздухоохладителя компрессора на 20-25 °С, т.е. на 5-7%. Это обеспечивает снижение потребления энергии на работу сжатия примерно на 1% [72].

Снижение температуры сжатого воздуха после промежуточных газоохладителей на 5 °С дает экономию на приводе 3,15 кДж/м³. Этого снижения можно добиться путем изменения профиля трубок с круглой на каплеобразную и профиля ребер с круглых на прямоугольные, при этом поверхность теплообменника уменьшается в 1,8 раз, т.е. охладитель становится более компактным [73].

В системе непосредственного воздушного охлаждения КУ окружающий воздух прокачивается через теплообменники автономными вентиляторами.

В таких системах отсутствуют солеотложения и коррозионный износ, а сжатый воздух охлаждается до более низкой среднегодовой температуры, чем при водяном охлаждении. Если оценивать обе системы охлаждения по среднегодовой температуре воды и атмосферного воздуха, то первый теплоноситель имеет в среднем не менее 20 °С (летом 20-35 °С, зимой 10-20 °С),

а второй 4-6 °С для большинства климатических зон России. Отсюда температура сжатого воздуха при непосредственном охлаждении теоретически может быть уменьшена на 10-15 °С.

При температурах воздуха в летнее время более 35 °С (характерно для южных районов страны) нельзя достичь требуемого охлаждения сжатого воздуха, что является недостатком непосредственного охлаждения. Но поскольку период таких температур не превышает 2% от годового времени, влияние этих режимов на энергопотребление КУ незначительно.

Промышленное освоение компактных пластинчато-ребристых теплообменников и аппаратов радиально-спирального типа позволило создать КУ малой и средней (до 50 м³/мин) производительности с прямым воздушным охлаждением, не уступающие по компактности установкам с водяным охлаждением [22, 74-76].

В технической литературе [77] имеются указания на целесообразность применения комбинированных систем охлаждения, что позволяет значительно сократить расход воды, требуемый на отвод теплоты сжатия, повысить экономичность и безопасность производства воздуха.

Рекомендуются [55] две схемы воздушно-водяного охлаждения сжатого воздуха, а именно: последовательное охлаждение в воздушном, а затем в водяном охладителях (прямая последовательность) и последовательное охлаждение сначала в водяном, а затем в воздушном охладителях (обратная последовательность).

При комбинированном охлаждении в течение всего года может быть достигнуто более глубокое охлаждение сжатого воздуха, чем при отдельном водяном или воздушном охлаждении. Для этого необходимо изменять последовательность охлаждения в течение года или отключать водяной охладитель в определенный период эксплуатации.

Отличительной особенностью комбинированного охлаждения от обычного водяного или воздушного является наличие двух охлаждающих сред и двух охладителей, последовательно установленных по тракту движения сжатого воздуха [78].

В холодный период года энергетически выгоднее охлаждать сжатый воздух сначала в водяном, а затем в воздушном охладителе, либо только в воздушном (при отключенном водяном охладителе), а в теплый период – сначала в воздушном, а затем в водяном.

При комбинированном охлаждении тепловая эффективность водяного охладителя меньше зависит от его загрязнения накипью, т.е. при этом способе охлаждения время между чистками водяных охладителей может быть увеличено.

Применение комбинированного воздушно-водяного охлаждения сжатого воздуха в стационарных КУ общего назначения позволит снизить потребление электроэнергии и воды. Например, для условий Кузбасса расход электроэнергии снижается в среднем на 2-5%, а воды на 74-96% по сравнению с номинальными показателями при водяном охлаждении [79].

Ряд работ [17, 80-86], посвященных охлаждению сжатого воздуха впрыском воды в ступень сжатия, сообщает, что впрыск небольшого количества воды (1-3% от расхода воздуха) на вход в компрессор или в его различные ступени является весьма эффективным и сравнительно малозатратным способом снижения относительной мощности, затрачиваемой на привод компрессора.

Полезный эффект в данном случае достигается уменьшением работы сжатия в компрессоре за счет понижения температуры сжимаемого воздуха при испарении впрыскиваемой воды. В результате происходит снижение мощности компрессора и увеличение эффективного КПД установки. Увеличение расхода рабочего тела, обусловленное впрыском воды, ведет к заметному повышению абсолютной и удельной мощностей газовой турбины и энергоустановки в целом. Кроме того, при использовании «влажного» сжатия в компрессоре наблюдается увеличение степени сжатия и устойчивости работы установки.

Эффективность «влажного» сжатия в первую очередь зависит от интенсивности испарения и теплообмена капель с потоком воздуха, которая начинает резко возрастать при уменьшении эффективного диаметра распыла капель до 3 мкм. Однако даже самые современные механические и пневматические форсунки не позволяют осуществить распыл воды с получением эффективного диаметра капель менее 10 мкм.

Следует отметить, что испарение воды в потоке происходит главным образом со смоченных поверхностей лопаточного аппарата и корпуса компрессора. Испарение воды с поверхности капель незначительно из-за их интенсивной сепарации на корпус компрессора. Высокая степень сепарации на корпус существенно уменьшает размер смоченных поверхностей проточной части и, как следствие, снижает количество влаги, испарившейся с поверхности пленки на лопатках. Количество испарившейся воды практически не зависит от размеров капель в месте впрыска. Общее количество испарившейся воды не превышает 0,1% расхода воздуха (по массе) через компрессор. Если количество впрыскиваемой воды больше 0,1%, то оставшаяся вода будет вытекать из лопаточного аппарата компрессора в виде пленки на корпусе компрессора.

Охлаждение впрыском приводит к большему увеличению производительности и давления на выходе, чем промежуточное, при температуре окружающей среды выше 15 °С [87]. Однако потери эксергии при впрыске выше [88].

Таким образом, учитывая малую эффективность воздушного охлаждения из-за низкого коэффициента теплоотдачи, а также то, что охлаждение впрыском приводит к изменению состава сжимаемого газа, являющемуся недопустимым для целого ряда процессов, наиболее эффективным является охлаждение сжимаемых газов в закрытых системах промежуточного охлаждения теплоносителем, отличным от воды. Замена воды открывает возможность по допол-

нительному охлаждению в зимнее время и отводе теплоты сжатия с температурным потенциалом выше 40 °С, без опасности выпадения солей жесткости.

Использование теплоты сжатия

Компрессор является установкой производящей не только сжатый газ, но и теплоту.

Чаще всего теплота, отводимая от сжатого газа в газоохладителях между ступенями сжатия компрессора, воспринимается охлаждающей водой, которая в свою очередь нагревается до 25-27 °С. Использование такой воды в процессе производства достаточно проблематично из-за ее низкой температуры [33].

Повысить температурный потенциал охлаждающей воды возможно двумя путями [33]:

- Первый путь – подача в концевой холодильник меньшего, чем необходимо по правилам эксплуатации, количества охлаждающей воды. Однако правилами эксплуатации концевых охладителей температура охлаждающей воды ограничивается температурой 40 °С, т.к., в противном случае внутри трубок, по которым движется охлаждающая вода, происходит интенсивное отложение солей жесткости, что существенно снижает коэффициент теплопередачи концевой холодильника, а, следовательно, и эффективность процесса охлаждения сжатого воздуха. Избежать этого возможно при подаче в концевой холодильник очищенной воды, которая поступает на догрев в котел с последующим использованием ее в системе отопления промышленных и административных зданий. Таким образом, охлажденная после системы отопления вода нагревается в концевых холодильниках КУ, что позволяет существенно снизить тепловое загрязнение окружающей среды.

- Другим путем повышения температурного потенциала охлаждающей воды является использование в системе охлаждения турбокомпрессоров двухсекционных холодильников. В первой секции таких холодильников происходит нагрев меньшего количества охлаждающей воды сжатым воздухом (температура 160-170 °С) до температуры 85-95 °С, а во второй секции холодильника происходит доохлаждение сжатого воздуха до температуры, обусловленной технологическим циклом (40-0 °С). Таким образом, от КУ отводится 15-17% тепловой мощности сжатого воздуха с температурным потенциалом, позволяющим успешно использовать это тепло в системе отопления или горячего водоснабжения промышленного предприятия. Кроме этого существенно снижается тепловое загрязнение окружающей среды.

В системе охлаждения сжатого воздуха перед концевым воздухоохладителем возможна установка водовоздушного теплообменника с байпасом и линией автоматического регулирования расхода воздуха, проходящего через теплообменник, с тем чтобы обеспечить нагрев воды до 65 °С. Нагретая вода используется в системе отопления или горячего водоснабжения пред-

приятия. При этом система работает особенно эффективно, если покрывает не более 30-50% тепловой нагрузки, так как отпуск теплоты от компрессора часто связан с резкопеременным производством сжатого газа. Сжатый воздух после водовоздушного теплообменника (или прошедший по байпасу) поступает на концевой охладитель КУ, где дополнительно охлаждается оборотной водой до температуры не более 40 °С. Водовоздушный теплообменник имеет малое гидравлическое сопротивление по воздуху (0,003 МПа) [3, 16, 41, 89].

Также широко применяемым способом использования низкопотенциальной теплоты в целях теплоснабжения или горячего водоснабжения является трансформация его с помощью теплового насоса. За счет использования теплоты сжатого воздуха на выходе из компрессора эксергетический КПД пневмоэнергосистемы, как показывают расчеты, реально может быть повышен на 4-5% [3, 33, 90].

Засасываемый воздух можно охлаждать в холодильных установках, работающих за счет низкопотенциальной теплоты вторичных энергоресурсов [58]. Охлаждение воздуха в летнее время до -5 °С может уменьшить расход энергии на сжатие на 16%. Применение для охлаждения воздуха в промежуточных или концевых холодильниках рефрижераторных установок, работающих на низкопотенциальном тепле, может быть экономически оправданным, особенно в провале теплофикационных нагрузок [91, 92].

Теплоту охлаждающей воды КУ можно утилизировать с помощью абсорбционных бромистолитиевых машин (АБХМ), работающих в режимах холодильной машины или теплового насоса [3, 93].

В первом случае нагретая в КУ вода с температурой более 70 °С используется в генераторе АБХМ. В испарителе АБХМ происходит охлаждение хладагента примерно с 20 до 7 °С. Отводимая теплота сбрасывается в конденсаторе при температуре около 30 °С. При этом тепловой (точнее, холодильный) коэффициент, определяемый отношением холодильной мощности машины к теплоте, подведенной в генератор, равен 0,6-0,7.

В холодный период года АБХМ можно эксплуатировать в режиме теплового насоса. Для этого охлаждающая вода КУ с температурой около 40 °С подводится к испарителям абсорбционных установок. От их конденсаторов при более высокой температуре отводится теплота, которая может быть использована для отопления, горячего водоснабжения и других целей. К генераторам в этом случае теплота подводится от котельных. Коэффициент преобразования абсорбционных бромистолитиевых тепловых насосов (отношение полученной в конденсаторе теплоты к затраченной в генераторе) достигает значений 1,4-1,5, что приводит к экономии первичной энергии (топлива) примерно в 20% по сравнению с котельными.

Теплоту сжатия можно использовать для нагрева сжатого воздуха, поступающего потребителю [94]. Подогрев сжатого воздуха, поступающего в пневматические приемники, является простым и вместе с тем весьма эффективным средством уменьшения его расхода. Подогрев увеличивает удельный объем воздуха и уменьшает его весовой расход [2].

Использование в качестве охлаждающего теплоносителя в промежуточных газоохладителях низкокипящих рабочих тел (таких как R134a и т.д.) и дальнейшее использование полученного пара для выработки электрической энергии по органическому циклу Ренкина (ОЦР) может позволить сократить затраты энергии на привод компрессора в среднем на 10% [27, 95]. ОЦР нашел широкое применение при утилизации низкопотенциальной теплоты в геотермальной энергетике [96-100], солнечной энергетике [101], ГТУ [102-105], производстве цемента [106], при добыче и переработке нефти и газа [107], в пищевой промышленности [108, 109], в автономном электроснабжении [110].

Теплоту сжатия также можно использовать на нужды того производства, где сжатый газ используется. Так, от сжатого воздуха, применяемого для производства слабой азотной кислоты, отводится до 4 МВт теплоты, а для подогрева химически очищенной воды и испарения аммиака в агрегате по производству слабой азотной кислоты необходима теплота 3,1 МВт. Поэтому предлагается теплоту от сжатого воздуха подводить к химически очищенной воде и испаряющемуся аммиаку при помощи термосифона [111].

Использование теплоты сжатия в технологии улавливания CO₂ при работе парогазовой установки с газификацией угля позволяет снизить расход пара на регенерацию на 18% [112].

Также теплоту сжатия можно использовать для регенерации при адсорбционной осушке сжимаемого газа. Это позволяет увеличить энергоэффективность осушки на 40% [113].

На электростанциях для охлаждения масла (используемого для охлаждения и смазки компрессора) можно применить воздушное охлаждение, а затем нагретый воздух направить по воздухопроводу на всас дутьевых вентиляторов котлов и таким образом повысить температуру подаваемого ими воздуха. Это позволит снизить долю рециркуляции горячего воздуха после воздухоподогревателя котла на всас его дутьевого вентилятора (она обычно предусматривается для исключения коррозии воздухоподогревателя). В результате уменьшится и расход электроэнергии на рециркуляцию [114].

Также имеется разработка КУ с приводом от газовой турбины, позволяющая производить одновременно сжатый газ и теплоту. При этом исключаются потери, связанные с многочисленными преобразованиями по напряжению, которые достигают 5-20% передаваемой мощности [115].

Таким образом, можно сделать вывод о необходимости отвода теплоты сжатия с высоким потенциалом для дальнейшего использования. Наиболее перспективными направлениями использования теплоты являются генерации энергии и холода.

1.4 Обзор методических научных основ энергосбережения для совершенствования работы компрессорной установки

В промышленности разрабатываются и реализуются многочисленные мероприятия, направленные на энерго- и материалосбережение, охрану окружающей среды, экономию пресной воды. Учитывая многообразие энергосберегающих мероприятий, описанных выше, это утверждение справедливо и для сферы производства сжатых газов. Однако это преимущественно разрозненные и локальные мероприятия, в результате чего крупномасштабные резервы энерго- и ресурсосбережения могут оказаться невостребованными.

Преодоление указанных принципиальных недостатков действующего комплекса возможно только при переходе к технологиям и технике нового поколения.

Первым шагом такого перехода является разработка перспективных моделей теплотехнологических схем, отличающихся не только высококомфортными технологическими, но и предельно высокими энерго- и ресурсосберегающими, экологическими и другими характеристиками [116].

Методология разработки энерго- и ресурсосберегающих мероприятий

Под термином «энергосбережение» понимают самые различные энергосберегающие мероприятия, принципиально делящиеся на три группы [117]:

- Утилизационные мероприятия решают задачу использования уже имеющихся, сложившихся потерь теплоты, потенциальной энергии в действующих теплотехнологических установках и системах.
- Мероприятия энергетической модернизации решают задачу снижения потерь и затрат энергии в действующих установках и системах, но не затрагивают принципиальных основ технологии и техники.
- Мероприятия интенсивного энергосбережения ставят задачу достижения предельно высокого энергосберегающего эффекта. Это достигается на базе системного энергетического анализа и путем изменения принципиальных основ технологии, техники, управления, повышения качества продукции и полноты ее конечного использования.

Таким образом, решение задачи совершенствования работы компрессорной установки включает в себя как использование теряемых в процессе сжатия потоков энергии (например, отведенной теплоты), так и снижение затрат энергии (например, за счет более глубокого охлаждения газа в процессе сжатия) за счет разработки предельно эффективной принципиальной схемы с максимальными экологическими, энерго- и ресурсосберегающими показателями.

В этой связи, логичным будет использовать в работе некоторые элементы методологии интенсивного энергосбережения. Такие как [118]:

- маловодность (или безводность) теплотехнологических процессов;
- безотходность технологии;
- наиболее полное использование потенциальной энергии полупродуктов и продуктов;
- технологическая регенерация теплоты охлаждаемых полупродуктов и продуктов;
- использование потенциальной энергии теплоносителя и рабочего тела для производства энергетической продукции;

Впервые безотходные технологии как главный путь инженерно-экологического развития общества были предложены в середине 60-х годов академиками А.П. Виноградовым, И.В. Петряновым, Б.Н. Ласкориним, Н.Н. Семеновым. На основе их применения предполагалось не только максимально полезно использовать потребляемые сырьевые ресурсы, но и пытаться полностью перерабатывать образующиеся отходы, в том числе и тепловые выбросы [56].

Согласно методологии интенсивного энергосбережения [117, 119, 120] разработка эффективной схемы включает в себя следующие этапы:

- 1) определение предельного резерва энерго- и ресурсосбережения в рассматриваемом процессе;
- 2) разработка термодинамически идеальной модели рассматриваемого процесса – эталона предельно высокой принципиально возможной энергетической эффективности; эта модель разрабатывается применительно к энергетически идеальной схеме, абстрагируясь от теплотехнических и технических условий ее реализации, в том числе без учета тепловых потерь;
- 3) диагноз качества использования теплоэнергетических ресурсов путем определения энергетической эффективности и прогноз потенциала резерва интенсивного энергосбережения;
- 4) разработка теплотехнических основ и корректировки энергетически идеальной модели; формирование энергосберегающей теплотехнически реализуемой схемы и определение ее характеристик.

В данной работе рассматриваемым процессом является производство сжатого газа, включающее сжатие, а также отвод и сброс теплоты сжатия.

При поиске конструктивных путей решения этих задач А.А. Макаров, Л.А. Мелентьев и Л.С. Попырин предлагают использовать методологию системного подхода к исследованию [121, 122]. Во-первых, компрессорная установка представляет собой сложную систему, которая, с одной стороны, является составной частью более общей системы (например, производства стали на металлургическом предприятии), определяющей цели и ограничительные рамки ее сооружения и функционирования; с другой стороны, ввиду технологической различимости отдельных элементов установки, эту систему в свою очередь допустимо рассматривать как сложную совокупность взаимосвязанных подсистем (оборудование для сжатия и охлаждения газа, сброса отведенной теплоты в окружающую среду). Во-вторых, задачи оптимизации теплоэнергетической установки совпадают с целью системного подхода – выбрать наилучшие пути приспособления исследуемой системы к постоянно меняющимся внешним условиям. Следовательно, решение проблемы оптимизации работы компрессорной установки состоит из следующих этапов:

1. Выделение исследуемой системы компрессорной установки из более общей системы. Определение границ исследуемой системы и посредством анализа объективных целей ее сооружения и функционирования формулировка в общем виде задачи совершенствования установки.
2. Выяснение внутренней структуры исследуемой системы, состава ее элементов и видов связей между ними.
3. Агрегирование реальных элементов и связей системы, позволяющее построить иерархию эквивалентных систем, каждый последующий уровень которой описывает отдельные части исследуемой системы.
4. Формулировка состава задач, решаемых применительно к каждой эквивалентной системе.
5. Выявление состава и способов взаимосвязи эквивалентных систем в рамках сконструированной иерархии:
 - а. закономерности и характеристики протекания технологических процессов;
 - б. термодинамические и теплофизические свойства рабочих тел;
 - в. характеристики разнотипных конструкций оборудования, а также условий и ограничений, накладываемых на параметры и характеристики конструкций.
6. Построение комплекса моделей, который служит инструментом решения задач оптимизации каждой системы и установки в целом.

Таким образом, задачей комплексной оптимизации установки является оптимизация термодинамических, расходных, конструктивных и компоновочных параметров, а также вида технологической схемы при учете внутренних и внешних связей.

Критерий энергоэффективности

Согласно определению, данному в государственном стандарте [123], показатель энергоэффективности – абсолютное или удельное значение потребления или потерь энергоресурсов любого назначения, которое позволяет сравнением выявлять ориентиры по энергопотреблению.

Критерии энергетической эффективности можно разделить на три группы [124]:

- I. Технические;
- II. Термодинамические;
- III. Финансово-экономические.

При этом только первые два соответствуют данному выше определению, так как оперируют различными потоками энергии, эксергии и энергоносителей.

Технический критерий энергоэффективности

К техническим показателям применительно к работе КУ и конкретно системе охлаждения сжимаемого газа можно отнести критерий энергетической эффективности, включенный в стандарты Газпрома [125]:

$$K_{\text{ээ}}^{\text{уог}} = \frac{E_{\text{ээ}}^{\text{уог}}}{E_{\text{ээр}}^{\text{уог}}}; \quad (1.1)$$

где $E_{\text{ээ}}^{\text{уог}}$ – фактический показатель энергоэффективности установки охлаждения газов (УОГ), определяемый по формуле:

$$E_{\text{ээ}}^{\text{уог}} = \frac{Q_{\text{уог}}}{N_{\text{уог}}}; \quad (1.2)$$

$E_{\text{ээр}}^{\text{уог}}$ – расчетный показатель энергоэффективности УОГ, определяемый по формуле:

$$E_{\text{ээр}}^{\text{уог}} = \frac{Q_{\text{уогр}}}{N_{\text{уогр}}}; \quad (1.3)$$

Оба показателя представляют собой отношение фактических и расчетных тепловых нагрузок УОГ ($Q_{\text{уог}}$, $Q_{\text{уогр}}$) и мощности затрачиваемой на их работу ($N_{\text{уог}}$, $N_{\text{уогр}}$), кВт.

Дополняемый степенью охлаждения [126, 127]:

$$\mu = \frac{T_{вх} - T_{вых}}{T_{вх} - T_{ох}}; \quad (1.4)$$

где $T_{вх}$, $T_{вых}$ – температура охлаждаемого газа на входе и выходе из УОГ, К;

$T_{ох}$ – температура охлаждающего теплоносителя на входе в УОГ, К.

Однако данные коэффициенты не учитывают влияния охлаждения на работу компрессора и возможность использования отведенной теплоты сжатия.

Термодинамический критерий энергоэффективности

Термодинамические критерии оценивают степень совершенства процесса производства, трансформации, передачи или потребления энергии.

Термодинамические критерии делятся на:

- 1) критерии, полученные на основе энергетического анализа.
- 2) критерии, полученные на основе эксергетического анализа.

Энергетический анализ

Применительно к КУ критерием первого типа является энергетический коэффициент полезного действия (КПД) компрессора [3, 45]:

$$\eta_{эн} = \frac{L_{эталон}}{L_{реал}} \cdot 100\%; \quad (1.5)$$

где $L_{эталон}$ – затраты на сжатие в эталонном процессе, Вт или Дж/кг;

$L_{реал}$ – реальные затраты на сжатие, Вт или Дж/кг.

В качестве эталонных процессов принимаются: изотермический (для охлаждаемых компрессоров), адиабатный и политропный (для неохлаждаемых компрессоров).

При оценке эффективности теплообменников системы охлаждения возможно применение коэффициента теплогидравлического совершенства [128-130], представляющего собой отношение переданной теплоты к затратам механической энергии на прокачку теплоносителя. Расчет данного показателя производится по формуле аналогичной 1.2 и 1.3.

К недостаткам использования энергетического КПД для КУ относятся [131]:

- Несоответствие предназначения компрессора. Компрессор используется для повышения работоспособности газа, но не для того, чтобы потреблять большую или меньшую энергию.

- Условность его значений, детерминированную тем, что он отображает не полезное действие компрессора, а является результатом сравнения действительного процесса сжатия и перемещения газа в реальном компрессоре с идеальным эталонным процессом.
- Необъективность оценки качества процессов в компрессоре, так как не учитывается увеличение работоспособности газа из-за повышения его температуры, вызванного превращением работы внутреннего трения в теплоту.
- Отсутствие различия между КПД компрессора и КУ, включающей концевой холодильник.
- Отсутствие учета степени использования отводимой теплоты сжатия.

Этих недостатков лишен эксергетический КПД.

Эксергетический анализ

Эксергетический КПД КУ рассчитывается по следующим формулам [1, 3, 131-134]:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{\Delta E_{\text{сж.г}} + \sum E_Q}{\sum E_{\text{пр}} + \sum E_{\text{вс}}} \cdot 100\% ; \quad (1.6)$$

где $\sum E_{\text{вс}}$ – сумма эксергий, идущих на вспомогательное оборудование КУ (насосы для циркуляции охлаждающего теплоносителя и т.п.), Вт.

Увеличение эксергии сжимаемого газа, Вт:

$$\Delta E_{\text{сж.г}} = G \cdot [(h_k - h_n) + T_{o.c} \cdot (s_n - s_k)]; \quad (1.7)$$

G – массовая производительность КУ, кг/с;

Суммарный поток эксергии:

$$\sum E = \tau \cdot \sum W ; \quad (1.8)$$

где $\sum W$ – суммарная мощность потока энергии, Вт;

τ – коэффициент работоспособности потока энергии.

Таким образом, суммарная эксергия теплоты, отводимой от сжимаемого газа в промежуточных и концевом охладителях, Вт:

$$\sum E_Q = \tau_q \cdot \sum Q ; \quad (1.9)$$

где $\sum Q$ – суммарная тепловая мощность, отводимая в охладителях, Вт;

τ_q – коэффициент работоспособности отведенной теплоты:

$$\tau_q = \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{\bar{T}} \right); \quad (1.10)$$

\bar{T} – средняя температура отводящего теплоту теплоносителя, К:

$$\bar{T} = \frac{T_{m.k} - T_{m.n}}{\ln\left(\frac{T_k}{T_n}\right)}; \quad (1.11)$$

$T_{m.n}$, $T_{m.k}$ – температура охлаждающего теплоносителя в начале и конце процесса охлаждения, К.

Сумма эксергий, идущих на привод компрессора, Вт:

$$\sum E_{np} = \tau_{np} \cdot \frac{\sum N_{сж}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}}; \quad (1.12)$$

где τ_{np} – коэффициент работоспособности для механической энергии подводимой на привод, данный коэффициент равен единице;

$\sum N_{сж}$ – суммарная мощность, затрачиваемая на сжатие в компрессоре, Вт.

Таким образом, сопоставление различных критериев эффективности позволяет заключить, что именно эксергетический КПД в полной мере позволяет оценить работу КУ, так как включает в себя весь комплекс потребляемых и генерируемых КУ энергопотоков.

1.5 Выводы

На основе проделанного аналитического обзора технической литературы можно сделать следующие выводы:

1. Учитывая масштабы производства и потребления сжатых газов, особенно воздуха, становится очевидным, что энергосбережение при производстве сжатых газов является актуальной и активно разрабатываемой задачей. Для наиболее крупных потребителей используются мощные центробежные и поршневые компрессоры.

2. Данные по методам энергосбережения при сжатии газов разрознены. При наличии отдельных решений отсутствуют научно обоснованные энергоэффективные схемы, комплексно рассматривающие нужды компрессорной установки.

3. Наибольшее внимание и наивысший энергосберегающий эффект сосредоточен в совершенствовании системы охлаждения компрессорной установки.

4. Наиболее перспективной в качестве объекта совершенствования является закрытая система вынесенного промежуточного и конечного охлаждения сжимаемого газа крупных центробежных и поршневых компрессоров.

5. При наличии отдельных рекомендаций отсутствует научно обоснованная методика выбора теплоносителя для системы охлаждения компрессорной установки.

6. Методология интенсивного энергосбережения позволяет в ходе комплексного и системного анализа работы компрессорной установки разработать энергоэффективную и ресурсосберегающую схему промежуточного охлаждения.

7. Критерием эффективности, позволяющим относительно полно и комплексно оценить работу КУ с учетом затрат на сжатие, охлаждение и эффективности использования отводимой теплоты является эксергетический КПД.

1.6 Постановка цели и задач

Учитывая все вышесказанное, целью работы ставится: разработка энергоэффективной схемы промежуточного охлаждения крупных поршневых и центробежных компрессорных установок.

Объект исследовательской работы: промышленное производство сжатых газов.

Предметом исследовательской работы является: энергоэффективность процессов сжатия и охлаждения газа в компрессорной установке.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи

1. Оценка энерго- и ресурсосберегающего резерва при совершенствовании системы промежуточного охлаждения.
2. Анализ работы компрессорной установки и разработка энергоэффективной схемы системы промежуточного охлаждения, комплексно учитывающей собственные нужды установки.
3. Разработка методики подбора теплоносителя для системы охлаждения. Выбор наиболее подходящего с энергетической точки зрения охладителя для системы промежуточного охлаждения компрессорной установки.
4. Разработка математической модели работы компрессорной установки с разработанной энергоэффективной схемой системы промежуточного охлаждения и выбранными теплоносителями с целью определения границ энергоэффективности.
5. Исследование энергоэффективности разработанных схем в зависимости от условий работы компрессорной установки на основе математической модели.
6. Оценка энерго-экономического эффекта от реализации разработанной схемы.

Глава 2 Разработка энергоэффективной схемы системы промежуточного охлаждения сжатого газа в компрессорной установке

В данной работе рассматривается сжатие газов в крупных центробежных компрессорах, поэтому будет рассмотрено сжатие следующих газов:

- воздух;
- азот;
- кислород.

2.1 Анализ работы компрессорной установки

Как указано в предыдущей главе, в соответствии с методологией интенсивного энергосбережения разработка перспективной энерго- и ресурсосберегающей схемы промежуточного охлаждения КУ включает:

- 1) определение предельного резерва энерго- и ресурсосбережения в рассматриваемом процессе;
- 2) разработку термодинамически идеальной перспективной схемы рассматриваемого технологического процесса;
- 3) определение потенциала повышения эффективности рассматриваемого процесса за счет внедрения разработанной идеальной схемы;
- 4) уточнение разработанной схемы с учетом технической реализации;
- 5) оценку эффективности конечной схемы и получаемого энерго- и ресурсосберегающего эффекта.

Для реализации приведенных выше этапов вначале необходимо провести системный анализ работы КУ.

Согласно ГОСТ 28567-90 «Компрессоры. Термины и определения» компрессорная установка – это компрессор (или компрессоры) с приводом и дополнительными системами, обеспечивающими его работу.

Простейшая схема действующей системы охлаждения на примере двухступенчатого компрессора представлена на рисунке 2.1.

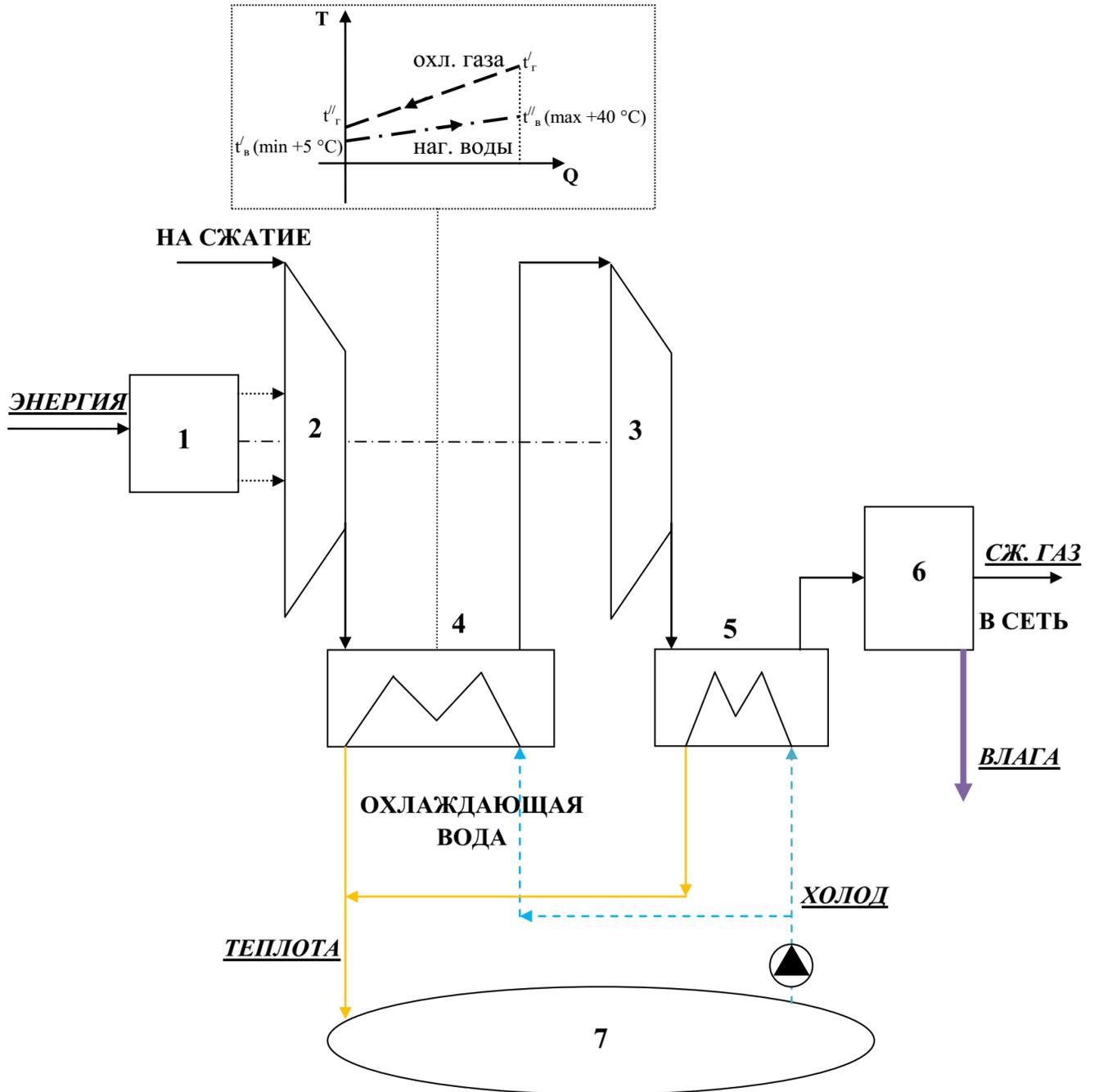


Рисунок 2.1 – Действующая схема промежуточного охлаждения сжимаемого газа в компрессорной установке

Описание действующей схемы: 1 – энергопотребляющие системы КУ (привод, система управления и т.д.); 2, 3 – первая и вторая ступени компрессора; 4 – промежуточный газоохладитель; 5 – конечный газоохладитель; 6 – влагоотделитель; 7 – холодный источник (пруд-охладитель или градирня).

В данной схеме газ после сжатия в первой ступени компрессора (1) поступает в промежуточный газоохладитель (4), где его температура понижается до температуры, близкой к температуре охлаждающей воды (от t'_r до t''_r). Затем сжимаемый газ подается во вторую ступень

компрессора (3), откуда после сжатия до конечного давления поступает в концевой газоохладитель (5). Теплообмен в концевом газоохладителе аналогичен теплообмену в промежуточном. В случае сжатия влажного газа и падения температуры охлаждаемого газа ниже температуры точки росы сжатый газ подается в инерционный влагоотделитель (6), где из него удаляется сконденсировавшаяся влага. Отведенная с помощью охлаждающей воды теплота сжатия сбрасывается в окружающую среду через пруд-охладитель или градирню (7). Отведенная влага сливается в канализацию.

Температура охлаждающей воды на входе в охладитель (от $t'_в$) ограничена $+5\text{ }^\circ\text{C}$ из-за опасности затвердевания и $+40\text{ }^\circ\text{C}$ на выходе ($t''_в$) из-за опасности солей жесткости.

Из анализа работы КУ следует, что она производит:

- сжатый газ;
- теплоту, отводимую охлаждающим теплоносителем;
- влагу, конденсируемую из сжимаемого влажного газа при охлаждении;

При этом КУ потребляет:

- газ, подаваемый на сжатие
- энергию, подводимую от привода компрессора;
- холод, подводимый с охлаждающим теплоносителем.

Следует учесть, что экономия энергии на сжатие за счет охлаждения сжимаемого газа, осушка, отвод сконденсированной влаги и выделяемой теплоты может быть осуществлены в теплообменниках системы промежуточного охлаждения. При этом в действующих системах для охлаждения используются значительные объемы воды, а отводимая теплота и влага сбрасывается в окружающую среду, являясь отходами.

Согласно выбранной методологии, энергосберегающие мероприятия должны базироваться на:

- маловодности;
- безотходности;
- как можно более полном использовании потенциальной энергии получаемых продуктов по регенеративному направлению для покрытия собственных энергетических затрат.

Таким образом, следуя положениям методологии интенсивного энергосбережения, кроме снижения объемов охлаждающей воды необходимо:

- охлаждать сжимаемый газ до температуры, близкой к температуре холодного источника;
- использовать теплоту сжатия;

- использовать сконденсированную влагу.

Далее проведена оценка энерго- и ресурсосберегающего потенциала по каждому из пунктов.

2.2 Определение резерва энерго- и ресурсосбережения

Энергосберегающий резерв за счет доохлаждения газа

Как показал литературный обзор, при замкнутой системе охлаждения наибольший энергосберегающий эффект получается при как можно более глубоком охлаждении сжимаемого газа в теплообменниках системы промежуточного охлаждения. Как сказано выше, наиболее распространенным теплоносителем в системе охлаждения крупных промышленных поршневых и центробежных компрессоров является техническая вода. Но в зимнее время минимальная температура охлаждающей воды в среднем составляет 5 °С, что значительно выше температуры воздуха окружающей среды, выступающего в зимнее время в качестве холодного источника. Как следствие, возникает недоохлаждение сжимаемого газа после ступени сжатия до его первоначальной температуры, а значит и перерасход энергии на сжатие. Таким образом, охлаждение сжатого газа в промежуточных холодильниках до температуры окружающей среды в зимнее время может позволить экономить энергию на сжатие.

Для оценки величины недоохлаждения рассмотрены климатические данные для ряда крупных промышленных центров России.

В приложении 2, 3 и 4 приведены:

- средние температуры окружающей среды за отопительный период для различных промышленных городов России, продолжительность отопительного периода [135];
- средняя и минимальная температура воздуха окружающей среды по месяцам [136].

Данные из приложения 2 графически представлены на рисунке 2.2.

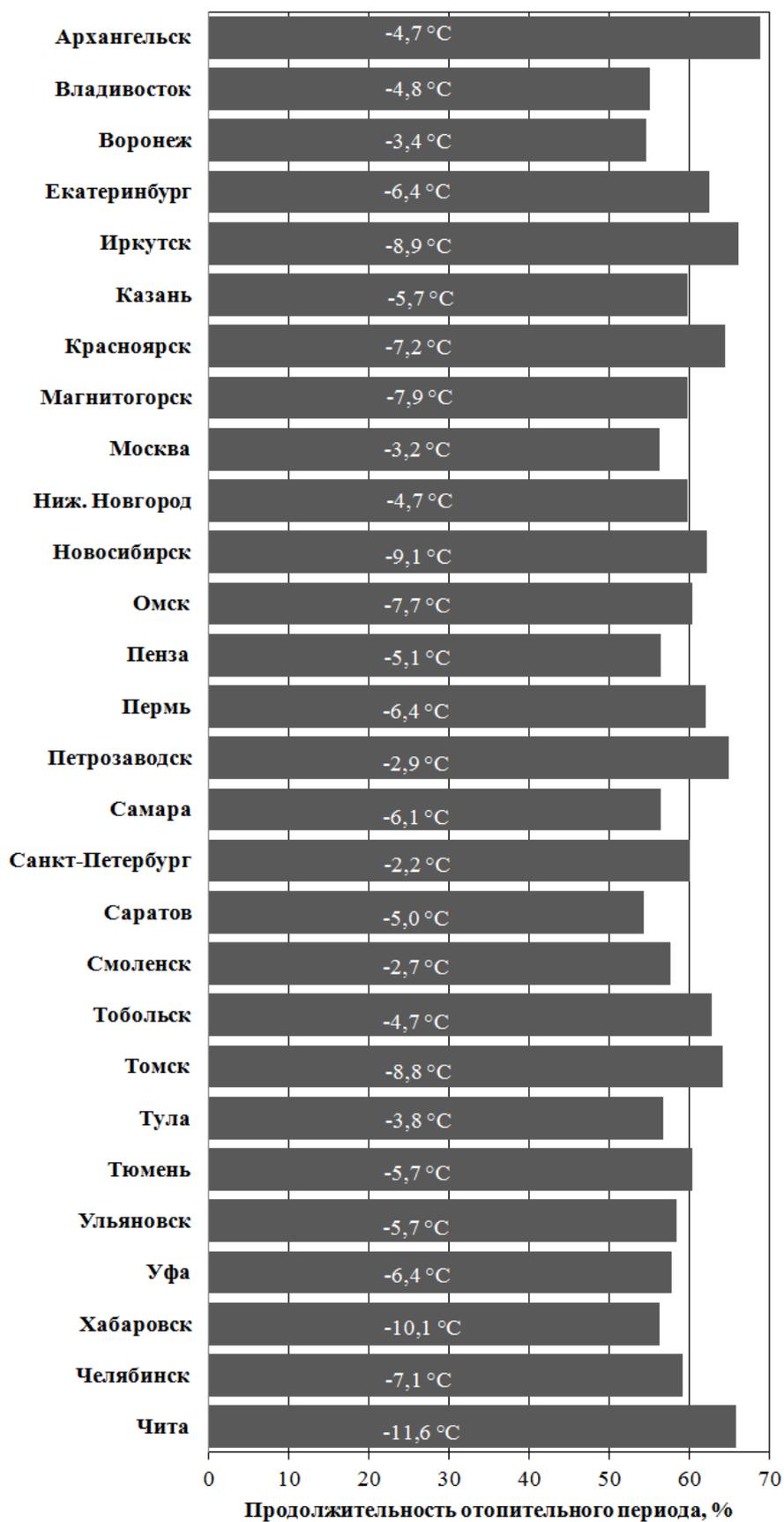


Рисунок 2.2 – Значения средней температуры воздуха окружающей среды за отопительный период и его продолжительность в процентах от общей продолжительности года

Из рисунка 2.2 видно, что для большинства промышленно-развитых районов России более 50% времени в году средняя температура окружающей среды принимает значение ниже 0°C . В то время как средняя минимальная температура охлаждающей воды равна $+5^{\circ}\text{C}$, и охлаждение ее до более низкой температуры небезопасно в связи с возможностью затвердевания. Таким образом, возникает резерв доохлаждения наглядно представленный на рисунке 2.3.

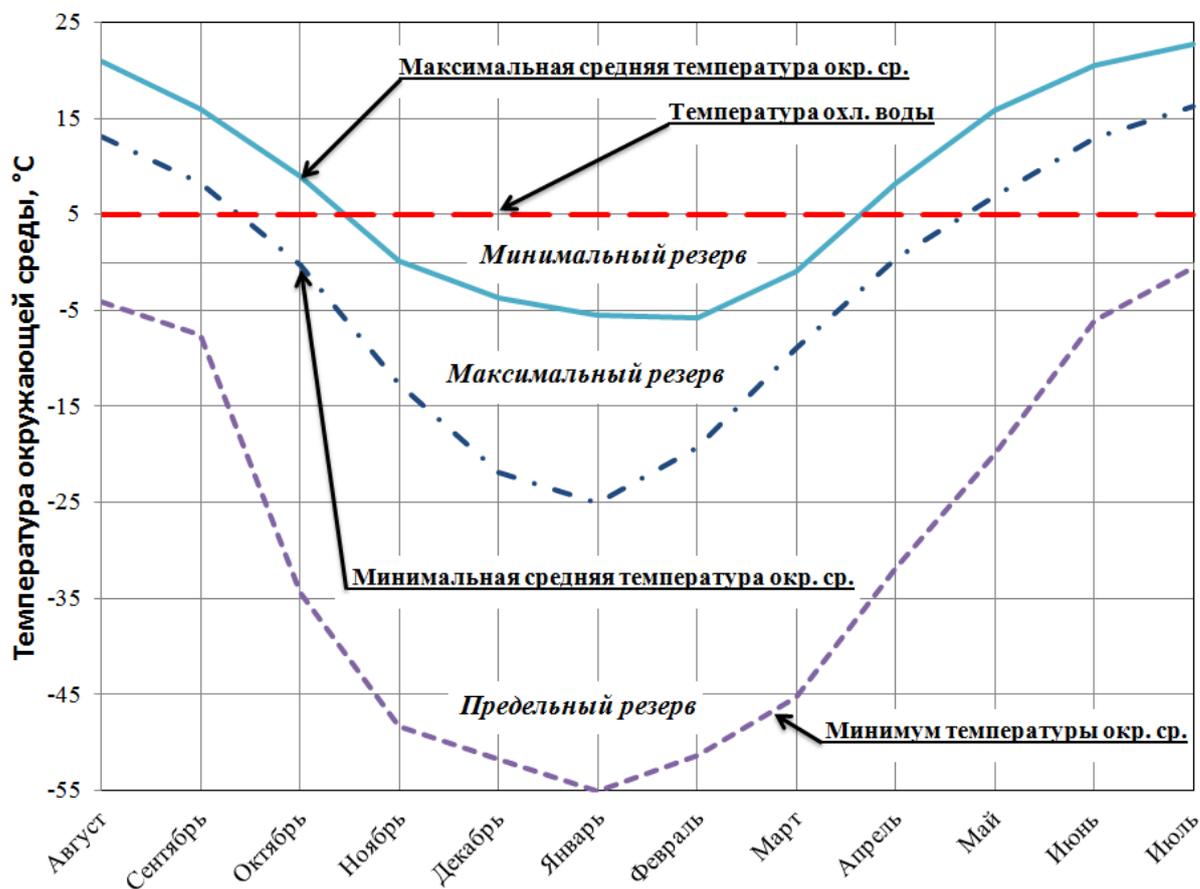


Рисунок 2.3 – Соотношение максимальной и минимальной средней температуры воздуха окружающей среды по месяцам, минимума температуры воздуха окружающей среды по месяцам с температурой охлаждающей воды по месяцам

При построении рисунка 2.4 использовались приложения 3 и 4. Для построения максимальной средней температуры окружающей среды отбирались максимальные значения средних температур для рассмотренных городов, а для построения минимальной средней температуры окружающей среды – соответственно, минимальные. При построении линии минимума температур окружающей среды брались наименьшие температуры среди абсолютного температурного минимума для рассматриваемых городов.

Таким образом, на рисунке 2.3 изображены:

- минимальный резерв охлаждения как разница между температурой охлаждающей воды и максимальной средней температурой воздуха окружающей среды;

- максимальный резерв охлаждения как разница между температурой охлаждающей воды и минимальной средней температурой окружающей среды;
- предельный резерв охлаждения как разница между температурой охлаждающей воды и минимумом температуры окружающей среды.

Из рисунка 2.4 видно, что для большинства промышленно развитых районов России как минимум пять месяцев в году средняя температура окружающей среды ниже средней минимальной температуры охлаждающей воды. А в пределе эта разница может достигать 60 °С.

Данный резерв трансформируется в экономию энергии на сжатие ($\Delta L_{\text{экономию}}$) за счет охлаждения сжимаемого газа до температуры T_0 ниже температуры охлаждающей воды $T_{\text{воды}}$. Наглядно данная экономия представлена на рисунке 2.4.

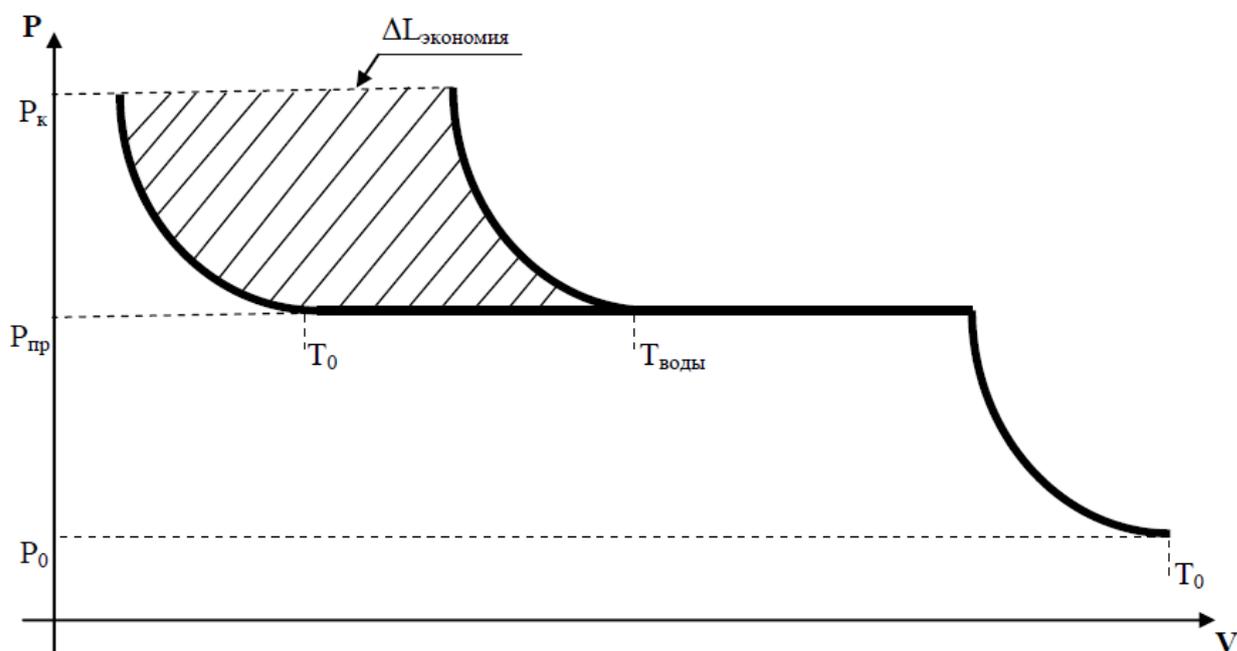


Рисунок 2.4 – Процесс сжатия и охлаждения газа в КУ

Для оценки существующего потенциала [137] использованы формулы термодинамического расчета компрессорного процесса [1, 3, 45], а в качестве расчетной модели приняты принципиальная схема двухступенчатого сжатия (рисунок 2.5).

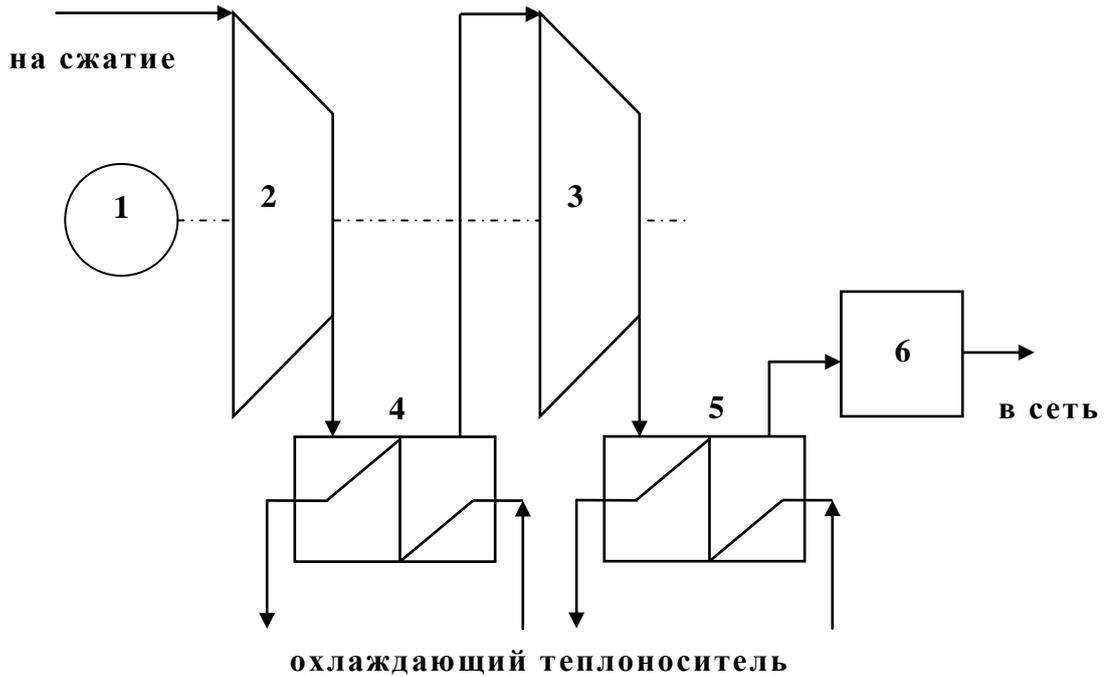


Рисунок 2.5 - Расчетная схема КУ

Описание расчетной схемы:

- 1 - привод; 2, 3 – первая и вторая ступени компрессора;
- 4 - промежуточный газоохладитель; 5 - конечной газоохладитель;
- 6 – влагоотделитель.

В качестве эталонного процесса сжатия принят адиабатный, так как в расчетах принимается, что теплообмен в процессе сжатия отсутствует, и охлаждение сжимаемого газа происходит только в газоохладителях. Степень повышения давления одинакова для всех ступеней компрессора и изменяется от 1,15 до 3. Так как рассматриваемые газы двухатомные (в расчетах воздух принимается как двухатомный газ), показатель адиабаты принимается равным 1,4.

В этом случае удельные затраты энергии на сжатие, Дж/кг [45]:

$$L = \frac{L_{ад}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}} = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{ок.с} \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{охл} \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}} =$$

$$= \frac{k \cdot R \cdot (T_{ок.с} + T_{охл}) \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np} \cdot (k-1)};$$
(2.1)

где $T_{ок.с}$, $T_{охл}$ – температура окружающей среды и охлаждающего теплоносителя соответственно, К.

Внутренний изоэнтропный КПД компрессора и КПД привода приняты равными 0,6 и 0,8 соответственно.

Все дальнейшие расчеты велись с учетом термодинамических свойств рассматриваемых веществ [138-151].

Результаты расчета затрат энергии на сжатие воздуха при охлаждении до температуры охлаждающей воды и окружающей среды представлены на рисунке 2.6.

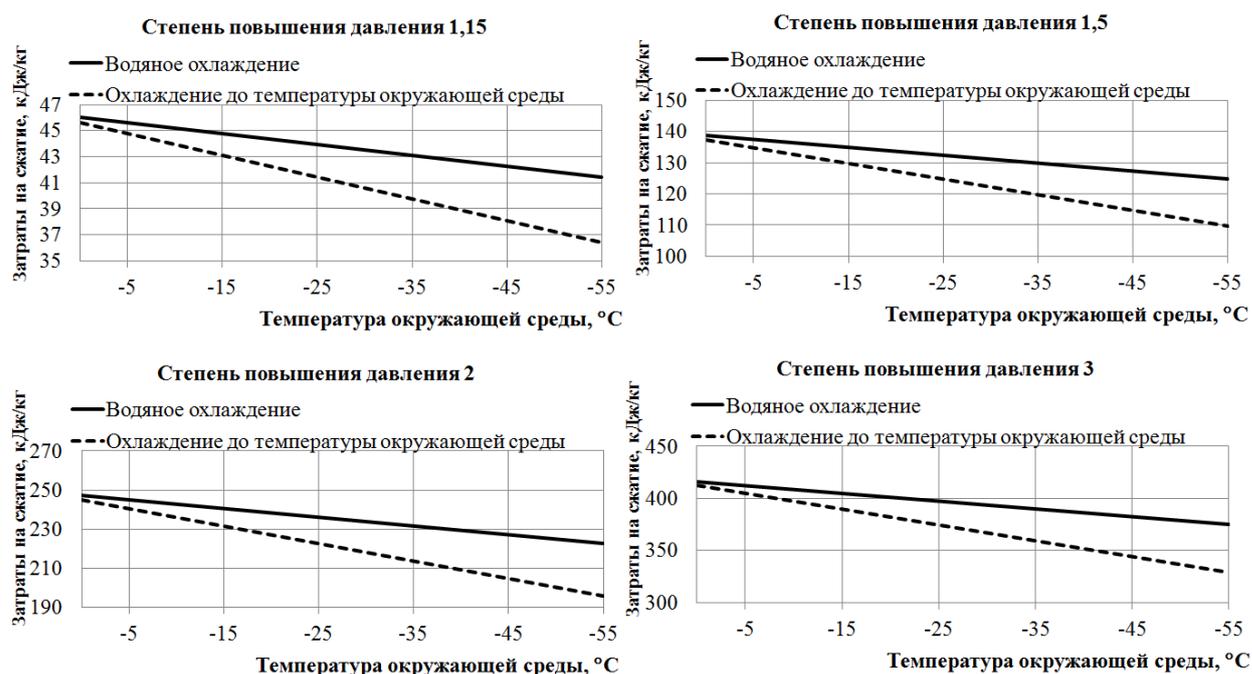


Рисунок 2.6 – Расчетная зависимость удельных затрат энергии на сжатие воздуха от температуры окружающей среды для различных степеней повышения давления

На рисунке наглядно показано, что при охлаждении сжимаемого воздуха до температуры окружающей среды удельные затраты на сжатие снижаются. Причем, чем ниже температура окружающей среды, тем ниже затраты.

