



КГЭУ

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Казанский государственный энергетический университет»
(ФГБОУ ВО «КГЭУ»)**

На правах рукописи

Аль-Окби Ахмед Кхалиль Карим

**ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В СИСТЕМЕ ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ Г. БАГДАД
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ СОЛНЦА ПРИ
КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА**

Специальность 2.4.5 - Энергетические системы и комплексы

Диссертация на соискание
ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук, профессор
Ваньков Юрий Витальевич

Казань 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение.....	6
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ИССЛЕДОВАНИЙ.....	15
1.1 Климатические условия Ирака. Необходимость в системах кондиционирования воздуха.....	15
1.1.1 Кондиционирование воздуха.....	17
1.1.2 Виды традиционных систем кондиционирования воздуха и принцип их работы....	19
1.1.3 Чрезмерное потребление энергии традиционными системами кондиционирования, его причины, влияние на энергосистему.....	21
1.2 Кондиционирование воздуха с использованием тепловой энергии солнечного излучения.....	23
1.2.1 Принцип работы гибридной системы кондиционирования воздуха.....	24
1.2.2 Параметры, влияющие на производительность кондиционирования воздуха.....	26
1.3 Солнечные тепловые коллекторы.....	27
1.4 Методы повышения эффективности и производительности солнечного кондиционирования воздуха.....	27
1.5 Выводы по главе.....	28
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ГИБРИДНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА.....	30
2.1 Реальный и идеальный циклы парокompрессионного охлаждения.....	30
2.2 Схема и термодинамический цикл гибридного кондиционирования воздуха..	32
2.3 Производительность гибридной системы кондиционирования воздуха...	33
2.3.1 Расчет холодопроизводительности испарителя.....	33
2.3.2 Расчет работы компрессора.....	36

2.3.3 Расчет конденсатора.....	37
2.3.4 Расчет интенсивности солнечной радиации, падающей на солнечный коллектор	38
2.3.5 Расчет производительности солнечного коллектора.....	39
2.3.6 Расчет тепловой мощности змеевика теплообменника.....	41
2.3.7 Расчет холодильного коэффициента системы.....	42
2.3.8 Расчет холодильного коэффициента обратного цикла Карно.....	43
2.3.9 Расчет потребляемой компрессором мощности.....	44
2.3.10 Расчет коэффициента энергоэффективности системы.....	45
2.3.11 Расчет сезонного коэффициента энергоэффективности системы.....	46
2.3.12 Расчет коэффициента отвода тепла.....	47
2.3.13 Единичный коэффициент производительности.....	48
2.4 Выводы по главе	49
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	51
3.1 Экспериментальная установка с традиционной парокомпрессионной системой кондиционирования.....	51
3.1.1 Испаритель прямого испарения.....	52
3.1.2 Компрессор.....	52
3.1.3 Конденсатор.....	53
3.1.4 Расширительное устройство.....	53
3.2 Гибридное кондиционирование воздуха с использованием солнечного коллектора	55
3.2.1 Компоненты гибридной экспериментальной установки.....	55
3.2.2 Гибридная система кондиционирования воздуха.....	57
3.3 Гибридное кондиционирование воздуха с заменой компрессора.....	61
3.4 Средства измерения.....	62
3.4.1 Измерение энергопотребления.....	62
3.4.2 Измерение давления.....	63

3.4.3 Измерение температуры.....	64
3.4.4 Измерение расхода.....	65
3.4.5 Измерение расхода воздуха и относительной влажности.....	66
3.4.6 Измерение интенсивности солнечного излучения.....	66
3.5 Методика проведения экспериментов.....	69
3.5.1 Режимы экспериментальных исследований.....	69
3.5.2 Последовательность проведения экспериментов.....	70
3.5.3 Регистрируемые параметры.....	71
3.6 Анализ неопределенности результатов.....	72
3.7 Выводы по главе.....	76
ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ СОЛНЦА	77
4.1 Исследование эффективности гибридного кондиционирования воздуха и сравнение его с традиционной системой.....	77
4.1.1 Система с компрессором холодопроизводительностью 7,034 кВт с вакуумным солнечным коллектором и без него	78
4.1.2 Система с компрессором холодопроизводительностью 4,44 кВт с вакуумным солнечным коллектором и без него.....	82
4.1.3 Системы с компрессором холодопроизводительностью 7,034 и 4,44 кВт с вакуумным солнечным коллектором и без него	85
4.2 Влияние температуры окружающей среды на эффективность кондиционирования воздуха с солнечным тепловым коллектором и без него.....	95
4.3 Исследование производительности солнечного теплового коллектора....	98
4.4 Исследование эффекта теплового аккумулятора в ночное время.....	101
4.5 Выводы по главе.....	104
ГЛАВА 5. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТЫ	106

ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ СОЛНЦА ПРИ КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА ДЛЯ ЭНЕРГОСИСТЕМЫ г. БАГДАД.....	
5.1 Оценка энергосбережения и повышения производительности гибридной системы кондиционирования воздуха.....	106
5.2 Оценка экономии электроэнергии при внедрении гибридных систем кондиционирования воздуха в городе Багдад.....	118
5.3 Оценка сокращения потребления ископаемого топлива, потребляемого на электростанциях и дизель-генераторах в городе Багдад при внедрении гибридных систем.....	119
5.4 Оценка сокращения выбросов парниковых газов в окружающую среду в городе Багдад при внедрении гибридных систем.....	120
5.5 Шум, возникающий при работе дизель-генераторов.....	122
5.6 Тариф, оплачиваемый потребителем за электрическую энергию.....	123
5.7 Тарифы на использование дизель-генераторов.....	123
5.8 Выводы по главе.....	124
Заключение.....	126
Рекомендации по дальнейшим исследованиям.....	129
Список литературы.....	130
Приложение 1 Данные по энергопотреблению в Ираке.....	146
Приложение 2 Паспорта измерительных устройств.....	148
Приложение 3 Таблицы результатов измерений.....	165
Приложение 4 Акты реализации.....	181
Приложение 5 Свидетельство регистрации программы для ЭВМ	184

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. В настоящее время энергия является одной из важнейших и основных потребностей человеческой цивилизации. Благодаря современным технологиям она задействована во всех сферах жизни. Вопросы энергосбережения и устойчивости энергоснабжения являются приоритетными для населения потому, что на этом основана человеческая жизнь. Благодаря энергии человек смог построить большие города, населенные миллионами людей, что позволило ему жить достойной жизнью, в которой ему возможны разнообразные виды деятельности и отдыха.

Наиболее широко используемым видом энергии, является электроэнергия, которую вырабатывают электростанции-гиганты, потребляющие ископаемое топливо для ее производства. Потребление топлива приводит к выбросам газов, которые влияют на окружающую среду и человека.

Жители жарких районов летом страдают от высоких температур, повышенной влажности и в некоторых районах от загрязнения воздуха. Поэтому в теплое время года возрастает спрос на использование кондиционеров в домах, общественных и промышленных зданиях для обеспечения комфортных условий жизнедеятельности и увеличения производительности труда.

Среди устройств, активно потребляющих электроэнергию особенно в странах с жарким климатом, являются кондиционеры и холодильные устройства различных типов и размеров [1, 2]. Они применяются в различных сферах человеческой жизни, в областях сельского хозяйства, промышленности, транспорта и жилищного строительства в общественных и торговых зданиях, частных домах, больницах и т. д.

Использование кондиционирования воздуха и охлаждения не ограничивается странами с жарким климатом, его также используют в регионах с умеренным климатом. Кондиционирование представляет собой процесс поддержания температуры, относительной влажности в помещении путем отвода тепла и удаления нежелательной влаги посредством технических средств для

обеспечения комфортных параметров микроклимата в соответствии с требованиями. Охлаждающее устройство отбирает нежелательное тепло из одного объема и перераспределяет его в другой. Мощность оборудования зависит от назначения, начинается с самого маленького настенного кондиционера и заканчивается большими холодильными установками, производительностью несколько тысяч киловатт холода.

Известно несколько термодинамических циклов охлаждения реализованных в парокомпрессионных, абсорбционных; термоэлектрических системах охлаждения.

Парокомпрессионная система кондиционирования воздуха является одной из наиболее широко используемых, поскольку она легко устанавливается в чиллерах большой емкости, комплексах кондиционирования воздуха среднего размера малогабаритных холодильниках. Парокомпрессионные системы отличаются высокой производительностью, простотой установки, несложностью и удобством обслуживания. Они состоят из следующих основных частей: компрессор, конденсатор, расширительный клапан и испаритель. Однако парокомпрессионные системы обладают и существенным недостатком - потребляют большое количество электроэнергии. Компрессор - основа холодильного цикла и часть, которая потребляет больше всего электроэнергии. Известно несколько типов компрессоров: поршневой компрессор; роторный компрессор; винтовой компрессор и центробежный компрессор.

В Ираке летом, из-за высоких температур наружного воздуха достигающих 50 °С увеличивается спрос на работу устройств кондиционирования воздуха. В последнее время, в связи с увеличением населения, активное использование кондиционеров, приводит к увеличению потребления электроэнергии. Более половины выработанной электроэнергии расходуется на работу систем кондиционирования (приложение 1) как показано на (Рис.1). Из-за этого в жаркий период года увеличивается нагрузка на энергетическую систему, что отрицательно влияет на, надежность и стабильность энергоснабжения, приводит к перебоям электроснабжения происходящим ежедневно. Это заставляет

потребителей использовать альтернативные источники электроэнергии. Среди этих альтернатив местные генераторные установки, имеющие меньший КПД по сравнению с крупными электрическими станциями. Их использование приводит к потреблению большего количества первичных энергоресурсов. При этом возрастает нагрузка на окружающую среду (увеличиваются выброс парниковых газов, шумовое загрязнение городской среды).

Таким образом, разработка энергоэффективных систем кондиционирования воздуха позволит снизить нагрузку на энергосистему в жаркий период года, устранить перебои в электроснабжении, уменьшить антропогенную нагрузку на окружающую среду.

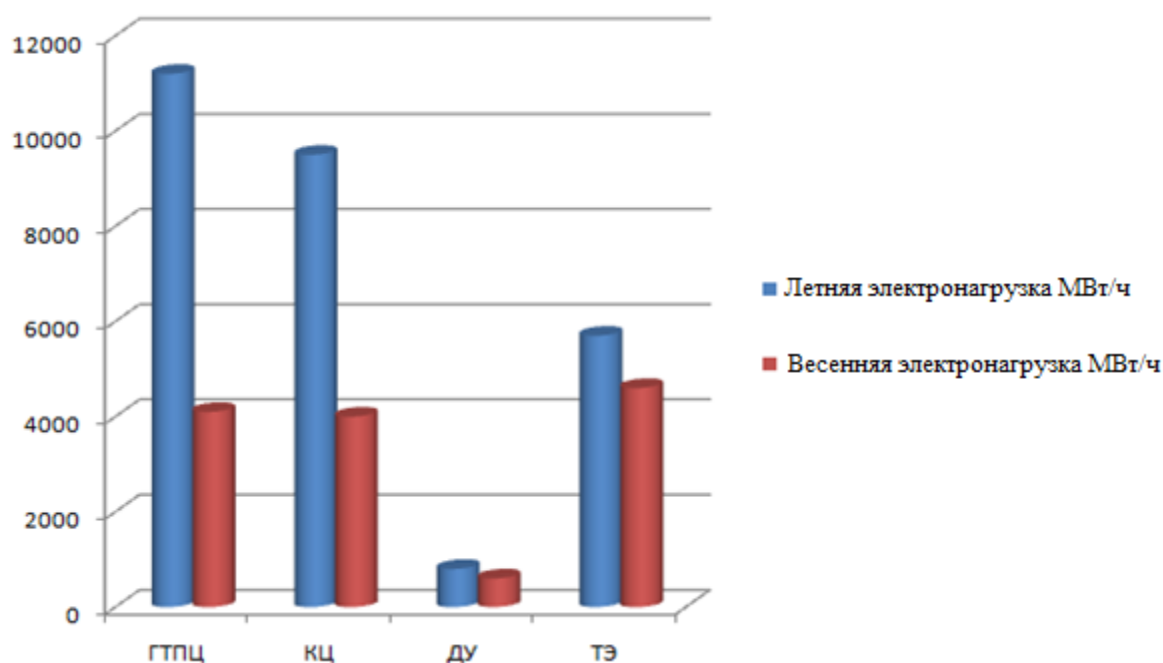


Рис. 1. Выработка электроэнергии в Ираке в весенний и летний сезоны.

ГТПЦ - Газовая турбина простого цикла, КЦ - Комбинированный цикл, ДУ - Дизельные установки, ТЭ - Тепловые электростанции.

Вопросы энергосбережения актуальны во всем мире, для защиты окружающей среды, снижения загрязнения воздуха и обеспечения надежности и стабильности электроснабжения, поскольку чрезмерное потребление энергии приводит к потреблению большего количества топлива на электростанциях,

повышенному загрязнению окружающей среды и перебоям в подаче электрической энергии.

Повышение надежности энергоснабжения путем использования тепловой энергии солнечного излучения в гибридных парокомпрессионных системах в климатических условиях г. Багдада является **актуальной** задачей. На рис. 2 представлена доля потребления электрической энергии г. Багдадом от выработки электроэнергии в Ираке. Потребление электроэнергии в городе Багдад составляет 30% от общего производства электроэнергии в Ираке (приложение 1).



Рис.2. Доля электроэнергии, потребляемой г. Багдадом от общей выработки в Ираке

Использование солнечного тепла приведет к существенному снижению потребления электрической энергии компрессорами кондиционеров, повышению надежности энергоснабжения, сокращению потребления первичного топлива, снижению выбросов парниковых газов, уменьшению шумового загрязнения городского пространства и исключению необходимости использования местных дизель-генераторов.

Степень разработанности темы исследования.

В настоящее время наблюдается рост исследований по использованию тепловой энергии солнца в системах охлаждения.

М. Khalaji Assadi в работе объединил тепловой коллектор из U-образной системы вакуумных трубок с кондиционерами воздуха различной мощности от 2,93 кВт до 7,034 кВт. Результаты показали, что сочетание солнечного коллектора с системой кондиционирования воздуха и компрессором постоянного тока позволяет снизить потребление энергии на 45%. Li Huang с соавторами исследовали комбинированную систему солнечного отопления и охлаждения с двумя воздушными тепловыми насосами. Ими установлено, что производительность системы увеличилась более чем на 40%, а средний холодильный коэффициент (COP) находился в пределах между 0,68 и 0,76. Годовая экономия электроэнергии составила 41,1% от потребления электроэнергии на охлаждение и отопление зданий. S.M. Xu с соавторами представили исследование абсорбционной системы охлаждения, работающей от солнечной энергии, с технологией накопления химической энергии в LiBr-H₂O. Результаты показали, что холодильный коэффициент установки составляет 0,753 при охлаждении воздухом и 0,756 при охлаждении водой, а удельная плотность накопления энергии составила 368,5 МДж/м³. Mehmet Bilgili провел исследование солнечной электрической парокомпрессионной холодильной системы (SE-VCR) в городе Адана (Турция). Система состоит из фотоэлектрической солнечной панели, электрического аккумулятора, двигателя постоянного тока, инвертора. Anita Preisler с соавторами исследовали систему испарительного охлаждения с осушителем на солнечной энергии. Результаты показали, что система с осушителем на солнечной энергии экономит 73,9% электрической энергии зимой и 18,2% летом по сравнению с традиционной системой.

Остаются неисследованными вопросы оценки влияния подводимого от солнечного коллектора тепла на параметры гибридного цикла, использования аккумуляции солнечной тепловой энергии для работы устройств кондиционирования в ночное время, эффекта для энергетической системы города при использовании солнечной энергии в системах кондиционирования.

Разрабатываемая в диссертационном исследовании система представляет собой гибридную систему кондиционирования воздуха, использует солнечные

тепловые коллекторы в качестве дополнительного источника энергии и совмещает их с традиционной системой кондиционирования. Тепловая энергия, полученная от солнечного коллектора подводится в цикле за компрессором, при этом в парокомпрессионной холодильной установке происходит повышение производительности, снижение потребления электроэнергии компрессором и как следствие уменьшение загрязнения окружающей среды за счет экономии первичных энергоресурсов.

Объектом исследования является система энергоснабжения г. Багдад.

Предмет исследования – эффективность системы энергоснабжения г. Багдад.

Цель исследования. Повышение эффективности системы энергоснабжения г. Багдад путем использования тепловой энергии солнечного излучения в системах кондиционирования воздуха.

Задачи исследования:

1. Оценить потребление электроэнергии в системах кондиционирования воздуха Ирака и для г. Багдад с определением негативного влияния на систему энергоснабжения.

2. Обосновать эффективность гибридного цикла кондиционирования воздуха с использованием солнечной энергии.

3. Разработать экспериментальный стенд и получить экспериментальные данные по кондиционированию воздуха с использованием солнечной энергии.

4. Оценить эффект от аккумулирования тепла при работе гибридной системы кондиционирования в ночное время.

5. Оценить эффекты (энергетический, экологический, экономический) от внедрения гибридных систем кондиционирования воздуха для системы энергоснабжения г. Багдад.

Научная новизна:

1. Впервые получены данные, обосновывающие перебои с электроснабжением г.Багдад увеличением потребления электроэнергии системами кондиционирования воздуха в жаркий период года (4 170 МВт/ч от

производства электроэнергии для г. Багдад и 13 900 МВт/ч от производства электроэнергии для Ирака).

2. Теоретически обоснована схема совмещения солнечного теплового коллектора с парокompрессионным холодильным циклом, обеспечивающая энергосбережение.

3. Получены новые экспериментальные данные, доказывающие энергосберегающий эффект от совмещения солнечного коллектора с парокompрессионным кондиционером. Потребление электрической энергии снизилось на (57 – 67 %).

4. Проведена оценка эффекта (энергосберегающего, экологического, экономического) для энергосистемы и потребителей г. Багдада при внедрении кондиционеров с гибридным циклом.

Теоретическая и практическая значимость работы. заключается в обосновании причин нестабильности электроснабжения Ирака в летний период. Разработке решений по уменьшению энергопотребления путем модификации технологических схем кондиционирования с использованием нетрадиционных источников энергии. Оценке энергосберегающего, экологического и экономического эффектов при внедрении гибридных систем кондиционирования воздуха в г. Багдад.

Работа выполнена в рамках реализации проекта по соглашению с Министерством высшего образования и науки РФ №075-03-2024-226 от 17.01.2024 г.

Методология и методы диссертационного исследования.

В теоретической части работы применялись термодинамические методы анализа. Расчеты выполнялись на апробированном программном обеспечении. Экспериментальные исследования проводились с использованием поверенного оборудования, оценка неопределенности измерений проводилась по стандартным методикам.

Положения, выносимые на защиту:

1. Результаты оценки повышения эффективности энергосистемы г. Багдада при использовании солнечных коллекторов в системах кондиционирования городских потребителей.

2. Энергосберегающая гибридная система кондиционирования воздуха, совмещающая солнечный тепловой коллектор с парокомпрессионной системой.

3. Теоретические и экспериментальные данные, демонстрирующие преимущества использования гибридной системы кондиционирования в условиях города Багдад.

4. Энергосберегающий эффект использования аккумулятора тепловой энергии при работе гибридной системы кондиционирования в ночное время.

Степень достоверности и апробация результатов исследования.
Достоверность полученных автором данных подтверждается: сопоставлением результатов теоретических и экспериментальных исследований с результатами других авторов, использованием поверенных средств и утвержденных методик измерения.

Основные результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на следующих конференциях:

1. Международная научно-техническая конференция «*Smart energy system 2019*» «*SES – 2019*» в г. Казань, Россия.
2. Международная научно-техническая конференция «Устойчивая энергетика и энергомашиностроение – 2021» «*SUSE-2021*» в г. Казань, Россия.
3. Международная научно-техническая конференция «*Energy system research 2021*» «*ESR – 2021*» в г. Иркутск, Россия.
4. Международная научно-техническая конференция «XIII семинар вузов по теплофизике и энергетике», которая проводилась 12-14 октября 2023 г. в Нижний Новгород.
5. Международная научно-техническая конференция «*The 2024 6th International Youth Conference on Radio Electronics, Electrical and Power Engineering (REEPE)*» в г. Москва, Россия.

Также они рассматривались на научных семинарах кафедры Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения, Казанского государственного энергетического университета, г. Казань, в период с 2019 по 2024 гг.

Публикации. Основные результаты представлены в 11-ти публикациях, из них 3 статьи опубликованы в зарубежных изданиях, входящих в международные базы цитирования Scopus и Web of Science; 2 статьи опубликованы в рецензируемых научных изданиях, рекомендованных ВАК; 5 статей в сборниках международных научных конференций; 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ; 1 заявка на изобретение.

Объем и структура работы.

Диссертация выполнена на кафедре «Промышленная теплоэнергетика и системы теплоснабжения» Казанского государственного энергетического университета. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложений. Диссертация изложена на 184 страницах, включая 72 рисунка, 49 таблиц и приложения. Список цитируемой литературы содержит 140 наименований.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ИССЛЕДОВАНИЙ

1.1. Климатические условия Ирака. Необходимость в системах кондиционирования воздуха

Жаркие районы планеты летом страдают от высоких температур, повышенной влажности и загрязнения воздуха. В летний период возрастает спрос на использовании кондиционеров в домах, общественных и производственных помещениях, чтобы обеспечить комфортные условия для жизнедеятельности населения [3, 4].

Для климата Ирака летом характерна жаркая погода, температура поднимается выше 50 °С. По данным метеостанции находящейся в аэропорту Басры, в 2016 году температура достигла 53,8 °С. Лето 2017 года считается самым жарким в Ираке, поскольку в период с июня по сентябрь средняя разница температур достигла 38,4 °С, тогда как обычная средняя разница температур составляла 34,2 °С. Что касается зимнего сезона, то он длится 5 недель в январе, в это время температура колеблется от 1 °С до 8 °С при отсутствии дождей, что вызывает засуху и частые песчаные бури [5, 6].

На рисунках 1.2-1.5 [7, 8] представлены среднемесячные значения температур, время восхода солнца по месяцам, значения относительной влажности воздуха и суточные изменения температур по месяцам в Ираке.

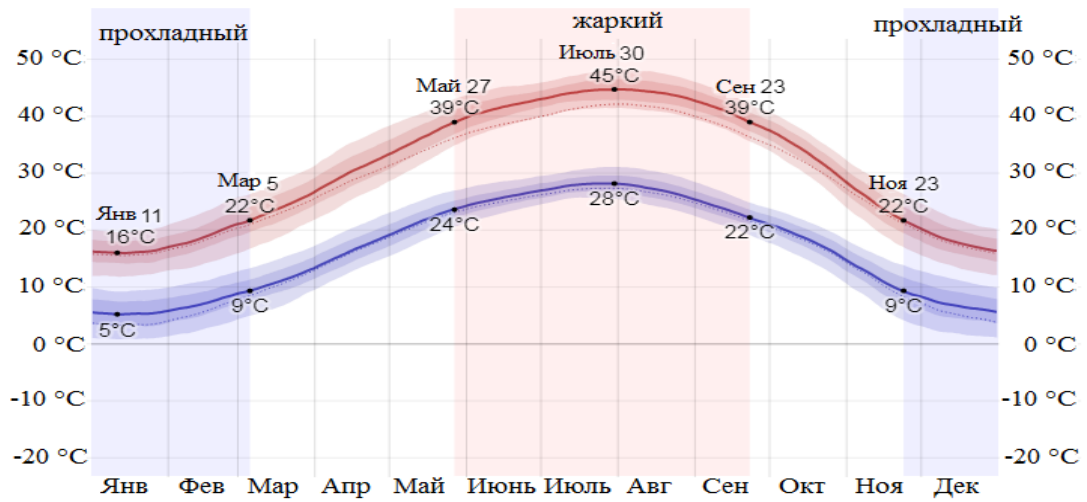


Рис. 1.2. Ежемесячные значения температуры в Ираке

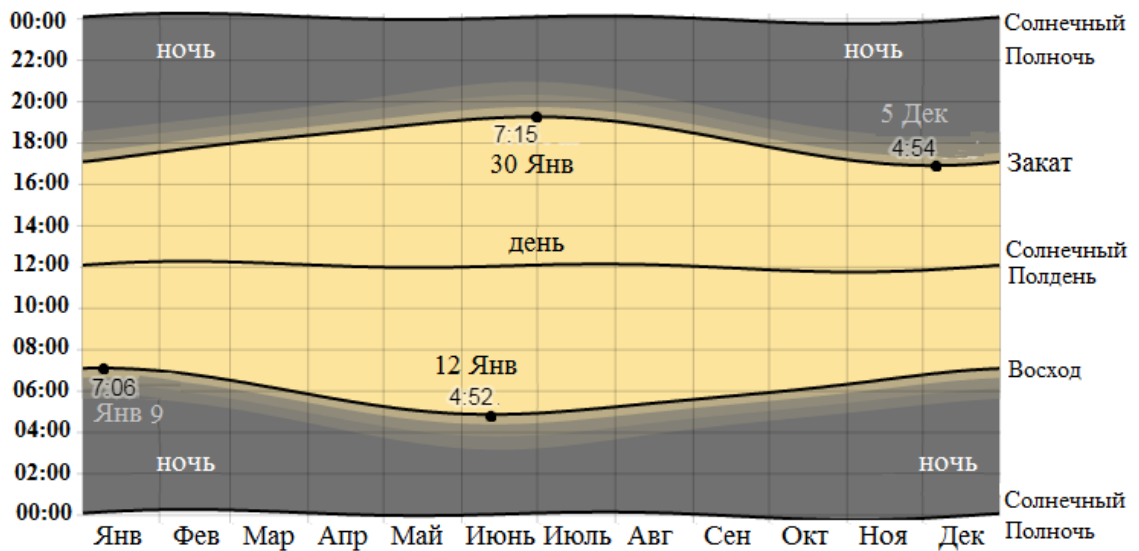


Рис. 1.3. Месячные значения часов восхода солнца в Ираке



Рис. 1.4. Месячные значения относительной влажности в Ираке

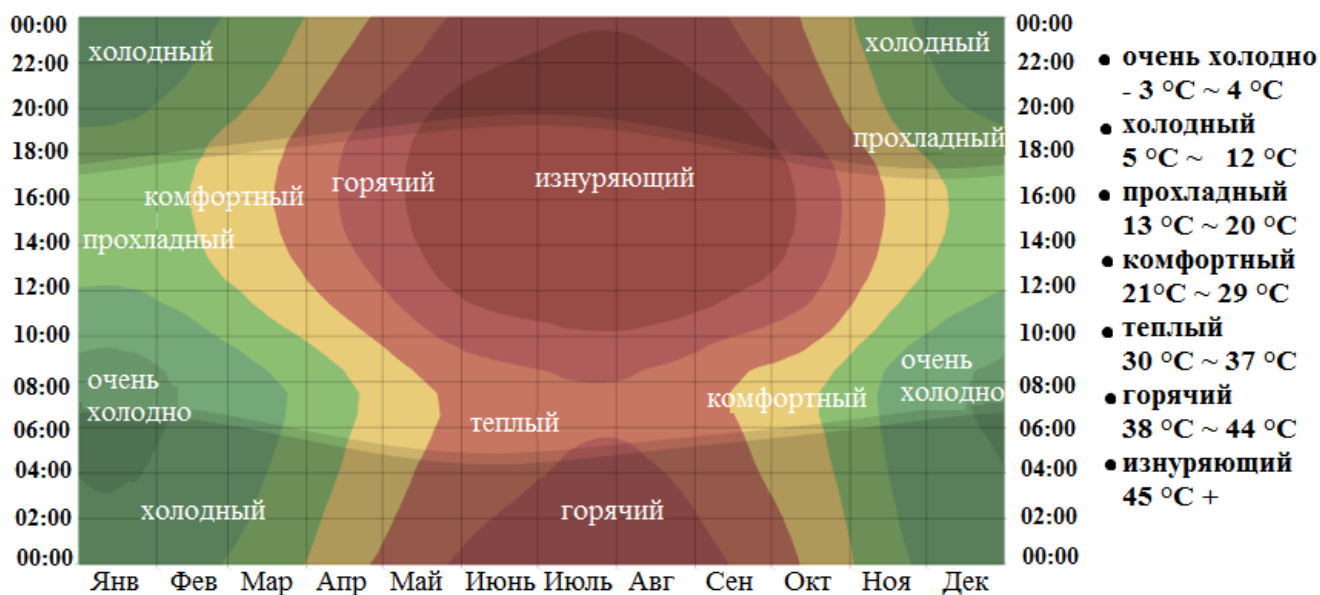


Рис. 1.5. Суточные изменения температуры по месяцам в г. Багдад

Загрязнение воздуха является одной из основных проблем Ирака и включает в себя различные газообразные загрязнители, такие как углекислый газ, оксиды азота, оксиды серы, взвешенные частицы, полициклические и тяжелые ароматические углеводороды [9, 10]. Концентрация выбросов от сжигания топлива колеблется от 0,682 до 0,827 частей на миллион для оксидов азота и от 0,479 до 0,76 для оксидов серы и остальных газов в городе Багдад [11].

Высокие температуры воздуха требуют постоянного использования кондиционера, особенно летом, когда высокая температура.

1.1.1 Кондиционирование воздуха

Кондиционирование воздуха считается насущной необходимостью для современного человека в связи с его важностью во всех сферах жизни, важнейшей из которых является кондиционирование жилых, общественных и коммерческих зданий, больниц, транспорта, сельского хозяйства, промышленности. и т. д., чтобы обеспечить параметры воздуха, соответствующие требуемым [12, 13].

В кондиционируемом помещении устройства кондиционирования воздуха должны использоваться постоянно, для обеспечения комфортных условий

жизнедеятельности по сравнению с внешней средой (высокая температура, влажность, пыль и т.д.) [14, 15].

Кондиционирование воздуха — это процесс управления параметрами воздуха с целью повышения или понижения температуры и удаления влаги для обеспечения комфорта и распространения ее внутри кондиционируемого помещения, для повышения качества воздуха и улучшения теплового режима [16, 17]. Кондиционер — это устройство, которое снижает или увеличивает температуру воздуха в кондиционируемом помещении. Охлаждение осуществляется за счет холодильного цикла.

В жилых домах небольшой и средней площади обычно используются сплит-системы кондиционирования. Эти системы содержат компоненты традиционной холодильной системы: компрессор, испаритель, конденсатор и расширительный клапан, как показано на рисунке 1.1. [18, 19].

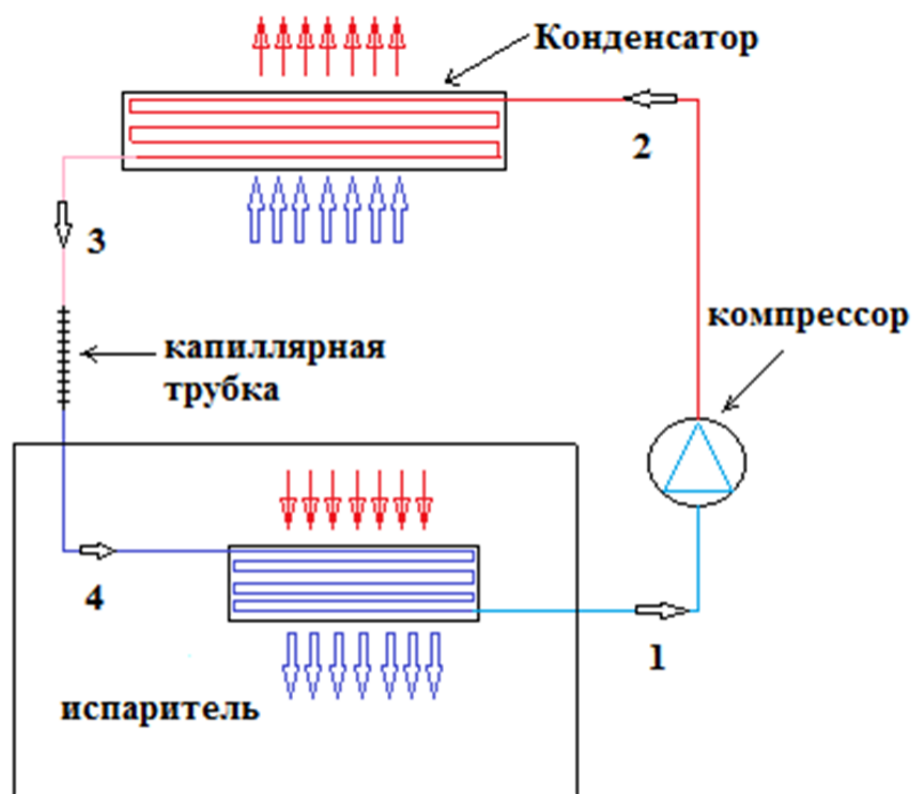


Рис. 1.1. Компоненты цикл традиционной холодильной системы [20]

Охлаждение это процесс отвода тепла из определенного места или вещества и передачи его в другое место или вещество с более высокой температурой [11; 21, 22]. Осуществляется с помощью холодильных машин и холодильных циклов, в результате которых происходит понижение температуры вещества и поддержание ее в заданных пределах за счет поглощения тепла от охлаждаемого тела места и его передачи в окружающую среду. Холодильные циклы используются в пищевой, химической промышленности, кондиционировании воздуха, транспорте, медицине и т. д. [23, 24].

1.1.2 Виды традиционных систем кондиционирования воздуха и принцип их работы

Известно несколько типов устройств охлаждения: парокompрессионная холодильная установка; Абсорбционная холодильная установка; Адсорбционная холодильная установка; Термоэлектрическая система охлаждения; Пароструйная система кондиционирования.

Парокompрессионная кондиционирования воздуха система, является одной из наиболее широко используемых в системах кондиционерах, поскольку она легко устанавливается в охладителях большой емкости, комплексах кондиционирования воздуха среднего размера, домашних кондиционерах, малогабаритных холодильниках и т. д. Устройство, реализующее парокompрессионный цикл состоит из следующих основных частей: компрессор, конденсатор, расширительный клапан и испаритель [25, 26].

Компрессор - это основа холодильного цикла и часть, которая потребляет больше всего электроэнергии. Применяется несколько типов компрессоров: поршневой; роторный; винтовой и центробежный [27, 28].

Для парокompрессионных систем характерны простота установки, несложность и удобство обслуживания. Однако они обладают и существенным недостатком - потребляют большое количество электроэнергии.

На рисунке 1.6 а) показаны идеальный и реальный термодинамические циклы парокомпрессионного охлаждения в координатах $P-h$, рис.1.6 б) цикл в координатах $T-s$.

