

**В. Г. Злобин
М. С. Липатов**

**АВТОНОМНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ
УСТАНОВКИ МАЛОЙ МОЩНОСТИ
ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЕПЛОВОЙ
И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ**

Практикум

**Санкт-Петербург
2022**

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

**В. Г. Злобин
М. С. Липатов**

**АВТОНОМНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ
УСТАНОВКИ МАЛОЙ МОЩНОСТИ
ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ТЕПЛОВОЙ
И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ**

Практикум

Утверждено Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД

Санкт-Петербург
2022

УДК 621.1.016(07)

ББК 31.37я7

З 680

Рецензент

кандидат технических наук, заведующий кафедрой ПТЭ Высшей школы технологии и энергетики Санкт-Петербургского государственного университета промышленных технологий и дизайна

С. Н. Смородин

Злобин, В. Г., Липатов, М. С.

З 680 Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии: Практикум / В. Г. Злобин, М. С. Липатов. — СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2022. — 131 с.

Практикум соответствует программам и учебным планам дисциплины «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии» для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», профиль «Технология производства электрической и тепловой энергии».

В практикуме собраны упражнения для выполнения практических работ по дисциплине, изложены методики расчета тепловых и электрических нагрузок автономного источника энергии, алгоритмы термодинамического и теплового расчета различных типов энергетических установок. Приведены исходные данные для расчета нагрузок и тепловых расчетов. Рассмотрены методики оценки энергетической и экономической эффективности автономных энергетических установок малой мощности.

Практикум предназначен для подготовки магистров очной и заочной форм обучения. Материал, изложенный в издании, может быть также использован при изучении дисциплин «Тепловые двигатели» и «Тепловые электростанции» бакалаврами направления подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

УДК 621.1.016(07)

ББК 31.37я7

© ВШТЭ СПбГУПТД, 2022

© Злобин В. Г., Липатов М. С., 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1. Определение тепловых и электрических нагрузок автономного источника энергоснабжения.....	7
1.1. Расчеты расходования теплоты	7
1.2. Суммарная тепловая мощность автономного источника энергоснабжения.....	23
1.3. Расчет электрических нагрузок.....	25
1.4. Алгоритм расчета тепловых и электрических нагрузок автономного источника энергоснабжения.....	31
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2. Тепловой расчет мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной.....	43
2.1. Тепловая схема мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной.....	43
2.2. Исходные данные для расчета тепловой схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной.....	50
2.3. Расчет тепловой схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной.....	52
2.4. Типы и основные характеристики паровых турбин малой мощности.....	53
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3. Тепловой расчет когенерационных установок на базе газовых турбин	57
3.1. Основы термодинамического расчета когенерационной установки на базе газовых турбин.....	57
3.2. Исходные данные для теплового расчета цикла когенерационной установки на базе ГТД.....	63
3.3. Тепловой расчет цикла когенерационной установки на базе ГТД.....	65
3.4. Газотурбинные установки малой мощности отечественного и зарубежного производства.....	66
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4. Когенерационные установки на базе газопоршневых двигателей.....	70
4.1. Термодинамические циклы газопоршневых двигателей.....	70
4.2. Термодинамический расчет основных параметров работы газопоршневых двигателей	75
4.3. Исходные данные для термодинамического расчета основных параметров газопоршневого двигателя.....	81
4.4. Термодинамический расчет основных параметров газопоршневого двигателя.....	83
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5. Применение парогазовых установок в автономных источниках энергоснабжения.....	84
5.1. Тепловые схемы и циклы парогазовых установок.....	84
5.2. Тепловой расчет цикла парогазовой установки.....	86
5.3. Пример термодинамического расчета цикла ПГУКУ.....	90

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 6. Оценка энергетической эффективности автономных источников энергоснабжения.....	97
6.1. Энергетическая эффективность источника энергоснабжения.....	97
6.2. Расчет показателей энергоэффективности источника энергоснабжения.....	101
ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 7. Техничко-экономическое обоснование выбора источника энергоснабжения.....	106
7.1. Исходные данные для расчета.....	108
7.2. Определение потребности в инвестициях.....	111
7.3. Составление программы развития источника энергоснабжения в натуральном и стоимостном выражении.....	112
7.4. Расчет себестоимости тепловой и электрической энергии.....	114
7.5. Расчет экономической эффективности источника энергоснабжения...	118
7.6. Пример технико-экономического обоснования строительства автономной модульной котельной.....	121
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	130

ВВЕДЕНИЕ

В настоящем методическом пособии рассматривается широкий круг вопросов, связанных с выбором типа источника энергоснабжения, а также с тепловыми расчетами и выбором основного и вспомогательного оборудования источника энергоснабжения.

Сложившаяся в стране система теплоснабжения характеризуется высокой степенью централизации. В крупных городах расстояние от источника теплоснабжения до наиболее удаленных потребителей может достигать десятки километров. Активное строительство новых жилых домов и особенно проведение так называемой уплотнительной застройки приводит к значительному увеличению тепловых нагрузок на источник теплоснабжения. В ряде случаев имеется возможность увеличить тепловую мощность источника теплоснабжения путем его расширения, однако увеличить пропускную способность присоединенных к нему тепловых сетей не всегда возможно. В этом случае требуется перекладка труб всей системы теплоснабжения, а это связано с существенными капитальными затратами и удорожанием стоимости отпускаемой тепловой энергии.

Достаточно эффективным решением покрытия возрастающих энергетических нагрузок может явиться создание автономных (децентрализованных) источников энергоснабжения. Автономные источники энергоснабжения, на которых может вырабатываться как тепловая, так и электрическая энергия, могут быть максимально приближены к энергопотребляющим объектам, что существенно сокращает транспортные коммуникации энергоносителей. Такие источники энергоснабжения могут работать и на одного потребителя (отдельное здание), при этом транспортные коммуникации могут полностью отсутствовать.

Самым выгодным способом производства электрической энергии является выработка на тепловом потреблении, осуществляемая на ТЭЦ. Это означает, что там, где есть теплопотребитель, и от автономного источника энергоснабжения производится отпуск тепловой энергии, целесообразно устанавливать электрогенерирующее оборудование для производства электрической энергии. Необходимо помнить, что электрическая энергия является более ценным видом энергии, чем тепловая.

Однако в тепловых сетях теряется практически вся экономия, получаемая за счет комбинированной выработки тепловой и электрической энергии на ТЭЦ. Значительный интерес представляет формирование современных систем теплоснабжения на базе централизованных схем с использованием автономных (локальных) источников энергоснабжения.

Цель настоящего практикума – сформировать у обучающихся компетенции в области теплоэнергетики и теплотехники, связанные с разработкой проектных решений по модернизации, улучшению эксплуатационных характеристик энергетических установок промышленных предприятий и других объектов, где требуются автономные системы

энергоснабжения. Важной задачей является научить обучающихся техническим расчетам тепловых двигателей и котельных установок. Обучающиеся должны уметь оценивать энергетическую и экономическую эффективность применений автономных энергетических установок малой мощности.

Практикум соответствует учебной программе дисциплины «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии» по ФГОС 3++, направления подготовки магистров ВШТЭ 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника». Издание базируется на знаниях, полученных обучающимися по дисциплинам «Техническая термодинамика», «Гидрогазодинамика», «Тепловые двигатели», «Газотурбинные установки», «Тепловые электростанции», «Источники тепловой и электрической энергии» направления подготовки бакалавров 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника», и может быть полезен для самостоятельного повышения уровня знаний обучающимися по этому направлению.

Основой для практикума послужили учебное пособие Н. Н. Гладышева и Т. Ю. Коротковой «Автономные источники тепловой и электрической энергии малой мощности» [1], учебное пособие П. В. Луканина и Т. Ю. Коротковой «Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности. (Теория и конструкция паровых турбин)» [2] и др.

Рекомендуется использовать практикум как основной материал при подготовке и проведении практических занятий преподавателями ВШТЭ.

Практикум структурно включает 7 учебных практических занятий. В конце каждого практического занятия приведены контрольные вопросы, варианты исходных данных для расчета, алгоритм проведения расчета и пример расчета. Контрольные вопросы позволяют при самостоятельном изучении дисциплины, а также при подготовке к промежуточной и итоговой аттестациям проверить качество усвоения материала. Примеры позволяют получить практические навыки расчетов по данной дисциплине. В конце практикума приведен библиографический список, в который вошли печатные издания, в которых содержится дидактический, справочный и иллюстративный материал как средство для организации самостоятельной работы обучающегося, позволяющее ему наиболее полно овладеть знаниями и использовать их в решении практических задач с возможностью самопроверки и самоконтроля.

Авторы благодарят коллектив кафедры теплосиловых установок и тепловых двигателей за внимательное ознакомление с практикумом и внесение ряда правок, которые существенно повысили качество представленного материала.

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1.

Определение тепловых и электрических нагрузок автономного источника энергоснабжения

Целью практического занятия является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплине «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии». В процессе выполнения практического занятия студенты должны познакомиться с принципами расчета расходования теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, а также с методами определения электрической нагрузки предприятия. Определить суммарную тепловую мощность автономного источника энергоснабжения и выполнить расчет электрических нагрузок. В качестве исходных данных для расчета суммарной тепловой мощности и электрической нагрузки задаются данные, приведенные в таблице 1.12. Дополнительные исходные данные по значениям коэффициентов и параметров, необходимые для выполнения практического занятия, выбираются студентами самостоятельно или с помощью преподавателя, и сводятся в таблицу 1.13. Расчеты тепловой и электрической нагрузки выполняются различными методами. Тепловая и электрическая нагрузки, рассчитанные разными методами, анализируются, и выбирается максимальное значение по результатам расчета. Например, расчет тепловой нагрузки на отопление производится тремя методами и в значение суммарной тепловой мощности выбирается максимум из трех значений тепловой нагрузки. В объем отчета по практическому занятию входит расчетно-пояснительная записка, оформленная в соответствии с требованиями ВШТЭ к формату отчета. Расчетно-пояснительная записка к практическому занятию должна включать: введение, исходные данные, расчет тепловой и электрической нагрузки автономного источника энергоснабжения, выводы по практическому занятию, библиографический список. При выполнении расчетов студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. В практикуме к выполнению практического занятия № 1 излагаются основы расчета тепловой и электрической нагрузки автономного источника энергоснабжения, методика и пример их расчета приведены в таблице 1.14. В выводах к практическому занятию необходимо сделать анализ полученных результатов и привести окончательные значения тепловой и электрической нагрузки автономного источника энергоснабжения.

1.1. Расчеты расходования теплоты

По назначению и характеру использования теплоты различают следующие пять видов теплопотребления или тепловых нагрузок:

- отопление;
- вентиляция;
- кондиционирование воздуха;
- горячее водоснабжение;

- технологическая или производственная нагрузка.

Отопление. Основная задача отопления заключается в восполнении потерь тепла отапливаемых помещений через ограждающие конструкции здания (стены, окна, перекрытия) и поддержании внутренней температуры помещений на заданном уровне [3].

Для этого необходимо сохранение равновесия между тепловыми потерями здания и теплопритоком. Условие теплового равновесия здания может быть выражено в виде равенства

$$Q = Q_T + Q_{и} = Q_o + Q_{ТВ} , \quad (1.1)$$

где Q – суммарные тепловые потери здания; Q_T – теплопотери теплопередачей через наружные ограждения; $Q_{и}$ – теплопотери инфильтрацией из-за поступления в помещение через неплотности наружных ограждений холодного воздуха; Q_o – теплоприток в здание через отопительную систему; $Q_{ТВ}$ – внутренние тепловыделения.

Тепловые потери здания в основном зависят от первого слагаемого Q_T . Поэтому для удобства расчета можно тепловые потери здания представить следующим образом:

$$Q = Q_T (1 + \mu), \quad (1.2)$$

где $\mu = Q_{и}/Q_T$ – коэффициент инфильтрации, представляющий собой отношение теплопотерь инфильтрацией к теплопотерям теплопередачей через наружные ограждения.

Источником внутренних тепловыделений $Q_{ТВ}$ в жилых зданиях являются обычно люди, приборы для приготовления пищи (газовые, электрические и другие плиты), осветительные приборы. Эти тепловыделения носят в значительной мере случайный характер и не поддаются никакому регулированию во времени. В случаях, если величина $Q_{ТВ}$ переменная и неопределенная, то ею пренебрегают.

Метод расчета по уравнениям теплопередачи. Теплопотери через наружные ограждения, Вт или ккал/ч, могут быть определены расчетным путем по формуле:

$$Q_T = \Sigma k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1.3)$$

где F – площадь поверхности отдельных наружных ограждений, м²;

k – коэффициент теплопередачи наружных ограждений, Вт/(м²·К) или ккал/(м²·ч·°С);

Δt – разность температур воздуха с внутренней и наружной сторон ограждающих конструкций, °С.

Для здания объемом по наружному измерению V , м³, периметром в плане P , м, площадью в плане A , м² и высотой L , м, теплопотери здания определяются по формуле, предложенной проф. Н. С. Ермолаевым:

$$Q_T = (t_b - t_n) \cdot V \cdot \left\{ \frac{P}{A} [k_c + \varphi (k_{ок} - k_c)] + \frac{1}{L} [\psi_1 k_{пт} + \psi_2 k_{пл}] \right\}, \quad (1.4)$$

где k_c , $k_{ок}$, $k_{пл}$, $k_{пт}$ – коэффициенты теплопередачи стен, окон, пола нижнего этажа, потолка верхнего этажа; φ – коэффициент остекления, т.е. отношение

площади окон к площади стен; ψ_1 и ψ_2 – поправочные коэффициенты на расчетный перепад температур для верхнего и нижнего горизонтальных ограждений здания; $t_{в}$ – усредненная температура воздуха внутри отапливаемых помещений, °С; $t_{н}$ – температура наружного воздуха, °С.

Для определения расчетного расхода теплоты на отопление в (1.4) принимают $t_{в} = t_{вр}$, где $t_{вр}$ – расчетная температура воздуха внутри отапливаемых помещений.

Значения $t_{вр}$, °С для зданий разного назначения приведены в таблицах 1.1 и 1.2 из СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» [4].

Коэффициенты ψ_1 и ψ_2 меньше единицы, так как в отопительный период температура воздуха на чердаке здания и температура грунта под полом нижнего этажа выше наружной температуры. В большинстве случаев поправочные коэффициенты ψ_1 и ψ_2 принимают значения: $\psi_1 = 0,75 \div 0,9$; $\psi_2 = 0,5 \div 0,7$.

При определении расхода теплоты на отопление исходят не из минимального значения наружной температуры, а из другого, более высокого, значения температуры наружного воздуха для расчета систем отопления $t_{но}$, равной средней температуре 8 наиболее холодных пятидневок, взятых из 8 разных наиболее холодных зим за 50-летний период наблюдений.

Таблица 1.1 – Удельные тепловые потери жилых и общественных зданий

Наименование зданий	Объем зданий, V, тыс. м ³	Удельные тепловые характеристики, Вт/(м ³ ·°С)		Расчетная усреднен. внутренняя температура, $t_{вр}$, °С
		для отопления, q_0	для вентиляции, q_v	
Жилые кирпичные здания	до 5	0.44	–	18 - 20
	до 10	0.38	–	
	до 15	0.34	–	
	до 20	0.32	–	
	до 30	0.32	–	
Жилые 5-этажные крупноблочные здания, жилые 9-этажные крупнопанельные здания	до 6	0.49	–	
	до 12	0.43	–	
	до 16	0.42	–	
	до 25	0.43	–	
	до 40	0.42	–	
Административные здания	до 5	0.50	0.10	18
	до 10	0.44	0.09	
	до 15	0.41	0.08	
	более 15	0.37	0.21	
Клубы, дома культуры	до 5	0.43	0.29	16
	до 10	0.38	0.27	
	более 10	0.35	0.23	
Кинотеатры	до 5	0.42	0.50	14
	до 10	0.37	0.45	
	более 10	0.35	0.44	
Универмаги, магазины промтоварные	до 5	0.44	0.50	15

Наименование зданий	Объем зданий, V, тыс. м ³	Удельные тепловые характеристики, Вт/(м ³ ·°C)		Расчетная усреднен. внутренняя температура, t _{вп} , °C
		для отопления, q ₀	для вентиляции, q _v	
	до 10	0.38	0.40	
	более 10	0.36	0.32	
Магазины продовольственные	до 1,5	0.60	0.70	12
	до 8	0.45	0.50	
Детские сады и ясли	до 5	0.44	0.13	20
	более 5	0.39	0.12	
Школы и высшие учебные заведения	до 5	0.45	0.10	16
	до 10	0.41	0.09	
	более 10	0.38	0.08	
Больницы и диспансеры	до 5	0.46	0.34	20
	до 10	0.42	0.32	
	до 15	0.37	0.30	
	более 15	0.35	0.29	
Бани, душевые павильоны	до 5	0.32	1.16	25
	до 10	0.36	1.10	
	более 10	0.27	1.04	
Прачечные	до 5	0.44	0.93	15
	до 10	0.38	0.90	
	более 10	0.36	0.87	
Предприятия общественного питания, столовые, фабрики-кухни	до 5	0.41	0.81	16
	до 10	0.38	0.75	
	более 10	0.35	0.70	
Комбинаты бытового обслуживания, дома быта	до 0.5	0.70	0.80	18
	до 7	0.50	0.55	

В качестве расчетной температуры наружного воздуха для проектирования систем отопления $t_{но}$ в заданном населенном пункте принимают температуру, соответствующую параметрам «Б» для холодного периода года. Значения $t_{но}$ представлены в таблице 1.3 (СП 131.13330.2018 «Строительная климатология» (СНиП 23-01-99*) [5]).

Таблица 1.2 – Допустимые нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в обслуживаемой или рабочей зоне жилых, общественных, административно-бытовых и производственных помещений в теплый период года

Назначение помещения	Категория работ	Температура, °C			Скорость движения воздуха, м/с, не более	Относительная влажность воздуха, %, не более
		в обслуживаемой или рабочей зоне	на постоянных рабочих местах	на непостоянных рабочих местах		
Жилое, общественное, административно-бытовое		Не более чем на 3 °C выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А)*	–	–	0,5	65**

Назначение помещения	Категория работ	Температура, °С			Скорость движения воздуха, м/с, не более	Относительная влажность воздуха, %, не более
		в обслуживаемой или рабочей зоне	на постоянных рабочих местах	на непостоянных рабочих местах		
Производственное	Легкая:	На 4 °С выше расчетной температуры наружного воздуха (параметры А) и не более указанных в гр. 4 и 5	–	–	–	–
	Ia Iб Средней тяжести: IIa IIб Тяжелая: III	–	28/31 28/31 27/30 27/30 26/29	30/32 30/32 29/31 29/31 28/30	0,2 0,3 0,4 0,5 0,6	75

* Но не более 28 °С для общественных и административно-бытовых помещений с постоянным пребыванием людей и не более 33 °С для указанных зданий, расположенных в районах с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) 25 °С и выше.

** Допускается принимать до 75% в районах с расчетной относительной влажностью воздуха более 75% (параметры А).

Примечания:

- Нормы установлены для людей, находящихся в помещении более 2 ч непрерывно.
- В таблице в графах 4 и 5 допустимые нормы внутреннего воздуха приведены в виде дроби: в числителе - для районов с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) ниже 25 °С, в знаменателе – 25 °С и выше.
- Для помещений, расположенных в районах с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) ниже 25 °С, - не более указанной в числителе граф 4 и 5, 25 °С и выше - не более указанной в знаменателе граф 4 и 5.
- Для районов с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) 18 °С и ниже вместо 4 °С, указанных в графе 3, допускается принимать 6 °С.
- Нормативная разность температур между температурой на рабочих местах и температурой наружного воздуха (параметры А) 4 или 6 °С может быть увеличена при обосновании расчетом в соответствии с 5.6.
- В районах с расчетной температурой наружного воздуха (параметры А) t , °С, на постоянных и непостоянных рабочих местах, превышающей:
 - 28 °С - на каждый градус разности температур $t - 28$ °С следует увеличивать скорость движения воздуха на 0,1 м/с, но не более чем на 0,3 м/с выше скорости, указанной в графе 6;
 - 24 °С - на каждый градус разности температур $t - 24$ °С допускается принимать относительную влажность воздуха на 5% ниже относительной влажности, указанной в графе 7.
- В климатических зонах с высокой относительной влажностью воздуха (вблизи морей, озер и др.), а также при применении адиабатной обработки приточного воздуха водой для обеспечения на рабочих местах температур, указанных в графах 4 и 5, допускается принимать относительную влажность воздуха на 10% выше относительной влажности, определенной в соответствии с примечанием 5.
- Если допустимые нормы невозможно обеспечить по производственным или экономическим условиям, то на постоянных рабочих местах следует предусмотреть воздушное душирование или кондиционирование

Метод расчета по удельным теплопотерям. Выражение, заключенное в (1.4) в фигурные скобки, представляет собой потерю теплоты теплопередачей через наружные ограждения при разности внутренней и наружной температур 1 °С, отнесенную к 1 м³ наружного объема здания, и называется удельной теплопотерей здания, q_0 (или отопительной характеристикой здания).

Расчетными теплотерями называются теплотери при расчетной наружной температуре $t_{\text{но}}$. Расчетные теплотери здания (расчетная тепловая нагрузка на отопление) с учетом инфильтрации определяется по формуле

$$Q_{\text{ор}} = q_0 \cdot V (1 + \mu) \cdot (t_{\text{вр}} - t_{\text{но}}). \quad (1.5)$$

Значения удельных теплотерей жилых, общественных и промышленных зданий различного объема и назначения приведены в таблице 1.1. Ими можно пользоваться при ориентировочном расчете нагрузки жилых, общественных и промышленных зданий в климатических районах с $t_{\text{но}} = -30$ °С. При других значениях $t_{\text{но}}$ к величинам, взятым из СНИП [5], следует ввести поправочный коэффициент β (таблица 1.4).

Таблица 1.3 – Климатологические данные по некоторым городам РФ

Город	Отопительный период				
	Продолжительность n , сут	Температура воздуха, °С			
		расчетная для проектирования		средняя отопительного периода	средняя самого холодного месяца
		отопления	вентиляции		
$t_{\text{но}}$	$t_{\text{нв}}$				
<i>Европейская часть</i>					
Архангельск	253	-31	-18	-4,4	- 12,9
Астрахань	167	-23	-12	-1,2	-6,7
Барнаул	221	-39	-23	-7,7	-17,5
Брянск	205	-26	-14	-2,3	-9,1
Владивосток	196	-24	-18	-3,9	-13,1
Воронеж	196	-26	-15	-3,1	-9,8
Волгоград	178	-25	-14	-2,2	-9,1
Енисейск	245	-46	-27	-9,6	-22
Екатеринбург	230	-35	-20	-6,0	- 15,5
Иваново	219	-30	-17	-3,9	-11,9
Иркутск	240	-36	-26	-8,5	-20,6
Казань	215	-32	-18	-5,2	- 13,5
Киров	231	-31	-19	-5,8	-14,2
Красноярск	234	-40	-22	-7,1	-18,2
Курск	198	-26	-14	-2,4	-9,3
Магнитогорск	218	-34	-22	-7,9	-16,9
Махачкала	148	-14	-5	+ 2,7	-0,5
Москва	214	-28	-15	-3,1	-10,2
Мичуринск	202	-26	-15	-4,3	- 10,8
Мурманск	275	-27	-16	-3,2	-10,5
Нижний Новгород	215	-31	-17	-4,1	-11,8
Нижний Тагил	238	-34	-21	-6,6	-16,1
Новороссийск	134	-13	-2	+ 4,4	+ 2,6
Новосибирск	230	-39	-24	-8,7	-18,8
Омск	221	-37	-24	-8,4	-19,0
Оренбург	202	-31	-20	-6,3	-14,8
Орск (Оренбургская обл.)	204	-29	-21	-7,9	-16,4
Пенза	207	-29	-17	-4,5	-12,2
Пермь	229	-35	-20	-5,9	-15,3
Петрозаводск	240	-29	-16	-3,1	-11,1
Ростов-на-Дону	171	-22	-11	-0,6	-5,7
Рязань	208	-27	-16	-3,5	-11,0

Город	Отопительный период				
	Продолжительность <i>n</i> , сут	Температура воздуха, °C			
		расчетная для проектирования		средняя отопительного периода	средняя самого холодного месяца
		отопления	вентиляции		
$t_{но}$	$t_{нв}$				
Самара	203	-30	-18	-5,2	-13,5
Санкт-Петербург	219	-26	-11	-2,2	-7,9
Свирица (Ленингр.обл.)	228	-29	-15	-2,9	-9,8
Тихвин (Ленингр.обл.)	227	-29	-15	-2,8	-10,5
Саратов	198	-25	-16	-5,0	-11,0
Смоленск	215	-26	-14	-2,4	-9,4
Томск	236	-40	-24	-8,4	-19,1
Тула	207	-27	-15	-3,0	-19,9
Тюмень	225	-38	-22	-7,2	-17,4
Уфа	213	-35	-20	-5,9	-14,9
Челябинск	218	-34	-21	-6,5	-15,8
Хабаровск	211	-31	-27	-9,3	-22,3

Таблица 1.4 – Значения поправочного коэффициента к значениям удельных теплопотерь

$t_{но}, °C$	- 10	- 20	- 30	- 40	- 50
β	1,3	1,1	1,0	0,9	0,85

Удельную отопительную характеристику здания q_0 , ккал/(м³·ч·°C) (кДж/(м³·ч·°C)), при отсутствии этого значения в таблице 1.1, можно определить по формуле:

$$q_0 = \frac{a}{n\sqrt{V}}, \quad (1.6)$$

где $a = 1,66$ ккал/м^{2,83}ч°С = 1,85 кДж/м^{2,83}ч°С; $n = 6$ – для зданий строительства до 1985 г.;

$a = 1,3$ ккал/м^{2,875}ч°С = 1,52 кДж/м^{2,875}ч°С; $n = 8$ – для зданий строительства после 1985 г.

Для жилых и общественных зданий при правильной эксплуатации максимальный коэффициент инфильтрации в большинстве случаев составляет 3–6 %, что лежит в пределах погрешности расчета теплопотерь. Поэтому для упрощения инфильтрацию не вводят в расчет, т.е. принимают $\mu = 0$. Для учета инфильтрации значение удельных теплопотерь принимают с небольшим запасом [4, 5].

Метод расчета по укрупненным показателям. При определении тепловой нагрузки вновь застраиваемых районов и отсутствии данных о типе и размерах намечаемых к сооружению общественных зданий можно определить расчетный расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий по формуле:

$$Q_{ор} = q_0^{укр} \cdot A (1 + K_1), \quad (1.7)$$

где $q_0^{укр}$ – укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление 1 м² общей площади жилых зданий (значения $q_0^{укр}$ приведены в таблице 1.5), Вт/м² [Дж/(с·м²)]; A – общая площадь жилых зданий, м²; K_1 – коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление общественных зданий. При отсутствии данных рекомендуется принимать $K_1 = 0,25$ [6].

Для экономного использования топлива важное значение имеет выбор начала и конца отопительного сезона. Начало и конец отопительного сезона для жилых и общественных зданий обычно регламентируются местными органами власти.

Таблица 1.5 – Укрупненные показатели максимального теплового потока на отопление жилых зданий на 1 м² общей площади q_0 , Вт

Этаж жилой застройки	Характеристика зданий	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления $t_{но}$, °С										
		-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45	-50	-55
Для постройки до 1985 г.												
1 – 2	Без учета внедрения энергосберегающих мероприятий	148	154	160	205	213	230	234	237	242	255	271
3 – 4		95	102	109	117	126	134	144	150	160	169	179
5 и более		65	70	77	79	86	88	98	102	109	115	122
1 – 2	С учетом внедрения энергосберегающих мероприятий	147	153	160	194	201	218	222	225	230	242	257
3 – 4		90	97	103	111	119	128	137	140	152	160	171
5 и более		65	69	73	75	82	88	92	96	103	109	116
Для постройки после 1985 г.												
1 – 2	По новым типовым проектам	145	152	159	166	173	177	180	187	194	200	208
3 – 4		74	80	86	91	97	101	103	109	116	123	130
5 и более		65	67	70	73	81	87	87	95	100	102	108

Действующими в нашей стране строительными нормами и правилами продолжительность отопительного периода определяется по числу дней с устойчивой среднесуточной температурой +8 °С и ниже. Эту наружную температуру обычно считают началом и концом отопительного периода $t_{нк} = +8$ °С. Однако эксплуатационные наблюдения показывают, что нельзя оставлять жилые и общественные здания без отопления в течение продолжительного времени при наружной температуре t_n ниже +10 ÷ +12 °С, так как это приводит к заметному снижению внутренней температуры в помещении и неблагоприятно отражается на самочувствии населения.

Переход от директивной экономики к рыночной в принципе снимает какие-либо ограничения в назначении продолжительности отопительного периода. Эту продолжительность (начало и конец) определяет потребитель тепловой энергии. В то же время для энергоснабжающей организации важно знать продолжительность периода, в течение которого будет иметь место спрос на теплоту. Такой спрос на теплоту должен определяться, как правило, на основании многолетних статистических данных с учетом прогноза роста (снижения) присоединенных к тепловым сетям тепловых нагрузок.

Вентиляция. Назначением вентиляции является поддержание в здании нормального состояния воздушной среды путем нагнетания в него чистого

атмосферного воздуха и удаления из помещений вредных выделений производства, избыточных тепловыделений и влаги.

Расход теплоты на вентиляцию предприятий, а также общественных зданий и культурных учреждений составляет значительную долю суммарного теплоснабжения объекта. В производственных предприятиях расход теплоты на вентиляцию часто превышает расход на отопление.

Метод расчета расхода теплоты на вентиляцию по кратности воздухообмена и по удельным вентиляционным характеристикам. Ориентировочный расход теплоты на вентиляцию, Вт или ккал/ч, можно определить по формуле:

$$Q_{\text{в}} = m \cdot V_{\text{в}} \cdot C_{\text{в}} (t_{\text{вп}} - t_{\text{нв}}), \quad (1.8)$$

где m – кратность обмена воздуха, 1/с или 1/ч; $V_{\text{в}}$ – вентилируемый объем здания, м³; $C_{\text{в}}$ – объемная теплоемкость воздуха, $C_{\text{в}} = 1,26 \text{ кДж}/(\text{м}^3 \text{ К}) = 0,3 \text{ ккал}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})$; $t_{\text{вп}}$ – температура нагретого воздуха, подаваемого в помещение, °С; $t_{\text{нв}}$ – расчетная температура наружного воздуха для вентиляции, °С.

Для удобства расчета формулу (1.8) приводят к виду

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} \cdot V (t_{\text{вп}} - t_{\text{нв}}), \quad (1.9)$$

где $q_{\text{в}}$ – удельный расход теплоты на вентиляцию, т.е. расход теплоты на 1 м³ вентилируемого здания по наружному обмеру при разности между расчетной температурой воздуха внутри вентилируемого помещения и температурой наружного воздуха в 1°С (значения $q_{\text{в}}$ приведены в таблице 1.1); V – наружный объем вентилируемого здания; $t_{\text{вп}}$ – усредненная внутренняя температура, °С.

Из сравнения (1.8) и (1.9) следует, что при равенстве температур нагретого воздуха, подаваемого в помещение, и температурой воздуха внутри помещения $t_{\text{вп}} = t_{\text{вп}}$:

$$q_{\text{в}} = m \cdot C_{\text{в}} \cdot \frac{V_{\text{в}}}{V}. \quad (1.10)$$

В таблице 1.6 [6, 7] приведены значения удельных расходов теплоты на вентиляцию промышленных, а также служебных и общественных зданий, на основе которых могут быть определены расчетные расходы теплоты на вентиляцию по удельным вентиляционным характеристикам.

Для снижения расчетного расхода теплоты на вентиляцию минимальная наружная температура, по которой рассчитываются вентиляционные установки, $t_{\text{нв}}$, принимается, как правило, выше расчетной температуры для отопления $t_{\text{но}}$. По действующим нормам расчетная температура наружного воздуха для проектирования вентиляции определяется как средняя температура наиболее холодного периода, составляющего 15 % продолжительности всего отопительного периода. Исключением являются только промышленные цехи с большим выделением вредностей, для которых $t_{\text{нв}}$, принимается равной $t_{\text{но}}$.

Таблица 1.6 – Удельные теплотери q_0 и удельные расходы теплоты на вентиляцию q_v промышленных, служебных и общественных зданий (для ориентировочных расчетов)

А. Промышленные здания			
Назначение зданий	Строительный объем зданий, тыс.м ³	Удельная характеристика, Дж/(с·м ³ ·°С)	
		для отопления q_0	для вентиляции q_v
Чугунолитейные цехи	10 – 50	0,35 – 0,29	1,28 – 1,17
	50 – 100	0,29 – 0,25	1,17 – 1,05
	100 - 150	0,25 – 0,21	1,05 – 0,95
Сталелитейные цехи	10 – 50	0,35 – 0,29	1,12 – 0,97
	50 – 100	0,29 – 0,25	0,97 – 0,85
	100 - 150	0,25 – 0,21	0,86 – 0,80
Меднолитейные цехи	5 – 10	0,47 – 0,42	2,80 – 2,36
	10 – 20	0,42 – 0,29	2,36 – 1,86
	20 - 30	0,29 – 0,24	1,86 – 1,38
Термические цехи	До 10	0,47 – 0,35	1,52 – 1,40
	10 – 30	0,35 – 0,29	1,40 – 1,17
	30 – 75	0,29 – 0,24	1,17 – 0,70
Кузнечные цехи	До 10	0,47 – 0,35	0,80 – 0,70
	10 – 50	0,35 – 0,29	0,70 – 0,58
	50 – 100	0,29 – 0,18	0,58 – 0,35
Механосборочные и механические цехи, слесарные мастерские	5 – 10	0,65 – 0,53	0,47 – 0,29
	10 – 50	0,53 – 0,47	0,29 – 0,17
	50 – 100	0,47 – 0,44	0,17 – 0,14
	100 - 200	0,44 – 0,42	0,14 – 0,10
Деревообделочные цехи	До 5	0,69 – 0,64	0,69 – 0,58
	5 – 10	0,64 – 0,53	0,58 – 0,53
	10 – 50	0,53 – 0,47	0,53 – 0,47
Цехи металлических покрытий	50 – 100	0,45 – 0,42	0,61 – 0,53
	100 - 150	0,42 – 0,35	0,53 – 0,42
Цехи покрытий металлами	До 2	0,75 – 0,69	5,85 – 4,70
	2 – 5	0,69 – 0,64	4,70 – 3,45
	5 – 10	0,64 – 0,53	3,45 – 2,36
Ремонтные цехи	5 – 10	0,69 – 0,58	0,23 – 0,18
	10 - 20	0,58 – 0,53	0,18 – 0,12
Локомотивные депо	До 5	0,81 – 0,75	0,47 – 0,35
	5 - 10	0,75 – 0,69	0,35 – 0,29
Склады химикатов, красок и т.п.	До 1	1,0 – 0,86	-
	1 – 2	0,86 – 0,75	-
	2 – 5	0,75 – 0,67	0,7 – 0,53
Склады моделей и главные магазины	1 – 2	0,95 – 0,80	-
	2 – 5	0,80 – 0,70	-
	5 – 10	0,70 – 0,53	-
Бытовые и административные вспомогательные помещения	0,5 – 1	0,70 – 0,53	-
	1 – 2	0,53 – 0,47	-
	2 – 5	0,47 – 0,39	0,17 – 0,14
	5 – 10	0,39 – 0,35	0,14 – 0,13
	10 – 20	0,35 – 0,29	0,13 – 0,11
Проходные	До 0,5	1,53 – 1,40	-
	0,5 – 2,0	1,40 – 0,80	-
	2 – 5	0,80 – 0,58	0,18 – 0,12
Казармы и помещения ВОХР	5 – 10	0,44 – 0,39	-
	10 - 15	0,39 – 0,36	-
Б. Удельные расходы теплоты на вентиляцию служебных и общественных зданий, Дж/(с·м ³ ·°С)			
Назначение зданий	q_v	Назначение зданий	q_v
Административные здания, здания научно-исследовательских и проектных институтов	0,21	Больницы	0,35
Клубы	0,24	Бани, лаборатории	1,20

Назначение зданий	q_v	Назначение зданий	q_v
Театры и кинотеатры	0,48	Прачечные	0,94
Магазины, учебные заведения, пожарные депо	0,12	Предприятия общественного питания, гаражи	0,84
Поликлиники, диспансеры, амбулатории	0,29	Детские ясли-сады	0,12
Школы образовательные	0,10	–	–
Примечание: при отсутствии перечня общественных зданий можно принимать для ориентировочного расчета $q_v = 0,235 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot \text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$ для суммарного объема всех общественных зданий			

Значения расчетных температур наружного воздуха $t_{\text{нв}}$ принимаются согласно СНиП 41-01-2003 «Отопление, вентиляция и кондиционирование» [4]. Согласно п. 5.10 в качестве расчетной температуры наружного воздуха для проектирования систем вентиляции общественных, административно-бытовых и производственных помещений $t_{\text{нв}}$ в заданном населенном пункте принимают температуру, соответствующую параметрам «А» для теплого и параметрам «Б» для холодного периодов года. Согласно п. 5.11 параметры наружного воздуха для зданий сельскохозяйственного назначения, если они не установлены специальными строительными или технологическими нормами, следует принимать:

- параметры А - для систем вентиляции и кондиционирования для теплого и холодного периодов года;
- параметры Б - для систем отопления для холодного периода года.

Значения наружного воздуха за отопительный период $t_{\text{нв}}$ в некоторых городах РФ представлены в СП 131.13330.2018 «Строительная климатология» (СНиП 23-01-99*) в таблице 1.1 [5].

Расчетный расход теплоты на вентиляцию

$$Q_{\text{вр}} = q_v \cdot V (t_{\text{вр}} - t_{\text{нв}}), \quad (1.11)$$

где $t_{\text{вр}}$ – усредненная расчетная внутренняя температура, $^\circ\text{C}$.

Когда температура наружного воздуха становится ниже $t_{\text{нв}}$, расход теплоты на вентиляцию не должен выходить за пределы расчетного расхода. Это достигается сокращением кратности обмена. Минимальная кратность обмена m_{min} при наружной температуре $t_{\text{но}}$ определяется по формуле

$$m_{\text{min}} = \frac{m(t_{\text{вр}} - t_{\text{нв}})}{t_{\text{вр}} - t_{\text{но}}}, \quad (1.12)$$

где m – расчетная кратность обмена воздуха.

