

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ДРУЖБЫ НАРОДОВ ИМЕНИ ПАТРИСА ЛУМУМБЫ "

На правах рукописи

ШКАРИН КИРИЛЛ ВЛАДИМИРОВИЧ

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ПУТЁМ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели

ДИССЕРТАЦИЯ

На соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:

Кандидат технических наук, доцент

Антипов Ю.А.

Москва – 2024

Содержание

Условные обозначения	4
Индексы	8
Введение.....	9
ГЛАВА 1. Способы использования вторичных энергоресурсов тепловых двигателей и задачи исследования	16
1.1. Использование теплоты тепловых двигателей без применения тепловых насосов	16
1.2. Тепловые насосы в схеме утилизации теплоты	22
Выводы по первой главе.....	38
ГЛАВА 2. Коэффициент преобразования тепловых насосов.....	40
2.1. Циклы и коэффициенты преобразования теплового насоса	40
2.2. Моделирования высокоэффективной многоступенчатой теплонасосной установки	54
Выводы по второй главе.....	69
ГЛАВА 3. Газотурбинные установки для привода теплового насоса	70
3.1. Выбор типа и основных параметров ГТУ	70
3.2. Температура и теплота отработавших газов ГТУ.....	78
3.3. Температурные характеристики ГТУ	85
3.4. Тепловой насос в схеме утилизации ВЭР ГТУ	88
3.5. Утилизации вторичных энергоресурсов ПГУ на примере ПГУ-420Т ТЭЦ-16.....	94
Выводы по третьей главе.....	100
ГЛАВА 4. Экспериментальное исследование многоступенчатого теплового насоса	101
4.1. Выбор схемы экспериментальной установки	101

4.2. Экспериментальная установка.....	104
4.3. Контрольно-измерительные приборы и первичные преобразователи	110
4.4. Оценка погрешностей измерения.....	120
4.5. Проведение испытаний и анализ экспериментальных данных	123
Выводы по четвёртой главе	129
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ	130
ЛИТЕРАТУРА	132

Условные обозначения

- a – скорость звука, м/с;
- $a_{кр}$ – критическая скорость звука, м/с;
- B_2 и B_3 – ширина колеса и диффузора центробежного компрессора, м;
- c_v ; c_p ; c_{pm} – теплоемкость при постоянном объеме, давлении и средняя теплоемкость от 0 до t °С, Дж/(кг·К);
- c – абсолютная скорость потока;
- D – диаметр цилиндра, мм;
- F – площадь, м²;
- G_B , G_G , G_W – расход воздуха, газа, воды, кг/с;
- G_T – расход топлива, кг/ч;
- $G_{пр}$ – расход газа, приведённый к стандартным условиям, кг/с;
- E – тепловая эффективность теплообменника;
- g_e – удельный расход топлива, кг/кВт ч;
- $i = c_p T$ – энтальпия, Дж/кг;
- $k = c_p/c_v$ – показатель адиабаты;
- $k_T = Q/Q_T$ – коэффициент использования теплоты топлива;
- $k_{\mu} = 1$ – коэффициент использования теплоты топлива без применения ТН;
- k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
- L_k , L_t – внутренняя работа компрессора и турбины, кДж/кг;
- $L_{k\Sigma} = \eta_m L_k$ – эффективная работа компрессора;
- L_0 – количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг/кг;
- M_1 , M_w , M_u – числа Маха, определённые по скоростям входа в колесо, относительной и окружной скорости;
- N_k – внутренняя мощность компрессора, кВт;
- N_e – эффективная мощность, кВт;
- $N_{уд} = N_e/G_B$ – удельная мощность ГТУ;

- n – частота вращения, 1/мин;
 $n_{пр}$ – приведённая частота вращения, 1/мин;
 p_n – давление окружающей среды, МПа;
 p_e, p_i – среднее индикаторное и среднее эффективное давление, МПа;
 Q_n^p – теплотворность топлива, кДж/кг;
 $Q_T = 3600 G_T \cdot Q_n^p$ – химическая теплота топлива, кВт;
 Q – тепловой поток при утилизации теплоты, кВт;
 $Q_w, Q_m, Q_{теп}$ – тепловые потоки в воду, масло, в теплообменнике, кВт;
 $Q_g, Q_{ТН}$ – тепловые потоки с отработавшими газами, в ТН, кВт;
 $Q_e = N_e$ – тепловой поток, соответствующий эффективной мощности, кВт;
 q, q_0 – количество теплоты в конденсаторе и испарителе, Дж;
 $q_w = Q_w / Q_T$ – относительный тепловой поток в воду;
 $q_m = Q_m / Q_T$ – относительный тепловой поток в масло;
 $q_g = Q_g / Q_T$ – относительный тепловой поток в отработавшие газы;
 $q_{ост} = Q_{ост} / Q_T$ – относительный тепловой поток остаточный;
 R – газовая постоянная, Дж/(кг·К);
 Re – число Рейнольдса;
 S – энтропия, Дж/(кг·К);
 T_c, t_c – температура отработавших газов, уходящих из ГТУ, К и °С;
 T_a – температура на входе в компрессор при перегреве, К;
 $T_{ух}, t_{ух}$ – температура уходящих газов, К и °С;
 T_r, t_r – температура отработавших газов, уходящих из ДВС, К и °С;
 T_0 – температура нижнего источника низкопотенциальной теплоты, К;
 T – температура верхнего источника низкопотенциальной теплоты, К;
 $T_{ос}, T_n$ – температура окружающей среды, К;
 T_g – температура газа перед турбиной ВД, К;

- $T_{и}$ – температура испарения (кипения) рабочего тела в испарителе ТН, К;
 $T_{к}$ – температура конденсации рабочего тела в конденсаторе ТН, К;
 $T_{в1}, T_{в2}$ – температура теплопотребителя на входе и выходе из ТН, К;
 $T_{н1}, T_{н2}$ – температура НИТ на входе и выходе из испарителя ТН, К;
 $\Delta T = T - T_0$ – разность температур верхнего и нижнего источников теплоты в ТН, К;
 $\Delta T_{и}$ – температурный напор в испарителе ТН, К;
 $\Delta T_{к}$ – температурный напор в конденсаторе ТН, К;
 $\Delta T_{ПО}$ – потери в переохладителе ТН, К;
 $\Delta T_{др}$ – потери в дросселе ТН, К;
 $\Delta T_{кр}$ – потери в компрессоре ТН, К;
 $\Delta T_{к}$ – потери при отнятии перегрева в конденсаторе ТН, К;
 $T_{кр}$ – критическая температура, К;
 u – окружная скорость колеса, м/с;
 v', v'' – удельный объём рабочего тела в жидкости и парообразном состоянии, м³/кг;
 $W = G_{ср}$ – водяной эквивалент рабочего тела, Вт/°С;
 W – относительная скорость в колесе, м/с;
 x – сухость пара;
 α – коэффициент избытка воздуха; коэффициент трения диска компрессора;
 ε – холодильный коэффициент;
 $\eta_{е}$ – эффективный КПД;
 $\eta_{к}$ – КПД компрессора;
 $\eta_{к\Sigma} = \eta_{к} \cdot \eta_{м}$ – эффективный КПД компрессора;
 $\eta_{т}$ – КПД турбины;
 $\eta_{кс}$ – КПД камеры сгорания;
 $\eta_{м}$ – механический КПД;
 λ – коэффициент подачи (наполнения) компрессора;

$\mu_t = T/(T-T_0)$ – теоретический коэффициент преобразования ТН (обратного цикла Карно);

μ – коэффициент преобразования действительного цикла ТН;

$\lambda_1, \lambda_w, \lambda_u$ – приведенная скорость, определённая по скорости на входе в колесо, относительной и окружной скорости;

ζ – коэффициент потерь;

π_k – степень повышения давления в компрессоре;

ρ – плотность газа;

ВД – высокое давление;

ВЭР – вторичные энергоресурсы;

ГТУ – газотурбинная установка;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

ТНУ – тепловая насосная установка;

КП (μ) – коэффициент преобразования ТН (COP - coefficient of performance)

COP – коэффициент преобразования ТН (coefficient of performance)

ВИТ – высокопотенциальный источник теплоты;

НИТ – низкопотенциальный источник теплоты;

КИТ – коэффициент использования топлива;

ОГ – отработавшие газы;

ОЧ – октановое число;

ПГУ – парогазовая установка;

ПТУ – паротурбинная установка;

ТН – тепловой насос.

Индексы

- 1* – вход в компрессор;
- 2* – выход из компрессора;
- 3* – выход из конденсатора;
- 4* – выход из переохладителя;
- 5* – выход из дросселя;
- a* – выход из перегревателя на входе в компрессор;
- x* – температура начала конденсации;
- 0* – параметры (Т, Р, Q) в испарителе; номинальный режим;
- – относительная величина, например, $\bar{n} = \frac{n}{n_0}$;
- * – параметр адиабатически заторможенного потока.

Введение

Актуальность темы исследования. Современная энергетическая стратегия России обозначает энергосбережение как важнейшую задачу, потенциал его роста достигает третьей части текущего энергопотребления и существуют возможности значительного повышения экономической эффективности энергетических проектов. В настоящее время в России доля потребления энергоресурсов предприятиями энергетической отрасли составляет более 30%, а с учётом потребления предприятиями коммунального хозяйства – более 50% [42].

Преобразование теплоты в полезную работу для генерации электроэнергии осуществляется тепловыми двигателями (ТД), которые являются главными потребителями органического топлива. Кроме того, на ТД приходится основная часть вредных выбросов в атмосферу, в том числе тепловых. На тепловых электростанциях (ТЭС) на органическом топливе, эксплуатируются энергоблоки с термическим КПД 38% – 44% и газотурбинные установки (ГТУ) на современных энергоблоках, работающие по парогазовому циклу с термическим КПД нетто 50% - 62%. На изолированных объектах генерации средней и малой мощности используют газовые поршневые двигатели, а на удалённых дизельные двигатели.

Значительная часть потенциала энергосбережения, приходящаяся на тепловые вторичные энергетические ресурсы и низкотемпературные природные, может быть реализована двумя путями. Один путь предусматривает трансформацию теплоты от источника теплоты с более высоким потенциалом (ВИТ) к более низкому температурному уровню потребителя (реализуется при помощи теплообменников рекуперативного или регенеративного типа). Другой путь предусматривает использование трансформации теплоты к более высокому уровню температур потребителя от низкопотенциального источника (НИТ) и основывается на применении тепловых насосов (ТН).

Перспективным направлением повышения эффективности работы газотурбинных установок и двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является использование вторичных энергоресурсов, основанное на применении тепловых насосов (ТН). Изучается возможность утилизации низкопотенциальной теплоты

как самих двигателей и вспомогательных систем (теплоты отработавших газов, охлаждающих жидкостей, масел), так и низкопотенциальной теплоты окружающей среды (природной воды, воздуха). Ужесточение экологических норм в сочетании с ростом цен на углеводороды требует применения новых, энергосберегающих технологий [72]. Таким образом, сложились экономические условия для внедрения современных установок, в частности тепловых насосов, для утилизации теплоты и экономии топлива.

В тепловых насосах осуществляется обратный термодинамический цикл, позволяющий повышать температуру природных источников, что позволяет применить эту теплоту для отопления. Таким путем можно получить в 1,5-2,5 раза больше теплоты, чем при простом сжигании топлива. Однако это требует значительных капитальных затрат, в несколько раз превышающих те, которые необходимы для постройки обычных водогрейных котлов. Принцип работы тепловых насосов известен с XIX века [30, 76], но их применение долго сдерживалось высокой стоимостью изготовления ТН и низкой стоимостью топлива.

Эффективность работы теплового насоса определяется коэффициентом преобразования, который в современных установках может достигать 5-7. Это означает, что на 1 кВт затраченной на привод компрессора мощности можно получить до 7 кВт тепловой мощности. Но с ростом разности между температурами теплоносителя, идущего к потребителю и низкопотенциального источника теплоты коэффициент преобразования, снижается. Это ограничивает применение теплонасосных установок (ТНУ) для систем отопления, особенно высокотемпературных [96]. Использование многоступенчатых ТНУ, в том числе с промежуточным отбором хладагента по ступеням помогает достичь достаточного коэффициента преобразования в требуемых граничных условиях рабочих температур и увеличить коэффициент использования тепла топлива.

Кроме того, актуальность темы определяется необходимостью перехода от используемых традиционных источников тепло- и электроснабжения к более современным, энергосберегающим установкам. Таковыми могут быть

когенерационные установки на базе ГТУ и ДВС, работающие совместно с ТНУ. Данное направление обозначено в энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2035 года.

Степень разработанности темы. Исследования интеграции различных схем тепловых насосов в системы утилизации вторичных энергоресурсов базируются на использовании различных термодинамических циклов и их комбинаций. Для достижения эффективного коэффициента преобразования в требуемых граничных условиях рабочих температур возникает необходимость применения многоступенчатых теплонасосных установок. Существенный вклад в изучение систем с тепловыми насосами, в том числе многоступенчатыми, функционирующими по различным термодинамическим циклам внесли: В.С. Варварский, Е.И. Янговский, В.П. Проценко, Е.А. Соколов, Г. Хайнрих, В.И. Шелковский, D. Favrat, M. Zehnder, И.К. Шаталов, Ю.А. Антипов.

Для обоснования эффективности применения таких систем потребовалась разработка расчетно-экспериментального метода определения основных характеристик многоступенчатых теплонасосных установок. Отсутствие экспериментальных данных по оптимальному распределению расхода рабочего тела, степени сжатия и увеличения температуры по ступеням теплонасосной установки потребовало проведения экспериментальных исследований.

Цель работы. Целью настоящей диссертационной работы является разработка метода повышения эффективности работы газотурбинных установок путем утилизации вторичных тепловых энергоресурсов (ВЭР) с использованием многоступенчатых тепловых насосов. Поставленная цель достигается решением следующих **задач**:

1. Выполнить анализ существующих методов расчёта компрессионных тепловых насосных установок.
2. Разработать метод расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

3. Анализ исследования влияния количества ступеней ТНУ на коэффициент преобразования при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты.
4. Провести теоретический анализ использования многоступенчатых ТНУ в утилизационных схемах с ГТУ.
5. Разработать проект и изготовить экспериментальную многоступенчатую ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.
6. Провести экспериментальные исследования режимов работы многоступенчатой ТНУ с использованием созданной экспериментальной многоступенчатую ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

Научная новизна заключается:

- в разработке научно обоснованного метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням и определения её коэффициента преобразования;
- в определении параметров основных элементов тепловой насосной установки и оптимальных расходов рабочего тела для каждой ступени ТНУ на основании экспериментальных данных;
- в обосновании определения оптимального количества ступеней тепловой насосной установки для используемых температурных интервалов на различных режимах работы с последующей экспериментальной верификацией на разработанном испытательном стенде.

Теоретическая и практическая значимость работы состоит:

- в разработке метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням;
- в оценке влияния количества ступеней на коэффициент преобразования тепловой насосной установки при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты;
- в разработке расчетно-экспериментального метода определения параметров основных элементов тепловой насосной установки и определения оптимальных расходов рабочего тела для каждой ступени;

- в повышении эффективности использования первичного топлива на 5 – 15% при выработке электрической и тепловой энергии на основе использования многоступенчатых теплонасосных установок в утилизационных схемах с ГТУ;
- в разработке и изготовлении испытательного стенда с экспериментальной исследовательской установкой многоступенчатого теплового насоса с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

Методология и методы исследования. Совместное решение задач разработки метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки и определения её коэффициента преобразования выполнялось с использованием численных методов и диаграмм состояния рабочего тела при условии фазового равновесия. Верификация метода расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки была выполнена с использованием данных натурального эксперимента, выполненного на разработанном испытательном стенде.

Объектом исследования являлась трехступенчатая тепловая насосная установка с возможностью частичного отбора рабочего тела по ступеням. Для верификации разработанного метода расчета использовались экспериментальные результаты, полученные для трехступенчатой тепловой насосной установки. В качестве рабочего тела применялся хладагент R 600A.

Предметом исследования являются зависимости коэффициента преобразования от распределения расхода рабочего тела по ступеням и режимов работы тепловой насосной установки при использовании в качестве рабочего тела хладагента R 600A.

Положения, выносимые на защиту:

- метод расчёта и определения коэффициента преобразования многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным частичным отбором рабочего тела по ступеням и анализ применения результатов расчёта в утилизационных схемах ВЭР ГТУ;
- определение параметров основных элементов тепловой насосной установки, оптимального количества ступеней и оптимальных расходов рабочего тела для каждой ступени;

– результаты расчетных и экспериментальных исследований проведённых на разработанной и созданной трехступенчатой ТНУ с промежуточным частичным отбором рабочего тела по ступеням.

Степень достоверности и апробация результатов научных положений и полученных результатов обусловлены:

- корректной постановкой задач, использования классической теории термодинамики, теории теплообмена, применения численных методов;
- совпадением расчетных и экспериментальных данных коэффициента преобразования теплонасосной установки;
- качественным совпадением расчетных и экспериментальных данных параметров коэффициента преобразования трехступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.

Теоретические и расчетные результаты, полученные с использованием испытательного стенда, были реализованы в рамках конкурса на присуждение премий Мэра Москвы «Новатор Москвы» по направлению «Энергетика» в номинации «Проект будущего» по теме исследования: «Разработка высокоэффективной теплонасосной установки»; получен патент на изобретение по многоступенчатой теплонасосной установке.

Основные результаты диссертационных исследований были представлены на следующих научно-технических конференциях и семинарах:

1. Научно-практическая конференция с международным участием «Инженерные системы» секция машиностроение и энергетика Инженерной академии РУДН (РУДН, 2019-2021).
2. Всероссийский научно-технический семинар по автоматическому управлению и регулированию теплоэнергетических установок им. проф. В.И. Крутова (МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019).
3. II Всероссийской научно-технической конференции, Анапа, 17 сентября 2020 г. – (г. Анапа, Федеральное государственное автономное учреждение "Военный инновационный технополис "ЭРА", 2020 г.).

4. Международная научно-практическая конференция имени Н. Д. Кузнецова "Перспективы развития двигателестроения"–(Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева, 2023г.).
5. III Международная научно-техническая конференция «Экология в энергетике» (ВТИ, 2023г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 16 работ, из них опубликовано: в рецензируемых изданиях из Перечня ВАК РФ – 1, в перечне РУДН – 4, в международной базе цитирования Scopus – 3, а также 4 патента.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, списка литературы. Объем диссертации составляет 140 страниц основного текста, содержащего 20 таблиц и 50 рисунков, список литературы содержит 112 работы отечественных и зарубежных авторов.

ГЛАВА 1. Способы использования вторичных энергоресурсов тепловых двигателей и задачи исследования

1.1. Использование теплоты тепловых двигателей без применения тепловых насосов

На сегодняшний день политика энергосбережения признана приоритетом энергетической стратегии России.

Энергетический ресурс в соответствии с законом «Об энергосбережении» - носитель энергии, который используется в настоящее время или может быть полезно использован в перспективе; вторичный энергетический ресурс - энергетический ресурс, получаемый в виде побочного продукта основного производства или являющийся таким продуктом.

Разработка и внедрение тепловых насосов (ТН) полностью подпадает под понятие «энергосбережение», (создание и использование высокоэффективных технологий), в частности эффективного использования вторичного энергетического ресурса.

Законом предусмотрено осуществление государственного надзора за эффективным использованием энергетических ресурсов, меры по стимулированию энергосбережения («В целях стимулирования эффективного использования энергетических ресурсов в порядке, определяемом Правительством Российской Федерации, осуществляется установление сезонных цен на природный газ и сезонных тарифов на электрическую и тепловую энергию, а также суточных дифференцированных тарифов на электрическую энергию» [42, 72].

Основное направление технического прогресса в теплоэнергетике, в области превращения теплоты в работу, заключается в повышении средней температуры подвода теплоты в теплосиловой цикл и в снижении средней температуры отвода теплоты из цикла. Условия практической реализации этих основных направлений энергетического прогресса в значительной мере зависят от вида применяемых энергоносителей. Одним из путей, способствующим совершенствованию циклов превращения теплоты в работу, является использование энергоносителей в

соответствии с их физическими свойствами. Газ является одним из таких энергоносителей, существенно упрощающим задачу повышения средней температуры подвода теплоты в теплосиловой цикл, так как повышение температуры газа не связано с повышением его давления. Поэтому в настоящее время на практике все большее применение находят газотурбинные теплофикационные установки.

В установках такого типа для нагрева сетевой воды, идущей на отопление, используется теплота отработавших газов ГТУ.

При использовании теплофикационных газотурбинных установок в системах теплофикации городов экономически целесообразно применять существенно более высокую температуру сетевой воды по сравнению с паротурбинными установками, так как температура ОГ ГТУ намного выше температуры пара, отбираемого в ПТУ. Это дает возможность снизить начальные затраты на сооружение тепловых сетей.

Ниже в таблицах 1.1 и 1.2 приведены некоторые данные по успешно эксплуатируемым в России в последнее время ГТУ с использованием теплоты уходящих газов в теплофикационных целях [54].

Таблица 1.1 – Расчётные показатели энергетических ГТУ России [54]

Параметр ГТУ	ХТЗ, ГТЭ- 45	ЛМЗ, ГТЭ-150	«Рыбинские моторы», ГТГ-110	«Пермские моторы», ГТУ-16П
Номинальная мощность, МВт	54	161	110	16
КПД, %	28	31,5	36	37
Температура газов перед турбиной ВД, °С	900	1100	1210	1127
Температура газов за турбиной, °С	475	530	517	458
Расход воздуха, кг/с	271	630	375	58,2
Степень повышения давления	7,8	13,0	14,7	20
Утилизируемая теплота ОГ, МДж/с	100	280	155	38

Таблица 1.2 – Теплофикационные ГТУ на базе авиационных и судовых ГТД [54]

Параметр	Машпроект	Машпроект	Машпроект	Двигатель	Двигатель	Люлька	ЦИАМ-Союз
Модель ГТД	ГТГ-15	ГТГ-16	ГТГ-25	НК-37	НК-37-1	АЖ1-31	55СТ20
Год разработки	1992	1993	1994	1994	1996	1996	1995
Номинальная мощность, МВт	15,8	17	25	30	20	20	20
КПД, %	31,0	35,0	35,8	36,4	37,1	36,5	31,5
Температура газов перед турбиной ВД, °С	870	1070	1220	1150	1220	1250	980
Температура газов за турбиной, °С	370	420	450	425	455	520	460
Расход воздуха, кг/с	97	75	85	101	109,8	61	95
Степень повышения давления	12,8	20,0	21,8	23,4	25,1	21,0	10,5
Утилизируемая теплота отработавших газов, МДж/с	30	26,5	36	38	43	31	30

Эффективный путь всестороннего повышения экономичности электроэнергетики является широкое применение парогазовых установок, обладающих высоким КПД и хорошими эксплуатационными качествами при небольшой удельной стоимости [6, 25,43].

Сочетание паротурбинного и газотурбинного циклов в единой парогазовой установке (ПТУ) позволяет повысить тепловую экономичность на 5-15% по сравнению с чистой ПТУ на те же параметры пара [64].

В настоящее время в энергетике в основном получили применение ПТУ:

- со сбросом отработавших газов ГТУ в парогенератор обычного типа (сбросные ПТУ);
- ПТУ с высоконапорным парогенератором (ВПГ);
- ПТУ с котлом-утилизатором;
- ПТУ с вводом пара в газовую установку.

ПТУ с котлом-утилизатором позволяет получить более высокий КПД цикла по сравнению с другими типами ПГУ [60]. Однако для реализации преимуществ схемы ПГУ с котлом-утилизатором необходимы высокотемпературные газовые турбины.

Газовая турбина является основным элементом ПГУ. От совершенства (экономичности, надежности, экологических показателей) ГТУ зависят целесообразность и эффективность парогазовых установок.

При работе на природном газе КПД установок таких фирм как «Вестингауз», «Дженерал электрик», «Сименс» и «АББ», достигает 55% [13]. Преимуществами ПГУ, кроме высокой экономичности, являются умеренная удельная стоимость, слабое воздействие на окружающую среду, возможность сооружения за короткое время. Эти преимущества в полной мере проявляются при относительно невысокой стоимости природного газа. Паровая часть современных ПГУ является относительно простой, а температура перегретого пара на 20-50°C ниже температуры отработавших газов в ГТУ. Температура пара достигла уровня стандартной в энергетике величины 535-565 °C.

Так одной из станций, где реализован парогазовый цикл с котлом-утилизатором, является Северо-Западная ТЭЦ [20], состоящая из 4 блоков ПГУ-450Т, упрощенная схема которых показана на рис. 1.1.

Первый блок введен в опытно-промышленную эксплуатацию в 2000 г. В состав каждого блока на этой ТЭЦ входят: две газовые турбины V-94,2 фирмы «Сименс» мощностью по 150 МВт; одна теплофикационная турбина Т-150-7,7 ОАО ЛМЗ мощностью 150 МВт; два котла-утилизатора П-90 АО «Подольский машиностроительный завод»; три генератора АО «Электросила» мощностью 160

МВт; трехступенчатая теплофикационная установка, состоящая из трех сетевых подогревателей ОАО ЛМЗ.

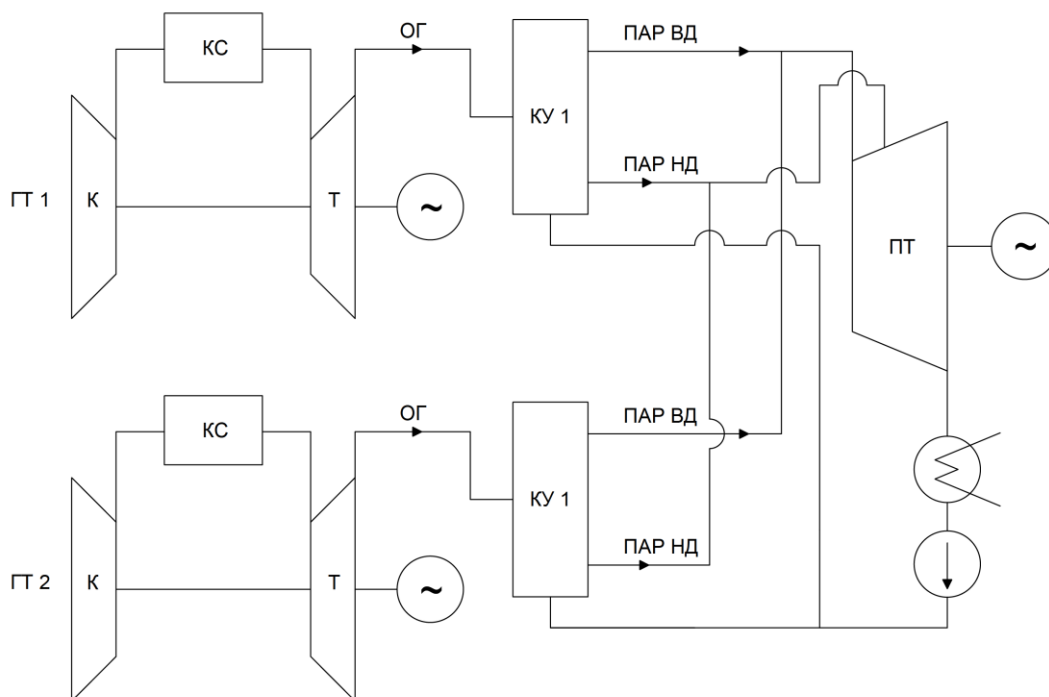


Рисунок 1.1 – Упрощенная схема ПГУ-450Т ГТ1, ГТ2 - газотурбинные; К - компрессор; КС - камера сгорания; Т – турбина; КУ1, КУ2 - котлы-утилизаторы; ОГ - отработавшие газы; ПТ - паровая турбина

Источник: составлено автором

Отработавшие газы из газотурбинных с температурой 540 -560 °С через выхлопной диффузор направляются на вход котлов-утилизаторов. Насыщенный пар из барабанов высокого и низкого давлений КУ поступает в пароперегреватели и далее по паропроводам к паровой турбине. Пар высокого давления (давление 8,0 МПа, температура 530 °С) срабатывается в 16 ступенях паровой турбины и за 16 ступенью к основному потоку пара подмешивается пар контура низкого давления (давление 0,63 МПа, температура 200 - 210 °С).

После расширения в цилиндре высокого давления пар поступает в двухпоточный цилиндр низкого давления (ЦНД) с регулируемым отбором пара. Для поддержания давления в отборах пара на сетевые подогреватели ЦНД снабжен регулирующей диафрагмой; при полностью закрытой диафрагме пропуск пара в конденсатор не превышает 7 т/ч.

Таблица 1.3 – Основные показатели энергоблока ПГУ-450Т

Основные показатели энергоблока	
Тепловая мощность, МВт	407
Электрическая мощность, МВт	450
КПД блока, %	до 53
Коэффициент использования теплоты топлива	0,85-0,90
Давление пара высокого давления, МПа	7,8
Давление пара низкого давления, МПа	0,63
Температура свежего пара высокого давления, °С	530
Температура свежего пара низкого давления, °С	200
Основное топливо	Природный газ
Резервное топливо	Дизельное топливо

ДВС стационарного типа (дизельные и газопоршневые двигатели) используются для выработки электроэнергии в отдаленных районах с малым энергопотреблением [70, 71]. В России — это районы крайнего севера, горные районы. Широко применяются стационарные ДВС в развивающихся странах - Индонезия, Камбоджа, страны Африки и Арабского Востока. Преимущество ДВС - высокая экономичность (дизели имеют $\eta_e=40-45\%$ газовые двигатели $\eta_e=32-34\%$). Недостатки: малая единичная мощность, высокая стоимость. Однако в тех случаях, когда помимо электроэнергии используются теплота ОГ и охлаждающей воды ДВС, такие установки становятся конкурентами ПТУ.

В связи с постоянно растущей ценой на электрическую и тепловую энергию потребители проявляют большой интерес к децентрализованным источникам энерго - и теплообеспечения своих предприятий. За рубежом и в России все чаще для таких целей внедряются так называемые, когенерационные технологии, т.е. установки комбинированной выработки тепловой и электрической энергии, включающие в себя генераторы с приводом от четырехтактных газопоршневых двигателей, использующих в качестве топлива природный газ. Тепловая же энергия вырабатывается в результате утилизации отводимого от двигателей теплоты (из системы охлаждения) и теплоты ОГ. Так, например, в торговом комплексе «Три кита» (Московская область) [77] установлены четыре подобных когерентных

модуля мощностью 1,5 МВт каждый по электрической энергии и 1,03 МВт каждый по тепловой. Суммарный КИТ топлива установок достигает здесь 82%.

Расчеты, выполненные по результатам двухгодичной работы с учетом всех эксплуатационных расходов и режимов использования оборудования, показали, что средняя себестоимость производства электрической и тепловой энергии в 6 раз меньше, чем действующие тарифы [93]. Расчетный срок окупаемости затрат на создание таких объектов составляет около 4 лет при установке зарубежного оборудования (Австрия, Германия, США, Италия) [94]. Использование же отечественного оборудования позволит снизить капитальные затраты, что приведет к существенному уменьшению сроков окупаемости. Это позволяет сделать выводы об инвестиционной привлекательности строительства подобных систем комплексной выработки электрической и тепловой энергии на базе тепловых двигателей.

Финские фирмы «Валмет» и «Вяртсиля» создали теплосиловые электростанции для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты [50]. Дизель с эффективным КПД 40% вырабатывает электроэнергию, а теплота ОГ и охлаждающей воды используется для отопительных целей, что позволяет достичь коэффициента использования теплоты около 80%. Срок службы дизелей - около 30 лет, что не уступает ПТУ.

1.2. Тепловые насосы в схеме утилизации теплоты

По назначению тепловые машины можно разделить на три класса [36]:

1. Тепловые двигатели, или машины, работающие по прямому циклу, в которых происходит превращение тепла в механическую работу.
2. Холодильные машины, работающие по обратному циклу и предназначенные для производства холода, т. е. для отвода теплоты от охлаждаемого тела или объекта, в котором поддерживается температура ниже окружающей среды.

3. Тепловые насосы, или греющие машины, работающие по обратному циклу, которые представляют собой обращенные тепловые двигатели и служат для получения теплоты.

С помощью теплового насоса возможна передача теплоты от источника с низкой температурой к приемнику с высокой температурой. Таким образом, становится возможным как бы выкачивать из окружающей среды теплоту низкого потенциала и преобразовывать ее в теплоту более высокого потенциала, пригодную для практического использования. Это показано на рис. 1.2.

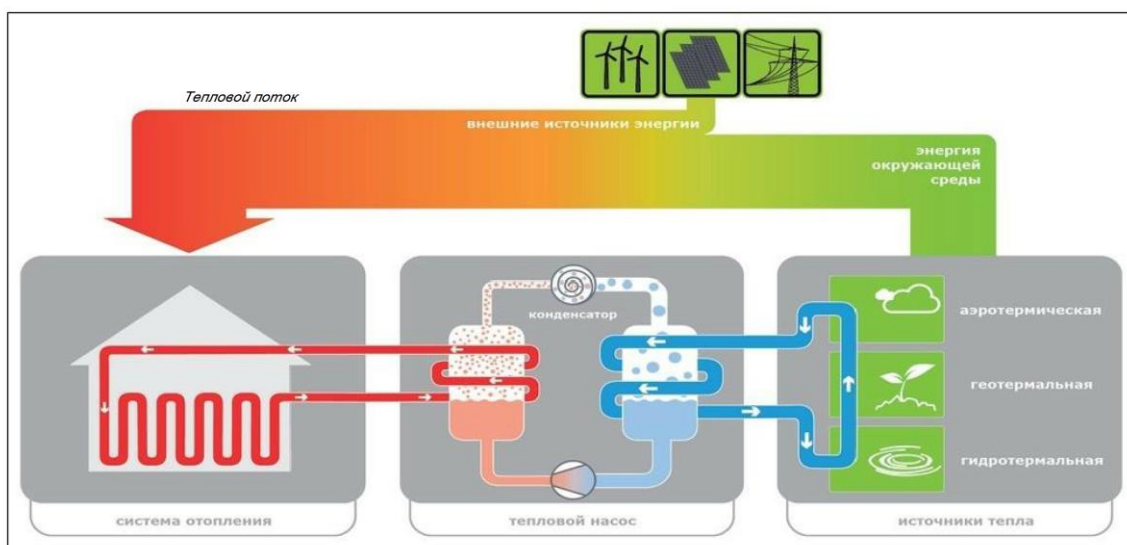


Рисунок 1.2 – Схематично показано применение теплового насоса

Источник: составлено автором

Тепловой насос осуществляет передачу внутренней энергии от энергоносителя с низкой температурой к энергоносителю с более высокой температурой. Поскольку в соответствии со вторым основным законом термодинамики тепловая энергия без каких-либо внешних воздействий может переходить только с высокого температурного уровня на более низкий, для осуществления теплонасосного цикла необходимо использовать приводную энергию. Поэтому процесс передачи энергии в направлении, противоположном естественному температурному напору, осуществляется в круговом цикле.

Отсюда можно дать следующее определение тепловым насосам - тепловой насос представляет собой устройство, направляющее тепловой поток от низкопотенциального источника теплоты (на холодной стороне), к

высокопотенциальному источнику теплоты (потребителю) путем подвода внешней энергии.

Теория и вопросы практического применения тепловых насосов подробно рассматриваются в работах [19, 21, 37, 38, 51, 52, 62, 68, 85].

Тепловые насосы по виду энергии, подводимой для повышения температурного уровня хладагента, делятся на две группы [37]:

С механическим приводом

- компрессионные теплонасосные циклы:
 - парокompрессионный теплонасосный цикл;
 - газокompрессионный теплонасосный цикл.
- компрессионный теплонасосный цикл с приводом от теплового двигателя;

С тепловым приводом

- сорбционные теплонасосные циклы;
 - абсорбционный теплонасосный цикл;
 - резорбционный теплонасосный цикл;
- струйный теплонасосный цикл.

В настоящее время наибольшее распространение получили теплонасосные установки, выполненные по парокompрессионному теплонасосному циклу. Далее их принципы работы и применение будут рассмотрены более подробно.

Из различных типов тепловых насосов наибольшее распространение получили компрессионные (КТН) и абсорбционные (АТН). В данной работе будем исследуются только компрессионные ТН, имеющие наиболее высокий коэффициент преобразования тепловой энергии, наиболее широкий диапазон мощностей (от сотен Вт до десятков тысяч кВт), способные работать от любого привода (электрического или теплового двигателя).

Схема парокompрессионного теплового насоса, работающего на легкокипящих жидкостях: аммиак, фреоны и другие вещества, показана на рис. 1.3., а теоретический цикл представлен на рис. 1.4.

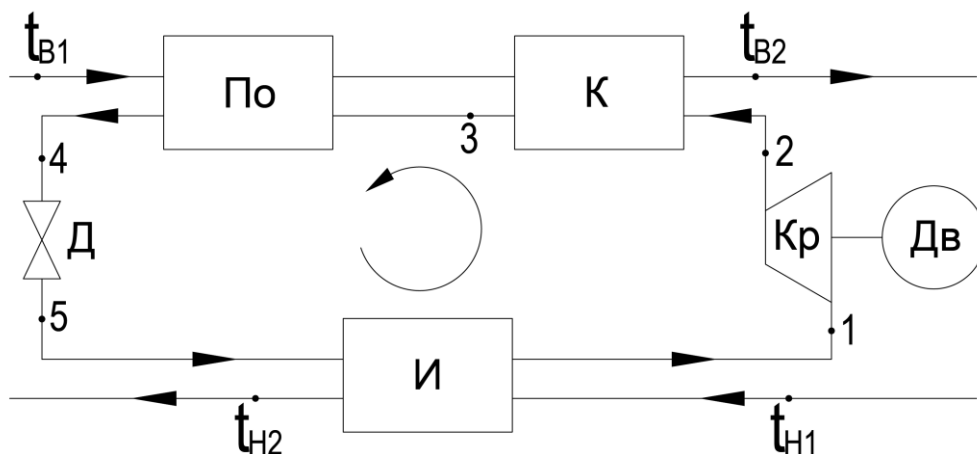


Рисунок 1.3 – Схема компрессионного теплового насоса на фреоне:

КР - компрессор; И - испаритель; К - конденсатор; ПО - переохладитель;
 Д - дроссельный вентиль; t_{B1} и t_{B2} – температуры верхнего источника на входе и выходе в ТН соответственно; t_{H1} и t_{H2} - температуры низкопотенциального источника теплоты на входе и выходе ТН

Источник: составлено автором

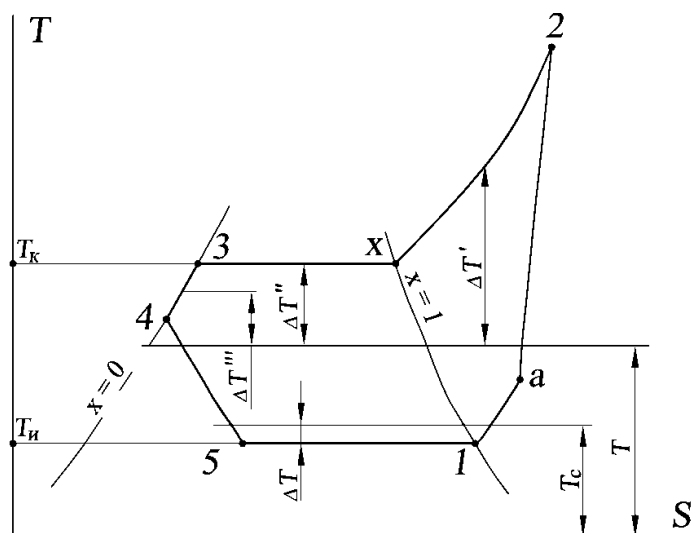


Рисунок 1.4 – Действительный цикл ТН в T-S диаграмме [99]

В термодинамическом цикле парокомпрессионной ТН протекают следующие процессы:

1–2 – сжатие рабочего агента (РА) в компрессоре;

2–3 – передача теплоты теплопотребителю в конденсаторе с одновременной конденсацией РА;

3–4 – переохлаждение РА в переохладителе с отдачей теплоты;

4–5 – снижение давления и температуры РА в результате дросселирования;

5–1 – передача теплоты от низкопотенциального источника теплоты к РА в испарителе.

