

ІІТМО

**Ю.В. Кожухов, С.В. Карташов,
А.М. Данилишин**

**РАСЧЕТ ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ
И КОЛИЧЕСТВА АППАРАТОВ
ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ**



**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2026**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

**Ю.В. Кожухов, С.В. Карташов,
А.М. Данилишин**

**РАСЧЕТ ЕДИНИЧНОЙ МОЩНОСТИ
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ И
КОЛИЧЕСТВА АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО
ОХЛАЖДЕНИЯ КОМПРЕССОРНЫХ
СТАНЦИЙ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

РЕКОМЕНДОВАНО К ИСПОЛЬЗОВАНИЮ В УНИВЕРСИТЕТЕ
ИТМО

по направлению подготовки 15.04.02, 16.04.03
в качестве учебного пособия для реализации основных
профессиональных образовательных программ высшего образования
магистратуры

ИТМО

Санкт-Петербург
2026

Кожухов Ю.В., Карташов С.В., Данилишин А.М. Расчет единичной мощности центробежных компрессоров и количества аппаратов воздушного охлаждения компрессорных станций – СПб: Университет ИТМО, 2026. – 73 с.

Рецензент(ы):

Никитин Андрей Алексеевич, кандидат технических наук, доцент, доцент (квалификационная категория "ординарный доцент") образовательного центра "Энергоэффективные инженерные системы", Университета ИТМО.

Учебное пособие посвящено расчёту центробежных компрессоров и аппаратов воздушного охлаждения компрессорных станций объектов газовой инфраструктуры. Приведены сведения о компрессорных станциях, газоперекачивающих агрегатах, центробежных компрессорах, газотурбинных установках, аппаратах воздушного охлаждения, алгоритмы расчета единичной мощности компрессоров и числа аппаратов воздушного охлаждения. Учебное пособие разработано для студентов и специалистов в области компрессорных станций газопроводов, ориентировано на практическое применение отраслевых норм и стандартов. Учебное пособие содержит методики для расчёта единичной мощности центробежных компрессоров и количества аппаратов воздушного охлаждения.

The logo of ITMO University, consisting of the letters 'ITMO' in a bold, black, sans-serif font. The 'I' and 'T' are connected at the top, and the 'M' and 'O' are also connected at the top.

ИТМО (Санкт-Петербург) — национальный исследовательский университет, научно-образовательная корпорация. Альма-матер победителей международных соревнований по программированию. Приоритетные направления: ИТ и искусственный интеллект, фотоника, робототехника, квантовые коммуникации, трансляционная медицина, Life Sciences, Art&Science, Science Communication.

Лидер федеральной программы «Приоритет-2030», в рамках которой реализуется программа «Университет открытого кода». С 2022 ИТМО работает в рамках новой модели развития — научно-образовательной корпорации. В ее основе академическая свобода, поддержка начинаний студентов и сотрудников, распределенная система управления, приверженность открытому коду, бизнес-подходы к организации работы. Образование в университете основано на выборе индивидуальной траектории для каждого студента.

ИТМО пять лет подряд — в сотне лучших в области Automation & Control (кибернетика) Шанхайского рейтинга. По версии SuperJob занимает первое место в Петербурге и второе в России по уровню зарплат выпускников в сфере ИТ. Университет в топе международных рейтингов среди российских вузов. Входит в топ-5 российских университетов по качеству приема на бюджетные места. Рекордсмен по поступлению олимпиадников в Петербурге. С 2019 года ИТМО самостоятельно присуждает ученые степени кандидата и доктора наук.

© Университет ИТМО, 2026

© Кожухов Ю.В., Карташов С.В., Данилишин А.М., 2026

Содержание

	Введение.....	4
1	Задание на расчет.....	7
2	Принцип действия центробежного компрессора.....	11
3	Расчёт необходимой суммарной эффективной и единичной мощности приводов центробежных компрессоров на компрессорной станции.....	13
4	Расчет расхода топливного газа.....	32
5	Принцип действия аппаратов воздушного охлаждения и исходные данные для расчета.....	35
6	Тепловой расчет аппаратов воздушного охлаждения.....	38
7	Гидравлический расчет аппаратов воздушного охлаждения.....	59
	Заключение.....	62
	Список литературы.....	63
	Приложение. Пример использования библиотеки CoolProp в пакете математических вычислений Smath Studio.....	65

Введение

Компрессоры являются основным технологическим оборудованием холодильных и криогенных установок, компрессорных станций объектов нефтегазовой отрасли и химических производств. Компрессорные станции газовой инфраструктуры используются для криогенных циклов сжижения природного газа, низкотемпературной сепарации газа, транспортирования газа по магистральным трубопроводам.

Компрессорные станции (КС) представляют собой крупные промышленные объекты, обеспечивающие необходимый расход и давление природного газа:

- при его добыче;
- при низкотемпературной сепарации (НТС) газа на установках комплексной подготовки газа (УКПГ);
- для криогенных циклов получения сжиженного природного газа (СПГ), включая циклы сжижения отпарного газа в резервуарах хранения СПГ;
- при транспортировке по магистральным газопроводам (МГП);
- при хранении в подземных хранилищах газа (ПХГ);
- в технологических циклах нефтегазовых и нефтехимических объектов.

В данном учебном пособии рассматривается основанный на расчете подбор центробежных компрессоров (ЦК) и их газотурбинного привода, аппаратов воздушного охлаждения (АВО) на примере компрессорной станции газовой инфраструктуры. С методической точки зрения рассмотрен вариант односекционного центробежного компрессора только с концевым охлаждением газа в АВО после компрессоров для представления методики расчета данного оборудования. Не рассматривается вариант центробежного компрессора с промежуточным охлаждением, который может быть экономически более выгодным в ряде случаев по сравнению с центробежным компрессором без промежуточного охлаждения для отношения давлений больше 2,5, поскольку оно снижает энергозатраты на сжатие и повышает эффективность за счет уменьшения температуры газа между секциями. Это обеспечивает уменьшение мощности приводов компрессоров. Для проведения сравнительного экономического анализа применения компрессора без промежуточного охлаждения и компрессора с промежуточным охлаждением необходимо рассматривать секции компрессора с промежуточным охлаждением как отдельные компрессоры

с концевым АВО, что может быть выполнено по представленным в учебном пособии методикам расчета.

Для обеспечения технологии сжижения природного газа в криогенных циклах, а также для низкотемпературной сепарации газа необходимо обеспечение высокого давления газа. При транспортировании природного газа по магистральному газопроводу необходимо поддерживать в нём проектное давление для обеспечения пропускной способности трубопровода. Для всех этих задач широко используются компрессорные станции с параллельным и/или последовательным расположением центробежных компрессоров. Например, при магистральной транспортировке природного газа для поддержания давления используются компрессорные станции, которые располагаются на газопроводе примерно через каждые 100 – 150 км и компенсируют потери давления от гидравлического сопротивления, возникающие в трубопроводе из-за трения газа при его движении. Давление в современных газопроводах достигает значений в диапазоне примерно 5 – 25 МПа. Для наземных газопроводов диапазон проектных давлений находится в пределах примерно от 5 до 15 МПа в зависимости от конкретной магистрали. Проектные давления до 25 МПа используются в морских газопроводах. Это связано с протяженными подводными участками газопровода, где невозможно обеспечить промежуточное компримирование газа, то есть повышение его давления для обеспечения его транспортирования по трубопроводу. Такие высокие давления на входе в морской участок газопровода обеспечивают необходимое значение давления на его выходе.

В соответствии с требованиями к давлению газа в технологических криогенных и холодильных установках, а также с перепадом давления на участке между двумя соседними КС при магистральной транспортировке газа определяется уровень повышения давления в центробежном компрессоре газоперекачивающего агрегата. Газоперекачивающий агрегат (ГПА) – это комплексная энергетическая установка, предназначенная для сжатия природного газа на компрессорных станциях объектов газовой инфраструктуры. Основными агрегатами ГПА являются компрессор природного или попутного нефтяного газа и привод компрессора. Если в ГПА используется центробежный компрессор, то в большинстве случаев его приводом является газотурбинная установка. Также в качестве привода используется электродвигатель, но электроприводные ГПА (ЭГПА) менее распространены в связи с большими единичными мощностями ГПА и ограничениями в доступности необходимого количества электроэнергии в местах расположения большинства КС.

Давление газа в конце участка газопровода соответствует значению на входе в компрессорную станцию, а давление в начале участка газопровода соответствует значению на выходе из компрессорной станции. Схема компрессорной станции показана на рисунке 1.

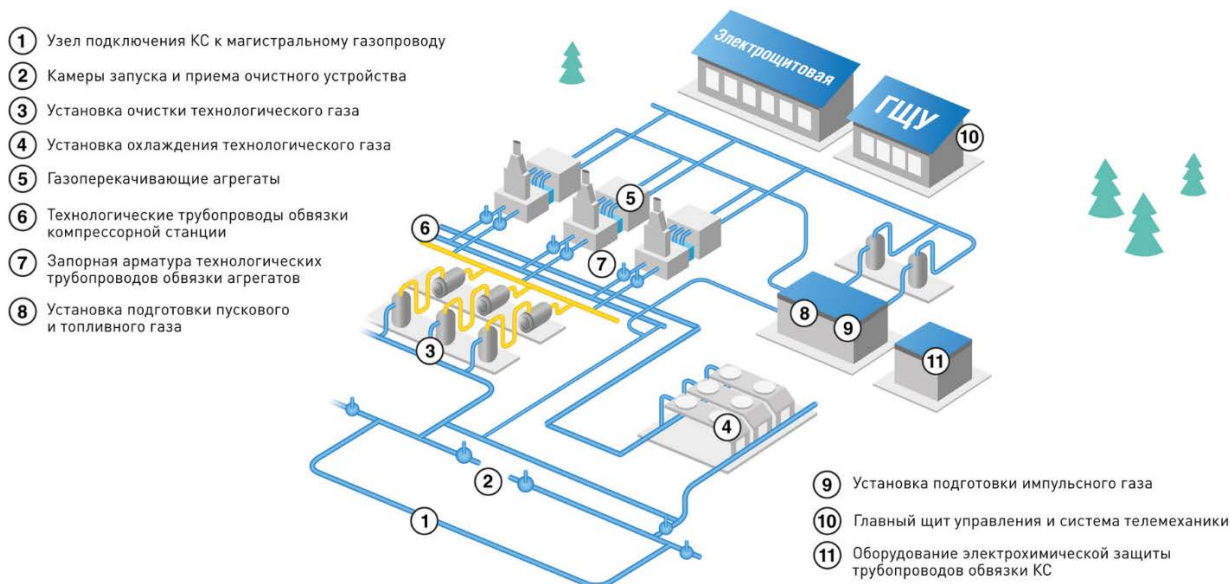


Рисунок 1 – Принципиальная технологическая схема компрессорной станции магистрального газопровода с параллельным соединением газоперекачивающих агрегатов [1]

При выполнении задания в процессе расчета необходимо:

1. Определить количество основных газоперекачивающих агрегатов.
2. Определить количество резервных газоперекачивающих агрегатов.
3. Определить тип компрессора и привода в газоперекачивающем агрегате.
4. Определить единичную мощность газоперекачивающего агрегата.
5. Подобрать сепарационное оборудование.
6. Подобрать аппарат воздушного охлаждения.
7. Начертить эскиз общей схемы компрессорной станции с обозначением основных параметров.

Исходными данными в работе являются: состав компримируемого газа, давление на входе и выходе, температура на входе, производительность для компрессорной станции, температура окружающей среды.

Учебное пособие предназначено для использования при курсовом проектировании и подготовке выпускных квалификационных работ студентами магистратуры направлений 16.04.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения», 15.04.02 «Технологические машины и оборудование». Учебное пособие соответствует специальностям научных работников 2.4.8 «Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники», 2.5.10 «Гидравлические машины, вакуумная, компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы», 1.3.14. «Теплофизика и теоретическая теплотехника», 2.1.3. «Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование, газоснабжение, освещение», 25.00.19 «Строительство и эксплуатация нефтегазоводов, баз и хранилищ».

Контрольные вопросы:

1. Какие основные задачи компрессорных станций в газовой инфраструктуре, почему для их решения применяют центробежные компрессоры?
2. Чем отличаются условия работы компрессорных станций при магистральной транспортировке газа от условий криогенных и холодильных установок?
3. Почему при проектировании КС важно учитывать реальные свойства природного газа, а не ограничиваться моделью идеального газа?
4. В чём состоят преимущества и ограничения применения промежуточного охлаждения в центробежных компрессорах по сравнению с вариантом без промежуточного охлаждения?
5. Какие основные типы оборудования входят в состав компрессорной станции и какую роль играет каждый из этих типов в технологической схеме?

1. Задание на расчет

На основании расчетов произвести выбор единичной мощности и количества центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов и количества аппаратов воздушного охлаждения компрессорной станции (КС) магистрального газопровода. Построить технологическую схему компрессорной станции по выбранному оборудованию согласно условиям технического задания. Рабочим телом является природный или попутный нефтяной газ с индивидуальным составом смеси. Коммерческая производительность компрессорной станции задается при стандартных условиях (индекс «с») и обозначается $Q_{ст}$ (млн. ст.м³/сут). Согласно СТО Газпром 2-3.5-051-2006 «Нормы технологического проектирования

магистральных газопроводов», стандартные условия транспортируемого по магистральному газопроводу газа соответствуют абсолютному давлению $p_{ст} = 0,1013$ МПа и температуре $T_{ст} = 293,15$ К (20°C). Стандартные условия отличаются от нормальных условий (н.у.), поскольку нормальные условия соответствуют абсолютному давлению $p_{н.у.} = 0,1013$ МПа и температуре $T_{н.у.} = 273,15$ К (0°C). В техническом задании данной расчетной работы задаются избыточные давления $p_{(изб)}$ на входе и на выходе КС, то есть значения давлений, которые измеряются штатно установленными манометрами, а также температуры, которые измеряются штатно установленными термометрами по шкале Цельсия t ($^{\circ}\text{C}$). В формулах термодинамического и газодинамического расчетов используются абсолютные значения давлений $p_{(абс)}$ и значения абсолютных температур по шкале Кельвина. Для получения абсолютных значений давления необходимо к значению избыточного давления прибавить атмосферное давление $p_{(атм)} = 0,1013$ МПа:

$$p_{(абс)} = p_{(атм)} + p_{(изб)}.$$

Для получения абсолютных значений температур T (К) необходимо к значению температуры по шкале Цельсия t ($^{\circ}\text{C}$) прибавить величину $273,15$ (К):

$$T(K) = t(^{\circ}\text{C}) + 273,15 (K).$$

Необходимым параметром для расчета аппаратов воздушного охлаждения компримируемого газа является температура окружающей среды $t_{окр}$ ($^{\circ}\text{C}$) – атмосферного воздуха, который является охлаждающей средой в АВО.

В таблице 1 приведен пример технического задания (ТЗ) для расчета компрессорной станции по номинальному режиму работы. Коммерческая производительность КС, $Q_{ст}$, млн. ст. $\text{м}^3/\text{сут}$ определяет количество газа на выходе из станции после сжатия. На станцию поступает количество газа, равное сумме:

- коммерческой производительности;
- количества газа, расходуемого в качестве топливного газа газотурбинных установок или газопоршневых двигателей внутреннего сгорания ГПА при применении тепловых приводов;
- количества газа, расходуемого в качестве импульсного газа для питания пневматических приводных систем запорной арматуры, кранов и приборов регулирования;

- количества газа, расходуемого в качестве газа для горелок систем подогрева топливного и импульсного газа, чтобы избежать обмерзания этих систем;

- количества газа, расходуемого в качестве газа для отопления и турбогенератора.

После входа газа на компрессорную станцию он проходит сепаратор или фильтр-сепаратор для очистки от механических примесей и капельной жидкости, далее его давление повышается в компрессорах, после компрессоров газ охлаждается в аппаратах воздушного охлаждения (АВО) и выходит из компрессорной станции на следующий участок его транспортировки.

На выходе из центробежных компрессоров компрессорной станции температура газа может достигать 70 °С и выше, вызывая серьезные нарушения в работе станции и газопровода в целом [2]. К одному из таких нарушений работы относится уменьшение пропускной способности газопровода. Это вызвано снижением плотности газа, из-за чего увеличивается скорость течения газа, растут потери трения в газопроводе, уменьшается коммерческий расход газа и растут затраты на компримирование вследствие необходимости компенсации дополнительных потерь трения газа в магистрали. Также высокая температура сжатого газа является причиной разрушения изоляционного покрытия газопровода, увеличения сжимающих напряжений в стенке трубопровода, возможной потери устойчивости газопровода [3].

Давление газа на входе в компрессор ниже давления на входе в компрессорную станцию на величину гидравлических потерь давления во входном коллекторе и системах сепарации, устанавливающихся перед входом в компрессор. Давление газа на выходе из компрессора выше давления на выходе из компрессорной станции на величину гидравлических потерь давления в АВО и выходном коллекторе. Таким образом, отношение давления $\Pi = P_{\text{вых}}/P_{\text{вх}}$ (здесь и далее $P_{\text{вх}}$ – давление на входе в компрессор, $P_{\text{вых}}$ – давление на выходе из компрессора) в компрессорах станции больше отношения давления для самой компрессорной станции на величину потерь давления на внутристанционных входном и выходном участках компрессоров. Для расчетного задания данного учебного пособия в техническом задании задаются значения давления и температуры газа на входе и давления на выходе непосредственно для компрессора; задается температура газа на выходе из компрессорной станции. Среднегодовую температуру охлажденного газа следует принимать на 10 – 15 °С выше расчетной среднегодовой температуры атмосферного воздуха [4]. Таким образом, в

задании на расчет значение температуры на выходе из компрессорной станции также определяется в диапазоне на 10 – 15 °С выше температуры окружающей среды. Температура на выходе непосредственно из компрессора подлежит расчету.

Таблица 1 - Техническое задание для расчета компрессорного оборудования компрессорной станции по номинальному режиму работы

№	Параметр, обозначение, размерность	Значение
1	Коммерческая производительность КС, $Q_{ст}$, млн. ст. м ³ /сут	13,5
2	Давление (изб) на входе в компрессор, $P_{вх}$, МПа	2,4987
3	Температура на входе в компрессор, $t_{вх}$, °С (расчетный месяц – июль, южный регион)	39,85
4	Давление (изб) на выходе из компрессора, $P_{вых}$, МПа	9,3987
5	Температура на выходе из КС, $t_{вых КС}$, °С	44,85
6	Температура окружающей среды $t_{окр}$, °С	29,85
7	Геометрическая высота (расположения компрессорной станции), м	200

Контрольные вопросы:

1. Какие исходные данные необходимы для постановки задания на расчёт компрессорной станции, почему каждый из этих параметров важен?
2. Чем отличаются стандартные условия от нормальных условий и почему это различие важно при задании производительности КС?
3. Как взаимосвязаны давление и температура газа на входе и выходе КС с требованиями к транспортировке по магистральному газопроводу?
4. Какое назначение имеют сепараторы и фильтр-сепараторы на входе в компрессор и какие последствия могут возникнуть при их неправильном подборе?
5. Почему в техническом задании отдельно задаются параметры окружающей среды и как они влияют на расчёт аппаратов воздушного охлаждения?