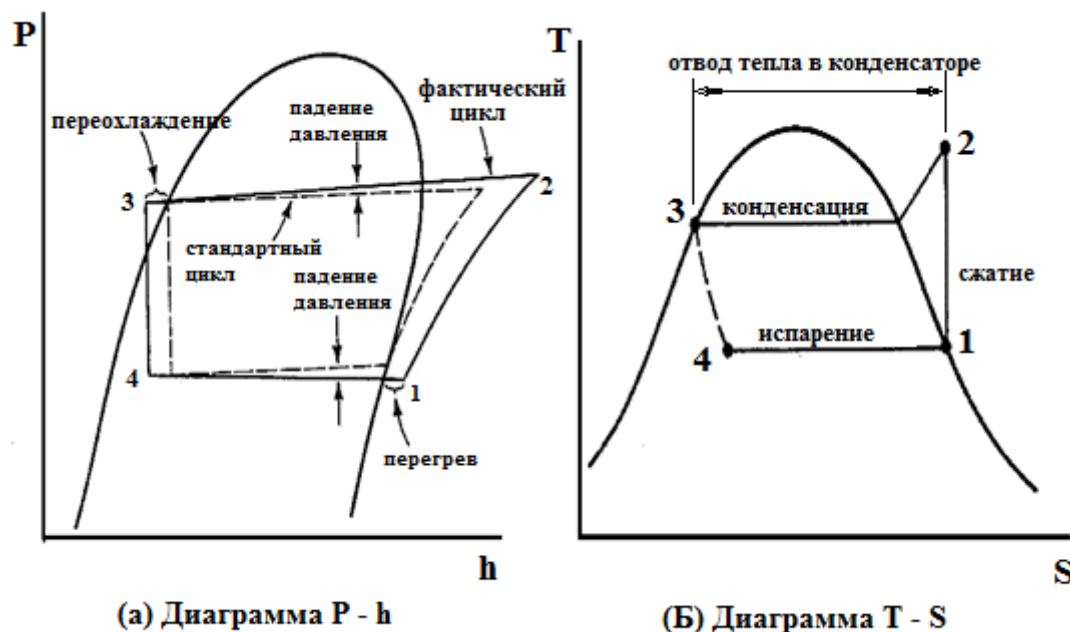


Рис. 1.6. Цикл парокомпрессионного охлаждения [29]

Процессы в стандартном парокомпрессионном цикле [29, 30]:

1 - 2 — адиабатическое сжатие от насыщенного пара до давления в конденсаторе.

2 - 3 – отвод тепла при постоянном давлении, конденсация, возможно переохлаждение.

3 - 4 — расширение при постоянной энтальпии до давления в испарителе.

4 - 1 — подвод тепла при постоянном давлении в испарителе.

Анализируя термодинамические процессы парокомпрессионного цикла кондиционирования воздуха, можно сделать следующие выводы [31]:

Температура конденсатора с воздушным охлаждением в процессе конденсации зависит от температуры окружающей среды, скорости потока

воздуха через него и размера конденсатора. Температура испарителя предварительно устанавливается в соответствии с требованиями проектных условий в зависимости от процесса испарения. Рабочее давление определяется по свойствам насыщения хладагента. Холодильная нагрузка и скрытая теплота испарения определяют массовый расход хладагента в холодильном цикле. Производительность холодильной системы улучшается по мере увеличения температуры испарения и снижения температуры конденсации.

Реальный цикл отличается от идеального из-за наличия потерь. Существенные различия между реальным и идеальным циклом заключаются в перепадах давления в конденсаторе и испарителе, в переохлаждении жидкости, выходящей из конденсатора, и в перегреве пара, выходящего из испарителя. Идеальный цикл предполагает отсутствие перепадов давления в конденсаторе и испарителе из-за трения, однако в реальном цикле давление хладагента падает. Результатом этих перепадов давления является то, что процесс сжатия между точками (1) и (2) требует больше работы, чем в идеальном цикле [32, 33]. Переохлаждение жидкости в трубках конденсатора является необходимым процессом, приводит к требуемой производительности, обеспечивая попадание хладагента в 100% жидком состоянии в расширительное устройство. Перегрев пара обычно происходит в испарителе и рекомендуется в качестве меры предосторожности против попадания капель жидкости в компрессор. Последнее отличие реального цикла состоит в том, что сжатие не является изэнтропическим, и возникает неэффективность из-за трения и других потерь [29; 34, 35].

1.1.3 Чрезмерное потребление энергии традиционными системами кондиционирования, его причины, влияние на энергосистему

В Ираке летом, а также в тропических и субтропических регионах других стран, увеличивается спрос на устройства кондиционеры воздуха, из-за высоких температур воздуха достигающих 50 °С [36, 37]. В последнее время, в связи с

увеличением населения, использование кондиционеров привело к потреблению более половины вырабатываемой электроэнергии, что увеличивает нагрузку на электростанции, оказывает отрицательное влияние на энергетическую систему, влияя на надежность и стабильность электроэнергии [38, 39]. Происходят частые перебои в электросети, что заставляет потребителей использовать альтернативные источники электроэнергии. Среди альтернатив – использование местных генераторов имеющих меньший КПД по сравнению с крупными электрическими станциями. Использование местных генераторов приводит к увеличению расхода топлива, увеличению загрязнения окружающей среды, создает дополнительный шум в городской среде, повышает стоимость энергоснабжения домохозяйств [40, 41].

Чрезмерное потребление электрической энергии кондиционерами приводит к следующим проблемам [27, 42]:

1. Сбоям в электроснабжении (перерывы достигают 16 часов).
2. Население вынуждено использовать местные дизель-генераторы потребляющие большое количество топлива.
3. Происходит увеличение выбросов и парниковых газов, что, в свою очередь, влияет на живые существа, окружающую среду и озоновый слой, а также усиливает глобальное потепление [43].
4. Увеличивается ежемесячная плата домохозяйств за электроэнергию.
5. Взимается дополнительные плата за использование местных дизель-генераторов.

Чрезмерное потребление кондиционерами электроэнергии в летнее время является распространенной проблемой большинства стран с жарким климатом. Она требует решения для повышения эффективности работы энергосистемы, экономии первичных энергоресурсов и сохранения окружающей среды [44, 45].

Одним из вариантов решения проблемы надежности энергоснабжения является использование тепловой энергии солнца для замещения части электрической энергии в цикле работы систем кондиционирования [46, 47].

1.2 Кондиционирование воздуха с использованием тепловой энергии солнечного излучения

Потребность в системах кондиционирования воздуха максимальная в летнее время. В тоже время летом наблюдается пик тепловой солнечной энергии падающей на поверхность Земли. Использование тепловой энергии солнца для замещения части электрической энергии в системах кондиционирования позволит существенно разгрузить энергосистему [48, 49].

Солнечные системы охлаждения обеспечивают экономию электрической энергии по сравнению с традиционными системами и имеют более высокую производительность [50]. Исследователи отмечают эффективность гибридных систем при выработке холодной воды разной температуры, используемой в промышленных процессах охлаждения [51].

Солнечные системы кондиционирования делятся на два основных типа [52]:

1- Открытые системы или системы осушительного охлаждения. Эти системы подходят для больших зданий для охлаждения и осушения.

2- Закрытые системы, которые обычно используются в установках подготовки воздуха для охлаждения и осушения [53].

Интеграция солнечной энергии с системой кондиционирования воздуха в зонах с высокой температурой окружающей среды обеспечивает новый способ повышения производительности и энергопотребления систем кондиционирования воздуха [54]. Основное преимущество использования системы кондиционирования с использованием солнечной энергии заключается в том, что она работает в летнее время [55, 56]. Использование солнечной системы кондиционирования воздуха значительно снижает потребление электроэнергии. Однако для работы систем кондиционирования воздуха с использованием солнечной энергии необходим традиционный источник энергии [57, 58]. Эти системы экономят электроэнергию по сравнению с обычными системами кондиционирования воздуха, благодаря тому что часть энергии для

осуществления термодинамического цикла поступает от солнечного теплового коллектора [59].

1.2.1 Принцип работы гибридной системы кондиционирования воздуха

Гибридная система кондиционирования отличается от традиционной системы, добавлением элементов, позволяющих использовать солнечную тепловую энергию с целью энергосбережения (рисунок 1.7). Основные компоненты системы гибридного цикла охлаждения: компрессор, конденсатор, расширительный клапан, испаритель и солнечный коллектор с запорной арматурой. Клапан и запорная арматура позволяют регулировать параметры цикла и изучать работу системы с солнечным коллектором или без него.

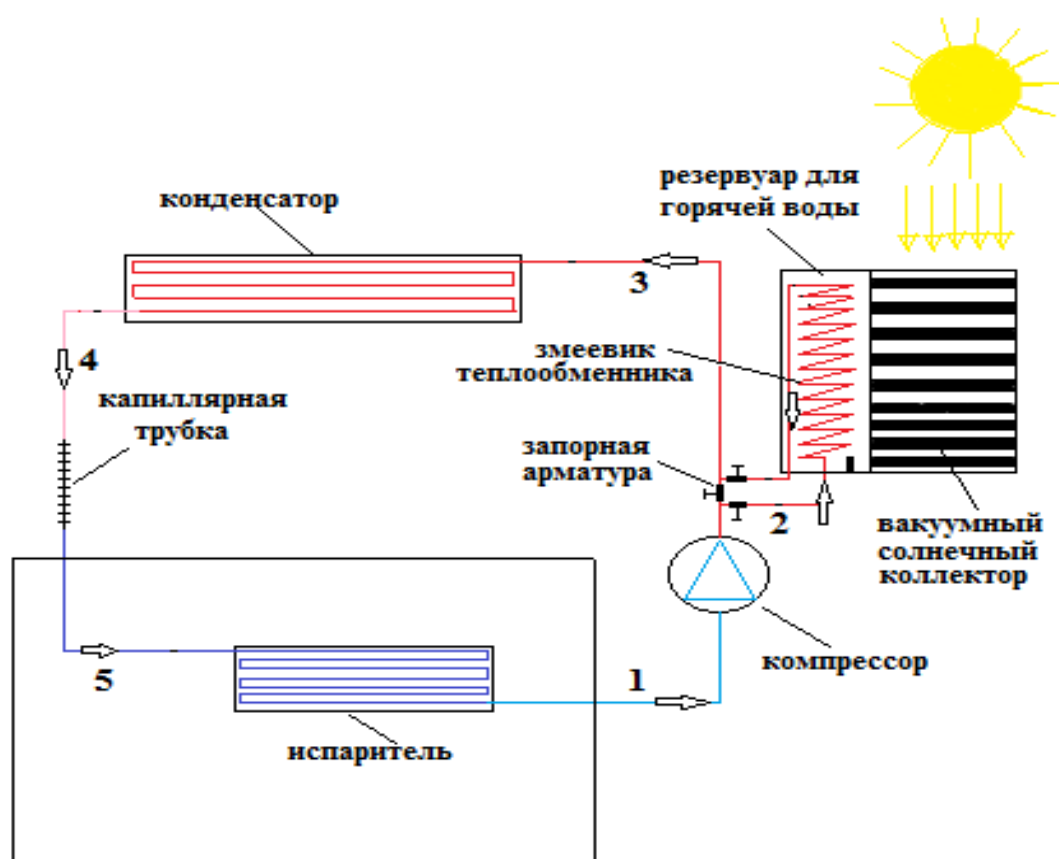


Рис. 1.7. Схема солнечной гибридной системы кондиционирования воздуха [62]

Цикл охлаждения начинается с того, что хладагент, находящийся в жидком и парообразном состоянии, поступает в испаритель под низким давлением и температурой, где он нагревается. Хладагент покидает испаритель в состоянии насыщенного пара, поглощая тепло комнатного воздуха, проходящего через змеевик испарителя (точка 1). Пар, выходящий из испарителя, поступает в компрессор, повышающий его давление и температуру до перегретого состояния (точка 2). Для возможности сравнения работы традиционной и гибридной систем кондиционирования после компрессора установлена запорная арматура. Она управляет направлением движения хладагента через солнечный тепловой коллектор или непосредственно в конденсатор. Солнечный коллектор, состоящий из вакуумных трубок с емкостью для воды, предназначен для поглощения тепловой энергии, улавливаемой от солнечного излучения, падающего на поверхность трубок. Емкость с водой теплоизолирована, внутри ее находится змеевик теплообменника. Через поверхность змеевика происходит теплообмен между хладагентом и горячей водой. На выходе из теплообменника температура и давление хладагента повышается до значений, соответствующих точке (3). Подведенное количество теплоты повышает температуру и давление хладагента перед конденсатором. Повышение температуры в конденсаторе аналогично увеличению площади теплообмена, при этом обеспечивается конденсация хладагента в первых двух третях конденсатора. Это обеспечивает выход хладагента из конденсатора в 100% жидком состоянии и улучшает холодопроизводительность установки. Расширительное устройство представляет собой капиллярную трубку, снижающую давление хладагента от давления в конденсаторе до давления испарителя для возврата его в испаритель в жидком состоянии при низком давлении и низкой температуре (точка 5). [60, 61].

1.2.2 Параметры влияющие на производительность кондиционирования воздуха

На производительность гибридных кондиционеров, использующих солнечную тепловую энергию, влияют два важных фактора: климатические параметры и характеристики самого устройства (рисунок 1.8.) [63, 64]. Климатические условия, такие как интенсивность солнечного излучения, пыль и облака, важны для процесса аккумулирования тепла. Характеристики компонентов, размер и тип солнечного коллектора, емкость бака-аккумулятора, температура воды, тип и толщина изоляции, тип используемого теплообменника, его форма, площадь поверхности и т. д., а также ориентация солнечного коллектора. Выбор подходящего компрессора для гибридной системы также влияет на производительность системы [65, 66].

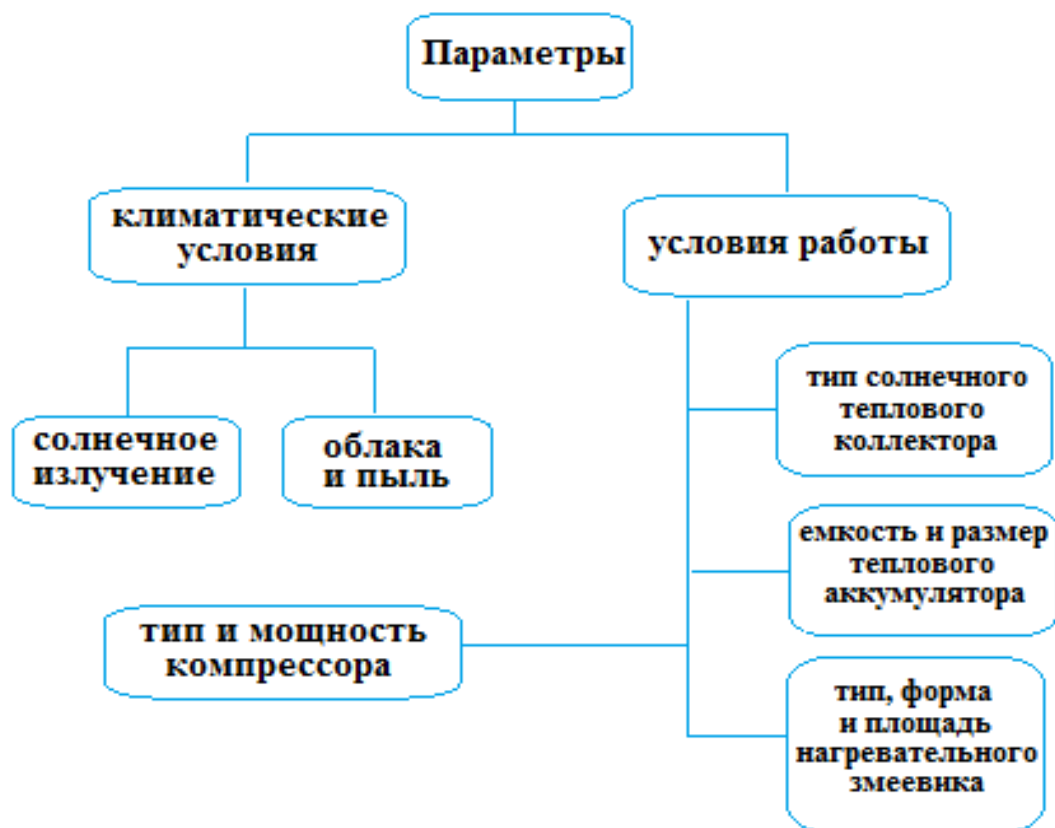


Рис. 1.8. Параметры, влияющие на производительность гибридной системы кондиционирования воздуха

1.3 Солнечные тепловые коллекторы

Коллекторы солнечной тепловой энергии используются для сбора энергии инфракрасного, видимого и ультрафиолетового солнечного излучения [67, 68]. Количество солнечной радиации, достигающей земли, составляет около 1000 Вт на квадратный метр, в зависимости от местоположения, погодных условий и направления [69, 70]. Солнечная тепловая энергия обычно используется для нагрева воды. Солнечные коллекторы применяются также для выработки электроэнергии путем испарения воды, которая приводит в движение турбину, соединенную с генератором. Солнечные коллекторы могут устанавливаться на крышах жилых и коммерческих зданий.

Классификация солнечных коллекторов [71, 72]:

1. Концентрирующий солнечный коллектор.
2. Гелиотермальной солнечный коллектор:
 - А. с неполированными пластиковыми поглотителями;
 - Б. плоские коллекторы;
 - В. воздухонагревательные коллекторы;
 - Д. вакуумные трубчатые коллекторы.

1.4 Методы повышения эффективности и производительности солнечного кондиционирования воздуха

Гибридные системы кондиционирования воздуха с солнечным тепловым коллектором для снижения потребления электроэнергии без изменения мощности компрессора, теплоаккумулирующей способности, мощности и формы нагревательного змеевика невозможны [73]. Производительность гибридной системы кондиционирования воздуха зависит от нескольких параметров. В связи с этим было проведено множество экспериментальных исследований гибридной системы путем изменения мощности компрессора и режима работы,

направленных на повышение производительности и снижение потребления электроэнергии [74, 75].

1.5 Выводы по главе

Более половины выработанной электроэнергии в Ираке расходуется на работу систем кондиционирования.

В жаркий период года увеличивается нагрузка на энергетическую систему, что отрицательно влияет на, надежность и стабильность энергоснабжения, приводит к перебоям электроснабжения которые происходят ежедневно.

Это заставляет потребителей использовать альтернативные источники электроэнергии. Их использование приводит к потреблению большего количества первичных энергоресурсов. При этом возрастает нагрузка на окружающую среду (увеличиваются выброс парниковых газов, шумовое загрязнение городской среды).

Чрезмерное потребление электрической энергии кондиционерами приводит к следующим проблемам:

1. Сбоям в электроснабжении (перерывы достигают 16 часов в сутки).
2. Население вынуждено использовать местные дизель-генераторы потребляющие большое количество топлива.
3. Происходит увеличение выбросов и парниковых газов, что, в свою очередь, влияет на живые существа, окружающую среду и озоновый слой, а также усиливает глобальное потепление.

4. Увеличивается ежемесячная плата домохозяйств за электроэнергию.

5. Взимается дополнительная плата за использование местных генераторов.

Чрезмерное потребление кондиционерами электроэнергии в летнее время является распространенной проблемой большинства стран с жарким климатом. Она требует решения для повышения эффективности работы энергосистемы, экономии первичных энергоресурсов и сохранения окружающей среды.

Разработка энергоэффективных систем кондиционирования воздуха позволит снизить нагрузку на энергосистему в жаркий период года, устранить перебои в электроснабжении, уменьшить антропогенную нагрузку на окружающую среду.

В результате проведенного обзора сформулированы цель и задачи исследований.

ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ГИБРИДНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В главе обсуждаются результаты математического моделирования гибридной системы кондиционирования воздуха, использующей солнечную тепловую энергию, добавляемую к холодильному циклу за компрессором, с помощью змеевика теплообменника, установленного внутри теплового аккумулятора. Рассмотрены особенности идеальных и реальных термодинамических циклов разрабатываемого устройства.

2.1 Реальный и идеальный циклы парокompрессионного охлаждения

Идеальный парокompрессионный холодильный цикл предполагает отсутствие трения между хладагентом и трубками испарителя, конденсатора, клапанами компрессора и т. д., в отличие от реального цикла, при котором в трубках происходит падение давления при входе и выходе в испарителе, конденсаторе и компрессоре [76, 77].

На рисунке 2.1 представлена диаграмма парокompрессионного цикла охлаждения, хладагент сжимается в компрессоре по постоянной энтропийной линии от давления в испарителе 1 до давления в конденсаторе 2.

В конденсаторе тепло, поглощенное хладагентом от компрессора и испарителя отводится в два этапа, во-первых, устраняется перегрев от точки 2 до состояния насыщенного пара в точке 2', а затем с точки 2' энтропия продолжает уменьшаться, поскольку температура остается постоянной, пока не достигнет состояния жидкости, точка 3' на выходе из конденсатора, в то время как в реальном цикле происходит переохлаждение, точка 3.

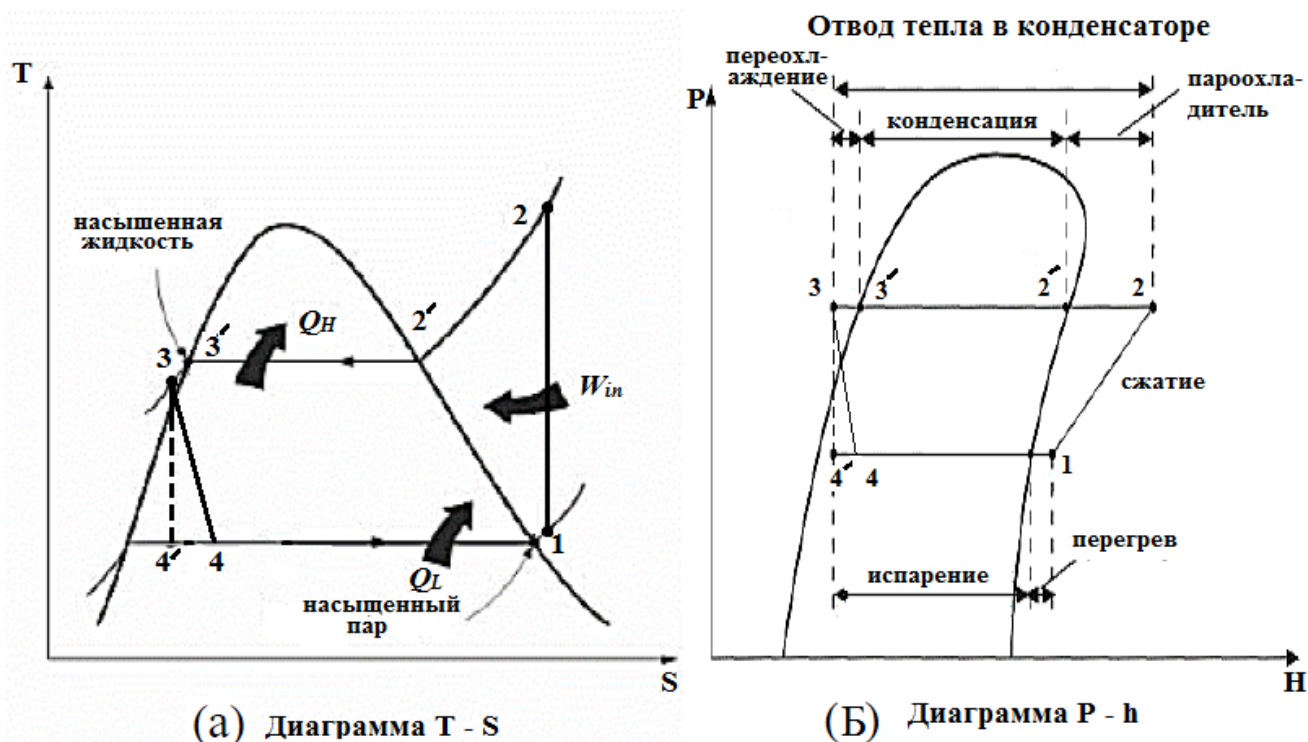


Рисунок 2.1. Парокомпрессионный холодильный цикл [78]

Необратимое расширение происходит при постоянной энтальпии до давления испарителя, соответствующего точке 4. Далее происходит испарение части жидкости за счет внутренней энергии при переходе к состоянию, соответствующему точке 1.

Реальный холодильный цикл отличается от идеального тем, что имеет место падение давления в испарителе и конденсаторе, а также переохлаждение в конденсаторе и перегрев в испарителе. Переохлаждение жидкости в конденсаторе необходимо для обеспечения 100% - го перехода хладагента в жидкое состояние при его поступлении в расширительное устройство. Перегрев пара обычно происходит в испарителе и рекомендуется в качестве меры предосторожности против попадания капель жидкости в компрессор. Последнее отличие реального цикла заключается в том, что сжатие не является изэнтропическим, так как существует неэффективность из-за трения и других потерь. Если предположить отсутствие потерь давления в теплообменнике, то процессы теплопередачи испарителя и конденсатора можно определить, применив первый закон термодинамики [31; 79, 80]. Температура насыщения в конденсаторах с

воздушным охлаждением в основном зависит от температуры окружающей среды и влияет на потребляемую компрессором мощность, холодопроизводительность, производительность конденсатора и холодильный коэффициент [81].

2.2 Схема и термодинамический цикл гибридного кондиционирования воздуха

Солнечная система кондиционирования воздуха не сильно отличается от традиционной системы кондиционирования воздуха, за исключением добавления солнечного теплового коллектора к системе парокомпрессионного цикла кондиционирования воздуха в части, следующей за компрессором в цикле охлаждения. Гибридная система, состоит из шести основных частей: компрессора, конденсатора, расширительного клапана, испарителя и солнечного теплового коллектора с теплоаккумулятором и запорной арматуры для регулирования направления потока хладагента, как показано на рисунке 2.2 [82, 83, 84].

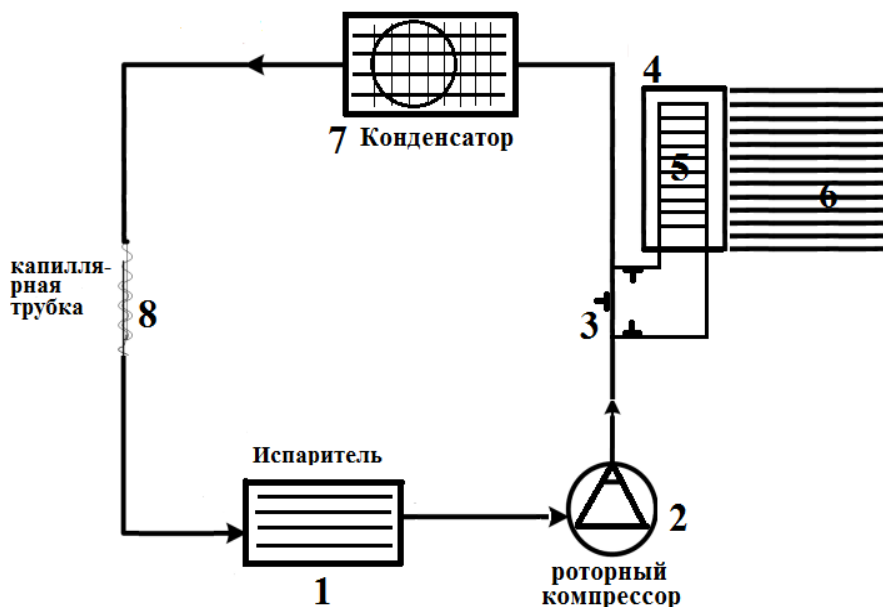


Рис. 2.2. Принципиальная схема компонентов гибридной системы кондиционирования воздуха 1 – Испаритель прямого расширения; 2 – Компрессор; 3 – Запорная арматура; 4 – Резервуар для горячей воды; 5 – Змеевик; 6 – Вакуумный солнечный коллектор; 7 – Конденсатор; 8 – Капиллярная трубка.

Роль солнечного теплового коллектора, добавленного к традиционному холодильному циклу, заключается в сборе энергии солнечного излучения, попадающей на внешнюю поверхность вакуумированных стеклянных трубок, с теплопоглощающей поверхностью. Она повышает ее температуру воды, горячая вода поднимается наверх и заменяется холодной водой [85, 86]. Температура воды в баке-аккумуляторе летом в солнечный день достигает температуры кипения 100 градусов Цельсия при нормальном атмосферном давлении, что в свою очередь способствует процессу нагрева хладагента, выходящего из компрессора, проходя через нагревательный змеевик. На рисунке 2.3 показана диаграмма холодильного цикла гибридной системы кондиционирования воздуха с использованием теплового солнечного коллектора [87, 88].

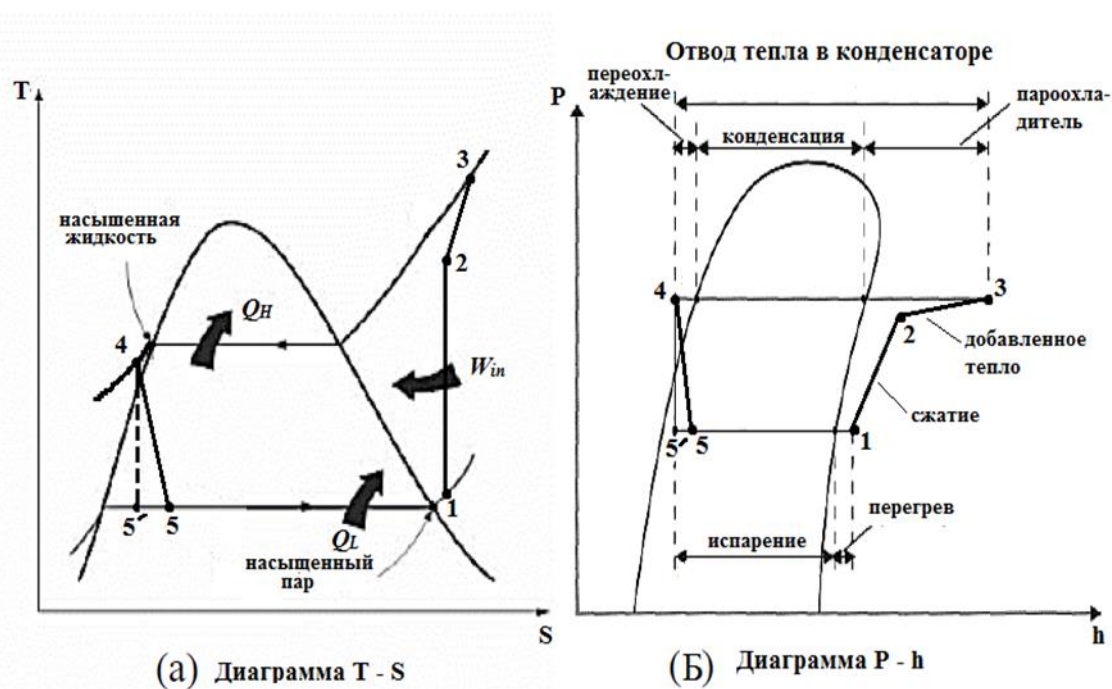


Рисунок 2.3. Цикл гибридной парокомпрессионной системы [31, 89]

2.3 Производительность гибридной системы кондиционирования воздуха

Чтобы узнать производительность гибридной системы кондиционирования воздуха и сравнить ее с традиционной системой, необходимо рассчитать ее параметры с целью оценки и анализа ее с технической и экономической точки зрения.

Исследования разработанной системы кондиционирования, проводились в четырех режимах – два режима с солнечным тепловым коллектором и два режима без него.

- Первый режим - традиционная система парокомпрессионного холодильного цикла с холодопроизводительностью 7,034 кВт;
- второй - гибридная система парокомпрессионного холодильного цикла с холодопроизводительностью 7034 кВт с добавлением солнечного коллектора;
- третий режим - традиционная система парокомпрессионного холодильного цикла с заменой компрессора на компрессор с меньшей холодопроизводительностью 4,44 кВт;
- четвертый режим - гибридная система парокомпрессионного холодильного цикла с солнечным коллектором, с заменой компрессора 4,44 кВт.

Тепловые параметры рассчитывались по формулам представленным ниже [90].

2.3.1 Расчет холодопроизводительности испарителя

Теплообменник испарителя представляет собой змеевик, обеспечивающий охлаждающее действие в холодильном цикле за счет теплообмена, происходящего между охлаждаемым воздухом, проходящим через его внешнюю поверхность, и хладагентом, протекающим в его трубках, как показано на Рисунке 2.4. Он обычно устанавливается внутри охлаждаемого помещения. Количество тепловой энергии, поглощаемой испарителем, называется холодопроизводительностью испарителя Q_o (кВт) определяется по формуле (2-1) [91, 92]:

$$Q_o = mr^\circ (h_1 - h_5) \quad (2-1)$$

где:

Q_o – холодопроизводительность (кВт);

mr° – массовый расход хладагента (кг/с);

$h1$ – энтальпия хладагента, выходящего из испарителя (кДж/кг);

$h5$ – энтальпия хладагента, поступающего в испаритель (кДж/кг)

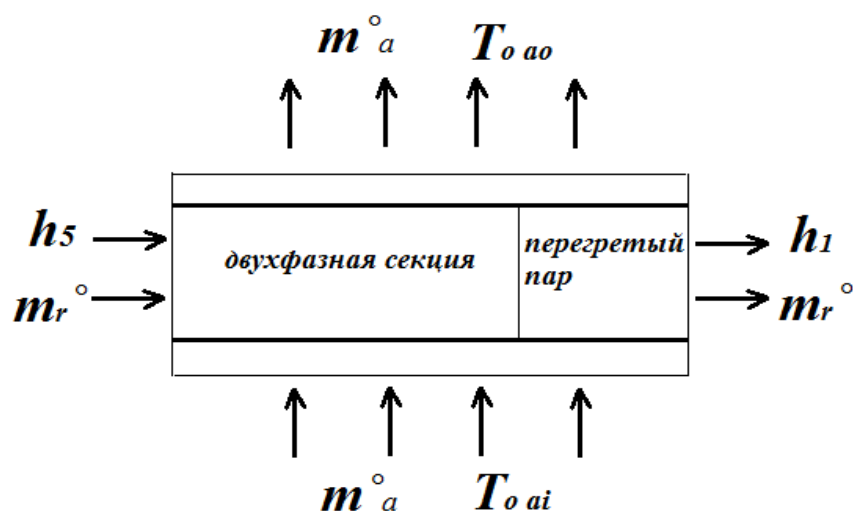


Рис. 2.4. Схема модели испарителя [93]

Испаритель представляет собой змеевик из медных трубок с алюминиевым оребрением и прямым расширением. Работу испарителя в парокомпрессионном холодильном цикле можно описать следующим образом:

1 – Хладагент поступает в испаритель в жидком состоянии при низкой температуре и давлении.

2 – В испарителе происходит теплообмен между внешней поверхностью трубок и ребер, через которые проходит воздух, и внутренней поверхностью трубок, через которые течет хладагент.