Основными низкопотенциальными источниками теплоты (НИТ) для теплонасосных установок являются [53]: Искусственные НИТ –

- промышленные стоки;
- циркуляционная вода ТЭС;
- очищенные сточные воды;
- нагретые продукты технологических процессов;
- нагретый воздух систем вентиляции и кондиционирования и др.

Природные НИТ:

- наружный воздух;
- подземные воды;
- поверхностные воды;
- грунт;
- солнечная энергия;
- геотермальная энергия.

Искусственные НИТ или, так называемые, вторичные энергетические ресурсы (ВЭР) — это тепловые отходы технологических производств промышленных предприятий, коммунальных, бытовых, жилых и других объектов. К категории ВЭР так же можно отнести самоизливающиеся геотермальные воды, горячие минеральные источники, сжигаемый попутный газ при нефтедобыче, добываемая горячая нефть и др.

Общедоступным НИТ является атмосферный воздух, который широко используется для малых ТН (квартирных, домовых и т.д.). Однако низкие значения температуры воздуха, малая его теплоемкость и коэффициент теплоотдачи не позволяют достичь приемлемых показателей энергетической эффективности

крупных установок, таких, например, как теплонасосные станции, к испарителям которых необходимо подводить большие потоки тепла.

Представляют большой интерес крупные незамерзающие водоемы в качестве НИТ для более крупных ТН. К таим относятся, например, Черное море, Каспийское море, озеро Иссык-Куль. На Черноморском побережье Кавказа и в Крыму уже действуют ТН на морской воде, температура которой зимой не опускается ниже 8°C . Особенно эффективно круглогодичное использование теплоты морской воды для ТН горячего водоснабжения. В переходные и зимний период может использоваться холодная вода из водоемов, наружный воздух с температурой выше 0°C , теплота грунта.

Также источником могут так же служить слабоминерализованные геотермальные воды, солнечная энергия, запасаемая с помощью гелиоустановок и аккумуляторов теплоты. Однако основным НИТ для крупных ТН можно считать только искусственные источники - тепловые отходы или вторичные энергоресурсы (ВЭР). Тепловые электростанции, например, с охлаждающей водой сбрасывают 50-55% энергии топлива [74]. Нефтеперерабатывающие и химические заводы так же являются мощными источниками ВЭР.

По виду ВЭР разделяются на три основные группы:

- горячие отходящие газы печей, отходы непригодные для дальнейшей технологической переработки;
- тепловые ВЭР - физическая теплота отходящих газов технологических агрегатов; физическая теплота основной, побочной, промежуточной продукции и отходов основного производства; теплота горячей воды и пара, отработанных в силовых установках;
- ВЭР избыточного давления, потенциальная энергия газов и жидкостей, которое необходимо снижать перед последующей ступенью использования или выброса их в атмосферу.

В ТН можно утилизировать теплоту, содержащуюся в технологической воде ($20-60^{\circ}\text{C}$), что является на данный момент весьма актуальной задачей, так как вода, однократно применяемая промышленными предприятиями, в конечном счете,

канализируется. В Москве, например, несколько станций аэрации сбрасывают в Москву-реку более 5 млн. м³/сут. очищенной воды с температурой 16-22 °С, а вместе с водой уходит и тепловой поток в 3-4 млн. кВт [21]. Таким образом, многие миллионы кубометров воды сбрасывается в водоемы вместе с теплотой, которую можно утилизировать в ТН и преобразовать низкопотенциальную теплоту в теплоту более высокого потенциала, способную сократить расход ценного топлива.

Важнейшее значение для экономичности ТН имеет тип и температура низкопотенциального источника теплоты, о чем свидетельствуют данные, приведенные в таблице 1.4 [11, 34].

Для всех видов потребителей теплоты с ростом температуры источника низкопотенциальной теплоты наблюдается увеличение коэффициента преобразования ТН и коэффициента использования первичной энергии, что следует из таблицы.

Таблица 1.4

Вид теплопотребления (теплоноситель)	Низкопотенциальный источник теплоты (НИТ)					
	1. 5-15 °С	2. 8-17 °С	3. 10-17 °С	4. 25-40 °С	5. 40-65 °С	6. 40-70 °С
Плавательные бассейны (вода 27-30°С)	4,15 (1,47)	4,7 (1,65)	5,0 (1,65)			
Отопление напольное (вода 25-30°С)	4,0 (1,32)	4,4 (1,45)	4,7 (1,55)			
Отопление зданий (возд. 25-30°С)	3,9 (1,3)	4,0 (1,32)	4,2 (1,38)			
Отопление спец. прибор. (вода 40-55°С)	3,15 (1,07)	3,6 (1,19)	3,8 (1,25)	4,5 (1,48)		
Отопление традиционное (вода 70-110°С)	2,0 (0,66)	2,25 (0,74)	2,25 (0,74)	3,0 (0,99)	4,3 (0,99)	4,3 (1,42)
Горячее водоснабжение специальное (вода 43-48°С)	3,15 (1,07)	3,6 (1,19)	3,8 (1,25)	4,5 (1,48)		

Горячее водоснабжение традиционное (вода 50-90°C)	2,65 (0,87)	2,9 (0,96)	3,15 (1,07)	3,35 (1,1)		
Технологические нужды (вода 50-100°C)	2,25 (0,74)	2,26 (0,85)	2,65 (0,87)	3,25 (1,075)	6,0 (1,98)	6,0 (1,98)

1- атмосферный воздух, грунт; 2- грунтовые воды, реки, моря; 3-сточные воды; 4- оборотная вода; 5- геотермальные воды; 6- высокотемпературные источники.

Сверху показан коэффициент преобразования тепловых насосов, ниже в скобках- коэффициент использования первичной энергии.

В холодильных установках, применявшихся с середины XVIII, и начала XX веков, в качестве хладагентов применяли воду, воздух, диэтиловый и метиловый эфиры, аммиак, двуокись углерода, сернистый ангидрид, метилхлорид. Позже широкое распространение получили хладагенты хлорфторуглеродной группы. Для компрессионных ТН наибольшее распространение получили следующие рабочие агенты (хладагенты): аммиак, диоксид углерода и большой ряд фреонов. Ниже приведены характерные особенности некоторых из них [18, 24, 53,56,57,59, 69, 87, 90, 91,100, 101].

Аммиак широко применяется в поршневых компрессионных, а также в абсорбционных установках при температуре испарения $t > -75$ °С. Предельная область его использования определяется температурой тройной точки $t_{тр} = -77,7$ °С [75, 92]. Основные преимущества аммиака: малый удельный объем при температурах испарения в основной области его использования; легкость обнаружения утечек благодаря острому запаху; незначительная растворимость в масле. Аммиак не оказывает коррозирующего воздействия на сталь, но в присутствии воды разъедает цинк, медь, бронзу и другие медные сплавы, за исключением фосфористой бронзы. Основным недостатком аммиака является его ядовитость, а также взрывоопасность и горючесть.

Диоксид углерода (CO₂) в начале XX века широко использовался в технике в качестве хладагента, а затем был вытеснен фреонами. Основным недостатком является сравнительно низкая критическая температура 31°C при относительно

высоком критическом давлении 7,8 МПа. Это приводит к существенному снижению коэффициента преобразования цикла для CO₂ по сравнению с другими хладагентами.

Номенклатура фреонов, производимых в промышленном масштабе различными странами, насчитывает десятки наименований. Наиболее широкое применение получили R11, R12, R22, R13, R23, R113, R114, R115, R142, R134, R12B1, R114B2 (первая цифра - число атомов углерода, уменьшенное на единицу, вторая цифра - число атомов водорода, увеличенное на единицу, третья цифра - число атомов фтора, буква B с последней цифрой - количество атомов брома).

Определены наиболее озonoактивные фреоны: R11, R12, R113, R114, R115; R13B1, R12B1, R114B2. В соответствии с Монреальским протоколом в европейских странах применение галогеносодержащих хладагентов, к числу которых относится также и R22, в новых установках использовать запрещено. При этом запрет на применение R22 касается также и холодильных смесей с массовым содержанием этого хладагента более 1%. Это означает, что при проектировании новых холодильных установок на такие смеси, как, например, R401A, R401B, R408A и R409A, с 1 января 2000 года нельзя было рассчитывать.

Чтобы выйти из этого положения, фирмы-производители разработали в последние годы большое количество новых хладагентов и холодильных смесей для различных условий применения, причем их столько, что в некоторых случаях довольно трудно выбрать оптимальный по своим характеристикам хладагент под конкретные условия применения.

В Германии Министерство экологии и охраны окружающей среды рекомендовало перевод существующих холодильных установок, работающих на хладагенте R12, на R22 и R134a. Однако для этих целей можно использовать также и другие хладагенты с низким потенциалом истощения озонового слоя, например R410A, R507.

Для замены хладагента R502 рекомендуются следующие холодильные смеси [75, 83, 87]:

– R404A (R125/ R134a/R143)

- R407A и R407B (R32/R125/R134a)
- R507 (R125/R143a)
- R32/R125/R143a (10%/ 45%/45%) – торговая марка FX 40, Elf Atochem.

Кроме указанных выше смесей в качестве замены для R502 можно найти хладагенты с более низким значением потенциала истощения озонового слоя.

В качестве альтернативы используемым в настоящее время в промышленных и коммерческих установках хладагентам R12, R22 и R502 уже давно рекомендуются так называемые «природные» хладагенты, такие, как пропан (R290), изобутан (R600a) и аммиак (R717), которые не представляют угрозы для окружающей среды. Однако при использовании таких хладагентов должны строго выполняться все предписанные меры предосторожности, позволяющие избежать опасных воздействий на обслуживающий персонал или сооружения, в которых располагаются установки.

Естественные хладагенты не оказывают никакого влияния на озоновый слой и парниковый эффект либо оказывают его в незначительной степени. Они широко применяются в небольших устройствах, таких как тепловые насосы, малогабаритные охладители.

Особенно часто в низкотемпературных производственных процессах использовались аммиак и двуокись углерода.

По причине повышенного внимания к неблагоприятному воздействию хладагентов на окружающую среду естественные хладагенты сейчас переживают второе рождение. Сейчас они широко используются в небольших устройствах, таких как тепловые насосы, малогабаритные охладители и холодильники для торгового оборудования, и для таких устройств особенно типично применение углеводородных (УВ) хладагентов. В настоящее время самыми распространенными из них являются R600a и R717. Обозначение «УВ» указывает на содержание соответствующих атомов в молекулах.

Естественные хладагенты не оказывают никакого влияния на озоновый слой и парниковый эффект либо оказывают его в незначительной степени. Поэтому в

настоящее время ведется активная работа по поиску путей внедрения естественных хладагентов в современные системы.

Чистые вещества

R170	Этан
R290	Пропан
R600a	Изобутан
R717	Аммиак
R718	Вода
R729	Воздух
R744	Двуокись углерода
R1270	Пропилен

К началу 2010 г. производство и потребление хлорфторуглеродов (ХФУ) было прекращено полностью, и несколько стран приступили к свертыванию производства гидрохлорфторуглеродов (ГХФУ). Проводящиеся научные измерения, спонсируемые в рамках Программы ООН по окружающей среде, показывают, что озоновый слой начинает медленно восстанавливаться. Однако с исчезновением одной проблемы появилась другая.

В промышленности озоноразрушающие хладагенты были заменены в основном гидрофтор-углеродами (ГФУ) — еще одной разновидностью синтетических фторсодержащих газов. Хотя ГФУ и не оказывают отрицательного воздействия на озоновый слой, они являются чрезвычайно сильнодействующими парниковыми газами. Наиболее популярный ГФУ, известный как ГФУ 134a (применяется главным образом в бытовых холодильниках и системах кондиционирования транспортных средств), примерно в 1500 раз опаснее с точки зрения потепления климата, чем углекислый газ. Более того, ГФУ выпускаются в различных формах, степень воздействия каждой из которых на климат индивидуальна. Например, HFC 23 сильнее углекислого газа по уровню парникового эффекта более чем в 14 тыс. раз [91, 103, 104].

Таблицы 1.5 дают возможность сравнить свойства хладагентов и смесей. Конкретные цифры при составлении этой таблицы были даны фирмами-

производителями этих веществ, а также взяты из немецкого стандарта DIN 8960 «Хладагенты: требования и обозначения». При этом некоторые значения округлены.

Принятые в таблице 1.5 сокращения приведены ниже:

Таблица 1.5 – Хладагенты, рекомендуемые для замены R12

Обозначение	Состав (массовое содержание в %)	ODP	GWP ₁₀₀	Рекомендуемое масло	t _{кип.} °С (1 бар)	t _{кип.1} °С (1 бар)
R134a	CF ₃ CH ₂ F	0	1300	POE	-26	-
R401A	R22/152A/124 (53/13/34)	0,037	1100	M/A, A, POE	-33	-26,7
R409B	R22/152A/124 (61/11/28)	0,04	1200	M/A, A, POE	-34,6	-28,6
R409A	R22/124/142b (60/25/15)	0,048	1460	M/A, A, POE	-34,5	-27,4
R409B	R22/124/142b (65/25/10)	0,048	1400	M/A, A, POE	-35,6	-27,8
R413A	R134a/218/600a (88/9/3)	0	1800	M, A, M/A, PAO, POE	-35	-28,1
R290/ R600a	R290/R600a	0	3	M, A, M/A, PAO, POE	В зависимости от соотношения	
R600a	CH(CH ₃) ₃ (изобутан)			M, A, M/A, PAO, POE	-11,9	-

ODP – показатель разрушения озонового слоя относительно фтортрихлорметана (R11);
GWP₁₀₀ – потенциал глобального потепления относительно двуокиси углерода на расчетный период 100 лет.

Таблица 1.6 – Хладагенты, рекомендуемые для замены R22

Обозначение	Состав (массовое содержание в %)	ODP	OWP ₁₀₀	Рекомендуемое масло	t _{кип.} °С (1 бар)	t _{кип.1} °С (1 бар)
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)	0	3800	POE	-46,4	-45,7

R507	R125/143a (50/50)	0	3800	POE	-46,5	-46,5
R410A	R32/125 (60/40)	0	1900	POE	-51,6	-51,5
R407A	R32/125/134a (20/40/40)	0	1900	POE	-45,5	-38,9
R407C	R32/125/134a (23/25/52)	0	1600	M/A, A, POE	-43,6	-36,4
Isceon 59	R125/134/600a (46/50/4)	0	2120	M, A, M/A, PAO, POE	-42,1	-38
R290	CH ₃ CH ₂ CH ₃ (пропан)	0	3	M, A, M/A, PAO, POE	-42,1	-
R717	NH ₃ (аммиак)	0	0	M, PAO (PAG)	-33	-

В соответствии с Монреальским протоколом, основной задачей является резкое сокращение применения озonoактивных хладагентов. Но при замене наиболее универсальных R22 и R12 на другие рабочие агенты теплопроизводительность ТН может уменьшаться до 20 % [69, 75].

Как уже упоминалось, компрессоры ТН могут приводиться от электрических и тепловых двигателей. Привод ТН от электродвигателей связан с дополнительной затратой топлива, так как сначала на электростанциях теплота превращается в электроэнергию с КПД порядка 35-40%, а затем полученная энергия используется в электродвигателях. С учетом потерь на передачу электричества и потерь в электродвигателях при такой схеме теряется 65-70% теплоты топлива. Поэтому при утилизации теплоты более целесообразен привод компрессоров ТН непосредственно от тепловых двигателей, отработавшие газы которых и охлаждающая вода также находят полезное применение.

Привод ТН от тепловых двигателей с утилизацией теплоты в России был предложен в 60х г. Проведенные расчеты показали, что при использовании

поршневого газового двигателя в установках вырабатывается 1,5 раза больше теплоты, чем при полном сгорании газа [37].

С 60-х годов XX века в Германии, Франции, Великобритании эксплуатировались установки с ТН, имеющие привод от ДВС [21, 67, 86]. В этих установках в качестве источника низкотемпературной теплоты использовался воздух. Особенно широкое распространение ТН для отопления зданий получили в Германии. Для установок малой мощности применяют в качестве привода электродвигатели, а при мощностях свыше 300 кВт - газовые двигатели, газотурбинные и паротурбинные установки. В случае привода ТН от газового двигателя учитывается, что помимо более высокой тепловой эффективности привод от газового двигателя позволяет за счет использования теплоты ОГ и охлаждающей воды нагрев сетевой воды до 90 °С, в то время как без утилизации теплоты эта цифра не превышает 60-70 °С.

В Германии применяется системы теплоснабжения крупных объектов (административные здания, плавательные бассейны и др.) с помощью ТН с приводом от ДВС, включающие в себя систему нагрева сетевой воды сначала в конденсаторе ТН (до 70 °С), а затем в газовой теплообменнике (до 90 °С) за счет теплоты ОГ. Мощность ТН с приводом от газовых двигателей для обеспечения теплоснабжения жилых домов колеблется от 250 до 700 кВт.

В табл. 1.7 приведены некоторые данные по немецким установкам с тепловыми насосами с приводом от ГТУ и ПТУ.

Таблица 1.7– Немецкие утилизационные установки с тепловыми насосами

Местонахождение	Мощность, МВт	Вид источника теплоты	Максимальная температура теплоносителя, °С	Тип привода
Гельзенкирхен	1,0	Воздух	-	ГТУ
Дорстен	1,8-2,1	Речная вода	65	ГТУ
Саарвизен	4,0	Речная вода	90	ПТУ
Эссен	1,03	Воздух	-	ГТУ

Расчеты и эксперименты, проведенные в Швейцарии [57] показали, что в утилизационных установках с ТН при использовании дизельного привода коэффициент использования теплоты может достичь 1,7-2,4, а в случае привода от газового двигателя 1,25-2,1. Более низкий коэффициент использования теплоты в последнем случае связан с более низким эффективным КПД газового двигателя по сравнению с дизелем. Однако, по нашему мнению, показатели для газового двигателя сильно занижены, а для дизеля - несколько завышены.

Газотурбинный привод целесообразен для установок относительно большой мощности, свыше 3-4 тыс кВт. В институте ВНИИ Холодмаш рассматривались утилизационные установки с ГТУ мощностью от 20 до 100 МВт, предназначенные для теплоснабжения [29]. По расчетам института, коэффициент использования теплоты таких установок составит 1,4.

Проведенные экономические расчеты показали [62], что использование утилизационных установок с ТН, приводимых газотурбинными двигателями, экономически более эффективно, чем применение ТЭЦ или газовых котельных. По сравнению с ТЭЦ использование ТН снижает капитальные затраты в 4 раза. В ряде работ отмечается, что применение ТН улучшает экологическую ситуацию. Это связано с тем, что снижается расход топлива для обогрева жилищ [63]. Например, при использовании ТН выбросы в атмосферу окислов азота NO_x сокращаются в 2-4 раза по сравнению с использованием водогрейных котлов или электрического отопления.

Анализируя опубликованные отечественные и зарубежные работы, опубликованные по проблеме утилизации теплоты с помощью тепловых насосов, приводимых тепловыми двигателями, следует отметить, что в основном они касались только анализа циклов ТН [4, 5, 16, 20, 37, 39, 41, 44, 86, 89, 94, 95]. При этом слабо исследованы условия совместной работы газовых и газотурбинных двигателей совместно с компрессорами ТН, почти не затронуты проблемы, связанные с эксплуатацией установок на частичных нагрузках и при низких температурах воздуха. Однако наибольшее потребление теплоты приходится на

холодный период года. В летний период двигатели установок часто работают на частичных режимах.

Возможно, недостаточно исследована работа поршневых газовых двигателей с искровым зажиганием, а явное предпочтение отдается дизелям [34]. Хотя дизели имеют на 15-25% более высокую экономичность, чем газовые двигатели, надо учитывать то, что стоимость природного газа значительно ниже, чем дизельного топлива. Например, в 2020 г. цена 1 л. (0,85 кг.) дизельного топлива в Европе составила около 1,2 доллара, а стоимость экспортируемого природного газа - 200 долларов за 1000 м³ (720 кг.), правда, последняя цифра не учитывает налоги. Тем не менее, из приведенных цифр следует, что 1 кг. дизельного топлива стоит 1,41, а 1 кг газа - 0,28 доллара. Поэтому даже применение газодизельного цикла, где впрыскивается около 10% дизельного топлива, экономически может быть не эффективно с учетом высокой стоимости топлива.

При рассмотрении в качестве приводных двигателей ГТУ, газовых двигателей и дизелей, во многих работах исходят из того, что закономерности рабочих процессов в этих двигателях подчиняются теоретическим циклам Брайтона, Отто и Тринклера (смешанного сгорания) [31]. Если последние 2 цикла с очень большой натяжкой можно использовать для анализа (учитывая, что эффективный КПД ДВС пропорционален термическому КПД), то для цикла ГТУ использование цикла Брайтона для конкретных расчетов приводит к очень большим ошибкам.

Для исследования утилизации теплоты большое значение имеет правильное определение теплоты и температуры отработавших газов. Имеющиеся в настоящее время зависимости [33, 39, 47, 49, 61] требуют уточнения или замены.

Необходимо более подробно, в том числе и экспериментально, их влияние на коэффициенты преобразования и коэффициенты использования топлива, а также зависимость этих коэффициентов от разности граничных температур источников теплоты на выходе и входе в ТН.

Исходя из анализа опубликованных работ в области утилизации теплоты с помощью ТН, приводимыми тепловыми двигателями, определена цель работы.

Целью работы является повышение эффективности работы газотурбинных установок и газовых двигателей путем включения в схему утилизации их вторичных энергоресурсов тепловых насосов.

Для реализации этой цели намечены следующие задачи исследования:

1. Разработать методику расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки.
2. Изучить влияние количества ступеней ТН на коэффициент преобразования при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты.
3. Провести расчетно-теоретический анализ использования многоступенчатых ТН в утилизационных схемах с ГТУ.
4. Получение и анализ зависимостей для определения коэффициента использования теплоты газотурбинных установок, приводящих компрессоры ТН.
5. Разработка и создание экспериментальной многоступенчатой ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням.
6. Экспериментальные исследования работы многоступенчатой ТНУ на различных режимах.

Выводы по первой главе

1. Применение перспективных тепловых насосов, привод компрессоров которых осуществляется тепловыми двигателями, может позволить уменьшить расход топлива на отопление и снизить вредные выбросы в атмосферу.
2. Использование вторичных энергоресурсов тепловых двигателей, приводящих компрессоры ТН, позволяет повысить температуру воды, идущей на отопление на 40...50 °С.
3. Наиболее перспективными для привода ТН при малых мощностях являются ГТУ и поршневые ДВС, работающие на природном газе.

4. На основе анализа опубликованных работ сформулированы цели и определены задачи исследования.

ГЛАВА 2. Коэффициент преобразования тепловых насосов

2.1. Циклы и коэффициенты преобразования теплового насоса

Тепловой насос работает по обратному термодинамическому циклу, в котором работа сжатия превосходит работу расширения и за счет подведённой извне работы передаётся от холодного источника с температурой T_0 к горячему источнику с температурой T .

Таким образом, если тепловой двигатель вырабатывает работу за счет подведённой химической теплоты топлива, то тепловой насос, наоборот, вырабатывает теплоту за счет подводимой от постороннего источника (электродвигателя, ДВС, ГТУ, ПТУ и т.д.) работы L . Причем вырабатываемая тепловым насосом теплота q имеет более высокую температуру, чем теплота холодного (нижнего) источника q_0 , подводимая к ТН.

$$q = q_0 + L \quad (2.1)$$

Отношение количества теплоты, выработанной тепловым насосом, к подведенной теплоте, называется коэффициентом преобразования

$$\mu = \frac{q}{L} = \frac{q}{q - q_0}. \quad (2.2)$$

Принцип действия теплового насоса не отличается от принципа действия холодильной машины, однако целью действия последней является выработка не тепла q , а холода q_0 . Поэтому эффективность холодильной машины оценивается так называемым холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{q_0}{L} = \frac{q_0}{q - q_0}. \quad (2.3)$$

Очевидна связь между двумя коэффициентами

$$\mu = \varepsilon + 1. \quad (2.4)$$

В тепловом насосе, как и в холодильной машине, помимо подвода и отвода теплоты, и сжатия рабочего тела, необходимо осуществлять его расширение. Расширение в газовых машинах производится в специальных расширителях (детандерах), при этом производится полезная работа.

Детандеры бывают поршневые (объёмные) и турбинные. В том случае, если рабочим телом тепловых насосов и холодильных машин является пар, т.е. двухфазная среда, то расширение и одновременное расширение рабочего тела производится путём дросселирования. При этом процессе полезная работа не производится, но простота и дешевизна осуществления этого процесса привели к исключительному применению дросселирования во всех парокомпрессионных машинах.

Падение давления газа или жидкости при протекании через узкое отверстие в канале без совершения работы называется *дросселированием*.

Уравнение первого закона термодинамики

$$dq = di + wdw + gdH + dL_p, \quad (2.5)$$

где H – геодезическая высота; w – скорость потока;
 q – количество тепла; L_p – работа.

Это же уравнение в интегральной форме для сечений 1 и 2 получит вид

$$q = (i_2 - i_1) + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(H_2 - H_1) + L_p. \quad (2.6)$$

Если дросселирование производится без подвода или отвода теплоты ($q = 0$), без изменения высоты и без совершения работы, то из (2.6) следует, что изменения полной энтальпии потока ($i^* = i + \frac{w^2}{2}$) не будет, то есть:

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_2 + \frac{w_2^2}{2}, \quad \text{или же } i_1^* = i_2^*. \quad (2.7)$$

Обычно изменение скорости потока в процессе дросселирования невелико, поэтому можно записать $i_1 = i_2 = \text{const}$. Таким образом, при дросселировании энтальпия потока не меняется. Изменение энтальпии в зависимости от температуры и давления описывается уравнением [47]:

$$di = c_p dT + \left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T dp, \quad (2.8)$$

Где индекс «Т» у производной обозначает, что частная производная берется при постоянной температуре.

Для идеального газа $\left(\frac{\partial i}{\partial p}\right)_T = 0$ [11], а это, как следует из (2.8), означает, что при дросселировании идеального газа $C_p T_1 = C_p T_2$.

Учитывая малую зависимость теплоемкости от температуры, считают, что процесс дросселирования идеального газа является изотермическим, то есть

$$T_1 = T_2 = \text{const}, \text{ или более точно } T_1^* = T_2^* = \text{const}.$$

В термодинамике энтальпия, внутренняя энергия и теплоемкость называются калорическими свойствами вещества, а удельный объем, давление и температура (величины, входящие в уравнение состояния) - термическими свойствами. В реальных газах производная, стоящая в правой части уравнения (2.8) может быть как положительной, так и отрицательной.

Поэтому в процессе дросселирования, хотя условие постоянства энтальпии (2.7) всегда выполняется, температура может сохраняться постоянной (идеальный газ), а также падать и иногда расти.

С ростом давления и температуры внутренняя теплота парообразования g уменьшается.

Это уравнение Клапейрона-Клаузиуса, позволяющее определить прирост давления при изменении температуры при фазовом переходе. Приведенный выше вывод этого уравнения несколько отличается от обычного [7] своей наглядностью.

$$\frac{dT}{dP} = \frac{T(V'' - V')}{r}. \quad (2.9)$$

Из него следует, что температура при дросселировании меняется тем сильнее, чем больше разность объемов газовой V'' и жидкой V' фаз и ниже внутренняя теплота парообразования r . С ростом температуры T производная $\frac{dT}{dP}$ увеличивается. Если же фазового превращения нет, то есть при $V'' = V'$ температура при дросселировании не меняется.

Использование уравнения (2.9), т.к. в него входит величина r , которая при отсутствии фазового перехода равна нулю. Поэтому для определения этой производной без применения величины r можно воспользоваться дифференциальными уравнениями термодинамики [11]. При адиабатическом дросселировании из этих уравнений можно получить коэффициент адиабатического дросселирования или дифференциальный дроссель- эффект:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_i = \frac{T\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_i - v}{c_p}. \quad (2.10)$$

Величина производной в левой части уравнения в общем случае отлична от нуля. Изменение температуры газа или жидкости при адиабатическом дросселировании характеризуется коэффициентом Джоуля-Томпсона.

$$\alpha_i \equiv \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_i. \quad (2.11)$$

Изменение температуры газа при адиабатическом дросселировании называется интегральным дроссель – эффектом. Он определяется по уравнению:

$$T_2 - T_1 = \int_{P_1}^{P_2} \alpha_i dp.$$

Заметное снижение температуры при дросселировании, как следует из уравнения Клапейрона-Клаузиуса (2.9), происходит только в реальных газах, меняющие свой удельный объем за счет перехода из жидкого в газообразное состояние.

Дросселирование является необратимым процессом и потери от дросселирования составляют заметную часть так называемых внутренних потерь циклов тепловых насосов и холодильных машин.

Потери от дросселированных потерь можно характеризовать коэффициентом обратимости цикла η_δ [11], равным отношению коэффициентов преобразования ТН с учетом и без учета потерь от дросселирования. Так как потери от дросселирования снижаются с уменьшением температуры дросселируемой жидкости (так называемое переохлаждение рабочего тела), при максимальном переохлаждении потери от дросселирования практически отсутствуют.

Тепловые насосы работают по так называемым обратным циклам. Если в прямом цикле в результате подвода теплоты образуется работа, то в обратном цикле в результате подвода работы образуется теплота. Как и для тепловых двигателей, для тепловых насосов идеальным является цикл Карно.

Коэффициентом преобразования теплового насоса называют отношение полученной теплоты к затраченной работе.

Имея в виду, что $q = T\Delta S$, $q_0 = T_0\Delta S$ и $L = q - q_0$ получим, что для цикла Карно:

$$\mu_t = \frac{q}{L} = \frac{q}{q - q_0} = \frac{T}{T - T_0}. \quad (2.12)$$

Для холодильной машины использует так называемый холодильный коэффициент

$$\varepsilon_t = \frac{q_0}{L} = \frac{T_0}{T - T_0}. \quad (2.13)$$

Связь между этими коэффициентами

$$\mu_t = \varepsilon_t + 1. \quad (2.14)$$

По определению коэффициент преобразования не может быть меньше единицы, в то время как ε_t не может быть меньше нуля.

Коэффициент μ_t газового цикла, даже при КПД сжатия и расширения, равных единице, невелик, причем с увеличением π_K он падает. Так при $\pi_K = 2$ $\mu_t = 5,5$, а при $\pi_K = 10$, $\mu_t = 2,075$. С учетом потерь, реальный коэффициент μ_t в лучшем случае не превосходит 2. Поэтому газовые тепловые насосы в настоящее время применяются редко.

Использование пара позволяет получить отвод и подвод теплоты по изотермам, что приближает цикл теплового насоса к циклу Карно. Кроме того, использование пара дает возможность исключить детандер, заменив его процессом дросселирования пара, которое сопровождается снижением температуры.

Как упоминалось, дросселирования является необратимым процессом. Потери от дросселирования зависят от свойств рабочих тел. Чем меньше теплота парообразования и больше теплоемкость жидкости перед дросселированием.

Для уменьшения потерь от дросселирования используют переохлаждение, под которым понимается охлаждение жидкого рабочего тела, выходящего из конденсатора. Образующийся цикл, напоминает цикл Ренкина с перегревом пара. Чем больше будет степень переохлаждения жидкости, тем ближе идеальный цикл теплового насоса будет ближе к циклу Ренкина для ПТУ.

Уменьшить потери от дросселирования можно применив регенератор.

В регенеративном цикле вместо переохладителя после конденсатора (или в дополнении к нему) жидкость охлаждается в регенераторе рабочим телом, выходящим из испарителя. В том случае если на выходе из испарителя находится сухой пар, то в регенераторе происходит его перегрев, что благоприятно сказывается на работе компрессора.

В холодильных машинах, где часто требуется очень высокая степень повышения давления в компрессорах (10-20 и больше), применяют многоступенчатое сжатие. Газ выходящий из первой ступени охлаждается, после чего поступает во вторую ступень т.д. Промежуточное охлаждение снижает работу сжатия и максимальную температуру сжимаемого рабочего тела.

Для тепловых насосов актуальным является применение многокаскадного сжатия. Горячая вода, выходящая из первого теплового насоса, нагревается во втором и даже в третьем тепловом насосе.

Дело в том, что для получения высокой величины μ подогрев воды в тепловом насосе не должно превышать $\Delta T = 30 - 40 \text{ }^\circ\text{C}$. Такой подогрев часто слишком мал. Подогревая воду во второй ступени, можно увеличить подогрев до $\Delta T = 60 - 80 \text{ }^\circ\text{C}$, что достаточно для многих целей.

Таким образом, суммарный подогрев в многокаскадных машинах примерно равен сумме подогревов в каждом каскаде, т.е.

$$\Delta T_{\Sigma} \approx \Delta T_1 + \Delta T_2 + \dots + \Delta T_n \quad (2.15)$$

Следует заметить, что многокаскадная схема является альтернативой дополнительному подогреву воды, выходящей из теплового насоса, от дополнительного источника (водогрейный котёл, тепло отработавших газов ДВС или ГТУ и т.д.).

Прямой цикл Карно является наиболее экономичным теоретическим циклом тепловых двигателей. Для циклов тепловых насосов он далёк от идеала, так как основной параметр этих машин – коэффициент преобразования и его теоретическая величина

$$\mu_t = \frac{T}{T-T_0} = \frac{1}{\eta_t} \quad (2.16)$$

обратно пропорциональна обратному циклу Карно. Это означает, что чем выше КПД цикла Карно, тем меньше коэффициент преобразования теплового насоса. В связи с этим начались поиски других теоретических циклов, способных повысить коэффициент преобразования теплового насоса по сравнению с циклом Карно.

На рис. 1.11 произведено графическое сравнение обратных циклов Карно и Лоренца. Видно, что при неизотермическом подводе и отводе теплоты, характерной для цикла Лоренца, температуры рабочих тел в испарителе 4-1 и в конденсаторе 2-3 меняются в соответствии с изменением температур горячего и холодного источника, которые повышают свою температуру, проходя через соответствующий теплообменник (конденсатор и испаритель).

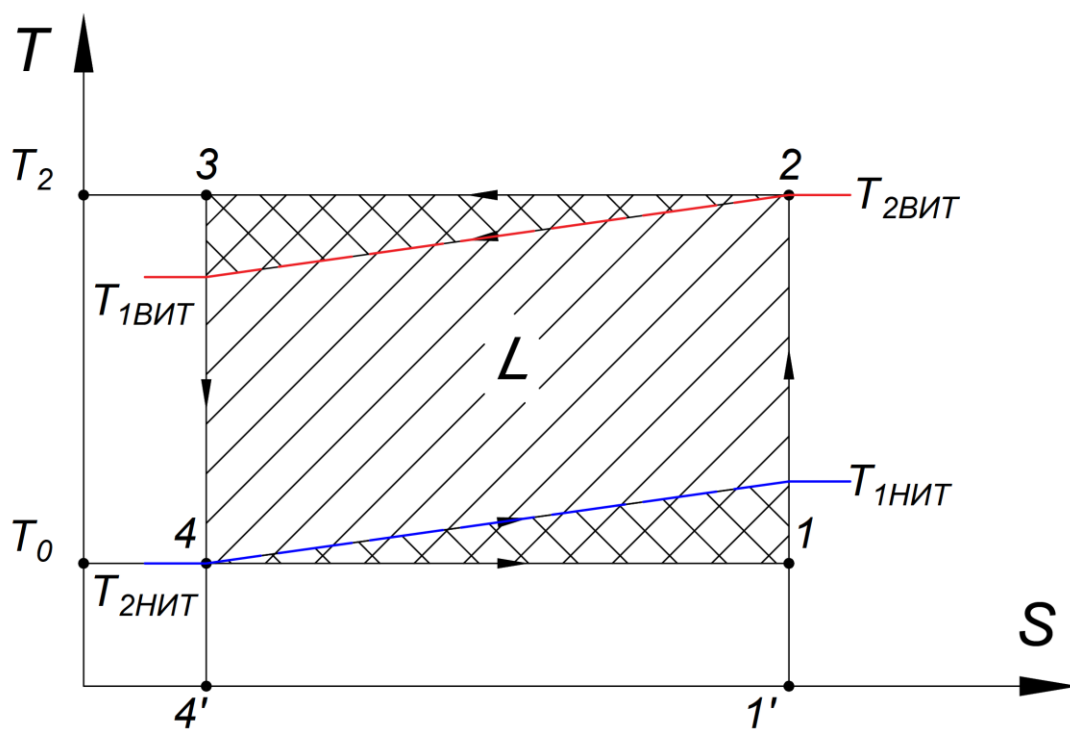


Рисунок 2.1 – Применение обратного цикла Карно при неизотермическом подводе и отводе теплоты

Источник: составлено автором

В связи с этим снизятся необратимые потери, связанные с отличием температур источников от температур рабочих тел. На рис. 2.1 двойной штриховкой показано, насколько уменьшится работа, затрачиваемая на привод компрессора, если перейти от цикла Карно к циклу Лоренца.

Проблема заключается в том, как осуществить конденсацию и испарение рабочего тела при переменной температуре (а следовательно, и переменном давлении).

Это может быть достигнуто тремя способами:

- применением многоступенчатых тепловых насосов с параллельным соединением;
- применением тепловых насосов с многоступенчатыми компрессорами;
- применением, так называемых, неизоэнтропных рабочих тел, которые конденсируются при переменной температуре.

На рис. 2.2 показана схема ТН с параллельной работой трёх тепловых насосов и последовательным проходом через конденсаторы и испарители воды горячего и холодного источников.