2. Принцип действия центробежного компрессора

Центробежные компрессоры широко используются в технологических процессах нефтегазовой и энергетической отраслей. Для этих отраслей характерны высокие расходы газа, высокие отношения давлений и высокие значения давлений, а также высокие требования к надежности компрессоров. Центробежные компрессоры эффективно сочетают в себе указанные требования для большинства режимов эксплуатации на нефтегазовых объектах. Следует отметить, что центробежные компрессоры не являются оптимальным типом компрессора для всех без исключения технологических циклов. В зависимости от параметров процесса сжатия газа широко применяются в технологических процессах также поршневые, винтовые, осевые и другие типы компрессоров. Но в магистральной транспортировке углеводородных газов центробежные компрессоры составляют основную и большую часть всего компрессорного парка технологических газовых компрессоров. На рисунке 2 показана конструкция одновального шестиступенчатого компрессора в корпусе типа «баррель». Центробежные компрессоры с корпусом типа «баррель» применяются для высоких давлений порядка десятков и сотен атмосфер. Многоступенчатое сжатие применяется для получения высоких отношений давления выхода относительно давления на входе. Проточной частью центробежного компрессора называется внутренний тракт, по которому проходит основной поток сжимаемого газа. К проточной части не относятся притрактовые полости – зазоры между ротором и статором, такие как зазоры между рабочим колесом и корпусом, диафрагмами и валом. Проточная часть одновального многоступенчатого центробежного компрессора состоит из следующих элементов:

1. Входное устройство — обеспечивает подвод газа к рабочему колесу компрессора.
2. Рабочие колеса — обеспечивают передачу газу энергии от привода компрессора. Механическая энергия привода в рабочем колесе преобразуется в кинетическую энергию (повышение скорости) и потенциальную энергию (повышение давления) проходящего через рабочее колесо газа.
3. Диффузор — обеспечивает преобразование кинетической энергии газа в потенциальную энергию, т.е. в диффузоре происходит снижение скорости газа и рост статического давления.
4. Поворотное колено и обратно-направляющий аппарат — обеспечивают подвод сжимаемого газа к рабочему колесу следующей

ступени компрессора при его многоступенчатом (не одноступенчатом) исполнении.

5. Выходное устройство — сборная камера постоянного сечения или спиральная камера (улитка) переменного сечения обеспечивает подвод сжатого газа в нагнетательный патрубок.

6. Рабочее колесо, диффузор лопаточный или безлопаточный, поворотное колено и обратно- направляющий аппарат формируют ступень промежуточного типа центробежного компрессора. Концевая ступень центробежного компрессора не включает в себя обратно-направляющий аппарат, но может включать в себя в ряде случаев поворотное колено с углом поворота 90 градусов. Таким образом, принцип действия центробежного компрессора основан на динамическом сжатии газа.

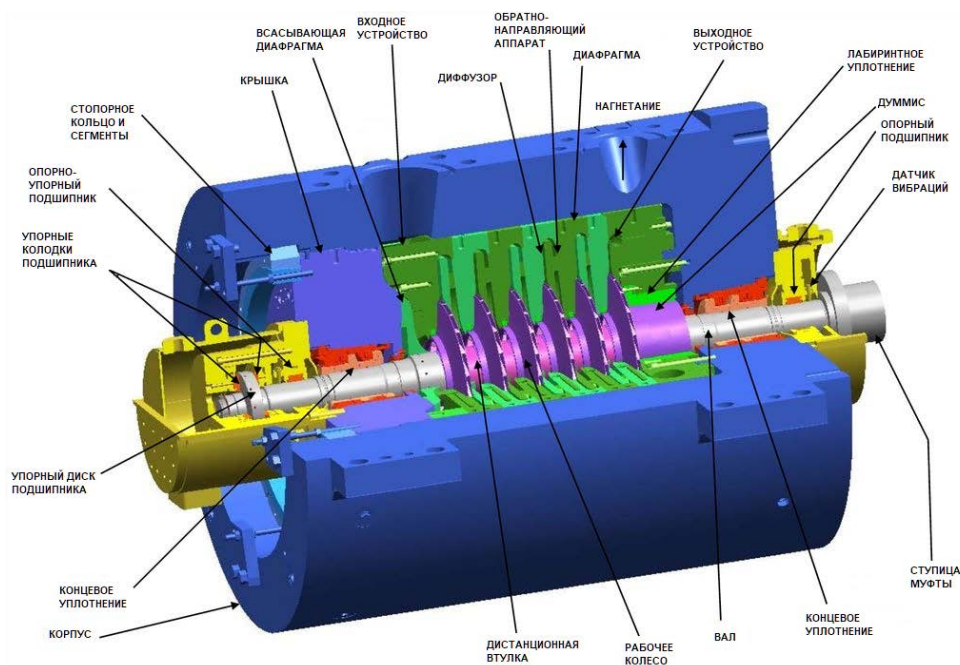


Рисунок 2 – Центробежный компрессор [5]

Полнонапорным называется однокорпусной центробежный компрессор, который обеспечивает требуемое отношение давлений компрессорной станции без дополнительных последовательно соединенных компрессоров в линии сжатия. Полнонапорный компрессор может иметь несколько секций с промежуточным охлаждением после промежуточных секций. Таким образом, полнонапорный компрессор обеспечивает весь суммарный требующийся напор компрессорной станции. Неполнонапорными называются компрессоры, которые не обеспечивают требуемого отношения давлений компрессорной станции.

Для обеспечения требуемого напора для компрессорной станции необходимо подключать последовательно неполнонапорные компрессоры.

В данной расчетной работе необходимо производить расчет для полнонапорного односекционного центробежного компрессора, то есть не имеющего промежуточное охлаждение.

Контрольные вопросы:

1. В чём заключается принцип динамического сжатия газа в центробежном компрессоре, какая роль рабочего колеса в этом процессе?
2. Какие основные элементы входят в проточную часть многоступенчатого центробежного компрессора, какая функция каждого из них?
3. Чем конструктивно и функционально отличаются полнонапорные и неполнонапорные центробежные компрессоры?
4. Почему для получения высоких отношений давления в центробежных компрессорах используют многоступенчатое сжатие?
5. Как наличие промежуточного охлаждения между секциями центробежного компрессора влияет на его энергетическую эффективность и рабочие режимы?

3. Расчёт необходимой суммарной эффективной и единичной мощности приводов центробежных компрессоров на компрессорной станции

Эффективная мощность приводного двигателя N_e расходуется на передачу рабочими колесами газу энергии для его сжатия и перемещения с учетом сопутствующих потерь внутри полостей компрессора, где протекает газ – внутренняя мощность N_i , а также для преодоления механического сопротивления – мощность механических потерь $N_{\text{мех}}$, возникающего из-за трения в подшипниках компрессора, в контактных или масляных уплотнениях вала, в зубчатой передаче при её наличии и муфте между приводом и компрессором:

$$N_e = N_i + N_{\text{мех}}.$$

Внутренняя мощность расходуется на работу сжатия и перемещения газа N_p , изменение кинетической энергии газа N_d и преодоление сопротивления движению газа в проточной части N_r :

$$N_i = N_{\text{п}} + N_{\text{д}} + N_{\text{р}}. \quad (1)$$

При делении мощности N [Вт] на массовый расход \bar{m} [кг/с] получаем величину напора, т.е. удельной работы, отнесенной к единице массы газа:

$$H = \frac{N}{\bar{m}}, \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right].$$

Таким образом, делением уравнения (1) на массовый расход \bar{m} получим уравнение для определения внутреннего напора, называемое уравнением Бернулли:

$$H_i = H_{\Pi} + H_{\text{д}} + H_r,$$

где H_i – внутренний напор центробежного компрессора, H_p – политропный напор центробежного компрессора, $H_{\text{д}}$ – динамический напор центробежного компрессора, H_r – напор на преодоление потерь в проточной части центробежного компрессора.

Для рассматриваемой задачи примем скорости потока газа на входе $c_{\text{вх}}$ и на выходе $c_{\text{вых}}$ центробежных компрессоров равными между собой в связи с минимизацией потерь энергии и обеспечения устойчивой работы системы трубопроводов. Таким образом, изменения кинетической энергии в компрессоре не будет. Поэтому составляющая мощности $N_{\text{д}}$ будет приравнена к нулю, поскольку динамический напор будет равен нулю:

$$H_{\text{д}} = \frac{c_{\text{вых}}^2}{2} - \frac{c_{\text{вх}}^2}{2} = 0 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right].$$

Внутренним напором H_i центробежного компрессора называется удельная механическая работа, передаваемая единице массы газа (т.е. 1 кг) при его прохождении через рабочие колеса этого компрессора. Вследствие этого изменяется энергетическое состояние газа между входом и выходом из компрессора, то есть изменяется энтальпия газа. Таким образом, внутренний напор является разницей энтальпий в конце и начале процесса сжатия (2):

$$H_i = i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}}, \quad (2)$$

где $i_{\text{вых}}$ и $i_{\text{вх}}$ – значения энтальпий [Дж/кг] в конце (на выходе из компрессора) и в начале (на входе в компрессор) процесса сжатия соответственно.

Исходя из условия равенности скоростей потока на входе и выходе из компрессора можно рассчитать внутренний напор по формуле (2). Для этого используются уравнения состояния газа для расчета его свойств на основе равновесной термодинамики. Это означает, что расчет производится с локальными термодинамическими параметрами среды (статическое давление и статическая температура) без учета кинетической энергии потока.

Для термобарических параметров (температур и давлений), которые используются в технологических процессах в холодильной, криогенной, нефтегазовой и химической промышленности, расчет свойств идеального газа по уравнению Менделеева-Клапейрона вносит значительные отклонения от фактических свойств газов, что не позволяет корректно произвести расчет оборудования. При используемых давлениях в десятки и сотни атмосфер проявляются реальные свойства газов, поэтому расчет необходимо проводить по уравнениям свойств реальных газов, которые учитывают межмолекулярное взаимодействие и размеры молекул. Расчет реальных свойств смесей газа по таким уравнениям реального состояния газа можно производить вручную или с использованием компьютерных программных продуктов, которые позволяют с необходимой точностью определять теплофизические характеристики смесей, включая построение фазовых диаграмм, расчет коэффициента сжимаемости, показателя адиабаты, удельной теплоемкости, энтальпии, энтропии и др. В инженерной практике широко применяются кубические уравнения состояния реального газа, например, уравнение Ван-дер-Ваальса, уравнение Редлиха-Квонга, уравнение Пенга-Робинсона, комплексные модели GERG-2008 и AGA-8, и др. Расчет теплофизических и транспортных свойств газов и их смесей с учетом их реальных свойств можно проводить с использованием автоматизированных библиотек. Пример использования библиотеки открытого доступа (open source под лицензией MIT) CoolProp в пакете математических вычислений Smath Studio приведен в Приложении.

Внутренний напор можно определить из формулы адиабатного КПД компрессора с учётом реальных свойств газа (3):

$$\eta_{\text{ад}} = \frac{H_{\text{ад}}}{H_i} = \frac{i_{\text{ад,ВЫХ}} - i_{\text{ВХ}}}{i_{\text{ВЫХ}} - i_{\text{ВХ}}},$$

отсюда

$$H_i = \frac{i_{\text{ад,ВЫХ}} - i_{\text{ВХ}}}{\eta_{\text{ад}}}, \quad (3)$$

где $H_{ад}$ – адиабатный напор, $i_{ад,вых}$ – энтальпия газа в конце процесса сжатия при неизменной энтропии (адиабатный процесс).

Значения энтальпий $i_{ад,вых}$ и $i_{вх}$ рассчитываются по уравнению состояния реального газа, подходящему для данной смеси, при одинаковом значении энтропии. Значение адиабатного КПД центробежных компрессоров задаётся по данным существующих центробежных компрессоров, имеющих аналогичные или близкие параметры работы. При этом для эксплуатационной характеристики центробежных компрессоров используется политропный КПД $\eta_{п}$, а не адиабатный. Это связано с тем, что адиабатный процесс является идеализированным, а в реальном процессе сжатия присутствует трение между слоями газа в потоке. Это внутреннее трение между слоями газа является причиной возникновения дополнительной теплоты трения, которая дополнительно подогревает сжимаемый газ. Дополнительно подогретый газ, в свою очередь, требует затрат дополнительной работы непосредственно на сам процесс сжатия для преодоления дополнительного теплового движения молекул. Политропный КПД определяется по формуле:

$$\eta_{п} = \frac{H_{п}}{H_{i}}$$

Из-за дополнительного роста температуры в политропном процессе сжатия значение удельной работы на сжатие газа, называемой также политропным напором $H_{п}$, будет больше адиабатного напора $H_{ад}$. Соответственно, согласно формулам выше, и политропный КПД будет выше адиабатного КПД. Для первичной оценки можно принять, что политропный КПД примерно на 1–2% выше адиабатного КПД для центробежных компрессоров, работающих на режимах, характерных для газовой промышленности. В таблице 2 приведены ориентировочные значения политропного КПД для центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов газовой промышленности [6]. На данном этапе предварительного расчета до выбора конкретного значения единичной мощности ЦК, то есть мощности одного центробежного компрессора при нескольких одинаковых устанавливаемых компрессоров на КС, рекомендуется воспользоваться таблицей 2. В этом случае в таблице 2 производится поиск среднего арифметического значения политропного КПД $\eta_{п}$ для всех указанных вариантов при равном или близком к заданным в техническом задании отношению давлений и выходном давлении. На следующем этапе расчета значение политропного

КПД компрессора будет уточнено по таблице 2 по выбранной единичной мощности или существующим компрессорам на такие же или близкие параметры работы и значение мощности.

Таблица 2 – Современный технический уровень эффективности центробежного газового компрессора (центробежного нагнетателя) [6]

Класс мощности, МВт	Отношение давлений	Полиτροпный КПД, %, при выходном давлении, МПа											
		2,0	2,8	4,0	4,5	5,5	6,0	6,5	7,45	9,5	12,5	14,7	15,7
2,0-4,0	1,25					8,4							
	2,7											72	
6,0-8,0	1,25			82		85	80		80				
	1,44			80	80	82			84				
	1,70		80	78	78	80		80	82		76		
	2,20	77	75	76		75		75	76		76	74	74
10,0-12,5	1,25					85			85				
	1,35					83							
	1,44					84			85				
	1,50												
	1,70			78						80			
	2,40												70
	5,00							78					
16,0-25,0	1,25					85			85				
	1,35								84				
	1,44			82		85			86	82			
	1,70		74		80	78			80	78	78	70	
	2,20	80		80		80			75			70	
	3,00		74				78						

Примечание – Показатели относятся к серийной товарной продукции. Перспективные разработки и прототипы могут иметь показатели КПД на 1,5 % – 3,0 % больше.

Таким образом, выбирается оценочное значение политропного КПД аналогичного по параметрам центробежного компрессора. Далее, из значения политропного КПД вычитается 1-2% и определяется значение адиабатного КПД. Затем по формуле (3) определяется оценочное значение внутреннего напора. Далее, внутренняя мощность компрессора рассчитывается по формуле:

$$N_i = \bar{m} \cdot H_i. \quad (4)$$

Расчет энтальпий $i_{ад.вых}$ и $i_{вх}$, входящих в формулу (3), производится по уравнениям состояния реального газа для выбранной газовой смеси.

Под газовой смесью понимают совокупность отдельных газов, которые не вступают в химические реакции между собой. Каждый компонент смеси полностью сохраняет свои свойства и ведет себя так, как если бы занимал весь объем самостоятельно. Давление, создаваемое молекулами каждого газа на стенки сосуда, называется парциальным (или частичным). Природный газ и попутный нефтяной газ также являются смесями чистых газов, основным из которых является метан.

Для расчета свойств смеси газов необходимы данные о равновесном состоянии, теплофизические характеристики отдельных газов, а также информация о составе смеси в объемных, массовых или молярных долях. В качестве примера в данном случае будет рассмотрен природный газ в качестве компримируемого газа в составе смеси газов с молярными долями x (таблица 3).

Таблица 3 – Пример состава природного газа в задании

Газ	Метан (CH_4)	Этан (C_2H_6)	Пропан (C_3H_8)	Бутан (C_4H_{10})	Пентан (C_5H_{12})
Молярная доля, x	0,96	0,005	0,015	0,011	0,009

Расчет массового расхода производится по формуле (5):

$$\bar{m} = \rho_{\text{ст}} \cdot \frac{Q_{\text{ст}}}{24 \cdot 3600}, \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right], \quad (5)$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность сжимаемой газовой смеси при стандартных условиях, $[\text{кг}/\text{м}^3]$.

Плотность сжимаемой газовой смеси при стандартных условиях определяется по формуле:

$$\rho_{\text{ст}} = \frac{\rho_{\text{ст.и}}}{z_{\text{ст}}},$$

где $\rho_{\text{ст.и}}$ – плотность природного газа при стандартных условиях в идеально газовом состоянии $[\text{кг}/\text{м}^3]$, $z_{\text{ст}}$ – коэффициент сжимаемости реального газа при стандартных условиях.

Плотность природного газа при стандартных условиях в идеально газовом состоянии определяется по формуле:

$$\rho_{\text{ст.и}} = \frac{P_{\text{ст}}}{R_M \cdot T_{\text{ст}}},$$

где R_M – газовая постоянная смеси газов, [Дж/(кг·К)].

Газовая постоянная смеси газов определяется по формуле:

$$R_M = \frac{R}{M},$$

где $R = 8,31451$ [кДж/(кмоль·К)] – универсальная газовая постоянная.

Молярная масса смеси газов M , [кг/кмоль], определяется по формуле:

$$M = \sum_{i=1}^n x_i M_i = x_1 M_1 + x_2 M_2 + \dots + x_n M_n,$$

где M_i – молярная масса i -го компонента газа, кг/кмоль.

Коэффициент сжимаемости реального газа при стандартных условиях $z_{\text{ст}}$ рассчитывается по выбранному уравнению состояния реального газа. Значение $z_{\text{ст}}$ может отличаться при расчете по разным уравнениям. Поэтому при выборе уравнения состояния реального газа необходимо учитывать рекомендации по применению уравнений для различных составов газовой смеси и её термобарических параметров.

Массовый расход по данным таблиц 1, 3 и 7 будет равен:

$$\begin{aligned} \bar{m} &= \frac{M \cdot p_{\text{ст}}}{z_{\text{ст}} \cdot R \cdot T_{\text{ст}}} \cdot \frac{Q_{\text{ст}}}{24 \cdot 3600} = \\ &= \frac{17,502 \cdot 0,1013 \cdot 10^6}{0,99713 \cdot 8314,51 \cdot 273,15} \cdot \frac{13,5 \cdot 10^6}{24 \cdot 3600} = 122,33 \left[\frac{\text{кг}}{\text{с}} \right]. \end{aligned}$$

Следующим шагом является определение значения мощности механических потерь $N_{\text{мех}}$ в подшипниках компрессора, в контактных или масляных уплотнениях вала, в зубчатой передаче при её наличии и муфте между приводом и компрессором, отводе энергии на привод маслонасоса, подающего масло в подшипники компрессора. В зависимости от конструкции ГПА и ЦК, в частности от наличия или отсутствия зубчатых передач, контактных уплотнений и т.д., механический КПД может быть в диапазоне от максимального значений в 98-99% до пониженных на несколько процентов значений, например 95% и ниже. Значение

механического КПД определяется индивидуально для компрессорной установки в зависимости от её конструкции и индивидуальных механических потерь в указанных элементах. Значения механического КПД $\eta_{\text{мех}}$ принимают по данным технической документации конкретного типоразмера центробежного компрессора. Допускается применять приближенную зависимость от номинальной мощности ГПА (ГТУ):

$$\eta_{\text{мех}} = 1 - \frac{100}{N_e^0}, \quad (6)$$

где N_e^0 – номинальная мощность ГТУ (ГПА) в стационарных условиях, которая является мощностью на муфте ГТУ в условиях по ГОСТ 28775: при температуре и давлении атмосферного воздуха плюс 15°C и $0,1013$ МПа, без отборов сжатого воздуха и с учетом гидравлических сопротивлений трактов (входного и выхлопного), при отсутствии утилизационного теплообменника. Номинальная мощность ГТУ берется из данных от производителя. Для данного задания при первом расчете, при котором еще не известны значения N_e^0 для возможных вариантов компоновки станции, принимается значение $\eta_{\text{мех}} = 0,98$. После того, как будут выбраны значения N_e^0 для возможных вариантов, необходимо уточнить значение $\eta_{\text{мех}}$ по технической документации существующего прототипа ГПА. Если нет данных прототипа ГПА, то рассчитывается уточненный $\eta_{\text{мех}}$ по формуле (6). В случае, если по формуле (6) значение $\eta_{\text{мех}}$ будет больше $0,98$, то принять для дальнейших расчетов значение $\eta_{\text{мех}} = 0,98$. Значения N_e^0 для существующих ГТУ приведены в таблице 4.