3 – Хладагент поглощает теплоту от воздуха в помещении и выходит из испарителя в состоянии горячего газа.

Например, в 14:00 в периоды испытаний, холодопроизводительность имела следующие значения:

Для первого режима:

$$Q_o = 0.04257 \text{ кг/с} * (430.66 - 275.86) \text{ кДж/кг} = 6.59 \text{ кВт}$$

Для второго режима:

$$Q_o = 0.04241 \text{ кг/с} * (430.76 - 273.10) \text{ кДж/кг} = 6.69 \text{ кВт}$$

Для третьего режима:

$$Q_o = 0.02798 \text{ кг/с} * (430.71 - 271.63) \text{ кДж/кг} = 4.45 \text{ кВт}$$

Для четвертого режима:

$$Q_o = 0.03683 \text{ кг/с} * (430.88 - 273.10) \text{ кДж/кг} = 5.81 \text{ кВт}$$

2.3.2 Расчет работы компрессора

Компрессор потребляет электрическую энергию и производит работу сжатия хладагента, чтобы поднять его давление от давления в испарителе до давления в конденсаторе, создавая таким образом разницу давлений в холодильном цикле. При этом давление и температура хладагента, поступающего в конденсатор, выше, чем температура окружающей среды [60; 94, 95]. Существует несколько типов компрессоров, наиболее распространенными являются ротационный компрессор, поршневой компрессор, центробежный компрессор, винтовой компрессор.

Работа компрессора, затрачиваемая в холодильном цикле, lk (кВт) определяется по формуле (2-2):

$$lk = mr^\circ (h2 - h1) \quad (2-2)$$

где:

lk – работа компрессора (кВт);

mr° – массовый расход хладагента (кг/с);

$h1$ – энтальпия хладагента, выходящего из испарителя (кДж/кг);

$h2$ – энтальпия хладагента, выходящего из компрессора (кДж/кг)

Например, в 14:00 в периоды испытаний, работа компрессора имела следующие значения:

Для первого режима:

$$lk = 0.04257 \text{ кг/с} * (462.04 - 430.66) \text{ кДж/кг} = 1.336 \text{ кВт}$$

Для второго режима:

$$lk = 0.04241 \text{ кг/с} * (462.03 - 430.76) \text{ кДж/кг} = 1.327 \text{ кВт}$$

Для третьего режима:

$$lk = 0.02798 \text{ кг/с} * (462.13 - 430.71) \text{ кДж/кг} = 0.879 \text{ кВт}$$

Для четвертого режима:

$$lk = 0.03683 \text{ кг/с} * (448.23 - 430.88) \text{ кДж/кг} = 0.639 \text{ кВт}$$

2.3.3 Расчет конденсатора

Задача конденсатора в холодильном цикле заключается в отдаче тепла, поглощенного хладагентом в испарителе и компрессоре, наружному воздуху при высокой температуре окружающей среды. Конденсатор состоит из медных трубок с ребрами. Теплообмен происходит между хладагентом, проходящим внутри конденсатора, при этом его внешняя поверхность подвергается воздействию воздуха через вентилятор, который проталкивает воздух через ребра конденсатора [26; 96, 97]. Рабочее тело поступает в конденсатор в виде перегретого пара и конденсируется в три стадии: первая — снятие перегрева, вторая — двухфазная стадия, затем конденсация до выхода из конденсатора в жидком состоянии [29; 98, 99], как показано на рис. 2.5. Количество теплоты Q переданное конденсатором можно рассчитать по уравнению (2-3):

$$Q = mr^{\circ} (h3 - h4) \quad (2-3 \text{ A})$$

где:

mr° – массовый расход хладагента (кг/с);

$h3$ – энтальпия хладагента, поступающего в конденсатор (кДж/кг);

$h4$ – энтальпия хладагента, выходящего из конденсатора (кДж/кг)

Требуемая скорость теплопередачи в конденсаторе преимущественно зависит от холодопроизводительности и температуры испарения и конденсации. Конденсатор должен отводить энергию, поглощаемую испарителем и переданную компрессором [29; 100, 101].

$$Q = Q_o + lk \quad (2-3 \text{ Б})$$

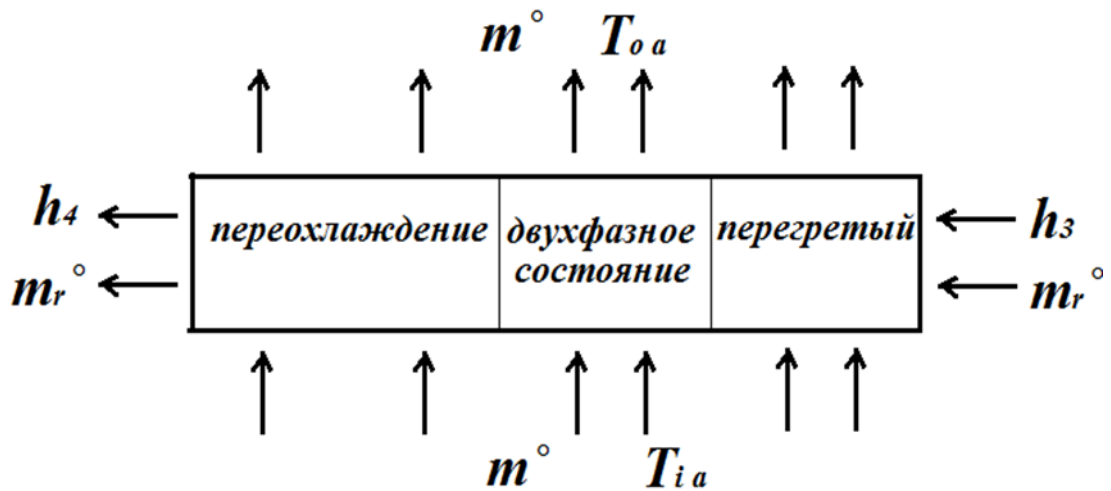


Рис. 2.5. Этапы трансформации хладагента в конденсаторе [102]

Например, в 14:00 в периоды испытаний, значения Q были следующими:

Для первого режима:

$$Q = 0.04257 \text{ кг/с} * (462.04 - 275.86) \text{ кДж/кг} = 7.93 \text{ кВт.}$$

Для второго режима:

$$Q = 0.04241 \text{ кг/с} * (462.63 - 273.10) \text{ кДж/кг} = 8.04 \text{ кВт.}$$

Для третьего режима:

$$Q = 0.02798 \text{ кг/с} * (462.13 - 271.63) \text{ кДж/кг} = 5.33 \text{ кВт.}$$

Для четвертого режима:

$$Q = 0.03683 \text{ кг/с} * (458.71 - 273.10) \text{ кДж/кг} = 6.84 \text{ кВт.}$$

2.3.4 Расчет интенсивности солнечной радиации, падающей на солнечный коллектор

Интенсивность солнечной радиации падающей на единицу площади поверхности варьируется от географического положения местности, типа излучения, прямого или рассеянного. Интенсивность излучения измеряется в

люксах и может быть преобразована в интенсивность солнечной радиации, используя следующее уравнение (2-4) [103, 104]:

$$G = lux * 0,0079 \text{ Вт/м}^2 \quad (2-4)$$

где:

G : интенсивность солнечной радиации (Вт/м²);

lux : люкс, $1 lux = 0,0079 \text{ Вт/м}^2$

Например, в 12:00 интенсивность солнечной радиации, падающей на солнечный тепловой коллектор в периоды испытаний, имела следующие значения:

для первого режима:

$$G = 126100 * 0,0079 = 996.19 \text{ Вт/м}^2;$$

для второго режима:

$$G = 132800 * 0,0079 = 1049.12 \text{ Вт/м}^2;$$

для третьего режима:

$$G = 131900 * 0,0079 = 1042 \text{ Вт/м}^2;$$

для четвертого режима:

$$G = 132500 * 0,0079 = 1046.75 \text{ Вт/м}^2.$$

2.3.5 Расчет производительности солнечного коллектора

Вода нагревается солнечным излучением в вакуумных трубках солнечного коллектора, а тепловая энергия сохраняется в термическом резервуаре. Поглощенную солнечную тепловую энергию можно рассчитать по уравнению (2-5) [29; 105, 106, 107]:

$$Q_w = mw^\circ cpw (Tw2 - Tw1) = (Vw \rho / T) cpw (Tw2 - Tw1) \quad (2-5)$$

где:

Q_w : теплота, полученная водой (кВт);

mw° : массовый расход воды в солнечном коллекторе (кг/с);

c_{pw} : удельная теплоемкость воды при постоянном давлении 4,179 (кДж/кг·°C);

T_{w2} : максимальная температура воды после солнечного нагрева (°C);

T_{w1} : минимальная температура воды перед солнечным нагревом (°C);

V_w : объем воды в баке (м³);

ρ : плотность воды 1000 (кг/м³);

T : время.

Например, в 14:00 в периоды испытаний теплота, полученная водой, имела следующие значения:

Для второго режима:

$$Q_w = (0.193 * 1000 / (3 * 3600)) * 4,179 (82,4 - 72,4) = 0,747 \text{ кВт.}$$

Для четвертого режима:

$$Q_w = (0.193 * 1000 / (3 * 3600)) * 4,179 (74,5 - 70,9) = 0,269 \text{ кВт.}$$

Солнечный тепловой коллектор состоит из ряда вакуумных стеклянных трубок, которые позволяют солнечному излучению проходить на поверхность поглощающую солнечную энергию. Вакуум исключает внешние воздействия путем конвекции и теплопроводности, оставляя излучение единственным механизмом притока тепла, как показано на рисунке 2.6 [29, 108]. Коэффициент полезного действия η солнечного теплового коллектора можно найти как отношение количества теплоты, полученного водой от солнечного коллектора, к теплу, попадающему на площадь поверхности коллектора, подвергающуюся солнечному излучению. КПД рассчитывается по формуле (2-6) [109, 110]:

$$\eta = \frac{Q_w}{A_c G} = \frac{m \cdot c_{pw} (T_{w2} - T_{w1})}{A_c G} \quad (2-6)$$

где:

η : коэффициент полезного действия солнечного теплового коллектора;

Q_w : количество теплоты, полученное водой (кВт);

A_c : площадь поверхности солнечного коллектора, подвергающаяся воздействию солнечной радиации (m^2);

G : интенсивность солнечной радиации, падающей на солнечный коллектор ($kВт/m^2$)

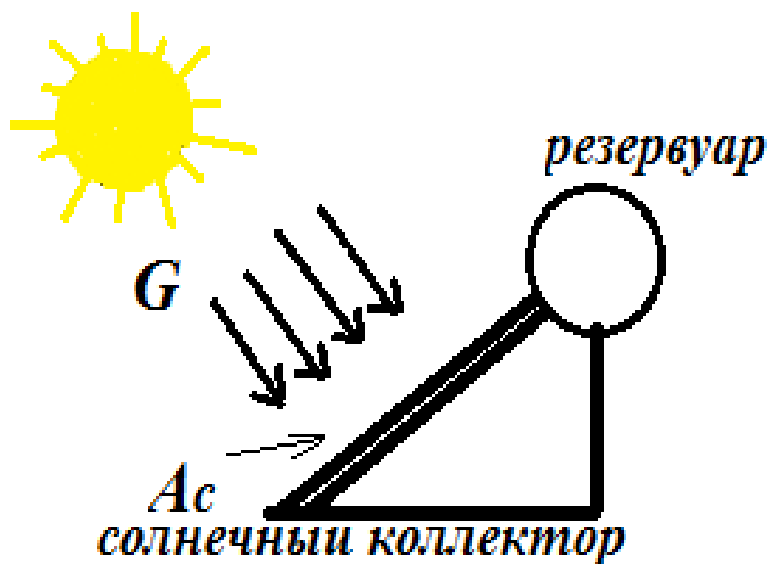


Рис. 2.6. Солнечный тепловой коллектор [111]

Например, в 14:00 в периоды испытаний, коэффициент полезного действия солнечного теплового коллектора, имел следующие значения:

Для второго режима:

$$\eta = 0,747 / (1,69 * 996,2) = 0.44.$$

Для четвертого режима:

$$\eta = 0,269 / (1,69 * 929) = 0.17.$$

2.3.6 Расчет тепловой мощности змеевика теплообменника

Теплообменник солнечного коллектора, добавленный к традиционному холодильному циклу, представляет собой медную трубку спиралевидной формы, установленную внутри бака аккумулятора солнечного теплового коллектора. Его функция заключается в нагреве хладагента, выходящего из компрессора перед

входом в конденсатор посредством теплоносителя (воды) как показано на рисунке 2.7.

Количество теплоты Q_3 , полученное от солнечного излучения добавленное в гибридную систему холодильного цикла от теплообменника теплового коллектора, можно рассчитать используя уравнение (2-7) [26; 112, 113]:



Рис. 2.7. Нагрев хладагента в баке-аккумуляторе солнечного коллектора [114]

$$Q_3 = m r^\circ (h_3 - h_2) \quad (2-7)$$

где:

$m r^\circ$ – массовый расход хладагента (кг/с);

h_2 – энтальпия хладагента, поступающего в змеевик солнечного нагревателя (кДж/кг)

h_3 – энтальпия хладагента, выходящего из змеевика солнечного нагрева (кДж/кг);

Например, в 14:00 в периоды испытаний, количество теплоты имело следующие значения:

Для второго режима:

$$Q_3 = 0.04241 * (462,63 - 462,03) = 25.44 \text{ Вт.}$$

Для четвертого режима:

$$Q_3 = 0.03683 * (458,71 - 448,23) = 385.98 \text{ Вт.}$$

2.3.7 Расчет холодильного коэффициента системы

Производительность системы парокомпрессионного холодильного цикла можно рассчитать путем деления холодопроизводительности испарителя на

работу, затраченную в компрессоре, и выразить ее следующим уравнением (2-8) [11; 115, 116]:

$$\mathcal{E} = \frac{Q_o}{lk} \quad (2-8)$$

где:

\mathcal{E} : холодильный коэффициент;

Q_o – холодопроизводительность (кВт);

lk – работа компрессора (кВт)

Например, в 14:00 в периоды испытаний, холодильный коэффициент системы, принимал следующие значения:

Для первого режима:

$$\mathcal{E} = 6,59 / 1,336 = 4,93.$$

Для второго режима:

$$\mathcal{E} = 6,69 / 1,327 = 5,04.$$

Для третьего режима:

$$\mathcal{E} = 4,45 / 0,879 = 5,06.$$

Для четвертого режима:

$$\mathcal{E} = 5,81 / 0,639 = 9,09.$$

2.3.8 Расчет холодильного коэффициента обратного цикла Карно

Цикл Карно имеет максимальную производительность, и все идеальные и фактические циклы пытаются достичь ее [11, 117]. Холодильный коэффициент Цикла Карно —максимально возможный предел системы охлаждения, работающей с данными температурами испарителя и конденсатора, находится по следующему выражению (2-9) [118]:

$$\mathcal{E}_{\text{карно}} = \frac{T_o}{T_c - T_o} \quad (2-9)$$

где:

$\mathcal{E}_{\text{карно}}$: Коэффициент обратного цикла Карно;

T_o : Абсолютная температура испарителя (K);

T_c : Абсолютная температура конденсатора (K).

Например, в 14:00 в периоды испытаний, коэффициент обратного цикла Карно имел следующие значения:

Для первого режима:

$$\mathcal{E}_{\text{карно}} = (6 + 273,15) / (48,4 + 273,15 - 6 - 273,15) = 6,58.$$

Для второго режима:

$$\mathcal{E}_{\text{карно}} = (5,8 + 273,15) / (48,8 + 273,15 - 5,8 - 273,15) = 6,48.$$

Для третьего режима:

$$\mathcal{E}_{\text{карно}} = (5,9 + 273,15) / (42,25 + 273,15 - 5,9 - 273,15) = 7,67.$$

Для четвертого режима:

$$\mathcal{E}_{\text{карно}} = (6,1 + 273,15) / (43,2 + 273,15 - 6,1 - 273,15) = 7,52.$$

2.3.9 Расчет потребляемой компрессором мощности

Электрическая мощность, потребляемая двигателем компрессора, которая преобразуется в механическую работу, рассчитывается по уравнению (2-10) [14; 119]:

$$N_{\text{эл}} = I * V * PF \quad (2-10)$$

где:

$N_{\text{эл}}$: Электрическая мощность, потребляемая двигателем компрессора (кВт);

I : Сила тока (А);

V : Напряжение (В);

PF : Коэффициент мощности.

Например, в 14:00 проводились измерения уровня потребления электроэнергии компрессором. При этом использовался цифровой измеритель мощности UT233. Результаты измерений представлены в таблице (2.1).

Таблица 2.1

Значения потребления электроэнергии компрессором, для четырех различных условий

Режим работы	потребляемая мощность компрессора (кВт)
1	1,87
2	1,84
3	1,45
4	1,14

2.3.10 Расчет коэффициента энергоэффективности системы

Это отношение охлаждающей мощности в британских тепловых единицах в час к потребляемой электроэнергии в ваттах (2-11) [120, 121]:

$$EER = \frac{BTE}{N_{эл}} \quad (2-11)$$

где:

EER - коэффициент энергоэффективности;

БТЕ - Британская тепловая единица

На практике желательны уровни EER выше 10.

Например, в 14:00 в периоды испытаний, коэффициент энергоэффективности EER системы имел следующие значения:

для первого режима:

$$EER = 22\,485 / 1\,870 = 12.$$

для второго режима:

$$EER = 22\,826 / 1\,840 = 12,4.$$

для третьего режима:

$$EER = 15\,183 / 1\,450 = 10,9.$$

для четвертого режима:

$$EER = 19\,824 / 1\,140 = 17,4.$$

2.3.11 Расчет сезонного коэффициента энергоэффективности системы

Сезонный коэффициент энергоэффективности *SEER* [11, 122] представляет собой отношение общего охлаждения теплового насоса в британских тепловых единицах (БТЕ) к общему количеству потребляемой электроэнергии в ватт-часах (Втч) за тот же период:

$$SEER = \frac{EER}{0,9} \quad (2-12)$$

SEER оценивает сезонную эффективность охлаждения системы.

Например, в 14:00 в периоды испытаний, сезонный коэффициент энергоэффективности *SEER* системы, принимал следующие значения:

для первого режима:

$$SEER = 12 / 0,9 = 13,3;$$

для второго режима:

$$SEER = 12,4 / 0,9 = 13,8;$$

для третьего режима:

$$SEER = 10,9 / 0,9 = 12,1;$$

для четвертого режима:

$$SEER = 17,4 / 0,9 = 19,3.$$

2.3.12 Расчет коэффициента отвода тепла

Это термин, используемый для сравнения количества теплоты отводимой в конденсаторе с количеством теплоты отводимой в испарителе. Теоретические расчеты отвода тепла конденсатором могут быть выполнены на основе стандартного цикла сжатия пара, но они не учитывают дополнительное тепло, вызванное неэффективным компрессором [11; 123, 124]. Когда двигатель, приводящий в действие компрессор, герметично закрыт, часть тепла, связанная с неэффективностью электродвигателя, добавляется к парам хладагента и в конечном итоге должна отводиться в конденсаторе. Коэффициенты отвода тепла у герметичного компрессора обычно несколько выше, чем у компрессора открытого типа [125]. График типичного значения коэффициентов теплоотвода показан на рисунке 2.8 [126].

Коэффициент отвода тепла (HRR) представляет собой соотношение отведенного тепла к поглощенному (холодопроизводительность) и может быть выражен следующим уравнением (2-13):

$$HRR = \frac{Q}{Q_0} \quad (2-13)$$

Например, в 14:00 в периоды испытаний, коэффициент отвода тепла HRR системы, имел следующие значения:

Для первого режима:

$$HRR = 7,93 / 6,59 = 1,20.$$

Для второго режима:

$$HRR = 8,04 / 6,69 = 1,20.$$

Для третьего режима:

$$HRR = 5,33 / 4,45 = 1,20.$$

Для четвертого режима:

$$HRR = 6,84 / 5,81 = 1,18.$$

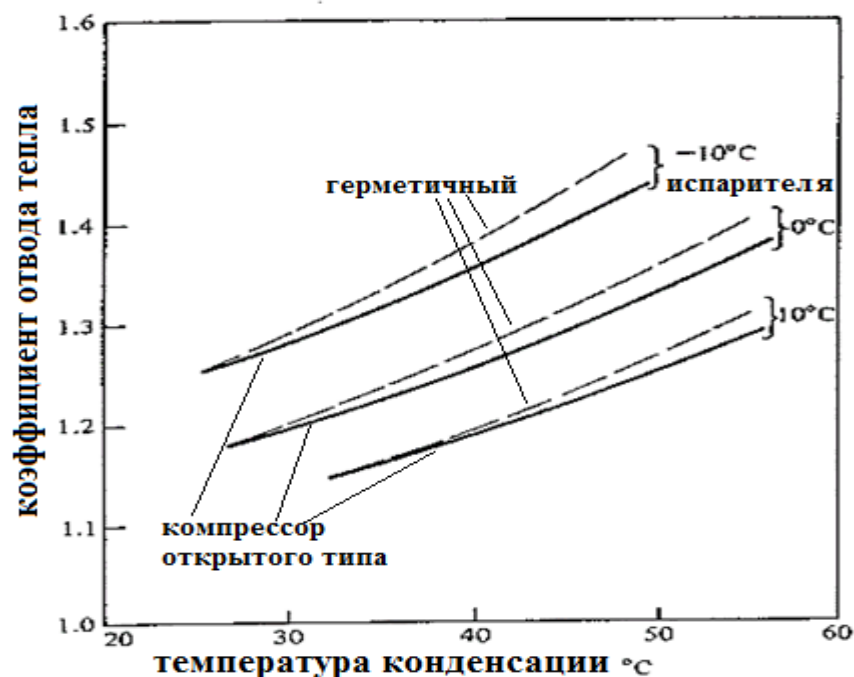


Рис. 2.8. Коэффициент отвода тепла в зависимости от температуры конденсации

2.3.13 Единичный коэффициент производительности (COP_U)

Он определяется как отношение холодопроизводительности в (кВт) к общей мощности, потребляемой системой в (кВт), включая мощность, потребляемую вентиляторами конденсатора и испарителя (2-14) [127, 128].

$$COP_U = \frac{Q_o}{N_{эл}} \quad (2-14)$$

Например, в 14:00 в периоды испытаний, единичный коэффициент производительности COP_U системы, имел следующие значения:

Для первого режима:

$$COP_U = 6,59 / 1,87 = 3,52$$

Для второго режима:

$$COP_U = 6,69 / 1,84 = 3,63$$

Для третьего режима:

$$COP_U = 4,45 / 1,45 = 3,07$$

Для четвертого режима:

$$COP_U = 5,81 / 1,14 = 5,10$$

2.4 Выводы по главе

В этой главе изложены результаты математического моделирования разработанной гибридной системы кондиционирования воздуха и расчет тепловых параметров, необходимых для оценки фактической производительности системы по показаниям, полученным в период испытаний.

Рассмотрены термодинамические циклы. Определены параметры традиционной и гибридной систем кондиционирования.

Система была исследована в четырех различных условиях: два с солнечным тепловым коллектором и два без него:

- Первый режим - традиционная система парокомпрессионного холодильного цикла с холодопроизводительностью 7,034 кВт;
- второй - гибридная система парокомпрессионного холодильного цикла с холодопроизводительностью 7034 кВт с добавлением солнечного коллектора;
- третий режим - традиционная система парокомпрессионного холодильного цикла с заменой компрессора на компрессор меньшей холодопроизводительности 4,44 кВт;
- четвертый режим - гибридная система парокомпрессионного холодильного цикла с солнечным коллектором и компрессором 4,44 кВт.

Результаты исследований:

Тепло, добавляемое солнечным тепловым коллектором в систему во втором и четвертом режимах, усиливает процесс конденсации в конденсаторе, что повышает производительность испарителя.

Система потребляет меньше электроэнергии в четвертом режиме, поскольку используемый компрессор небольшой, а добавленная тепловая энергия цикла позволяет компрессору потреблять меньше электрической энергии во втором и четвертом режимах.

Тепло, добавляемое солнечным тепловым коллектором в систему во втором и четвертом режимах, повышает температуру конденсатора выше температуры наружного воздуха, что усиливает процесс конденсации в конденсаторе.

Способность системы поглощать тепло увеличивается за счет использования змеевика теплообменника в теплоаккумуляторе в четвертом режиме.

Увеличение производительности охлаждения и уменьшение работы, затрачиваемой на сжатие в компрессоре, привели к увеличению коэффициента полезного действия системы в четвертом режиме.

Результаты исследования показали, что гибридная система кондиционирования более эффективна, чем традиционная система кондиционирования с точки зрения производительности и потребления электроэнергии.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

В главе описывается экспериментальная установка гибридной системы кондиционирования воздуха, которая использует в своей работе солнечную тепловую энергию для экономии электрической энергии. Установка включает испытательный стенд и контрольно-измерительные приборы. Описан способ объединения традиционного парокомпрессионного кондиционера воздуха с солнечным тепловым коллектором трубчатого типа.

Экспериментальная установка для тестирования гибридной системы кондиционирования воздуха состоит из четырех основных частей:

1. Помещения для проведения испытаний объемом 30 м³ (4 х 2,5 х 3 м).
2. Кондиционера сплит-системы «*Tosot*» холодопроизводительностью 7,034 кВт.
3. Вакуумного солнечного теплового коллектора трубчатого типа.
4. Комплекта измерительных, датчиков и регистратора данных (ноутбук).

3.1 Экспериментальная установка с традиционной парокомпрессионной системой кондиционирования

Для исследований был изготовлен стенд для испытания традиционной сплит-системы кондиционирования воздуха *Tosot* холодопроизводительностью 7,034 кВт.

Соединение наружного блока и внутреннего осуществляется подающим и обратным трубопроводами. Технические характеристики устройства приведены в таблице (3.1). Блок кондиционера состоит из следующих частей:

3.1.1 Испаритель прямого испарения

Внутренний блок представляет собой испаритель прямого испарения, изготовленный из медных трубок с алюминиевым оребрением с медным покрытием изолированный по бокам теплоизоляцией. Как показано на рисунке 3.1.



Рис. 3.1. Испаритель прямого испарения

3.1.2 Компрессор

Наружный блок оснащен ротационным компрессором производства *ZHUNAI LANDA* (Рис.3.2) обеспечивающий холодопроизводительность 7,034 кВт.



Рис. 3.2. Роторный компрессор

3.1.3 Конденсатор

Хладагент охлаждается воздухом в конденсаторе наружного блока, выполненного из медных трубок с устойчивыми к ржавчине медными ребрами (Рис. 3.3.).



Рис. 3.3. Конденсатор наружного блока

3.1.4 Расширительное устройство

Расширительное устройство представляет собой капиллярную трубку, установленную в наружном блоке (Рис.3.4.).

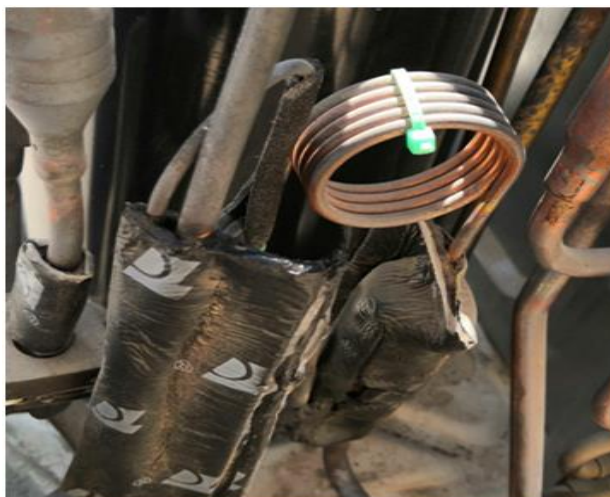


Рис. 3.4. Расширительное устройство (капиллярная трубка)

Таблица 3.1. Технические характеристики испытательного стенда.

Сплит модель кондиционера	<i>TS-H246OZM3</i>	
Модель	<i>Moon Series</i>	
Тип компрессора	Роторный	
Источник питания	220 – 240 В/ 1 Ф/ 50 Гц	
Охлаждающая способность	24000(БТЕ/ч)	
Ток	10 (А)	
Входная мощность	2040 – 2180 Вт	
Тип хладагента/ масса	R-410A / 1800 (г)	
Устройство расширения	Капиллярная трубка	
Змеевик конденсатора	Медные трубы, алюминиевые плоские ребра	
Длина трубки	87 (см)	
Количество трубок	60	
Змеевик испарителя	Медные трубы, алюминиевые плоские ребра	
Длина трубки	86 (см)	
Количество трубок	40	
Продолжение таблицы 3.1.		
Расход воздуха	1250 м ³ /ч	
Магистраль		
Место расположения	Длина (см)	Диаметр (дюйм)
Трубка от капилляра к испарителю	480	¼
Трубка от испарителя к компрессору	480	5/8

3.2 Гибридное кондиционирование воздуха с использованием солнечного коллектора

3.2.1 Компоненты гибридной экспериментальной установки

Испытательное устройство представляет собой гибридную сплит систему [Tosot - TS-H246OZM3]. Внутренний блок представляет собой испаритель, установленный внутри помещения размерами (4 x 2,5 x 3) м³ с контрольно-измерительными приборами и персональный компьютер. Наружный блок содержит компрессор, конденсатор и расширительный клапан, соединенный с солнечным тепловым коллектором установленными снаружи здания. Наружный блок и внутренний блок соединяются соединительными трубами.

На рисунке 3.5 показана фотография кондиционируемого помещения с внутренним блоком. Испарителем является теплообменник из медных труб, с алюминиевыми ребрами с медным покрытием, к которому подключены измерительные приборы, датчики и регистратор данных с ноутбуком.



Рис. 3.5. Фотография кондиционируемого помещения с внутренним блоком

На рисунке 3.6 представлена фотография наружного блока кондиционера, соединенного с солнечным тепловым коллектором. Наружный блок состоит из медного теплообменника с воздушным охлаждением и алюминиевых ребер с медным покрытием. Магистраль между внутренней и внешней частями системы выполнена из медных трубок. Солнечный тепловой коллектор площадью 1,69 м² установлен на крыше здания. Змеевик теплообменника гибридного холодильного цикла установлен за компрессором. Он нагревает хладагент, выходящий из компрессора, горячей водой, находящейся внутри теплоизолированного бака солнечного теплового коллектора. Технические характеристики компонентов экспериментальной установки приведены в таблице (3.2).



Рис. 3.6. Наружный блок и солнечный коллектор

3.2.2. Гибридная система кондиционирования воздуха

Гибридная система кондиционирования воздуха отличается от традиционной системы кондиционирования воздуха тем, что в парокompрессионную систему кондиционирования воздуха, за компрессором, добавлены солнечный тепловой коллектор и теплообменник. Таким образом гибридная система, состоит из шести основных элементов: компрессора, конденсатора, расширительного клапана, испарителя и солнечного коллектора с термобаком и запорной арматурой для регулирования направления потока хладагента, как показано на рисунке 3.5.

Элементы, добавленные к традиционному холодильному циклу, представляют собой солнечный тепловой коллектор и бак - аккумулятор с теплообменником внутри и запорной арматурой. Подробная информация об элементах приведена в таблице 3.2, и показана на рисунках 3.8, 3.9 и 3.10:

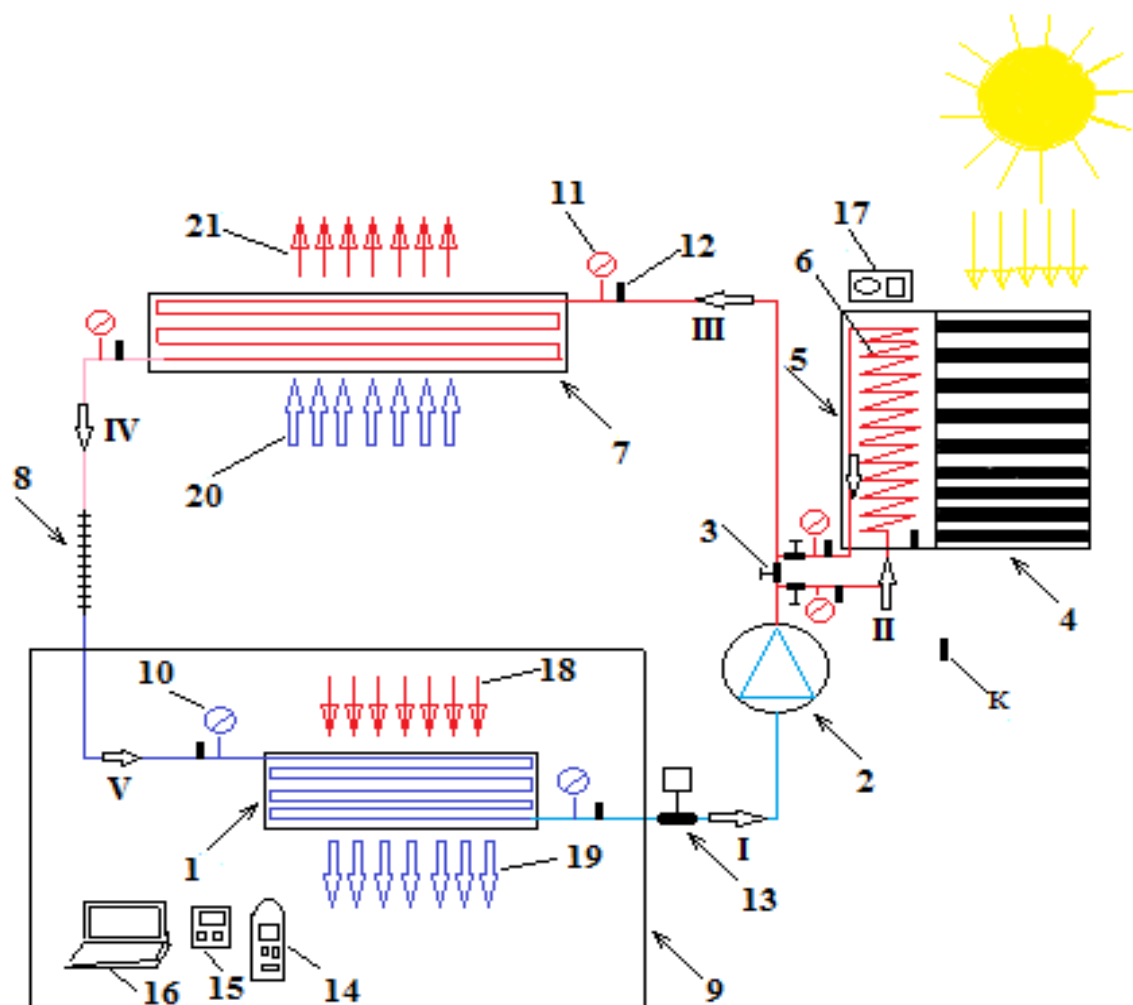


Рис. 3.7. Принципиальная схема солнечной гибридной системы кондиционирования воздуха. I – V Направление движения теплоносителя в системе; 1 – Испаритель; 2 – Компрессор; 3 – Запорная арматура; 4 – Вакуумный солнечный коллектор; 5 – Теплоизолированный бак; 6 – Змеевик; 7 – Конденсатор с воздушным охлаждением; 8 – Капиллярная трубка; 9 – Кондиционируемое помещение; 10 – Манометр низкого давления; 11 – Манометр высокого давления; 12 – Датчики температуры; 13 – Турбинный расходомер; 14 – Цифровой измеритель мощности; 15 – Регистратор данных; 16 – Персональный компьютер; 17 – Цифровой фотометр; 18 – Теплый воздух из помещения; 19 – Охлажденный воздух; 20 – Всасываемый наружный воздух; 21 – Выдуваемый подогретый воздух.