Для регулирования кратности обмена воздуха в диапазоне температур $t_{\text{нв}} > t_{\text{н}} > t_{\text{но}}$ вентиляционные установки должны быть оснащены авторегулирующими приборами. Ручное регулирование сложно, несовершенно и приводит к перерасходу теплоты.

Метод расчета по укрупненным показателям. При отсутствии более точных данных СНиП 41-02-2003 «Тепловые сети» [8] рекомендует определять расчетный расход теплоты на вентиляцию общественных зданий по формуле

$$Q_{\text{вр}} = q_0^{\text{укр}} \cdot A \cdot K_1 \cdot K_2, \text{ Вт}, \quad (1.13)$$

где K_2 – коэффициент, учитывающий расход теплоты на вентиляцию общественных зданий; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать для общественных зданий, построенных до 1985 г. $K_2 = 0,4$; после 1985 г. $K_2 = 0,6$. Значения $q_0^{\text{укр}}$, A , K_1 определяются по формуле (2.7).

Местная вентиляция. Задачей местной вентиляции является создание на ограниченных участках помещения заданных условий. Местная вентиляция подразделяется на приточную и вытяжную. Наибольшее распространение в качестве местной вентиляции получили воздушная завеса, устанавливаемая у ворот или дверей промышленных цехов и общественных зданий (метро, универмаги, учебные заведения) с большим транспортным и людским потоком.

Горячее водоснабжение. В связи с интенсивным жилищным строительством значительно выросла нагрузка горячего водоснабжения городов. Эта нагрузка во многих районах становится соразмерной отопительной нагрузке. Годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение жилых районов часто достигает 35–40 % суммарного годового расхода теплоты района.

Метод расчета теплоты на горячее водоснабжение по удельным нормам. Горячее водоснабжение имеет весьма неравномерный характер как в течение суток, так и в течение недели. Наибольшая нагрузка горячего водоснабжения в жилых районах имеет место, как правило, в предвыходные дни (при 5-дневной рабочей неделе в первый выходной день – субботу). Средненедельный, или средний, расход теплоты (средненедельная тепловая нагрузка) горячего водоснабжения отдельных жилых, общественных и промышленных зданий или группы однотипных зданий определяется по формуле:

$$Q_{\text{г}}^{\text{срн}} = \frac{1,2m(a^{\text{ср}} + b)(55 - t_x)c_p^{\text{ср}}}{n_c}, \text{ Вт}, \quad (1.14)$$

где $a^{\text{ср}}$ – норма расхода горячей воды с температурой $t_{\text{г}} = 55$ °С, кг (л) на 1 потребителя в средние сутки (на 1 жителя, 1 посетителя, 1 кг сухого белья и др.); значения $a^{\text{ср}}$ принимаются согласно СНиП 2.04.01-85* «Внутренний водопровод и канализация зданий» прил. 3 [9]; b – расход горячей воды с температурой $t_{\text{г}} = 55$ °С, кг (л) для общественных зданий, отнесенный к одному жителю района; при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать $b = 25$ кг (л) на 1 чел. в сутки; m – количество потребителей; $c_p^{\text{ср}}$ – массовая теплоемкость воды, $c_p^{\text{ср}} = 4190$ Дж/(кг·К); t_x – температура холодной воды, °С; при отсутствии данных о температуре холодной водопроводной воды ее принимают в отопительный период 5 °С, а в летний период 15 °С; $n_c = 24 \cdot 3600 = 86400$ – расчетная круглосуточная длительность

подачи теплоты на горячее водоснабжение, с; коэффициент 1,2 учитывает остывание горячей воды в абонентских системах горячего водоснабжения.

Нормы расхода горячей воды приведены в таблице 1.7 (СНиП 02.04.01-85* «Внутренний водопровод и канализация зданий» [9]).

При определении средненедельного расхода теплоты на горячее водоснабжение только жилых зданий без учета расхода горячей воды в общественных зданиях в формуле (1.14) принимают $b = 0$.

Температура горячей воды в местах водоразбора должна поддерживаться в следующих пределах:

- в открытых системах теплоснабжения и в системах местного горячего водоснабжения не ниже 55 и не выше 80 °С;
- в закрытых системах теплоснабжения не ниже 50 и не выше 75 °С.

Средний расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение за сутки наибольшего водопотребления вычисляется по следующей формуле:

$$Q_{\Gamma}^{\text{cp сут}} = \chi_{\text{H}} \cdot Q_{\Gamma}^{\text{cp н}} = \chi_{\text{H}} \cdot \frac{1,2 m (a^{\text{cp c}} + b) (55 - t_{\text{x}}) C_{\text{p}}^{\text{cp}}}{24 \cdot 3,6}, \text{ Вт}, \quad (1.15)$$

где χ_{H} – коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты; $a^{\text{cp c}}$ – норма расхода горячей воды с температурой $t_{\text{r}} = 55$ °С, кг (л) на 1 потребителя в сутки наибольшего водопотребления; значения $a^{\text{cp c}}$, принимаются согласно СНиП 2.04.01-85* «Внутренний водопровод и канализация зданий» прил. 3 [9] по таблице 1.7.

При отсутствии опытных данных рекомендуется принимать для жилых и общественных зданий $\chi_{\text{H}} = 1,2$; для промышленных зданий и предприятий $\chi_{\text{H}} = 1$.

Таблица 1.7 – Нормы расхода воды потребителями

Водопотребители	Измеритель	Норма расхода воды, л			Расход воды прибором, л/с (л/ч)
		в средние сутки, л/сут	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут	в час наибольшего водопотребления, л/ч	
1. Жилые дома квартирного типа:					
- с ваннами длиной от 1500 до 1700 мм, оборудованными душами;	1 житель	105	120	10	0,2(200)
- высотой св. 12 этажей и повышенными требованиями к их благоустройству	то же	115	130	10,9	0,2(200)
2. Общежития:					
- с общими душевыми;	то же	50	60	6,3	0,14(60)
- с душами при всех жилых комнатах;	« »	60	70	8,2	0,14(60)
- с общими кухнями и блоками душевых на этажах при жилых комнатах	« »	80	90	7,5	0,14(60)
3. Гостиницы, пансионаты и мотели с общими ваннами и душами	то же	70	70	8,2	0,2(200)

Продолжение таблицы 1.7

Водопотребители	Измеритель	Норма расхода воды, л			Расход воды прибором, л/с (л/ч)
		в средние сутки, л/сут	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут	в час наибольшего водопотребления, л/ч	
4. Гостиницы и пансионаты с душами во всех отдельных номерах	то же	140	140	12	0,14(80)
5. Гостиницы с ваннами в отдельных номерах, % от общего числа номеров:					
до 25	то же	100	100	10,4	0,2(180)
до 75	« »	150	150	15	0,2(190)
до 100	« »	180	180	16	0,2(200)
6. Больницы:					
-с общими ваннами и душевыми;	1 койка	75	75	5,4	0,14(60)
-с сан. узлами, приближенными к палатам;	то же	90	90	7,7	0,2(200)
- инфекционные	« »	110	110	9,5	0,14(120)
7. Санатории и дома отдыха:					
-с ваннами при всех жилых комнатах;	то же	120	120	4,9	0,2(200)
-с душами при всех жилых комнатах	« »	75	75	8,2	0,14(60)
8. Поликлиники и амбулатории	1 больной в смену	5,2	6	1,2	0,14(60)
9. Детские ясли и сады:					
- с дневным пребыванием детей:					
а) со столовыми, работающими на полуфабрикатах;	1 ребенок	11,5	16	4,5	0,1(60)
б) со столовыми, работающими на сырье, и прачечными, оборудованными автоматическими машинами;	1 ребенок	25	35	8	0,14(60)
- с круглосуточным пребыванием детей:					
а) со столовыми, работающими на полуфабрикатах;	то же	21,4	30	4,5	0,1(60)
б) со столовыми, работающими на сырье, и прачечными, оборудованными автоматическими машинами	« »	28,5	40	8	0,14(60)
10. Прачечные:					
-механизированные;	1 кг сух. белья	25	25	25	по тех. дан. 0,2(200)
-немеханизированные		15	15	15	
11. Административные здания	1 работающий	5	7	2	0,1(60)
12. Учебные заведения	1 уч-ся и 1 преп-ль	6	8	1,2	0,1(60)
13. Общеобразовательные школы	то же	3	3,5	1	0,1(60)
14. Профтехучилища	то же	8	9	1,4	0,1(60)
15. Научно - исследовательские институты и лаборатории:					
-химического профиля;	1 работающий	60	80	8	0,2(200)
-биологического профиля;		55	75	8,2	0,2(200)
-физического профиля;		15	20	1,7	0,2(200)
-естественных наук		5	7	1,7	0,1(60)

Водопотребители	Измеритель	Норма расхода воды, л			Расход воды прибором, л/с (л/ч)
		в средние сутки, л/сут	в сутки наибольшего водопотребления, л/сут	в час наибольшего водопотребления, л/ч	
16. Аптеки	то же	5	7	2	0,1(40)
17. Предприятия общественного питания:	1				
-для приготовления пищи; -выпускающие полуфабрикаты:	условное блюдо	12,7	12,7	12,7	0,2(200)
а) мясные;	1 т	-	3100	-	0,2(200)
б) рыбные		-	700	-	0,2(200)
18. Магазины:					
- продовольственные;	1 работающий в смену	65	65	9,6	0,2(200)
- промтоварные		5	7	2	0,1(60)
19. Парикмахерские	1 рабочее место в смену	33	35	4,7	0,1(40)
20. Кинотеатры	1 место	1,5	1,5	0,2	0,1(50)
21. Клубы	то же	2,6	3	0,4	0,1(50)
22. Театры:					
- для зрителей;	1 место	5	5	0,3	0,1(40)
- для артистов	1 артист	25	25	2,2	0,1(50)

Нагрузка горячего водоснабжения жилых домов имеет, как правило, в рабочие дни «пики» в утренние и вечерние часы и провалы в дневные и поздние ночные часы. В домах с ваннами пиковая нагрузка горячего водоснабжения превышает среднесуточную в 2 – 3 раза. В выходные дни суточный график горячего водоснабжения имеет более равномерное заполнение.

Для иллюстрации на рисунке 1.1 приведен суточный график расхода горячей воды жилого дома.

Суточный график горячего водоснабжения района (рис. 1.2) имеет более равномерный характер благодаря взаимному сглаживанию неравномерностей графиков отдельных зданий.

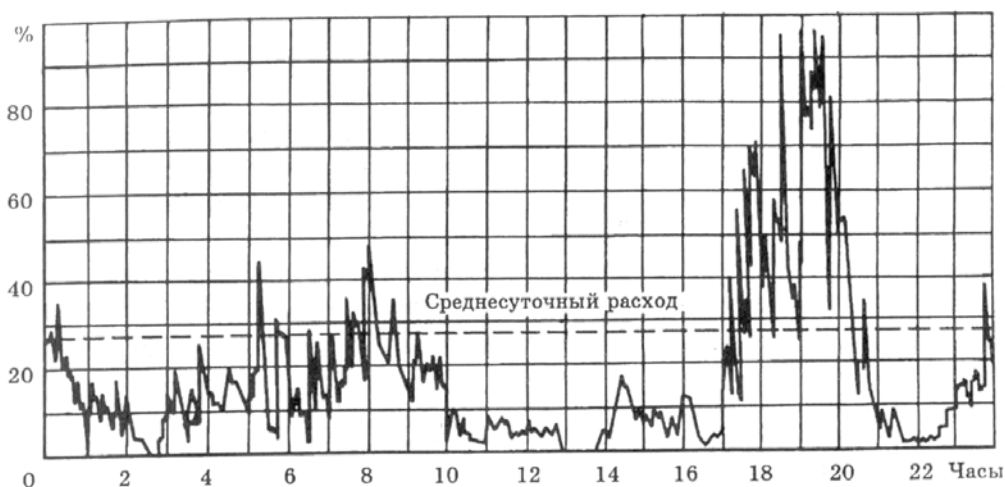


Рис. 1.1. Суточный график расхода горячей воды в жилом доме

Максимально-часовой расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение равен среднечасовому расходу теплоты за сутки наибольшего водопотребления, умноженному на коэффициент суточной неравномерности:

$$Q_{\Gamma}^{\max} = \chi_{\text{н}} \cdot \chi_{\text{с}} \cdot Q_{\Gamma}^{\text{срн}} = \chi_{\text{н}} \cdot \chi_{\text{с}} \cdot \frac{1,2 \cdot m (a^{\max} + b) (55 - t_x) c_p^{\text{ср}}}{24 \cdot 3,6}, \text{ Вт}, \quad (1.16)$$

где $\chi_{\text{с}}$ – коэффициент неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления; a^{\max} – норма расхода горячей воды с температурой $t_{\text{г}} = 55^{\circ}\text{C}$, кг (л) на 1 потребителя в час наибольшего водопотребления; значения a^{\max} принимаются согласно СНиП 2.04.01-85* «Внутренний водопровод и канализация зданий» (прил. 3 [9] по таблице 1.7).



Рис. 1.2. Суточный график горячего водоснабжения жилого района

При ориентировочных расчетах можно принимать для городов и населенных пунктов $\chi_{\text{с}} = 1,7 - 2,0$; для промышленных предприятий $\chi_{\text{с}} = 1$.

Таблица 1.8 – Укрупненные показатели среднего теплового потока на горячее водоснабжение

Средняя за отопительный период норма расхода воды при температуре 55 °С на горячее водоснабжение в сутки на 1 чел., проживающего в здании с горячим водоснабжением, л	На одного человека, Вт, проживающего в здании		
	с горячим водоснабжением	с горячим водоснабжением с учетом потребления в общественных зданиях	без горячего водоснабжения с учетом потребления в общественных зданиях
85	247	320	73
90	259	332	73
105	305	376	73
115	334	407	73

Метод расчета теплоты на горячее водоснабжение по укрупненным показателям. Для ориентировочных оценок теплопотребления средний и максимальный тепловой поток на ГВС жилых и общественных зданий определяют по формулам, Вт:

$$Q_{\Gamma}^{\text{cp}} = q_{\Gamma}^{\text{укр}} \cdot m; \quad (1.17)$$

$$Q_{\Gamma}^{\text{max}} = 2,4 \cdot Q_{\Gamma}^{\text{cp}}, \quad (1.18)$$

где $q_{\Gamma}^{\text{укр}}$ – укрупненный показатель среднего теплового потока на ГВС на 1 человека, принимаемый по таблице 1.8.

Расход теплоты на ГВС в летнее время определяется по формуле

$$Q_{\Gamma}^{\text{сп.л}} = \beta_{\Gamma} \cdot Q_{\Gamma}^{\text{спз}} \frac{(55 - t_{\text{хл}})}{(55 - t_{\text{хз}})}, \text{ Вт}, \quad (1.19)$$

где β_{Γ} – коэффициент, учитывающий изменение среднечасового расхода воды на ГВС; принимается для жилищно-коммунального сектора $\beta_{\Gamma} = 0,8$ (для курортных и южных городов $\beta_{\Gamma} = 1,5$), для предприятий $\beta_{\Gamma} = 1,0$.

Для покрытия «пиков» неравномерности горячего водопотребления в системе теплоснабжения предусматривается установка баков-аккумуляторов горячей воды. Заполнение или зарядка баков осуществляется в часы малого или полного отсутствия водоразбора, а опорожнение или разрядка – в часы пик.

1.2. Суммарная тепловая мощность автономного источника энергоснабжения

Расчетным значением рабочей тепловой мощности автономного источника энергоснабжения называют сумму *часовой тепловой мощности* для покрытия нагрузок на отопление, вентиляцию, ГВС и технологические нужды с учетом тепловых потерь при транспортировке теплоносителя и мощности собственных нужд:

$$Q_{\text{р ист}} = Q_{\text{ор}} + Q_{\text{вр}} + Q_{\text{гр}} + Q_{\text{т}} + \Delta Q + Q_{\text{сн}}, \quad (1.20)$$

где ΔQ – теплопотери при транспортировке теплоносителя;

$Q_{\text{сн}}$ – теплопотребление на собственные нужды.

Тепловой мощностью источника теплоснабжения является сумма [10]:

$$Q_{\text{ист}} = Q_{\text{ор}} + Q_{\text{вр}} + Q_{\text{гр}} + Q_{\text{т}}. \quad (1.21)$$

В зависимости от типа системы теплоснабжения открытая или закрытая расчетные значения рабочей тепловой мощности будут различаться расчетными нагрузками ГВС. Так, для закрытой системы

$$Q_{\text{р ист}} = Q_{\text{ор}} + Q_{\text{вр}} + Q_{\Gamma}^{\text{max}} + Q_{\text{т}} + \Delta Q + Q_{\text{сн}}, \quad (1.22)$$

где Q_{Γ}^{max} – максимальная часовая мощность на ГВС.

Для открытой системы

$$Q_{\text{р ист}} = Q_{\text{ор}} + Q_{\text{вр}} + Q_{\Gamma}^{\text{cp}} + Q_{\text{т}} + \Delta Q + Q_{\text{сн}}, \quad (1.23)$$

где Q_{Γ}^{cp} – среднечасовая за отопительный период тепловая мощность на ГВС.

В зависимости от типа источника теплоснабжения и вида топлива, сжигаемого в топках котлов, а также типа системы теплоснабжения, изменяется тепловая мощность, потребляемая источником теплоснабжения на собственные нужды. Она расходуется для химводоочистки, деаэрации воды, обдувки экономайзеров (для паровых котлоагрегатов), на подогрев мазута и др.

Ниже приведены формулы для ориентировочного (укрупненного) определения рабочей тепловой мощности источников теплоснабжения различных типов [10]:

- для источников теплоснабжения отопительного типа с водогрейными котлами:

$$Q_{\text{ист}}^p = A \cdot (Q_{\text{ор}} + Q_{\text{вр}}) + B \cdot Q_{\text{гр}}; \quad (1.24)$$

величина $Q_{\text{гр}}$ берется в зависимости от типа системы теплоснабжения (открытая или закрытая);

- для источников теплоснабжения производственно-отопительного типа с паровыми котлами низкого давления ($p = 1,4$ МПа) и отпуском теплоты по закрытой схеме при нагрузке на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение менее 20 % от тепловой мощности источника теплоснабжения, выработка пара составит, кг/с:

$$D_{\text{ист}} = A \cdot D_{\text{п}} - B \cdot t_{\text{к}} \cdot G_{\text{к}} = D_{\text{п}} \cdot (A - B \cdot t_{\text{к}} \cdot \mu); \quad (1.25)$$

- для источников теплоснабжения производственно-отопительного типа при нагрузке на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение более 20 %, выработка пара составит, кг/с:

$$Q_{\text{ист}}^p = A \cdot (Q_{\text{ор}} + Q_{\text{вр}}) + B \cdot Q_{\text{гр}} + D_{\text{п}} \cdot (B - 0,00134 \cdot t_{\text{к}} \cdot \mu), \quad (1.26)$$

где $D_{\text{п}}$ – расход пара на технологические нужды, кг/с; $G_{\text{к}}$ – возврат конденсата от потребителя, кг/с; μ – доля возврата конденсата (задается); $t_{\text{к}}$ – температура возвращаемого конденсата, °С.

Коэффициенты A , B и B в формулах (1.24) – (1.26), приведенные в таблице 1.9, учитывают затраты мощности на собственные нужды и потери в источниках теплоснабжения.

Таблица 1.9 – Значения коэффициентов A , B , B для определения рабочей тепловой мощности

Тип теплогенерирующей установки	Система теплоснабжения	Тип котла	Топливо	A	B	B
Отопительная	Закрытая	Водогрейный	Мазут, тв. топливо, газ	1,0526 1,018	1,0526 1,018	-
	Открытая ($Q_{\text{гр}} = 0,2 \cdot Q_{\text{к}}^B$)	Водогрейный	Мазут, тв. топливо, газ	1,519 1,0172	1,182 1,182	-
Производственно-отопительная	Закрытая ($Q_{\text{гр}} \leq 0,2 \cdot Q_{\text{к}}$)	Паровой	Мазут, тв. топливо, газ	1,273 1,217	0,00168 0,00168	-
	Закрытая ($Q_{\text{гр}} > 0,2 \cdot Q_{\text{к}}$)	Паровой	Мазут, тв. топливо, газ	0,4375 0,4231	0,4375 0,4231	1,0184 0,9736
	Открытая ($Q_{\text{гр}} > 0,2 \cdot Q_{\text{к}}$)	Паровой	Мазут, тв. топливо, газ	0,4372 0,4227	0,4912 0,4912	1,0184 0,9736

По значению расчетной тепловой мощности выбирают мощность теплогенерирующего оборудования и диаметры трубопроводов. В зависимости от

изменения тепловой потребности в течение суток, месяца, сезона и года разрабатывают соответствующие режимы отпуска тепловой энергии – эксплуатационные режимы работы теплоснабжающих устройств. При этом учитывают взаимное расположение потребителей относительно друг друга, удаленность потребителей от источников теплоты, геометрическую высоту зданий и рельеф местности.

Итак, основными исходными данными для выбора типа источника энергоснабжения и основного оборудования являются электрическая мощность на клеммах генератора N_g и расчетная тепловая мощность источника $Q_{ист}^p$.

Из названных величин одна из них может являться независимой величиной. В случае если источник энергоснабжения работает по независимому электрическому графику, то приоритетной величиной является N_g , при этом выработка тепловой энергии полностью определяется выработкой электрической энергии. В этом случае тепловой мощности источника может не хватить для покрытия пиковых тепловых нагрузок в зимний период, что потребует установки дополнительных котлов.

В случае если источник энергоснабжения комплектуется основным оборудованием для покрытия в первую очередь тепловых нагрузок, то выработка электрической энергии является вторичной. Количество вырабатываемой электрической энергии при этом может превышать требуемое значение.

В этом случае с избытком электрической энергии поступают следующим образом:

- 1) используют в электродвигателях для покрытия части тепловых нагрузок. Такое решение позволяет перейти на пониженные теплогенерирующие мощности;
- 2) передают её в единую энергосистему (по возможности).

1.3. Расчет электрических нагрузок

При расчете силовых нагрузок большое значение имеет правильное определение электрической нагрузки во всех элементах силовой сети. Завышение нагрузки может привести к перерасходу проводникового материала, к повышению стоимости строительства; занижение нагрузки – к уменьшению пропускной способности электрической сети и т.д. [11].

Расчет начинают с определения установленной номинальной мощности каждого электроприемника, мощности наиболее загруженной смены и максимальной расчетной мощности участка, цеха, завода или объекта. Номинальная мощность – это полезная мощность электроприемника, совершающая работу. Она указывается в технических характеристиках электроустановок, электродвигателей, электронагревателей, силовых сварочных и печных трансформаторов и т.д.

В цехах промышленных предприятий установлено до 80 % асинхронных двигателей, работающих в разных технологических режимах.

Для электродвигателей (металлорежущих станков, вентиляторов, компрессоров и т.д.) фактически потребляемая активная мощность¹:

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{п}}}{\eta} = P_{\text{ном}} + \Delta P, \quad (1.27)$$

где $P_{\text{п}}$ – паспортная (потребляемая) мощность электродвигателя, кВт;
 η – КПД двигателя; $P_{\text{ном}}$ – полезная мощность, кВт; ΔP – собственные потери электродвигателя, кВт.

Для значительной группы электродвигателей активная мощность $P_{\text{п}} = P_{\text{ном}}$, так как в период максимальной загрузки электроприемников потери ΔP компенсируются мощностью не участвующих в работе электроприемников.

Для всех нагревательных приемников, в том числе освещения, всегда $P_{\text{п}} = P_{\text{ном}}$.

Для электроприемников, заданных полной мощностью S (трансформаторов силовых, печных, сварочных и т.д.):

$$P_{\text{ном}} = S \cdot \cos \varphi, \text{ кВт}, \quad (1.28)$$

где S – полная паспортная (установленная) мощность, кВА; $\cos \varphi$ – коэффициент мощности.

Для электродвигателей с повторно – кратковременным режимом (краны, лифты):

$$P_{\text{ном}} = P_{\text{п}} \cdot \sqrt{ПВ}, \text{ кВА}, \quad (1.29)$$

где $ПВ = 15, 25, 40, 60 \%$ – повторное включение приемника, задается техпроцессом в процентах.

Для электроприемников с $ПВ$, заданных полной мощностью S (сварочных трансформаторов и машин):

$$P_{\text{ном}} = S \cdot \cos \varphi \cdot \sqrt{ПВ}. \quad (1.30)$$

Когда все электроприемники включены в работу, то расчет ведут методом «коэффициента максимума». Одиночные электроприемники группируются и присоединяются к общему силовому щиту. Следовательно, для группы электроприемников номинальная мощность равняется сумме мощностей отдельных электроприемников:

$$P_{\text{ном}} = \sum_i^i P_{i\text{ном}}, \quad (1.31)$$

где $\sum_i^i P_{i\text{ном}}$ – суммарная мощность отдельных « i » электроприемников, кВт.

Сменная $P_{\text{см}}$ или средняя $P_{\text{ср}}$ мощность учитывает количество мощности, израсходованной в период одной наиболее загруженной смены:

$$P_{\text{см}} = W_a / T_{\text{см}}; \quad Q_{\text{см}} = W_p / T_{\text{см}}, \quad (1.32)$$

где W_a – активная энергия, кВт·ч; $T_{\text{см}}$ – продолжительность смены, ч; W_p – реактивная энергия, кВАр·ч.

¹ В данной главе обозначения величин принято такое же, как в типовых электротехнических расчетах.

Для вновь проектируемых промышленных предприятий активная (кВт) и реактивная (кВАр·ч) мощности каждого одиночного электроприемника:

$$P_{I_{\text{см}}} = P_{I_{\text{ном}}} \cdot K_{\text{и}}; Q_{I_{\text{см}}} = P_{I_{\text{см}}} \cdot \text{tg} \varphi_{\text{П}}, \quad (1.33)$$

где $K_{\text{и}}$ – коэффициент использования электроприемника; $\text{tg} \varphi_{\text{П}} = Q_{I_{\text{см}}} / P_{I_{\text{см}}}$ – реактивный коэффициент мощности электроприемника.

Рассматривая электрическую нагрузку в комплексе, присоединенную к трансформаторной подстанции (ТП), сменную мощность суммируют:

$$P_{\text{см}} = \sum_I^n P_{I_{\text{см}}}; Q_{\text{см}} = \sum_I^n Q_{I_{\text{см}}}, \quad (1.34)$$

где n – количество электроприемников.

Максимальная мощность – это наибольшая мощность, потребляемая участком, цехом, заводом в течение первой смены за 30 мин. Если за 30 мин провода выдержат максимальную нагрузку и не перегреются, то выбранного сечения достаточно для длительного режима работы:

$$P_{\text{max}} = P_{\text{см}(30 \text{ мин})}; Q_{\text{max}} = Q_{\text{см}(30 \text{ мин})}. \quad (1.35)$$

Полная максимальная мощность (кВА) и максимальный ток (А):

$$S_{\text{max}} = \sqrt{P_{\text{max}}^2 + Q_{\text{max}}^2}; I_{\text{max}} = \frac{S_{\text{max}}}{\sqrt{3} \cdot U_{\text{ном}}}. \quad (1.36)$$

При расчетах и исследованиях электрических нагрузок применяют расчетные коэффициенты, характеризующие режим работы электроприемников, потребление энергии и мощности, времени и графиков нагрузки.

1. *Коэффициент использования $K_{\text{и}}$.* Этот коэффициент является основным показателем для расчета нагрузки. Коэффициент использования $K_{\text{и}}$ или средний коэффициент группы $K_{\text{ис}}$ электроприемников характеризует использование активной мощности и представляет собой отношение средней активной мощности $P_{\text{см}}$ одного приемника или группы приемников за наиболее загруженную смену к номинальной мощности $P_{\text{ном}}$ (установленной):

$$K_{\text{и}} = \frac{P_{\text{см}}}{P_{\text{ном}}}. \quad (1.37)$$

При подключении группы электроприемников к одной ТП коэффициент использования активной мощности группы приемников равняется отношению средней активной мощности группы к её номинальному значению с разными режимами работы за смену:

$$K_{\text{ис}} = \frac{\sum_I^n P_{I_{\text{см}}}}{\sum_I^n P_{I_{\text{ном}}}} = \frac{\sum_I^n K_{\text{и}} \cdot P_{I_{\text{ном}}}}{\sum_I^n P_{I_{\text{ном}}}}, \quad (1.38)$$

где n – число подгрупп приемников с разными режимами работы, входящих в данную группу; $P_{1см}$ – средняя мощность подгруппы за наиболее загруженную смену; $P_{1ном}$ – номинальная мощность приемников.

Очевидно, что коэффициент использования $K_{и}$ для каждого электроприемника или суммарный для группы приемников будет меньше единицы, то есть $K_{и} < 1,0$ ($K_{и} = 0,4 - 0,9$). Коэффициент использования $K_{и}$ и средневзвешенный коэффициент мощности $\cos\varphi$ для разных приемников задаются справочными таблицами, которые используют при расчете нагрузок.

Для графика активных нагрузок (рис. 1.3) средний коэффициент использования активной мощности приемника за смену можно определить из выражения:

$$K_{ис} = \frac{P_1 \cdot t_1 + P_2 \cdot t_2 + \dots + P_n \cdot t_n}{P_{ном} (t_1 + t_2 + \dots + t_n + t_{паузы})} = \frac{W_a}{W_{ном}}. \quad (1.39)$$

Аналогично определяется коэффициент использования для реактивной мощности:

$$K_{ир} = \frac{Q_c}{Q_{ном}} = \frac{\sum_l^n K_{ир} \cdot q_{ном}}{\sum_l^n q_{ном}}, \quad (1.40)$$

где $q_{ном}$ – номинальная реактивная мощность одного приемника, кВАр.

2. *Коэффициент спроса* – это отношение потребляемой мощности к номинальной. Он является вторым основным показателем для расчета нагрузки, как и коэффициент использования

$$K_c = \frac{P_{потр}}{P_{ном}} = \frac{P_{лс} + \Delta P}{P_{ном}}, \quad (1.41)$$

где $P_{потр}$ – потребляемая мощность, равная средней мощности за смену плюс потери мощности в проводах и самих потребителях.

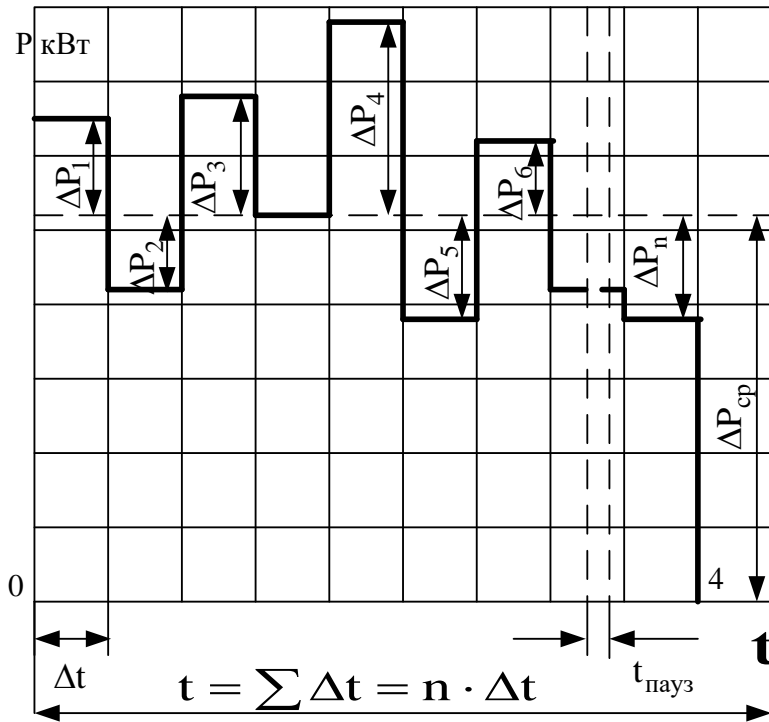


Рис. 1.3. Индивидуальный график активных нагрузок

Коэффициент спроса для различных отраслей предприятий и электроприемников приводится в справочниках ($K_c = 0,5 - 0,95$).

Фактическая нагрузка может быть определена как произведение установленной мощности P_y на коэффициент использования $K_{и}$ или на коэффициент спроса K_c , т.е.

$$P_{нагр} = P_y \cdot K_{и} \approx P_y \cdot K_c, \quad (1.42)$$

где $P_y = P_{1см}$ — установленная номинальная мощность группы приемников, определяемая по выражению (1.34).

Расчетная или потребляемая активная нагрузка для группы однородных по режиму работы приемников определяется (рис. 1.3):

$$P_p = K_c \cdot P_{ном} = (P_{1см} + \Delta P) \cdot K_c, \quad (1.43)$$

где $P_{ном} = P_{потр}$ — номинальная установленная мощность; K_c — коэффициент спроса по справочным данным для данной группы приемников или по формуле (1.39) при $t_{паузы} = 0$; $tg\varphi$ — реактивный коэффициент мощности (по справочнику).

Расчет электрических нагрузок по удельным расходам электроэнергии

Определение нагрузок производится при наличии данных о годовом объеме выпускаемой продукции (тонны, штуки, метры), режиме работы предприятия и прогрессивных нормах удельного расхода электроэнергии [11].

По статическим данным или технологическим расчетам для каждой продукции устанавливаются удельные расходы электроэнергии, представляющие собой расход электроэнергии на производство единицы продукции.

На производстве количество выпускаемой продукции чаще всего измеряется в тоннах, а удельный расход электроэнергии – в кВт·ч/т.

Если известно, что за время T часов предприятие выпускает $G_{\text{тонн}}$ продукции, то потребляемая им средняя активная мощность будет равна

$$P_c = \frac{W_y \cdot G}{T}, \quad (1.44)$$

где W_y – удельный расход электроэнергии, кВт·ч/т.

Удельные расходы электроэнергии на единицу соответствующей продукции цехов, заводов и фабрик определены и сведены в принятые и утвержденные таблицы, которыми пользуются при проектировании электроснабжения соответствующего предприятия.

В таблице 1.10 приведены значения удельных расходов электроэнергии на единицу готовой продукции заводов черной металлургии и машиностроительной промышленности [12].

Расчет электрических нагрузок по удельной мощности на единицу производственной площади

Расчетную нагрузку можно определить по удельной мощности на единицу производственной площади. Для группы электроприемников расчетная мощность (нагрузка) равна

$$P_p = p_0 \cdot F, \quad (1.45)$$

где F – площадь размещения группы приемников, м²; p_0 – удельная расчетная мощность на 1 м² производственной площади, кВт/м².

Таблица 1.10 – Удельные расходы электроэнергии

№ п/п	Наименование продукции	Единицы измерений	Удельный расход, кВт·ч на единицу продукции W_y
1	Готовый прокат на крупных заводах	т	60-80
2	Трубы стальные	т	126-160
3	Электросталь	т	720-815
4	Автомобили	ед	1300-1900
5	Дизель-тепловозы	ед	10500
6	Троллейбусы	ед	15000

Расчетные удельные мощности зависят от рода производства и выявляются по статистическим данным. В таблице 1.11 приведены значения удельных мощностей на 1 м² производственной площади для некоторых предприятий [12].

Таблица 1.11 – Удельные мощности (нагрузки) при освещении лампами накаливания

№ п/п	Наименование предприятия	Удельная нагрузка, Вт/м ²
1	Механические и сборочные цеха	13-16
2	Кузнечно-прессовые и термические цеха	15
3	Деревообделочные цеха	14
4	Литейные цеха	12-15
5	Котельные	8-10

№ п/п	Наименование предприятия	Удельная нагрузка, Вт/м ²
6	Насосные и компрессорные	10-15
7	Трансформаторные подстанции	12-15
8	Гаражи	10-15
9	Магазины и склады	10
10	Центральные заводские лаборатории	20
11	Столовые	20
12	Бытовые помещения цехов	20
13	Пульты управления электростанций и подстанций	25-30
14	Территория предприятий	0,15-0,2

Определение осветительных электрических нагрузок предприятий

Мощности, потребляемые электрическим освещением различных производственных площадей, могут быть определены по формуле [11]:

$$P_o = p_{yo} \cdot S_o / 1000, \text{ кВт} \quad (1.46)$$

или менее точно по формуле:

$$P_o = p_y \cdot S / 1000, \quad (1.47)$$

где S_o – освещаемая площадь в м², равная общей площади освещаемого помещения за вычетом неосвещаемых площадей (например, занятых оборудованием высотой более 2 м от пола); S – общая площадь освещаемого помещения, м²; p_{yo} – удельная мощность, затрачиваемая на 1 м² освещаемой площади, Вт/м²; p_y – удельная мощность, затрачиваемая на 1 м² общей площади освещаемого помещения, Вт/м².

Из равенств (1.46) и (1.47) следует:

$$p_y = p_{yo} \cdot \frac{S_o}{S} = p_{yo} \cdot \left(1 - \frac{S - S_o}{S} \right) = p_{yo} \cdot (1 - K_3), \quad (1.48)$$

где K_3 – коэффициент загроможденности освещаемой площади.

Значения K_3 , p_{yo} и p_y приводятся в справочных таблицах для всех помещений и цехов предприятий. Они зависят от многих факторов: от вида лампы, прожектора, требуемой освещенности и состояния помещения.

1.4. Алгоритм расчета тепловых и электрических нагрузок автономного источника энергоснабжения

Исходные данные для расчета тепловой и электрической нагрузок для вариантов 1–15 представлены в таблице 1.12.

В таблице 1.13 приведены диапазоны изменения принимаемых при расчете тепловой и электрической нагрузок коэффициентов и параметров. Алгоритм расчета тепловых и электрических нагрузок представлен в таблице 1.14.