Эффективная мощность приводных двигателей, т.е. мощность на муфтах ГТУ—ЦК, в зависимости от внутренней мощности N_i ЦК вычисляются по формуле (7):

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}} \cdot K_{\text{н}}}, \quad (7)$$

где $K_{\text{н}}$ – коэффициент технического состояния ЦК принимается равным $0,95$, если не имеется оснований для принятия другой величины.

Таблица 4 – Значение параметров и коэффициентов технического состояния ГТУ для расчета располагаемой мощности и расхода топливного газа [4]

Тип ГПА	Номинальная мощность, N_e^0 , МВт	Номинальный КПД η_e^0	Коэффициент техсостояния по мощности, K_N	Коэффициент техсостояния по топливу, K_{TG}	Коэффициент, учитывающий влияние температуры воздуха, k_t
Стационарный (промышленный) тип ГТУ					
ГТ-700-5	4,25	0,250	0,8	1,2	4,4
ГТК-5	4,4	0,260	0,8	1,2	3,7
ГТ-6-750	6,0	0,240	0,9	1,1	2,8
ГТН-6	6,3	0,240	0,85	1,1	2,8
ГТН-6У	6,3	0,305	0,95	1,05	2,8
ГТ-750-6	6,0	0,270	0,9	1,2	3,7
ГТ-750-6М	6,0	0,300	0,9	1,05	2,2
ГТК-10	10,0	0,290	0,85	1,2	3,7
ГТК-10М	10,0	0,320	0,9	1,05	3,7
ГТК-10И	10,3	0,259	0,85	1,1	2,0
ГТК-10ИР	9,5	0,330	0,9	1,05	3,2
ПЖТ-10	10,04	0,316	0,95	1,05	2,0
ГТН-16	16,0	0,290	0,8	1,1	3,2
ГТН-16М1	16,0	0,310	0,95	1,05	2,4
ГТНР-16	16,0	0,330	0,95	1,05	3,7
ГТН-25	27,5	0,281	0,75	1,2	3,2
ГТН-25-1	25,0	0,320	0,95	1,05	2,9
ГТК-25И	23,9	0,278	0,9	1,1	2,2
ГТК-25ИР	22,2	0,345	0,9	1,05	1,9
ГТНР-25И(В)	22,2	0,347	0,95	1,05	2,0
ГТНР-25И(С)	24,6	0,354	0,95	1,05	2,0
Судовой тип ГТУ					
ГПА-Ц-6,3С	6,3	0,305	0,95	1,05	2,8
ГПУ-10	10,0	0,276	0,85	1,1	3,7
ГПУ-16МЖ	16,0	0,300	0,95	1,1	2,8
ГПУ-16МГ ГПА-Ц-16С Коберра-16МГ	16,0	0,340	0,95	1,05	2,9
ГПА 25 Р Днепр	25,0	0,350	0,95	1,05	2,8

Авиационный тип ГТУ					
ГПА-Ц-6,3	6,3	0,240	0,95	1,1	1,3
ГПА-Ц-6,3А	6,3	0,300	0,95	1,05	3,5
ГПА-Ц-6,3Б	6,3 (8,0)	0,290 (0,300)	0,95	1,05	1,6 ($T_3 < 288$ К) 0 ($288 \leq T_3 \leq 298$ К) 3,0 ($T_3 > 298$ К)
ГПА 10Б	10,0	0,330	0,95	1,05	1,3 ($T_3 \leq 303$ К) 3,0 ($T_3 > 303$ К)
ГПА-10 Урал	10,0	0,314	0,95	1,05	2,8 ($T_3 < 288$ К) 0 ($288 \leq T_3 \leq 313$ К) 5,4 ($T_3 > 313$ К)
Коберра 182	12,9	0,275	0,9	1,1	2,2
ГПА-12 Урал ГПА-12Р Урал	12,0	0,340	0,95	1,05	0 ($288 \leq T_3 \leq 298$ К) 2,9 ($T_3 < 288$ К) 2,3 ($T_3 > 298$ К)
ГПА-16 Урал ГПА-16Р Урал	16,0	0,363	0,95	1,05	5,0 ($T_3 > 298$ К) 0 ($288 \leq T_3 \leq 298$ К) 2,7 ($T_3 < 288$ К)
ГПА-Ц-16	16,0	0,274	0,95	1,05	2,8
ГПА-Ц-18	18,0	0,294	0,95	1,05	2,8 ($T_3 > 293$ К) 2,1 ($T_3 \leq 293$ К)
ПЖТ-21С ГПА-Ц-16АЛ ГПА-16 Нева	16,0	0,355	0,95	1,05	1,8 ($T_3 < 288$ К) 2,9 ($T_3 > 298$ К) 0 ($288 \leq T_3 \leq 298$ К)
ГПА-16 Волга	16,0	0,365	0,95	1,05	3,3 ($T_3 > 288$ К) 2,7 ($T_3 \leq 288$ К)
ГПА-Ц-25	25,0	0,345	0,95	1,05	3,5 ($T_3 > 288$ К) 1,4 ($263 \leq T_3 \leq 288$ К) 0,6 ($T_3 < 263$ К)
ГПА-25 Урал ГПА-25Р Урал	25,0	0,394	0,95	1,05	3,8 ($T_3 > 288$ К) 2,7 ($T_3 \leq 288$ К)

Таким образом, по рассчитанному для станции значению внутренней мощности N_i , коэффициенту технического состояния

центробежных компрессоров и заданному значению механического КПД $\eta_{\text{мех}}$, принимаемых одинаковыми для всех ГПА, можно определить эффективную мощность приводных двигателей N_e , требующуюся для работы компрессоров. Для подбора ГТУ используется понятие располагаемой мощности ГПА – это максимальная рабочая мощность N_e^p на муфте привода (ГТУ), которую он может развивать в конкретных стационарных условиях [4]. Фактически, для обеспечения работы центробежных компрессоров на режиме при расчетном значении внутренней мощности N_i располагаемая мощность газотурбинных установок ГПА должна быть равна или больше значения необходимой эффективной мощности станции: $N_e^p \geq N_e$. Ниже приведен алгоритм расчета располагаемой мощности ГТУ [4].

Зная требуемую эффективную суммарную мощность N_e всех приводов компрессоров для всего объема газа, компримируемого на станции, на следующем этапе производится определение марки ГТУ, которая составит парк всех установленных ГТУ на КС. Дальнейший расчет будет относиться уже к располагаемой мощности одной ГТУ $N_{e(\text{ед})}^p$, поэтому необходимо будет получившееся значение располагаемой мощности одной ГТУ домножить на количество рабочих ГПА $n_{\text{раб}}$. Значение $n_{\text{раб}}$ необходимо подобрать таким, чтобы для КС выполнялось условие $N_e^p \geq N_e$. Подбор количества рабочих ГПА $n_{\text{раб}}$ выполняется по формуле с округлением до целого числа в бóльшую сторону:

$$n_{\text{раб}} = \frac{N_e^p}{N_{e(\text{ед})}^p}, \quad (8)$$

где N_e^p и $N_{e(\text{ед})}^p$ – располагаемая мощность всех ГТУ на КС и одной ГТУ соответственно.

Располагаемая мощность единичной ГТУ определяется по следующей формуле (9) [4]:

$$N_{e(\text{ед})}^p = N_e^0 \cdot K_N \cdot K_t \cdot K_y \cdot K_{\bar{n}} \cdot K_{P_a}, \quad (9)$$

K_N – коэффициент технического состояния ГТУ (по мощности);

K_t – коэффициент, учитывающий влияние температуры атмосферного воздуха;

K_y – коэффициент, учитывающий наличие утилизатора тепла;

K_{p_a} – коэффициент, учитывающий влияние высоты над уровнем моря;

$K_{\bar{n}}$ – коэффициент влияния относительной скорости вращения ротора силовой турбины; обычно учитывается в составе коэффициента K_N , т.е. принимается равным $K_{\bar{n}} = 1,0$; специальный учет требуется при существенной разнице номинальных частот вращения ГТУ и ЦК (более 10%).

Учет влияния температуры атмосферного воздуха производят в соответствии с технической документацией конкретного типоразмера ГТУ. Рекомендуются следующая формула для определения коэффициента влияния:

$$K_t = 1 - k_t \cdot \frac{T_a - 288}{T_a},$$

где T_a – расчетная температура атмосферного воздуха на входе ГТУ, К;

k_t – коэффициент, величины которого для некоторых типов ГТУ приведены в таблице 4; при отсутствии данных для оценочных расчетов рекомендуется принимать $k_t = 3,0$.

Расчетная температура атмосферного воздуха на входе ГТУ определяется по формуле:

$$T_a = T_a^{\text{ср}} + 5,$$

где $T_a^{\text{ср}}$ – средняя температура атмосферного воздуха расчетного календарного периода, К, определяемая по данным СНиП 23-01 [7], но для данного расчета определяется по формуле $T_a^{\text{ср}} = t_{\text{окр}} + 273,15$ (значение $t_{\text{окр}}$, °С из ТЗ в табл. 1).

Коэффициент технического состояния ГТУ K_N принимают равным 0,95, если не имеется оснований для принятия другой величины. В таблице 4 приведены рекомендуемые величины для разных типоразмеров, в том числе и для ГТУ старых конструкций, для которых величина меньше 0,95.

Коэффициент, учитывающий наличие на выхлопе ГТУ утилизатора тепла, K_y рекомендуется принимать 0,985 (для типичных водяных теплообменников).

Учет высоты расположения КС над уровнем моря производят по данным таблицы 5.

Таблица 5 – Зависимость барометрического давления и поправки мощности ГТУ от геометрической высоты над уровнем моря [4]

Геометрическая высота, H , м	Барометрическое давление, P_a (по ГОСТ 4401-81), МПа	Коэффициент учета высоты, K_{p_a}
0	0,101325	1,000
100	0,10013	0,988
200	0,09895	0,977
300	0,09777	0,965
400	0,09661	0,954
500	0,09546	0,942
600	0,09432	0,931
700	0,09319	0,920
800	0,09208	0,909
900	0,09097	0,898
1000	0,08988	0,887
1500	0,08456	0,835
2000	0,07950	0,785

Располагаемая мощность является переменной величиной для одной и той же ГТУ, поскольку её величина зависит от температуры всасываемого воздуха (сезонные изменения), технического состояния. Поэтому при подборе ГТУ следует рассчитывать располагаемую мощность для самого теплого и самого холодного времени года для данной местности. Таким образом, располагаемая мощность $N_{e(ед)}^p$ ГТУ в зависимости от условий может быть меньше и больше номинальной мощности N_e^0 . При этом значение располагаемой мощности $N_{e(ед)}^p$ ГТУ не должно превышать 110 % номинальной величины N_e^0 (в холодные периоды); если в результате расчета получена большая величина, то следует принимать значение 110 %. В данном расчетном задании расчет располагаемой мощности приводится в качестве примера только для фиксированных заданных в ТЗ условий без учета сезонности и переменного технического состояния ГТУ.

Следующим этапом расчета является определение количества установленных ГПА на КС, то есть суммарного необходимого количества рабочих и резервных ГПА. Рабочие ГПА – это максимально допустимое количество одновременно работающих ГПА на КС. Резервные ГПА – это минимально допустимое количество не задействованных в работе ГПА на

КС, которые находятся в резерве на случай выхода из строя одного или нескольких рабочих ГПА, а также на плановом техническом обслуживании. Как правило, установленные ГПА являются одинаковыми и график эксплуатации ГПА на КС составляется так, чтобы у всех ГПА была близкая наработка, то есть равномерный износ всех установленных на компрессорной станции ГПА. Таким образом, согласно графику, каждый ГПА играет роль и рабочего при его работе, и резервного при его остановке для ввода во временный резерв. Все ГПА проходят поочередно одинаковый цикл вывода в резерв. Количество рабочих и резервных ГПА на КС регламентируется стандартом [4].

Согласно СТО Газпром 2-3.5-051-2006, п. 18.7.4.4-18.7.4.6 и табл. 18.3) [4], рекомендуемое соотношение количества рабочих $n_{\text{раб}}$ и резервных $n_{\text{рез}}$ ГПА в компрессорном цехе (КЦ) определяется по таблице 6.

Таблица 6 – Соотношение количества рабочих и резервных ГПА в КЦ [4]

Рабочие ГПА, $n_{\text{раб}}$, шт.	Резервные ГПА, $n_{\text{рез}}$, шт.
2	1
3	1
4	2
5	2
6	2

Рекомендуемое количество установленных в КЦ ГПА $n_{\text{уст}}$ – до 10 шт. включительно ($n_{\text{уст}} = n_{\text{раб}} + n_{\text{рез}}$), поскольку рост количества установленных ГПА снижает надежность компрессорной станции и ведет к росту расходов на обслуживание парка ГПА. При превышении количества рабочих агрегатов больше шести на три рабочих агрегата рекомендуется рассматривать установку не менее одного резервного агрегата. Возможны варианты оснащения компрессорной станции количеством установок более 10, но это является менее предпочтительным. Существуют компрессорные станции с количеством ГПА более 10 шт. по причине ограничений в значении максимальной мощности одного ГПА, то есть единичной мощности. Основными элементами ГПА являются компрессор и его привод. При этом привод практически во всех проектах является типовым изделием с определенным рядом значений единичных мощностей, поскольку условия его работы на разных станциях и объектах находятся в известном общем диапазоне параметров окружающей среды и подачи топлива. Компрессор работает на

индивидуальных параметрах для данной компрессорной станции или технологического объекта. По этой причине преимущественно компрессоры проектируются и изготавливаются индивидуально для конкретного объекта эксплуатации, поскольку невозможно обеспечить серийное производство компрессоров на широкий диапазон возможных режимных параметров. В связи с этим единичную мощность ГПА на КС определяют по линейке единичных мощностей приводов и рекомендациям по количеству установленных ГПА. Для обеспечения требуемого значения располагаемой суммарной мощности всех приводов на КС N_e^p подбор количества приводов при одинаковой их единичной мощности проводится по условию минимизации величины суммарной избыточной мощности всех приводов и не превышению общего количества установленных ГПА более 10 шт.

Для данных в ТЗ (таблица 1) и составу газа (таблица 3) по уравнению Пенга-Робинсона определяются значения (таблица 7). Для расчета выбрано уравнение Пенга–Робинсона, поскольку оно широко применяется и обеспечивает необходимую точность для углеводородных газов и смесей с преобладанием метана, этана, пропана и бутана в диапазоне давлений из ТЗ. Следует отметить, что для каждого случая состава газа и его термобарических параметров необходимо выбирать подходящее уравнение расчета свойств реального газа, которое обеспечит необходимую точность.

Обычно допускают температуру на выходе ступени/корпуса порядка 400–450 К (≈ 130 – 180 °С), а в большинстве магистральных компрессоров стараются не превышать значения 150 °С. На практике допустимая температура задается в техническом задании. Если допустимое значение конечной температуры превышено, то центробежный компрессор проектируют с промежуточным охлаждением. Наличие промежуточного охлаждения снижает требуемую эффективную мощность приводов. В таком случае необходимо учитывать сочетание газодинамических характеристик секций компрессора и характеристик теплообменных аппаратов промежуточного охлаждения — это важно для выбора оптимального рабочего режима и энергопотребления. В данном примере расчета промежуточное охлаждение для компрессора не применяется.

Внутренняя мощность рассчитана по формуле (4):

$$N_i = \bar{m} \cdot H_i = 122,33 \cdot 284693 = 34,83 \text{ МВт},$$

где внутренний напор определяется по формуле (2) как разность энтальпий в реальном политропном процессе по данным таблицы 7:

$$H_i = i_{\text{ВЫХ}} - i_{\text{ВХ}} = 1158773 - 874080 = 284693 \text{ Дж/кг.}$$

Далее, по формуле (7) определим предварительное значение требуемой эффективной суммарной мощности всех приводов, задав $K_H=0,95$ и предварительное значение $\eta_{\text{мех}}=0,98$:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{\text{мех}} \cdot K_H} = \frac{34,83}{0,98 \cdot 0,95} = 37,41 \text{ МВт.}$$

Таблица 7 – Рассчитанные теплофизические параметры газа по уравнению Пенга-Робинсона

Термобарические условия	Энтропия, s , Дж/(кг·К)	Энтальпия, i , Дж/кг	Коэффициент сжимаемости, z	Показатель изэнтропы, k	Давление, P , МПа	Температура, T , К
Стандартные	6062,8	812670	0,99713	1,2957	0,1013	273,15
На входе в компрессор в начале процесса сжатия	4757,0	874080	0,95516	1,3463	2,6	313,00
На выходе из компрессора при адиабатном процессе в конце процесса сжатия	4757,0	1087600	0,96750	1,3364	9,5	414,46
На выходе из компрессора при политропном процессе в конце процесса сжатия ($\eta_{\text{ад}}=0,75$)	4923,6	1158773	0,98038	1,3064	9,5	439,61

По данным таблицы 4 произведем расчет по формуле (9) трех вариантов компоновки КС с различной единичной мощностью ГТУ, но с условием комплектации станции одинаковыми ГПА (таблица 8).

Для дальнейшего расчета первоначально принимается условие $N_e^p = N_e$, имея в виду, что при дальнейшем подборе располагаемая мощность приводов N_e^p не может быть меньше требуемой эффективной мощности N_e , но может быть равна или больше неё. Подбор количества рабочих ГПА $n_{\text{раб}}$ выполняется по формуле (8) с округлением до целого числа в бóльшую сторону. Пример расчета для первого варианта:

$$n_{\text{раб}} = \frac{N_e^p}{N_{e(\text{ед})}^p} = \frac{37,41}{4,45} = 8,4 \text{ шт.,}$$

округляем в бóльшую сторону: $n_{\text{раб}} = 9$ шт.

Далее уточняется значение располагаемой мощности ГТУ для количества рабочих ГПА (пример расчета для Варианта 1):

$$N_e^p = n_{\text{раб}} \cdot N_{e(\text{ед})}^p = 9 \cdot 4,45 = 40,09 \text{ МВт.}$$

Избыточная суммарная располагаемая мощность определяется по формуле (пример расчета для Варианта 1):

$$N_{e \text{ изб}}^p = N_e^p - N_e = 40,09 - 37,41 = 2,68 \text{ МВт.}$$

Таблица 8 – Пример сравнительной таблицы подбора ГТУ

пп	Параметр	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3	Примечание
1	ГТУ	ГТ-750-6М	ГТН-16М1	ГТНР-25И(С)	см. табл. 4
2	N_e^o , МВт	6,0	16,0	24,6	см. табл. 4
3	K_N	0,90	0,95	0,95	см. табл. 4
4	K_t	0,857	0,844	0,870	-
5	k_t	2,2	2,4	2,0	см. табл. 4
6	T_a , К	308	308	308	-
7	$t_{\text{окр}}$, °С	29,85	29,85	29,85	см. табл. 1
8	$T_a^{\text{сп}}$, К	303	303	303	-
9	K_y	0,985	0,985	0,985	-
10	$K_{\bar{n}}$	1,0	1,0	1,0	-
11	K_{p_a}	0,977	0,977	0,977	см. табл. 5
12	$N_{e(\text{ед})}^p$, МВт	4,45	12,35	19,57	-
13	$n_{\text{раб}}$, шт.	9	4	2	
14	$n_{\text{рез}}$, шт.	3	2	1	см. табл. 6
15	$n_{\text{уст}}$, шт.	12	6	3	-
16	N_e^p , МВт	40,09	49,39	39,14	-
17	$N_{e \text{ изб}}^p$, МВт	2,68	11,98	1,73	-

В вариантном расчете предпочтение отдается варианту с минимальным значением $N_{e \text{ изб}}^p$ при условии $n_{\text{уст}}$ не более 10 шт.