Рис. 3.8. Солнечный коллектор

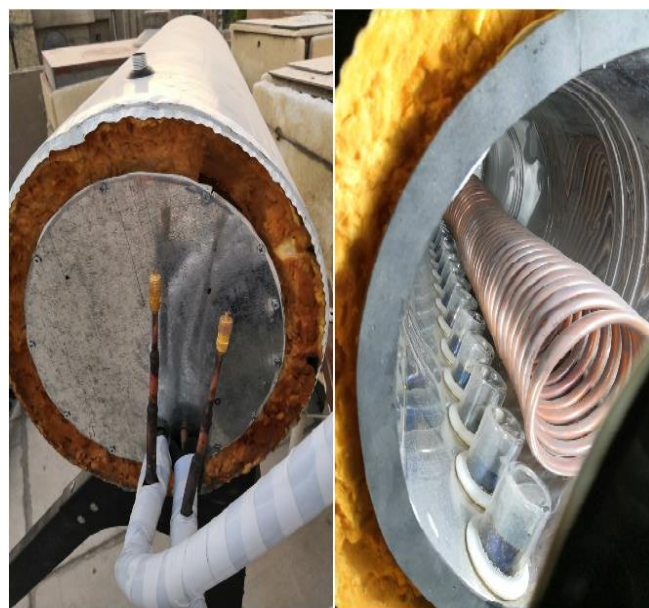


Рис.3.9. Бак - аккумулятор и змеевик внутри резервуара



Рис. 3.10. Фотографии запорной арматуры на экспериментальном стенде

Таблица 3.2. Технические характеристики добавленных элементов

Теплоизолированный бак		
Диаметр	42см	
Длина	139см	
Емкость накопителя	192 л	
Солнечный коллектор		
Количество трубок	18	
Внутренний диаметр	3.7 см	
Внешний диаметр	4.7 см	
Расстояние между трубками	0.5 см	
Длина трубки	150 см	
Рабочая длина трубки	137 см	
Теплообменник внутри теплоизолированного бака		
Материал	медь	
Вид	спираль	
Диаметр	½ дюйма	
Диаметр цикла	14 см	
Количество циклов	35 цикл	
Клапаны		
Количество клапанов	3	
Тип клапанов	Запорная арматура, медные	
диаметр	½ дюйма	
Магистраль		
Место расположения	Длина (см)	Диаметр (дюйм)
Труба от компрессора к резервуару	115	½
Труба от резервуара к конденсатору	120	½

3.3 Гибридное кондиционирование воздуха с заменой компрессора

С целью экономии электрической энергии за счет использования солнечной энергии во время испытаний он был заменен компрессором меньшей холодопроизводительности 4,44 кВт производства *HIGHLY* (Рис.3.11).

В таблице 3.3 приведены паспортные характеристики компрессора *Highly*.



Рис. 3.11. Компрессор *HIGHLY*

Таблица 3.3. Характеристики компрессора *Highly* [129]

Моде ль	Водоизм ещение (см ³ /обо)	Холодопроиз водительност ь (Вт)	Холодопроиз водительност ь (БТЕ/ч)	ε	Конденс атор (Hf/v)	Высо та (мм)	Услов ия испыт аний
<i>ASH1 84TV</i>	18.4	4440	15149	2.96	40/450	293.5	<i>ASHR AE/T</i>

3.4 Средства измерения

При проведении экспериментов на испытательном стенде использовались поверенные высокоточные измерительные приборы и датчики для записи данных для последующего анализа.

3.4.1 Измерение энергопотребления

Цифровой измеритель мощности *UT233* для измерения напряжения, тока и потребляемой мощности.



Рис. 3.12. Цифровой измеритель мощности *UT233*

Цифровой измеритель мощности [*UT233*] показан на рисунке 3.12 это интеллектуальный портативный измеритель мощности, который имеет функции цифрового измерителя тока, а также измерителя мощности, напряжения, активной мощности, полной мощности, реактивной мощности, коэффициента мощности,

фазового угла, частоты, и последовательности фаз. Пределы напряжения от 0 до 600 В и сила тока от 0 до 1000 А. Цифровой измерительный прибор откалиброван в Центральной организации по стандартизации и контролю качества (COSQC, Ирак). Информация о сертификации *Digital Power Clamp Meter* представлена в приложении 2-1.

3.4.2 Измерение давления

Шесть манометров типа Borden (*BTC*), манометр высокого давления имеет двойную непрерывную шкалу, калиброванную для показаний до (800 *psi*) или до (55 бар). Обычно он подключается к стороне высокого давления холодильного цикла. В настоящей работе используются манометры Бурдона (*BTC*) фреоновые манометры. Манометр низкого давления измеряет как давление, так и вакуум, при этом его показания давления составляют (500 *psi*) или (34 бар).



Рис. 3.13. Манометры испытательной установки

Используемые манометры располагаются следующим образом: два манометра высокого давления до и после конденсатора с воздушным охлаждением, два манометра низкого давления до и после испарителя и два манометра высокого давления до и после теплоаккумулирующего бака. Манометр низкого давления подсоединен к стороне низкого давления контура. Устройства измерения давления, использованные в экспериментальных испытаниях, показаны на рисунке (3.13). Приборы для измерения давления были откалиброваны в Центральной организации по стандартизации и контролю качества (COSQC, Ирак). Подробная информация о сертификации манометров представлена в приложении (2-2) – (2-7).

3.4.3 Измерение температуры

Для измерения температуры использовались термопары *K*-типа (Рис. 3.14). Диапазон измерения (-10 – 100)°С. Термопары откалиброваны в центральной организации по стандартизации и контролю качества (COSQC, Ирак). Подробная информация о сертификации представлена в приложении 2-8. Датчики температуры подключаются к регистратору данных.

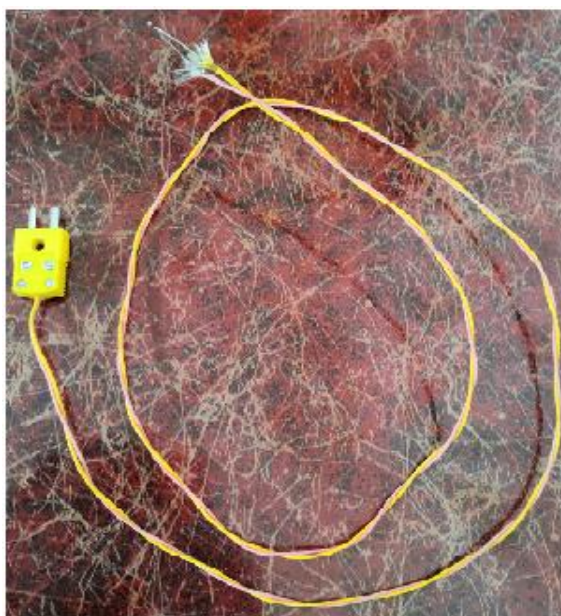


Рис. 3.14. Термопары *K*-типа

Регистратор данных *HUATO S220 -T8* показан на рисунке 3.15 к нему подключено 8 датчиков температуры и персональный компьютер. Данные записываются в виде таблицы *Microsoft Excel* на ноутбук в заданный промежуток времени.

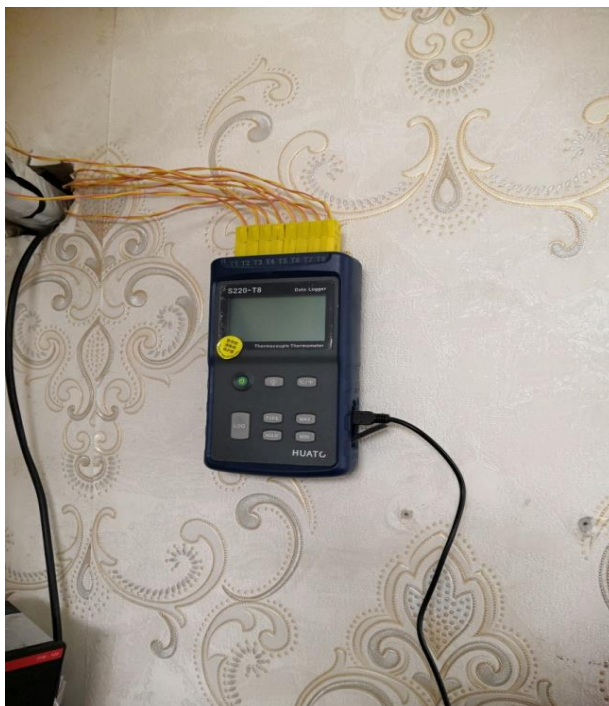


Рис. 3.15. Регистратор данных *HUATO S220 -T8*

3.4.4 Измерение расхода

Для измерения расхода хладагента использовался турборасходомер *СМ-15-63*, показанный на рисунке (3.16). Выходные данные о расходе отображаются на экране монитора. Минимальная скорость потока достигает $0,4 \text{ м}^3/\text{ч}$. Максимально допустимая вязкость составляет $(6 \text{ мПа}\cdot\text{с})$. При измерении следует избегать многофазного потока. Диапазон измерения температуры жидкости находится от $(-20 \text{ до } +150 \text{ градусов Цельсия})$, а диапазон температуры окружающей среды - от $(-25 \text{ до } 55 \text{ градусов Цельсия})$, влажность воздуха должна быть меньше (80%) . Расходомер работает при напряжении 24 В постоянного тока. Калибруется перед отправкой с завода, свидетельство о поверке представлено в приложении (2-9).



Рис. 3.16. Расходомер

3.4.5 Измерение расхода воздуха и относительной влажности

Цифровой анемометр *MS6252B* для измерения расхода воздуха через испаритель и конденсатор, температуры окружающей среды и относительной влажности.

Модель анемометра *MS6252B* имеет небольшой размер, легкий вес, его можно держать одной рукой. Фотография представлена на рисунке (3.17). Измеритель может измерять скорость воздуха в (м/с), (км/ч) и (миль/ч) в широком диапазоне (2,88–108,0 км/ч) и (0,8–30 м/с).

Устройство также может измерять температуру окружающей среды ($^{\circ}\text{C}$ или $^{\circ}\text{F}$) в диапазоне (от -10 до 60°C) и так же температуру точки росы, температуру по влажному термометру. Максимальная рабочая влажность составляет 80%.

Имеется возможность измерения относительной влажности с погрешностью ($\pm 3\%$). Если рабочая температура составляет (0 – 56°C) то погрешность составляет ($\pm 1,5^{\circ}\text{C}$).

3.4.6 Измерение интенсивности солнечного излучения

Цифровой фотометр *VICTOR 1010D* для измерения характеристик излучения, падающего на солнечный коллектор.

В комплексе использовался цифровой люксметр с пределом измерения до 200000 люкс, классом точности 1, погрешностью 1,5%.



Рис. 3.17. Анемометр

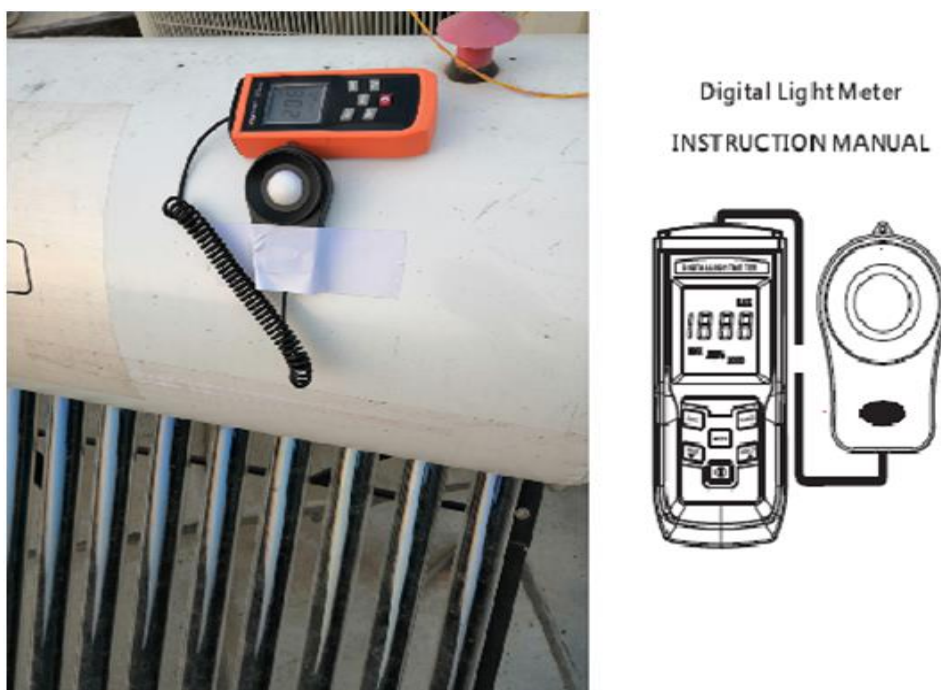


Рис. 3.18. Цифровой фотометр

При монтаже испытательного устройства из него удаляли воздух с помощью вакуумного насоса, показанного на рисунке 3.19. После проверки на герметичность система была заправлена хладагентом *R- 410A* массой 1800 г.

На рисунке 3.19 показаны приспособления и инструменты, используемые для установки и зарядки испытательного устройства.



Рис. 3.19. Фотография вакуумного насоса и баллона с газом



Рис. 3.20. Инструменты, используемые для установки устройства

После монтажа системы проведены полевые испытания в г. Багдаде. Измеренные данные были записаны для последующего анализа с использованием программы *CoolPack*. Программа позволяет проводить расчет необходимых тепловых параметров и проводить сравнение разных режимов работы стенда с точки зрения производительности и энергопотребления.

3.5 Методика проведения экспериментов

3.5.1 Режимы экспериментальных исследований

После завершения интеграции солнечного теплового коллектора с традиционной системой кондиционирования, соединения наружного и внутреннего блоков, установки необходимых измерительных приборов, освобождения системы от воздуха и заправки хладагентом *R-410A*, проводились исследования работы системы в четырех режимах – с солнечным тепловым коллектором (два режима) и без него (два режима).

1. Первый режим - традиционная система парокомпрессионного холодильного цикла с холодопроизводительностью 7,034 кВт;

2. второй - гибридная система парокомпрессионного холодильного цикла с холодопроизводительностью 7034 кВт с добавлением солнечного коллектора;

3. третий режим - традиционная система парокомпрессионного холодильного цикла с заменой компрессора на компрессор с меньшей холодопроизводительностью 4,44 кВт;

4. четвертый режим - гибридная система парокомпрессионного холодильного цикла с солнечным коллектором, с заменой компрессора 4,44 кВт.

Определялся уровень потребления электроэнергии, проводилась оценка параметров рабочего тела в характерных точках цикла с целью определения эффекта от добавления солнечной тепловой энергии в систему кондиционирования (Рис. 3.21).



Рис. 3.21. Фотография испытательного устройства с замененным компрессором.

3.5.2 Последовательность проведения экспериментов

После включения регистратора данные показания приборов фиксировались следующим образом.

Включалась система кондиционирования и делалась выдержка 10 минут для выхода на стабильный режим работы.

Контролировались изменения температуры, влажности и давления хладагента и воздуха.

Изменение энергопотребления компрессора, вентилятора конденсатора и вентилятора испарителя автоматически записывались с трехминутными интервалами на портативном компьютере.

Изменение температуры в каждой части испытательного устройства автоматически регистрировались регистратором данных с трехминутными интервалами на портативном компьютере.

Температуру воздуха на входе и выходе испарителя и конденсатора регистрировали каждые пятнадцать минут.

Расход воздуха на входе и выходе испарителя и конденсатора регистрировали каждые пятнадцать минут.

Показания манометров испарителя, конденсатора и солнечного теплового коллектора записывались с пятнадцатиминутными интервалами.

Объемный расход теплоносителя регистрировался каждые пятнадцать минут.

Температура воздуха и влажность помещения и окружающей среды регистрировались каждые пятнадцать минут.

Количество солнечной радиации, попадающей на солнечный тепловой коллектор, регистрировалось каждые пятнадцать минут.

Если учитывать влияние солнечной энергии, клапан между компрессором и конденсатором воздушного охлаждения должен быть всегда закрыт, а остальные клапаны до и после бака должны быть открыты. Вышеуказанные операции повторяются в течение полного дня тестирования.

3.5.3 Регистрируемые параметры

Давление хладагента на входе/выходе испарителя.

Давление хладагента на входе/выходе конденсатора.

Давление хладагента на входе/выходе нагревательного змеевика в термобаке.

Температура и влажность окружающего воздуха.

Температура и влажность в помещении.

Температура и влажность воздуха до/после испарителя.

Температура и влажность воздуха до/после конденсатора.

Температуры охлаждающей жидкости в различных точках холодильного цикла.

Температура воды в баке-аккумуляторе.

Энергия, ток и напряжение, потребляемые компрессором и вентиляторами конденсатора и испарителя.

Объемный расход хладагента.

Объемный расход воздуха испарителя.

Объемный расход воздуха конденсатора.

Измерения проводились в течение светового дня. Данные записывались на жесткий диск компьютера с целью последующего анализа.

3.6 Анализ неопределенности результатов

Неопределенность экспериментальных результатов, это показатель, отражающий близости полученных результатов с истинным значением измеряемой величины. Пусть W_R — неопределенность результата, а $W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$ — неопределенность независимых величин [130]. Неопределенность результата рассчитывается по следующему уравнению:

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} W_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} W_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} W_n \right)^2 \right]^{0.5} \quad (3.1)$$

В таблице 3.4 представлена информация по диапазону и погрешности средств измерений входящих в состав измерительной системы: цифрового измерителя мощности, термопарам, анемометра, измерителем солнечной радиации, расходомером-гигрометром, манометров.

Согласно уравнению (3.1), общая неопределенность количества тепловой энергии подаваемой в систему через змеевик теплообменника $Q_{с.к}$ рассчитывается как

$$W_{Q_{с.к}} = \left[\left(\frac{\partial Q_{с.к}}{\partial m r^\circ} W_{m r^\circ} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{с.к}}{\partial h_3} W_{h_3} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{с.к}}{\partial h_2} W_{h_2} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (3.2)$$

где

$m r^\circ$ – массовый расход хладагента, h_2 – Энтальпия хладагента, поступающего в змеевик солнечного нагревателя, h_3 – Энтальпия хладагента, выходящего из змеевика солнечного нагрева.

Таблица 3.4. Неопределенность, диапазон измерений и погрешность средств измерения

Устройство		Точность	Диапазон	Стандартная неопределенность	Погрешность %
Цифровой измеритель мощности <i>UT233</i>		$\pm 0,01$ кВт	0 – 2 кВт	$\pm 0,001$ кВт	0,05
Термопара №1		$\pm 0,1$ °C	23 °C	$\pm 0,45$ °C	1,9
Термопара №2		$\pm 0,1$ °C	23 °C	$\pm 0,57$ °C	2,5
Термопара №3		$\pm 0,1$ °C	23 °C	$\pm 0,34$ °C	1,5
Термопара №4		$\pm 0,1$ °C	23 °C	$\pm 0,34$ °C	1,5
Термопара №5		$\pm 0,1$ °C	23 °C	$\pm 0,34$ °C	1,5
Термопара №6		$\pm 0,1$ °C	23 °C	$\pm 0,45$ °C	1,9
Термопара №7		$\pm 0,1$ °C	23 °C	$\pm 0,56$ °C	2,4
Термопара №8		$\pm 0,1$ °C	23 °C	$\pm 0,68$ °C	2,9
Анемометр <i>MS6252B</i>	Температура	$\pm 0,1$ °C	-10 ~ 60 °C	$\pm 1,5$ °C	2,5
	Относительная влажность	$\pm 0,1$ % RH	20~80 % RH	± 3 % RH	3,7
Цифровой фотометр <i>VICTOR 1010D</i>		± 100 Люкс	0 – 2*10 ⁵ Люкс	± 10 Люкс	4
Расходомер <i>CM-15-63</i>		$\pm 0,01$ м ³ /ч	0,4~4 м ³ /ч	$\pm 0,074$ м ³ /ч	1,8
Манометры	1	± 5 Psi	0 – 500 Psi	$\pm 3,37$ Psi	0,7
	2	$\pm 0,5$ бар	0 – 34 бар	$\pm 0,325$ бар	1
	3	± 20 Psi	0 – 800 Psi	$\pm 11,55$ Psi	1,4
	4	± 1 кг/см ²	0 – 55 кг/см ²	$\pm 0,6$ кг/см ²	1,1
	5	± 1 бар	0 – 55 бар	$\pm 0,6$ бар	1,1
	6	± 1 бар	0 – 55 бар	$\pm 0,6$ бар	1,1

$$Q_{c.k} = mr^{\circ} (h_3 - h_2) = mr^{\circ} * \Delta h \text{ расчетная формула}$$

Оценим неопределенность численного значения подаваемого от солнечного коллектора тепла

$$Q_{c.k} = \overline{Q_{c.k}} \pm U$$

- Стандартная неопределенность массового расхода хладагента mr° по типу А

$$\overline{mr^\circ} = \frac{\sum_{i=0}^n mr^\circ}{21} = 0,036272 \text{ кг/с}$$

$$U[mr^\circ] = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (mr^\circ_i - \overline{mr^\circ})^2}$$

$$U[mr^\circ] = \sqrt{\frac{1}{21(21-1)} \sum_{i=1}^{21} (mr^\circ_i - 0,036272)^2}$$

$$U[mr^\circ] = 8,996 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$$

- Стандартная неопределенность энтальпии Δh кДж/кг по типу А

$$\overline{\Delta h} = \frac{\sum_{i=0}^n \Delta h}{21} = 9,27 \text{ кДж/кг}$$

$$U[\Delta h] = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (\Delta h_i - \overline{\Delta h})^2}$$

$$U[\Delta h] = \sqrt{\frac{1}{21(21-1)} \sum_{i=1}^{21} (\Delta h_i - 9,27)^2}$$

$$U[\Delta h] = 0,278 \text{ кДж/кг}$$

- Определяем коэффициенты чувствительности

$$Q_{c.k} = mr^\circ * \Delta h$$

$$\frac{\partial Q_{c.k}}{\partial mr^\circ} = \Delta h = 10,48 \text{ кДж/кг}$$

$$\frac{\partial Q_{c.k}}{\partial \Delta h} = mr^\circ = 0,03683 \text{ кг/с}$$

- Расчет неопределенности

Входная величина	Оценка входной величины	Стандартная неопределенность	Тип оценивания, закон распределения	коэффициент чувствительности	Вклад в суммарную стандартную неопределенность
Массовый расход хладагента	0,036272 кг/с	$8,996 \cdot 10^{-5}$ кг/с	Тип А	10,48 кДж/кг	$10,48 \cdot 8,996 \cdot 10^{-5} = 9,43 \cdot 10^{-4}$ кВт
Энтальпия	9,27 кДж/кг	0,278 кДж/кг	Тип А	0,03683 кг/с	$0,03683 \cdot 0,278 = 0,01$ кВт
$U[Q_{c.k}] = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{c.k}}{\partial mr^\circ} * U[mr^\circ]\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{c.k}}{\partial \Delta h} * U[\Delta h]\right)^2} = \sqrt{(9,43 * 10^{-4})^2 + (0,01)^2} = 0,01 \text{ кВт}$					

- Расширенная неопределенность определяется по формуле

$$U = k_v \cdot U [Q_{c.k}]$$

при $P=0.95$, $k_v = 2$

$$U = k_v \cdot U [Q_{c.k}] = 2 \cdot 0,01 = 0,02 \text{ кВт}$$

- Рассчитаем значение для подаваемого от солнечного коллектора тепла

$$Q_{c.k} = (mr^\circ \cdot \Delta h) \pm U$$

$$Q_{c.k} = (0,03683 \cdot 10,48) \pm 0,02 \text{ кВт} = 386 \pm 20 \text{ Вт}$$

20 Вт от 386 Вт составляет $\pm 5,2 \%$

3.7 Выводы по главе

В главе представлено описание экспериментального стенда кондиционирования воздуха с целью сравнения традиционной системы кондиционирования воздуха и предлагаемой гибридной системы по энергопотреблению и производительности.

1. Описана традиционная система кондиционирования воздуха, ее компоненты, принцип работы и где она тестировалась.

2. Описана гибридная система кондиционирования воздуха, установленная в городе Багдад, элементы, отличающие ее от традиционной системы (солнечный тепловой коллектор, теплообменник, регулирующие клапаны).

3. Приведена схема гибридного холодильного цикла с использованием солнечной тепловой энергии, объяснены функциональные особенности добавленных элементов.

4. Приведен состав контрольно-измерительных приборов.

5. Обосновано повышение производительности гибридной системы кондиционирования и снижения энергозатрат за счет замены компрессора в холодильном цикле на другой, меньшей мощности.

6. Описана методика проведения исследований вариантов традиционной и гибридной систем.

7. Выполнена оценка неопределенности измерений.

ГЛАВА 4. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНОЛОГИИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ СОЛНЦА

В главе обсуждаются результаты, полученные в экспериментальных исследованиях и их математической обработки с использованием программного обеспечения *CoolPack*. Протестированы гибридные и традиционные системы кондиционирования. Полученные результаты показали эффект от совмещения кондиционера прямого испарения с вакуумным солнечным коллектором, установленным после компрессора. В процессе исследований учитывалось влияние температуры окружающей среды на параметры системы.

4.1 Исследование эффективности гибридного кондиционирования воздуха и сравнение его с традиционной системой

Стенд испытывался в разных режимах работы. После проведения экспериментов анализировался эффект от процесса интеграции традиционного кондиционера с солнечным тепловым коллектором. Проведено сравнительное исследование традиционной системы кондиционирования воздуха и предлагаемой гибридной системы кондиционирования воздуха. Изучалось влияние добавления в цикл работы установки тепловой солнечной энергии на холодильный коэффициент и снижение потребления электрической энергии. Исследование производительности и энергопотребления разработанной системы проводилось в четырех режимах – с солнечным тепловым коллектором (два режима) и без него (два режима) следующим образом:

1- Первый режим представляет собой традиционную систему пароконденсационного холодильного цикла с компрессором холодопроизводительностью 7,034 кВт.

2- Второй режим представляет собой систему гибридного парокомпрессионного холодильного цикла с компрессором холодопроизводительностью 7,034 кВт.

3- Третий режим представляет собой традиционную систему парокомпрессионного холодильного цикла с уменьшенной мощностью компрессора холодопроизводительностью 4,44 кВт.

4- Четвертый режим представляет собой систему гибридного парокомпрессионного холодильного цикла с уменьшенной мощностью компрессора холодопроизводительностью 4,44 кВт.

4.1.1 Система с компрессором холодопроизводительностью 7,034 кВт с вакуумным солнечным коллектором и без него

Традиционная система кондиционирования воздуха испытана в первом режиме без добавления теплоты от солнечного теплового коллектора и при работе с компрессором холодопроизводительностью 7034 кВт, полученные данные представлены в таблицах Приложения 3. (П.3.1) – (П.3.4).

Гибридная система кондиционирования воздуха испытана во втором режиме с добавлением солнечного теплового коллектора и при работе с компрессором холодопроизводительностью 7034 кВт, полученные данные представлены в таблицах П.3.5-П.3.8.

После исследования работы системы в двух режимах с солнечным тепловым коллектором и без него с компрессором холодопроизводительностью 7,034 кВт были получены данные, представленные в таблицах П.3.1 и П.3.8 приложения 3. Графики, построенные по результатам измерений представлены на рисунках (4.1) – (4.4).

На рисунке 4.1 показано сравнение емкости конденсатора в первом режиме с емкостью конденсатора во втором режиме в период пиковой нагрузки с 11 до 16 часов. Можно отметить, что энергия, извлекаемая из конденсатора во втором режиме, выше, чем в первом режиме, причина этого в том, что тепло,

поступающее в систему во втором режиме через нагревательный змеевик внутри термобака солнечного коллектора, привело к увеличению температуры и давления газообразного хладагента перед его поступлением в конденсатор, что способствует выделению большего количества тепла в окружающую среду, а это, в свою очередь, обеспечивает полную конденсацию хладагента после выхода из конденсатора, что играет положительную роль в холодильном цикле.

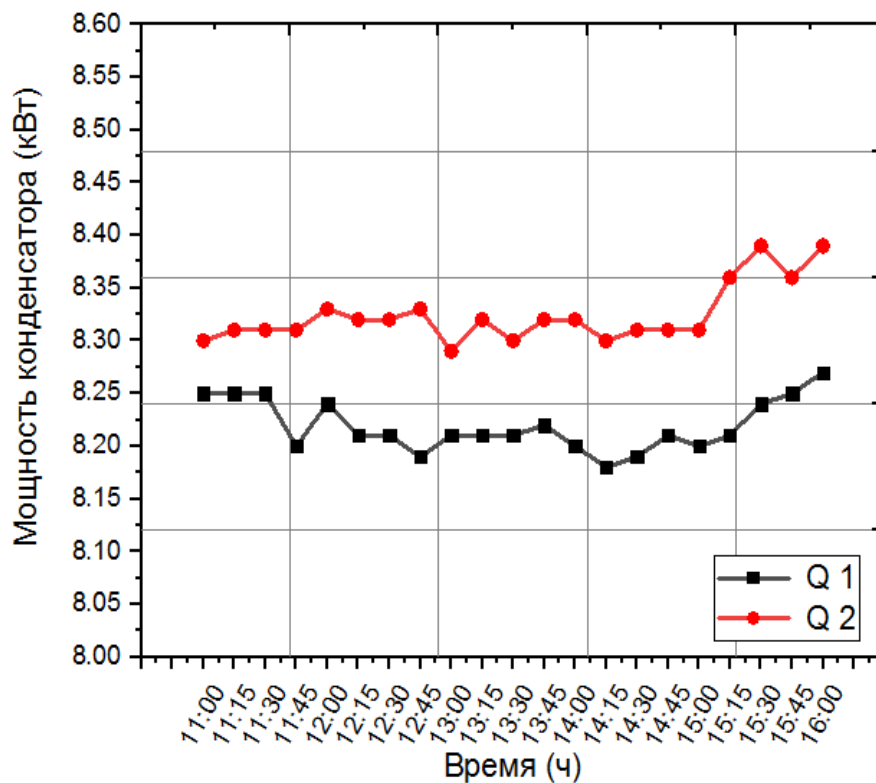


Рис. 4.1. Количество теплоты, отводимое в конденсаторе в первом и втором режимах работы системы

На рисунке 4.2 показано сравнение холодопроизводительности испарителя в первом режиме с холодопроизводительностью испарителя во втором режиме в период работы с 11 до 16 часов, в период максимальной потребности в охлаждающем устройстве. Из графиков можно сделать вывод, что холодопроизводительность предлагаемой гибридной системы кондиционирования с тепловым аккумулятором солнечным коллектором во втором режиме выше, чем в первом режиме традиционной системы. Причина этого в том, что тепло,

добавляемое нагревательным змеевиком внутри термобака солнечного коллектора, усиливает процесс конденсации хладагента в первых двух третях конденсатора, хладагент выходит из конденсатора в переохлажденном состоянии, что в свою очередь, приводит к увеличению охлаждающей способности испарителя за счет поглощения большего количества тепла при его испарении в испарителе.

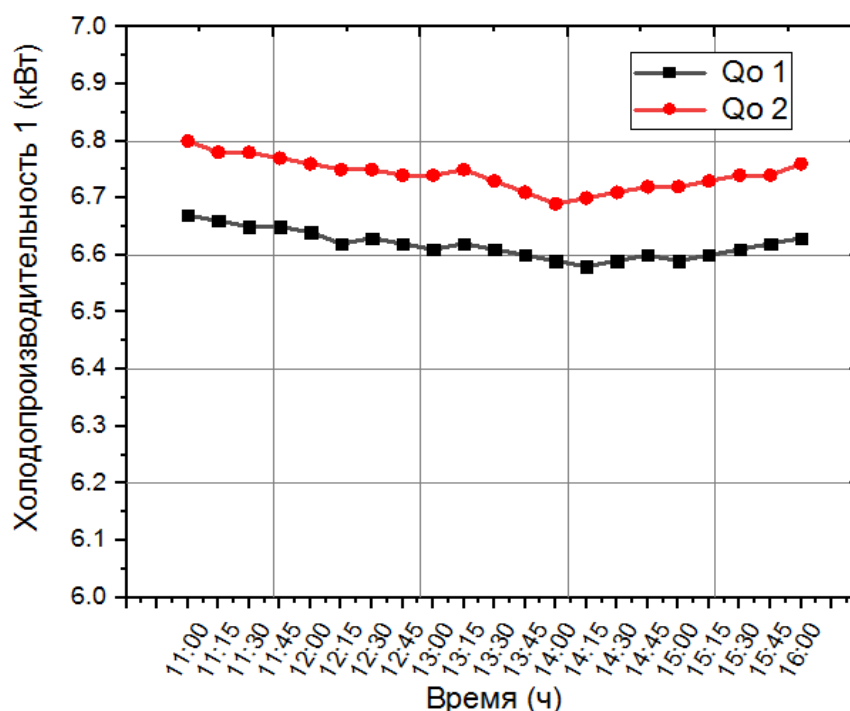


Рис. 4.2. Холодопроизводительность испарителя с течением времени в первом и втором режимах работы системы

На рисунке 4.3 показано сравнение энергопотребления компрессором в первом режиме с уровнем энергопотребления компрессора во втором режиме в период работы с 11:00 до 16:00. Графики показывают, что потребление энергии компрессором во втором режиме меньше, чем в первом. Причина этого связана с добавлением тепловой энергии от солнечного теплового коллектора в предлагаемую систему, хотя режим работы компрессора не изменился, но это привело к уменьшению работы сжатия компрессора, что снизило энергозатраты.