Разница затрат на сжатие воздуха при охлаждении до температуры охлаждающей воды и окружающей среды представлены на рисунке 2.7.

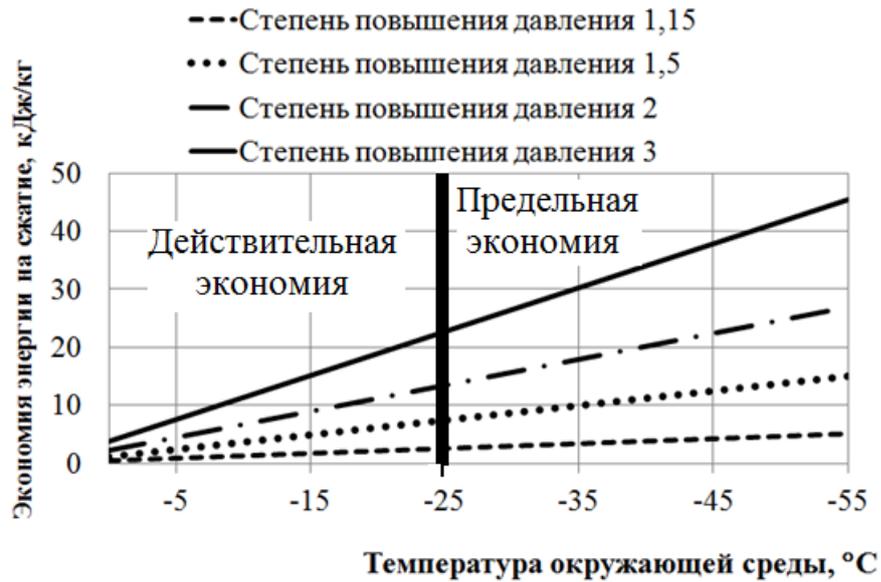


Рисунок 2.7 – Расчетная зависимость удельной экономии энергии на сжатие воздуха от температуры окружающей среды для различных степеней повышения давления

Из рисунка видно, что с ростом степени повышения давления и снижения температуры экономия на сжатие воздуха от доохлаждения растет и может достигать 45 кДж/кг.

Более подробно удельная экономия энергии на сжатие для воздуха, кислорода и азота в зависимости от температуры окружающей среды и степени повышения давления представлены на рисунке 2.8.

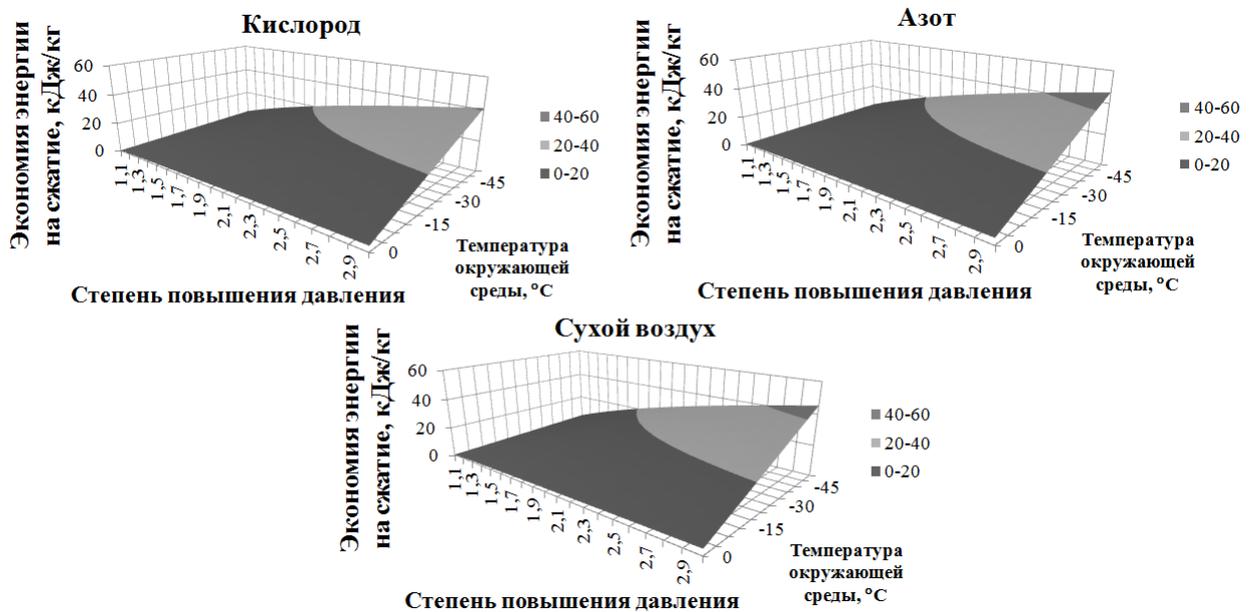


Рисунок 2.8 – Расчетная зависимость удельной экономии энергии на сжатие от температуры окружающей среды и степени повышения давления

Из рисунка видно, что максимальная экономия достигается при сжатии азота и составляет около 47 кДж/кг, однако, экономия при сжатии сухого воздуха, кислорода и азота сопоставимы и отличаются на 3,45% и 12,5%, соответственно.

Экономия для одной ступени сжатия в процентном соотношении от затрат на сжатие в этой ступени без доохлаждения принципиально не зависит ни от природы сжимаемого газа, ни от степени повышения давления и определяется по следующей формуле:

$$\begin{aligned} \%L &= \frac{\Delta L_{ад}}{L_{ад}} \cdot 100\% = \frac{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_{охл.в} - T_{ок.с}) \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{охл.в} \cdot \left[\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \cdot 100\% = \\ &= \frac{T_{охл.в} - T_{ок.с}}{T_{охл.в}} \cdot 100\%. \end{aligned} \quad (2.2)$$

Соответственно для всех газов и степеней повышения давления такая экономия будет одинакова и примерно составит от 2 до 20% (рисунок 2.9).



Рисунок 2.9 – Расчетная зависимость экономии энергии в процентах от затрат на сжатие от температуры окружающей среды

Таким образом, можно сделать вывод о наличии резерва по сокращению затрат энергии на сжатие за счет более полного использования потенциала окружающей среды как холодного источника в зимнее время. Приведенные выше данные совпадают с отдельными оценками, найденными при литературном обзоре [58].

Энергосберегающий резерв за счет использования теплоты сжатия

При определении энергосберегающего потенциала использования теплоты необходимо оценить ее температурный уровень и количество [152].

Для оценки температурного уровня используем формулы термодинамического расчета адиабатного сжатия газа в компрессоре [45], а в качестве расчетной модели примем принципиальную схему двухступенчатого сжатия (рисунок 2.6).

Удельная работа сжатия в ступени рассчитывается по следующей формуле:

$$L = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot (T_{сж.г}^p - T_{нач}) = \frac{1}{\eta_{oi}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{нач} \cdot (\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1), \quad (2.3)$$

температура сжатого газа на входе в газоохладители с учетом адиабатного КПД сжатия

$$T_{сж.г}^p = T_{нач} + \frac{T_{нач} \cdot (\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_{oi}} = T_{нач} \cdot \left(\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{oi}} - \frac{1}{\eta_{oi}} + 1 \right), \quad (2.4)$$

где $T_{нач}$ - температура на входе в ступень сжатия, К;

Для данных расчетов температура газа на входе в компрессор и после промежуточного газоохладителя принята равной температуре для стандартного состояния (20 °С). Результаты расчетов представлены на рисунке 2.10.

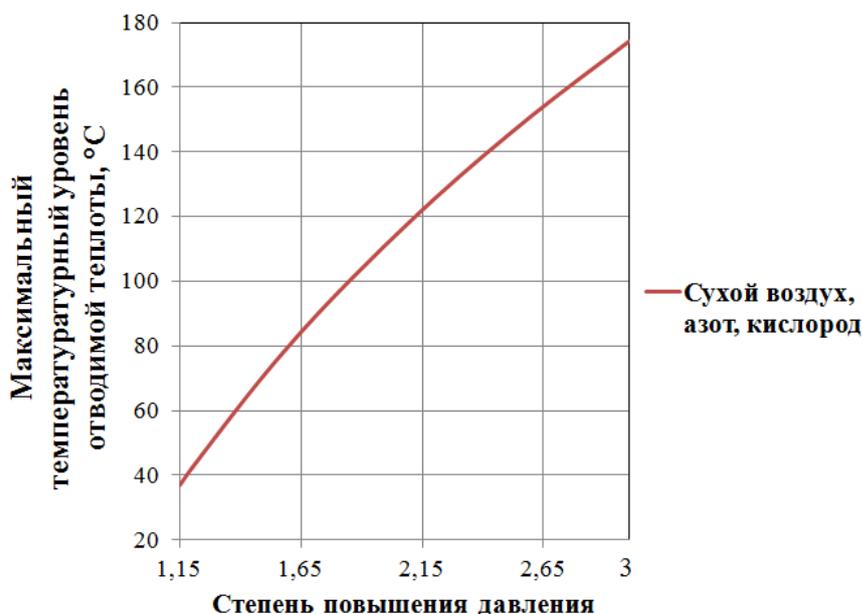


Рисунок 2.10 – Расчетная зависимость изменения максимального температурного уровня отводимой теплоты от степени повышения давления

Из рисунка видно, что в конце процесса сжатия максимальная температура для распространенных степеней повышения сжатия ($>1,5$) может превышать 100°C .

Для расчета количества отводимой теплоты принимается:

- процесс охлаждения – изобарный;
- охлаждение происходит до температуры окружающей среды, равной 20°C .

Таким образом, удельное количество отведенной теплоты определяется по следующей формуле:

$$q = (h_n - h_k) + (h'_n - h'_k); \quad (2.5)$$

Результаты расчета представлены на рисунке. 2.11.

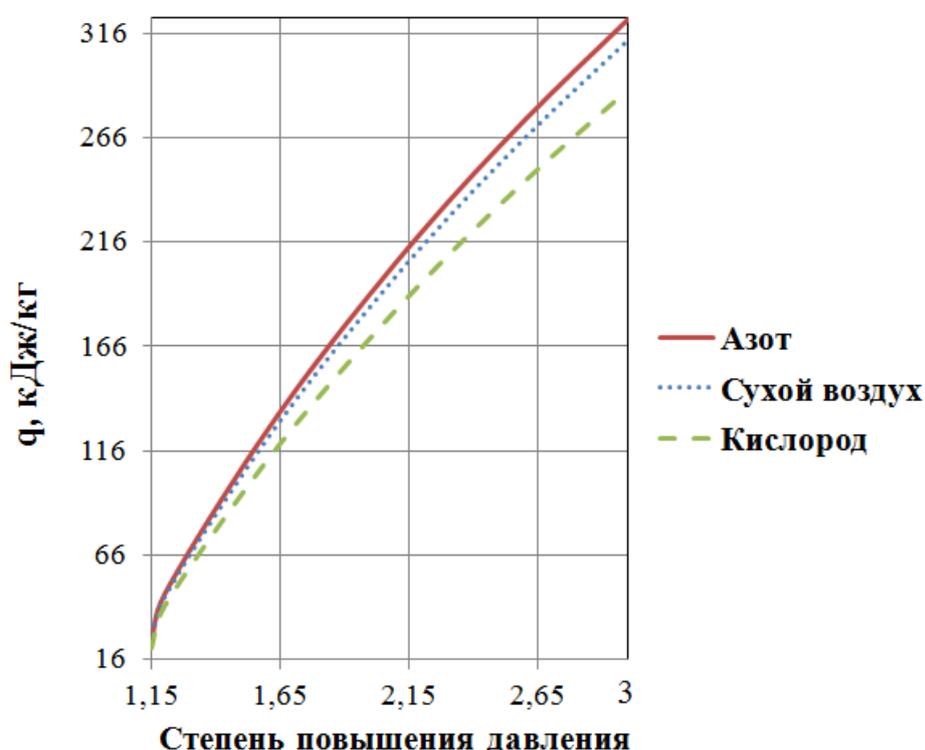


Рисунок 2.11 – Расчетная зависимость изменения удельного количества отводимой теплоты от степени повышения давления

Из рисунка видно, что наибольшая теплота отводится при сжатии азота, а минимальный – при сжатии кислорода, а разница между ними составляет от 10 до 12%. При этом, несмотря на увеличение абсолютной разницы, относительная разница уменьшается с ростом степени повышения давления. А в рассматриваемых условиях отводимая теплота может превышать 300 кДж/кг .

Из приведенного выше анализа видно, что наибольшим как количественным, так и качественным потенциалом обладает сжатие азота, а наименьшим кислород.

Для более наглядного сравнения потенциалов, учитывающего как качественные, так и количественные характеристики, необходимо провести эксергетический анализ отводимой теплоты.

Эксергии теплот рассчитаны по формулам (1.8)-(1.10) и представлены на рисунке 2.12. Температура окружающей среды принята равной температуре для стандартного состояния (20 °С).

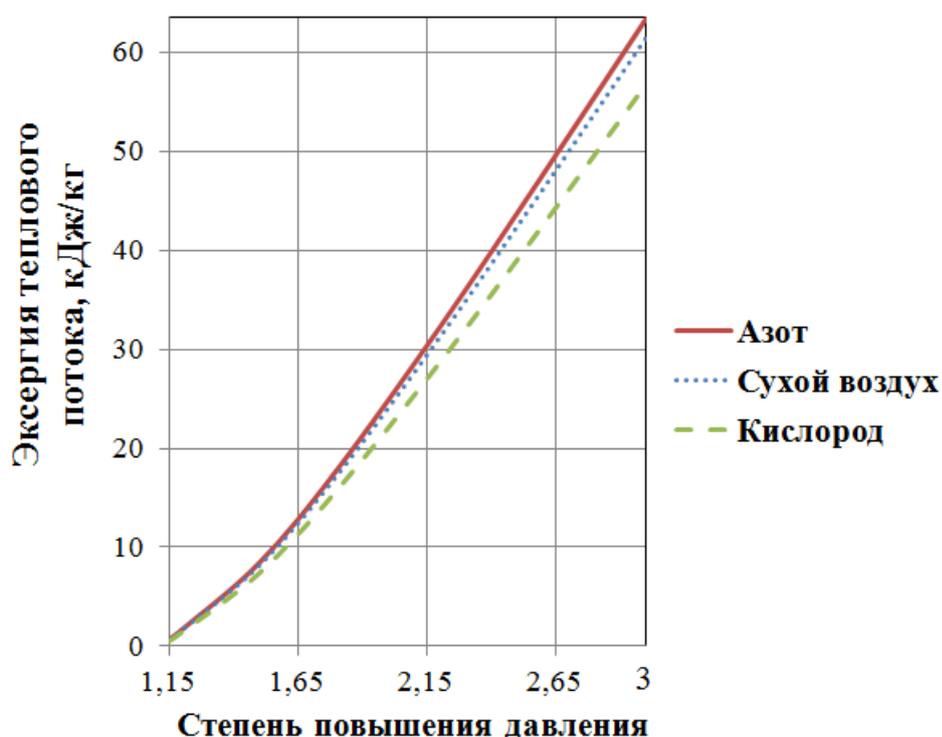


Рисунок 2.12 – Расчетная зависимость изменения удельного количества эксергии отводимой теплоты от степени повышения давления

Данный рисунок наглядно иллюстрирует разницу потенциалов отводимой теплоты рассматриваемых газов и их рост при увеличении степени повышения давления. Подобно количеству теплоты, абсолютная разница между максимальной эксергией (при сжатии азота) и минимальной (при сжатии кислорода) с ростом степени повышения давления растет, а относительная падает для рассматриваемых условий в диапазоне от 10 до 12%.

Отношение эксергии отводимой теплоты к эксергии затрачиваемой на привод компрессора рассчитывалось по следующей формуле:

$$\% E = \frac{\sum E_Q}{\sum E_{np}} \cdot 100\% . \quad (2.6)$$

Результаты расчетов отношения эксергий представлены на рисунке. 2.13.

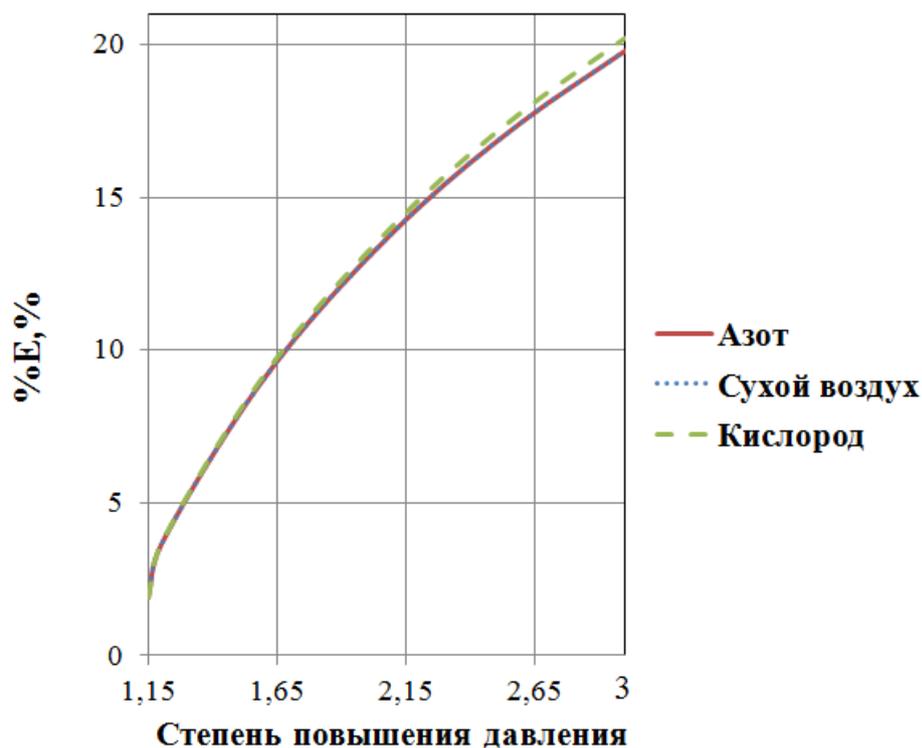


Рисунок 2.13 – Расчетная зависимость изменения отношения эксергии отводимой теплоты к эксергии, затрачиваемой на сжатие, от степени повышения давления

На основании данного рисунка можно сделать вывод, что использование отведенной в системе промежуточного охлаждения теплоты сжатия открывает значительный резерв, составляющий 2-20% от затрат эксергии на сжатие.

Ресурсосберегающий резерв за счет использования сконденсированной влаги

Получение сконденсированной влаги в КУ возможно при глубоком охлаждении влажного сжатого газа. Из рассматриваемых газов наибольшее содержание влаги выделяется при сжатии влажного воздуха.

Для определения ресурсосберегающего потенциала при полной осушке сжатого воздуха выбран ряд крупных промышленных центров в разных климатических зонах России: Москва, Санкт-Петербург, Краснодар, Хабаровск и Магнитогорск [153]. Изменение температуры окружающей среды и относительной влажности для них приведены в приложении 5 [136].

Для оценки количества отводимой влаги рассчитано влагосодержание воздуха [154] для выбранных регионов (рисунок 2.14):

$$d=0,622 \frac{\varphi \cdot P_{нп}}{P_{нп} - (\varphi \cdot P_{нп})}; \quad (2.7)$$

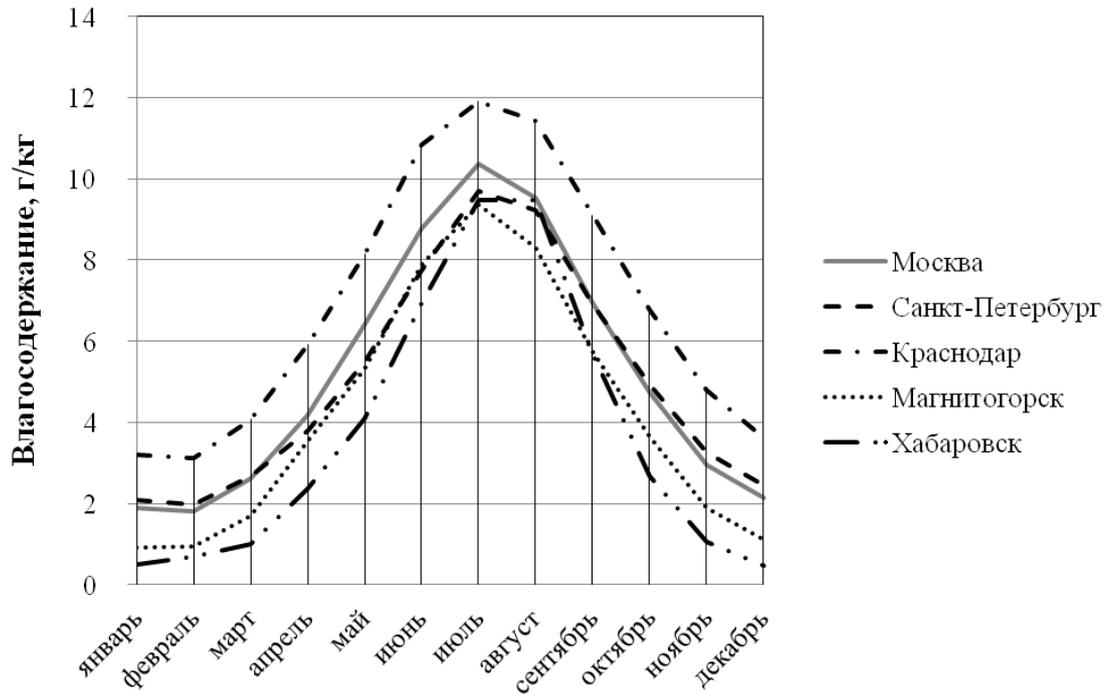


Рисунок 2.14 – Значение влагосодержания по месяцам

С учетом продолжительности каждого месяца и при условии полной осушки воздуха рассчитано количество получаемого конденсата для непрерывно работающего компрессора с массовой производительностью 1 кг/с (рисунок 2.15).

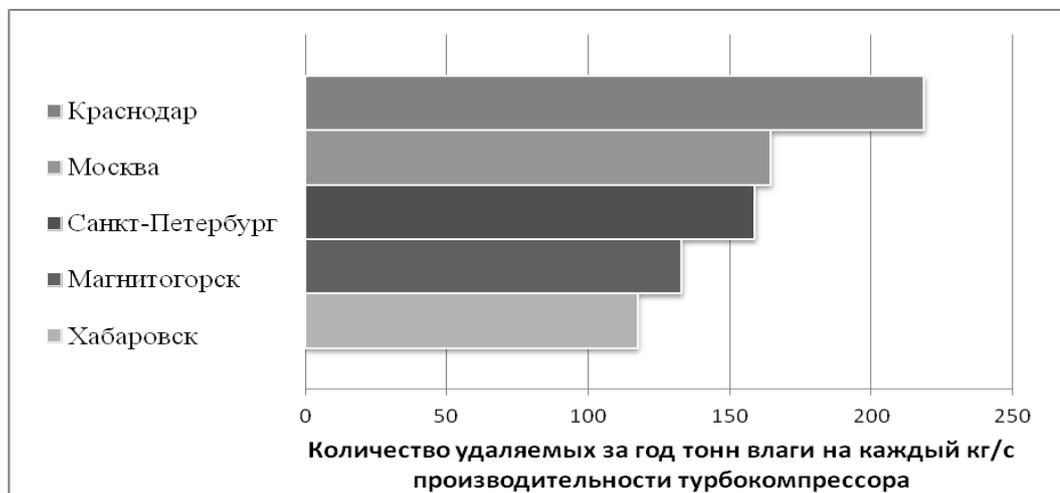


Рисунок 2.15 – Количество удаляемой влаги

Таким образом, при полной осушке сжатого воздуха в промежуточных воздухоохладителях имеется возможность получения значительного количества воды с малым солесодержанием. А в случае сжатия в центробежных компрессорах получаемая вода не содержит масла.

Для оценки изменения осушающей способности конечного воздухоохладителя при охлаждении воздуха до температуры, близкой к температуре холодного источника, рассчитаны температуры точки росы [33]:

для температуры воздуха ниже 0 °С:

$$t_p = \frac{233,77 \cdot \ln(\varphi \cdot P_{\text{нп}}) + 115,72}{18,74 - 0,881 \cdot \ln(\varphi \cdot P_{\text{нп}})}, \text{°С}; \quad (2.8)$$

для температуры воздуха выше 0 °С:

$$t_p = \frac{233,77 \cdot \ln(\varphi \cdot P_{\text{нп}}) + 115,72}{16,57 - 0,997 \cdot \ln(\varphi \cdot P_{\text{нп}})}, \text{°С}. \quad (2.9)$$

Результаты расчетов температуры точки росы при наиболее распространенных для центробежных компрессоров давлениях приведены в таблице 2.1. Для г. Магнитогорска данные из таблицы 2.1 изображены на рисунке 2.16.

Таблица 2.1 – Температура точки росы

Месяц	январь	февраль	март	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	октябрь	ноябрь	декабрь
P, МПа												
Москва												
0,1	-8,27	-8,73	-4,54	1,28	7,26	11,90	14,39	13,12	8,41	2,98	-3,10	-6,89
0,2	-0,10	-0,64	4,39	11,29	17,80	22,85	22,57	24,18	19,04	13,13	6,12	1,56
0,4	9,79	9,20	14,67	22,18	29,29	34,82	37,80	36,27	30,65	24,20	16,55	11,59
0,8	20,55	19,90	25,87	34,09	41,88	47,96	51,24	49,56	53,38	36,30	27,93	22,52
1	24,22	23,55	29,69	38,16	46,19	52,46	55,85	54,11	47,74	40,43	31,82	26,24
Санкт-Петербург												
0,1	-7,17	-7,73	-4,20	-0,08	5,04	10,04	13,38	12,63	8,33	3,58	-2,13	-5,32
0,2	1,22	0,55	4,79	9,81	15,38	20,82	24,47	23,64	18,96	13,79	7,59	3,45
0,4	11,22	10,49	15,11	20,57	26,64	32,60	36,59	35,69	30,57	24,91	18,15	13,64
0,8	22,11	21,31	26,35	32,33	38,98	45,52	49,90	48,91	43,28	37,07	29,67	24,75
1	25,82	25,00	30,19	36,34	43,20	49,94	54,47	53,45	47,64	41,24	33,61	28,54
Краснодар												
0,1	-2,42	-2,76	0,90	6,11	10,78	15,06	16,50	15,87	12,44	8,06	3,13	-0,72
0,2	7,27	6,90	10,87	16,54	21,63	26,30	27,87	27,19	23,44	18,66	13,30	9,12
0,4	17,81	17,40	21,73	27,91	33,48	38,60	40,33	39,58	35,47	30,24	24,38	19,81
0,8	29,30	28,86	33,59	40,37	40,48	46,35	48,17	47,38	43,03	37,51	31,33	26,52
1	33,23	32,77	37,65	44,63	50,94	56,76	58,72	57,87	53,20	47,27	40,64	35,49
Хабаровск												
0,1	-22,58	-19,10	-15,28	-6,34	0,95	8,43	13,03	13,02	5,55	-4,74	14,73	-23,16
0,2	-16,9	-12,88	-8,42	3,02	10,93	19,07	24,08	24,07	15,93	4,76	-7,76	-17,60
0,4	-8,43	-4,06	0,77	13,18	21,79	30,68	36,17	36,15	27,25	15,07	1,48	-9,16
0,8	0,75	5,49	10,73	24,24	33,66	43,41	49,44	49,42	39,64	26,31	11,51	-0,03
1	3,87	8,73	14,12	28,02	37,71	47,77	53,99	53,98	43,88	30,15	14,92	3,06
Магнитогорск												
0,1	-16,23	-15,99	-9,54	-1,07	4,63	10,28	12,87	11,04	5,71	-0,59	-8,25	-14,06
0,2	-9,53	-9,52	-1,62	8,74	14,93	21,08	23,91	21,91	16,10	9,25	-0,07	-6,98
0,4	-0,43	-0,13	8,14	19,40	26,15	32,88	35,98	33,79	27,44	19,96	9,82	2,33
0,8	9,43	9,75	18,75	31,05	38,44	45,83	49,23	46,82	39,85	31,66	20,59	12,43
1	12,78	13,11	22,37	35,02	42,65	50,26	53,78	51,29	44,10	35,66	24,25	15,86

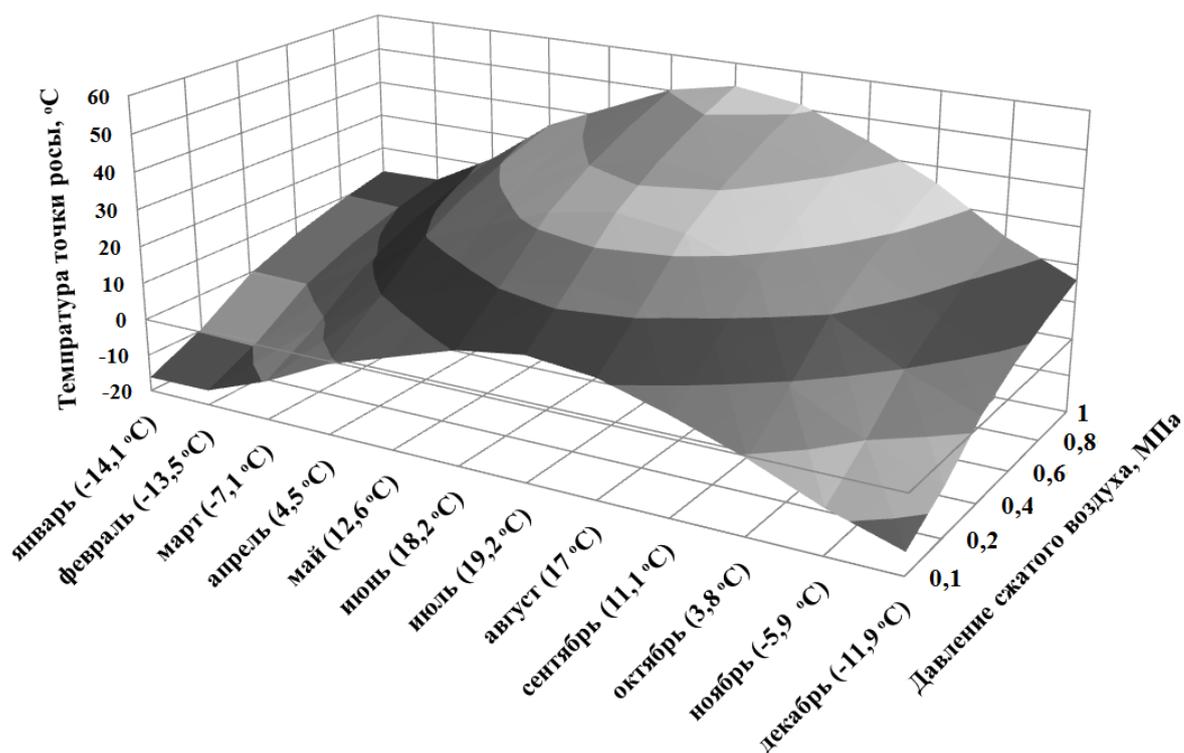


Рисунок 2.16 – Изменение температуры точки росы в зависимости от давления сжатого воздуха и месяца для условий г. Магнитогорска

Как видно из приведенных выше данных, при давлении сжатого воздуха выше 0,2 МПа температура точки росы всегда выше температуры окружающей среды. Для Москвы, Краснодара, Магнитогорска и Хабаровска эта закономерность проиллюстрирована на рисунке 2.17.

Исходя из вышесказанного возможна осушка сжатого воздуха при охлаждении его до температуры окружающей среды в концевом воздухоохладителе компрессора с последующим отводом получившегося конденсата во влагоотделителе. Необходимо отметить сложности по осушке сжатого воздуха при водяном охлаждении в зимнее время (температура окружающей среды ниже 0 °C, температура охлаждающей воды 5 °C). Так, для условий г. Магнитогорска невозможно провести осушку до тех пор, пока давление сжатого воздуха не станет больше 0,5 МПа - для декабря; 0,6 МПа – для января и февраля.

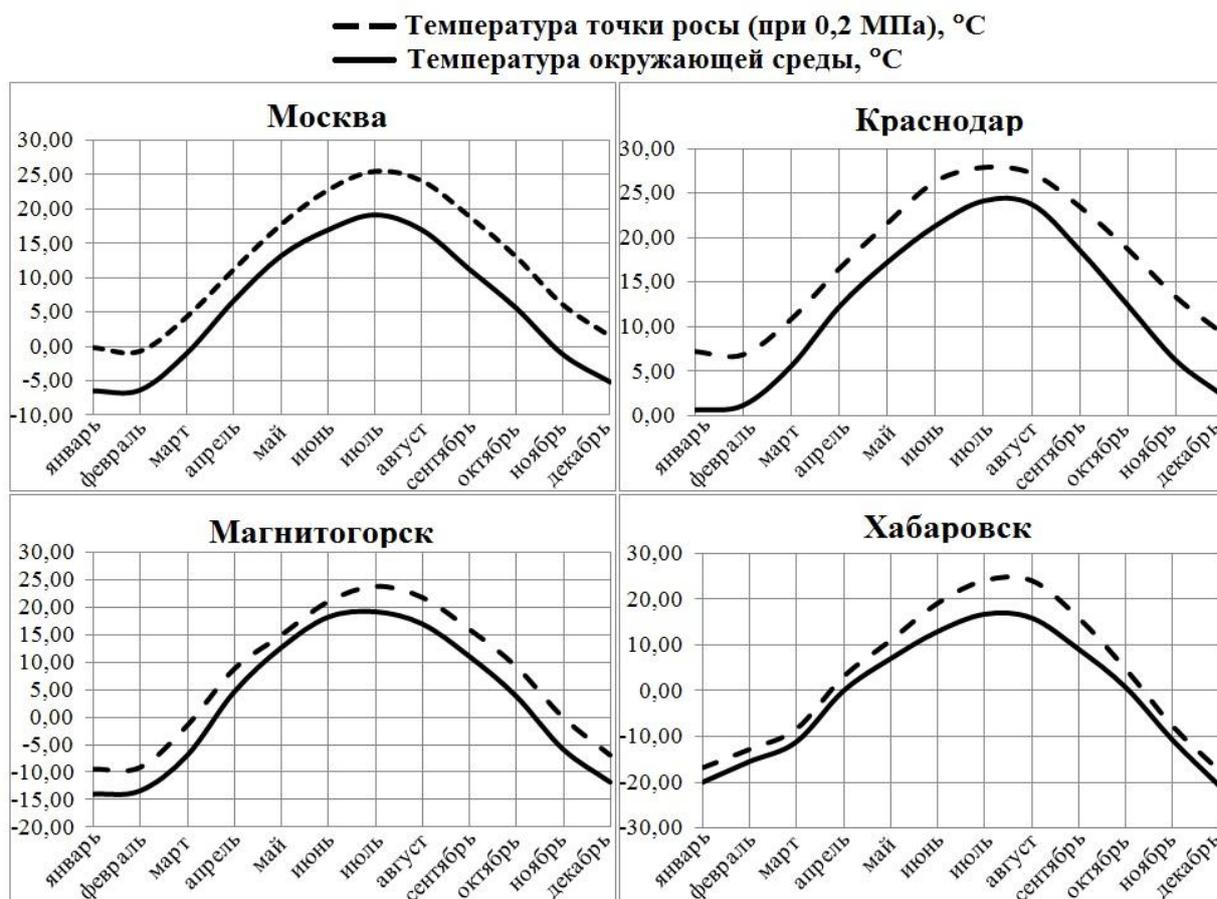


Рисунок 2.17 – Изменение температуры точки росы при давлении сжатого воздуха 0,2 МПа в зависимости от месяца

Таким образом, охлаждение сжимаемого воздуха до температуры окружающей среды облегчает осушку воздуха в зимнее время и открывает резерв по производству воды из атмосферного воздуха.

2.3 Разработка перспективной энергоэффективной схемы промежуточного охлаждения сжимаемого газа в компрессорной установке

Как показано в предыдущем параграфе, система промежуточного охлаждения содержит:

- значительный энергосберегающий потенциал за счет доохлаждения сжимаемого газа до температуры холодного источника и использования отводимой теплоты;
- значительный ресурсосберегающий потенциал за счет конденсации влаги из влажных сжимаемых газов, при охлаждении их до температуры окружающей среды.

Однако использование воды в качестве охлаждающего теплоносителя накладывает ряд ограничений:

- при использовании теплоты сжатия возникают сложности нагрева неподготовленной воды выше 40 °С, из-за выпадения солей жесткости;
- при доохлаждении сжимаемого газа – невозможность охлаждения воды ниже 0 °С.

Также использование воды для охлаждения противоречит требованию к технологии по маловодности. Следовательно, одним из условий создания энергоэффективной схемы является замена воды на иной теплоноситель.

Согласно методологии интенсивного энергосбережения новая схема должна способствовать как можно более полному использованию вторичных энергоресурсов для покрытия собственных затрат. А, как указано в параграфе 2.1, КУ потребляет энергию для привода и холод для системы охлаждения.

Таким образом, термодинамически идеальная перспективная схема промежуточного охлаждения КУ должна реализовать глубокое охлаждение сжимаемого газа до температуры холодного источника, а отведенную теплоту сжатия трансформировать в холод и энергию на привод. Для двухступенчатого компрессора такая схема представлена на рисунке 2.18.

В данной схеме газ после сжатия в первой ступени компрессора (1) поступает в промежуточный газоохладитель (4), где его температура понижается до значений, близких к температуре холодного источника – окружающей среды. Затем, сжимаемый газ подается во вторую ступень компрессора (3), откуда после сжатия до конечного давления поступает в конечной газоохладитель. По участвующим в теплообмене потокам теплообмен в конечном газоохладителе схож с теплообменом в промежуточном. В случае сжатия влажного газа после охлаждения до температуры, близкой к температуре холодного источника, сжатый газ подается в инерционный влагоотделитель (6), где из него удаляется сконденсировавшаяся влага.

Отведенная с помощью промежуточного теплоносителя теплота сжатия поступает в теплоиспользующую систему (7), где на ней генерируется электрическая энергия и холод. Электроэнергия идет на частичное покрытие затрат энергопотребляющих систем КУ, а холод идет на доохлаждение промежуточного теплоносителя (9). Отделенная влага может использоваться в других производствах или для интенсификации теплообмена с холодным источником, в качестве которого выступает атмосфера.

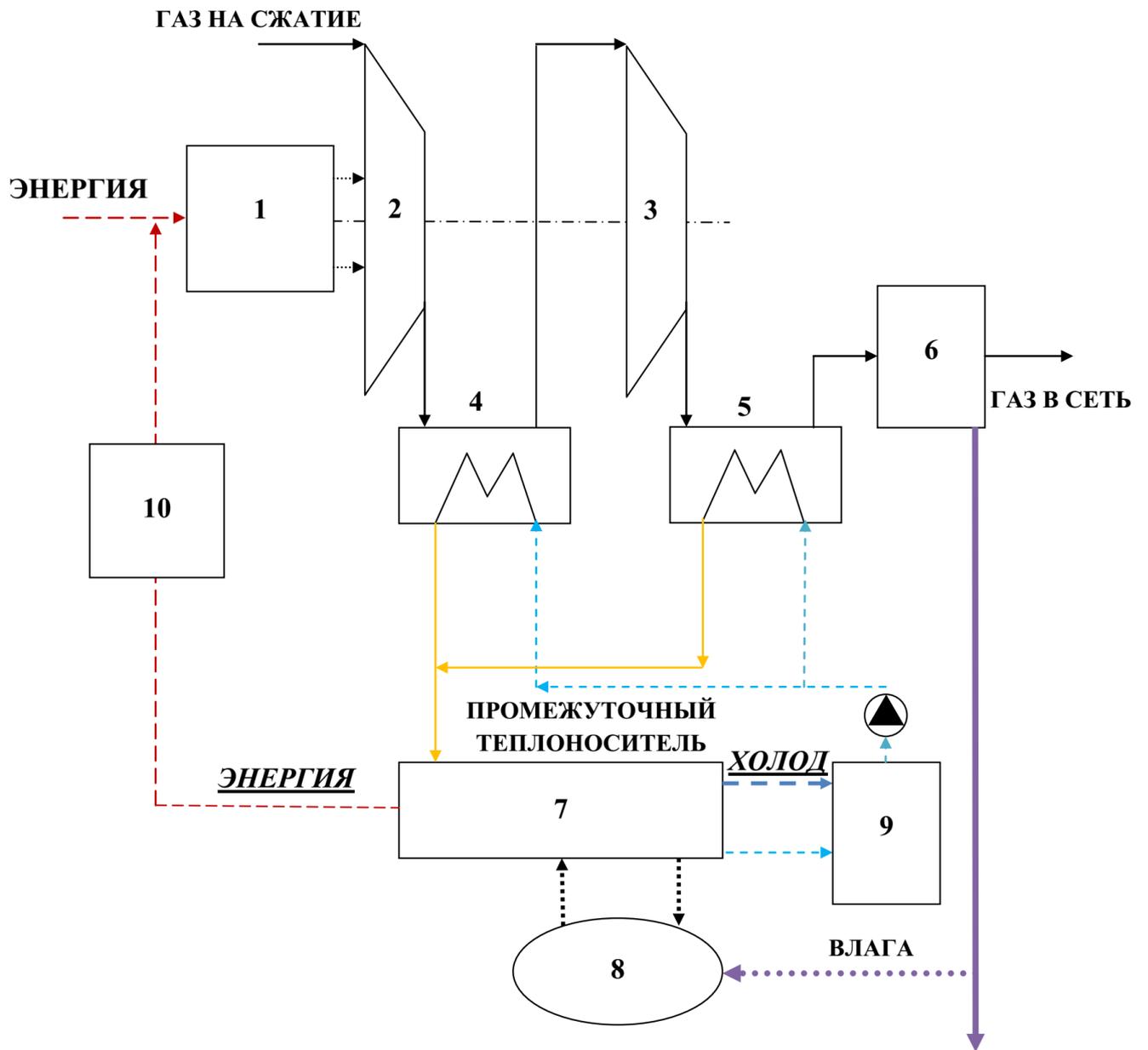


Рисунок 2.18 – Термодинамически идеальная перспективная схема промежуточного охлаждения сжимаемого газа в КУ

Описание термодинамически идеальной перспективной схемы: 1 – энергопотребляющие системы КУ (привод, система управления и т.д.); 2, 3 – первая и вторая ступени компрессора; 4 – промежуточный газоохладитель; 5 – концевой газоохладитель; 6 – влагоотделитель; 7 – теплоиспользующая система для генерации холода и энергии на привод; 8 – холодный источник (сухая градирня); 9 – охладитель для промежуточного теплоносителя; 10 – трансформатор энергии под требуемые параметры.

Для оценки потенциала повышения эффективности разработанной схемы относительно действующей рассчитана разность эксергетических КПД двухступенчатой КУ в случае применения идеальной схемы и в случае применения обычной водяной системы охлаждения [155]:

$$K_{эф} = \eta_{экс}^{сх} - \eta_{экс}^{вод} . \quad (2.10)$$

Эксергетические КПД рассчитываются по формуле (1.6), при условии что:

- сжатие в ступенях компрессора адиабатное;
- степень повышения давления одинакова во всех ступенях компрессора;
- охлаждение в газоохладителях изобарное;
- газ охлаждается до начальной температуры охлаждающего теплоносителя;
- начальная температура охлаждающей воды на 5 °С меньше температуры окружающей среды, но не ниже +5 °С, а конечная температура равна температуре сжимаемого газа на входе в газоохладитель, но не выше 40 °С из-за выпадения солей жесткости;
- начальная температура промежуточного теплоносителя в разработанной схеме равна температуре окружающей среды, а конечная – температуре сжимаемого газа на входе в газоохладитель;
- затраты эксергии на вспомогательное оборудование КУ равны нулю.

Результаты расчетов представлены на рисунке 2.19.

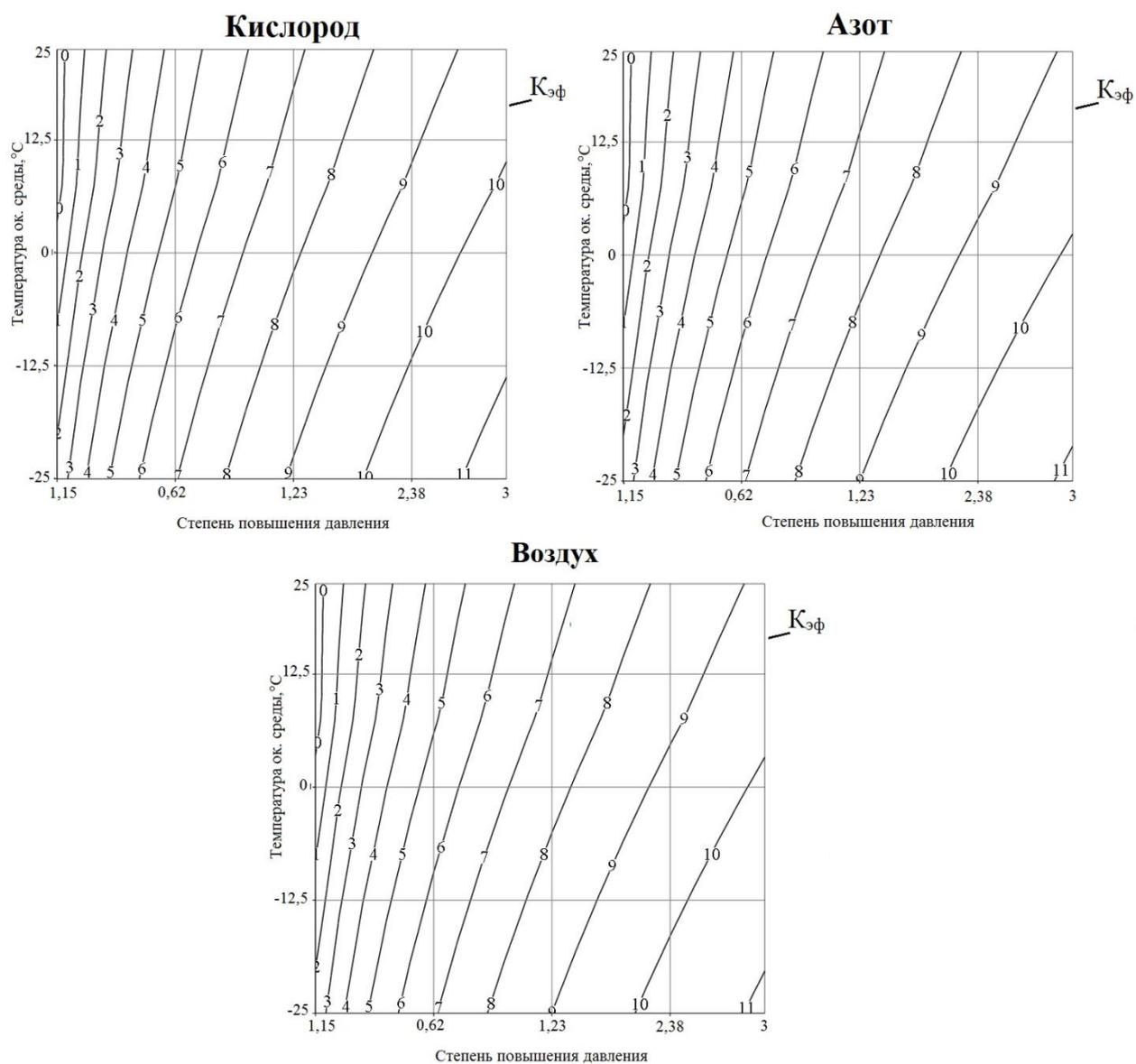


Рисунок 2.19 – Расчетная зависимость коэффициента эффективности от температуры окружающей среды и степени повышения давления

Из рисунка видно, что эксергетический КПД КУ с разработанной схемой промежуточного охлаждения выше эксергетического КПД КУ с водяным охлаждением на всем диапазоне температуры окружающей среды. При этом потенциал повышения эффективности растет с увеличением степени повышения давления и может превышать 10%.

Таким образом, использование разработанной схемы открывает значительный потенциал повышения эффективности работы КУ. Однако при реализации данной системы встают две основные задачи:

- выбор промежуточного теплоносителя;
- уточнение способов преобразования теплоты и соответствующая оценка эффективности схемы.

На данном рисунке изображен нагрев рабочего тела в цикле двигателя Стирлинга (4-5-7-6), где рабочее тело, получая теплоту от изобарно охлаждающегося промежуточного теплоносителя (0-1), изохорно перемещается в нагревательный цилиндр (5-11) и изотермически расширяется в нем (11-8). При этом из-за условий теплообмена между греющим теплоносителем и рабочим телом в цилиндре по второму закону термодинамики температура греющего теплоносителя не может быть ниже температуры в процессе изотермического расширения (T_1).

В свою очередь, в ОЦР за счет теплоты, отводимой в ходе изобарного охлаждения промежуточного теплоносителя (0-2), рабочее тело изобарно нагревается (4-5), происходит процесс парообразования (1-7) и перегрев пара рабочего тела (7-8). Следует учитывать, что при организации нагрева рабочего тела ОЦР в вынесенном трубчатом теплообменнике в случае противоточного движения нагреваемой и нагревающей сред имеется возможность охлаждения промежуточного теплоносителя до более низкой температуры (T_2), это, в свою очередь, приводит к росту подводимой в цикл теплоты ($Q_{орц}$), по сравнению с двигателем Стирлинга ($Q_{орц}$). Также реализация ОЦР позволяет более полно, по сравнению с двигателем Стирлинга, использовать температурный потенциал промежуточного теплоносителя (T_0) за счет перегрева рабочего тела (7-8). Все это ведет к увеличению заполняемости цикла.

Таким образом, применение ОЦР позволит более полно использовать подводимую теплоту, а, следовательно, сгенерировать больше электрической энергии. Кроме того, как показал литературный обзор, уже имеются предложения и предварительные оценки по использованию ОЦР в системе промежуточного охлаждения компрессоров с заменой охлаждающего теплоносителя на низкокипящее рабочее тело [95, 96].

Учитывая КПД ОЦР 10% и величину тепловой мощности рассчитанной в параграфе 2.2, можно оценить количество генерируемой на теплоте сжатия электрической энергии (рисунок. 2.21).

Из рисунка видно, что наибольшее количество электроэнергии генерируется при сжатии азота, а минимальный при сжатии кислорода. При этом экономится чуть более 10% от общих затрат на сжатие.

Для трансформации низкопотенциальной теплоты в холод применяются абсорбционные холодильные машины [169], наиболее эффективными из которых являются бромисто-литиевые (АБХМ) [170]. Возможность использования данных установок в системе промежуточного охлаждения сжимаемого газа в компрессоре также подтверждается литературным обзором [3, 93].

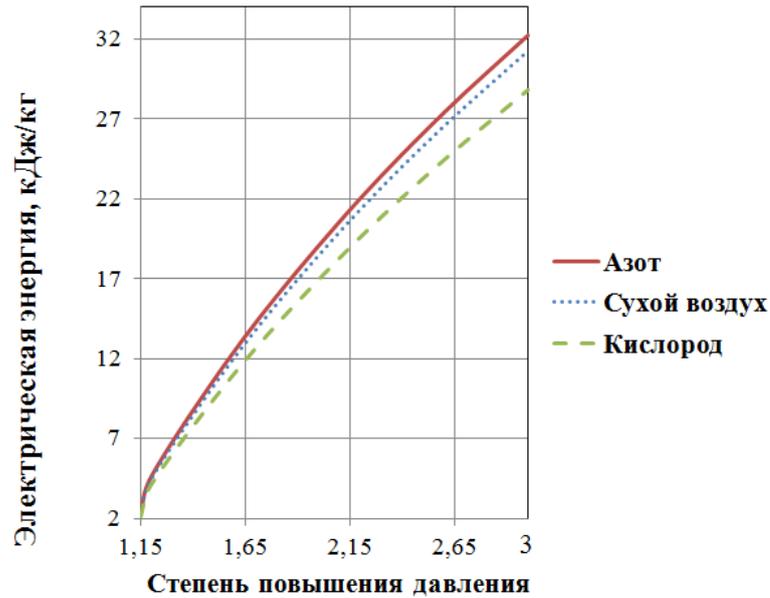


Рисунок 2.21 – Расчетная зависимость изменения удельного количества генерируемой электрической энергии от степени повышения давления

Однако известно, что температура греющего теплоносителя на выходе из генератора АБХМ должна быть выше 70°C [171]. Следовательно, в отличие от ОЦР, в АБХМ невозможно использовать всю отведенную теплоту сжатия и процесс охлаждения сжатого газа распадается на две области:

- I. Среднетемпературную (выше 70°C), где возможно применение и ОЦР и АБХМ;
- II. Низкотемпературную, (ниже 70°C), где имеется возможность использования только ОЦР.

Данное разделение представлено на рисунке 2.22.

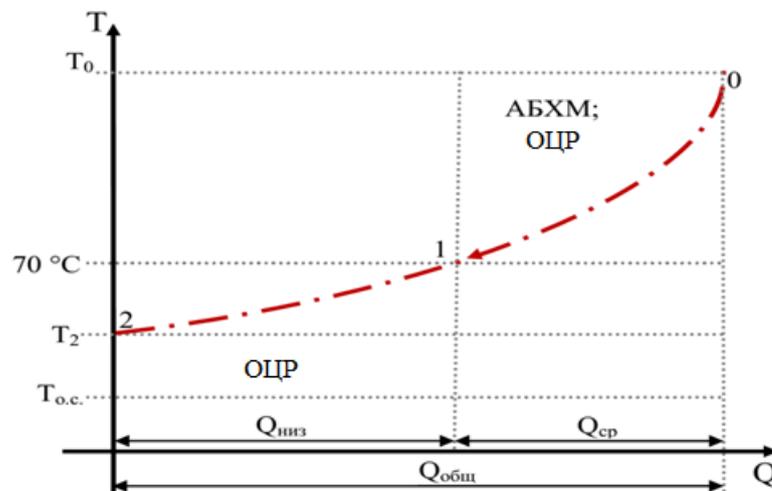


Рисунок 2.22 – Температурно-тепловой график охлаждения сжимаемого газа

На рисунке видно, что при охлаждении сжатого газа общая отводимая теплота ($Q_{\text{общ}}$) делится на среднетемпературную теплоту ($Q_{\text{ср}}$) на участке 0-1 и низкотемпературную ($Q_{\text{низ}}$) на участке 1-2.

Для выбора наиболее эффективного направления использования среднетемпературной теплоты необходимо определить, что дает большую экономию:

- а) дополнительное охлаждение сжимаемого газа;
- б) генерация электрической энергии.

Количество теплоты, отводимое при охлаждении одного килограмма сжимаемого газа до $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ определяется по формулам 2.4 и 2.5.

Холод, получаемый на данной теплоте в АБХМ, Дж/кг:

$$q_x = \xi_{\text{абхм}} \cdot q. \quad (2.18)$$

Холодильный коэффициент АБХМ принят равным 0,6.