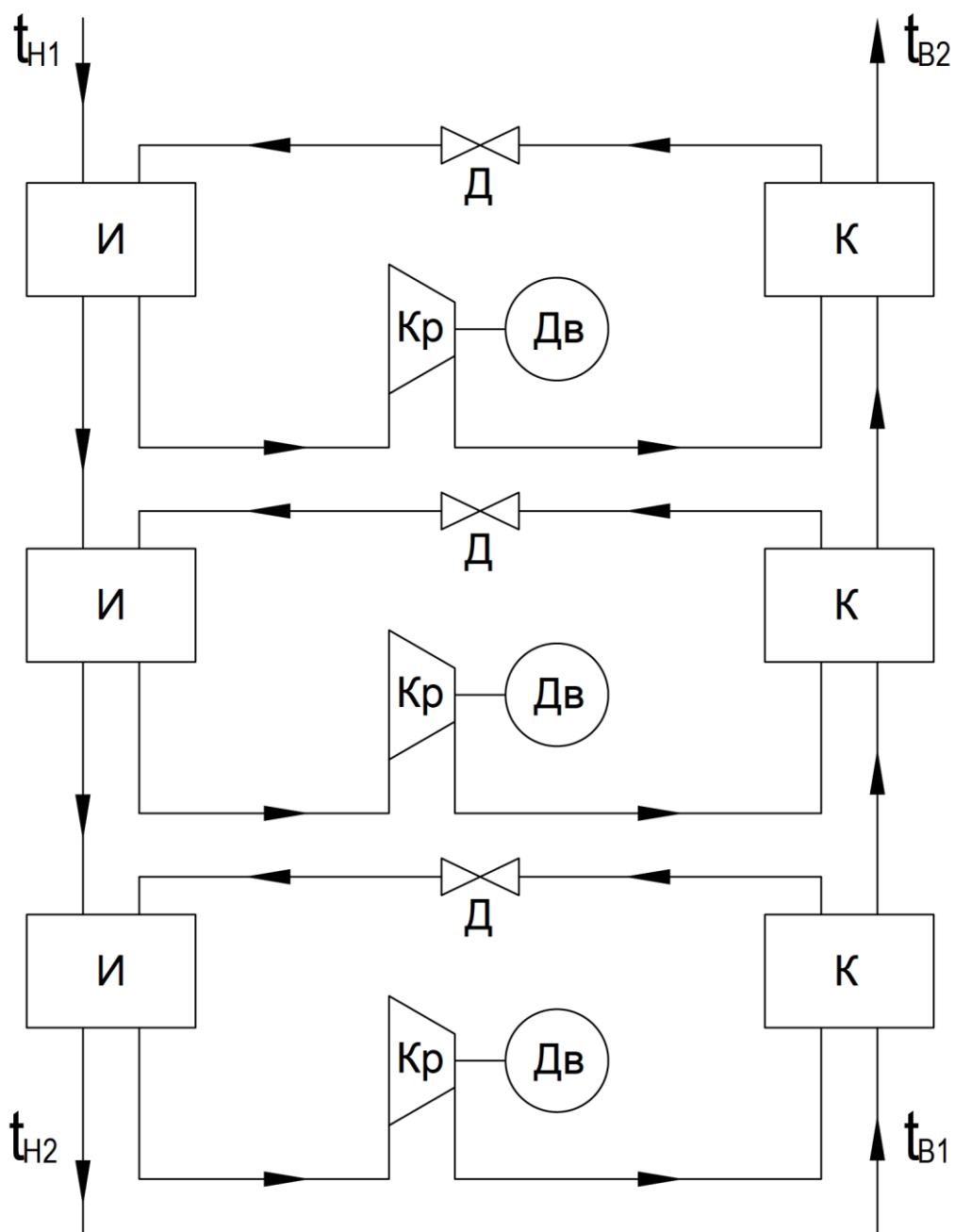


Рисунок 2.2 – Схема параллельного соединения трех теплонасосных установок:
 Д – дроссельный клапан; И – испаритель; К – конденсатор; Кр – компрессор

Источник: составлено автором

На рис. 2.3 приведена диаграмма T-S для такой схемы. Видно, что ступенчатое изменение температур горячего и холодного источников приближает цикл рассмотренной схемы к циклу Лоренца, сэкономленная работа показана штриховкой.

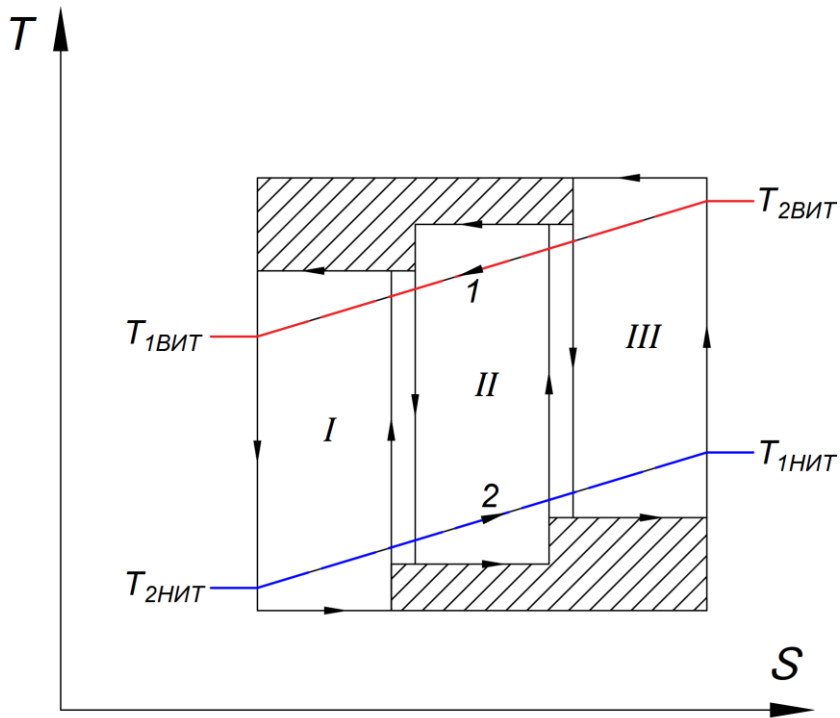


Рисунок 2.3 – T-S диаграмма схемы с параллельным соединением трех ТН:

1 – температура теплопотребителя; 2 – температура низкопотенциального источника теплоты.

Источник: составлено автором

На рис. 2.4 приведена схема теплового насоса с трёхступенчатым компрессором (это могут быть поршневые, центробежные и осевые компрессоры).

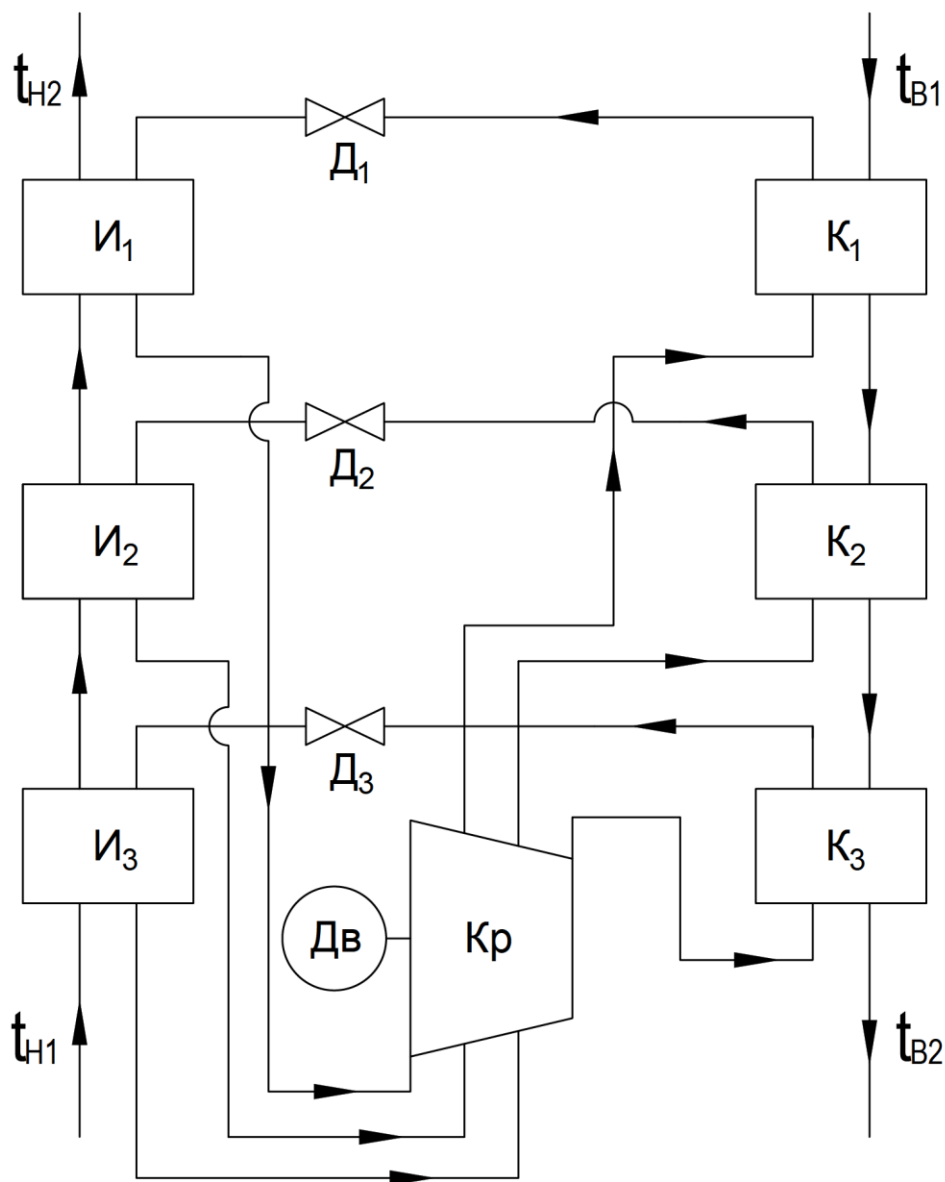


Рис. 2.4 – Схема компрессионной теплонасосной установки с многоступенчатым компрессором D_1 , D_2 – дросселирующие клапаны; I_1 , I_2 – испарители; K_1 , K_2 , K_3 – конденсаторы; Kp – многоступенчатый компрессор

Источник: составлено автором

Рабочее тело из ступени низкого давления идёт в конденсатор K_1 , из ступени среднего давления – в конденсатор K_2 и из ступени высокого давления - в конденсатор K_3 . После снижения давления в дросселях D_1 и D_2 рабочее тело идёт в испарители I_1 и I_2 , откуда поступает на вход в компрессор. Вода горячего источника последовательно нагревается в конденсаторах K_1 , K_2 и K_3 , а вода

холодного источника последовательно снижает температуру в испарителях I_2 и I_1 . Такая схема также приближает цикл теплового насоса к циклу Лоренца.

Более полное приближение к циклу Лоренца можно будет получить, если удастся создать изоэнтропическое рабочее тело, меняющее свою температуру при конденсации и испарении.

На рис. 2.5 показан действительный цикл теплового насоса, в котором помимо переохлаждения 3-4 применён перегрев пара 1-а на входе в компрессор. Сжатие в компрессоре происходит по политропе a-2, показатель политропы которой $n > k$.

Потери в ТН условно подразделяют на внешние и внутренние [10, 11].

К первым можно отнести потери теплоты из-за неполного охлаждения рабочего тела ТН в переохладителе, конденсаторе и охладителе.

К внутренним потерям относят потери в дросселе и компрессоре, в том числе и механические. Для оценки потерь в элементах ТН рассмотрим действительный термодинамический процесс работы реального парокompрессионного одноступенчатого теплового насоса в Т-S диаграмме (рис. 2.5).

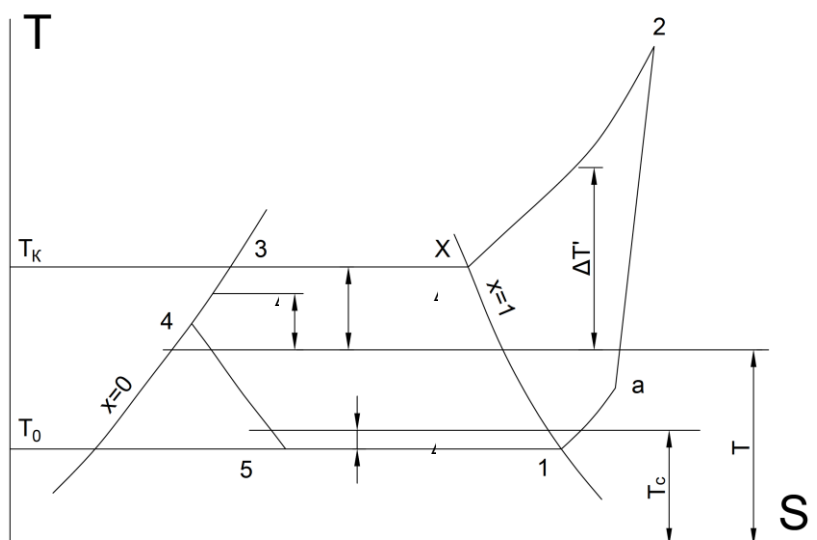


Рисунок 2.5 – Действительный цикл теплового насоса в Т – S диаграмме:

Источник: составлено автором

Процесс работы такого цикла состоит в следующем:

a-2 – сжатие рабочего агента в компрессор;

2-x – охлаждение пара до состояния насыщения (отнятие перегрева);

- $x-3$ – конденсация рабочего агента в конденсаторе;
- $2-3$ – охлаждение и конденсация рабочего агента в конденсаторе;
- $3-4$ – охлаждение жидкого рабочего агента в переохладителе;
- $4-5$ – дросселирование рабочего агента;
- $5-1$ – испарение рабочего агента в испарителе;
- $1-a$ – перегрев рабочего агента перед сжатием в компрессоре.

Проведение теплового расчета ТН необходимо для оценки его эффективности. Для проведения такого расчета удобно построить термодинамический цикл теплового насоса в полулогарифмических координатах (рис. 2.6).

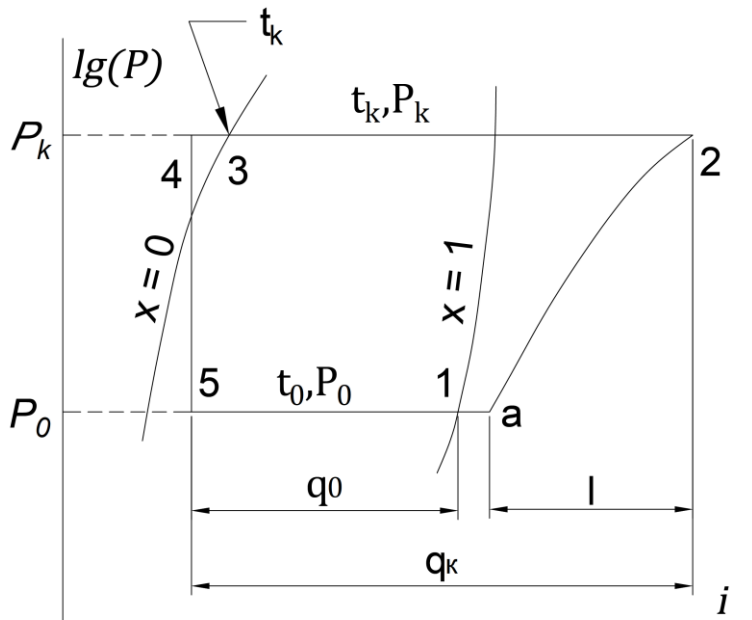


Рисунок 2.6 – Термодинамический цикл ТН в $\lg(P) - i$ диаграмме

Источник: составлено автором

На расчетной схеме цифрами $1, a, 2, x, 3, 4, 5$ отмечены состояния рабочего тела, которые соответствуют точкам теоретического цикла, построенного в диаграммах.

В термодинамическом цикле теплового насоса (рис. 2.5 и 2.6) протекают следующие процессы:

1-а – подогрев рабочего тела перед входом в компрессор в результате дросселирования и для исключения попадания в компрессор жидкой фазы рабочего агента;

а-2 – сжатие рабочего тела в компрессоре (с гидравлическими потерями);

2-3 – передача теплоты теплопотребителю в конденсаторе с одновременной конденсацией рабочего тела;

3-4 – переохлаждение рабочего тела в переохладителе с отдачей теплоты теплопотребителю;

4-5 – снижение давления рабочего тела в результате дросселирования;

5-4 – передача теплоты от низкопотенциального источника к рабочему телу в испарителе.

Для построения цикла в $T - S$ диаграмме или же в $\lg(P) - i$ диаграмме необходимо знать температуры в его характерных точках: температуру кипения рабочего тела в испарителе $t_{и}$, температуру конденсации рабочего агента в конденсаторе $t_{к}$ и температуру перед регулирующим вентилем t_4 . Необходимо также значение температуры рабочего агента перед входом в компрессор t_1 . Ориентировочно эти температуры определяют с помощью упрощенных зависимостей, основанных на опыте эксплуатации тепловых насосов.

Все чаще в современных теплонасосных системах для расчета применяются графики зависимости коэффициента преобразования от температур наружного воздуха, в которых определяется эффективность использования ТН при низких температурах. От величины коэффициента преобразования зависят как энергетические, так и экономические характеристики ТН. Применение ТН для нужд горячего водоснабжения при существующем технологическом уровне производства теплоты экономически целесообразно при коэффициентах преобразования больше 2. Пример такого графика показан на рис. 2.7.

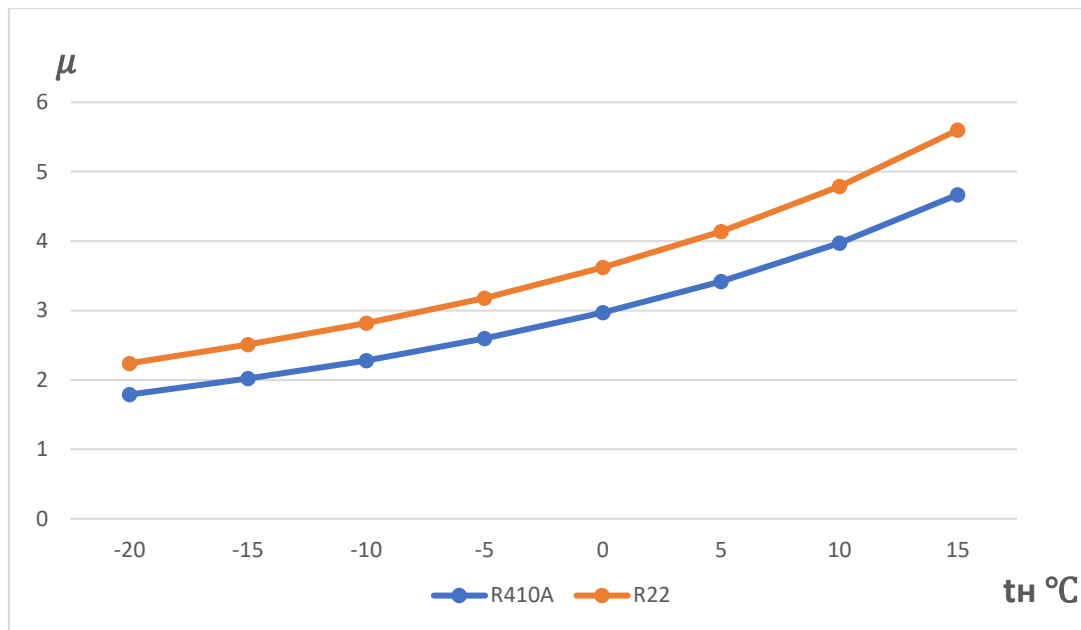


Рисунок 2.7 – График зависимости коэффициента преобразования от температур наружного воздуха, для горячего водоснабжения [12, 82].

Источник: составлено автором

Предложенная выше методика расчета, разработанная в РУДН [60, 93], позволяет с необходимой точностью определить действительный коэффициент преобразования теплового насоса. Потери, связанные с дросселированием, с перегревом на входе в компрессор и потери, связанные с «недогревом» Δt в конденсаторе и испарителе по этой методике определяются точно.

Сложнее с потерями в компрессоре, которые с минимальной погрешностью могут быть найдены для компрессоров только экспериментально.

2.2. Моделирование высокоэффективной многоступенчатой теплонасосной установки

Тепловые насосы утилизируют низкопотенциальную теплоту промышленных, бытовых и естественных источников и генерируют теплоту высокого потенциала, потребляя при этом в 1.2 – 1.3 раза меньше первичной энергии, чем при прямом сжигании топлива [28]. Как известно, значительная часть теплоснабжения (коммунального и производственного) в развитых странах осуществляется с помощью тепловых насосов [65].

Тепловые насосы осуществляют обратный термодинамический цикл на низкокипящем рабочем агенте. Теоретические основы ТН формируются в результате исследования термодинамических циклов и процессов, создания методики для выбора конструкций и расчёта основных элементов тепловых насосов. Наибольшее распространение в настоящее время получили парокомпрессионные ТН, в которых реализуется парожидкостной цикл, где рабочее тело (хладагент) в виде жидкости, влажного пара, перегретого пара при давлениях и температурах ниже критических значений.

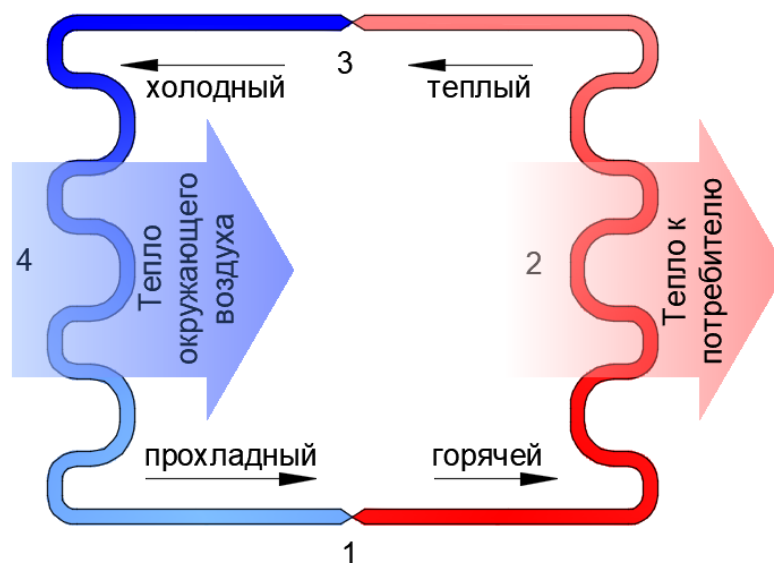


Рисунок 2.8 – Основные элементы теплового насоса [82]

Второй проблемой является обеспечение максимальной эффективности ТН при переменных температурах конденсации и кипения теплоносителя, которые изменяются в зависимости от НИТ и требуемой температуры нагреваемой в конденсаторе воды. В настоящее время эта проблема не решена. Однако, приемлемого результата можно достичь путем дробления ТН и применения схемных решений, в которых нагрев горячей воды в конденсаторах и охлаждение НИТ в испарителях осуществляется при последовательном включении ТН с меньшей степенью сжатия и противоточном движении нагреваемой и охлаждаемой воды. Этот метод применяется ЗАО «Энергия» для относительно мощных ТН (более 1 Гкал/час) и позволяет увеличить коэффициент преобразования на 1,5 - 1,8.

На рисунке 2.8 схематично изображены основные элементы базовой одноступенчатой ТН. Компрессор 1 нагнетает хладагент с учётом гидравлических потерь до давления насыщенных паров хладагента в конденсаторе 2. Вследствие политропного сжатия температура перегретого пара хладагента на входе в конденсатор становится выше температуры насыщенных паров хладагента в конденсаторе. При этом хладагент отдаёт ВИТ потребителя за счёт охлаждения перегретого пара, фазового перехода из пара в жидкость и переохлаждения последней. Редуктор 3 необходим для дросселирования хладагента. При этом жидкая фаза хладагента переходит в паровую фазу. Сам процесс фазового перехода проходит в испарителе 4, где тепло от НИТ переходит хладагенту.

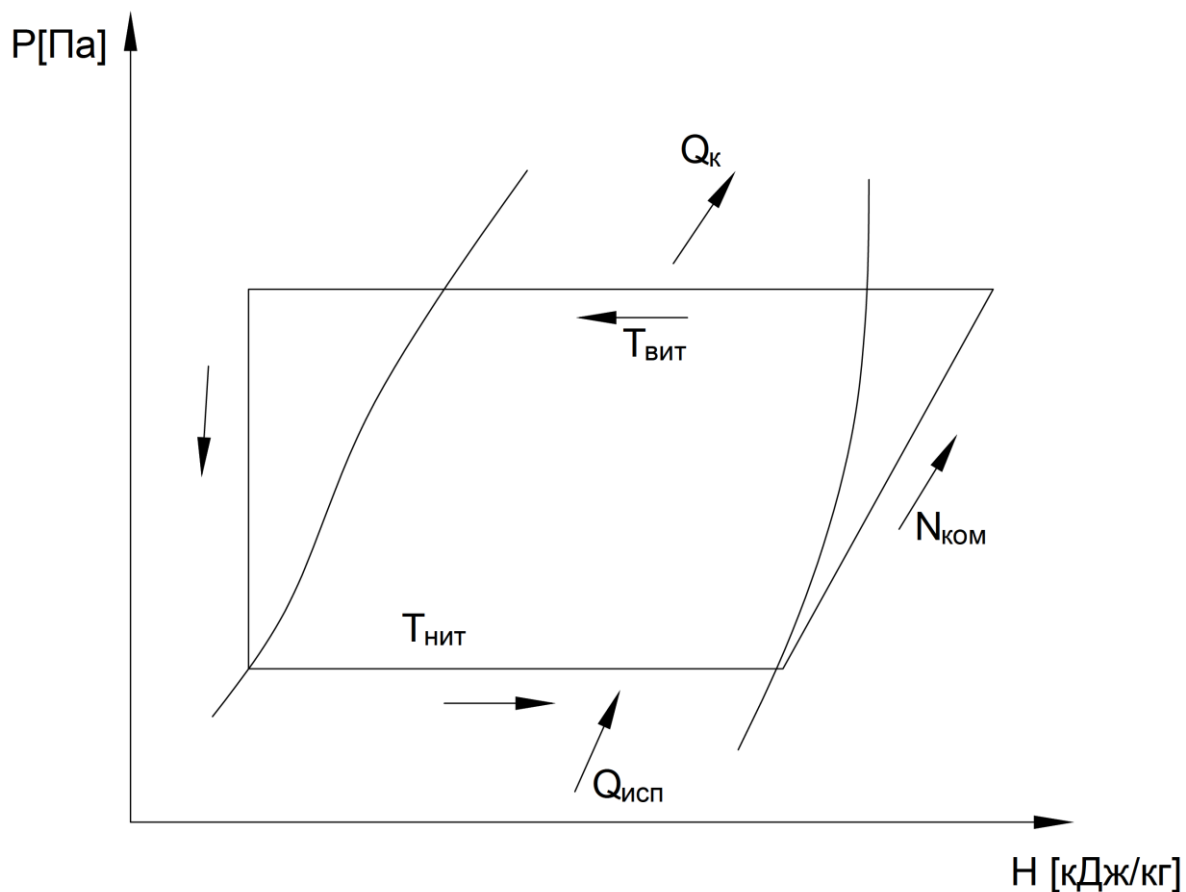


Рисунок 2.9 – $P-h$ диаграмма термодинамического идеального цикла ТН

Источник: составлено автором

На рисунке 2.9 показана $P-h$ диаграмма термодинамического цикла работы одноступенчатой ТН. Одним из основных критериев эффективности работы ТН является коэффициент трансформации теплоты

$$COP = \frac{Q_K}{N_{КОМ}}, \quad (2.17)$$

где Q_K – мощность теплового потока, переданного потребителю, кВт,

$N_{КОМ}$ – затраченная мощность компрессора ТН, кВт.

Величина COP в основном сильно зависит от разности температур между НИТ и ВИТ. Часто температуры источников рассматриваются постоянными, а COP сопоставляют с максимально теоретически возможным (по циклу Карно). Однако, когда на входе и выходе из ТН эти температуры сильно отличаются. (появляются температура ВИТ входа, температура ВИТ выхода, и тоже самое по НИТ), то в этом случае при расчёте COP обычно отмечают какую разность температур необходимо учитывать между НИТ и ВИТ. Так, например, подача в жилой дом горячей водой (температура ВИТ выхода) осуществлялась при помощи одноступенчатой ТН, которая производила забор тепла из грунтовых вод (температура НИТ входа). При разности температур между ВИТ и НИТ, равной 10 °С, 30 °С и 50 °С COP соответственно равен 7, 3,5 и 2,9, что говорит о снижении эффективности ТН в 2 и более раз [82,103]. В настоящее время стали широко использовать в ТН компрессоры спирального типа с промежуточным подводом парожидкостной инъекции хладагента в полость спирального канала, где фактически спиральный одноступенчатый компрессор превращается в двухступенчатый [105].

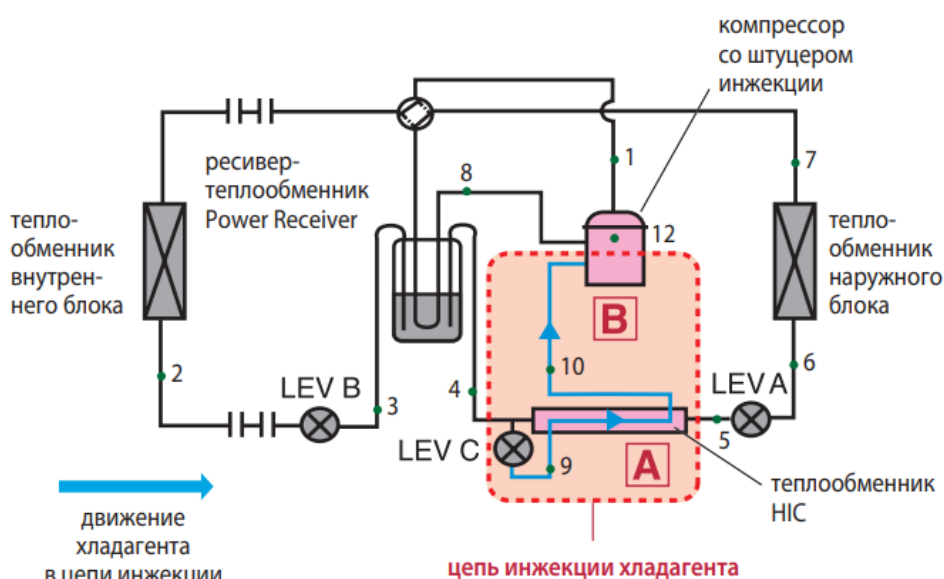


Рисунок 2.10 – Схема инжекции хладагента [82].

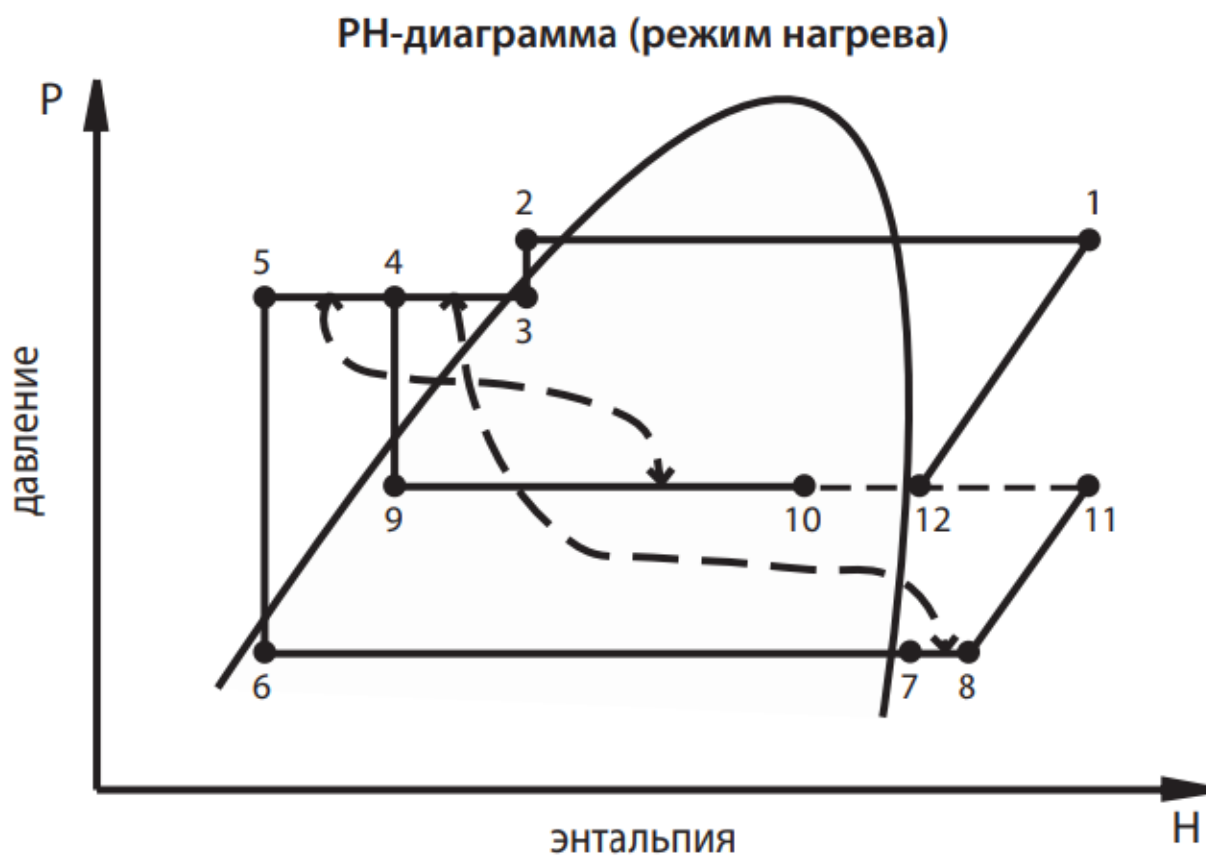


Рисунок 2.11 – *PH*-диаграмма термодинамического цикла ТН в режиме нагрева

[82]

Такая схема ТН позволяет в процессе сжатия снизить температуру хладагента и тем самым уменьшить потребляемую мощность компрессора. Так при температуры наружного воздуха $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ТН нагревает воздух в помещении с $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ до

45 °С с коэффициентом $COP = 5$. Недостатком рассмотренной схемы ТН главным образом является нагнетание всего расхода хладагента через две ступени компрессора. Целью является повышение эффективности многоступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки при высоком значении разности температур между ВИТ и НИТ.

Задачей исследования является моделирование многоступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки, разработка математической модели и методики расчёта многоступенчатой ТН, обеспечивающей высокий COP при сравнительно высоком значении разности температур между ВИТ и НИТ.

Авторами работы в рамках программы 5-100 в департаменте машиностроения и приборостроения Инженерной академии РУДН создана экспериментальная модель двухступенчатой теплонасосной установки, в которой нагрева рабочего тела потребителя с одновременным отбором хладагента каждой ступени. Принципиальная схема, в частности, трёхступенчатой теплонасосной установки показана на рисунке 2.12, а PH -диаграмма термодинамического цикла этого ТН в режиме нагрева - на рисунке 2.13.