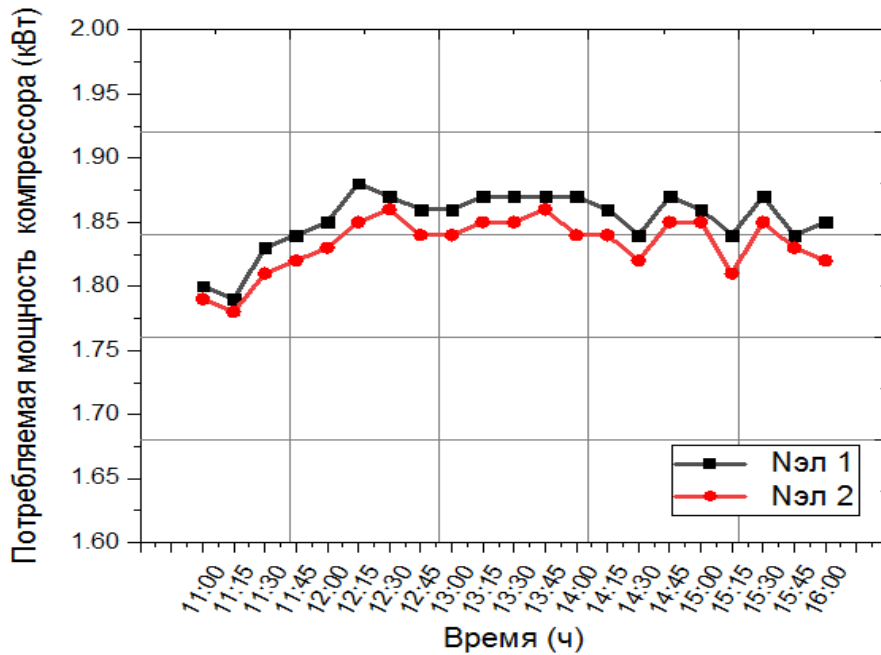


Рис. 4.3. Потребляемая мощность компрессора

На рисунке 4.4 показаны значения холодильных коэффициентов цикла в первом режиме и во втором режиме с течением времени. Из графика видно, что холодильный коэффициент во втором режиме выше, чем в первом, за счет дополнительного тепла от нагревательного змеевика, добавленного в цикл охлаждения внутри солнечного теплового коллектора, что привело к увеличению холодопроизводительности во втором режиме, что в свою очередь увеличило холодильный коэффициент охлаждения.

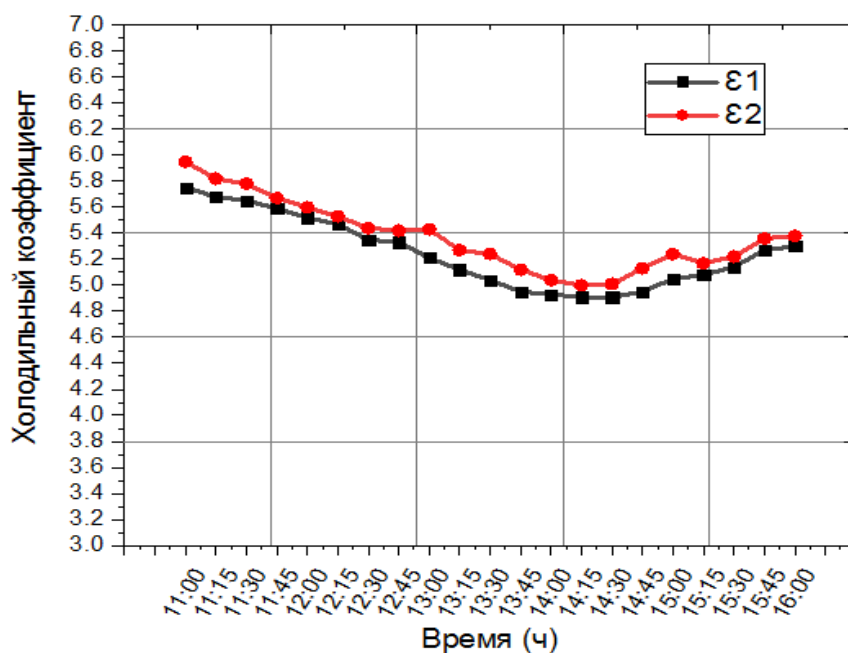


Рис. 4.4. Холодильный коэффициент в период эксплуатации

4.1.2 Система с компрессором холодопроизводительностью 4,44 кВт охлаждения с вакуумным солнечным коллектором и без него

На этом этапе компрессор 7,034 кВт был заменен другим, меньшего размера и холодопроизводительностью 4,44 кВт. Цель этого шага - уменьшить работу сжатия в компрессоре, чтобы обеспечить возможность поглощения большего количества тепловой энергии из нагревательного змеевика внутри термобака в солнечном коллекторе.

Предлагаемая система была исследована с компрессором меньшего размера холодопроизводительностью 4,44 кВт с солнечным тепловым коллектором и без него, следующим образом:

В третьей серии испытаний экспериментальная установка работала в режиме с обычной системой кондиционирования холодопроизводительностью 4,44 кВт. Зарегистрированные данные представлены в таблицах П.3.9 – 3.12 Приложения 3.

В четвертой серии испытаний экспериментальная установка работала в режиме с гибридной системой кондиционирования воздуха, интегрированной с солнечным тепловым коллектором, и холодопроизводительностью 4,44 кВт. Данные, полученные от испытательного устройства представлены в таблицах П.3.13-П.3.16 Приложения 3.

Графики, построенные по результатам измерений представлены на рисунках (4.5) - (4.8).

На рисунке 4.5 показана тепловая мощность, отводимая от конденсатора в период максимума нагрузки с 11 до 16 часов дня. Видно, что мощность, отводимая от конденсатора в четвертом режиме выше, чем в третьем, причина в том, что тепло, поступающее в систему от солнечного теплового коллектора, увеличило температуру и давление газообразного хладагента перед его поступлением в конденсатор, что способствовало выделению большего количества тепла.

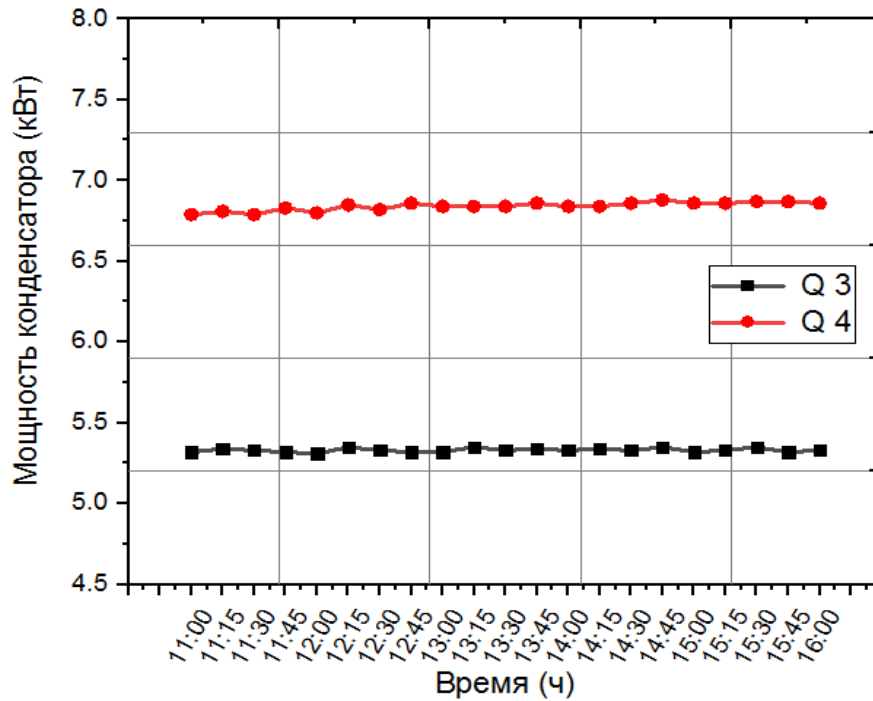


Рис. 4.5. Мощность отводимая от конденсатора во время работы

На рисунке 4.6 Холодопроизводительность испарителя видно, что холодопроизводительность системы с солнечным тепловым коллектором в четвертом режиме выше, чем в третьем режиме традиционной системы. Причина в том, что тепло, добавляемое солнечным коллектором, усиливает процесс конденсации в конденсаторе, что улучшило производительность испарителя.

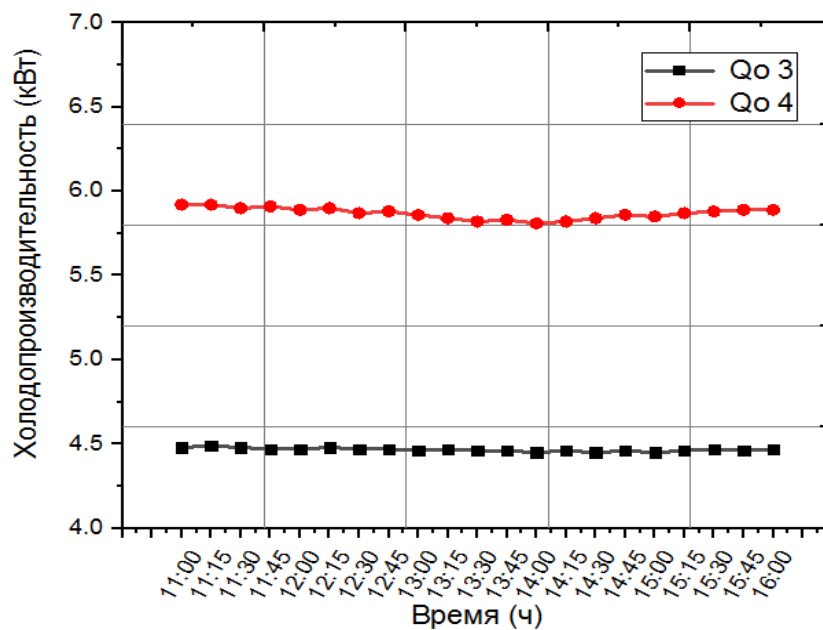


Рис. 4.6. Холодопроизводительность испарителя с течением времени

На рисунке 4.7 представлена потребляемая мощность компрессором. Из него следует, что потребляемая компрессором энергия в третьем режиме, выше, чем в четвертом, причина в том, что компрессор в третьем режиме затрачивает большое количество энергии для того, чтобы обеспечить работу цикла. В четвертом режиме, тепловая энергия, добавленная в цикл, позволила уменьшить работу компрессора в цикле (см. формулу (2)).

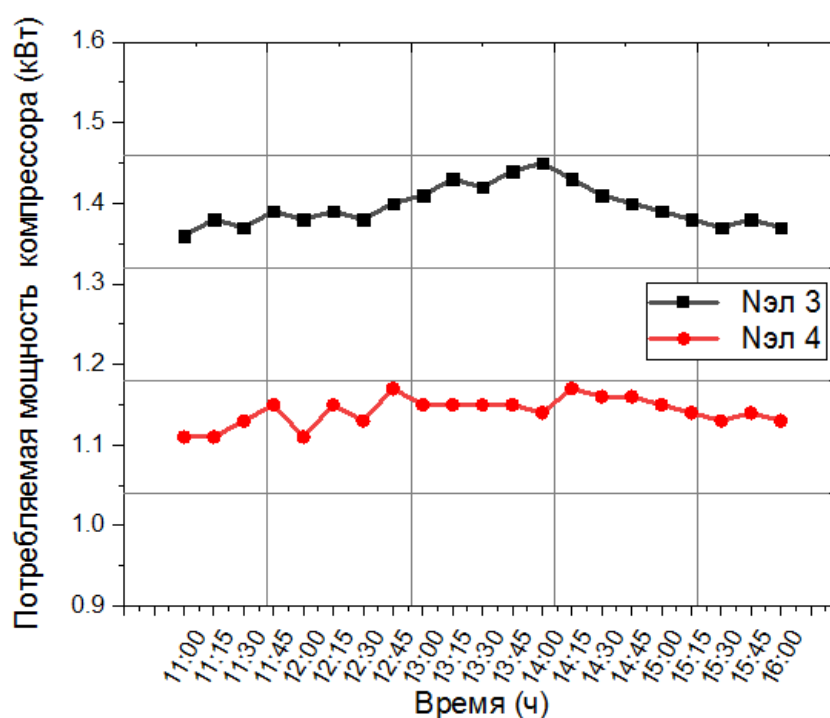


Рис. 4.7. Потребляемая компрессором мощность в третьем и четвертом режимах

На рисунке 4.8 показано изменение холодильных коэффициентов для двух режимов с течением времени. Из графика видно, что холодильный коэффициент в четвертом режиме выше, чем в третьем, благодаря теплу, добавленному от солнечного теплового коллектора, увеличивается эффективность охлаждения, что в свою очередь привело к увеличению холодильного коэффициента.

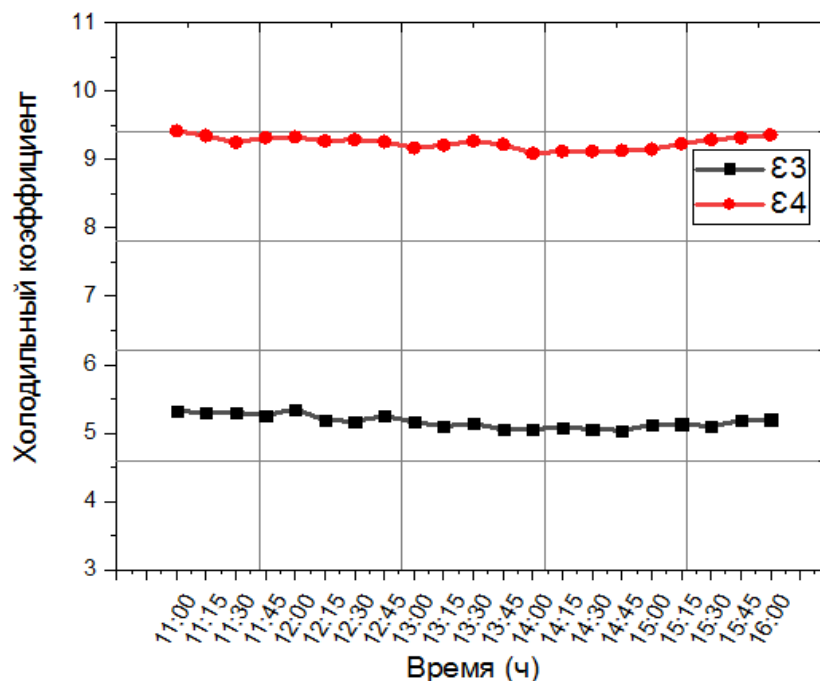


Рис. 4.8. Значения холодильного коэффициента в третьем и четвертом режимах

4.1.3 Системы с компрессорами холодопроизводительностью 7,034 и 4,44 с вакуумным солнечным коллектором и без него т

Чтобы продемонстрировать преимущества тепловой энергии, добавляемой нагревательным змеевиком, установленным внутри резервуара солнечного теплового коллектора и интегрированным с парокомпрессионным холодильным циклом в части, следующей за компрессором, и ее влияние на производительность цикла сжатия, было проведено сравнение четырех режимов работы.

После исследования работы системы в четырех режимах с солнечным тепловым коллектором и без него с компрессором 7,034 кВт и 4,44 кВт, были получены данные, представленные на рисунках (4.9) – (4.20).

На рисунке 4.9 показана емкость конденсатора в период максимума нагрузки с 11 до 16 часов дня. Видно, что мощность, отводимая от конденсатора в первом и втором режимах выше, чем в третьем и четвертом, причина в том, что мощность компрессора была больше, но тепло, поступающее в систему через солнечный тепловой коллектор во втором и четвертом режимах приводило к увеличению

температуры и давления газообразного хладагента перед его поступлением в конденсатор, что способствовало выделению большего количества тепла, а это, в свою очередь, обеспечивает полную конденсацию хладагента после выхода из конденсатора.

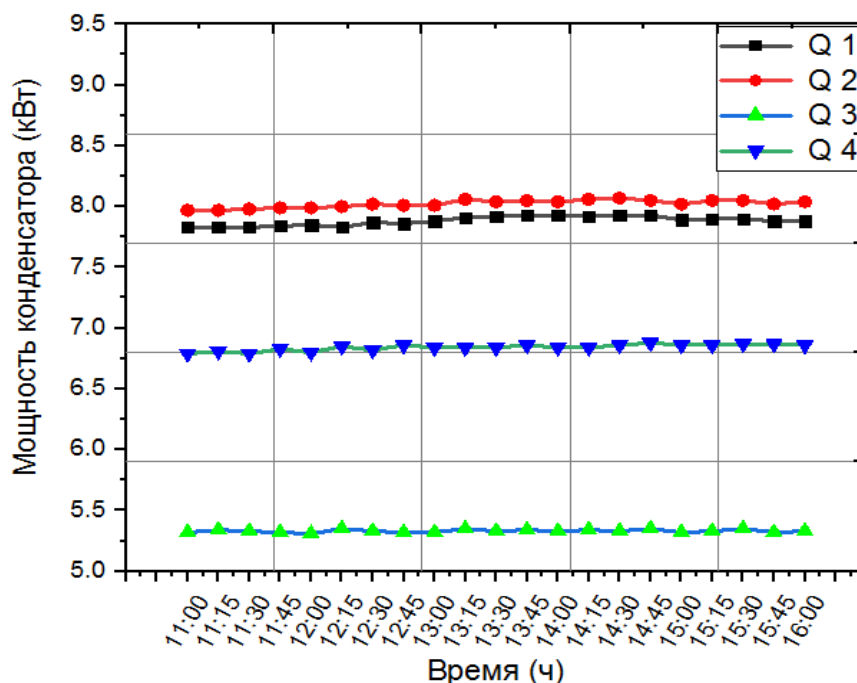


Рис. 4.9. Тепловая мощность, отводимая от конденсатора в четырех режимах работы

На рисунке 4.10 показано сравнение четырех режимов работы системы в период времени с 11:00 до 16:00. Из графиков видно, что холодопроизводительность во втором режиме выше, чем в первом, причина этого связана с тепловой энергией, добавленной в систему нагревательным змеевиком в солнечном тепловом коллекторе, что, в свою очередь, увеличило мощность конденсатора, вызывая выход хладагента в виде жидкости из конденсатора, что, в свою очередь, увеличило способность испарителя поглощать тепло изнутри здания. Значения первого, так и второго режимов выше, чем третьего и четвертого, причина связана с большей мощностью компрессора, причем в четвертом режиме он выше, чем в третьем. Причина – добавление тепла в систему от солнечного коллектора, что увеличило производительность испарителя.

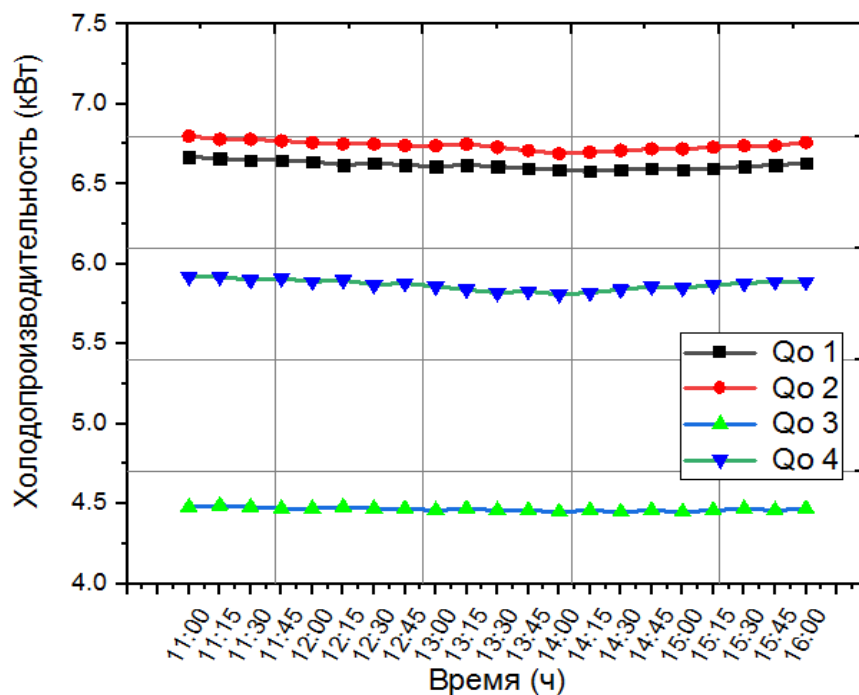


Рис. 4.10. Холодопроизводительность испарителя с течением времени в четырех режимах работы системы

На рисунке 4.11 показано сравнение четырех режимов работы компрессора. Из него видно, что работа, затрачиваемая компрессором в первом и втором режимах, выше, чем в третьем и четвертом, причина в том, что компрессор, используемый в цикле, имеет большую мощность по сравнению с третьим и четвертым режимами и затрачивает больше энергии на выполнение работы, требуемой в цикле. В третьем и четвертом режимах он потребляет меньше энергии, поскольку используемый компрессор небольшой, а добавляемая в цикл тепловая энергия позволяет компрессору затрачивать меньше энергии чем во втором и четвертом режимах.

На рисунке 4.12 показано изменение холодильных коэффициентов четырех режимов с течением времени. Из графика видно, что холодильный коэффициент в четвертом режиме выше, чем в первом, втором и третьем режимах за счет тепла, добавляемого через солнечный тепловой коллектор, что привело к увеличению холодопроизводительности системы и снижению затрачиваемой работы, что в свою очередь увеличило холодильный коэффициент.

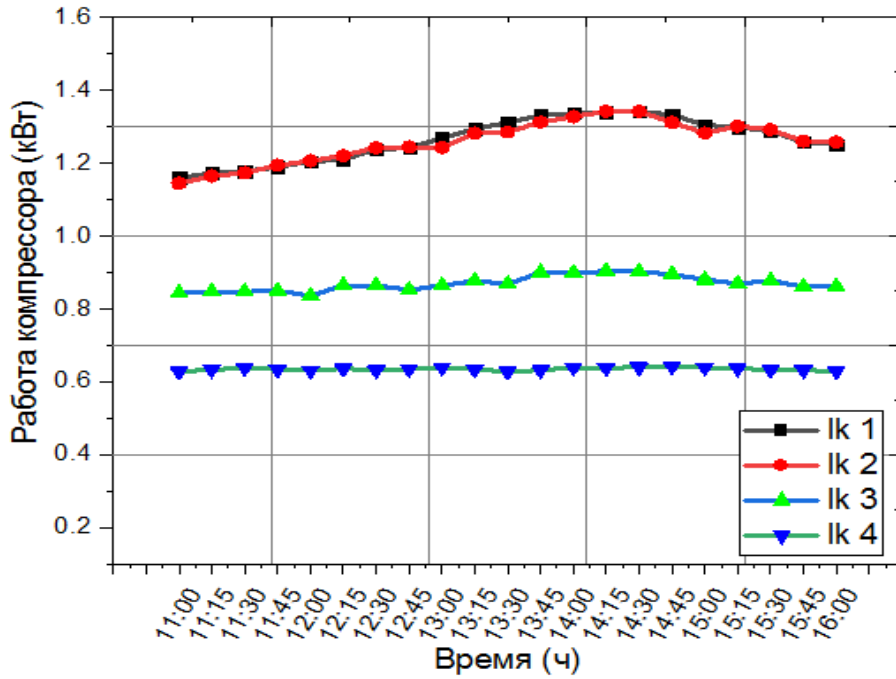


Рис. 4.11. Работа компрессора с течением времени в четырех режимах работы системы

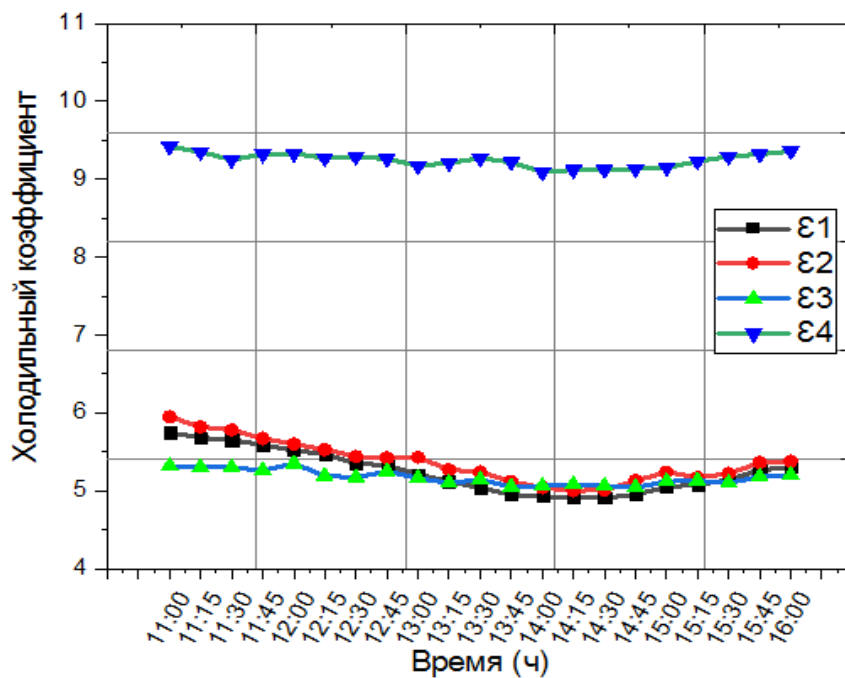


Рис. 4.12. Изменение холодильного коэффициента в период эксплуатации

На рисунке 4.13 показано изменение холодильных коэффициентов цикла Карно для четырех режимов с течением времени. Холодильный коэффициент Карно является максимально возможным в данном и превышает холодильный

коэффициент остальных циклов. Из графиков видно, что холодильный коэффициент цикла Карно в третьем и четвертом режимах выше, чем в первом и втором режимах. Причина в том, что третий и четвертый режимы работают при более низких давлениях холодильного цикла, чем первый и четвертый режимы, из-за компрессора меньшей мощности. Во втором и четвертом режимах холодильный коэффициент Карно улучшается за счет добавленного тепла, что, в свою очередь, увеличивает давление жидкости перед ее поступлением в конденсатор.

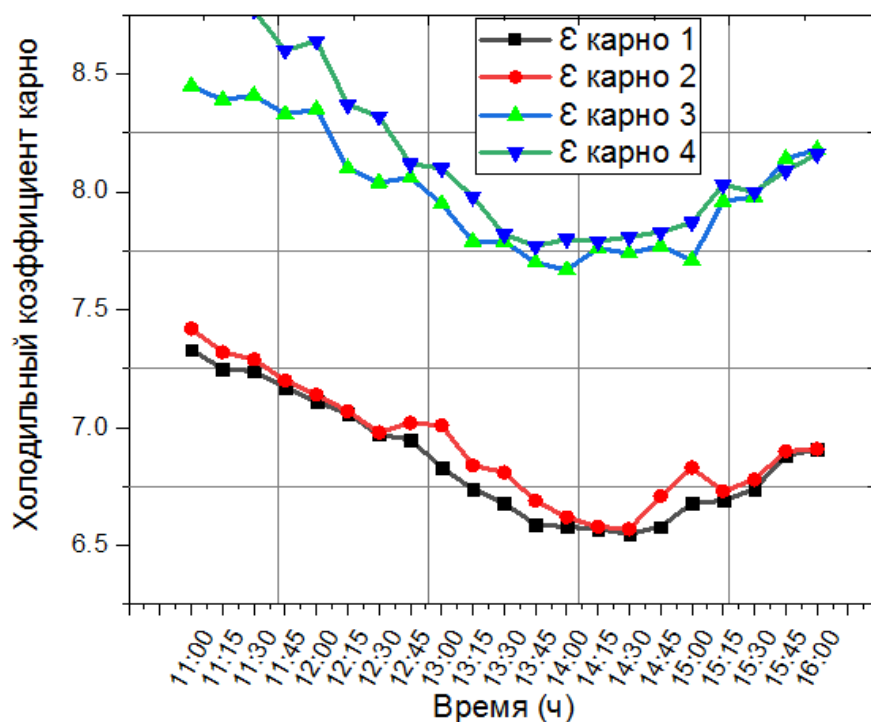


Рис. 4.13. Холодильный коэффициент цикла Карно для четырех режимов работы системы

На рисунке 4.14 показано сравнение коэффициента отвода тепла для четырех режимов в период работы с 11 до 16 часов. На графиках видно, что значения в четвертом режиме ниже, чем в остальных режимах. Причина связана с добавлением тепла в систему в четвертом режиме, что увеличило холодопроизводительность, что, в свою очередь, снизило потери тепла из системы, что является положительным моментом.

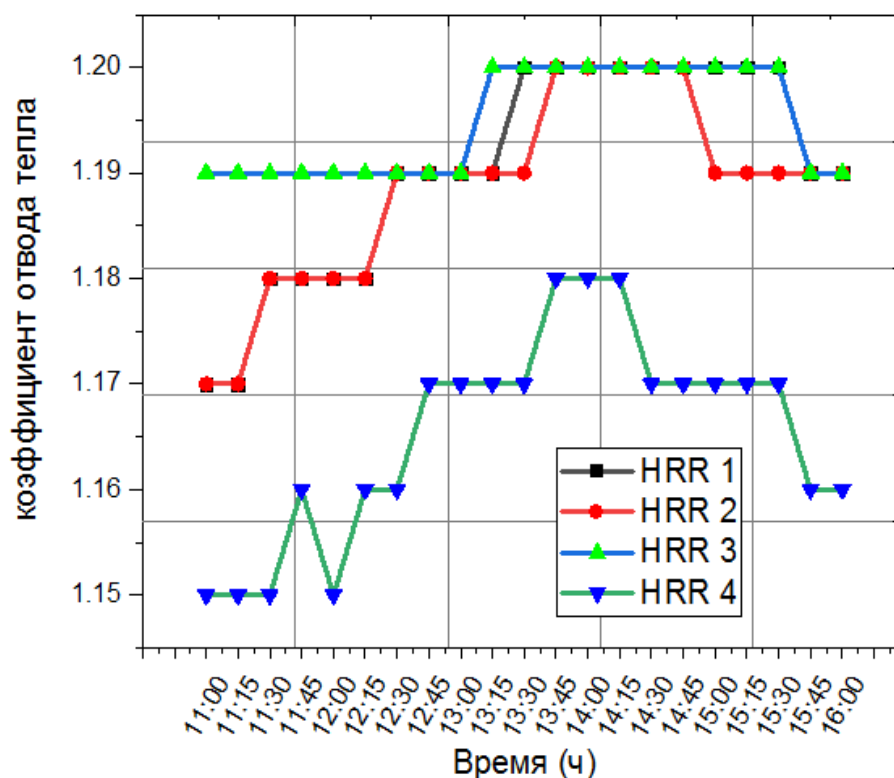


Рис. 4.14. Коэффициент отвода тепла в период эксплуатации

На рисунке 4.15 представлена потребляемая компрессором мощность. Потребляемая компрессором мощность в первом и втором режимах, выше, чем в третьем и четвертом, причина в том, что компрессор, используемый в цикле, имеет большую мощность по сравнению с третьим и четвертым режимами и затрачивает большее количество энергии, для выполнения необходимой работы в цикле. В третьем и четвертом режимах он потребляет меньше энергии, поскольку используемый компрессор имеет небольшие размеры, а добавленная в цикл тепловая энергия позволяет снизить работу компрессора на втором и четвертом режимах.

На рисунке 4.16 показано сравнение четырех режимов работы по единичному коэффициенту производительности в период работы с 11 до 16 часов. Единичный коэффициент производительности представляет собой отношение холодопроизводительности к общей энергии, потребляемой в системе. Графики показывают, что лучшим единичным коэффициентом производительности является четвертый режим, за ним следует второй режим, затем первый и третий.

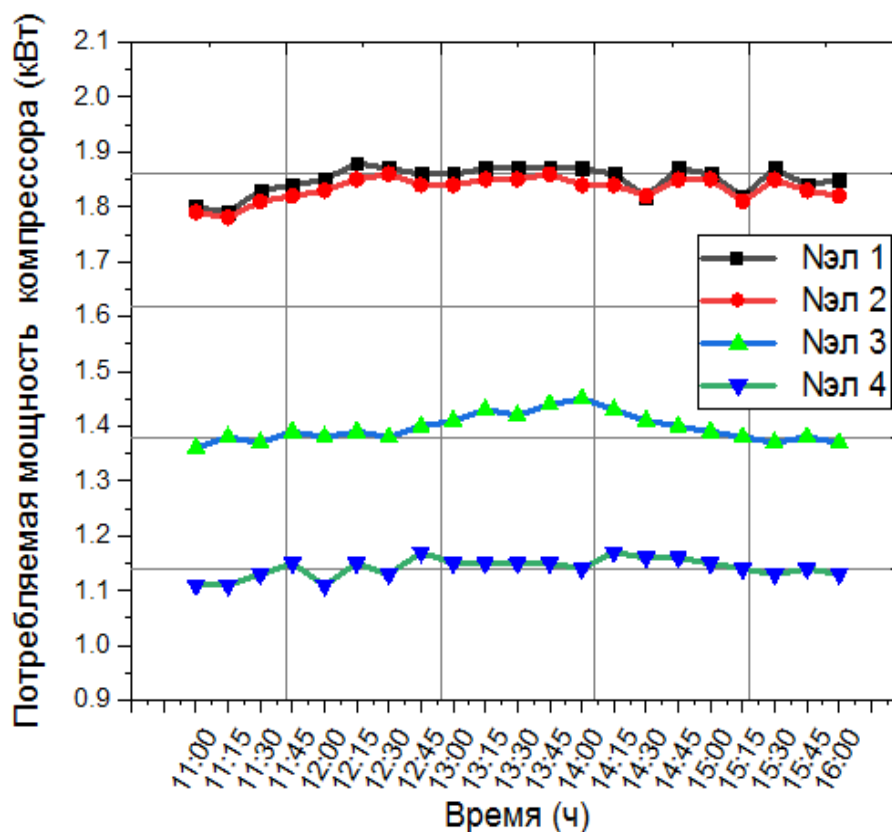


Рис. 4.15. Потребляемая мощность компрессора

Это объясняется тем, что добавленное в систему тепло от солнечного теплового коллектора в четвертом режиме увеличило холодопроизводительность системы при меньших затратах энергии на малый компрессор, что привело к увеличению единичного коэффициента производительности установки.

На рисунке 4.17 показано сравнение четырех режимов системы кондиционирования по коэффициенту энергоэффективности в период работы с 11:00 до 16:00. На диаграмме видно, что четвертый и второй режимы лучше остальных. Причина в улучшении холодопроизводительности во втором и четвертом режимах в результате использования солнечного теплового коллектора.