Таблица 1.12 – Исходные данные для расчета тепловой и электрической нагрузок

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Пример расчета	Варианты задания														
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
1	Назначение здания	-	-	Жилое, после 1985 г.	Механический цех	Административное	Жилое, до 1985 г.	Литейный цех	Термический цех	Жилое после 1985 г.	Склад	Административное (больница)	Жилое, до 1985 г.	Кузнечный цех	Административное (Магазин)	Жилое, после 1985 г.	Деревообрабатывающий цех	Административное	
2	Район месторасположения здания	-	-	Москва	Тула	Мурманск	Оренбург	Пермь	Рязань	Смоленск	Самара	Казань	Воронеж	Уфа	Хабаровск	Иваново	Омск	Санкт-Петербург	
3	Количество стандарт. дверей	-	шт.	2	6	10	25	8	12	10	24	12	8	4	12	16	10	8	
4	Количество стандарт. окон	-	шт.	4	24	32	24	34	4	18	48	56	12	6	48	32	32	24	
5	Общая площадь здания	A	м ²	100	10000	40000	122500	22500	100	10000	40000	122500	22500	100	10000	40000	22500	10000	
6	Периметр здания	P	м	40	400	800	1400	600	40	400	800	1400	600	40	400	800	600	400	
7	Высота здания	L	м	4	40	15	15	6	12	25	8	16	10	8	12	30	18	12	
8	Коэффициент теплопередачи наружных ограждений (стена)	k_c	Вт/(м ² ·К)	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	0,263	
9	Коэффициент теплопередачи наружных ограждений (чердачное перекрытие)	$k_{нт}$		0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201	0,201
10	Коэффициент теплопередачи наружных ограждений (пол)	$k_{пл}$		0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128
11	Коэффициент теплопередачи наружных ограждений (окна)	$k_{ок}$		1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47	1,47

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Пример расчета	Варианты задания													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12	Коэффициент теплопередачи наружных ограждений (двери)	$k_{дв}$		0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331	0,331
13	Количество потребителей ГВС	m	чел.	20,00	225	48	56	124	12	250	360	45	122	24	134	56	87	98
14	Тип системы ГВС	-	-	открытая	закрытая	открыта	закрытая	открытая	открыта	закрытая	открытая	открытая	закрытая	открытая	открытая	закрытая	открытая	открытая
15	Количество металлорежущих станков, вентиляторов, компрессоров	n_1	шт.	0	10	0	0	5	0	0	0	0	0	5	0	0	25	0
16	Паспортная (потребляемая) мощность электродвигателей станков, вентиляторов, компрессоров	P	кВт	0	10	0	0	15	0	0	0	0	0	25	0	0	5	0
17	КПД электродвигателя станков	η	-	0	0,82	0	0	0,9	0	0	0	0	0	0,85	0	0	0,9	0
18	Количество нагревательных приемников, в том числе освещения	n_2	шт.	0	20,00	0	0	25	50	0	4	0	0	25	0	0	6	0
19	Полезная мощность нагревательных приемников, в том числе освещения	$P_{ном}$	кВт	0	50	0	0	20	50	0	25	0	0	10	0	0	12	0
20	Количество электроприемников, заданных полной мощностью (трансформаторов)	n_3	шт.	0	10	0	0	15	5	0	2	0	0	10	0	0	12	0

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Пример расчета	Варианты задания													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	силовых, печных, сварочных)																	
21	Полная паспортная (установленная) мощность трансформаторов силовых, печных, сварочных	S	кВА	0	20	0	0	10	10	0	10	0	0	10	0	0	8	0
22	Коэффициент мощности трансформаторов силовых, печных, сварочных	$\cos\varphi$	-	0	0,8	0	0	0,8	0,75	0	0,8	0	0	0,75	0	0	0,8	0
23	Количество электродвигателей с повторно-кратковременным режимом (ПКР) (краны, лифты)	n_d	шт.	0	10	0	0	6	8	0	8	0	0	10	0	0	12	0
24	Паспортная мощность электродвигателей с ПКР работы	P_n	кВт	0	30	0	0	20	18	0	25	0	0	18	0	0	20	0
25	Повторное включение приемника	$ПВ$	%	0	50	0	0	40	25	0	30	0	0	50	0	0	25	0
26	Количество эл.приемников, заданных полной мощностью (трансформаторов силовых, печных, сварочных) с ПКР	n_s	шт.	0	15,00		0	5	8	0	10	0	0	8	0	0	6	0

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Пример расчета	Варианты задания													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
27	Полная паспортная (установленная) мощность трансформаторов силовых, печных, сварочных с ПКР	S	кВА	0	15,00	0	0	12	10	0	15	0	0	15	0	0	12	0
28	Коэффициент мощности трансформаторов силовых, печных, сварочных с ПКР	$\cos\varphi$	-	0	0,70	0	0	0,75	0,8	0	0,8	0	0	0,7	0	0	0,8	0
29	Вид выпускаемой продукции	-	-		трубы стальные			Прокат	Электро сталь		Трубы			прокат			Мебель	
30	Количество выпускаемой продукции	G	тн	0	19000	0	0	18000	6500	0	2600	0	0	15000	0	0	10000	0
31	Время работы предприятия	T	ч	0	1989	0	0	1989	1989	0	1989	0	0	1989	0	0	1989	0
32	Лампы накаливания	Мощность, Вт 150	шт.	60	200	85	120	54	320	65	74	65	35	45	67	120	45	60
33	Люминесцентные лампы	60	шт.	40	400	300	200	150	400	300	200	150	400	300	200	150	250	75
34	Электроутюг	1200	шт.	6	0	10	8	0	0	8	0	6	12	0	2	8	0	4
35	Печь микроволновая	1500	шт.	2	2	5	4	0	0	6	0	4	5	0	4	6	0	2
36	Пылесос	1200	шт.	2	0	6	2	0	0	6	0	8	4	0	6	8	0	2
37	Стиральная машина	1050	шт.	2	0	6	2	0	0	6	0	8	4	0	6	8	0	2

№ п/п	Параметры	Обо знач ени е	Единица измерен ия	Пример расчета	Варианты задания													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
38	Системный блок	230	шт.	3	4	15	12	0	0	4	2	6	8	12	6	4	2	4
39	Монитор	65	шт.	3	4	15	12	0	0	4	2	6	8	12	6	4	2	4
40	Принтер	300	шт.	2	4	5	2	0	0	1	1	2	1	4	2	3	1	2

Таблица 1.13 – Выбор коэффициентов и параметров для расчета тепловой и электрической нагрузок

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Диапазон изменения	Расчетное значение
1	Площадь поверхности отдельных наружных ограждений (двери)	$F_{об}$	-		
2	Поправочный коэффициент на расчетный период для верхнего горизонтального ограждения здания	ψ_1	-	0,75 - 0,9	
3	Поправочный коэффициент на расчетный период для нижнего горизонтального ограждения здания	ψ_2	-	0,5 - 0,7	
4	Коэффициент остекления	φ	-		
5	Укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление (по таблице 1.5)	$q_0^{укр}$	Вт		
6	Коэффициент, учитывающий расход теплоты на отопление общественных зданий	K_1	-		
7	Коэффициент, учитывающий расход теплоты на вентиляцию общественных зданий	K_2	-	0,4 - 0,6	
8	Массовая теплоемкость воды	C_p^{cp}	Дж/(кг·К)		
9	Норма расхода горячей воды на 1 потребителя в средние сутки (по таблице 1.7)	a^{cp}	л/сут		
10	Норма расхода горячей воды на 1 потребителя в сутки наибольшего водопотребления (по таблице 1.7)	$a^{cp c}$	л/сут		
11	Норма расхода горячей воды на 1 потребителя в час наибольшего водопотребления (по таблице 1.7)	a^{max}	л/ч		

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Диапазон изменения	Расчетное значение
12	Расход горячей воды с температурой 55°C (принимается от 0 до 25 л на 1 чел. в сутки)	b	л		
13	Расчетная круглосуточная длительность подачи теплоты на ГВС	n_c	с		
14	Температура холодной воды в отопительный период	$t_{хз}$	°С		
15	Температура холодной воды в летний период	$t_{хз}$	°С		
16	Коэффициент недельной неравномерности расхода теплоты	χ_n	-	1,0 - 1,2	
17	Коэффициент неравномерности расхода теплоты за сутки наибольшего водопотребления	χ_c	-	1,0 - 2,2	
18	Укрупненный показатель максимального расхода теплоты на отопление (по таблице 1.6)	$q_z^{укр}$	Вт		
19	Удельный расход теплоты на ГВС	q_v	Вт/(м ³ ·°С)		
20	Поправочный коэффициент к значениям удельных теплопотерь (по таблице 1.4)	β	-	0,85 - 1,3	
21	Коэффициент, учитывающий изменение среднечасового расхода воды на ГВС	β_r	-	1,0 - 1,5	
22	Коэффициенты для расчета удельной отопительной характеристики здания, выбираются от года постройки здания	a	-	1,85 - 1,52	
23		n	-	6,0 - 8,0	
24	Коэффициент инфильтрации	μ	-	3 - 6%	

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Диапазон изменения	Расчетное значение
25	Расчетная температура наружного воздуха для отопления (по таблице 1.3)	$t_{но}$	°С		
26	Расчетная температура наружного воздуха для вентиляции (по таблице 1.3)	$t_{нв}$	°С		
27	Усредненная расчетная температура воздуха отапливаемых помещений (по таблице 1.1)	$t_{вр}$	°С		
28	Потери тепловой мощности источника энергоснабжения на технологические нужды	$Q_{т}$	-	3 - 5%	
29	Потери тепловой мощности источника энергоснабжения при транспортировке теплоносителя	ΔQ	-	2 - 3%	
30	Потери тепловой мощности источника энергоснабжения на собственные нужды	$Q_{сн}$	--	3 - 8%	

Таблица 1.14 – Алгоритм расчета тепловой и электрической нагрузок

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Пример расчета	Расчетные величины
Расчет тепловой нагрузки автономного источника (АИ) энергоснабжения					
Расчет потерь тепла отапливаемых помещений здания					
1. Метод расчета по уравнениям теплопередачи					
1	Площадь поверхности отдельных наружных ограждений (стена)	F_c	м ²	147,76	
2	Площадь поверхности отдельных наружных ограждений (чердачное перекрытие)	F_{nm}		100	
3	Площадь поверхности отдельных наружных ограждений (пол)	$F_{пл}$		100	
4	Площадь поверхности отдельных наружных ограждений (окна)	$F_{ок}$		8,64	

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Пример расчета	Расчетные величины
5	Теплопотери через наружные ограждения (формула 1.3)	Q_T	Дж/с (Вт)	3940,05	
6	Теплопотери через наружные ограждения по формуле Н. С. Ермолаева (формула 1.4)	Q_T	Дж/с (Вт)	3653,20	
2. Метод расчета по удельным теплопотерям					
7	Расчетная тепловая нагрузка на отопление (формула 1.5)	Q_{op}	Дж/с (Вт)	3973,09	
8	Расчетный расход теплоты на отопление жилых и общественных зданий (формула 1.7)	Q_{op}	Дж/с (Вт)	21875	
9	Средний расчетный расход теплоты на отопление (максимум с пп. 5, 6, 7, 8)	Q_{op}	кВт	21,88	
Расчет потерь теплоты на вентиляцию					
1. Метод расчета расхода теплоты на вентиляцию по кратности воздухообмена					
10	Расход теплоты на вентиляцию (формула 1.9)	Q_v	Дж/с (Вт)	2244	
2. Метод расчета расхода теплоты на вентиляцию по укрупненным показателям					
11	Расчетный расход теплоты на вентиляцию (формула 1.13)	$Q_{вр}$	Дж/с (Вт)	2625	
12	Средний расчетный расход теплоты на вентиляцию (максимум пп.10, 11)	$Q_{вр}$	кВт	2,63	
Расчет потерь теплоты на ГВС					
1. Метод расчета теплоты на ГВС по удельным нормам					
13	Среднедневной расход теплоты на ГВС (формула 1.14)	$Q_{г,ср}$	Дж/с (Вт)	6110,42	
14	Средний расход теплоты на бытовое ГВС за сутки наибольшего водопотребления (формула 1.15)	$Q_{г,ср}^c$	Дж/с (Вт)	8380	
15	Максимально-часовой расход теплоты на бытовое ГВС (формула 1.16)	$Q_{г,ср}^c$	Дж/с (Вт)	28492	
2. Метод расчета теплоты на ГВС по укрупненным показателям					
16	Средний тепловой поток на ГВС (формула 1.17)	$Q_{г,ср}$	Дж/с (Вт)	4940	
17	Максимальный тепловой поток на ГВС (формула 1.18)	$Q_{г,макс}$	Дж/с (Вт)	11856	
18	Расход теплоты на ГВС в летнее время (формула 1.19)	$Q_{г,ср}^л$	Дж/с (Вт)	3161,60	
19	Средний расчетный расход теплоты на ГВС (максимум пп.16, 17, 18)	$Q_{гp}$	кВт	28,49	
Суммарная тепловая мощность АИ энергоснабжения					

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Пример расчета	Расчетные величины
20	Расчетное значение тепловой мощности АИ энергоснабжения (сумма пп.9, 12, 19)	$Q_{ист}^P$	кВт	58,29	
21	Расчетное значение тепловой мощности АИ энергоснабжения	$Q_{ист}^P$	Гкал/ч	0,05	
Расчет электрической нагрузки АИ энергоснабжения					
22	Суммарная мощность металлорежущих станков, вентиляторов, компрессоров	ΣP	кВт	0	
23	Суммарная мощность нагревательных приемников, в том числе освещения	ΣP_n	кВт	0	
24	Суммарная мощность трансформаторов силовых, печных, сварочных	$\Sigma P_{ном}$	кВт	0	
25	Суммарная мощность электродвигателей с повторно-кратковременным режимом работы	$\Sigma P_{ном}$	кВт	0	
26	Суммарная мощность трансформаторов силовых, печных, сварочных с ПКР	$\Sigma P_{ном}$	кВт	0	
27	Суммарная мощность всех электроприемников	$P_{ном}$	кВт	0	
28	Сменная мощность	$P_{см}$	кВт	0	
29	Потери мощности в проводах и самих потребителях	ΔP (10%)	кВт	0	
30	Коэффициент использования	K_u		0	
31	Коэффициент спроса	K_c		0	
32	Расчетная электрическая активная нагрузка	P_p	кВт	0	
Расчет электрических нагрузок по удельным расходам электроэнергии					
33	Удельные расходы электроэнергии на единицу готовой продукции (по таблице 1.10)	W_y	кВт·ч/тн	0	
34	Средняя активная мощность предприятия	P_c	кВт	0	
Расчет электрических нагрузок по удельной мощности на единицу производственной площади					
35	Площадь размещения группы приемников (по п. 5 таблицы 1.12)	F	м ²	0	
36	Удельная расчетная мощность на 1 м ² производственной площади (по таблице 1.11)	p_o	кВт/м ²	0	

№ п/п	Параметры	Обозначение	Единица измерения	Пример расчета	Расчетные величины
37	Расчетная электрическая активная нагрузка	P_p	кВт	0	
Определение осветительных электрических нагрузок промышленного предприятия					
38	Освещаемая площадь предприятия (по п. 5 таблицы 1.12)	S	м ²		
39	Удельная мощность, затрачиваемая на 1 м ² освещаемой площади	P_{yo}	Вт/м ²	0	
40	Мощность, потребляемая электрическим освещением	P_o	кВт	0	
41	Электрическая нагрузка промышленного предприятия	ΣP_p	кВт	0	
Расчет потребления электрической энергии жилыми и административными объектами					
42	Суммарная часовая электрическая нагрузка на освещение и бытовое оборудование, кВт	ΣP_p	кВт	27,59	
43	Суммарная часовая электрическая нагрузка предприятия	ΣP_p	кВт	27,59	

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2.

Тепловой расчет мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной

Целью практического занятия № 2 является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплине «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии». В процессе выполнения практического занятия студенты должны познакомиться с принципами теплового расчета тепловых установок и тепловых двигателей. Определить мощность и удельные расходы топлива на выработку электрической и тепловой энергии. Определить суммарную мощность тепловой установки или теплового двигателя. В качестве исходных данных для теплового расчета необходимо использовать данные по расчету отопительной, вентиляционной нагрузке и нагрузке на ГВС, полученные на практическом занятии № 1. Дополнительные исходные данные по значениям коэффициентов и параметров, необходимые для выполнения практического занятия № 2, выбираются студентами самостоятельно или с помощью преподавателя, и сводятся в таблицу 2.1. Расчет тепловой схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной выполняется по алгоритму, представленному в таблице 2.2. В объем отчета по практическому занятию входит расчетно-пояснительная записка, оформленная в соответствии с требованиями ВШТЭ к формату отчета. Расчетно-пояснительная записка к практическому занятию должна включать: введение, исходные данные, расчет тепловой схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной, выводы по практическому занятию, библиографический список. При выполнении расчетов студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. В практикуме к выполнению практического занятия № 2 излагаются основы расчета тепловой схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной, методика и пример их расчета в таблице 2.2. В выводах к практическому занятию необходимо сделать анализ полученных результатов и привести окончательные значения тепловой и электрической нагрузки и выбранный тип, марку автономного источника энергоснабжения.

2.1. Тепловая схема мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной

Если в качестве источника тепловой энергии используются паровые котельные, имеющие значительные отопительные и производственные нагрузки, то, как правило, имеется возможность их модернизации путем установки в них паросиловых машин.

При такой модернизации котельная превращается в ТЭЦ. В качестве паросиловых машин чаще всего используются паровые или винтовые турбины. При суммарной выработке электрической энергии не более 3 – 4 МВт источник энергоснабжения называют мини-ТЭЦ.

Перевод котельных в режим работы мини-ТЭЦ позволяет производить выработку электроэнергии на тепловом потреблении, что является самым экономичным способом ее производства. Выработанная электроэнергия при

этом используется как для покрытия электрических нагрузок предприятия, так и собственных нужд котельной.

Основные типы паровых турбин, выпускаемых отечественными и зарубежными фирмами, можно классифицировать следующим образом [20]:

1. Конденсационные паровые турбины, в которых весь расход свежего пара, за исключением отборов на регенеративный подогрев питательной воды, расширяясь в проточной части до давления ниже атмосферного, поступает в конденсатор. Турбины такого типа, предназначенные для выработки только электрической энергии в составе крупных ГРЭС или ТЭС, обозначают буквой «К», например, К-200-130. Конденсационные турбины малой мощности, выпускаемые Калужским турбинным заводом, называют «турбогенераторы блочные конденсационные», например, ТГУ 500К (мощность 500 кВт). В последние годы для турбин малой мощности разработаны воздушные конденсаторы, поставляемые вместе с турбиной.

2. Конденсационные паровые турбины с регулируемым отбором пара, в которых часть пара отбирается из проточной части и отводится к паровым потребителям при автоматически поддерживаемом постоянном давлении, а остальное количество пара продолжает работать в последующих ступенях и направляется в конденсатор. Такие турбины имеют маркировку «П», «Т» или «ПТ». Турбина «ПТ» имеет два регулируемых отбора пара: первый регулируемый отбор – производственный (П) осуществляется при давлении 0,5 – 1,5 МПа и направляется на технологические нужды предприятия; второй отбор – теплофикационный (Т) пар при давлении 0,08 – 0,25 МПа направляется на подогреватели сетевой воды системы теплоснабжения.

3. Турбины с противодавлением, отработавший пар которых направляется к тепловым потребителям, использующим теплоту для отопительных или производственных целей. Такой тип турбин маркируется буквой «Р». К этой же группе можно отнести турбины, имеющие регулируемый производственный отбор, пар из которого при постоянном давлении направляется паровым потребителям высокого давления. Оставшаяся часть пара проходит через последующие ступени турбины и отводится к тепловому потребителю при более низком давлении. Такие турбины маркируются двумя буквами «ПР». Турбины такого типа работают по свободному тепловому графику, то есть турбины работают, если теплопотребителям требуется пар. Количество вырабатываемой электроэнергии зависит от тепловой нагрузки теплопотребителей.

На рис. 2.1 представлена тепловая схема мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной типа «Р».

При незначительных расходах подпиточной воды допускается ее подача непосредственно в атмосферный деаэрактор.

Рассмотрим тепловой расчет мини-ТЭЦ на базе турбины типа «Р».

Итак, отпуск тепла от мини-ТЭЦ осуществляется с помощью двух теплоносителей, а именно пара и горячей воды.

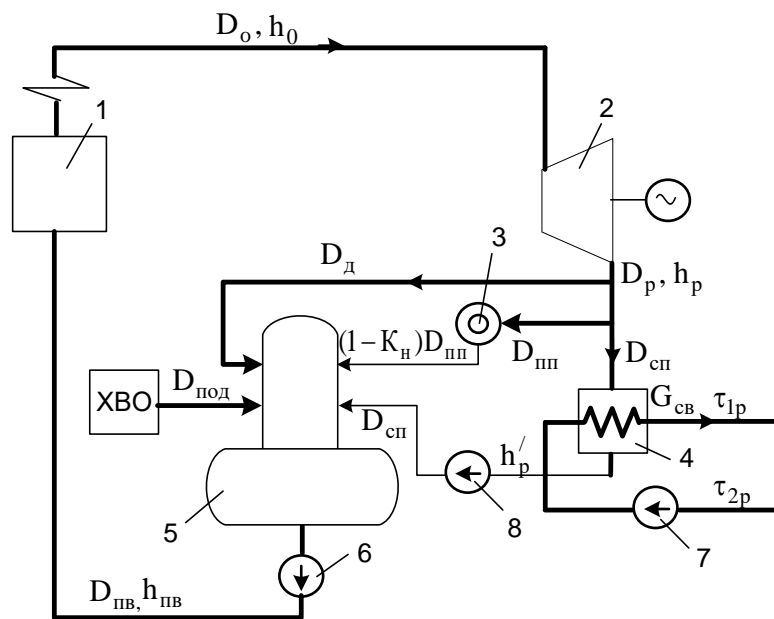


Рис. 2.1. Тепловая схема с противодавленческой турбиной типа «Р»:

1 – паровой котел, 2 – противодавленческая турбина, 3 – технологический потребитель пара, 4 – сетевой подогреватель, 5 – деаэратор, 6 – питательный насос, 7 – сетевой насос; 8 – насос отвода конденсата из сетевого подогревателя

Часть пара из выхлопного патрубка турбины направляется к технологическому потребителю. Использованный пар в виде конденсата возвращается в мини-ТЭЦ и поступает в деаэратор. Количество возвращаемого конденсата зависит от качества системы сбора и возврата конденсата. Как правило, некоторое количество конденсата теряется.

Другая часть пара из выхлопного патрубка турбины подается в сетевой подогреватель для нагрева сетевой воды.

Таким образом, общее количество тепла, отпущенного теплопотребителям, составит:

$$Q_{отп} = Q_{отпп} + Q_{отпв}, \quad (2.1)$$

где $Q_{отпп}$ – количество тепла, отпущенное с паром технологическому потребителю; $Q_{отпв}$ – количество тепла, отпущенное с горячей водой при температуре τ_{1p} в тепловую сеть потребителя

$$Q_{отпп} = D_{пп} \cdot h_p - D_{пп} \cdot (1 - K_H) h_{кв} = D_{пп} \cdot [h_p - (1 - K_H) \cdot h_{кв}], \quad (2.2)$$

где $D_{пп}$ – расход пара паропотребителю;

h_p – энтальпия пара в выхлопном патрубке паровой турбины;

$h_{кв}$ – энтальпия возвращаемого конденсата;

K_H – коэффициент невозврата конденсата от парового потребителя.

В случае отсутствия возврата конденсата к источнику энергоснабжения $K_H = 1$ отпускаемая теплота паровому потребителю определяется из соотношения

$$Q_{отпп} = D_{пп} \cdot h_p \quad (2.3)$$

Если учесть, что количество невозвращенного конденсата должно быть компенсировано аналогичным количеством подпиточной воды ($D_{под}$), то можно записать, что

$$K_H = \frac{D_{под}}{D_{пп}} \quad \text{или} \quad D_{под} = K_H \cdot D_{пп} \quad (2.4)$$

Для восполнения потерь конденсата в схему мини-ТЭЦ включена установка химводоочистки.

При незначительных расходах подпиточную воду подают непосредственно в деаэратор.

$$Q_{отпв} = D_{сп} \cdot (h_p - h'_p) \cdot \eta_{та} = G_{св} \cdot C_p \cdot (t_{1p} - t_{2p}), \quad (2.5)$$

где $D_{сп}$ – расход пара на сетевой подогреватель;

h'_p – энтальпия конденсата, отводимого из сетевого подогревателя;

$\eta_{та}$ – КПД сетевого подогревателя (для теплообменных аппаратов $\eta_{та} = 0,98$);

$G_{св}$ – расход сетевой воды;

t_{1p} – температура воды в подающем трубопроводе;

t_{2p} – температура воды в обратном трубопроводе.

Уравнения материального и теплового баланса деаэратора можно записать в следующем виде:

$$D_{пв} = D_{под} + D_{сп} + (1 - K_H) \cdot D_{пп} + D_d; \quad (2.6)$$

$$D_{пв} \cdot h_{пв} = D_{под} \cdot h_{под} + D_{сп} \cdot h'_p + (1 - K_H) \cdot D_{пп} \cdot h_{кв} + D_d \cdot h_p, \quad (2.7)$$

где $D_{пв}$ – расход питательной воды;

$(1 - K_H) \cdot D_{пп}$ – количество возвращаемого конденсата от паропотребителя;

$h_{пв}$ – энтальпия питательной воды;

$h_{под}$ – энтальпия подпиточной воды.

С помощью данных уравнений определяется расход пара в деаэратор.

Таким образом, сумма расходов пара $D_{пп}$, $D_{сп}$ и D_d определяет расход пара, отводимого из выхлопного патрубка противодавленческой турбины

$$D_p = D_{пп} + D_{сп} + D_d \quad (2.8)$$

При отсутствии отборов пара из турбины и без учета утечек пара через ее уплотнения величина D_p будет соответствовать расходу пара, подаваемого из парогенератора в турбину D_o :

$$D_o = D_p. \quad (2.9)$$

На рис. 2.2 представлен процесс расширения пара в противодавленческой турбине.

На рисунке процесс дросселирования пара от точки 0 до точки 0' характеризует потери давления в паровпускных органах турбины.

При отсутствии отборов пара внутренняя мощность турбины может быть определена по следующей формуле:

$$N_i = D_o \cdot H_i, \quad (2.10)$$

где D_o – расход пара через турбину без учета утечек пара через уплотнения;

H_i – полезно использованный теплоперепад.

Полезно использованный теплоперепад может быть найден по известному располагаемому теплоперепаду:

$$H_i = H_o \cdot \eta_{oi} = (h_o - h_{pO}) \cdot \eta_{oi}, \quad (2.11)$$

где $H_o = h_o - h_{pO}$ – разность начальной и конечной энтальпии при изоэнтропном расширении пара, называемая располагаемым теплоперепадом или полезной работой, совершаемой 1 кг пара в проточной части паровой турбины;

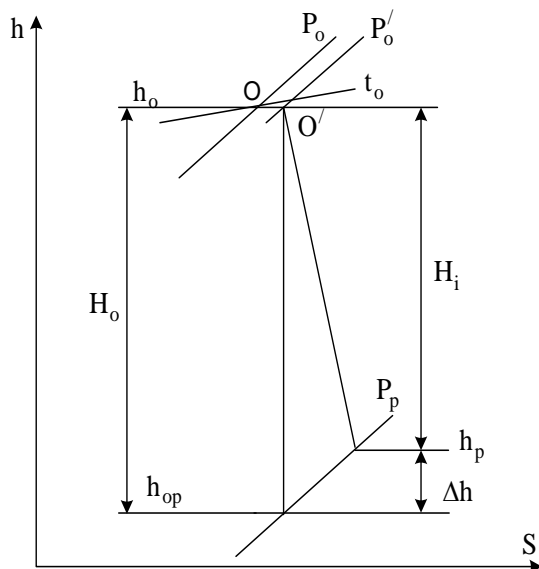


Рис. 2.2. Процесс расширения пара в противодавленческой турбине

η_{oi} – внутренний относительный КПД турбины, вычисляемый по формуле:

$$\eta_{oi} = \frac{H_o - \Delta h}{H_o}, \quad (2.12)$$

здесь Δh – сумма внутренних потерь в турбине.

Эффективная мощность на валу паровой турбины соответствует мощности, передаваемой генератору (в случае если паровая турбина вращает электрогенератор):

$$N_e = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oe}, \quad (2.13)$$

где η_{oe} – относительный эффективный КПД.

$$\eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_M, \quad (2.14)$$

где η_M – механический КПД, учитывающий потери на трение в подшипниках, затрату энергии на привод масляного насоса и регулятора скорости.

Электрическая мощность на клеммах генератора:

$$N_{\varepsilon} = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{o\varepsilon}, \quad (2.15)$$

где $\eta_{o\varepsilon}$ – относительный электрический КПД турбогенератора

$$\eta_{o\varepsilon} = \eta_{oe} \cdot \eta_{\Gamma} = \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}, \quad (2.16)$$

здесь η_{Γ} – КПД генератора при данной мощности.

В некоторых случаях целесообразно использовать значения абсолютных КПД турбоустановки. Данные КПД представляют собой отношения $N_i, N_e, N_{\varepsilon}$ к теплоте (Q_0), затраченной в парогенераторе для получения пара требуемых параметров.

$$Q_0 = D_{ПВ} \cdot (h_0 - h_{нс}). \quad (2.17)$$

Расход питательной воды несколько выше расхода пара на турбину и должен учитывать расход воды на продувку и потери пара через уплотнения турбины. Как правило, указанные величины не превышают 3 % от расхода пара на турбину.

$$D_{ПВ} = 1,03 \cdot D_0. \quad (2.18)$$

Введем следующее обозначение $D_0 / D_{ПВ} = 1 / 1,03 = K_{ПР} = 0,97$ – коэффициент продувки, учитывающий потери теплоносителя в парогенераторе.

Таким образом, абсолютный внутренний КПД

$$\eta_i = \frac{N_i}{Q_0} = \eta_{oi} \cdot \frac{D_0 \cdot H_0}{D_{ПВ} \cdot (h_0 - h_{нс})} = \eta_{oi} \cdot \eta_t \cdot K_{ПР}, \quad (2.19)$$

где $\eta_t^{\varepsilon} = \frac{H_0}{h_0 - h_{нс}}$ – термический КПД цикла ПТУ.

Абсолютный эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q_0} = \eta_{oe} \cdot \frac{D_0 \cdot H_0}{D_{ПВ} \cdot (h_0 - h_{нс})} = \eta_{oe} \cdot \eta_t^{\varepsilon} \cdot K_{ПР} = \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_t \cdot K_{ПР} \quad (2.20)$$

и абсолютный электрический КПД

$$\eta_{\varepsilon} = \frac{N_{\varepsilon}}{Q_0} = \eta_{o\varepsilon} \cdot \frac{D_0 \cdot H_0}{D_{ПВ} \cdot (h_0 - h_{нс})} = \eta_{o\varepsilon} \cdot \eta_t^{\varepsilon} \cdot K_{ПР} = \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_t \cdot K_{ПР}. \quad (2.21)$$

Как уже указывалось, при использовании противодавленческих турбин осуществляется выработка как тепловой, так и электрической энергии, причем производство электроэнергии подчинено производству тепловой энергии. В этом случае при проведении предварительных расчетов расхода топлива,

сжигаемого в котле, возможно использование величины удельного расхода топлива на выработку 1 кВт·ч электрической энергии $b_{\text{э}}$, кг/(кВт·ч):

$$b_{\text{э}} = \frac{B_T}{N_{\text{э}}} = \frac{\frac{D_{\text{ПВ}} \cdot (h_0 - h_{\text{ПВ}}) \cdot 3600}{H_u \cdot \eta_K}}{D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{D_{\text{ПВ}} \cdot (h_0 - h_{\text{ПВ}}) \cdot 3600}{H_u \cdot D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_K \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{\text{т}}^{\text{э}} \cdot \eta_K \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma} \cdot K_{\text{ПР}}}, \quad (2.22)$$

где B_T – часовой расход топлива, сжигаемого в парогенераторе, кг/ч:

$$B_T = \epsilon_{\text{э}} \cdot N_{\text{э}}. \quad (2.23)$$

При проведении технико-экономического анализа, в частности при определении себестоимости тепловой и электрической энергии, целесообразно представить полученный расход топлива в виде суммы двух величин:

$$B_T = B_T^{\text{э}} + B_T^T, \quad (2.24)$$

где $B_T^{\text{э}}, B_T^m$ – расходы топлива, затраченные на выработку электрической и тепловой энергии.

В этом случае величины удельных расходов топлива на производство электрической и тепловой энергии могут быть определены следующим образом:

$$b_{\text{э}}^{\phi} = B_T^{\text{э}} / N_{\text{э}}, \quad (2.25)$$

$$b_T^{\phi} = B_T^T / Q_{\text{отп}}. \quad (2.26)$$

Расход топлива, затраченный на производство отпущенной теплоты, можно определить из следующего соотношения:

$$B_T^T = Q_{\text{отп}} / (H_u \cdot \eta_K). \quad (2.27)$$

В этом случае считается, что на выработку отпущенной теплоты затрачивается расход топлива как в случае, если бы тепловая энергия отпускалась непосредственно из парового котла при соответствующем КПД.

Полный расход потребляемого топлива также можно определить и по уравнению теплового баланса парогенератора:

$$B_m = \frac{D_{\text{нс}} \cdot (h_0 - h_{\text{нс}})}{H_u \cdot \eta_K}, \quad (2.28)$$

где η_K – КПД парового котла.

При этом расход топлива, использованный на выработку электрической энергии, определяется по формуле

$$B_m^{\text{э}} = B_m - B_m^m. \quad (2.29)$$

2.2. Исходные данные для расчета тепловой схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной

№ п/п	Параметры	Единицы измерения	Обозначение	Варианты														
				Пример расчета	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Отопительная нагрузка	МВт	$Q_{ср}$	0,41														
2	Вентиляционная нагрузка	МВт	$Q_{вр}$	0,0024	Отопительная, вентиляционная нагрузки и нагрузка ГВС заполняются из расчетов практического занятия № 1 «Определение тепловых и электрических нагрузок автономного источника энергоснабжения»													
3	Нагрузка горячего водоснабжения	МВт	$Q_{зср}$	0,134														
4	Топливо – природный газ	кДж/кг	H_u	54000	52000	54000	52000	54000	53000	54000	52000	54000	53000	54000	52000	54000	53000	54000
5	Температурный график сетевой воды.	°С	t_{1P}	70	75	70	75	70	75	70	75	70	75	70	75	70	75	70
6			t_{2P}	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95	95
7	Параметры пара на входе в турбину (острого пара).	МПа	P_0	1,4	1,3	1,4	1,3	1,4	1,3	1,4	1,2	1,4	1,3	1,4	1,2	1,4	1,3	1,4
8		°С	t_0	220	215	220	215	220	215	220	215	220	215	220	215	220	215	220
9	Внутренний относительный КПД паровой турбины		η_{oi}	0,82	0,82	0,83	0,82	0,83	0,82	0,83	0,82	0,83	0,82	0,83	0,82	0,83	0,82	0,83
10	Давление в выходном патрубке турбины	МПа	P_p	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12
11	Теплоемкость воды	кДж/кг	C_p	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19
12	Расход пара к потребителю	т/ч	$D_{ит}$	3	3	2,5	3	2,5	3	2,5	3	2,5	3	2,5	3	2,5	3	2,5
13	КПД генератора		$\eta_{г}$	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
14	Механический КПД		$\eta_{м}$	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
15	КПД парогенератора		$\eta_{к}$	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92

№ п/ п	Параметры	Едини- цы измер- ения	Обозначение	Варианты														
				Пример расчета	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
16	КПД теплообменного аппарата		$\eta_{ТА}$	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98
17	Для деаэрации питательной воды используется деаэратор атмосферного типа с давлением	МПа	$P_{ДЭ}$	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12	0,11	0,12
18	Температура питательной воды, поступающей в котел из деаэратора	°С	$t_{ДЭ}$	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104	104
19	Энтальпия питательной воды, поступающей в котел из деаэратора	кДж/к г	$h_{ПВ}$	436	436	436	436	436	436	436	436	436	436	436	436	436	436	436
20	Коэффициент невозврата конденсата		$K_{н}$	0,1	0,15	0,1	0,15	0,1	0,15	0,1	0,15	0,1	0,15	0,1	0,15	0,1	0,15	0,1
21	Коэффициент продувки, учитывающий потери теплоносителя в парогенераторе		$K_{ПР}$	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
22	Температура конденсата, возвращаемого от парового потребителя	°С	$t_{КВ}$	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
23	Энтальпия конденсата, возвращаемого от парового потребителя	кДж/к г	$h_{КВ}$	377	377	377	377	377	377	377	377	377	377	377	377	377	377	377

2.3. Расчет тепловой схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной

Таблица 2.2 – Алгоритм расчета тепловой схемы мини-ТЭЦ с противодавленческой турбиной

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетные величины
1	Суммарная тепловая нагрузка	МВт	$Q_T = Q_{OP} + Q_{BP} + Q_{ГВСР}$	0,546	
2	Максимальный расход теплоты на ГВС в зимнее время	МВт	$Q_{ГВС}^{max} = 2,4 \cdot Q_{ГВСР}$	0,322	
3	Суммарная тепловая нагрузка с учетом максимального расхода теплоты на ГВС	МВт	$\Sigma Q = Q_{OP} + Q_{BP} + Q_{ГВС}^{max}$	0,734	
4	Затраты теплоты на собственные нужды котельной	МВт	$Q_{CH} = (0,01 \div 0,015) \cdot \Sigma Q$	0,007	
5	Потери в распределительных тепловых сетях по данным изготовителей труб с ППУ с изоляцией	МВт	$Q_{ТС} = (0,015 \div 0,03) \cdot \Sigma Q$	0,011	
6	Отпущенная от источника теплоснабжения теплота	МВт	$Q_{ОТПВ} = Q_T + Q_{CH} + Q_{ТС}$	0,565	
7	Расход сетевой воды, отпускаемой от котельной в отопительный период	кг/с	$G_{CB} = \frac{Q_{ОТПВ}}{C_p \cdot (t_{1P} - t_{2P})}$	5,391	
8	Определяем по $h-s$ диаграмме значения энтальпии пара на входе в турбину	кДж/кг	$h_o =$	2855,000	
9	Определяем по $h-s$ диаграмме значения энтальпии пара на выходе из турбины	кДж/кг	$h_{OP} =$	2421,000	
10	Располагаемый теплоперепад, срабатываемый в турбине	кДж/кг	$H_o = h_o - h_{OP}$	434,000	
11	Действительная энтальпия пара на выходе из турбины	кДж/кг	$h_p = h_o - H_i = h_o - H_o \cdot \eta_{oi}$	2499,120	
12		кДж/кг	$h'_p = 439,3$	439,300	
13	Расход пара на сетевой подогреватель (из уравнения теплового баланса подогревателя)	кг/с	$D_{СП} = \frac{G_{CB} \cdot C_p \cdot (t_{1P} - t_{2P})}{(h_p - h'_p) \cdot \eta_{ТА}}$	0,280	
14	Количество отпускаемой теплоты паровому потребителю	кВт	$Q_{ОТПП} = D_{ПП} \cdot [h_p - (1 - K_H) \cdot h_{KB}]$	1799,850	
15	Суммарный отпуск теплоты с паром и водой	кВт	$Q_{ОТП} = Q_{ОТПП} + Q_{ОТПВ}$	2364,600	
16	Задаёмся долей отбора пара, направляемого в деаэрактор, от расхода пара на турбину	-	$\alpha_d = D_d / D_o$	0,040	
17	Расход пара на турбину, без учета потерь через уплотнения	кг/с	$D_o = D_p$	1,159	
			$D_p = D_{ПП} + D_{СП} + D_d$		
18	Расход питательной воды	кг/с	$D_{ПВ} = 1,03 \cdot D_o$	1,194	
19	Расход подпиточной воды	кг/с		0,083	
20	Энтальпия подпиточной воды ($t_{ПВ} = 5^\circ\text{C}$)	кДж/кг	$h_{ПОД} = t_{ПОД} \cdot C_p$	20,950	