Величина доохлаждения сжимаемого газа, К:

$$\Delta T = \frac{q_x}{c_p}. \quad (2.19)$$

Таким образом, удельная экономия энергии на сжатие за счет более глубокого охлаждения, Дж/кг:

$$\Delta l_x = \frac{\Delta l_{\text{ад}}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}} = \frac{k \cdot R \cdot \Delta T \cdot \left[\frac{k-1}{\varepsilon^{\frac{1}{k}} - 1} \right]}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np} \cdot (k-1)}. \quad (2.20)$$

Удельная экономия за счет генерации электрической энергии, Дж/кг:

$$\Delta l_{\text{оур}} = \eta_{\text{оур}} \cdot q; \quad (2.21)$$

где $\eta_{\text{оур}}$ – КПД ОЦР, равный 0,1.

Отношение экономии при использовании АБХМ к экономии при использовании ОЦР:

$$J = \frac{\Delta l_x}{\Delta l_{\text{оур}}}. \quad (2.22)$$

Результаты расчетов J , в зависимости от степени повышения давления для различных газов представлены на рисунке 2.23. Минимальное значение степени повышения давления определялось, исходя из соотношения (2.4) с учетом того, что начальная температура сжимаемого газа $T_{\text{нач}} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, а конечная больше $70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

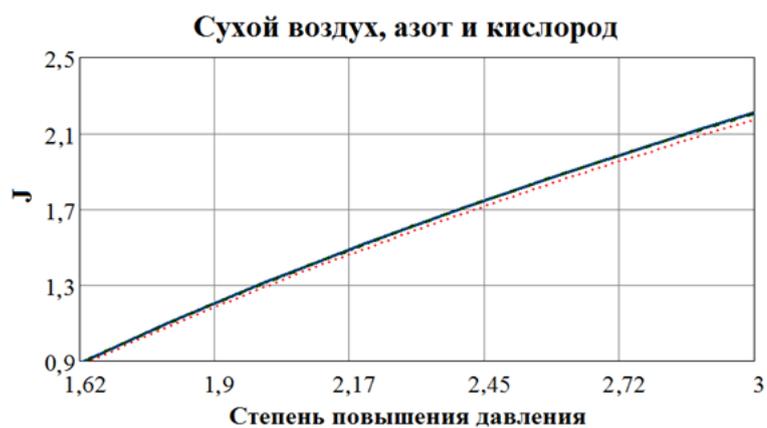


Рисунок 2.23 – Зависимость отношения удельной экономии при использовании АБХМ к удельной экономии при использовании ОЦР от степени повышения давления

Из рисунков видно, что для большого диапазона степеней сжатия экономия от использования АБХМ выше экономии от ОЦР.

Учитывая все вышесказанное, итоговая эффективная схема промежуточного охлаждения на примере двухступенчатого компрессора представлена на рисунке 2.24.

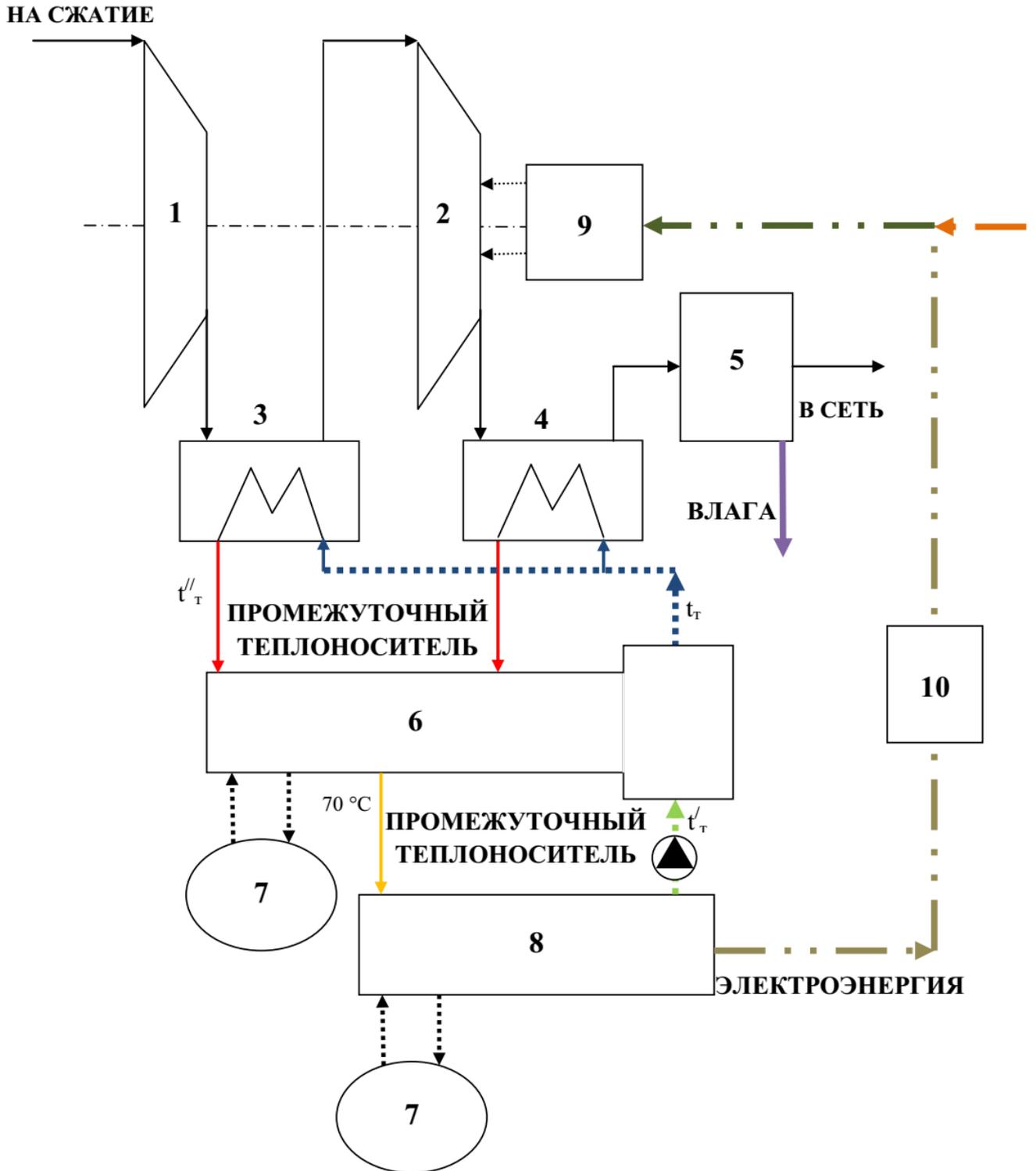


Рисунок 2.24 – Итоговая схема промежуточного охлаждения сжимаемого газа в КУ

Описание итоговой схемы: 1, 2 – первая и вторая ступени компрессора; 3 - промежуточный газоохладитель; 4 - конечной газоохладитель; 5 – влагоотделитель; 6 – АБХМ; 7 – холодный источник (сухая градирня); 8 – ОЦР; 9 – энергопотребляющие системы КУ (привод, система управления и т.д.); 10 трансформатор электрического тока.

На данной схеме газ поступает в первую ступень сжатия (1). После сжатия газ охлаждается в промежуточном газоохладителе (3) (от t'_r до t''_r) и подается в следующую ступень сжатия (2). После сжатия до конечного давления сжатый газ поступает на концевой газоохладитель (4). Теплообмен в концевом газоохладителе аналогичен теплообмену в промежуточном. В случае сжатия влажного газа и, если температура охлаждаемого газа ниже температуры точки росы, то сжатый газ подается в инерционный влагоотделитель (6), где из него удаляется сконденсировавшаяся влага. Нагретый до $t''_t < t'_r$ теплоноситель из газоохладителя (2) последовательно поступает в АБХМ (7), где охлаждается до $70\text{ }^\circ\text{C}$, а затем в ОЦР (9), где охлаждается до t'_t . На теплоте от t''_t до $70\text{ }^\circ\text{C}$ генерируется холод для доохлаждения теплоносителя до температуры t_t , при этом помимо теплоты затрачивается энергия на привод насоса АБХМ. На теплоте от $70\text{ }^\circ\text{C}$ до t''_t в цикле Ренкина генерируется электрическая энергия для покрытия части затрат на энергопотребляющие системы КУ. Генерируемая ОЦР электрическая энергия при том же напряжении будет иметь меньшую силу тока, чем электроэнергия, потребляемая КУ. Холодным источником для ОЦР и горячим для АБХМ выступает окружающая среда. Более подробно процесс охлаждения газа и нагрев промежуточных теплоносителей представлен на рисунке 2.25.

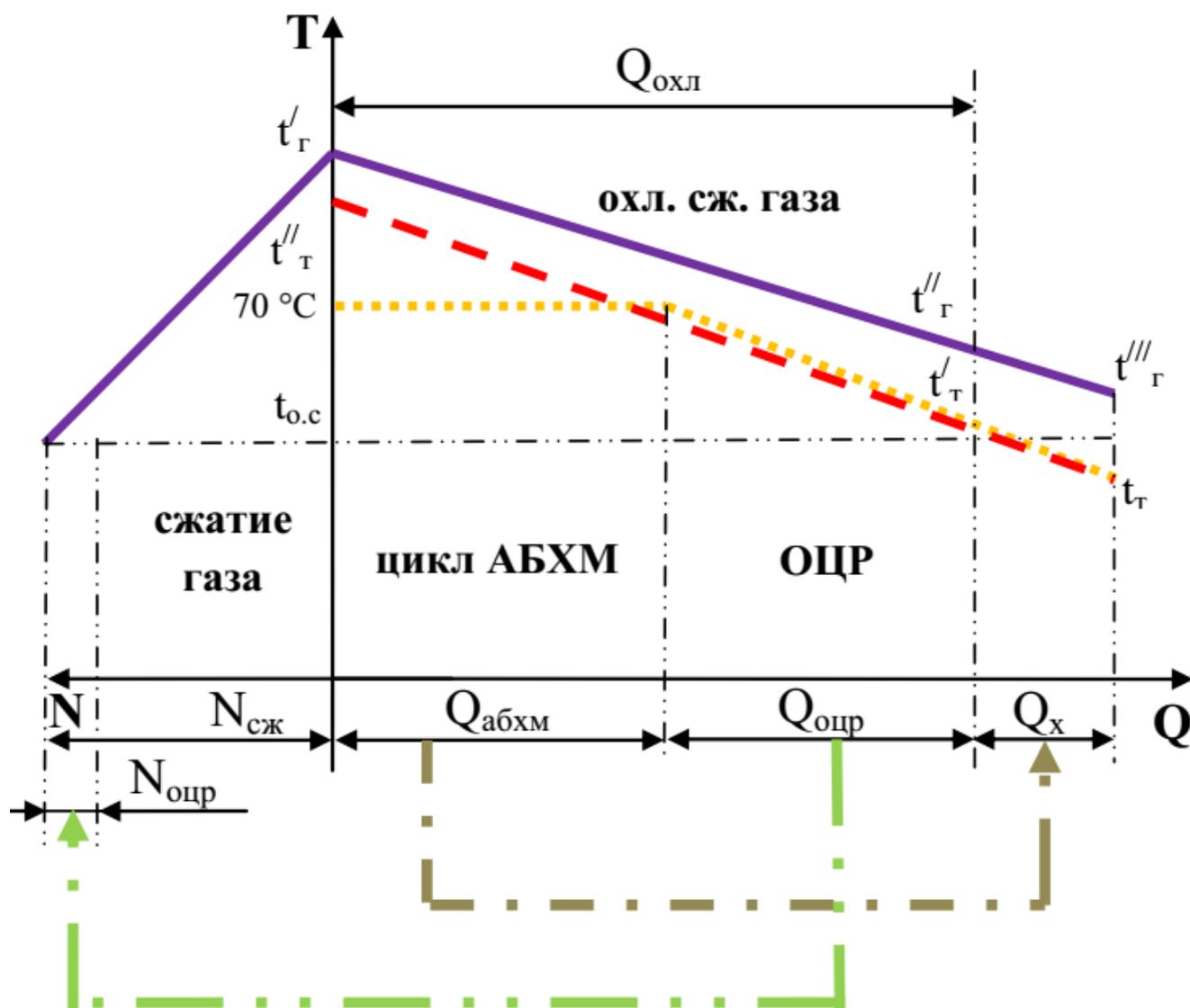


Рисунок 2.25 – График сжатия и охлаждения газа и нагрева промежуточного теплоносителя

На графике наглядно видно, что из общей теплоты сжатия ($Q_{охл}$) среднетемпературная часть идет на производство холода в цикле АБХМ ($Q_{абхм}$), поступающего на доохлаждение промежуточного теплоносителя (Q_x). Низкотемпературная часть ($Q_{орц}$) используется для генерации электрической энергии ($N_{орц}$) в ОЦР, для частичного покрытия затрат на сжатие ($N_{сж}$).

Следует отметить, что из-за незавершенности теплообмена существует разница между температурами холодного источника, промежуточного теплоносителя и сжимаемого газа.

Кроме схемы, представленной на рисунке 2.24, возможным решением может быть схема без АБХМ, где промежуточным теплоносителем выступает рабочее тело ОЦР. Так как эта схема исключает сложное оборудование и промежуточный теплоноситель, тем самым сокращая возможные потери в различных элементах. Данная схема представлена на рисунке 2.26.

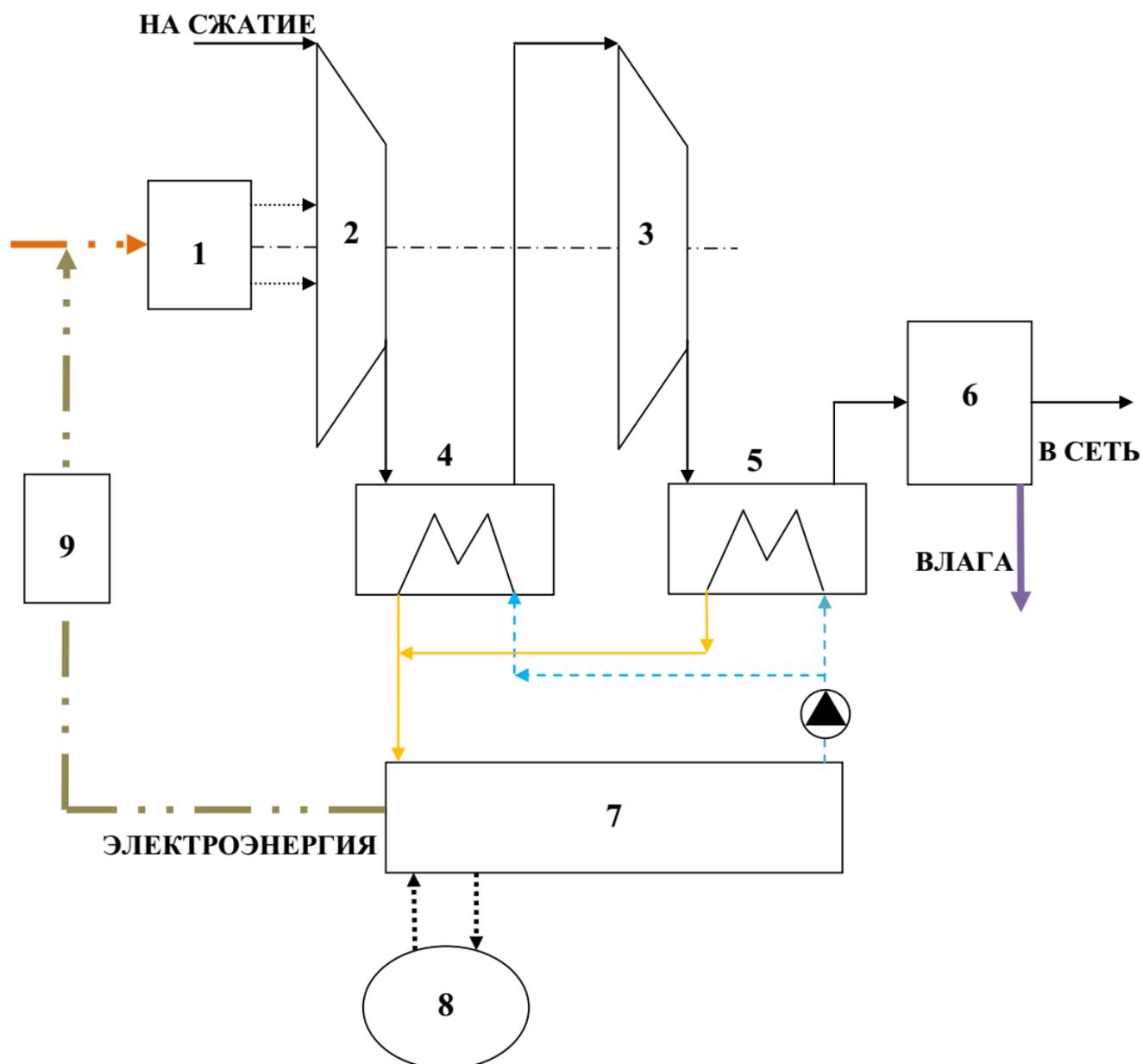


Рисунок 2.26 – Упрощенная итоговая схема промежуточного охлаждения сжимаемого газа в КУ

Описание упрощенной итоговой схемы: 1 - энергопотребляющие системы КУ (привод, система управления и т.д.); 2, 3 – первая и вторая ступени компрессора; 4 - промежуточный газоохладитель; 5 - конечной газоохладитель; 6 – влагоотделитель; 7 – ОЦР; 8 – холодный источник (сухая градирня); 9 – трансформатор электрического тока.

На схеме газ поступает на первую ступень сжатия (2). После сжатия газ охлаждается в промежуточном газоохладителе (3) (от t'_r до t''_r) и подается на следующую ступень сжатия (4). После сжатия до конечного давления, сжатый газ поступает в конечной газоохладитель (5). Теплообмен в конечном газоохладителе аналогичен теплообмену в промежуточном. В случае сжатия влажного газа и, если температура охлаждающей воды ниже температуры точки росы, сжатый газ подается в инерционный влагоотделитель (6), где из него удаляется сконденсировав-

шаяся влага. Нагретый до $t'_{p.t} < t'_g$ пар низкокипящего рабочего тела (НРТ) из газоохладителя (2) поступает в ОЦР (7), где расширяется и конденсирует при $t''_{p.t}$. На отведенной теплоте генерируется электрическая энергия для покрытия части затрат на энергопотребляющие системы КУ. Генерируемая ОЦР электрическая энергия при том же напряжении будет иметь меньшую силу тока, чем электроэнергия, потребляемая КУ. В качестве холодного источника для ОЦР выступает окружающая среда. Более подробно процесс охлаждения газа и нагрев НРТ представлен на рисунке 2.27.

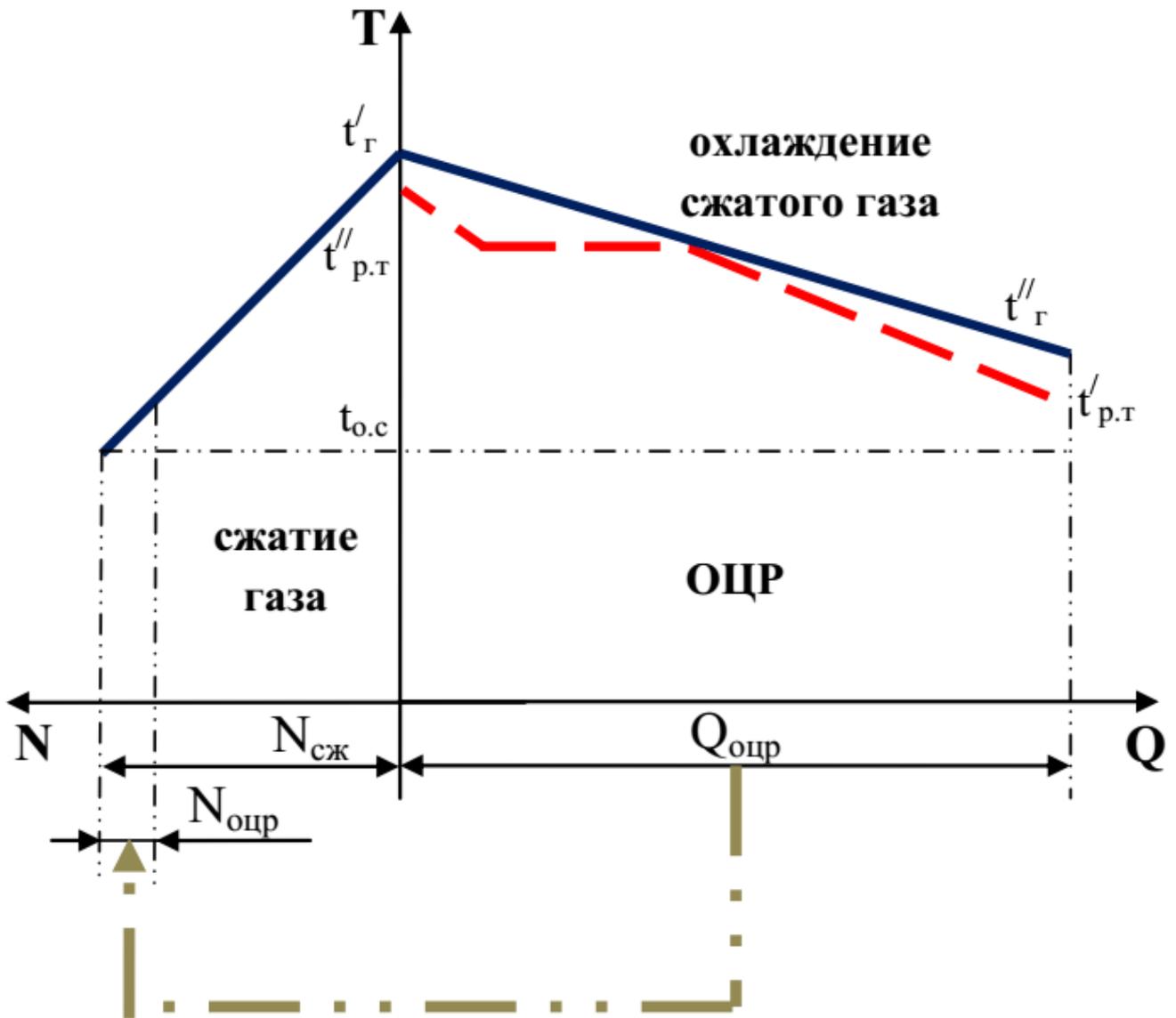


Рисунок 2.27 – График сжатия и охлаждения газа и нагрева НРТ

На графике наглядно видно, что теплота сжатия ($Q_{орц}$) используется для генерации электрической энергии ($N_{орц}$) в ОЦР, для частичного покрытия затрат на сжатие ($N_{сж}$).

При этом возникает задача выбора не только промежуточного теплоносителя, но и НРТ для итоговой схемы с АБХМ и без.

Выбор НРТ

Ключевым моментом для ОЦР является выбор рабочего тела, физико-химические характеристики которого определяют энергетическую эффективность цикла в целом. Для того, чтобы использовать низкопотенциальную теплоту, рабочие тела ОЦР должны обладать практически вертикальной правой пограничной кривой в диаграмме температура-энтропия, большой теплотой испарения, высокой плотностью и приемлемыми эксплуатационными качествами. Кроме того, на выбор рабочего тела накладываются различные ограничения, связанные с экологическими и технологическими нормами, а также требованиями безопасности. Очевидно, что рабочих сред, удовлетворяющих всем условиям проектирования и не имеющих нежелательных свойств, не существует [172].

В зависимости от сферы использования, которая определяет температурные границы горячего и холодного источников теплоты, рабочие вещества выбираются таким образом, чтобы обеспечить максимальный коэффициент преобразования теплоты в работу [173], равный термическому КПД ОЦР:

$$\eta_{орц} = \frac{l_m - l_n}{q}; \quad (2.23)$$

где удельная работа, вырабатываемая турбиной:

$$l_m = m_{\phi} \cdot \eta_{oi}^m \cdot (h_{ex}^m - h_{вых}^m); \quad (2.24)$$

m_{ϕ} – удельный расход НРТ на один килограмм охлаждаемого газа, кг/кг;

КПД турбины принят равным 0,8;

удельная работа, затрачиваемая на насос:

$$l_n = \frac{m_{\phi} \cdot (h_{вых}^n - h_{ex}^n)}{\eta_{oi}^n}; \quad (2.25)$$

КПД насоса принят равным 0,7.

Коэффициент преобразования теплоты в работу зависит от природы рабочего и температуры горячего (температура греющего теплоносителя на входе в испаритель) и холодного источников (температура окружающей среды), от этих температур зависит температура перегретого пара НРТ и конденсации.

При испарении НРТ также важным является минимизация потерь эксергии, за счет сокращения разницы температур между нагреваемым и нагревающим веществами. Из-за наличия изотермической площадки парообразования, минимизировать разницу температур необходимо на участке нагрева жидкости (рисунок 2.28).

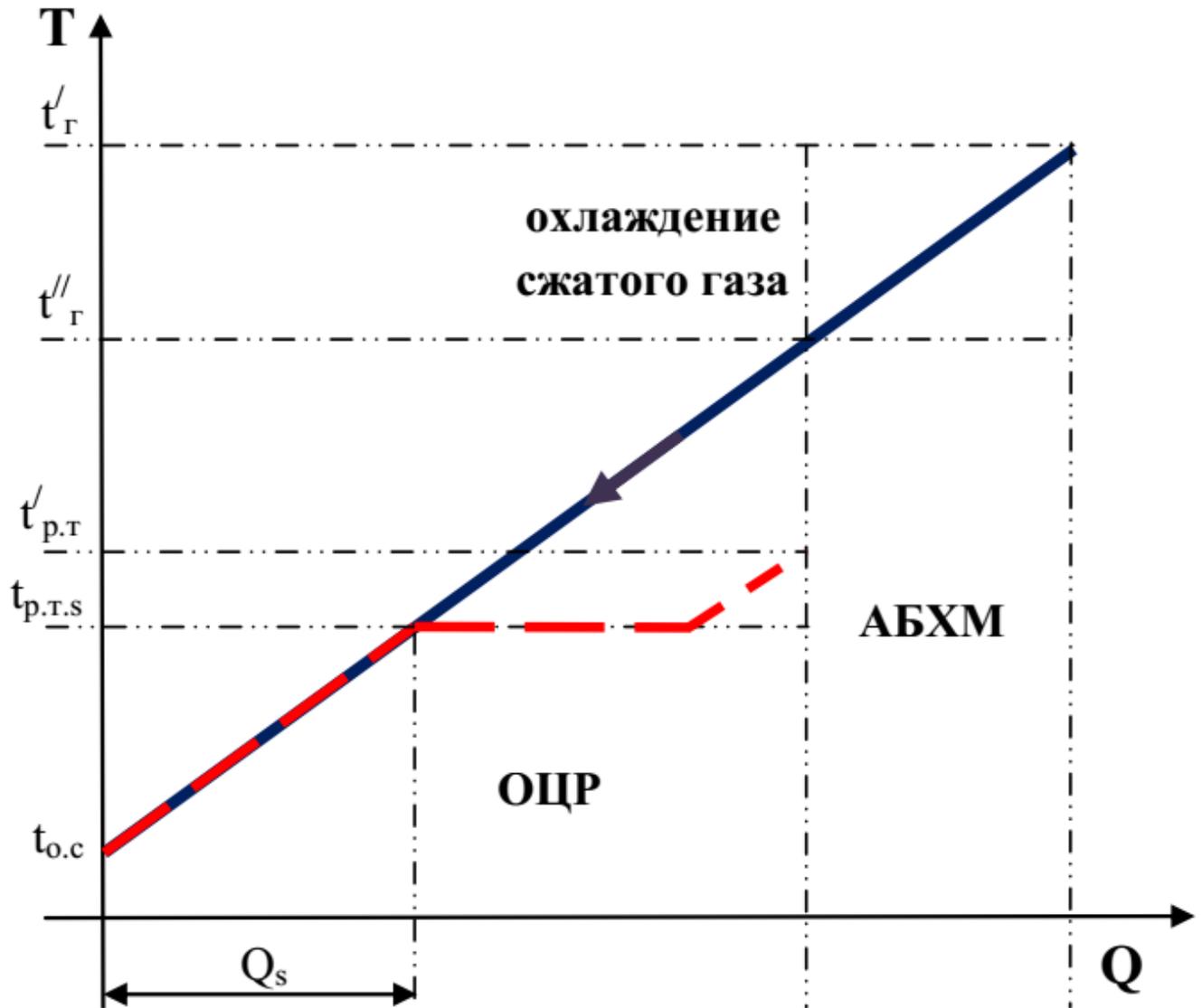


Рисунок 2.28 – Температурно-тепловой график охлаждения сжимаемого газа и нагрева НРТ

На данном рисунке газ охлаждается от t'_2 до $t_{о.с}$, при этом вся теплота, отдаваемая газом при охлаждении ниже t''_2 , идет на нагрев НРТ для генерации электроэнергии в ОЦР. В свою очередь, НРТ нагревается от $t_{о.с}$ до $t_{п.т.с}$, парообразуется и перегревается до $t'_{п.т}$. В случае отсутствия АБХМ начальная температура газа равна t''_2 .

Из-за разности углов наклона кривых охлаждения газа и нагрева НРТ невозможно добиться равенства температур на участке нагрева жидкого НРТ. В результате можно уравнять только температуры в конце данного участка (рисунок 2.29).

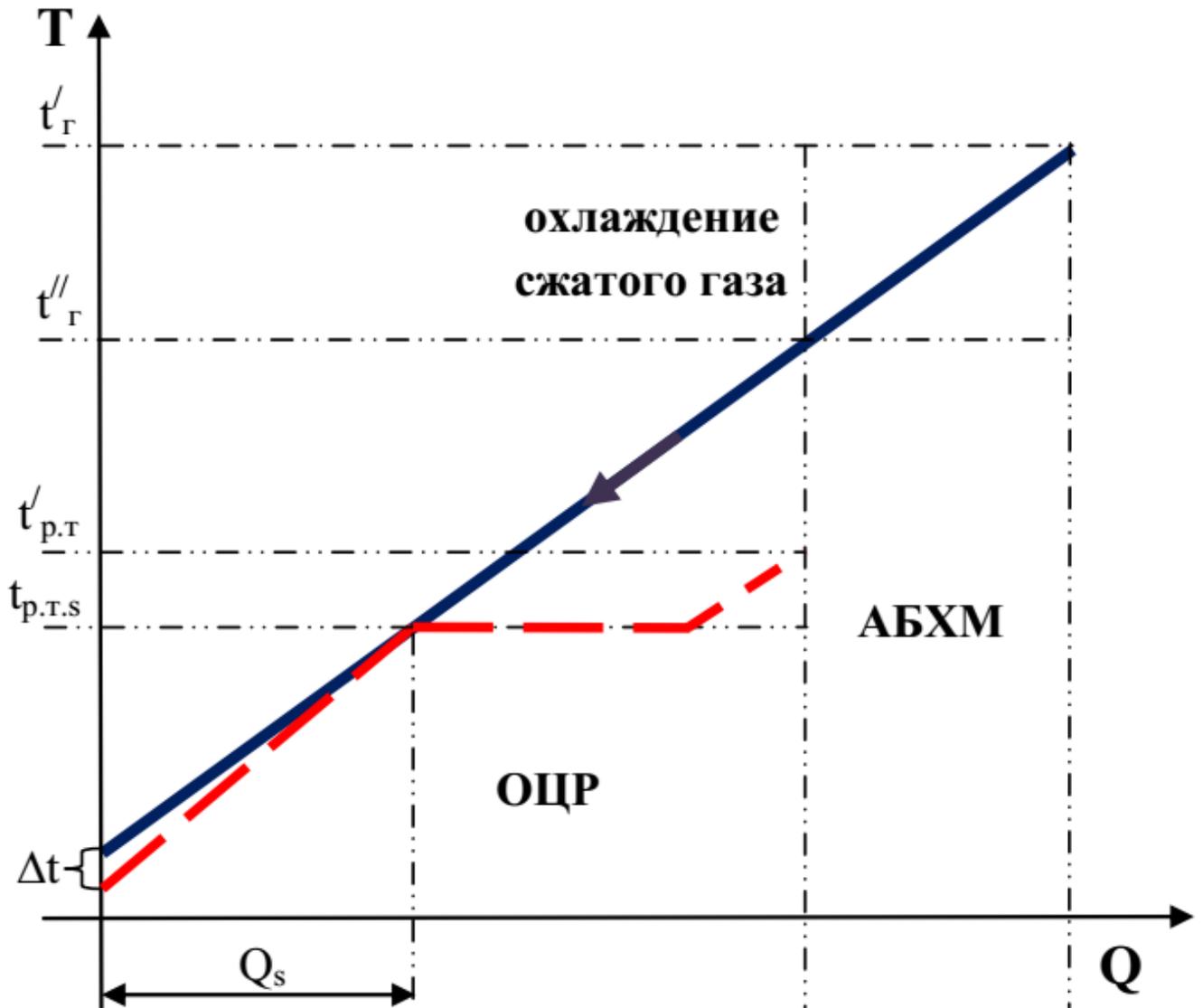


Рисунок 2.29 – Температурно-тепловой график охлаждения сжимаемого газа и нагрева НРТ с недоохлаждением

Из рисунка видно, что из-за разности углов наклона кривых охлаждения газа и нагрева НРТ возникает недоохлаждение газа Δt . Величина недоохлаждения охлаждаемого газа до начальной температуры НРТ и НРТ до температуры окружающей среды принималась равной $10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, количество НРТ и его давление принимается, исходя из равенства температур греющего и нагреваемого вещества на участке получения НРТ Q_s .

Главным условием при выборе НРТ для сравнения озонобезопасность, исходя из этого выбраны следующие фреоны: R125, R134a, R143a и R410a [142, 143].

В ходе расчетов рассматривались два случая: когда температура окружающей среды равна 10 и 20 °С. Данные температуры выбраны как наиболее распространенные средние температуры окружающей среды в летнее время.

Результаты расчетов одинаковы для различных газов и представлены на рисунках 2.30 и 2.31 [174].

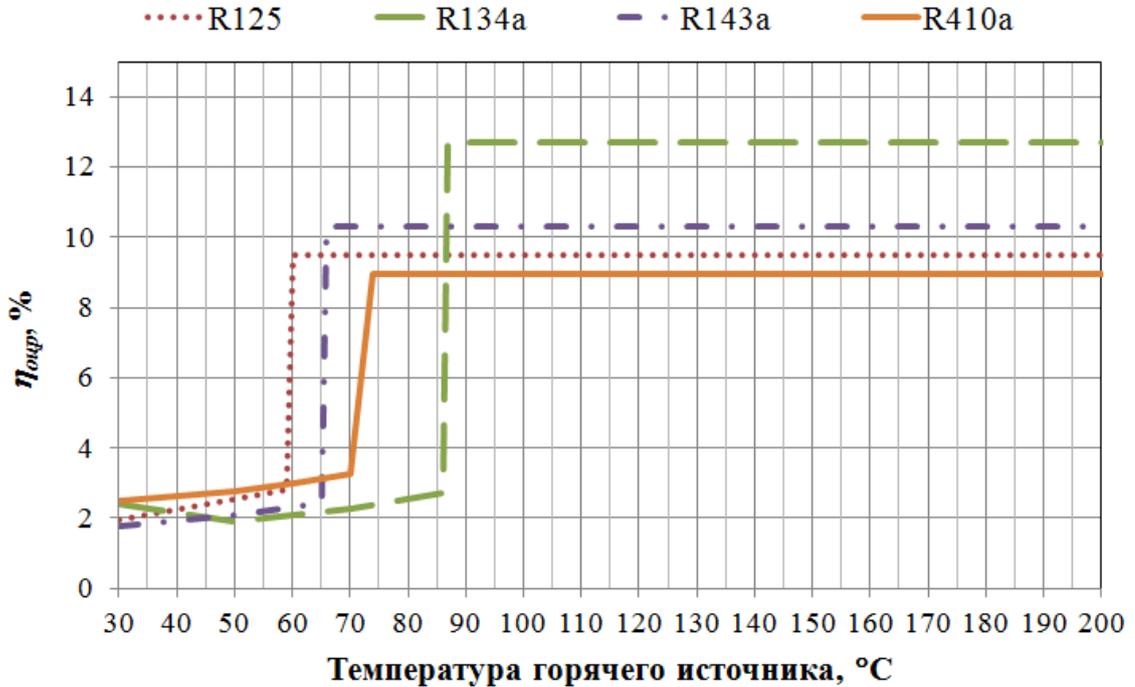


Рисунок 2.30 – Расчетная зависимость изменения КПД ОЦР от начальной температуры охлаждаемого газа (температура окружающей среды 10 °С)

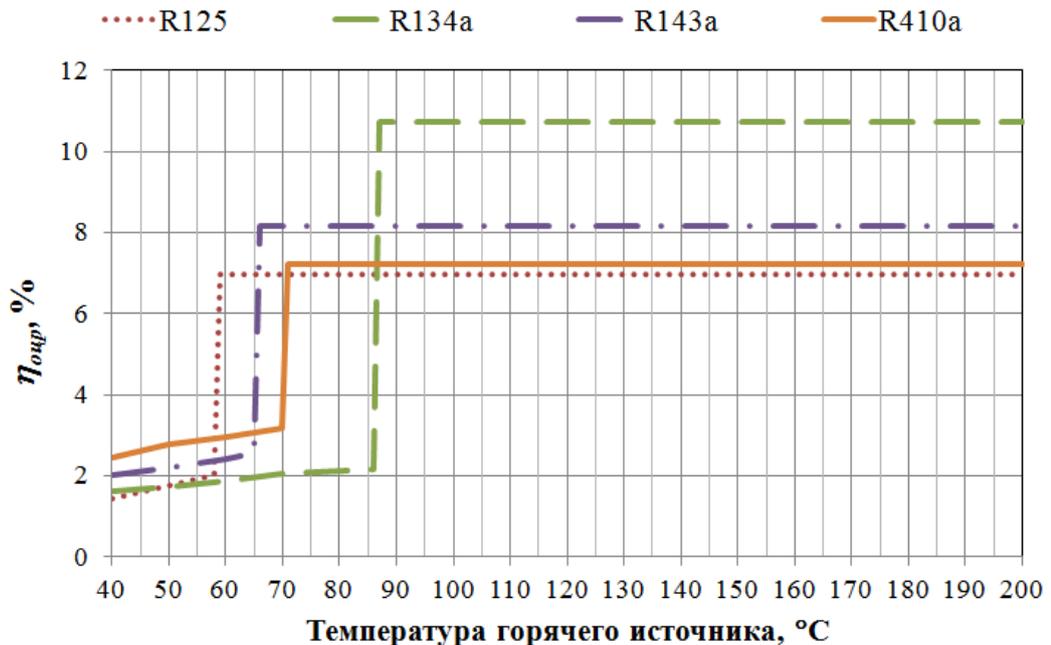


Рисунок 2.31 – Расчетная зависимость изменения КПД ОЦР от начальной температуры охлаждаемого газа (температура окружающей среды 20 °С)

Из анализа рисунков видно, что соотношение КПД ОЦР друг с другом при использовании различных НРТ не зависит от температуры окружающей среды. А также, что при начальной температуре горячего источника:

- ниже 60 °С наиболее эффективным является использования R410a;
- при температуре от 60 до 66 °С – R125;
- при температуре от 66 до 86 °С – R143a;
- при температуре выше 86 °С – R134a.

2.5 Разработка методики подбора и выбор охлаждающего теплоносителя

При выборе промежуточного теплоносителя, с условием дальнейшего использования отводимой теплоты или холода, главным требованием является отвод полученной энергии с максимальным потенциалом при минимальных затратах.

В случае теплообмена потенциалами отведенной теплоты или холода являются ее количество и температурный уровень, а к затратам относится энергия, идущая на циркуляцию теплоносителя.

Как показал литературный обзор, схожая величина используется при оценке теплогидравлического совершенства теплообменных аппаратов, где рассчитывается отношение мощности отводимой теплоты к затратам на циркуляцию теплоносителя.

Соотнесение столь разнородных величин становится возможным при использовании эксергетического метода термодинамического анализа. В этом случае главным критерием отбора и целевой функцией будет отношение эксергии отводимой теплоты или холода (взятая по модулю) к эксергии затрачиваемой на циркуляцию. При этом данный критерий становится схожим с эксергетическим КПД теплообменных аппаратов [175].

Следует учесть, что при замене промежуточного теплоносителя неизменными величинами являются тепловая мощность, температура горячего и холодного источников и часть основных параметров теплообменной поверхности (диаметр труб, степень оребрения и т.п.). Таким образом, после модернизации критерий теплогидравлического совершенства можно использовать для выбора наиболее эффективного теплоносителя [176]:

$$O_{эф} = \frac{|E_n|}{E_3}; \quad (2.26)$$

где $|E_n|$ – модуль полученной эксергии теплоты или холода, рассчитываемый по формуле, аналогичной (1.9), Вт:

$$E_n = \tau_q \cdot Q; \quad (2.27)$$

где Q – тепловая мощность, Вт;

τ_q – коэффициент работоспособности отведенной теплоты или холода;

E_z – эксергия, затраченная на циркуляцию теплоносителя, рассчитывается по формуле, аналогичной (1.12), Вт:

$$E_z = \tau_{np} \cdot \frac{N_{np}}{\eta_{oi} \cdot \eta_{np}}; \quad (2.28)$$

где τ_{np} – коэффициент работоспособности для механической энергии подводимой на привод;

N_{np} – мощность затрачиваемая на циркуляцию теплоносителя, Вт:

$$N_{np} = \Delta P \cdot V; \quad (2.29)$$

ΔP – потери давления при циркуляции теплоносителя, Па;

V – объемный расход теплоносителя, м³/с;

η_{oi} , η_{np} – внутренний КПД нагнетателя и КПД привода.

Наиболее распространенными теплоносителями, используемыми в промышленности являются жидкие и кипящие (с фазовым переходом). Исходя из этого, любой теплообмен, с условием дальнейшего использования отводимой теплоты или холода и без массообмена, можно разделить на:

- с достижением теплоносителем температуры, максимально близкой к температуре горячего или холодного источника ($t_{г.и}$ и $t_{х.и}$);
- с достижением теплоносителем заданной температуры (t_3);

При идеальном противотоке, если в качестве горячего источника выступает линейно охлаждаемое или нагреваемое тело, то в первом случае отведенный потенциал, связанный со средней температурой теплоносителя, жидкого теплоносителя будет выше, чем у кипящего. А во втором – выше будет у кипящего. Эта разница связана с наличием изотермической площадки фазового перехода у кипящего теплоносителя и наглядно показана на рисунке 2.32 и 2.33

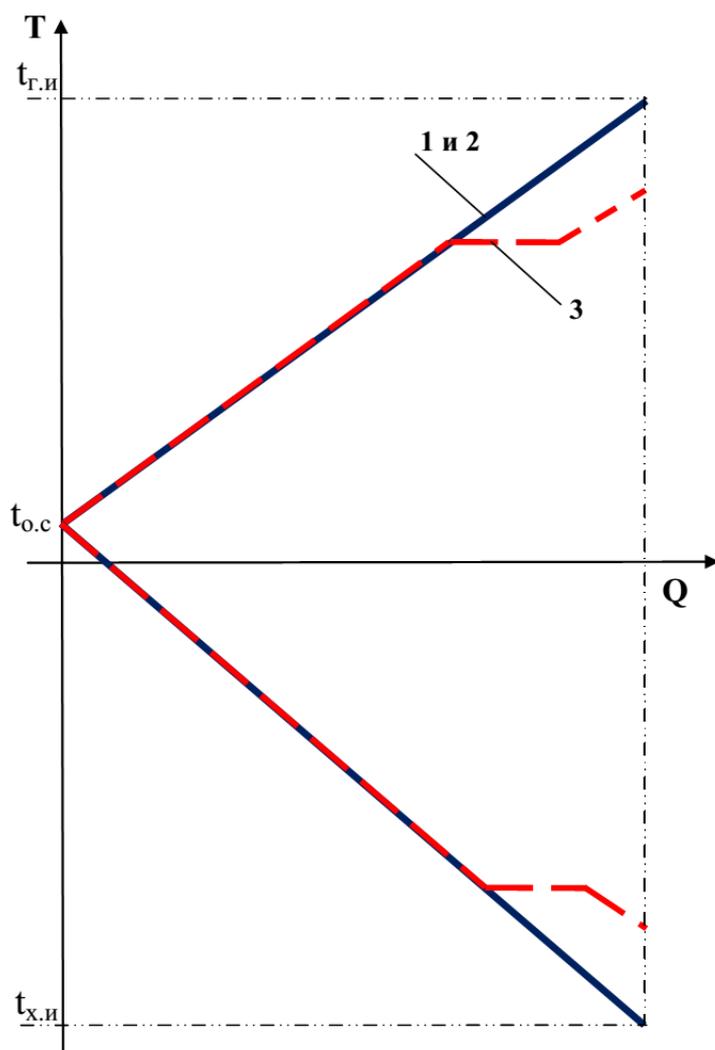


Рисунок 2.32 – Температурно-тепловой график нагрева и охлаждения тела и промежуточного теплоносителя при достижении максимально возможной температуры
 1 – нагреваемое или охлаждаемое тело; 2 – жидкий теплоноситель;
 3 – кипящий теплоноситель

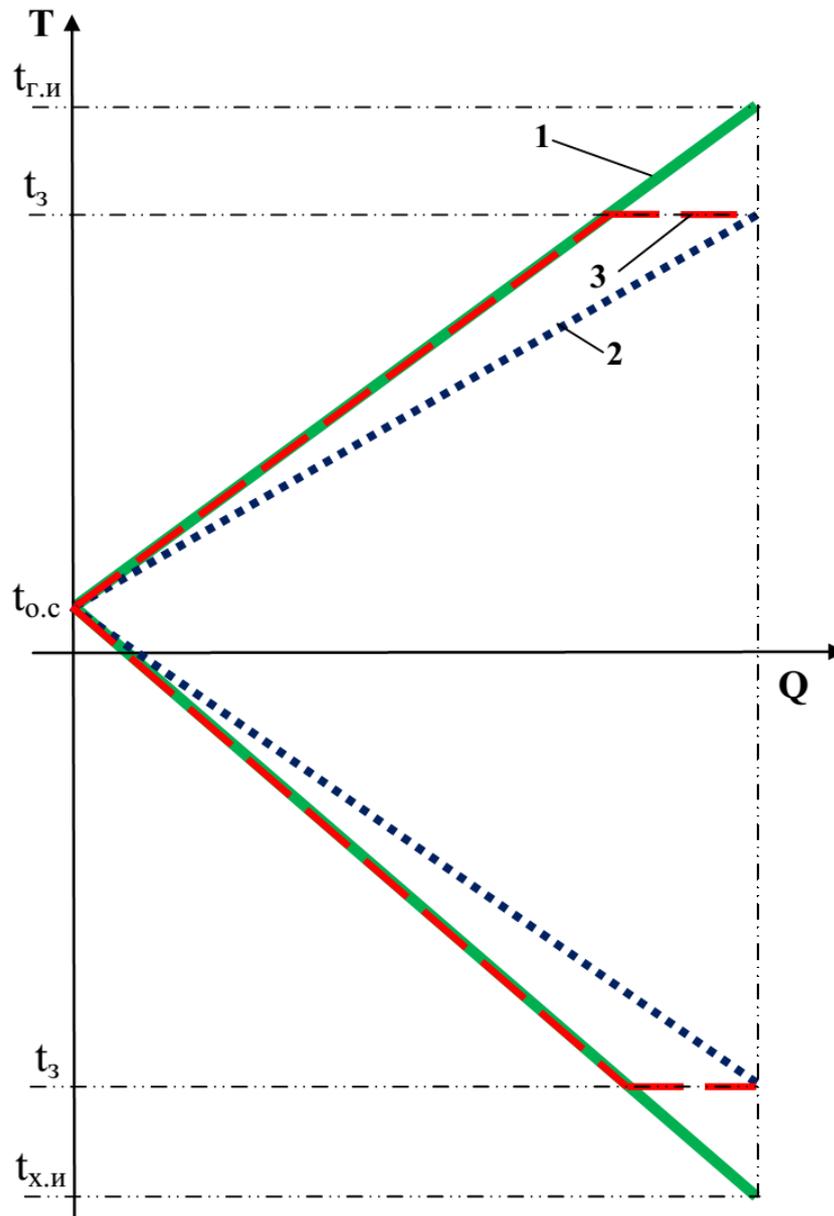


Рисунок 2.33 – Температурно-тепловой график нагрева и охлаждения тела и промежуточного теплоносителя при достижении заданной температуры
 1 – нагреваемое или охлаждаемое тело; 2 – жидкий теплоноситель;
 3 – кипящий теплоноситель

На данных рисунках отчетливо видно, что средняя температура жидкого теплоносителя выше при нагреве до максимально возможной температуры. А в случае достижения заданной температуры, температурный потенциал больше у кипящего теплоносителя.

С учетом всего вышесказанного окончательная классификация теплообмена со стороны промежуточного теплоносителя представлена на рисунке 2.34.

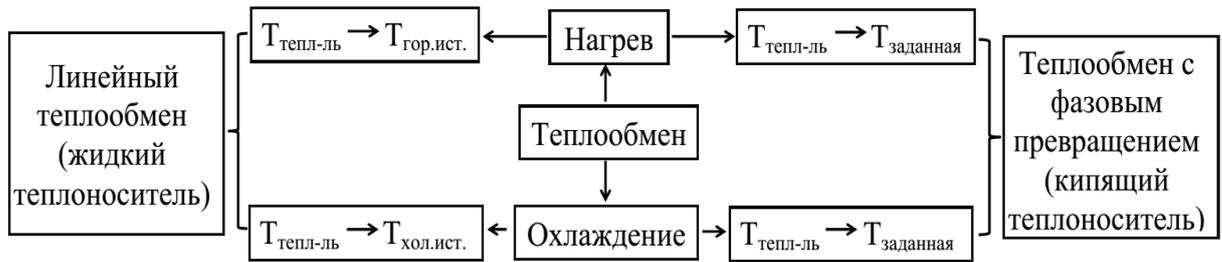


Рисунок 2.34 – Схема классификации теплообмена

При выборе вещества для использования в качестве теплоносителя необходимо учитывать следующие требуемые характеристики:

- а) низкую точку плавления;
- б) высокий коэффициент теплопередачи;
- в) тепловую устойчивость;
- г) высокую теплоемкость.

В соответствие с этими требованиями отобраны следующие теплоносители [177, 178]:

- жидкие: вода, калий, литий, натрий, сплав натрия с калием (с 22,8% натрия), сплав С-13 (56,6% висмута и 43,5% свинца), тетра-м-крезоксиалан (ТКС), фенилдифеноксикрезоксиалан (ФДФКС), дифеноксидикрезоксиалан (ДФДКС), дифенильная смесь, глицерин и гидротерм 700-130.
- кипящие: R125, R134а, R143, R152а и R410а.

В качестве примера использования предложенного критерия рассчитаны следующие температурные интервалы, исходя из температур кипения и плавления жидких теплоносителей и критических параметров кипящих теплоносителей:

- для жидких теплоносителей
 - от 25 до 426 °С (температура кипения дифенильной смеси);
 - от 180 до 1350°С (температура кипения лития);
 - от -5 до -35°С.
- для кипящих теплоносителей
 - от 25 до 90°С;
 - от -5 до -25°С.

Все расчеты теплообмена велись с учетом термодинамических свойств теплоносителей [142, 143, 149, 151, 179,], температурные интервалы брались с учетом температур кипения и затвердевания жидких теплоносителей.

В качестве расчетной модели теплообмена использовалась принципиальная схема, представленная на рисунке 2.35.

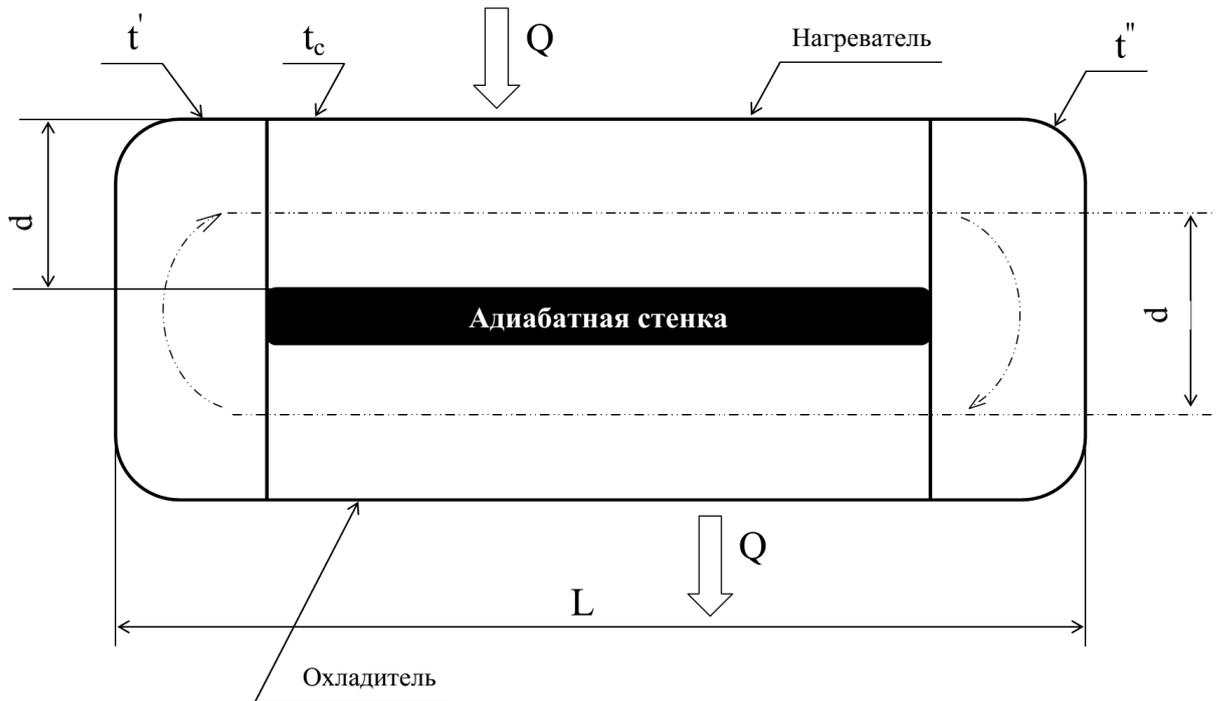


Рисунок 2.35 – Принципиальная схема расчетной модели теплообмена

Данная схема состоит из охладителя и нагревателя, представляющих собой трубы круглого сечения с диаметром d и длиной L . Трубки соединены таким образом, чтобы расстояние между их осями равнялось их диаметру. Между нагревателем и охладителем расположена адиабатная стенка, препятствующая обмену между ними теплоты. К нагревателю подводится, а от охладителя отводится одинаковая тепловая мощность Q . Температура теплоносителя меняется от t' до t'' , при этом температура стенки t_c на $10\text{ }^\circ\text{C}$ выше или ниже температуры теплоносителя на выходе. При расчетах принималось, что начальная температура теплоносителя равна температуре окружающей среды ($20\text{ }^\circ\text{C}$), $Q = 1\text{ кВт}$, диаметр трубки 20 мм .

При расчете теплообмена с жидким теплоносителем:

Принималось, что теплоносители циркулируют при давлении, близком к атмосферному (за исключением воды, после $100\text{ }^\circ\text{C}$).

В ходе расчетов оценены:

- скорость теплоносителя;
- число подобия Рейнольдса, Прандтля, Пекле и Нуссельта;
- коэффициент гидравлического трения, коэффициент теплоотдачи;
- коэффициент работоспособности теплоты;

- эксергия отводимой теплоты; длина теплоприемника;
- общая длина трубопровода; линейное падение давления и затрачиваемая эксергия (работа проталкивания).