На рисунке 4.18 показано сравнение четырех режимов системы кондиционирования воздуха по сезонному коэффициенту в период работы с 11:00 до 16:00. На диаграмме видно, что четвертый и второй режимы лучше остальных. Причина улучшения холодопроизводительности во втором и четвертом режимах в использовании солнечного теплового коллектора.

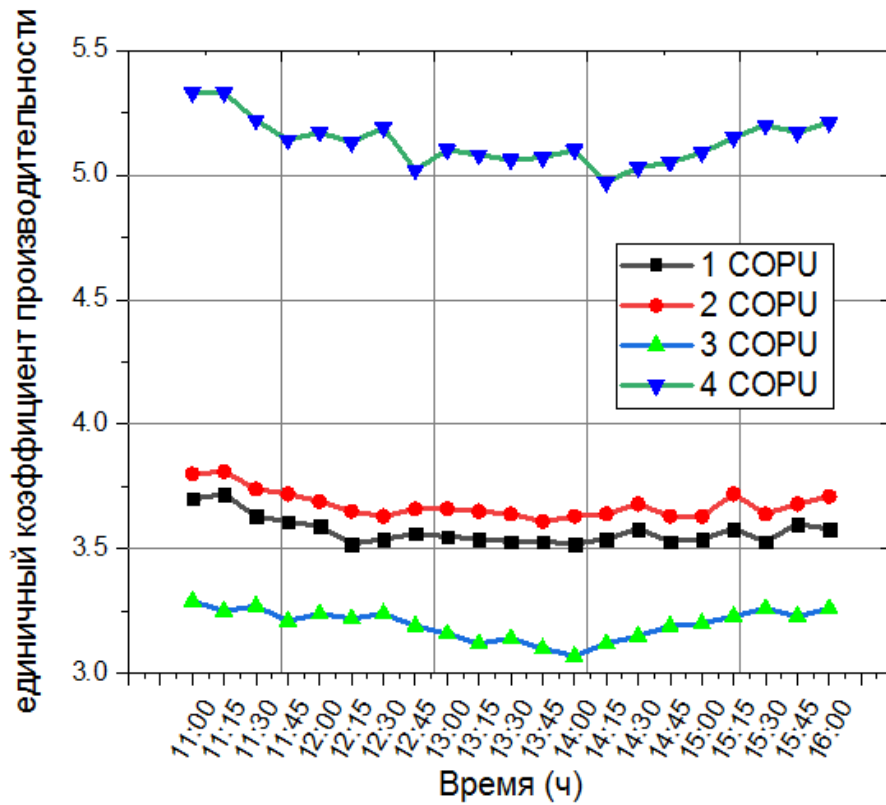


Рис. 4.16. Единичный коэффициент производительности за период эксплуатации

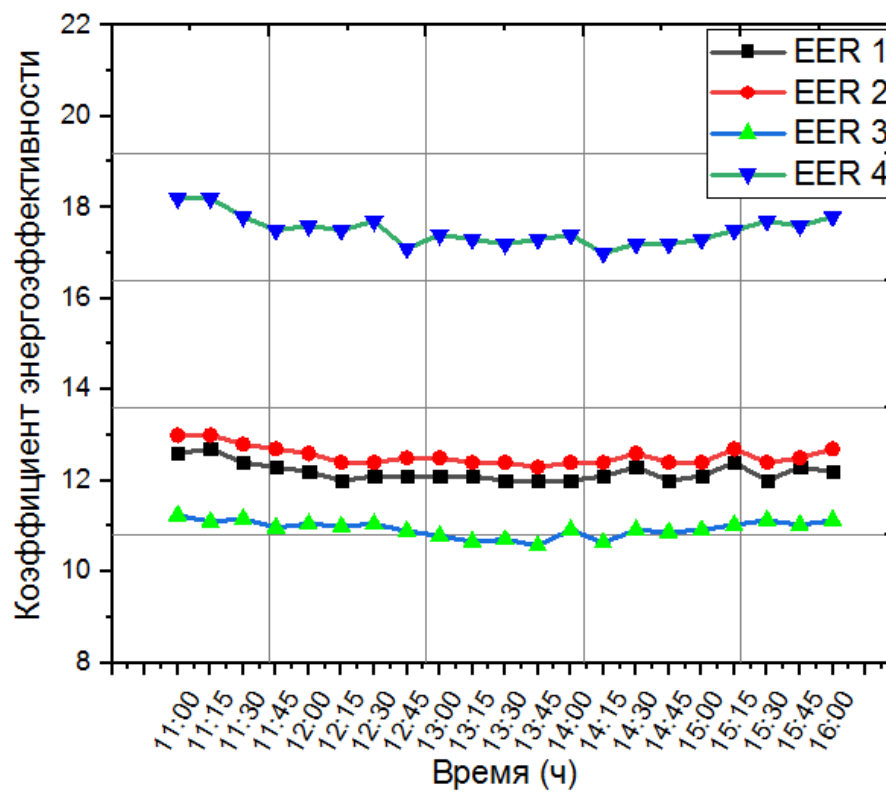


Рис. 4.17. Коэффициент энергоэффективности за период эксплуатации

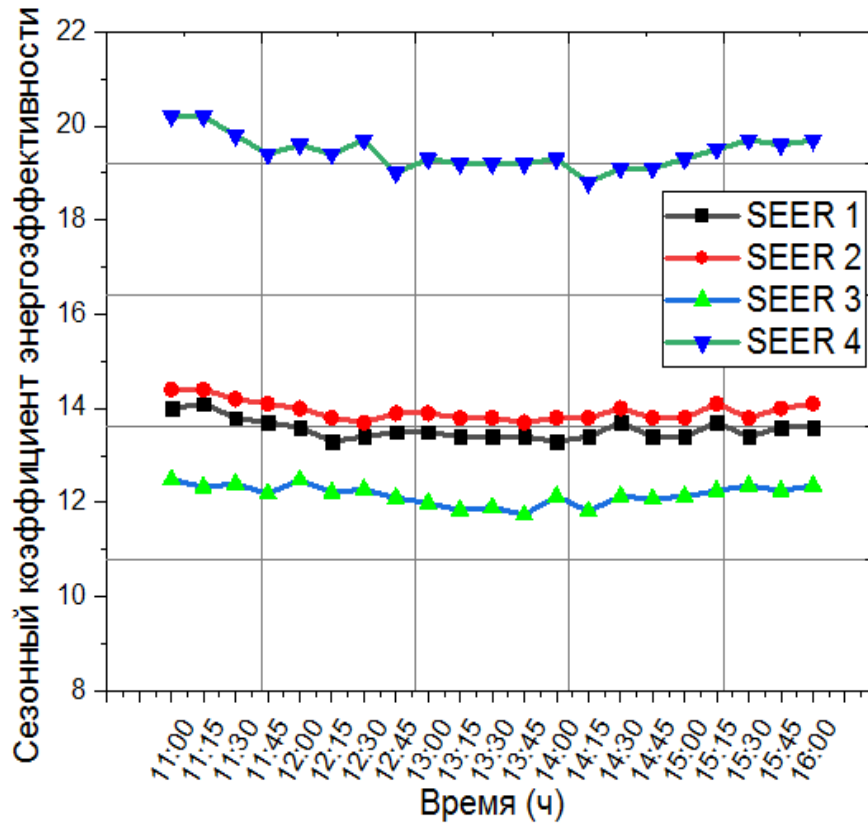


Рис. 4.18. Сезонный коэффициент энергоэффективности за период эксплуатации

На рисунке 4.19 показаны термодинамические циклы для четырех режимов работы на $p-h$ диаграмме. *Case1* черного цвета представляет термодинамический цикл для первого режима работы с традиционной системой кондиционирования воздуха с компрессором 7,034 кВт; *Case2* красного цвета представляет термодинамический цикл для второго режима работы с гибридной системой кондиционирования воздуха с компрессором 7,034 кВт; *Case3* зеленого цвета представляет термодинамический цикл для третьего режима работы с традиционной системой кондиционирования воздуха с компрессором 4,44 кВт; *Case4* синего цвета представляет термодинамический цикл для второго режима работы с гибридной системой кондиционирования воздуха с компрессором 4,44 кВт.

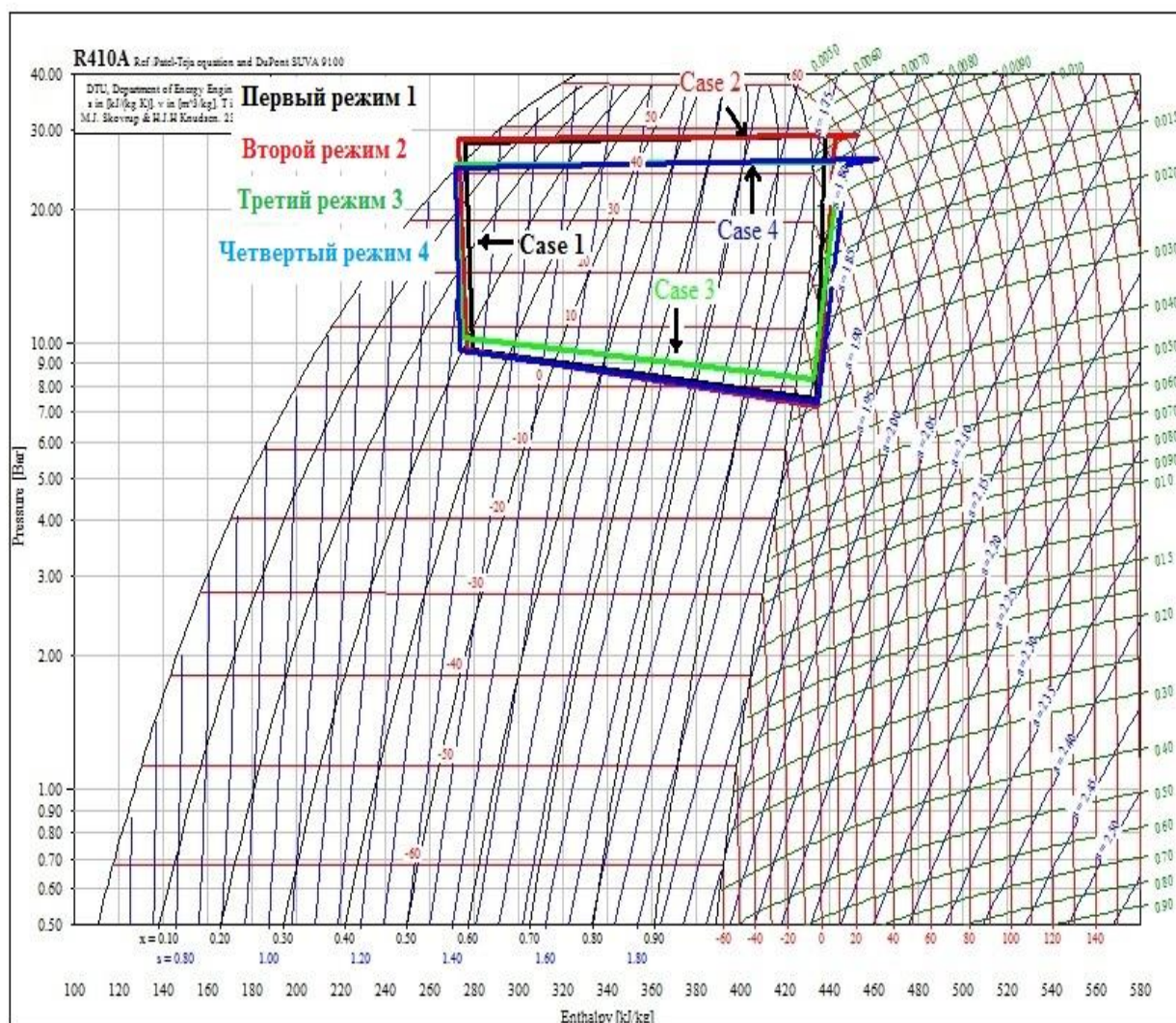


Рис. 4.19. (p - h) Термодинамические циклы системы охлаждения для четырех режимов

На рисунке 4.20 показано количество тепловой энергии, добавленной в систему во втором и четвертом режимах. На диаграмме видно, что количество тепловой энергии, поглощаемой системой охлаждения из теплообменника внутри бака солнечного теплового коллектора, в четвертом режиме больше, чем во втором режиме. Это связано с тем, что уменьшение мощности компрессора при сохранении неизменными других частей системы привело к уменьшению расхода, давления и температуры хладагента, что позволило поглощать больше тепловой энергии.

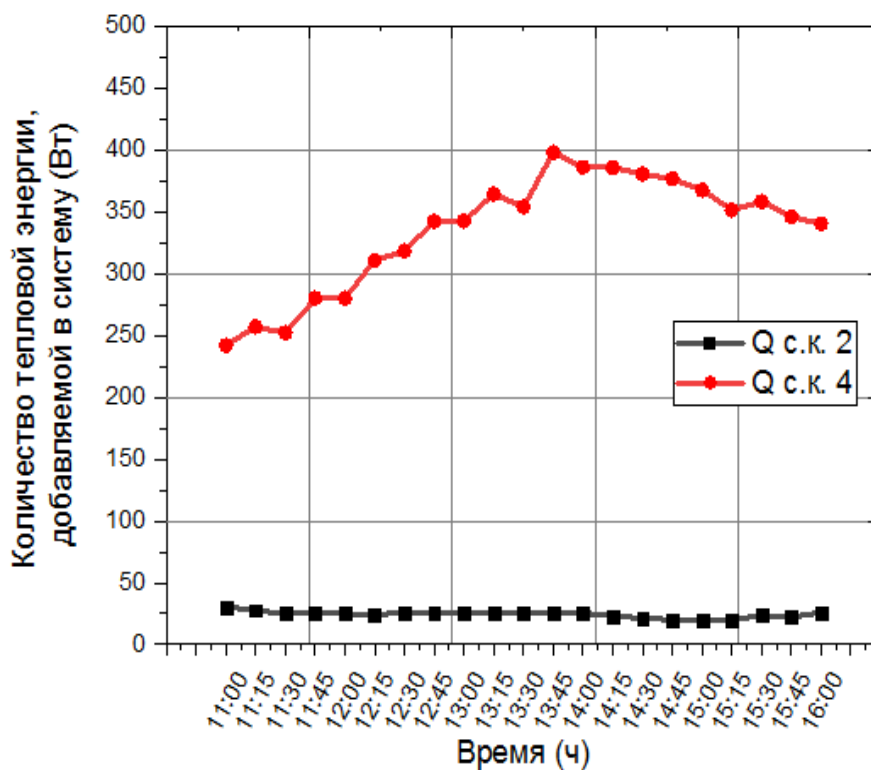


Рис. 4.20. Количество тепловой энергии, добавляемой в систему во втором и четвертом режимах

4.2 Влияние температуры окружающей среды на эффективность кондиционирования воздуха с солнечным тепловым коллектором и без него

Сравнение результатов работы системы кондиционирования для четырех разных режимов в городе Багдад в зависимости от температуры окружающей среды представлено на рисунках (4.21) – (4.25).

Внешняя температура окружающей среды является очень важным доминирующим параметром, влияющим на работу системы охлаждения. На рисунке 4.21 видно, что мощность, потребляемая компрессором, увеличивается с увеличением температуры окружающей среды, но уровень энергопотребления в режимах 1 и 2 значительно выше, чем в режиме 3 и 4, из-за использования компрессора большей мощности.

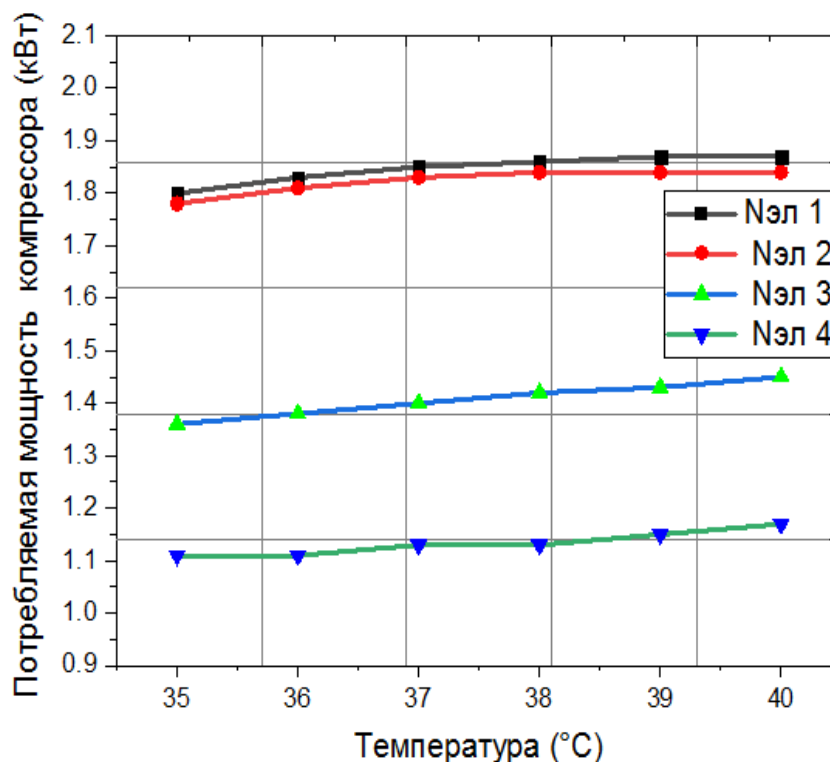


Рис. 4.21. Мощность, потребляемая компрессором в зависимости от температуры окружающей среды

На рисунке 4.22 представлено сравнение мощностей отводимой конденсатором для четырех режимов при разных температурах окружающей среды. Мощность конденсатора на первом и втором режимах выше, чем в третьем и четвертом, за счет добавленной тепловой энергии от солнечного теплового коллектора в цикле охлаждения.

На рисунке 4.23 представлено изменение холодопроизводительности испарителя для четырех режимов при разной температуре окружающей среды. Производительность испарителя в первом и втором режимах выше, чем в третьем и четвертом, из-за больших размеров компрессора.

На рисунке 4.24 представлено сравнение холодильного коэффициента для четырех режимов при разной температуре окружающей среды. Холодильный коэффициент в четвертом режиме выше, чем в остальных. Причина этого в добавлении тепла от солнечного теплового коллектора, что, в свою очередь,

уменьшило работу, затрачиваемую компрессором, и увеличило холодопроизводительность испарителя.

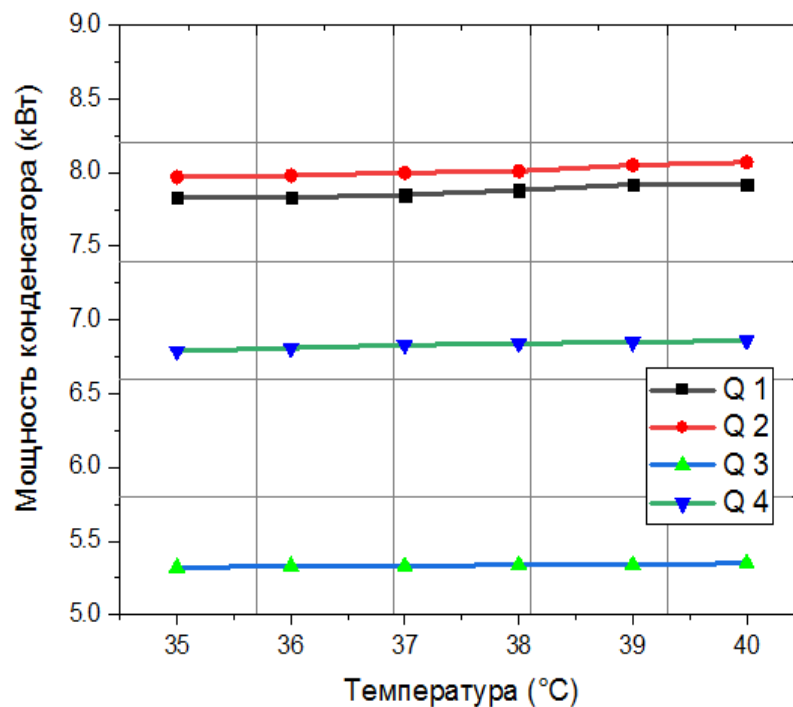


Рис. 4.22. Мощность, отводимая конденсатором в зависимости от температуры окружающей среды

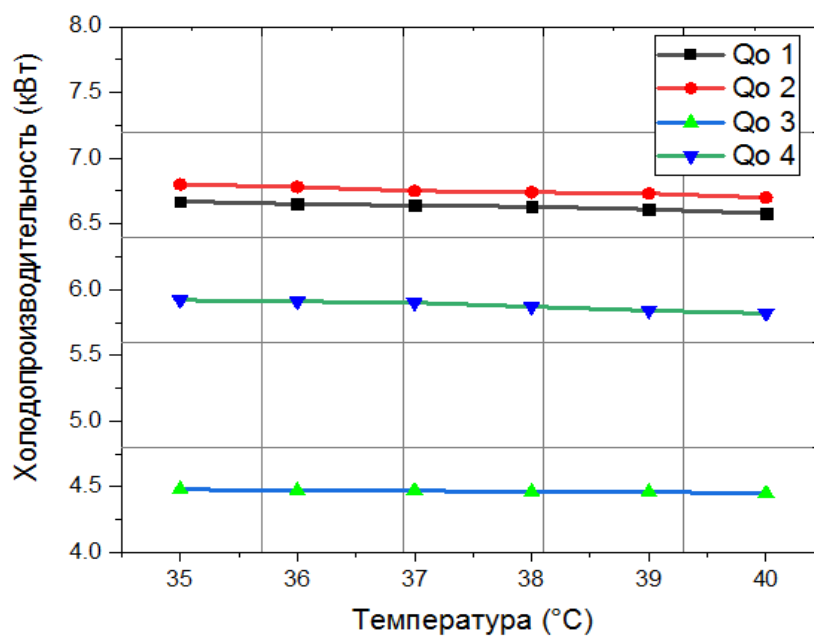


Рис. 4.23. Зависимость холодопроизводительности от температуры окружающей среды

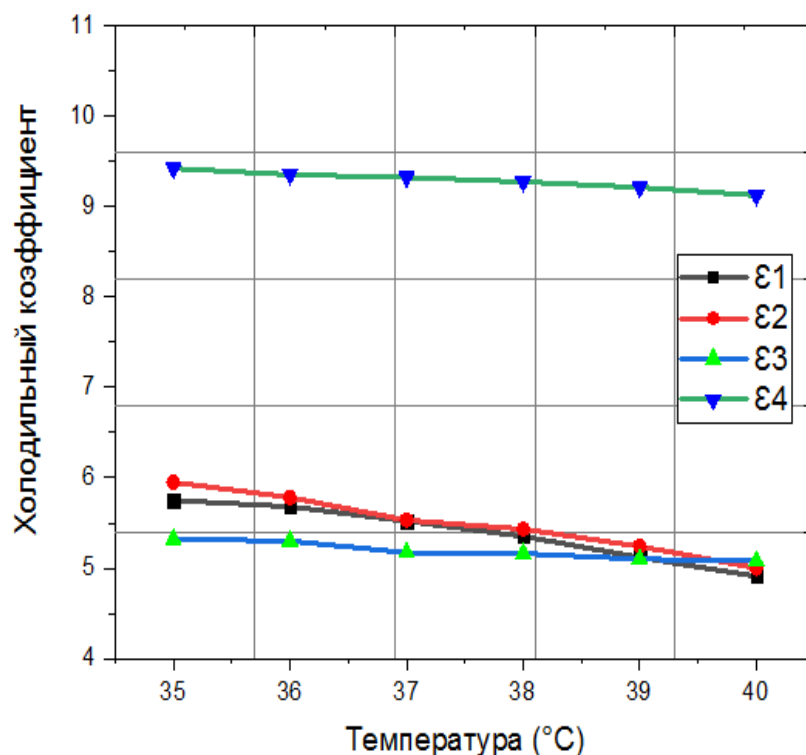


Рис. 4.24. Изменение холодильного коэффициента от температуры окружающей среды

На рисунке 4.25 показано сравнение коэффициента энергоэффективности системы для четырех режимов при температуре окружающей среды. Коэффициент энергоэффективности в четвертом режиме выше, чем в остальных. Причина этого в увеличении холодопроизводительности испарителя и снижении энергопотребления компрессором.

4.3 Исследование производительности солнечного теплового коллектора

Производительность солнечного теплового коллектора гибридной системы кондиционирования оценивалась путем расчета количества тепла, полученного водой в баке аккумулятора в период с 11 до 16 часов от излучения, падающего на солнечный тепловой коллектор. Результаты представлены на рисунках (4.26), (4.27) и (4.28).

На рисунке 4.26 представлена интенсивность солнечной радиации, падающей на солнечный тепловой коллектор в период испытаний.

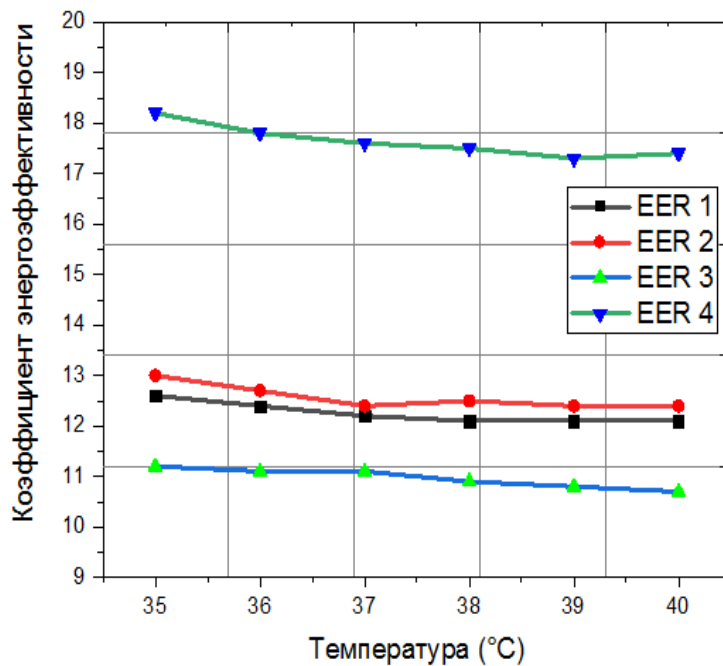


Рис. 4.25. Коэффициент энергоэффективности при температуре окружающей среды

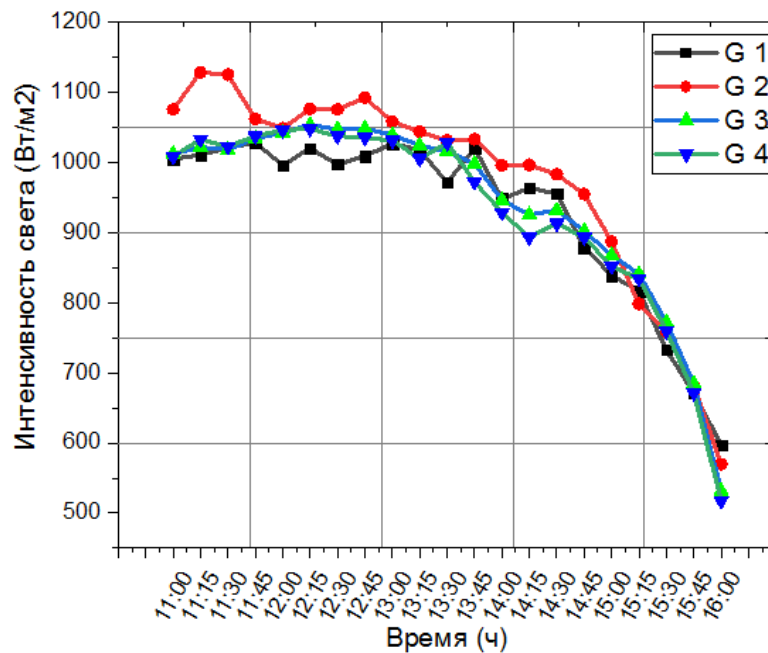


Рис. 4.26. Интенсивность солнечной радиации, падающей на солнечный тепловой коллектор

На рисунке 4.27 представлено количество теплоты, полученное водой в термобаке в период с 11 до 16 часов. На рисунке видно, что количество теплоты, полученное водой от солнечного коллектора, максимальное в часы пик, а затем начинает снижаться. Причина этого в том, что чем выше интенсивность падающего солнечного излучения на солнечный коллектор, тем больше тепловая мощность трубок солнечного коллектора, а это, в свою очередь, увеличивает температуру в теплоаккумуляторе.

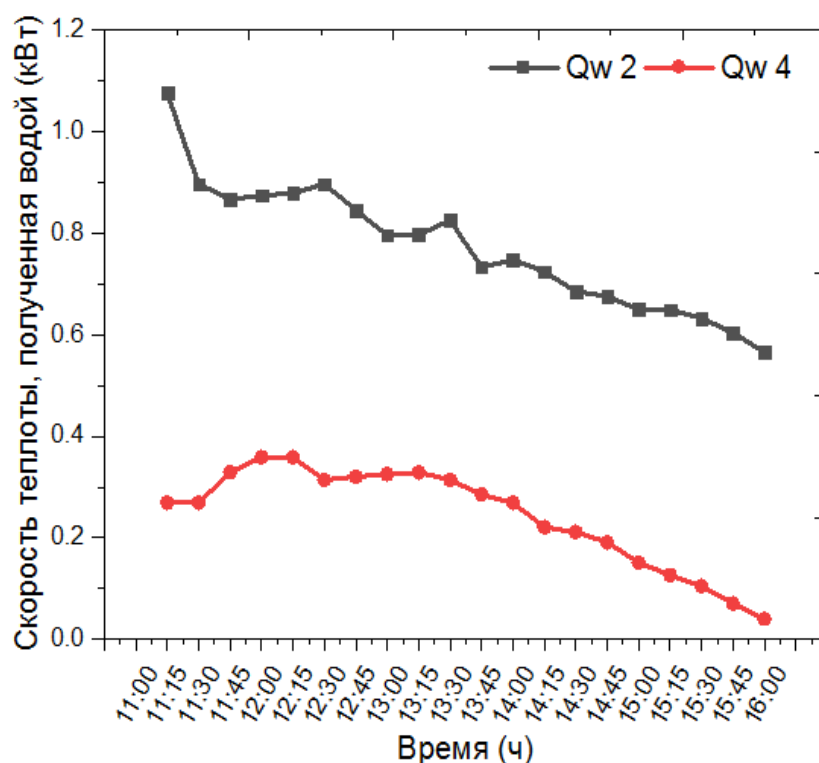


Рис. 4.27. Количество теплоты, полученное водой в термобаке

На рисунке 4.28 показаны значения коэффициента полезного действия солнечного коллектора во втором и четвертом режимах с течением времени. На рисунке видно, что коэффициент полезного действия солнечного коллектора во втором режиме лучше, чем в четвертом режиме. Причина связана с интенсивностью солнечной радиации падающей на солнечный коллектор во втором режиме больше, чем в первом, что увеличивает температуру воды.

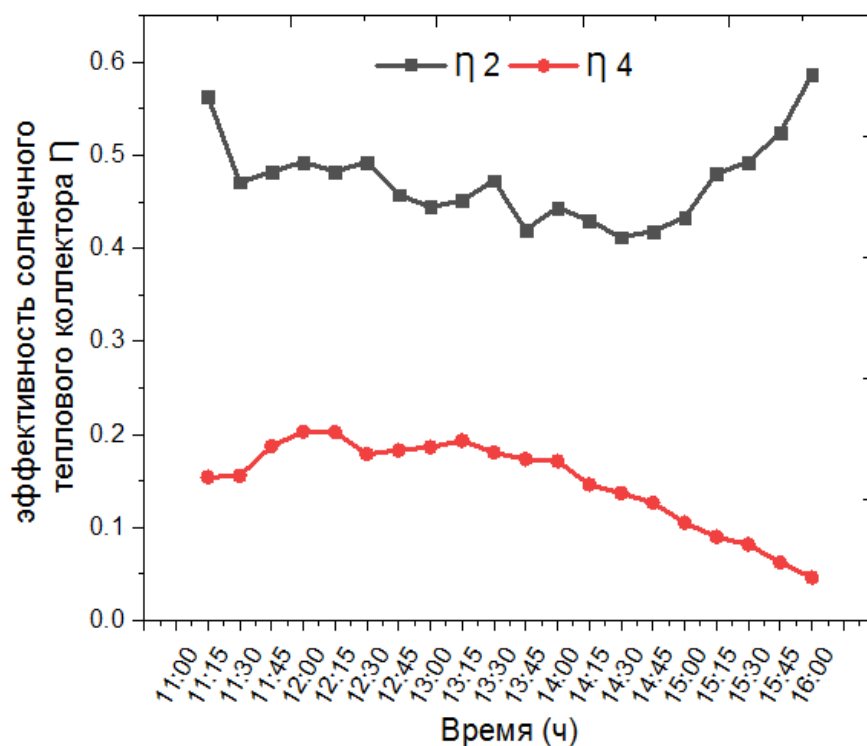


Рис. 4.28. Изменение коэффициента полезного действия солнечного коллектора со временем

4.4 Исследование эффекта от теплового аккумулятора в ночное время

Источником тепловой энергии является солнечный тепловой коллектор с вакуумными трубками, которые поглощают тепло солнечного света и преобразуют его в тепловую энергию горячей воды, находящейся в тепловом аккумуляторе. [131, 132].

Когда летом в шесть утра восходит Солнце, тепловой коллектор начинает собирать солнечную тепловую энергию и хранить ее в резервуаре с водой, а система охлаждения снабжается тепловой энергией до шести часов вечера. После захода Солнца тепловой коллектор начинает постепенно терять запасенную тепловую энергию. Для сохранения эффективности работы гибридной системы в ночное время определен размер теплового аккумулятора и необходимое количество воды [133]. Количество запасенного тепла в аккумуляторе оценивалась по количеству тепловой энергии, поступающей в гибридную систему кондиционирования воздуха, с течением времени [134].

На рисунке 4.29 показана температура воды в баке- аккумуляторе в период испытаний для второго и четвертого режимов.