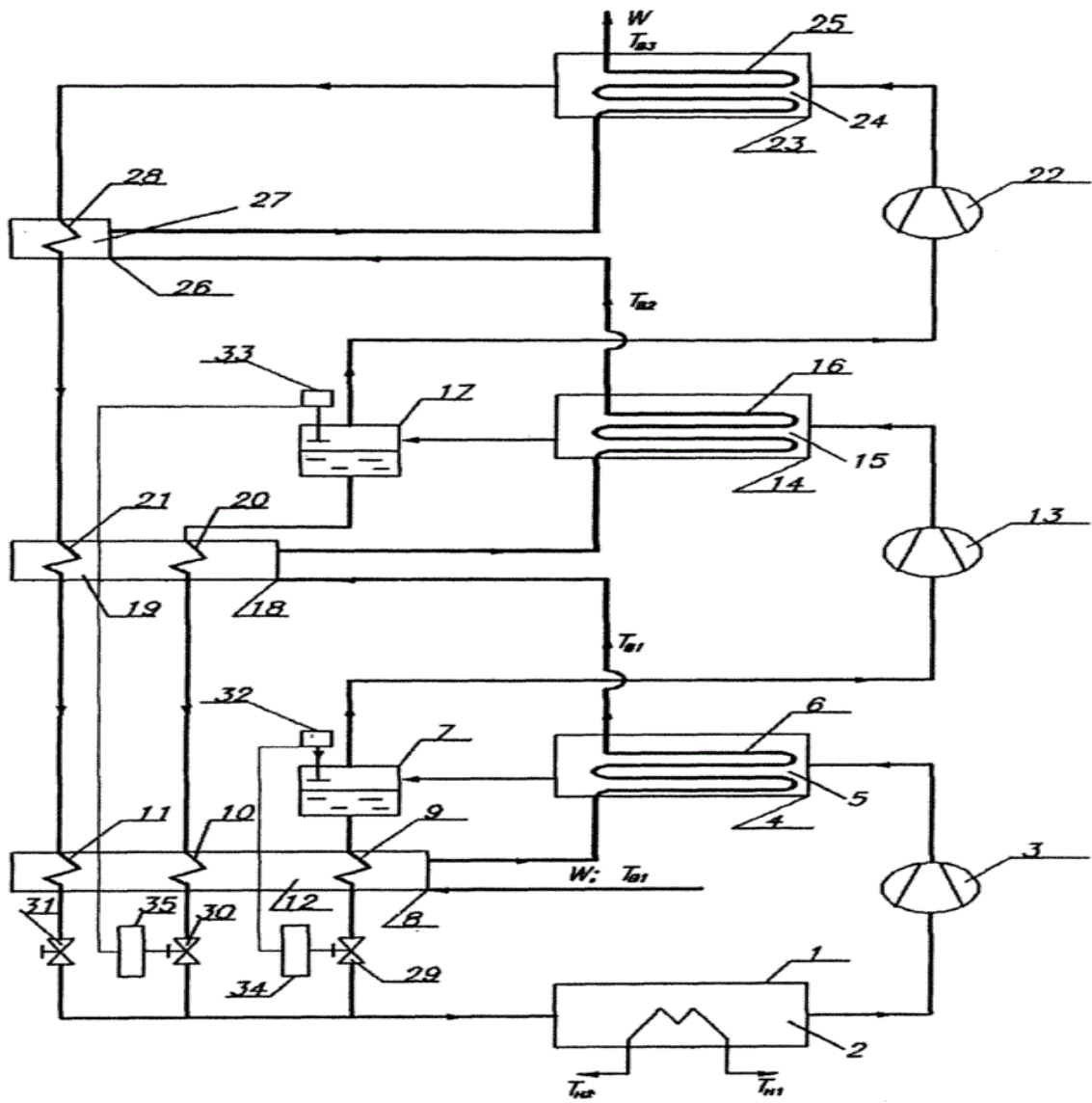


Рисунок 2.12 – Принципиальная схема трёхступенчатого ТН [107]

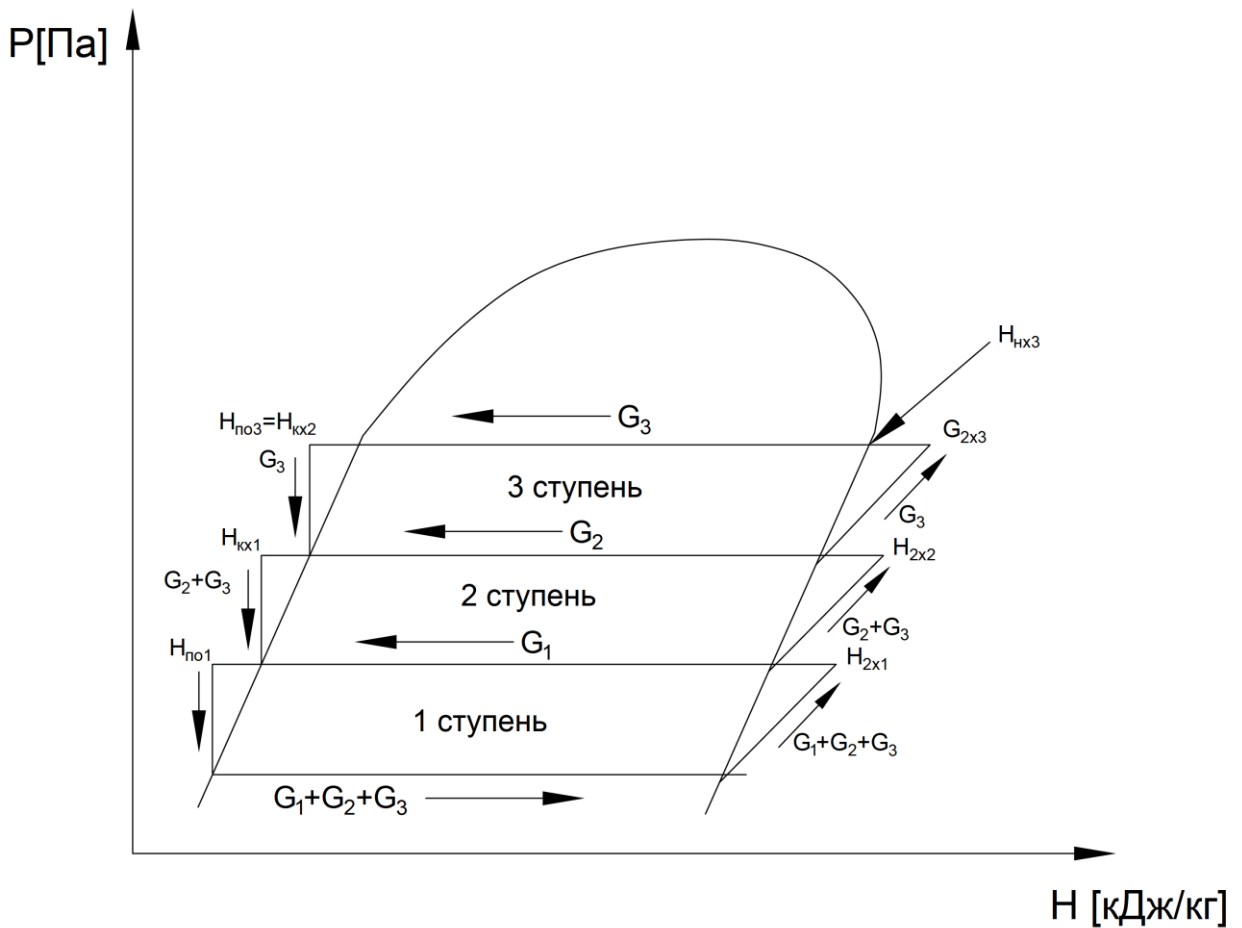


Рисунок 2.13 – P - h -диаграмма термодинамического цикла трёхступенчатого ТН

Источник: составлено автором

Данное техническое решение было защищено патентом на полезную модель и патентом на изобретение [106, 107]. Как видно из P - h -диаграммы термодинамического цикла ТН через компрессор первой ступени проходит суммарный расход хладагента ($G_1+G_2+G_3$), в конденсаторе первой ступени хладагент с расходом G_1 отдаёт тепло высокопотенциальному источнику теплоты (ВИТ) потребителю за счёт охлаждения перегретого пара, фазового перехода из пара в жидкость и переохлаждения. Оставшийся суммарный расход хладагента (G_2+G_3) охлаждается до температуры насыщенных паров конденсатора первой ступени и нагнетается компрессором второй ступени. Далее в конденсаторе второй ступени хладагент с расходом G_2 по аналогии первой ступени отдаёт тепло ВИТ потребителю. Оставшийся хладагент с расходом G_3 через компрессор третьей ступени поступает в конденсатор третьей ступени и по аналогии с предыдущими ступенями через переохладители и соответствующий редуктор поступает в испаритель. Далее

приводится методика расчёта компрессионной многоступенчатой теплонасосной установки.

Тепловой расчёт многоступенчатой парокомпрессионной ТН проводится для вычисления следующих параметров:

1. Распределение расхода хладагента между ступенями ТН,
2. Коэффициент преобразования COP,
3. Производительность и к.п.д. компрессоров каждой ступени,
4. Тепловая нагрузка в конденсаторах каждой ступени,
5. Тепловые и гидравлические потери в конденсаторах и испарителе.

Исходные данные:

1. тепловая производительность многоступенчатой ТН – Q , *MВт*;
2. тип хладагента;
3. температура нижнего источника тепла (НИТ) -
 - температура на входе в испаритель $t_{Н1}$, °С,
 - температура на выходе из испарителя $t_{Н2}$, °С;
4. температура верхнего источника тепла (ВИТ) -
 - температура на выходе из конденсатора последней ступени ТН $t_{ВZ}$, °С;
 - температура на входе в переохладитель первой ступени ТН $t_{В1,1}$, °С;
5. КПД компрессора –
 - $\eta_i = 0.75 - 0.85$ компрессоры для ТН,
 - $\eta_M = 0.88 - 0.93$ – электромеханический КПД, учитывающий потери электродвигателя, приводящего компрессор ТН.

Методика расчета:

1. Предварительно задаёмся количеством ступеней ТН.

Количество ступеней ТН зависит от времени окупаемости затрат на приобретение многоступенчатого ТН и затрат на его эксплуатацию.

Первоначально можно принять 3 или 4 ступени.

2. Определяем величину нагрева ВИТ в каждой ступени ТН

$$\Delta t_{ст} = \frac{t_{ВZ} - t_{В1,1}}{z},$$

где t_{6z} – температура ВИТ на выходе из конденсатора последней ступени ТН,

$t_{61,1}$ – температура ВИТ на входе в переохладитель первой ступени ТН,

z – количество ступеней ТН,

Такое перераспределение величины нагрева ВИТ в каждой ступени позволяет в первом приближении получить максимальный COP многоступенчатой ТН.

Находим последовательно температуру насыщенных паров с температуры в предпоследнем конденсаторе до температуры в первом конденсаторе по формуле:

$$t_{н(z-i)} = t_{вz} - \Delta t_{СТ},$$

где i – номер промежуточной ступени ТН (отсчёт ступеней идёт от ступени низкого давления);

z – номер последней ступени ТН.

3. Температуру насыщенных паров в конденсаторе последней ступени рассчитывается по формуле:

$$t_{н(z-1)} = t_{вz} - \Delta t_{СТ},$$

где Δt_{kz} – недогрев ВИТ в конденсаторе последней ступени $\Delta t_{kz} = 2 - 8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

4. Строим термодинамический цикл, начиная с последней ступени многоступенчатой ТН в P - H диаграмме (рис. 6):

– проводим изотермы $t_{нz} = const$, и $t_{z-1} = const$ в области диаграммы P - H от линии сухости $x=0$ до $x=1$;

– температура хладагента на входе в компрессор последней ступени вычисляется по формуле:

$$t_{аз} = t_{нz} + \Delta t_{Пz},$$

где $\Delta t_{Пz} = 1 \text{ } ^\circ\text{C} - 4 \text{ } ^\circ\text{C}$ перегрев хладагента, зависит от состава хладагента;

– с учётом гидравлических потерь хладагента на входе и выходе из компрессора последней ступени давление на входе в компрессор вычисляем по формуле:

$$P_{1(z-1)} = P_{н(z-1)} + \Delta P_{1(z-1)},$$

а на выходе из компрессора вычисляем по формуле:

$$P_{2z} = P_{Hz} + \Delta P_{2z},$$

где P_{Hz} и $p_{H(z-1)}$ – давление насыщенных паров хладагента соответственно конденсаторов последней и предпоследней ступеней ТН;

ΔP_{2z} и $P_{H(z-1)}$ – потери давления паров хладагента соответственно на выходе и входе в компрессор.

В первом приближении можно принять равным 1.5% от давления соответственно на выходе и входе в компрессор;

– из точки $1(z-1)$ проводим адиабату до пересечения с изобарой P_{2z} в точке $2z_{ад}$;

– в диаграмме $P-H$ по точкам $1(z-1)$ и $2z_{ад}$ определяем энтальпии хладагента $H_{1(z-1)}$ и $H_{2z_{ад}}$;

– вычисляем удельную внутреннюю работу сжатия компрессора последней ступени по формуле:

$$L_z = \frac{1}{\eta_i} (H_{2z_{ад}} - H_{1(z-1)}); \quad (1)$$

– вычисляем энтальпия хладагента на выходе из компрессора:

$$H_{2z} = H_{1(z-1)} + L_z$$

в диаграмме $P-H$ в точках пересечения изотерм t_{Hz} и $t_{H(z-1)}$ с линией сухости $x=0$ находим энтальпии хладагента соответственно H_{kz} и $H_{k(z-1)}$,

– H_{noi} – энтальпия хладагента на выходе из переохладителя i -ой ступени ТН.

В случае передачи тепла в переохладителе на нагрев ВИТ в i – ступени можно принять $H_{no} = H_{kx(i-1)}$.

5. Нагрев ВИТ в последней ступени ТН происходит за счёт тепла, полученной в результате конденсации и переохлаждения хладагента до температуры, равной $t_{noz} = t_{H(z-1)} + \Delta t_{no}$, где $\Delta t_{no} = 2 - 4^\circ\text{C}$ зависит от тепловой эффективности переохладителя.

6. Запишем уравнение теплового баланса последней ступени ТН:

$$G_{ВИТ} C_{pВИТ} (t_{вz} - t_{в(z-1)}) = G_{xz} (H_{2z} - H_{в(z-1)}) \eta_{эф},$$

где $G_{ВИТ}$ и G_{xz} – секундный расход соответственно ВИТ и хладагента в последней ступени ТН,

$\eta_{эф} = 0,99$ – тепловой КПД конденсатора,

$C_{pВИТ}$ – средняя массовая теплоёмкость в интервале температур от $t_{в(z-1)}$ до $t_{вz}$.

Решая уравнение теплового баланса вычисляем долю секундного расхода хладагента α_z последней ступени ТН на нагрев секундного расхода одного килограмма ВИТ:

$$\alpha_z = \frac{G_{xz}}{G_{ВИТ}} = \frac{C_{pВИТ}(t_{вz} - t_{в(z-1)})}{(H_{2z} - H_{в(z-1)})\eta_{эф}}.$$

7. Аналогично последней ступени строим термодинамический цикл промежуточной ступени многоступенчатой ТН в $P-H$ диаграмме (рис.6), где секундный расход хладагента в промежуточном конденсаторе равен сумме секундных расходов $G_{xz} + G_{x(z+1)} + \dots + G_{x(i+1)}$ соответственно через компрессора этих ступеней ТН.

8. Запишем уравнение теплового баланса i -ой ступени ТН

$$\begin{aligned} G_{ВИТ} \cdot C_{pВИТ} \cdot (t_{ВИТ z} - t_{ВИТ z-1}) \\ = G_{xz} \cdot (H_{2x_i} - H_{kx_{i-1}}) \cdot \eta_{эф} + (G_{xz} + G_{x(z+1)} + \dots + G_{x(i+1)}) \\ \cdot (H_{2x_i} - H_{kx_i}) \cdot \eta_{эф} + (G_{xz} + G_{x(z+1)} + \dots + G_{x(i+1)}) \cdot (H_{kx_i} - H_{kx_{i-1}}) \\ \cdot \eta_{эф} \end{aligned}$$

Окончательно получаем

$$\alpha_{xi} = \frac{C_{pВИТ}(t_{ВИТ(i)} - t_{ВИТ(i-1)})}{(H_{2x_i} - H_{kx(i-1)})\eta_{эф}} - \frac{(G_{xz} + G_{x(z-1)} + \dots + G_{x[z-(i+1)]})(H_{2x_i} - H_{kx_i})}{(H_{2x_i} - H_{kx(i-1)})\eta_{эф}} - \frac{(G_{xz} + G_{x(z-1)} + \dots + G_{x[i+1]})(H_{kx_i} - H_{kx(i-1)})}{(H_{2x_i} - H_{kx(i-1)})\eta_{эф}}, \quad (2)$$

где $\alpha_i = G_{xi}/G_{ВИТ}$ доля секундного расхода хладагента i -ой ступени ТН от секундного расхода одного килограмма ВИТ,

9. Вычисляем мощность компрессоров каждой ступени ТН:

$N_z = G_{ВИТ} L_z \alpha_{xz}$ – мощность компрессора последней ступени,

$N_{z-1} = G_{\text{ВИТ}} L_{z-1} (\alpha_{xz} + \alpha_{x(z-1)})$ - мощность компрессора предпоследней ступени,

$$N_{[i]} = G_{\text{ВИТ}} L_{[i]} (\alpha_{xz} + \alpha_{x(z-1)} + \dots + \alpha_{x[i]}) \quad (3)$$

- мощность компрессора i -ой ступени,

$$N_1 = G_{\text{ВИТ}} L_1 \sum_{i=1}^z \alpha_{x[i]} \text{ - мощность компрессора первой ступени,}$$

1. Суммарная мощность многоступенчатой ТН:

$$N_{\Sigma} = \sum_{i=1}^z N_{[i]} \quad (4)$$

2. Вычисляем коэффициент преобразования COP по формуле:

$$\text{COP}_i = \frac{G_{\text{ВИТ}} c_{p_{\text{ВИТ}}} (t_{\text{BZ}} - t_{\text{B1,1}})}{N_{\Sigma}} \quad (5)$$

Результаты расчёта

В качестве примера можно провести расчёт четырёхступенчатую ТН с входными параметрами:

Хладагент – R-600a,

ВИТ – вода.

$t_{\text{B1,1}} = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура воды на входе переохладитель 1-ой ступени ТН,

$t_{\text{BZ}} = 88 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура воды на выходе из конденсатора 4-ой ступени ТН,

$G_{\text{ВИТ}} = 1 \text{ кг/с}$ – Расход нагреваемой ВИТ (воды) в четырёхступенчатой ТН.

Принимаем;

$\Delta t_{kz} = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$ – недогрев ВИТ в конденсаторе в каждой ступени ТН,

$\Delta t_{\text{пз}} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$ – перегрев хладагента на входе в компрессор каждой ступени ТН,

$\eta_i = 0,85$ – внутренний КПД каждого компрессора ТН,

$\eta_{\text{эф}} = 0,99$ – тепловой КПД конденсатора каждой ступени ТН.

1. Определяем величину нагрева ВИТ в каждой ступени ТН

$$\Delta t_{\text{ист}} = \frac{t_{\text{BZ}} - t_{\text{B1,1}}}{n} = \frac{88 - 8}{4} = 20 \text{ } ^\circ\text{C},$$

Находим температуру насыщенных паров в конденсаторе

четвёртой ступени $t_{\text{H4}} = 88 + 2 = 90 \text{ } ^\circ\text{C}$;

третьей ступени $t_{\text{H3}} = 70 \text{ } ^\circ\text{C}$;

второй ступени $t_{\text{H2}} = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$;

и первой ступени $t_{н1}=30\text{ }^{\circ}\text{C}$;

2. Строим термодинамический цикл четвёртой ступени многоступенчатой ТН в $P-H$ диаграмме.
3. Результаты значений энтальпий в характерных точках четырёхступенчатой ТН представлены в таблице 2.1

Таблица 2.1

№ ступени	$H_1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$H_2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$H_{\text{хн}} \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$H_{\text{хк}} \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$H_{\text{по}} \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
4	682	708.4	707.8	426.5	373.6
3	654	683.45	680.7	373.6	321.6
2	637	658.16	652.8	321.6	271.8
1	597	631.7	625.3	271.8	223.4

4. Начиная с четвёртой ступени, вычисляем долю секундного расхода хладагента каждой ступени ТН то секундного расхода одного килограмма ВИТ по формуле (2), работу сжатия 1 кг хладагента компрессора каждой ступени вычисляем по формуле (1), мощность компрессора каждой ступени вычисляем по формуле (3), значения которых представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

№ ступени	α_i	$L_i \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	N_i кВт
1	0.1049	32.06	22.685
2	0.1545	27.79	16.75
3	0.1954	24.27	10.88
4	0.2528	21.25	5.37

5. По формулам (4) и (5) вычисляем суммарную мощность ТН и COP_4
 $N_{\text{ТН4}}=55.68$ кВт; $\text{COP}_4=6.02$. Для справки мощность компрессора и COP_1 одноступенчатой ТН при прочих равных условия равняются

2	5,540	5,068	4,740	4,344	4,334	3,680
3	5,480	5,269	4,854	4,278	4,150	3,797
4	6,300	5,845	4,950	4,562	4,252	

Результаты расчёта, приведённые в таблице 2.4, наглядно показывают постепенное снижение COP ТН с различным количеством ступеней при увеличении разности температур ($t_{в1,1} - t_{н1}$)

Выводы по второй главе

1. Изложенный метод расчёта термодинамического цикла позволяет смоделировать многоступенчатую парокомпрессионную теплонасосную установку с высоким коэффициентом преобразования тепла.

2. Замена одноступенчатой ТН на многоступенчатую при равенстве температур ВИТ перед ТН и НИТ может привести к повышению COP на 33% - 39%.

3. Увеличение количества ступеней ТН приводит к возрастанию COP. Причём основной относительный прирост ΔCOP приходится на двухступенчатую ТН.

ГЛАВА 3. Газотурбинные установки для привода теплового насоса

3.1. Выбор типа и основных параметров ГТУ

ГТУ широко применяются на газоперекачивающих станциях, на пиковых электростанциях, в парогазовых установках (ПГУ). ГТУ также используются в качестве транспортных судовых установок.

Преимущество ГТУ перед паротурбинными установками ТЭС в более низкой стоимости, быстром пуске и выходе на режим. На газоперекачивающих станциях ГТД уже в конце 50-х годов вытеснили поршневые двигатели, т. к. для привода газовых компрессоров мощности (5-10 тыс. кВт и более) и частоты вращения (5-10 тыс. 1/мин) могли быть реализованы только газотурбинные установки.

Экономичность ГТУ в отличие от ДВС, очень сильно зависит от абсолютной мощности агрегата. На рис. 3.1 приведен график, показывающий зависимость эффективного КПД ГТУ от мощности, построенный по статическим данным [12, 61].

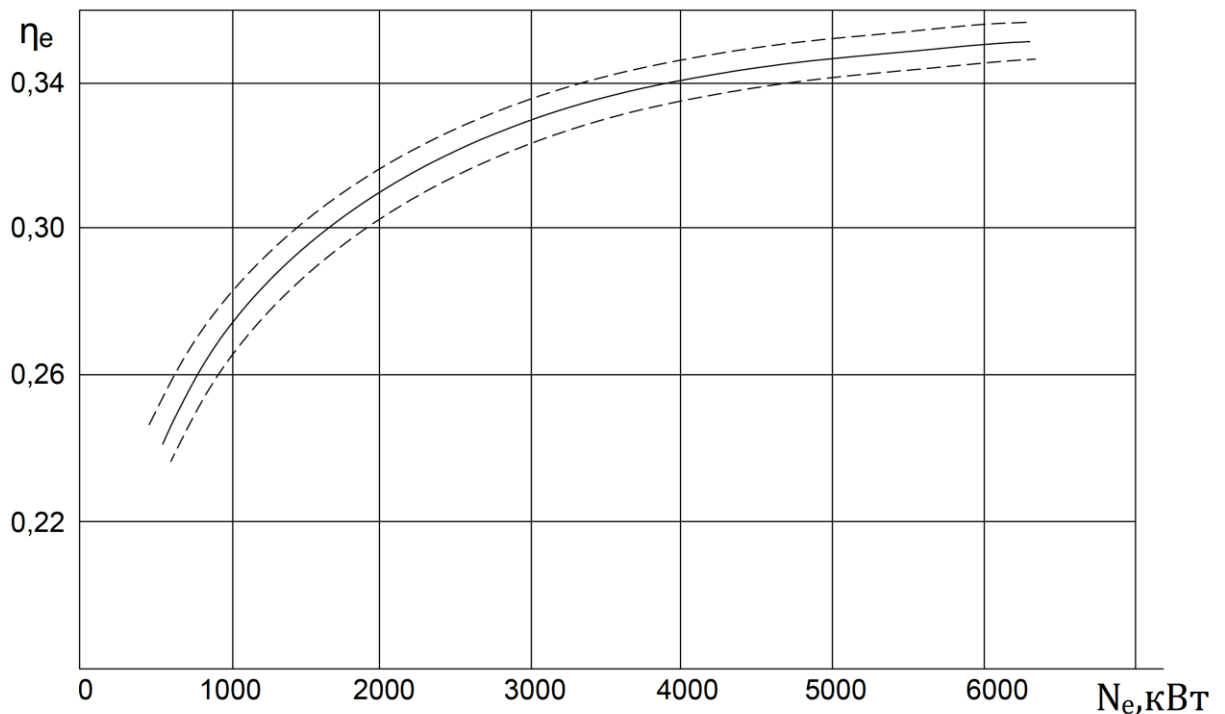


Рисунок 3.1 – Зависимость эффективного КПД ГТУ без регенерации теплоты от мощности.

Видно, что при мощностях порядка 1000 кВт КПД составляет 0,25-0,28, а при мощностях 5-10 тыс. кВт и более эффективный КПД достигает 0,32-0,35 и при больших мощностях практически остается на том же уровне.

Снижение КПД ГТУ при малых мощностях происходит из-за уменьшения КПД компрессоров и турбин при малых расходах рабочих тел через них. Удельная мощность наземных ГТУ при температуре газа перед турбиной 1100-1200К составляет 150-200 кВт/(кг/с). Это означает, что при мощности 1000 кВт расход воздуха составит 5-6,7 кг/с. При таком расходе воздуха через компрессор и газа через турбину число Рейнольдса будут меньше, чем на режиме автоточности, составляющем примерно $2 \cdot 10^6$ (число Рейнольдса определено по длине хорды лопаток). На рис 3.2 показана зависимость КПД лопаточной осевой машины (турбины и компрессора) от числа Рейнольдса [12, 14].

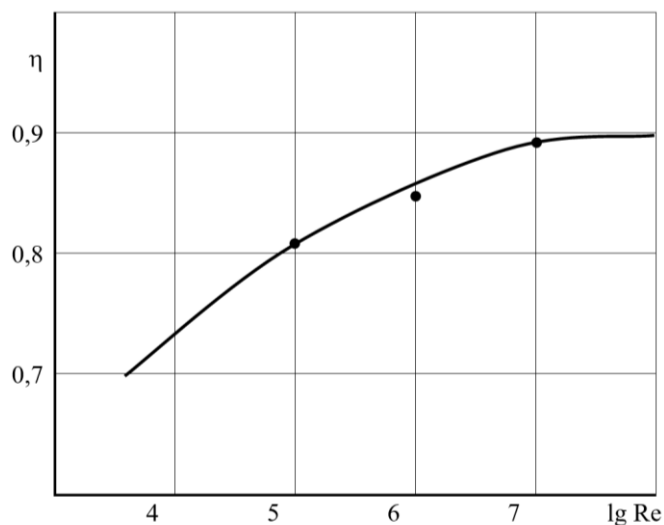


Рисунок 3.2 – Зависимость КПД лопаточной машины от числа Рейнольдса, определенного по хорде лопатки

Этим уравнением предопределено, что КПД небольшой лопаточной машины будет всегда ниже, чем большой. В этом существенное отличие лопаточных машин от ДВС, у которых экономичность практически не зависит от размеров и мощности двигателя. Обычно принимается, что потери от трения потока о лопатки можно вычислить по уравнению [11]

$$\zeta = \frac{0,316}{Re^{0,2}} \quad (3.1)$$

Вторая причина низкого КПД компрессоров и турбин малой мощности в том, что при лопатках с небольшой длиной (менее ~ 100 мм) и хордой относительные радиальные зазоры между лопаткой и корпусом значительно больше, чем у длинных лопаток. Это приводит к большим потерям на утечки у коротких лопаток. Кроме того, у коротких лопаток больше кромочные потери

$$\zeta_{кр} = 0,2 \frac{d}{a}, \quad (3.2)$$

где d – диаметр скругления выходной кромки; a – проходное сечение «горла» лопаточного канала.

Третья причина низкого КПД относится к газовым турбинам. При малых размерах профиля лопатки трудно, а чаще невозможно, изготовить в них каналы для подачи охлаждающего воздуха. В том же случае, если каналы удастся изготовить, то относительные потери охлаждающего воздуха у малых турбин становятся намного выше, чем у больших. Так, если в крупных турбинах на охлаждение ступени идет 1-1,5% охлаждающего воздуха, то в малых турбинах этот процент доходит до 2-3%. Опыты показывают, что при подводе 1% охлаждающего воздуха в проточную часть КПД турбины снижается также примерно на 1% вследствие нарушения структуры потока.

К этому надо добавить, что отбор из компрессора воздуха высокого давления уменьшает мощность и экономичность ГТД. Расчет с помощью методов малых отклонений показывает, что при снижении КПД турбины на 1% удельный расход топлива ГТД увеличивается на 2-3%, а такой же отбор воздуха из компрессора повышает g_e на 1,5-2%. Примерно такие же цифры относятся к удельной мощности [22; 49].

Из сказанного выше можно сделать вывод, что при мощностях менее 1000-2000 кВт экономичность ГТД будет заметно ниже, чем у газовых двигателей, поэтому при таких мощностях тепловые насосы целесообразно приводить от ДВС. При мощностях более 2000 кВт КПД лучших ГТУ сравниваются с экономичностью газовых двигателей ($\eta_e = 0,33 - 0,35$) и эта область остается за ГТУ. Далее рассматривается выбор типа ГТУ.

В настоящее время применяются одновальные, двухвальные и трехвальные ГТУ, схемы которых приведены на рис 3.3. Последние два типа имеют свободную силовую турбину.

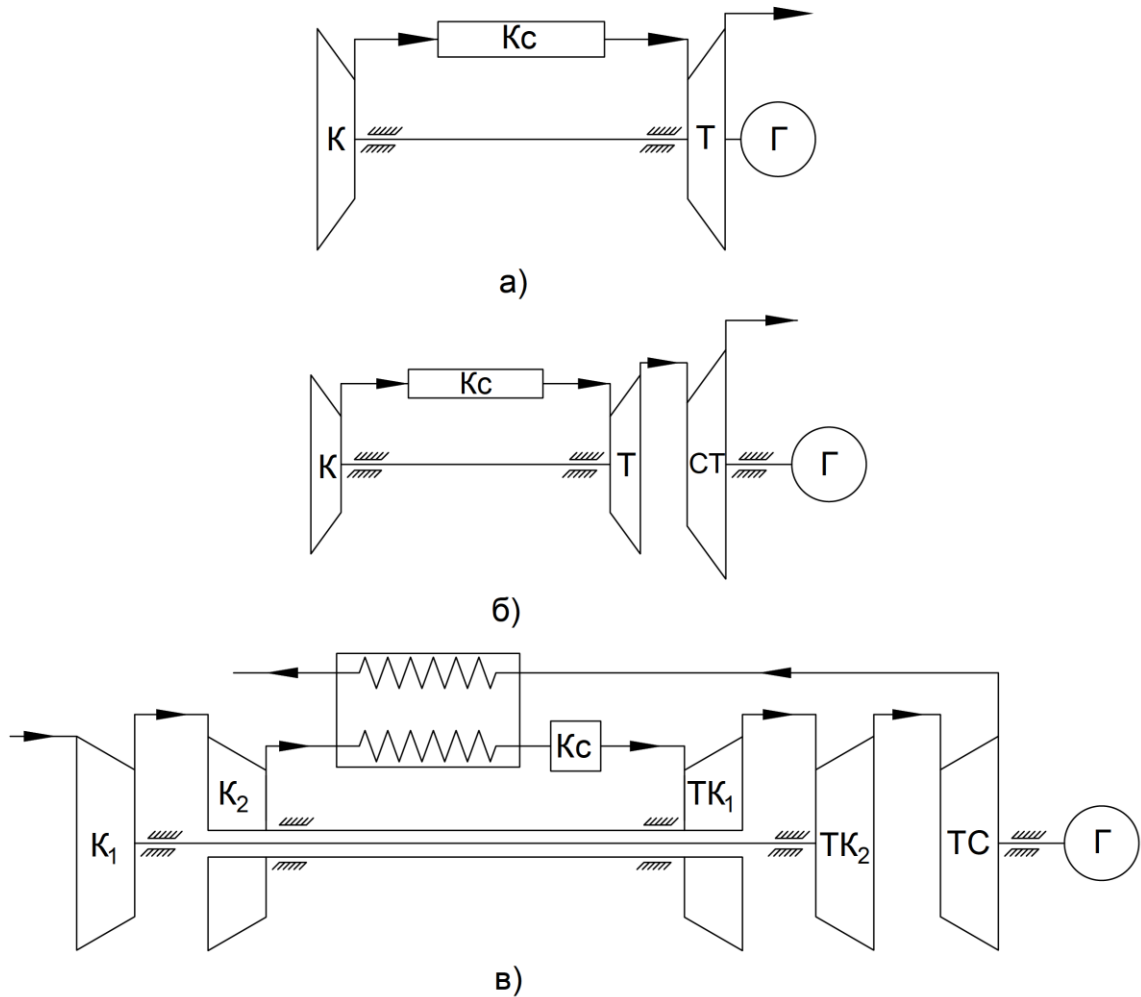


Рисунок 3.3 – Схемы газотурбинных установок: а) одновальная; б) двухвальная; в) трехвальная

Источник: составлено автором

Для приближенных расчетов можно воспользоваться уравнением для определения расхода топлива ГТУ со свободной силовой турбиной

$$G_T = G_{T_0} \left[\frac{G_{T_{xx}}}{G_{T_0}} + \left(1 - \frac{G_{T_{xx}}}{G_{T_0}} \right) \bar{N}_{e_{\text{опт}}} \right]; \quad (3.3)$$

$$\bar{g}_e = \frac{\bar{G}_T}{\bar{N}_{e_{\text{опт}}}}, \quad (3.4)$$

где G_{T_0} и $G_{T_{xx}}$ - часовой расход топлива на номинальном режиме и режиме холостого хода;

$\bar{N}_{e_{\text{опт}}}$ - мощность ГТУ при оптимальной (рис 3.5) частоте вращения силовой

$$\text{турбины } \bar{N}_{e_{\text{опт}}} = \frac{N_{e_{\text{опт}}}}{N_{e_{\text{опт}0}}}.$$

Обычно $\frac{G_{T_{xx}}}{G_{T_0}} = 0,20 - 0,25$.

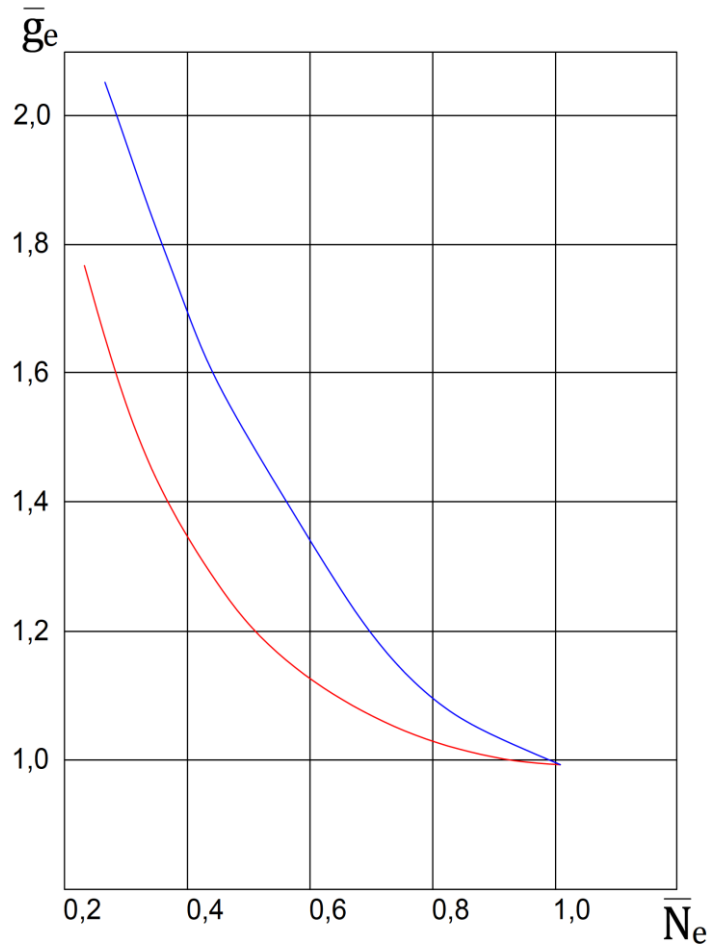


Рисунок 3.4 – Зависимость удельного расхода топлива от относительной мощности одновальной (синим), двух и трехвальных ГТУ (красным)

ГТУ, приводящая осевой или центробежный компрессор, работает по оптимальной характеристике, т. е. при всех мощностях при оптимальной (по КПД) частоте вращения компрессора [99].

Если принять, что $\frac{G_{T_{xx}}}{G_{T_0}} = 0,25$, то при $\bar{N}_{e_{\text{опт}}} = 0,5$, ведя вычисления по предыдущей формуле, получим $\frac{G_T}{G_{T_0}} = 0,25 + 0,75 \cdot 0,5 = 0,605$, а удельный

относительный расход топлива $\bar{g}_e = \frac{\bar{G}_T}{\bar{N}_e} = \frac{0,605}{0,5} = 1,21$, т. е. при переходе на половинную мощность удельный расход повысится на 21%.

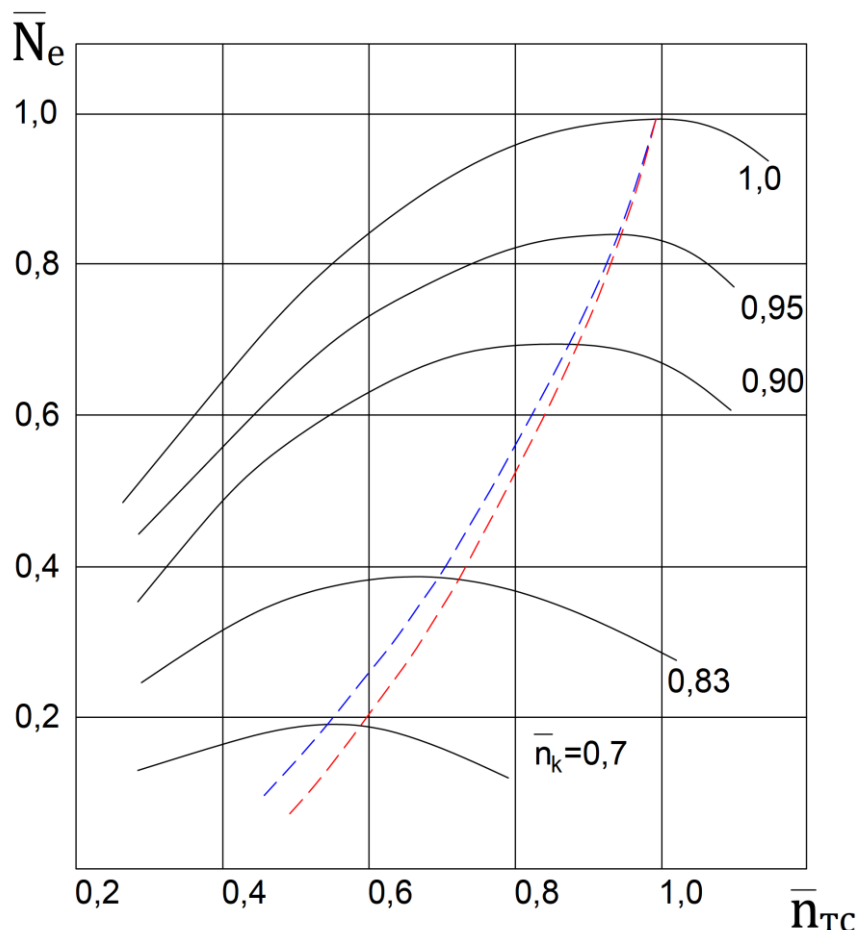


Рисунок 3.5 – Зависимость мощности двух и трехвальных ГТУ от частоты вращения силовой турбины и компрессора низкого давления: Синим - кривая оптимальной мощности ГТУ; красным – винтовая кривая $\bar{N}_e = \bar{n}_{TC}^3$

Одновальная ГТУ не может надежно приводить на всех режимах лопаточный компрессор, мощность которого связана с частотой вращения кубической зависимостью.

Как показывают эксперименты и расчеты, у одновальной ГТУ мощность зависит от частоты вращения по формуле

$$N_e = N_{e_0} \bar{n}^{3,5 \div 4,5}. \quad (3.5)$$

Как следует из этого уравнения, при уменьшении частоты вращения в 2 раза мощность ГТУ снижается в 16 раз, а мощность компрессора – в 8 раз. Поэтому, если ГТУ не имеет на номинальном режиме значительного запаса мощности, то привод компрессора в широком диапазоне режимов невозможен. Это иллюстрируют графики, приведенные на рис. 3.6.