Основные расчетные зависимости [135, 180, 181]:

Объемный расход теплоносителя, м³/с:

$$V = \frac{Q}{\rho \cdot c_p \cdot |(T_K - T_H)|}; \quad (2.30)$$

где T_H, T_K – температура теплоносителя в начале и конце теплообмена, К.

Скорость теплоносителя, м/с:

$$w = \frac{V}{\pi \cdot \frac{d^2}{2}}. \quad (2.31)$$

Температурный напор, К:

$$\Delta T = T_{cm} - \bar{T}; \quad (2.32)$$

где T_{cm} – средняя температура стенки, К.

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu}; \quad (2.33)$$

коэффициент гидравлического трения (для гладких труб):
при $Re \leq 2300$:

$$\xi = \frac{64}{Re}; \quad (2.34)$$

$2300 < Re \leq 10^4$:

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}; \quad (2.35)$$

$10^4 < Re < 10^5$:

$$\xi = 1,82 \cdot \log(Re) - 1,64)^{-2}; \quad (2.36)$$

при $Re \geq 10^5$:

$$\xi = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}. \quad (2.37)$$

Число Прандтля:

$$Pr = \frac{\rho \cdot \nu \cdot c_p}{\lambda}; \quad (2.38)$$

число Пекле:

$$Pe = Re \cdot Pr. \quad (2.39)$$

Число Нуссельта:

при $Re \geq 10^4$:

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Pe}{1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}; \quad (2.40)$$

при $Re < 10^4$:

$$Nu = 3,657 \frac{1}{1 + 0,3265 \cdot Re \cdot Pr + 0,0602 \cdot (Re \cdot Pr)^2}. \quad (2.41)$$

Для жидкометаллических теплоносителей:

при $Re \geq 3 \cdot 10^3$:

$$Nu = 5 + 0,025 \cdot Pe^{0,8}; \quad (2.42)$$

при $Re < 3 \cdot 10^3$:

$$Nu = 4,36 + 0,343 \cdot \left(Pe \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \right)^{0,8}. \quad (2.43)$$

Коэффициент теплоотдачи, $Вт/м^2 \cdot К$:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}. \quad (2.44)$$

Общая длина расчетной схемы, м:

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot d. \quad (2.46)$$

Длина теплоприемника, м:

$$l = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot \Delta T \cdot \alpha}. \quad (2.45)$$

Линейное падение давления, Па/м:

$$\Delta P_n = \frac{\xi \cdot w^2 \cdot \rho}{2 \cdot d}. \quad (2.47)$$

Потери давления при циркуляции теплоносителя, Па:

$$\Delta P = \Delta P_n \cdot L. \quad (2.48)$$

При расчете теплообмена с кипящим теплоносителем:

Принималось, что конечное паросодержание теплоносителя равно 0,98, так как по опытным данным дальнейший рост паросодержания приводит к падению коэффициента теплоотдачи [182].

Теплообмен кипящих теплоносителей делится на два участка, для каждого из которых находятся свои $|E_n|$ и E_z , которые затем суммируются.

Для участка нагрева жидкости расчетные зависимости аналогичны зависимостям для жидкого теплоносителя.

Для участка парообразования основные расчетные зависимости [180, 183]:

коэффициент теплоотдачи (для вертикальных труб, при пузырьковом кипении), Вт/м²·К:

$$\alpha = \alpha_{FZ} \cdot S + a_L \cdot F, \quad (2.49)$$

где a_L - коэффициент теплоотдачи насыщенной жидкости, рассчитываемый по формулам, аналогичным 2.30-2.44, Вт/м²·К;

α_{FZ} - коэффициент теплоотдачи за счет кипения жидкости, Вт/м²·К:

$$\alpha_{FZ} = 0,00122 \cdot \left(\frac{\lambda^{0,79} \cdot c_p^{0,45} \cdot \rho^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu^{0,29} \cdot (h'' - h')^{0,24} \cdot \rho^{0,24}} \right) \cdot (T_{cm} - T_s)^{0,24} \cdot \Delta P_s^{0,75}. \quad (2.49)$$

F и S - коэффициенты, рассчитываемые как:

$$F = \left(\frac{1}{X_u} + 0,213 \right)^{0,736}; \quad (2.50)$$

$$X_u = \left(\frac{1 - \chi}{\chi} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu'}{\mu''} \right)^{0,1}; \quad (2.51)$$

$$S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Re}_{tp}^{1,17}}; \quad (2.52)$$

$$\text{Re}_{tp} = \text{Re} \cdot F^{1,25}; \quad (2.53)$$

Re - число Рейнольдса для жидкости на линии насыщения.

Длина теплоприемника, м:

$$l = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot \Delta T \cdot \alpha}. \quad (2.54)$$

Общая длина расчетной схемы, м:

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot d. \quad (2.55)$$

Линейное падение давления, Па/м:

$$\Delta P_l = \frac{4 \cdot w_0 \cdot (\rho' - \rho'') \cdot q}{d \cdot \rho'' \cdot (h'' - h')} + \frac{4 \cdot \tau_{cm}}{d} + \rho_\varphi \cdot g; \quad (2.56)$$

$$\tau_{cm} = \frac{\xi_0}{8} \cdot \rho_\varphi \cdot w_{cm}^2; \quad (2.57)$$

$$w_{см} = w_0 \cdot \left(1 + \chi \cdot \frac{\rho' - \rho''}{\rho''} \right); \quad (2.58)$$

$$\rho_\varphi = \varphi \cdot \rho'' - (1 - \varphi) \cdot \rho'; \quad (2.59)$$

$$\varphi = \frac{\beta}{1 + \frac{\Delta w}{w_{см}}}; \quad (2.60)$$

Δw - величина учитывающая локальное скольжение фаз, м/с:

$$\Delta w = 2,1 \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{1/5} \cdot \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right)^5 \cdot \sqrt[4]{\frac{\sigma \cdot g \cdot (\rho' - \rho'')}{\rho'^2}}; \quad (2.61)$$

$$\beta = \frac{1}{\frac{1 - \chi}{\chi} \cdot \frac{\rho''}{\rho'} + 1}. \quad (2.62)$$

Потери давления при циркуляции теплоносителя, Па:

$$\Delta P = \Delta P_n \cdot L. \quad (2.63)$$

Объемный расход теплоносителя, м³/с:

$$V = \frac{Q}{\rho_\varphi \cdot (h'' - h')}. \quad (2.64)$$

При расчете теплообмена с конденсирующим теплоносителем:

Теплообмен конденсирующих теплоносителей делится на два участка, для каждого из которых находятся свои $|E_n|$ и E_3 , которые затем суммируются.

Для участка охлаждения газа расчетные зависимости аналогичны зависимостям для жидкого теплоносителя.

Для участка конденсации основные расчетные зависимости [180]:

Коэффициент теплоотдачи (при пленочной конденсации движущего пара в трубах), Вт/м²·К:

$$\alpha = \varepsilon_m \cdot \frac{a_L}{2} \cdot \left[\sqrt{1 + \chi_1 \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)} + \sqrt{1 + \chi_2 \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)} \right]; \quad (2.65)$$

где χ_1 - степень сухости в начале участка конденсации;

χ_2 - степень сухости в конце участка конденсации;

ε_M - поправочный коэффициент, учитывающий материал труб (для меди 1,5).

Прочие расчеты для конденсирующего теплоносителя аналогичны кипящему.

Результаты расчетов критерия $O_{эф}$ представлены на рисунках 2.36-2.41.

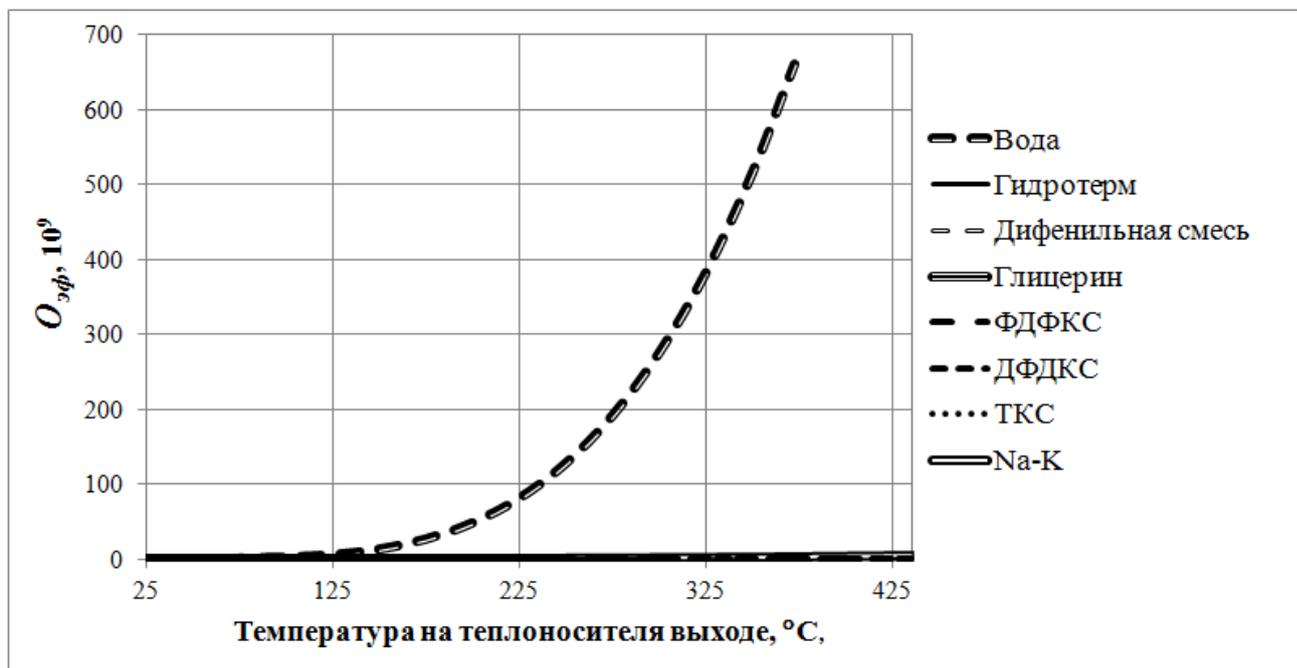


Рисунок 2.36 – Изменение критерия выбора промежуточного теплоносителя от конечной температуры (нагрев жидких теплоносителей)

Из данного рисунка видно, что при нагреве от 20 °C до 374 °C (критическая температура для воды) наиболее подходящим теплоносителем является вода. Так как воду в жидком состоянии невозможно нагреть выше 374 °C (критические параметры), то в случае дальнейшего нагрева наиболее подходящим является сплав натрия с калием. Более подробное сравнение данных теплоносителей без воды представлено на рисунке 2.39.

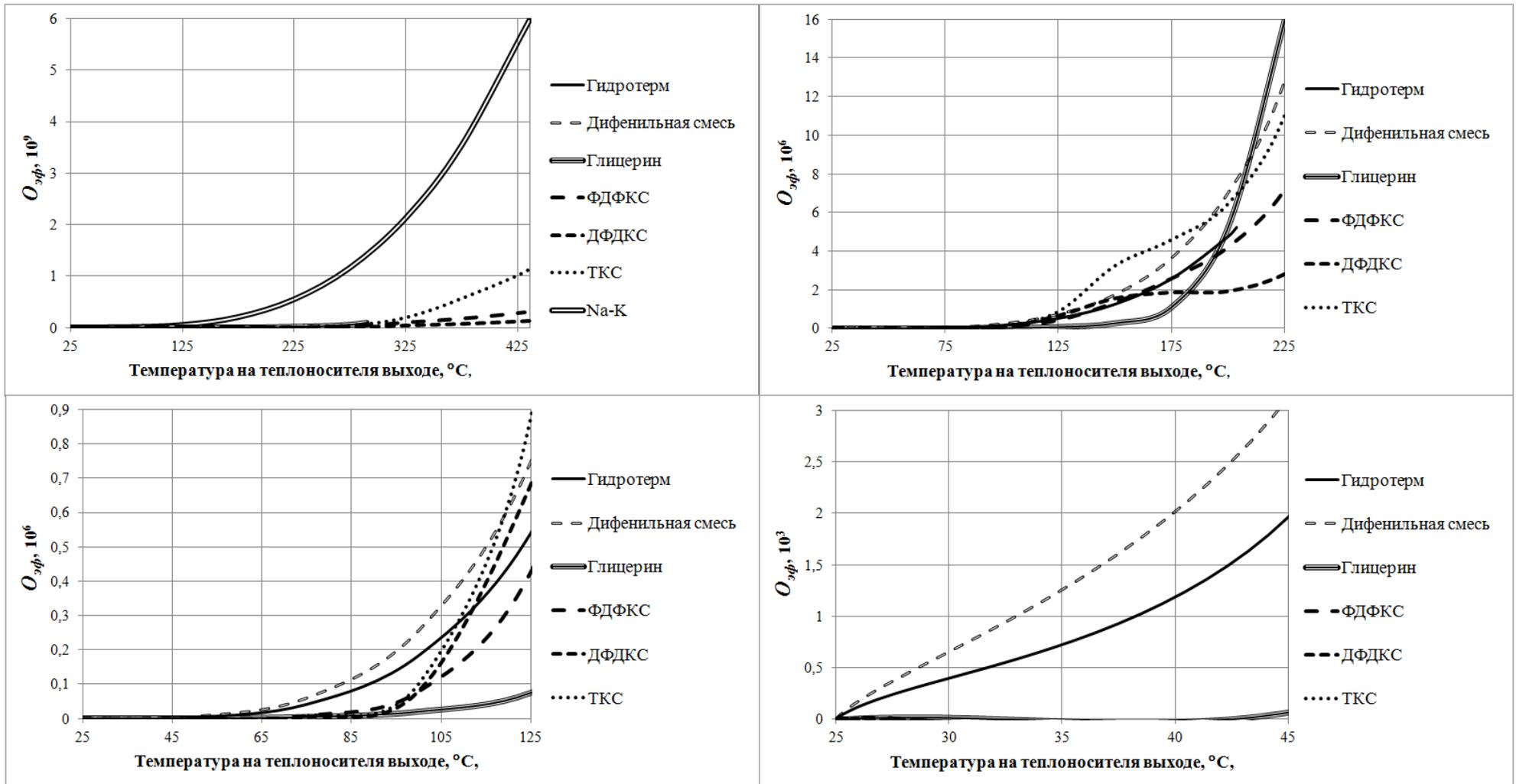


Рисунок 2.37 – Изменение критерия выбора промежуточного теплоносителя от конечной температуры (нагрев жидких теплоносителей без воды)

На данном рисунке видно, что на всем диапазоне конечных температур наиболее подходящим теплоносителем является сплав натрия с калием. Следом за ним идут:

- при температуре до 115 °С и от 190 °С до 200 °С – дифенильная смесь;
- при температуре от 115 °С до 190 °С и от 300 °С до 426 °С – ТКС;
- при температуре от 200 °С до 300 °С – глицерин.

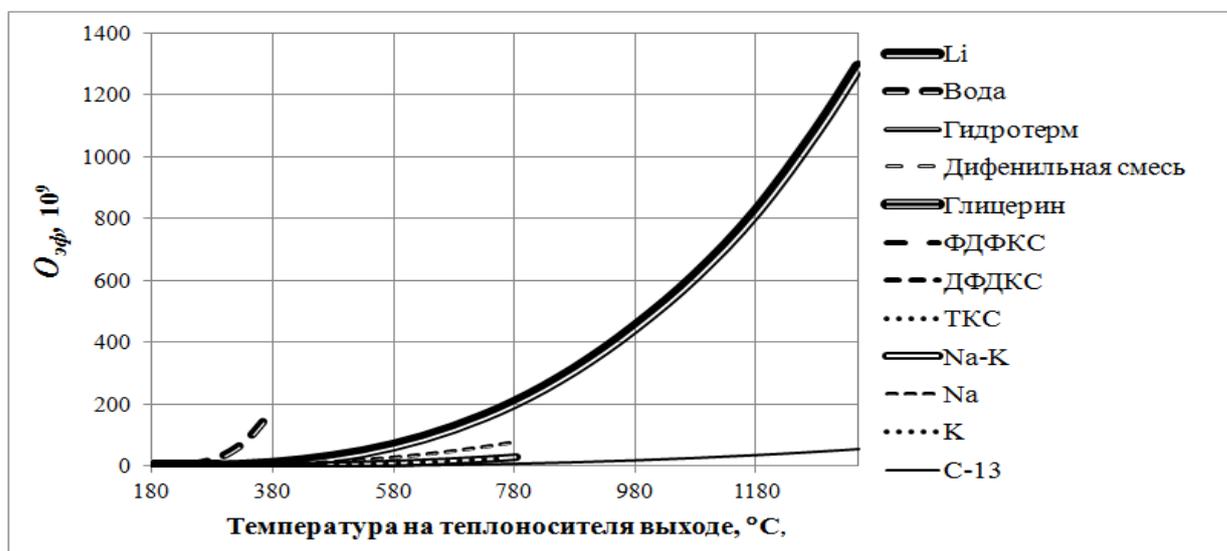


Рисунок 2.38 – Изменение критерия выбора промежуточного теплоносителя от конечной температуры (нагрев жидких теплоносителей в высокотемпературной области)

Из данного рисунка видно, что при нагреве до 374 °С наиболее подходящим теплоносителем является вода. А при нагреве от 179°С (температура плавления лития) до 1350°С на всем диапазоне конечных температур наиболее подходящим теплоносителем является литий.

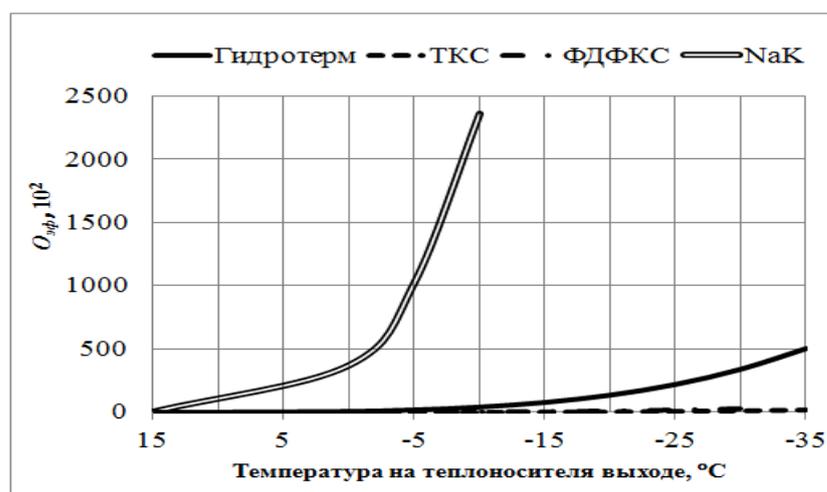


Рисунок 2.39 – Изменение критерия выбора промежуточного теплоносителя от конечной температуры (охлаждение жидких теплоносителей)

Как видно из рисунка 2.40, при охлаждении от 20 до -10°С (температура затвердевания сплава натрия с калием) наиболее подходящим является жидкометаллический теплоноситель. При охлаждении до более низких температур лучший результат показывает гидротерм.

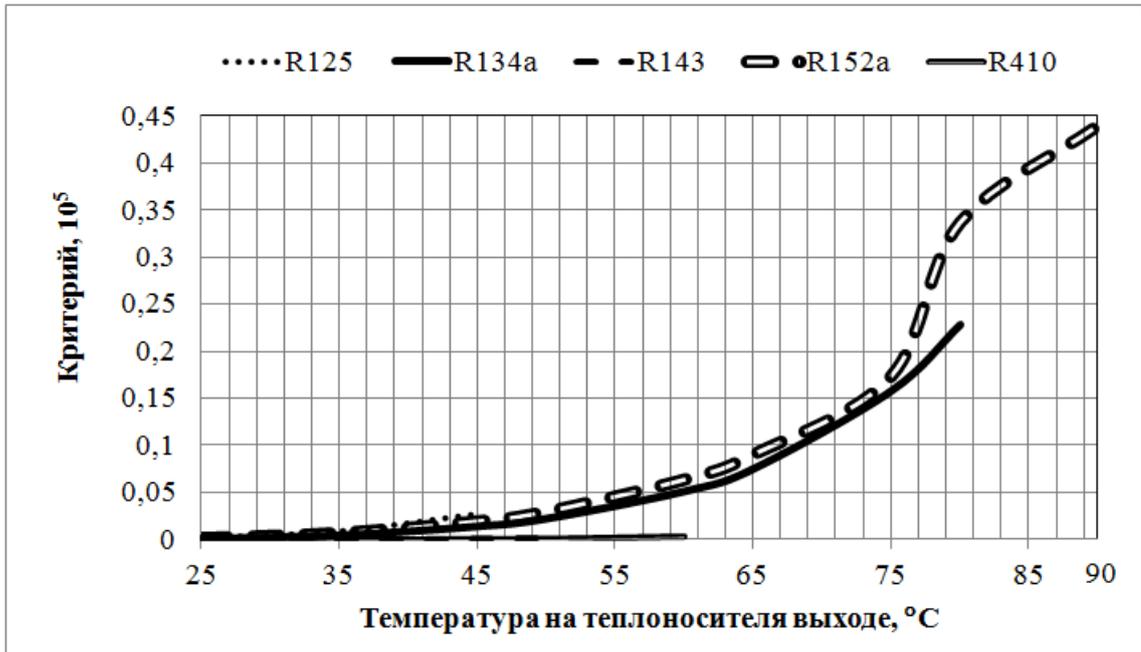


Рисунок 2.40 – Изменение критерия выбора промежуточного теплоносителя от конечной температуры (кипение теплоносителей)

Среди рассмотренных кипящих теплоносителей на всем диапазоне температур при нагреве от 20 до 90°С наилучший показатель имеет фреон R152a. Вода, в свою очередь, показала наихудший результат.

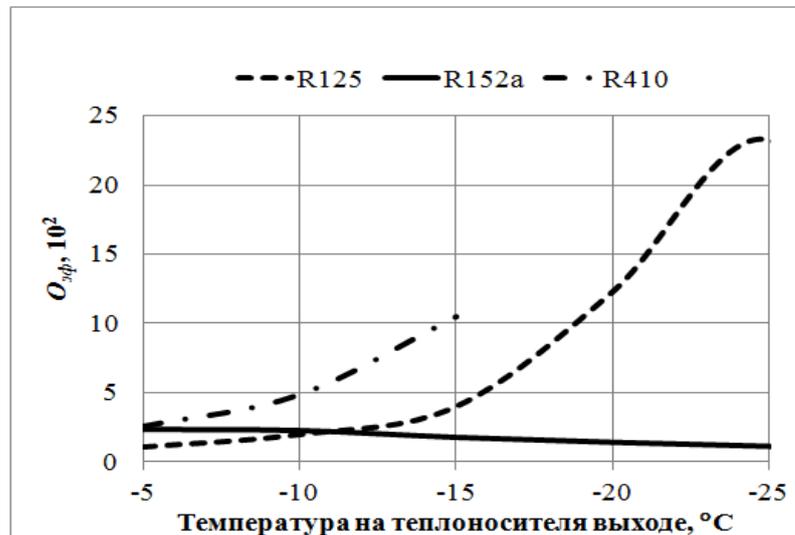


Рисунок 2.41 – Изменение критерия выбора промежуточного теплоносителя от конечной температуры (конденсация теплоносителей)

В случае конденсации, до -15 °С, лучший показатель у фреона R410, далее у R125.

При выборе теплоносителя для системы промежуточного охлаждения сжимаемого газа в компрессорных установках необходимо учитывать то, что он должен работать в диапазоне от -10 до 200 °С, следовательно, как видно из рисунков 2.37 и 2.38 наиболее подходящим теплоносителем является жидкометаллический сплав натрия с калием с 22,8% содержания натрия, чьи

температуры плавления и кипения при атмосферном давлении равняются $-12,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $784\text{ }^{\circ}\text{C}$, соответственно.

2.6 Выводы

На основе проделанных общеэнергетических исследований можно сделать следующие выводы:

1. В действующей системе промежуточного охлаждения существует значительный энергосберегающий резерв за счет доохлаждения сжимаемого газа (до 47 кДж/кг или свыше 20% от затрат на сжатие в ступени) и использования теплоты сжатия (работоспособность которой может достигать около 20% от работы затрачиваемой на сжатие). Реализация данного резерва может позволить увеличить эксергетический КПД установки на 10% .
2. При реализации перспективной схемы промежуточного охлаждения сжимаемого газа в компрессорных установках необходима замена охлаждающей воды на иной теплоноситель. Теоретически отводимую теплоту сжатия следует направить на генерацию холода в АБХМ и электроэнергии в ОЦР. Причем генерация холода возможна только на части отведенной теплоты, но теоретически дает больший эффект.
3. Произведен выбор НРТ для ОЦР по максимальному КПД при начальной температуре горячего источника:
 - ниже $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ наиболее эффективным является использование R410a;
 - при температуре от 60 до $66\text{ }^{\circ}\text{C}$ – R125;
 - при температуре от 66 до $86\text{ }^{\circ}\text{C}$ – R143a;
 - при температуре выше $86\text{ }^{\circ}\text{C}$ – R134a.
4. Разработана методика, согласно которой выбор теплоносителей в промышленных системах охлаждения с дальнейшим использованием отведенной теплоты или холода, можно производить согласно критерию, схожему с показателем теплогидравлического совершенства теплообменных аппаратов и равному отношению эксергии отведенной теплоты к эксергии, расходуемой на циркуляцию теплоносителя. Согласно этому критерию, наиболее эффективным теплоносителем для системы промежуточного охлаждения в компрессорных установках является жидкометаллический сплав натрия с калием с $22,8\%$ содержания натрия.

Глава 3 Математическое моделирование энергоэффективной схемы системы промежуточного охлаждения

3.1 Коэффициент эффективности

Согласно параграфу 1.4 в качестве показателя оценки энергоэффективности разработанной в предыдущей главе схемы промежуточного охлаждения выбран эксергетический КПД.

Для сравнения действующей и разработанной схем произведен расчет отношения эксергетических КПД:

$$Y = \frac{\eta_{\text{ЭКС}}^p}{\eta_{\text{ЭКС}}^{\delta}}; \quad (3.1)$$

где $\eta_{\text{ЭКС}}^p$ и $\eta_{\text{ЭКС}}^{\delta}$ – эксергетический КПД разработанной и действующей схем, соответственно.

Согласно формуле 1.6 расчет КПД действующей схемы:

$$\eta_{\text{ЭКС}}^{\delta} = \frac{\Delta E_{\text{сж.г}} + \sum E_q}{\sum E_{\text{нр}} + \sum E_{\text{г.о}}} \cdot 100\%; \quad (3.2)$$

где $\Delta E_{\text{сж.г}}$, $\sum E_q$, $\sum E_{\text{нр}}$ – эксергии, рассчитываемые аналогично формулам 1.7, 1.9 и 1.12, Вт.

$\sum E_{\text{г.о}}$ – суммарные затраты эксергии на преодоление трения в теплообменниках, Вт:

$$\sum E_{\text{г.о}} = \tau_{\text{нр}} \cdot \frac{\sum l_m + \sum l_2}{\eta_{oi} \cdot \eta_{\text{нр}}}; \quad (3.3)$$

где $\sum l_m$ и $\sum l_2$ – суммарные затраты на преодоление сопротивления теплообменников для промежуточного теплоносителя и сжимаемого газа, соответственно, Вт.

Для разработанной схемы эксергетический КПД также учитывает дополнительную генерацию электрической энергии для привода:

$$\eta_{\text{ЭКС}}^p = \frac{\Delta E_{\text{сж.г}} + \sum E_q}{\sum E_{\text{нр}} + \sum E_{\text{г.о}} - E_{\text{орц}}}} \cdot 100\%; \quad (3.4)$$

где $E_{\text{орц}}$ – эксергия сгенерированной в ОЦР электрической энергии, Дж/кг:

$$E_{\text{орц}} = \tau_{\text{эл.эн}} \cdot l_{\text{орц}}; \quad (3.8)$$

$l_{оцр}$ – сгенерированная в ОЦР электрическая энергия, равная разнице мощностей турбины и насоса, рассчитываемые по формулам 2.24 и 2.25, Вт;

$\tau_{эл.эн}$ – коэффициент работоспособности электрической энергии, равный единице.

3.2 Цель математического моделирования

Целью моделирования является создание математической модели работы компрессорной установки с системой промежуточного охлаждения для расчета показателя энергоэффективности схемы.

3.3 Задачи математического моделирования

1. Выявление существенных связей между различными элементами моделируемых схем.
2. Расчет процесса ступенчатого сжатия в компрессоре для определения температуры газа на выходе из ступени и определение работы, затрачиваемой на сжатие газа в ступенях;
3. Расчет АБХМ и равновесной температуры газа на входе в ступень сжатия;
4. Расчет ОЦР для определения количества вырабатываемой электрической энергии на теплоте сжатия;
5. Расчет процесса теплообмена между сжатым газом и охлаждающим теплоносителем в предварительном, промежуточных и конечном газоохладителях, а также между рабочими телами в АБХМ и ОЦР:
 - 1) определение количества отводимой теплоты;
 - 2) определение расходов рабочих тел;
 - 3) определение коэффициента теплопередачи.
6. Расчет гидравлических и аэродинамических потерь при теплообмене и затрат энергии на их компенсацию;
7. Расчет эксергетического КПД компрессорной установки и определение показателя энергоэффективности.

3.4 Описание процесса

Моделируемые схемы промежуточного охлаждения сжатого газа в компрессорной установке представлены на рисунках 3.1, 3.2 и 3.3.

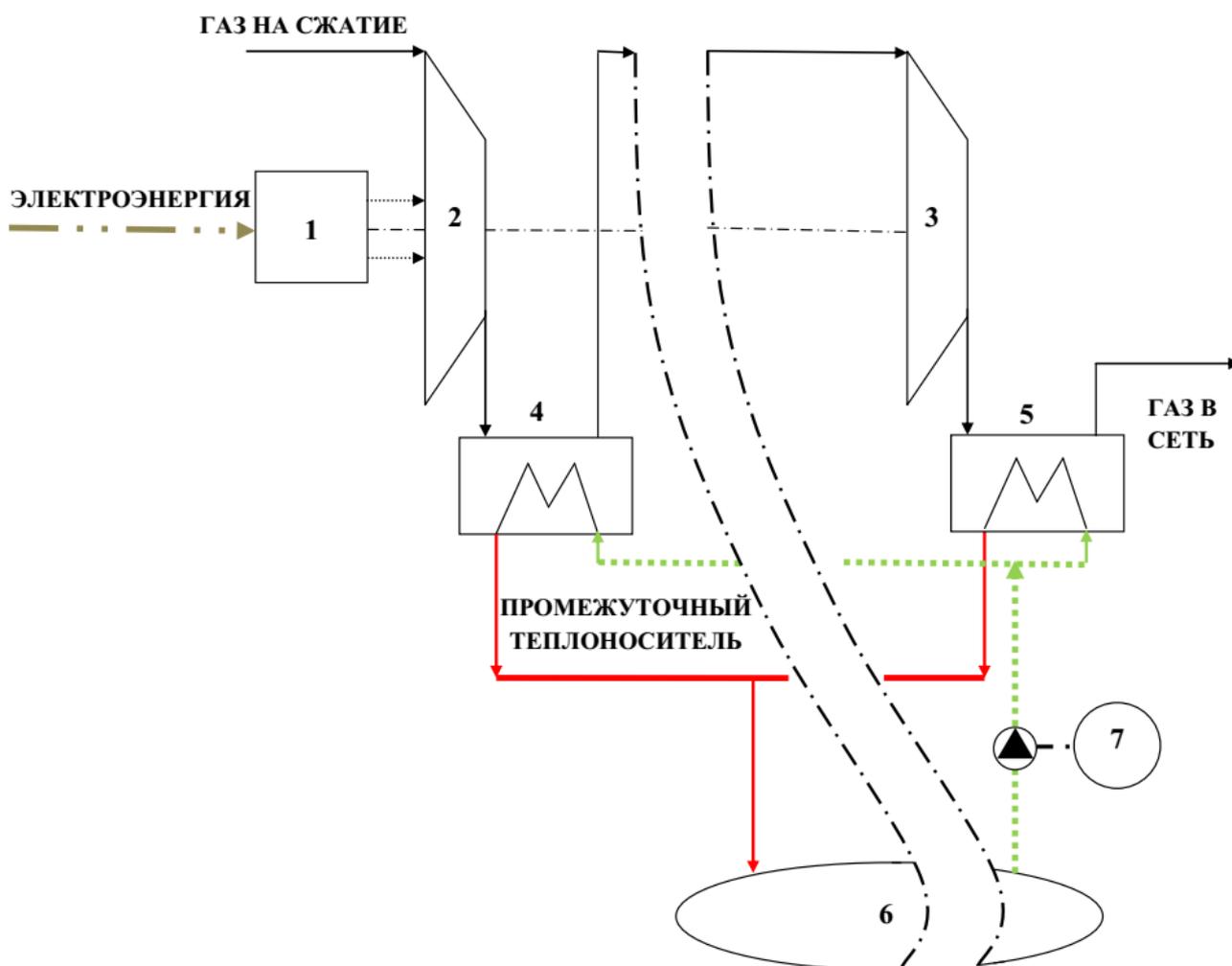


Рисунок 3.1 – Действующая моделируемая схема

Описание действующей моделируемой схемы:

1 – энергопотребляющие системы КУ (привод, система управления и т.д.);

2, 3 – первая и n-я ступени компрессора;

4 – промежуточный газохладитель; 5 – конечный газохладитель;

6 – холодный источник (пруд-охладитель); 7 – привод.

На рисунке 3.1 сжатый газ из ступени компрессора поступает в промежуточный газохладитель, где охлаждается до температуры, близкой к температуре промежуточного теплоносителя (охлаждающей воды). Затем газ поступает на следующую ступень сжатия, после которой

вновь охлаждается в промежуточном газоохладителе. На выходе из n-ой ступени сжатый газ поступает в конечной газоохладитель. Промежуточный теплоноситель отводит теплоту сжатия в атмосферу.

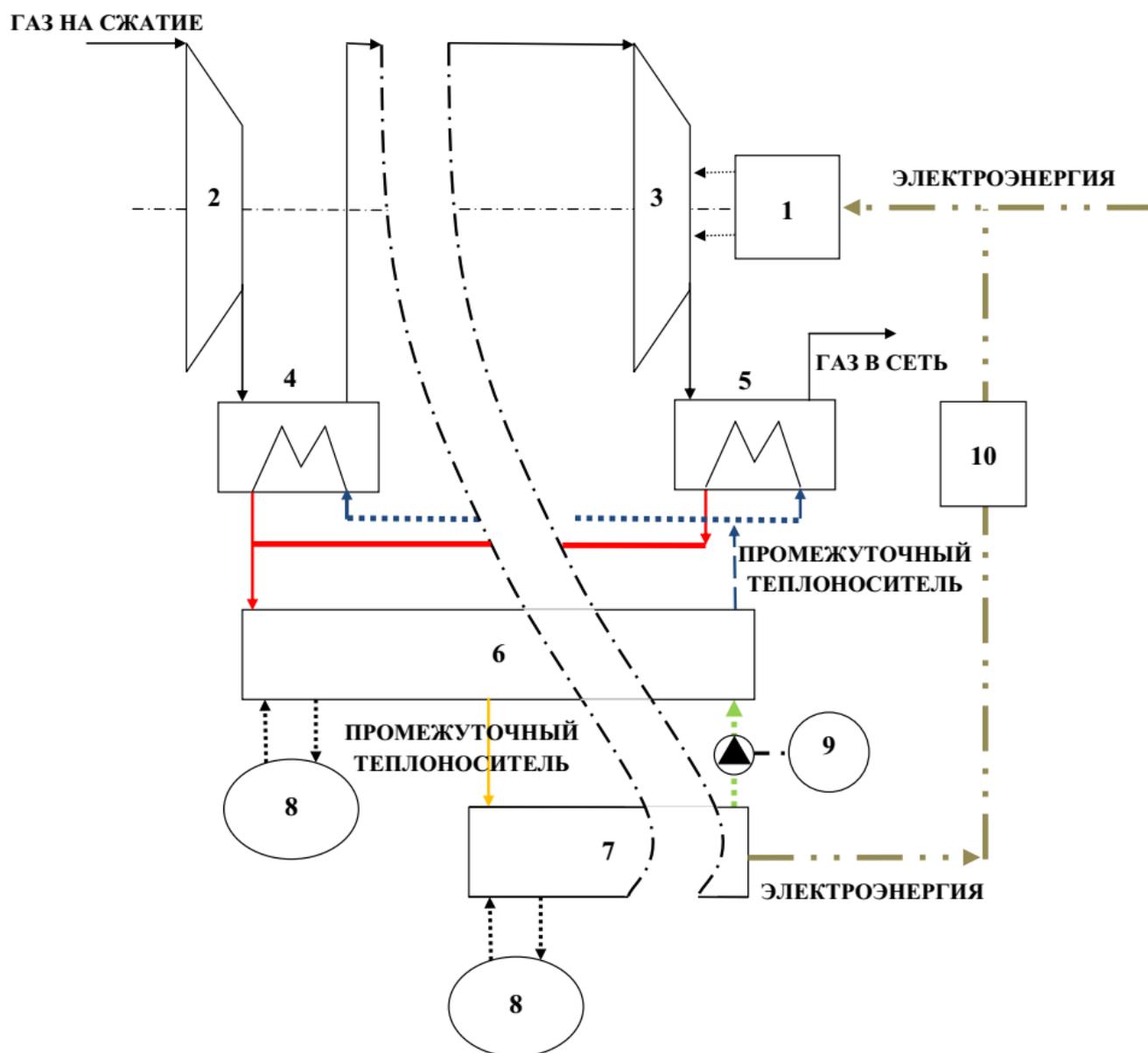


Рисунок 3.2 – Перспективная моделируемая схема

Описание перспективной моделируемой схемы:

- 1 – энергопотребляющие системы КУ (привод, система управления и т.д.);
- 2, 3 – первая и n-я ступени компрессора;
- 4 - промежуточный газоохладитель; 5 - конечной газоохладитель;
- 6 – АБХМ; 7 – ОЦР; 8 – холодный источник (сухая градирня);
- 9 – привод; 10 – трансформатор электрической энергии.

На рисунке 3.2 газ сжимается и из ступени компрессора поступает в промежуточный газоохладитель, где охлаждается до температуры, близкой к температуре промежуточного теплоносителя. Затем газ поступает на следующую ступень сжатия, после которой вновь охлаждается в промежуточном газоохладителе. На выходе из n-ой ступени сжатый газ поступает в конечной газоохладитель. Промежуточный теплоноситель отводит теплоту сжатия в АБХМ и ОЦР, где генерируется холод для доохлаждения теплоносителя и электрическая энергия для привода компрессора.

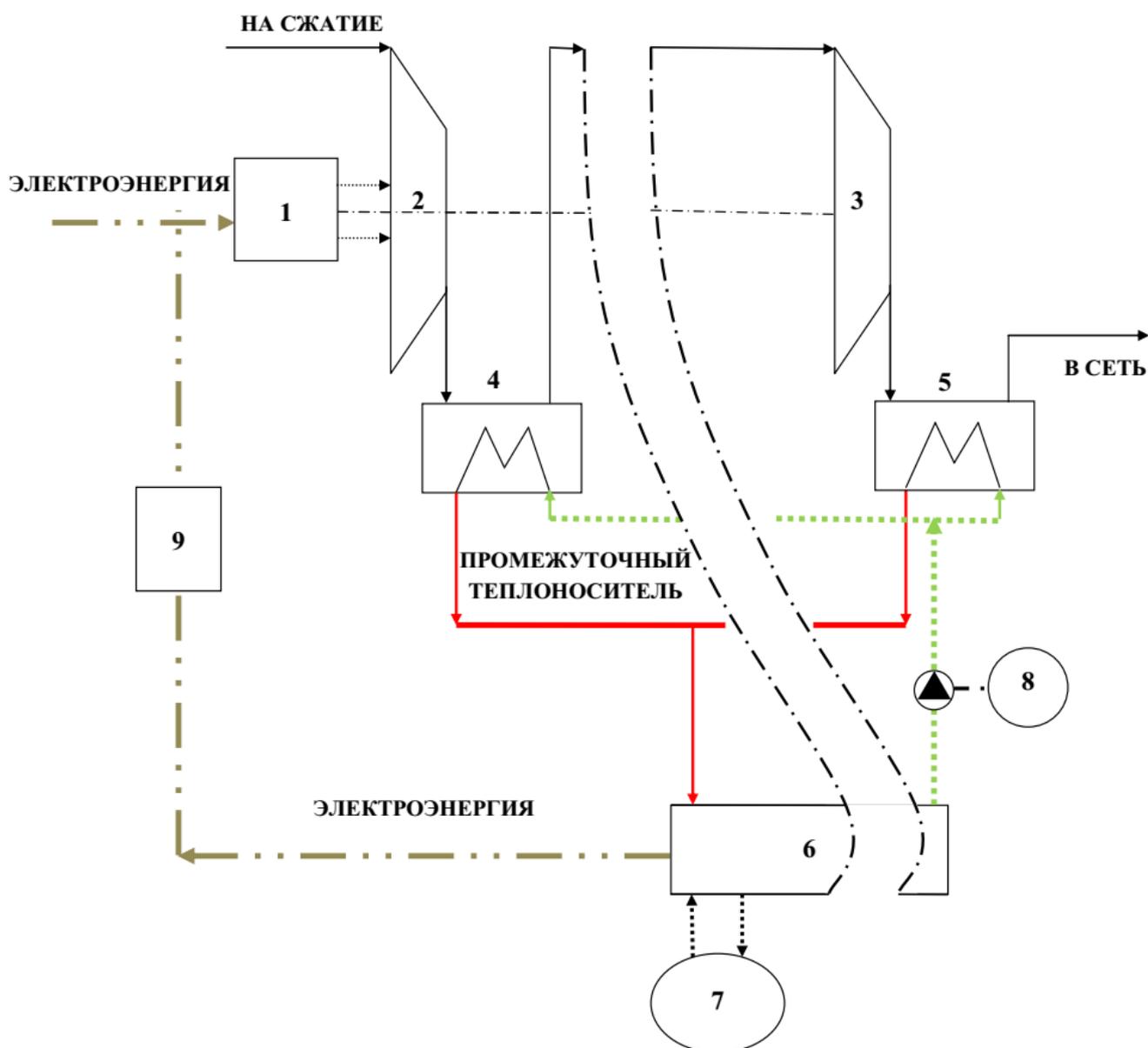


Рисунок 3.3 – Упрощенная перспективная моделируемая схема

Описание упрощенной перспективной моделируемой схемы:

- 1 – энергопотребляющие системы КУ (привод, система управления и т.д.);
- 2, 3 – первая и n-я ступени компрессора;

- 4 - промежуточный газоохладитель; 5 - концевой газоохладитель;
 6 – ОЦР; 7 – холодный источник (сухая градирня);
 8 – привод; 9 – трансформатор электрической энергии.

Схема на рисунке 3.3 отличается от схемы на рисунке 3.2 отсутствием АБХМ и доохлаждения промежуточного теплоносителя.

Схемы АБХМ и ОЦР представлены на рисунках 3.4 и 3.5.

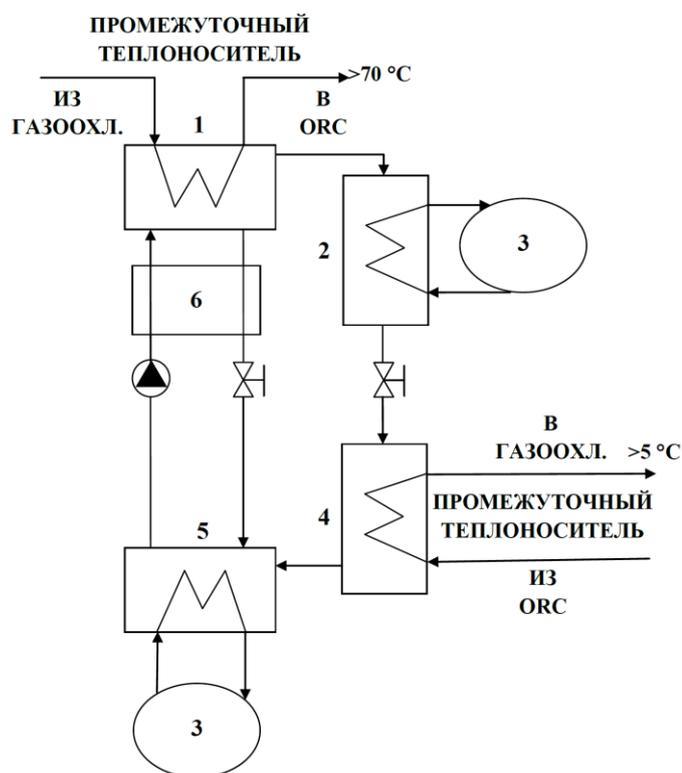


Рисунок 3.4 – Моделируемая схема АБХМ

Описание моделируемой схемы АБХМ:

- 1 – генератор; 2 – конденсатор; 3 – холодный источник (атмосфера);
 4 – испаритель; 5 – абсорбер; 6 – теплообменник-регенератор.

Для поддержания низкого давления в испарителе и обеспечения непрерывности процесса охлаждения пары хладагента (вода) должны абсорбироваться (поглощаться) в абсорбере. Для абсорбирования водяных паров используется крепкий раствор бромида лития (LiBr), имеющий высокую поглощающую способность и поступающий из генератора в абсорбер. В процессе абсорбции водяных паров раствор бромида лития становится слабым. Слабый раствор LiBr с помощью насоса подается в генератор, где из него выпаривается водяной пар при помощи теплоты от промежуточного теплоносителя, охлаждающегося до температуры выше 70 °C. Водяной пар из генератора поступает в конденсатор для охлаждения и конденсации. Затем хладагент возвращается в испаритель для возобновления рабочего цикла. Для отвода теплоты, выделяю-

щейся при конденсации водяных паров хладагента в конденсаторе, и теплоты абсорбции, используется атмосферный воздух. Для повышения энергетической эффективности цикла охлаждения слабый раствор направляется в теплообменник-регенератор для предварительного нагрева крепким раствором из генератора. Холод, полученный в испарителе, используется для предварительного доохлаждения промежуточного теплоносителя до температуры не ниже 5 °С.

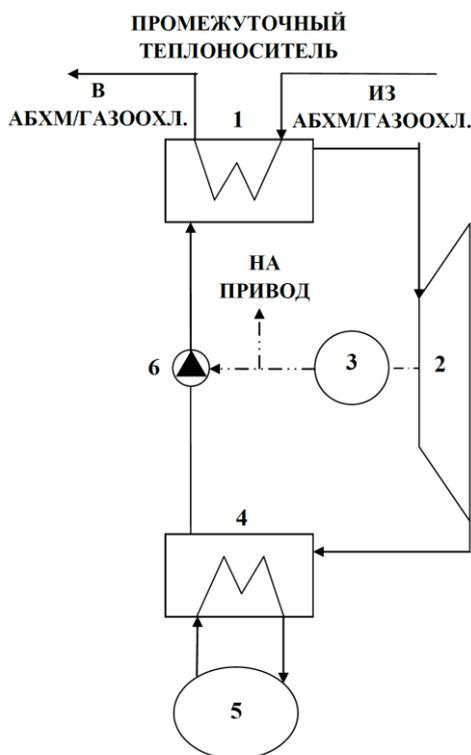


Рисунок 3.5 – Моделируемая схема ОЦР

Описание моделируемой схемы ОЦР:

1 – испаритель; 2 – турбина; 3 – электрогенератор; 4 – воздушный конденсатор;
5 – холодный источник (атмосфера); 6 – конденсатный насос.

На рисунке 3.5 промежуточный теплоноситель поступает в испаритель. За счет полученной в испарителе теплоты нагревается, кипит и перегревается НРТ. Перегретый пар НРТ поступает в турбину, где, расширяясь, совершает полезную работу, за счет которой генерируется электрическая энергия. Часть электроэнергии тратится на конденсатный насос, а часть идет на привод компрессора. После расширения пар НРТ конденсирует в воздушном конденсаторе, за счет холода атмосферного воздуха и через конденсатный насос вновь подается в испаритель.

В случае моделирования схемы на рисунке 3.3 в качестве испарителя выступают газоохладители. Для выравнивания температуры на входе в АБХМ (схема 3.2) и ОЦР (схема 3.3) рабочее тело охлаждается до заданной температуры в специальном теплообменнике.

3.5 Выявление существенных свойств и факторов

Приведенные выше схемы состоят из множества технических узлов с многочисленными связями друг с другом. Таким образом, возникает задача упрощения представления данных схем и выявления существенных связей между моделируемыми элементами для чего используются направленные графы [122] (рисунки 3.6, 3.7 и 3.8).

При анализе моделируемых схем и построении графов учитывалось, что компрессорная установка связана с окружающей средой (ОС) не только как с холодным источником, но и по температуре и давлению сжимаемого газа, а также как с источником энергии (ИЭ) для привода компрессора и вспомогательного оборудования.

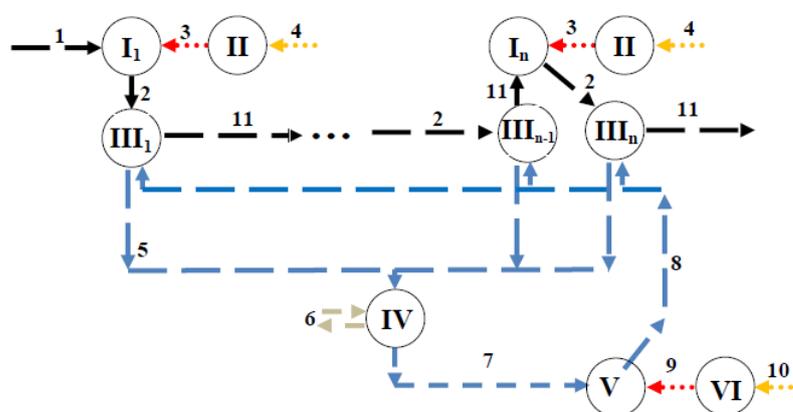


Рисунок 3.6 – Граф действующей моделируемой схемы

Описание графа моделируемой схемы:

Элементы:

I – ступень компрессора;

II – привод компрессора;

III – газоохладитель;

IV – пруд-охладитель;

V – насос;

VI – привод насоса.

Потоки:

1 – газ на всасе;

2 – сжатый газ в газоохладитель;

3 – механическая энергия с привода компрессора;

4 – энергия на привод компрессора;

5 – охлаждающая вода из газоохладителя;

6 – атмосферный воздух;

7 – охлаждающая вода из пруда-охладителя;

8 – охлаждающая вода в газоохладитель;

9 – механическая энергия с привода насоса;

10 – энергия на привод насоса;

11 – сжатый газ из газоохладителя.

В модели, изображенной на рисунке 3.6, газ последовательно сжимается в n ступенях компрессора, после которых подается в промежуточные теплообменники, где охлаждается водой. Нагретая вода сбрасывается в пруд-охладитель для охлаждения.

На основе анализа построенного графа составлена матрица связей различных элементов моделируемой схемы, источником энергии и окружающей средой, материальными и энергетическими потоками. При анализе знаком «+» обозначались поступающие в элемент потоки, знаком «-» исходящие из него. Результаты анализа представлены в таблице 3.1. Аналогичные матрицы для перспективной и упрощенной перспективной схем представлены в таблицах 3.2, 3.3. и 3.4.

Таблица 3.1 – Матрица связей в действующей схеме

	I	II	III	IV	V	VI	OC	ИЭ.
I	-	+3	-2/+11	-	-	-	+1	-
II	-3	-	-	-	-	-	-	+4
III	+2/-11	-	-	-5	+8	-	-11	-
IV	-	-	+5	-	-7	-	±6	-
V	-	-	-	+7	-8	+9	-	-
VI	-	-	-	-	-9	-	-	+10
OC	-1	-	-	±6	-	-	+11	-
ИЭ.	-	-4	-	-	-10	-	-	-

Выявление связей 1-11 между различными элементами необходимо для облегчения дальнейшего моделирования всей схемы, так как позволяет комплексно учесть составные части материального и энергетического балансов как внутри системы, так и между системой и окружающей средой.

Наиболее существенными при определении выбранного критерия эффективности являются связи с источником энергии и окружающей средой, так как именно они определяют количество полученной и отданной системой эксергии.

Эксергетический КПД КУ - отношение прироста эксергии сжимаемого газа к эксергии затрачиваемой на работу системы. Прирост эксергии газа равен разнице эксергии потоков 11 и 1, причем 1 поступает из окружающей среды, а 11 наоборот в нее поступает. Эксергии потоков 4 и 10 затрачиваются на работу системы, так как оба эти потока поступают от источника энергии в систему.

Учитывая, что потоки (6) являются потерями в окружающую среду, а на работу пруда-охладителя эксергия не тратится, эксергетический КПД действующей моделируемой схемы будет выглядеть следующим образом:

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{E_{11} - E_1}{E_4 + E_{10}} \cdot 100\% ; \quad (3.9)$$

Где E_n - эксергия n-го потока вещества или энергии, Вт.

Остальные схемы рассмотрены аналогичным образом.

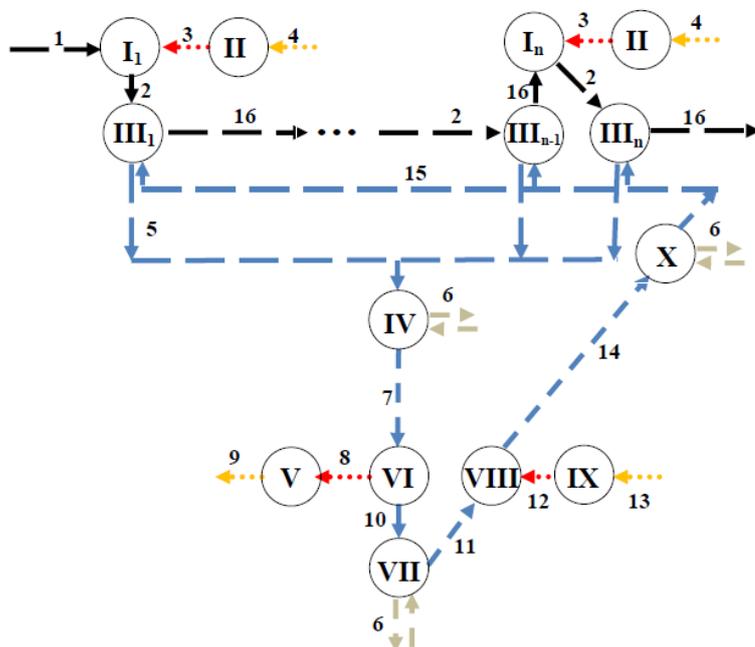


Рисунок 3.7 – Граф упрощенной перспективной моделируемой схемы

Описание графа моделируемой схемы:

Элементы:

I – ступень компрессора;

II – привод компрессора;

III – газоохладитель;

IV – теплообменник для выравнивания температуры;

V – электрогенератор т;

VI – турбина ОЦР;

VII – конденсатор ОЦР;

VIII – насос ОЦР;

IX – привод насоса ОЦР;

IX – доохладитель НРТ.