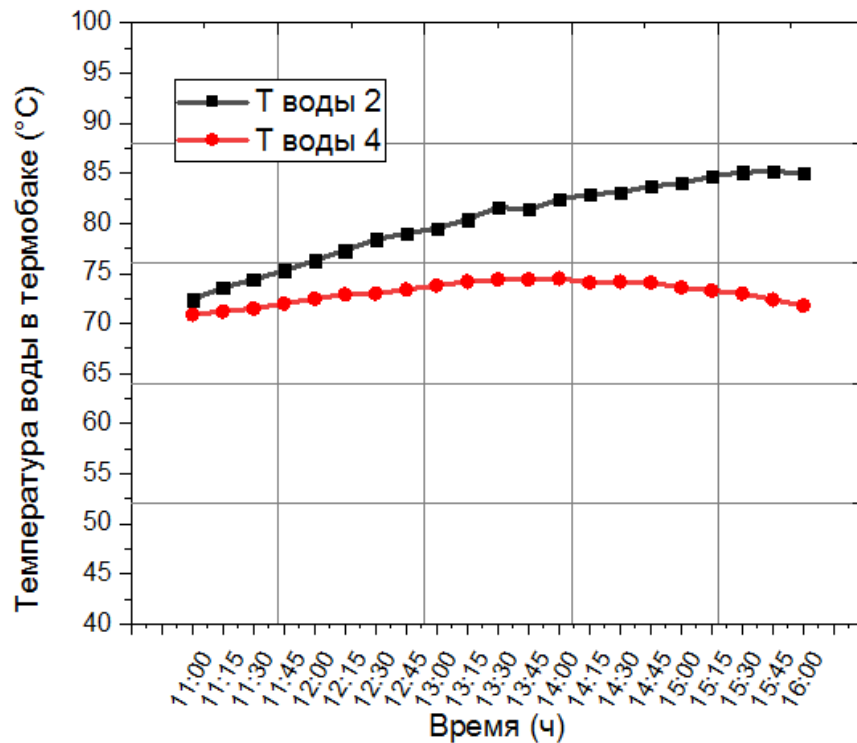


Рис. 4.29 Температура воды в термобаке в период испытаний

Тепловая энергия, подаваемая в гибридную систему кондиционирования воздуха, рассчитывалась по уравнению (2-7).

Чтобы определить необходимый объем воды в термобаке и количество тепловой энергии, добавляемую в систему от солнечного коллектора воспользуемся уравнениями (4.1) и (4.2).

$$Q_{с.к.} = m r^{\circ} (h_3 - h_2) = m w^{\circ} * c_{pw} * (t_2 - t_1) \quad (4.1)$$

$$m w^{\circ} = \frac{V_w * \rho}{T} \quad (4.2)$$

где:

$Q_{с.к.}$ – тепловая энергия Солнца, добавляемая в систему (кВт),

m_w° – массовый расход воды (кг/с),

cp_w – удельная теплоемкость воды 4,179 (кДж/кг·°C),

V_w – объем воды в баке (м³),

ρ – плотность воды 1000 (кг/м³),

t_1 – минимальная температура, которую должна иметь вода в тепловом аккумуляторе рассчитывается как сумма температуры хладагента на выходе из компрессора плюс пять градусов, для обеспечения процесса добавления тепловой энергии в систему (°C),

t_2 – максимальная температура, достигаемая водой (°C).

По уравнению (4.3) было рассчитано количество тепла, которое необходимо подвести в систему в период эксплуатации отсутствия солнца в ночное время, а также объем воды в баке.

$$V_w = Q_{с.к.} * \frac{12 * 3600}{\rho * cp_w * (t_2 - t_1)} \quad (4.3)$$

где - 12 в числителе формулы (4.3) часы работы системы в отсутствии солнечного излучения, остальные обозначения те же.

В таблице 2 представлены результаты расчета тепловой нагрузки, необходимой для подачи от термобака и теплоаккумулирующей емкости во второй половине суток (ночи).

Таблице 4.17 Результаты расчета тепловой нагрузки, необходимой для подачи от термобака, и объема воды

Режим работы	Рабочие часы	$Q_{с.к.}$ кВт	t_2 °C	t_1 °C	V_w Литр
Второй	13:30	0,0254	81.6	58.8	11.5
	13:45	0,0253	81.4	61.2	13.0
	14:00	0,0254	82.4	61.1	12.3
Четвертый	13:30	0,3539	74.4	59.4	244
	13:45	0,3976	74.4	59.6	278
	14:00	0,3860	74.5	60.1	277

Количество воды, необходимое в баке для сохранения тепловой энергии от солнечного коллектора и подачи ее в систему во второй половине суток, имеет обратно-пропорциональную зависимость от температуры воды в баке. По мере повышения температуры в баке объем воды, необходимый для нагрева, уменьшается, и наоборот. Соответственно, для определения объема воды, необходимого для хранения в резервуаре, принимается наименьшая температура, достигаемая водой в резервуаре при максимальной потребляемой мощности.

Например, для температуры воды t_2 65, 82, 95 °С:

$$V_w = (0,397 * 12 * 3600) / (1000 * 4,179 * (65 - 60,1)) = 839 \text{ л};$$

$$V_w = (0,397 * 12 * 3600) / (1000 * 4,179 * (82 - 60,1)) = 188 \text{ л},$$

$$V_w = (0,397 * 12 * 3600) / (1000 * 4,179 * (95 - 60,1)) = 118 \text{ л}.$$

Эти расчеты показывают, что солнечный тепловой коллектор способен обеспечить теплом гибридную систему кондиционирования при максимальной потребности в тепловой энергии в отсутствие излучения (после заката солнца), если температура воды достигнет 82 °С и выше.

4.5. Выводы по главе

В главе обсуждены данные, полученные на экспериментальном стенде в четырех режимах работы. Результаты исследований следующие.

Интеграция солнечного теплового коллектора с традиционной системой кондиционирования воздуха в части следующей за компрессором в пароконденсационном холодильном цикла дает определенные преимущества.

1- Тепловая энергия, добавляемая в гибридную систему от солнечного теплового коллектора через змеевик теплообменника в термобаке, повышает температуру и давление хладагента перед его поступлением в конденсатор, что, в

свою очередь, позволяет получить большее количество тепла по сравнению с традиционной системой, что облегчает процесс конденсации жидкости в первых двух третях конденсатора. Результаты показали, что производительность конденсатора в четвертом режиме с гибридной системой лучше, чем в других режимах.

2- Обеспечение поступления хладагента в расширительный клапан в жидком состоянии обеспечивает попадание наибольшего количества жидкости в змеевик испарителя, что способствует увеличению площади поверхности теплообмена и повышает холодопроизводительность испарителя за счет поглощения большего количества тепла. Установлено, что холодопроизводительность испарителя в четвертом режиме с гибридной системой лучше, чем в остальных случаях.

3- Тепловая энергия, добавляемая в систему от солнечного теплового коллектора, повышает температуру и давление жидкости, позволяя снизить работу сжатия компрессора. Результаты показали, что мощность, затрачиваемая компрессором в четвертом режиме, меньше, чем на других режимах.

4- Увеличение холодопроизводительности гибридной системы и снижение работы, затрачиваемой на сжатие, позволило повысить общую производительность системы по сравнению с традиционной системой. Результаты показали, что холодильный коэффициент гибридной системы в четвертом режиме лучше, чем в остальных режимах.

5- Анализ результатов показал способность системы работать с термобаком в течение 12 часов во второй половине суток после захода Солнца, если температура воды в термобаке достигает 82 °С и более, и объем термобака 192 литра.

ГЛАВА 5. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЙ ЭФФЕКТЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ СОЛНЦА ПРИ КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА ДЛЯ ЭНЕРГОСИСТЕМЫ Г.БАГДАД

В главе обсуждается оценка эффекта для энергосистемы, экономического и экологического эффектов от внедрения гибридных систем кондиционирования в условиях г. Багдад.

Совмещение солнечного теплового коллектора, аккумулятора тепла с системой кондиционирования при одновременном снижении мощности компрессора, является шагом к разработке систем охлаждения, которые используют солнечную тепловую энергию для энергосбережения. В результате исследований, проведенных в четырех режимах работы системы, сделаны следующие выводы относительно экономии энергии и повышения производительности системы кондиционирования [40, 41; 135, 136].

5.1. Оценка энергосбережения и повышения производительности системы кондиционирования воздуха

5.1.1. Изменение холодопроизводительности, мощности конденсатора, мощности, потребляемой компрессором, холодильного коэффициента, коэффициента энергоэффективности.

В таблицах (5.1) – (5.4) приведена оценка изменения холодопроизводительности Q_0 , мощности конденсатора Q , потребляемой компрессором мощности $N_{эл}$ в кВт, холодильного коэффициента ε , коэффициента энергоэффективности EER в процентах.

Процент изменения (ПИ) представляет собой результат сравнения текущего режима работы системы с базовым режимом (до модернизации).

В столбцах таблиц 1 режим, ..., 4 режим приведены численные значения соответствующих параметров, в столбцах ПИ % приведены значения изменения параметра в процентах между соответствующими режимами. Значения рассчитывались по формуле (5.1) [83, 137]:

$$\text{ПИ} = \left(1 - \frac{\text{П1}}{\text{П}}\right) * 100 \quad (5.1)$$

где ПИ – в данном случае величина, показывающая на сколько процентов параметр в текущем режиме (П1), был больше (знак «+») или меньше (знак «-») относительно параметра в первом режиме;

П1 параметр первого режима;

П параметр текущего режима.

Результаты из таблиц (5.1) – (5.5), отражены в виде графиков, представленных на рисунках (5.1) – (5.5). На рисунках показаны значения изменения параметров модернизированной системы в процентах по сравнению с традиционной системой.

На рисунке (5.1) показано изменение холодопроизводительности испарителя в процентах со временем для второго, третьего и четвертого режимов по сравнению с первым режимом, а также сравнение четвертого и третьего режимов.

Результаты показывают, что процент изменения для четвертого режима по сравнению с третьим выше, чем в остальных режимах по сравнению с первым режимом, что свидетельствует о том, что добавленная в холодильный цикл тепловая энергия при одновременном снижении мощности компрессора увеличила холодопроизводительность испарителя и снизила энергетические затраты на работу компрессора.

На рисунке (5.2) показано изменение емкости конденсатора в процентах для второго, третьего и четвертого режимов по сравнению с первым режимом, а также между четвертым и третьим режимом. Анализ показывает, что изменение производительности конденсатора в четвертом режиме по сравнению с третьим выше, чем в остальных режимах, что свидетельствует о том, что добавление

тепловой энергии в холодильный цикл при уменьшении мощности компрессора увеличило способность конденсатора отдавать тепло.

Таблица 5.1 Изменение холодопроизводительности в процентах

Процент улучшение холодопроизводительности Q_o %								
Время	1	2	3	4	ПИ %	ПИ %	ПИ %	ПИ %
	режим	режим	режим	режим	2 – 1	3 – 1	4 – 1	4 – 3
11:00	6.67	6.80	4.48	5.92	+ 1.91	- 48.88	- 12.67	+ 24.32
11:15	6.66	6.78	4.49	5.92	+ 1.77	- 48.33	- 12.50	+ 24.15
11:30	6.65	6.78	4.48	5.90	+ 1.92	- 48.44	- 12.71	+ 24.07
11:45	6.65	6.77	4.47	5.91	+ 1.77	- 48.77	- 12.52	+ 24.36
12:00	6.64	6.76	4.47	5.89	+ 1.77	- 48.54	- 12.73	+ 24.11
12:15	6.62	6.75	4.48	5.90	+ 1.92	- 47.77	- 12.20	+ 24.07
12:30	6.63	6.75	4.47	5.87	+ 1.78	- 48.32	- 12.95	+ 23.85
12:45	6.62	6.74	4.47	5.88	+ 1.78	- 48.10	- 12.58	+ 23.98
13:00	6.61	6.74	4.46	5.86	+ 1.93	- 48.20	- 12.80	+ 23.89
13:15	6.62	6.75	4.47	5.84	+ 1.93	- 48.10	- 13.35	+ 23.46
13:30	6.61	6.73	4.46	5.82	+ 1.78	- 48.20	- 13.7	+ 23.37
13:45	6.60	6.71	4.46	5.83	+ 1.64	- 47.98	- 13.20	+ 23.50
14:00	6.59	6.69	4.45	5.81	+ 1.49	- 48.09	- 13.42	+ 23.41
14:15	6.58	6.70	4.46	5.82	+ 1.79	- 47.53	- 13.06	+ 23.37
14:30	6.59	6.71	4.45	5.84	+ 1.64	- 48.09	- 12.84	+ 23.80
14:45	6.60	6.72	4.46	5.86	+ 1.78	- 47.98	- 12.63	+ 23.89
15:00	6.59	6.72	4.45	5.85	+ 1.93	- 48.09	- 12.65	+ 23.93
15:15	6.60	6.73	4.46	5.87	+ 1.93	- 47.98	- 12.43	+ 24.02
15:30	6.61	6.74	4.47	5.88	+ 1.93	- 47.87	- 12.41	+ 23.98
15:45	6.62	6.74	4.46	5.89	+ 1.78	- 48.43	- 12.39	+ 24.28
16:00	6.63	6.76	4.47	5.89	+ 1.92	- 48.32	- 12.56	+ 24.11

Таблица 5.2 Изменение производительности конденсатора в процентах

Изменение производительности конденсатора Q %								
Время	1	2	3	4	ПИ % 2	ПИ %	ПИ %	ПИ %
	режим	режим	режим	режим	- 1	3 - 1	4 - 1	4 - 3
11:00	7.83	7.97	5.32	6.79	1.76	-47.18	-15.32	21.65
11:15	7.83	7.97	5.34	6.81	1.76	-46.63	-14.98	21.59
11:30	7.83	7.98	5.33	6.79	1.88	-46.90	-15.32	21.50
11:45	7.84	7.99	5.32	6.83	1.88	-47.37	-14.79	22.11
12:00	7.85	7.99	5.31	6.80	1.75	-47.83	-15.44	21.91
12:15	7.83	8.00	5.35	6.85	2.13	-46.36	-14.31	21.90
12:30	7.87	8.02	5.33	6.82	1.87	-47.65	-15.40	21.85
12:45	7.86	8.01	5.32	6.86	1.87	-47.74	-14.58	22.45
13:00	7.88	8.01	5.32	6.84	1.62	-48.12	-15.20	22.22
13:15	7.91	8.06	5.35	6.84	1.86	-47.85	-15.64	21.78
13:30	7.92	8.04	5.33	6.84	1.49	-48.59	-15.79	22.08
13:45	7.93	8.05	5.34	6.86	1.49	-48.50	-15.60	22.16
14:00	7.93	8.04	5.33	6.84	1.37	-48.78	-15.94	22.08
14:15	7.92	8.06	5.34	6.84	1.74	-48.31	-15.79	21.93
14:30	7.93	8.07	5.33	6.86	1.73	-48.78	-15.60	22.30
14:45	7.93	8.05	5.35	6.88	1.49	-48.22	-15.26	22.24
15:00	7.89	8.02	5.32	6.86	1.62	-48.31	-15.01	22.45
15:15	7.90	8.05	5.33	6.86	1.86	-48.22	-15.16	22.30
15:30	7.90	8.05	5.35	6.87	1.86	-47.66	-14.99	22.13
15:45	7.88	8.02	5.32	6.87	1.75	-48.12	-14.70	22.56
16:00	7.88	8.04	5.33	6.86	1.99	-47.84	-14.87	22.30

Таблица 5.3 Изменение потребляемой компрессором мощности в процентах

Изменение потребляемой компрессором мощности <i>Nэл</i> %								
Время	1	2	3	4	ПИ %	ПИ % 3	ПИ % 4	ПИ % 4
	режим	режим	режим	режим	2 – 1	– 1	– 1	– 3
11:00	1.80	1.79	1.36	1.11	-0.56	-32.35	-62.16	-22.52
11:15	1.79	1.78	1.38	1.11	-0.56	-29.71	-61.26	-24.32
11:30	1.83	1.81	1.37	1.13	-1.10	-33.58	-61.95	-21.24
11:45	1.84	1.82	1.39	1.15	-1.10	-32.37	-60.00	-20.87
12:00	1.85	1.83	1.38	1.14	-1.09	-34.06	-62.28	-21.05
12:15	1.88	1.85	1.39	1.15	-1.62	-35.25	-63.48	-20.87
12:30	1.87	1.86	1.38	1.13	-0.54	-35.51	-65.49	-22.12
12:45	1.86	1.84	1.4	1.17	-1.09	-32.86	-58.97	-19.66
13:00	1.86	1.84	1.41	1.15	-1.09	-31.91	-61.74	-22.61
13:15	1.87	1.85	1.43	1.15	-1.08	-30.77	-62.61	-24.35
13:30	1.87	1.85	1.42	1.15	-1.08	-31.69	-62.61	-23.48
13:45	1.87	1.86	1.44	1.15	-0.54	-29.86	-62.61	-25.22
14:00	1.87	1.84	1.45	1.14	-1.63	-28.97	-64.04	-27.19
14:15	1.86	1.84	1.43	1.17	-1.09	-30.07	-58.97	-22.22
14:30	1.84	1.82	1.41	1.16	-1.10	-30.50	-58.62	-21.55
14:45	1.87	1.85	1.4	1.16	-1.08	-33.57	-61.21	-20.69
15:00	1.86	1.85	1.39	1.15	-0.54	-33.81	-61.74	-20.87
15:15	1.84	1.81	1.38	1.14	-1.66	-33.33	-61.40	-21.05
15:30	1.87	1.85	1.37	1.13	-1.08	-36.50	-65.49	-21.24
15:45	1.84	1.83	1.38	1.14	-0.55	-33.33	-61.40	-21.05
16:00	1.85	1.82	1.37	1.13	-1.65	-35.04	-63.72	-21.24

Таблица 5.4 Изменение холодильного коэффициента в процентах

Изменение холодильного коэффициента ε %								
Время	1	2	3	4	ПИ %	ПИ %	ПИ % 4	ПИ % 4
	режим	режим	режим	режим	2 – 1	3 – 1	– 1	– 3
11:00	5.75	5.95	5.32	9.42	3.36	-8.08	38.96	43.52
11:15	5.68	5.82	5.30	9.35	2.41	-7.17	39.25	43.32
11:30	5.65	5.78	5.30	9.25	2.25	-6.60	38.92	42.70
11:45	5.59	5.67	5.26	9.32	1.41	-6.27	40.02	43.56
12:00	5.52	5.60	5.35	9.33	1.43	-3.18	40.84	42.66
12:15	5.47	5.53	5.19	9.27	1.08	-5.39	40.99	44.01
12:30	5.35	5.44	5.17	9.29	1.65	-3.48	42.41	44.35
12:45	5.33	5.42	5.25	9.26	1.66	-1.52	42.44	43.30
13:00	5.21	5.43	5.16	9.17	4.05	-0.97	43.18	43.73
13:15	5.12	5.27	5.10	9.21	2.85	-0.39	44.41	44.63
13:30	5.04	5.24	5.14	9.27	3.82	1.95	45.63	44.55
13:45	4.95	5.12	5.05	9.22	3.32	1.98	46.31	45.23
14:00	4.93	5.04	5.06	9.09	2.18	2.57	45.76	44.33
14:15	4.91	5.00	5.08	9.12	1.80	3.35	46.16	44.30
14:30	4.91	5.01	5.06	9.12	2.00	2.96	46.16	44.52
14:45	4.95	5.13	5.04	9.13	3.51	1.79	45.78	44.80
15:00	5.05	5.24	5.12	9.15	3.63	1.37	44.81	44.04
15:15	5.08	5.17	5.13	9.23	1.74	0.97	44.96	44.42
15:30	5.14	5.22	5.10	9.29	1.53	-0.78	44.67	45.10
15:45	5.27	5.36	5.18	9.32	1.68	-1.74	43.45	44.42
16:00	5.30	5.38	5.20	9.36	1.49	-1.92	43.38	44.44

Таблица 5.5 Изменение коэффициента энергоэффективности в процентах

Изменение коэффициента энергоэффективности EER %								
Время	1	2	3	4	ПИ %	ПИ % 3	ПИ % 4	ПИ % 4
	режим	режим	режим	режим	2 – 1	– 1	– 1	– 3
11:00	12.6	13	11.24	18.2	3.08	-12.10	30.77	38.24
11:15	12.7	13	11.1	18.2	2.31	-14.41	30.22	39.01
11:30	12.4	12.8	11.16	17.8	3.13	-11.11	30.34	37.30
11:45	12.3	12.7	10.97	17.5	3.15	-12.12	29.71	37.31
12:00	12.2	12.6	11.05	17.6	3.17	-10.41	30.68	37.22
12:15	12	12.4	11	17.5	3.23	-9.09	31.43	37.14
12:30	12.1	12.4	11.05	17.7	2.42	-9.50	31.64	37.57
12:45	12.1	12.5	10.89	17.1	3.20	-11.11	29.24	36.32
13:00	12.1	12.5	10.79	17.4	3.20	-12.14	30.46	37.99
13:15	12.1	12.4	10.66	17.3	2.42	-13.51	30.06	38.38
13:30	12	12.4	10.71	17.2	3.23	-12.04	30.23	37.73
13:45	12	12.3	10.57	17.3	2.44	-13.53	30.64	38.90
14:00	12	12.4	10.92	17.4	3.23	-9.89	31.03	37.24
14:15	12.1	12.4	10.64	17	2.42	-13.72	28.82	37.41
14:30	12.3	12.6	10.92	17.2	2.38	-12.64	28.49	36.51
14:45	12	12.4	10.87	17.2	3.23	-10.40	30.23	36.80
15:00	12.1	12.4	10.92	17.3	2.42	-10.81	30.06	36.88
15:15	12.4	12.7	11.03	17.5	2.36	-12.42	29.14	36.97
15:30	12	12.4	11.13	17.7	3.23	-7.82	32.20	37.12
15:45	12.3	12.5	11.03	17.6	1.60	-11.51	30.11	37.33
16:00	12.2	12.7	11.13	17.8	3.94	-9.61	31.46	37.47

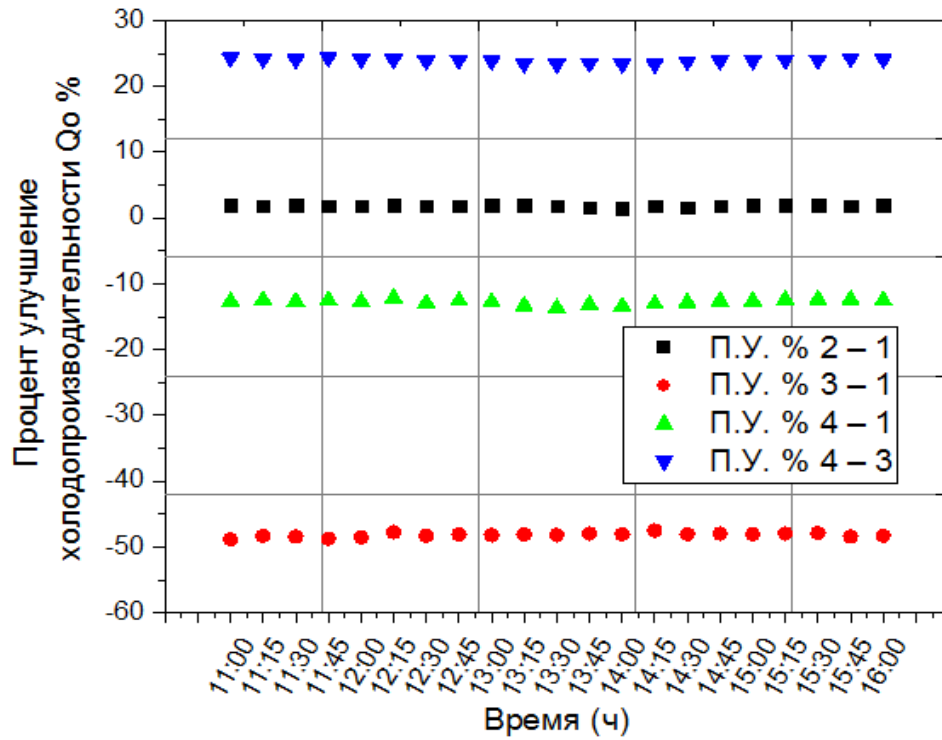


Рис. 5.1. Изменение холодопроизводительности испарителя в разных режимах в процентах

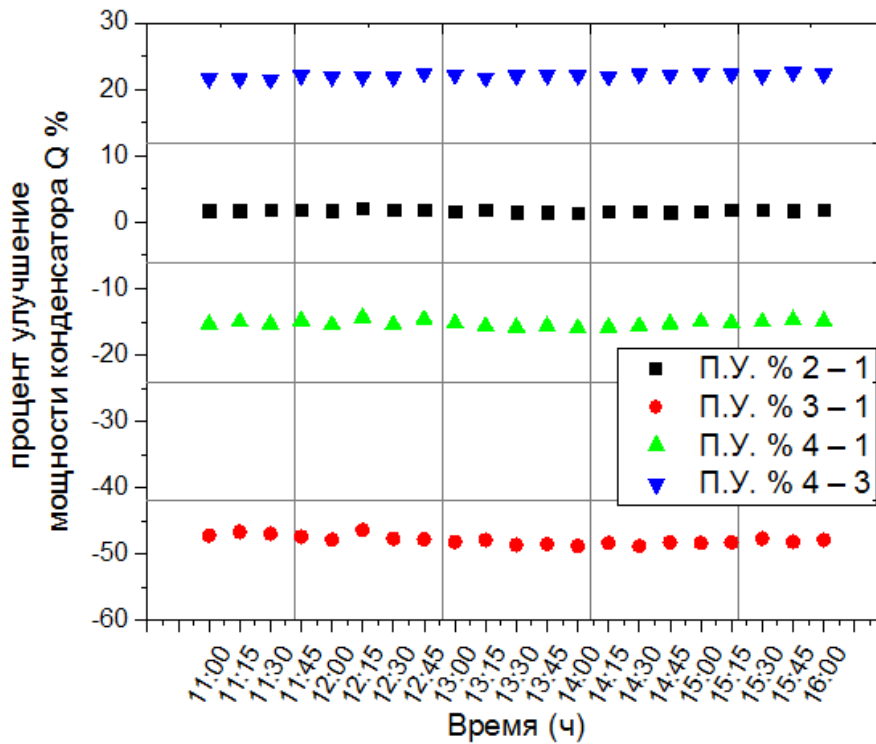


Рис. 5.2. Изменение емкости конденсатора в разных режимах в процентах

На рисунке (5.3) представлены значения изменения потребляемой мощности компрессором в процентах для второго, третьего и четвертого режимов по сравнению с первым режимом, а также между четвертым и третьим режимами. Анализ показывает, что уровень энергопотребления в четвертом режиме по сравнению с первым меньше, что свидетельствует о том, что потребляемая энергия в предлагаемой системе меньше, чем в традиционной. Причина, этого заключается в том, что уменьшение мощности компрессора снизило затраты на работу компрессора.

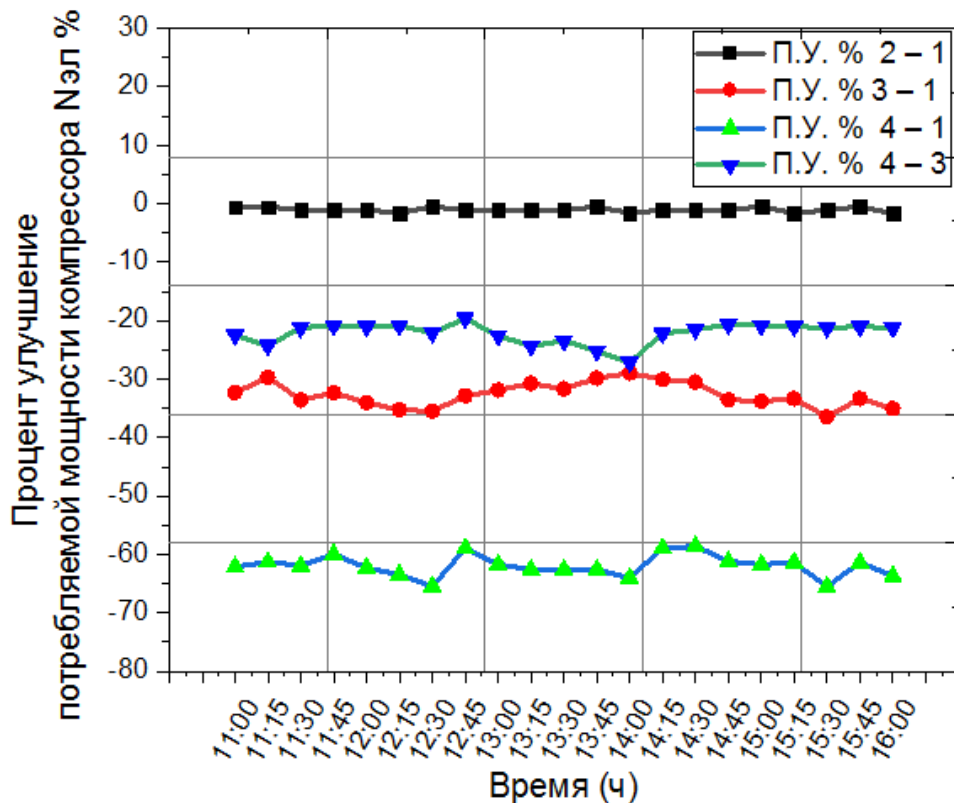


Рис. 5.3. Изменение потребляемой мощности компрессором в разных режимах в процентах

На рисунке (5.4) показано изменение холодильного коэффициента в процентах для второго, третьего и четвертого режимов по сравнению с первым режимом, а также между четвертым и третьим режимами. Сравнение показывает, что изменение холодильного коэффициента в четвертом режиме по сравнению с первым режимом составляет 45,76 %. Это свидетельствует о том, что

предлагаемая система имеет более высокую производительность при уменьшении мощности компрессора с добавлением тепла от солнечного теплового коллектора.

На рисунке (5.5) показаны значения изменения коэффициента энергоэффективности в процентах для второго, третьего и четвертого режимов по сравнению с первым режимом, а также между четвертым и третьим режимом. Сравнение показывает, что коэффициент энергоэффективности в четвертом режиме по сравнению с первым и третьим режимами лучше, чем во втором и третьем режимах по сравнению с первым, что свидетельствует о том, что предлагаемая система потребляет меньше энергии и обеспечивает высокую производительность, при уменьшении мощности компрессора с добавлением солнечного теплового коллектора.

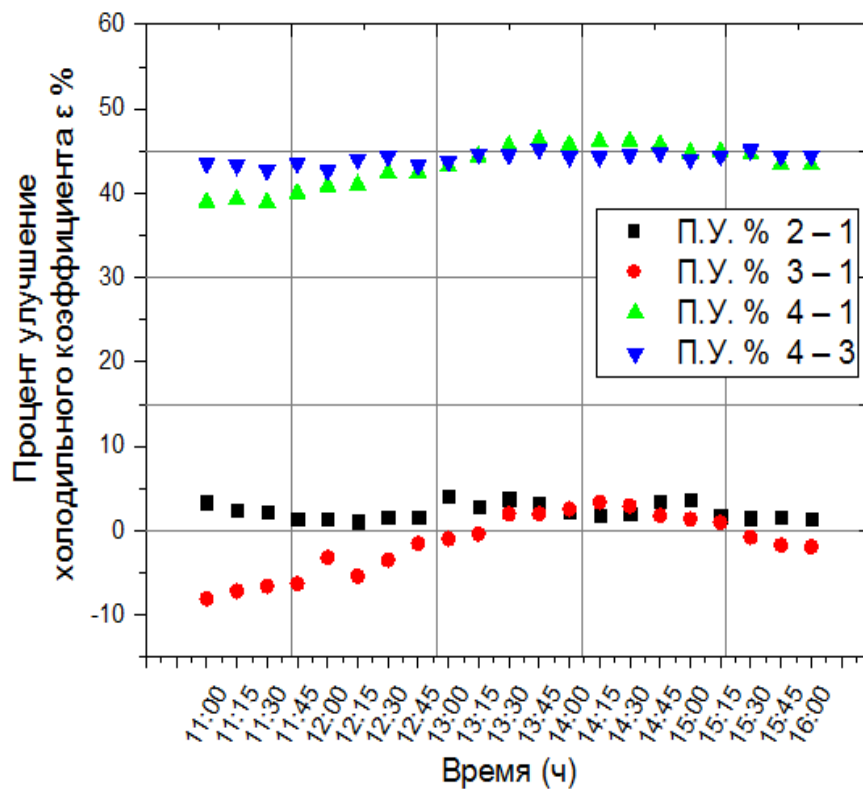


Рис. 5.4. Изменение холодильного коэффициента в разных режимах в процентах

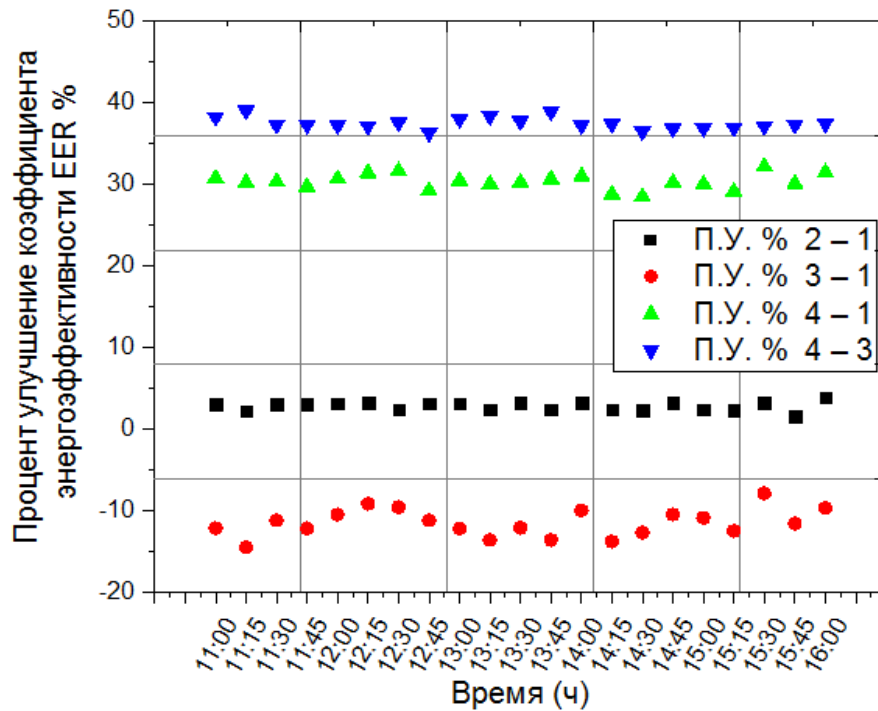


Рис. 5.5. Изменение коэффициента энергоэффективности в разных режимах в процентах

5.1.2. Улучшение холодопроизводительности, мощности конденсатора, мощности, потребляемой компрессором, холодильного коэффициента, коэффициента энергоэффективности.

Процент улучшения (П.У.) (таблица 5.6.) представляет собой сравнение первого режима работы с остальными режимами работы следующим образом:

1- Процент улучшения является отношением между параметром в первом режиме по сравнению с работой системы кондиционирования во втором режиме.

2- Процент улучшения является отношением между параметром в первом режиме по сравнению с работой системы кондиционирования в третьем режиме.

3- Процент улучшения является отношением между параметром в первом режиме с традиционной системой по сравнению с работой системы кондиционирования в четвертом.