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетные величины
21	Расход пара в деаэрактор	кг/с	$D_d = \frac{D_{пв} \cdot h_{пв} - D_{под} \cdot h_{под} - D_{сп} \cdot h'_p - (1 - K_H) \cdot D_{шт} \cdot h_{кв}}{h_p}$	0,045	
22	Расход пара в выхлопном патрубке противодавленческой турбины	кг/с	$D_p = D_{шт} + D_{сп} + D_d$	1,113	
23	Доля отбора пара, направляемого в деаэрактор, от расхода пара на турбину	-	$\alpha_d = \frac{D_d}{D_0}$	0,04	
24	Электрическая мощность, развиваемая электрогенератором	кВт	$N_э = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{оэ} = D_0 \cdot H_0 \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T$	388,209	
25	Термический КПД по выработке электроэнергии	-	$\eta_T^э = \frac{H_0}{h_0 - h_{пв}}$	0,179	
26	Удельный расход топлива на выработку электроэнергии	кг/(кВт·ч)	$b_э = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_t^э \cdot \eta_K \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_T} \cdot R_{пп}$	0,540	
27	Расход топлива, определяемый по величине $b_э$	кг/ч	$B_T = b_э \cdot N_э$	209,53	
28	Расход питательной воды	т/ч	$D_{пв} = 1,03 \cdot D_0$	4,299	
29	Расход топлива по уравнению теплового баланса котла	кг/ч	$B_T = \frac{D_{пв} \cdot (h_0 - h_{пв})}{H_u \cdot \eta_K}$	209,34	
30	Расход топлива на выработку тепловой энергии	кг/с	$B_T^T = \frac{Q_{отп}}{H_u \cdot \eta_K}$	0,0476	
31	Расход топлива на выработку электрической энергии	кг/с	$B_T^э = B_T - B_T^T$	0,0106	
32	Удельный расход топлива на выработку электроэнергии	кг/(кВт·ч)	$b_э^ф = \frac{3600 \cdot B_T^э}{N_э} = \frac{3600}{\eta_{МТЭЦ}^э \cdot H_u}$	0,0984	
33	Удельный расход топлива на выработку тепловой энергии	кг/(кВт·ч)	$b_T^ф = \frac{3600 \cdot B_T^T}{Q_{отп}} = \frac{3600}{\eta_{МТЭЦ}^T \cdot H_u}$	0,0725	

2.4. Типы и основные характеристики паровых турбин малой мощности

Таблица 2.3 – Турбогенераторы блочные конденсационные

Показатели	Тип паровой турбины или турбогенератора			
	ТГУ500К	ТГУ600	ТГУ800К	ТГУ 1000К
Номинальная мощность, кВт	500	600	800	1000
Частота вращения ротора, мин ⁻¹ : турбины генератора	8000 1500	8000 1500	6000 1500	6000 1500
	400	400	400	400
Параметры 3-фазн.тока: напряжение	400	400	400	400

Показатели	Тип паровой турбины или турбогенератора			
	ТГУ500К	ТГУ600	ТГУ800К	ТГУ 1000К
частота	50	50	50	50
Номинальные параметры свежего пара: абсолютное давл, МПа температура, °С	0,65(0,5-1,5) 250(200-300)	1,6(1,4-1,7) 310(300-320)	0,65(0,5-1,7) 250(200-300)	1,1(0,5-2,1) 310(280-320)
Номинальное абсолют. давл. за турбиной, кПа	7,5	7,2	6,0	6,4
Номинальный расход пара, т/ч	4,0	4,3	6,1	6,4
Конденсатор: гидравлическое сопротивление, МПа	0,06	0,06	0,025	0,025
Номинальная температура охл. воды, (рабочий диапазон), °С	25(4-32)	25(4-35)	25(4-32)	25(4-32)
Расход охл. воды на теплообменники, м³/ч	470	390	1115	1120
Масса поставляемого оборудования, т	12,12	15,48	21,5	22,15
Габариты ТГ, м: длина ширина высота	4,1 2,3 2,2	4,08 2,37 2,42	4,9 3,2 3,1	5,1 3,2 3,1

Таблица 2.4 – Турбогенераторы блочные конденсационные с отбором пара

Показатели	П 0,6-13/6	П 1,2-13/6	П 1,5/10,5-1,4/0,7	П 1,5/6,3-4,0/0,5	П 2/6,3-2,4/0,5
Номинальная мощность, кВт	600	1200	1500	1500	2000
Частота вращения ротора, мин ⁻¹ : турбины генератора	6700 1500	6700 1500	7500 3000	7500 3000	7500 3000
Параметр 3-фазн. тока: напряжение частота	400 50	400 50	10500(6300) 50	6300(10500) 50	6300(10500) 50
Номинальные парам. свежего пара: абсолютное давл, МПа температура, °С	1,3(1,2-1,4) 191	1,3(1,1-1,4) 235(220-250)	1,4,(2-1,6) 235(220-250)	3,8(3,6-4,0) 435(380-450)	2,2(2,1-2,5) 350(340-380)
Номинальные парам. пара в отборе: абсол.давление, МПа температура, °С расход, т/ч	0,6(0,5-0,7) 158 5,0(0-9,0)	0,6(0,5-0,7) 179 4,0(0-9,0)	0,7(0,6-0,8) 184 6,0(0-9,0)	0,5(0,4-0,6) 281 5,0(0-7,0)	0,5(0,4-0,6) 281 9,5(0-12,0)
Номин. абс. давление пара за турбиной, кПа номин. расход пара, т/ч	8,0 10,0	10,0 13,5	6,3 17,5	8,0 12,0	8,8 18,2
Конденсатор: гидравл. сопрот., МПа темпер. охл. воды и воздуха, °С	0,04 25(0-35)	возд.контд 15(-35-+30)	0,04 15(5-25)	0,04 18(10-25)	0,04 32(5-32)

Показатели	П 0,6-13/6	П 1,2-13/6	П 1,5/10,5-1,4/0,7	П 1,5/6,3-4,0/0,5	П 2/6,3-2,4/0,5
Расход охл. воды на теплообменники, м ³ /ч	350		520	700	775
Масса поставляемого оборудования, т	23,6	110	26,0	30,0	29,0
Габариты ТГ, м:					
длина	494	5,41	6,55	7,0	7,63
ширина	3,3	2,32	3,31	3,31	3,31
высота	3,3	3,27	3,55	3,55	3,55

Таблица 2.5 – Турбогенераторы конденсационные с отбором пара и бойлером и турбогенераторы с конденсатором-бойлером

Показатели	П 1,5/10,5-2,4/1,0Б	ПР 0,6/0,4 – 1,3/0,65/0,04	ТГ 0,6/0,4 - К1,3	ТГ 0,6/0,4-К 2,8
Номинальная мощность, кВт:				
электрическая	1500	600	600	600
тепловая	6000	4000	5600	2800
Частота вращения ротора, об/мин:				
турбины	6700	6700	8000	10500
генератора	3000	1500	1500	1500
Параметр 3-фазн. тока:				
напряжение	10500	400	400	400
частота	50	50	50	50
Номинальные параметры свежего пара:				
абсолютное давл, МПа	2,4 (2,2-2,4)	1,3(1,2-1,4)	1,3 (0,8-1,5)	2,8 (2,4-3,0)
температура, °С	370 (350-380)	191 (пар сух)	191 (пар сух)	380 (350-380)
Номинальные параметры пара в отборе:				
абсол. давление, МПа	1,15(1,05-1,25)	0,65		
расход, т/ч	11,0(0-12)	5,0(0-9,0)		
Номин. абс. давление пара за турбиной, кПа	65	50	60	60
номин.расход пара, т/ч	21,2	12,0	10,0	4,6
Масса поставляемого оборудования, т	31,5	26,0	17,0	17,0
Габариты ТГ, м:				
длина	6,3	4,94	4,8	4,8
ширина	2,5	2,5	2,85	2,85
высота	3,13	3,27	2,9	2,9

Таблица 2.6 – Турбогенераторы блочные с противодавлением

Показатели	ТГ 0,5А/0,4 P13/3,7	ТГ 0,6А/0,4 P12/3,7	ТГ 0,75А/0,4 P13/2	ТГ 1,25А/0,4 P13/2,5	ТГ 1,5А/10,5 P13/3	ТГ 0,5ПА/0,4 P11/6	ТГ 0,6ПА/0,4 P13/6	ТГ 0,75ПА/04 P13/4	ТГ 1,06/10,5 P2,2/0,12	ТГ 1,2/0,4 P24/1,2	ТГ 3,5А/10,5 P12/1,2	ТГ 4/10,5 P0,6/0,12
Номинальная мощность, кВт	500	600	750	1250	1500	500	600	750	1060	1200	3500	3800
Частота вращения ротора, мин ⁻¹ : турбины генератора	8000 1500	8000 1500	8000 1500	10500 1500	10500 3000	8000 1500	8000 1500	8000 1500	9300 1500	10000 1500	3000 3000	3000 3000
Параметр 3-фазн. тока: напряжение частота	400 50	400 50	400 50	400 50	10500 50	400 50	400 50	400 50	10500 50	400 50	10500 50	10500 50
Номинальные параметры свежего сухого насыщенного пара: абсолют.давление, МПа температура, °С	1,3 191	1,2 187	1,3 191	1,3 250	1,3 191	1,1 183	1,3 191	1,3 191	2,2 350	2,4 300	1,2 187	0,6 238
Номинальное абсолют. давление пара за турбиной, кПа	370	370	200	250	300	600	600	400	120	120	120	100
Номин. расход пара, т/ч	13,2	16,5	14,4	22,0	34,5	27,5	30,4	22,5	11,1	12,5	45	60
Масса турбогенератора, т	9,54	11,42	11,16	13,41	17,2	9,4	11,32	11,12	18,0	14,5	27,0	27,5
Габариты ТГ, м: длина ширина высота	4,24 2,13 2,27	4,47 2,13 2,37	4,4 2,13 2,37	5,37 2,32 2,51	5,89 2,36 2,39	4,24 2,13 2,27	4,47 2,13 2,37	4,4 2,13 2,37	5,29 1,93 2,42	4,7 2,2 2,5	6,83 2,4 3,52	7,3 2,1 3,0

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3.

Тепловой расчет когенерационных установок на базе газовых турбин

Целью практического занятия № 3 является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплине «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии». В процессе выполнения практического занятия студенты должны познакомиться с принципами теплового расчета когенерационных установок на базе газотурбинных двигателей. Определить мощность и удельные расходы топлива на выработку электрической и тепловой энергии. Определить суммарную мощность когенерационной установки. В качестве исходных данных для теплового расчета необходимо использовать данные, приведенные в таблице 3.1. Тепловой расчет когенерационной установки на базе ГТД выполняется по алгоритму, представленному в таблице 3.2. В объем отчета по практическому занятию входит расчетно-пояснительная записка, оформленная в соответствии с требованиями ВШТЭ к формату отчета. Расчетно-пояснительная записка к практическому занятию должна включать: введение, исходные данные, тепловой расчет когенерационной установки на базе ГТД, выводы по практическому занятию, библиографический список. При выполнении расчетов студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. В практикуме к выполнению практического занятия № 3 излагаются основы теплового расчета когенерационной установки на базе газовых турбин, методика и пример их расчета в таблице 3.2. В выводах к практическому занятию необходимо сделать анализ полученных результатов и привести окончательные значения тепловой и электрической нагрузки и выбранный тип, марку источника энергоснабжения на базе ГТД.

3.1. Основы термодинамического расчета когенерационной установки на базе газовых турбин

Принцип действия газотурбинной установки предусматривает получение полезной механической работы в турбине, работающей на продуктах сжигания газообразного или жидкого топлива.

На рис. 3.1 представлена принципиальная схема газотурбинной установки, состоящая из компрессора, газовой турбины, генератора, камеры сгорания, рекуператора, котла утилизатора.

На рис. 3.2 представлен идеальный цикл газотурбинной установки в P - V и T - S диаграммах.

Газотурбинная установка работает следующим образом: очищенный атмосферный воздух попадает в воздухозаборник, откуда он поступает в компрессор, в котором происходит адиабатический (изоэнтропный) процесс сжатия 1-2. После компрессора сжатый воздух поступает в специальный газоздушный теплообменник (рекуператор 4), в котором он предварительно нагревается выхлопным газом, выходящим из газовой турбины. Процесс

подогрева воздуха в рекуператоре изображается отрезком 2-5, процесс охлаждения выхлопного газа – 4-6. Подогретый в рекуператоре воздух поступает в камеру сгорания, куда непрерывно подводится и сжигается топливо. В $T-S$ диаграмме подвод теплоты в цикле ГТУ изображается отрезком 5-3.

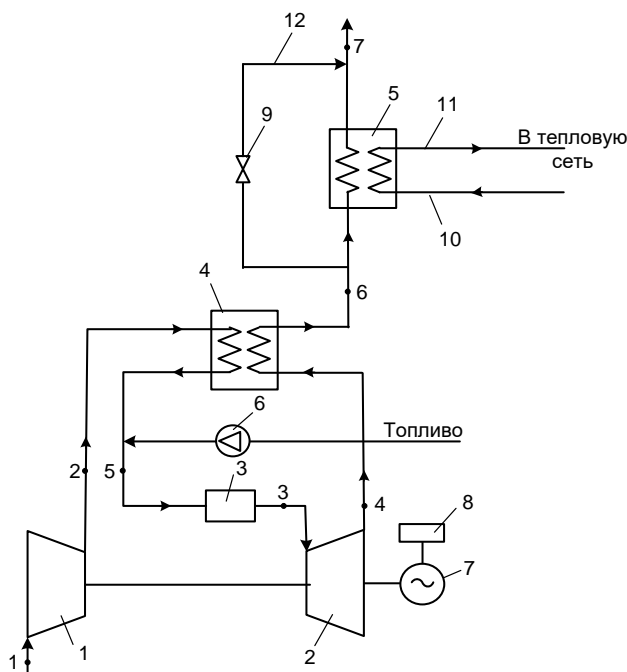


Рис. 3.1. Принципиальная схема газотурбинной установки:
 1 – компрессор; 2 – газовая турбина; 3 – камера сгорания; 4 – рекуператор;
 5 – котел утилизатор; 6 – дожимной топливный компрессор; 7 – генератор;
 8 – блок силовой электроники; 9 – байпасная заслонка; 10 – трубопровод
 подачи холодной воды; 11 – трубопровод отвода горячей воды;
 12 – байпасный газоход

Продукты сгорания из камеры сгорания отводятся в газовую турбину, в которой расширяются по адиабате 3-4, совершая полезную работу цикла ГТУ. Значительная часть полезной работы расходуется на привод компрессора, который сидит на одном валу с газовой турбиной.

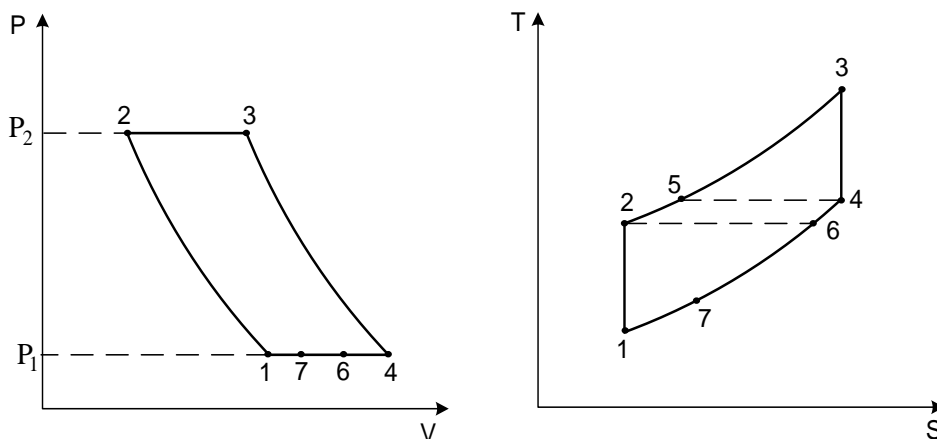


Рис. 3.2. Идеальный цикл газотурбинной установки в $P-V$ и $T-S$ диаграммах

Как уже было сказано, выхлопные газы из газовой турбины направляются в рекуператор и затем в котел утилизатор, в котором реализуется процесс охлаждения газа от точки *б* до точки *7*. Далее отработанный в установке газ выбрасывается в атмосферу через выхлопную трубу. Процесс *7-1* характеризует потерю теплоты в окружающую среду.

В реальных условиях процессы сжатия в компрессоре и расширения в газовой турбине сопровождаются внутренними потерями, величина которых оценивается внутренним относительным КПД газовой турбины и компрессора. Цикл газотурбинной установки с учетом названных потерь представлен на рис. 3.3 *а*.

Кроме названных потерь в турбомашинах, имеют место потери, обусловленные наличием гидравлических сопротивлений в тракте подачи воздуха и газа в газовую турбину, а также в выхлопном тракте, то есть при движении отработанного в турбине газа в рекуператоре и котле утилизаторе. На рис. 3.3 *б* представлен цикл газотурбинной установки с учетом названных потерь давления.

Как видно из рис. 3.3 *б*, давление перед газовой турбиной $P_{3д}$ меньше, чем P_2 из-за потерь давления в камере сгорания. В выхлопном патрубке газовой турбины давление выше атмосферного давления на величину потерь в тракте рекуператора и котла-утилизатора. Наличие гидравлических потерь приводит к уменьшению располагаемого перепада турбины. Так, при отсутствии потерь располагаемый перепад определяется отрезком *3-4*, а с учетом гидравлических потерь – отрезком $3_д - 4_д$.

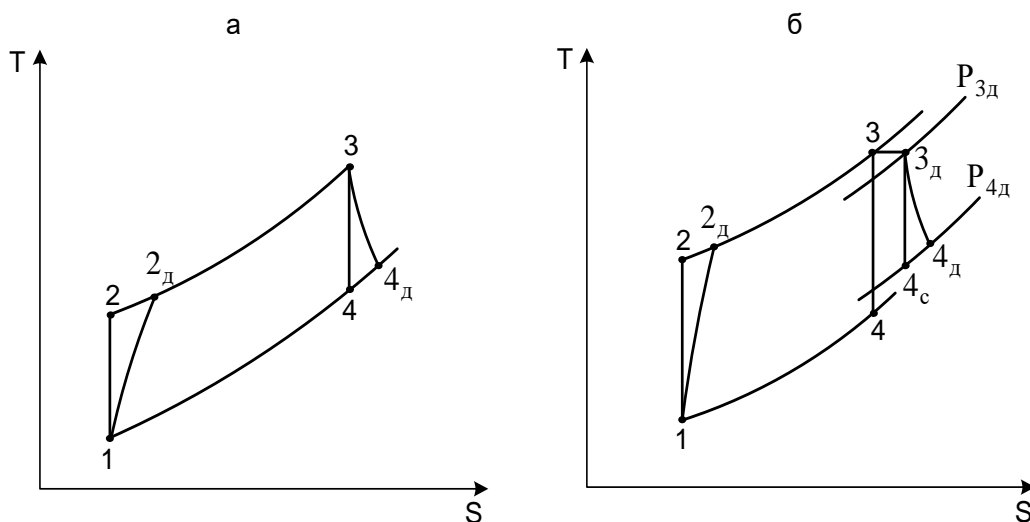


Рис. 3.3. Реальные циклы газотурбинных установок:
а – цикл ГТУ при действительном процессе сжатия в компрессоре и расширении в турбине; *б* – цикл ГТУ с учетом потерь давления в тракте подачи рабочего тела в газовую турбину и тракте отвода газа через рекуператор и котел-утилизатор

Данные потери могут быть учтены введением в расчет соответствующих коэффициентов гидравлических потерь во всасывающем тракте компрессора σ_{κ} , камере сгорания $\sigma_{\kappa c}$ и газовыхлопном устройстве $\sigma_{\text{выхл}}$.

$$\sigma = 1 - \frac{\Delta P}{P}, \quad (3.1)$$

где ΔP – величина гидравлического сопротивления на участке газоздушного тракта;

P – давление на входе в рассматриваемый участок.

Полезную удельную работу цикла ГТУ можно записать как разность между действительной удельной работой газовой турбины $L_{ГТД}$ и действительной удельной работой сжатия в компрессоре $L_{\kappa Д}$:

$$L_{ГТУ} = L_{ГТД} - L_{\kappa Д} = L_T \cdot \eta_{\text{оит}} - \frac{L_{\kappa}}{\eta_{\text{оик}}}, \quad (3.2)$$

где $\eta_{\text{оит}}, \eta_{\text{оик}}$ – внутренний относительный КПД газовой турбины и компрессора (в литературе по газовым турбинам данные КПД принято называть изоэнтропическими или внутренними);

L_T, L_{κ} – теоретическая работа расширения газа в газовой турбине и теоретическая работа сжатия воздуха в компрессоре.

Как известно, работа L_{κ} при адиабатическом сжатии может быть определена из следующего выражения:

$$L_{\kappa} = C_{\text{PB}} \cdot (T_2 - T_1) = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = C_{\text{PB}} \cdot T_1 \cdot [\pi_{\kappa}^m - 1], \quad (3.3)$$

где $\pi_{\kappa} = \frac{P_2}{P_1}$ – степень повышения давления в компрессоре;

P_1 – давление во всасывающей патрубке компрессора;

P_2 – давление в нагнетательной патрубке компрессора;

T_1 – температура воздуха перед компрессором (принимается);

T_2 – температура воздуха за компрессором при изоэнтропном процессе сжатия;

C_{PB} – теплоемкость воздуха.

$$\begin{aligned} L_T &= C_{\text{PT}} (1 + \beta) (T_3 - T_4) = C_{\text{PT}} T_3 (1 + \beta) (1 - \pi_T^m) = \\ &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} RT_3 (1 + \beta) (1 - \pi_T^m), \end{aligned} \quad (3.4)$$

где $\beta = \frac{1}{\alpha \cdot A_0} \approx 0,01 \div 0,02$ – коэффициент, учитывающий массу топлива,

поступившую в цикл ГТУ при сжигании топлива в камере сгорания;

$\alpha = 3 \div 7$ – общий коэффициент избытка воздуха в камере сгорания;

$A_0 \cong 14,7$ – число, характеризующее количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива;

C_{pT} – теплоемкость продуктов сгорания;

$\pi_T = \frac{P_2}{P_4}$ – степень расширения газа в газовой турбине;

T_3 – температура газа на входе в газовую турбину;

T_4 – температура газа на выходе из газовой турбины.

Из приведенных соотношений следует, что полезная работа $L_{ГТУ}$ зависит от многих факторов. Однако определяющими являются величины степени повышения давления $\pi = \pi_K \approx \pi_T$ и температура газа на выходе из камеры сгорания T_3 .

В некоторых работах по расчету циклов ГТУ [23, 24] приведена методика определения оптимального значения $\pi_{K_{ОПТ}}$, при котором достигается максимальный КПД установки при минимальном удельном расходе топлива на выработку электроэнергии и минимальных массогабаритных показателях.

Значение $\pi_{K_{ОПТ}}$ можно определить по следующей формуле:

$$\pi_{K_{ОПТ}} = (\eta_{oiK} \cdot \eta_{oiT} \cdot \lambda)^{\frac{1}{2m}}, \quad (3.5)$$

где $\lambda = \frac{T_3}{T_1}$ – отношение температуры газа перед газовой турбиной к температуре воздуха перед компрессором (необходимо подчеркнуть, что при анализе циклов все температуры определяют по параметрам торможения);

$m = \frac{k-1}{k}$ – показатель степени;

$k = \frac{k_B + k_T}{2}$ – среднее значение показателя адиабаты;

k_B – показатель адиабаты сжимаемого воздуха;

k_T – показатель адиабаты продуктов сгорания.

Теоретическую температуру воздуха на выходе из компрессора и теоретическую температуру газа на выходе из газовой турбины можно определить из соотношения для изоэнтропных процессов сжатия и расширения:

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^m = \frac{T_2}{T_1}, \quad \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^m = \frac{T_3}{T_4}. \quad (3.6)$$

Значения действительных температур газа на выходе из компрессора $T_{2\partial}$ и газовой турбины $T_{4\partial}$ можно найти из выражений для определения внутреннего относительного КПД этих машин:

$$\eta_{oiK} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2\partial} - T_1}, \quad \eta_{oiT} = \frac{T_3 - T_{4\partial}}{T_3 - T_4} \quad (3.7)$$

Температура газа T_3 во многом зависит от допускаемой температуры металла рабочих лопаток первой ступени газовой турбины и может достигать 1200 – 1400 °С.

Развиваемая мощность на валу газотурбинной установки

$$N_{ГТУ} = N_{ГТ} - N_K = G_G \cdot L_T \cdot \eta_{oiT} - \frac{G_B \cdot L_K}{\eta_{oiK}}, \quad (3.8)$$

где G_G, G_B – расход рабочего газа, выходящего из камеры сгорания и воздуха, сжимаемого в компрессоре.

В газотурбинных установках, в которых в качестве топлива используется газ, подаваемый из трубопровода с давлением ниже, чем давление в камере сгорания, применяется дожимной компрессор. На его привод также тратится часть полезной мощности, развиваемой газовой турбиной. Мощность газотурбинной установки при этом составит

$$N_{ГТУ} = N_{ГТ} - N_K - N_{ДК} = G_G \cdot L_T \cdot \eta_{oiT} - \frac{G_B \cdot L_K}{\eta_{oiK}} - \frac{B_T \cdot L_{ДК}}{\eta_{oiДК}}, \quad (3.9)$$

где $L_{ДК}$ – работа сжатия газа в дожимном компрессоре;

B_T – расход топлива.

Расход топлива определяется из уравнения теплового баланса камеры сгорания:

$$G_B \cdot (1 + \beta) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_{2Д}) = B_T \cdot H_u \cdot \eta_{кс}, \quad (3.10)$$

где $\eta_{кс}$ – КПД камеры сгорания.

Расход топлива также может быть определен по рассчитанной величине удельного расхода топлива на выработку 1 кВт·ч электроэнергии:

$$b_э = \frac{B_T}{N_{ГТУэ}} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_э}, \quad (3.11)$$

где $N_{ГТУэ}$ – электрическая мощность установки;

$\eta_э$ – электрический КПД установки, $\eta_э = \eta_T \cdot \eta_M \cdot \eta_G$;

$\eta_T = \frac{N_{ГТУ}}{B_T \cdot H_u}$ – внутренний или термический КПД установки;

η_M – механический КПД;

η_G – КПД генератора.

При проведении теплового расчета утилизационного цикла ГТУ определяются расчетные параметры состояния рабочего тела во всех узловых точках цикла, их расходы, а также показатели, характеризующие термодинамическую эффективность. При проведении указанных расчетов, с целью их упрощения, допускается принимать теплоемкость воздуха и газа постоянными величинами [26].

3.2. Исходные данные для теплового расчета цикла когенерационной установки на базе ГТД

Таблица 3.1 – Исходные данные для теплового расчета цикла ГТУ

№ п/п	Параметры	Единицы измерения	Обозначение	Варианты														
				Пример расчета	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Электрическая мощность газотурбинной установки	<i>кВт</i>	$N_{ГТУЭ}$	3000	3500	3000	4000	3000	3250	5000	3000	4500	4000	3000	4800	3750	2500	3000
2	Температура газа на выходе из камеры сгорания	<i>К</i>	T_3	1373	1273	1423	1373	1273	1373	1273	1423	1373	1273	1423	1373	1423	1373	1273
3	Температура воздуха перед компрессором	<i>К</i>	T_1	288	293	283	288	293	283	288	293	283	288	293	283	288	293	283
4	Топливо – природный газ (диз. топливо)	<i>кДж/кг</i>	H_u	44000	42000	44000	42000	44000	43000	44000	42000	44000	43000	44000	42000	44000	43000	44000
5	Давление воздуха перед компрессором	<i>кПа</i>	P_1	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101
6	Коэффициент гидравлических потерь во всасывающем тракте	–	σ_K	0,97	0,96	0,97	0,96	0,97	0,96	0,97	0,96	0,97	0,96	0,97	0,96	0,97	0,96	0,97
7	Внутренний относительный КПД компрессора	–	η_{0iK}	0,87	0,87	0,88	0,87	0,88	0,87	0,88	0,87	0,88	0,87	0,88	0,87	0,88	0,87	0,88
8	Механический КПД установки	–	η_M	0,96	0,97	0,95	0,96	0,97	0,95	0,96	0,97	0,95	0,96	0,97	0,95	0,96	0,97	0,95
9	КПД генератора	–	η_G	0,98	0,96	0,97	0,98	0,96	0,97	0,98	0,96	0,97	0,98	0,96	0,97	0,98	0,96	0,97

№ п/п	Параметры	Единицы измерения	Обозначение	Варианты														
				Пример расчета	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
11	Коэффициент гидравлических потерь камеры сгорания	–	σ_{KC}	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98	0,97	0,98
12	Коэффициент, учитывающий массу топлива, добавленного в цикловой воздух (0,01÷0,02)	–	β	0,01	0,015	0,012	0,01	0,015	0,012	0,01	0,015	0,012	0,01	0,015	0,012	0,01	0,015	0,012
13	Внутренний относительный КПД газовой турбины	–	η_{0IT}	0,91	0,92	0,93	0,91	0,92	0,93	0,91	0,92	0,93	0,91	0,92	0,93	0,91	0,92	0,93
14	Коэффициент гидравлических потерь в газовыхлопном тракте	–	$\sigma_{выкл}$	0,97	0,98	0,96	0,97	0,98	0,96	0,97	0,98	0,96	0,97	0,98	0,96	0,97	0,98	0,96
15	Теплоемкость атмосферного воздуха	$kJ/(kg \cdot K)$	C_{pB}	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
16	Теплоемкость продуктов сгорания	$kJ/(kg \cdot K)$	$C_{pГ}$	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
17	Показатель адиабаты сжимаемого воздуха	–	k_B	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41
18	Показатель адиабаты продуктов сгорания	–	k_G	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33

3.3. Тепловой расчет цикла когенерационной установки на базе ГТД

Таблица 3.2 – Алгоритм теплового расчета цикла когенерационной установки с ГТД

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетные величины
1	Отношение температуры газа перед газовой турбиной к температуре воздуха перед компрессором	–	$\lambda = \frac{T_3}{T_1}$	4,767	
2	Среднее значение показателя адиабаты	–	$k = \frac{k_B + k_{\Gamma}}{2}$	1,370	
3	Показатель степени	–	$m = \frac{k - 1}{k}$	0,270	
4	Оптимальная степень повышения давления	–	$\pi_{КОПТ} = (\eta_{oiK} \cdot \eta_{oiT} \cdot \lambda)^{\frac{1}{2m}}$	11,693	
5	Давление воздуха за компрессором	МПа	$P_2 = P_1 \cdot \sigma_K \cdot \pi_{КОПТ}$	1,146	
6	Действительная температура воздуха за компрессором	К	$T_2 = T_1 \cdot \pi_{КОПТ}^m$	559,515	
		К	$T_{2\partial} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{oiK}}$	600,086	
7	Действительная работа сжатия в компрессоре	кДж/кг	$L_{\text{кд}} = \frac{L_K}{\eta_{oiK}} =$ $= \frac{1}{\eta_{oiK}} \cdot \frac{k}{k-1} RT_1 (\pi_{КОПТ}^m - 1) =$ $= \frac{1}{\eta_{oiK}} \cdot C_{PB} \cdot T_1 (\pi_{КОПТ}^m - 1)$	315,207	
8	Давление газа перед турбиной	МПа	$P_{3\partial} = P_1 \cdot \pi_{КОПТ} \cdot \sigma_{KC}$	1,157	
9	Степень понижения давления в турбине с учетом потерь давления в газовыхлопном тракте	–	$\pi_T = \frac{P_{3\partial}}{P_1} \cdot \sigma_{ВЫХЛ}$	11,115	
10	Давление газа за турбиной	МПа	$P_{4\partial} = \frac{P_1}{\sigma_{ВЫХЛ}}$	0,104	
11	Теоретическая температура газа за турбиной	К	$T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{P_{3\partial}}{P_{4\partial}}\right)^m}$	716,462	
12	Действительная температура газа за турбиной	К	$T_{4\partial} = T_3 - (T_3 - T_4) \cdot \eta_{oiT}$	775,551	
13	Теоретическая работа расширения в турбине	кДж/кг	$L_T = C_{PT} \cdot (1 + \beta) \cdot (T_3 - T_4)$	762,568	
14	Действительная работа расширения газа в турбине	кДж/кг	$L_{ГТД} = L_T \cdot \eta_{oiT}$	693,937	
15	Полезная работа ГТУ	кДж/кг	$L_{ГТУ} = L_T - L_{\text{кд}}$	447,361	
16	Затраченная теплота в цикле ГТУ	кДж/кг	$q_{ГТУ} = \frac{1}{\eta_{KC}} [C_{PT} \cdot (1 + \beta) \cdot T_3 - C_{PB} \cdot T_{2\partial}]$	1008,829	

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетные величины
17	Внутренний КПД установки	–	$\eta_i = \frac{L_{ГТУ}}{q_{ГТУ}}$	0,443	
18	Абсолютный электрический КПД установки	–	$\eta_{\text{Э}} = \eta_i \cdot \eta_M \cdot \eta_{\Gamma}$	0,417	
19	Удельный расход топлива	кг/(кВт·ч)	$b_{\text{Э}} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{\text{Э}}}$	0,196	
20	Часовой расход топлива	кг/ч	$B_{\Gamma} = b_{\text{Э}} \cdot N_{ГТУ}$	588,346	
21	Удельный расход воздуха	кг/кДж	$d = \frac{I}{L_{ГТУ}}$	0,00224	
22	Расход воздуха в цикле ГТУ	кг/с	$G_B = d \cdot N_{ГТУ\text{Э}}$	6,706	

3.4. Газотурбинные установки малой мощности отечественного и зарубежного производства

На российском рынке энергетического оборудования достаточно широко представлены газотурбинные установки малой мощности, выпускаемые на базе авиационных двигателей такими предприятиями, как «Пермский моторостроительный завод», НПО «Сатурн», «Завод им. В. Я. Климова» и др. Топливом в таких установках является керосин, дизельное топливо, природный газ и попутный газ нефтяных месторождений.

Необходимое оборудование размещается в транспортабельных контейнерах, оборудованных всеми необходимыми системами для их нормальной эксплуатации.

На рис. 3.4 представлена типовая модульная газотурбинная установка (газотурбинная ТЭЦ), предназначенная для производства электрической и тепловой энергии.

Модульное исполнение газотурбинных ТЭЦ повышает надежность источника электро- и теплоснабжения и сокращает сроки монтажа от нескольких дней до нескольких недель, в зависимости от комплектации и местных условий.

В таблице 3.3 приводится перечень отечественных и зарубежных предприятий и основные технические характеристики выпускаемых ими газотурбинных установок для выработки электрической и тепловой энергии.

Особое место в ряду выпускаемых ГТУ зарубежными фирмами занимает микротурбинные установки (МТУ) компании Calnetix Power Solutions. В настоящее время компания выпускает установку мощностью 100 кВт модели TA-100.