Потоки:

1 – газ на всасе;

2 – сжатый газ в газоохладитель;

3 – механическая энергия с привода компрессора;

4 – энергия на привод компрессора;

5 – НРТ из газоохладителя;

6 – атмосферный воздух;

7 – теплоноситель после теплообменника для выравнивания температуры;

8 – энергия с турбины ОЦР;

9 – энергия с генератора ОЦР;

10 – пар НРТ после турбины ОЦР;

11 – НРТ после конденсатора ОЦР;

12 – энергия с привода насоса ОЦР;

13 – энергия на привод насоса ОЦР;

14 – НРТ в доохладитель;

15 – НРТ в газоохладитель;

16 – сжатый газ.

В модели, изображенной на рисунке 3.7, газ последовательно сжимается в n ступенях компрессора, после которых подается в промежуточные теплообменники, где охлаждается НРТ. В летнее время пары НРТ поступают в АВО для охлаждения до заданной температуры, либо напрямую идут в турбину. После турбины пар НРТ поступает в конденсатор, откуда с помощью насоса подается в теплообменник для доохлаждения до температуры близкой к температуре окружающей среды, а затем в газоохладители. В зимнее время НРТ напрямую подается в конденсатор.

Таблица 3.2 – Матрица связей в упрощенной схеме

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	OC	ИЭ
I	-	+3	-2/+16	-	-	-	-	-	-		1	-
II	-3	-	-	-	-	-	-	-	-		-	4
III	+2/ -16	-	-	-5	-	-	-	-	-	-5	-	-
IV	-	-	+5	-	-	-7	-	-	-		±6	+6
V	-	-	-	-	-	+8	-	-	-		-	-9
VI	-	-	-	+7	-8	-	-10	-	-		-	-
VII	-	-	-	-	-	+10	-	-11	-		±6	+6
VIII	-	-	-14	-	-	-	+11	-	+12		-	-
IX	-	-	-	-	-	-	-	-12	-		-	+13
X	-		-15	-	-	-	-	+14	-	-	±6	+6
OC	-1	-	+16	±6	-	-	±6	-	-	±6	-	-
ИЭ	-	-4	-	-6	+9	-	-6	-	-13	-6	-	-

Учитывая, что на данной схеме (б) является не только потоком атмосферного воздуха, но и затратами энергии на его подачу для охлаждения, эксергетический КПД упрощенной перспективной моделируемой схемы будет выглядеть следующим образом:

$$\eta_{\text{экс}}^y = \frac{E_{16} - E_1}{E_4 + E_{13} + \sum E_6 - E_9} \cdot 100\% ; \quad (3.10)$$

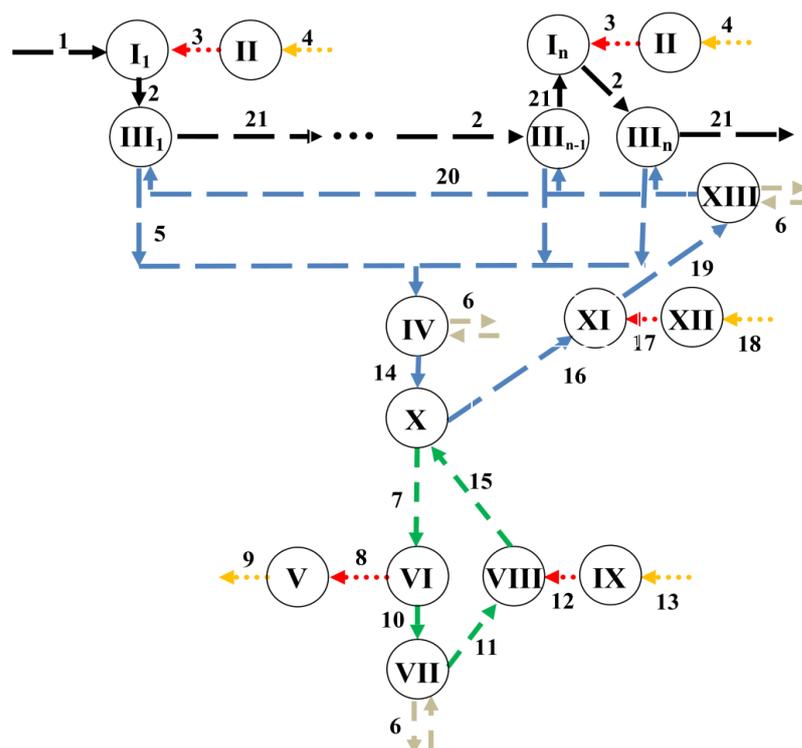


Рисунок 3.8 – Граф упрощенной перспективной моделируемой схемы с промежуточным теплоносителем

Описание графа моделируемой схемы:

Элементы:

- I – ступень компрессора;
- II – привод компрессора;
- III – газоохладитель;
- IV – теплообменник для выравнивания температуры;
- V – электрогенератор т;
- VI – турбина ОЦР;
- VII – конденсатор ОЦР;
- VIII – насос ОЦР;
- IX – привод насоса ОЦР;
- X – испаритель ОЦР;
- XI – насос для промежуточного теплоносителя;
- XII – привод насоса для промежуточного теплоносителя;
- XIII – доохладитель теплоносителя.

Потоки:

- 1 – газ на всасе;
- 2 – сжатый газ в газоохладитель;
- 3 – механическая энергия с привода компрессора;
- 4 – энергия на привод компрессора;
- 5 – промежуточный теплоноситель из газоохладителя;
- 6 – атмосферный воздух;
- 7 – теплоноситель после теплообменника для выравнивания температуры;
- 8 – энергия с турбины ОЦР;
- 9 – энергия с генератора ОЦР;
- 10 – пар НРТ после турбины ОЦР;
- 11 – НРТ после конденсатора ОЦР;
- 12 – энергия с привода насоса ОЦР;
- 13 – энергия на привод насоса ОЦР;

- 14 – пар НРТ из испарителя ОЦР; 18 – энергия на привод насоса теплоносителя;
 15 – НРТ на входе в испаритель ОЦР; 19 – теплоноситель после насоса;
 16 – теплоноситель после испарителя ОЦР; 20 – теплоноситель после доохладителя;
 17 – энергия с привода насоса теплоносителя; 21 – сжатый газ.

В модели, изображенной на рисунке 3.8, газ последовательно сжимается в n ступенях компрессора, после которых подается в промежуточные теплообменники, где охлаждается промежуточным теплоносителем. Теплоноситель поступает в АВО для охлаждения до заданной температуры либо напрямую идет в испаритель ОЦР, где отдает теплоту НРТ. В летнее время пары НРТ поступают в турбину. После турбины пар НРТ подается в конденсатор, откуда с помощью насоса поступает в испаритель, в зимнее время НРТ, минуя турбину, напрямую подается в конденсатор. После испарителя теплоноситель идет в теплообменник для доохладения до температуры, близкой к температуре окружающей среды, а затем в газоохладители.

Таблица 3.3 – Матрица связей в упрощенной схеме с промежуточным теплоносителем

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	OC	ИЭ
I	-	+3	-2/ +21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+1	-
II	-3		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+4
III	2/-21	-	-	-5	-	-	-	-	-	-	-	-	20	-	-
IV	-	-	+5	-	-	-	-	-	-	-14	-	-	-	±6	+6
V	-	-	-	-	-	-	+8	-	-	-	-	-	-	-	-9
VI	-	-	-	-	-8	-	-10	-	-	+7	-	-	-	-	-
VII	-	-	-	-	-	+10	-	-11	-	-	-	-	-	±6	+6
VIII	-	-	-	-	-	-	+11	-	+12	-15	-	-	-	-	-
IX	-	-	-	-	-	-	-	-12	-	-	-	-	-	-	+13
X	-	-	-	+14	-	-7	-	+15	-	-	-16	-	-	-	-
XI	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+16	-	+17	-19	-	-
XII	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-17	-	-	-	-18
XIII	-	-	-20	-	-	-	-	-	-	-	+19	-	-	±6	+6
OC	-1	-	+21	±6	-	-	±6	-	-	-	-	-	±6	-	-
ИЭ	-	-4	-	-6	+9	-	-	-	-13	-	-	-18	-6	-	-

Учитывая, что на данной схеме (6) является не только потоком атмосферного воздуха, но и затратами энергии на его подачу для охлаждения, эксергетический КПД и упрощенной перспективной моделируемой схемы с промежуточным теплоносителем будет выглядеть следующим образом:

$$\eta_{\text{экс}}^{y.m} = \frac{E_{21} - E_1}{E_4 + E_{13} + E_{18} + \sum E_6 - E_9} \cdot 100\% ; \quad (3.11)$$

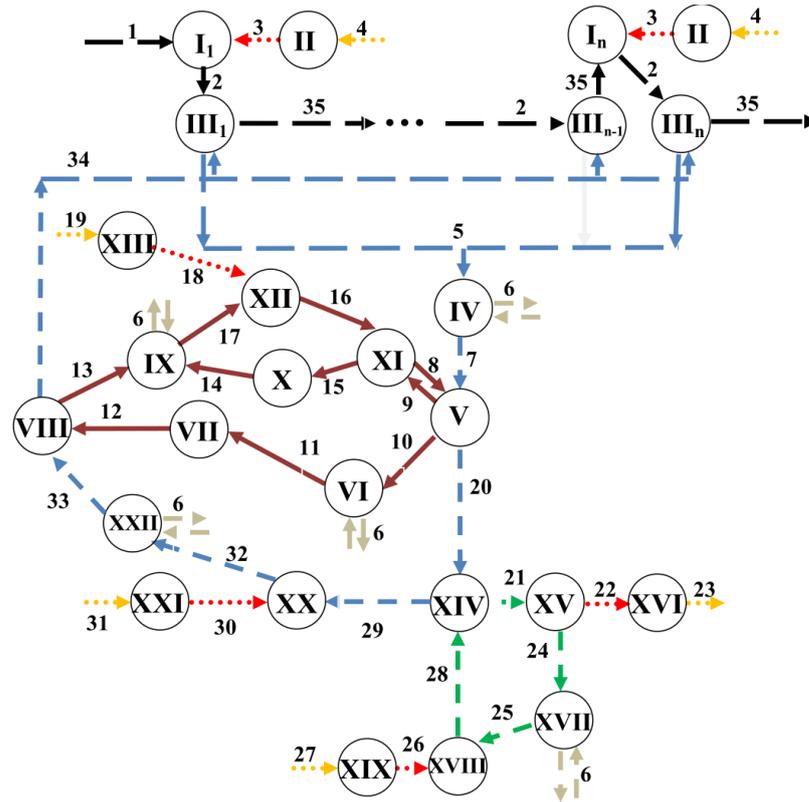


Рисунок 3.9 – Граф перспективной моделируемой схемы

Описание графа моделируемой схемы:

Элементы:

I – ступень компрессора;

II – привод компрессора;

III – газоохладитель;

IV – теплообменник для выравнивания температуры;

V – генератор АБХМ;

VI – конденсатор АБХМ;

VII – дроссель после конденсатора АБХМ;

VIII – испаритель АБХМ;

IX – абсорбер АБХМ;

X – дроссель перед абсорбером АБХМ;

XI – регенеративный теплообменник АБХМ;

XII – насос АБХМ;

XIII – привод насоса АБХМ;

XIV – испаритель ОЦР;

XV – турбина ОЦР;

XVI – электрогенератор;

XVII – конденсатор ОЦР;

XVIII – насос ОЦР;

XIX – привод насоса ОЦР;

XX – насос теплоносителя;

XXI – привод насоса теплоносителя;

XXII – доохладитель теплоносителя.

Потоки:

1 – газ на всасе;

2 – сжатый газ в газоохладитель;

3 – механическая энергия с привода компрессора;

4 – энергия на привод компрессора;

5 – охлаждающий теплоноситель из газоохладителя;

6 – атмосферный воздух;

- | | |
|--|--|
| 7 – теплоноситель после теплообменника для выравнивания температуры; | 20 – теплоноситель после генератора АБХМ; |
| 8 – слабый раствор в генератор АБХМ; | 21 – пар НРТ из испарителя ОЦР; |
| 9 – крепкий раствор из генератора АБХМ; | 22 – энергия с турбины ОЦР; |
| 10 – пар хладагента после генератора АБХМ; | 23 – энергия с генератора ОЦР; |
| 11 – хладагент после конденсатора АБХМ; | 24 – пар НРТ после турбины ОЦР; |
| 12 – хладагент после дросселя АБХМ; | 25 – НРТ после конденсатора ОЦР; |
| 13 – пар хладагента после испарителя АБХМ; | 26 – энергия с привода насоса ОЦР; |
| 14 – крепкий раствор после дросселя АБХМ; | 27 – энергия на привод насоса ОЦР; |
| 15 – крепкий раствор после регенеративного теплообменника; | 28 – НРТ после насоса ОЦР; |
| 16 – слабый раствор после насоса АБХМ; | 29 – теплоноситель после испарителя ОЦР; |
| 17 – слабый раствор из абсорбера АБХМ; | 30 – энергия с привода насоса теплоносителя; |
| 18 – энергия от привода насоса АБХМ; | 31 – энергия на привод насоса теплоносителя; |
| 19 – энергия на привод насоса АБХМ; | 32 – теплоноситель после насоса; |
| | 33 – теплоноситель после доохладителя; |
| | 34 – теплоноситель в газоохладитель; |
| | 35 – сжатый газ. |

В модели, изображенной на рисунке 3.9, газ последовательно сжимается в n ступенях компрессора, после которых подается в промежуточные теплообменники, где охлаждается промежуточным теплоносителем. Теплоноситель поступает в АВО для охлаждения до заданной температуры, либо напрямую идет в генератор АБХМ. После генератора промежуточный теплоноситель поступает в испаритель ОЦР, где отдает теплоту НРТ. В летнее время пары НРТ поступают в турбину. После турбины пар НРТ подается в конденсатор, откуда с помощью насоса поступает в испаритель, в зимнее время НРТ, минуя турбину, напрямую подается в конденсатор. После испарителя теплоноситель идет в теплообменник для доохлаждения до температуры, близкой к температуре окружающей среды, а затем идет в испаритель АБХМ и газоохладители.

Таблица 3.4 – Матрица связей в перспективной схеме

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	XXI	XXII	OC	ИЭ
I	-	+3	-2/ +35	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+1	-
II	-3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+4
III	+2/ -35	-	-	-5	-	-	+34	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
IV	-	-	+5	-	-7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	±6	+6
V	-	-	-	+7	-	-10	-	-	-	-	+8/ -9	-	-	-20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
VI	-	-	-	-	+10	-	-11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	±6	+6
VII	-	-	-	-	-	+11	-	-12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
VIII	-	-	-34	-	-	-	+12	-	-13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+33	-	-
IX	-	-	-	-	-	-	-	+13	-	+14	-	-17	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	±6	+6
X	-	-	-	-	-	-	-	-	-14	-	+15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
XI	-	-	-	-	-8/ +9	-	-	-	-	-15	-	+16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
XII	-	-	-	-	-	-	-	-	+17	-	-16	-	+18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
XIII	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+19
XIV	-	-	-	-	+20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-21	-	-	+28	-	-29	-	-	-	-
XV	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+21	-	-22	-24	-	-	-	-	-	-	-
XVI	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+22	-	-	-	-	-	-	-	-	-23
XVII	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+24	-	-	-25	-	-	-	-	±6	+6
XVII I	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-28	-	-	+25	-	+26	-	-	-	-	-
XIX	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-26	-	-	-	-	-	+27
XX	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+29	-	-	-	-	-	-	-	+30	-32	-
XXI	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-30	-	-	-	+3 1
XXII	-	-	-	-	-	-	-	-33	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+32	-	-	±6	+6
OC	-	-	-	±6	-	±6	-	-	±6	-	-	-	-	-	-	-	±6	-	-	-	-	±6	-	-
ИЭ	-	-4	-	-6	-	-6	-	-	-6	-	-	-	-	-19	-	+23	-6	-	-27	-	-31	-6	-	-

Учитывая, что на данной схеме (6) является не только потоком атмосферного воздуха, но и затратами энергии на его подачу для охлаждения, эксергетический КПД перспективной моделируемой схемы будет выглядеть следующим образом:

$$\eta_{\text{экс}}^u = \frac{E_{35} - E_1}{E_4 + E_{19} + E_{23} + \sum E_6 - E_{23}} \cdot 100\% ; \quad (3.12)$$

3.6 Исходные данные

I) Постоянные:

$\eta_k = 0,6$ – относительный внутренний КПД компрессора;

$\eta_{\text{эд}} = 0,8$ – относительный внутренний КПД привода;

$\eta_n = 0,7$ – относительный внутренний КПД насоса;

$\eta_m = 0,8$ – относительный внутренний КПД турбины;

$d_{\text{вн}} = 0,02$ м – внутренний диаметр медных трубок теплообменника;

$\varphi = 9$ – коэффициент оребрения труб;

$S_p = 0,0035$ м – шаг ребер;

$\delta = 0,05$ м – толщина стенки;

$\Delta t = 5$ °С – величина недоохлаждения/недогрева;

$P_0 = 0,1$ МПа – давление газа на входе в компрессор и атмосферного воздуха;

$t_{\text{в.з}} = 5$ °С – температура охлаждающей воды в зимнее время;

$t_{\text{в.л}} = 15$ °С – температура охлаждающей воды в летнее время;

$t_{\text{в.макс}} = 40$ °С – максимальная температура, до которой нагревается вода;

$t_a = 70$ °С – температура в генераторе АБХМ.

II) Переменные:

$x = 1,15; 1,2 \dots 5$ – степень повышения давления газа в ступени компрессора;

$G = 1; 2 \dots 50$ кг/с – расход газа;

$z = 2 \dots 12$ – количество ступеней;

T_0 - температура окружающей среды и газа на входе в компрессор по месяцам;

$a =$ – тип газа: 1- воздух; 2- азот; 3- кислород;

3.7 Основные ограничения и допущения

- 1) все процессы – стационарные;
- 2) в компрессоре сжимаются сухой воздух и газообразные азот и кислород;
- 3) процесс сжатия газа в ступени компрессора и жидкости в насосе, а также расширения пара в турбине адиабатный;
- 4) процесс нагрева и охлаждения изобарный, разница температур между телами при теплообмене $\Delta t = 5$ °С;
- 5) режим движения теплоносителя – турбулентный;
- 6) трубы теплообменников оребренные, расположение труб в пучке – шахматное (по углам равностороннего треугольника), как наиболее эффективное для воздуха и других газообразных теплоносителей [184];
- 7) температура в генераторе АБХМ не зависит от начальной температуры греющего теплоносителя и равна $t_a = 70$ °С;
- 8) теплофизические свойства НРТ берутся на линии насыщения и зависят только от давления на входе в теплообменник;
- 9) давление НРТ на входе в турбину определяется, исходя из того, что температура насыщения теплоносителя должна быть больше температуры окружающей среды, из условия получения сухого насыщенного перегретого пара, а также минимума потерь эксергии в испарителе;
- 10) теплообмен с кипящим теплоносителем поделен на зоны: нагрев жидкости, парообразование, нагрев газа;
- 11) расчеты велись в диапазоне температур рабочих тел -10-200 °С, при скоростях теплоносителя в трубах для жидкостей не выше 2 м/с, для газов не выше 20 м/с [185].

3.8 Описание математической модели

Учитывая все вышесказанное, при разработке математической модели учитывалось, что она должна состоять из четырех основных модулей:

1. Расчет действующей схемы;
2. Расчет перспективной схемы;
3. Расчет упрощенной перспективной схемы;
4. Расчет упрощенной перспективной схемы с промежуточным теплоносителем.

При этом необходимо учитывать, что в отличие от последовательных расчетов действующей и упрощенных перспективных схем, математическая модель перспективной схемы должна содержать в себе условие по определению начала работы АБХМ, а именно превышение температуры теплоносителя (T_T) температуры в генераторе АБХМ (T_a). Минимально данное превышение взято равным удвоенной принятой разницы температур между телами при теплообмене ($2\Delta t$). Кроме того, при расчете схемы с АБХМ необходим цикл для определения установившейся температуры охлаждающего теплоносителя после генератора и, как следствие, температур газа после сжатия и газа и теплоносителя после газоохладителя. Для этого необходимо добиться равенства отводимых от газа теплоты до расчета или пересчета АБХМ (Q_G) и после (Q'_G).

Данная математическая модель относится к частному типу, поскольку является упрощенной, так как учитывались не все влияющие параметры, согласно приведенным выше допущениям. По учету изменения параметров во времени данная модель относится к статическому типу, так как параметры во времени остаются неизменными. По способу описания и составления математическая модель является смешанной, потому что использовались как функциональные зависимости величин (свойства веществ и т.п.), так и табличные значения некоторых параметров (коэффициенты при расчете теплообмена с оребренными трубками) [186]. Расчеты проводились в среде MathCad.

Таким образом, математическая модель работы компрессорной установки, включающей компрессор и систему промежуточного охлаждения, состоит из четырех частей, а каждая из частей состоит из отдельных расчетных блоков.

1. Блоки 1.1 и 1.2 моделируют действующую схему, рассмотренную на рисунке 3.6;
2. Блоки 2.1-2.4 моделируют упрощенную перспективную схему, рассмотренную на рисунке 3.7;

3. Блоки 3.1-3.5 моделируют упрощенную перспективную схему с промежуточным теплоносителем, рассмотренную на рисунке 3.8;
4. Блоки 4.1-4.6 моделируют перспективную схему, рассмотренную на рисунке 3.9.

Расчет начинается после ручного ввода исходных данных.

Блок 1.1 представляет собой термодинамический расчет сжатия газа в ступенях компрессора при водяном охлаждении. В ходе данного расчета определяются затраты на сжатие, температура газа после ступени компрессора, количество теплоты, отводимой в промежуточных теплообменниках. Для расчета используются формулы, аналогичные 2.3-2.5.

В блоке 1.2 производится тепловой и гидравлический расчет трубчатого теплообменника с оребрением, где сжимаемый газ движется в межтрубном пространстве, а охлаждающая вода по трубкам. Расчеты для воды по формулам аналогичным 2.30-2.48 с учетом того, что трубок несколько. Количество трубок определяется, исходя из того, что режим движения воды турбулентный и $Re \approx 10^3$. Расчеты для газа ведутся по методике расчета АВО [71]:

Коэффициент теплоотдачи от газа к теплоносителю, Вт/м²·К:

$$\alpha_{газ} = c_1 \cdot c_2 \cdot \lambda_2 \cdot \left(\frac{w_y \cdot \rho_2}{\mu_2} \right)^{0,6} \cdot Pr_2^{0,33}; \quad (3.13)$$

где c_1 и c_2 – коэффициенты, зависящие от степени оребрения, для $\phi = 9$ равны 0,83 и 0,5, соответственно;

λ_2 , ρ_2 , μ_2 – коэффициент теплопроводности, плотность и динамическая вязкость газа, Вт/м·К, кг/м³ и Па·с;

Pr_2 – число Прандтля для газа, рассчитывается аналогично 2.38;

w_y – скорость газа в узком сечении пучка труб, м/с.

Потери давления, Па:

$$\Delta P_{газ} = \rho_2 \cdot w_y^2 \cdot n_2 \cdot \left(\frac{S_p}{d_{вн} + 2 \cdot \delta} \right)^{-0,72} \cdot Re_2^{-0,24}; \quad (3.13)$$

где Re_2 – число Рейнольдса для газа, рассчитывается аналогично 2.33;

n_2 – число горизонтальных рядов труб в пучке (по вертикали).

По окончании расчета для анализа выводятся: расход охлаждающего теплоносителя – m_T ; суммарная площадь теплообменной поверхности газоохладителей – $F_{г.о.}$, а также мощность, расходуемая насосом на циркуляцию охлаждающей воды – N_H и потребляемая компрессором – N_K .

Блок 2.1 аналогичен блоку 1.1 с учетом того, что в качестве охлаждающего теплоносителя выступает НРТ органического цикла Ренкина, а, следовательно, газ охлаждается до другой температуры.

Блок 2.2 представляет собой термодинамический расчет ОЦР. При этом происходит сравнение генерируемой ОЦР энергии при разной температуре окружающей среды в разные месяцы с учетом того, что более низкая температура доступна более продолжительный период. НРТ выбираются согласно зависимости, полученной на рисунке 2.31. По окончании расчета для анализа выводятся: мощность, генерируемая турбиной – N_T , давление НРТ на входе в турбину – P_ϕ и продолжительность периода работы турбины – τ , в ходе которого генерируется максимальное количество энергии, данный период определяется, исходя из указанного выше анализа работы ОЦР. Минимальная среднемесячная температура окружающей среды в выбранном периоде принимается за расчетную для цикла, а излишки теплоты сбрасываются в специальном теплообменнике перед турбиной. В дальнейших расчетах принимается, что в течение той части года, которая не вошла в указанный период, энергия в ОЦР не генерируется и НРТ подается сразу в конденсатор, минуя турбину.

В блоке 2.3 производится тепловой и гидравлический расчет газоохладителей и теплообменника для выравнивания температуры перед турбиной. Конфигурация теплообменников аналогична рассчитываемой в блоке 1.2 с учетом того, что в газоохладителе происходит теплообмен между сжимаемым газом и НРТ, а в теплообменнике для выравнивания температуры – между НРТ и атмосферным воздухом. Во всех теплообменниках НРТ движется в трубках. В газоохладителе жидкое рабочее тело нагревается, парообразуется, а затем полученный пар перегревается до температуры, определенной в блоке 2.2. Расчет кипения ведется по формулам, аналогичным 2.49-2.64. По окончании расчета для анализа выводятся: расход охлаждающего теплоносителя – m_T и суммарная площадь теплообменной поверхности газоохладителей – $F_{T.o.}$

Блок 2.4 представляет собой тепловой и гидравлический расчет конденсатора для сухого насыщенного пара НРТ на выходе из турбины и охладителя НРТ после насоса. Пар конденсирует в трубках АВО, расчет коэффициента теплоотдачи ведется при конденсации по формуле 2.65, остальные зависимости и расчет охладителя жидкого НРТ аналогичны расчетам кипения в блоке 2.3. По окончании расчета для анализа выводятся: мощность, идущая на насос для НРТ – N_n , суммарная мощность, идущая на привод вентиляторов для подачи атмосферного воздуха в теплообменник перед турбиной и конденсатор – ΣN_v .

Блок 3.1 аналогичен блоку 1.1 с учетом того, что в качестве охлаждающего теплоносителя выступает сплав натрия с калием (22,8% натрия), а, следовательно, газ охлаждается до другой температуры.

В блоке 3.2 производится тепловой и гидравлический расчет газоохладителя. Расчеты аналогичны блоку 1.2 с учетом того, что теплоноситель жидкометаллический. По окончании расчета для анализа выводятся: расход охлаждающего теплоносителя – m_T ; суммарная площадь теплообменной поверхности газоохладителей – $F_{г.о}$ и мощность, потребляемая компрессором – N_k .

Блок 3.3 аналогичен блоку 2.2. По окончании расчета для анализа дополнительно выводится расход НРТ – m_ϕ ;

В блоке 3.4 производится расчет испарителя ОЦР и доохладителя промежуточного жидкометаллического теплоносителя. Расчеты для испарителя аналогичны блоку 2.3 с учетом того что теплообмен идет не между газом и НРТ в оребренных трубках, а между жидкометаллическим теплоносителем в межтрубном пространстве и НРТ в гладких трубках. Коэффициент теплоотдачи жидкометаллического теплоносителя рассчитывается по формуле 2.44, где подставляется вместо внутреннего диаметра – наружный диаметр и число Нуссельта определяется по формуле [180]:

$$Nu_{жмт} = Pe^{0,6}; \quad (3.14)$$

где Pe – число Пекле, рассчитываемое по формуле 2.39.

Зависимости для расчета доохладителя теплоносителя аналогичны используемым в блоке 3.2.

По окончании расчета для анализа выводится мощность, расходуемая насосом на циркуляцию теплоносителя – $N_{н.т}$.

Блок 3.5 аналогичен блоку 2.4 с учетом того, что определяется мощность, потребляемая насосом на циркуляцию НРТ.

Блок 4.1 аналогичен блоку 1.1 с учетом того, что в качестве охлаждающего теплоносителя выступает сплав натрия с калием (22,8% натрия), а, следовательно, газ охлаждается до другой температуры.

Далее происходит проверка условия, согласно которому, если температура теплоносителя T_T выше температуры в генераторе АБХМ на 10 °С, то идет расчет схемы с АБХМ, иначе расчеты идут по упрощенной схеме с промежуточным теплоносителем.

В блоке 4.2 происходит термодинамический расчет АБХМ [187] с температурой и давлением в генераторе 70 °С и 4,27 кПа, а в испарителе 5 °С и 0,868 кПа. Для упрощения расчетов принималось, что удельные характеристики работы АБХМ не зависят от температуры теплоносителя и учитывается только количество подведенной теплоты. Таким образом, характеристики АБХМ, отнесенные к одному килограмму хладагента, выглядят следующим образом: удельная тепловая нагрузка генератора 2900 кДж/кг; удельная нагрузка конденсатора

2430 кДж/кг; удельная холодопроизводительность 2380 кДж/кг; удельное количество теплоты, отведенное в абсорбере 2850 кДж/кг.

По окончании расчета для анализа выводятся холодопроизводительность АБХМ – Q_0 , затраты энергии на циркуляцию хладагента – N_x и его расход – m_x .

Так как полученный холод идет на доохлаждение промежуточного теплоносителя, то сжимаемый газ на выходе из газоохладителя будет иметь более низкую температуру, следовательно, после сжатия в ступени температура будет также ниже. Таким образом, количество теплоты, отведенное от газа, станет меньше, и холода также сгенерируется меньше. Для нахождения равновесной точки происходит проверка условия, согласно которому, если количество теплоты, отводимое от сжимаемого газа после расчета АБХМ, равно первоначальному количеству теплоты, то расчет идет дальше, иначе происходит пересчет сжатия газа в компрессоре и сравнение нового количества теплоты с определенным ранее.

Блок 4.3 аналогичен блоку 3.2, но дополнен тепловым и гидравлическим расчетом конденсатора, испарителя, генератора и абсорбера АБХМ. По окончании расчета для анализа выводятся расход охлаждающего теплоносителя – m_t ; суммарная площадь теплообменной поверхности газоохладителей – $F_{г.о}$ и мощность, потребляемая компрессором - N_k .

Блоки 4.4-4.6 аналогичны блокам 3.3-3.5.

В блоке 5 происходит расчет выбранного ранее коэффициента эффективности по формулам 3.1-3.12.

С учетом всего вышесказанного, структура математической модели представлена в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Структура математической модели

Исходные данные: $x = 1,15; 1,2 \dots 5$ – степень повышения давления; a – тип газа;
 $G = 1; 2 \dots 50$ кг/с – расход газа; $z = 2 \dots 12$ – количество ступеней;
 T_0 – температура окружающей среды и газа на входе в компрессор по месяцам

Ограничения: $-30 \leq t \leq 300$ °C; $w_{\text{жидкости}} \leq 2$ м/с; $w_{\text{газа}} \leq 20$ м/с

Основные расчеты:

1.) Расчет сжатия: для одной ступени $-L = \frac{1}{\eta_{oi}} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{нач}} \cdot (\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1)$;

$$T_{\text{сж.з}}^p = T_{\text{нач}} \cdot \left(\frac{\varepsilon^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_{oi}} - \frac{1}{\eta_{oi}} + 1 \right)$$

2.) Расчет теплообмена для жидкостей:

$$Nu = \frac{\frac{\xi}{8} \cdot Pe}{1 + \frac{900}{Re} + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}, \text{ при } Re \geq 10^4; \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

3.) Расчет теплообмена для жидких металлов:

$$Nu = 5 + 0,025 \cdot Pe^{0,8}, \text{ при } Re \geq 3 \cdot 10^3;$$

4.) Расчет теплообмена при кипении: $\alpha = \alpha_{FZ} \cdot S + \alpha_L \cdot F$; $F = \left(\frac{1}{X_u} + 0,213 \right)^{0,736}$;

$$X_u = \left(\frac{1-\chi}{\chi} \right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu'}{\mu''} \right)^{0,1}; S = \frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-6} \cdot Re_{tp}^{1,17}};$$

$$Re_{tp} = Re \cdot F^{1,25}; \varphi = \frac{\beta}{1 + \frac{\Delta w}{w_{cm}}}$$

$$\alpha_{FZ} = 0,00122 \cdot \left(\frac{\lambda^{0,79} \cdot c_p^{0,45} \cdot \rho^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu'^{0,29} \cdot (h'' - h')^{0,24} \cdot \rho''^{0,24}} \right) \cdot (T_{cm} - T_s)^{0,24} \cdot \Delta P_s^{0,75}$$

5.) Расчет теплообмена при конденсации: $\alpha = \frac{\alpha_L}{2} \cdot \left[\sqrt{1 + \chi_1 \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)} + \sqrt{1 + \chi_2 \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)} \right]$

6.) Расчет потерь давления для жидкости: $\Delta P_l = \frac{\xi \cdot w^2 \cdot \rho}{2 \cdot d}$; $\xi = 0,0032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}}$, при $Re \geq 10^5$.

7.) Расчет потерь давления для двухфазной среды:

$$\Delta P_l = \frac{4 \cdot w_0 \cdot (\rho' - \rho'') \cdot q}{d \cdot \rho'' \cdot (h'' - h')} + \frac{4 \cdot \tau_{cm}}{d} + \rho \varphi \cdot g$$

8.) Расчет циклов ОЦР и АБХМ.

Ожидаемый результат: Суммарные удельные затраты энергии на работу компрессорной установки, кДж/кг

$$\text{Показатель энергоэффективности: } \gamma = \frac{\eta_{\text{ЭКС}}^p}{\eta_{\text{ЭКС}}^d}$$

3.9 Результаты математического моделирования

Полученные при моделировании данные (для условий г. Магнитогорска, при использовании электрических приводов с КПД 0,8) представлены в Приложении 6 и на рисунках 3.10-3.14.

На рисунках обозначены д. сх. – действующая схема; упр. п. сх. – упрощенная перспективная схема; упр. п. сх. с т. – упрощенная перспективная схема с промежуточным теплоносителем; п. сх. – перспективная схема.

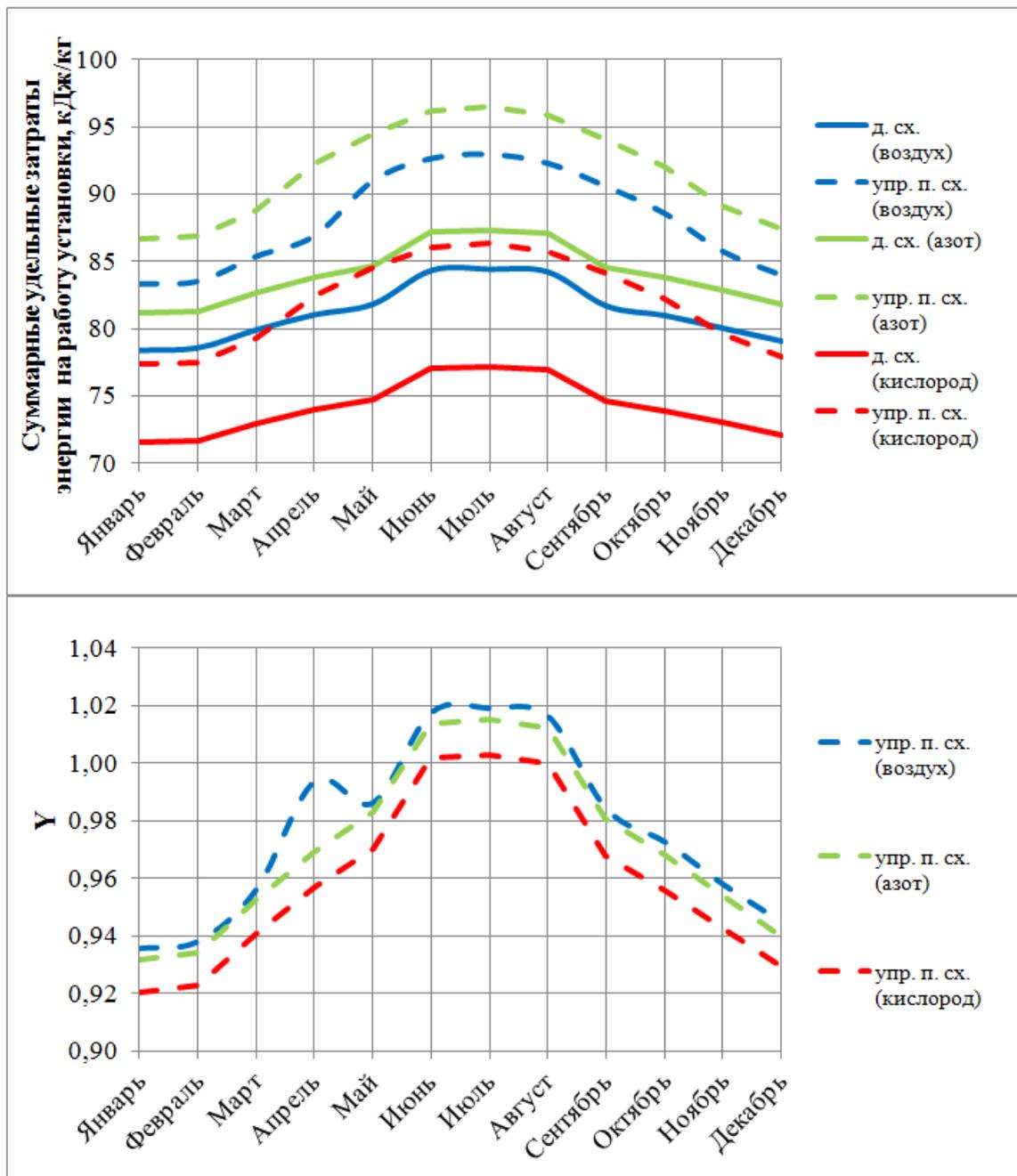


Рисунок 3.10 – Результаты математического моделирования для трехступенчатого компрессора со степенью повышения давления 1,2

Из рисунка видно, что для низких степеней повышения давления в течение всего года общий расход энергии на привод компрессора и вспомогательное оборудование в действующей схеме меньше. Превышение критерия эффективности единицы в летнее время объясняется более высокой температурой газа на выходе из компрессорной установка, а, следовательно, большей его работоспособностью.

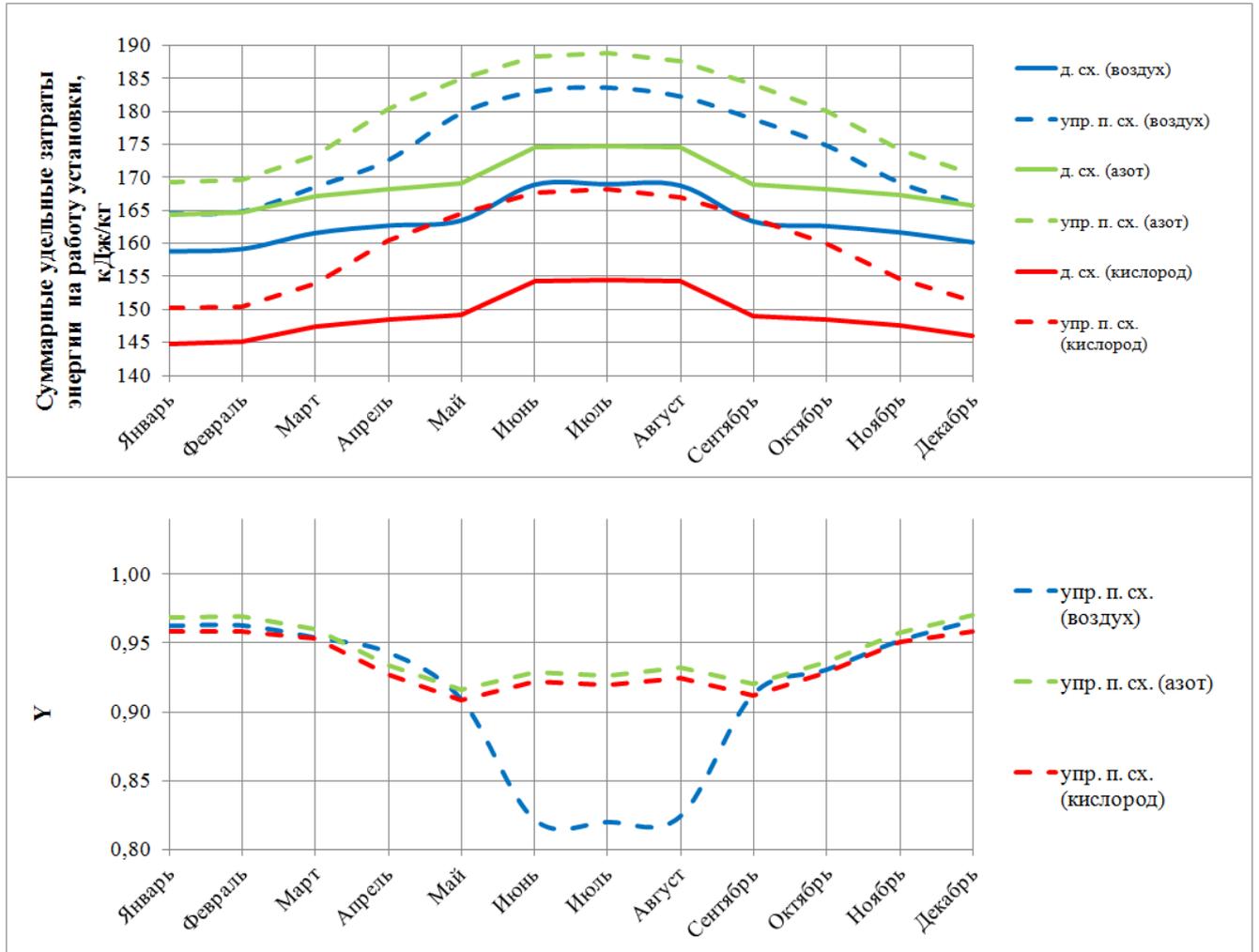


Рисунок 3.11 – Результаты моделирования для шестиступенчатого компрессора со степенью повышения давления 1,2

Из сопоставления рисунков 3.10 и 3.11 видно, что для низких степеней повышения давления при увеличении количества ступеней критерий эффективности падает. Поэтому в дальнейшем низкие степени повышения давления рассматриваться не будут.

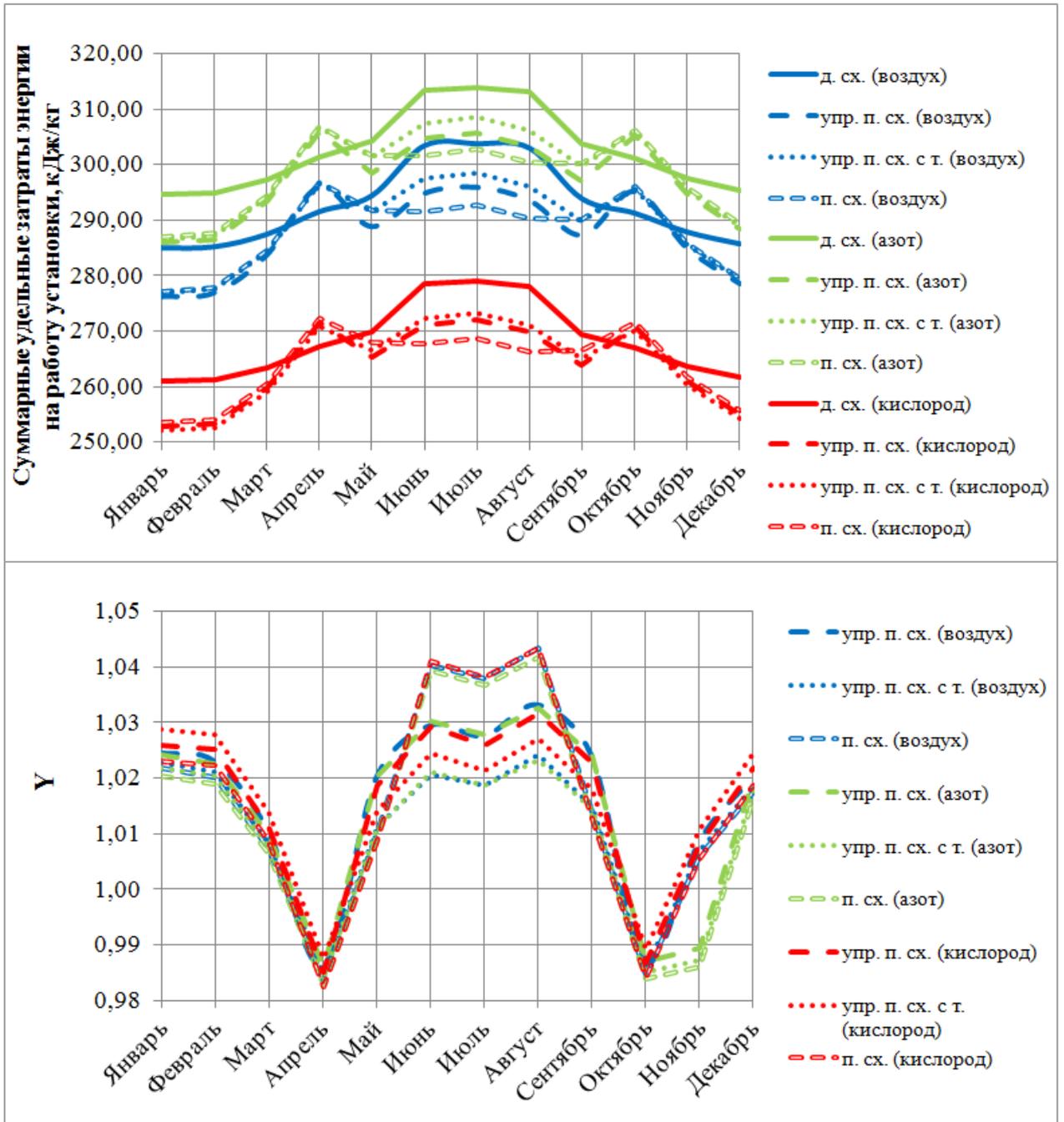


Рисунок 3.12 – Результаты моделирования для трехступенчатого компрессора со степенью повышения давления 1,85

Из рисунка видно, что с увеличением степени повышения давления средний расход энергии упрощенной перспективной схемы и перспективной схемы значительно ниже, чем в действительной, и критерий эффективности больше, чем единица. Перерасход энергии в апреле и октябре объясняется близостью температуры окружающей среды и охлаждающей воды при невозможности сократить расход энергии за счет дополнительной генерации холода или электрической энергии. Эффективность упрощенной перспективной схемы с теплоносителем ниже энергоэффективности схемы без теплоносителя за счет больших затрат на циркуляцию двух ра-

бочих тел при меньшей генерации электрической энергии. Средние затраты энергии в перспективной схеме мало отличаются от затрат в упрощенной схеме при большей сложности.

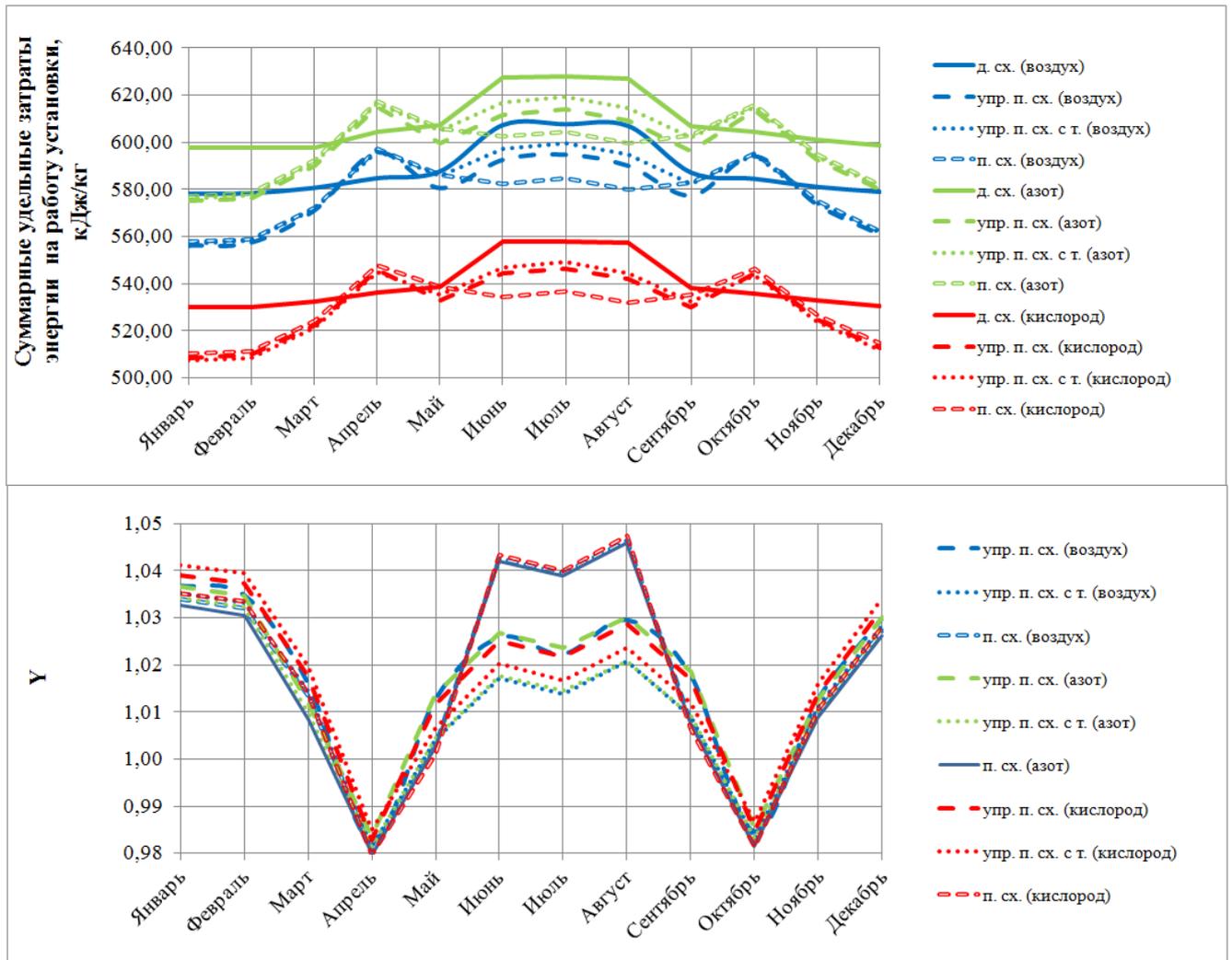


Рисунок 3.13 – Результаты моделирования для шестиступенчатого компрессора со степенью повышения давления 1,85

Из сопоставления рисунков 3.12 и 3.13 видно, что для средних степеней повышения давления при увеличении количества ступеней сжатия растет экономичность разработанных схем по сравнению с действующей. Однако это не влияет на соотношение их эффективности между собой.

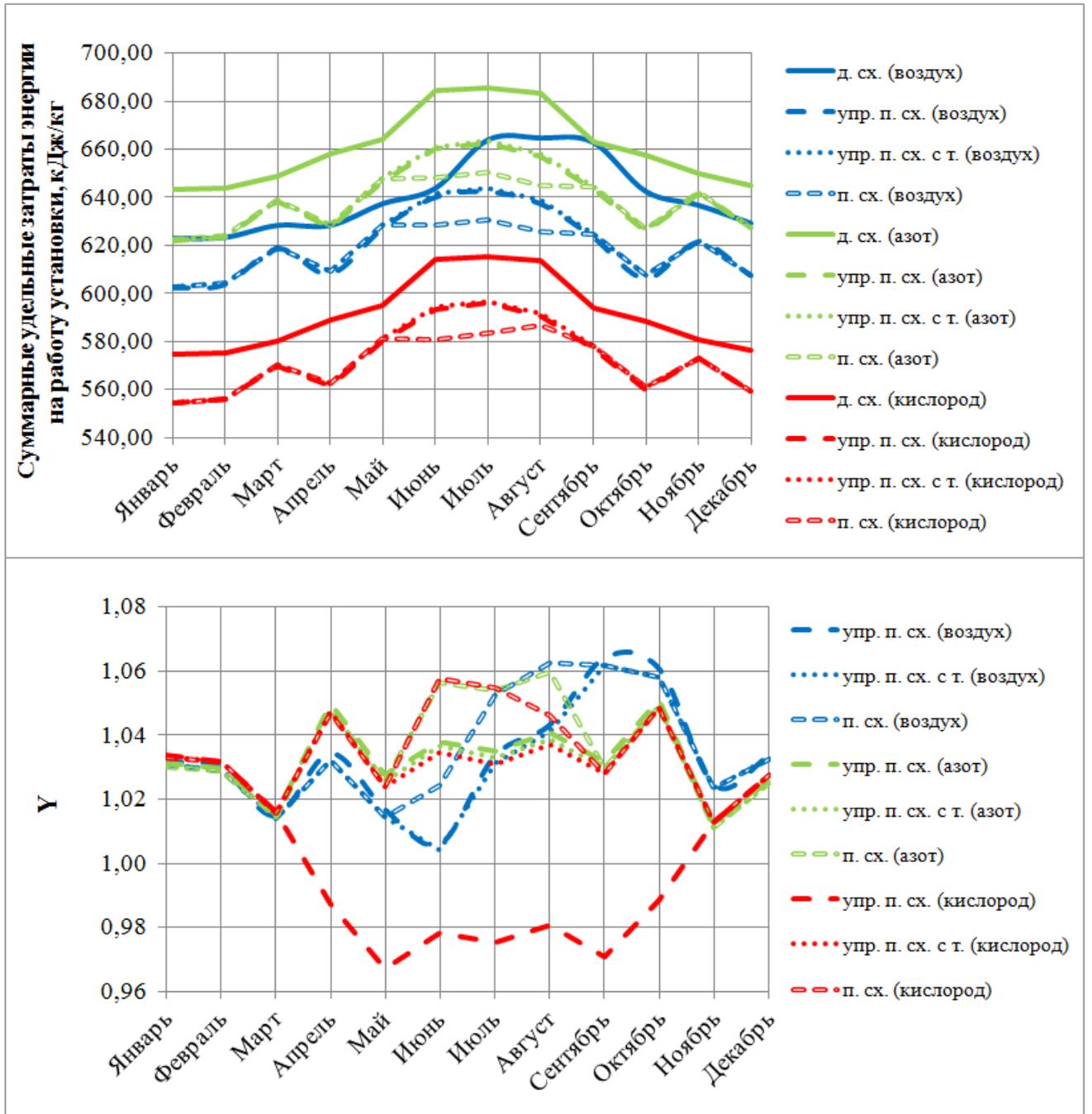


Рисунок 3.14 – Результаты моделирования для 3-х ступенчатого компрессора со степенью повышения давления 3,4

Из рисунка видно, что при высоких степенях повышения давления наиболее экономичной является перспективная схема.

3.10 Выводы

На основе полученных при моделировании данных можно сделать следующие выводы:

1. При низких степенях повышения давления в компрессоре (1,15-1,5) не целесообразно применять сложные системы охлаждения, так как это приводит лишь к перерасходу энергии (средний коэффициент эффективности меньше единицы).
2. При средних степенях повышения давления (1,5-2,5) целесообразно использовать упрощенную перспективную схему промежуточного охлаждения, так как она дает экономию, сопоставимую с перспективной схемой при относительной простоте конструкций (средний коэффициент эффективности около 1,02 при степени повышения давления 1,85).
3. При высоких степенях повышения давления в компрессоре (более 2,5) – наибольшую экономию дает использование перспективной схемы промежуточного охлаждения (средний коэффициент эффективности около 1,03 при степени повышения давления 3,4).
4. Увеличение количества ступеней сжатия приводит к росту показателя эффективности при средних и высоких степенях повышения давления.
5. В случае низких степеней повышения давления увеличение количества ступеней сжатия приводит к снижению эффективности, средний коэффициент эффективности падает с 0,98 до 0,91.
6. Упрощенная перспективная схема с промежуточным теплоносителем менее эффективна, чем просто упрощенная схема.
7. Наибольшая энергоэффективность достигается при сжатии азота, наименьшая при сжатии кислорода. При этом экономия энергии на сжатие при степени повышения 1,85 и трехступенчатом сжатии может превышать 10 кДж/кг.