Необходимо рассматривать ГТУ с различными значениям номинальной мощности N_e^0 .

Согласно данным таблицы 8, для данного примера оптимальным является Вариант 3 с единичной мощностью ГПА 24,6 МВт, поскольку количество установленных ГПА до 10 при минимальной суммарной избыточной располагаемой мощности для станции (в данном расчете не учитывается рыночная стоимость конкретных ГТУ).

Определив по таблице 8 оптимальный вариант по единичной мощности ГПА, далее необходимо провести повторный уточняющий расчет количества рабочих ГПА $n_{\text{раб}}$, в котором будет уточнен по таблице 2 или аналогичному существующему компрессору политропный коэффициент полезного действия для центробежного компрессора с единичной мощностью, выбранной по таблице 8, а также уточненный расчет коэффициента механических потерь по формуле (6) или по данным аналогичного по мощности ГПА. Уточняющий расчет начинается с формулы (3), в которой значение адиабатного КПД подбирается таким, чтобы значение политропного КПД $\eta_{\text{п}}$ требуемого компрессора было равно значению политропного КПД выбранного аналогичного компрессора или компрессора из таблицы 2. Для этого необходимо подобрать значение адиабатного КПД $\eta_{\text{ад}}$, по которому рассчитывается по формуле (3) внутренний напор H_i , обеспечивающий заданный политропный КПД $\eta_{\text{п}}$, расчет которого представлен ниже. Еще один способ заключается в том, что можно методом перебора подбирать температуру на выходе из компрессора $T_{\text{вых}}$ до достижения заданного политропного КПД $\eta_{\text{п}}$, рассчитываемого по формулам, приведенным ниже, то есть не перебирая значения $\eta_{\text{ад}}$. Разница между определяемыми по уравнению состояния реального газа энтальпией в конце реального (политропного) процесса сжатия $i_{\text{вых}}$ и энтальпией на входе в компрессор $i_{\text{вх}}$ представляет собой внутренний напор компрессор $H_i = i_{\text{вых}} - i_{\text{вх}}$. Объемный коэффициент политропы m_v определяется по формуле [8]:

$$m_v = \lg \left(\frac{z_{\text{вых}} \cdot T_{\text{вых}}}{z_{\text{вх}} \cdot T_{\text{вх}}} \right) \cdot \left[\lg \left(\frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}} \right) \right]^{-1}.$$

Определяется политропный напор (удельная политропная работа) [8]:

$$H_{\Pi} = \frac{z_{\text{ВХ}} \cdot R_M \cdot T_{\text{ВХ}}}{m_v} \left[\left(\frac{P_{\text{ВЫХ}}}{P_{\text{ВХ}}} \right)^{m_v} - 1 \right] \cdot \xi \left[\frac{\text{Дж}}{\text{кг}} \right],$$

где ξ – корректирующий коэффициент, принимаемый равным 1,0 при $\Pi \leq 4,0$.

В соответствии с ISO 5389 [9] могут быть использованы два метода оценки параметров и эффективности процесса политропного сжатия:

- метод «таблиц и диаграмм», который также можно назвать «методом энтальпий»;
- политропный метод Шульца.

Разница результатов по этим методам не превышает $\pm 0,1\%$. При равных возможностях приоритет отдается «методу энтальпий».

Определяется политропный КПД по «методу энтальпий»:

$$\eta_{\Pi} = \frac{H_{\Pi}}{H_i} = \frac{H_{\Pi}}{i_{\text{ВЫХ}} - i_{\text{ВХ}}}.$$

Далее расчет проводится по формулам (4), (6), (7), (8) и (9).

Итогом уточненного расчета будут являться для выбранного варианта все параметры из таблицы 8. При необходимости такой уточняющий расчет проводится для нескольких вариантов оснащения КС газоперекачивающими агрегатами с разной единичной мощностью или с разными марками ГТУ при их одинаковой единичной мощности. Для данного расчетной работы достаточной выполнить уточняющий расчет только для одного предварительно выбранного варианта.

На основании проведенных расчетов по определению количества рабочих и резервных ГПА составляется технологическая схема подключения ГПА, в которой все установленные ГПА объединяются входными и выходными коллекторами с возможностью включения любого установленного ГПА в работу или выведению в резерв (рис. 3). В результате расчетов выбирается схема из трех установленных ГПА (Вариант 3, табл. 8).

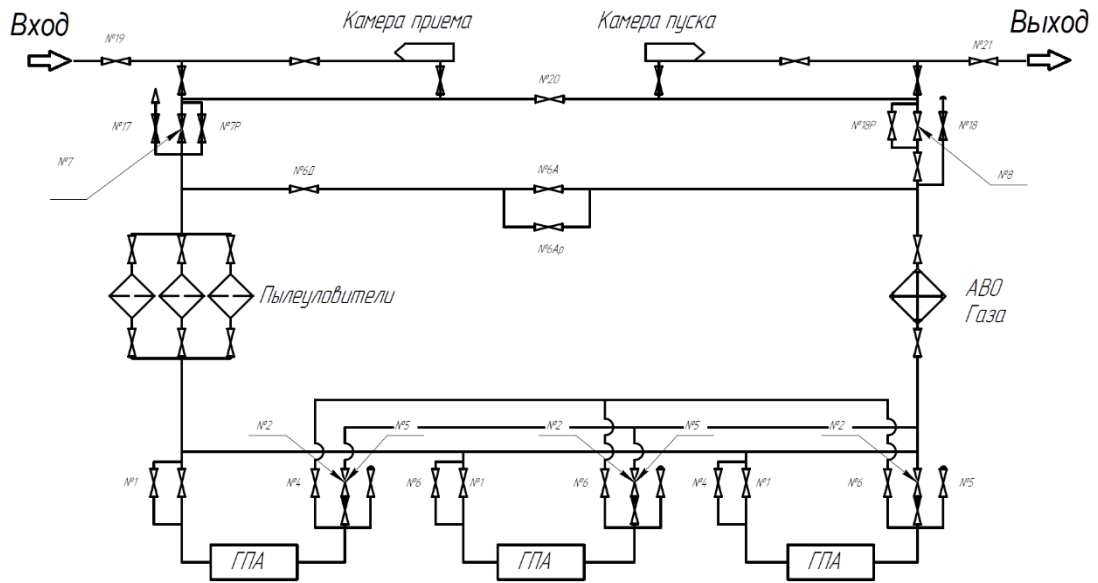


Рисунок 3 – Технологическая схема подключения ГПА

Контрольные вопросы:

1. В чем заключается физическая сущность внутренней мощности компрессора, как она связана с изменением энтальпии газа?
2. Чем отличаются адиабатный и политропный процессы сжатия газа, почему для эксплуатационных характеристик чаще используют политропный КПД?
3. Какие факторы определяют величину механических потерь в центробежном компрессоре и газоперекачивающем агрегате?
4. Зачем вводится понятие располагаемой мощности газотурбинной установки, чем она отличается от номинальной мощности?
5. Какие критерии учитываются при выборе единичной мощности газоперекачивающего агрегата и числа агрегатов на компрессорной станции?

4. Расчет расхода топливного газа

Далее производится расчет расхода топливного газа для выбранной ГТУ $q_{\text{тг}}$, тыс. ст. м³/час, по формуле [4]:

$$q_{\text{тг}} = q_{\text{тг}}^0 \left(0,75 \cdot \frac{N_{\text{н}}}{N_e^0} + 0,25 \cdot K_{P_a} \sqrt{\frac{T_a}{288}} \right) \cdot K_{\text{тг}} \cdot K_{\text{н}} \cdot 10^{-3},$$

где $q_{\text{тг}}^0 = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_e^0}{\eta_e^0 \cdot Q_{\text{тс}}} \left[\frac{\text{ст. м}^3}{\text{ч}} \right]$ – номинальный расход топливного газа;

$K_{\text{тг}}$ – коэффициент технического состояния ГТУ (по топливу) (табл. 4);

$N_{\text{н}}$ – мощность, потребляемая одним ЦК, МВт;

T_a – расчетная температура атмосферного воздуха, К;

η_e^0 – номинальный КПД ГТУ;

$Q_{\text{тс}}$ – теплота сгорания топливного газа, кДж/м³ при стандартных условиях.

Коэффициент технического состояния ГТУ $K_{\text{тг}}$ принимают равным 1,05, если не имеется оснований для принятия другой величины. В таблице 4 приведены рекомендуемые величины $K_{\text{тг}}$ для разных типоразмеров ГТУ, в том числе, с учетом состояния эксплуатируемых ГТУ. Для рассматриваемого расчета рекомендуется использовать данные $K_{\text{тг}}$ из таблицы 4.

Мощность, потребляемая одним ЦК, определяется делением значения требуемой эффективной мощности приводов КС на количество рабочих ГПА и для Варианта 3 (табл. 8) будет равна:

$$N_{\text{н}} = N_e / n_{\text{раб}} = 37,41/2 = 18,705 \text{ МВт.}$$

В качестве расчетной температуры T_a принимают среднюю температуру атмосферного воздуха расчетного периода (без поправок) $T_a^{\text{ср}}$.

Коэффициент $K_{\text{н}}$ обычно учитывается в составе $K_{\text{тг}}$, кроме особых случаев.

Номинальный КПД ГТУ η_e^0 указан в таблице 4.

Удельная теплота сгорания топливного газа относится к количеству вещества газа (килограммы или моли) и не зависит от его давления и температуры. Теплота сгорания объема топливного газа $Q_{\text{тс}}$, Дж/м³, при стандартных условиях фактически тоже является удельной величиной, поскольку содержит определенное и неизменное количество молекул газа в одном кубическом метре. Теплота сгорания $Q_{\text{тс}}$, Дж/м³, зависит от компонентного состава топливного газа. Температура топливного газа $t_{\text{тг}}$ при подаче в камеру сгорания ГТУ определяется изготовителем ГТУ. Обычно значения температуры топливного газа находятся в диапазоне $t_{\text{тг}} =$

$\pm(30 \div 50) \text{ }^\circ\text{C}$. Вначале рассчитывается теплота сгорания одного моля топливного газа $Q_{\text{тг}}^v$, Дж/моль, по его составу при стандартных условиях. В данном расчетном задании принимается условие, что компримируемый газ также является топливным газом для ГТУ ГПА. Для газа с составом из таблицы 3 значение $Q_{\text{тг}}^v = 926 \cdot 10^3$ Дж/моль. Количество молей в одном кубическом метре при стандартных условиях ($p_{\text{ст}} = 0,1013$ МПа, $T_{\text{ст}} = 293,15$ К (20°C)) для данного состава газа определяется по формуле:

$$v = \frac{\rho_{\text{ст}} \cdot V}{M} = \frac{0,729 \cdot 1}{0,017502} = 41,56 \text{ [моль]}.$$

где $\rho_{\text{ст}}$ – плотность компримируемой газовой смеси, которая также является топливным газом, при стандартных условиях для газа из таблицы 3 определена выше и равна $\rho_{\text{ст}} = 0,729$ кг/м³, молярная масса смеси газов $M = 17,502$ [кг/кмоль] = $0,017502$ [кг/моль].

Тогда теплота сгорания топливного газа $Q_{\text{тс}}$ при стандартных условиях равна:

$$Q_{\text{тс}} = v \cdot Q_{\text{тг}}^v = 41,56 \cdot 926 = 38,485 \cdot 10^6 \text{ Дж/м}^3.$$

Определение $T_a^{\text{сп}}$, K_{P_a} и $K_{\bar{n}}$ описано выше.

Таким образом, номинальный расход топливного газа для ГТУ ГТНР-25И(С) (Вариант 3, табл. 8):

$$q_{\text{тг}}^0 = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_e^0}{\eta_e^0 \cdot Q_{\text{тс}}} = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot 24,6 \cdot 10^6}{0,354 \cdot 38,485 \cdot 10^6} = 6500,442 \left[\frac{\text{ст. м}^3}{\text{ч}} \right].$$

Расхода топливного газа для выбранной ГТУ $q_{\text{тг}}$, тыс. ст. м³/час:

$$\begin{aligned} q_{\text{тг}} &= q_{\text{тг}}^0 \left(0,75 \cdot \frac{N_{\text{н}}}{N_e^0} + 0,25 \cdot K_{P_a} \sqrt{\frac{T_a}{288}} \right) \cdot K_{\text{тг}} \cdot K_{\bar{n}} \cdot 10^{-3} = \\ &= 6500,442 \left(0,75 \cdot \frac{18,705 \cdot 10^6}{24,6 \cdot 10^6} + 0,25 \cdot 0,977 \sqrt{\frac{303}{288}} \right) \times \end{aligned}$$

$$\times 1,05 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3} = 5,602 \left[\frac{\text{тыс. ст. м}^3}{\text{ч}} \right].$$

Потребление топливного газа компрессорного цеха $Q_{\text{тг}}^{\tau}$, млн. ст. м³, за расчетный период вычисляют по формуле:

$$Q_{\text{тг}}^{\tau} = n_{\text{раб}} \cdot q_{\text{тг}} \cdot \tau \cdot 10^{-3},$$

где $n_{\text{раб}}$ – количество рабочих ГПА; τ – время расчетного периода, час.

Для выбранного варианта оснащения станции потребление топливного газа компрессорного цеха за июль (31 день) будет равно:

$$\begin{aligned} Q_{\text{тг}}^{\tau} &= n_{\text{раб}} \cdot q_{\text{тг}} \cdot \tau \cdot 10^{-3} = \\ &= 2 \cdot 5,602 \cdot (24 \cdot 31) \cdot 10^{-3} = 8,336 \left[\frac{\text{млн. ст. м}^3}{\text{мес}} \right]. \end{aligned}$$

Контрольные вопросы:

1. От каких параметров зависит расход топливного газа газотурбинной установки, какую роль играет её КПД?
2. Как компонентный состав природного газа влияет на теплоту сгорания и, следовательно, на расход топливного газа?
3. Почему при расчёте расхода топливного газа используют характеристики при стандартных условиях, как это связано с количеством вещества?
4. Как техническое состояние газотурбинной установки учитывается при оценке потребления топливного газа?
5. Как расход топливного газа компрессорного цеха влияет на общую энергетическую эффективность магистральной транспортировки газа?

5. Принцип действия аппаратов воздушного охлаждения и исходные данные для расчета

Для обеспечения проектной пропускной способности магистрального трубопровода, в который подаёт газ компрессорная станция, необходимо поддерживать температуру газа на входе в газопровод после компрессорной станции не выше проектного значения. С ростом температуры газа увеличивается его вязкость, что вызывает рост

потерь давления при движении по магистральному газопроводу и занижению давления на входе в следующую компрессорную станцию. Таким образом, следующая компрессорная станция будет работать на повышенное отношение давлений с соответствующим ростом расхода топливного газа. Более высокая температура газа и падение давления являются причинами уменьшения плотности газа в трубопроводе, что при фиксированной скорости течения уменьшает коммерческий расход трубопровода за счет падения массового расхода. При увеличении скорости газа в трубопроводе возникает дополнительный рост потерь давления. При сжатии газа на компрессорной станции он нагревается. Этот нагрев газа при сжатии может быть на несколько десятков градусов в зависимости от отношения давлений. Для охлаждения газа после сжатия в компрессорах перед подачей в следующий участок магистрального трубопровода он охлаждается в аппаратах воздушного охлаждения (АВО), которые располагаются на компрессорной станции. Среднегодовую температуру охлажденного газа следует принимать на 10 – 15 °С выше расчетной среднегодовой температуры атмосферного воздуха [4].

Рабочий процесс АВО основан на теплообмене между нагретым газом, движущимся внутри трубного пучка, и наружным воздухом, прокачиваемым вентиляторами через межтрубное пространство. Газ проходит через трубчатые секции, закрепленные на несущих металлоконструкциях. Для предотвращения переохлаждения в зимний период предусмотрена система рециркуляции нагретого воздуха, включающая боковые и верхние жалюзи с пневмоприводами.

На рисунке 4 показан блок аппаратов воздушного охлаждения КС «Казачья» ООО «Газпром трансгаз Краснодар». На первом плане видны четыре АВО, входящие в единый блок аппаратов воздушного охлаждения.

Расчет аппаратов воздушного охлаждения, изложенный в данном учебном пособии, проводится согласно основным алгоритмам, включая алгоритмы, изложенные в ГОСТ Р 72011—2025 «Аппараты воздушного охлаждения. Требования к проведению теплового, гидравлического и аэродинамического расчетов» [11].

Ниже приведен пример расчета аппаратов воздушного охлаждения для расхода газа всей компрессорной станции по данным ранее проведенных расчетов. Для высокого отношения давлений рассматриваемой КС на реальных объектах эксплуатации характерно применение многоступенчатых двухсекционных центробежных компрессоров с промежуточным (после первой секции) и конечным (после второй секции) охлаждением газа. Это обеспечивает снижение потребляемой мощности привода согласно формуле для политропного

напора (влияние начальной температуры на входе во вторую секцию), а также расчетным способом оценивается возможность снижения количества АВО.



Рисунок 4 – Аппараты воздушного охлаждения КС «Казачья» ООО «Газпром трансгаз Краснодар» [10]

Исходные данные:

- массовый расход газа $M_1 = \bar{m} = 122,33 \text{ кг/с}$;
- температура газа на входе в АВО (выход из компрессора)
 $t_1 = 166,46 \text{ }^\circ\text{C}$;
- давление газа на входе в АВО (выход из компрессора)
 $P_1 = 9,5 \text{ МПа}$;
- температура воздуха на входе в АВО $\tau_1 = t_{\text{окр}} = 29,85 \text{ }^\circ\text{C}$

Контрольные вопросы:

1. Почему увеличение температуры газа после компрессорной станции приводит к снижению пропускной способности магистрального газопровода?
2. В чём заключается принцип работы аппарата воздушного охлаждения?
3. Какие исходные параметры газа и воздуха необходимо задать для расчёта АВО, почему они являются определяющими?

4. Какая роль рециркуляции нагретого воздуха в АВО, почему она особенно важна в зимний период?

5. Как выбор температуры газа на выходе из АВО связан с требованиями к эксплуатации магистрального газопровода и оборудованию КС?

6. Тепловой расчет аппаратов воздушного охлаждения

В тепловом расчете требуется определить необходимую поверхность охлаждения АВО и сравнить с фактической поверхностью выбранных АВО.

Тепловой расчет сводится к совместному решению уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи:

$$Q = W_1 \Delta t \eta = W_2 \Delta \tau = kH \Delta t_{\text{cp}}^{\text{лог}},$$

где W_1, W_2 , – соответственно водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей, Вт/К ($W_1 = M_1 C_{p1}^{\text{cp}}$; $W_2 = M_2 C_{p2}^{\text{cp}}$);

C_{p1}^{cp} ; C_{p2}^{cp} – удельные теплоемкости горячего (газ) и холодного (воздух) теплоносителей, кДж/(кг·К);

$\Delta t, \Delta \tau$ – соответственно разности температур горячего и холодного теплоносителей, °С (для газа $\Delta t = t_1 - t_2$; для воздуха $\Delta \tau = \tau_2 - \tau_1$);

t_1, τ_1 – соответственно начальные температуры горячего и холодного теплоносителей, °С;

t_2, τ_2 – соответственно конечные температуры горячего и холодного теплоносителей, °С;

η – коэффициент полезного действия теплообменного аппарата (как правило, значение в пределах 0,97-0,995 [12]);

k – коэффициент теплопередачи, кВт/(м²· К);

H – поверхность теплообмена, м²;

$\Delta t_{\text{cp}}^{\text{лог}}$ – среднелогарифмический температурный напор процесса теплопередачи, °С.

В п. 4.13 ГОСТ Р 72011-2025 [11] отмечается, что при назначении расчетной температуры воздуха приемлемые габариты и мощность приводов аппарата обеспечиваются при концевом температурном напоре между значением температуры продукта на выходе t_2 из аппарата и расчетной температурой поступающего в аппарат воздуха τ_1 не менее 15°С. При необходимости в технически обоснованных случаях концевой температурный напор может быть снижен до 5°С. В рассматриваемом примере расчета эта разница составляет 15°С (табл. 1).