Таблица 3.3 – Технические характеристики газотурбинных двигателей

Модель	Мощность номинальная, МВт	Расход газа на 100%-й нагрузке, кг/ч	КПД, %	Степень повышения давления	Расход рабочего тела через двигатель, кг/с	Частота вращения выходного вала генератора, мин ⁻¹	Температура газов на выходе из двигателя, С°	Давление топливного газа, МПа
<i>Аэросила, НПП, ОАО</i>								
1А16-100	0,333	94,6	28			1500		
<i>Зоря-Машпроект, НПКГ, ГП</i>								
UGT2500(ДО49)	2,85	784	28,5	12	16,5	14000/3000	460	2,5
<i>Ивченко-Прогресс, ГП</i>								
ГТП АИ-2500	2,5	769,5	24,2	7,5	20,5	12350/1000	408	1,08
Д-336-1-4	4,2	1150	26,5	13	27,5	8200/3000	407	2,35
Д-336-2-4	4,2	1150	26,5	13	27,5	8200/3000	407	2,35
<i>Калужский двигатель (КАДВИ), ОАО</i>								
9И56	0,11	82	11	3,3	1,45	38000/8000	550	0,55
9И56М	0,155	80	16	4,2	1,48	40000/8000	515	0,78
ОКА-1	0,155	82	16	4,7	1,70	41200/6000	470	0,85
ОКА-2	0,2	93	18	5,0	1,76	43400/6000	500	1,0
ОКА-3	0,265	116	19	5,7	1,93	46000/6000	550	1,1
<i>Климов, ОАО</i>								
ТВ3-117	1,1	460	25,4	8	7,88	-/1500	402	1,2
<i>Мотор Сич, ОАО</i>								
ТВ3-137	1,07	320	25	5,5	7,63	5000/1000	392	1,0-1,3
АИ-20 ДМН	2,5	995	24	7,48	20,8	2350/1000	520	1,08
АИ-20-ДМЭ	2,5	836	24	7,48	20,8	2350/1000	520	1,08
ГТЭ-МС-2.5Д	2,5	995	24	7,48	20,8	2350/1000	520	1,08
<i>Пермский моторный завод (ПМЗ), ОАО (УК ПМК)</i>								
ГТУ-2.5П	2,7	873	21,9	5,9	25,6	500/3000	361	1,0-1,2
ГТУ-4П	4,3	1234	24,7	7,3	29,8	500/3000	414	1,2-1,6
<i>Пролетарский завод, ОАО</i>								
ГТГ-1500-2Г	1,5	520	21	6,1	11,2	2500/1500	480	1,2
<i>Самарский научно-технический комплекс им. Н.Д. Кузнецова (СНКТ), ОАО</i>								
НК-127	4	950	32	13,6	16	13000/3000	450	3,0
<i>Сатурн, НПО, ОАО</i>								
ДО49Р	2,85	700	28,5	12	15	3000	733	2,1-2,5
<i>Capstone Turbine Corporation</i>								
С30	0,01		28		0,31	96000	320	,03-0,35
С65	0,065	16,4	29		0,49	96000	309	,52-0,56
С200	0,19		41	4	6,7		280	,02-0,52
С200	0,2		33	4	6,7		280	,52-0,56

Модель	Мощность номинальная, МВт	Расход газа на 100%-й нагрузке, кг/ч	КПД, %	Степень повышения давления	Расход рабочего тела через двигатель, кг/с	Частота вращения выходного вала генератора, мин ⁻¹	Температура газов на выходе из двигателя, С°	Давление топливного газа, МПа
<i>Daihatsu Diesel Mfg. Co. Ltd.</i>								
DT-4	0,44	230	41	8	2,97	-/1500	535	,2-1,6
DT-6	0,66	340	42	8	4,72	-/1500	560	,2-1,6
DT-4W	0,88	460	41,5	8	5,94	-/1500	535	,2-1,6
DT-10	1,1	610	36	8	8,23	-/1500	500	,2-1,6
DT-10A	1,3	680	41,5	8	8,23	-/1500	550	,2-1,6
DT-14	1,5	800	40,7	8	10,2	-/1500	560	,2-1,6
DT-20	2,2	1140	41,9	8	14,8	-/1500	530	,2-1,6
DT-10W	2,25	1200	40,7	8	16,47	-/1500	500	,2-1,6
DT-10AW	2,6	1360	41,5	8	16,47	-/1500	550	,2-1,6
DT-14W	3	1600	40,7	8	20,43	-/1500	560	,2-1,6
DT-20W	4,4	2280	41,9	8	29,79	-/1500	545	,2-1,6
<i>Distributed Energy Systems Corp.</i>								
MT-100	0,1		33	4,5	0,79	30000	539	,6-0,95
<i>Mitsui Engineering & Shipbuilding Co. Ltd.</i>								
SB5	1,1	304	25,5	10		25600/3000	492	,8-2,3
SB15	2,7	764	25,6	10		13070/3000	491	,8-2,3
MSC4Q	3,5	906	27,9	9,7	18,6	-/1500	437	,8-2,3
MSC5Q	4,3	1070	29,3	10,3	19,1	-/1500	501	,8-2,3
<i>OPRA Technologies ASA</i>								
OP 16-2GL	2	711	27,8	6,7	8,8	26000/1500	559	,6-2,0
<i>BS Velka Bites, a. s.</i>								
TE 100G	0,1	71,3		3,9		56000/52400	780	,2-1,5
<i>Pratt & Whitney Canada</i>								
ST5	0,457	139,6	23,5	7,3	2,4	30000/3000		
ST6L-721	0,508	156,2	23,4	7,3	3	33000/3000		
ST6L-795	0,678	197,7	24,7	7,3	3,3	33000/3000		
ST6L-813	0,848	237	26	7,3	4	30000/3000		
ST6L-90	1,18	302	28	7,3	5,3	30000/3000		
ST18A (DLE)	1,96	466	30,2	13,7	8,4	20000/3000		
ST18A (WLE)	2,02	530	28,3	13,7	9,2	20000/3000		
ST30	3,3	753	32	16,6	14,4	14875/3000		
ST40	4	879	33	16,6	15,1	14875/3000		
<i>Rolls –Royce Power Engeneering Plc (Power Generation)</i>								
501-KC5	4,1				15,5	13600/3000	571	,6-2,0
501-KB5	4,8	998	29	9,4	15,4	14600/3000	560	,8-2,2

Технические характеристики микротурбинной установки ТА-100 РСНР (по данным завода изготовителя) приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Технические характеристики установки ТА-100 РСНР

Показатели	Размерность	Величина
Электрическая мощность	кВт	100
Тепловая мощность (ГВС/отопление) (49/60) (70/95)	кВт	172 / 160
КПД электрический	%	29
КПД полный	%	> 75 (%)
Величина тока при нагрузке 100 %	А	200
Максимальное значение тока (перегрузка) в течение 5 секунд	А	300
Расход газа в режиме номинальной мощности	нм ³ /ч	39/34
Длина (в помещении /нар. исп)	мм	3111,5 / 3316,5
Ширина (в помещении /нар. исп)	мм	917 / 917
Высота (в помещении /нар. исп)	мм	2123 / 2250
Масса (в помещении /нар. исп)	кг	1814 / 2040
Тип электрического генератора	высокооборотный, с двумя постоянными магнитами	
Частота вращения ротора	мин ⁻¹	68000
Расход воздуха газотурбинного агрегата	кг/с	1
Максимальное аэродинамическое сопротивление выхлопного тракта	Па	1250
Расход воздуха на охлаждение силовой электроники	нм ³ /с	0,38
Расход воздуха на охлаждение масляной системы, котла-утилизатора и дожимного компрессора	нм ³ /с	0,755
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого газохода выхлопных газов	Па	1240
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого воздуховода для отвода охлаждающего воздуха от масляно-воздушного радиатора и котла-утилизатора	Па	50
Максимальное аэродинамическое сопротивление присоединяемого воздуховода для отвода охлаждающего воздуха от силовой электроники и дожимного компрессора	Па	185
Избыточное давление газа на входе в дожимной компрессор	кПа	от 0,5 до 35
Объем масляного бака	л	19
Температура выхлопных газов на входе в котел-утилизатор	°С	310
Температура выхлопных газов на выходе из котла-утилизатора	°С	90
Температура воды на входе в котел-утилизатор	°С	70
Температура воды на выходе из котла-утилизатора	°С	95
Минимальный рекомендуемый расход воды	л/мин	75

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4

Когенерационные установки на базе газопоршневых двигателей

Целью практического занятия № 4 является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплине «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии». В процессе выполнения практического занятия студенты должны познакомиться с принципами термодинамического расчета когенерационных установок на базе газопоршневых двигателей. Определить мощность и удельные расходы топлива на выработку электрической и тепловой энергии. Определить суммарную мощность когенерационной установки. В качестве исходных данных для термодинамического расчета необходимо использовать данные приведенные в таблицах 4.1 и 4.2. Термодинамический расчет когенерационной установки на базе ГПД выполняется по алгоритму, представленному в таблице 4.3. В объем отчета по практическому занятию входит расчетно-пояснительная записка, оформленная в соответствии с требованиями ВШТЭ к формату отчета. Расчетно-пояснительная записка к практическому занятию должна включать: введение, исходные данные, термодинамический расчет когенерационной установки на базе ГПД, выводы по практическому занятию, библиографический список. При выполнении расчетов студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. В практикуме к выполнению практического занятия № 4 излагаются основы термодинамического расчета когенерационной установки на базе газопоршневых двигателей, методика и пример их расчета в таблице 4.3. В выводах к практическому занятию необходимо сделать анализ полученных результатов и привести окончательные значения тепловой и электрической нагрузки и выбранный тип, марку источника энергоснабжения на базе ГПД.

4.1. Термодинамические циклы газопоршневых двигателей

Первые поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) работали на газообразном топливе, используя светильный газ. Значительный вклад в развитие таких двигателей внес немецкий изобретатель *Н.Отто*, разработавший двигатель с предварительным сжатием и искровым зажиганием.

Несколько позднее *Рудольф Дизель* разработал двигатель, до сих пор носящий его имя, в котором используется специальное дизельное топливо. Благодаря высокой концентрации энергии в единице объема, оно практически вытеснило газообразное топливо в двигателях внутреннего сгорания.

Рассмотрим следующие основные циклы ДВС, работающие на жидком топливе при различных способах воспламенения топлива или при различных способах подвода теплоты.

Различают следующие циклы ДВС. Двигатели с подводом теплоты при постоянном объеме ($V = \text{const}$), двигатели с подводом теплоты при постоянном давлении ($P = \text{const}$) и двигатели, работающие по смешанному циклу.

Идеальный цикл ДВС при подводе теплоты $V = \text{const}$ (цикл *Отто*) в P - V и T - S диаграммах представлен на рис. 4.1.

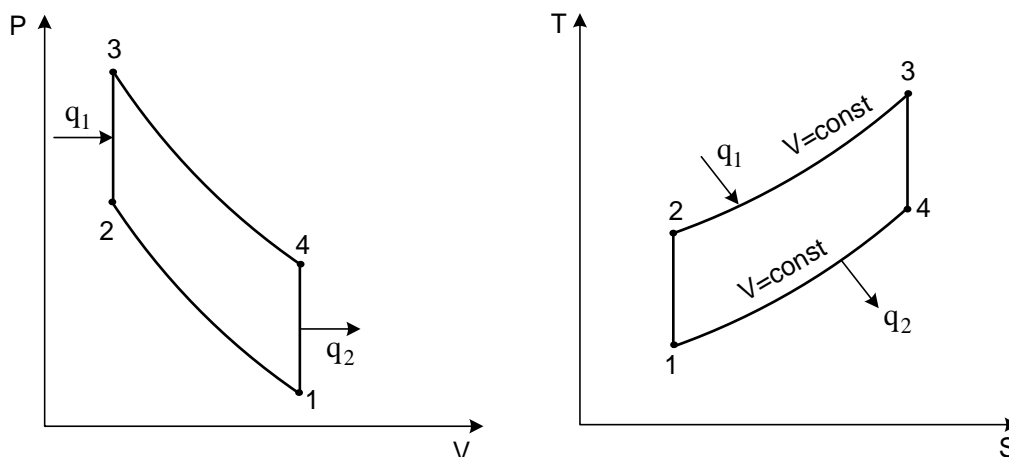


Рис. 4.1. Идеальный цикл двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $V = \text{const}$ в P - V и T - S диаграммах

В этом цикле процесс сжатия рабочей смеси происходит по адиабате $1-2$. Изохора $2-3$ соответствует горению топлива, воспламеняемого от электрической искры и подводу теплоты q_1 . Рабочий ход поршня осуществляется при адиабатическом расширении продуктов сгорания, изображен линией $3-4$. Отвод теплоты q_2 осуществляется по изохоре $4-1$, соответствующей выхлопу отработанных газов в атмосферу.

Термический КПД рассматриваемого цикла, характеризующий эффективность использования теплоты сжигаемого топлива, вычисляется следующим образом:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_V(T_4 - T_1)}{C_V(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \cdot \frac{T_1}{T_2}. \quad (4.1)$$

Сравнение адиабат $1-2$ и $3-4$ позволяет сделать вывод, что

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (4.2)$$

и, следовательно, получить

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2}. \quad (4.3)$$

Отношение всего объема рабочего цилиндра V_1 к объему камеры сжатия V_2 называется степенью сжатия и является основной характеристикой цикла Отто:

$$\varepsilon = V_1 / V_2. \quad (4.4)$$

Для адиабатического процесса справедливо следующее соотношение, устанавливающее связь между V и T :

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1}, \quad (4.5)$$

которое позволяет записать уравнение для термического КПД в следующем виде:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (4.6)$$

Из последнего соотношения видно, что термический КПД двигателей, работающих по циклу *Отто*, зависит только от степени сжатия ε и с её увеличением возрастает. При этом температура в конце сжатия T_2 не должна достигать температуры самовоспламенения горючей смеси. Поэтому степень сжатия в реальных двигателях такого типа не превышает 10 и зависит от характеристик применяемого топлива.

Степень сжатия в цикле может быть повышена, если сжимать не горючую смесь, а воздух, и затем, получив высокие давление и температуру, обеспечить самовоспламенение распыленного в цилиндре топлива. В этом случае процесс горения затягивается и двигатели такого типа характеризуются постепенным (или медленным) сгоранием топлива при постоянном давлении. Идеальный цикл такого двигателя внутреннего сгорания называется циклом *Дизеля* и осуществляется следующим образом (рис. 4.2). Рабочее тело (воздух) сжимается по адиабате 1-2, изобарный процесс 2-3 соответствует процессу горения топлива, т.е. подводу теплоты q_1 , а рабочий ход выражен адиабатным расширением продуктов сгорания 3-4. Наконец, изохора 4-1 характеризует отвод теплоты q_2 , заменяя для четырехтактных двигателей выхлоп продуктов сгорания и всасывание новой порции воздуха.

Формула для расчета термического КПД в этом случае принимает вид

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = \frac{T_4/T_1 - 1}{k(T_3/T_2 - 1)} \frac{T_1}{T_2}. \quad (4.7)$$

Кроме степени сжатия ε , у цикла *Дизеля* имеется еще одна характеристика – степень предварительного расширения ρ :

$$\rho = V_3 / V_2. \quad (4.8)$$

Для изобары 2-3 можно записать $V_3/V_2 = T_3/T_2$. Рассматривая изохору 4-1 и учитывая, что $P_4 V_4^k = P_3 V_3^k$, $P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$ и $V_4 = V_1$, получаем

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} = \frac{P_4 V_4^k}{P_1 V_1^k} = \frac{P_3 V_3^k}{P_2 V_2^k} = \rho^k. \quad (4.9)$$

Окончательно с учетом соотношения (4.9) формула для расчета термического КПД цикла *Дизеля* имеет вид:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (4.10)$$

Выражение (4.10) показывает, что основным фактором, определяющим экономичность двигателей, работающих по циклу *Дизеля*, также является величина степени сжатия ε , с увеличением которой термический КПД цикла возрастает.

Как указывалось, нижний предел ε определен необходимостью получения в конце сжатия температуры, значительно превышающей температуру самовоспламенения топлива. Верхний предел ε (до 20) ограничен допустимым давлением в цилиндре, превышение которого приводит к утяжелению конструкции и увеличению потерь на трение.

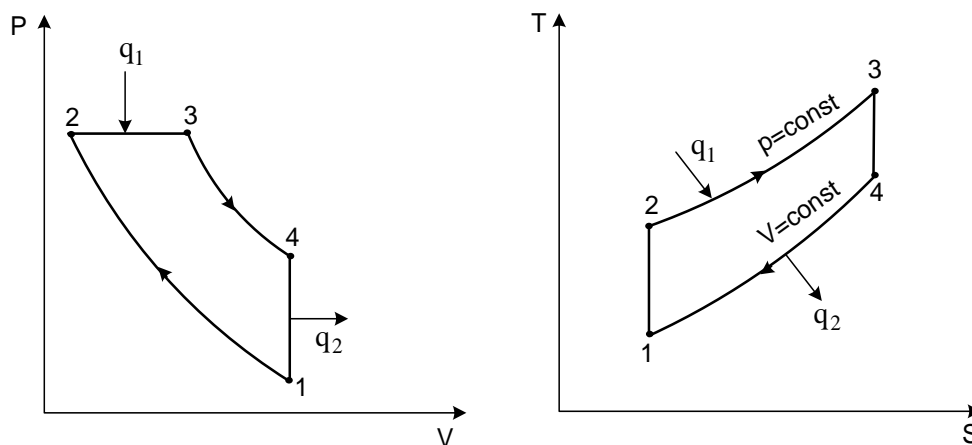


Рис. 4.2. Идеальный цикл двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $P = \text{const}$ (цикл *Дизеля*) в P - V и T - S диаграммах

Повышение степени предварительного расширения ρ вызывает снижение термического КПД цикла с подводом теплоты при постоянном давлении. Отсюда следует, что с увеличением нагрузки и удлинением процесса горения топлива экономичность двигателя уменьшается. Это следует учитывать наряду с другими обстоятельствами при определении оптимального режима работы двигателя.

Цикл *Тринклера* или *цикл со смешанным подводом теплоты*, по которому работают современные бескомпрессорные дизели (рис.4.3), осуществляется по следующей схеме. Адиабата $1-2$ соответствует сжатию в цилиндре воздуха до температуры, превышающей температуру самовоспламенения топлива. Изохора $2-3$ соответствует процессу горения топлива, впрыскиваемого в цилиндр, а изобара $3-4$ изображает процесс горения остальной части топлива по мере поступления его из форсунки. Расширение продуктов сгорания идет по адиабате $4-5$, а изохора $5-1$ соответствует выхлопу отработавших газов в атмосферу. Таким образом, теплота q_1 подводится в двух процессах $2-3$ и $3-4$.

$$q_1 = q_1^1 + q_1^2. \quad (4.11)$$

Выражение для термического КПД цикла со смешанным подводом теплоты записывается в следующем виде:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)} \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (4.12)$$

Параметр λ называется степенью повышения давления в изохорном процессе и рассчитывается по формуле

$$\lambda = P_3/P_2. \quad (4.13)$$

В двигателях, работающих по циклу *Тринклера*, распыление топлива производится топливным насосом высокого давления, а компрессор, применяемый

при пневматическом распылении топлива, отсутствует. Степень сжатия в рассматриваемом цикле может достигать 18.

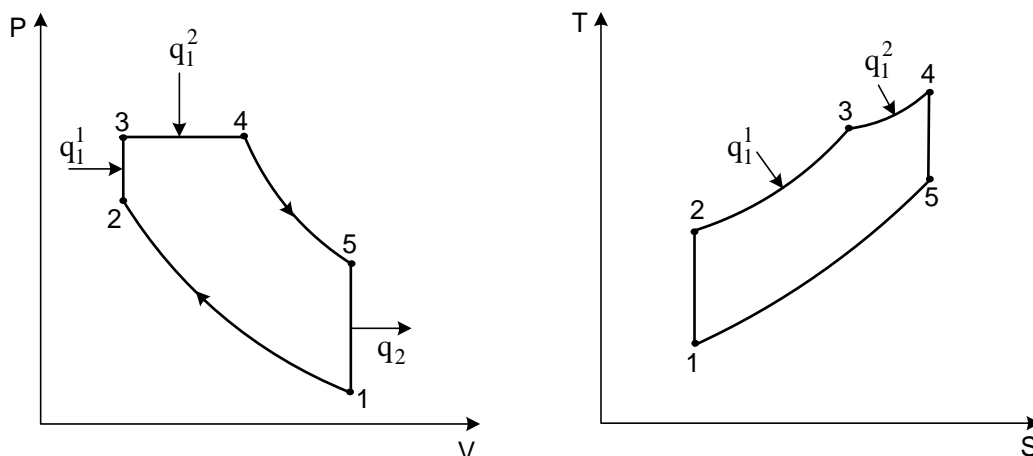


Рис. 4.3. Идеальный цикл Тринклера со смешанным подводом теплоты в P - V и T - S диаграммах

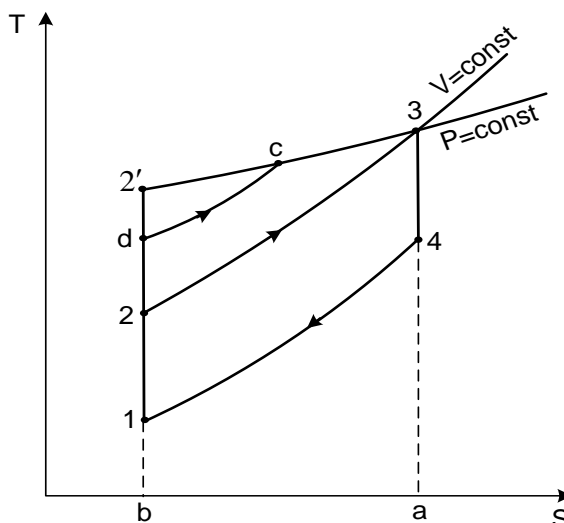


Рис. 4.4. Идеальные циклы ДВС при $V=\text{const}$, $P=\text{const}$ и цикл *Тринклера* с одинаковой температурой T_3

Выражение (4.12) является общим для циклов поршневых ДВС и при $\lambda=1$ и $\rho=1$ переходит в соответствующие формулы для термического КПД циклов с подводом теплоты при постоянном давлении или постоянном объеме. Сравнение эффективности рассмотренных циклов проведем с помощью T - S диаграммы (рис. 4.4), предположив, что в каждом из них достигается одинаковая максимальная температура T_3 . Одинаковы и количества отведенной теплоты q_2 в каждом цикле (площадь $14av$). При таких условиях полезно используемая теплота цикла, равная полезной работе цикла, будет наибольшей для цикла *Дизеля* $12'34$ и наименьшей для цикла *Отто* 1234 . Цикл *Тринклера* $1dc34$ занимает промежуточное положение.

Таким образом, термический КПД, характеризующий степень термодинамического совершенства цикла, будет наибольшим для цикла с подводом теплоты при постоянном давлении и наименьшим для цикла с подводом теплоты при постоянном объеме.

4.2. Термодинамический расчет основных параметров работы газопоршневых двигателей

Целью термодинамического расчета является определение основных параметров состояния рабочего тела в узловых точках цикла, расхода воздуха и отработавших газов в выхлопном патрубке двигателя.

Наличие таких расчетов позволяет определить пути более рационального использования тепловой энергии, отводимой от системы охлаждения двигателя и выхлопных газов при различных режимах его работы.

В ДВС величина степени сжатия ε является паспортной характеристикой и зависит от типа двигателя.

Для достижения наибольшей мощности коэффициент избытка воздуха α для двигателей с искровым зажиганием должен лежать в пределах 0,85 – 0,96.

Смесь топлива и воздуха в теории ДВС называют зарядом. В качестве параметров исходного состояния заряда на впуске для двигателей без наддува принимают параметры окружающей среды $T_o = 288 \text{ К}$, $P_o = 0,1 \text{ МПа}$.

При применении турбонаддува температура воздуха после компрессора T_k определяется по уравнению политропы:

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{P_k}{P_o} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (4.14)$$

где n – показатель политропы сжатия.

Расчет процессов газообмена, связанного с очисткой рабочих цилиндров от продуктов сгорания и наполнением цилиндра свежим зарядом, сводится к определению давления и температуры остаточных газов P_2 , T_2 , величины подогрева свежего заряда ΔT , давления заряда в конце впуска P_a .

Давление остаточных газов определяется давлением среды, в которую происходит выпуск отработавших газов. В установках с утилизацией теплоты отработавших газов величина P_2 зависит от сопротивления теплоутилизационного оборудования и в первом приближении может быть принята равной $(1,15 - 1,25) \cdot P_o$.

Для двигателей с искровым зажиганием величина T_2 может лежать в диапазоне 800 – 1100 К.

Величина подогрева свежего заряда ΔT зависит от конструкции впускного трубопровода и может быть принята равной $\Delta T = 8 \text{ К}$.

Давление заряда в конце впуска является основным фактором, определяющим количество свежего заряда, поступающего в рабочий цилиндр. Потери давления ΔP по сравнению с давлением окружающей среды определяются гидравлическими сопротивлениями воздушного фильтра, впускного трубопровода и клапана, охладителя надувочного воздуха.

Для ДВС с искровым зажиганием $\Delta P = (0,05-0,2) \cdot P_o$. Как правило, $\Delta P = 0,008 \text{ МПа}$ и $P_a = 0,092 \text{ МПа}$.

Коэффициент остаточных газов характеризует качество очистки цилиндров от продуктов сгорания и может быть найден по формуле

$$\gamma_{ocm} = \frac{T_{\kappa} + \Delta T}{T_z} \cdot \frac{P_z}{\varepsilon \cdot P_a - P_z}. \quad (4.15)$$

При номинальном режиме работы двигателя $\gamma_{ocm} = 0,04 - 0,12$.

Температура заряда в конце впуска T_a может быть оценена по уравнению

$$T_a = \frac{T_{\kappa} + \Delta T + \gamma_{ocm} \cdot T_z}{1 + \gamma_{ocm}}. \quad (4.16)$$

Величина T_a для двигателей с искровым зажиганием при номинальных параметрах работы может лежать в пределах $T_a = 320 - 370$ К.

Коэффициент наполнения η_v представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступающего в цилиндр в процессе впуска, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объеме цилиндра при условии, что температура и давление в нем равны температуре и давлению среды при впуске.

Снижение гидравлического сопротивления тракта впуска приводит к увеличению η_v , величина которого может быть определена по формуле

$$\eta_v = \frac{\varepsilon \cdot P_a - P_z}{P_{\kappa}} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_{\kappa}}{T_{\kappa} + \Delta T}. \quad (4.17)$$

Для четырехтактных двигателей при работе на номинальном режиме $\eta_v = 0,7 - 0,9$.

Расчет процесса сжатия сводится к определению параметров заряда P_c и T_c в конце данного процесса:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_l}; \quad (4.18)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_l - 1}. \quad (4.19)$$

Показатель политропы n_l зависит от теплообмена между зарядом и стенками камеры сгорания. При увеличении отвода теплоты от заряда происходит снижение показателя политропы n_l . Возможные значения n_l , P_c и T_c при работе на номинальных режимах:

$$n_l = 1,28 - 1,38; \quad P_c = 0,8 - 2,0 \text{ МПа}; \quad T_c = 550 - 800 \text{ К}.$$

В процессе сгорания топлива химическая энергия превращается в теплоту, которая расходуется на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение полезной работы. В результате расчета определяется количество рабочего тела и его параметры в конце процесса горения топлива.

Количество заряда M_c , находящегося в рабочем цилиндре в конце процесса сжатия, определяется количеством свежего заряда M_l и остаточных газов M_z :

$$M_c = M_l \cdot M_r. \quad (4.20)$$

Расчет процесса сгорания выполняется на 1 кг сжигаемого топлива. Количество воздуха V_o , рассчитываемое в киломолях, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, зависит от элементарного состава топлива:

$$V_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (4.21)$$

где C, H, O – массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг. Для бензина $V_c = 0,517$ кмоль/кг. Элементарный состав бензина: $C = 0,855; H = 0,145; O = 0$.

H_u – количество теплоты сгорания топлива.

Количество свежего заряда M_1 , выраженное в киломолях:

$$M_1 = \alpha \cdot V_o, \text{ кмоль.}$$

Количество остаточных газов M_2 в рабочем цилиндре:

$$M_2 = \gamma_{ост} \cdot M_1, \text{ кмоль.}$$

Количество заряда в рабочем цилиндре в конце процесса сгорания M_z на 1 кг топлива:

$$M_z = M_2 + M_2', \text{ кмоль,}$$

где M_2' – количество продуктов, образующееся при сгорании 1 кг топлива.

Для бедных смесей

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208) \cdot V_o. \quad (4.22)$$

Величина $M_2 = 0,528$ кмоль/кг для номинальных параметров работы двигателя на жидком топливе – бензине.

В результате сгорания происходит относительное изменение объема рабочего тела. Данное изменение может быть учтено коэффициентом молярного изменения μ_o горючей смеси или действительным коэффициентом молярного изменения μ_d :

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}; \mu_d = \frac{M_2 + M_2'}{M_1 + M_2'}. \quad (4.23)$$

Величина μ_d для двигателей с искровым зажиганием составляет 1,02...1,12.

Величина температуры в конце процесса сгорания топлива лежит в пределах $T_z = 2400\text{--}2900$ К, меньшее значение соответствует топливу с меньшей теплотворной способностью.

Давление газов в конце сгорания P_z определяется из уравнения

$$P_z = P_c \cdot \mu_d \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (4.24)$$

и затем уточняется по уравнению

$$P_z = U \cdot P_z, \quad (4.25)$$

где $U = 0,85\text{--}0,88$ – коэффициент скругления (или полноты индикаторной диаграммы), учитывающий уменьшение максимального давления вследствие движения поршня и увеличения объема камеры к концу процесса сгорания.

Объем газов в конце сгорания V_z принимается равным объему камеры сгорания:

$$V_z = V_c. \quad (4.26)$$

В процессе расширения продуктов сгорания топлива происходит преобразование тепловой энергии в механическую.

Расчетными параметрами являются давление P_e и температура T_e в конце процесса расширения. Для упрощения принимается средний показатель

политропы n_2 , значение которого возрастает с увеличением коэффициента использования теплоты.

$$P_B = \frac{P_Z}{\varepsilon^{n_2}}; T_B = \frac{T_Z}{\varepsilon^{n_2-1}}. \quad (4.27)$$

Для карбюраторных двигателей $P_g \approx 0,47 \div 0,5$ МПа; $T_g \approx 1500-1700$ К.

Оценка эффективности цикла ДВС осуществляется по индикаторным показателям. Среднее индикаторное давление P_i – это условное постоянное давление, при котором за один ход поршня совершается работа, равная индикаторной работе цикла L_i . Величина P_i численно равна работе, получаемой с единицы рабочего объема цилиндра V_h :

$$P_i = L_i / V_h. \quad (4.28)$$

Действительное среднее индикаторное давление для четырехтактного двигателя может составлять величину $1,10 \div 1,15$ МПа.

Индикаторный КПД η_i характеризует степень использования теплоты топлива для получения индикаторной работы. Названный КПД представляет отношение количества теплоты, эквивалентного индикаторной работе цикла L_i , ко всему количеству теплоты, внесенному в цилиндр при воспламенении топлива. При расчетах на 1 кг топлива индикаторный КПД, учитывающий все тепловые потери действительного цикла, может быть определен по формуле:

$$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{P_i \cdot M_l \cdot T_0}{H_u \cdot \eta_v \cdot p_0} = \frac{N_i}{H_u \cdot B_m}. \quad (4.29)$$

Совершенство цикла оценивается величиной удельного расхода топлива, представляющей отношение расхода топлива в граммах на получение мощности 1 кВт при работе в течение 1 ч:

$$b_i = \frac{B_m}{N_i} = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}. \quad (4.30)$$

Расчет эффективных показателей двигателей требует оценки внутренних (механических) потерь в двигателе.

Механические потери оцениваются величиной механического КПД, который составляет $\eta_m \approx 0,8$.

Эффективная мощность, учитывающая механические потери:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m. \quad (4.31)$$

Электрическая мощность с учетом потерь в генераторе

$$N_g = N_e \cdot \eta_g, \quad (4.32)$$

где η_g – КПД генератора.

При проведении тепловых расчетов циклов ДВС значительный интерес представляет составление теплового баланса двигателя, характеризующего распределение теплоты топлива, сжигаемого в цилиндрах двигателя.

Уравнение теплового баланса может быть записано в следующем виде:

$$Q_m = Q_n + Q_{охл} + Q_z + Q_{не} + Q_{ост}, \quad (4.33)$$

где Q_m – теплота, вносимая в двигатель с топливом, кДж/ч;

Q_n – полезно используемая теплота, кДж/ч;

$Q_{охл}$ – теплота, отведенная в систему охлаждения, кДж/ч;
 Q_z – теплота, выносимая отработавшими газами, кДж/ч;
 $Q_{не}$ – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания (при $\alpha \leq 1$), кДж/ч;

$Q_{ост}$ – неучтенные потери теплоты, кДж/ч.

Полезно используемая теплота Q_n эквивалентна мощности, снимаемой с клемм генератора.

Теплота, отведенная в систему охлаждения, определяется по следующему уравнению:

$$Q_{охл} = C \cdot i \cdot D^{1-2m} \cdot n^m \cdot \left[\frac{Q_p^n - \Delta Q_{не}}{\alpha \cdot Q_p^n} \right], \quad (4.34)$$

где $C=1,85$ – эмпирический коэффициент;

i – число цилиндров ДВС;

D – диаметр цилиндра, см;

n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹;

$m = 0,61$ – эмпирический коэффициент;

$\Delta Q_{не}$ – потеря теплоты на химическую неполноту сгорания, отнесенная к 1 кг топлива, кДж/кг;

α – коэффициент избытка воздуха.

Теплота, выносимая из двигателя с отработавшими газами, определяется по следующему соотношению:

$$Q_z = B_m \cdot (M_2 \cdot C_p^n \cdot T_r - M_1 \cdot C_p^3 \cdot T_k), \quad (4.35)$$

где C_p^n, C_p^3 – теплоемкость продуктов сгорания и свежего заряда;

B_m – часовой расход топлива, кг/ч;

T_r, T_k – температура отработавшего газа и свежего заряда;

M_1, M_2 – количество свежего заряда и продуктов сгорания на 1 кг топлива, кмоль/кг.

Тепловой баланс целесообразно представлять в относительных единицах от количества теплоты, затраченной при сжигании топлива,

$$\frac{Q_n}{Q_m} + \frac{Q_{охл}}{Q_m} + \frac{Q_z}{Q_m} + \frac{Q_{не}}{Q_m} + \frac{Q_{ост}}{Q_m} = 1 \quad (4.36)$$

или

$$q_n + q_{охл} + q_z + q_{не} + q_{ост} = 100 \%. \quad (4.37)$$

Как показывает практика, средние значения представленных величин для ДВС составляют: $q_n=27 \%$; $q_{охл} = 18 \%$; $q_z = 38 \%$; $q_{не} = 8 \%$; $q_{ост} = 9 \%$.

Примечание к табл 4.1: Все технические данные приведены для стандартных условий: температура окружающего воздуха +27 °С, высота над уровнем моря 152,4 м. Данные потребления топлива представлены в предположении полного сжигания газа с низшей теплотворной способностью 46,89 МДж/м³ (сжиженный газ) или 34,71 МДж/м³ (природный газ).

Таблица 4.1 – Технические характеристики газопоршневых двигателей с двигателями *Ford* и *GM*

Модель и показатели	FG27P1 FG30E1	FG34P1 FG40E1	FG40P1 FG46.5E1	FG51P1 FG60E1	FG65P1 FG75E1	FG85P1 FG100E1	GMG110P1 GMG125E1
Мощность кВА/кВт	21,6/24 27/30	27,2/32 34/40	32/38 40/46,5	40,8/48 51/60	52/60 65/75	68/80 85/100	88/100 110/125
Модель двигателя	Ford ESG642	Ford ESG642	Ford ESG642	Ford WSG 1068	Ford WSG 1068	Ford WSG 1068T	GM Vortec 8.1L
Модель генератора	LL1014S	LL2014C	LL2014C	LL2014H	LL2014J	LL3014B	LL3014F
Количество цилиндров	6V	6V	6V	8V	8V	8V	8V
Объем цилиндра, л	4,2	4,2	4,2	6,8	6,8	6,8	8,1
Диаметр/ ход поршня, мм	96,8/95,0	96,8/95,0	96,8/95,0	90,2/105,8	90,2/106	90,2/106	108/111
Степень сжатия	9,3:1	9,3:1	9,3:1	9,0:1	9,0:1	9,0:1	9,1:1
Частота вращения двигателя, мин ⁻¹	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
Макс. Мощность на валу, кВт	41,2/46	41,2/46	41,2/46	64,2/72,1	59,8/67,2	87,7/98,5	105/118
Расход топлива, м ³ /ч	9,8/10,8	13,0/14,5	15,1/16,4	15,1/16,7	18,0/21,3	24,8/28,9	34,2/38,0
Тепло, отводимое через выхлоп, кВт	17,3	22,8	28,4	41,2	-	-	-
Тепло, отводимое системой охлаждения, кВт	15,2/13,7	20,8/23,4	22,5/25,3	33,4/37,5	41,0/46,0	57,5/64,6	106/113
Излучаемая теплота, кВт	13,2/15,0	16,4/18,4	18,2/20,4	18,9/21,3	24,0/27,0	33,4/37,5	36,7/41,0
Темп-ра выхлопных газов, °С	528/550	575/595	615/631	560/580	580/610	660/685	780/810
Поток воз- духа через радиатор, м ³ /мин	150	150	150	196	196	187	175
Расход воздуха на горение, м ³ /мин	1,8/2,0	1,9/2,2	2,1/2,4	2,5/2,8	3,1/3,5	5,6/6,3	5,7/6,4
Поток отработ. газов, м ³ /мин	2,9/3,3	3,8/4,3	4,5/5,0	10,2/11,5	11,7/13,2	14,1/15,8	16,3/18,4
Размеры: Д×Ш×В, мм	2165×890× 1239	2165×890×12 39	2165×890×12 39	2400×918×13 64	2400×918×13 64	2400×918×13 39	2600×1100×14 50
Масса (с охл. жидкостью и маслом), кг	637	692	712	898	938	999	1373

4.3. Исходные данные для термодинамического расчета основных параметров газопоршневого двигателя

Таблица 4.2 – Исходные данные для термодинамического расчета основных параметров работы газопоршневого двигателя

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Обозначение	Варианты														
				Пример расчета	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	Марка двигателя			FG51P1	FG27P1	FG34P1	FG40P1	FG51P1	FG65P1	FG85P1	GMG110P1	GMG125E1	FG30E1	FG40E1	FG46.5E1	FG60E1	FG75E1	FG100E1
1	Мощность, снимаемая с генератора	<i>кВт</i>	<i>Nэ</i>	48														
2	Количество цилиндров	<i>шт</i>	<i>i_д</i>	8														
3	Объем цилиндра	<i>л</i>	<i>V_г</i>	6,8														
4	Диаметр поршня	<i>м</i>	<i>D</i>	0,0902														
5	Ход поршня	<i>м</i>	<i>S</i>	0,1058														
6	Степень сжатия	-	ϵ	9														
7	Частота вращения двигателя	<i>мин⁻¹</i>	<i>n</i>	1500														
8	Максимальная мощность на валу	<i>кВт</i>	<i>N_{ГПД^{max}}</i>	64,2														
9	Расход топлива	<i>м³/ч</i>	<i>b_T</i>	15,1														
10	Тепло, отводимое через выхлоп	<i>кВт</i>		41,2														
11	Тепло, отводимое системой охлаждения	<i>кВт</i>		33,4														
12	Излучаемая теплота	<i>кВт</i>		18,9														
13	Температура выхлопных газов	<i>К</i>	<i>T_{ог}</i>	833														
14	Поток воздуха через радиатор	<i>м³/мин</i>		196														
15	Расход воздуха на горение	<i>м³/мин</i>		2,5														
16	Поток отработавших газов	<i>м³/мин</i>		10,2														

Технические характеристики двигателей приведены в таблице 4.1

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Обозначение	Варианты														
				Пример расчета	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
17	Коэффициент избытка воздуха	-	α	0,9	0,95	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3	0,9	0,95	1	1,05	1,1	1,15
18	Температура окружающей среды	К	T_0	300	293	283	273	303	293	283	273	303	293	283	273	303	293	283
19	Давление окружающей среды	МПа	P_0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
20	Давление остаточных газов	МПа	$P_{Г}$	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125	0,125
21	Температура остаточных газов	К	$T_{Г}$	950	925	900	875	950	925	900	875	950	925	900	875	950	925	900
22	Величина подогрева свежего заряда	К	ΔT	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
23	Потери давления во впускных органах двигателя	МПа	ΔP	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008
24	Давление на входе в цилиндр	МПа	P_a	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092	0,092
25	Коэффициент остаточных газов	-	$\gamma_{ост}$	0,06	0,055	0,05	0,065	0,06	0,055	0,05	0,065	0,06	0,055	0,05	0,065	0,06	0,055	0,05
26	Температура заряда в конце впуска	°С	T_a	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330	330
27	Показатель политропы сжатия		n	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34
28	Давление наддува	МПа	P_K	0,1	0,11	0,12	0,13	0,1	0,11	0,12	0,13	0,1	0,11	0,12	0,13	0,1	0,11	0,12
29	Теплота сгорания топлива	кДж/кг	H_u	44000	43000	42000	44000	43000	42000	44000	43000	42000	44000	43000	42000	44000	43000	42000
30	Среднее индикаторное давление	МПа	P_i	1,11	1,12	1,13	1,11	1,12	1,13	1,11	1,12	1,13	1,11	1,12	1,13	1,11	1,12	1,13
31	КПД электрогенератора	-	$\eta_{э}$	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
32	Механический КПД	-	η_M	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
33	Плотность выхлопных газов	кг/м ³	ρ	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465	0,465
34	Теплоемкость выхлопных газов	кДж/(кг·К)	C_p	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197	1,197

4.4. Термодинамический расчет основных параметров газопоршневого двигателя

Таблица 4.3 – Алгоритм термодинамического расчета основных параметров газопоршневого двигателя

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Обозначение	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетные величины
1	Температура воздуха после компрессора	К	T_K	$T_K = T_o \cdot \left(\frac{P_K}{P_o} \right)^{\frac{n-1}{n}}$	573	
2	Коэффициент наполнения		η_V	$\eta_V = \frac{\varepsilon \cdot P_a - P_c}{P_k} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T}$	0,867	
3	Количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива	кмоль/кг	V_o	$V_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right)$	0,517	
4	Индикаторный КПД		η_i	$\eta_i = 8,314 \cdot \frac{P_i \cdot M_i \cdot T_o}{H_u \cdot \eta_v \cdot P_o}$	0,338	
5	Удельный индикаторный расход топлива	кг/(кВт·ч)	b_i	$b_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}$	0,242	
6	Эффективный КПД		η_e	$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M$	0,270	
7	Удельный эффективный расход топлива	кг/(кВт·ч)	b_e	$b_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_u}$	0,303	
8	Мощность на валу двигателя	кВт	N	$N = \frac{N_{\Sigma}}{\eta_{\Sigma} \cdot \eta_M}$	61,224	
9	Часовой расход топлива	кг/ч	B_T	$B_T = b_e \cdot N$	18,541	
Тепловой баланс газопоршневого двигателя						
10	Расход выхлопных газов	кг/с	G_T	$G_T = 0,17 \cdot \rho$	0,079	
11	Теплота, вносимая в цилиндры двигателя с топливом	кВт·ч	Q_T	$Q_T = B_T \cdot H_u$	226,616	
12	Теплота, превращенная в полезную (эффективную) работу	кВт·ч	$Q_{П}$	$Q_{П} = Q_T \cdot \eta_e$	61,224	
13	Теплота, выносимая с отработавшими газами $\mu = 0,817$	кВт·ч	Q_G	$Q_G^{TEOP} = G_T \cdot C_p \cdot (T_{oc} - T_o)$ $Q_G = Q_G^{TEOP} \cdot \mu$	50,434	
14	Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива	кВт·ч	$Q_{НС}$	$Q_{НС} = \Delta H_u \cdot B_T$	22,662	
15	Неучтенные потери	кВт·ч	$Q_{ОСТ}$	$Q_{ОСТ} = 0,07 \cdot Q_T$	15,863	
16	Теплота, отведенная в систему охлаждения	кВт·ч	$Q_{ОХЛ}$	$Q_{ОХЛ} = Q_T - Q_{П} - Q_G - Q_{НС} - Q_{ОСТ}$	76,432	

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5.