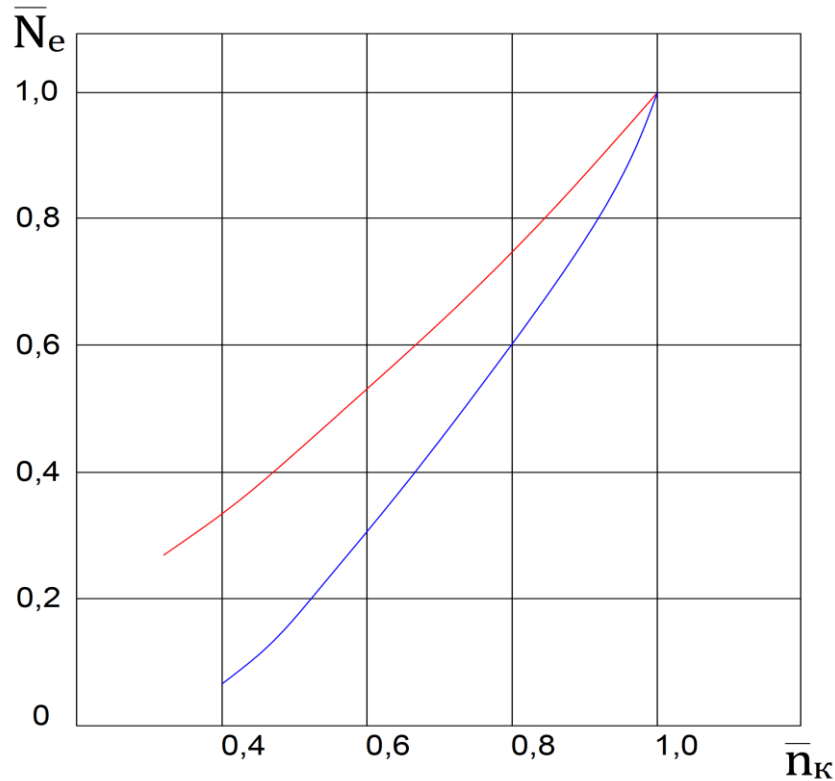


Рисунок 3.6 – Зависимость мощности одновальных ГТУ (синим) и лопаточных компрессоров (красным) от частоты вращения

Надо отметить, что одновальные ТВД могут приводить только винт изменяемого шага. При фиксированном шаге винта приходится применять двухвальные ТВД, как например, ТВД ТВ-7-117 завода им. Климова.

Из изложенного выше следует, что одновальная ГТУ для привода компрессора теплового насоса, работающего в широком диапазоне режимов, не подходит.

Применение регенерации теплоты в настоящее время в установках большой мощности (более 2000 кВт) нецелесообразно. Теплообменник ГТУ имеет большую массу и объем, превосходящие эти величины самой ГТУ. Кроме того, пока не

удалось создать надежно работающий теплообменник при температуре газа $\sim 500^{\circ}\text{C}$ и воздуха $\sim 400^{\circ}\text{C}$, т. е. при температуре стенок порядка 450°C . Поэтому в современных конструкциях применяют ГТУ без регенерации теплоты.

Температуру газа перед турбиной и степень повышения давления принимают таким образом, чтобы обеспечить высокую долговечность ГТУ (не менее 30-50 тыс. часов) при приемлемой экономичности ($\eta_e \geq 0,32 - 0,35$).

Для того, чтобы температура рабочих лопаток не превышала 700°C при умеренном их охлаждении, температура газа перед турбиной не должна превышать $1050-1100^{\circ}\text{C}$. Именно такую температуру газа имеют новейшие стационарные ГТУ, которые по лицензии фирмы ABB-STAL выпускает Невский завод. Данные этих ГТУ приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Параметры ГТУ Невского завода

Марка ГТУ	GT-35	GT-10	GT-8C
Температура газа, $^{\circ}\text{C}$	850	1112	1085
Степень повышения давления	12	14	15,7
Мощность, кВт	16900	24030	52800
Уд. мощность, $\frac{\text{кВт}}{\text{кг}} \cdot \frac{1}{\text{с}}$	185	312	295
Эффективный КПД	0,32	0,342	0,344

Аналогичные данные российских ГТУ, КПД которых достигает 0,37, приведены в главе I в табл. 1.1 и 1.2.

Чтобы достичь КПД порядка 35% при температуре газа перед турбиной $1050 - 1110^{\circ}\text{C}$ необходима степень повышения давления не менее 12-15. Такую величину π_K может обеспечить только схема с двумя компрессорами (двухкаскадная), в каждом из которых $\pi_K \approx 4$. Следовательно, это должна быть трехвальная ГТУ.

Для двухвальной ГТУ степень повышения давления в осевом компрессоре с фиксированными направляющими лопатками не может быть более 6-8 [11].

Поэтому для достижения высокого эффективного КПД при $\pi_K \geq 12$ необходимо использовать двухкаскадную трехвальную схему.

Недостатком этой схемы является сложность конструкции. Ещё в 50^х годах в США был создан ТРД J-79 (установленный, в том числе, на самолете U-2) с $\pi_K \approx 12$ с одним осевым компрессором, имевшим поворотные спрямляющие лопатки нескольких ступеней [11]. Правда, в дальнейшем такая схема не получила широкого распространения из-за сложности управления лопатками компрессора [60, 93].

Итак, для привода компрессора теплового насоса наиболее целесообразна трехвальная ГТУ с $\pi_K^* = 12 - 20$ и температурой газа перед турбиной высокого давления не выше 1000-1100 °С. При этом можно ожидать КПД, равный 0,33-0,35, т. е. примерно такой же, как у газового двигателя с искровым зажиганием. При повышении температуры газа до 1200-1250 °С КПД ГТУ, исходя из приведенного выше, может достигать 0,36-0,38.

3.2. Температура и теплота отработавших газов ГТУ

Температуру отработавших газов ГТУ можно определить при испытаниях, либо расчетом. При испытаниях температура ОГ t_c часто измеряется с большой погрешностью. Эта погрешность является следствием неравномерности поля температур на выходе из камеры сгорания. В ГТУ с кольцевыми и трубчато-кольцевыми камерами сгорания неравномерность поля температур достигает 15-20%, а в индивидуальных камерах эта неравномерность составляет 5-10% [9]. Конечно, на выходе из двигателя неравномерность поля температур значительно снижается, однако она не становится равной нулю.

В данном случае, имея результаты испытаний, целесообразно подсчитать температуру ОГ исходя из теплового баланса ГТУ. При этом необходимо знать расход воздуха ГТУ.

Если отсутствуют результаты испытаний, то температуру отработавших газов можно определить тепловым расчетом [60], для чего надо знать большое число параметров: температуру газа перед турбиной, π_K , КПД всех элементов (η_K ,

η_T , $\eta_{КО}$, η_M и т. д.), отборы воздуха для охлаждения лопаток, дисков и корпусов, а также много других данных.

Проще и надежнее определить теплоту и температуру отработавших газов с помощью теплового баланса. Теплота топлива Q_T и входящего в ГТУ воздуха Q_B расходуется на эффективную мощность $Q_e = N_e$, на теплоту отработавших газов Q_G , теплоту, выделившуюся в масло Q_M и остаточную теплоту – $Q_{ост}$. Последняя включает теплоту, выделившуюся в окружающую среду, и теплоту от неполноты сгорания. Приблизительно можно считать, что

$$Q_{ост} = \frac{(1-\eta_{КС})Q_H^P G_T}{3600}, \quad (3.6)$$

где $\eta_{КС}$ - КПД камеры сгорания.

Таким образом, тепловой баланс ГТУ получит такой вид

$$Q_T + Q_B = Q_e + Q_G + Q_M + Q_{ост} + Q_{охл} + Q_{ТФ}. \quad (3.7)$$

Входящее в это уравнение составляющие равны:

$$Q_T = \frac{G_T Q_H^P}{3600} - \text{химическая теплота топлива};$$

$$Q_{ТФ} = \frac{G_T t_{ТФ}}{3600} - \text{физическая теплота топлива};$$

$$Q_e = N_e - \text{теплота эффективной мощности};$$

$$Q_B = G_B C_{P_{MB}} t_B - \text{теплота входящего воздуха}; \quad (3.8)$$

$$Q_G = G_G C_{P_{MG}} t_C - \text{теплота ОГ};$$

$Q_{охл} = G_B C_{P_{MB}} \Delta t_{охл}$ - теплота, отбираемая при промежуточном охлаждении воздуха,

где t_C - температура ОГ; $t_B \approx t_H$ - температура воздуха на входе в компрессор ГТУ; $\Delta t_{i\ddot{e}} = t_{k1} - t_{a2}$ - снижение температуры воздуха за компрессором НД вследствие охлаждения воздуха.

Разделив правую и левую части уравнения (3.7) на Q_T , получим

$$\frac{Q_G}{Q_T} = 1 + \frac{Q_B}{Q_T} - \frac{Q_e}{Q_T} - \frac{Q_M}{Q_T} - \frac{Q_{ост}}{Q_T} - \frac{Q_{охл}}{Q_T} - \frac{Q_{ТФ}}{Q_T}. \quad (3.9)$$

Последние 3 члена правой части этого уравнения являются относительными количествами теплоты, отдаваемыми ГТУ в масло $q_M = \frac{Q_M}{Q_T}$, $q_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q_T}$ и $q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_T}$.

Отношения, входящие в предыдущее уравнение (3.9) можно представить так

$$\frac{Q_{\Gamma}}{Q_T} = \frac{G_{\Gamma} C_{P_{M\Gamma}} t_C \cdot 3600}{G_{\Gamma} Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{3600 \cdot G_{\text{B}} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0}\right) t_C C_{P_{M\Gamma}}}{G_{\Gamma} Q_{\text{H}}^{\text{P}}}. \quad (3.10)$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{3600 \cdot G_{\text{B}}}{G_{\Gamma} L_0}. \quad (3.11)$$

Уравнение (3.10) представим так

$$\frac{Q_{\Gamma}}{Q_T} = \frac{(1 + \alpha L_0) C_{P_{M\Gamma}} t_C}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}. \quad (3.12)$$

Аналогично

$$\frac{Q_{\text{B}}}{Q_T} = \frac{G_{\text{B}} C_{P_{M\text{B}}} t_{\text{B}} \cdot 3600}{G_{\Gamma} Q_{\text{H}}^{\text{P}}} = \frac{\alpha L_0 C_{P_{M\text{B}}} t_{\text{B}}}{Q_{\text{H}}^{\text{P}}}. \quad (3.13)$$

Подставив два последних уравнения в (3.10), после преобразований получим формулу для определения энтальпии и температуры отработавших газов:

$$i_{\Gamma} = t_C C_{P_{M\Gamma}} = t_{\text{B}} C_{P_{M\text{B}}} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0}\right)^{-1} + \frac{1000 N_{\text{уд}}}{\eta_e} \left(1 + \frac{1}{\alpha L_0}\right)^{-1} (1 - \eta_e - q_M - q_{\text{ост}} - q_{\text{охл}}) + \frac{c_{\Gamma} t_{\Gamma}}{1 + \alpha L_0} \quad (3.10)$$

В этом уравнении:

$$\alpha L_0 = \frac{3600 G_{\text{B}}}{G_{\Gamma}}; \quad (3.11)$$

$$\frac{1}{\alpha L_0} + 1 = 1 + \frac{3600 G_{\text{B}}}{G_{\Gamma}} = 1,01 - 1,03; \quad (3.12)$$

$$q_M = \frac{N_M}{Q_T}; \quad (3.13)$$

$$N_{\text{уд}} = \frac{N_e}{G_{\text{B}}}; \quad (3.14)$$

$$q_{\text{ост}} = 1 - \eta_{\text{КС}} = 0,01 - 0,03. \quad (3.15)$$

При отсутствии промежуточного охлаждения воздуха $q_{\text{охл}} = 0$. Заметим, что учет физического тепла топлива увеличивает температуру газов на 0,2-0,4 °С.

Мощность механических потерь зависит от числа подшипников, их диаметра, неуравновешенной осевой силы, потерь в редукторе и от других факторов. Можно приближенно определить N_M по известным механическим КПД.

Для трехвальной ГТУ

$$N_M = N_{K_1}(1 - \eta_{M_1}) + N_{K_2}(1 - \eta_{M_2}) + N_e \left(\frac{1}{\eta_{M_{TC}}} - 1 \right), \quad (3.16)$$

где N_{K_1}, N_{K_2} - мощности каскадов низкого и высокого давления;

$\eta_{M_{TC}}$ - механический КПД силовой турбины, включая редуктор.

Разделим правую и левую части этого уравнения на Q_T , имея ввиду, что $\frac{N_e}{Q_T} = \eta_e$.

Приближенно приняв, что $N_{K_1} = N_{K_2} = N_e$, а $\left(\frac{1}{\eta_{M_{TC}}} - 1 \right) \approx (\eta_{M_{TC}} - 1)$,

получим для трехвальной ГТУ:

$$q_M = \eta_e(3 - \eta_{M_1} - \eta_{M_2} - \eta_{M_{TC}}). \quad (3.17)$$

Для двухвальной ГТУ приближенно примем, что $N_K = 2N_e$, получим

$$q_M = \eta_e(3 - 2\eta_{M_{TK}} - \eta_{M_{TC}}). \quad (3.18)$$

Для одновальной ГТУ

$$q_M = \eta_e(3 - 2\eta_M - \eta_{M_{ред}}), \quad (3.19)$$

где $\eta_{M_{ред}}$ - механический КПД редуктора.

В среднем, можно считать $q_M = 0,01 - 0,015$.

Если имеются результаты испытаний ГТУ, то его удельная мощность $N_{уд} = \frac{N_e}{G_B}$ определяется легко. Если результатов испытаний нет, то эта величина определяется расчетом. На рис. 3.7 показана зависимость удельной мощности и КПД трехвальных ГТУ от T_G^* .

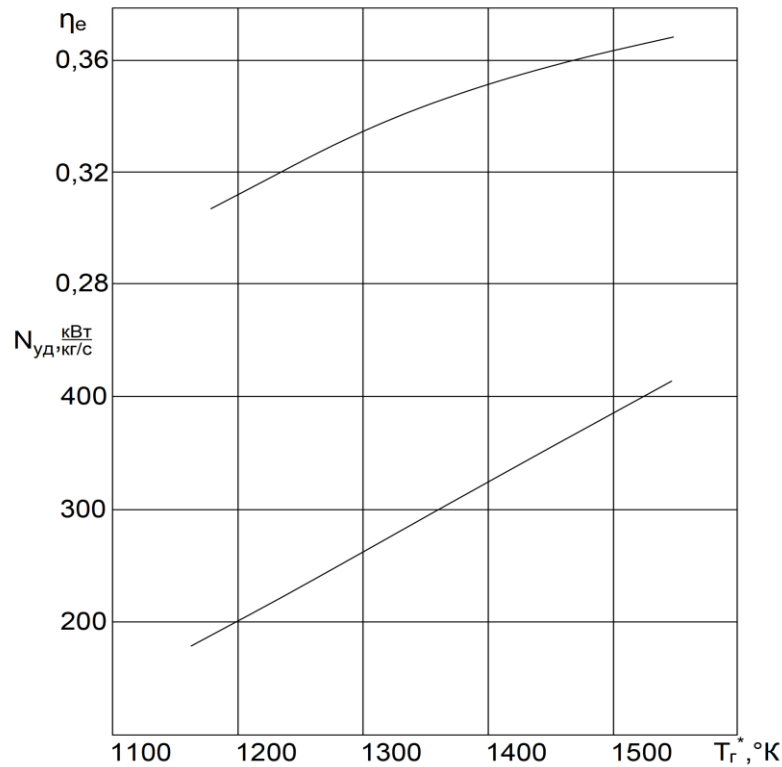


Рисунок 3.7 – Зависимость удельной мощности и КПД ГТУ от температуры газа перед турбиной: $\pi_k^* = 16$; $\eta_{k1}^* = \eta_{k2}^* = 0,86$; $\eta_{T1}^* = \eta_{T2}^* = 0,905$; $\eta_{TC}^* = 0,83$

Возможно произвести приближенный расчет удельной мощности, сведя двух и трехвалвные ГТУ к одновалвной.

Тогда

$$10^3 N_{уд} = L_{T\Sigma} - L_{K\Sigma} =$$

$$= \eta_{M\Sigma} v_{\Gamma} v_{ox} C_{P_{\Gamma}} T_{\Gamma}^* \left(1 - \pi_{T\Sigma}^{\frac{1-K}{K}} \right) \eta_{T\Sigma} - C_{P_B} T_B^* \left(\pi_K^{\frac{K_B-1}{K_B}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{K\Sigma}^*}, \quad (3.20)$$

$$\text{где } v_{\Gamma} = 1 + \frac{1}{\alpha L_0};$$

$$v_{ox} = \frac{G_{ox}}{G_B} \text{ относительный отбор воздуха на охлаждение;}$$

$\eta_{M\Sigma}$ - суммарный механический КПД ГТУ.

Суммарный КПД турбин

$$\eta_{T\Sigma} = (\eta_{T_1}^* \bar{H}_1^* + \eta_{T_2}^* \bar{H}_2^* + \eta_{TC} \bar{H}_{TC}) (1 + \alpha_T). \quad (3.21)$$

Здесь $\eta_{T_1}^*$, $\eta_{T_2}^*$ и η_{TC} - КПД турбин высокого, среднего давления и силовой турбины.

$\bar{H}_1^* = \frac{H_1^*}{H}$; $\bar{H}_2^* = \frac{H_2^*}{H}$; $\bar{H}_{TC} = \frac{H_{TC}}{H}$ - относительные адиабатические теплоперепады в турбинах высокого, низкого давления и в силовой турбине.

$H = C_{p\Gamma} T_{\Gamma}^* \left(1 - \pi_{\frac{K}{T\Sigma}}^{\frac{1-K}{K}} \right)$ - адиабатический теплоперепад в турбинах.

α_T - коэффициент возврата теплоты.

Приближенно можно принять, что $\bar{H}_1^* = \bar{H}_2^* = \bar{H}_{TC} = \frac{1}{3}$ и $\alpha_T = 0,02 - 0,03$.

Суммарный КПД компрессоров

$$\eta_{K\Sigma}^* = (\pi_K^{*0,286} - 1) \left[\frac{\pi_K^{*0,286} - 1}{\eta_{K1}^*} + \left(1 + \frac{\pi_K^{*0,286} - 1}{\eta_{K1}^*} \right) (\pi_K^{*0,286} - 1) \frac{1}{\eta_{K2}^*} \right]^{-1}. \quad (3.22)$$

Приближенно принимая, что адиабатические работы компрессоров первого и второго каскадов равны, получим

$$\eta_{K\Sigma}^* = 2 \left[\frac{1}{\eta_{K1}^*} + (1 + \alpha_T) \frac{1}{\eta_{K2}^*} \right]^{-1}. \quad (3.23)$$

Заметим, что в двухвальной ГТУ $\eta_{K\Sigma}^* = \eta_K^*$.

Для трехвальной ГТУ при $\eta_{K1}^* = \eta_{K2}^* = 0,85$ и $\alpha_T = 0,05$, по предыдущему уравнению получим

$$\eta_{K\Sigma}^* = 2 \left(\frac{1}{0,85} + \frac{1,05}{0,85} \right)^{-1} = 0,83. \quad (3.24)$$

Для уравнения (3.14) температура газа перед турбиной ВД t_{Γ}^* входит в скрытой форме через $N_{уд}$. Формула (3.14) может быть применена для одновальных и многовальных ГТУ как с регенерацией, так и без регенерации теплоты.

На рис. 3.8 приведена зависимость температуры ОГ ГТУ от удельной мощности, построенная по формуле (3.20).

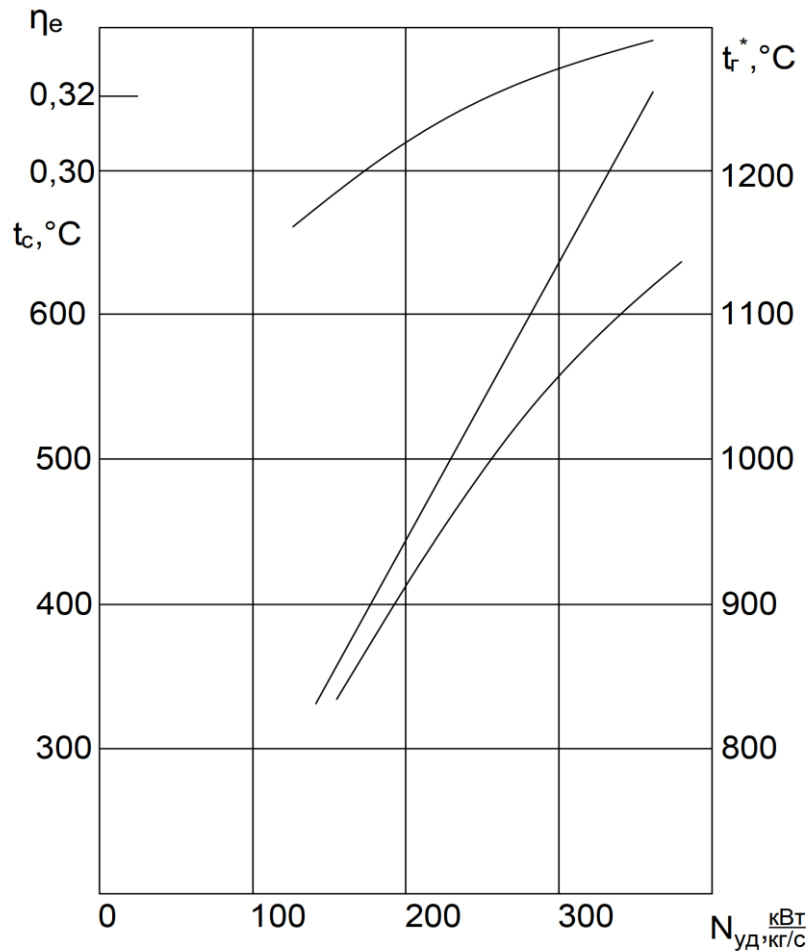


Рисунок 3.8 – Зависимость температуры газа перед турбиной, температуры отработавших газов и КПД от удельной мощности ГТУ: $q_m = 0,01$; $q_{ост} = 0,02$;

$$C_{p_{мг}} = 1070; \pi_{к}^* = 16$$

На этом же графике приведены эффективный КПД двигателя и температура газа перед турбиной. Видно, что при удельной мощности 150-200 $\frac{\text{кВт}}{\text{кг/с}}$ температура ОГ составляет 320-420 °С, а при $N_{уд} = 300 - 400 \frac{\text{кВт}}{\text{кг/с}}$ эта температура повышается до 560-640 °С.

В том случае, если известна температура газа и его давление перед турбиной ВД, то температуру ОГ можно найти по формуле

$$T_c^* = T_\Gamma^* \left[1 - \left(1 - \pi_{T\Sigma}^{\frac{1-K}{K}} \right) \eta_{T\Sigma} \right], \quad (3.25)$$

или

$$T_C^* = T_\Gamma \pi_{T\Sigma}^{\frac{1-n}{n}}, \quad (3.26)$$

где $\pi_{T\Sigma} = \frac{P_\Gamma^*}{P_B}$ - степень понижения давления в турбинах;

$\eta_{T\Sigma}$ - суммарный КПД турбин (3.13);

n – показатель политропы расширений в турбинах.

Последнюю величину можно определить из уравнения, связывающего показатель адиабаты K , показатель политропы n , и суммарный КПД турбин, определенный по параметрам торможения $\eta_{T\Sigma}^* \approx 0,9 - 0,92$: $\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \eta_{T\Sigma}^*$.

3.3. Температурные характеристики ГТУ

Тепловые насосы работают при разных температурах окружающей среды, причем наибольшее значение имеет мощность приводящих их двигателей при отрицательных температурах, когда потребность в теплоте наибольшая.

Известно, что мощность ГТУ очень сильно зависит от температуры воздуха. Это связано с тем, что при повышении температуры T_H работа компрессора растет пропорционально этой температуре и π_K падает, а работа турбин при этом снижается из-за уменьшения π_T . А так как полезная работа равно разности $L_T - L_K$, то зависимость мощность от температуры весьма значительна. Аналогично, при снижении T_H мощность интенсивно растет, поэтому в ряде случаев ее начинают ограничивать по условиям прочности уже при $t_H \leq 0$. Возможны две программы регулирования при изменении температуры воздуха:

1. $T_\Gamma^* = T_{\Gamma_0}^* = const$;

2. $n_K = n_{K_0} = const$.

При реализации первой программы мощность изменяется несколько сильнее, чем при реализации второй. Однако эта программа применяется чаще по эксплуатационным и конструктивным условиям: проще держать постоянными частоту вращения компрессоров, чем температуру газа перед турбиной.

В РУДН разработана методика построения температурных и характеристик ГТУ [11, 60]. Эта методика может применяться при любой программе изменения

параметров при меняющейся температуре воздуха ($\frac{T_{\Gamma}}{T_{\text{H}}} = \text{const}; T_{\Gamma} = \text{const}; n_{\text{K}} = \text{const}$), для любого типа ГТУ. Ее можно использовать как для выполненного, так и для проектируемого двигателя. Необходимо лишь иметь нагрузочную характеристику ГТУ, т. е. зависимость параметров ГТУ (температура газа, π_{K} , расход воздуха, частоты вращения и т. д.) от мощности.

В том случае, если завод или фирма-изготовитель ГТУ не дает температурных характеристик, то их легко можно пересчитать по имеющимся нагрузочным характеристикам.

На рис. 3.9 приведены зависимости относительной мощности двухвальных и трехвальных ГТУ от температуры окружающей среды. Кривые построены по данным фирм-изготовителей. Видно, что у двухвальных ГТУ мощность в зависимости от температуры воздуха меняется менее сильно, чем у трехвальных. Так, при изменении температуры воздуха на 1°C у двухвальных ГТУ мощность в среднем меняется на 0,9-1,0%, а у трехвальных на 1,2-1,3%. Большая чувствительность трехвальных конструкций к температуре воздуха объясняется тем, что в них происходит перераспределение работы между каскадами при изменении t_{H} .

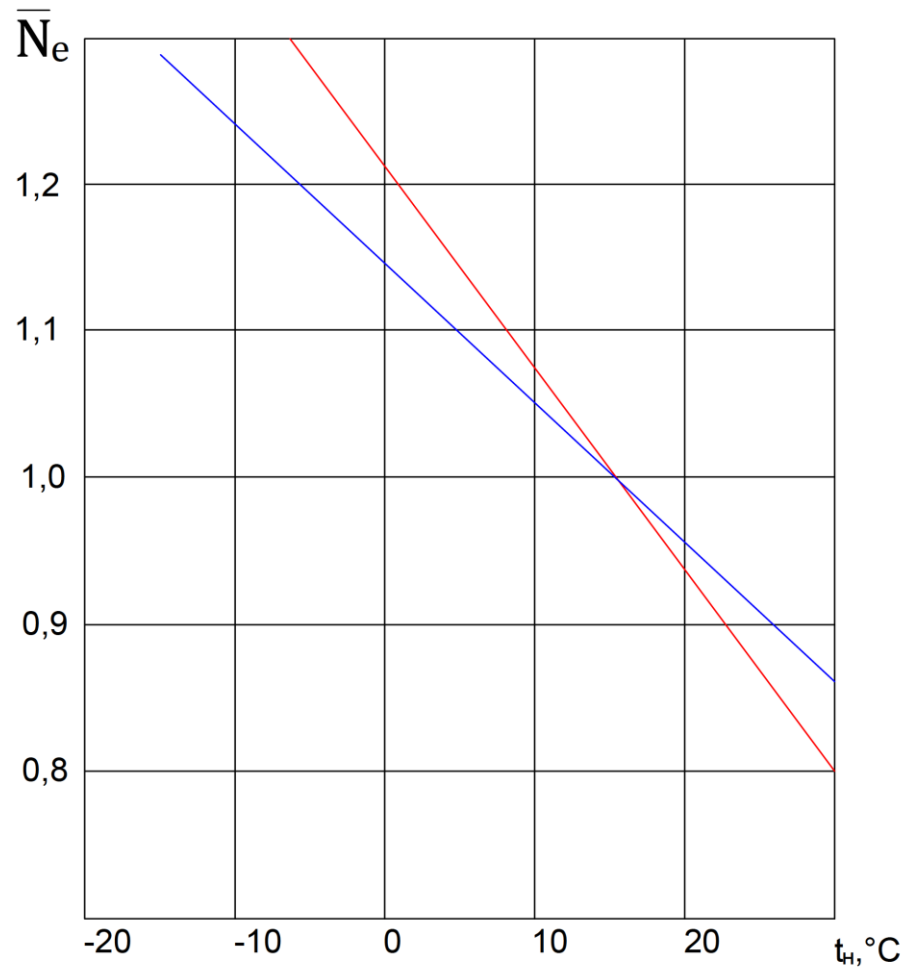


Рисунок 3.9 – Зависимость относительной мощности ГТУ от температуры окружающей среды при $T_{г*} = \text{const}$; синим - двухвальные ГТУ: ГТ-700-4; ГТК-10; НЗЛ; ТФ-35; «Лайкоминг»; ГАЗ-99; красным – трехвальные ГТУ: ДГ90; «Машпроект»; ГТК-25; НЗЛ

Зависимость мощности ГТУ от температуры можно выразить полуэмпирической формулой

$$N_e = N_{e_0} [1 - a(288 - T_H)], \quad (3.27)$$

где N_{e_0} - мощность при $t_H=15^\circ\text{C}$;

$a = 0,009 - 0,01$ - для двухвальных ГТУ и $a = 0,012 - 0,013$ - для трехвальных ГТУ.

В большинстве случаев большая зависимость мощности трехвальных ГТУ от температуры считается их недостатком, так как при температуре воздуха $30-40^\circ\text{C}$

мощность этих двигателе уменьшается на 20-30%. Однако применительно к приводу компрессоров ТН этот недостаток оборачивается достоинством: при отрицательных температурах воздуха, когда необходимо максимальное количество теплоты, мощность трехвалных ГТУ возрастает на 30% и более. Правда для реализации такой повышенной мощности необходимо принимать специальные меры, предотвращающие помпаж как компрессоров ГТУ, так и компрессора ТН. Кроме того, необходимо иметь дополнительные запасы прочности, учитывая рост крутящих моментов в системе при низких отрицательных температурах воздуха.

3.4. Тепловой насос в схеме утилизации ВЭР ГТУ

Возможная схема утилизации теплоты, вырабатываемой ГТУ, приводящей компрессор ТН, представлена на рис. 3.10.

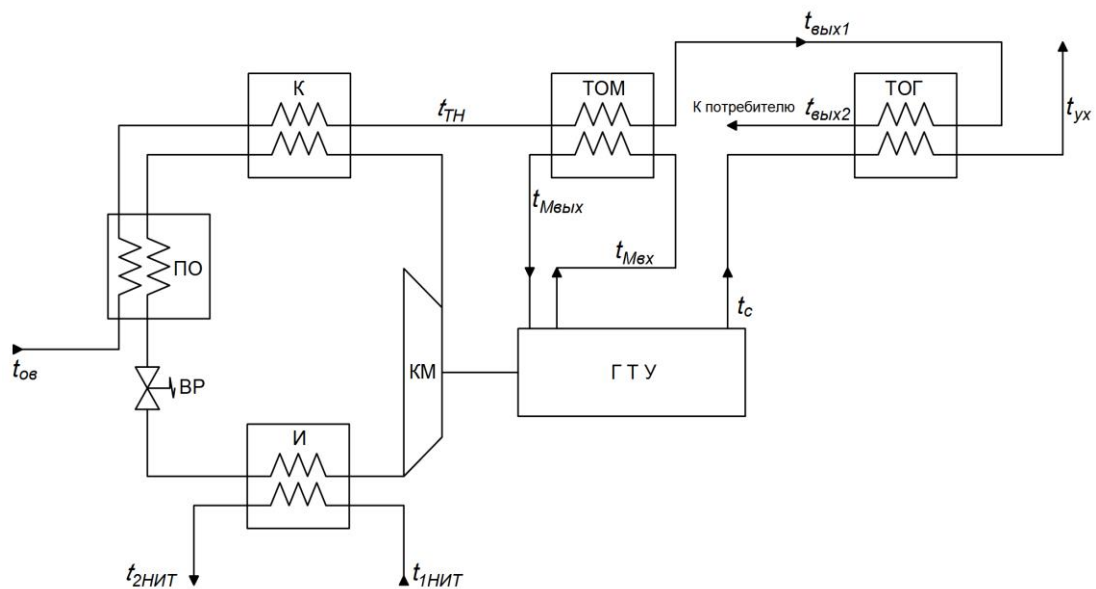


Рисунок 3.10 – Схема использованной теплоты в тепловом насосе с приводом от ГТУ: КМ – компрессор ТН; К – конденсатор ТН; ПО – переохладитель; РВ – регулирующий вентиль; И – испаритель; ТОГ – водогазовый теплообменник;

ТОМ - водомасляный теплообменник

Источник: составлено автором

ГТУ приводит компрессор КМ теплового насоса. Здесь утилизируются: теплота низкопотенциального источника, полученная в испарителе И, и теплота компрессора ТН – в конденсаторе К, переохладителе ПО; теплота масла ГТУ – в теплообменнике ТОМ; теплота ОГ – в теплообменнике ТОГ.

Кроме того, вырабатывается холод: вода как источник низкопотенциальной теплоты или иное рабочее тело снижает свою температуру от $t_{1\text{нит}}$ до $t_{2\text{нит}}$.

Обратная сетевая вода из отопительной сети входит с температурой $t_{0в}$ в переохладитель ПО и выходит из конденсатора ТН К с температурой $t_{ТН}$.

Далее часть сетевой воды идет в систему горячего водоснабжения, температура другой её части повышается до $t_{1\text{вых}}$, в водомасляном теплообменнике ТОМ.

В водогазовом теплообменнике ТОГ температура сетевой воды повышается с $t_{\text{вых}1}$ до $t_{\text{вых}2}$. С этой температурой прямая (горячая) сетевая вода идет к потребителю. Газы в теплообменник ТОГ поступают с температурой t_c , а выходят с температурой t_{yx} . Масло в теплообменник ТОМ поступает с температурой $t_{Мвх}$ и выходит с температурой $t_{Мвых}$.

Тепловой баланс представленной схемы

$$Q = Q_{ТН} + Q_{ТОГ} + Q_{ТОМ}, \quad (3.28)$$

где Q - теплота, отдаваемая потребителю;

$$Q_{ТОГ} = G_{Г} C_{PМГ} (t_c - t_{yx}) - \text{теплоты, отдаваемая ОГ};$$

$$Q_{М} = Q_{Т} q_{М} - \text{теплота масла};$$

$$Q_{ТН} = \mu N_e - \text{теплота, получаемая в ТН.}$$

$$t_{yx} - \text{температура ОГ, выходящих из теплообменника ТОГ.}$$

В том случае, когда ТН выключен, и ГТУ приводит электрогенератор, то $\mu = 1$ и $Q_{ТН} = N_e \equiv Q_e$. Разделив правую и левую части уравнения (3.28) на величину химической теплоты топлива $Q_T = \frac{G_T Q_H^P}{3600}$ и обозначив коэффициент использования

тепла $K_T = \frac{Q}{Q_T}$, получим

$$K_T = \frac{Q}{Q_T} = \mu N_e + \frac{C_{PМГ}(1+\alpha L_0)(t_c - t_{yx}) + c_{Т} t_T}{Q_H^P} + q_{М}, \quad (3.29)$$

где $c_{Т} t_T$ - физическая теплота топлива;

$c_{Т}$ и t_T - теплоёмкость и температура топлива.

Для ГТУ эту формулу использовать неудобно, т. к. коэффициент избытка воздуха α обычно не входит в основные параметры ГТУ. Выведем зависимость α от $N_{уд}$ и η_e .

$$\alpha = \frac{3600G_B}{G_T L_0}. \quad (3.30)$$

Умножив числитель и знаменатель правой части (3.30) на мощность, получим

$$\alpha = \frac{3600}{N_{уд} g_e L_0}. \quad (3.31)$$

Умножив и разделив правую часть (5.19) на Q_i^p , найдем

$$\alpha = \frac{Q_H^p \eta_e}{N_{уд} L_0}. \quad (3.32)$$

Подставив это выражение в (3.29), пренебрегая физической теплотой топлива, получим формулу для коэффициента использования теплоты ГТУ

$$K_T = \mu N_e + \frac{C_{P_{MG}}(1+\alpha L_0)(t_C - t_{yx})\eta_e}{1000 N_{уд}} + q_M. \quad (3.33)$$

Коэффициент 1000 в знаменателе этой формулы введен в связи с тем, что теплоемкость $C_{P_{MG}}$ берется в Дж/(кг·К).

В качестве примера приведем расчет установки для утилизации теплоты с трехвальной газотурбинной установкой без регенерации тепла, основные данные которой приведены ниже:

Мощность ГТУ	$N_e = 3000$ кВт
Температура газа перед ТВД	$t_{*Г}^* = 950$ °С
Суммарная степень пов. давления	$\pi_K^* = 16$
Эффективный КПД	$\eta_e = 0,31$
Удельная мощность	$N_{уд} = 200 \frac{\text{кВт}}{\text{кг/с}}$
Расход воздуха	$G_B = 15 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$
Расход ОГ	$G_{Г} = 15,22 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$
Удельный расход топлива	$g_e = 0,254 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}$

Часовой расход топлива	$G_T = 770 \frac{\text{кг}}{\text{ч}}$
Температура ОГ	$t_C = 475 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура уходящих газов	$t_{yx} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура масла на входе в ГТУ	$t_{\text{Мвх}} = 85 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура масла на выходе из ГТУ	$t_{\text{Мвых}} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура воды, возвращающейся из сети	$t_{\text{ВВ}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
Температура воды, выходящей из ТН	$t_{\text{ТН}} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$
Прирост температуры воды в ТН	$\Delta t = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
Теплотворность топлива (метан)	$Q_{\text{Н}}^{\text{P}} = 45500 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
Количество воздуха для сгорания топлива	$L_0 = 17,24 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$
Относительное количество тепла, отдаваемое в масло	$q_{\text{М}} = 0,01$
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha = \frac{3600G_{\text{В}}}{G_T L_0} = 4,08$
Доля сетевой воды на отопление (от расхода, поступающего в ТН)	60%

Расчет приводился по формулам (3.14), (3.33) при коэффициентах преобразования теплового насоса μ , равном 1, 2, 3 и 4. Напоминаем, что если $\mu=1$, то это означает, что вода не подогревается в ТН, а ГТУ просто приводит электрогенератор.

Ниже приведены результаты расчета утилизации теплоты при $\mu=3$.