Теплофизические характеристики горячего теплоносителя (сжимаемого газа) рассчитываются с учетом его реальных свойств по данным библиотек свойств компонентов газа. Для горячего теплоносителя при давлении входа в АВО $P_1 = 9,5$ МПа и для упрощения оценочного расчета средней температуре газа, определяемой как среднеарифметическая температура газа на входе и выходе из АВО, $T_{\text{газ}}^{\text{cp}} = (T_1 + T_2)/2 = (439,61 + 318)/2 = 378,81 \text{ K}$:

- удельная теплоемкость при входном давлении и средней температуре: $C_{p1}^{\text{cp}} = 2,7778 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

- коэффициент теплопроводности при средней температуре: $\lambda_{\text{газ}} = 53,523 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$;

- коэффициент кинематической вязкости при средней температуре: $\nu_{\text{газ}} = 0,0027764 \text{ см}^2/\text{с} = 2,7764 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$;

- плотность газа при средней температуре: $\rho_{\text{газ}} = 56,209 \text{ кг}/\text{м}^3$;

- значение критерия Прандтля $\text{Pr}_{\text{газ}} = 0,80993$.

Определяется тепловой поток, передаваемый от газа в АВО, из уравнения:

$$Q_1 = Q = M_1 C_{p1}^{\text{cp}} (t_1 - t_2) \eta = 122,33 \cdot 2777,8 (166,46 - 44,85) \cdot 0,995 = 41,1 \text{ МВт}.$$

На основании данных работающих АВО и справочных рекомендаций охлажденный газ на выходе t_2 должен превышать температуру воздуха на выходе τ_2 на 10-15 °С. Таким образом, зададим температуру:

$$\tau_2 = (t_2 - 10)^\circ \text{C} = (44,85 - 10)^\circ \text{C} = 34,85^\circ \text{C}.$$

Рассчитаем массовый расход охлаждающего воздуха через АВО через формулу КПД АВО:

$$\eta = \frac{M_2 C_{p2}^{\text{cp}} (\tau_2 - \tau_1)}{M_1 C_{p1}^{\text{cp}} (t_1 - t_2)}, \text{ отсюда}$$

$$M_2 = \frac{M_1 C_{p1}^{\text{cp}} (t_1 - t_2) \eta}{C_{p2}^{\text{cp}} (\tau_2 - \tau_1)} = \frac{Q}{C_{p2}^{\text{cp}} (\tau_2 - \tau_1)} = \frac{41,1 \cdot 10^6}{1006,8 (34,85 - 29,85)} = 8164 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где $C_{p2}^{cp} = 1006,8 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – удельная теплоемкость воздуха при атмосферном давлении и среднеарифметической температуре по входу и выходу из АВО $\tau_{cp} = (\tau_1 + \tau_2)/2 = (29,85 + 34,85)/2 = 32,35^\circ\text{C}$.

Далее по данным библиотек свойств компонентов газов рассчитываются теплофизические характеристики холодного теплоносителя – охлаждающего сухого воздуха:

- коэффициент теплопроводности при средней температуре:
 $\lambda_{\text{воз}} = 26,391 \cdot 10^{-3} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;

- коэффициент кинематической вязкости при средней температуре:
 $\nu_{\text{воз}} = 0,16313 \text{ см}^2/\text{с} = 16,313 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

- плотность газа при средней температуре: $\rho_{\text{воз}} = 1,1552 \text{ кг}/\text{м}^3$;

- значение критерия Прандтля $\text{Pr}_{\text{воз}} = 0,71916$.

Объемный расход воздуха:

$$\bar{V}_2 = \frac{M_2}{\rho_{\text{воз}}} = \frac{8164}{1,1552} = 7067 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Определяется площадь поперечного сечения со стороны газа:

$$F_{\text{п.с.}} = \frac{M_1}{\rho_{\text{газ}} \omega_{\text{газ}}} = \frac{122,33}{56,209 \cdot 20} = 0,1088 \text{ м}^2,$$

где $\omega_{\text{газ}}$ – задаваемая средняя скорость газа в АВО. При низких скоростях течения газа толщина теплового пограничного слоя выше, что ухудшает теплообмен, а при высоких скоростях течения газа тепловой пограничный слой уменьшается, но возрастает гидравлическое сопротивление течения. Для природного газа в трубках АВО диапазон оптимальных значений скорости примерно находится в пределах 5 – 10 м/с. При неблагоприятных схемах обвязки локально скорость газа может достигать 30–40 м/с. Бóльшим скоростям соответствует меньшая площадь поперечного сечения, но бóльшие потери давления при прохождении АВО. Для данного расчета зададим максимально допустимое значение $\omega_{\text{газ}} = 20 \text{ м}/\text{с}$ [11].

Для дальнейших расчетов необходимы геометрические параметры АВО. Для данного расчета в качестве первого рассматриваемого аппарата принимается однокодовой АВО зигзагообразного типа АВЗ с шестью секциями (рис. 5 и 6) [13]:

- число секций – 6 шт.

- в каждой секции 8 рядов труб длиной 6 м, которые образуют один ход со стороны газа;

- общее количество труб в аппарате $n_t=1128$ шт.;

- коэффициент оребрения $\varphi=9$;

- число вентиляторов на один аппарат – 1 шт.

Геометрические характеристики оребренных труб следующие:

- диаметр оребрения $D_{op}=49$ мм;

- наружный диаметр труб $d_n=28$ мм;

- внутренний диаметр труб $d_{вн}=22$ мм;

- высота ребра $h_p=10,5$ мм;

- толщина ребра $\delta=0,85$ мм;

- шаг ребер $t_p=3,5$ мм;

- теплопроводность ребер и стенок труб $\lambda=50$ Вт/(м·К).

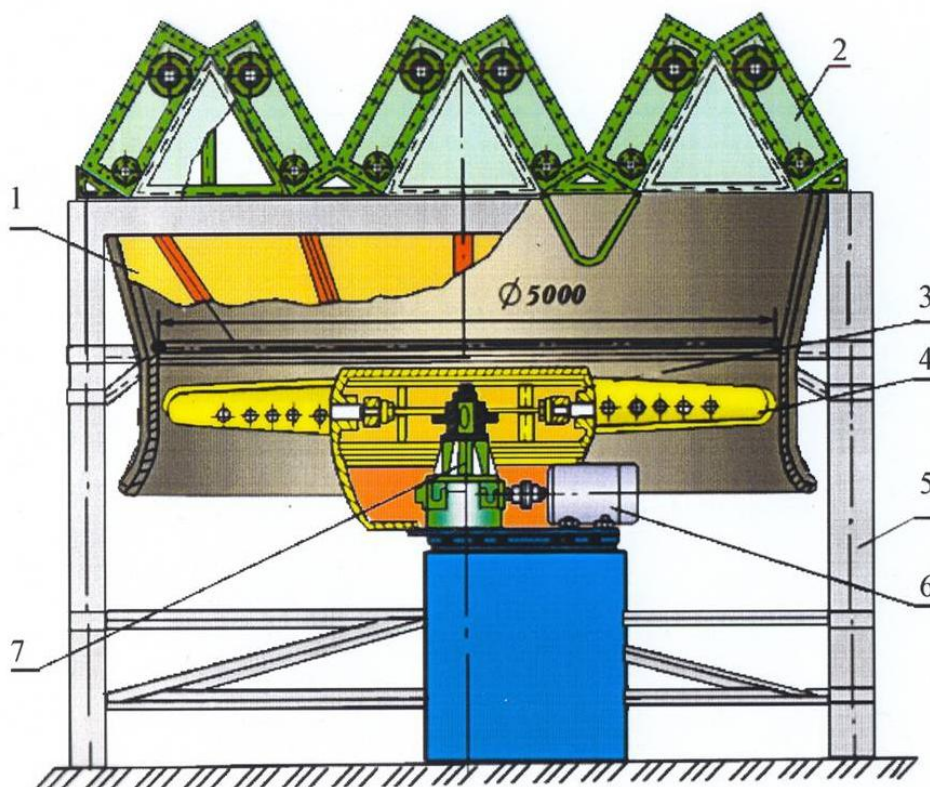


Рисунок 5 – Аппарат воздушного охлаждения зигзагообразного типа АВЗ [14]:

1 – диффузор, 2 – теплообменные секции, 3 – коллектор вентилятора, 4 – вентилятор, 5 – несущая металлоконструкция, 6 – электродвигатель, 7 – редуктор

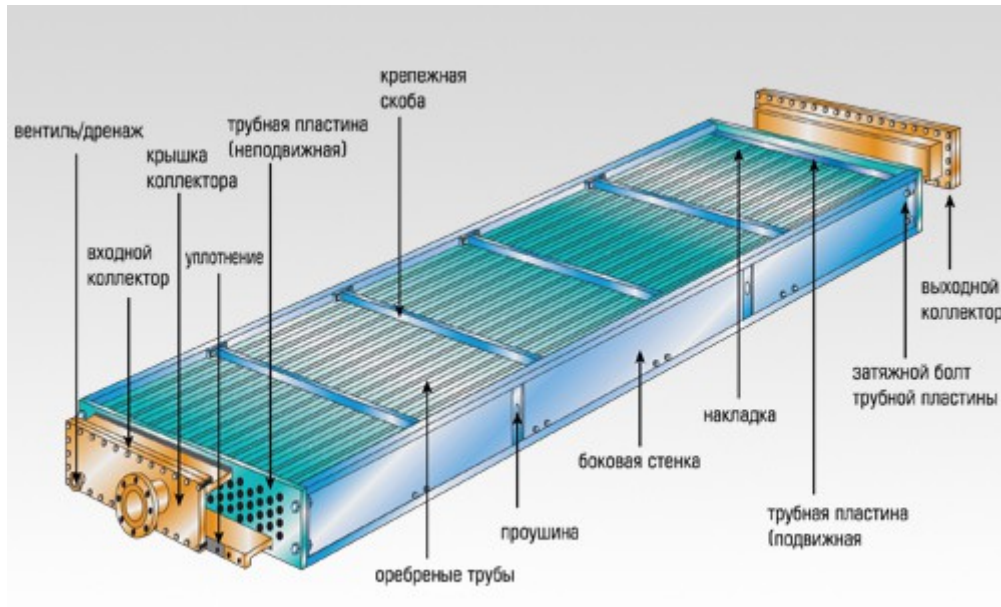


Рисунок 6 – Секция теплообменных оребренных труб аппарата воздушного охлаждения [14]

Определяется критерий Рейнольдса при движении газа:

$$Re_{\text{газ}} = \frac{\omega_{\text{газ}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{газ}}} = \frac{20 \cdot 0,022}{2,7764 \cdot 10^{-7}} = 1584786.$$

При $Re > 10^4$ для определения среднего по длине трубок коэффициента теплоотдачи рекомендуется уравнение М.А. Михеева для расчета критерия Нуссельта для газа, полученное в результате обобщения опытов со многими жидкостями [15]:

$$\begin{aligned} Nu_{\text{газ}} &= 0,021 \cdot Re_{\text{газ}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{газ}}^{0,43} \left(\frac{Pr_{\text{газ}}}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l = \\ &= 0,021 \cdot 1584786^{0,8} \cdot 0,80993^{0,43} \left(\frac{0,80993}{0,84847} \right)^{0,25} \cdot 1 = 1729, \end{aligned}$$

где $Pr_{\text{ст}}$ – критерий Прандтля при средней температуре стенки $t_{\text{ст.ср}}$; ε_l – коэффициент, учитывающий отношение длины трубы (L) к ее внутреннему диаметру ($d_{\text{вн}}$), при $L/d_{\text{вн}} \geq 50$ $\varepsilon_l = 1$.

Для выбранного АВО отношение $L/d_{\text{вн}} = 6/0,022 = 273 > 50$, следовательно $\varepsilon_l = 1$.

В первом приближении определяется средняя температура стенки:

$$t_{\text{ст.ср}} = \frac{0,5(t_1 + t_2) + 0,5(\tau_1 + \tau_2)}{2} = \\ = \frac{0,5(166,46 + 44,85) + 0,5(29,85 + 34,85)}{2} = 69,0^\circ\text{C}.$$

Таким образом, критерий Прандтля при средней температуре стенки $t_{\text{ст.ср}}=69,0^\circ\text{C}$ при давлении входа в АВО $P_1 = 9,5$ МПа будет равен $Pr_{\text{ст}} = 0,84847$.

Определяется коэффициент теплоотдачи со стороны газа:

$$\alpha_{\text{газ}}^{\text{ср}} = \frac{Nu_{\text{газ}} \lambda_{\text{газ}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{1749 \cdot 53,523 \cdot 10^{-3}}{0,022} = 4206 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

Согласно ГОСТ Р 72011-2025 [11], требуемая высота от сплошного основания аппарата до корпуса вентиляторов для аппарата нагнетательного типа и от основания до входа в секции для аппарата вытяжного типа должна обеспечить скорость воздуха в сечениях по периметру аппарата (скорость воздуха на входе в аппарат) не выше 3,6 м/с для аппарата нагнетательного типа и не выше 4,0 м/с для аппарата вытяжного типа. Таким образом, при подборе или расчете АВО определенной конструкции необходимо учитывать отношение площади входа в АВО к площади в его узком сечении, чтобы определить скорость охлаждающего воздуха в узком сечении АВО $\omega_{\text{воз}}$, учитывая ограничения по максимальной допустимой скорости входа воздуха в аппарат. Скорость охлаждающего воздуха в узком сечении АВО $\omega_{\text{воз}}$ находится в диапазоне 5-15 м/с.

Для нормальных условий ($t_{\text{н.у.}}=0^\circ\text{C}$, $p_{\text{н.у.}}=101325$ Па) определяется скорость воздуха в узком сечении АВО $\omega_{\text{воз.н.у.}}$, м³/с (на диаграмме обозначение $w_{\text{уз}}$), при максимальном объемном расходе воздуха на одну АВО $\bar{V}_{\text{АВО н.у.}}=720 \cdot 10^3$ нм³/час (на диаграмме обозначение V) по диаграмме зависимости от производительности вентилятора при средней температуре воздуха $\tau_{\text{ср}}=32,35^\circ\text{C}$ (на диаграмме обозначение $t_{\text{ср}}$) для аппаратов зигзагообразного типа (АВЗ) (рис. 7) [13].

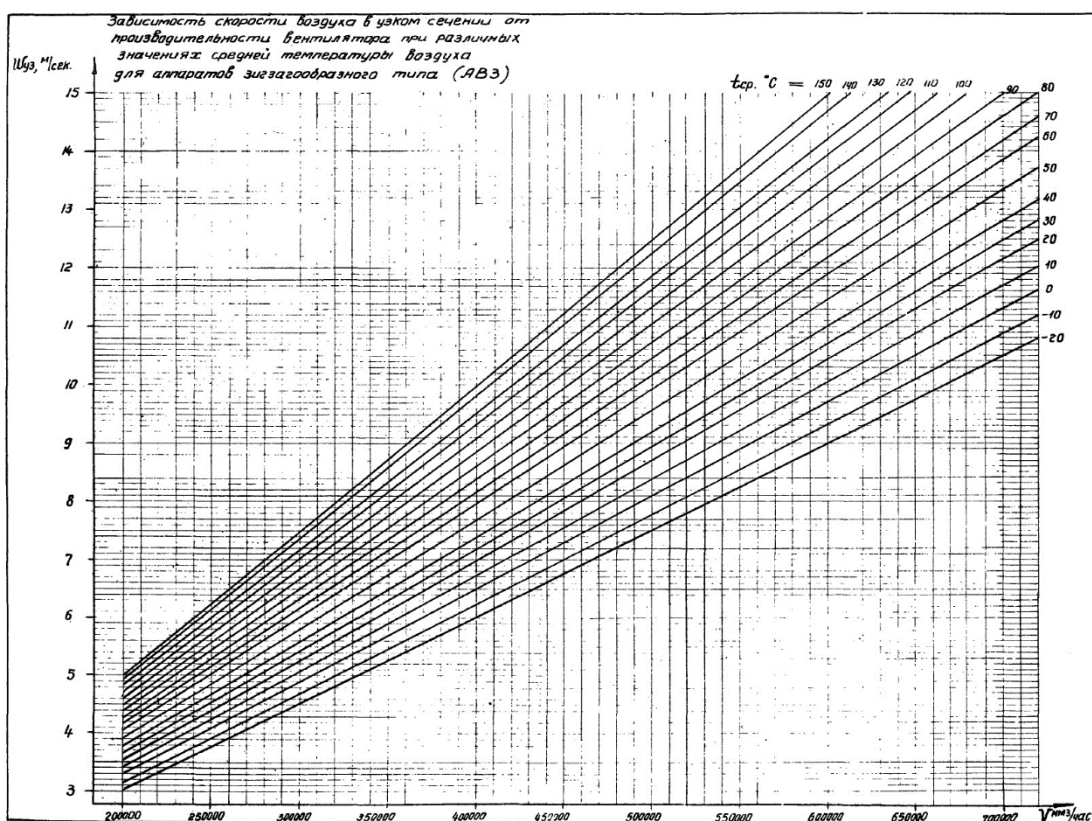


Рисунок 7 – Зависимость скорости воздуха в узком сечении АВО от производительности вентилятора при различных значениях средней температуры воздуха для аппаратов зигзагообразного типа (АВЗ) [13].

Определяется площадь узкого сечения одного АВО:

$$F_{\text{уз}} = \frac{\bar{V}_{\text{АВО н.у.}}}{\omega_{\text{уз.н.у.}}} = \frac{1}{12,8} \cdot \frac{720 \cdot 10^3}{3600} = 15,625 \text{ м}^2.$$

Определяется массовый расход воздуха через один вентилятор АВО:

$$\bar{m}_{\text{АВО}} = \frac{p_{\text{н.у.}}}{R_{\text{с.в.}} \cdot T_{\text{н.у.}}} \bar{V}_{\text{АВО н.у.}} = \frac{101325}{287 \cdot 273,15} \cdot \frac{720 \cdot 10^3}{3600} = 258,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

где $R_{\text{с.в.}} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – газовая постоянная сухого воздуха.

Определяется минимальное количество единиц АВО по их максимальной пропускной способности для охлаждающего воздуха:

$$N_{\text{АВО}}^{\text{min}} = \frac{M_2}{\bar{m}_{\text{АВО}}} = \frac{8164}{258,5} = 31,58 \text{ шт.}$$

Округляется получившаяся величина минимального количества единиц АВО по их максимальной пропускной способности для охлаждающего воздуха в бóльшую сторону до значения $N_{\text{АВО}}^{\text{min}} = 32$ шт.

Определяется скорость охлаждающего воздуха в узком сечении АВО $\omega_{\text{воз}}$ при условиях эксплуатации:

$$\omega_{\text{уз}} = \frac{\bar{V}_2}{F_{\text{уз}}} = \frac{\bar{m}_{\text{АВО}}}{\rho_{\text{воз}} F_{\text{уз}}} = \frac{258,5}{1,1552 \cdot 15,625} = 14,32 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Округляется получившаяся величина скорости охлаждающего воздуха в узком сечении АВО $\omega_{\text{воз}}$ при условиях эксплуатации в бóльшую сторону до значения 15 м/с.