Глава 4 Энерго-экономическая оценка энергоэффективной схемы системы промежуточного охлаждения в компрессорных установках

4.1 Оценка затрат на сжатие технических газов в действующем металлургическом производстве

Как показал литературный обзор, одним из наиболее крупных потребителей сжатых газов является черная металлургия, где затраты на сжатие только воздуха могут достигать 7% от всего энергопотребления. При этом в России металлургические предприятия потребляют около 14% всего топлива и 12% всего объема вырабатываемой электроэнергии [188].

Таким образом, для доказательства практической значимости разработанной схемы логичным является оценка энерго-экономического эффекта от внедрения предлагаемой схемы на металлургическом предприятии. А в качестве примера технологии черной металлургии рассматривался цикл получения стального листа из железной руды, по аналогии с производством ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат».

В процесс производства стального листа входят: **• Первый этап** – выплавка чугуна в доменной печи. В данном процессе при давлении 1,4 МПа используется 90 кг азота на тонну чугуна для продувки колошника доменной печи [189, 190]. Кроме того в доменную печь вдувают около 2700 кг/т дутья при давлении 0,5 МПа [189, 191]. Дутье представляет собой воздух, обогащенный кислородом, на что расходуется до 200 кг кислорода на тонну чугуна [189]. **• Второй этап** – выплавка стали из чугуна в конвертере. Для удаления углерода чугун продувают кислородом при давлении 1,5 МПа и в количестве около 80 кг/т [189]. Также для создания защитной атмосферы используется 25 кг азота на тонну стали. **• Третий этап** – разливка и прокатка стали для получения готового листа.

Для получения 1 т листа необходимо выплавить 1,2 тонны стали. В свою очередь для выплавки такого количества стали требуется 1 т чугуна и 330 кг лома. На 1 т чугуна расходуется 0,48 т кокса, а также 1,13 т агломерата и 0,615 т окатышей [189, 192]. Азот и кислород для доменной и конвертерной печи производятся в установках по разделению воздуха (ВРУ) типа АКАр 40/35, а затем компримируются до 3 МПа в компрессорах типа АЭРОКОМ АА-259/31А и КТК-12,5, соответственно. Дутье и воздух для ВРУ сжимаются в компрессорах типа К-1500. Схема разобранной выше технологии с учетом массовых поточных коэффициентов и типов компрессорных установок приведена на рисунке 4.1

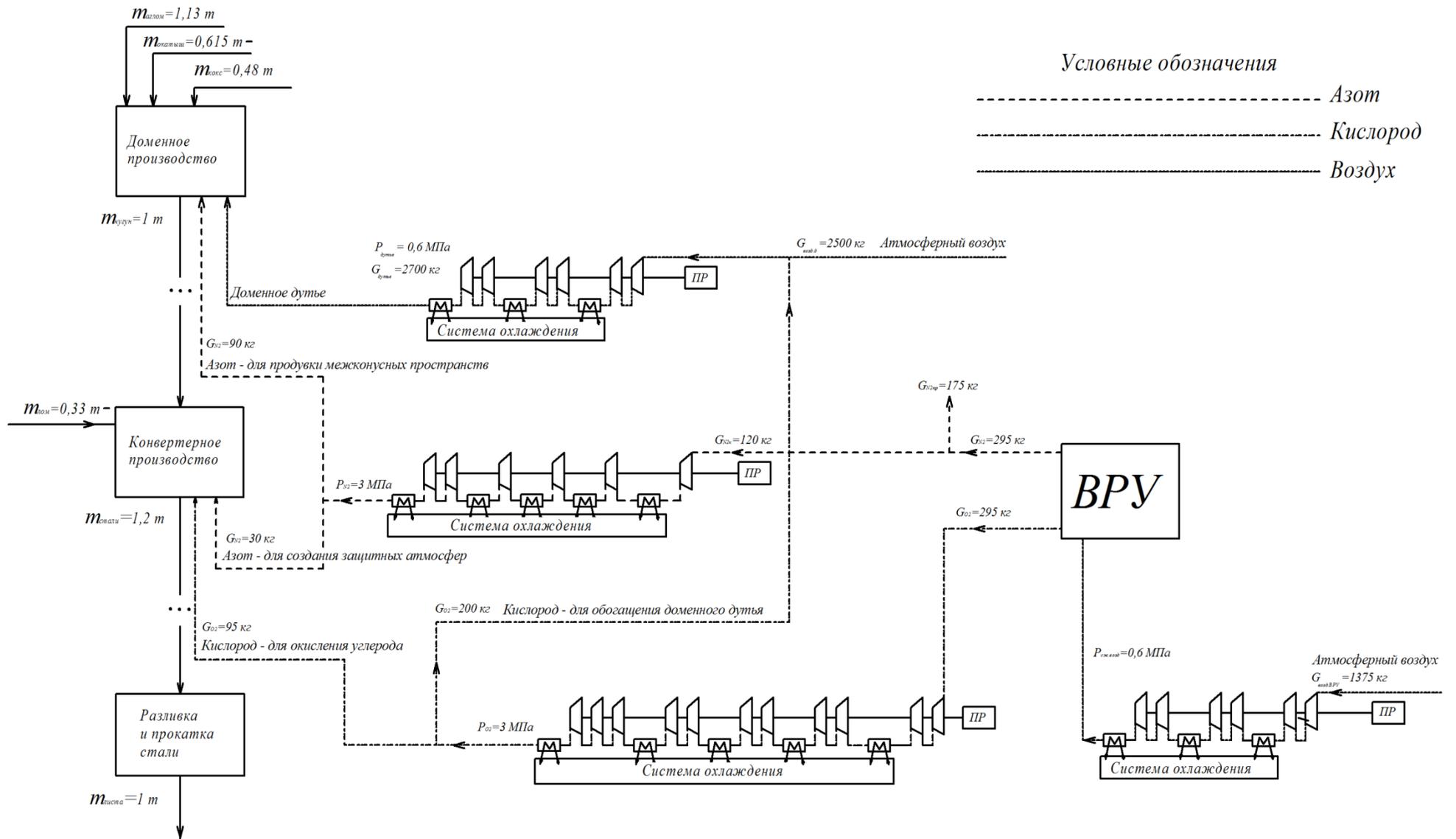


Рисунок 4.1 – Схема снабжения сжатыми газами цикла металлургического производства

Таким образом, для производства одной тонны стального листа необходимо сжать около 1375 кг воздуха, 2700 кг дутья, 295 кг кислорода и 120 кг азота.

Теплота, отводимая системой промежуточного охлаждения компрессоров, сбрасывается в пруд-охладитель.

При сжатии газов важным является используемый для компрессора привод (ПР), основными видами которого в промышленности выступают [2]:

- а. электрический привод преимущественно от электродвигателей переменного тока;
- б. паросилового привод от паровой машины, паровой турбины;
- в. привод от газовой турбины;

Приводом компрессоров общего назначения [33] служат асинхронные и синхронные электрические машины. Асинхронные машины в силу ряда достоинств (относительной дешевизны, простоты обслуживания) являются наиболее распространенными среди всех электрических машин (около 90% от всего парка, а по установленной мощности около 50%). Следует отметить, что, несмотря на широкое распространение электропривода, затраты энергии при паровом приводе компрессора меньше [193] примерно в 1,5-2 раза.

Основной недостаток асинхронных двигателей – низкий коэффициент мощности, особенно при снижении нагрузки. Поэтому их применяют на КУ небольшой мощности, до 300 кВт.

Схемы генерации энергии данных приводов представлены на рисунках 4.2-4.4.

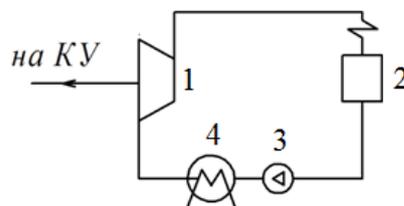


Рисунок 4.2 – Схема производства энергии паротурбинным двигателем

Описание схемы: 1- паровая турбина; 2 – парогенератор; 3 – насос; 4 – конденсатор.

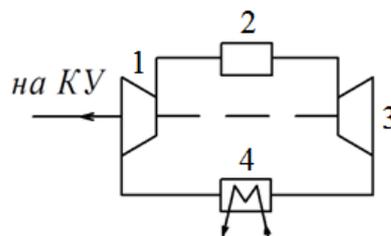


Рисунок 4.3 – Схема производства энергии газотурбинным двигателем

Описание схемы: 1- газовая турбина; 2 – камера сгорания; 3 – компрессор; 4 – холодный источник (атмосфера).

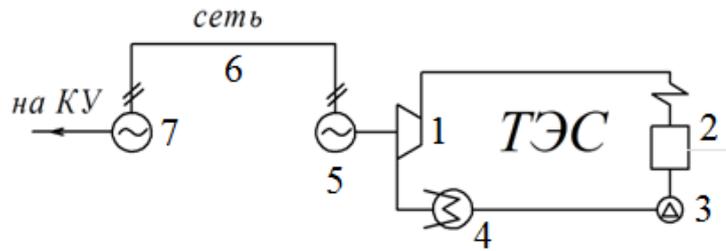


Рисунок 4.4 – Схема производства энергии электродвигателем

Описание схемы: 1- паровая турбина; 2 – парогенератор; 3 – насос; 4 – конденсатор;

5 – электрогенератор; 6 – ЛЭП и местные электрические сети; 7 – электродвигатель.

Для оценки общих затрат рассчитаны затраты на сжатие всего объема сжимаемых газов с учетом типа используемого привода. При работе от паротурбинного привода необходимо учесть КПД компрессора (60%) и КПД паротурбинной установки (40%). При газотурбинном приводе также необходимо учесть КПД компрессора и КПД газотурбиной установки (35%). В случае использования электропривода для расчета количества потребляемых кВт·ч необходимо учесть КПД КУ и КПД электродвигателя (80%), а при расчете затрат в килограммах условного топлива добавить потери в сети (местные сети – 15% и на линиях электропередач – 9%) и КПД тепловой электрической станции (40%).

Расчеты велись по формуле 2.3 для условий г. Магнитогорска с учетом конфигурации компрессоров. Результаты расчетов приведены в таблице 4.1. Структура затрат представлена на рисунке 4.5.

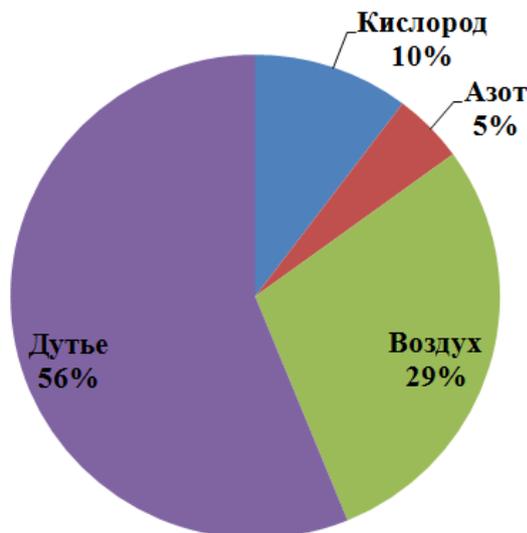


Рисунок 4.5 – Структура затрат энергии на сжатие газов для полного производственного цикла металлургического производства

Из рисунка видно, что при выбранных параметрах сжатия наиболее энергоемкими процессами являются сжатие воздуха для производства кислорода и азота, а также сжатие дутья.

Таблица 4.1 – Затраты энергии на сжатие в полном производственном цикле металлургического производства

Вид удельных затрат на тонну готового листа	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Средние
Температура окружающей среды, °С	-14,1	-13,5	-7,1	4,5	12,6	18,2	19,2	17	11,1	3,8	-5,9	-11,9	2,8
Азот для домны и конвертера													
В компрессоре, МДж	63,00	63,02	63,26	63,68	63,98	66,07	66,11	66,03	63,92	63,65	63,30	63,08	64,09
Электродвигатель, кВт·ч	21,87	21,88	21,96	22,11	22,21	22,94	22,95	22,93	22,19	22,10	21,98	21,90	22,25
Электродвигатель, кг у.т.	8,69	8,69	8,72	8,78	8,82	9,11	9,12	9,10	8,81	8,78	8,73	8,70	8,84
Паровая турбина, кг у.т.	5,38	5,38	5,40	5,43	5,46	5,64	5,64	5,63	5,45	5,43	5,40	5,38	5,47
Газовая турбина, кг у.т.	6,14	6,15	6,17	6,21	6,24	6,44	6,45	6,44	6,23	6,21	6,17	6,15	6,25
Кислород для домны и конвертера													
В компрессоре, МДж	138,92	138,95	139,22	139,72	140,05	144,80	144,85	144,75	139,98	139,68	139,27	139,02	140,77
Электродвигатель, кВт·ч	48,23	48,25	48,34	48,51	48,63	50,28	50,30	50,26	48,61	48,50	48,36	48,27	48,88
Электродвигатель, кг у.т.	19,15	19,16	19,20	19,27	19,31	19,97	19,97	19,96	19,30	19,26	19,20	19,17	19,41
Паровая турбина, кг у.т.	11,85	11,86	11,88	11,92	11,95	12,35	12,36	12,35	11,94	11,92	11,88	11,86	12,01
Газовая турбина, кг у.т.	13,55	13,55	13,58	13,62	13,66	14,12	14,12	14,12	13,65	13,62	13,58	13,56	13,73

Вид удельных затрат на тонну готового листа	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Средние
Температура окружающей среды, °С	-14,1	-13,5	-7,1	4,5	12,6	18,2	19,2	17	11,1	3,8	-5,9	-11,9	2,8
Воздух для ВРУ													
В компрессоре, МДж	386,50	386,67	388,17	390,67	392,50	405,33	405,50	405,00	392,17	390,50	388,33	387,00	393,19
Электродвигатель, кВт·ч	134,20	134,26	134,78	135,65	136,28	140,74	140,80	140,63	136,17	135,59	134,84	134,38	136,53
Электродвигатель, кг у.т.	53,29	53,32	53,52	53,87	54,12	55,89	55,91	55,84	54,07	53,84	53,55	53,36	54,22
Паровая турбина, кг.у.т	32,98	32,99	33,12	33,33	33,49	34,58	34,60	34,56	33,46	33,32	33,13	33,02	33,55
Газовая турбина, кг у.т.	37,69	37,71	37,85	38,10	38,27	39,53	39,54	39,49	38,24	38,08	37,87	37,74	38,34
Дутье для домны													
В компрессоре, МДж	753,67	754,00	756,67	761,67	765,17	790,33	790,67	789,83	764,50	761,33	757,17	754,67	753,67
Электродвигатель, кВт·ч	261,69	261,81	262,73	264,47	265,68	274,42	274,54	274,25	265,45	264,35	262,91	262,04	266,19
Электродвигатель, кг у.т.*	103,92	103,97	104,33	105,02	105,51	108,98	109,02	108,91	105,41	104,98	104,40	104,06	105,71
Паровая турбина, кг.у.т.	64,31	64,33	64,56	64,99	65,29	67,43	67,46	67,39	65,23	64,96	64,60	64,39	65,41
Газовая турбина, кг у.т.	73,49	73,53	73,79	74,27	74,61	77,07	77,10	77,02	74,55	74,24	73,83	73,59	74,76

Вид удельных затрат на тонну готового листа	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь	Средние
Температура окружающей среды, °С	-14,1	-13,5	-7,1	4,5	12,6	18,2	19,2	17	11,1	3,8	-5,9	-11,9	2,8
Суммарные													
В компрессоре, ГДж	1,34	1,34	1,35	1,36	1,36	1,41	1,41	1,41	1,36	1,36	1,35	1,34	1,36
Электродвигатель, кВт·ч	466,00	466,19	467,81	470,74	472,81	488,38	488,58	488,06	472,42	470,55	468,08	466,58	473,85
Электродвигатель, кг у.т.	185,06	185,13	185,78	186,94	187,76	193,94	194,02	193,81	187,60	186,86	185,88	185,29	188,17
Паровая турбина, кг.у.т.	114,51	114,56	114,96	115,68	116,19	120,01	120,06	119,93	116,09	115,63	115,02	114,66	116,44
Газовая турбина, кг у.т.	130,87	130,93	131,38	132,20	132,78	137,16	137,21	137,07	132,67	132,15	131,45	131,03	133,08

4.2 Оценка энергосберегающего эффекта от использования жидких продуктов разделения воздуха в системе промежуточного охлаждения в компрессорных установках

При анализе схемы полного производственного цикла металлургического предприятия следует обратить внимание еще на один резерв энергосбережения при сжатии продуктов разделения воздуха. Как известно, минимизация величины недоохлаждения сжимаемого газа до температуры окружающей среды приводит к значительному увеличению необходимой площади теплообмена в промежуточных газоохладителях и АВО для промежуточного теплоносителя, в свою очередь, это увеличивает затраты на циркуляцию охладителя. Однако эту проблему легко решить, если частично заменить вынесенное поверхностное охлаждение сжимаемого газа на объемное охлаждение путем впрыска охладителя. При этом следует учитывать, что недопустимо ухудшать качество сжимаемых газов, то есть их состав.

Таким образом, требуется жидкий охладитель с температурой ниже температуры окружающей среды, по составу мало отличимый от сжимаемых газов. В металлургическом производстве в качестве такого теплоносителя могут выступать жидкие азот и кислород [194], вырабатываемые ВРУ в количестве 5,5 кг/т стали азота, либо 6,5 кг/т стали кислорода. При этом возникает задача выбора направления впрыска жидких продуктов разделения воздуха:

- | | |
|---------------------------------|----------------------------------|
| а) жидкого азота в воздух; | г) жидкого кислорода в дутье; |
| б) жидкого азота в азот из ВРУ; | д) жидкого кислорода в кислород. |
| в) жидкого кислорода в воздух; | |

Для определения направления для впрыска рассчитана экономия энергии при впрыске с учетом затрат на сжатие дополнительного количества газа и изменение свойств сжимаемой смеси. Расчеты для каждой ступени велись по формуле:

$$\Delta L_{впр} = G_{см} \cdot \frac{1}{\eta_{oi} \cdot \eta_{пр}} \cdot \frac{k_{см}}{k_{см} - 1} \cdot R_{см} \cdot \Delta T \cdot \left[\frac{k_{см} - 1}{\varepsilon^{k_{см}}} - 1 \right]; \quad (4.1)$$

где $G_{см}$ – масса сжимаемой газовой смеси, кг;

$R_{см}$ – индивидуальная газовая постоянная газовой смеси, Дж/кг·К;

ΔT – величина доохлаждения за счет впрыска, К;

При расчетах учитывались после скольких газоохладителей осуществлять впрыск (только после первого, после первого и второго и так далее), а также условий времени года (зимнее

время с температурой окружающей среды $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ и летнее с $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$). Изменение свойств сжимаемой смеси учитывалось с помощью программы WaterSteamPro [138]. Результаты представлены на рисунке 4.3.

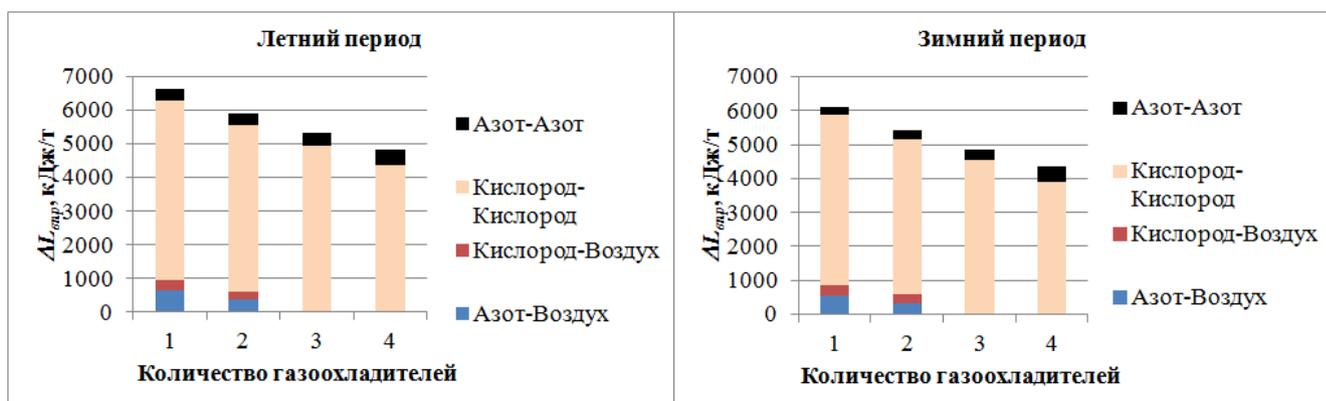


Рисунок 4.6 – Экономия энергии на сжатие газов при впрыске жидких продуктов разделения воздуха

Из рисунка видно, что наибольшая экономия достигается при впрыске всего жидкого азота в сжимаемый азот после первого газоохладителя.

С учетом этого рассчитана помесечная дополнительная экономия энергии на сжатие кислорода, представленная на рисунке 4.4.

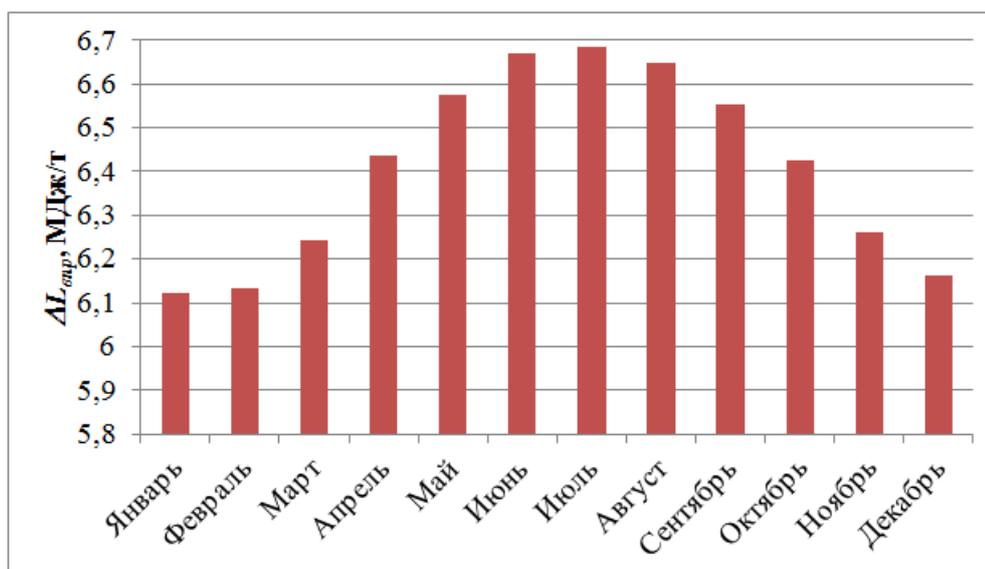


Рисунок 4.7 – Экономия энергии на сжатие азота при впрыске жидкого азота на тонну выплавляемой стали

4.3 Анализ суммарной экономии энергии от модернизации системы промежуточного охлаждения в компрессорных установках

Степени повышения давления используемых в данном производстве компрессоров изменяются в диапазоне 0,8-0,9 и относятся к средним. Следовательно, для них целесообразно использовать упрощенную эффективную схему промежуточного охлаждения. Экономия от использования предлагаемой схемы рассчитана с помощью разработанной выше математической модели.

Таким образом, суммарная разность энергии на сжатие с учетом использования упрощенной эффективной схемы промежуточного охлаждения и впрыска представлена в таблице 4.2. Средняя за год экономия в процентах от затрат в действующей схеме представлена на рисунке 4.8.

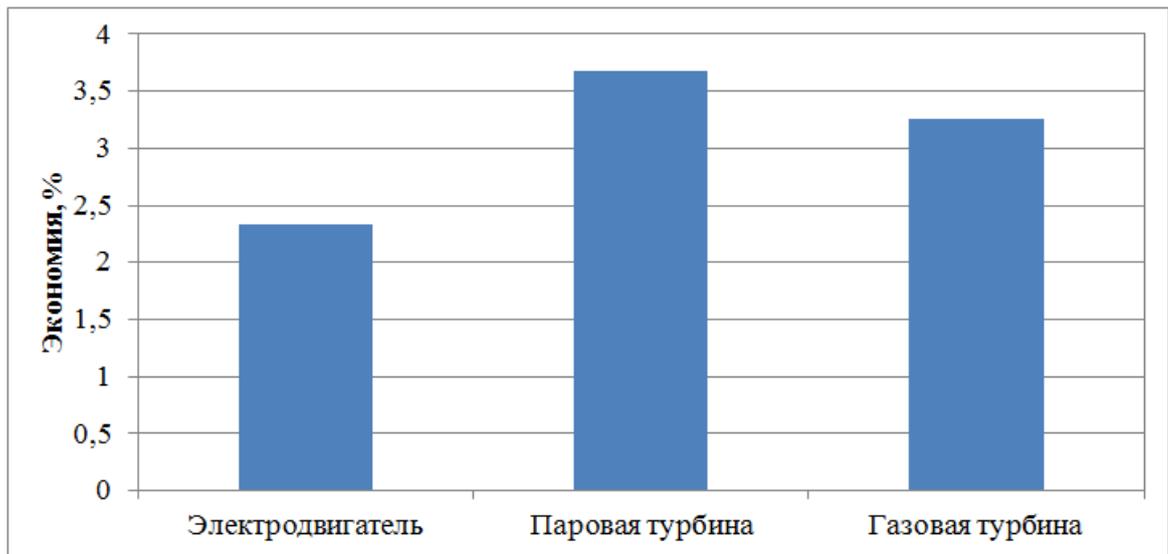


Рисунок 4.8 – Средняя относительная экономия энергии на сжатие газов в зависимости от типа привода компрессора

Для оценки масштабов экономии энергии рассмотрено металлургическое предприятие полного цикла с производительностью 10 миллионов тонн стали в год. Сокращение затрат энергии для такого предприятия при реализации предлагаемых мероприятий представлено на рисунке 4.9.

Таблица 4.2 – Экономия энергии на сжатие

Вид удельной экономии на тонну готового листа	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Температура окружающей среды, °С	-14,1	-13,5	-7,1	4,5	12,6	18,2	19,2	17	11,1	3,8	-5,9	-11,9
Азот для домен и конвертора												
Отпуск за вычетом затрат на собственные нужды, кг у.т.*	-0,03	-0,03	-0,04	-0,04	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	-0,04	-0,04	-0,03
В компрессоре, МДж	8,07	7,98	6,99	5,83	4,83	5,54	5,42	5,69	5,02	5,91	0,83	7,81
Электродвигатель, кВт·ч	1,97	1,95	1,58	1,26	5,15	5,35	5,31	5,39	5,20	1,28	-0,13	1,90
Электродвигатель, кг у.т.	0,86	0,85	0,73	0,60	0,95	1,03	1,02	1,05	0,97	0,61	0,05	0,83
Паровая турбина, кг.у.т.	0,66	0,65	0,56	0,46	0,83	0,89	0,88	0,91	0,85	0,46	0,03	0,64
Газовая турбина, кг у.т.	0,76	0,75	0,64	0,53	0,89	0,96	0,95	0,97	0,91	0,54	0,04	0,73
Кислород для домен и конвертора												
Отпуск за вычетом затрат на собственные нужды, кг у.т.	-0,08	-0,08	-0,08	-0,08	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	-0,08	-0,08	-0,08
В компрессоре, МДж	4,49	4,30	2,19	-1,67	-4,37	-3,07	-3,40	-2,66	-3,87	-1,43	1,79	3,79
Электродвигатель, кВт·ч	0,52	0,47	-0,12	-1,19	7,13	7,49	7,40	7,60	7,27	-1,12	-0,23	0,33
Электродвигатель, кг у.т.	0,42	0,39	0,16	-0,26	0,44	0,58	0,55	0,63	0,49	-0,24	0,12	0,34
Паровая турбина, кг.у.т.	0,30	0,29	0,11	-0,22	0,55	0,66	0,63	0,69	0,59	-0,20	0,07	0,24
Газовая турбина, кг у.т.	0,36	0,34	0,13	-0,24	0,49	0,62	0,59	0,66	0,54	-0,22	0,09	0,29

Вид удельной экономии на тонну готового листа	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Температура окружающей среды, °С	-14,1	-13,5	-7,1	4,5	12,6	18,2	19,2	17	11,1	3,8	-5,9	-11,9
Воздух для ВРУ												
Отпуск за вычетом затрат на собственные нужды, кг у.т.	-0,26	-0,26	-0,27	-0,27	2,70	2,70	2,70	2,70	2,70	-0,27	-0,27	-0,27
В компрессоре, МДж	11,02	10,55	5,6	-3,39	-9,69	-6,31	-7,1	-5,37	-8,53	-2,84	4,69	9,31
Электродвигатель, кВт·ч	3,83	3,66	1,94	-1,18	-3,36	-2,19	-2,47	-1,86	-2,96	-0,99	1,63	3,23
Электродвигатель, кг у.т.	1,52	1,45	0,77	-0,47	-1,34	-0,87	-0,98	-0,74	-1,18	-0,39	0,65	1,28
Паровая турбина, кг.у.т.	0,94	0,90	0,48	-0,29	-0,83	-0,54	-0,61	-0,46	-0,73	-0,24	0,40	0,79
Газовая турбина, кг у.т.	1,07	1,03	0,55	-0,33	-0,94	-0,62	-0,69	-0,52	-0,83	-0,28	0,46	0,91
Дутье для домны												
Отпуск за вычетом затрат на собственные нужды, кг у.т.	-0,52	-0,52	-0,52	-0,52	5,29	5,29	5,29	5,29	5,29	-0,52	-0,52	-0,52
В компрессоре, МДж	21,64	20,72	11	-6,66	-19,02	-12,38	-13,95	-10,55	-16,75	-5,58	9,22	18,29
Электродвигатель, кВт·ч	7,51	7,19	3,82	-2,31	-6,60	-4,30	-4,84	-3,66	-5,82	-1,94	3,20	6,35
Электродвигатель, кг у.т.	2,98	2,86	1,52	-0,92	-2,62	-1,71	-1,92	-1,45	-2,31	-0,77	1,27	2,52
Паровая турбина, кг.у.т.	1,85	1,77	0,94	-0,57	-1,62	-1,06	-1,19	-0,90	-1,43	-0,48	0,79	1,56
Газовая турбина, кг у.т.	2,11	2,02	1,07	-0,65	-1,85	-1,21	-1,36	-1,03	-1,63	-0,54	0,90	1,78
Суммарная												
Электродвигатель, кВт·ч	12,30	11,75	5,72	-4,94	17,02	21,06	20,13	22,19	18,40	-4,27	2,97	10,25
Электродвигатель, кг у.т.*	4,89	4,67	2,27	-1,96	6,76	8,36	7,99	8,81	7,31	-1,70	1,18	4,07
Электродвигатель, %	2,64	2,52	1,22	-1,05	3,60	4,31	4,12	4,55	3,90	-0,91	0,63	2,20
Паровая турбина, кг.у.т.	2,86	2,72	1,17	-1,54	8,26	9,28	9,04	9,57	8,61	-1,37	0,38	2,33
Паровая турбина, %	2,50	2,37	1,02	-1,33	7,11	7,73	7,53	7,98	7,42	-1,18	0,33	2,03
Газовая турбина, кг у.т.	3,40	3,25	1,49	-1,60	7,92	9,08	8,82	9,41	8,32	-1,41	0,59	2,81
Газовая турбина, %	2,60	2,48	1,13	-1,21	5,97	6,62	6,43	6,87	6,27	-1,07	0,45	2,15

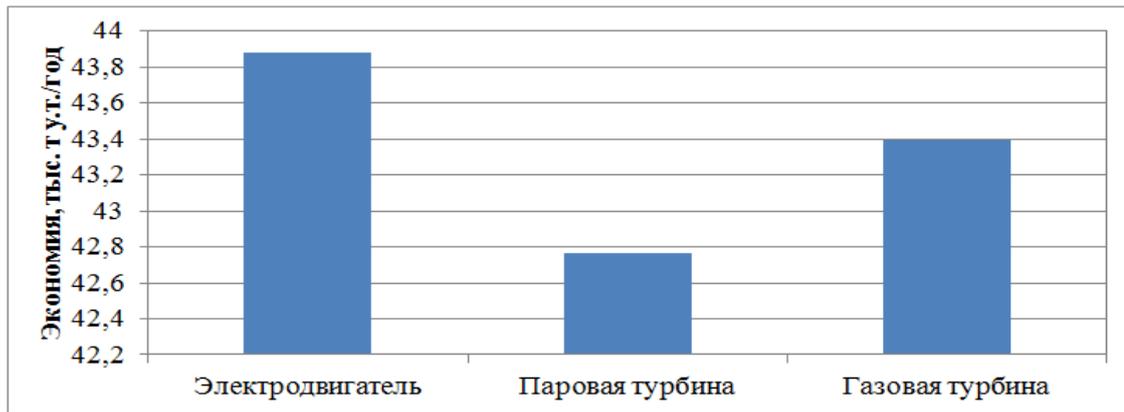


Рисунок 4.9 – Годовая экономия энергии на сжатие газов в зависимости от типа привода компрессора

Таким образом, внедрение предлагаемой в работе схемы и впрыска охлаждающего теплоносителя позволяет сократить затраты на привод компрессоров с учетом вспомогательного оборудования (насосов, сухих градирен) в полном производственном цикле металлургического предприятия на более чем 2%. При производстве стали около 10 миллионов тонн это открывает возможность экономии более 42 тысяч тонн условного топлива в год.

Ожидаемая суммарная генерация ОЦР составит около 29 МВт. При стоимости 1 кВт установленной мощности ORC 950 евро [195], затраты на сооружение предложенной схемы составят около 1,87 млрд. рублей на. Цена 1 кВт·ч для ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» в 2011 году составляла 2,2 рубля [196], что для 2016 года, с учетом инфляции, составит 3,5 рубля [197]. Ожидаемое сокращение затрат энергии для такого предприятия при реализации предлагаемых мероприятий составляет более 42 тысяч тонн условного топлива в год или около 110 млн. кВт·ч. Таким образом, при внедрении предлагаемой схемы и производительности одна тонна стали в месяц, открывается возможность экономить порядка 385 млн рублей в год.

Данная экономия достигается при условиях ярко выраженного континентального климата г. Магнитогорска (с холодной зимой и теплым летом), однако, для производств с иными климатическими условиями и экономия может быть иной. Для оценки экономии для жарких и холодных климатических зон необходимо рассмотреть экономию по месяцам (рисунок 4.10).

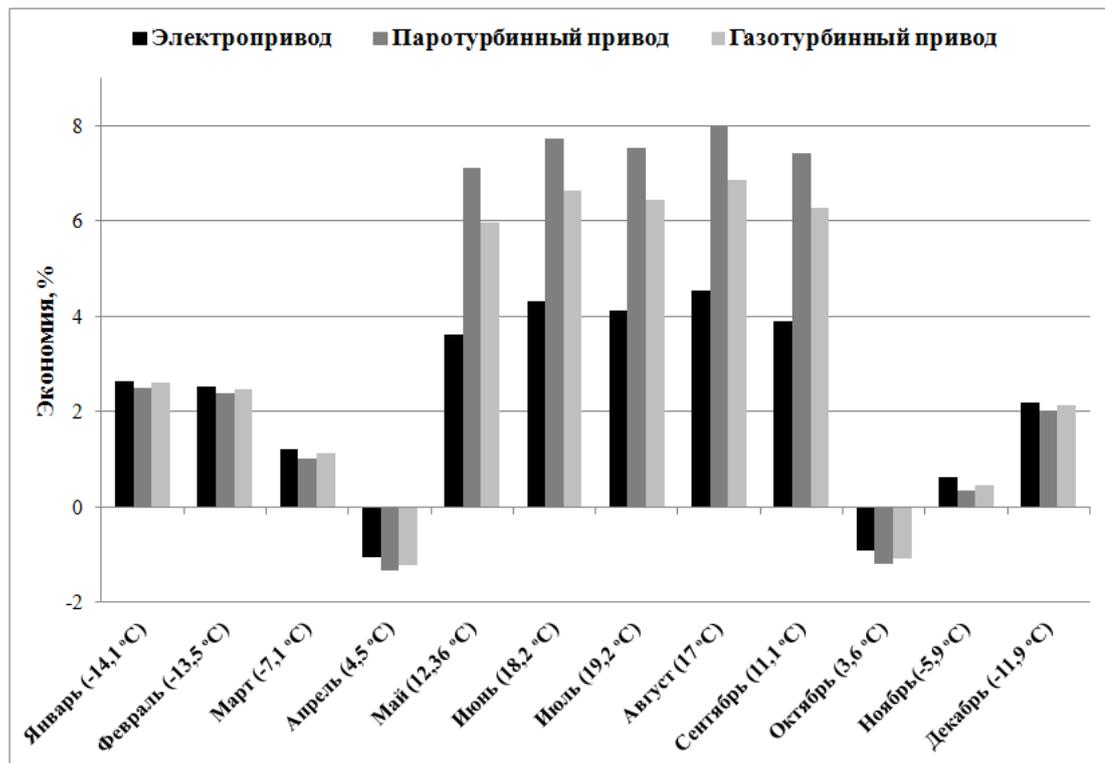


Рисунок 4.10 – Относительная экономия энергии на сжатие газов в зависимости от типа привода компрессора и месяца

Из рисунка видно, что для температур окружающей среды выше $+15\text{ °C}$ экономия превышает 4% для электропривода, 6% для газотурбинного привода и может достигать 8% для паротурбинного привода. В свою очередь, для климатической зоны со средней температурой окружающей среды ниже -10 °C экономия превышает 2% для газотурбинного, паротурбинного и электропривода. При температуре окружающей среды около 5 °C замена водяного охлаждения неэффективна [198].

Следует отметить, что при сокращении затрат на привод компрессора важной задачей является регулирование его мощности.

Способы регулирования [2, 45, 199] производительности отдельных компрессоров следующие:

- Общие для всех компрессоров:
 - регулирование производительности изменением числа оборотов компрессора;
 - регулирование дросселированием на всасывании.
- Для поршневых компрессоров
 - регулирование полным включением компрессора;
 - регулирование изменением объема вредного пространства.
- Для турбокомпрессоров
 - регулирование дросселированием на нагнетании;

- регулирование изменением положения поворотных лопаток на всасывании или нагнетании (в диффузорах).

Наиболее эффективным способом регулирования является изменение числа оборотов на приводе, что в случае электродвигателя сопряжено с рядом трудностей.

Однако учитывая развитие силовой полупроводниковой и микропроцессорной техники, стало возможным создание устройства частотного регулирования электропривода, которое позволяет точно управлять скоростью и моментом электродвигателя по заданным параметрам в точном соответствии с характером нагрузки в наиболее экономичном режиме без тяжелых переходных процессов в технологических схемах и электрических сетях. При этом компрессорные установки не требуют высокой точности обработки скорости вращения [33].

4.3 Выводы

- Суммарно в полном металлургическом цикле производства стального листа сжимается около 1375 кг воздуха, 2700 кг дутья, 295 кг кислорода и 120 кг азота на 1 тонну готовой продукции. Для условий г. Магнитогорска на работу КУ в среднем тратится в случае электропривода - 188 кг у.т. на тонну стального листа, в случае привода от паровой турбины – 116 кг у.т. на тонну стального листа, от газовой турбины – 133 кг у.т. на тонну стального листа.
- В схеме производственного цикла металлургического предприятия имеется дополнительный резерв энергосбережения за счет дополнительного охлаждения сжимаемого газа путем впрыска жидких продуктов разделения воздуха. Наибольшая экономия достигается при впрыске жидкого азота в сжимаемый газообразный азот и может превышать 6,6 МДж на тонну готовой стали.
- Суммарная экономия от реализации упрощенной энергоэффективной схемы промежуточного охлаждения и впрыска жидкого азота в сжимаемый азот при условиях г. Магнитогорска составляет свыше 2,25% от общих затрат на сжатие в случае электродвигателя, 3,67% для паротурбинного двигателя и 3,26% для газотурбинного двигателя. При температуре окружающей среды около 5°C замена водяного охлаждения неэффективна.

Заключение

В ходе диссертационного исследования получены следующие результаты:

- Определено, что в системе промежуточного охлаждения существуют значительные резервы энерго- и ресурсосбережения:
 - за счет доохлаждения сжимаемого газа до температуры окружающей среды в зимнее время в пределе можно экономить до 47 кДж/кг или свыше 20% от затрат на сжатие в ступени;
 - работоспособность отведенной в системе промежуточного охлаждения теплоты сжатия может достигать около 20% подведенной на привод работы;
 - за счет полной осушки сжимаемого влажного воздуха можно получать значительное количество воды с низким содержанием (для условий г. Магнитогорска около 120 т/год на каждый кг/с производительности).
- Предложено отведенную теплоту сжатия направить на покрытие собственных нужд компрессорной установки в энергии и холоде для системы промежуточного охлаждения.
- Рассчитано, что реализация приведенных выше резервов в системе промежуточного охлаждения открывает возможности по увеличению эксергетического КПД компрессорной установки на 10%.
- В ходе сравнительного анализа выяснено, что электрическую энергию на отводимой теплоте сжатия эффективней генерировать в ОЦР, а холод в АБХМ.
- Рассчитано, что при высоких степенях повышения давления холод дает большую экономию, чем генерация электрической энергии. Отношения полученных экономий может достигать 2-х.
- Разработаны перспективная схема промежуточного охлаждения сжимаемого газа и упрощенная перспективная схема промежуточного охлаждения в компрессорных установках. В перспективной схеме охлаждающий теплоноситель после промежуточного газоохладителя последовательно поступает сначала в генератор АБХМ, а затем в испаритель ОЦР, холод, полученный в АБХМ, используется для дополнительного охлаждения промежуточного теплоносителя перед газоохладителями. В упрощенной перспективной схеме вся отведенная теплота сжатия сразу поступает в ОЦР.
- Произведен выбор рабочего тела для ОЦР по максимальному термическому КПД. Учитывая это, при начальной температуре горячего газа на входе в промежуточный газоохладитель:
 - ниже 60 °С наиболее эффективным является использование фреона R410a;
 - при температуре от 60 до 66 °С – R125;

- при температуре от 66 до 86 °С – R143a;
- при температуре выше 86 °С – R134a.
- Разработана методика выбора промежуточного теплоносителя для систем охлаждения при условии утилизации отведенной энергии, согласно которой главным требованием является отвод полученной энергии с максимальным потенциалом при минимальных затратах энергии. В качестве критерия выбора промежуточного теплоносителя предложено отношение эксергии отводимой тепловой энергии к эксергии затрачиваемой на циркуляцию.
- Согласно предложенному критерию произведен выбор теплоносителя для системы промежуточного охлаждения сжимаемого газа в компрессорных установках. Учитывалось, что он должен работать и при отрицательных температурах, для реализации энергосберегающего резерва в зимнее время. После сопоставительного анализа в качестве охладителя выбран сплав натрия с калием (22,8% содержания натрия), с температурой плавления и кипения, при атмосферном давлении -12,5 °С и 784°С соответственно.
- Разработана математическая модель работы компрессорной установки с действующей и предлагаемыми схемами промежуточного охлаждения. Сравнительный анализ затрат энергии на функционирование рассматриваемых систем показал, что:
 - при низких степенях повышения давления в компрессоре (1,15-1,5) – неэффективно применять сложные системы охлаждения, так как это приводит лишь к перерасходу энергии;
 - при средних степенях повышения давления (1,5-2,5) – целесообразно использовать упрощенную перспективную схему промежуточного охлаждения, так как она дает экономию, сопоставимую с перспективной схемой, при относительной простоте конструкции;
 - при высоких степенях повышения давления в компрессоре (более 2,5) – большую экономию дает использование перспективной схемы промежуточного охлаждения;
 - увеличение количества ступеней сжатия приводит к росту показателя эффективности при средних и высоких степенях повышения давления, в случае низких степеней повышения давления – увеличение количества ступеней сжатия приводит к снижению эффективности;
 - упрощенная перспективная схема с промежуточным теплоносителем менее эффективна, чем просто упрощенная схема.
- Произведен анализ схемы снабжения сжатыми газами цикла металлургического производства, по результатам которого выявлен дополнительный резерв энергосбережения за счет дополнительного охлаждения сжимаемого газа путем впрыска жидких продуктов разделе-

ния воздуха. Рассчитано, что большая экономия достигается при впрыске жидкого азота в сжимаемый газообразный азот и может превышать 6,6 МДж на тонну готовой стали.

- Рассчитана суммарная экономия от реализации упрощенной энергоэффективной схемы промежуточного охлаждения и впрыска жидкого азота в сжимаемый азот, при условиях г. Магнитогорска, составляет свыше 2,25% от общих затрат на сжатие в случае электродвигателя, 3,67% для паротурбинного двигателя и 3,26% для газотурбинного двигателя.
- Определено, что при производстве 10 миллионов тонн стали в год имеется возможность экономии более 42 тысяч тонн условного топлива при температурах окружающей среды г. Магнитогорска.
- Рассчитано, что для температур окружающей среды выше +15 °С экономия превышает 4% для электропривода, 6% для газотурбинного привода и может достигать 8% для паротурбинного привода. В свою очередь для климатической зоны со средней температурой окружающей среды ниже -10 °С экономия превышает 2% для газотурбинного, паротурбинного электропривода. При температуре окружающей среды около 5°С замена водяного охлаждения сжимаемого газа неэффективна.

Список сокращений и условных обозначений

h_n – удельная энтальпия сжимаемого газа на входе в КУ, Дж/кг;

h_k – удельная энтальпия сжимаемого газа на выходе из КУ, Дж/кг;

h_n' – удельная энтальпия сжимаемого газа на входе в концевой газоохладитель, Дж/кг;

h_k' – удельная энтальпия сжимаемого газа на из концевой газоохладителя, Дж/кг;

s_n – удельная энтропия сжимаемого газа на входе в КУ, Дж/кг;

s_k – удельная энтропия сжимаемого газа на выходе из КУ, Дж/кг;

$T_{o.c}$ – температура окружающей среды, К;

η_{oi} – внутренний КПД компрессора;

η_{np} – внутренний КПД привода;

R – индивидуальная газовая постоянная, Дж/кг·град;

k – показатель адиабаты;

ε – степень повышения давления в ступени компрессора;

d – влагосодержание, кг/кг;

$p_{ин}$ – парциальное давление насыщения, кПа;

φ – относительная влажность;

$\xi_{абхм}$ – холодильный коэффициент АБХМ;

η_{oi}^m – КПД турбины;

η_{oi}^n – КПД насоса;

h_{ex}^m – удельная энтальпия перегретого пара НРТ на входе в турбину, Дж/кг;

$h_{вых}^m$ – удельная энтальпия сухого насыщенного пара НРТ на выходе из нее, Дж/кг;

ρ – плотность теплоносителя, кг/м³;

c_p – изобарная теплоемкость теплоносителя, Дж/кг·К;

ν – кинематическая вязкость теплоносителя, м²/с;

λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Дж/кг·К;

λ' – коэффициент теплопередачи насыщенной жидкости, Вт/м·К;

c_p' - удельная массовая теплоемкость насыщенной жидкости, Дж/кг;

ρ' - плотность насыщенной жидкости, кг/м³;

ρ'' - плотность сухого насыщенного пара, кг/м³;

σ - коэффициент поверхностного натяжения насыщенной жидкости, Н/м;

μ' - динамическая вязкость насыщенной жидкости, Па·с;

μ'' - динамическая вязкость сухого насыщенного пара, Па·с;

h'' - удельная энтальпия сухого насыщенного пара, Дж/кг;

h' - удельная энтальпия насыщенной жидкости, Дж/кг;

T_s - температура насыщения, К;

ΔP_s - разница давлений насыщения при T_{cm} и T_s , Па;

χ - средняя степень сухости;

w_0 - скорость насыщенной жидкости, м/с;

q - удельная тепловая мощность на единицу площади теплообменной поверхности, Вт/м²;

τ_{cm} - касательная напряжения на стенки канала при течении канала, Па;

ξ_0 - коэффициент гидравлического трения насыщенной жидкости;

w_{cm} - скорость смеси жидкости и пара, м/с;

ρ_φ - плотность смеси, кг/м³;

φ - истинное паросодержание;

β - объемное паросодержание;

g - ускорение свободного падения, м/с².

Список литературы

1. **Калинин, Н.В.** Системы воздухообеспечения промышленных предприятий [Текст] / Н.В. Калинин, И.А. Кабанова, В.А. Галковский, В.М. Костюченко. – Смоленск, Смоленский филиал МЭИ (ТУ): 2005. – 122 с.
2. **Карабин, А.И.** Сжатый воздух. Выработка, потребление, пути экономии [Текст] / А.И. Карабин. – М., Машиностроение: 1964. – 342 с.
3. **Парамонов, А.М.** Системы воздухообеспечения предприятий [Текст] / А.М. Парамонов, А.П. Стариков. – СПб., Издательство «Лань»: 2011. – 160 с.
4. **Александров, А.П.** Оптимизация сети сжатого воздуха и новое оборудование для воздухоподготовки [Текст] / А.П. Александров // Энергосбережение на промышленных предприятиях: сб. материалов международной научно-технической конференции. Магнитогорск: 2000. – С. 189-194.
5. **Оконский, И.С.** Процессы и аппараты кислородного и криогенного производства [Текст] / И.С. Оконский. – М., Машиностроение, 1985. – 256 с.
6. **Старк, С.Б.** Воздуходувные машины и вакуумные установки в черной металлургии [Текст] / С.Б. Старк, Л.Н. Белянчиков. – М., Металлургия: 1971. – 264 с.
7. **Калантаевская, Н.И.** Перспективы использования систем накопления электроэнергии в энергосбережении [Текст] / Н.И. Калантаевская // Автоматика. Информатика. – 2009. – №1-2. – С. 87-90.
8. **Кожевников, А.И.** Оценка надежности технических систем с временной избыточностью на примере воздушно-аккумулирующей электростанции [Текст] / А.И. Кожевников // Энергетик. – 2012. – №9. – С. 55-57.
9. **Алексеев, Б.А.** Применение накопителей энергии в электроэнергетике [Текст] / Б.А. Алексеев // Электротехника, электроэнергетика, электротехническая промышленность. – 2005. – №1. – С. 42-46.
10. **Глизманенко, Д.Л.** Получение кислорода [Текст] / Д.Л. Глизманенко. – М., Химия: 1972. – 752 с.
11. **Беляков, В.П.** Криогенная техника и технология [Текст] / В.П. Беляков. – М., Энергоатомиздат: 1982. – 272 с.
12. **Dostal, V.** High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors [Текст] / V. Dostal, P. Hejzlar, M.J. Driscoll // Nuclear Technology. – June 2006. – Vol. 154. – pp. 265-282.

13. **Agrawal, N.** Thermodynamic analysis and optimization of a novel two-stage transcritical N₂O cycle [Текст] / N. Agrawal, J. Sarkar, S. Bhattacharyya // International Journal of Refrigeration. – Jun 2011. – Vol. 34. – pp. 991-999.
14. **Feng, Yee-Chang** Clean Energy Generation System of In-Tandem Combinations Each of Heat Pump, Compressor, and Turbine in Wind Tunnel [Текст] / Yee-Chang Feng // Applied Mechanics & Materials. – December 2014. – Vol. 705. – pp. 289-294.
15. **Кухарцев, В.В.** Использование нетрадиционных источников энергии для выработки сжатого воздуха [Текст] / В.В. Кухарцев, А.Г. Спиридонов // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сб. материалов всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием. Екатеринбург, УГТУ-УПИ: 2001. – С. 178-183.
16. **Safaei, H.** Compressed air energy storage (CAES) with compressors distributed at heat loads to enable waste heat utilization [Текст] / H. Safaei, D. Keith, R.J. Hugo // Applied Energy. – Mart 2013. – Vol. 103. – pp. 165-179.
17. **Khaitan, S.K.** Design of a novel and efficient hydrogen compressor for wind energy based storage systems [Текст] / S.K. Khaitan, M. Raju, J.D. McCalley // International Journal of Hydrogen Energy. – January 2015. – Vol. 40. – pp. 1379-1387.
18. **Счастливец, А.И.** Водородно-воздушная газотурбинная система аккумулирования энергии [Текст] / А.И. Счастливец, О.В. Назарова // Промышленная энергетика. – 2016. – №2. – С. 31-37.
19. **Ивлев, В.И.** Пневмоаккумулирующие буферы для систем альтернативной энергетики [Текст] / В.И. Ивлев, В.М. Бозров // Компрессорная техника и пневматика. – 2014. – №6. – С. 42-48.
20. **Ивлев, В.И.** Области применения пневматических транспортных средств [Текст] / В.И. Ивлев, В.М. Бозров // Подъемно-транспортное дело. – 2011. – №1. – С. 5-8.
21. **Xiaolin, T.** Energy Consumption and Energy Saving Research Status of Air Compressor System [Текст] / T. Xiaolin, H. Shougen, Q. Hongbo, Z. Jun, R. Lingyuan // Applied Mechanics & Materials. – September 2014. – Vol. 628. – pp. 225-228.
22. **Сычков, А.Е.** Роль эффективных систем охлаждения в современных компрессорных установках [Текст] / А.Е. Сычков // Мегапаскаль. – 2009. – №4. – С. 36-40.
23. **Златопольский, А.Н.** Оптимизация режимов совместной работы турбокомпрессорных установок [Текст] / А.Н. Златопольский, А.А. Мареев, Н.В. Калинин // Научные основы создания энергосберегающей техники и технологий: сб. материалов всесоюзной конференции. М., МЭИ: 1990. – С. 30-31.

24. **Давыденко, Л.С.** Методика расчета потребности электроэнергии на выработку кислорода и сжатого воздуха [Текст] / Л.С. Давыденко, Г.Н. Заика // Промышленная энергетика. – 2003. – №7. – С. 32-34.
25. **Денисов-Винский, Н.Д.** Некоторые результаты энергетического обследования систем воздухообеспечения предприятий [Текст] / Н.Д. Денисов-Винский // Компрессорная техника и пневматика. – 2013. – №1. – С. 26-29.
26. **Бакун, Л.И.** Перевод завода железобетонных изделий на снабжение сжатым воздухом от локальной компрессорной станции [Текст] / Л.И. Бакун, Т.В. Пасларь, Т.М. Васильева // Промышленная энергетика. – 2004. – №9. – С. 14-15.
27. **Mathew, A.** Potential for improving the energy efficiency of cryogenic air separation unit (ASU) using binary heat recovery cycles [Текст] / A. Mathew, W. Meihong // Applied Thermal Engineering. – April 2015. – Vol. 81. – pp. 223-231.
28. **Степанов, Л.В.** Оптимизация распределения загрузки компрессорных станций и потребления сжатого воздуха [Текст] / Л.В. Степанов // Промышленная энергетика. – 2001. – №12. – С. 33-35.
29. **Назаренко, У.П.** Экономия электроэнергии при производстве и использовании сжатого воздуха [Текст] / У.П. Назаренко. – М., Энергия: 1976. – 103 с.
30. **Марцинковский, В.С.** Энергосберегающая модернизация газоперекачивающих агрегатов газотранспортной системы [Текст] / В.С. Марцинковский, В.И. Юрко // Компрессорная техника и пневматика. – 2010. – №2. – С. 39-42.
31. **Михайлов, В.Е.** Снижение потерь энергии во входном патрубке осевого компрессора энергетической ГТУ [Текст] / В.Е. Михайлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2009. – №6. – С. 19-23.
32. **Семаков, А.В.** Новые технические решения по модернизации турбокомпрессоров аммиачного производства [Текст] / А.В. Семаков, В.Е. Евдокимов, А.И. Репринцев, А.Н. Любимов // Компрессорная техника и пневматика. – 2014. – №3. – С. 2-10.
33. **Кузнецов, Ю.В.** Сжатый воздух [Текст] / Ю.В. Кузнецов, М.Ю. Кузнецов. – Екатеринбург: УрО РАН, 2007. – 512 с.
34. **Zhang, B.** Optimization of an Industrial Air Compressor System [Текст] / B. Zhang, M. Liu, Y. Li, L. Wu // Energy Engineering. – 2013. – Vol. 110, Issue 6. – pp. 52-64.
35. **Попов, В.А.** Повышение эффективности производства сжатого воздуха и работы системы воздухообеспечения Филиала "УАЗ СУАЛ" [Текст] / В.А. Попов, В.Р. Лисин, М.Н. Корнюшенко // Промышленная энергетика. – 1999. – №9. – С. 45-47.