Расход обратной сетевой воды

$$G_{Wc} = \frac{Q_{\text{ТН}}}{4,186(t_{\text{ТН}} - t_{\text{ВВ}})} = \frac{Q_{\text{ТН}}}{4,186\Delta t} = \frac{\mu N_e}{4,186\Delta t} = \frac{3 \cdot 3000}{4,186 \cdot 30} = 71,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Количество теплоты (тепловой поток), получаемой в ТН

$$Q_{\text{ТН}} = \mu N_e = 3 \cdot 3000 = 9000 \text{ кВт.}$$

Количество теплоты, отдаваемое маслом

$$Q_{\text{М}} = q_{\text{М}} Q_{\text{Т}} = 0,01 \cdot 9700 = 97 \text{ кВт.}$$

$$\text{где } Q_T = \frac{G_T}{3600} Q_H^P = 9700 \text{ кВт.}$$

Температура сетевой воды на выходе из водомасляного теплообменника ТОМ (рис. 5.10)

$$t_{\text{ВЫХ}_1} = t_{TK} + \frac{Q_M}{4,186 \cdot G_{WC}} = 70 + \frac{97}{4,186 \cdot 71,4} = 70,32 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Количество теплоты, отдаваемой газом воде в водогазовом теплообменнике ТОГ (рис. 5.10)

$$Q_{TO} = G_{\Gamma} C_{PM_{\Gamma}} (t_c - t_{yx}) = 15,22 \cdot 1100(475 - 150) \cdot 10^{-3} = 5440 \text{ кВт.}$$

Доля сетевой воды на отопление

$$G_{WC} = 0,6 G_{WC} = 0,6 \cdot 7104 = 42,84 \text{ кг/с.}$$

Температура сетевой воды (для отопления) на выходе из водогазового теплообменника ТОГ

$$t_{\text{ВЫХ}_2} = t_{\text{ВЫХ}_1} + \frac{Q_{TO}}{4,186 \cdot G_{WC}} = 70,32 + \frac{5440}{4,186 \cdot 42,84} = 101,14 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Коэффициент использования теплоты топлива

$$K_T = \frac{Q_{TH} + Q_M + Q_{TO}}{Q_T} = \frac{9000 + 97 + 5440}{9700} = \frac{14537}{9700} = 1,5.$$

В таблице 3.2 приведены данные по утилизации теплоты ГТУ с разными температурами газа перед турбиной ВД и при коэффициенте преобразования теплового насоса $\mu=3$.

Из таблицы видно, что при повышении температуры газа с 850°C до 1005°C коэффициент использования теплоты топлива возрастает с 1,36 до 1,63. Если же утилизация производится без использования ТН, то соответствующие коэффициенты изменяются от 0,76 до 0,96.

Таблица 3.2 – Утилизация теплоты ГТУ при $\mu=3$ при разных температурах газа перед ТВД

$t_{\Gamma}^*, \text{ } ^\circ\text{C}$	850	950	1005
$N_{\text{уд}}, \frac{\text{кВт}}{\frac{\text{кг}}{\text{с}}}$	150	200	260
η_e	0,30	0,31	0,335
$t_c, \text{ } ^\circ\text{C}$	350	475	575

$\frac{Q_{TH}}{Q_T} = \mu\eta_e$	0,9	0,93	1,01
$q_M = \frac{Q_M}{Q_T}$	0,01	0,01	0,01
$t_C - t_{yx} = t_C - 150^\circ\text{C}$	200	325	425
$\frac{Q_{T0}}{Q_T}$	0,45	0,54	0,618
$K_T = \mu\eta_e + q_M + \frac{Q_{T0}}{Q_T}$	1,36	1,5	1,63
$K_T^{M=1} = \eta_e + q_M + \frac{Q_{T0}}{Q_T}$	0,76	0,86	0,963
$\frac{K_T}{K_T^{M=1}}$	1,78	1,715	1,69

Таблица 3.3 – Зависимость коэффициента утилизации теплоты в установке с ТН от коэффициента преобразования при $t_T^* = 950^\circ\text{C}$

μ	1	2	3	4
K_T	0,86	1,17	1,5	1,79
$\frac{K_T}{K_T^{\mu=1}}$	1	1,36	1,715	2,08

За счет применения ТН коэффициент использования теплоты увеличивается (отношение $\frac{K_T}{K_T^{\mu=1}}$) в 1,7-1,8 раза.

В табл. 3.3 приведены величины коэффициента использования топлива K_T и отношение $\frac{K_T}{K_T^{\mu=1}}$ от коэффициента преобразования теплового насоса.

Видно, что при повышении μ с 1 (без ТН) до $\mu = 4$ величина K_T увеличивается от 0,86 до 1,79, то есть при больших μ коэффициент использования теплоты топлива повышается в 1,7-2,1 раза по сравнению с отсутствием ТН (т. е. при $\mu = 1$). Эти же данные приведены на графике рис. 3.11.

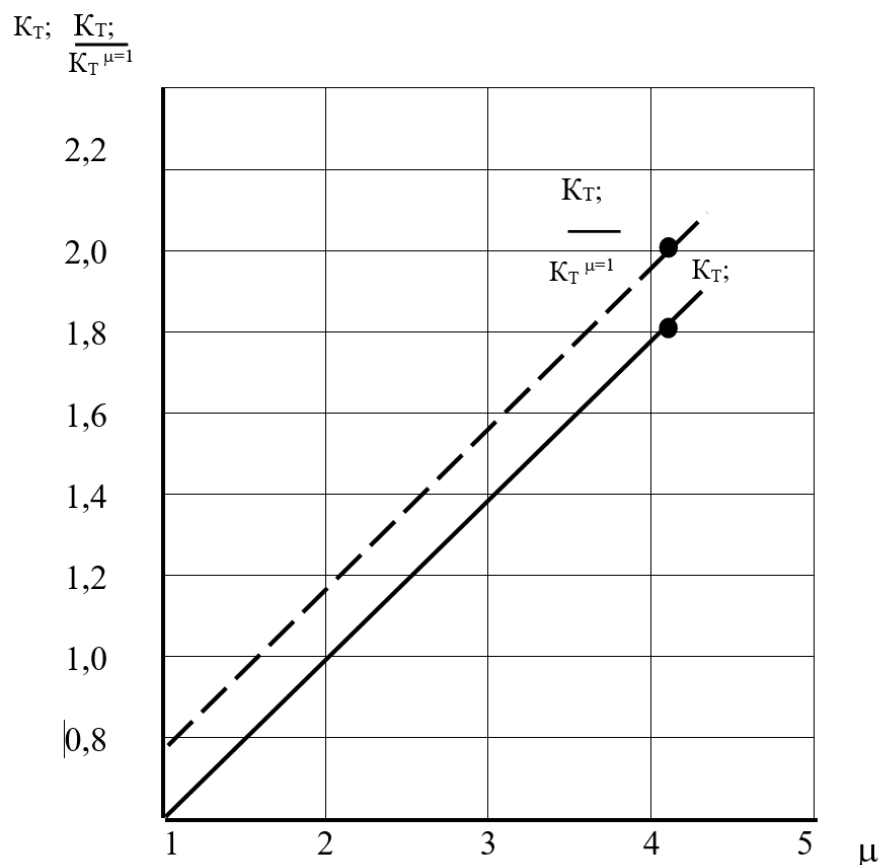


Рисунок 3.11 – Зависимость коэффициента использования теплоты топлива от коэффициента преобразования ТН в случае привода компрессора ТН от газотурбинной установки с $t_f^* = 950^\circ\text{C}$.

3.5. Утилизации вторичных энергоресурсов ПГУ на примере ПГУ-420Т ТЭЦ-16

В последние годы в России появилась тенденция замены в теплоэлектростанциях (ТЭЦ) паротурбинных установок с термическим КПД 45% – 50% на современные энергоблоки, работающие по парогазовому циклу с термическим КПД 54% - 58%. Только в Москве в период 2014 – 2015 годы были введены в строй два энергоблока ПГУ-420Т и один - ПГУ-220Т. Несмотря на высокий КПД вновь установленных энергоблоков, имеют место потери тепловой энергии от работающих агрегатов, которые из-за низкого энергетического потенциала не используются в виде вторичного энергетического ресурса (ВЭР) [42,72], например, дополнительного подогрева сетевой воды, а сбрасывается в окружающую среду. Так в работающей парогазотурбинной установке (ПГУ) ВЭР

можно разделить на следующие направления: 1. уходящие дымовые газы на выходе из котла-утилизатора (КУ); 2. тепло, отводимое от маслоохладителей турбин, трансформаторов и гидромуфт насосов; 3. тепло, отводимое от газоохладителей турбогенераторов; 4. тепло, отводимое от охладителей грязного конденсата, вакуумных установок и пробоотборных точек; 5 тепло, отводимое от конденсатора пара уплотнений (КПУ); 6. тепло, отводимое от конденсатора ПТУ. По каждому направлению ВЭР имеет различную долю тепловой энергии в тепловом балансе ПГУ различные методы реализации использования ВЭР в повышения эффективности работы ПГУ.

Рассмотрим в качестве примера энергоблок ПГУ-420Т ТЭЦ-16 «Мосэнерго», который был введён в эксплуатацию в декабре 2014. Это моноблок, в состав которого входят ГТУ SGT5-4000F и ПТУ SST-5000 производства Siemens, котёл-утилизатор ЭМА-024КУ завода «Красный котельщик». ВЭР этого энергоблока представлены в таблице 3.4, откуда видно, что максимальная тепловая энергия ВЭР приходится на уходящие дымовые газы. Однако, использовать ВЭР от дымовых газов в настоящее время сопряжено повышенным риском интенсивной коррозии теплообменных аппаратов (ТА) в зоне температур ниже 105 °С, где создаются благоприятные условия образования паров серной кислота, взаимодействующие с металлом ТА.

Таблица 3.4 – Параметры вторичных энергоресурсов ПГУ-420Т

ВЭР ПГУ	Температура t, °С	Q, МВт
Дымовые газы после КУ	110	37
Охлаждающая вода после газоохладителя генератора ПТУ	40	1.29
Охлаждающая вода после газоохладителя генератора ГТУ	46	2.63
Охлаждающая вода после маслоохладителя ПТУ	40	0.88
Охлаждающая вода после маслоохладителя ГТУ	43	1.47
Охлаждающая вода после маслоохладителя гидромуфт	36	0.36
Охлаждающая вода после охладителей грязного конденсата и выпара	35	0.15

В энергоблоке ПГУ-420Т в целях отвода тепловой энергии была применена схема замкнутого контура охлаждения оборудования (см. рис. 3.12). Отвод тепла от основного и вспомогательного оборудования происходит в охладителях, где охлаждающей средой является обессоленная вода замкнутого контура охлаждения. Система замкнутого контура охлаждения отводит всё тепло, вырабатываемое оборудованием, в систему циркуляционного водоснабжения в теплообменниках замкнутого контура (ТЗК). В результате, переданное тепло в количестве $Q_{\text{ТЗК}} \approx 6,4$ МВт утилизируется через градирню в окружающую среду [65].

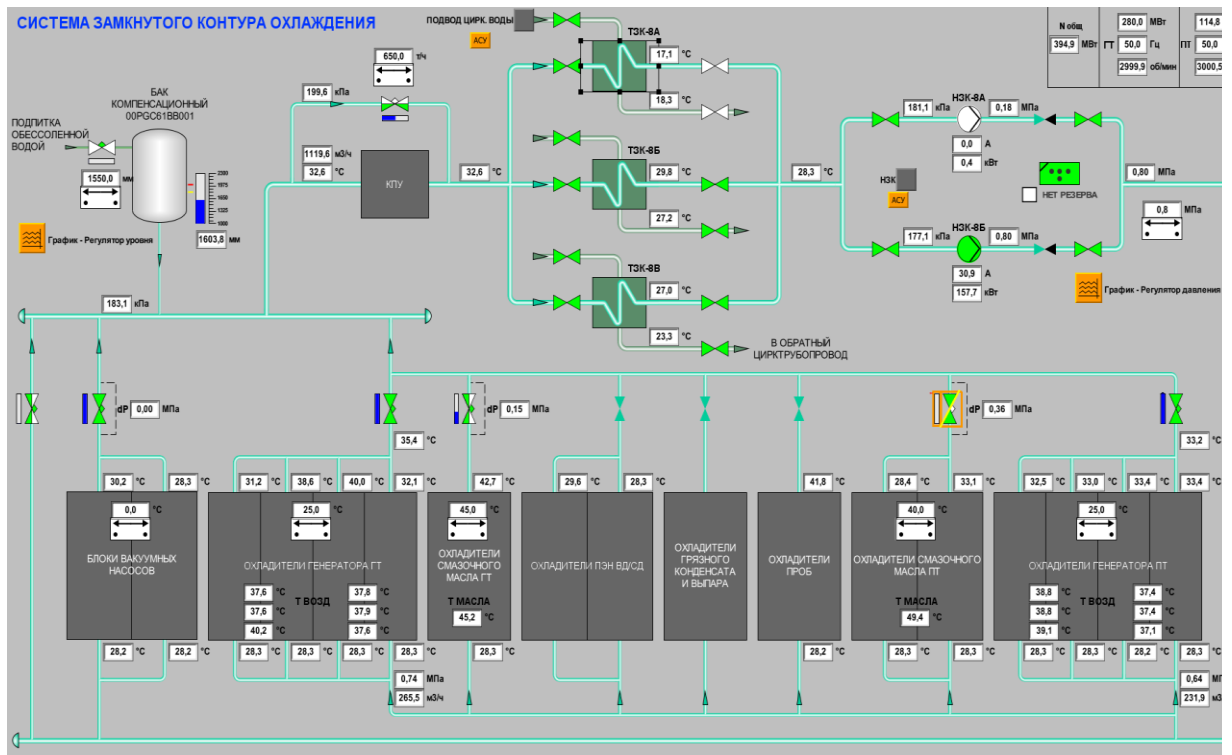


Рис.3.12 – Замкнутый контур охлаждения оборудования [65]

Альтернативным способом утилизации тепла замкнутого контура является применение парокompрессионной теплонасосной установки. В роли низкопотенциального источника тепловой энергии выступает обессоленная вода замкнутого контура охлаждения. В роли потребителя может выступать сырая вода, которую необходимо подогреть перед подачей на установки водоподготовки, а также обратная сетевая вода.

Рассмотрим вариант подогрев обратной сетевой воды. Пусть температура обратной сетевой воды при неблагоприятных условиях равна $32,6^{\circ}\text{C}$, которую необходимо подогреть до 75°C . При помощи одноступенчатого ТН можно утилизировать ВЭР в количестве $Q_{\text{ТЭК}} \approx 5,6$ МВт на подогрев обратной сетевой воды по схеме, представленной на рисунке 3.13. Согласно выполненным расчётам по программе CoolPack, используя хладагент R600a, коэффициент преобразования одноступенчатой ТН COP будет равен 7,12.

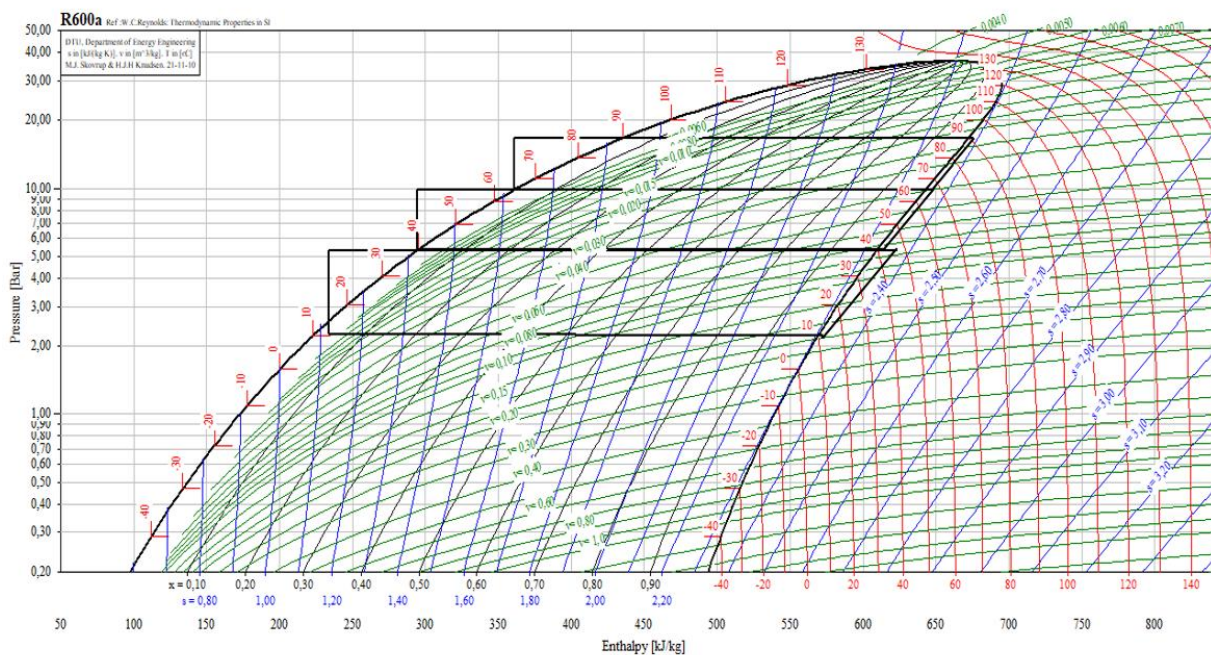


Рисунок 3.13 – Действительный цикл 3-х ступенчатой ТН в программе CoolPack.

Источник: составлено автором

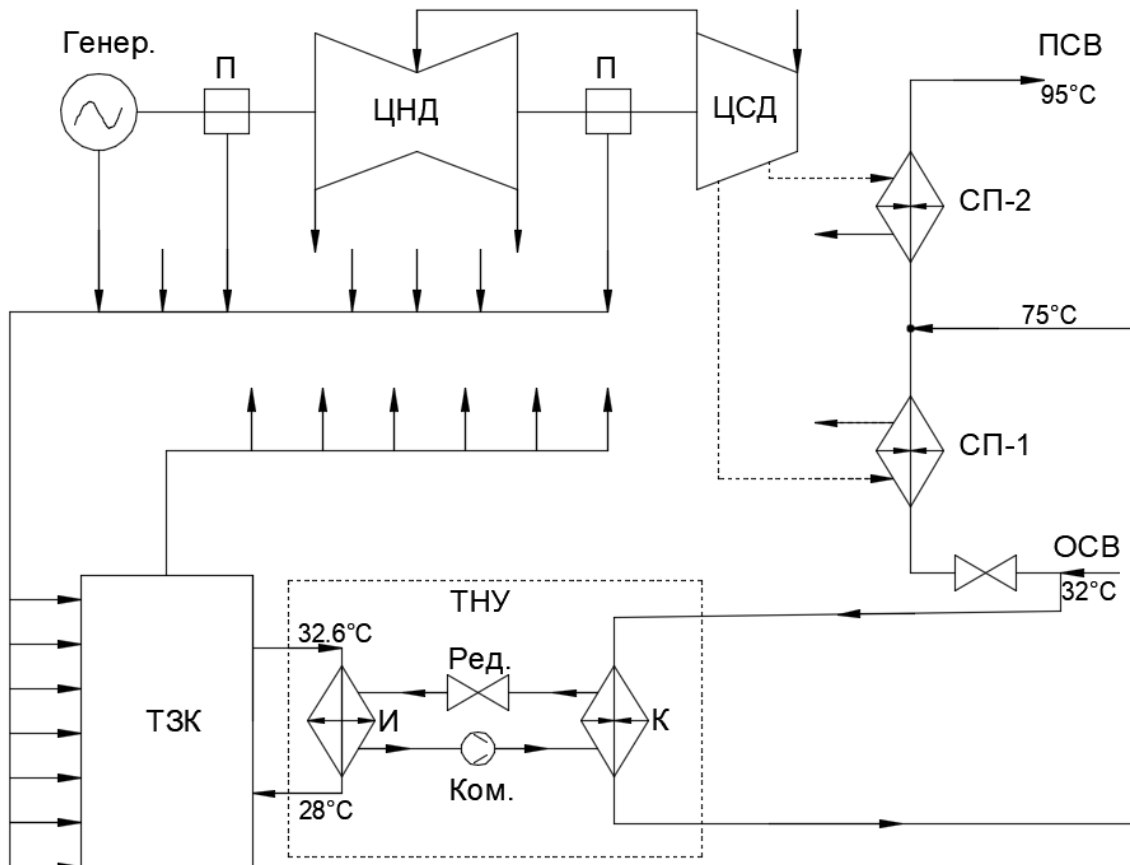


Рисунок 3.14 – Фрагмент схемы системы замкнутого контура охлаждения оборудования ПГУ-420Т с подключённой ТН (ТЗК - теплообменниках замкнутого контура; ЦНД – цилиндр низкого давления; ЦСД - цилиндр среднего давления; П – подшипник; Ген – генератор; СП-1 и СП-2 – сетевые подогреватели; ОСВ – обратная сетевая вода; ПСВ – прямая сетевая вода; И – испаритель; К – конденсатор; Ред – редуктор; Ком – компрессор) [65]

Как показали расчёты, применив в вышеуказанной схеме варианты с двух-, трёх- и четырёхступенчатым ТН, согласно техническому решению, описанному в патенте на изобретение № 2705696 RU, были получены COP соответственно равными 9,37; 9,85 и 10,43. Таким образом, утилизация ВЭР с тепловой производительностью $Q_{\text{ТЗК}} \approx 5,6$ МВт для одноступенчатого ТН потребуются компрессор мощностью $W_1=821$ кВт; для двухступенчатого ТН – $W_2=597$ кВт; для трёхступенчатого ТН – $W_3=567$ кВт; для четырёхступенчатого ТН – $W_4=540$ кВт,

что по отношению к одноступенчатому ТН составляет выигрыш двухступенчатого ТН – 24,0%; трёхступенчатого ТН – 27,7%; четырёхступенчатого ТН – 31,7%.

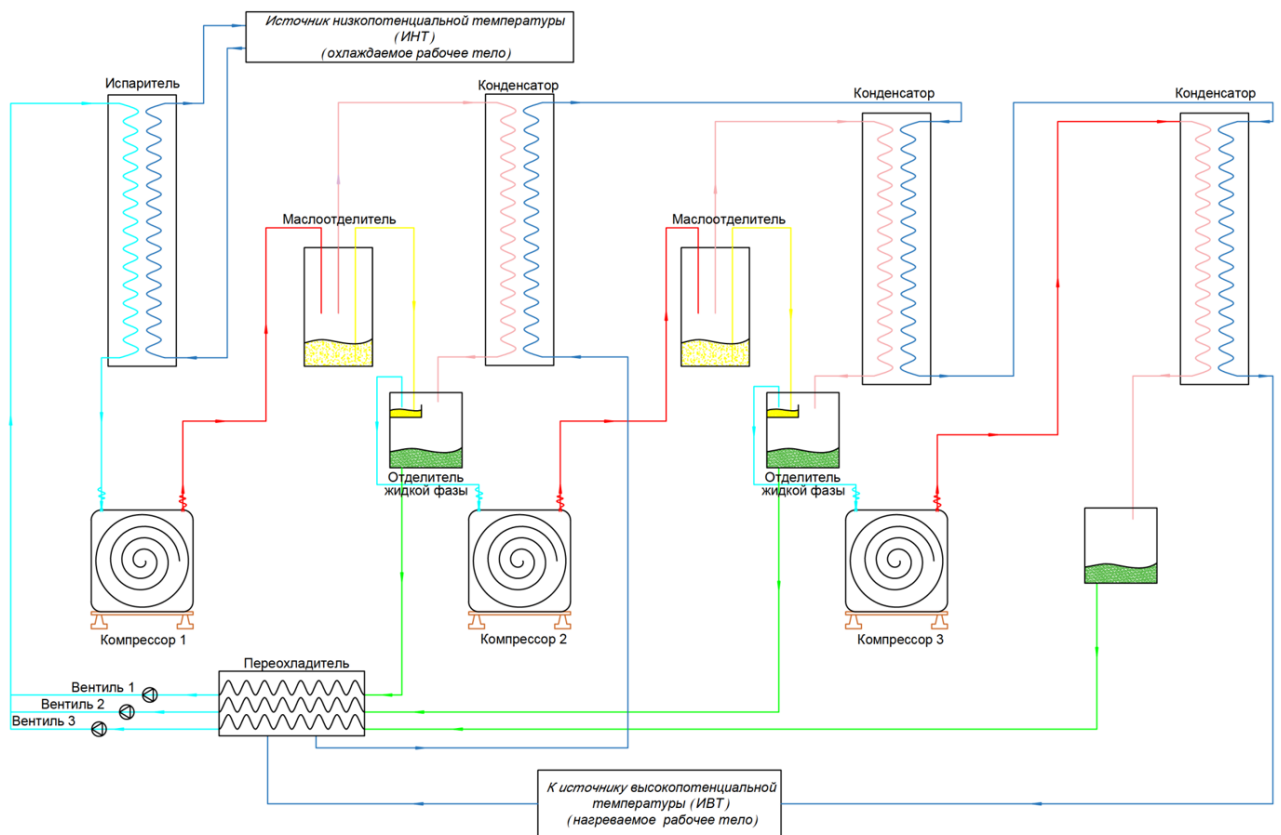


Рисунок 3.15 – Принципиальная схема трёхступенчатой теплонасосной установки.

Источник: составлено автором

Результаты расчётов приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5.

Количество ступеней ТН	Одно-ступенчатый ТН	Двух-ступенчатый ТН	Трёх-ступенчатый ТН	Четырёх-ступенчатый ТН
Мощность компрессора W_n	821 кВт	597 кВт	567 кВт	540 4кВт
$W_1 - W_n$	0 кВт	244 кВт	254 кВт	281 кВт
Экономия количества условного топлива за час *	0	0,030 т у.т./час	0,0312 т у.т./час	0,0346 т у.т./час

Экономия количества условного топлива за год	0	262,08 т у.т./год	272,56 т у.т./год	302,26 т у.т./год
Экономия в рублях применения многоступенчатого ТН по отношению к одноступенчатому**	0	3606000 руб./год	3750000 руб./год	4159000 руб./год

Примечания: * – 1000кВт час =0,123т у.т.; ** – 1т у.т.= 13760 руб.

Стоимость многоступенчатого ТН в первом приближении практически не сильно отличается от одноступенчатого ТН, так как на единицу тепловой мощности ТН будет приходиться практически такие же трудозатраты и материалоемкости.

Выводы по третьей главе

Таким образом, заменив в схеме пластинчатый ТЗК на испаритель ТН, можно направить это тепло на испарение хладагента. В конденсаторе осуществляется подогрев либо сырой воды, либо обратной сетевой воды. В первом случае результатом является экономия греющего пара, который в данный момент используется для подогрева сырой воды. Во втором случае – повышение температуры сетевой воды перед блочной теплофикационной установкой и, следовательно, повышение её экономичности. Применение многоступенчатой ТН можно использовать для подогрева как сырой, так и обратной сетевой воды одновременно. При этом замена одноступенчатой ТН на, допустим, четырёхступенчатый ТН позволит в течение годовой эксплуатации энергоблока ПГУ-420Т сэкономить 4 159 000 рублей.

ГЛАВА 4. Экспериментальное исследование многоступенчатого теплового насоса

Целью эксперимента является исследование работы многоступенчатой тепловой насосной установки с частичным отбором рабочего тела по ступеням на различных режимах.

4.1. Выбор схемы экспериментальной установки

Для подтверждения результатов теоретического расчётного исследования, проведённого с применением разработанной методики расчёта многоступенчатого ТН была разработана спроектирована и создана экспериментальная исследовательская трёхступенчатая теплонасосная установка. Принципиальная схема ТН показана на рисунке 4.1.

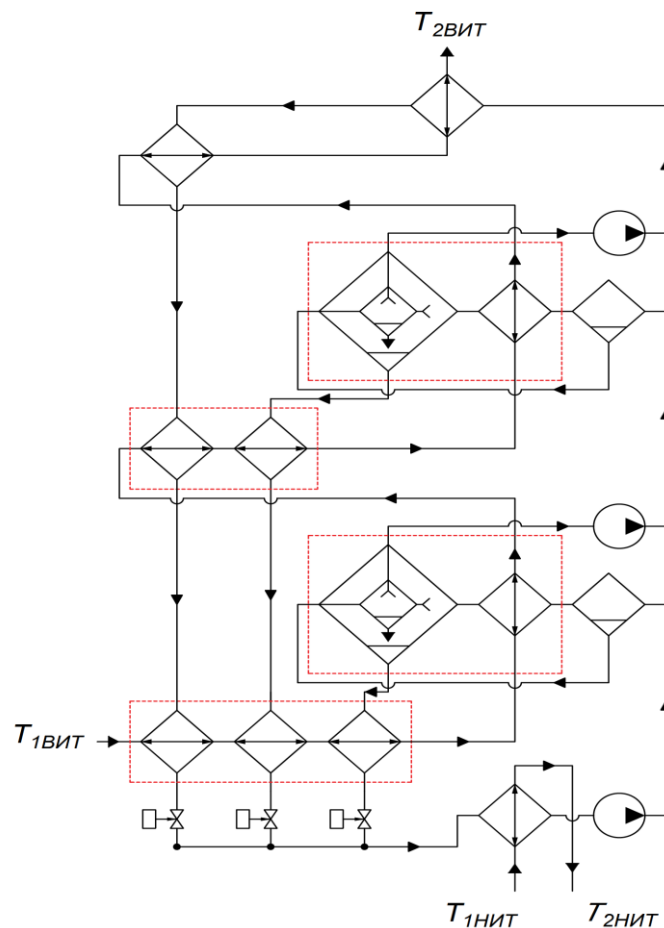


Рисунок 4.1 – Оптимальная принципиальная схема трёхступенчатой теплонасосной установки.

Источник: составлено автором

Три ступени ТН были выбраны (по предварительным расчётам) исходя из требуемого выбранного температурного перепада. Для подтверждения эффективности применения частичного отбора рабочего тела (РТ) была применена соответствующая схема. Данная схема позволила обеспечить возможность контролируемого и регулируемого перераспределения расхода РТ по ступеням ТН. ($\Delta t_{ст} = \text{const}$)

На рисунке 4.2 показано устройство трёхступенчатого ТН с промежуточным отбором РТ.

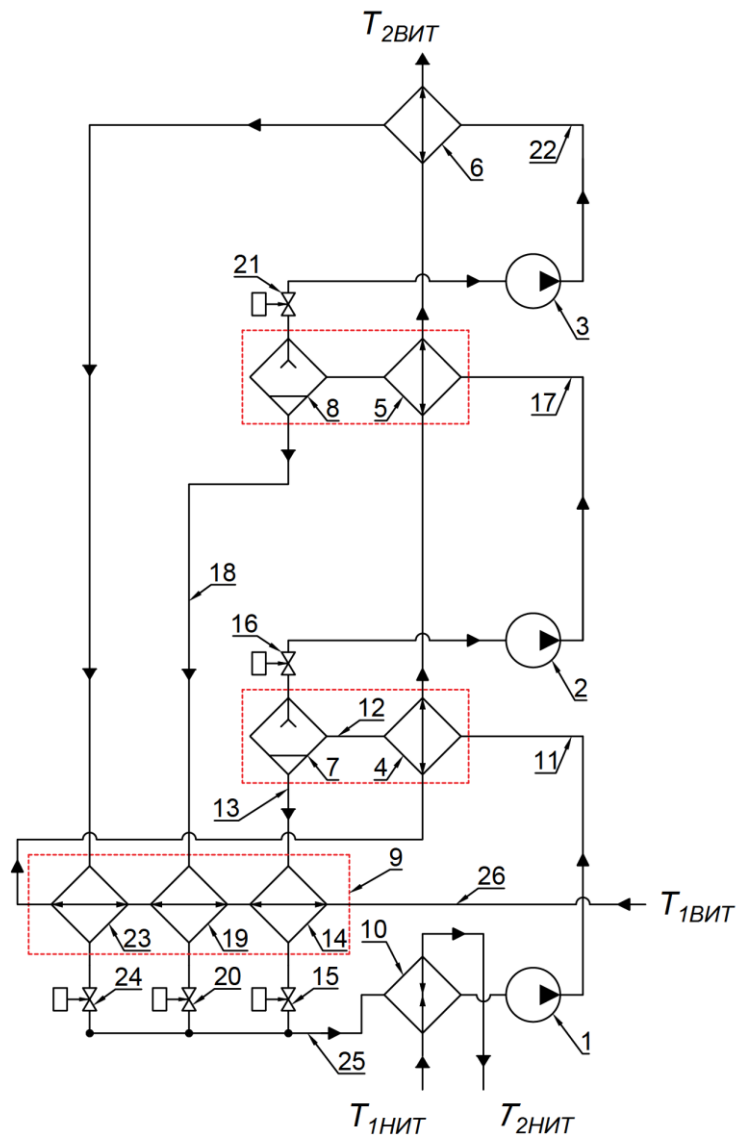


Рисунок 4.2 – Упрощённая принципиальная схема трёхступенчатой теплонасосной установки.

Источник: составлено автором

В схеме ТН имеется три компрессора 1, 2 и 3, конденсаторы 4, 5 и 6 соответственно первой, второй и третьей ступеней теплового насоса, фазоразделители 7 и 8, четырёхконтурный переохладитель 9 и испаритель 10. Вход рабочего тела конденсатора 4 соединён патрубком 11 с выходом компрессора 1. Выход РТ конденсатора 4 соединён патрубком 12 со входом в газовую полость фазоразделителя 7. Выход жидкой фазы из фазоразделителя 7 соединён патрубком 13 со входом теплообменника 14 первой ступени переохладителя 9, а его выход подсоединён к регулируемому и управляемому клапану 15. Выход паровой фазы из фазоразделителя 7 через регулируемый управляемый клапан 16 подсоединён ко входу компрессора 2. Вход РТ конденсатора 5 соединён через патрубок 17 с выходом компрессора 2. Выход РТ конденсатора 5 соединён со входом в газовую полость фазоразделителя 8. Выход жидкой фазы из фазоразделителя 8 соединён патрубком 18 со входом теплообменника 19 второй ступени переохладителя 9, а его выход к регулируемому управляемому клапану 20. Выход паровой фазы фазоразделителя 8 через регулируемый и управляемый клапан 21 подключен ко входу компрессора 3. Вход конденсатора 6 соединён через патрубок 22 со входом компрессора 3. Выход РТ конденсатора 6 соединён со входом теплообменника 23 третьей ступени переохладителя 9, а его выход подсоединён к регулируемому и управляемому клапану 24. Выходы регулируемых и управляемых клапанов 15, 20 и 24 соединены через патрубок 25 со входом испарителя 10, а его выход соединён со входом компрессора 1.

Входной патрубок 26 нагреваемого контура теплоносителя (H_2O) с температурой $t_{1\text{внт}}$ соединён со входом охлаждающего контура переохладителя 9. Теплоноситель, проходя через охлаждающий контур переохладителя 9 нагревается. При этом тепло отбирается от охлаждаемых контуров теплообменников 14, 19 и 23 и нагревается последовательно ($t_{14} < t_{19} < t_{23}$). Далее, после выхода из переохладителя 9, теплоноситель последовательно проходит через охлаждающие контуры конденсаторов 4, 5 и 6 соответственно, последовательно повышая температуру до $t_{2\text{внт}}$. Нагрев РТ в испарителе 10 осуществляется путём

подвода энергии от контура охлаждения теплоносителя (H_2O) низкопотенциального источника теплоты ($t_{1\text{нит}} > t_{2\text{нит}}$).

С целью упрощения конструкции переохладителя 9, состоящего из теплообменников 14, 19 и 23, было принято решение объединить данные теплообменники в одном агрегате, который показан на рис.4.3.

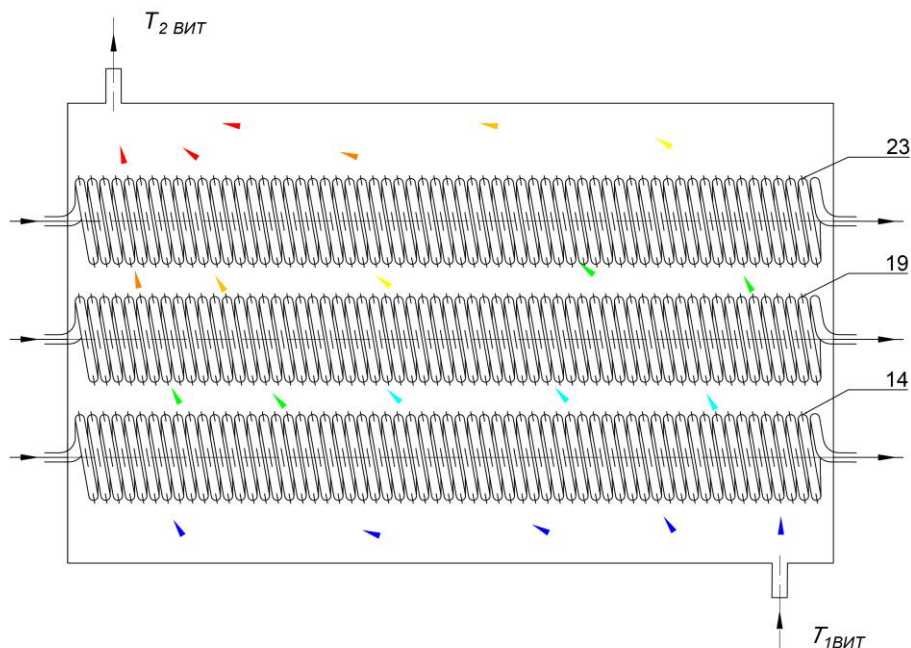


Рисунок 4.3 – Конструкция объединённого переохладителя.

Источник: составлено автором

Подвод теплоносителя нагреваемого контура осуществляется в нижней части переохладителя 9, а выход в верхней. Теплообменники 14, 19 и 23 выполнены в виде трубчатых змеевиков, вертикальное расположение внутри переохладителя 9 которых обеспечивает перемещение теплоносителя нагреваемого контура снизу вверх под действием естественной конвекции и обеспечивает равномерный нагрев теплоносителя.

4.2. Экспериментальная установка

Экспериментальная установка представляет собой трехступенчатый тепловой насос (ТН) с промежуточным частичным отбором рабочего тела по ступеням, собранный с применением открытой архитектуры, что даёт возможность замены отдельных элементов и внесения необходимых изменений в конструкцию.

Вид экспериментального стенда и его пневматическая схема показаны на рис. 4.4 и 4.5.



Рисунок 4.4 – Вид экспериментального стенда.