Применение парогазовых установок в автономных источниках энергоснабжения

Целью практического занятия № 5 является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплине «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии». В процессе выполнения практического занятия студенты должны познакомиться с принципами термодинамического расчета парогазовой установки с котлом-утилизатором. Определить мощность, КПД и удельные расходы топлива на выработку электрической и тепловой энергии. Определить суммарную мощность парогазовой установки. В качестве исходных данных для термодинамического расчета необходимо использовать данные, приведенные в таблицах 5.1. Термодинамический расчет парогазовой установки с котлом-утилизатором выполняется по алгоритму, представленному в таблице 5.2. В объем отчета по практическому занятию входит расчетно-пояснительная записка, оформленная в соответствии с требованиями ВШТЭ к формату отчета. Расчетно-пояснительная записка к практическому занятию должна включать: введение, исходные данные, термодинамический расчет парогазовой установки, выводы по практическому занятию, библиографический список. При выполнении расчетов студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. В практикуме к выполнению практического занятия № 5 излагаются основы термодинамического расчета парогазовой установки с котлом-утилизатором, методика и пример их расчета в таблице 5.2. В выводах к практическому занятию необходимо сделать анализ полученных результатов и привести окончательные значения тепловой и электрической нагрузки, мощность, КПД и удельный расход топлива парогазовой установки как источника энергоснабжения.

5.1. Тепловые схемы и циклы парогазовых установок

Существуют два типа парогазовых установок. В первом типе установок газообразные продукты сгорания смешиваются с водяным паром и затем поступают в турбину. Во втором типе каждое рабочее тело направляется соответственно в газовую и паровую части установки.

По составу оборудования возможны различные тепловые схемы парогазовых установок второго типа. В работе [25] ПГУ такого типа подразделяются на следующие группы:

- 1) парогазовые установки с котлами полного горения (ПГУПГ);
- 2) парогазовые установки с высоконапорным парогенератором (ПГУ ВПГ);
- 3) парогазовые установки с котлами утилизаторами (ПГУКУ);
- 4) парогазовые установки с подогревателями питательной воды (ПГУПВ).

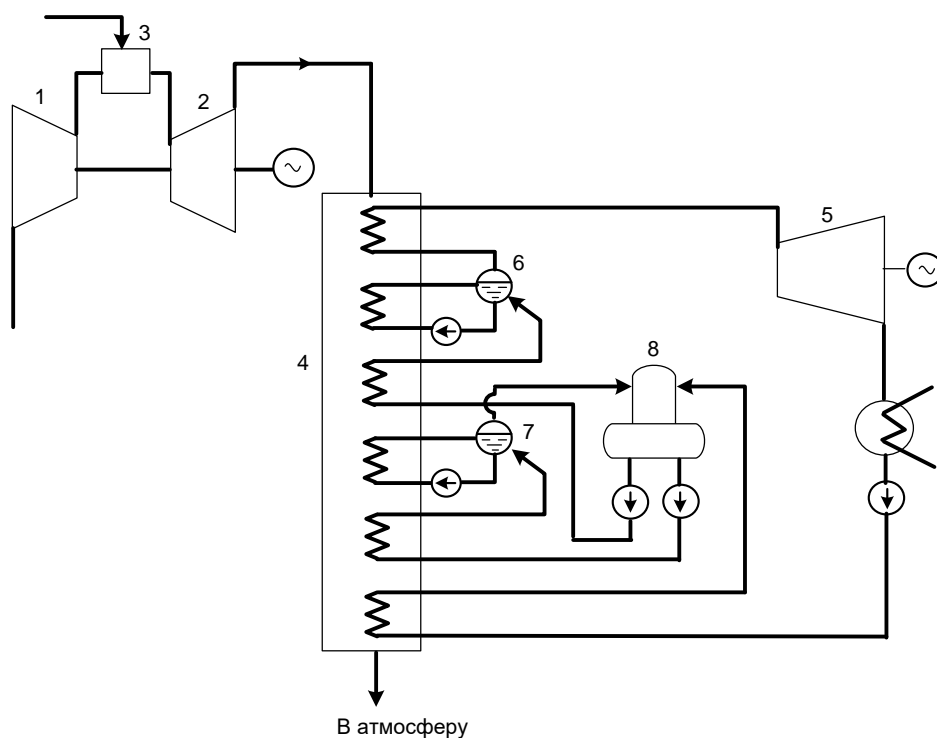


Рис. 5.1. Принципиальная тепловая схема ПГУКУ:
1 – компрессор ГТА; 2 – газовая турбина; 3 – подвод топлива;
4 – котел-утилизатор; 5 – паровая турбина; 6 – контур высокого давления;
7 – контур низкого давления; 8 – деаэратор

Появлению парогазовых установок с котлами-утилизаторами предшествовало освоение высокотемпературных газовых турбин и котельных труб с устройствами для интенсификации теплообмена. В настоящее время этот тип ПГУ получил наибольшее распространение.

Котлы-утилизаторы не рассчитываются на автономную работу паротурбинной части при останове газотурбинного агрегата, чем отличаются от котлов парогазовых установок с котлами полного горения.

Котел-утилизатор (КУ) представляет собой газоводопаровой теплообменник, в котором газовая сторона практически определяет интенсивность теплообменных процессов.

Количество котлов-утилизаторов в составе ПГУКУ равно количеству газотурбинных агрегатов. Применяют котлы с контурами одного, двух и трех давлений. В котлах двухконтурного исполнения генерируется пар высокого и низкого давления.

Принципиальная тепловая схема ПГУКУ двухконтурного типа представлена на рис. 5.1.

Пар высокого давления направляется в головную часть паровой турбины, а пар низкого давления направляется в систему регенеративного подогрева питательной воды низкого давления.

При пусковых режимах газ, отработавший в газотурбинном агрегате, может отводиться в дымовую трубу котла утилизатора по байпасному газоходу.

Доля мощности газотурбинных агрегатов в суммарной мощности современных парогазовых установок с котлами-утилизаторами достигает 70 %.

Параметры пара, получаемого в котлах-утилизаторах первых ПГУ этого типа, росли от 3 МПа и 400 °С – для первых котлов до 11 МПа и 540 °С – у котлов-утилизаторов современных ПГУКУ.

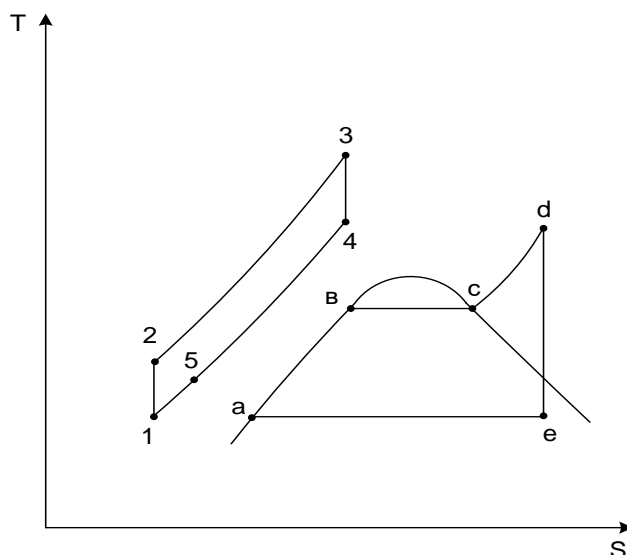


Рис. 5.2. Идеальный цикл ПГУКУ

На рис. 5.2 в T - S диаграмме показан идеальный цикл ПГУКУ.

Тепло цикла ГТУ в ПГУ такого типа является единственным источником тепла для цикла паротурбинной установки.

Процесс отвода теплоты из цикла газотурбинного агрегата изображается отрезком 4 – 5. Отрезок 5 – 1 соответствует потерям тепла в окружающую среду.

5.2. Тепловой расчет цикла парогазовой установки

В данном разделе излагаются основные положения методики расчета одноконтурной парогазовой установки с котлом-утилизатором (ПГУКУ).

Исходными данными для расчета являются:

1) тепловая схема ПГУ с выбранным типом паротурбинной установки (с конденсационной, противодавленческой или теплофикационной турбиной);

2) характеристики ГТУ для номинального режима:

- температура газа перед газовой турбиной t_3 ;
- степень повышения давления в компрессоре π_K ;
- номинальная мощность на клеммах генератора $N_9^{ГТУ}$;
- абсолютный электрический КПД ГТУ $\eta_9^{ГТУ}$;
- теплофизические свойства газов;

- параметры окружающей среды.

На рис. 5.3 представлена принципиальная тепловая схема ПГУКУ с установкой паровой турбины, имеющей теплофикационный отбор пара.

Отработавшие в газовой турбине продукты сгорания с температурой t_{4o} и энтальпией h_{4o} поступают в одноконтурный котел-утилизатор. В котле газ последовательно проходит пароперегреватель, испарительную часть котла и экономайзер, при этом его температура понижается от t_{4o} до температуры t_{yx} , соответствующей точке 5 на $T-S$ диаграмме цикла ПГУКУ (рис. 5.2).

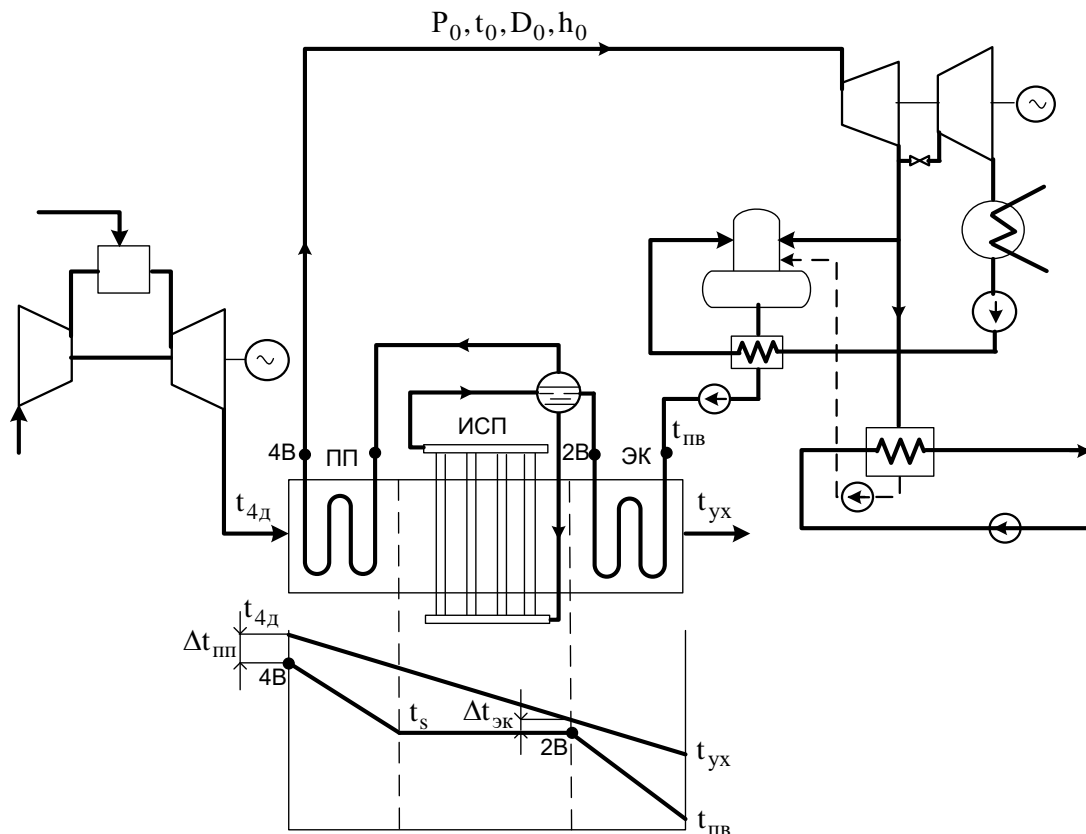


Рис. 5.3. Принципиальная схема ПГУ КУ с теплофикационной паровой турбиной

Перегретый пар с параметрами P_o, t_o из котла-утилизатора поступает в паровую турбину, в которой расширяется до давления в конденсаторе $P_k = 3,5 \div 5,0 \text{ кПа}$.

Конденсат из конденсатора паровой турбины конденсатным насосом подается в подогреватель деаэрированной воды и затем в деаэратор атмосферного типа. Из деаэратора питательным насосом питательная вода подается во входной патрубок коллектора котла утилизатора.

На графике изменения температур газа и воды в зависимости от прохождения поверхностей нагрева в котле-утилизаторе (рис. 5.3) имеются точки минимальных температурных напоров между греющей и нагреваемой средой. К таким точкам относятся точка 2В, соответствующая параметрам воды на выходе из экономайзера, и точка 4В, соответствующая параметрам пара на

выходе из пароперегревателя. Температурный напор в точке $2B$ представляет собой разность между температурой газа на данном участке котла-утилизатора и температурой насыщения воды при давлении острого пара и принимается равным $\Delta t_{\text{ЭК}} = 10 \div 15$ °С. В некоторых случаях данный температурный напор может иметь и большие значения.

Температурный напор в точке $4B$ определяется как разность между температурой газа на входе в котел-утилизатор и температурой перегретого пара на выходе из пароперегревателя и принимается равным $\Delta t_{\text{III}} = t_{4д} - t_o = 40 \div 50$ °С. Снижение Δt_{III} приводит к значительному увеличению поверхности пароперегревателя.

К числу принимаемых параметров цикла ПГУ можно отнести температуру питательной воды $t_{\text{ПВ}}$ на входе в котел-утилизатор. Для исключения коррозии выходных поверхностей котла температура питательной воды должна быть на уровне 60 °С. Её повышение приводит к увеличению температуры уходящих газов из котла утилизатора ($t_{\text{ВХ}}$) и снижению КПД котла, а, следовательно, и всей ПГУ.

По заданной электрической мощности ГТУ по уравнениям (3.8) или (3.9) необходимо определить расход газа (G_G), поступающего в газовую турбину и затем в котел-утилизатор.

Тепловая нагрузка котла-утилизатора определяется из следующего соотношения:

$$Q_{KV} = G_G \cdot (h_{4д} - h_{\text{ВХ}}), \quad (5.1)$$

где $h_{4д}, h_{\text{ВХ}}$ – энтальпия газа на входе и выходе из котла-утилизатора.

В общем виде тепловая нагрузка котла-утилизатора представляет сумму следующих величин:

$$Q_{KV} = Q_{\text{III}} + Q_{\text{ИСП}} + Q_{\text{ЭК}}, \quad (5.2)$$

где $Q_{\text{III}}, Q_{\text{ИСП}}, Q_{\text{ЭК}}$ – тепло, отведенное от газа в пароперегревателе, испарительной части котла (испарителя) и в экономайзере.

Для совместных поверхностей пароперегревателя и испарителя уравнение теплового баланса можно записать в следующем виде:

$$G_G \cdot (h_{4д} - h_{\text{ЭК}}) = D_o \cdot (h_o - h_{\text{ЭК}}), \quad (5.3)$$

где D_o – расход пара на паровую турбину;

h_o – энтальпия острого пара;

$h_{\text{ЭК}}$ – энтальпия воды на выходе из экономайзера (точка $2B$);

$h_{\text{ЭК}}$ – энтальпия газа на входе в экономайзер котла-утилизатора, соответствующая энтальпии кипящей воды при давлении P_o .

Величина $h_{\text{ЭК}}$ определяется следующим образом [26]:

$$h_{\text{ЭК}} = C_{\text{ПГ}} \cdot (t_s + \Delta t_{\text{ЭК}}), \quad (5.4)$$

где t_s – температура кипения воды при давлении P_o .

По уравнению (5.3) определяется величина расхода острого пара, генерируемого в котле-утилизаторе:

$$D_o = \frac{G_r \cdot (h_{4д} - h_{ЭК})}{h_o - h_{ЭК}}. \quad (5.5)$$

Используя уравнение теплового баланса экономайзера, можно определить энтальпию и температуру уходящих газов:

$$G_r \cdot (h_{ЭК} - h_{yx}) = D_o \cdot (h_{ЭК} - h_{пв}); \quad (5.6)$$

$$h_{yx} = h_{ЭК} - \frac{D_o}{G_r} (h_{ЭК} - h_{пв}); \quad (5.7)$$

$$t_{yx} = \frac{h_{yx}}{c_{pr}}. \quad (5.8)$$

Как видно из тепловой схемы, представленной на рис.5.3, паровая турбина имеет регулируемый теплофикационный отбор пара при $P_T = 0,12$ МПа. Из данного отбора пар направляется в деаэратор атмосферного типа и сетевой подогреватель, в котором нагревает воду системы отопления (с температурным графиком 95/70 °С).

Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор, из которого конденсатным насосом подается в подогреватель деаэрированной воды и затем в деаэратор, откуда с помощью питательного насоса питательная вода поступает во входной коллектор экономайзера котла-утилизатора.

Внутренняя мощность паровой турбины, имеющей регулируемый отбор пара, может быть определена по следующему уравнению:

$$N_i^{итв} = (D_o - D_T \cdot Y_T) \cdot H_o \cdot \eta_{oit}, \quad (5.9)$$

где D_T – расход пара в теплофикационном отборе;

Y_T – коэффициент недовыработки электрической мощности за счет отбора пара из турбины:

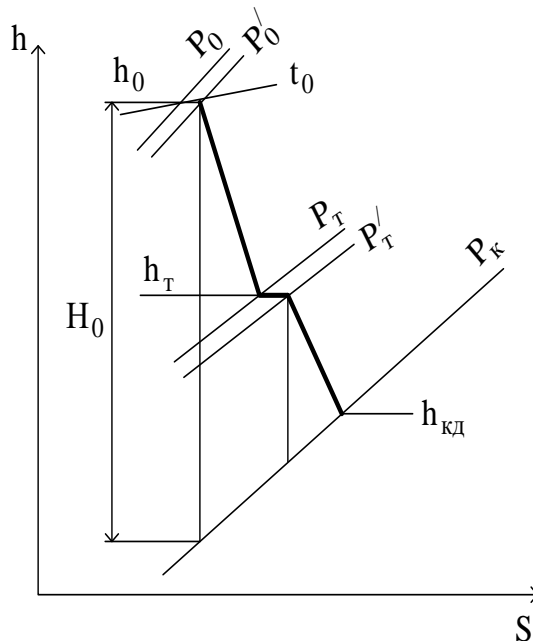


Рис. 5.4. Процесс расширения пара в теплофикационной турбине

$$y_T = \frac{h_T - h_{кД}}{h_o - h_{кД}}, \quad (5.10)$$

где h_T – энтальпия пара в теплофикационном отборе (рис.5.4).

Электрическая мощность на клеммах генератора составит:

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_i^{\text{ПГУ}} \cdot \eta_M \cdot \eta_G, \quad (5.11)$$

где η_M, η_G – механический КПД и КПД генератора.

Расход пара в теплофикационном отборе складывается из расхода пара в деаэрактор и расхода пара в подогреватель сетевой воды:

$$D_T = D_d + D_{\text{ПСВ}}. \quad (5.12)$$

Используя нижеприведенные уравнения теплового баланса деаэрактора и подогревателя сетевой воды (ПСВ), можно определить расходы пара в данные теплообменные аппараты тепловой схемы ПГУ:

$$D_K \cdot h'_K + D_d \cdot h_T = D_{\text{ПВ}} \cdot h_{\text{ПВ}}; \quad (5.13)$$

$$D_{\text{ПСВ}} \cdot (h_T - h'_T) \cdot \eta_{\text{ПСВ}} = G_{\text{СВ}} \cdot C_p (\tau_{\text{ПР}} - \tau_{\text{ОБР}}), \quad (5.14)$$

где D_K – расход пара в конденсатор;

$D_{\text{ПВ}}$ – расход питательной воды;

$G_{\text{СВ}}$ – расход сетевой воды;

h'_T – энтальпия конденсата на выходе из ПСВ;

$\eta_{\text{ПСВ}}$ – КПД подогревателя сетевой воды;

$t_{\text{ПР}}, t_{\text{ОБР}}$ – температура прямой и обратной воды системы отопления.

Суммарная электрическая мощность парогазовой установки равна

$$N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} + N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}. \quad (5.15)$$

К числу показателей, определяющих энергоэффективность ПГУ, можно отнести величину абсолютного электрического КПД установки:

$$\eta_{\text{э}}^{\text{ПГУ}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}}{Q_{\text{КС}}} = \frac{N_{\text{э}}^{\text{ПГУ}}}{N_{\text{э}}^{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}}, \quad (5.16)$$

где $Q_{\text{КС}}$ – количество теплоты, подведенной в камеру сгорания ГТУ.

5.3. Пример термодинамического расчета цикла ПГУКУ

Исходные данные для термодинамического расчета парогазовой установки с котлом-утилизатором приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные для термодинамического расчета парогазовой установки с котлом-утилизатором

№ п/п	Параметры	Ед-цы измер.	Обозначение	Пример расчета	Варианты													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Электрическая мощность газотурбинной установки (из ПЗ № 3)	кВт	$N_{ГТУЭ}$	3000														
2	Температура газа на выходе из камеры сгорания (из ПЗ № 3)	К	T_3	1173														
3	Температура воздуха перед компрессором (из ПЗ № 3)	К	T_1	288														
4	Давление воздуха перед компрессором .	кПа	P_1	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	101	
5	Коэффициент гидравлических потерь во всасывающем тракте		σ_K	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	
6	Степень повышения давления компрессора (из ПЗ № 3)		π_K	6														
7	Внутренний относительный КПД компрессора		η_{0iK}	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	
8	Механический КПД установки		η_M	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	
9	КПД электрогенератора		η_G	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	
10	КПД камеры сгорания		$\eta_{КС}$	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	
11	Коэффициент гидравлических потерь камеры сгорания		$\sigma_{КС}$	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	
12	Коэффициент, учитывающий массу топлива добавленного в цикловой воздух (0,01-0,02)		β	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015	
13	Внутренний относительный КПД газовой турбины		η_{0iT}	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	
14	Коэффициент гидравлических потерь в газовыхлопном тракте		$\sigma_{вхл}$	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	
15	Теплота сгорания топлива (из ПЗ № 2 и 3)	кДж/кг	H_u	50000														

№ п/п	Параметры	Ед-цы измер.	Обозначение	Пример расчета	Варианты													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
16	Теплоемкость атм. воздуха	кДж/(кг·К)	$C_{pв}$	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	
17	Теплоемкость продуктов сгорания	кДж/(кг·К)	$C_{pг}$	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	
18	Показатель адиабаты сжимаемого воздуха		k_B	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	1,41	
19	Показатель адиабаты продуктов сгорания топлива		k_T	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	1,33	
20	Давление пара перед паровой турбиной (из ПЗ № 3)	МПа	P_0	1,4														
21	Температура перегретого пара (из ПЗ № 3)	К	T_0	493														
22	Давление в конденсаторе (из ПЗ № 3)	МПа	P_K	0,004														
23	Давление теплофикационного отбора (из ПЗ № 3)	МПа	P_T	0,12														
24	Внутренний относительный КПД паровой турбины		$\eta_{0ПТ}$	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	
25	Потери давления в клапанах паровой турбины ($0,04 \times P_0$)		ΔP_0	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	0,056	
26	Потери давления в теплофикационной трубке ($0,03 \times P_T$)		ΔP_T	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	0,0036	
27	КПД подогревателя сетевой воды		$\eta_{ПСВ}$	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	
28	Температурный график тепловой сети (прямая)	°С	t_1	95	100	95	100	95	100	95	100	95	100	95	100	95	100	
29	Температурный график тепловой сети (обратная)	°С	t_2	70	75	70	75	70	75	70	75	70	75	70	75	70	75	
30	Расход воды через сетевой подогреватель	кг/с	$G_{СВ}$	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8	9	
31	Повышение температуры перед экономайзером		$\Delta t_{ЭК}$	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
32	Теплоемкость питательной воды	кДж/(кг·К)	$C_{pПВ}$	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	4,19	

№ п/п	Параметры	Ед-цы измер.	Обозн а- чение	Прим ер расче та	Варианты													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
33	Температура питательной воды	°С	$t_{ПВ}$	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60

Таблица 5.2 – Термодинамический расчет парогазовой установки с котлом-утилизатором

№ п/п	Параметры	Единицы измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетное значение
Расчет цикла газотурбинной установки (ГТУ)					
1	Степень повышения температуры в цикле ГТД		$\lambda = \frac{T_3}{T_1}$	4,07	
2	Средний коэффициент адиабаты		$k = \frac{k_B + k_\Gamma}{2}$	1,37	
3	Показатель степени		$m = \frac{k-1}{k}$	0,27	
4	Давление воздуха за компрессором	МПа	$P_2 = P_1 \cdot \sigma_K \cdot \pi_K$	0,59	
5	Температура воздуха за компрессором	К	$T_2 = T_1 \cdot \pi_K^m$	467,25	
6	Действительная температура воздуха за компрессором	К	$T_{2\partial} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_{oiK}}$	494,04	
7	Действительная работа сжатия в компрессоре	кДж/кг	$l_{кл} = \frac{l_k}{\eta_{oiK}} = \frac{1}{\eta_{oiK}} \cdot \frac{k}{k-1} RT_1 (\pi_K^m - 1) = \frac{1}{\eta_{oiK}} \cdot C_{PB} \cdot T_1 (\pi_K^m - 1)$	208,10	
8	Давление газа перед турбиной	МПа	$P_{3\partial} = P_1 \cdot \pi_K \cdot \sigma_{KC}$	0,59	
9	Степень понижения давления в турбине с учетом потерь давления в газовыхлопном тракте		$\pi_T = \frac{P_{3\partial}}{P_1} \cdot \sigma_{ВЫХЛ}$	5,70	
10	Давление газа за турбиной	МПа	$P_{4\partial} = \frac{P_1}{\sigma_{ВЫХЛ}}$	0,10	
11	Теоретическая температура газа за турбиной	К	$T_4 = \frac{T_3}{\left(\frac{P_{3\partial}}{P_{4\partial}}\right)^m}$	732,96	
12	Действительная температура газа за турбиной	К	$T_{4\partial} = T_3 - (T_3 - T_4) \cdot \eta_{oiT}$	781,37	
13	Теоретическая работа расширения в турбине	кДж/кг	$l_{\Gamma T} = C_{PT} \cdot (1 + \beta) \cdot (T_3 - T_4)$	513,63	
14	Действительная работа расширения газа в турбине	кДж/кг	$l_{\Gamma T\partial} = l_{\Gamma T} \cdot \eta_{oiT}$	457,13	
15	Полезная работа ГТУ	кДж/кг	$l_{\Gamma T\partial} = l_{\Gamma T\partial} - l_{кл}$	249,04	
16	Затраченная теплота в цикле ГТУ	кДж/кг	$q_{\Gamma T\partial} = \frac{1}{\eta_{KC}} \left[C_{PT} \cdot (1 + \beta) \cdot T_3 - C_{PB} \cdot T_{2\partial} \right]$	887,97	
17	Внутренний КПД ГТУ установки		$\eta_i^{\Gamma T\partial} = \frac{l_{\Gamma T\partial}}{q_{\Gamma T\partial}}$	0,28	
18	Электрический КПД ГТУ установки		$\eta_{\partial}^{\Gamma T\partial} = \eta_i^{\Gamma T\partial} \cdot \eta_M \cdot \eta_\Gamma$	0,26	

№ п/п	Параметры	Единицы измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетное значение
19	Удельный расход топлива	кг/(кВт·ч)	$b_{\text{э}} = \frac{B_T}{N_{\text{ГТУЭ}}} = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_{\text{э}}^{\text{ГТУ}}}$	0,273	
20	Часовой расход топлива	кг/(кВт·ч)	$B_T = b_{\text{э}} \cdot N_{\text{ГТУ}}$	818,63	
21	Удельный расход воздуха	кг/кДж	$d = \frac{1}{l_{\text{ГТУ}}}$	0,00402	
22	Расход воздуха в цикле ГТУ	кг/с	$G_B = d \cdot N_{\text{ГТУЭ}}$	12,05	
Расчет цикла паротурбинной установки (ПТУ)					
23	Расход газа через котел-утилизатор	кг/с	$G_{\text{Г}} = \frac{N_{\text{ГТУЭ}}}{l_{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{Г}}}$	12,80	
24	Энтальпия газов на входе в котел-утилизатор	кДж/кг	$h_{4\text{д}} = C_{\text{РГ}} \cdot (T_{4\text{д}} - 273)$	584,62	
25	Температура насыщения при давлении P_0	К	t_s	195	
26	Энтальпия газов на входе в экономайзер котла-утилизатора	кДж/кг	$h_{\text{ЭК}} = C_{\text{РГ}} \cdot (t_s + \Delta t_{\text{ЭК}})$	241,5	
27	Энтальпия перегретого пара при давлении P_0 и температуре T_0	кДж/кг	h_0 (по таблицам водяного пара)	2855	
28	Энтальпия кипящей воды при давлении P_0	кДж/кг	$h_{\text{ЭК}}$ (по таблицам водяного пара)	830	
29	Расход острого пара генерируемого в котле-утилизаторе (по перегревателю и испарителю)	кг/с	$D_o = \frac{G_{\text{Г}} \cdot (h_{4\text{д}} - h_{\text{ЭК}})}{h_o - h_{\text{ЭК}}}$	2,17	
30	Энтальпия питательной воды при температуре питательной воды $t_{\text{ПВ}}$	кДж/кг	$h_{\text{ПВ}} = C_{\text{РВ}} \cdot t_{\text{ПВ}}$	251,4	
31	Энтальпия уходящих газов	кДж/кг	$h_{\text{УХ}} = h_{\text{ЭК}} - \frac{D_o}{G_{\text{Г}}} (h_{\text{ЭК}} - h_{\text{ПВ}})$	143,46	
32	Температура уходящих газов	°С	$t_{\text{УХ}} = \frac{h_{\text{УХ}}}{C_{\text{РГ}}}$	124,7478	
33	Давление пара после клапанов турбины	МПа	$P'_0 = P_0 - 0,04 \cdot P_0$	1,344	
34	Энтропия острого пара перед турбиной при P_0 и температуре t_0	кДж/(кг·К)	S_0 (по h - s диаграмме)	6,604	
35	Энтропия пара после клапанов турбины определяется при P'_0 и энтальпии h_0	кДж/(кг·К)	S'_0 (по h - s диаграмме)	6,622	
36	Энтальпия отработавшего пара при давлении P_K и энтропии S_0	кДж/кг	h_K (по h - s диаграмме)	1989	
37	Теоретический теплоперепад в паровой турбине	кДж/кг	$H_0 = h_0 - h_K$	866	
38	Энтальпия пара, отработавшего в первой ступени при давлении P_T и энтропии S'_0	кДж/кг	$h_{\text{ТТ}}$ (по h - s диаграмме)	2428	
39	Теоретический теплоперепад в первой ступени паровой турбины	кДж/кг	$H_1 = h_0 - h_{\text{ТТ}}$	427	
40	Действительный теплоперепад в первой ступени паровой турбины	кДж/кг	$H_{1\text{T}} = H_1 \cdot \eta_{\text{отТ}}$	380,03	

№ п/п	Параметры	Единицы измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетное значение
41	Энтальпия пара в теплофикационном отборе	кДж/кг	$h_T = h_0 - H_{1T}$	2474,97	
42	Давление пара на входе в турбину второй ступени	МПа	$P'_T = P_T - 0,03 \cdot P_T$	0,1164	
43	Энтропия пара на входе в турбину второй ступени при P'_T и энтальпии h_T	кДж/(кг·К)	S' (по $h-s$ диаграмме)	6,759	
44	Энтальпия отработавшего пара при давлении P_K и энтропии S'	кДж/кг	h_{KT} (по $h-s$ диаграмме)	2036	
45	Теоретический теплоперепад во второй ступени паровой турбины	кДж/кг	$H_2 = h_T - h_{KT}$	438,97	
46	Действительный теплоперепад во второй ступени паровой турбины	кДж/кг	$H_{2T} = H_1 \cdot \eta_{oiT}$	390,6833	
47	Действительная энтальпия отработавшего пара	кДж/кг	$h_{KD} = h_T - H_{2T}$	2084,287	
48	Коэффициент недовыработки электрической мощности за счет отбора пара из турбины		$Y_T = \frac{h_T - h_{KD}}{h_0 - h_{KD}}$	0,507	
49	Энтальпия конденсата при давлении P_T	кДж/кг	h'_T (по таблицам водяного пара)	439	
50	Расход пара на подогреватель сетевой воды	кг/с	$D_{ПСВ} = \frac{G_{СВ} \cdot C_{РВ} \cdot (t_1 - t_2)}{(h_T - h'_T) \cdot \eta_{ПСВ}}$	0,416	
51	Энтальпия конденсата в конденсаторе при давлении P_K	кДж/кг	h'_{KD} (по таблицам водяного пара)	121	
52	Расход пара на деаэрацию	кг/с	$D_d = \frac{D_0 \cdot (h_{пв} - h'_{KD}) - D_{ПСВ} \cdot (h'_T - h'_{KD})}{h_T - h'_{KD}}$	0,064	
53	Расход пара на теплофикацию	кг/с	$D_T = D_d + D_{ПСВ}$	0,480	
54	Внутренняя мощность паровой турбины	кВт	$N_i^{ПТУ} = (D_0 - D_T \cdot Y_T) \cdot H_0 \cdot \eta_{oiП}$	1484,773	
55	Электрическая мощность генератора паровой турбины	кВт	$N_{\mathcal{E}}^{ПТУ} = N_i^{ПТУ} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$	1396,875	
56	Суммарная электрическая мощность парогазовой установки равна	кВт	$N_{\mathcal{E}}^{ПГУ} = N_{\mathcal{E}}^{ГТУ} + N_{\mathcal{E}}^{ПТУ}$	4396,875	
57	Абсолютный электрический КПД паротурбинной установки		$\eta_{\mathcal{E}}^{ПТУ} = \frac{N_{\mathcal{E}}^{ПТУ}}{G_T \cdot (h_{4\theta} - h_{vX})}$	0,247	
58	Абсолютный электрический КПД ПГУ		$\eta_{\mathcal{E}}^{ПГУ} = \frac{N_{\mathcal{E}}^{ПГУ}}{Q_{КС}} = \frac{N_{\mathcal{E}}^{ПГУ}}{G_T \cdot q_{ГТУ}}$	0,387	

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 6.

Оценка энергетической эффективности автономных источников энергоснабжения

Целью практического занятия № 6 является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплине «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии». В процессе выполнения практического занятия студенты должны познакомиться с расчетами по оценке энергетической эффективности автономных источников энергоснабжения. Определить КПД и другие показатели энергоэффективности при выработке электрической и тепловой энергии. В качестве исходных данных для расчета показателей энергоэффективности необходимо использовать данные, приведенные в таблицах 6.1. Расчет показателей энергоэффективности источников энергоснабжения выполняется по алгоритму, представленному в таблице 6.2. В объем отчета по практическому занятию входит расчетно-пояснительная записка, оформленная в соответствии с требованиями ВШТЭ к формату отчета. Расчетно-пояснительная записка к практическому занятию должна включать: введение, исходные данные показателей энергоэффективности источников энергоснабжения, выводы по практическому занятию, библиографический список. При выполнении расчетов студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. В практикуме к выполнению практического занятия № 6 излагаются основы теории по расчету показателей энергоэффективности источников энергоснабжения, методика и пример их расчета в таблице 6.2. В выводах к практическому занятию необходимо сделать анализ полученных результатов расчета показателей энергоэффективности источников энергоснабжения.