36. **Бочин, В.П.** Снижение энергозатрат на привод центробежных компрессоров общего назначения путем их перевода в режим «глубокого дросселирования» в нерабочее время [Текст] / В.П. Бочин, Е.П. Гусаков, В.М. Зайченко, Ю.Л. Шехтер // Промышленная энергетика. – 2003. – №7. – С. 24-27.
37. **Рагинов, Н.** Снижение затрат на получение сжатого воздуха путем оптимизации работы компрессорных станций [Текст] / Н. Рагинов // Главный энергетик. – 2004. – №10. – С. 59-61.
38. **Кобелев, Н.С.** Уменьшение энергоемкости производства сжатого воздуха [Текст] / Н.С. Кобелев // Промышленная энергетика. – 1998. – №7. – С. 38-39.
39. **Пужайло, А.Ф.** Энергосбережение в агрегатах компрессорных станций средствами частотно-регулируемого электропривода [Текст] / А.Ф. Пужайло, О.В. Крюков, И.Е. Рубцова // Компрессорная техника и пневматика. – 2012. – №5. – С. 29-35.
40. **Гузельбаев, Я.З.** Особенности использования преобразователя частоты для регулирования производительности эксплуатируемых центробежных компрессоров с электроприводом [Текст] / Я.З. Гузельбаев, Е.Р. Ибрагимов, Б.М. Лившиц, А.Т. Лунев // Компрессорная техника и пневматика. – 2013. – №6. – С. 45-47.
41. Основные направления сокращения затрат на производство сжатого воздуха [Текст] / Главный энергетик. – 2008. – №7. – С. 65-66.
42. Экономия на сжатом воздухе [Текст] / Главный энергетик. – 2008. – №10. – С. 62-64.
43. **Морозов, А.П.** Энергосбережение при производстве и осушке сжатого воздуха [Текст] / А.П. Морозов, Г.Н. Трубицына. – Магнитогорск, МГТУ: 2009. – 147 с.
44. **Huang, Hu** Thermodynamic Calculation and Experimental Verification of Compressed Freeze-drying Process for the System [Текст] / Hu Huang // Nanjing Normal University. – 2004. – Vol. 4. – pp. 5-7.
45. **Черкасский, В.М.** Насосы, вентиляторы, компрессоры [Текст] / В.М. Черкасский. – М., Энергоатомиздат: 1984. – 416 с.
46. **Жаров, Д.В.** Влияние основных показателей системы охлаждения компрессора на эффективность системы воздухообеспечения [Текст] / Д.В. Жаров, А.А. Самсонов, Н.В. Калинин // Радиоэлектроника, Электроника и Энергетика: сб. тезисов международной научно-практической конференции студентов и аспирантов. М., МЭИ: 2004. – С. 391.
47. **Özgür, Arif Emre** The performance analysis of a two-stage transcritical CO₂ cooling cycle [Текст] / Arif Emre Özgür // International Journal Of Energy Research. – 2008. – Vol. 33. – pp. 1309-1315.

48. **Wettstein, Hans E.** The Semiclosed Recuperated Cycle With Intercooled Compressors [Текст] / Hans E. Wettstein // Journal of Engineering for Gas Turbines & Power. – Mar 2015. – Vol. 137, Issue 3 – pp. 1-11.
49. **Vadasz, P.** The optimal intercooling of compressors by a finite number of intercoolers [Текст] / P. Vadasz, D. Weiner // Journal of Energy Resources Technology. – September 1992. – Vol. 114. – pp. 255-260.
50. **Wolf, B.** A Parametric Study of an Irreversible Closed Intercooled Regenerative Brayton Cycle [Текст] / B. Wolf, S.T. Revankar // Heat Transfer Engineering. – May 2010. – Vol. 31 Issue 6 – pp. 458-467.
51. **Каплан, М.П.** Тепловая эффективность энергетических теплофикационных ГТУ с промежуточным охлаждением воздуха и регенерации [Текст] / М.П. Каплан, Т.П. Дизенко // Теплоэнергетика. – 2002. – №8. – С. 51-58.
52. **Берман, Я.А.** Системы охлаждения компрессорных установок [Текст] / Я.А. Берман, О.Н. Маньковский, Ю.Н. Марр, А.Г. Рафалович. – Л., Машиностроение: 1984. – 228 с.
53. **Парамонов, А.М.** Повышение эффективности работы систем производства и распределения сжатого воздуха промышленных предприятий [Текст] / А.М. Парамонов // Промышленная энергетика. – 2014. – №11. – С. 36-39.
54. **Рыбин, А.А.** Сокращение потерь энергии при производстве сжатого воздуха [Текст] / А.А. Рыбин // Промышленная энергетика. – 2004. – №7. – С. 33.
55. **Рыбин, А.И.** Экономия электроэнергии при эксплуатации воздушных компрессоров [Текст] / А.И. Рыбин, Д.Г. Закиров. – М., Энергоатомиздат: 1988. – 72 с.
56. **Аксенов, В.И.** Водное хозяйство промышленных предприятий [Текст]: Книга 1 / В.И. Аксенов, М.Г. Ладыгичев, И.И. Ничкова, В.А. Никулин, С.Э. Кляйн, Е.В. Аксенов. – М., Теплотехник: 2005. – 640 с.
57. **Абрамов, Н.Н.** Водоснабжение [Текст] / Н.Н. Абрамов. – М., Стройиздат: 1974. – 480 с.
58. **Старк, С.Б.** Теплоэнергетическое хозяйство металлургических заводов [Текст] / С.Б. Старк. – М., Металлургия: 1966. – 312 с.
59. **Иванов, Д.А.** Разработка энергосберегающей схемы охлаждения сжатого воздуха [Текст] / Д.А. Иванов, С.В. Картавец // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сб. материалов всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием. Екатеринбург, УГТУ-УПИ: 2002. – С. 27-31.
60. **Иванов, Д.А.** Разработка энергосберегающей схемы охлаждения сжатого воздуха [Текст] / Д.А. Иванов, С.В. Картавец // Энергетики и металлурги настоящему и будущему России:

- сб. материалов всероссийской научно-технической конференции студентов аспирантов и молодых ученых. Магнитогорск, МГТУ: 2002. – С. 17.
61. **Иванов, Д.А.** Повышение энергоэффективности сжатия и распределения воздуха [Текст] / Д.А. Иванов, С.В. Картавец // Энергетики и металлурги настоящему и будущему России: сб. материалов всероссийской научно-технической конференции студентов аспирантов и молодых ученых. Магнитогорск, МГТУ: 2003. – С. 37.
62. **Иванов, Д.А.** Сравнительная характеристика методов охлаждения сжатого воздуха в промышленных центробежных компрессорах высокой производительности // Энергетики и металлурги настоящему и будущему России: сб. материалов всероссийской научно-технической конференции студентов аспирантов и молодых ученых. Магнитогорск, МГТУ: 2004. – С. 28-29.
63. **Иванов, Д.А.** Математическое моделирование компрессорной установки для разработки для разработки энергоэффективных режимов работы [Текст] / Д.А. Иванов, С.В. Картавец // Энергетики и металлурги настоящему и будущему России: сб. материалов всероссийской научно-технической конференции студентов аспирантов и молодых ученых. Магнитогорск, МГТУ: 2005. – С. 80-81.
64. **Иванов, Д.А.** Повышение энергоэффективности производства сжатого воздуха в черной металлургии [Текст] / Д.А. Иванов, С.В. Картавец // Теория и технология металлургического производства: межрегиональный сб. научных трудов. Магнитогорск, МГТУ: 2003. – С. 176-181.
65. **Иванов, Д.А.** Экономия электроэнергии при сжатии воздуха в компрессоре [Текст] / Д.А. Иванов, С.В. Картавец // Электротехнические системы и комплексы: межвузовский сб. научных трудов. Магнитогорск, МГТУ: 2004. – С. 215-218.
66. **Ivanov, D.A.** Development of the energy-saving circuit for compressed air cooling in compressor unit [Текст] / D.A. Ivanov, S.V. Kartavtsev // The ninth International Scientific and Practical Conference of Students, Post-graduates and Young Scientist «Modern Technical and Technologies». Tomsk, Tomsk Polytechnic University: 2003. – pp. 42-44.
67. **Липец, А.У.** Некоторые вопросы совершенствования аппаратов воздушного охлаждения [Текст] / А.У. Липец, О.Н. Ионкина, Л.В. Дирина // Промышленная энергетика. – 2004. – №3. – С. 38-41.
68. **Беркутов, Р.А.** Эффективность аппаратов воздушного охлаждения газа при различных режимах работы [Текст] / Р.А. Беркутов // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сб. материалов всероссийской научно-практической

- конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием. УГТУ-УПИ, Екатеринбург: 2008. – С. 42-45.
69. **Бикчентай, Р.Н.** Сравнительное исследование схем охлаждения газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов [Текст] / Р.Н. Бикчентай, О.А. Степанов // Доклад на 11-м Международном газовом конгрессе. М., Изд-во ВНИИЭГазпром: 1970. – 26 с.
70. **Неволин, А.М.** Теплогидравлический анализ работы теплообменного аппарата воздушного охлаждения [Текст] / А.М. Неволин, П.Н. Плотников // Энерго- и ресурсосбережение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сб. материалов всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием. Екатеринбург, УГТУ-УПИ: 2010. – С. 137-139.
71. **Леонтьев, А.П.** Расчет аппаратов воздушного охлаждения [Текст] / А.П. Леонтьев, Э.А. Беев. – Тюмень, ТюмГНГУ: 2000. – 74 с.
72. **Рыбин, А.А.** Энергетическая оптимизация систем охлаждения воздушных компрессорных установок [Текст] / А.А. Рыбин // Промышленная энергетика. – 2005. – №6. – С. 42-43.
73. **Кузнецов, К.Г.** Снижение расхода энергии на сжатие воздуха в турбокомпрессорах К-3000-61 [Текст] / К.Г. Кузнецов, С.В. Картавец // Энергетики и металлурги настоящему и будущему России: сб. материалов всероссийской научно-технической конференции студентов аспирантов и молодых ученых. Магнитогорск, МГТУ: 2000. – С. 22.
74. **Сычков, А.Е.** Блоки воздушного охлаждения на базе пластинчато-ребристых теплообменников для поршневых компрессорных агрегатов [Текст] / А.Е. Сычков, И.Н. Журавлев, В.Г. Рудой // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – №6. – С. 6.
75. **Сычков, А.Е.** Высокоэффективных пластинчато-ребристые теплообменники [Текст] / А.Е. Сычков // Компрессорная техника и пневматика. – 2010. – №3. – С. 6.
76. **Астановский, Д.Л.** Теплообменные аппараты для компрессорных установок [Текст] / Д.Л. Астановский, Л.З. Астановский, П.В. Вертелецкий, М.А. Сильман // Компрессорная техника и пневматика. – 2010. – №5. – С. 6-9.
77. **Храпач, Г.К.** Эксплуатация компрессорных установок [Текст] / Г.К. Храпач. – М., Недра: 1973. – 280 с.
78. **Парфенов, В.П.** О выборе компоновки стационарных компрессорных установок с комбинированной системой охлаждения [Текст] / В.П. Парфенов, И.А. Январев // Известия РАН Энергетика: 1996. – №3. – С. 42-44.
79. **Парфенов, В.П.** Исследование и совершенствование систем охлаждения компрессорных установок горных предприятий [Текст] / Автореф. дис. на соиск. канд. техн. наук. – Кемерово: 1982.

80. **Мусин, М.Н.** Проблемы организации «влажного» сжатия при впрыски воды в компрессорах газотурбинных установок [Текст] / М.Н. Мусин, Ф.Г. Бакиров // Научно-исследовательские проблемы в области энергетики и энергосбережения: сб. материалов всероссийской конференции с элементами научной школы. Уфа, Уфимский государственный авиационный технический университет: 2010. – С. 132-134.
81. **Ануров, Ю.М.** Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009 [Текст] / Ю.М. Ануров, А.Ю. Пеганов, А.В. Скворцов, А.Л. Беркович, В.Г. Полищук // Теплоэнергетика. – 2006. – №12. – С. 19-24.
82. **Григорьянц, Р.Р.** Особенности поведения жидкой фазы в высокооборотных компрессорах конверсионных газотурбинных установок и их влияние на характеристики и эффективность «влажного» сжатия [Текст] / Р.Р. Григорьянц, В.И. Залкинд, Ю.А. Зейгарник, П.П. Иванов, С.А. Мурахин, В.Л. Низовски // Теплоэнергетика. – 2007. – №4. – С. 55-62.
83. **Полежаев, Ю.В.** Концепция ОИВТ РАН энергетических ГТУ [Текст] / Ю.В. Полежаев, Р.Р. Григорьянц, И.В. Воронина // Энергетика Татарстана. – 2009. – №2. – С. 11-21.
84. **Серeda, С.О.** Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики [Текст] / С.О. Серeda, Ф.Ш. Гельмедов, И.Г. Мунтянов // Теплоэнергетика. – 2004. – №4. – С. 66-71.
85. **Фаворский, О.Н.** Экспериментальное исследование характеристик ГТУ типа ТВ3-117 при впрыске перегретой воды в компрессор [Текст] / О.Н. Фаворский, В.Б. Алексеев, В.И. Залкинд // Теплоэнергетика. – 2014. – №5. – С. 60-68.
86. **Iglesias, A.** Innovative isothermal oil-free co-rotating scroll compressor-expander for energy storage with first expander tests [Текст] / A. Iglesias, D. Favrat // Energy Conversion & Management. – September 2014. – Vol. 85. – pp. 565-572.
87. **Ritchey, I.** Water Spray Cooling of Gas Turbine Cycles [Текст] / I. Ritchey, E.H. Fisher, G.D. Agnew // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers -- Part A -- Power & Energy (Professional Engineering Publishing). – Jun 2000. – Vol. 214, Issue 3. – pp. 203-211.
88. **Padilla, R.V.** Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers [Текст] / R.V. Padilla, Y.Ch. Soo Too, R. Benito, W. Stein // Applied Energy. – Jun 2015. – Vol. 148, Issue 3. – pp. 348-365.
89. **Денисов-Винский, Н.Д.** Использование теплоты компрессорных установок [Текст] / Н.Д. Денисов-Винский // Энергетик. – 2008. – №4. – С. 54-60.
90. **Рыбин, А.А.** Энергосберегающая схема эксплуатации турбокомпрессорных установок [Текст] / А.А. Рыбин // Известия РАН Энергетика. – 2005. – №7. – С. 26-27.

91. **Семенов, Е.А.** Разработка рекомендаций по повышению эффективности производства сжатого воздуха на компрессорной станции №3 [Текст] / Е.А. Семенов, Г.Н. Трубицына // Энергетики и металлургии настоящему и будущему России: сб. материалов всероссийской научно-технической конференции студентов аспирантов и молодых ученых. Магнитогорск, МГТУ: 2005. – С. 6-7.
92. **Баженов, А.И.** Совершенствование тепловых схем газопоршневых установок при комбинированной электрической энергии, теплоты и холода [Текст] / А.И. Баженов, Е.В. Михеева // Промышленная энергетика. – 2014. – №5. – С. 19-23.
93. **Иванов, К.В.** Промышленные компрессоры - новые возможности энергосбережения [Текст] / К.В. Иванов, Б.А. Клешов // Энергосбережение. – 2005. – №3. – С. 98-99.
94. **Большаков, В.И.** Проблемы повышения эффективности использования компрессорных установок [Текст] / В.И. Большаков, В.Б. Скрыпников // Автоматизированные печные агрегаты и энергосберегающие технологии в металлургии: сб. материалов международной научно-практической конференции. – Москва, МИСиС: 2006. – С. 188-191.
95. **Ansari, N.A.** Maximum Recovery of Gas Compression Waste Energy / N.A. Ansari, S.A. Salu / International Petroleum Technology Conference. – Doha, Qatar. – 19-22 January 2014.
96. **Попель, О.С.** Моделирование пароводяных и бинарных геотермальных электростанций [Текст] / О.С. Попель, С.Е. Фрид, Э.Э. Шпильрайн // Теплоэнергетика. – 2004. – №5. – С. 13-17.
97. **Сапожников, М.Б.** Электрические станции на низкокипящих рабочих телах [Текст] / М.Б. Сапожников, Н.И. Тимошенко // Теплоэнергетика. – 2005. – №3. – С. 73-77.
98. **Бродянский, В.М.** Повышение эффективности атомных и геотермальных электростанций посредством использования низких температур окружающей среды [Текст] / В.М. Бродянский // Теплоэнергетика. – 2006. – №3. – С. 36-41.
99. **Сапожников, М.Б.** Предельная эффективность электрических станций на низкокипящих рабочих телах [Текст] / М.Б. Сапожников, Н.И. Тимошенко // Теплоэнергетика. – 2005. – №4. – С. 68-72.
100. **Aneke, M.** Performance analysis of the Chena binary geothermal power plant [Текст] / M. Aneke, B. Agnew, C. Underwood // Applied Thermal Engineering. – July 2011. – Vol. 31. – pp. 1825-1832.
101. **García-Rodríguez, L.** Solar-heated Rankine cycles for water and electricity production: POWERSOL project [Текст] / L. García-Rodríguez, J. Blanco-Gálvez // Desalination. – 2007. – Vol. 212. – pp. 311-318.

102. **Готовский, М.А.** Использование комбинированного пароводяного и органического циклов Ренкина для повышения экономичности ГТУ и ДВС [Текст] / М.А. Готовский, М.И. Гринман, В.А. Фомин, В.К. Арефьев, А.А. Григорьев // Теплоэнергетика. – 2012. – №3. – С. 56-61.
103. **Гринман М.И.** Перспективы применения энергетических установок с низкокипящими рабочими телами [Текст] / М.И. Гринман, В.А. Фомин // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – №7. – С. 35-39.
104. **Yari M.** Utilization of waste heat from GT-MHR for power generation in organic Rankine cycles [Текст] / M. Yari, S.M. Mahmoudi // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 30. – pp. 366-375.
105. **Yari M.** A thermodynamic study of waste heat recovery from GT-MHR using organic Rankine cycles (ОЦРs) [Текст] / M. Yari, S.M. Mahmoudi // Heat and Mass Transfer. – 2011. – Vol. 47. – pp. 181-196.
106. **Legmann H.** Low Grade Heat Recovery [Текст] / H. Legmann, D. Citrin // World Cement Magazine. – April 2004.
107. **Alford, J.** Cajun Converter, Don't Ya Know [Электронный ресурс] / J. Alford // Progressive Engineer. – URL: <http://www.progressiveengineer.com/pewebbackissues2005/PEWeb%2058%20Jan05-2/ORMAT.htm>.
108. **Aneke, M.** Power generation from waste heat in a food processing application [Текст] / Mathew Aneke, Brian Agnew, Chris Underwood, Hongwei Wu, Salah Masheiti // Applied thermal engineering. – April 2012. – Vol. 36. – pp. 171-180.
109. **Aneke, M.** Thermodynamic Analysis of Alternative Refrigeration Cycles Driven from Waste Heat in a Food Processing Application [Текст] / M. Aneke, B. Agnew, C. Underwood, M. Menkiti // International Journal of Refrigeration. – August 2012. – Vol. 35. – pp. 1349 - 1358.
110. **Блинов, А.** Использование модулей ОЦР на мини-ТЭЦ [Текст] / А. Блинов, С. Передерий // ЛесПромИнформ. – 2014. – №5.
111. **Дудкин, В.И.** Использование теплоты сжатого воздуха в агрегатах по производству слабой азотной кислоты [Текст] / В.И. Дудкин, И.В. Пантелеева // Рациональное использование вторичных энергоресурсов в промышленных теплоэнергетических системах: сб. научных трудов. Москва, МЭИ: 1989. – С. 49-52.
112. **Sheng, L.** GCC Precombustion CO₂ Capture Using K₂CO₃ Solvent and Utilizing the Intercooling Heat ecovered From CO₂ Compressors for CO₂ Regeneration [Текст] / L. Sheng, J. Hongguang, K.A. Mumford, K. Smith, G. Stevens // Journal of Energy Resources Technology. – Jul 2015. – Vol. 137. – pp. 1-9.

113. **Jiang, Jiali** WZ Micro Heat (Waste Heat) Regenerative Compressed Air Dryer Economic and Technical Analysis [Текст] / Jiali Jiang, Zongchuan Jiang // Fluid machine Mechanical. – 1997. – Vol. 25. – pp. 38-40.
114. **Новожилов, Ю.Н.** Экономичная схема охлаждения компрессоров [Текст] / Ю.Н. Новожилов // Промышленная энергетика. – 2005 – №2. – С. 18.
115. **Кузнецов, Ю.В.** Когенерационная установка по производству сжатого воздуха (пневмоэнергии) и теплоты [Текст] / Ю.В. Кузнецов, М.Ю. Кузнецов, В.П. Шведов // Промышленная энергетика. – 2011 – №10. – С. 23-26.
116. **Ключников, А.Д.** Концепция интенсивного энергосбережения как база формирования энергоматериалосберегающих и экологически безопасных моделей теплотехнологических систем будущего [Текст] / А.Д. Ключников // Вестник МЭИ. – 1996 – №1. – С. 33-36.
117. **Ключников, А.Д.** Интенсивное энергосбережение в промышленности: предпосылки, научно-методическое и кадровое обеспечение [Текст] / А.Д. Ключников, С.В. Картавцев // Промышленная энергетика. – 1996 – №8. – С. 2-5.
118. **Ключников, А.Д.** Критерии энергетической эффективности и резерва энергосбережения теплотехнологии, теплотехнологических установок, систем и комплексов [Текст] / А.Д. Ключников. – М.: МЭИ, 1996. – 38 с.
119. **Ключников, А.Д.** Интенсивное энергосбережение: предпосылки, методы, следствия [Текст] / А.Д. Ключников // Теплоэнергетика. – 1994 – №1. – С. 12-16.
120. **Ключников, А.Д.** Концепция интенсивного энергосбережения [Текст] / А.Д. Ключников // Газовая промышленность. – 1997 – №2. – С. 18-19.
121. **Макаров, А.А.** Методы исследования и оптимизации энергетического хозяйства [Текст] / А.А. Макаров, Л.А. Мелентьев. – Новосибирск, Наука: 1973. – 274 с.
122. **Попырин, Л.С.** Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок [Текст] / Л.С. Попырин. – М., Энергия: 1978. – 416 с.
123. Российская, Федерация. Указ Президента РФ «О некоторых мерах по повышению энергетической и экологической эффективности российской экономики». – №889 от 4 июня 2008.
124. Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях [Текст] / О.Л. Данилов, А.Б. Гаряев, И.В. Яковлев и др.; под ред. А.В. Клименко. – М., Издательский дом МЭИ: 2010. – 424 с.
125. СТО Газпром 2-1.20-122-2007. Методика проведения энергоаудита компрессорной станции, компрессорных цехов с газотурбинными и электроприводными ГПА.

126. **Карпов, Е.В.** Обоснование выбора критерия мониторинга эффективности охлаждения установок и аппаратов воздушного охлаждения газа [Текст] / Е.В. Карпов, Р.Р. Сагитов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2014 – №1. – С. 51-55.
127. **Карпов, Е.В.** Эксплуатационный критерий оценки эффективности работы установок охлаждения газа на компрессорных станциях [Текст] / Е.В. Карпов, Р.Р. Сагитов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2014 – №6. – С. 45-48.
128. **Кирпичев, М.В.** О наивыгоднейшей форме поверхностей нагрева [Текст] / М.В. Кирпичев // Известия энергетического института им. Г.М. Кржижановского. – 1944 – Т.12. – С. 5-8.
129. **Гухман, А.А.** Интенсификация конвективного теплообмена и проблема сравнительной оценки теплообменных поверхностей [Текст] / А.А. Гухман // Теплоэнергетика. – 1977 – №4. – С. 5-8.
130. **Shah, R.K.** Progress in the Numerical Analysis of Compact Heat Exchanger Surfaces [Текст] / R.K. Shah, M.R. Heikal, B. Thonon, P. Tochon // Advances in Heat Transfer –Academic Press is an imprint Elsevier. – 2001 – pp. 363-443.
131. **Евченко, В.И.** Эксергетическая оценка термодинамического совершенства компрессоров [Текст] / В.И. Евченко // Теплоэнергетика. – 1997 – №3. – С. 59-63.
132. **Szargut, J.** Egzergia [Текст] / J. Szargut, R. Petela. Warsaw, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne: 1965.
133. **Бродянский, В.М.** Эксергетический метод и его приложения [Текст] / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М., Энергоатомиздат: 1988. – 288 с.
134. **Янтовский, Е.И.** Потoki энергии и эксергии [Текст] / Е.И. Янтовский. – М., Энергоатомиздат: 1988. – 144 с.
135. **Соколов, Е.Я.** Теплофикация и тепловые сети [Текст] / Е.Я. Соколов. – М., МЭИ: 2009. – 472 с.
136. Погода и климат [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.pogodaiklimat.ru/monitor.php>
137. **Демин, Ю.К.** Оценка энергосберегающего потенциала окружающей среды при производстве сжатого воздуха [Текст] / Ю.К. Демин, С.В. Картавцев // Промышленная энергетика. – 2013 – №1. – С. 6-8.
138. **Орлов, К.А.** WaterSteamPro (тм) / К.А. Орлов, А.А. Александров, А.В. Очков, В.Ф. Очков // МЭИ, 1999-2016.
139. **Александров, А.А.** Термодинамические свойства влажного воздуха при высоком давлении и температуре [Текст] / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков // Теплоэнергетика. – 2007 – №7. – С. 36-39.

140. **Александров, А.А.** Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики [Текст] / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков. – М., МЭИ: 2009. – 232 с.
141. **Александров, А.А.** Теплофизические свойства рабочих веществ теплоэнергетики (Web-версия) [Электронный ресурс] / А.А. Александров, К.А. Орлов, В.Ф. Очков. – URL: <http://twt.mpei.ac.ru/rbtp/>
142. Электронный справочник по свойствам веществ, используемых в теплоэнергетике (ОИВТ РАН) [Электронный ресурс]. – URL: <http://twt.mpei.ac.ru/ТТНВ/2/OIVT/OIVT.html>.
143. Электронный справочник "Термодинамические свойства индивидуальных веществ" в 6 томах [Электронный ресурс] / авторы 1-4 тома: В.П. Глушко, Л.В. Гурвич, И.В. Вейц, В.А. Медведев, Г.А. Хачкурузов, В.С. Юнгман, Г.А. Бергман., В.Ф. Байбуз, В.С. Иориш и др.;» Авторы электронной версии справочника: В.Ф. Очков, С.А. Пискотин, Т.М. Лоскутова, И.А. Гибадуллин. Авторы 5-6 тома: В.С. Иориш, Н.М. Аристова, Г.А. Бергман, Л.Н. Горохов, А.В. Гусаров, Ю.С. Ежов, А.Н. Куликов, Е.Л. Осина, Е.А. Шенявская, Н.Э. Хандамирова, В.С. Юнгман. – URL: <http://twt.mpei.ac.ru/ТТНВ/2/OIVT/IVTANThermo/Rus/index.htm>.
144. **Сычев, В.В.** Термодинамические свойства воздуха [Текст] / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов, Г.А. Спиридонов, В.А. Цымарный.–М., Издательство стандартов: 1978. – 276 с.
145. **Сычев, В.В.** Термодинамические свойства азота [Текст] / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов, Г.А. Спиридонов, В.А. Цымарный.–М., Издательство стандартов: 1977. – 253 с.
146. **Сычев, В.В.** Термодинамические свойства кислорода [Текст] / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов, Г.А. Спиридонов, В.А. Цымарный.–М., Издательство стандартов: 1981. – 304 с.
147. **Вассерман, А.А.** Теплофизические свойства жидкого воздуха и его компонентов [Текст] / А.А. Вассерман, В.А. Рабинович. – М., Издательство стандартов: 1968. – 239 с.
148. **Голубев, И.Ф.** Вязкость газовых смесей [Текст] / И.Ф. Голубев, Н.Е. Гнездилов. – М., Издательство стандартов: 1971. – 325 с.
149. **Варгафтик, Н.Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст] / Н.Б. Варгафтик. – М., Наука: 1972. – 720 с.
150. **Варгафтик, Н.Б.** Справочник по теплопроводности жидкостей и газов [Текст] / Н.Б. Варгафтик, Л.П. Филипов, А.А. Тарзиманов, Е.Е. Тоцкий. – М., Энергоатомиздат: 1990. – 352 с.
151. **Чечеткин, А.В.** Высокотемпературные теплоносители [Текст] / А.В. Чечеткин. – М., Энергия: 1971. – 496 с.
152. **Демин, Ю.К.** Энергосбережение в промышленных системах сжатия [Текст] / Ю.К. Демин, И.О. Слепова, И.В. Борисова // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение.

- Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии: сб. материалов всероссийской научно-практической конференции. Екатеринбург, УрФУ: 2012. – С. 168-170.
153. **Демин, Ю.К.** Энерго- и ресурсосбережение при осушке сжатого воздуха в компрессорной установке [Текст] / Ю.К. Демин, С.В. Картавец // Энергосбережение и водоподготовка. – 2017. – №1. – С. 8–12.
154. **Бурцев, С.И.** Влажный воздух. Состав и свойства [Текст] / С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков. – СПб., СПбГАХПТ: 1998. – 146 с.
155. **Демин, Ю.К.** Оценка эффективности компрессорной установки при замене охлаждающего теплоносителя [Текст] / Ю.К. Демин, Н.В. Калинин, С.В. Картавец // Энергетик. – 2014 – №6. – С. 32-34.
156. **Фаворский, О.Н.** Установки непосредственного преобразования тепловой энергии в электрическую [Текст] / О.Н. Фаворский. – М., Высшая школа: 1965. – 288 с.
157. **Walke, G.** Stirling Engines [Текст] / G. Walker. – Oxford, Clarendon Press: 1980.
158. **Qnergy** [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.qnergy.com>.
159. **Sunpower** [Электронный ресурс]. – URL: <http://sunpowerinc.com>.
160. **Белов, Г.В.** Органический цикл Ренкина и его применение в альтернативной энергетике [Электронный ресурс] / Г.В. Белов, М.А. Дорохова // Наука и образование: электронный научно-технический журнал. – Издатель ФГБОУ ВПО "МГТУ им. Н.Э. Баумана". Эл № ФС 77 – 48211. – ISSN 1994-0408, №2 февраль 2014. – URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/699165.html>. – DOI: 10.7463/0214.0699165.
161. **Safarian, S.** Energy and exergy assessments of modified Organic Rankine Cycles [Текст] / Sahar Safarian, Fereshteh Aramoun // Energy Reports. – November 2015. – Vol. 1. – pp. 1-7.
162. **Комтек Энергосервис** [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.comtec-energосervice.ru>.
163. **Научно-технический центр ОАО "Микротурбинные технологии** [Электронный ресурс]. – URL: <http://stc-mtt.ru>.
164. **Ormat** [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.ormat.com>.
165. **Turboden** [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.turboden.eu>.
166. **Infinity Turbine** [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.infinityturbine.com>.
167. **Dürr Group** [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.durr.com/company/>.
168. **Zuccato Energia Srl** [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.zuccatoenergia.it>.
169. **Демин, Ю.К.** Производство холода и сжатого воздуха на базе крупных промышленных компрессоров [Текст]: Т. 1 / Ю.К. Демин, Н.С. Калмыкова, В.Н. Мурашова, С.В. картавец // Энергосбережение теория и практика: сб. трудов международной школы семинара молодых ученых и специалистов. Москва, МЭИ: 2014. – С. 68-70.

170. **Бараненко, А.В.** Холодильные машины [Текст] / А.В. Бараненко, В.И. Пекарев, Л.С. Темофеевский. – Спб., Политехника: 1997. – 992 с.
171. **ООО "ОКБ ТеплоСибМаш"** [Электронный ресурс]. – URL: <http://www.teplosibmash.ru>.
172. **Artemenko, S.V.** Fluoroethers as a working fluids for low temperature organic rankine cycle [Текст] / S.V. Artemenko // Problemele energeticii regionale. – 2014. – Vol. 3. – pp. 22-30.
173. **Бао, J.** A review of working fluid and expander selections for organic Rankine [Текст] / J. Bao, L. Zhao // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2013. – Vol. 24. – pp. 325-342.
174. **Демин, Ю.К.** Экономные компрессоры [Текст] / Ю.К. Демин, И.О. Слепова, Р.В. Хасанова, С.В. Картавцев // Энергоназор. – 2015 – №4. – С. 14-16.
175. **Чернышевский, И.К.** КПД и эффективность теплообменных аппаратов [Текст] / И.К. Чернышевский // Энергомашиностроение. – 1964 – №8. – С. 24-26.
176. **Демин, Ю.К.** Критерий выбора теплоносителя для системы охлаждения в компрессорных установках [Текст] / Ю.К. Демин, Х.Н. Аловадинова, С.В. Картавцев // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: сб. тезисов международной научно-практической конференции студентов и аспирантов. – Москва, МЭИ: 2016. – С. 338.
177. **Демин, Ю.К.** Применение жидкометаллических теплоносителей в системе промежуточного охлаждения компрессорной установки [Текст] / Ю.К. Демин, Р.В. Хасанова // Теплофизика реакторов на быстрых нейтронах (Теплофизика-2014): сб. тезисов докладов научно-технической конференции. – Обнинск, ГНЦ РФ-ФЭИ: 2014. – С. 210-212.
178. **Демин, Ю.К.** Повышения энергетической эффективности процесса непрерывной разливки стали [Текст] / Ю.К. Демин, Х.Н. Аловадинова, С.В. Матвеев, С.В. Картавцев // Промышленная энергетика. – 2015 – №2. – С. 8-11.
179. **Алтунин, В.В.** Фреоны метанового ряда. Справочные данные [Текст]: Т. 2 / В.В. Алтунин, В.З. Геллер, Е.А. Кремневская, И.И. Перельштейн, Е.К. Петров под ред. С.Л. Ривкина. – М., Издательство стандартов: 1985. – 264 с.
180. **Клименко, А.В.** Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент (серия: Теплоэнергетика и теплотехника) [Текст]: Т. 2 / А.В. Клименко, В.М. Зорин. – М., МЭИ: 2001. – 564 с.
181. **Кириллов, П.Л.** Теплообмен жидких металлов: особенности, методы исследований и основные зависимости [Текст] / П.Л. Кириллов, П.А. Ушаков // Теплоэнергетика. – 2001 – №1. – С. 49-56.
182. **Андоньев, С.М.** Испарительное охлаждение металлургических печей [Текст] / С.М. Андоньев. – М., Металлургия: 1970. – 424 с.

183. **Robert, W. Serth** Process Heat Transfer, 2nd Edition: Principles, Applications and Rules of Thumb [Текст] / Robert W. Serth, Thomas G. Lestina. – Academic Press is an imprint Elsevier, 2014. – 632 p.
184. **Евенко, В.И.** Сравнительная оценка эффективности поперечно обтекаемых коридорных и шахматных пучков труб [Текст] / В.И. Евенко, Б.В. Порошин // Теплоэнергетика. – 1991 – №10. – С. 48-51.
185. **Смирнов, А.Д.** Справочная книжка энергетика [Текст] / А.Д. Смирнов, К.М. Антипов. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 440 с.
186. **Ячиков, И.М.** Введение в математическое моделирование [Текст] / И.М. Ячиков. – Магнитогорск, МГТУ: 2012. – 84 с.
187. **Мартынов, А.В.** Установки для трансформации тепла и охлаждения [Текст] / А.В. Мартынов. – М., Энергоатомиздат: 1989. – 200 с.
188. **Никифоров, Г.В.** Энергосбережение и управление энергопотреблением в металлургическом производстве [Текст] / Г.В. Никифоров, В.К. Олейников, Б.И. Заславец. – М., Энергоатомиздат: 2003. – 282 с.
189. **Воскобойников, В.Г.** Металлургия стали [Текст] / В.Г. Воскобойников и др. – М., ИКЦ: 2005. – 768 с.
190. **Сперкоч, И.Е.** Резервы интенсификации доменного процесса [Текст] / И.Е. Сперкоч, И.Ф. Курунов // Металлург. – 2005 – №2. – С. 33-37.
191. **Евстигнеев, В.Л.** Применение балансовой модели для стабилизации показателей доменной плавки [Текст] / В.Л. Евстигнеев, Т.В. Майорова, М.Ю. Рябчиков // Вестник МГТУ им Г.И. Носова. – 2006 – №3. – С. 30-33.
192. **Гладских, В.И.** Железорудная база ОАО «Магнитогорский Металлургический Комбинат» [Текст] / В.И. Гладских, С.В. Гром, А.Б. Пермяков, Н.И. Хасанов // Вестник МГТУ им Г.И. Носова. – 2007 – №2. – С. 13-16.
193. **Toru, Mizutani** Energy Saving Strategy with Steam-Driven Compressor [Текст] / Mizutani Toru // Japan TAPPI. – January 2013. – Vol. 67. – pp. 369-372.
194. **Демин, Ю.К.** Электросбережение при разделении воздуха [Текст] / Ю.К. Демин, И.О. Слепова, С.В. Картавец // Теплофизика реакторов на быстрых нейтронах (Теплофизика-2014): международный сб. тезисов научных трудов / МГТУ. – Магнитогорск, 2013. – №21 – С. 290-292.
195. **Блинов, А.** Использование модулей ORC на мини-ТЭЦ / А. Блинов, С. Передерий // Лес-ПромИнформ. – 2014. – №5.

196. Ассоциация «Некоммерческое партнерство Совет рынка по организации эффективной системы оптовой и розничной торговли электрической энергией и мощностью» / URL: http://www.np-sr.ru/presscenter/smipubl/SR_0V028123.
197. Уровень Инфляции в Российской Федерации / URL: http://уровень-инфляции.рф/инфляционные_калькуляторы.aspx.
198. **Демин, Ю.К.** Совершенствование схемы промежуточного охлаждения сжимаемого газа в системе снабжения техническими газами металлургического производства [Текст] / Ю.К. Демин, Р.В. Хасанова, Е.Г. Нешпоренко, С.В. Картавец // Электротехнические системы и комплексы. – 2017. – №1. – С. 37–43.
199. **Копцев, Л.А.** Подбор оптимальной схемы распределения и рациональных режимов производства и потребления сжатого воздуха в ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» [Текст] / Л.А. Копцев, Д.В. Майсюков, Т.М. Васильева // Промышленная энергетика. – 2004 – №7. – С. 26-28.

Приложения

Приложение 1 – Характеристики компрессоров

Центробежный кислородный компрессор 5RMB44 + 4RMB32

Сжатие газа в турбокомпрессоре происходит следующим образом: очищенный от механических примесей газ поступает на всасывание корпуса низкого давления. После сжатия в каждой из четырех ступеней корпуса низкого давления турбокомпрессора газ направляется в промежуточные газоохладители, встроенных непосредственно в корпус низкого давления с правой и левой стороны за каждой ступенью. После сжатия в пятой ступени газ направляется в выносной промежуточный газоохладитель NT-VT, а затем на всасывание корпуса высокого давления турбокомпрессора. В корпусе высокого давления после последовательного сжатия в первой и второй ступени газ направляется в выносной промежуточный газоохладитель VT-I. Пройдя выносной промежуточный газоохладитель VT-I, газ поступает на всасывание третьей ступени корпуса высокого давления. После последовательного сжатия в третьей и четвертой ступени газ направляется в выносной промежуточный газоохладитель VT-II, а с него на всасывание пятой ступени. После пятой ступени сжатый газ направляется в выносной концевой газоохладитель.

Основные технические данные

№ п/п	Наименование технической характеристики	Единица измерения	Величина
1	2	3	4
1	Давление начальное, избыточное	МПа	0,003
2	Производительность (P = 0,1013 МПа; T = 0 °С; φ = 0 %)	м ³ /ч	18000
3	Давление конечное, избыточное	МПа	3,0
4	Температура газа на всасывании	°С	35
5	Температура газа на нагнетании	°С	35
6	Температура химической очищенной воды на входе	°С	32
7	Мощность, потребляемая компрессором	кВт	3160
8	Тип приводного двигателя		5V 202-02HW
9	Мощность приводного электродвигателя	кВт	3800
10	Скорость вращения ротора приводного электродвигателя	об/мин	2985
11	Номинальное линейное напряжение на зажимах статора электродвигателя	В	10000

Основные технические данные выносного газоохладителя NT-VT

№ п/п	Наименование	Единица измерения	Величина	
			Межтрубное пространство	Трубное пространство
1	2	3	4	5
1	Среда		Сухой кислород	Вода
2	2	3	4	5
3	Расход сухого кислорода (P = 0,1013 МПа; T = 0 °С; φ = 0 %)	м ³ /ч	18000	
4	Расход воды	кг/ч		21150
5	Давление	МПа	0,668	0,4
6	Расчетное давление	МПа	0,7	0,6
7	Пробное давление гидравлического испытания	МПа	1,1	0,91
8	Пробное давление пневматического испытания	МПа	0,8	
9	Температура на входе	°С	87	32
10	Температура на выходе	°С	45	42
11	Расчетная температура стенки	°С	100	50

12	Минимально допустимая температура стенки	°С	5	5
13	Вместимость	м ³	1,32	0,102
14	Потеря давления	кПа	5	12
15	Тепловая мощность	кВт	246	
16	Поверхность теплопередачи внутренняя	м ²	11,87	
17	Масса пустого сосуда	кг	2150	
18	Масса сосуда залитого водой	кг	3570	

Основные технические данные выносного газоохладителя VT-I

№ п/п	Наименование	Единица измерения	Величина	
			Межтрубное пространство	Трубное пространство
1	2	3	4	5
1	Среда		Сухой кислород	Вода
2	Расход сухого кислорода (P = 0,1013 МПа; T = 0 °С; φ = 0 %)	м ³ /ч	18000	
3	Расход воды	кг/ч		67014
4	Давление	МПа	1,392	0,3
5	Расчетное давление	МПа	1,9	0,6
6	Пробное давление гидравлического испытания	МПа	2,72	1,1
7	Пробное давление пневматического испытания	МПа	1,6	
8	Температура на входе	°С	160	32
9	Температура на выходе	°С	45	42
10	Расчетная температура стенки	°С	170	50
11	Минимально допустимая температура стенки	°С	5	5
12	Вместимость	м ³	1,3	0,1
13	Потеря давления	кПа	8	60
14	2	3	4	5
15	Тепловая мощность	кВт	779,44	
16	Поверхность теплопередачи внутренняя	м ²	13,85	
17	Масса пустого сосуда	кг	2650	
18	Масса сосуда залитого водой	кг	4100	

Основные технические данные выносного газоохладителя VT-II

№ п/п	Наименование	Единица измерения	Величина	
			Межтрубное пространство	Трубное пространство
1	2	3	4	5
1	Среда		Сухой кислород	Вода
2	Расход сухого кислорода (P = 0,1013 МПа; T = 0 °С; φ = 0 %)	м ³ /ч	18000	
3	Расход воды	кг/ч		49907,4
4	Давление	МПа	2,4843	0,3
5	Расчетное давление	МПа	2,9	0,6
6	Пробное давление гидравлического испытания	МПа	4,15	0,97
7	Пробное давление пневматического испытания	МПа	3,19	
8	Температура на входе	°С	123	32
9	Температура на выходе	°С	45	42

10	Расчетная температура стенки	°С	135	50
11	Минимально допустимая температура стенки	°С	5	5
12	Вместимость	м ³	1,3	0,1
13	Потеря давления	кПа	10	20
14	Тепловая мощность	кВт	346	
15	Поверхность теплопередачи внутренняя	м ²	13,85	
16	Масса пустого сосуда	кг	2770	
17	Масса сосуда залитого водой	кг	4200	

Основные технические данные концевого выносного газоохладителя

№ п/п	Наименование	Единица измерения	Величина	
			Межтрубное пространство	Трубное пространство
1	2	3	4	5
1	Среда		Сухой кислород	Вода
2	Расход сухого кислорода (P = 0,1013 МПа; T = 0 °С; φ = 0 %)	м ³ /ч	18000	
3	Расход воды	кг/ч		17202
4	Давление	МПа	3,043	0,3
5	Расчетное давление	МПа	3,7	0,6
6	Пробное давление гидравлического испытания	МПа	5,3	0,86
7	Пробное давление пневматического испытания	МПа	4,07	
8	Температура на входе	°С	71	32
9	Температура на выходе	°С	42	42
10	Расчетная температура стенки	°С	100	50
11	Минимально допустимая температура стенки	°С	5	5
12	Вместимость	м ³	1,3	0,1
13	Потеря давления	кПа	10	5
14	Тепловая мощность	кВт	200,1	
15	Поверхность теплопередачи внутренняя	м ²	13,85	
16	Масса пустого сосуда	кг	3050	
17	Масса сосуда залитого водой	кг	4450	

Центробежный азотный компрессор НМ9-2-290

В турбокомпрессоре газ последовательно сжимается в четырех ступенях, при этом после каждой ступени происходит охлаждение газа в газоохладителях.

Основные технические данные

№ п/п	Наименование технической характеристики	Единица измерения	Величина
1	2	3	4
1	Давление начальное, избыточное	МПа	0,003
2	Производительность при номинальном эффективном рабочем давлении, приведенная к начальным условиям	Нм ³ /ч	18000
3	Номинальное эффективное рабочее давление, избыточное	МПа	2,8
4	Температура газа на всасывании	°С	20
5	Температура газа на нагнетании	°С	40,3
6	Расход охлаждающей воды	м ³ /ч	66,9
7	Температура охлаждающей воды	°С	32
8	Максимальное давление охлаждающей воды	МПа	1,034

9	Мощность на валу	кВт	2883,2
10	Скорость вращения первой и второй ступени турбокомпрессора	об/мин	20190
11	Скорость вращения третьей и четвертой ступени турбокомпрессора	об/мин	26919
12	Мощность привода	кВт	2867,2
13	Скорость вращения привода	об/мин	3000
14	Масса компрессорной установки	кг	34104
15	Габаритные размеры	мм	7456/4768/3152

Центробежный воздушный компрессор К-3000

В турбокомпрессоре газ последовательно сжимается в шести ступенях, при этом после каждой второй ступени происходит охлаждение газа в газоохладителях.

Основные технические данные

№ п/п	Наименование технической характеристики	Единица измерения	Величина
1	2	3	4
1	Давление начальное, избыточное	МПа	0,003
2	Производительность (P = 0,1013 МПа; T = 20 °С)	м ³ /мин	30000
3	Давление конечное	МПа	0,66
4	Число оборотов ротора	об/мин	3175
7	Мощность, потребляемая компрессором	кВт	17200
8	Тип приводного двигателя		Паровая турбина ВКВ-22-1
9	Параметры пара свежего пара	МПа/°С	0,9/500
10	Расход пара на турбину при включенной системе регенерации	т/час	69,8
11	Скорость вращения ротора привода	об/мин	2600-3500

Основные технические данные выносного газоохладителя ВОТ-1160

№ п/п	Наименование	Ед. измерения	Величина
1	2	3	4
1	Расход охлаждающей воды на каждый газоохладитель	м ³ /ч	500
2	Допустимое давление охлаждающей воды	МПа	0,25
3	Температура газа на входе	°С	120
4	Гидравлическое сопротивление на воздушной стороне	мм вод.ст.	550

Основные технические данные концевой выносной газоохладитель ВОТ-210

№ п/п	Наименование	Ед. измерения	Величина
1	2	3	4
1	Количество	шт.	3
2	Расход охлаждающей воды на каждый газоохладитель	м ³ /ч	315
3	Допустимое давление охлаждающей воды	МПа	0,25
4	Температура газа на входе	°С	120
5	Гидравлическое сопротивление на воздушной стороне	мм вод.ст.	635

Приложение 2 - Средняя температура воздуха окружающей среды за отопительный период и его продолжительность

Город	Средняя температура воздуха окружающей среды за отопительный период, °С	Продолжительность отопительного периода, сутки
Архангельск	-4,7	251
Владивосток	-4,8	201
Воронеж	-3,4	199
Екатеринбург	-6,4	228
Иркутск	-8,9	241
Казань	-5,7	218
Красноярск	-7,2	235
Магнитогорск	-7,9	218
Москва	-3,2	205
Ниж. Новгород	-4,7	218
Новосибирск	-9,1	227
Омск	-7,7	220
Пенза	-5,1	206
Пермь	-6,4	226
Петрозаводск	-2,9	237
Самара	-6,1	206
Санкт-Петербург	-2,2	219
Саратов	-5	198
Смоленск	-2,7	210
Тобольск	-7	229
Томск	-8,8	234
Тула	-3,8	207
Тюмень	-5,7	220
Ульяновск	-5,7	213
Уфа	-6,4	211
Хабаровск	-10,1	205
Челябинск	-7,1	216
Чита	-11,6	240

Приложение 3 - Средняя температура воздуха окружающей среды по месяцам

Город	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Архангельск	-12,8	-11,4	-5,5	0,4	6,9	13	16,3	13,1	8,2	2,3	-5,1	-9,7
Владивосток	-12,3	-8,5	-1,8	5,1	9,8	13,6	17,6	19,8	16	8,9	-0,9	-9
Воронеж	-6,1	-6,5	-1	8,3	14,8	18,5	20,5	19,2	13,3	6,9	-0,4	-5
Екатеринбург	-12,6	-11,1	-3,8	4,3	11,3	17,1	19	15,9	9,8	3,4	-5,8	-11
Иркутск	-17,9	-14,6	-6,5	2,5	10,2	15,4	18,2	15,8	9,1	1,7	-7,7	-15,4
Казань	-10,4	-10,2	-4	5,5	13,3	18,1	20,2	17,6	11,7	4,8	-3,4	-8,5
Красноярск	-15,5	-12,8	-5,7	2	10,4	15,9	18,7	15,7	8,9	2	-7,2	-13,4
Магнитогорск	-14,1	-13,5	-7,1	4,5	12,6	18,2	19,2	17	11,1	3,8	-5,9	-11,9
Москва	-6,5	-6,7	-1	6,7	13,2	17	19,2	17	11,3	5,6	-1,2	-5,2
Ниж. Новгород	-8,9	-8,8	-2,5	6,1	12,9	17,2	19,4	16,9	11,1	4,7	-2,8	-7,3
Новосибирск	-16,1	-14,3	-7	2,3	11,7	16,8	19,2	16,5	10,1	2,9	-7,1	-13,9
Омск	-16,3	-15	-7,3	3,7	12,5	17,9	19,6	16,9	10,4	3,5	-7,3	-13,8
Пенза	-8,9	-9,3	-3,8	6,5	13,9	18	19,9	17,9	12,1	5,4	-2,3	-7,6
Пермь	-12,8	-11,6	-4,2	3,6	10,4	16,5	18,7	15,3	9,8	3	-5,8	-11,1
Петрозаводск	-9,3	-9,1	-3,7	2,3	8,7	13,7	17	14,5	9,5	3,8	-2,8	-7
Самара	-10,1	-9,8	-3,5	6,9	14,8	19,6	21,4	19,2	13,2	5,8	-2,4	-8,3
Санкт - Петербург	-5,5	-5,8	-1,3	5,1	11,3	15,7	19,8	16,9	11,6	6,2	0,1	-3,7

Сара- тов	-7,5	-7,9	-2,3	8,3	15,8	20,5	22,7	20,9	14,5	7,2	-0,8	-6,1
Смо- ленск	-6,2	-6,4	-1,4	6,3	12,5	15,38	17,8	16,3	10,9	5,3	-0,9	-5,1
То- больс к	-17,1	-15,36	-7	1,8	10,2	16,7	18,7	15,3	9	2,2	-8,2	-14,9
Томск	-17,1	-14,7	-7	1,3	10,4	15,8	18,7	15,7	9	1,7	-8,3	-15,1
Тула	-7,1	-7,7	-2	6,4	13,5	17	19	17	11,5	5,5	-1,8	-5,9
Тю- мень	-14,9	-13,2	-5,2	3,8	11,3	17,1	18,8	15,9	9,7	3,2	-6,9	-13
Улья- новск	-9,8	-10,4	-3,9	6,1	13,6	18,3	20,2	18	12,4	5,3	-2,4	-8,4
Уфа	-12,3	-11,8	-5,1	5,2	13,2	18,1	19,7	17,2	11,3	4,6	-4,2	-10,7
Хабар- овск	-19,9	-15,4	-6,4	4,7	12,4	18,1	21,3	19,9	13,6	5	-7,2	-17,4
Челя- бинск	-14,1	-12,5	-4,8	4,7	12,1	18,3	19,3	17,1	10,9	4,1	-5,2	-11,1
Чита	-25,1	-19,32	-9	1,6	9,7	16,4	18,7	16	8,7	-0,3	-12,6	-21,9

Приложение 4 - Минимальная температура воздуха окружающей среды по месяцам

Город	Январь	Февраль	Март	Апрель	Май	Июнь	Июль	Август	Сентябрь	Октябрь	Ноябрь	Декабрь
Архангельск	-45,2	-41,2	-37,1	-27,3	-13,7	-3,9	-0,5	-4,1	-7,5	-21,1	-36,5	-43,2
Владивосток	-31,4	-28,9	-21,3	-8,1	-0,8	3,7	8,8	10,1	2,2	-9,7	-20	-28,1
Воронеж	-36,5	-36,2	-32	-16,8	-3,3	-1,6	5	0,4	-5,2	-15,2	-25,1	-33,4
Екатеринбург	-44,6	-42,4	-39,2	-21,8	-13,5	-2,3	1,5	-1	-9	-26,6	-39,2	-46,7
Иркутск	-49,7	-44,7	-37,3	-31,8	-14,3	-6	0,4	-2,7	-11,9	-30,5	-40,4	-46,3
Казань	-46,8	-39,9	-31,7	-25,6	-6,5	-1,4	2,6	1,6	-5,4	-23,4	-36,6	-43,9
Красноярск	-52,8	-41,6	-38,7	-25,7	-11,2	-3,6	3,3	-0,5	-9,6	-25,1	-42,3	-47
Магнитогорск	-42,8	-46,1	-36,1	-23,9	-8,9	-2,8	3,9	0	-11,1	-21	-36,1	-38,9
Москва	-42,1	-38,2	-32,4	-21	-7,5	-2,3	1,3	-1,2	-8,5	-16,1	-32,8	-38,8
Ниж. Новгород	-41,2	-37,2	-28,3	-19,7	-6,9	-1,8	4,1	0,9	-5,5	-16	-29,4	-41,4
Новосибирск	-43,9	-45	-32,8	-27,2	-11,1	-2,2	2,2	-2	-6,3	-25	-41,3	-45
Омск	-45,1	-45,5	-41,1	-26,4	-12,9	-3,1	2,1	-1,7	-7,5	-28,1	-41,2	-44,7
Пенза	-39	-40	-31,1	-20	-5,8	-2,2	2	0	-6,1	-17,2	-31,1	-40
Пермь	-44,9	-40,8	-34,8	-23,5	-13	-3,4	1,3	-1,9	-7,8	-25,2	-38,5	-47,1
Петрозаводск	-41,6	-39,3	-30	-19,3	-9,8	-2,6	-0,1	-1,7	-5	-13,4	-27,5	-36,8
Самара	-43	-36,9	-31,4	-20,9	-4,9	-0,4	5,4	2	-3,4	-15,7	-28,1	-41,3
Санкт - Петербург	-35,9	-35,2	-29,9	-21,8	-6,6	0,1	4,9	1,3	-3,1	12,9	-22,2	-34,4
Сара-	-37,3	-34,8	-26,8	-17,8	-3,8	2,2	6,4	4,3	-2,9	-12,6	-23,8	-33,4