Источник: составлено автором

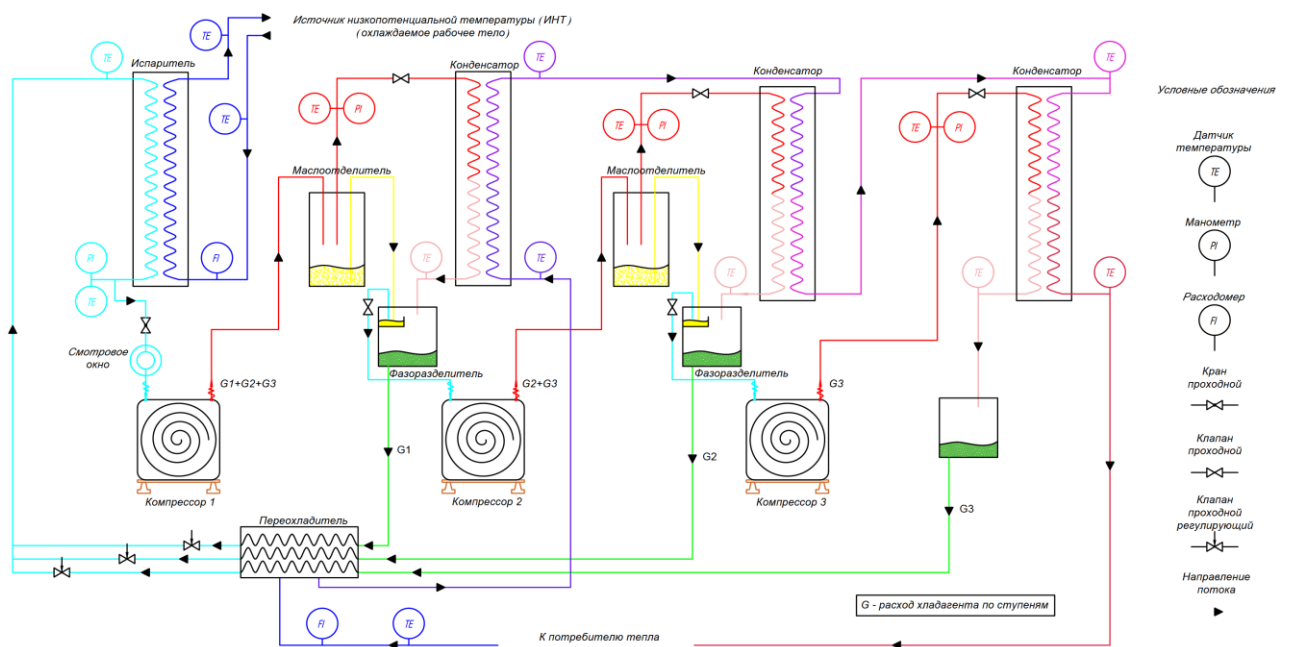


Рисунок 4.5 – Пневмосхема экспериментальной теплонасосной установки.

Источник: составлено автором

Установка собрана с применением открытой архитектуры и состоит из таких основных элементов как:

- компрессорные агрегаты;
- маслоотделители;
- конденсаторы хладагента;
- разделители фаз (фазоразделители);
- переохладитель;
- испаритель;
- регулировочная и запорная арматура;
- датчики температуры и давления;
- регуляторы скорости вращения электродвигателей
- система контроля и управления на базе программного обеспечения Zetlab.

Компрессорный агрегат изготовлен по открытой схеме на базе спирального компрессора модели MSC-90 фирмы Mitsubishi и асинхронного электродвигателя АИР 80 А2У3. Мощность электродвигателя – 1,5 кВт; номинальная частота вращения – 2865 об/мин. (максимальная – 5200 об/мин.) Компрессор одноступенчатый спиральный, оснащен электромагнитной муфтой, в цепь питания которой включен температурный датчик, автоматически отключающий привод при превышении температуры корпуса компрессора.

Рабочий объем компрессора – 140 см³; номинальное давление – 1,67 МПа (максимальное давление – 3,53 МПа).



Рисунок 4.6 – Основные элементы экспериментальной установки.

Источник: составлено автором

Конденсаторы хладагента и испаритель выполнены на базе пластинчатых теплообменников фирмы SECESPOL изготовленных из нержавеющей стали и отличаются только площадью теплообмена. Площадь поверхности теплообмена для конденсаторов – $0,2 \text{ м}^2$, испарителя – $0,6 \text{ м}^2$.

В установке использованы стандартные сетчатые маслоотделители фирмы besool серии bc-os оснащенные поплавковым механизмом из нержавеющей стали и постоянным магнитом для удержания микроскопических металлических включений. Данные маслоотделители используются в многокомпрессорных установках и предназначены для регулирования подачи масла при применении с различными типами хладагентов. Так же они спроектированы для совместного использования с компрессорами спирального и поршневого типа.

Фазоразделитель выполнен в виде цилиндрического резервуара, выполняющего ряд функций. В передней части фазоразделителя находятся два смотровых стекла, позволяющие визуально контролировать весь его рабочий объем и проводить соответствующие настройки.

Хладагент прошедший через конденсатор подается через трубку, конец которой виден, в верхнюю часть фазоразделителя откуда жидкая фаза стекает вниз, а газообразная фаза занимает верхнюю часть внутреннего объема. Определенный объем жидкой фазы хладагента, необходимый для нормальной работы установки и находящееся в нижней части резервуара контролируется двойным поплавковым датчиком уровня по верхней и нижней границе. На дне резервуара находится выход жидкой фазы хладагента, оснащенный сетчатым фильтром. Масло из маслоотделителя также подводится в верхнюю часть резервуара через трубку, конец которой виден, но расположен над внутренним стаканом фазоразделителя, который выполняет функцию питающего устройства.

Многие зарубежные источники указывают на проблему обеспечения циркуляции масла в многоступенчатых системах теплонасосных установок [84]. Основной причиной возникающих сложностей является отбор газовой фазы хладагента в компрессоры высших ступеней, в результате чего возникает масляное голодание компрессорных агрегатов. В большинстве случаев используется принудительная система циркуляции масла. Основная функция используемых в экспериментальной установке фазоразделителей состоит в обеспечении стабильного питания маслом компрессоров высших ступеней.

Питающее устройство необходимо для подачи масла к компрессору следующей ступени и работает следующим образом: масло, попавшее во внутренний стакан, забирается через трубку отбора газообразной фазы, идущей на вход компрессора следующей ступени. Конец этой трубки расположен ниже верхнего уровня внутреннего стакана питателя и имеет срез под определённым углом. Внутренний стакан (питатель) крепится к верхней крышке фазоразделителя посредством штока, проходящего через фиксирующее устройство с кольцевыми уплотнениями, и имеет возможность перемещения по вертикали, что обеспечивает регулировку подачи количества масла к компрессору следующей ступени. Излишек масла переливаясь через верхний край внутреннего стакана стекает вниз, растворяется в жидкой фазе хладагента и вместе с ним, после испарителя, попадает на вход компрессора 1-й ступени.

Переохладитель выполнен в виде совмещенного четырехконтурного рекуперативного теплообменника трубчатого типа. Он представляет собой цилиндрический резервуар заполненный проточной водой в котором расположены 3 трубчатых змеевика через которые осуществляется подача жидкой фазы хладагента после фазоразделителей каждой ступени.

После переохладителя хладагент из каждой ступени через фильтры (фильтры – осушители) поступает на соответствующие дросселирующее устройство в качестве которого были использованы запорные вентили игольчатого типа модели 15лсб7бк отечественного производства ООО “ДИНАМИКА”; каждая ступень ТН также оснащена запорными вентилями тарельчатого типа модели 15лсб8нж, расположенными на входе в конденсатор каждой ступени. Это позволяет осуществлять последовательное отключение каждой из ступени ТН, а также её регулирование.

В качестве регуляторов частоты вращения электродвигателей компрессорных агрегатов были использованы интеллектуальные частотные преобразователи модели E34 8100 В фирмы ВЕСПЕР. Данное устройство позволяет осуществлять дистанционное регулирование и контроль всех необходимых параметров работы электродвигателя.

Для измерения температуры использованы термопреобразователи сопротивления модели ТСП-Н (класс А; $\pm 0,15$ °С) производства ООО “ИНТЕП” предназначенные для работы в системах контроля и автоматического регулирования.

Измерение и контроль давления осуществляется интеллектуальными цифровыми датчиками абсолютного давления модели 70 12-А компании ZetLAB.

Данная модель датчика имеет собственный цифровой индикатор и обладает функцией метрологического самоконтроля.

Система контроля и управления данной экспериментальной установки использует программное обеспечение ZetLAB и среду графического программирования , которая позволяет решать такие задачи как создание

виртуальных приборов, измерительных комплексов автоматизированных испытательных стендов, систем мониторинга и управления.

Графическая среда данной программы предназначена для проектирования и содержит большой набор компонентов, которые могут быть заданы при создании проекта, как постоянные или настраиваемые оператором в процессе работы.

В данном приложении реализован широкий спектр средств отображения и индикации, которые обладают настраиваемыми параметрами. Таким образом отображение всех параметров в удобном для восприятия виде позволяет осуществлять контроль работы в реальном времени и постоянную запись всех параметров экспериментальной установки.

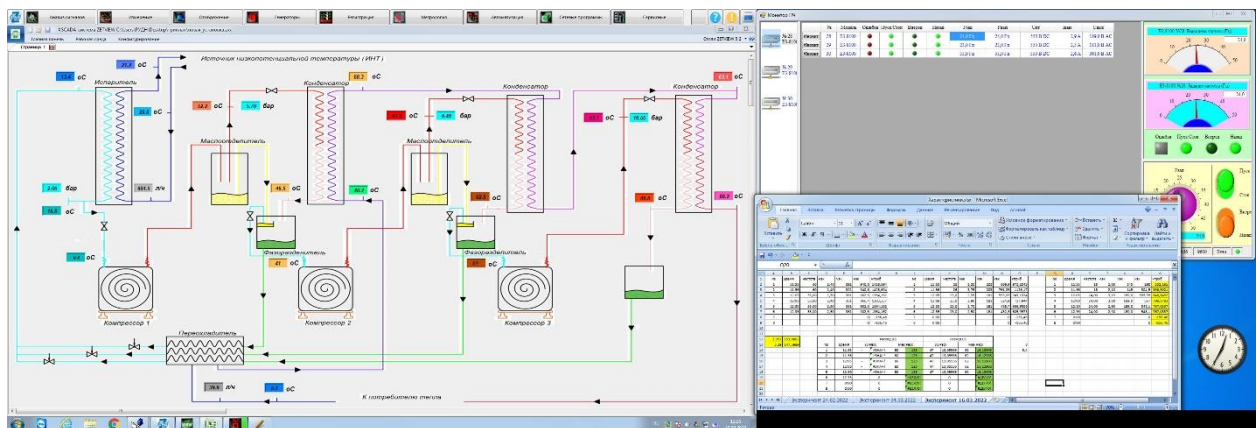


Рисунок 4.7 – Изображение экрана контрольно–измерительного комплекса ZetLab.

Источник: составлено автором

4.3. Контрольно-измерительные приборы и первичные преобразователи

Для измерения давления использовался датчик абсолютного давления ZET 7012-A-VER.3 – датчик давления промышленного исполнения с встроенным первичным преобразователем, интерфейсом передачи данных RS-485 и цифровым индикатором.

Данный цифровой тензометрический датчик предназначен для использования в системах автоматического контроля, регулирования и управления технологическими процессами в различных отраслях промышленности. ZET 7012-

A-VER.3 состоит из первичного преобразователя и встроенного измерительного модуля. Первичный преобразователь осуществляет преобразование давления в аналоговый сигнал. Измерительный модуль оцифровывает сигнал с преобразователя и выдаёт значения давления в цифровом виде по интерфейсу RS-485 используя протокол Modbus, либо используя интерфейс передачи данных «Токовая петля» (4-20 мА). Мембрана первичного преобразователя изготовлена из эластичной титановой пластины. Это позволяет осуществлять безинерционные динамические измерения пульсации давления длительностью до 1 мс. В отличие от остальных мембран с наклеенными мостовыми тензорезисторами, мембраны данного типа позволяют регистрировать изменение давления на уровне 0,00005 от верхней шкалы диапазона. В цифровых датчиках абсолютного давления ZET 7012-A реализована функция метрологического диагностического самоконтроля — бездемонтажная поверка датчика в процессе его эксплуатации. Метрологический самоконтроль осуществляется путем оценки отклонения параметра, характеризующего критическую составляющую погрешности от принятого значения. Для проведения метрологического самоконтроля цифровых датчиков ZETSENSOR в автоматическом режиме используется специализированное программное обеспечение. Основные характеристики ZET 7012-A-VER.3 по данным производителя [109] приведены ниже.

Таблица 4.1

Измеряемая величина	абсолютное давление
Погрешность измерения (от диапазона измерений)	0,1%
Верхний предел диапазона измерений давления	1,6 МПа
Нижний предел диапазона измерений давления	160 Па
Порог чувствительности	1 Па
Разрешающая способность	0,005%
Дополнительная погрешность измерения (от изменения температуры)	0,1 %/ °10 С
Частота обновления данных	1 Гц

Интерфейс передачи данных	RS-485
Скорость обмена	4800, 9600, 14400, 19200, 38400, 57600, 115200 бит/с
Протокол обмена	Modbus RTU
Индикатор	красный семисегментный на 4 знака
Защита от переплюсовки	есть
Температурный диапазон эксплуатации	от -40 до +100 °С
Рабочая среда эксплуатации	жидкости и газы неагрессивные к титановым сплавам и нержавеющей сталям
Перегрузка по давлению	1,5×Верхний предел диапазона измерений давления

Подключение датчиков давления к измерительной сети осуществляется последовательно, через соединитель ZET 7002. Образовавшаяся измерительная цепочка из датчиков давления, подключается к компьютеру при помощи преобразователя интерфейса ZET7070. На Рис. 4.8 представлена измерительная сеть, построенная на базе датчиков давления ZET 7012-A-VER.2 и внешний вид датчика давления ZET 7012-A-VER.3.

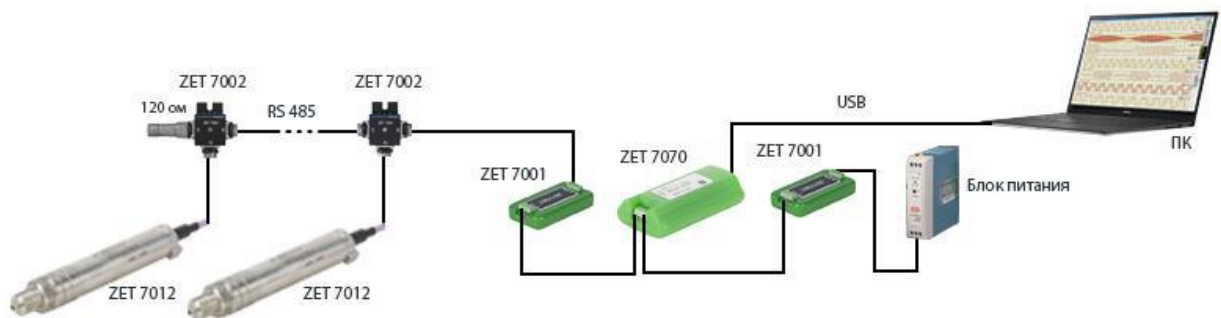


Рисунок 4.8 – Схема подключения [109]



Рисунок 4.9 – Внешний вид датчика давления ZET 7012-A-VER.3 [109].

Для измерения температуры использовались цифровые измерительные преобразователи для термометров сопротивления ZET 7021. Данный датчик температуры предназначен для измерения температуры жидких, твердых, газообразных и сыпучих сред, неагрессивных к материалу корпуса термосопротивления. Области применения: теплоэнергетика, химическая промышленность, металлургия. Цифровой датчик температуры состоит из термопреобразователя сопротивления и модуля ZET 7021, который осуществляет преобразование сигнала с датчика в значения температуры.

В качестве первичных датчиков использовались термопреобразователи сопротивления ТСП-Н 6.0.19.11.3.3.1/1,5

При помощи цифрового датчика ZET 7021 измерение температуры происходит сразу после подачи питания и не требует специального технического обслуживания. Все необходимые настройки устанавливаются при первичной и периодической поверках и сохраняются в памяти измерительного модуля. Полученные значения температуры передаются по интерфейсу RS-485, используя протокол Modbus. Основные метрологические, технические и эксплуатационные характеристики ZET 7021 приведены в таблице 4.2 ниже.

Таблица 4.2

Измеряемая величина	температура, сопротивление
---------------------	----------------------------

Порог чувствительности (минимальное значение, на которое различаются две последовательно измеренные величины)	0,001 °C
Погрешность измерения, абсолютная (с термосопротивлением класса допуска AA(A))	±0,1(0,15) °C
Погрешность измерения, приведенная (от измеряемой величины)	0,05 %
Погрешность измерения, дополнительная (от измеряемой величины)	0,05 %/ 10°C
Номинальная статическая характеристика (НСХ) подключаемых ПП	100П(0,00391), 50П(0,00391), Pt100(0,00385), Pt50(0,00385),
Диапазон измерения сигналов сопротивления от ПП	от 0,2 до 450 Ом
Частота обновления данных	1 Гц
Интерфейс передачи данных	RS-485
Скорость обмена	4800, 9600, 14400, 19200, 38400, 57600, 115200 бит/с
Контроль чётности	0 — нет контроля, 1 — есть контроль
Протокол обмена	Modbus RTU
Защита от переплюсовки	есть
Температурный диапазон эксплуатации*	от -40 до +100 °C

Цифровые датчики этой модели поддерживают механизм самотестирования цифровых датчиков — это аппаратная и программная реализация, которая позволяет подавать различные тестовые сигналы на измерительный «тракт» датчиков. Для запуска самотестирования в цифровых датчиках используется отдельная вкладка «Проверка». Каждому тестовому сигналу соответствует определенный тест, имеющий свой идентификатор. Набор поддерживаемых тестов храниться в цифровом датчике.

При построении измерительной сети, цифровые датчики ZET 7021 подключаются последовательно. Образовавшаяся измерительная цепочка из

цифровых датчиков, подключается к компьютеру при помощи преобразователя интерфейса ZET7070. На Рис.4.10 представлены измерительные сети, построенные на базе цифровых датчиков и ZET 7021 в лабораторном исполнении с обозначением контактов.

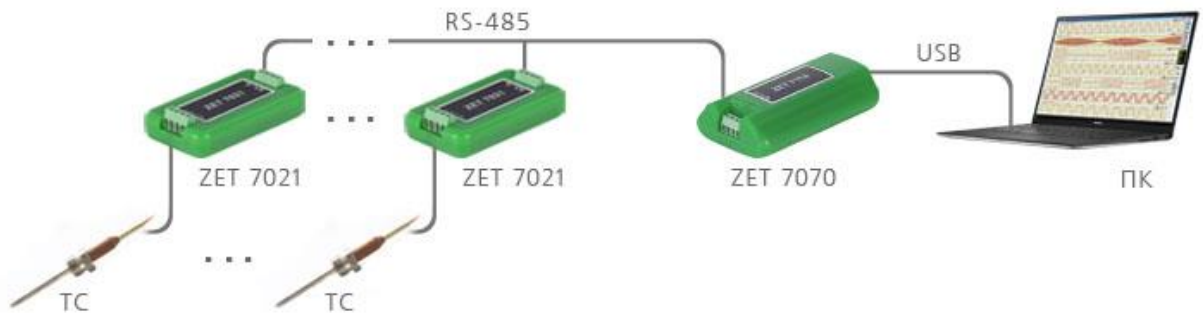


Рисунок 4.10 – Схема подключения ZET 7021 [110]



Рисунок 4.11 – ZET 7021 в лабораторном исполнении с обозначением контактов [110]

Термопреобразователи сопротивления платиновые ТСП-Н предназначены для контроля и измерения температуры жидких, твердых, мягких, газообразных и сыпучих сред. Области применения: системы учета энергоносителей, контроля и измерения температуры в промышленности, лабораторных исследованиях. Устойчивы и прочные к воздействию вибраций и соответствуют группе исполнения - N2 (по ГОСТ 12997). Располагаются в местах, подверженных вибрации от работающих механизмов на промышленных объектах. Применение

малогабаритных чувствительных элементов и небольших диаметров защитной арматуры позволило использовать термопреобразователи с небольшой глубиной погружения и минимальным (в соответствии с технической задачей) временем реагирования. Основные метрологические, технические и эксплуатационные характеристики ТСП-Н 6.0.19.11.3.3.1/1,5 по данным производителя [111] приведены в таблице 4.3 ниже.

Таблица 4.3

Наименование	ТСП-Н 6.0.19.11.3.3.1/1,5
Диапазон измерения температуры, °С	Минус 50... плюс 180
Номинальная статическая характеристика преобразования по ГОСТ 6651	Pt100
Температурный коэффициент термопреобразователя сопротивления, α °С ⁻¹	0,00385
Класс ТС по ГОСТ 6651	A
Рекомендуемый измерительный ток, мА	1,0
Время термического срабатывания, не более, с	20
Электрическое сопротивление изоляции, Мом, не менее	100
Минимальная глубина погружения, мм	24
Условное рабочее давление, МПа	1,6
Допуск (по классу А), °С	$\pm(0,15+0,002 t)$
Материал защитной арматуры	Сталь 12Х18Н10Т

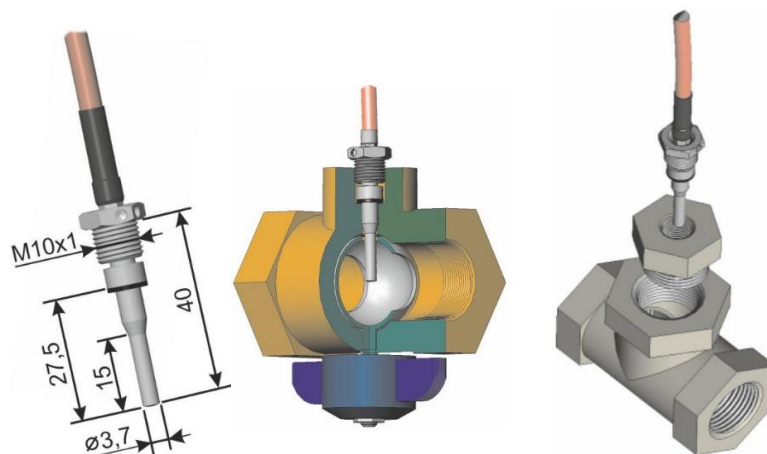


Рисунок 4.12 – Конструктивные размеры (мм) и способы установки [111]

Измерение расхода теплоносителя (водопроводной воды) во внешних контурах теплообменников производилось приборами типа счетчик жидкости акустический АС-001. Принцип работы счетчика относится к время-импульсному акустическому (ультразвуковому) методу измерения. Его работа основана на измерении разности времен прохождения зондирующих импульсов ультразвукового сигнала по направлению движения потока воды в трубопроводе и против потока. Для повышения точности измерения и высокой стабильности в счетчиках малых диаметров - Ду 15, 25, используется так называемое "осевое" зондирование с практически полным "озвучиванием" всего сечения потока (достигается использованием акустического луча диаметром близким к диаметру измерительного участка счетчика), что позволяет осуществить полное усреднение эпюры скоростей потока воды и, как следствие, для этих счетчиков предъявляются менее жесткие требования к прямым участкам трубопроводов. Соответственно, эти счетчики менее чувствительны к некоторым дефектам монтажа, т.е. к смещению осей подводящих труб, перепадам диаметров и т.д., тем более что на входе и выходе этих счетчиков организованы пары конфузور-диффузор, которые, как известно, полностью снимают "историю" потока. Основные метрологические, технические и эксплуатационные характеристики используемых АС-001 15-2ДВРБПН-0,01ГВ приведены в таблице 4.4 ниже [112].

Таблица 4.4

Наименование	АС-001 15-2ДВРБПН-0,01ГВ
Диаметр условного прохода, Ду, мм	15
Максимальный предел расхода $F_{\max.}$, м ³ /ч	2,0
Переходный предел расхода $F_{\text{пер.}}$, м ³ /ч	0,06
Минимальный предел расхода $F_{\text{мин.}}$, м ³ /ч	0,02
Минимальный вес импульса, (коэффициент преобразования) , л	0,01
Пределы допускаемой основной относительной погрешности измерения объёма, в диапазоне расходов	от F_{\max} до $F_{\text{пер}}$ не превышает $\pm 1,0\%$
	от $F_{\text{пер}}$ до $0,01 F_{\max}$ не превышает $\pm 2,0\%$

Максимальная температура измеряемой среды, °С	До 150
Наличие частотно-импульсного выхода и ЖК-индикатора	Да

Из приведённых в таблице выше данных видно, что точность расходомера существенно снижается вблизи нижней границы диапазона измерения расходов. Так пределы допускаемой основной относительной погрешности измерения объёма, в диапазоне расходов ниже 200 л/ч превышают $\pm 2,0\%$. В результате первых экспериментов, проведённых на трёхступенчатой ТНУ, полученное значение минимального требуемого расхода воды в контуре нагрева составило 50 л/ч. Таким образом несоответствие точности данного прибора необходимым условиям потребовало проведения дополнительного исследования по обеспечению работоспособности акустического расходомера вне пределов оптимальных значений расхода жидкости. При проведении эксперимента было установлено, что в зависимости от режима движения потока в трубопроводе меняется как количество импульсов, так и цена одного импульса [113]. Количество импульсов в секунду изменяется прямо пропорционально расходу жидкости. Было определено, что погрешность расчета расхода пропорциональна неточности определения корректирующего коэффициента [Fafurin VA, Galeev MK. Raschet korrektruyuschego koeficienta ultrazvukovogo raskhodomera [Calculation of the correction coefficient of the ultrasonic flow meter]. Vestnik Kazanskogo technologicheskogo universiteta. 2011;(23): 152–156. (In Russ.)]. Отсюда можно было предположить, что возникновение погрешностей при работе на нерасчетных режимах является следствием того, что расходомер запрограммирован на расчет расхода, учитывающий только одно определенное значение цены импульса K . Это объясняется тем, что в вычислителе отсутствуют устройства для сравнения количества импульсов, поданных преобразователем, а также не установлены диапазоны цены импульса, зависящие от режима потока жидкости. Данный недостаток позволяет устранить специальное ПО на базе программы

SCADAZetView. Условием работы такой системы должно быть наличие у счетчика выхода на компьютер. В данном случае расходомер имеет выход на компьютер через встроенный интерфейс RS-485. Во время работы пьезодатчики счетчика-расходомера подают сигналы на АЦП-модуль, которые регистрируются на компьютере. Полученное компьютером значение является текущим количеством импульсов n , подаваемых счетчиком за единицу времени. Для правильной работы счетчика необходимо также знать значение цены импульса K , зависящей от режима потока жидкости. Данные значения были получены по результатам проведения поверки с соблюдением методики производителя. В результате проведенных экспериментов были получены данные, которые позволили определить отклонение значений расхода с учетом примененной рабочей программы от эталонных значений в реальном времени. После этого были построены графики зависимости погрешностей измерений счетчика и измерений, сделанных расчетным методом при помощи модели относительно эталонного расхода. Как видно из графика, представленного на рис. 4.13 отклонение расчетного расхода от экспериментального не превысило 1 %.

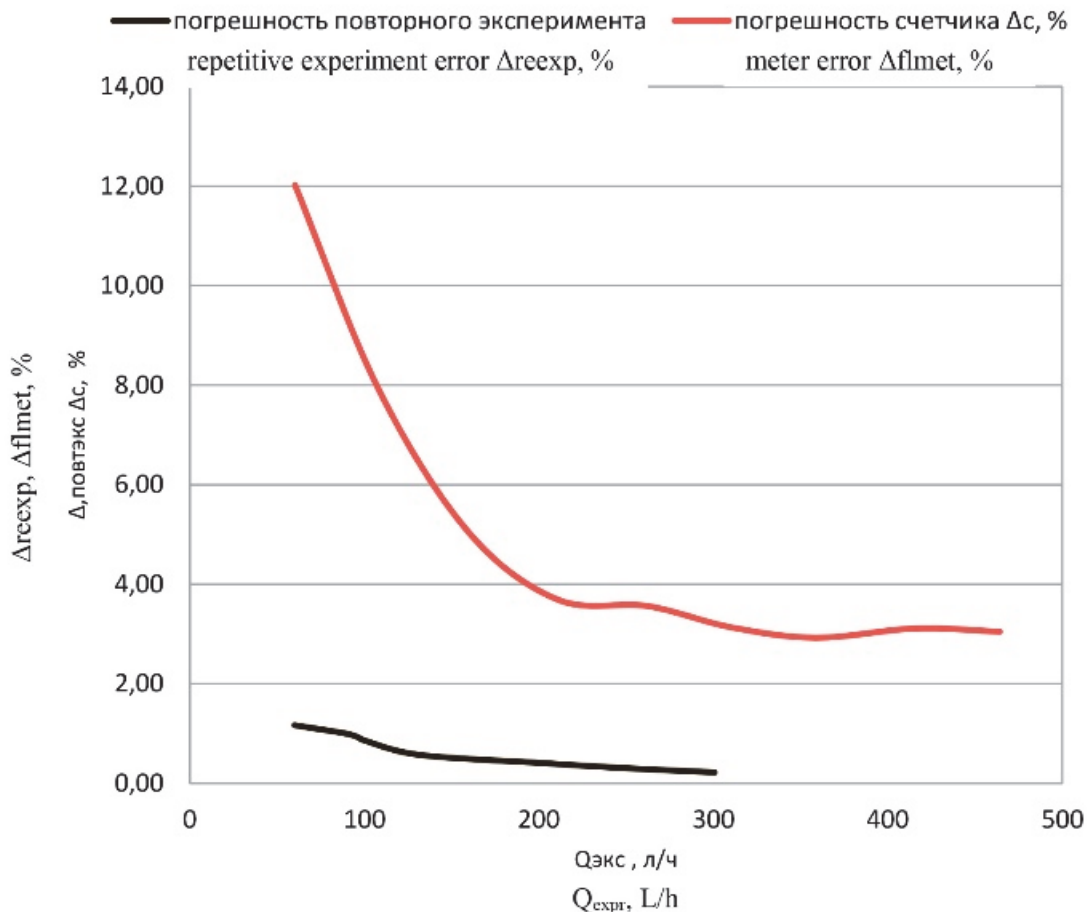


Рисунок 4.13 – Сравнение погрешностей счетчика и разработанной системы

Источник: составлено автором

С применением разработанных алгоритмов коррекции измерения расхода данная разработка позволяет расширить диапазон оптимальных значений расхода для акустических расходомеров, а также минимизировать погрешности измерения во время работы в любом диапазоне, заявленном производителем в паспорте прибора [23].

4.4. Оценка погрешностей измерения.

Погрешность измерения расхода воды определялась с помощью уравнения, определяющего случайную погрешность косвенного измерения [108]. Расход воды измерительной диафрагмой (контрольный тарировочный прибор), равен

$$G_{\text{вод}} = A_1 \mu d^2 \sqrt{\rho \Delta p} \quad (4.1)$$

Где μ – коэффициент расхода, определенный по графикам зависимости от d/D в зоне автомодельности по Re_D ; $\rho = \rho_{ст} - \beta(T - T_{ст})$ – плотность воды; Δp – перепад давления в диафрагме; $\rho_{ст}$ – плотность воды при стандартных условиях; $T_{ст}$ – стандартная температура.

Примем $T - T_{ст} = \Delta T$ и подставив постоянные в (4.1), получим

$$G_{вод} = C\mu\sqrt{(\rho_{ст} - \beta\Delta T)\Delta P} \quad (4.2)$$

где $c = A_1 d^2$

Абсолютная погрешность косвенных измерений определяется из выражения

$$\sigma_{вод} = \sqrt{D_\mu^2 + D_{\Delta p}^2 + D_T^2} \quad (4.3)$$

где $D_\mu = \frac{\partial G_{вод}}{\partial \mu} \sigma_\mu$; $D_p = \frac{\partial G_{вод}}{\partial p} \sigma_p$; $D_{\Delta p} = \frac{\partial G_{вод}}{\partial \Delta p} \sigma_{\Delta p}$; $D_T = \frac{\partial G_{вод}}{\partial T} \sigma_T$

$$(4.4)$$

Проведя дифференцирование (4.2), получим

$$\frac{\partial G_{вод}}{\partial \mu} = C\sqrt{(\rho_{ст} - \beta\Delta T)\Delta P} = \frac{G_{вод}}{\mu} \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial G_{вод}}{\partial T} = \frac{C\mu(-\beta)\Delta P}{2\sqrt{\rho_{ст} - \beta\Delta T}\Delta P} = \frac{C\mu\sqrt{\rho_{ст} - \beta\Delta T}\Delta P(-\beta)}{2(\rho_{ст} - \beta\Delta T)}$$

$$= \frac{\partial G_{вод}}{2\left(\Delta T - \frac{\rho_{ст}}{\beta}\right)} \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial G_{вод}}{\partial P} = \frac{C\mu\sqrt{\rho_{ст} - \beta\Delta T}}{2\sqrt{\rho_{ст} - \beta\Delta T}\Delta P} = \frac{C\mu\sqrt{\rho_{ст} - \beta\Delta T}\Delta P}{2\Delta P} = \frac{G_{вод}}{2\Delta P} \quad (4.7)$$

Подставив (4.1), (4.5), (4.7) в уравнение (4.4), получим уравнение (4.3) в следующем виде

$$\sigma_{Gi} = G_{вод} \sqrt{\left(\frac{\sigma_\mu}{\mu}\right)^2 + \frac{1}{4} + \left[\left(\frac{\sigma_{\Delta T}}{\Delta T - \frac{\rho_{ст}}{\beta}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta P}}{\Delta P}\right)^2\right]} \quad (4.8)$$

Переходя от абсолютных погрешностей к относительным, найдем

$$\bar{\sigma}_{G_{\text{вод}}} = \sqrt{\sigma_{\mu}^2 + \frac{1}{4} + (\sigma_{\Delta T}^2 + \sigma_{\Delta P}^2)} . \quad (4.9)$$

Здесь $\bar{\sigma}_{G_{\text{вод}}} = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{в}}}$ - относительная погрешность измерения расхода диафрагмой;

$$\bar{\sigma}_{\mu} = \frac{\sigma_{\mu}}{\mu}; \bar{\sigma}_{\Delta p} = \frac{\sigma_{\Delta p}}{\Delta p}; \bar{\sigma}_T = \frac{\sigma_T}{\Delta T - \frac{\rho_{\text{ст}}}{\beta}} - \text{относительные погрешности измерения.}$$

Погрешность измерения температуры контрольными ртутными термометрами определялась с учетом следующих поправок

$$t = t' + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 + \Delta t_4 , \quad (4.10)$$

Где t' - средние показания термометра в течении опыта; Δt_1 - градуировочная поправка из аттестата; Δt_2 - поправка на температуру выступающего столбика ртути; Δt_3 - поправка на смещение нулевой точки термометра; Δt_4 - поправка, учитывающая вероятную погрешность измерения, связанную с отсчетом показания термометра, установкой прибора и методом усреднения температуры по сечению трубки и канала.

$$\Delta t_2 = n \alpha (t' - t'') , \quad (4.11)$$

Где n - число градусов в выступающем столбике ртути; α - коэффициент видимого объемного расширения ртути в стекле; $\alpha = 0,16 \cdot 10^{-3} \frac{1}{\text{К}}$; t' и t'' - показания основного и вспомогательного термометров.

Поправка

$$\Delta t_3 = t_0 - t'_0 , \quad (4.12)$$

Где t_0 и t'_0 - температура, соответствующая положению нулевой точке термометра по аттестату и его повторной проверке соответственно.

Поправки

$$\Delta t_4 = \sqrt{\left(\frac{\Delta t_5 n}{\sqrt{n-1}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{t_6}}{100} \cdot t'\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{t_7}}{100} \cdot t'\right)^2} , \quad (4.13)$$

Где Δt_5 - поправка на неточность отсчета показания; σ_{t_6} - поправка на несоответствие установки термометра, достигающая $\pm 0,5$ показания термометра; σ_{t_7} - поправка на несовершенство усреднения температуры по сечению трубопровода, составляющая $\pm(0,5 - 0,7)$ показания термометра; t' - отсчитанная по % шкалы термометра.

Относительные погрешности в измерении: коэффициента расхода – 0,3% (принято), перепада давлений в диафрагме – 1,5%, абсолютной температуры 0,5%. Подставив в (4.9) получим, что относительная погрешность измерения расхода воды составила 1,65%.

Погрешности в измерении тепловых потоков:

$$Q_1 = 4190G_1(t_{B2} - t_{B1}). \quad (4.14)$$

Относительная погрешность в измерении разности температур воды, составляющей 10 – 35 °С, термометрами с ценой деления 0,1°С составляет 1,5 – 2%.

Относительная погрешность в измерении тепловых потоков в соответствии с уравнением (4.3) определяется по формулам:

$$\bar{\sigma}_{Q_2} = \sqrt{\sigma_{G_2}^2 + \sigma_{\Delta t}^2} = \sqrt{1^2 + 2^2} = 2,2\% \quad (4.15)$$

4.5. Проведение испытаний и анализ экспериментальных данных

Испытания ТН проводились на рабочем хладагенте R -600А. При этом режим работы установки задавался и поддерживался с помощью дросселирующих устройств при постоянных давлениях конденсаторах и фиксированной температурой на выходе. Всем контрольным замерам предшествовала необходимая по времени работа ТН, до достижения установившегося режима. При расчёте теплопроизводительности ТН учитывалась поправка на тепловые потери от горячих элементов установки в окружающую среду. Исследовалась работа ТН на различных режимах: одноступенчатый, двухступенчатый, трёхступенчатый; с частичным отбором рабочего тела по ступеням и при полной последовательной циркуляции (для трёхступенчатого). При этом, для получения сравнительных

характеристик, выдерживались одинаковые значения температуры нагреваемой воды на входе и выходе ТН.

Важным условием для корректного снятия необходимых параметров работы установки должен быть установившийся стабилизировавшийся режим работы. Участок записи эксперимента с данным режимом работы определялся при анализе эксперимента в графической среде приложения ZETView; пример выборки показан на рис. 4.14.