Определяется критерий Рейнольдса при движении воздуха:

$$\text{Re}_{\text{воз}} = \frac{\omega_{\text{воз}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{воз}}} = \frac{15 \cdot 0,028}{16,313 \cdot 10^{-6}} = 25746.$$

Определяется критерий Нуссельта для воздуха:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{воз}} &= 0,223 \cdot \text{Re}_{\text{воз}}^{0,65} \cdot \left(\frac{d_{\text{н}}}{t_{\text{п}}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\text{п}}}{t_{\text{п}}} \right)^{-0,14} = \\ &= 0,223 \cdot 25746^{0,65} \cdot \left(\frac{0,028}{0,0035} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,0105}{0,0035} \right)^{-0,14} = 45,79. \end{aligned}$$

Определяется коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха:

$$\alpha_{\text{воз}}^{\text{ср}} = \frac{\text{Nu}_{\text{воз}} \lambda_{\text{воз}}}{d_{\text{н}}} = \frac{45,79 \cdot 26,391 \cdot 10^{-3}}{0,028} = 43,16 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

Ранее была определена площадь поперечного сечения со стороны газа $F_{\text{п.с.}} = 0,1088 \text{ м}^2$ при условии скорости течения газа в трубках всех АВО $\omega_{\text{газ}} = 20 \text{ м/с}$. Поскольку для выбранной конструкции АВО было определено минимальное их количество $N_{\text{АВО}}^{\text{min}} = 32$ шт., то необходимо произвести уточняющий расчет фактической скорости течения газа в трубках всех АВО $\omega_{\text{газ.ф.}}$ исходя из суммарной фактической площади проходного сечения для газа в АВО $F_{\text{п.с.}}$.

Площадь суммарного поперечного проходного сечения всех трубок АВО называется площадью сечения одного хода АВО $F_{\text{о.х.АВО}}$. Для выбранного АВО значение $F_{\text{о.х.АВО}}$ определяется следующим образом:

$$F_{\text{о.х.АВО}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} n_{\text{т}} = \frac{3,14 \cdot 0,022^2}{4} \cdot 1128 = 0,429 \text{ м}^2.$$

Тогда суммарная фактическая площадь проходного сечения всех АВО равна:

$$F_{\text{п.с.ф.}} = N_{\text{АВО}}^{\text{min}} F_{\text{о.х.АВО}} = 32 \cdot 0,429 = 13,728 \text{ м}^2.$$

Следовательно, фактическая скорость газа в трубках АВО будет равна:

$$\omega_{\text{газ.ф.}} = \frac{M_1}{\rho_{\text{газ}} F_{\text{п.с.ф.}}} = \frac{122,33}{56,209 \cdot 13,728} = 0,16 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Полученная величина фактической скорости газа в трубках АВО является недопустимо низкой, поскольку рекомендуемый диапазон оптимальных значений находится в пределах 5-10 м/с.

Таким образом, выбранный одноходовой аппарат воздушного охлаждения зигзагообразного типа с коэффициентом оребрения $\phi=9$ не подходит для данного объекта компримирования в связи с очень большой суммарной фактической площадью поперечного сечения трубок для течения охлаждаемого газа $F_{\text{п.с.ф.}}$, из-за чего скорость движения газа падает. У выбранного загзагообразного типа АВО (АВЗ) конструктивно обеспечивается увеличенная площадь $F_{\text{п.с.ф.}}$ при заданном расходе охлаждающего воздуха через вентилятор. Для уменьшения площади $F_{\text{п.с.ф.}}$ до значения, которое обеспечит оптимальную или приближенную к ней скорость течения газа внутри трубок, следует рассмотреть другой тип и конструкцию АВО. Условие уменьшения площади $F_{\text{п.с.ф.}}$ при том же расходе охлаждающего воздуха может быть обеспечено уменьшением внутреннего диаметра трубок $d_{\text{вн}}$ и увеличением числа ходов n в АВО, таким образом увеличивается скорость течения газа внутри трубок, увеличением коэффициента оребрения ϕ , таким образом увеличивается площадь теплообмена со стороны воздуха. В таблице 9 приведены выборочные данные по АВО трех типов по данным «Методики теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения»

ВНИИНЕФТЕМАШ, 1971 [13]. В таблице приняты сокращения: АВМ – аппараты воздушного охлаждения малопоточного типа, АВГ – аппараты воздушного охлаждения горизонтального типа, АВЗ – аппараты воздушного охлаждения зигзагообразного типа. В качестве критерия выбора АВО вводится параметр скорости расхода воздуха АВО K_B , который характеризует удельный расход воздуха на единицу внутреннего сечения труб и может служить критерием при анализе АВО.

Определяется параметр скорости расхода воздуха АВО K_B по формуле по данным для АВО:

$$K_B = \frac{\bar{V}_{\text{АВО н.у.}}}{f_x} \left[\frac{\text{м}}{\text{с}} \right]$$

f_x – средняя площадь сечения одного хода в АВО.

По данным таблицы 9 выбираем АВО с самым высоким параметром скорости расхода воздуха АВО $K_B=9788$ м/с, т.е. с самым высоким отношением расхода воздуха через вентилятор к проходному сечению трубок. АВО с самым высоким значением K_B является АВО зигзагообразного типа АВЗ с коэффициентом оребрения $\phi=14,6$, внутренним диаметром трубок $d_{\text{вн}}=0,021$ м, количеством ходов $n=8$, количеством рядов $N=4$, высотой ребра $h_p=14$ мм, шагом ребер $t_p=3$ мм.

Производится пересчет АВО по ранее представленному алгоритму.

Определяется площадь узкого сечения одного АВО:

$$F_{\text{уз}} = \frac{\bar{V}_{\text{АВО н.у.}}}{\omega_{\text{уз.н.у.}}} = \frac{1}{13,4} \cdot \frac{740 \cdot 10^3}{3600} = 15,34 \text{ м}^2.$$

Определяется массовый расход воздуха через один вентилятор АВО:

$$\bar{m}_{\text{АВО}} = \frac{p_{\text{н.у.}}}{R_{\text{с.в.}} T_{\text{н.у.}}} \bar{V}_{\text{АВО н.у.}} = \frac{101325}{287 \cdot 273,15} \cdot \frac{740 \cdot 10^3}{3600} = 265,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Определяется минимальное количество единиц АВО по их максимальной пропускной способности для охлаждающего воздуха:

$$N_{\text{АВО}}^{M_2 \text{ min}} = \frac{M_2}{\bar{m}_{\text{АВО}}} = \frac{8164}{265,7} = 30,72 \text{ шт.}$$

Округляется получившаяся величина минимального количества единиц АВО по их максимальной пропускной способности для охлаждающего воздуха в большую сторону до значения $N_{\text{АВО}}^{M_2 \min} = 31$ шт.

Дополнительно проводится проверочный расчет минимального количества единиц выбранного АВО по его фактическим характеристикам зависимости температуры подогрева воздуха от теплопроизводительности при производительности вентилятора. Данная зависимость представлена на рисунке 8 [13].

Таблица 9 – Параметры аппарата воздушного охлаждения [13]

Тип АВО	Коэффициент обребрения труб	Число рядов	Число ходов	Внутренний диаметр труб	Средняя площадь сечения одного хода	Скорость воздуха в узком сечении при н.у.	Объемный расход воздуха через вентилятор	Параметр скорости расхода воздуха
	ϕ	N	n	$d_{\text{вн}}, \text{мм}$	$f_x \cdot 10^{-3}, \text{м}^2$	$\omega_{\text{воз. н.у.}}, \text{м/с}$	$\bar{V}_{\text{АВО н.у.}} \cdot 10^3, \text{нм}^3/\text{час}$	$K_v, \text{м/с}$
АВМ	9	4	4	21	8,1	10,0	24,0	823
	14,6	4	4	21	7,1	9,4	21,7	849
	9	8	8	21	8,1	8,0	19,9	682
	14,6	8	8	21	7,1	6,8	16,6	649
АВГ	9	4	4	21	24,3	14,6	270	3086
	14,6	4	4	21	21,3	14,6	270	3521
	9	8	8	21	24,3	12,0	220	2515
	14,6	8	8	21	21,3	12,0	220	2869
АВЗ	9	4	8	21	25,2	14,5	810	8929
	14,6	4	8	21	21,0	13,4	740	9788
	9	8	8	21	49,8	11,5	650	3626
	14,6	8	8	21	42,6	9,5	540	3521

По зависимости на рисунке 8 при производительности вентилятора $\bar{V}_{\text{АВО н.у.}} = 740000 \text{ нм}^3/\text{час}$ и температуре подогрева воздуха $\Delta t = \tau_2 - \tau_1$ (на рисунке обозначено как Δt_0) теплопроизводительность одного АВО равна $Q_{\text{АВО}} = 1,15 \cdot 10^6 \text{ ккал/час} = 1,33745 \text{ МВт}$ (1 ккал = 4186,8 Дж).

Тогда минимальное количества единиц выбранного АВО по его фактическим характеристикам определяется по формуле:

$$N_{\text{АВО}}^{Q \min} = \frac{Q}{Q_{\text{АВО}}} = \frac{41,1}{1,33745} = 30,73 \text{ шт.}$$

Округленное в большую сторону значение $N_{\text{АВО}}^{Q \min} = 31$ шт. совпало с ранее полученным значением $N_{\text{АВО}}^{M_2 \min} = 31$ шт. При несовпадении величин

минимального количества АВО, то есть $N_{\text{АВО}}^{Q \min} \neq N_{\text{АВО}}^{M_2 \min}$, дальнейший расчет вести для бóльшей величины.

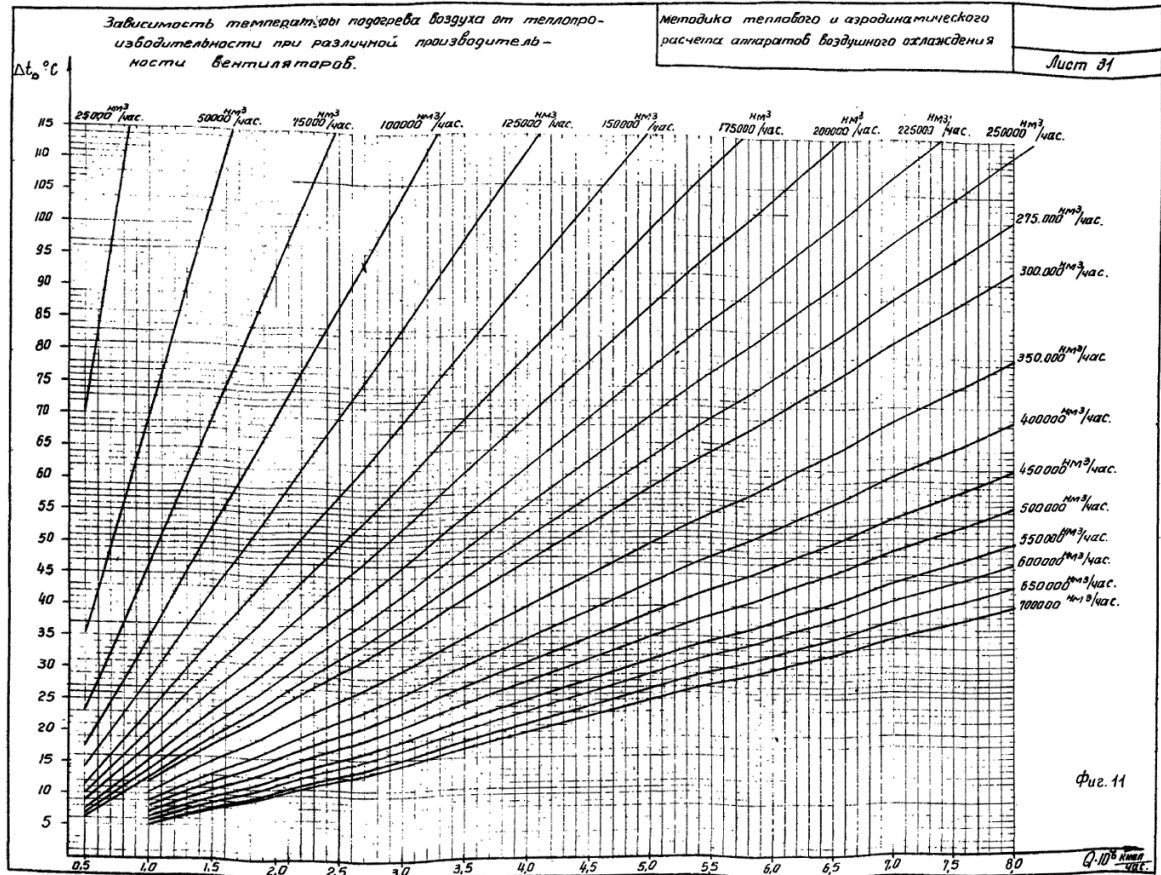


Рисунок 8 – Зависимость температуры подогрева воздуха от теплопроизводительности при производительности вентилятора АВО зигзагообразного типа [13]

Тогда суммарная фактическая площадь проходного сечения всех АВО равна:

$$F_{\text{п.с.ф.}} = N_{\text{АВО}}^{M_2 \min} F_{\text{о.х.АВО}} = 31 \cdot 0,021 = 0,651 \text{ м}^2.$$

Следовательно, фактическая скорость газа в трубках АВО будет равна:

$$\omega_{\text{газ.ф.}} = \frac{M_1}{\rho_{\text{газ}} F_{\text{п.с.ф.}}} = \frac{122,33}{56,209 \cdot 0,651} = 3,34 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Полученная величина фактической скорости газа в трубках выбранного АВО ниже рекомендуемого диапазона оптимальных значений в пределах 5 – 10 м/с.

Таким образом, выбранный восьмиходовой аппарат воздушного охлаждения зигзагообразного типа с коэффициентом оребрения $\phi=14,6$ не является оптимальным по значению скорости течения газа в трубках, и необходимо подбирать из производимых промышленностью АВО с еще бóльшим значением коэффициента расхода воздуха АВО K_v или производить проектирование АВО по заданной оптимальной скорости течения газа в трубках для данного объекта при ограничении максимальной скорости охлаждающего воздуха в узком сечении не более 15 м/с, чтобы избежать шума и вибрации. Также одной из действенных мер уменьшения количества АВО является применение испарительного охлаждения с применением впрыска воды. Испарительное охлаждение в АВО может осуществляться двумя способами (или их сочетанием): орошением теплообменной поверхности или путем снижения температуры воздушного потока, поступающего на теплообменные секции [16], которое реализуется орошением трубок водой, снижая расход охлаждающего воздуха, особенно в жаркий период.

Для подобных объектов с давлением порядка 10 МПа и выше АВО проектируются на заказ с увеличенным числом ходов, поскольку типовые АВО не удовлетворяют оптимальным условиям работы. В данном учебном пособии ставится задача представления методики расчета, а не подбора или проектирования оптимального АВО для данных конкретного ТЗ. Поэтому дальнейшее описание методики расчета будет производиться на примере пересчитанного АВО, обеспечивающего скорость газа в трубках $\omega_{\text{газ}}=3,34$ м/с, поскольку алгоритм расчета тот же.

Переопределяется критерий Рейнольдса при движении газа:

$$Re_{\text{газ}} = \frac{\omega_{\text{газ}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{газ}}} = \frac{3,34 \cdot 0,021}{2,7764 \cdot 10^{-7}} = 252629.$$

Таким образом, режим течения турбулентный ($Re_{\text{газ}} > 10^4$), а не ламинарный, что предпочтительно, так как при турбулентном течении выше коэффициент теплоотдачи.

Переопределяется критерий Нуссельта для газа:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{газ}} &= 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{газ}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{газ}}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{\text{газ}}}{\text{Pr}_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l = \\ &= 0,021 \cdot 252629^{0,8} \cdot 0,80993^{0,43} \left(\frac{0,80993}{0,84847} \right)^{0,25} \cdot 1 = 398, \end{aligned}$$

Переопределяется коэффициент теплоотдачи со стороны газа:

$$\alpha_{\text{газ}}^{\text{ср}} = \frac{\text{Nu}_{\text{газ}} \lambda_{\text{газ}}}{d_{\text{вн}}} = \frac{398 \cdot 53,523 \cdot 10^{-3}}{0,021} = 1014 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

Определяется скорость охлаждающего воздуха в узком сечении АВО $\omega_{\text{воз}}$ при условиях эксплуатации:

$$\omega_{\text{уз}} = \frac{\bar{V}_{\text{АВО}}}{F_{\text{уз}}} = \frac{\bar{m}_{\text{АВО}}}{\rho_{\text{воз}} F_{\text{уз}}} = \frac{265,7}{1,1552 \cdot 15,34} = 14,99 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

где $\bar{V}_{\text{АВО}}$ – объемный расход через один АВО, м³/с.

Округляется получившаяся величина скорости охлаждающего воздуха в узком сечении АВО $\omega_{\text{воз}}$ при условиях эксплуатации в большую сторону до значения 15 м/с.

Определяется критерий Рейнольдса при движении воздуха:

$$\text{Re}_{\text{воз}} = \frac{\omega_{\text{воз}} \cdot d_{\text{н}}}{\nu_{\text{воз}}} = \frac{15 \cdot 0,028}{16,313 \cdot 10^{-6}} = 25746.$$

Определяется критерий Нуссельта для воздуха:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{воз}} &= 0,223 \cdot \text{Re}_{\text{воз}}^{0,65} \cdot \left(\frac{d_{\text{н}}}{t_{\text{п}}} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\text{п}}}{t_{\text{п}}} \right)^{-0,14} = \\ &= 0,223 \cdot 25746^{0,65} \cdot \left(\frac{0,028}{0,003} \right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,014}{0,003} \right)^{-0,14} = 39,61. \end{aligned}$$

Определяется коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха:

$$\alpha_{\text{воз}}^{\text{ср}} = \frac{\text{Nu}_{\text{воз}} \lambda_{\text{воз}}}{d_{\text{н}}} = \frac{39,61 \cdot 26,391 \cdot 10^{-3}}{0,028} = 37,33 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}.$$

Определяется среднелогарифмический температурный напор для противотока:

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{лог}} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}} \varepsilon_{\Delta t} = \frac{131,61 - 15}{\ln \frac{131,61}{15}} \cdot 1,0 = 53,69^\circ\text{C}.$$

где θ_1 и θ_2 – соответственно начальная и конечная разности температур, $\varepsilon_{\Delta t}$ – поправочный коэффициент для перекрестного тока.

Расчет начальной и конечной разности температур θ_1 и θ_2 :

$$\theta_1 = t_1 - \tau_2 = 166,46 - 34,85 = 131,61^\circ\text{C};$$

$$\theta_2 = t_2 - \tau_1 = 44,85 - 29,85 = 15^\circ\text{C}.$$

При числе ходов от 2 до 4 ($n=2\div 4$) поправочный коэффициент находится по формуле [13]:

$$\varepsilon_{\Delta t}^n = \varepsilon_{\Delta t}^{n-1} + \frac{1 - \varepsilon_{\Delta t}^{n-1}}{4} (n - 1).$$

При большем числе ходов рекомендуется принимать $\varepsilon_{\Delta t} = 1$, т.е. аппарат рассчитывается как чисто противоточный [13]. Выше в случае пересчета АВО в восемью ходами принято значение $\varepsilon_{\Delta t} = 1$.

Значение поправочного коэффициента для однократного перекрестного тока, то есть одного хода продукт $n=1$, $\varepsilon_{\Delta t}$ вычисляются по построенному графику функции $\varepsilon_{\Delta t} = (P, R)$ (рис. 9). Ниже приведен алгоритм определения $\varepsilon_{\Delta t}$ при одноходовом исполнении АВО. Вспомогательные параметры P и R вычисляются по формулам [11]:

$$P = \frac{\tau_2 - \tau_1}{t_1 - \tau_1} = \frac{34,85 - 29,85}{166,46 - 29,85} = 0,037;$$

$$R = \frac{t_1 - t_2}{\tau_2 - \tau_1} = \frac{166,46 - 44,85}{34,85 - 29,85} = 24,32.$$

При рассчитанных значениях P и R коэффициент $\varepsilon_{\Delta t}$ одноходового АВО практически равен единице $\varepsilon_{\Delta t} \approx 1,0$.