тов												
Смоленск	-37,9	-36,8	-28,1	-19,8	-5,4	-0,7	4,4	0,3	-4,4	-12,8	-24,8	-35,2
Тобольск	-48,5	-47,7	-41,8	-30,3	-14,6	-2,2	1,2	-2,9	-6,5	-34,4	-40,1	-51,8
Томск	-55	-51,3	-42,4	-31,3	-17,5	-3,5	1,5	-1,6	-8,1	-29,1	-48,3	-50
Тула	-34,3	-36,1	-32,2	-15	-4,3	1,9	4,6	-1,1	-6,8	-13	-26,3	-33,2
Тюмень	-46	-43	-37,8	-23,9	-9	-2,8	2,8	-0,1	-7	-26,1	-37,5	-46,1
Ульяновск	-38	-40	-32,8	-20	-6,5	-2,2	3,8	-1	-4,9	-18,9	-29,2	-38
Уфа	-48,5	-43,5	-34,4	-29,7	-9,7	-1,2	1,4	-0,6	-6,8	-25,6	-35,1	-45
Хабаровск	-41,4	-35,1	-28,9	-15,1	-3,1	2,2	6,8	4,9	-3,3	-15,6	-27,4	-36,7
Челябинск	-49,9	-44,9	-44,9	-29,9	-19,9	-4,9	0,1	0,1	-9,9	-24,9	-39,9	-44,9
Чита	-49,6	-48	-45,3	-29,6	-13,3	-5,4	0,1	-3	-10,7	-33,1	-41,1	-47,8

Приложение 5 - Средняя температура воздуха окружающей среды и относительная влажность по месяцам

	январь	февраль	март	апрель	май	июнь	июль	август	сентябрь	октябрь	ноябрь	декабрь
Москва												
t, °С	-6,5	-6,4	-1	6,7	13,2	17	19,2	17	11,3	5,6	-1,2	-5,2
φ, %	85	81	75	68	67	72	74	78	82	83	86	86
Санкт-Петербург												
t, °С	-5,5	-5,8	-1,3	5,1	11,3	15,7	18,8	16,9	11,6	6,2	0,1	-3,7
φ, %	86	84	79	69	65	69	71	76	80	83	86	87
Краснодар												
t, °С	0,6	1,1	5,5	12,2	17,2	21,3	24,1	23,7	18,5	12,3	6,1	2,1
φ, %	81	76	72	66	66	68	63	62	68	75	81	82
Хабаровск												
t, °С	-19,9	-15,4	-11,1	0	7	12,9	16,7	15,9	9,1	0,8	-10,7	-20,7
φ, %	75	72	68	63	65	74	79	83	78	67	69	73
Магнитогорск												
t, °С	-14,1	-13,5	-7,1	4,5	12,6	18,2	19,2	17	11,1	3,8	-5,9	-11,9
φ, %	83	80	80	67	58	60	67	68	69	73	81	82

Приложение 6.1.1 - Результаты моделирования действующей схемы для воздуха

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{г.о},$ м ² /кг	$\Delta E_T,$ кДж/кг	КПД
$x=1,2; z=3$							
январь	-14,10	62,64	77,16	0,63	520,18	41,05	0,52
февраль	-13,50	62,79	77,16			41,11	0,52
март	-7,10	63,86	77,16			42,3	0,51
апрель	4,50	64,76	77,16			43,65	0,51
май	12,60	65,39	77,16			44,88	0,50
июнь	18,20	67,39	77,16			45,75	0,49
июль	19,20	67,46	77,16			45,9	0,49
август	17,00	67,29	77,16			45,57	0,49
сентябрь	11,10	65,27	77,16			44,63	0,50
октябрь	3,80	64,71	77,16			43,55	0,51
ноябрь	-5,90	63,95	77,16			42,42	0,51
декабрь	-11,90	63,19	77,16			41,28	0,52
$x=1,2; z=6$							
январь	-14,10	126,81	161,24	1,26	1078,96	81,72	0,51
февраль	-13,50	127,11	161,24			81,88	0,51
март	-7,10	129,05	161,24			84,07	0,52
апрель	4,50	129,95	161,24			87,24	0,54
май	12,60	130,58	161,24			89,74	0,55
июнь	18,20	134,92	161,24			91,5	0,54
июль	19,20	134,99	161,24			91,81	0,54
август	17,00	134,82	161,24			91,13	0,54
сентябрь	11,10	130,46	161,24			89,26	0,55
октябрь	3,80	129,9	161,24			87,04	0,54
ноябрь	-5,90	129,14	161,24			84,38	0,52
декабрь	-11,90	127,93	161,24			82,3	0,51
$x=1,85; z=3$							
январь	-14,10	227,89	73,71	1,70	358,00	138,3	0,49
февраль	-13,50	228,06	73,71			138,6	0,49
март	-7,10	229,85	73,71			141,5	0,49
апрель	4,50	233,11	73,71			147,1	0,50
май	12,60	235,39	73,71			151,4	0,51
июнь	18,20	242,61	73,71			154,4	0,51
июль	19,20	242,9	73,71			154,9	0,51
август	17,00	242,27	73,71			153,7	0,51
сентябрь	11,10	234,97	73,71			150,6	0,51
октябрь	3,80	232,91	73,71			146,8	0,50
ноябрь	-5,90	230,19	73,71			142	0,49
декабрь	-11,90	228,5	73,71			139,3	0,49
$x=1,85; z=6$							
январь	-14,10	462,55	147,43	3,50	715,00	275,5	0,48
февраль	-13,50	462,72	147,43			276,1	0,48
март	-7,10	464,51	147,43			282,4	0,49
апрель	4,50	467,77	147,43			294,2	0,50

май	12,60	470,05	147,43			302,8	0,52
июнь	18,20	485,73	147,43			308,7	0,51
июль	19,20	486,02	147,43			309,8	0,51
август	17,00	485,39	147,43			307,4	0,51
сентябрь	11,10	469,63	147,43			301,2	0,51
октябрь	3,80	467,57	147,43			293,5	0,50
ноябрь	-5,90	464,85	147,43			283,6	0,49
декабрь	-11,90	463,16	147,43			277,7	0,48
$x=3,4; z=3$							
январь	-14,10	498,3	26,26	3,79	243,22	275,5	0,44
февраль	-13,50	498,7	26,26			276,1	0,44
март	-7,10	502,7	26,26			282,4	0,45
апрель	4,50	502,7	26,26			294,2	0,47
май	12,60	509,9	26,26			302,8	0,48
июнь	18,20	515	26,26			308,7	0,48
июль	19,20	531,1	26,26			309,8	0,47
август	17,00	531,7	26,26			307,4	0,46
сентябрь	11,10	530,3	26,26			301,2	0,45
октябрь	3,80	514	26,26			293,5	0,46
ноябрь	-5,90	509,4	26,26			283,6	0,45
декабрь	-11,90	503,4	26,26			277,7	0,44

Приложение 6.1.2 - Результаты моделирования действующей схемы для азота

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{г.о},$ м ² /кг	$\Delta E_T,$ кДж/кг	КПД
$x=1,2; z=3$							
январь	-14,10	64,85	63,69	0,66	557,95	42,44	0,52
февраль	-13,50	64,99	63,69			42,5	0,52
март	-7,10	66,1	63,69			43,74	0,51
апрель	4,50	67,03	63,69			45,13	0,51
май	12,60	67,67	63,69			46,4	0,50
июнь	18,20	69,7	63,69			47,3	0,49
июль	19,20	69,78	63,69			47,46	0,49
август	17,00	69,61	63,69			47,12	0,49
сентябрь	11,10	67,55	63,69			46,15	0,50
октябрь	3,80	66,97	63,69			45,03	0,51
ноябрь	-5,90	66,2	63,69			43,86	0,51
декабрь	-11,90	65,4	63,69			42,68	0,52
$x=1,2; z=6$							
январь	-14,10	131,27	133,11	1,32	1157,32	84,49	0,51
февраль	-13,50	131,56	133,11			84,66	0,51
март	-7,10	133,57	133,11			86,93	0,52
апрель	4,50	134,5	133,11			90,2	0,54
май	12,60	135,14	133,11			92,79	0,55
июнь	18,20	139,54	133,11			94,6	0,54
июль	19,20	139,62	133,11			94,92	0,54
август	17,00	139,45	133,11			94,22	0,54
сентябрь	11,10	135,02	133,11			92,29	0,55
октябрь	3,80	134,44	133,11			89,99	0,53
ноябрь	-5,90	133,67	133,11			87,24	0,52
декабрь	-11,90	132,39	133,11			85,1	0,51
$x=1,85; z=3$							
январь	-14,10	235,66	53	1,75	470,3	143	0,49
февраль	-13,50	235,83	53			143,3	0,49
март	-7,10	237,67	53			146,3	0,49
апрель	4,50	241	53			152,1	0,50
май	12,60	243,33	53			156,5	0,51
июнь	18,20	250,73	53			159,6	0,51
июль	19,20	251,02	53			160,1	0,51
август	17,00	250,38	53			159	0,51
сентябрь	11,10	242,9	53			155,7	0,51
октябрь	3,80	240,8	53			151,8	0,50
ноябрь	-5,90	238,01	53			149,6	0,50
декабрь	-11,90	236,29	53			144	0,49
$x=1,85; z=6$							
январь	-14,10	478,24	96,5	3,58	963,50	284,9	0,48
февраль	-13,50	478,24	96,5			285,5	0,48
март	-7,10	478,24	96,5			292	0,49

апрель	4,50	483,58	96,5			304,2	0,50
май	12,60	485,91	96,5			313,1	0,52
июнь	18,20	501,98	96,5			319,2	0,51
июль	19,20	502,27	96,5			320,3	0,51
август	17,00	501,63	96,5			317,9	0,51
сентябрь	11,10	485,48	96,5			311,4	0,51
октябрь	3,80	483,38	96,5			303,5	0,50
ноябрь	-5,90	480,59	96,5			293,3	0,49
декабрь	-11,90	478,87	96,5			287,1	0,48
x=3,4; z=3							
январь	-14,10	514,5	18,62			284,9	0,44
февраль	-13,50	514,9	18,62			285,5	0,44
март	-7,10	518,9	18,62			292	0,45
апрель	4,50	526,3	18,62			304,2	0,46
май	12,60	531,4	18,62			313,1	0,47
июнь	18,20	547,6	18,62	3,97	215,78	319,2	0,47
июль	19,20	548,2	18,62			320,3	0,47
август	17,00	546,8	18,62			317,9	0,47
сентябрь	11,10	530,5	18,62			311,4	0,47
октябрь	3,80	525,8	18,62			303,5	0,46
ноябрь	-5,90	519,7	18,62			293,3	0,45
декабрь	-11,90	515,9	18,62			287,1	0,45

Приложение 6.1.3 - Результаты моделирования действующей схемы для кислорода

	$t_{ос}, °C$	$N_k, кДж/кг$	$N_n, Дж/кг$	$m_r, кг/кг$	$F_{г.о}, м^2/кг$	$\Delta E_r, кДж/кг$	КПД
$x=1,2; z=3$							
январь	-14,10	57,15	57,07	0,57	492,37	37,16	0,52
февраль	-13,50	57,3	57,07			37,21	0,52
март	-7,10	58,28	57,07			38,29	0,51
апрель	4,50	59,12	57,07			39,51	0,50
май	12,60	59,72	57,07			40,62	0,50
июнь	18,20	61,61	57,07			41,41	0,48
июль	19,20	61,68	57,07			41,55	0,48
август	17,00	61,52	57,07			41,25	0,48
сентябрь	11,10	59,61	57,07			40,4	0,50
октябрь	3,80	59,07	57,07			39,42	0,50
ноябрь	-5,90	58,37	57,07			38,4	0,51
декабрь	-11,90	57,65	57,07			37,37	0,52
$x=1,2; z=6$							
январь	-14,10	115,74	119,30	1,14	1021,27	74,29	0,51
февраль	-13,50	116,04	119,30			74,46	0,51
март	-7,10	117,8	119,30			76,11	0,52
апрель	4,50	118,64	119,30			78,97	0,53
май	12,60	119,24	119,30			81,23	0,54
июнь	18,20	123,35	119,30			82,82	0,54
июль	19,20	123,42	119,30			83,1	0,54
август	17,00	123,26	119,30			82,49	0,53
сентябрь	11,10	119,13	119,30			80,8	0,54
октябрь	3,80	118,59	119,30			78,78	0,53
ноябрь	-5,90	117,89	119,30			76,38	0,52
декабрь	-11,90	116,75	119,30			74,92	0,51
$x=1,85; z=3$							
январь	-14,10	208,69	73,43	1,55	578,6	125,2	0,48
февраль	-13,50	208,85	73,43			125,4	0,48
март	-7,10	210,55	73,43			128,1	0,49
апрель	4,50	213,65	73,43			133,2	0,50
май	12,60	215,83	73,43			137	0,51
июнь	18,20	222,77	73,43			139,7	0,50
июль	19,20	223,04	73,43			140,2	0,50
август	17,00	222,44	73,43			139,2	0,50
сентябрь	11,10	215,42	73,43			136,3	0,51
октябрь	3,80	213,46	73,43			132,9	0,50
ноябрь	-5,90	210,87	73,43			128,6	0,49
декабрь	-11,90	209,27	73,43			126,1	0,48
$x=1,85; z=6$							
январь	-14,10	423,820,00	136,86	3,17	1268,6	249,4	0,47

февраль	-13,50	423,98	136,86			249,9	0,47
март	-7,10	425,68	136,86			255,6	0,48
апрель	4,50	428,78	136,86			266,3	0,50
май	12,60	430,96	136,86			274,1	0,51
июнь	18,20	446,03	136,86			279,4	0,50
июль	19,20	446,3	136,86			280,4	0,50
август	17,00	445,7	136,86			278,3	0,50
сентябрь	11,10	430,55	136,86			272,6	0,51
октябрь	3,80	428,59	136,86			265,7	0,50
ноябрь	-5,90	426	136,86			256,7	0,48
декабрь	-11,90	424,4	136,86			251,4	0,47
x=3,4; z=3							
январь	-14,10	459,7	25,6			249,4	0,43
февраль	-13,50	460,1	25,6			249,9	0,43
март	-7,10	463,9	25,6			255,6	0,44
апрель	4,50	470,9	25,6			266,3	0,45
май	12,60	475,9	25,6			274,1	0,46
июнь	18,20	491,5	25,6	3,5	243,3	279,4	0,45
июль	19,20	492,1	25,6			280,4	0,46
август	17,00	490,8	25,6			278,3	0,45
сентябрь	11,10	475	25,6			272,6	0,46
октябрь	3,80	470,5	25,6			265,7	0,45
ноябрь	-5,90	464,6	25,6			256,7	0,44
декабрь	-11,90	461	25,6			251,4	0,44

Приложение 6.2.1 - Результаты моделирования упрощенной перспективной схемы для воздуха

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{T,0}, M^2/кг$	$\Sigma N_b,$ Дж/кг	$N_T,$ Дж/кг	$\Delta E_T,$ кДж/кг	КПД
$x=1,2; z=3$					R410; $P_\phi = 1,761$ МПа				
январь	-14,10	61,12	5581,66	0,28	38190,97	1,10	0	40,86	0,49
февраль	-13,50	61,27	5580,18			1,11	0	40,96	0,49
март	-7,10	62,76	5572,64			1,17	0	41,96	0,49
апрель	4,50	65,4	4096,22			1,28	0	43,77	0,50
май	12,60	67,35	5576,11			1,36	139,06	45,04	0,49
июнь	18,20	68,67	5573,81			1,42	139,06	45,91	0,50
июль	19,20	68,9	5573,48			1,43	139,06	46,07	0,50
август	17,00	68,37	5574,23			1,41	139,06	45,73	0,50
сентябрь	11,10	66,99	5576,87			1,35	139,06	44,8	0,49
октябрь	3,80	65,29	5571,82			1,27	0	43,68	0,49
ноябрь	-5,90	63,03	5572,49			1,18	0	42,14	0,49
декабрь	-11,90	61,63	5578,03			1,12	0	41,21	0,49
$x=1,2; z=6$					R410; $P_\phi = 1,761$ МПа				
январь	-14,10	123,01	8623,59	0,61	40487,43	2,41	0	81,54	0,50
февраль	-13,50	123,31	8620,42			2,43	0	81,72	0,50
март	-7,10	126,3	8599,44			2,55	0	83,73	0,50
апрель	4,50	131,7	6439,94			2,80	0	87,36	0,51
май	12,60	135,48	8590,47			2,98	304,53	89,9	0,50
июнь	18,20	138,12	8585,42			3,11	304,53	91,66	0,50
июль	19,20	138,59	8584,70			3,13	304,53	91,97	0,50
август	17,00	137,52	8586,35			3,08	304,53	91,28	0,50
сентябрь	11,10	134,76	8592,13			2,94	304,53	89,43	0,50
октябрь	3,80	131,35	8588,67			2,78	0	87,15	0,50
ноябрь	-5,90	126,84	8597,54			2,58	0	84,11	0,50
декабрь	-11,90	124,03	8614,16			2,46	0	82,33	0,50
$x=1,85; z=3$					R134a; $P_\phi = 2,326$ МПа				
январь	-14,10	219,95	1085,62	0,94	3872	34,01	0	137,4	0,50
февраль	-13,50	220,46	1085,60			34,18	0	137,7	0,50
март	-7,10	225,85	1085,43			36,00	0	141,1	0,50
апрель	4,50	235,65	1085,26			39,45	0	147,3	0,50
май	12,60	242,51	1085,20			41,96	15,627	151,6	0,52
июнь	18,20	247,27	1085,17			43,74	15,627	154,5	0,52
июль	19,20	248,14	1085,17			43,92	15,627	155,1	0,52
август	17,00	246,25	1085,17			43,36	15,627	153,9	0,52
сентябрь	11,10	241,25	1085,21			41,49	15,627	150,8	0,52
октябрь	3,80	235,05	1085,26			39,24	0	146,9	0,50
ноябрь	-5,90	226,85	1085,40			36,40	0	141,8	0,50
декабрь	-11,90	221,8	1085,55			34,66	0	138,6	0,50
$x=1,85; z=6$					R134a; $P_\phi = 2,326$ МПа				
январь	-14,10	442,7	2153,95	1,93	8267	69,93	0	274,7	0,49

февраль	-13,50	443,72	2153,91			70,28	0	275,3	0,49
март	-7,10	454,51	2153,55			74,03	0	282,1	0,49
апрель	4,50	474,12	2153,20			81,12	0	294,4	0,49
май	12,60	487,85	2153,08			86,28	32,124	302,9	0,52
июнь	18,20	497,38	2153,02			89,95	32,124	308,9	0,52
июль	19,20	499,12	2153,02			90,31	321,24	309,9	0,52
август	17,00	495,34	2153,03			89,16	32,124	307,6	0,52
сентябрь	11,10	485,33	2153,10			85,31	32,124	301,4	0,52
октябрь	3,80	472,92	2153,22			80,68	0	293,6	0,49
ноябрь	-5,90	456,5	2153,50			74,85	0	283,4	0,49
x=3,4; z=3				R134a; P _ф = 2,626 МПа					
январь	-14,10	480,7	637,12	1,9	3117	268,15	0	274,7	0,46
февраль	-13,50	481,9	637,09			269,48	0	275,3	0,46
март	-7,10	493,9	636,83			283,89	0	282,1	0,46
апрель	4,50	515,7	636,57			326,03	37,87	294,4	0,48
май	12,60	531	636,48			346,76	37,87	302,9	0,48
июнь	18,20	541,5	636,44			361,52	37,87	308,9	0,48
июль	19,20	543,3	636,43			364,19	37,87	309,9	0,48
август	17,00	539,3	636,45			358,33	37,87	307,6	0,48
сентябрь	11,10	528	636,49			342,87	37,87	301,4	0,48
октябрь	3,80	514,2	636,58			309,38	37,87	293,6	0,48
ноябрь	-5,90	496	636,79			286,63	0	283,4	0,46
декабрь	-11,90	484,9	637,01			272,87	0	277	0,46

Приложение 6.2.2 - Результаты моделирования упрощенной перспективной схемы для азота

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{г.о.},$ М ² /кг	$\Sigma N_B,$ Дж/кг	$N_T,$ Дж/кг	$\Delta E_T,$ кДж/кг	КПД
$x=1,2; z=3$					R410; $P_\phi = 1,761$ МПа				
январь	-14,10	63,29	6059,93	0,29	391996	1,21	0	42,25	0,49
февраль	-13,50	63,43	6058,25			1,21	0	42,35	0,49
март	-7,10	64,96	6050,47			1,27	0	43,38	0,49
апрель	4,50	67,75	6060,99			1,39	0	45,26	0,49
май	12,60	69,67	6055,13			1,48	143,86	46,57	0,49
июнь	18,20	71,02	6052,49			1,54	143,86	47,47	0,49
июль	19,20	71,26	6052,11			1,55	143,86	47,63	0,49
август	17,00	70,73	6052,97			1,53	143,86	47,28	0,49
сентябрь	11,10	69,31	6056,00			1,46	143,86	46,32	0,49
октябрь	3,80	67,57	6049,78			1,39	0	45,14	0,49
ноябрь	-5,90	65,26	6050,10			1,29	0	43,58	0,49
декабрь	-11,90	63,82	6132,92			1,23	0	42,61	0,49
$x=1,2; z=6$					R410; $P_\phi = 1,761$ МПа				
январь	-14,10	127,37	7983,90	0,64	394390	2,64	0	84,3	0,50
февраль	-13,50	127,66	7983,95			2,65	0	84,5	0,50
март	-7,10	130,72	7991,55			2,79	0	86,57	0,50
апрель	4,50	136,3	8025,75			3,05	0	90,33	0,50
май	12,60	140,14	8024,26			3,24	315,05	92,96	0,50
июнь	18,20	142,84	8023,59			3,37	315,05	94,77	0,50
июль	19,20	143,32	8023,49			3,39	315,05	95,09	0,50
август	17,00	142,25	8023,71			3,34	315,05	94,38	0,50
сентябрь	11,10	139,42	8023,64			3,20	315,05	92,47	0,50
октябрь	3,80	135,94	8009,08			3,03	0	90,1	0,50
ноябрь	-5,90	131,32	7993,57			2,82	0	86,96	0,50
декабрь	-11,90	128,44	7985,62			2,69	0	85,02	0,50
$x=1,85; z=3$					R134a; $P_\phi = 2,326$ МПа				
январь	-14,10	227,56	1118,86	0,97	4206,29	37,09	0	142,1	0,50
февраль	-13,50	228,07	1118,84			37,27	0	142,4	0,50
март	-7,10	233,59	1132,38			39,18	0	145,9	0,50
апрель	4,50	243,6	1118,49			42,81	0	152,3	0,50
май	12,60	250,61	1118,42			45,44	16,149	156,7	0,52
июнь	18,20	255,47	1117,60			47,32	16,149	159,8	0,52
июль	19,20	256,34	1118,39			47,66	16,149	160,3	0,52
август	17,00	254,42	1118,40			46,87	16,149	159,1	0,52
сентябрь	11,10	249,32	1118,43			44,95	16,149	155,9	0,52
октябрь	3,80	243	1118,49			42,58	0	151,9	0,50
ноябрь	-5,90	234,61	1118,64			39,55	0	146,6	0,50
декабрь	-11,90	229,45	1118,79			37,74	0	143,3	0,50
$x=1,85; z=6$					R134a; $P_\phi = 2,326$ МПа				

январь	-14,10	457,99	1956,36	2,00	9033,29	76,24	0	284	0,49
февраль	-13,50	459,01	1956,36			76,60	0	284,7	0,49
март	-7,10	470,05	1956,36			80,54	0	291,7	0,49
апрель	4,50	490,08	1956,36			87,99	0	304,4	0,49
май	12,60	504,11	1956,36			93,41	33,195	313,2	0,52
июнь	18,20	513,83	1956,36			97,27	33,195	319,4	0,52
июль	19,20	515,57	1956,36			97,96	33,195	320,5	0,52
август	17,00	511,73	1956,36			96,34	33,195	318	0,52
сентябрь	11,10	501,53	1956,36			92,39	33,195	311,6	0,52
октябрь	3,80	488,88	1956,36			87,53	0	303,6	0,49
ноябрь	-5,90	472,09	1956,36			81,29	0	293	0,49
x=3,4; z=3						R134a; Pφ = 2,626 МПа			
январь	-14,10	496,5	681,23	1,96	4252	124,24	0	284	0,46
февраль	-13,50	497,7	681,19			292,29	0	284,7	0,46
март	-7,10	509,7	680,85			307,34	0	291,7	0,46
апрель	4,50	531,9	680,51			351,37	39,06	304,4	0,49
май	12,60	547,4	680,39			373,05	39,06	313,2	0,48
июнь	18,20	558,2	680,34			388,46	39,06	319,4	0,48
июль	19,20	560,2	680,33			391,24	39,06	320,5	0,48
август	17,00	555,8	680,35			385,13	39,06	318	0,48
сентябрь	11,10	544,7	680,41			368,98	39,06	311,6	0,48
октябрь	3,80	530,6	680,53			333,99	39,06	303,6	0,49
ноябрь	-5,90	512,1	680,80			310,21	0	293	0,46
декабрь	-11,90	500,7	681,09			296,01	0	286,4	0,46

**Приложение 6.2.3 - Результаты моделирования упрощенной перспективной схемы для
кислорода**

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{T.o}, M^2/кг$	$\sum N_b,$ Дж/кг	$N_T,$ Дж/кг	$\Delta E_T,$ кДж/кг	КПД
x=1,2; z=3					R410; $P_\phi = 1,761$ МПа				
январь	-14,10	55,73	6129,56	0,26	4593,76	0,93	0	36,99	0,48
февраль	-13,50	55,86	6129,14			0,94	0	37,07	0,48
март	-7,10	57,26	6124,89			0,99	0	37,98	0,48
апрель	4,50	59,8	6132,00			1,08	0	39,62	0,48
май	12,60	61,58	6129,92			1,15	127,16	40,77	0,48
июнь	18,20	62,83	6127,64			1,20	127,16	41,56	0,48
июль	19,20	63,04	6127,31			1,21	127,16	41,7	0,48
август	17,00	62,56	6128,06			1,19	127,16	41,39	0,48
сентябрь	11,10	61,25	6130,66			1,14	127,16	40,56	0,48
октябрь	3,80	59,63	6131,26			1,08	0	39,52	0,48
ноябрь	-5,90	57,51	6125,40			1,00	0	38,15	0,48
декабрь	-11,90	56,21	6126,77			0,95	0	37,3	0,48
x=1,2; z=6					R410; $P_\phi = 1,761$ МПа				
январь	-14,10	112,19	7937,08	0,56	6750,39	2,04	0	73,81	0,49
февраль	-13,50	112,44	7938,19			2,05	0	73,98	0,49
март	-7,10	115,25	7947,64			2,16	0	75,79	0,49
апрель	4,50	120,34	7972,24			2,37	0	79,08	0,49
май	12,60	123,89	7978,38			2,52	278,49	81,38	0,49
июнь	18,20	126,4	7977,80			2,63	278,49	82,97	0,49
июль	19,20	126,82	7977,72			2,65	278,49	83,25	0,49
август	17,00	125,86	7977,91			2,60	278,49	82,63	0,49
сентябрь	11,10	123,23	7978,57			2,49	278,49	80,95	0,49
октябрь	3,80	119,99	7970,60			2,36	0	78,88	0,49
ноябрь	-5,90	115,74	7950,30			2,18	0	76,13	0,49
декабрь	-11,90	113,15	7939,66			2,08	0	74,43	0,49
x=1,85; z=3					R134a; $P_\phi = 2,326$ МПа				
январь	-14,10	201,13	1017,05	0,86	3710,91	29,09	0	124,4	0,49
февраль	-13,50	201,61	1017,03			29,24	0	124,7	0,49
март	-7,10	206,73	1016,87			30,80	0	127,8	0,49
апрель	4,50	216,09	1016,71			33,75	0	133,3	0,49
май	12,60	222,67	1016,65			33,90	14,349	137,2	0,52
июнь	18,20	227,27	1016,63			37,43	14,349	139,9	0,52
июль	19,20	228,08	1016,62			37,71	14,349	140,3	0,52
август	17,00	226,28	1016,63			37,10	14,349	139,3	0,52
сентябрь	11,10	221,44	1016,66			35,50	14,349	136,5	0,52
октябрь	3,80	215,52	1016,72			33,57	0	133	0,49
ноябрь	-5,90	207,69	1016,85			31,10	0	128,3	0,49
декабрь	-11,90	202,87	1016,98			29,62	0	125,5	0,49
x=1,85; z=6					R134a; $P_\phi = 2,326$ МПа				
январь	-14,10	404,92	1778,61	1,78	7931,91	59,83	0	248,6	0,49

февраль	-13,50	405,88	1778,61			60,13	0	249,2	0,49
март	-7,10	416,13	1778,56			63,35	0	255,3	0,49
апрель	4,50	434,88	1778,55			69,42	0	266,5	0,49
май	12,60	448,06	1778,57			69,73	29,502	274,2	0,51
июнь	18,20	457,28	1778,56			76,99	29,502	279,6	0,51
июль	19,20	458,9	1778,56			77,56	29,502	280,5	0,51
август	17,00	455,3	1778,56			76,31	29,502	278,4	0,51
сентябрь	11,10	445,6	1778,57			73,02	29,502	272,8	0,51
октябрь	3,80	433,74	1778,55			69,05	0	265,8	0,49
ноябрь	-5,90	418,05	1778,59			63,96	0	256,5	0,49
$x=3,4; z=3$				$R134a; P_{\phi} = 2,626 \text{ МПа}$					
январь	-14,10	442,5	595,93			233,91	0	248,6	0,45
февраль	-13,50	443,7	595,90			234,87	0	249,2	0,45
март	-7,10	455,1	595,65			247,38	0	255,3	0,45
апрель	4,50	476,3	595,41			285,11	35	266,5	0,47
май	12,60	491,3	595,32			303,27	35	274,2	0,47
июнь	18,20	501,7	595,28			316,19	35	279,6	0,47
июль	19,20	503,7	595,28	1,76	2843	318,52	35	280,5	0,47
август	17,00	499,6	595,29			313,47	35	278,4	0,47
сентябрь	11,10	488,6	595,34			299,86	35	272,8	0,47
октябрь	3,80	475,1	595,42			269,93	35	265,8	0,47
ноябрь	-5,90	457,4	595,62			250,06	0,00	256,5	0,45
декабрь	-11,90	446,4	595,82			238,18	0	250,7	0,45

Приложение 6.3.1 - Результаты моделирования упрощенной перспективной схемы с промежуточным теплоносителем для воздуха

	$t_{oc},$ °C	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_r,$ кг/кг	$F_{r,o},$ М ² /кг	$\Sigma N_b,$ Дж/кг	$m_{\phi},$ кг/кг	$N_{н,г},$ Дж/кг	$N_r,$ кДж/кг	$\Delta E_r,$ кДж/кг	КПД
$x=1,85; z=3$					R134a; $P_{\phi} = 2,563$ МПа						
январь	- 14,10	219,95	490,67	3,41	1571,47	29,75	0,88	984,85	0	137,4	0,50
февраль	- 13,50	220,46	490,36			29,89		984,83	0	137,7	0,50
март	-7,10	225,85	486,62			31,49		984,67	0	141,1	0,50
апрель	4,50	235,65	480,19			34,54		984,50	0	147,3	0,50
май	12,60	242,51	476,75			36,70		984,49	13,553	151,6	0,52
июнь	18,20	247,27	478,97			38,63		984,46	13,553	154,5	0,52
июль	19,20	248,14	476,46			38,92		984,46	13,553	155,1	0,52
август	17,00	246,25	478,37			38,26		984,47	13,553	153,9	0,52
сентябрь	11,10	241,25	475,30			36,29		984,50	13,553	150,8	0,52
октябрь	3,80	235,05	480,57			34,32		984,51	0	146,9	0,50
ноябрь	-5,90	226,85	485,97			31,80		984,64	0	141,8	0,50
декабрь	- 11,90	221,8	489,49			30,29		984,78	0	138,6	0,50
$x=1,85; z=6$					R134a; $P_{\phi} = 2,563$ МПа						
январь	- 14,10	442,7	908,04	6,82	2881,91	61,46	1,81	2021,75	0	274,7	0,49
февраль	- 13,50	443,72	907,42			61,77		2021,71	0	275,3	0,49
март	-7,10	454,51	900,16			65,07		2021,37	0	282,1	0,49
апрель	4,50	474,12	888,09			71,36		2021,03	0	294,4	0,49
май	12,60	487,85	881,95			75,83		2020,99	27,998	302,9	0,52
июнь	18,20	497,38	884,24			79,85		2020,94	27,998	308,9	0,52
июль	19,20	499,12	885,53			80,44		2020,93	27,998	309,9	0,52
август	17,00	495,34	884,80			79,11		2020,95	27,998	307,6	0,52
сентябрь	11,10	485,33	880,90			74,98		2021,01	27,998	301,4	0,52
октябрь	3,80	472,92	888,80			70,91		2021,05	0	293,6	0,49
ноябрь	-5,90	456,5	898,93			65,70		2021,32	0	283,4	0,49
декабрь	- 11,90	446,41	905,72			62,58		2021,61	0	277	0,49
$x=3,4; z=3$					R134a; $P_{\phi} = 2,626$ МПа						
январь	- 14,10	480,7	497,92	3,49	2403,56	256,71	1,86	557,96	0	274,7	0,46
февраль	- 13,50	481,9	495,45			257,98		557,93	0	275,3	0,46
март	-7,10	493,9	490,63			271,77		557,67	0	282,1	0,46
апрель	4,50	515,7	442,98			297,79		557,43	37,03	294,4	0,48
май	12,60	531	480,00			323,37		557,34	37,03	302,9	0,48
июнь	18,20	541,5	481,24			337,60		557,30	37,03	308,9	0,48
июль	19,20	543,3	482,32			340,09		557,29	37,03	309,9	0,48

август	17,00	539,3	480,51			334,67		557,31	37,03	307,6	0,48
сентябрь	11,10	528	480,46			320,18		557,45	37,03	301,4	0,48
октябрь	3,80	514,2	483,31			296,18		557,44	37,03	293,6	0,48
ноябрь	-5,90	496	489,91			274,40		557,64	0	283,4	0,46
декабрь	- 11,90	484,9	494,20			261,39		557,86	0	277	0,46

Приложение 6.3.2 - Результаты моделирования упрощенной перспективной схемы с промежуточным теплоносителем для азота

	$t_{oc},$ °C	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{г.о.},$ М ² /кг	$\Sigma N_B,$ Дж/кг	$m_\phi,$ кг/кг	$N_{н.т.},$ Дж/кг	$N_T,$ кДж/кг	$\Delta E_T,$ кДж/кг	КПД
x=1,85; z=3					R134a; P _ф = 2,563 МПа						
январь	- 14,10	227,56	617,38	3,52	11418,83	32,42	0,9	1018,24		142,1	0,50
февраль	- 13,50	228,07	584,44			32,58		1018,22	0	142,4	0,50
март	-7,10	233,59	612,54			34,25		1018,05	0	145,9	0,50
апрель	4,50	243,6	604,45			36,42		1017,88	0	152,3	0,50
май	12,60	250,61	597,46			39,73		1017,86	14,004	156,7	0,52
июнь	18,20	255,47	598,95			41,75		1017,84	14,004	159,8	0,52
июль	19,20	256,34	598,83			42,06		1017,83	14,004	160,3	0,52
август	17,00	254,42	598,62			41,40		1017,84	14,004	159,1	0,52
сентябрь	11,10	249,32	628,31			39,29		1017,87	14,004	155,9	0,52
октябрь	3,80	243	634,73			37,22		1017,89	0	151,9	0,50
ноябрь	-5,90	234,61	641,74			34,57		1018,02	0	146,6	0,50
декабрь	- 11,90	229,45	615,97			32,99		1018,17	0	143,3	0,50
x=1,85; z=6					R134a; P _ф = 2,563 МПа						
январь	- 14,10	457,99	1158,97	7,05	27379	66,96	1,87	1839,30	0	284	0,49
февраль	- 13,50	459,01	1123,32			67,28		1839,29	0	284,7	0,49
март	-7,10	470,05	1149,47			70,74		1839,21	0	291,7	0,49
апрель	4,50	490,08	1134,06			75,22		1839,14	0	304,4	0,49
май	12,60	504,11	1119,69			82,04		1839,18	28,929	313,2	0,52
июнь	18,20	513,83	1124,85			85,82		1839,17	28,929	319,4	0,52
июль	19,20	515,57	1125,05			86,44		1839,17	28,929	320,5	0,52
август	17,00	511,73	1124,08			85,09		1839,17	28,929	318	0,52
сентябрь	11,10	501,53	1181,32			81,15		1839,18	28,929	311,6	0,52
октябрь	3,80	488,88	1194,50			76,88		1839,14	0	303,6	0,49
ноябрь	-5,90	472,09	1207,95			71,40		1839,20	0	293	0,49
декабрь	- 11,90	461,77	1156,19			68,14		1839,27	0	286,4	0,49
x=3,4; z=3					R134a; P _ф = 2,626 МПа						
январь	- 14,10	496,5	424,88	3,60	2273,26	278,34	1,92	576,98	0	284	0,46
февраль	- 13,50	497,7	424,47			279,67		576,95	0	284,7	0,46
март	-7,10	509,7	420,20			294,06		576,69	0	291,7	0,46
апрель	4,50	531,9	415,11			321,25		576,44	38,2	304,4	0,48
май	12,60	547,4	584,34			348,48		576,34	38,2	313,2	0,48
июнь	18,20	558,2	414,00			49,61		576,30	38,2	319,4	0,48
июль	19,20	560,2	415,39			365,54		576,29	38,2	320,5	0,48

август	17,00	555,8	413,22			359,83		576,31	38,2	318	0,48
сентябрь	11,10	544,7	412,94			344,75		576,36	38,2	311,6	0,48
октябрь	3,80	530,6	415,36			319,57		576,45	38,2	303,6	0,48
ноябрь	-5,90	512,1	419,84			366,81		576,65	0	293	0,46
декабрь	- 11,90	500,7	423,37			283,23		576,87	0	286,4	0,46

Приложение 6.3.3 - Результаты моделирования упрощенной перспективной схемы с промежуточным теплоносителем для кислорода

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{г.о},$ М ² /кг	$\Sigma N_B;$ Дж/кг	$m_\phi;$ кг/кг	$N_{н.т};$ Дж/кг	$N_T;$ кДж/кг	$\Delta E_T;$ кДж/кг	КПД
x=1,85; z=3					R134a; P $_\phi$ = 2,563 МПа						
январь	-14,10	201,13	486,12	3,13	1512,36	25,50	0,81	907,95	0	124,4	0,49
февраль	-13,50	201,61	485,81			25,63		907,94	0	124,7	0,49
март	-7,10	206,73	482,08			27,00		907,78	0	127,8	0,49
апрель	4,50	216,09	475,68			29,59		907,63	0	133,3	0,49
май	12,60	222,67	470,69			31,47		907,62	12,454	137,2	0,51
июнь	18,20	227,27	472,58			33,13		907,59	12,454	139,9	0,51
июль	19,20	228,08	473,21			33,37		907,59	12,454	140,3	0,51
август	17,00	226,28	472,29			32,84		907,60	12,454	139,3	0,51
сентябрь	11,10	221,44	472,81			31,12		907,63	12,454	136,5	0,52
октябрь	3,80	215,52	476,07			29,43		907,64	0	133	0,49
ноябрь	-5,90	207,69	481,44			27,26		907,76	0	128,3	0,49
декабрь	-11,90	202,87	484,94			25,97		907,89	0	125,5	0,49
x=1,85; z=6					R134a; P $_\phi$ = 2,563 МПа						
январь	-14,10	404,92	900,81	6,27	2775,44	52,68	1,66	810,37	0	248,6	0,49
февраль	-13,50	405,88	900,20			52,94		1636,59	0	249,2	0,49
март	-7,10	416,13	892,95			55,77		1636,52	0	255,3	0,49
апрель	4,50	434,88	880,91			61,12		1636,45	0	266,5	0,49
май	12,60	448,06	870,87			65,02		1636,50	25,732	274,2	0,51
июнь	18,20	457,28	876,38			68,46		1636,49	25,732	279,6	0,51
июль	19,20	458,9	877,75			68,96		1636,49	25,732	280,5	0,51
август	17,00	455,3	875,69			67,85		1636,49	25,732	278,4	0,51
сентябрь	11,10	445,6	875,76			64,28		1636,50	25,732	272,8	0,51
октябрь	3,80	433,74	881,62			60,79		1636,45	0	265,8	0,49
ноябрь	-5,90	418,05	891,72			56,31		1636,51	0	256,5	0,49
декабрь	-11,90	408,4	898,50			53,64		1636,57	0	250,7	0,49
x=3,4; z=3					R134a; P $_\phi$ = 2,626 МПа						
январь	-14,10	442,5	485,78	3,22	2373,84	224,37	1,72	317,72	0	248,6	0,45
февраль	-13,50	443,7	485,33			225,48		317,69	0	249,2	0,45
март	-7,10	455,1	480,67			237,56		317,45	0	255,3	0,45
апрель	4,50	476,3	473,11			260,33		317,22	34,15	266,5	0,47
май	12,60	491,3	470,02			283,09		317,14	34,15	274,2	0,47
июнь	18,20	501,7	470,94			295,13		317,10	34,15	279,6	0,47
июль	19,20	503,7	471,83			297,32		317,09	34,15	280,5	0,47
август	17,00	499,6	470,33			292,54		317,09	34,15	278,4	0,47
сентябрь	11,10	488,6	471,25			279,90		317,11	34,15	272,8	0,47
октябрь	3,80	475,1	473,44			258,93		317,15	34,15	265,8	0,47
ноябрь	-5,90	457,4	479,96			239,86		317,41	0	256,5	0,45
декабрь	-11,90	446,4	484,13			228,47		317,62	0	250,7	0,45

Приложение 6.4.1 - Результаты моделирования перспективной схемы для воздуха

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{г,о},$ М ² /кг	$\Sigma N_b;$ Дж/кг	$m_\phi;$ кг/кг	$N_{н,г};$ Дж/кг	$N_T;$ кДж/кг	$Q_0;$ кДж/кг	$m_x;$ кг/кг	$N_x;$ Дж/кг	$\Delta E_T;$ кДж/кг	КПД
x=1,85; z=3					R134a; P _ф = 2,563 МПа									
январь	-14,10	219,95	708,83	3,40	2347,91	29,72	0,88	983,40	0	0	0,01	0	137,4	0,50
февраль	-13,50	220,46	708,50			29,87		983,38	0	0		0	137,7	0,50
март	-7,10	225,85	704,16			31,47		983,21	0	0		0	141,1	0,50
апрель	4,50	235,65	697,28			34,51		983,05	0	0		0	147,3	0,50
май	12,60	242,51	694,29			36,67		983,03	13,553	0		0	151,6	0,52
июнь	18,20	241,81	698,04			39,40		983,01	13,553	29,06		574,29	154,4	0,53
июль	19,20	242,66	699,02			39,69		983,00	13,553	29,06		574,29	154,9	0,53
август	17,00	240,79	697,39			39,02		983,01	13,553	29,06		574,29	153,7	0,53
сентябрь	11,10	241,25	694,67			36,26		983,04	13,553	0		0	150,8	0,52
октябрь	3,80	235,05	697,41			34,29		983,06	0	0		0	146,9	0,50
ноябрь	-5,90	226,85	703,26			31,78		983,19	0	0		0	141,8	0,50
декабрь	-11,90	221,8	707,50			30,26		983,33	0	0		0	138,6	0,50
x=1,85; z=6					R134a; P _ф = 2,563 МПа									
январь	-14,10	442,7	1421,49	6,80	4700,57	61,41	1,81	2020,22	0	0	0,02	0	274,7	0,49
февраль	-13,50	443,72	1420,80			61,72		2020,18	0	0		0	275,3	0,49
март	-7,10	454,51	1412,01			65,02		2019,84	0	0		0	282,1	0,49
апрель	4,50	474,12	1398,12			71,30		2019,51	0	0		0	294,4	0,49
май	12,60	487,85	1392,15			75,77		2019,46	27,998	0		0	302,9	0,52
июнь	18,20	483,73	1400,92			81,02		2019,40	27,998	58,11		1148,59	308,7	0,53
июль	19,20	485,42	1402,87			81,61		2019,40	27,998	58,11		1148,59	309,8	0,53
август	17,00	481,69	1399,62			80,27		2019,41	27,998	58,11		1148,59	307,4	0,53
сентябрь	11,10	485,33	1392,89			74,92		2019,48	27,998	0		0	301,4	0,52
октябрь	3,80	472,92	1398,27			70,86		2019,52	0	0		0	293,6	0,49
ноябрь	-5,90	456,5	1410,19			65,67		2019,79	0	0		0	283,4	0,49
декабрь	-11,90	446,41	1418,79			62,53		2020,08	0	0		0	277	0,49

x=3,4; z=3				R134a; P _ф = 2,626 МПа										
январь	-14,10	480,7	528,85	3,49	3176	256,72	1,86	557,97	0	0	0,01	0	274,7	0,46
февраль	-13,50	481,9	529,31			257,99		557,94	0	0		0	275,3	0,46
март	-7,10	493,9	525,69			271,79		557,68	0	0		0	282,1	0,46
апрель	4,50	515,7	521,48			297,80		557,44	37,03	0		0	294,4	0,48
май	12,60	531	522,69			323,84		557,35	37,03	0		0	302,9	0,48
июнь	18,20	530,5	526,09			338,23		557,31	37,03	26,51		460,60	308,7	0,49
июль	19,20	532,3	527,23			340,73		557,30	37,03	26,51		460,60	309,8	0,49
август	17,00	528,1	525,28			335,30		557,31	37,03	26,51		460,60	307,4	0,49
сентябрь	11,10	528	522,80			320,20		557,46	37,03	0		0	301,4	0,48
октябрь	3,80	514,2	521,68			296,20		557,45	37,03	0		0	293,6	0,48
ноябрь	-5,90	496	525,18			274,42		557,64	0	0		0	283,4	0,46
декабрь	-11,90	484,9	528,38			261,40		557,86	0	0		0	277	0,46

Приложение 6.4.2 - Результаты моделирования перспективной схемы для азота

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_r,$ кг/кг	$F_{г.о.},$ м ² /кг	$\Sigma N_b;$ Дж/кг	$m_{ф};$ кг/кг	$N_{н.т};$ Дж/кг	$N_r;$ кДж/кг	$Q_0;$ кДж/кг	$m_x;$ кг/кг	$N_x;$ Дж/кг	$\Delta E_r;$ кДж/кг	КПД
x=1,85; z=3					R134a; P _ф = 2,563 МПа									
январь	-14,10	227,56	929,90	3,51	2842,11	32,40	0,9	1016,61	0,00	0,00	0,01	0,00	142,1	0,50
февраль	-13,50	228,07	929,47			32,55		1016,59	0	0		0	142,4	0,50
март	-7,10	233,59	923,98			34,23		1016,42	0	0		0	145,9	0,50
апрель	4,50	243,6	915,10			37,39		1016,25	0	0		0	152,3	0,50
май	12,60	250,61	906,94			39,69		1016,23	14,004	0		0	156,7	0,52
июнь	18,20	249,91	915,46			42,58		1016,20	14,004	29,99		638,25	159,6	0,53
июль	19,20	250,78	912,71			42,89		1016,20	14,004	29,99		638,25	160,1	0,53
август	17,00	248,86	914,83			42,22		1016,21	14,004	29,99		638,25	158,9	0,53
сентябрь	11,10	249,32	907,60			39,26		1016,24	14,004	0		0	155,9	0,52
октябрь	3,80	243	915,56			37,10		1016,26	0	0		0	151,9	0,50
ноябрь	-5,90	234,6	922,85			34,54		1016,39	0	0		0	146,6	0,50
декабрь	-11,90	229,45	928,21			32,96		1016,54	0	0		0	143,3	0,50
x=1,85; z=6					R134a; P _ф = 2,563 МПа									
январь	-14,10	457,99	1840,96	7,03	5804,97	32,4	0,90	1945,06	0	0	0,03	0	284	0,49
февраль	-13,50	459,01	1899,34			32,55		1945,04	0	0		0	284,7	0,49
март	-7,10	470,05	1888,05			34,23		1944,87	0	0		0	291,7	0,49
апрель	4,50	490,08	1869,84			37,39		1944,70	0	0		0	304,4	0,49
май	12,60	504,11	1851,30			39,69		1944,72	28,929	0		0	313,2	0,52
июнь	18,20	499,93	1872,00			43,03		1944,69	28,929	59,98		1227,41	319,2	0,53
июль	19,20	501,67	1864,54			43,34		1944,69	28,929	59,98		1227,41	320,3	0,53
август	17,00	497,83	1870,77			42,67		1944,69	28,929	59,98		1227,41	317,9	0,53
сентябрь	11,10	501,53	1852,70			39,26		1944,73	28,929	0		0	311,6	0,52
октябрь	3,80	488,88	1870,80			37,10		1944,71	0	0		0	303,6	0,49
ноябрь	-5,90	472,09	1885,74			34,54		1944,84	0	0		0	293	0,49
декабрь	-11,90	461,77	1896,74			32,96		1944,99	0	0		0	286,4	0,49

x=3,4; z=3				R134a; P _ф = 2,626 МПа										
январь	-14,10	496,5	481,21	3,6	2963,01	278,34	1,92	576,99	0	0	0,01	0	284	0,46
февраль	-13,50	497,7	480,89			279,67		576,96	0	0		0	284,7	0,46
март	-7,10	509,7	477,51			294,07		576,69	0	0		0	291,7	0,46
апрель	4,50	531,9	473,67			321,25		576,44	38,2	0		0	304,4	0,48
май	12,60	547,4	475,42			348,49		576,35	38,2	0		0	313,2	0,48
июнь	18,20	547	478,67			363,27		576,30	38,2	27,23		506,43	319,2	0,49
июль	19,20	548,8	479,80			366,21		576,30	38,2	27,23		506,43	320,3	0,49
август	17,00	544,6	477,83			360,49		576,31	38,2	27,23		506,43	317,9	0,49
сентябрь	11,10	544,7	475,49			344,75		576,36	38,2	0		0	311,6	0,48
октябрь	3,80	530,6	473,85			319,57		576,45	38,2	0		0	303,6	0,48
ноябрь	-5,90	512,1	477,04			366,81		576,65	0	0		0	293	0,46
декабрь	-11,90	500,7	480,02			283,23		576,88	0	0		0	286,4	0,46

Приложение 6.4.3 - Результаты моделирования перспективной схемы для кислорода

	$t_{oc}, ^\circ C$	$N_k,$ кДж/кг	$N_n,$ Дж/кг	$m_T,$ кг/кг	$F_{г.о.},$ м ² /кг	$\Sigma N_b;$ Дж/кг	$m_\phi;$ кг/кг	$N_{н.т.};$ Дж/кг	$N_T;$ кДж/кг	$Q_0;$ кДж/кг	$m_x;$ кг/кг	$N_x;$ Дж/кг	$\Delta E_r;$ кДж/кг	КПД
x=1,85; z=3					R134a; P $_\phi$ = 2,563 МПа									
январь	-14,10	201,13	702,11	3,12	2258,14	25,48	0,81	907,09	0	0	0,01	0	124,4	0,49
февраль	-13,50	201,61	701,78			25,61		902,43	0	0		0	124,7	0,49
март	-7,10	206,73	697,44			26,98		906,91	0	0		0	127,8	0,49
апрель	4,50	216,09	690,56			29,57		906,76	0	0		0	133,3	0,49
май	12,60	222,67	687,59			31,45		906,75	12,454	0		0	137,2	0,51
июнь	18,20	221,95	691,38			33,80		906,72	12,454	26,81		469,15	139,7	0,52
июль	19,20	222,76	692,41			34,05		906,72	12,454	26,81		469,15	140,2	0,52
август	17,00	220,96	690,73			33,50		906,73	12,454	26,81		469,15	139,1	0,52
сентябрь	11,10	221,44	687,96			31,10		906,76	12,454	0		0	136,5	0,51
октябрь	3,80	215,52	690,91			29,41		905,98	0	0		0	133	0,49
ноябрь	-5,90	207,69	696,54			27,24		906,11	0	0		0	128,3	0,49
декабрь	-11,90	202,87	700,79			25,95		906,24	0	0		0	125,5	0,49
x=1,85; z=6					R134a; P $_\phi$ = 2,563 МПа									
январь	-14,10	404,92	1406,68	6,25	4519,29	52,64	1,66	1863,40	0	0	0,02	0	248,6	0,49
февраль	-13,50	405,88	1405,99			52,90		1851,77	0	0		0	249,2	0,49
март	-7,10	416,13	1397,21			55,74		1863,04	0	0		0	255,3	0,49
апрель	4,50	434,88	1383,33			61,08		1862,73	0	0		0	266,5	0,49
май	12,60	448,06	1377,37			64,97		1862,69	25,732	0		0	274,2	0,51
июнь	18,20	443,98	1386,25			69,84		1862,63	25,732	53,62		938,29	279,4	0,52
июль	19,20	445,60	1388,30			70,35		1862,63	25,732	53,62		938,29	280,4	0,52
август	17,00	442,00	1384,93			69,22		1862,65	25,732	53,62		938,29	278,3	0,52
сентябрь	11,10	445,60	1378,11			64,24		1862,70	25,732	0		0	272,8	0,51
октябрь	3,80	433,74	1384,03			60,75		1860,77	0	0		0	265,8	0,49
ноябрь	-5,90	418,05	1395,39			56,28		1861,03	0	0		0	256,5	0,49
декабрь	-11,90	408,40	1403,99			53,60		1861,30	0	0		0	250,7	0,49

x=3,4; z=3				R134a; P _φ = 2,626 МПа										
январь	-14,10	442,5	518,85	3,23	3169	224,41	1,72	317,73	0	0	0,01	0	248,6	0,45
февраль	-13,50	443,7	518,66			225,53		317,70	0	0		0	249,2	0,45
март	-7,10	455,1	515,04			237,61		317,46	0	0		0	255,3	0,45
апрель	4,50	476,3	510,89			260,38		317,23	34,15	0		0	266,5	0,47
май	12,60	491,3	357,27			283,14		317,15	34,15	0		0	274,2	0,47
июнь	18,20	490,5	515,03			295,75		317,11	34,15	24,86		391,37	279,4	0,48
июль	19,20	492,3	515,99			297,94		317,10	34,15	24,86		391,37	280,4	0,48
август	17,00	495	514,34			293,15		317,10	34,15	24,86		391,37	278,3	0,47
сентябрь	11,10	488,6	512,06			279,95		317,12	34,15	0		0	272,8	0,47
октябрь	3,80	475,1	511,09			258,98		317,16	34,15	0		0	265,8	0,47
ноябрь	-5,90	457,4	514,54			239,91		317,42	0	0		0	256,5	0,45
декабрь	-11,90	446,4	517,63			228,52		317,63	0	0		0	250,7	0,45