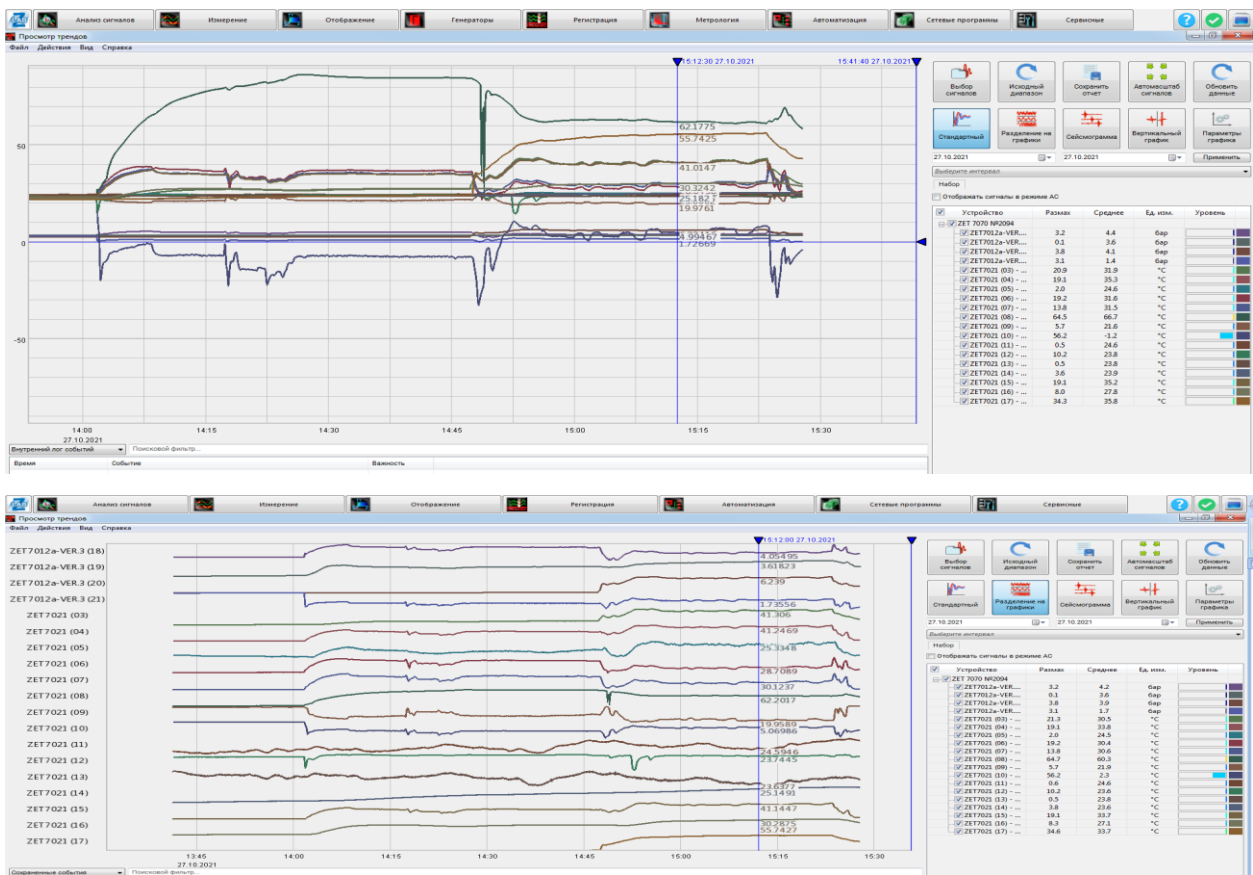


Рисунок 4.14 – Пример выбора области снятия параметров эксперимента в графической среде ZETView

Источник: составлено автором

В среде программного обеспечения CoolPac была смоделирована работа теплонасосной установки для одноступенчатого, двухступенчатого и трехступенчатого режима. При этом был выбран расширенный диапазон повышения температуры от 20 до 80 °C, что приближено к требованиям систем

отопления. Контрольные точки соответствовали температурам 20, 40, 60 и 80 °С. КПД компрессоров (для всех ступеней) был принят 0,86. Результаты теоретического расчета коэффициента преобразования в температурном интервале 20 - 80 °С для одноступенчатого, двухступенчатого и трехступенчатого режима показаны на рисунке 4.15.

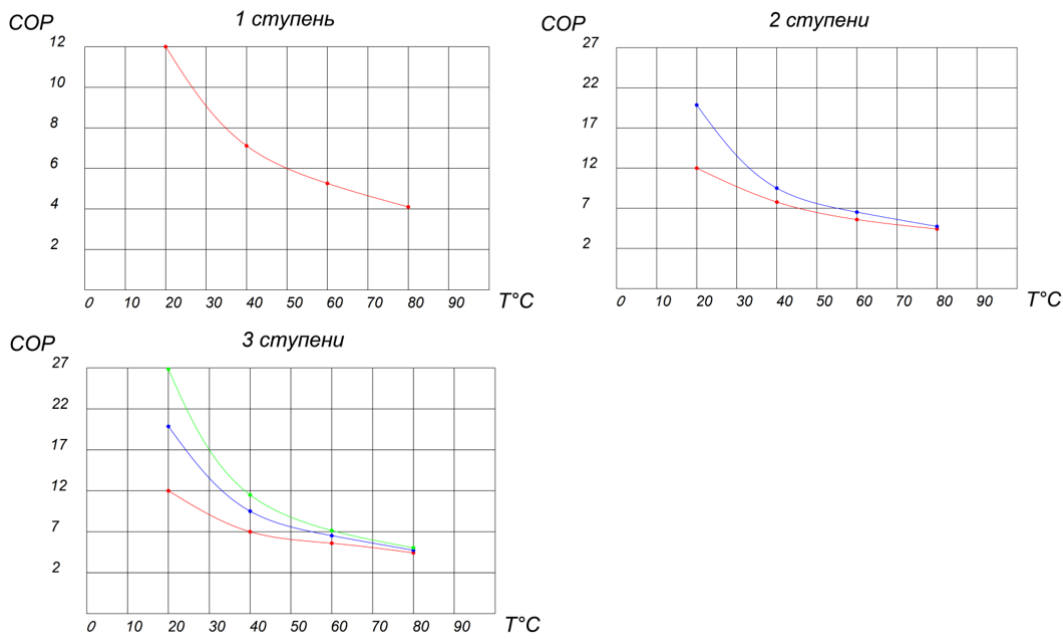


Рисунок 4.15 – Результаты теоретического расчета коэффициента преобразования; красный, синий, зеленый - соответственно одноступенчатый, двухступенчатый и трехступенчатый режим

Источник: составлено автором

Как следует из приведенных из приведенных данных (рис. 4.15), при подъеме температуры на 70 °С, максимальный COP достигает 5. Причем в данном температурном интервале, графики для всех трех режимов практически сходятся в одну точку. Однако, градиент падения COP с увеличением температурного интервала для трехступенчатого ТН будет ниже по сравнению с одноступенчатым ТН. С увеличением количества ступеней градиент падения COP снижается.

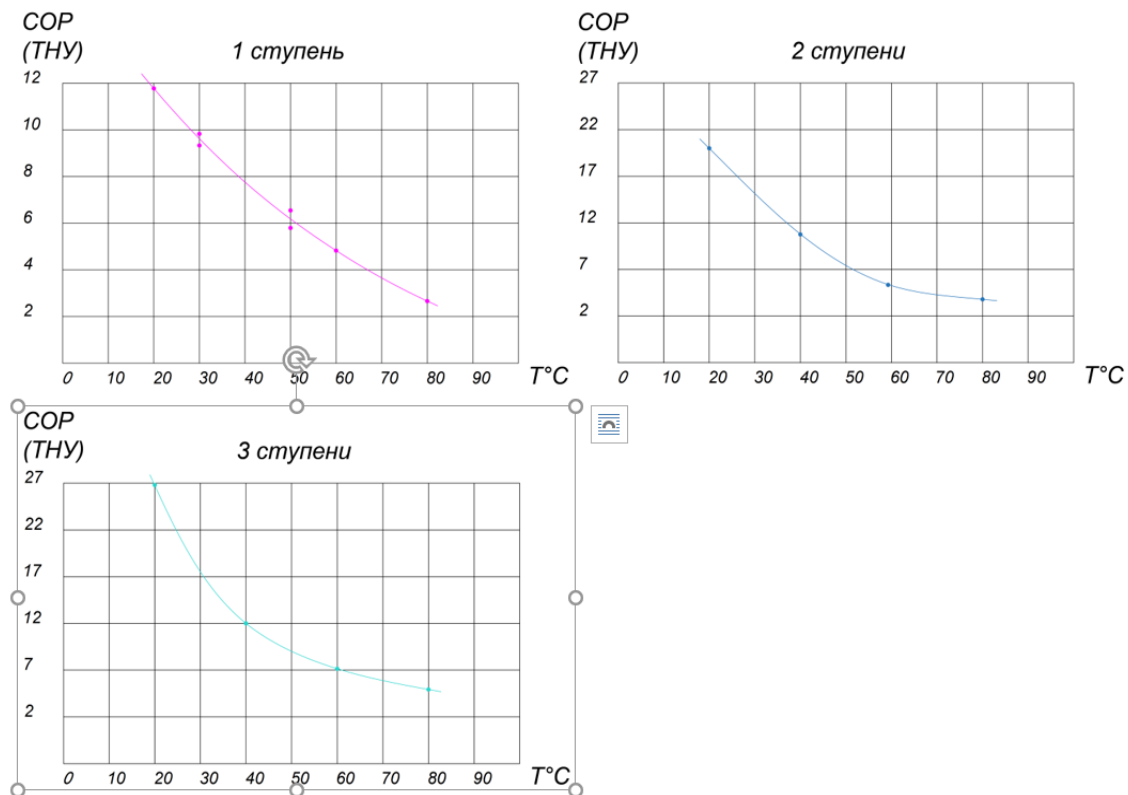


Рисунок 4.16 – Результаты расчета коэффициента преобразования по экспериментальным данным; красный, синий, голубой - одноступенчатый, двухступенчатый и трехступенчатый режим соответственно

Источник: составлено автором

На рисунке 4.15 представлены результаты расчета коэффициента преобразования на основе полученных экспериментальных данных. Здесь КПД компрессоров приведен к расчетному (0,86), так как в процессе проведения эксперимента КПД каждого компрессора меняется в зависимости от режима работы в пределах от 0,20 до 0,87. Максимальный КПД компрессора достигается на его номинальной нагрузке. На частичном режиме работы или при перегрузке КПД снижается. При использовании на экспериментальной установке хладагента R600a максимальное давление на выходе из компрессора 1,6 МПа, а на входе поддерживалось в диапазоне 0,04 – 0,06 МПа. Таким образом, при работе в одноступенчатом режиме степень повышения давления π_k составила 40 – 26,6. При работе в двухступенчатом и трехступенчатом режимах соответственно π_k составила 20 – 13,3 и 13,3 – 8,86. Это объясняет улучшение работы компрессоров

(приближение к номинальному режиму) и, как следствие, повышение КПД в трехступенчатом режиме работы. Экспериментальные исследования показали так же, что максимальный коэффициент преобразования достигается при равномерном распределении повышения температуры нагреваемого рабочего тела в каждой ступени.

Экспериментально было подтверждено, что использование промежуточного отбора РТ по ступеням ТН существенно снижает потребляемую мощность компрессоров. Это приводит к увеличению COP примерно на 15%. Использование трёхступенчатой ТН в сравнении с одноступенчатым ТН приводит к увеличению COP в требуемом температурном интервале ($\Delta T_{um} = 30 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$). При меньших температурных интервалах целесообразно рассматривать использование двухступенчатых или одноступенчатых ТН. Следует заметить, что основной прирост COP приходится на вторую ступень ТН. Зависимость коэффициента преобразования от количества ступеней ТН иллюстрирует следующий рисунок:

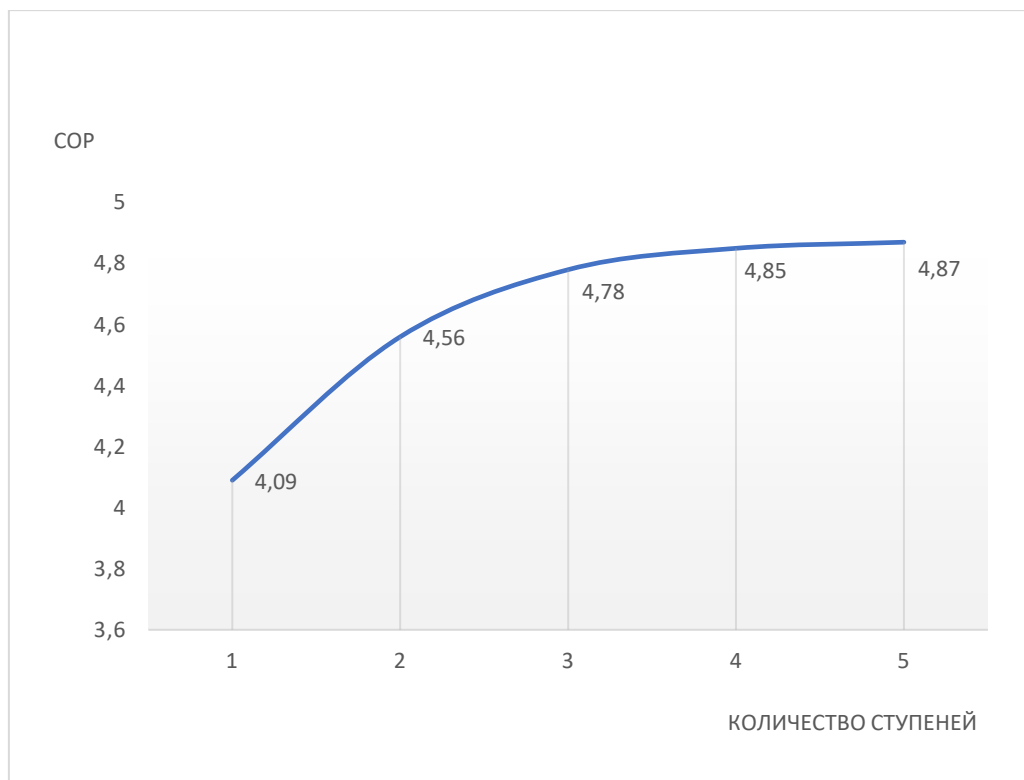


Рисунок 4.17 – Зависимость коэффициента преобразования COP от количества ступеней ТН

Источник: составлено автором

Ниже на диаграмме (рис. 4.18.) представлены результаты экспериментального исследования ТН при изменении всех его режимных параметров в широких пределах.

Здесь же показано влияние изменения разницы температур ΔT_{um} между источниками теплоты, нижнего и верхнего.

Так с увеличением ΔT на 50 °С при работе в одноступенчатом режиме наблюдается падение COP с 4,0 до 2,7, то есть на 37 %. Данное снижение при увеличении температуры верхнего источника является характерным, такая же закономерность наблюдалась и для других температур нижнего источника.

При работе ТН в трёхступенчатом режиме с увеличением ΔT на 50 °С получено меньшее падение COP, с 4,5 до 3,0, то есть на 33 %.

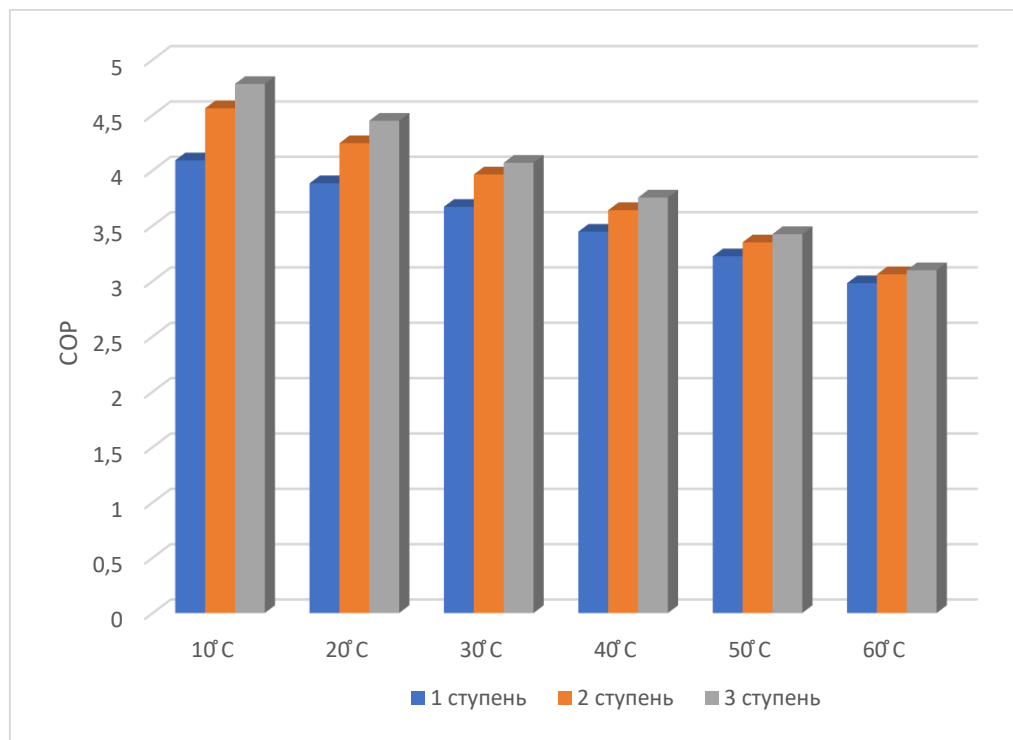


Рисунок 4.18 – Влияние изменения разницы температур между источниками теплоты

Источник: составлено автором

Совпадение расчётных и экспериментальных данных в пределах допустимой погрешности; отклонение экспериментальных данных от расчётных можно объяснить изменением коэффициента теплоотдачи от оборудования ТН в

окружающую среду, который при расчёте брался постоянным. Полученные результаты подтверждают теоретическую зависимость коэффициента преобразования многоступенчатой ТН с промежуточным отбором РТ по ступеням от разности температур потребителя и низкопотенциального источника теплоты.

Выводы по четвёртой главе

1. Экспериментально подтверждено, что использование промежуточного отбора хладагента по ступеням существенно снижает потребляемую мощность компрессоров ТН.
2. Подтверждена теоретическая зависимость коэффициента преобразования многоступенчатой ТН с промежуточным отбором РТ по ступеням от разности температур потребителя и низкопотенциального источника теплоты.
3. Показана эффективность применения многоступенчатых ТН. Применение перспективных тепловых насосов, привод компрессоров которых осуществляется тепловыми двигателями, позволяет в 1,6...2,3 уменьшить расход топлива на отопление, снизить более чем в 2 раза вредные выбросы в атмосферу.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Проведённый в первой главе обзор литературных источников показал актуальность задачи использования вторичных энергоресурсов тепловых двигателей, в частности ГТУ, с целью повышения их экономичности и снижения загрязняющих выбросов в окружающую среду. Выполненный анализ показал недостатки существующих методов расчета многоступенчатых тепловых насосов.

2. Разработан новый научно-обоснованный метод расчёта многоступенчатой тепловой насосной установки с промежуточным отбором рабочего тела по ступеням в целях достижения требуемого коэффициента преобразования в расширенном интервале граничных температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты для повышения эффективности работы газотурбинных установок путем утилизации вторичных тепловых энергоресурсов.

3. Исследовано влияние количества ступеней ТНУ на коэффициент преобразования при изменении разницы температур между низкопотенциальным и высокопотенциальным источниками теплоты. Так при увеличении количества ступеней с одной до трех COP увеличивается на 16%. Предложен и апробирован расчетно-экспериментальный метод определения параметров основных элементов ТН и определения оптимальных расходов РТ для каждой ступени. Полученные в опытах результаты подтвердили, расчётный максимальный коэффициент преобразования при равномерном распределении подъёма температуры по ступеням ТНУ.

4. Анализ использования трехступенчатой ТНУ показал эффективность применения многоступенчатых ТНУ в утилизационных схемах с ГТУ (27,7% - трёхступенчатая ТНУ с промежуточным отбором рабочего тела относительно одноступенчатой).

5. Спроектирована и изготовлена экспериментальная установка трёхступенчатого теплового насоса, в которой были реализованы такие новые технические решения, как:

- возможность изменяемого контролируемого частичного отбора рабочего тела по ступеням;
- регулируемая частота вращения компрессорных агрегатов;
- система визуального контроля процесса промежуточного отбора рабочего тела;
- разработана и реализована пассивная саморегулирующаяся система подачи масла в компрессорные агрегаты многоступенчатой ТНУ;
- разработана и реализована автоматизированная система контроля и управления данной экспериментальной установки на базе программного обеспечения ZetLAB и среды графического программирования ZETView с возможностью записи и контроля всех параметров работы установки в реальном времени.

6. Экспериментальные исследования, проведенные на созданной установке, подтвердили выводы, полученные при расчетно-теоретическом анализе использования многоступенчатых ТН в утилизационных схемах с ГТУ, что позволило повысить эффективность использования первичного топлива при выработке электрической и тепловой энергии до 15% с учетом потерь.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. - М.: Высшая школа, 1990. - 810 с.
2. Акимов В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей. - М.: Машиностроение, 1981. - 369 с.
3. Алексеев А.П. и др. Температурные характеристики двухвальных и трехвальных ГТД компрессорных станций; НТС. Транспорт и подземное хранение газа, № 6, 1988. с. 36-40.
4. Альтернативная концепция теплоснабжения городов. // Экономия энергии (РЖ), № 2, 1998.
5. Андриященко А.И. Возможная экономия топлива от использования утилизационных ТН в системе энергоснабжения предприятий. //Промышленная энергетика, № 2, 2003. с. 15-29.
6. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Перспективы применения газовых турбин в энергетике. // Теплоэнергетика, № 9, 1992. с. 29-31.
7. Shatalov I.K., Antipov Y.A., Dubentsov K.G. Use of the Lorenz cycle in heat pumps. Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Т. 53. № 11-12. С. 716-719.
8. Антипов Ю.А., Шаталов И.К. Подогрев добавочной цикловой воды с помощью ТН. // Вестник РУДН. Серия «Инженерные исследования».-М.: Изд-во РУДН, №1, 2004. с. 60-65.
9. Антипов Ю.А., Барский И.А., Хизяпов Р.Р. Степень повышения давления в компрессорах двухконтурных турбореактивных двигателей. //Вестник РУДН. Серия «Инженерные исследования» : Изд-во РУДН, №1, 2004. с. 66-69.
10. Mamaev V.K., Shatalov I.K., Antipov Y.A., Vallejo Maldonado P.R. Correlation between volumetric efficiency and isentropic efficiency of piston compressor of thermal pump. Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Т. 53. № 11-12. с. 793-796.
11. Лобан М. В. Повышение эффективности тепловых двигателей утилизацией тепла отработавших газов с применением теплонасосной установки:

- [Электронный ресурс] диссертация ... кандидата технических наук: 05.04.02. - Москва, 2004. - 151 с.: <https://dlib.rsl.ru/01002634273>
12. Барский И.А., Лобан М.В. Выбор типа центробежного нагнетателя компрессорной станции. // ИРЦ Газпром НТС «Транспорт и подземное хранение газа», № 3, 1999. с. 6-11.
 13. Барский И.А., Лобан М.В. Определение температуры газа перед турбиной ГТУ КС. // ИРЦ Газпром, НТС «Транспорт и подземное хранение газа», № 3, 1999. с. 6-12.
 14. Барский И.А. и др. Расчет одно- и двухвальных газотурбинных двигателей. - М: Изд-во РУДН, 1997. - 32 с.
 15. Фролов М. Ю. Эффективность утилизации вторичных энергоресурсов тепловых двигателей с использованием тепловых насосов при изменении температуры наружного воздуха: [Электронный ресурс] диссертация ... кандидата технических наук: - Москва, 2010. - 170 с.: [Электронный ресурс] <https://dlib.rsl.ru/01004655687>
 16. Бродянский В.М., Серова Е.Н. Термодинамические особенности циклов парокомпрессионных тепловых насосов. // Холодильная техника, № 7, 1997 - с. 28-29.
 17. Терехов Д.В. Повышение эффективности тепловых двигателей с использованием теплонасосных установок при неравномерном графике энергопотребления. - Москва, 2012. - 152 с.: [Электронный ресурс] <https://dlib.rsl.ru/01005408682>
 18. Быков А.В., Калнинь И.М. Альтернативные озонобезопасные хладагенты. // Холодильная техника, № 3, 1989. - с. 7-26.
 19. Антипов Ю. А. Утилизация вторичных энергоресурсов газовых двигателей и газотурбинных установок с использованием тепловых насосов: . - Москва, 2005. - 135 с. : ил.: <https://dlib.rsl.ru/01002749204>
 20. Кузнецов В.А. Теплофикационная парогазовая установка Северо - Западной ТЭЦ, // Электрические станции, №2, 2001. с. 30-33.

21. Варварский В.С. и др. Энергетическая и экологическая целесообразность применения крупных тепловых насосов для централизованного теплоснабжения. // Повышение эффективности использования топлива в народном хозяйстве, т.1, Рига, 1990. с. 232-239.
22. Shatalov, I.K., Antinov, Y.A., Smirnov, S.V., ...Ramazanov, É.R., Shkarin, K.V. State of gas in a piston compressor at the start of compression. Chemical and Petroleum Engineering, 2019, 54(11-12), с. 835–841
23. Лапин М.В., Гринин А.О., Шкарин К.В., Сури К. Обеспечение работоспособности акустических расходомеров вне пределов оптимальных значений расхода жидкости. Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. 2019. Т. 20. № 2. с. 147-154.
24. Гидаспов Б.В., Максимов Б.Н. Проблемы применения фреонов в холодильной технике. // Холодильная техника, № 9, 2000. с.29-36.
25. Дьяков А.Ф., Попырин Л.С., Фаворский О.Н. Перспективные направления применения газотурбинных и парогазовых установок в энергетике России. // Теплоэнергетика, №2, 1997.
26. Жирицкий Г.С. и др. Газовые турбины авиационных двигателей. - М.:Оборонгиз, 1992. с. 66-84.
27. Sourì, K., Antipov, Y.A., Shkarin, K.V. Thermodynamic modeling of a heat pump unit as part of a cogeneration turbine operating in ventilation mode. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 675(1), 012048
28. Шаталов И.К. // Теплонасосные установки с приводом от тепловых двигателей. М.: РУДН, 2009. 93 с
29. Зубков В.А. Использование тепловых насосов в системах теплоснабжения. // Теплоэнергетика, № 2, 1996. с. 180-189.
30. Канаев А.А., Корнеев М.И. Парогазовые установки. - Л.:Машиностроение, 1974. - 240 с.
31. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. - М.: Наука, 1979, -512 с.

32. Шаталов И.К., Барский И.А. Регулировочные характеристики газотурбинных установок, схемы и определение основных параметров ПГУ. М.: РУДН, 2003.
33. Ghaebi H., Amidpour M., Karimkashi S., Rezayan O. Energy, exergy and thermoeconomic analysis of a combined cooling, heating and power (CCHP) system with gas turbine prime mover, International journal of energy research. 2011. 35. с. 697–709.
34. Антипов Ю.А., Барский И.А., Шаталов И.К., Белозеров А.Н. Внутренний КПД поршневого компрессора на разных рабочих телах, Компрессорная техника и пневматика. 2009. №2.
35. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. М.: Колос, 2008.
36. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов. М.: Энергия, 1979. 285 с.
37. Янтовский Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. М.: Энергоатомиздат, 1989. 125 с.
38. Horlock J.H. Advanced Gas Turbine Cycles: ELSEVIER SCIENCE, 2003.
39. Михайловский Г.А. Термодинамические расчеты процессов парогазовых смесей. - М.: Машгаз, 1962. - 496 с.
40. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. - М.: Энергия, 1978.- 310 с.
41. Морозюк Т.В. Модель выбора теплового насоса в составе энергетической установки. // Хим. и нефтегазовое машиностроение, № 3, 1999. - с. 30-32.
42. Энергетическая стратегия Российской Федерации на период до 2035 года, утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 9 июня 2020 года N 1523-р.
43. Новиков А.С., Мешков С.А., Фаворский О.Н. Разработки АО «Рыбинские моторы» для стационарной энергетики. // Теплоэнергетика, № 4, 1998. с. 64-83.
44. Огуречников Л.А. Сравнительный анализ парокompрессионных и абсорбционных тепловых насосов. // Холодильная техника, № 8, 1996. с. 8-9.

45. Yuguo Wu, Yake Jiang, Bo Gao, Zhigang Liu, Jing Liu. Thermodynamic analysis on an instantaneous water heating system of shower wastewater source heat pump // *Journal of Water Reuse and Desalination*. 2018. No. 8 (3). Pp. 404
46. Копелев С.З. Тепловые и гидравлические характеристики охлаждаемых лопаток газовых турбин. - М.: Машиностроение, 1993. - 136 с.
47. Румянцев С.В., Зубарев Л.Ф. Теория двигателей внутреннего сгорания. М.: Изд-во УДН, 1974. - 210 с.
48. Фортов В.Е., Шпильрайн Э.Э. Энергия и энергетика. М.: Бурос, 2004. 76 с.
49. Малафеев И.И., Маринюк Б.Т., Ильин Г.А. Разработка и расчетно-экспериментальное исследование теплового насоса для систем вакуумной дистилляции воды // *Химическое и нефтегазовое машиностроение*. 2018. № 9. с. 24 - 28
50. Проценко В.П. Ресурсо- и природосберегающая энергетика России // *Энергосбережение и водоподготовка*. 2017. № 5 (109). с. 6 - 15.
51. Проценко В.П., Сафонов В.К., Ларкин Д.К. Тепловые насосы. Учебное пособие. - М., 1984. - 100 с.
52. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. - М.: Энергоиздат, 1982. -248 с.
53. Соколов Е.А., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. - М.: Энергия, 1968. 136 с.
54. Соколов Е.А., Мартынов В.А. Энергетические характеристики газотурбинных теплофикационных установок. // *Теплоэнергетика*, № 12, 1994. с. 203-220.
55. Степанов Г. Ю. Основы теории лопаточных машин комбинированных и газотурбинных двигателей. - М.: Оборонгиз, 1958. - 350 с.
56. Lambauer J. Large Scale Industrial Heat Pumps - market analysis, potentials, barriers and Best-Practice examples // 9th International IEA Heat Pump Conference 20-22 May 2008 г. - Zurich, Switzerland.
57. Хайнрик Г., Найрок Х., Нестер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения: перевод с нем. // Под ред. Явнеля Б.К. - М.: Стройиздат, 1985. - 136 с.

58. Холщевников К.В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. - М.: Машиностроение, 1970. - 670 с.
59. Шаталов И.К., Лобан М.В. Сравнительный анализ рабочих тел для теплового насоса. //Сборник научных трудов «Актуальные проблемы теории и практики инженерных исследований». - М.: Машиностроение, 1999. с. 106-108.
60. Шаталов И.К. Определение основных параметров парогазовых установок. // Учебное пособие. - М.: Изд-во РУДН, 1985. - 32 с.
61. Шаталов И.К., Барский И.А. Регулировочные характеристики газотурбинных установок, схемы и определение основных параметров ПГУ. // Учебное пособие. - М.: Изд-во РУДН, 2003. - 122 с.
62. Шелковский В.И. и др. Утилизация и использование вторичных энергоресурсов компрессорных станций. - М.: Недра, 1991. - 276 с.
63. Шкурдин В.Г. Использование ТН для теплоснабжения очистных сооружений канализации. // Энергосберегающие технологии в области очистки природных и сточных вод - М.: 1989. с. 35-49.
64. Щегляев А.В. Паровые турбины. 4.2. - М.: Энергоиздат, 1993. - 414 с.
65. Антипов Ю.А., Шаталов И.К., Шкарин К.В., Барыбина А.С., Огнева Я.А., Морозов П.Д. Моделирование эффективного решения утилизации вторичных энерго- ресурсов ПГУ на примере ПГУ-420Т // Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. 2020. Т. 21. № 1. С. 27–35.
66. Литовский Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 248 с.
67. Литовский Е.И., Пустовалов Ю.В. Парокомпрессионные теплонасосные установки. - М.: Энергоиздат, 1980. - 122 с.
68. Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. Холодильные машины и аппараты. //Гос. изд. торговой литературы. - М.: 1955. - 580 с.
69. Suva in una grande pompa di calore //Cond, aria riscaldamento refr, № 9-22, 1995. - 962 p.
70. ЭУМК [Электронный ресурс] https://rep.bntu.by/bitstream/handle/data/31822/EHnergoeffektivnost_TEHS.pdf?sequence=1&isAllowed=y

71. Кузнецов С.В. Опыт применения поршневых двигателей для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии. //«НЦ», 2004.
72. Федеральный закон от 23 ноября 2009 г. N 261-ФЗ "Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации "
73. Томановская В.Ф., Колотова Б. Е. Фреоны. Свойства и применение. Гос. институт прикладной химии. - Л.: Химия, 1970. - 182 с.
74. Соколов Ю.Н., Девянин Д.Н., Пищиков С.И. Разработка и испытание на ТЭЦ-28 ОАО «Мосэнерго» лабораторного стенда по апробации схем использования ТН в энергетике. //Новости теплоснабжения, №9, 2000. с. 182-197.
75. Цветков О.Б. Холодильные агенты: XX век и великая холодильная революция //Холодильная техника, 2000, №1, с. 7-9.
76. Kruse H., Jakobs R. Die Bedeutung der nichtazeotropen Zweistoffkältemittel beim Einsatz in Wärmepumpen und Kältemittel. // Klima- Kalte- Ingenieur. -№ 7 (1977) H/ 718, S/ 253 - 260 p.
77. Lötz H. Rationelle Energiennutzung in der Kältetechnik. // Kalte- und Klimatechnik, №12, 1976, S.539 - 545; №13, 1977.
78. Мензер М., Мур Э. Замена HCFC: опыт в США в области кондиционирования холодильной техники //Холодильное дело, 1996, №5-6, с. 4-9.
79. Антипов Ю.А., Башмаков И.В. Лабораторный практикум по курсу «Гидрогазодинамика». - М.: Изд-во УДН, 1988. - 36 с.
80. Антипов Ю.А., Липанов А.М., Калита П.В. Кинетика конденсации в сверхзвуковых соплах в диффузионном приближении. // Формирование и свойства высокодисперсных систем. - Л.: ЛПИ, 1989.-С. 8-12.
81. Орехов В.К., Али Аль-Хадж. Профильные потери в турбинных решетках с изменяющейся осевой скоростью. // Сборник научных трудов «Проблемы теории и практики в инженерных исследованиях». - М.: Издательство АСБ, 2000, - с.21-23.

82. Антипов Ю.А., Шаталова И.И., Шкарин К.В., Лапин М.В., Соколов Д.А., Гринин А.О., Топтыгин К.П. Особенности моделирования высокоэффективной многоступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2021. Т. 22. № 4. с. 339–347.
83. Смордин А.И., Паршин С.А. Оптимизация состава холодильного агента низкотемпературной ступени цикла на двойном смешанном хладагенте // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2018. № 7. С. 21—25.
84. Zehnder, Michele; Favrat, Daniel. Oil Migration on Single and Two Stage Heat Pump Systems, 2001, <https://infoscience.epfl.ch/record/53425>
85. Heat pump fundamentals: Proc. of the NATO advanced study inst. on heat pump fundamentals, Espinho, Sept. 1-12, 1980/Ed:Berghmans J. - Hague ets: Nishoff, 1983 - XII, 558 p.
86. Heat pumps and energy recovery. Pros, of the meet. Aug. 29-31, 1990, Stockholm / Inst, intern, du froid. - Paris, 1990.
87. Mohanraj M., Muraleedharan C., Jayaraj S. A review on recent developments in new refrigerant mixtures for vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump units, International journal of energy research. 2011. 35. с. 647–669.
88. Das schwedische Modell: Sichere Alternativen fur FCKW //Energie – 1995 47, №10-50-52 p.
89. 50 MW heat-pump converted // Energy Refr. - 1995 - 22, №4-11 p.
90. Бараненко А.В., Бухарин Н.Н., Пекарев В.И., Тимофеевский Л.С. Холодильные машины. СПб.: Политехника, 2006. 933 с.
91. Цветков О.Б. Хладагенты и экологическая безопасность //Холодильная техника, 1997, №1, с. 20-22.
92. Андриющенко А.И. Возможная экономия топлива от использования утилизационных ТН в системах энергосбережения предприятий // Промышленная энергетика. 2003. № 2. с. 7 - 10.

93. Шаталов И.К. Теплонасосные установки с приводом от тепловых двигателей: учебное пособие. М.: РУДН, 2009. 94 с.
94. Mandl H., Obst G. Wärmepumpenanlagen in EVN Bereich - Mesergebnisse und Betriebsdaten. OZE. - 1991. - Н. 7.
95. Bies D. and others. Optimized cooling of the intake air - a new way for the upgrading of gas turbine plants. // Power-Gen'99 conference, 1-3 June 1999, Messe Frankfurt, Germany.
96. С.П. Филиппов, член-корр. РАН; М.Д. Дильман, к.т.н.; М.С. Ионов, инженер; Институт энергетических исследований РАН (ИНЭИ РАН), г. Москва. Перспективы применения тепловых насосов в России. // Энергосовет, № 18, 2011.- с. 42-45.
97. [Электронный ресурс] <https://elib.spbstu.ru/dl/2966.pdf/download/2966.pdf>.
98. Соколов Е.А., Мартынов В.А. Энергетические характеристики газотурбинных теплофикационных установок. // Теплоэнергетика, № 12, 1994. с. 203-220.
99. Редакция бюллетеня «Энергосовет». «Использование тепловых насосов для повышения энергоэффективности теплоснабжения потребителей». // Энергосовет, 2020. №1. С.26 - 28.
100. 2. Ларин И.К. Фреоны и озоновый слой Земли //Холодильная техника, 2002, №1, с. 34-37.
101. 4. Rowland F.S. and Molina M.J., 1974, Cho-rofluoromerhanes in the environment. Atomic Energy Commission Report No 1974-1, Univ, of California, Irvine.
102. Бабакин Б.С., Выгодин В.А. Бытовые холодильники и морозильники. Справочник. 2-е изд., испр. и доп. - М. Колос, 2000, 656 с.
103. Антипов Ю.А., Шкарин К.В., Шаталова И.И., Егоров С.А., Матякубова Н.У. Влияние температур низкопотенциального источника и потребителя теплоты на эффективность теплового насоса // Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. 2019. Т. 20. No 1. С. 14-19.

104. Judes Marc, Vigerske Stefan, Tsatsaronis George, Optimization of the design and partial-load operation of power plants using mixed-integer nonlinear programming, in optimization in the energy industry. 2009. с. 193–220.
105. Коэффициент преобразования и мощность теплового насоса на нерасчетных режимах. Антипов Ю.А., Шаталов И.К., Шаталова И.И., Шкарин К.В. Вестник РУДН. Серия: Инженерные исследования. 2018. Т. 19. № 3. С. 271-276.
106. Патент на полезную модель № 140197 «Многоступенчатая теплонасосная установка» Авторы: Антипов Юрий Александрович (RU), Шаталов Иван Касьянович (RU) Собонников Евгений Васильевич
107. Патент на изобретение № 2705696 «Многоступенчатая теплонасосная установка». Авторы: Антипов Юрий Александрович (RU), Шаталов Иван Касьянович (RU), Силин Александр Викторович (RU), Шкарин Кирилл Владимирович (RU), Собенников Евгений Васильевич (RU).
108. Яковлев В.М. Математическая обработка результатов исследований. – М.: Физматиздат, 1988. – 480 с.
109. [Электронный ресурс] <https://zetlab.com/shop/tsifrovyye-datchiki/zet-7012-a-ver-3/>
110. [Электронный ресурс] <https://zetlab.com/shop/tsifrovyye-datchiki/tsifrovoy-datchik-temperaturyi-zet-7021/>
111. [Электронный ресурс] <http://www.intep.by/ru/catalog/termopreobrazovateli-soprotivleniya-platinovye-tsp-n>
112. Са2.833.021 РЭ ОАО "Завод "Старорусприбор" Счетчик жидкости акустический АС-001 Руководство по эксплуатации г. Старая Русса 2011г. -- 43 с.
113. Обеспечение работоспособности акустических расходомеров вне пределов оптимальных значений расхода жидкости / М. В. Лапин, А. О. Гринин, К. В. Шкарин, К. Сури // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2019. – Т. 20, № 2. – С. 147-154.