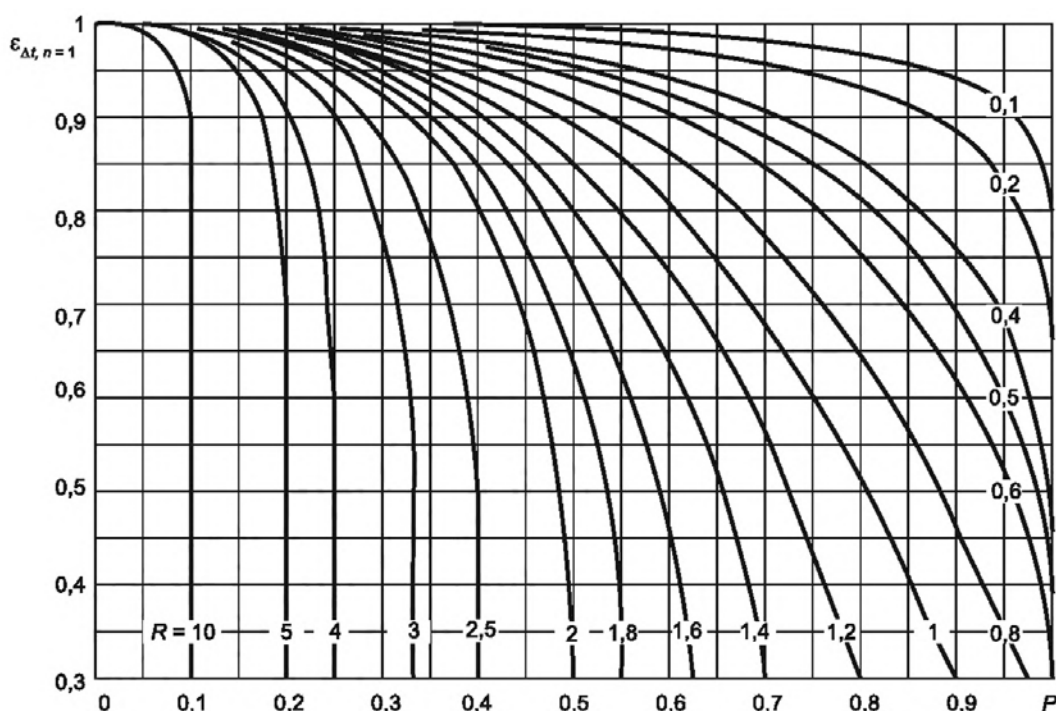


Рисунок 9 – Диаграмма определения поправочного коэффициента для перекрестного тока при одном ходе по трубному пространству в теплообменной секции [11].

Определяется коэффициент эффективности ребра E для выбранного к расчету второго, т.е. восьмиходового АВО:

$$E = \frac{\operatorname{th}\left(\frac{h_p}{\delta} \sqrt{2\operatorname{Bi}}\right)}{\frac{h_p}{\delta} \sqrt{2\operatorname{Bi}}} = \frac{\operatorname{th}\left(\frac{14 \cdot 10^{-3}}{0,85 \cdot 10^{-3}} \sqrt{2 \cdot 63,5 \cdot 10^{-5}}\right)}{\frac{14 \cdot 10^{-3}}{0,85 \cdot 10^{-3}} \sqrt{2 \cdot 63,5 \cdot 10^{-5}}} = 0,899,$$

где th – гиперболический тангенс; h_p – высота ребра трубки АВО; δ – толщина ребра трубки АВО; Bi – число Био.

Определяется число Био:

$$\operatorname{Bi} = \frac{\alpha_{\text{воз}}^{\text{cp}} \delta}{\lambda} = \frac{37,33 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3}}{50} = 63,5 \cdot 10^{-5}.$$

Расчетный или приведенный коэффициент теплоотдачи от ребристой поверхности к воздуху, отнесенной к внешней поверхности нагрева и учитывающий неравномерность теплообмена по поверхности ребра, определяется из уравнения:

$$\alpha_{2\text{пр}} = \alpha_{\text{воз}}^{\text{ср}} \left(E \frac{H_p}{H_{\text{р.с.}}} + \frac{H_c}{H_{\text{р.с.}}} \right) =$$

$$= 37,33 \left(0,899 \cdot \frac{3750}{4010} + \frac{260}{4010} \right) = 33,8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$
(10)

где H_p – площадь поверхности теплообмена ребер; H_c – площадь поверхности теплообмена гладкой стенки со стороны оребрения у основания ребер; $H_{\text{р.с.}} = H_p + H_c = \varphi \cdot H_c$ – суммарная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения. Для выбранного АВО: $H_c = 260 \text{ м}^2$, $H_p = 3750 \text{ м}^2$; $H_{\text{р.с.}} = H_{\text{ап}} = 4010 \text{ м}^2$.

Коэффициент теплопередачи для чистой ребристой трубки, отнесенной к ребристой поверхности, определяется из уравнения:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{газ}}^{\text{ср}}} + \frac{\delta_c}{\lambda} \right) \varphi + \frac{1}{\alpha_{2\text{пр}}}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{1014} + \frac{0,0035}{50} \right) \cdot 14,6 + \frac{1}{33,8}} = 22,22 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$
(11)

где толщина стенки трубки $\delta_c = (d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}) / 2$; коэффициент теплопроводности материала стенки λ ; коэффициент оребрения φ .

Определяется минимально требуемая (расчетная) площадь поверхности теплообмена АВО:

$$H_{\text{расч.р.с.}} = \frac{Q}{k \Delta t_{\text{ср}}^{\text{лог}}} = \frac{41,3 \cdot 10^6}{22,22 \cdot 53,69} = 34451 \text{ м}^2.$$
(12)

Определяем минимальное количество АВО по минимальной площади теплообмена:

$$N_{\text{АВО}}^{F \text{ min}} = \frac{H_{\text{расч.р.с.}}}{H_{\text{ап}}} = \frac{34451}{4010} = 8,6 \text{ шт.}$$

Округляем получившееся значение в большую сторону $N_{\text{АВО}}^{F \text{ min}} = 9$ шт. Выше по расчету минимального количества АВО по расходу охлаждающего воздуха было определено $N_{\text{АВО}}^{M_2 \text{ min}} = 31$ шт. Данный результат демонстрирует, что выбранная конструкция АВО применима в количестве не менее 31 шт., чтобы обеспечить необходимый расход охлаждающего воздуха. Меньшее количество АВО может привести к

недоохлаждению газа, особенно при высокой температуре окружающей среды и загрязнении оребрения. В проектах компрессорных станций в связи с различными факторами снижения коэффициента теплопередачи к расчетному количеству АВО рекомендуется добавлять запас по количеству АВО не менее 20% [3]. Таким образом, для рассматриваемого проекта рекомендованное количество выбранного типа АВО равно $N_{\text{АВО}}^{\text{факт}} = 38$ шт. и общая фактическая площадь поверхности теплообмена определяется по формуле:

$$H_{\text{ап}}^{\text{факт}} = N_{\text{АВО}}^{\text{факт}} H_{\text{ап}} = 38 \cdot 4010 = 152380 \text{ м}^2.$$

Однако для данного примера компрессорной станции необходимо производить индивидуальное проектирование АВО, при котором будут обеспечены оптимальные скорости газа внутри трубок 5 – 10 м/с (не больше 20 м/с), максимально допустимая скорость охлаждающего воздуха в узком сечении 15 м/с и на входе в вентилятор для аппарата нагнетательного типа не выше 3,6 м/с, а для аппарата вытяжного типа не выше 4,0 м/с [11].

Далее определяется эффективность теплообменного аппарата по критерию его термодинамической эффективности ε .

При заданных температурах теплоносителей определяется теоретически максимально возможная эффективность АВО. В этом случае эффективность теплообменного аппарата представляет собой отношение фактического теплового потока в аппарате $Q_{\text{ф}}$ к максимально возможному $Q_{\text{МАХ}}$ в этом аппарате, которое представляет собой количество теплоты противоточного теплообменного аппарата с бесконечно-большой поверхностью, принимая, что внешние потери отсутствуют ($\eta=1$). Данный расчет производится по значениям фактических температур теплоносителей и водяным эквивалентам на основе теплового баланса.

Если принять коэффициент полезного действия теплообменного аппарата $\eta=1$, то тепловой поток, передаваемый от газа в АВО равен:

$$Q = M_1 C_{p1}^{\text{cp}} (t_1 - t_2) \eta = 122,33 \cdot 2777,8 (166,46 - 44,85) \cdot 1 = 41,3 \text{ МВт}.$$

Тогда массовый расход охлаждающего воздуха через АВО через формулу КПД АВО:

$$M_2 = \frac{M_1 C_{p1}^{\text{cp}} (t_1 - t_2) \eta}{C_{p2}^{\text{cp}} (\tau_2 - \tau_1)} = \frac{Q}{C_{p2}^{\text{cp}} (\tau_2 - \tau_1)} = \frac{41,3 \cdot 10^6}{1006,8 (34,85 - 29,85)} = 8204 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

Далее рассчитываются водяные эквиваленты для газа и воздуха. Водяной эквивалент представляет собой полную теплоемкость массового расхода теплоносителя в единицу времени [17]. Отсюда водяные эквиваленты для газа W_1 и для воздуха W_2 соответственно равны:

$$W_1 = M_1 C_{p1}^{cp} = 122,33 \cdot 2777,8 = 339808 \text{ Вт/К};$$

$$W_2 = M_2 C_{p2}^{cp} = 8204 \cdot 1006,8 = 8259787 \text{ Вт/К}.$$

Поскольку $W_2 > W_1$, то для АВО с бесконечно большой поверхностью температура газа на выходе t_2 будет равна температуре воздуха на входе в АВО τ_1 : $t_2 = \tau_1$. Тогда величина предельной эффективности ε_∞ , определяемой по температурам, рассчитывается по формуле:

$$\varepsilon_\infty = \frac{Q_\Phi}{Q_{\text{MAX}}} = \frac{W_2 (\tau_2 - \tau_1)}{W_1 (t_1 - \tau_1)} = \frac{8259787 (34,85 - 29,85)}{339808 (166,46 - 29,85)} = 0,8897.$$

Далее в качестве проверки проводится расчет эффективности процесса теплообмена ε_H для выбранных АВО с учетом их суммарной площади теплообмена $H_{\text{ап}}^{\text{факт}}$ и коэффициента теплопередачи k по методу ε -NTU [18, 19]. В данном методе используются следующие величины:

- число переноса единиц теплоты NTU:

$$\text{NTU} = \frac{k \cdot H_{\text{ап}}^{\text{факт}}}{W_1};$$

- отношение водяных эквивалентов:

$$C_r = \frac{W_1}{W_2}.$$

Для расчета по методу ε -NTU используются следующие формулы в зависимости от схемы течения:

- противоточная схема течения при $C_r < 1$:

$$\varepsilon_H = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}.$$

- противоточная схема течения при $C_r=1$:

$$\varepsilon_H = \frac{NTU}{1 + NTU}.$$

- прямоточная схема течения:

$$\varepsilon_H = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}. \quad (13)$$

- перекрестная схема течения:

$$\varepsilon_H = 1 - \exp\left[\frac{NTU^{0,22}}{C_r} \left[\exp(-C_r NTU^{0,78}) - 1\right]\right].$$

Трубчато-ребристые воздухоохладители, количество рядов труб в которых больше 1, следует рассматривать как противоточные или прямоточные, так как с увеличением числа ходов до 4 они становятся эквивалентными теплообменным аппаратам с названными схемами течения по тепловой мощности [19, 20].

В связи с четырехрядной восьмиходовой конструкцией определяется эффективность АВО по прямоточной схеме по уравнению (13). В оценке эффективности АВО по значению поверхности теплообмена и коэффициенту теплопередачи отдано предпочтение прямоточной схеме в связи с тем, что прямоточная схема даёт консервативную оценку эффективности теплообмена, обычно эффективность прямоточного теплообменника меньше, чем у противоточного.

Определяем эффективность выбранного теплообменного аппарата ε_H по данным его поверхности теплопередачи по формуле (13):

$$\varepsilon_H = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{1 - \exp\left[-\frac{k \cdot H_{\text{ап}}^{\text{факт}}}{W_1} \left(1 + \frac{W_1}{W_2}\right)\right]}{1 + \frac{W_1}{W_2}} = \\
&= \frac{1 - \exp\left[-\frac{22,22 \cdot 152380}{339808} \left(1 + \frac{339808}{8219515}\right)\right]}{1 + \frac{339808}{8219515}} = 0,9603.
\end{aligned}$$

Значение эффективности АВО ε_H по данным его поверхности и коэффициенту теплопередачи выше теоретически максимально возможной эффективности АВО ε_∞ . При этом эффективность АВО не может превышать величину ε_∞ . Равенство $\varepsilon_H = \varepsilon_\infty$ соответствует условию, что площадь теплообмена равна максимальной эффективной величине, и дальнейшее её увеличение не приведет к отдаче тепла и росту эффективности АВО. Если в результате проверочного расчета получается, что $\varepsilon_H > \varepsilon_\infty$, то это свидетельствует о запасе площади теплообмена, и эффективность АВО не будет превышать величину ε_∞ .

Расчет эффективности АВО выполнен по методу ε -NTU для прямоточной схемы, показавшему $\varepsilon_H = 0,9605$ при $NTU = 9,964$ (высокая площадь теплообмена). Расчет по водяным эквивалентам потоков и фактическим температурам дал предельную эффективность $\varepsilon_\infty = 0,89$, что отражает наличие потерь и принимается как финальная оценка.

Контрольные вопросы:

1. Какая физическая связь между уравнением теплового баланса и уравнением теплопередачи в расчёте АВО?
2. Что такое среднелогарифмический температурный напор, почему он используется для оценки теплопередачи в теплообменниках?
3. Как ограничение на минимальный концевой температурный напор между газом и воздухом влияет на габариты и энергопотребление АВО?
4. Каким образом реальные теплофизические свойства газа и воздуха (теплоёмкость, теплопроводность, вязкость) влияют на результаты теплового расчёта АВО?
5. Почему при выборе типа и числа АВО важно учитывать не только требуемую поверхность теплообмена, но и допустимые скорости газа и воздуха?

7. Гидравлический расчет аппарата воздушного охлаждения

После проведения теплового расчета необходимо определить затраты мощности на прокачку теплоносителя по трубам. Для этого ниже приведен гидравлический расчет теплообменного аппарата.

При движении газа по трубам часть мощности расходуется на преодоление линейных $\Delta P_{\text{л}}$ и местных $\Delta P_{\text{м}}$ гидравлических сопротивлений. Линейное сопротивление или сопротивление трения определяют по формуле Дарси:

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{л}} &= \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_{\text{вн}}} \cdot \frac{\omega_{\text{газ}}^2 \rho_{\text{газ}}}{2} = \\ &= 0,0289 \frac{6}{0,021} \cdot \frac{3,34^2 \cdot 56,209}{2} = 2589 \text{ Па} \approx 2,589 \text{ кПа},\end{aligned}$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ – коэффициент гидравлического трения внутренней поверхности трубы; l – длина трубы, м; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубы, м; $\omega_{\text{газ}}$ – скорость газа в трубках, м/с; ρ – плотность газа, кг/м³.

Коэффициент гидравлического трения внутренней поверхности трубы $\lambda_{\text{тр}}$ рассчитывается в зависимости от режима течения, который характеризуется числом Рейнольдса Re , эквивалентной абсолютной шероховатостью внутренней поверхности стенки трубы K_s и внутренним диаметром трубопровода $d_{\text{вн}}$ [21, 22]. Расчетные формулы приведены в таблице 10 [21].

Значение эквивалентной абсолютной шероховатости внутренней поверхности стенки трубы K_s принимается равным для новых стальных труб $0,01 \text{ см} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ [21]. Таким образом, комплекс будет равен:

$$500 \frac{d_{\text{вн}}}{K_s} = 500 \frac{21 \cdot 10^{-3}}{0,1 \cdot 10^{-3}} = 105000.$$

Число Рейнольдса $Re_{\text{газ}}=1584786$ больше значения комплекса, таким образом течение в трубках АВО находится в квадратичной зоне. Следовательно, коэффициент гидравлического трения определяется по формуле Шифринсона (табл. 10):

$$\lambda_{\text{т}} = 0,11 \left(\frac{K_s}{d_{\text{вн}}} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{21 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,25} = 0,0289.$$

Таблица 10 – Формулы расчета коэффициента гидравлического трения по СП 42-101-2003 [21]

Условия применимости	Формула расчета $\lambda_{тр}$
Ламинарный режим: $Re \leq 2320$	Стокса: $\lambda_{тр} = \frac{64}{Re}$
Гладкие трубы: $2320 < Re \leq 10 \frac{d_{вн}}{K_э}$	Блазиуса: $\lambda_{тр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$
Переходная область: $10 \frac{d_{вн}}{K_э} < Re \leq 500 \frac{d_{вн}}{K_э}$	Альтшуля: $\lambda_{тр} = 0,11 \left(\frac{K_э}{d_{вн}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$
Квадратичная зона: $Re > 500 \frac{d_{вн}}{K_э}$	Шифринсона: $\lambda_{тр} = 0,11 \left(\frac{K_э}{d_{вн}} \right)^{0,25}$

Местные сопротивления обусловлены наличием вентилях, задвижек, сужений, расширений, поворотов. Потери напора в местных сопротивлениях определяются из уравнения:

$$\Delta P_M = \sum_1^n \xi \frac{\omega_{газ}^2 \rho_{газ}}{2} = 5,66 \cdot \frac{3,34^2 \cdot 56,209}{2} = 1775 \text{ Па} \approx 1,775 \text{ кПа},$$

где $\sum_1^n \xi = 1,5 + 1,0 + 1,0 + 1,5 + 0,66 = 5,66$ – сумма коэффициентов местных

сопротивлений складывается из:

$\xi_{рас} = 1,5$ – вход в секции АВО;

$\xi_{вх.тр} = 1,0$ – вход в трубки;

$\xi_{вых.тр} = 1,0$ – выход из трубок;

$\xi_{суж} = 1,5$ – выход из секций АВО;

$\xi_{кр} = 0,33 \cdot 2$ – шаровый кран, 2 шт., на входе и выходе из АВО.

Полная потеря напора в АВО со стороны газа:

$$\Delta P_{АВО} = \Delta P_{л} + \Delta P_M = 2,589 + 1,775 = 4,364 \text{ кПа}.$$

Давление на выходе из АВО:

$$P_2 = P - \Delta P_{\text{АВО}} = 9,5 - 0,004364 = 9,4956 \text{ МПа} .$$

В учебном пособии приведены расчеты для подбора центробежных компрессоров, их газотурбинных приводов и аппаратов воздушного охлаждения для компрессорной станции.

Контрольные вопросы:

1. Почему при увеличении скорости газа и воздуха в АВО одновременно улучшается теплообмен и возрастают гидравлические потери?
2. Как потери давления в АВО влияют на режим работы компрессорной станции и требуемую мощность приводов компрессоров?
3. Какие геометрические характеристики трубного пучка и схемы обтекания оказывают наибольшее влияние на сопротивление АВО?
4. Зачем при проектировании АВО нормируют скорость воздуха на входе в аппарат и в его узком сечении?
5. Почему при выборе количества аппаратов воздушного охлаждения необходимо учитывать как их тепловую, так и гидравлическую эффективность?

Заключение

В учебном пособии рассмотрена методика расчета единичной мощности центробежных компрессоров и количества аппаратов воздушного охлаждения для компрессорных станций газовой инфраструктуры. Представленные алгоритмы позволяют освоить ключевые этапы подбора оборудования на основе реальных термодинамических свойств природного газа, с учетом политропного процесса сжатия и механических потерь. Расчеты охватывают определение внутренней мощности центробежных компрессоров и эффективной мощности их приводов – газотурбинных установок, подбор оптимальной единичной мощности ГПА с учетом коэффициентов технического состояния ГТУ, высоты над уровнем моря и температуры воздуха. Представлен пример технологической схемы компрессорной станции. Описано использование уравнений состояния реального газа для точного расчета энтальпий, коэффициентов сжимаемости и КПД, что необходимо для высоких давлений в магистральных газопроводах и криогенных циклах. Методика подбора АВО включает расчет теплового баланса, коэффициента теплопередачи, площади теплообмена, количества АВО, гидравлические потери. Практическое значение пособия заключается в соответствии требованиям СТО Газпром 2-3.5-051-2006 и ГОСТ Р 72011-2025, что позволяет применять расчеты для курсового проектирования, ВКР и профессиональной деятельности по направлениям 21.03.01, 13.03.03, 16.03.03 нефтегазового дела, энергетического машиностроения и холодильной техники. Освоение материала формирует компетенции в моделировании процессов компримирования газа, подборе оборудования и оптимизации энергопотребления КС, способствуя повышению надежности объектов газовой инфраструктуры.