6.1. Энергетическая эффективность источника энергоснабжения

Энергетическая эффективность источника энергоснабжения определяется минимальными затратами энергоресурсов при осуществлении технологических процессов, нацеленных на выпуск производимой продукции.

Как неоднократно указывалось, товарными видами производимой продукции в автономных источниках энергоснабжения являются электрическая ($N_{э}$) и тепловая (Q_T) энергия, отпускаемая теплопотребителям в виде пара или горячей воды на нужды отопления, вентиляции, ГВС и на технологические процессы. Основными необходимыми энергоресурсами для производства данных видов продукции является топливо и электроэнергия, затраченная на собственные нужды источника энергосбережения.

Под энергетической эффективностью источника энергоснабжения понимается полнота полезного использования сжигаемого топлива при производстве тепловой и электрической энергии при минимальных затратах электроэнергии на собственные нужды.

Сопоставление показателей энергоэффективности на стадии выбора варианта источника энергоснабжения позволяет исключить малоэффективные предложения инвестиционных проектов. Для проведения указанного сопоставления вариантов необходимо иметь *единый сравнительный показатель (единый критерий энергоэффективности различных источников энергоснабжения)*.

В качестве такого показателя автор работы [25] предлагает применять величину коэффициента использования теплоты сжигаемого топлива, показывающего, какая часть теплоты, выделенной при его сжигании, преобразована в электрическую и тепловую энергию.

Для источника энергоснабжения, в котором осуществляется выработка как тепловой, так и электрической энергии (ТЭЦ или когенерационная установка), коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива определяется по уравнению Н и:

$$\eta_{ИТ}^{ТЭЦ} = \frac{N_{э} + Q_T}{B_T \cdot H_u}, \quad (6.1)$$

где $N_{э}, Q_T$ – электрическая мощность на клеммах генератора и тепловая энергия, отпущенная теплопотребителю от источника энергоснабжения, кВт;

B_T – секундный расход топлива, кг/с.

Для варианта автономного источника энергоснабжения, вырабатывающего только тепловую энергию (модульная котельная), указанный показатель можно записать в следующем виде:

$$\eta_{ИТ}^{КОТ} = \frac{Q_T}{B_T \cdot H_u}. \quad (6.2)$$

Для варианта автономного источника энергоснабжения, в котором осуществляется выработка только электрической энергии (ТЭС), коэффициент использования теплоты топлива определяется по следующему соотношению:

$$\eta_{ИТ}^{ТЭС} = \frac{N_{э}}{B_T \cdot H_u}. \quad (6.3)$$

Если учесть затраты электрической энергии на собственные нужды в источнике энергоснабжения, то полученные соотношения можно представить как соотношения для определения КПД источника энергоснабжения и записать их в следующем виде:

$$\eta^{КОТ} = \frac{Q_T}{B_T \cdot H_u + N_{СН}}; \quad (6.4)$$

$$\eta^{ТЭС} = \frac{N_{э} - N_{СН}}{B_T \cdot H_u}; \quad (6.5)$$

$$\eta^{ТЭЦ} = \frac{(N_{э} - N_{СН}) + Q_T}{B_T \cdot H_u}, \quad (6.6)$$

где $N_{СН}$ – электрическая мощность, затраченная на покрытие собственных нужд источника энергоснабжения.

При определении КПД котельной электрическая мощность собственных нужд, забираемая из энергосистемы, суммируется с тепловой энергией сжигаемого топлива и определяет общие энергозатраты в источнике энергоснабжения.

При определении КПД ТЭС и ТЭЦ, когда в источнике энергоснабжения осуществляется собственная выработка электрической энергии, потребление электрической энергии на собственные нужды снижает отпуск электроэнергии в энергосистему. В этом случае электрическая мощность собственных нужд вычитается из электрической мощности на клеммах генератора.

Численные значения $\eta^{КОТ}$ лежат в пределах $0,9 \div 0,94$, что значительно выше значений $\eta^{ТЭС}$, значения которых для обычных паротурбинных ТЭС равны $0,35 \div 0,4$. Для тепловых электрических станций, работающих по парогазовому циклу, $\eta_{ПГУ}^{ТЭС} = 0,5 \div 0,52$. Столь значительная разница в значениях данного показателя объясняется тем, что выработка электрической энергии сопровождается дополнительными потерями энергии в энергогенерирующих установках и конденсаторе.

Сопоставление представленных значений КПД рассматриваемых источников энергоснабжения приводят к выводу о высокой энергоэффективности современных отопительных котельных, вырабатывающих только тепловую энергию.

Аналогичный вывод подтверждается и уравнениями (6.1) и (6.6), из которых следует, что с уменьшением доли выработки электрической энергии и увеличением доли выработки тепловой энергии коэффициент использования теплоты сжигаемого топлива и КПД будут увеличиваться.

Однако полученные результаты не отражают истинную энергоэффективность источника энергоснабжения, так как сравниваются и сопоставляются неравноценные виды энергии, а именно электрическая и тепловая. Как видно по затратам на их выработку, электрическая энергия является более ценным видом энергии. Так для выработки определенного количества электроэнергии на ТЭС расход топлива примерно в два раза превышает расход топлива, необходимый для выработки того же количества тепловой энергии в отопительной котельной.

В связи с изложенным, предлагается ввести в представленные уравнения для определения КПД и $\eta_{ИТ}$ сомножители (безразмерные коэффициенты), характеризующие энергоценность различных видов энергии, в частности, коэффициент энергоценности электрической энергии $K_{ЦЭ}$ и коэффициент энергоценности тепловой энергии $K_{ЦТ}$.

В этом случае выражения для определения КПД источника энергоснабжения преобразуются в показатели энергоэффективности автономного источника энергоснабжения $\eta_{ЭНЭФ}$:

$$\eta_{ЭНЭФ}^{КОТ} = \frac{K_{ЦТ} \cdot Q_T}{B_T \cdot H_u + K_{ЦЭ} \cdot N_{СН}}; \quad (6.7)$$

$$\eta_{\text{ЭНЭФ}}^{\text{ТЭС}} = \frac{(N_{\text{Э}} - N_{\text{СН}}) \cdot K_{\text{ЦЭ}}}{B_{\text{T}} \cdot H_{\text{u}}}; \quad (6.8)$$

$$\eta_{\text{ЭНЭФ}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{K_{\text{ЦЭ}} \cdot (N_{\text{Э}} - N_{\text{СН}}) + K_{\text{ЦТ}} \cdot Q_{\text{T}}}{B_{\text{T}} \cdot H_{\text{u}}}. \quad (6.9)$$

Для упрощения расчетов при проведении экспертных оценок энергоэффективности сравниваемых источников энергоснабжения целесообразно использовать показатели энергоэффективности без учета электропотребления на собственные нужды. В этом случае зависимости для определения энергоэффективности источника энергоснабжения могут быть получены из соотношений для определения коэффициента использования теплоты топлива:

$$\eta_{\text{ЭЭ}}^{\text{КОТ}} = \frac{K_{\text{ЦТ}} \cdot Q_{\text{T}}}{B_{\text{T}} \cdot H_{\text{u}}}; \quad (6.10)$$

$$\eta_{\text{ЭЭ}}^{\text{ТЭС}} = \frac{N_{\text{Э}} \cdot K_{\text{ЦЭ}}}{B_{\text{T}} \cdot H_{\text{u}}}; \quad (6.11)$$

$$\eta_{\text{ЭЭ}}^{\text{ТЭЦ}} = \frac{K_{\text{ЦЭ}} \cdot N_{\text{Э}} + K_{\text{ЦТ}} \cdot Q_{\text{T}}}{B_{\text{T}} \cdot H_{\text{u}}}. \quad (6.12)$$

Вводимые коэффициенты, являясь безразмерными величинами, по существу определяют экономическую составляющую показателей энергоэффективности и могут быть определены как отношения регионального тарифа на указанные виды энергии к себестоимости этих же видов энергии в источнике энергоснабжения:

$$K_{\text{ЦЭ}} = \frac{Ц_{\text{Э}}}{C_{\text{Э}}}, \quad K_{\text{ЦТ}} = \frac{Ц_{\text{T}}}{C_{\text{T}}}, \quad (6.13)$$

где $Ц_{\text{Э}}, Ц_{\text{T}}$ – региональные тарифы электрической и тепловой энергии;

$C_{\text{Э}}, C_{\text{T}}$ – себестоимость электрической и тепловой энергии, выработанной в автономном источнике энергоснабжения.

При определении коэффициента энергоценности электрической энергии, следует иметь в виду, что цена на отпущенную электрическую энергию от энергоисточника в энергосистему будет несколько ниже, чем цена покупной электроэнергии в сетевой компании.

Можно предположить, что данный метод оценки энергоэффективности создаваемых источников энергоснабжения будет иметь большое значение в будущем, так как согласно Федеральному закону № 35 от 26.03.2003 г. «Об электроэнергетике» цены на производимую электроэнергию (а также и на тепловую энергию) будут устанавливаться на базе рыночных механизмов.

Еще раз хотелось бы подчеркнуть, что предложенный метод оценки энергоэффективности сравниваемых источников энергоснабжения не заменяет выполнение технико-экономического раздела проекта, а лишь помогает исключить на стадии предпроектных проработок малоэффективные варианты.

Кроме того, данный метод позволяет просто и убедительно доказать значительные преимущества по энергоэффективности мини-ТЭЦ по сравнению с модульными котельными.

6.2. Расчет показателей энергоэффективности источника энергоснабжения

Требуется сравнить эффективность отопительной котельной, конденсационной ТЭС и теплофикационной ТЭЦ, используя коэффициент энергоэффективности, при одинаковых расходах топлива во всех источниках энергоснабжения.

Исходные данные для расчета показателей энергоэффективности источника энергоснабжения приведены в таблице 6.1.

Сравнение полученных показателей энергоэффективности различных источников энергоснабжения показывает (таблица 6.2), что производство только тепловой энергии в отопительной котельной является самым невыгодным. При этом показатель энергоэффективности котельной равен 1,35.

Выработка электрической энергии в источнике энергоснабжения (ТЭС) является самым эффективным способом использования теплоты сжигаемого топлива. При этом показатель энергоэффективности источника энергоснабжения возрастает до 2,58, т.е. увеличивается почти в 2 раза.

Показатель энергоэффективности при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии занимает промежуточное значение и зависит от доли вырабатываемой электрической энергии, причем с ее возрастанием он увеличивается, достигая своего максимума при минимальной выработке тепловой энергии.

Вызывает интерес сравнение коэффициентов использования теплоты сжигаемого топлива с показателями энергоэффективности рассматриваемых источников энергоснабжения. Расчет этих показателей произведем по уравнениям (6.1 – 6.3).

На рисунке 6.1 представлены зависимости коэффициентов использования теплоты и показателей энергоэффективности от выработки электрической энергии.

Анализ полученных кривых подтверждает сделанный ранее вывод о том, что сравнивать различные источники энергоснабжения, применяя величины $\eta_{ИТ}$, нельзя, так как с ростом доли вырабатываемой электрической энергии (наиболее ценного вида энергии) величина $\eta_{ИТ}$ снижается.

В то же время зависимости $\eta_{ЭЭ}$ и $\eta_{ЭНЭФ}$ указывают на его рост с увеличением доли выработки электрической энергии.

Расчет показателя энергоэффективности по уравнению (6.7) подтверждает вывод о целесообразности преобразования котельных в мини-ТЭЦ для выработки электрической энергии собственных нужд.

Это следует из того, что коэффициент энергоценности электрической энергии $K_{ЦЭ}$, умноженный на мощность электропотребляющих установок

собственных нужд, входящих в знаменатель указанного уравнения, в значительной мере снижает энергоэффективность котельной.

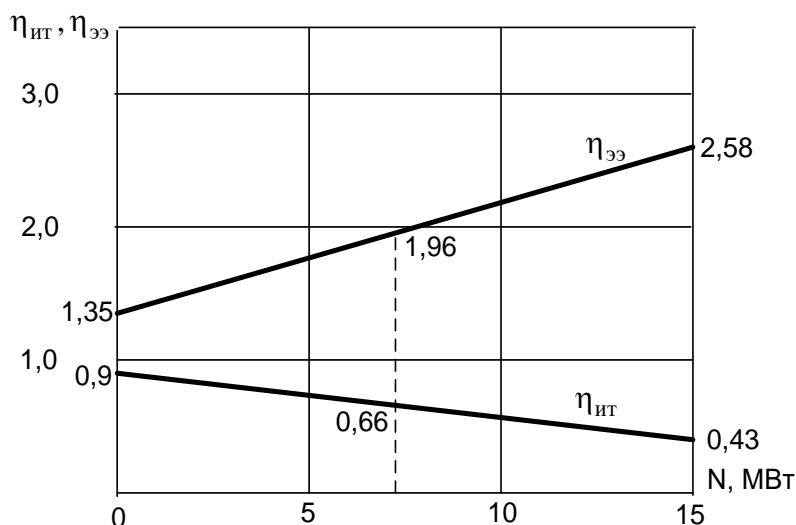


Рис. 6.1. Зависимости $\eta_{ИТ}$, $\eta_{ЭЭ}$ от количества вырабатываемой электрической энергии

Если принять потребность в электроэнергии на собственные нужды $N_{СН} = 0,03 \cdot Q_T = 0,03 \cdot 30150 = 904,5$ кВт, то показатель энергоэффективности котельной составит:

$$\eta_{ЭНЭФ}^{кот} = \frac{K_{цт} \cdot Q_T}{B_T \cdot H_u + K_{цэ} \cdot N_{СН}} = \frac{1,5 \cdot 30150}{1,0 \cdot 33500 + 6 \cdot 904,5} = 1,16.$$

Таким образом, электропотребление на собственные нужды снижает показатель энергоэффективности с 1,35 до 1,16, т.е. на 14 %. Поэтому установка в котельной турбогенератора или газопоршневого двигателя для производства электрической энергии на собственные нужды повышает энергоэффективность источника на те же 14 %.

Рост показателей энергоэффективности при увеличении выработки электрической энергии в источнике энергоснабжения будет иметь место при значениях $K_{цэ} > K_{цт}$. Из приведенного сопоставления следует, что строительство чисто отопительных котельных крайне не выгодно.

Разделение энергетической системы страны на генерирующие и сетевые компании и принятая законодательная база обязывают сетевые компании принимать излишки электрической энергии от любого источника энергоснабжения. Такое положение создает все необходимые условия для строительства источников энергоснабжения малой мощности на принципах когенерации.

Таблица 6.1 – Исходные данные для расчета показателей энергоэффективности источника энергоснабжения

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Обозначение	Варианты														
				Пример расчета	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Расход топлива	кг/с	B_T	1	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	2	1	1	1
2	Теплота сгорания топлива	кДж/кг	H_u	33500	35000	35500	36000	36500	37000	37500	38000	38500	39000	39500	40000	40500	41000	41500
3	Тариф на тепловую энергию	руб/Гкал	$Ц_T$	900	950	1000	1050	1100	900	950	1000	1050	1100	900	950	1000	1050	1100
4	Тариф на электрическую энергию	руб/(кВт·ч)	$Ц_Э$	3	4	4	4	4	4	4	4	4	3	4	4	4	4	4
5	Себестоимость электрической энергии	руб/(кВт·ч)	$C_Э$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
6	Себестоимость тепловой энергии	руб/Гкал	C_T	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600
7	КПД котла		η_K	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
8	Удельный расход топлива н ТЭС	г/(кВт·ч)	b	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250	250
9	Режим работы ТЭЦ, при котором ____ % расхода топлива тратится на выработку электрической энергии			50	60	65	45	50	60	65	45	40	50	60	55	45	50	40
10	Режим работы ТЭЦ, при котором ____ % тратится на выработку тепловой энергии			50	40	35	55	50	40	35	55	60	50	40	45	55	50	60

Таблица 6.2 – Расчет энергоэффективности автономного источника энергоснабжения

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Обозначение	Пример расчета	Расчетные значения
Энергоэффективность автономной отопительной котельной					
1	Тепловая энергия, отпускаемая из автономной отопительной котельной	кВт	$Q_T = B_T \cdot H_u \cdot \eta_K$	30150	
2	Коэффициент энергоценности тепловой энергии		$K_{цт} = \frac{Ц_T}{C_T}$	1,50	
3	Показатель энергоэффективности отопительной котельной без учета электропотребления на собственные нужды		$\eta_{ээ}^{кот} = \frac{K_{цт} \cdot Q_T}{B_T \cdot H_u}$	1,35	
Энергоэффективность источника энергоснабжения, вырабатывающего только электрическую энергию (ТЭС)					
4	Энергоценность электрической энергии		$K_{цэ} = \frac{Ц_э}{C_э}$	6	
5	Количество электрической энергии может быть выработано при заданном расходе топлива	кВт	$N_э = \frac{B_T}{b}$	14400	
6	Показатель энергоэффективности ТЭС без учета электропотребления на собственные нужды		$\eta_{ээ}^{тэс} = \frac{N_э \cdot K_{цэ}}{B_T \cdot H_u}$	2,58	
Энергоэффективность источника энергоснабжения, вырабатывающего одновременно тепловую и электрическую энергию (ТЭС)					
7	При сохранении удельного расхода топлива, вырабатываемое количество электроэнергии	кВт	$N_э = \frac{B_T}{b}$	7200	

№ п/п	Параметры	Ед. измерения	Обозначение	Пример расчета	Расчетные значения
8	Количество тепловой энергии, отпускаемой от ТЭЦ при принятом КПД котла	кВт	$Q_T = 0,5 \cdot B_T \cdot H_u \cdot \eta_k$	15075	
9	Показатель энергоэффективности ТЭЦ без учета электропотребления на собственные нужды		$\eta_{\text{тэц}}^{\text{тэц}} = \frac{K_{\text{цэ}} \cdot N_{\text{э}} + K_{\text{цт}} \cdot Q_T}{B_T \cdot H_u}$	1,96	
Сравнение показателей энергоэффективности					
10	Коэффициент использования топлива автономной отопительной котельной		$\eta_{\text{ит}}^{\text{кот}} = \frac{Q_T}{B_T \cdot H_u}$	0,90	
11	Коэффициент использования топлива ТЭС		$\eta_{\text{ит}}^{\text{тэс}} = \frac{N_{\text{э}}}{B_T \cdot H_u}$	0,43	
12	Коэффициент использования топлива ТЭЦ		$\eta_{\text{ит}}^{\text{тэц}} = \frac{N_{\text{э}} + Q_T}{B_T \cdot H_u}$	0,66	

ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 7.

Технико-экономическое обоснование выбора источника энергоснабжения

Целью практического занятия № 7 является закрепление теоретических и практических навыков по дисциплине «Автономные энергетические установки малой мощности при производстве тепловой и электрической энергии». В процессе выполнения практического занятия студенты должны познакомиться с методикой технико-экономического обоснования выбора источника энергоснабжения. Определить объем инвестиций, т. е. определяются капитальные затраты на строительную часть, оборудование и его монтаж. В качестве исходных данных для технико-экономического расчета необходимо использовать данные, полученные на предыдущих практических занятиях. Расчет технико-экономических показателей выполняется по алгоритму, представленному в таблице 7.8 и 7.9. В объем отчета по практическому занятию входит расчетно-пояснительная записка, оформленная в соответствии с требованиями ВШТЭ к формату отчета. Расчетно-пояснительная записка к практическому занятию должна включать: введение, исходные данные, технико-экономическое обоснование выбора источника энергоснабжения, выводы по практическому занятию, библиографический список. При выполнении расчетов студенты должны пользоваться Международной системой единиц СИ. В практикуме к выполнению практического занятия № 7 излагаются методика, технико-экономическое обоснование выбора источника энергоснабжения и пример их расчета в таблицах 7.8–7.9. В выводах к практическому занятию необходимо сделать анализ полученных результатов.

Технико-экономическое обоснование вновь создаваемого автономного источника энергоснабжения должно выполняться в следующей последовательности с применением соответствующих методик оценки эффективности инвестиционных проектов:

1. Формулируются цели проекта с перечислением общих исходных данных и анализом плана или графика производства тепловой и электрической энергии.

2. Осуществляется оценка потребности в тепловой и электрической энергии на начальной стадии и на перспективу.

3. Разрабатывается несколько вариантов тепловых схем источника энергоснабжения с выбором основного и вспомогательного оборудования и по каждому варианту рассчитываются термодинамические показатели эффективности. На этой стадии могут быть отвергнуты варианты, не отвечающие необходимым критериям.

4. Производится расчет объема инвестиций в каждый вариант, т.е. определяются капитальные затраты на строительную часть, оборудование и его монтаж.

5. Рассчитываются материальные затраты на производство тепловой и электрической энергии (эксплуатационные затраты на топливо, воду, электрическую энергию и т.д.).

6. Формируется организационная структура управления источником энергоснабжения, численность персонала и затраты на оплату труда.

7. Производится расчет экономической эффективности.

8. По полученным результатам производится окончательный выбор варианта строительства источника энергоснабжения.

Технико-экономическое обоснование по установленным критериям позволяет выбрать оптимальный вариант источника энергоснабжения и минимизировать риски его реализации. Таким экономическим критерием эффективности вновь создаваемого источника энергоснабжения может быть величина прибыли и срока окупаемости, а в некоторых случаях величина приведенных затрат по каждому рассматриваемому варианту.

Если проект направлен на модернизацию или расширение существующего источника энергоснабжения, с целью внедрения новых прогрессивных технологий или замены морально и фактически изношенного оборудования на новое современное оборудование, то для оценки экономической эффективности проекта рекомендуется использовать методику сравнения базового и проектируемого вариантов – «приростный» метод.

В этом случае все выполняемые в проекте экономические расчеты производятся на основе сравнительной характеристики модернизируемого и базового вариантов. За базовый вариант принимается действующий источник энергоснабжения.

Экономический эффект, то есть получение дополнительной прибыли от реализации проекта, направленного на внедрение научно-технических мероприятий – это результат, выраженный в денежном выражении:

- от снижения затрат на производство вырабатываемых видов энергии в источнике энергоснабжения;
- прироста производимых видов энергии (в случае расширения источника энергоснабжения),
- увеличения цены на отпускаемые виды энергии,
- снижения экологической нагрузки объекта.

Дополнительная прибыль, полученная в результате внедрения нового оборудования и технологий, по сравнению с базовым вариантом, служит источником покрытия (возврата) капитальных затрат на осуществление мероприятий проекта.

Экономическая эффективность – это соотношение экономического эффекта и затрат, направленных на его получение.

Исходя из сути экономической эффективности, для ее расчета необходимо определить (рассчитать):

- во-первых, объем инвестиций (капитальных затрат), требуемый для осуществления поставленной цели;
- во-вторых, величину экономического эффекта, который будет получен на практике от внедрения мероприятий.

Экономический эффект любого проекта заключается в получении прибыли во вновь создаваемом источнике энергоснабжения или дополнительной прибыли в действующем источнике энергоснабжения.

7.1. Исходные данные для расчета

Исходные данные для расчета всех альтернативных вариантов должны содержать всю необходимую информацию по проектируемому объекту.

Как уже указывалось, сравнение альтернативных вариантов нового или модернизируемого источника энергоснабжения должно производиться при одинаковых тепловых и электрических нагрузках и одних и тех же условиях поставки тепловой и электрической энергии потребителям.

Данные по продолжительности отопительного периода, средняя температура воздуха за отопительный период, расчетная температура наружного воздуха для проектируемой системы отопления определяются по климатологическим данным для места расположения источника энергоснабжения.

Величины исходных данных для удобства выполнения технико-экономических расчетов целесообразно свести в таблицу. В представленной ниже таблице 7.1 для примера приведен перечень исходных данных с численными значениями для технико-экономического обоснования строительства автономной отопительной модульной котельной.

Перечень исходных данных может быть откорректирован и пополнен в зависимости от направленности и классификации проекта.

Ниже приведена последовательность расчета и необходимые формулы для расчета годовой выработки тепловой энергии в отопительной котельной для покрытия отопительных и вентиляционных нагрузок, а также нагрузок ГВС. Указанные величины, рассчитанные по приведенным формулам, необходимы для выполнения экономических расчетов.

1. На основе выбранного количества единиц основного оборудования и учитывая теплопроизводительность каждого из них, определяют суммарную установленную теплопроизводительность всех котлов:

$$Q_{уст} = \sum Q_k, \quad (7.1)$$

где Q_k – теплопроизводительность одного котла.

2. Если в источнике энергоснабжения установлены водогрейные и паровые котлы, то общая теплопроизводительность котельной составит

$$Q_{уст} = \sum Q_k = \sum Q_{вод} + \sum D \cdot (h_n - h_{не}), \quad (7.2)$$

где $\sum Q_{вод}$ – суммарная теплопроизводительность водогрейных котлов, кВт;

$\sum D$ – суммарная паропроизводительность паровых котлов, кг/с;

h_n – энтальпия отпускаемого пара, кДж/кг;

$h_{не}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг.

Таблица 7.1 – Исходные данные проектируемого источника энергоснабжения

№ п/п	Название исходного параметра	Размерность	Обозначение	Значение
1	Установленная тепловая мощность котельной	Гкал/ч	$Q_{уст}$	9,0
2	Тепловая нагрузка потребителей на отопление	Гкал/ч	Q_o	4,101
3	Тепловая нагрузка потребителей на вентиляцию	Гкал/ч	Q_B	2,858
4	Тепловая нагрузка потребителей на горячее водоснабжение	Гкал/ч	$Q^{cp}_{гвс}$	1,390
5	Теплота сгорания топлива 1 м ³ газа	Ккал/м ³	H_u	8500
6	Теплота сгорания 1 кг условного топлива	Ккал/кг	$H_u_{усл}$	7000
7	КПД котельной установки		η	0,92
8	Температура воздуха в помещении	°С	$t_{вп}$	20
9	Средняя температура наружного воздуха за отопительный сезон	°С	$t_{ср.от}$	-1,8
10	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления	°С	$t_{нро}$	- 26
11	Температура водопроводной воды в летний период	°С	$t_{хл}$	15
12	Температура водопроводной воды в зимний период	°С	$t_{хз}$	5
13	Коэффициент, учитывающий потери тепла на собственные нужды котельной и в тепловых сетях		$K_{сн}$	1,05
14	Число работы системы отопления в сутки	ч	Z	24
15	Число работы системы вентиляции в сутки	ч	Z	16
16	Тепловой эквивалент мощности	Ккал/кВт	q	860
17	Число суток отопительного периода	сут	n_o	220
18	Коэффициент, учитывающий снижение среднечасового расхода на ГВС в летний период		β	0,8
19	Годовое потребление электроэнергии	кВт	$N_{эл}$	147 000

3. Рассчитывается годовой отпуск теплоты на технологические нужды, МВт:

$$Q_{mex}^{год} = Q_{mex}^ч \cdot n_{mex}, \quad (7.3)$$

где n_{mex} – число часов использования технологической нагрузки, ч/год;

$Q_{mex}^ч$ - расчетная технологическая нагрузка, МВт.

4. При использовании на технологические нужды пара расчетная технологическая нагрузка составит, МВт

$$Q_{mex}^ч = D_{mex} \cdot (h_{mex} - h_{к}) / 10^3, \quad (7.4)$$

где D_{mex} – расход пара на технологические нужды, кг/с;

h_{mex} – энтальпия пара, отпускаемого на технологические нужды, кДж/кг;

$h_{к}$ – энтальпия конденсата, возвращаемого с производства, кДж/кг.

5. Общий годовой отпуск теплоты потребителям от источника энергоснабжения, МВт составит

$$Q_{200} = Q_o^{200} + Q_B^{200} + Q_{звс}^{200} + Q_{мех}^{200}, \quad (7.5)$$

где $Q_o^{200}, Q_B^{200}, Q_{звс}^{200}$ – годовой отпуск теплоты на отопление, вентиляцию и ГВС, определяемый по следующим соотношениям:

$$Q_o^{200} = Q_o \cdot \frac{t_{вп} - t_{ср.от}}{t_{вп} - t_{нро}}, \quad (7.6)$$

где Q_o – расчетная тепловая нагрузка потребителей на отопление, МВт;

$t_{вп}$ – температура воздуха внутри помещения, °С;

$t_{ср.от}$ – температура наружного воздуха, средняя за отопительный период, °С;

$t_{нро}$ – расчетная температура наружного воздуха для проектирования системы отопления, °С;

n_o – длительность отопительного периода, ч/год.

$$Q_B^{200} = Q_B \cdot \frac{t_{вп} - t_{ср.от}}{t_{вп} - t_{нрв}} \cdot Z_B \cdot n_o, \quad (7.7)$$

где Q_B – тепловая нагрузка потребителей на вентиляцию, МВт;

$Z_B = 16$ ч - число часов работы системы вентиляции в сутки.

$$Q_{звс}^{200} = Q_{звс}^{ср} \cdot n_o + Q_{звс}^{ср} \cdot \frac{55 - \tau_{хл}}{55 - \tau_{хз}} \cdot \beta \cdot (n_{200} - n_o), \quad (7.8)$$

где $Q_{звс}^{ср}$ – тепловая нагрузка потребителей на ГВС, средняя, МВт;

β – коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода горячей воды летом по сравнению с зимним периодом; принимается для жилищно-коммунального сектора 0,8 (для курортных и южных городов – 1,5), для промышленных предприятий -1,0;

$t_{хл} = 15$ °С – температура холодной воды в неотапительный период;

$t_{хз} = 5$ °С – температура холодной воды в отопительный период;

n_{200} – продолжительность календарного года в часах.

6. На базе основного теплогенерирующего оборудования составляется тепловая схема источника энергоснабжения с указанием вспомогательного оборудования.

В случае строительства мини-ТЭЦ перечень исходных данных должен быть дополнен электрическими нагрузками и графиком их потребления. Аналогичным образом должна быть определена годовая выработка электрической энергии.

Установленная электрическая мощность мини-ТЭЦ будет определяться количеством и мощностью единичных электрогенераторов:

$$N_{уст} = \Sigma N_r, \quad (7.9)$$

где N_r – номинальная мощность одного электрогенерирующего агрегата.

7.2. Определение потребности в инвестициях

На стадии выбора варианта автономного источника энергоснабжения определение стоимости основного и вспомогательного оборудования может проводиться по спецификациям и прайс-листам при выполнении следующих рекомендаций:

1. Для удобства и точности расчетов целесообразно оценку основного оборудования автономного источника энергоснабжения осуществлять при комплексной поставке его заводом-изготовителем.

2. Сложением капитальных затрат на приобретение основного и вспомогательного оборудования определяют общую стоимость оборудования по каждому варианту.

3. Затраты на строительные и монтажные работы проекта организации источника энергоснабжения могут составить 20 – 30 % суммарной стоимости объекта.

Таким образом, общие капитальные затраты складываются:

$$K = K_{об} + K_{стр} + K_{монт} , \quad (7.10)$$

где $K_{об} = \sum K_o$ – суммарные капитальные затраты основного и вспомогательного оборудования;

$K_{стр}$ – капитальные затраты строительной части автономного источника энергоснабжения.

$K_{монт}$ – капитальные затраты на монтажные работы.

Однако определение $K_{об}$ по спецификации и прайс-листам на основное и вспомогательное оборудование бывает достаточно затруднительно на стадии выбора варианта автономного источника энергоснабжения.

В этом случае определение суммы капитальных вложений рекомендуется проводить с использованием удельных капитальных вложений на единицу мощности проектируемого энергетического объекта.

Если назначением автономного источника энергоснабжения является производство только тепловой энергии (модульная котельная), то

$$K = C_{уд}^{кот} \cdot Q_{уст} , \quad (7.11)$$

в случае если в автономном источнике энергоснабжения, помимо тепловой энергии, осуществляется выработка электрической энергии (мини-ТЭЦ), то, как правило, расчеты проводят по выработке электрической энергии

$$K = C_{уд}^{эз} \cdot N_{уст} , \quad (7.12)$$

где $C_{уд}^{кот}$; $C_{уд}^{эз}$ – удельные капитальные затраты в источник энергоснабжения.

По экспертной оценке удельные капитальные затраты в строительство «под ключ» мини-ТЭЦ составляют $C_{уд}^{эз} = 800 - 900$ тыс.у.е./МВт.

Для модульных котельных значения $C_{уд}^{кот}$ выбираются из таблицы 7.2.

Для распределения капитальных затрат на строительство, приобретаемое оборудование и его монтаж в работе [14] рекомендуется применять следующие

значения коэффициентов распределения удельных капитальных затрат a , b и c в зависимости от типа модульной котельной. Данные приведены в таблице 7.3.

Таблица 7.2 – Удельные капитальные затраты, тыс. у.е. /МВт

Установленная мощность, МВт	Тип котельной		
	производственная	производственно-отопительная	отопительная
4	35	35	35
6	27	31	27
8	23	28	23
10	21,5	27	21,5
12	20	21,5	20
20	14,5	20	14,5
30	12	17	12

Таблица 7.3 – Структура распределения удельных капитальных затрат на строительство, монтаж и приобретаемое оборудование

Тип котельной	Удельные капитальные затраты		
	строительство a	оборудование b	монтаж c
Производственная	0,28	0,52	0,20
Производственно-отопительная	0,30	0,52	0,18
Отопительная	0,35	0,45	0,20

Капитальные затраты строительных работ составят, руб.:

$$K_{стр} = a \cdot K, \quad (7.13)$$

где a – удельные капитальные затраты на общестроительные работы.

Для автономных котельных оценочная стоимость оборудования и монтажа в рублях может быть определена по следующему соотношению:

$$K_{об} = (b + c) \cdot K, \quad (7.14)$$

где b и c – удельные капитальные затраты на оборудование и стоимость монтажа.

Результаты расчета потребности в инвестициях представляются в табличной форме (таблица 7.4).

7.3. Составление программы развития источника энергоснабжения в натуральном и стоимостном выражении

Если источник энергоснабжения создается в районе активного строительства жилья или промышленных предприятий, то необходимо составить перспективный план его развития по годам.

Потребности в тепловой и электрической энергии будут нарастать и зависеть от сроков ввода в строй потребительских объектов.

Объем продаж тепловой и электрической энергии потребителям рассчитывается на основе энергетических мощностей источника энергоснабжения с учетом потребительского спроса и установленных тарифов на отпускаемую продукцию.

Таблица 7.4 – Потребность в инвестициях

Наименование затрат	Капитальные вложения в инвестиции, тыс. руб.		
	ВСЕГО	1-й год	2-й год
Оборудование			
Строительно-монтажные работы			
Прочие (проектирование, руководство, временные здания и сооружения, предэксплуатационные издержки, непредвиденные затраты)			
Итого прямых издержек			
Налог на добавленную стоимость (18 %)			
Итого, капитальных затрат			
<i>Прирост оборотного капитала</i>			
<i>Полная инвестиционная стоимость проекта</i>			

Перспективные показатели производства тепловой и электрической энергии и стоимость целесообразно свести в следующую таблицу 7.5.

Таблица 7.5 – Расчет объема продаж тепловой и электрической энергии

№ п/п	Наименование продукции	1-й год (реконструкция)	2-й год	3-й год	4-й год
1	Объем производства тепловой (электрической) энергии, Гкал (кВт·ч)				
2	Цена, тариф, руб./Гкал (руб./кВт·ч)				
3	Стоимость отпускаемой потребителям тепловой (электрической) энергии, тыс. руб.				

7.4. Расчет себестоимости тепловой и электрической энергии

Для определения себестоимости отпускаемой тепловой и электрической энергии от вновь создаваемого источника энергоснабжения требуется определить полные эксплуатационные расходы (Э), т.е. составить смету затрат на производство.

К эксплуатационным расходам относятся затраты:

- на топливо;
- на потребляемую воду;
- на потребляемую электроэнергию;
- на оплату эксплуатационного персонала;
- на амортизационные отчисления;
- на текущий ремонт;
- прочие расходы.

В случае модернизации источника энергоснабжения могут произойти изменения, касающиеся отдельных перечисленных статей расхода (например, сокращение числа обслуживающего персонала и т. д.). В этом случае прежде чем приступить к расчетам, необходимо провести анализ и установить, по каким статьям затрат на производство продукции произойдут изменения, и оценить их.

Расчеты затрат по статьям «эксплуатационные расходы» выполняются по следующей методике:

1. В статью «Сырье и материалы», а в энергетике «Топливо» включают затраты на топливо, расходуемые для производства тепловой и электрической энергии в автономном источнике энергосбережения.

По значимости расходы на топливо являются основными и составляют, как правило, более половины всех затрат.

Затраты на топливо $\mathcal{E}_{мон}$, руб/год, рассчитывают по следующей формуле:

$$\mathcal{E}_{мон} = K_l \cdot \sum B_{mi} \cdot n_{уст} \cdot (C_T + C_{mp}) = B_m^{zод} \cdot K_l \cdot (C_T + C_{mp}), \quad (7.15)$$

где K_l – коэффициент, учитывающий складские, транспортные и прочие потери, для газообразного топлива принимается равным 1,055;

C_m – стоимость топлива;

$\sum B_{mi}$ – суммарное потребление топлива всеми котлами в расчетном режиме:

- для вновь проектируемого источника энергоснабжения принимается либо по паспортным данным котлов, либо по результатам последних теплотехнических испытаний;

- для действующего источника энергоснабжения – по приборам учета расхода потребленного топлива;

$n_{уст}$ – число часов использования установленной мощности ч/год, определяют по формуле $n_{уст} = Q_{zод} / Q_{уст}$;

C_{mp} – стоимость транспортировки топлива (для газообразного топлива входит в величину C_T);

B_m^{zod} – годовой расход топлива.

При технико-экономическом анализе источника энергоснабжения, в котором происходит выработка и тепловой, и электрической энергии (т. е. осуществляется так называемая когенерация), целесообразно расход топлива разделить на две части.

Одну часть топлива отнести на выработку тепловой энергии B_m^m , другую – на выработку электрической энергии $B_m^э$.

$$B_m = B_m^m + B_m^э. \quad (7.16)$$

Такое разделение позволяет определить себестоимость как тепловой, так и электрической энергии. В этом случае затраты на топливо составят

$$\mathcal{E}_{мон} = \mathcal{E}_{мон}^{mzod} + \mathcal{E}_{мон}^{эzod} = B_m^{mzod} \cdot K_l \cdot (C_m + C_{mp}) + B_m^{эzod} \cdot K_l \cdot (C_m + C_{mp}), \quad (7.17)$$

где $\mathcal{E}_{мон}^{mzod}, \mathcal{E}_{мон}^{эzod}$ – годовые затраты на топливо, израсходованные на выработку тепловой и электрической энергии;

$B_m^{mzod}, B_m^{эzod}$ – годовой расход топлива на выработку тепловой и электрической энергии.