Список литературы

1. https://proektirovanie.gazprom.ru/d/subsidiarycompany/2c/44/kompr_stantsiya.jpg (дата обращения 04.03.2026)
2. Коршак А.А., Нечваль А.М. Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов. СПб.: Недра, 2008. 485 с.
3. Иваник С. А., Шаммазов И. А., Казаков А. М., Лягова А. А., Воронов В. А. Обоснование методики определения расчетной температуры воздуха при проектировании систем воздушного охлаждения газа компрессорных станций магистральных газопроводов // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. 2022. Вып. 3 (137), С. 110-126. <http://doi.10.17122/ntj-oil-2022-3-110-126>.
4. СТО Газпром 2-3.5-051-2006. Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. Открытое акционерное общество «Газпром».
5. <https://mypresentation.ru/> (дата обращения 04.03.2026)
6. СТО Газпром 2-3.5-138-2007. Типовые технические требования к газотурбинным гпа и их системам. Открытое акционерное общество «Газпром».
7. СП 131.13330.2020. Свод правил. Строительная климатология. СНиП 23-01-99*. (ред. от 30.06.2023).
8. ПР 51-31323949-43-99. Методические указания по проведению теплотехнических и газодинамических расчетов при испытаниях газотурбинных газоперекачивающих агрегатов. – М.: Технорматив, 2017. – 30 с.
9. ISO 5389:2005(E). International standard. Turbocompressors — Performance test code. Second edition. 2005-12-15. (Турбокомпрессоры. Правила проведения испытания для определения рабочих характеристик. Международный стандарт).
10. <https://krasnodar-tr.gazprom.ru/press/news/2018/07/143777/> (дата обращения 04.03.2026)
11. ГОСТ Р 72011—2025 «Аппараты воздушного охлаждения. Требования к проведению теплового, гидравлического и аэродинамического расчетов». – М.: Российский институт стандартизации, 2025.
12. Берман С.С. Расчет теплообменных аппаратов. М.–Л., Госэнергоиздат, 1962. 240 с. с черт. и илл.
13. Методика теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. ВНИИНЕФТЕМАШ, 1971.
14. <https://poznayka.org/s66010t2.html> (дата обращения 04.03.2026)

15. Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.–Л., Госэнергоиздат, 1949. 396 с.; 1956. 392 с.
16. Ходырев А.И., Шмонова К.С. Об эффективности применения испарительного охлаждения при работе аппаратов воздушного охлаждения в летний период. Территория нефтегаз. №10. 2019.
17. Данилова Г.Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др. Теплообменные аппараты холодильных установок. – Л., «Машиностроение», 1973. 328 с.
18. Bergman TL, Incropera FP, DeWitt DP, et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7th ed. New York: John Wiley & Sons; 2011.
19. Портянихин В.А. Модифицированный метод эффективность-NTU ($m\text{-}\epsilon\text{-NTU}$) для расчёта воздухоохладителей в режиме с влаговыведением или инеевыпадением. Часть II // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 2. С. 71–76. DOI: <https://doi.org/10.17816/Rf108666>.
20. Braun J.E. Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems. Wisconsin, 1988.
21. СП 42-101-2003. Свод правил по проектированию и строительству. Общие положения по проектированию и строительству газораспределительных систем из металлических и полиэтиленовых труб.
22. Николаев А.К., Дыкин А.К., Фидусь А.И. Уменьшение гидравлического сопротивления при транспорте газа по газораспределительным системам. Территория нефтегаз. №3,5. 2020.

Приложение

ПРИМЕР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИБЛИОТЕКИ COOLPROP В ПАКЕТЕ МАТЕМАТИЧЕСКИХ ВЫЧИСЛЕНИЙ SMATH STUDIO

□ **Версия библиотеки CoolProp**

```
CoolProp_get_global_param_string("version")="6.1.0"
```

Получение общей информации о веществе

```
HA := CoolProp_get_fluid_param_string("Ethane";
    ["aliases"
     "CAS"
     "ASHRAE34"
     "REFPROPName"])
HA = ["ethane, ETHANE, R170"
      "74-84-0"
      "A3"
      "ETHANE"]
```

Перечень всех поддерживаемых чистых и псевдо-чистых веществ

```
Name1 := strsplit(CoolProp_get_global_param_string("fluids_list"); ",")
```

```
Name1 = ["1-Butene"
         "Acetone"
         "Air"
         "Ammonia"
         "Argon"
         "Benzene"
         "CarbonDioxide"
         "CarbonMonoxide"
         "CarbonylSulfide"
         "cis-2-Butene"
         "CycloHexane"
         "Cyclopentane"
         "CycloPropane"
         "D4"
         "D5"
         "D6"
         "Deuterium"
         ⋮]
```

Перечень всех предопределенных смесей

```
Name2 := strsplit(CoolProp_get_global_param_string("predefined_mixtures"); ",")
```

```
Name2 = ["Air.mix"
         "Amarillo.mix"
         "Ekofisk.mix"
         "GulfCoast.mix"
         "GulfCoastGas (NIST1).mix"
         "HighCO2.mix"
         "HighN2.mix"
         "NaturalGasSample.mix"
         "R401A.mix"
         "R401B.mix"
         "R401C.mix"
         "R402A.mix"
         "R402B.mix"
         "R403A.mix"
         "R403B.mix"
         "R404A.mix"
         "R405A.mix"
         ⋮]
```

Свойства определенной смеси

```
mix := "HEOS::Nitrogen[0.7812]&Oxygen[0.2096]&Argon[0.0092]" = 6,826  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$   
CoolProp_Props("S"; "P"; 1 атм; "T"; 15 °C; mix)
```

Константы вещества

```
CoolProp_Props1("Oxygen"; "Tcrit")=154,581 K
```

Определение фазы вещества

```
CoolProp_Phase("T"; 20 °C; "P"; 1 атм; "Benzene")="liquid"
```

```
CoolProp_Phase("T"; 20 °C; "P"; 1 атм; "Ammonia")="gas"
```

```
CoolProp_Phase("T"; (-5) °C; "P"; 1 атм; "Water")="" Just FYI :) Filed upstream as #1098
```

Определение параметра вещества

```
CoolProp_Props("H"; "T"; 20 °C; "P"; 1 атм; "Water")=84,0073  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ 
```

Попытка использовать недопустимый параметр

```
CoolProp_Props("Invalid"; "T"; 20 °C; "P"; 1 атм; "Water")=■
```

Получение последней строки ошибки

```
CoolProp_get_global_param_string("errstring")=""
```

Выполнение вычисления, которое задает предупреждение

```
CoolProp_Props("V"; "T"; 0 °C; "P"; 1 атм; "Air.mix")=1,7164·10-5 с Па
```

Получение последней строки предупреждения

```
CoolProp_get_global_param_string("warnstring")="Mixture model for viscosity is highly approximate"
```

Перечень параметров влажного воздуха

```
HAProps := stack ( ( "Omega" | "y" | "DewPoint" | "H" | "C" | "Vda" )  
                  ( "HumRat" | "z" | "D" | "Hda" | "cp" | "Vha" )  
                  ( "w" | "Tdb" | "Twb" | "Hha" | "Cha" | "mu" )  
                  ( "RH" | "T_db" | "T_wb" | "Entropy" | "cp_ha" | "Visc" )  
                  ( "RelHum" | "T" | "WetBulb" | "S" | "p" | "M" )  
                  ( "R" | "Tdp" | "B" | "Sda" | "P_w" | "k" )  
                  ( "psi_w" | "T_dp" | "Enthalpy" | "Sha" | "v" | "Conductivity" )  
                  ( "K" ) )
```

Параметры влажного воздуха при

t=20 оС, p=1 атм, отн влажности 50%

```
vals_HA := CoolProp_HAProps(HAProps; "T"; 20 °C; "P"; 1 атм; "R"; 0,5)
```

"Omega"	0,0073
"HumRat"	0,0073
"w"	0,0073
"RH"	0,5
"RelHum"	0,5
"R"	0,5
"psi_w"	0,0116
"y"	0,0116
"z"	0,9996
"Tdb"	293,15 K
"T_db"	293,15 K
"T"	293,15 K
"Tdp"	282,4244 K
"T_dp"	282,4244 K
"DewPoint"	282,4244 K
"D"	282,4244 K
"Twb"	286,9265 K
"T_wb"	286,9265 K
"WetBulb"	286,9265 K
"B"	286,9265 K

augment(*HAProps*; *vals_{HA}*) =

"Enthalpy"	38622,8389	$\frac{\text{M}}{\text{c}}^2$
"H"	38622,8389	$\frac{\text{M}}{\text{c}}^2$
"Hda"	38622,8389	$\frac{\text{M}}{\text{c}}^2$
"Hha"	38343,1754	$\frac{\text{M}}{\text{c}}^2$
"Entropy"	139,9702	$\frac{\text{M}}{\text{K c}}^2$
"S"	139,9702	$\frac{\text{M}}{\text{K c}}^2$
"Sda"	139,9702	$\frac{\text{M}}{\text{K c}}^2$
"Sha"	138,9567	$\frac{\text{M}}{\text{K c}}^2$
"C"	1012,4678	$\frac{\text{M}}{\text{K c}}^2$
"cp"	1012,4678	$\frac{\text{M}}{\text{K c}}^2$
"Cha"	1019,8524	$\frac{\text{M}}{\text{K c}}^2$
"cp_ha"	1019,8524	$\frac{\text{M}}{\text{K c}}^2$
"p"	$1,0132 \cdot 10^5$	$\frac{\text{K}\Gamma}{\text{M c}}^2$
"p_w"	1174,489	$\frac{\text{K}\Gamma}{\text{M c}}^2$
"v"	0,8399	$\frac{\text{M}}{\text{K}\Gamma}^3$
"vda"	0,8399	$\frac{\text{M}}{\text{K}\Gamma}^3$
"vha"	0,8338	$\frac{\text{M}}{\text{K}\Gamma}^3$
"mu"	$1,8143 \cdot 10^{-5}$	$\frac{\text{K}\Gamma}{\text{M c}}^5$
"Visc"	$1,8143 \cdot 10^{-5}$	$\frac{\text{K}\Gamma}{\text{M c}}^5$
"M"	$1,8143 \cdot 10^{-5}$	$\frac{\text{K}\Gamma}{\text{M c}}^5$
"k"	0,0259	$\frac{\text{K}\Gamma \text{ M}}{\text{K c}}^3$
"Conductivity"	0,0259	$\frac{\text{K}\Gamma \text{ M}}{\text{K c}}^3$
"K"	0,0259	$\frac{\text{K}\Gamma \text{ M}}{\text{K c}}^3$

Таблица П.1

Перечень всех поддерживаемых чистых и псевдо-чистых веществ

1-Butene	HFE143m	n-Undecane	R14
Acetone	Hydrogen	Neon	R141b
Air	HydrogenChloride	Neopentane	R142b
Ammonia	HydrogenSulfide	Nitrogen	R143a
Argon	IsoButane	NitrousOxide	R152A
Benzene	IsoButene	Novec649	R161
CarbonDioxide	Isohexane	o-Xylene	R21
CarbonMonoxide	Isopentane	OrthoDeuterium	R218
CarbonylSulfide	Krypton	OrthoHydrogen	R22
cis-2-Butene	m-Xylene	Oxygen	R227EA
CycloHexane	MD2M	p-Xylene	R23
Cyclopentane	MD3M	ParaDeuterium	R236EA
CycloPropane	MD4M	ParaHydrogen	R236FA
D4	MDM	Propylene	R245ca
D5	Methane	Propyne	R245fa
D6	Methanol	R11	R32
Deuterium	MethylLinoleate	R113	R365MFC
Dichloroethane	MethylLinolenate	R114	R40
DiethylEther	MethylOleate	R115	R404A
DimethylCarbonate	MethylPalmitate	R116	R407C
DimethylEther	MethylStearate	R12	R41
Ethane	MM	R123	R410A
Ethanol	n-Butane	R1233zd(E)	R507A
EthylBenzene	n-Decane	R1234yf	RC318
Ethylene	n-Dodecane	R1234ze(E)	SES36
EthyleneOxide	n-Heptane	R1234ze(Z)	SulfurDioxide
Fluorine	n-Hexane 68	R124	SulfurHexafluoride
HeavyWater	n-Nonane	R125	Toluene

Таблица П.2

Таблица строк, вводимых в функции CoolProp

Параметр	Ед.изм.	Input/ Output	Описание
DELTA, Delta		IO	Reduced density (rho/rhoc)
DMOLAR, Dmolar	mol/m ³	IO	Molar density
D, DMASS, Dmass	kg/m ³	IO	Mass density
HMOLAR, Hmolar	J/mol	IO	Molar specific enthalpy
H, HMASS, Hmass	J/kg	IO	Mass specific enthalpy
P	Pa	IO	Pressure
Q	mol/mol	IO	Mass vapor quality
SMOLAR, Smolar	J/mol/K	IO	Molar specific entropy
S, SMASS, Smass	J/kg/K	IO	Mass specific entropy
TAU, Tau		IO	Reciprocal reduced temperature (Tc/T)
T	K	IO	Temperature
UMOLAR, Umolar	J/mol	IO	Molar specific internal energy
U, UMASS, Umass	J/kg	IO	Mass specific internal energy
ACENTRIC, acentric		O	Acentric factor
ALPHA0, alpha0		O	Ideal Helmholtz energy
ALPHAR, alphas		O	Residual Helmholtz energy
A, SPEED_OF_SOUND, speed_of_sound	m/s	O	Speed of sound
BVIRIAL, Bvirial		O	Second virial coefficient
CONDUCTIVITY, L, conductivity	W/m/K	O	Thermal conductivity

Продолжение табл. П.2

Параметр	Ед.изм.	Input/ Output	Описание
CP0MASS, Cp0mass	J/kg/K	O	Ideal gas mass specific constant pressure specific heat
CP0MOLAR, Cp0molar	J/mol/K	O	Ideal gas molar specific constant pressure specific heat
CPMOLAR, Cpmolar	J/mol/K	O	Molar specific constant pressure specific heat
CVIRIAL, Cvirial		O	Third virial coefficient
CVMASS, Cvmass, O	J/kg/K	O	Mass specific constant volume specific heat
CVMOLAR, Cvmolar	J/mol/K	O	Molar specific constant volume specific heat
C, CPMASS, Cpmass	J/kg/K	O	Mass specific constant pressure specific heat
DALPHA0_DDELTA_CONSTTAU, dalpha0_ddelta_consttau		O	Derivative of ideal Helmholtz energy with delta
DALPHA0_DTAU_CONSTDELTA, dalpha0_dtau_constdelta		O	Derivative of ideal Helmholtz energy with tau
DALPHAR_DDELTA_CONSTTAU, dalphar_ddelta_consttau		O	Derivative of residual Helmholtz energy with delta
DALPHAR_DTAU_CONSTDELTA, dalphar_dtau_constdelta		O	Derivative of residual Helmholtz energy with tau
DBVIRIAL_DT, dBvirial_dT		O	Derivative of second virial coefficient with respect to T
DCVIRIAL_DT, dCvirial_dT		O	Derivative of third virial coefficient with respect to T

Продолжение табл. П.2

Параметр	Ед.изм.	Input/ Output	Описание
DIPOLE_MOMENT, dipole_moment	С м	O	Dipole moment
FH		O	Flammability hazard
FRACTION_MAX, fraction_max		O	Fraction (mole, mass, volume) maximum value for incompressible solutions
FRACTION_MIN, fraction_min		O	Fraction (mole, mass, volume) minimum value for incompressible solutions
FUNDAMENTAL_DERIVATIVE_OF_GAS_DYNAMICS, fundamental_derivative_of_gas_dynamics		O	Fundamental derivative of gas dynamics
GAS_CONSTANT, gas_constant	J/mol/K	O	Molar gas constant
GMOLAR_RESIDUAL, Gmolar_residual	J/mol/K	O	Residual molar Gibbs energy
GMOLAR, Gmolar	J/mol	O	Molar specific Gibbs energy
GWP100		O	100-year global warming potential
GWP20		O	20-year global warming potential
GWP500		O	500-year global warming potential
G, GMASS, Gmass	J/kg	O	Mass specific Gibbs energy
HELMHOLTZMASS, Helmholtzmass	J/kg	O	Mass specific Helmholtz energy
HELMHOLTZMOLAR, Helmholtzmolar	J/mol	O	Molar specific Helmholtz energy
HH		O	Health hazard
HMOLAR_RESIDUAL, Hmolar_residual	J/mol/K	O	Residual molar enthalpy
ISENTROPIC_EXPANSION_COEFFICIENT, isentropic_expansion_coefficient		O	Isentropic expansion coefficient
ISOBARIC_EXPANSION_COEFFICIENT, isobaric_expansion_coefficient	1/K	O	Isobaric expansion coefficient

Продолжение табл. П.2

Параметр	Ед.изм.	Input/ Output	Описание
ISOTHERMAL_COMPRESSIBILITY, isothermal_compressibility	1/Pa	O	Isothermal compressibility
I, SURFACE_TENSION, surface_tension	N/m	O	Surface tension
M, MOLARMASS, MOLAR_MASS, MOLEMASS, molar_mass, molarmass, molemass	kg/mol	O	Molar mass
ODP		O	Ozone depletion potential
PCRIT, P_CRITICAL, Pcrit, p_critical, pcrit	Pa	O	Pressure at the critical point
PHASE, Phase		O	Phase index as a float
PH		O	Physical hazard
PIP		O	Phase identification parameter
PMAX, P_MAX, P_max, pmax	Pa	O	Maximum pressure limit
PMIN, P_MIN, P_min, pmin	Pa	O	Minimum pressure limit
PRANDTL, Prandtl		O	Prandtl number
PTRIPLE, P_TRIPLE, p_triple, ptriple	Pa	O	Pressure at the triple point (pure only)
P_REDUCEING, p_reducing	Pa	O	Pressure at the reducing point
RHOCRIT, RHOMASS_CRITICAL, rhocrit, rhomass_critical	kg/m ³	O	Mass density at critical point
RHOMASS_REDUCEING, rhomass_reducing	kg/m ³	O	Mass density at reducing point
RHOMOLAR_CRITICAL, rhomolar_critical	mol/m ³	O	Molar density at critical point
RHOMOLAR_REDUCEING, rhomolar_reducing	mol/m ³	O	Molar density at reducing point

Окончание табл. П.2

Параметр	Ед.изм.	Input/ Output	Описание
SMOLAR_RESIDUAL, Smolar_residual	Д/мол/К	О	Residual molar entropy ($sr/R = s(T,\rho) - s^0(T,\rho)$)
TCRIT, T_CRITICAL, T_critical, Tcrit	К	О	Temperature at the critical point
TMAX, T_MAX, T_max, Tmax	К	О	Maximum temperature limit
TMIN, T_MIN, T_min, Tmin	К	О	Minimum temperature limit
TTRIPLE, T_TRIPLE, T_triple, Ttriple	К	О	Temperature at the triple point
T_FREEZE, T_freeze	К	О	Freezing temperature for incompressible solutions
T_REDUCING, T_reducing	К	О	Temperature at the reducing point
V, VISCOSITY, viscosity	Pa s	О	Viscosity
Z		О	Compressibility factor

Кожухов Юрий Владимирович
Карташов Сергей Владимирович
Данилишин Алексей Михайлович

**Расчет единичной мощности центробежных
компрессоров и количества аппаратов воздушного
охлаждения компрессорных станций**

Учебное пособие

В авторской редакции

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати

Заказ №

Тираж

Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49, литер А