2. По статье «Вода на технологические цели» определяется стоимость сырой воды, расходуемой на питание котлов, наполнение и подпитку тепловых сетей, собственные нужды, химводоочистку, а также горячее водоснабжение (при открытой системе теплоснабжения).

Затраты на используемую воду рассчитывают следующим образом, руб/год:

- на технологические нужды

$$\circ \mathcal{E}_{вт} = C_в \cdot D \cdot (1 - B_{возв}) \cdot n_{уст} \cdot (1 + r), \quad (7.18)$$

- где $C_в$ – цена 1 м³ потребленной и сброшенной в канализацию воды, руб/м³;

D – расход пара на технологические нужды, т/ч;

$B_{возв}$ – доля возврата конденсата;

r – доля утечек и непроизводительных потерь, принимается 0,02-0,04;

- на подпитку тепловых сетей

$$\mathcal{E}_{еп} = C_в \cdot 860 \cdot Q_{овг} \cdot n_{уст} \cdot r_{ут.с} / (\tau_1 - \tau_2), \quad (7.19)$$

где $Q_{овг}$ – расчетный расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт;

$r_{ут.с}$ – доля утечек, принимается 0,02–0,03;

τ_1, τ_2 – расчетные температуры сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах, °С.

3. По статье «Электроэнергия на технологические цели» определяют расходы на электроэнергию на собственные нужды автономного источника энергоснабжения, привод тягодутьевых машин, насосов, освещение и т.д.

Затраты на потребляемую электроэнергию по двухставочному тарифу $\mathcal{E}_{эл.эн}$, руб./год, рассчитывают по формуле:

$$\mathcal{E}_{эл.эн} = N_{уст} \cdot K_{эл} \cdot n_{уст} \cdot C_{эл} + a_э \cdot N_{уст} \cdot n, \quad (7.20)$$

где $N_{уст}$ – установленная мощность всех электроприборов в источнике энергоснабжения по проекту, кВт;

$K_{эл}$ – коэффициент использования установленной электрической энергии, принимается для энергоисточников небольшой мощности с $Q_{уст} \leq 10$ МВт, равным 0,5–0,6; средних – с $10 < Q_{уст} \leq 200$ МВт, равным 0,7–0,8 и 0,85 – для более крупных энергоисточников (котельных);

$n_{уст}$ – число месяцев пользования заявленной мощностью;

$C_{эл}$ – стоимость одного кВт·ч отпускаемой электрической энергии по двухставочному тарифу, руб.;

$a_э$ – ставка за 1 кВт·А присоединенной мощности, руб./мес.

Для действующего автономного источника энергоснабжения (котельной) эти затраты определяют по показаниям приборов учета потребления электрической энергии.

Если в источнике энергоснабжения, помимо тепловой энергии, осуществляется выработка электрической энергии в количестве $N_э$, то, как правило, она используется на собственные нужды.

В этом случае количество установленного электрооборудования, получающего электрическую энергию из энергосистемы снижается и составляет

$$N_{уст} - N_э = \Delta N_{уст}. \quad (7.21)$$

Затраты на потребляемую электроэнергию в этом случае по двухставочному тарифу $\mathcal{E}_{эл.эн}$, руб./год, рассчитывают аналогичным образом по нижеприведенной формуле:

$$\mathcal{E}_{эл.эн} = \Delta N_{уст} \cdot K_{эл} \cdot n_{уст} \cdot C_{эл} + a_э \cdot \Delta N_{уст} \cdot n. \quad (7.22)$$

4. По статье «Заработная плата производственных рабочих» определяют расходы на заработную плату с начислениями только эксплуатационному персоналу, участвующему в основной производственной деятельности автономного источника энергоснабжения в соответствии с нормами его обслуживания. При наличии штатного расписания эти затраты определяются в соответствии с ним, в противном случае – расчетным путем с использованием штатного коэффициента $K_{шт}$.

Затраты на заработную плату, руб./год:

$$\mathcal{E}_{зар} = Ч \cdot C_{зар} \cdot 12 \quad (7.23)$$

или

$$\mathcal{E}_{зар} = K_{шт} \cdot (Q_{уст} + N_{уст}) \cdot C_{зар}, \quad (7.24)$$

где $K_{шт}$ – штатный коэффициент, зависящий от теплопроизводительности и установленной электрической мощности источника энергоснабжения, вида сжигаемого топлива, чел/МВт, ориентировочно для газомазутных котельных может быть определен в соответствии с таблицей 7.6;

$Q_{уст}$, $N_{уст}$ – установленная тепловая и электрическая мощность, МВт;

$C_{зар}$ – среднегодовая зарплата одного работающего с начислениями в фонд социального страхования, руб.

$Ч$ – число обслуживающего персонала источника энергоснабжения.

Следует иметь в виду, что представленные в таблице 7.6 данные по штатным коэффициентам требуют корректировки при расчете численности модульных энергообъектов в сторону снижения.

Таблица 7.6 – Примерные значения штатных коэффициентов для газомазутных котельных

Установленная мощность, МВт	до 5	5-15	15-30	30-50	50-100	100-200	200-300	Более 300
Штатный коэффициент, чел./МВт	0,9	0,3	2,0	0,9	0,6	0,4	0,3	0,25

5. По статье «Амортизация» определяют размер амортизационных отчислений по источнику энергоснабжения. Амортизационные отчисления определяются по нормам амортизации для каждого вида основных производственных фондов.

Норма амортизации определяется по формуле $P=1/Срок\ службы$.

В расчетах на предпроектной и проектной стадиях амортизация приближенно может рассчитываться по средней норме амортизации всех основных производственных фондов. Наиболее точным способом определения капитальных затрат является сметно-финансовый расчет. При его отсутствии применяют расчетный способ на основе показателей удельных капитальных вложений в сооружение автономного источника энергоснабжения.

Затраты на амортизацию $\mathcal{E}_{амор}$, руб./год, составят

$$\mathcal{E}_{амор} = P_1 \cdot K_{стр} / 100 + P_2 \cdot K_{об} / 100, \quad (7.25)$$

где P_1 – средняя норма амортизации общестроительных работ и зданий, для котельных может быть принята 3–3,5 %; P_2 – норма амортизации оборудования с монтажом для автономных котельных, принимают 7,5–8,5 %.

6. В статью «Текущий ремонт» включают расходы на текущий ремонт основных фондов автономного источника энергоснабжения (здание, оборудование, хозяйственный инвентарь, инструмент), сюда также относятся основная и дополнительная заработная плата с начислениями ремонтному персоналу, стоимость ремонтных материалов и использованных запчастей, стоимость услуг сторонних организаций и своих вспомогательных производств и др.

При расчетном методе затраты на текущий ремонт $\mathcal{E}_{тек.рем}$, руб./год, принимают в размере 20–30 % от затрат на амортизацию:

$$\mathcal{E}_{тек.рем} = (0,2 - 0,3) \cdot \mathcal{E}_{амор}. \quad (7.26)$$

7. Статья «Прочие расходы» включает в себя затраты на охрану труда, технику безопасности, пожарную и сторожевую охрану, административно-

управленческий персонал, приобретение спецодежды, реактивов для химической очистки воды и другие неучтенные расходы.

При расчетном методе затраты на прочие расходы $\mathcal{E}_{общ}$, руб./год, принимают в размере 30 % от затрат на амортизацию, текущий ремонт и заработную плату и подсчитывают по формуле

$$\mathcal{E}_{общ} = 0,3 \cdot (\mathcal{E}_{аморт} + \mathcal{E}_{зар} + \mathcal{E}_{тек.рем}). \quad (7.27)$$

Годовые эксплуатационные затраты по автономному источнику энергоснабжения определяются как сумма рассмотренных выше статей, руб./год:

$$\Sigma \mathcal{E} = \mathcal{E}_{топ} + \mathcal{E}_{эл.эн.} + \mathcal{E}_{вод} + \mathcal{E}_{зарп} + \mathcal{E}_{амор} + \mathcal{E}_{тек.рем.} + \mathcal{E}_{общ}. \quad (7.28)$$

Если от автономного источника осуществляется отпуск только тепловой энергии, то ее себестоимость определяется по следующему соотношению, руб./МВт:

$$C = \Sigma \mathcal{E} / Q_{год}. \quad (7.29)$$

8. При одновременном производстве тепловой и электрической энергии в источнике энергоснабжения, определяя их себестоимость, необходимо разделить статьи эксплуатационных затрат на две части. Одну часть отнести к производству тепловой энергии, другую – к электрической энергии.

В этом случае соотношения для определения себестоимости тепловой и электрической энергии можно записать в следующем виде:

$$C_m = \frac{\Sigma \mathcal{E}_m}{Q_{год}} = \frac{\mathcal{E}_{топ}^m + K_p^m \cdot (\mathcal{E}_{эл.эн.} + \mathcal{E}_{вод} + \mathcal{E}_{зарп} + \mathcal{E}_{амор} + \mathcal{E}_{тек.рем} + \mathcal{E}_{общ})}{Q_{год}}; \quad (7.30)$$

$$C_э = \frac{\Sigma \mathcal{E}_э}{N_{год}} = \frac{\mathcal{E}_{топ}^э + K_p^э \cdot (\mathcal{E}_{эл.эн.} + \mathcal{E}_{вод} + \mathcal{E}_{зарп} + \mathcal{E}_{амор} + \mathcal{E}_{тек.рем} + \mathcal{E}_{общ})}{N_{год}}, \quad (7.31)$$

где $K_p^m, K_p^э$ – коэффициенты разделения затрат при комбинированной выработке тепловой и электрической энергии. При проведении предварительных расчетов можно принять $K_p^m = 0,4; K_p^э = 0,6$;

$N_{год}$ - годовая выработка электрической энергии.

7.5. Расчет экономической эффективности источника энергоснабжения

Как уже указывалось, экономический эффект любого проекта заключается в получении прибыли после введения источника энергоснабжения в работу.

Прибыль (Π), получаемая в источнике энергоснабжения, представляет собой разность между доходом (D) от реализации произведенной продукции, а именно тепловой и электрической энергии, и полными эксплуатационными затратами ($\Sigma \mathcal{E}$).

При производстве в источнике энергоснабжения только тепловой энергии (модульная котельная) указанные величины рассчитываются по нижеприведенным соотношениям:

$$D = C_T \cdot Q_{год}; \quad (7.32)$$

$$П = Д - \Sigma Э = Ц_T \cdot Q_{год} - C \cdot Q_{год}. \quad (7.33)$$

При совместном производстве тепловой и электрической энергии (мини-ТЭЦ) указанные величины рассчитываются следующим образом:

$$Д = Ц_T \cdot Q_{год} + Ц_Э \cdot N_{год}; \quad (7.34)$$

$$П = (Ц_T \cdot Q_{год} - C_T \cdot Q_{год}) + (Ц_Э \cdot N_{год} - C_Э \cdot N_{год}), \quad (7.35)$$

где $Ц_T, Ц_Э$ – стоимость отпускаемой тепловой и электрической энергии.

Как правило, стоимость или тарифы на тепловую и электрическую энергию устанавливаются и регулируются надзорными органами государственной власти. Поэтому увеличение прибыли путем модернизации источника энергоснабжения может быть достигнуто, в первую очередь, за счет снижения эксплуатационных затрат (издержек производства), то есть снижения себестоимости вырабатываемых видов энергии.

Как уже указывалось, снижение себестоимости обеспечивается путем внедрения более экономичного, энергоэффективного оборудования или внедрения современных технологий.

При расчете экономического эффекта от модернизации источника энергоснабжения, направленной на снижение потребления материальных затрат (например, топлива, воды и т.д.), достаточно рассчитать только изменения в затратах по определенным статьям себестоимости. Получаемая при этом дополнительная прибыль (ДП1) или экономия расходов на сырье может быть определена по следующему соотношению:

$$ДП1 = (H_o - H_1) \cdot Ц_M \cdot K, \quad (7.36)$$

где H_o, H_1 – нормы расхода материалов, топлива, воды на единицу продукции до и после проведения соответствующего мероприятия модернизации;

$Ц_M$ – цена используемого материала;

K – количество единиц продукции.

В случае изменения (снижения) цены на используемые виды материальных ресурсов дополнительная прибыль (ДП2) определяется по следующему соотношению:

$$ДП2 = (Ц_o \cdot H_o \cdot K_T) - (Ц_1 \cdot H_1 \cdot K_T), \quad (7.37)$$

где $Ц_o, Ц_1$ – старая и новая цена материальных ресурсов;

H_o, H_1 – старая и новая нормы расхода материальных ресурсов на единицу продукции;

K_T – количество единиц товарной продукции (тепловой или электрической энергии, планируемой к поставке потребителям).

Аналогичным образом рассчитывается дополнительная прибыль за счет снижения остальных статей эксплуатационных затрат.

Таким образом, общая прибыль по источнику энергоснабжения с учетом величин дополнительной прибыли составит

$$ПР = П + ДП1 + ДП2 + ДП_{др}. \quad (7.38)$$

Следует иметь в виду, что с осуществлением проекта модернизации источника энергоснабжения могут появиться дополнительные затраты, которые

необходимо учитывать при расчете получаемой прибыли (экономического эффекта):

- возникновение «новых» затрат на ремонт и содержание оборудования, на оплату труда вновь привлеченного персонала, возникновение дополнительных амортизационных отчислений по оборудованию;
- изменение прочих затрат на производство продукции.

При определении балансовой прибыли ($БП$) и чистой прибыли ($ЧП$) необходимо учитывать рост налога на имущество ($Н_{и}$) ввиду установки нового оборудования и рост налога на прибыль ($Н_{пр}$) из-за сокращения затрат при производстве тепловой и электрической энергии. Таким образом:

$$БП = ПР - Н_{и} ; \quad (7.39)$$

$$ЧП = БП - Н_{пр} . \quad (7.40)$$

Налог на имущество составляет 2,2 % от приобретаемых активов.

Налог на прибыль составляет 20 % от дополнительно полученной прибыли.

Одним из основных показателей эффективности инвестиций, нацеленных на создание нового и модернизацию существующего источника энергоснабжения, может служить величина простого срока окупаемости ($T_{ок}$).

Простой срок окупаемости – это период времени, необходимый для возмещения суммы первоначальных инвестиций в проект за счет прибыли, получаемой от модернизации источника энергоснабжения

$$T_{ок} = I_{п} / ЧД , \quad (7.41)$$

где $I_{п}$ – величина первоначальных инвестиций в денежных единицах;

$ЧД$ – среднегодовой чистый доход в денежных единицах:

$$ЧД = ЧП + A_{о} , \quad (7.42)$$

где $A_{о}$ – амортизационные отчисления от вводимых фондов.

Как видно из последнего соотношения, амортизационные отчисления являются источником восстановления изношенных фондов; их сумму, начисленную от вновь введенных фондов, также относят к собственным источникам по окупаемости инвестиций.

Расчет простой нормы прибыли ($Н_{пк}$) на вложенный капитал (%) – это расчет критерия, показывающего, какая часть инвестиционных затрат возмещается в виде чистого дохода в течение одного периода планирования

$$Н_{пк} = ЧП / I_{п} . \quad (7.43)$$

Результаты выполненных расчетов сводят в таблицу технико-экономических показателей, на основании которых делают вывод о целесообразности реализации проекта.

Предложенный проект считается экономически эффективным, если срок окупаемости капитальных вложений в модернизацию источника энергоснабжения удовлетворяет требованиям инвесторов или критериям, определяемым руководством предприятия.

В некоторых случаях, как уже указывалось, при выборе варианта строительства нового источника энергоснабжения в качестве сравнительного

критерия эффективности может использоваться величина приведенных затрат ($Z_{пр}$). При этом могут рассматриваться варианты проектов, базирующихся на принципиально разнообразном оборудовании. Например, для генерации электрической энергии могут быть использованы паротурбинные или газотурбинные установки и газопоршневые двигатели. Как правило, дорогое энергогенерирующее оборудование требует меньше обслуживающего персонала и меньших материальных затрат, и наоборот, дешевое энергогенерирующее оборудование требует больших затрат на единицу производимой продукции.

Подробный анализ капитальных и эксплуатационных затрат с дополнительным определением по каждому варианту величины приведенных затрат позволяет выбрать оптимальный вариант строительства нового источника энергоснабжения по его минимальной величине.

Приведенные затраты представляют сумму следующих величин:

$$Z_{пр} = E \cdot K + \Sigma \Delta, \quad (7.44)$$

где E – коэффициент дисконтирования или нормы дисконта, учитывающий компенсацию и риск потери капитальных вложений за рассчитанный срок окупаемости.

Как правило, норма дисконта принимается равной ставке рефинансирования, устанавливаемой Центральным банком РФ.

7.6. Пример технико-экономического обоснования строительства автономной модульной котельной

Исходные данные для расчета, принятые из теплотехнической части инвестиционного проекта, приведены в таблице 7.7, которые совпадают с данными в таблице 7.1.

Определяющим в сроке строительства является срок изготовления оборудования. По данным завода-изготовителя, срок может составить от 6 до 12 месяцев. Кроме этого, на срок реализации проекта в целом может повлиять время согласования экспертизы и утверждения проектной документации (утверждаемой части рабочего проекта) в экспертных организациях.

Общий объем капитальных вложений на строительство модульной котельной на условиях «под ключ» по укрупненным показателям в текущих ценах 2022 г., по данным завода-изготовителя, ориентировочно приведен в таблице 7.8 в столбце пример расчета, там же представлена потребность в инвестициях в целом и структура капитальных вложений, тарифы и цены на ресурсы.

В случае отсутствия исчерпывающей информации от фирмы поставщика о стоимости оборудования и монтажа проектируемого объекта следует использовать перечисленные в разделе 7.2 другие методы определения капитальных затрат (инвестиционной стоимости проекта).

Исходя из принятого условия строительства нового автономного энергетического объекта по производству тепловой энергии, в соответствии с

изложенной выше методикой расчет себестоимости теплоты должен проводиться по всей типовой номенклатуре статей затрат.

При расчете себестоимости теплоты, отпускаемой котельной, используются основные технико-экономические показатели проекта, рассчитанные ранее.

В расчетах экономической эффективности, по варианту нового строительства, сумма этих расходов может определяться как определенный процент от суммы стоимости вводимого оборудования, зданий, сооружений и т.п. (зависит от вида вводимых объектов).

Снижение в структуре себестоимости тепловой энергии топливной составляющей говорит об экономичности работы модульной котельной по сравнению с типовыми объектами, где топливная составляющая определяется, как правило, на уровне 65 – 70 %.

Следует иметь в виду, что от назначения источника энергоснабжения расчет экономического эффекта имеет, как правило, свои методологические подходы.

Так, например:

1. Строительство котельной с целью обеспечения тепловой энергией стороннего потребителя проводится «прямым методом», т.е. последовательным определением дохода проекта, производственных издержек и прибыли от реализации с последующим определением экономической эффективности инвестиций.

2. Строительство котельной на территории предприятия с целью частичного или полного отказа от закупки тепловой энергии у стороннего поставщика проводится «приростным» или «сравнительным» методом.

В последнем случае общекотельные и прочие расходы могут быть снижены до 15 % от условно-постоянных расходов.

В данном примере будем рассматривать котельную как источник тепловой энергии, отпускаемой внешним потребителям.

Рассчитав чистую прибыль котельной, переходим к расчету показателей экономической эффективности.

Оценку экономической эффективности проекта произведем без учета изменения стоимости денег во времени (дисконтирование) на основе критерия простого срока окупаемости.

Полученные результаты технико-экономического обоснования строительства модульной котельной сводятся в единую таблицу 7.8.

Таблица 7.7 – Исходные данные для расчета теплотехнической части и общий объем капитальных вложений на строительство модельной котельной

№ п/п	Название исходного параметра	Размерность	Обозначение	Пример расчета	Вариант расчета													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Установленная тепловая мощность котельной (берется из ПЗ № 1)	Гкал/ч	$Q_{уст}$	9														
2	Тепловая нагрузка потребителей на отопление (берется из ПЗ № 1)	Гкал/ч	Q_O	4,101														
3	Тепловая нагрузка потребителей на вентиляцию (берется из ПЗ № 1)	Гкал/ч	Q_B	2,858														
4	Тепловая нагрузка потребителей на горячее водоснабжение (берется из ПЗ №1)	Гкал/ч	$Q^{cp}_{гвс}$	1,39														
5	Теплота сгорания топлива 1 м ³ газа (берется из ПЗ № 2)	Ккал/н м ³	H_u	8500														
6	Теплота сгорания 1 кг условного топлива	Ккал/кг	$H_u_{усл}$	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000	7000
7	КПД котельной установки		η	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
8	Температура воздуха в помещении	°С	$t_{вп}$	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
9	Средняя температура наружного воздуха за отопительный сезон (берется из ПЗ № 1)	°С	$t_{cp.ом}$	-1,8														

№ п/п	Название исходного параметра	Размерность	Обозначение	Пример расчета	Вариант расчета													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления (берется из ПЗ № 1)	°С	$t_{нро}$	-26														
11	Температура водопроводной воды в летний период	°С	$t_{ХЛ}$	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
12	Температура водопроводной воды в зимний период	°С	$t_{ХЗ}$	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
13	Коэффициент, учитывающий потери тепла на собственные нужды котельной и в тепловых сетях		$K_{сн}$	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
14	Число работы системы отопления в сутки	ч	Z	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
15	Число работы системы вентиляции в сутки	ч	Z_B	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16	16
16	Тепловой эквивалент мощности	Ккал/кВт	q	860	860	860	860	860	860	860	860	860	860	860	860	860	860	860
17	Число суток отопительного периода (берется из ПЗ № 1)	сут	n_o	220														
18	Коэффициент, учитывающий снижение среднечасового расхода на ГВС в летний период		β	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
19	Годовое потребление электроэнергии (берется из ПЗ № 1)	кВт	$N_{эл}$	147 000														

№ п/п	Название исходного параметра	Размерность	Обозначение	Пример расчета	Вариант расчета													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
20	Коэффициент, учитывающий складские, транспортные и прочие потери; для газообразного топлива		K_L	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055
21	Доля утечек и непроизводительных потерь (0,02-0,05)		$r_{ум}$	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
22	Температура сетевой воды в подающей магистрали (берется из ПЗ № 1 и 2)	°С	t_1	95														
23	Температура сетевой воды в обратной магистрали (берется из ПЗ № 1 и 2)	°С	t_2	70														
24	Число обслуживающего персонала котельной	чел	$Ч$	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
25	Средняя норма амортизации общестроительных работ и зданий, для котельных	%	P_1	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
26	Норма амортизации оборудования с монтажом для автономных котельных	%	P_2	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5	8,5
27	% от вводимых основных промышленно-производственных фондов	%	-	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5

Таблица 7.8 – Потребность в инвестициях и тарифы и цены на ресурсы

№ п/п	Наименование затрат	Единица измерения	Обозначение	Пример расчета	Варианты													
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	Оборудование (основное и вспомогательное)	тыс. руб.	$K_{об}$	12480														
2	Строительно-монтажные работы	тыс. руб.	$K_{стр} + K_{монт}$	2650														
3	Прочие (проектирование, руководство, временные здания и сооружения, предэксплуатационные издержки, непредвиденные затраты)	тыс. руб.	$K_{пр}$	510														
4	Итого прямых издержек (ОППФ)	тыс. руб.	$ОППФ$	15640														
5	Налог на добавленную стоимость (18 %)	тыс. руб.	H	2815														
6	ИТОГО капитальных затрат	тыс. руб.	K	18455														
7	Прирост оборотного капитала (10 % от ОППФ)	тыс. руб..		1564														
8	Полная инвестиционная стоимость проекта	тыс. руб.	I_n	20019														
Тарифы и цены на ресурсы																		
10	Цена газа	Руб./1000 нм ³	C_m	2228	2308	2408	2308	2228	2408	2508	2308	2408	2228	2508	2408	2328	2408	2508
11	Тариф на электроэнергию	Руб./(кВт·ч)	$C_{эл}$	2,51	3,51	4,51	2,51	3,51	4,51	2,51	3,51	4,51	2,51	3,51	4,51	2,51	3,51	4,51
12	Тариф на воду	Руб./м ³	C_B	25	26	27	25	26	27	25	26	27	25	26	27	25	26	27
13	Среднемесячная заработная плата одного работника	Руб.	$C_{ЗАРП}$	18000	18000	19000	20000	18000	19000	20000	18000	19000	20000	18000	19000	20000	18000	19000

Таблица 7.9 – Расчет основных технико-экономических показателей проекта

№ п/п	Наименование показателя	Единицы измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетные значения
1	Годовая выработка теплоты котельной установкой: <i>на отопление</i>	Гкал/ч	$Q_o^{zod} = Q_o \cdot \frac{t_{вн} - t_{ср.от.}}{t_{вн} - t_{нрв}} \cdot Z \cdot n_o$	10261,77	
		МВт		11934,44	
2	<i>на вентиляцию</i>	Гкал/ч	$Q_B^{zod} = Q_B \cdot \frac{t_{вн} - t_{ср.от.}}{t_{вн} - t_{нрв}} \cdot Z_B \cdot n_o$	4767,64	
		МВт		5544,77	
3	<i>на ГВС</i>	Гкал/ч	$Q_{звс}^{zod} = Q_{звс}^{ср} \cdot Z \cdot n_o + Q_{звс}^{ср} \cdot \frac{55 - t_{хл}}{55 - t_{хл}} \cdot \beta \cdot z \cdot (n_{zod} - n_o)$	10435,01	
		МВт		12135,91	
4	Суммарная выработка теплоты с учетом потерь и собственных нужд	Гкал/ч	$Q_{zod.ком} = (Q_o^{zod} + Q_B^{zod} + Q_{звс}^{zod}) \cdot K_{сн}$	26737,64	
		МВт		31095,88	
5	Годовой расход топлива	млн м ³ /год	$B_{нат}^{zod} = \frac{Q_{zod.ком}}{Q_n^p \cdot \eta}$	3,42	
		т у.т	$B_{усл}^{zod} = \frac{Q_{zod.ком}}{Q_{нрв}^p \cdot \eta}$	4151,81	
6	Число часов использования установленной мощности котельной	ч	$n_{уст} = \frac{Q_{zod.ком}}{Q_{уст}}$	2971	
7	Удельный расход условного топлива на выработанную тепловую энергию	кг у.т./Гкал	$\epsilon_{усл} = \frac{B_{усл}^{zod}}{Q_{zod.ком}}$	155,28	
8	Удельный расход электроэнергии на выработанную тепловую энергию	кВт/Гкал	$\epsilon = \frac{N_{эл}}{Q_{zod.ком}}$	5,50	
Расчет себестоимости теплоты, отпускаемой от модульной котельной					
9	Годовые затраты на топливо	Руб./год	$\mathcal{E}_{топ} = B_{нат}^{zod} \cdot K \cdot C_T$	8036815,45	
10	Годовые затраты на электроэнергию на собственные нужды	Руб./год	$\mathcal{E}_{эл.эн} = N_{эл} \cdot C_{эл}$	368970	
11	Годовые затраты на воду	Руб./год	$\mathcal{E}_{вод} = C_v \cdot Q_{овг} \cdot n_{уст} \cdot r_{ут.с} / (\tau_1 - \tau_2)$	496072,383	
12	Годовые затраты на заработную плату эксплуатационного персонала котельной	Руб./год	$\mathcal{E}_{зарп} = Ч \cdot C_{зарп} \cdot 12$	2808000	
13	Годовая сумма отчислений на социальные нужды (ECH = 26 %)	руб/год	$\mathcal{E}_{ECH} = \mathcal{E}_{зарп} \cdot ECH$	730080	

№ п/п	Наименование показателя	Единицы измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетные значения
14	Годовые затраты на амортизацию	руб./год	$\mathcal{E}_{амор} = P_1 \cdot C_{спр} / 100 + P_2 \cdot C_{об} / 100$	1171400	
15	Затраты на текущий ремонт	Руб./год	$\mathcal{E}_{тек.рем} = ОППФ \cdot 1,5\%$	234600	
16	Затраты на общекотельные и прочие расходы	Руб./год	$\mathcal{E}_{общ} = 0,3 \cdot (\mathcal{E}_{аморт} + \mathcal{E}_{зар} + \mathcal{E}_{тек.рем})$	1264200	
17	Полную себестоимость тепловой энергии	Руб./год	$\Sigma \mathcal{E} = \mathcal{E}_{топ} + \mathcal{E}_{эл.эн.} + \mathcal{E}_{вод} + \mathcal{E}_{зарп} + \mathcal{E}_{амор} + \mathcal{E}_{тек.рем.} + \mathcal{E}_{общ}$	15110137,83	
18	Себестоимость единицы отпущенной теплоты	Руб./Гкал	$C = \frac{\Sigma \mathcal{E}}{Q_{год.кот}}$	565,13	
19	Топливная составляющая в себестоимости единицы отпущенной теплоты	Руб./Гкал	$C_m = \frac{\mathcal{E}_{топ}}{Q_{год.кот}}$	300,58	
20	% в структуре себестоимости тепловой энергии	%	$\% = \frac{C_m \cdot 100}{C}$	53,19	
Расчет экономического эффекта					
21	Снижение общекотельных и прочих расходов при «сравнительном» методе оценки	Руб./год	$\mathcal{E}_{общ} = 0,15 \cdot (\mathcal{E}_{аморт} + \mathcal{E}_{зар} + \mathcal{E}_{тек.рем})$	632100	
22	Тариф на отпускаемую источником тепловую энергию	Руб./Гкал	C_T	997	
23	Доход источника энергоснабжения	Руб./год	$D = C_T \cdot Q_{год}$	26657428,99	
24	Прибыль источника энергоснабжения	Руб./год	$\Pi = D - \Sigma \mathcal{E} = C_T \cdot Q_{год} - C \cdot Q_{год}$	11547291,15	
25	Налог на источник	Руб./год	$H_{и} = 0,022 \cdot ОППФ$	344080	
26	Балансовая прибыль	Руб./год	$БП = \Pi - H_{и}$	11203211,15	
27	Налог на прибыль	Руб./год	$H_{пр} = 0,20 \cdot БП$	2240642,231	
28	Чистая прибыль	Руб./год	$ЧП = БП - H_{пр}$	8962568,923	
Расчет показателей экономической эффективности					
29	Амортизационные отчисления от вводимых фондов	тыс.руб.	A_o	1171	
30	Среднегодовой чистый доход	тыс.руб./год	$ЧД = ЧП + A_o$	10134	
31	Срок окупаемости инвестиций с начала эксплуатации объекта	год	$T_{ок} = \frac{I_{п}}{ЧД}$	2,0	
32	Период окупаемости с учетом периода строительства	год	$T_{ок инв.} = T_{ок} + T_{инв}$	2,48	

№ п/п	Наименование показателя	Единицы измерения	Расчетная формула	Пример расчета	Расчетные значения
Основные технико-экономические показатели модульной котельной					
№ п/п	Наименование показателя	Единицы измерения	Обозначения	Значение	Расчетные значения
1	Установленная тепловая мощность котельной	Гкал/ч	$Q_{уст}$	9	
2	Теплотворная способность 1 м ³ газа	ккал/м ³	H_u	8500	
3	КПД котельной		η	0,92	
4	Годовое потребление электроэнергии	кВт·ч	$N_{эл}$	147 000	
5	Годовой отпуск теплоты в виде пара (на технологические нужды)	тыс. Гкал	$Q_{год кот}$	26737,64	
6	Период строительства	месяц	$T_{стр}$	6	
7	Стоимость строительства с НДС	млн. руб.	I_n	20,019	
8	Себестоимость тепловой энергии	руб./Гкал	C	565,13	
9	Экономический эффект проекта (прибыль)	млн. руб./год	Π	11,55	
10	Простой срок окупаемости инвестиций с начала эксплуатации объекта	лет	T_{OK}	2,0	
11	Простой срок окупаемости инвестиций с начала строительства	лет	$T_{OK инв}$	2,48	

Представленные в таблице 7.9 данные свидетельствуют о высокой эффективности предлагаемого варианта проекта строительства автономной модульной котельной.

Себестоимость отпускаемой от мини-котельной тепловой энергии в виде пара оценивается величиной 565,13 руб. /Гкал, что в 1,8 раза ниже действующего тарифа 997,0 руб./Гкал (см. табл. 7.9).

Инвестиционный проект окупается в 2 года с начала эксплуатации объекта (оценка простого срока окупаемости) и за ≈2,48 года с начала строительства (начало разработки проектной документации).

Таким образом, данный инвестиционный проект обладает высокой коммерческой эффективностью и интересен не только Заказчику, но и любому потенциальному Инвестору, имеющему желание выгодно вложить свои финансы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гладышев, Н. Н. Автономные источники тепловой и электрической энергии малой мощности [Текст]: учеб. пособие / Н. Н. Гладышев, Т. Ю. Короткова. – СПб.: СПбГТУРП, 2010. – 309 с. – ISBN 978-5-91646-006-3.
2. Луканин, П. В. Тепловые двигатели для целлюлозно-бумажной промышленности (Теория и конструкция паровых турбин) [Текст]: учеб. пособие / П. В. Луканин, Т. Ю. Короткова. – СПб.: СПбГТУРП, 2010. – 197 с. — ISBN 978-5-91646-021-6.
3. Соколов, Е. А. Теплофикация и тепловые сети [Текст]: учебник для вузов / Е. А. Соколов. – 7-е изд., стереот. – М.: Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с. – ISBN 5-7046-0703-9.
4. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование/ Госстрой России. – М.: ФГУПЦПП, 2004. – 54 с.
5. СП 131.13330.2020 «СНиП 23-01-99* Строительная климатология» – М: Министерство строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации, 2020. – 152 с.
6. Манюк, В. И. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей [Текст]/ В. И. Манюк. – М.: Книга по требованию, 2013. – 212 с. — ISBN 978-5-458-30236-4.
7. Водяные тепловые сети: справочное пособие по проектированию [Текст] / И. В. Беляйкина, В. П. Витальев, Н. К. Громов и др.; Под ред. Н. К. Громова, Е. П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.
8. СП 60.13330.2012. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха [Текст]. – М: Министерство регионального развития Российской Федерации, 2013. – 62 с.
9. СНиП 2.04.01-85* Внутренний водопровод и канализация зданий/ Госстрой России. – М.: ФГУПЦПП, 2004. – 38 с.
10. Сотникова, О. А. Теплоснабжение [Текст]: учеб. пособие / О. А. Сотникова, В. Н. Мелькумов. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2009. – 296 с. — ISBN 978-5-93093-374-X.
11. Карпов, Ф. Ф. Справочник по расчету проводов и кабелей [Текст] / Ф. Ф. Карпов, В. Н. Козлов. –2-е изд. – Л.: Издательство «Энергия», 1964. – 224 с.
12. Герасимова, В. Г. Электротехнический справочник. Т. 2. Электротехнические изделия и устройства [Текст] / В. Г. Герасимова. – 9-е изд., стереот. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 518 с. — ISBN 5-7046-0986-4.
13. СП 112.13330.2011 «СНиП 21-01-97* Пожарная безопасность зданий и сооружений». – М.: Министерство строительства и жилищно-коммунального хозяйства Российской Федерации, 2011. – 33 с.
14. Брюханов, О. Н. Газифицированные котельные агрегаты [Текст]/ О. Н. Брюханов, В. А. Кузнецов. – М.: Инфра-М, 2010. – 400 с. — ISBN 5-16-002442-5.
15. Котельные на биотопливе. Технологии и оборудование для сжигания древесных отходов и других видов экологически чистого топлива: справочник

[Текст] / О. С. Ракитова, А. Д. Овсянко, М. В. Трепов и др. – СПб.: ЗАО «Радиус+», 2006. – 140 с.

16. Соколов, Б. А. Котельные установки и их эксплуатация [Текст] / Б. А. Соколов. – М.: Издат. центр «Академия», 2007. – 432 с. ISBN 978-5-7695-3812-4.

17. Палей, Е. Л. Проектирование котельных в секторе ЖКХ [Текст]: справочное практическое пособие / Е. Л. Палей. – СПб.: Изд-во «Газовый клуб», 2006. – 175 с.

18. Теплообменное оборудование для промышленных установок и систем теплоснабжения [Текст]: промышленный каталог 04-04. – М.: ФГУП ВНИИАМ, 2004. – 115 с.

19. Варфоломеев, Ю. М. Отопление и тепловые сети [Текст] / Ю. М. Варфоломеев, О. Я. Кокорин. – М.: Инфра-М, 2006. – 480 с. — ISBN 5-16-002270-8.

20. Трибилов, М. А. Паровые и газовые турбины [Текст]: учебник для вузов / М. А. Трибилов, Г. В. Арсеньев, В. В. Фролов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с.

21. Короткова, Т. Ю. Расчет тепловой схемы парогазовой ТЭЦ. Курсовое проектирование [Текст]: методические указания / Т. Ю. Короткова, В. В. Барановский. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2021. – 46 с.

22. Мошкарин, А. В. Испарительные установки тепловых электростанций [Текст] / А. В. Мошкарин, Р. Ш. Баскунов. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 272 с.

23. Рыбалко, В. В. Методика теплового расчета газотурбинных энергетических установок [Текст]: учеб. пособие / В. В. Рыбалко, А. А. Часовских. – СПб.: СПбГТУРП, 2002. – 120 с.

24. Андриющенко, А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок [Текст]: учеб. пособие для вузов / А. И. Андриющенко. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1977. – 280 с.

25. Безлепкин, В. П. Парогазовые и паротурбинные установки электростанций [Текст] / В. П. Безлепкин. – СПб.: СПбГТУ, 1998. – 290 с.

26. Трухний, А. Д. Расчет тепловых схем парогазовых установок утилизационного типа [Текст] / А. Д. Трухний, С. В. Петрунин. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 24 с.

27. Гольдинер, А. Я. Газопоршневые электроагрегаты [Текст] / А. Я. Гольдинер, М. И. Циркин, В. В. Бондаренко. – СПб.: Галлея Принт, 2006. – 240 с.

28. Луканин, П. В. Технологические энергоносители предприятий (Низкотемпературные энергоносители) [Текст]: учебное пособие / П. В. Луканин. – 2-е изд., перераб. и доп. – СПб.: СПбГТУРП, 2006. – 116 с. — ISBN 5-230-14392-4.

Учебное издание

**Злобин Владимир Германович
Липатов Максим Сергеевич**

**Автономные энергетические установки
малой мощности при производстве
тепловой и электрической энергии**

Редактор и корректор Е. О. Тарновская
Техн. редактор Д. А. Романова

Учебное электронное издание сетевого распространения

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=202016, по паролю.
- Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 07.06.2022 г. Изд.№ 5272/21

Высшая школа технологии и энергетики СПбГУПТД
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.