4- Процент достигнутого улучшения тепловых коэффициентов предлагаемой системы кондиционирования является отношением между параметром в третьем

режиме по сравнению с предлагаемой системой кондиционирования в четвертом режиме.

Расчеты выполнялись по уравнению (5.2)

$$\text{П. у.} = \left(\frac{\text{П}}{\text{П}_1} - 1 \right) * 100 \quad (5.2)$$

где П.у. – процент улучшение это величина, показывающая на сколько процентов параметр в текущем режиме, был больше (знак «+») или меньше (знак «-») относительно к первом режиме;

П₁ параметр первого режима;

П параметр текущего режима.

В таблице № 5.6 приведены результаты расчетов по формуле (5.2) холодопроизводительности Q_o , мощности конденсатора Q , потребляемой мощности компрессором $N_{эл}$ в кВт, холодильного коэффициента \mathcal{E} , коэффициента энергоэффективности EER, при работе системы кондиционирования в разных режимах:

Таблица 5.6. Показатели параметров в 14:00 часов

Параметры	1 режим	2 режим	3 режим	4 режим	П.У. % 1-2	П.У. % 1-3	П.У. % 1-4	П.У. % 3-4
Q_o кВт	6,59	6,69	4,45	5,81	+ 1,52	- 32,47	- 11,83	+ 30,56
Q кВт	7,93	8,04	5,33	6,84	+1,39	- 32,78	-13,74	+ 28,33
$N_{эл}$ кВт	1,87	1,84	1,45	1,14	- 1,60	- 22,46	- 39,04	- 21,38
\mathcal{E}	4,93	5,04	5,06	9,09	+ 2,23	+ 2,64	+ 84,4	+ 79,64
EER	12	12,4	10,92	17,4	+ 3,33	- 9	+ 45	+ 59,34

5.2 Оценка экономии электроэнергии при внедрении гибридных систем кондиционирования воздуха в городе Багдад

Эксперименты, сравнивающие четыре режима работы традиционной и гибридной систем, показали, что совмещение солнечного теплового коллектора с традиционной системой кондиционирования позволяет снизить потребление электроэнергии на 64%.

Согласно отчета министерства электроэнергии и возобновляемых источников энергии Ирака (Приложение 1), потребление электроэнергии системами кондиционирования воздуха в летнее время в городе Багдад составляет 51.1% от всего потребления.

Средняя выработка электроэнергии в г. Багдаде летом - 8160 МВт/ч

Электроэнергия, потребляемая системами кондиционирования воздуха летом:

$$N_{эл} = 8\ 160 \text{ МВт/ч} * 51.1\% = 4\ 170 \text{ МВт/ч}$$

Процесс интеграции солнечной тепловой энергии с системами кондиционирования воздуха снизит на 64% потребление электроэнергии.

Новый показатель потребления электроэнергии при внедрении гибридных систем кондиционирования в г. Багдаде составит:

$$\begin{aligned} N_{эл1} &= N_{эл} * (1 - 0,64\%) \\ &= 4\ 170 \text{ МВт/ч} * (1 - 0,64\%) = 1\ 501 \text{ МВт/ч} \end{aligned}$$

5.3 Оценка сокращения потребления ископаемого топлива на электростанциях и дизель-генераторах в городе Багдад при внедрении гибридных систем

Из-за высоких температур в летний период увеличивается выработка электрической энергии на ТЭЦ для работы систем кондиционирования воздуха, что увеличивает расход топлива, ведет к повышению уровня выбросов парниковых газов.

Согласно отчету министерства электроэнергетики и возобновляемых источников энергии Ирака (приложение 1) ископаемое топливо, потребляемое на электростанциях в городе Багдад, составляет 30% от потребления Ирака (таблица 5.7).

Таблица 5.7 Потребление различного вида топлива т.у.т/ч на электростанциях Ирака

Расход топлива на электростанциях	расход природного газа (т.у.т./ч)	расход мазута (т.у.т./ч)	расход сырой нефти (т.у.т./ч)	расход мазута + сырой нефти (т.у.т./ч)
общее потребление в Ираке	4838	893	1176	2070
доля расхода топлива для города Багдада составляет 30% от общего потребления	1451	58,8	74,4	133,5
Топливо, потребляемое традиционными системами кондиционирования воздуха в г. Багдаде, составляет 51.1% от всего расхода топлива	741,5	30	38,02,9	68,2
Потребление при внедрении гибридных систем кондиционирования в г. Багдад	266,94	10,8	16,45	24,55

Город Багдад потребляет около 30% от общего топлива в Ираке, включая 51.1 процент, потребляемых для работы кондиционеров.

Потребление ископаемого топлива дизель-генераторами в городе Багдад.

В Багдаде около 13 000 частных дизель-генераторов потребляющих топливо 20–35 л/кВА в летние месяцы [24, 138]. Интеграция солнечной тепловой энергии с системами кондиционирования обеспечит снижение потребления электроэнергии на 64% этого достаточно для обеспечения надежности электроснабжения и отказа от местных дизельных генераторов, что означает 100% снижение расхода топлива на выработку электроэнергии в них.

5.4 Оценка сокращения выбросов парниковых газов в окружающую среду в городе Багдад при внедрении гибридных систем кондиционирования

Увеличение потребления электроэнергии в летнее время связано с интенсивной работой охлаждающих устройств из-за высоких температур, что приводит к увеличению выбросов углекислого и токсичных газов. В настоящее время Ирак выбрасывает больше парниковых газов, чем в 1990 г. В 2018 г. Он выбросил 351,25 млн. тонн [139]. Энергосбережение за счет использования возобновляемых и экологически безопасных источников энергии уменьшает антропогенную нагрузку на окружающую среду.

На рисунке (5.6) представлены значения выбросов электростанций в Ираке [140]. Согласно отчета министерства электроэнергии и возобновляемых источников энергии Ирака на город Багдад приходится 30% выбросов от электростанций всего Ирака.

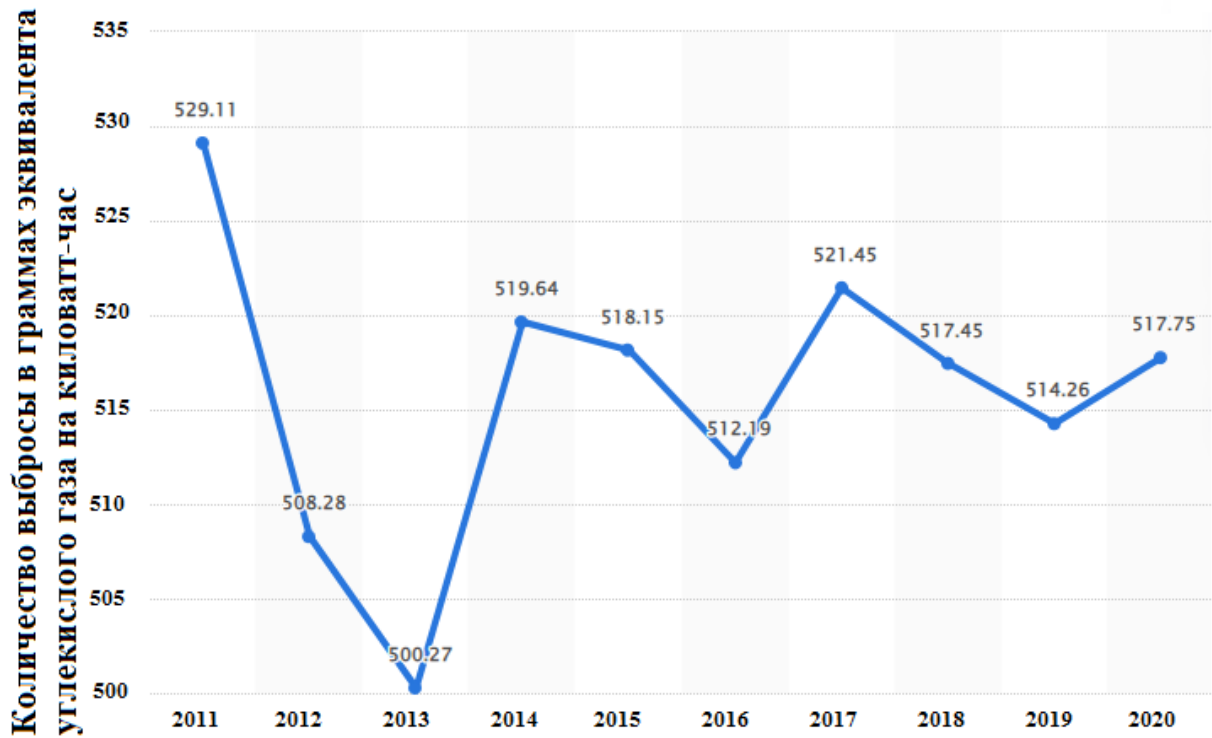


Рис. 5.6. Выбросы при производстве электроэнергии в Ираке с 2011 по 2020 год (в граммах эквивалента диоксида углерода на киловатт-час) [140]

Интенсивность выбросов от производства электроэнергии в Багдад:

$$517,75 \text{ ppm} * 0.3 = 155,325 \text{ ppm}$$

Выбросы при выработке электроэнергии для работы кондиционеров в г.Багдаде:

$$155,325 \text{ ppm} * 0.511 = 79,4 \text{ ppm}$$

Количество выбросов при внедрении гибридных систем кондиционирования:

$$79,4 \text{ ppm} * 0.36 = 28,6 \text{ ppm}$$

Интеграция солнечной тепловой энергии с системами кондиционирования воздуха обеспечивает надежность электроснабжения и, таким образом, отпадает необходимость в дизель-генераторах, а это означает 100% сокращение выбросов парниковых газов, производимых местными дизель-генераторами и как показано в таблице 5.7.

В Таблице 5.8 представлены средние значения концентраций выбрасываемых газов местными дизельными-генераторами г. Багдада в августе и октябре. Допустимые концентрации газов от небольших дизельных генераторов показаны в верхней строке таблицы, а измеренные значения показаны в двух нижних строках [138].

Таблица 5.8 Средние значения концентраций выбрасываемых газов от местных дизель - генераторов [138].

Максимально допустимые часовые концентрации загрязняющих веществ, выбрасываемых дизель-генераторами, согласно Иракскому стандарту		<i>CO</i>	<i>NO_x</i>	<i>SO₂</i>	<i>H₂S ppm</i>	<i>TSP ppm</i>
		<i>ppm</i>	<i>ppm</i>	<i>ppm</i>		
		0.26	0.05	0.14	0.005	-
Концентрации выбросов от местных генераторов	В августе	4.25	5.98	3.40	Не измеряется	0.48
	В октябре	2.95	3.90	2.44		0.32

5.5 Шум, возникающий при работе дизель-генераторов

Дизельные генераторы, создают значительный шум, особенно когда с них снимаются ограждения и навесы для улучшения охлаждения. Согласно «Закону о контроле над шумом» Ирака от 2015 года [41, 138], предельные уровни шума в жилых районах не должны превышать следующие значения: от 55 до 60 дБА днем и 45–50 дБА ночью, в зависимости от источника шума (например, местные ремесла и промышленные мастерские). Конкретных ограничений на шум, производимый соседними дизельными генераторами, не существует. Результаты исследований шума соседних дизелей представлены в таблице 5.8 [23, 138].

Таблица 5.8. Уровень шума соседних дизелей [138].

Минимальный уровень звукового давления (дБА) на расстоянии (м)	Максимальный уровень звукового давления (дБА) на расстоянии (м)	Примечания
63,1 <i>dBA</i> на расстоянии 10 м с корпусом	89,2 <i>dBA</i> на расстоянии 10 м без корпуса	Размер генераторных установок не указан
74,86 <i>dBA</i> на расстоянии 50 м	98,91 <i>dBA</i> на расстоянии 5 м	Состояние корпуса недоступно
69 <i>dBA</i> на расстоянии 15 м	103 <i>dBA</i> на расстоянии 1 м	Ни количество, ни номинал, ни состояние корпуса отсутствуют.
63–65 <i>dBA</i> на расстоянии 50 м	105–109 <i>dBA</i> на месте генератора	Количество генераторных установок мощностью 250 кВА отсутствует. Все агрегаты без корпусов

5.6 Тариф, оплачиваемый потребителем за электрическую энергию

В Таблице 5.9 представлены тарифы на электроэнергию, установленные Федеральным министерством электроэнергетики в сентябре 2020 года [41, 138].

Таблица 5.9. Тарифы на электрическую энергию

Тип клиента	Потребление энергии (кВтч) в месяц	Тариф (\$/кВтч)
Жилой	1–1500	0.83
	1501–3000	2.92
	3001–4000	6.67
	более чем 4001	10.00

5.7. Тарифы на дизель-генераторы

Ежемесячные тарифы на дизельное топливо делятся на два типа (табл. 5.10). Стандартные тарифы на ограниченное время устанавливаются местными компаниями и применяются ко всем производителям, при этом предлагается услуга премиум-класса, обеспечивающая круглосуточное электроснабжение.

Таблица 5.10 Ежемесячные тарифы для районных дизель-генераторов [138].

Тип тарифа		Лето	Весна и осень	Зима	Стоимость топлива для операторов (центы \$/литр)
Стандартный	Тарифы (доллары \$/ампер)	10	7.5	5	34
	Часы работы в день	10	3 – 10		
Премиум	Тарифы (доллары \$/ампер)	21	12.5		59
	Часы работы в день	24			

5.8 Выводы по главе

Проведены эксперименты на стенде с гибридной системой кондиционирования воздуха в климатических условиях города Багдада.

Выполнено сравнение параметров ее работы с парокompрессионной системой кондиционирования воздуха.

Синтез солнечного теплового коллектора с парокompрессионной системой кондиционирования воздуха снизил потребление электрической энергии компрессором и повысил производительность системы.

Определены термодинамические параметры рабочих тел системы в характерных точках цикла для четырех режимов работы системы:

1. традиционного компрессионного холодильного цикла с компрессором мощностью 7,034 кВт;
2. гибридного компрессионного холодильного цикла с компрессором мощностью 7,034 кВт;
3. традиционного компрессионного холодильного цикла с уменьшенной мощностью компрессора до 4,44 кВт;

4. гибридного компрессионного холодильного цикла, с уменьшенной мощностью компрессора до 4,44 кВт.

Результаты анализа показали, что потребление электрической энергии гибридной системы кондиционирования снизилось на 64%, а холодильный коэффициент ϵ составил 9,09 вместо исходного 4,93.

Из оценки экономии электроэнергии можно сделать вывод, что внедрение гибридных систем кондиционирования воздуха в г. Багдад, снизит потребление электроэнергии с 4170 МВт/ч до 1501 МВт/ч., что приведет к повышению надежности энергоснабжения, исключению необходимости использования местных дизель-генераторов.

Снижение потребления электрической энергии системами кондиционирования воздуха приведет к снижению расхода топлива на электростанциях г. Багдада на 563 т.у.т./ч (478,6 т.у.т./ч природного газа, 19,8 т.у.т./ч мазута, 21,57 т.у.т./ч сырой нефти и 43,65 т.у.т./ч мазута + сырой нефти), исключит расход топлива, затрачиваемого на местные дизель-генераторы.

Снижение расхода топлива на электростанциях и дизель-генераторах окажет положительное влияние на окружающую среду позволит сократить выбросы вредных парниковых газов от 79,4 ppm до 28,6 ppm.

Дополнительным эффектом отказа от использования местных дизель-генераторов будет уменьшение шумового загрязнения от их работы, улучшение эстетичности городского пространства.

Использование гибридных систем кондиционирования воздуха не только обеспечит экономию электрической энергии, повысит надежность энергоснабжения, но и снизит расход на электростанциях ископаемого топлива, уменьшит выбросы парниковых газов, а также устранил необходимость использования местных дизель-генераторов.

Для населения города произойдет снижение ежемесячной платы примерно на 82% за потребление электроэнергии, а также расходов за использование местных дизель-генераторов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Более половины выработанной электроэнергии в Ираке расходуется на работу систем кондиционирования. Чрезмерное потребление электрической энергии кондиционерами приводит к следующим проблемам:

1. сбоям в электроснабжении (перерывы достигают 16 часов в сутки);
2. население вынуждено использовать местные дизель-генераторы, потребляющие большое количество топлива;
3. происходит увеличение выбросов и парниковых газов, что, в свою очередь, влияет на живые существа, окружающую среду и озоновый слой, а также усиливает глобальное потепление;
4. увеличивается ежемесячная плата домохозяйств за электроэнергию;
5. взимается дополнительная плата за использование местных генераторов.

Разработка энергоэффективных систем кондиционирования воздуха позволит снизить нагрузку на энергосистему в жаркий период года, устранить перебои в электроснабжении, уменьшить антропогенную нагрузку на окружающую среду.

В диссертации рассмотрены термодинамические циклы. Определены параметры традиционной и гибридной систем кондиционирования.

Система исследована в четырех различных режимах: два с солнечным тепловым коллектором и два без него:

- первый режим - традиционная система парокомпрессионного холодильного цикла с холодопроизводительностью 7,034 кВт;
- второй - гибридная система парокомпрессионного холодильного цикла с холодопроизводительностью 7,034 кВт с добавлением солнечного коллектора;
- третий режим - традиционная система парокомпрессионного холодильного цикла с заменой компрессора на компрессор меньшей холодопроизводительности 4,44 кВт;
- четвертый режим - гибридная система парокомпрессионного холодильного цикла с солнечным коллектором и компрессором 4,44 кВт.

Результаты исследования показали, что гибридная система кондиционирования более эффективна, чем традиционная система кондиционирования с точки зрения производительности и потребления электроэнергии.

Интеграция солнечного теплового коллектора с традиционной системой кондиционирования воздуха в части следующей за компрессором в пароконденсационном холодильном цикле дает определенные преимущества.

1- Тепловая энергия, добавляемая в гибридную систему от солнечного теплового коллектора через змеевик теплообменника в баке-аккумуляторе, повышает температуру и давление хладагента перед его поступлением в конденсатор, что, в свою очередь, позволяет получить большее количество тепла по сравнению с традиционной системой, что облегчает процесс конденсации жидкости в первых двух третях конденсатора. Результаты показали, что производительность конденсатора в четвертом режиме с гибридной системой лучше, чем в других режимах.

2- Обеспечение поступления хладагента в расширительный клапан в жидком состоянии обеспечивает попадание наибольшего количества жидкости в змеевик испарителя, что способствует увеличению площади поверхности теплообмена и повышает холодопроизводительность испарителя за счет поглощения большего количества тепла. Установлено, что холодопроизводительность испарителя в четвертом режиме с гибридной системой лучше, чем в остальных случаях.

3- Тепловая энергия, добавляемая в систему от солнечного теплового коллектора, повышает температуру и давление жидкости, позволяя снизить работу сжатия компрессора. Результаты показали, что мощность, затрачиваемая компрессором в четвертом режиме, меньше, чем в других режимах.

4- Увеличение холодопроизводительности гибридной системы и снижение работы, затрачиваемой на сжатие, позволило повысить общую производительность системы по сравнению с традиционной системой. Холодильный коэффициент гибридной системы в четвертом режиме лучше, чем в остальных режимах.

5- Анализ результатов показал способность системы работать с баком-аккумулятором в течение 12 часов после захода Солнца, если температура воды в баке достигает 82 °С и более, и объем бака 192 литра.

Результаты анализа показали, что потребление электрической энергии гибридной системы кондиционирования снизилось на 64%, а холодильный коэффициент ϵ составил 9,09 вместо исходного 4,93.

Из оценки экономии электроэнергии можно сделать вывод, что внедрение гибридных систем кондиционирования воздуха в г. Багдад, снизит потребление электроэнергии с 4170 МВт/ч до 1501 МВт/ч., что приведет к повышению надежности энергоснабжения, исключению необходимости использования местных дизель-генераторов.

Снижение потребления электрической энергии системами кондиционирования воздуха приведет к снижению расхода топлива на электростанциях г. Багдада на 563 т.у.т./ч (478,6 т.у.т/ч природного газа, 19,8 т.у.т/ч мазута, 21,57 т.у.т /ч сырой нефти и 43,65 т.у.т/ч мазута + сырой нефти), исключит расход топлива, затрачиваемого на местные дизель-генераторы.

Снижение расхода топлива на электростанциях и дизель-генераторах окажет положительное влияние на окружающую среду позволит сократить выбросы вредных парниковых газов от 79,4 ppm до 28,6 ppm.

Дополнительным эффектом отказа от использования местных дизель-генераторов будет уменьшение шумового загрязнения от их работы, улучшение эстетичности городского пространства.

Использование гибридных систем кондиционирования воздуха не только обеспечит экономию электрической энергии, повысит надежность энергоснабжения, но и снизит расход на электростанциях ископаемого топлива, уменьшит выбросы парниковых газов, а также устранил необходимость использования местных дизель-генераторов.

Для населения города произойдет снижение ежемесячной платы за потребление электроэнергии, а также расходов за использование местных дизель-генераторов.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ДАЛЬНЕЙШИМ ИССЛЕДОВАНИЯМ

Рекомендуется исследовать гибридные солнечные системы кондиционирования воздуха для замены традиционных, поскольку они считаются перспективными, привлекательными и экологически чистыми системами, в связи с чем предлагается следующее:

1. Разработка гибридной системы кондиционирования воздуха с использованием компрессора с регулируемой скоростью.
2. Использование системы фотоэлектрических солнечных батарей с коллекторами для управления системой.
3. Использование пневматической спринклерной системы водяного охлаждения в конденсаторе.
4. Проведение исследований системы с использованием других хладагентов (R-1234ze (E), R-134a и R-410A).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. A. Al–Okbi. A hybrid air conditioning system using solar energy to save electrical energy with improving performance / A. Al–Okbi, Y. Vankov, H. M. Hussain, // In E3S Web of Conferences EDP Sciences. – 2021. – Vol. 288. – P. 01066. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202128801066>.
2. N. A. Nader. Hybrid air conditioning, solar, HVAC, energy consumptions / N. A. Nader, A. M. Ibrahim, A. S. Rami, // International Journal of Modern Engineering Research. – 2016. – Vol. 6. – № 10. – P. 34-32.
3. A. Al–Okbi. Improving performance of direct expansion air conditioning systems while reducing electricity consumption through using hybrid energy / A. Al–Okbi, Y. Vankov, H. Kadhim, // In E3S Web of Conferences EDP Sciences. – 2021. – Vol. 289. – P. 01014. – <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202128901014>.
4. K. F. Fong. Solar hybrid air-conditioning system for high temperature cooling in subtropical city / K. F. Fong, C. K. Lee, T. T. Chow, Z. Lin, L. S. Chan, // Renewable energy. – 2010. – Vol. 35. – № 11. – P. 2439-2451. – doi:10.1016/j.renene.2010.02.024.
5. V. Humberto. Simulation and economic optimization of a solar assisted combined ejector–vapor compression cycle for cooling applications / V. Humberto, S. Colle, // Applied Thermal Engineering. – 2010. – Vol. 5. № 30. – P. 478-486. – doi:10.1016/j.applthermaleng.2009.10.008.
6. Is Iraq Ready to Use Solar Energy Applications: A Review / A. K. Ibrahim, // International Journal of Engineering Science Invention. – 2017. – Vol. 6. № 10. – P. 27-42.
7. <https://www.worlddata.info/asia/iraq/climate.php>
8. <https://weatherspark.com/y/103217/Average-Weather-in-Baghdad-Iraq-Year-Round>
9. Solar air conditioning in Europe—an overview / A. C. Balaras, G. Grossman, H. Henning, C. Ferreira, E. Podesser, L. Wang, E. Wiemken, // Renewable and

- sustainable energy reviews. – 2007. – Vol. 11. № 2. – P. 299-314. – doi:10.1016/j.rser.2005.02.003.
10. Environmental Impact of Using Generators in the University of Technology in Baghdad, Iraq / W. K. AHMED, A. Q. SALAM, M. T. MAHDĪY, M. T. CHAĪCHAN, // Journal of Thermal Engineering. – 2020. – Vol. 6. № 6. – P. 272-281.
 11. Evidence of climate change in Iraq / A. A. Azooz, S. K. Talal, // Journal of Environment Protection and Sustainable Development. – 2015. – Vol. 1. № 2. – P. 66-73. – <http://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>.
 12. Air-conditioning system design manual / Grondzik, Walter T., // Elsevier. – 2007.
 13. Hybrid solar: a review on photovoltaic and thermal power integration / T. T. Chow, G. N. Tiwari, C. Menezo, // International Journal of Photoenergy. – 2012. doi:10.1155/2012/307287.
 14. Refrigeration and air-conditioning / G. F. Hundy, A. R. Trott, T. C. Welch, // Butterworth-Heinemann. – 2008.
 15. Experimental results of different control strategies in a solar air-conditioning system at part load / L. A. Bujedo, J. Rodríguez, P. J. Martínez, // Solar energy. – 2011. – Vol. 85. № 7. – P. 1302-1315. doi:10.1016/j.solener.2011.03.009.
 16. Experimental study on the thermal performance of solar air conditioning system with MEPCM cooling storage / L. Zheng, W. Zhang, L. Xie, W. Wang, H. Tian, M. Chen, // International Journal of Low-Carbon Technologies. – 2019. – Vol. 14. № 1. – P. 83-88. – doi:10.1093/ijlct/cty062.
 17. Solar refrigeration options—a state-of-the-art review / D. Kim, C. A. Infante Ferreira, // International journal of refrigeration. – 2008. – Vol. 31. № 1. – P. 3-15. doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.07.011.
 18. Durability issues, maintenance and costs of solar cooling systems / P. Navarro-Rivero, B. Ehrismann, // Task report. – 2012. – Vol. 5. № 2.
 19. Handbook of air conditioning and refrigeration / S. K. Wang, S. K. Wang, // New York: McGraw-Hill. – 2000. – Vol. 49.

20. Solar engineering of thermal processes / J. A. Duffie, W. A. Beckman, // John Wiley & Sons. – 2013.
21. An overview of solar assisted air-conditioning system application in small office buildings in Malaysia / L. C. Haw, K. Sopian, Y. Sulaiman, // In Proceedings of the 4th IASME/WSEAS International Conference on ENERGY & ENVIRONMENT. – 2009. – P. 244-251.
22. Experimental analysis and dynamic simulation of a novel high-temperature solar cooling system / A. Buonomano, F. Calise, M. Dentice d'Accadia, G. Ferruzzi, S. Frascogna, A. Palombo, R. Russo, M. Scarpellino, // Energy conversion and management. – 2016. – Vol. 109. – P. 19-39.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.11.047>.
23. AIR CONDITIONING PRINCIPLES AND SYSTEMS / E. G. Pita, // Upper Saddle River, New Jersey. – 2002.
24. S. Daly. Automotive air conditioning and climate control systems / S. Daly // Elsevier. – 2011.
25. Solar driven cooling systems: An updated review / A. Allouhi, T. Kousksou, J. Abdelmajid, B. Pascal, Y. Mourad, Y. Zeraouli, // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2015. – Vol. 44. – P. 159-181.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.014>.
26. I. Dinçer. Refrigeration Systems and Applications / I. Dinçer, M. Kanoglu, // John Wiley & Sons. – 2011.
27. Solar hybrid air conditioning system to use in Iraq to save energy / Y. V. Vankov, A. K. Al-Okbi, M. H. Hasanen, // In E3S Web of Conferences EDP Sciences. – 2019. – Vol. 124. – P. 01024. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201912401024>.
28. Аль-Окби А.К. Апробация гибридной системы кондиционирования воздуха в условиях субтропического климата (на примере города Багдад) / Аль-Окби А.К., Ваньков Ю.В., Зиганшин Ш.Г., // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2023. – Т. 15. № 4 (60). – С. 69-85.
29. Air conditioning and refrigeration engineering / S. K. Wang, Z. Lavan, P. Norton. – 2000.

30. Белова Е. М. Система кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами. – 2003. – 400 С.
31. I. Dincer. Refrigeration systems and applications. / I. Dincer, // John Wiley & Sons. – 2017.
32. Аль-Окби А. К. Система кондиционирования воздуха с аккумулятором тепла / А. К. Аль-Окби, Ю. В. Ваньков, Е. В. Гарнышова, Ш. Г. Зиганшин // XIII семинар вузов по теплофизике и энергетике. – 2023. № 123.
33. Parametric analysis of a solar-driven trigeneration system with an organic Rankine cycle and a vapor compression cycle / E. Bellos, C. Tzivanidis, // Energy and Built Environment. – 2021. – Vol. 2. № 3. – P. 278-289. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2020.08.004>.
34. Термоэлектрические охлаждающие устройства: Метод. указания для студентов спец. 070200, Техника и физиканизких температур / Булат Л.П., Бузин Е.В., // СПб.: СПбГУНиПТ. – 2001. – 41 С.
35. Угорова, С. В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение : курс лекций / С. В. Угорова // Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ. – 2015. – 128 С.
36. Investigation on solar hybrid cooling system with high latent cooling load / H. M. Hussain, L. J. Habeeb, O. J. Abbas, // Advances in Environmental Biology. – 2017. – Vol. 11. № 4. – P. 24-37, <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>.
37. A review of solar driven absorption cooling with photovoltaic thermal systems / M. Alobaid, B. Hughes, J. K. Calautit, D. O'Connor, A. Heyes, // Renewable and sustainable energy reviews. – 2017. – Vol. 76. – P. 728-742.
38. A review on solar-powered cooling and air-conditioning systems for building applications / Q. Al-Yasiri, M. Szabó, M. Arıcı, // Energy Reports. – 2022. – Vol. 8. – P. 2888-2907. (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).
39. Введение и инновационные направления развития / Малинина О.С., Малышев А.А., // Низкотемпературные системы. СПб: Университет ИТМО. – 2020. – 56 с.

40. An investigation of a falling film desiccant dehumidification/regeneration cooling system / S. Feyka, K. Vafai, // Heat Transfer Engineering. – 2007. – Vol. 28. № 2. – P. 163-172. <https://www.researchgate.net/publication/228706796>.
41. Air Pollution in Iraq Sources and Effects / Al-Kasser, Mohammed K. // In IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2021. – Vol. 790, № 1. – P. 012014. doi:10.1088/1755-1315/790/1/012014.
42. Energetic and exergetic investigation of a novel solar assisted mechanical compression refrigeration system / E. Bellos, M. Gr Vrachopoulos, C. Tzivanidis, // Energy Conversion and Management. – 2017. – Vol. 147. – P. 1-18. <https://www.researchgate.net/publication/317156605>.
43. The effect of carbon dioxide emissions on the building energy efficiency / J. Min, G. Yan, A. M. Abed, S. Elattar, M. A. Khadimallah, A. Jan, H. E. Ali, // Fuel. – 2022. – Vol. 326. – P. 124842. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.124842>.
44. Бодров, В. И. Инженерные основы создания пассивных домов: учебник / В. И. Бодров, М. В. Бодров, В. Ю. Кузин, Ж. А. Шевченко, // Нижегород. гос. архитектур.-строит. ун-т. – Н. Новгород: ННГАСУ. – 2015. – 110 с. ISBN 978-5-528-00126-5
45. Performance analysis of proposed hybrid air conditioning and humidification–dehumidification systems for energy saving and water production in hot and dry climatic regions / S. A. Nada, H. F. Elattar, A. Fouda, // Energy conversion and Management. – 2015. – Vol. 96. – P. 208-227. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.02.082>.
46. Review of solar cooling methods and thermal storage options / L. A. Chidambaram, A. S. Ramana, G. Kamaraj, R. Velraj, // Renewable and sustainable energy reviews. – 2011. – Vol. 15. № 6. – P. 3220-3228. doi:10.1016/j.rser.2011.04.018.
47. Performance Comparison of Solar Assisted and Inverter Air-Conditioning Systems in Malaysia / M. C. Arkam, K. M. Al-Obaidi, M. A. Abd Rahim, // Journal of Design and Built Environment. – 2017. – P. 53-61. <https://www.researchgate.net/publication/322129091>.

48. A review of solar photovoltaic systems cooling technologies / J. Siecker, K. Kusakana, B.P. Numbi, // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2017. – Vol. 79. – P. 192-203. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.053>.
49. Solar hybrid air-conditioning system for high temperature cooling in subtropical city / K. F. Fong, C. K. Lee, T. T. Chow, Z. Lin, L. S. Chan, // *Renewable energy*. – 2010. – Vol. 35. № 11. – P. 2439-2451. doi:10.1016/j.renene.2010.02.024.
50. Solar thermally driven cooling systems: Some investigation results and perspectives / S. Ajib, W. Günther, // *Energy Conversion and Management*. – 2013. – Vol. 65. – P. 663-669. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2011.09.022>.
51. Optimum hot water temperature for absorption solar cooling / A. Lecuona, R. Ventas, M. Venegas, A. Zacarías, R. Salgado, // *Solar Energy*. – 2009. – Vol. 83. № 10. – P. 1806-1814. doi:10.1016/j.solener.2009.06.016.
52. Measuring and monitoring occupancy with an RFID based system for demand-driven HVAC operations / N. Li, G. Calis, B. Becerik-Gerber, // *Automation in construction*. – 2012. – Vol. 24. – P. 89-99. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2012.02.013>.
53. Experimental performance analysis on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heater / Y. W. Li, R. Z. Wang, J. Y. Wu, Y. X. Xu, // *Applied Thermal Engineering*. – 2007. – Vol. 27. № 17-18. – P. 2858-2868. doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.08.007.
54. Review on solar-driven ejector refrigeration technologies / J. M. Abdulateef, K. Sopian, M. A. Alghoul, M. Y. Sulaiman, // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2009. – Vol. 13. № 6-7. – P. 1338-1349. doi:10.1016/j.rser.2008.08.012.
55. Energy storage: Applications and challenges / T. Kousksou, P. Bruel, A. Jamil, T. El Rhafiki, Y. Zeraouli, // *Solar Energy Materials and Solar Cells*. – 2014. – Vol. 120. – P. 59-80. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solmat.2013.08.015>.
56. Низкотемпературные процессы и установки / П. В. Луканин, Г. А. Морозов, // учеб. пособие. — СПб.: ВШТЭ СПбГУИТД. – 2022. – 135 с.

57. Recent developments in solar assisted liquid desiccant evaporative cooling technology—A review / M. S. Buker, S. B. Riffat, // *Energy and Buildings*. – 2015. – Vol. 96. – P. 95-108. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.03.020>.
58. Energy and economic performance of solar cooling systems world wide / U. Eicker, D. Pietruschka, M. Haag, A. Schmitt, // *Energy Procedia*. – 2014. – Vol. 57. – P. 2581-2589. doi: 10.1016/j.egypro.2014.10.269.
59. High potential of full year operation with solar driven desiccant evaporative cooling systems / A. Preisler, M. Brychta., // *Energy Procedia*. – 2012. – Vol. 30. – P. 668-675. doi: 10.1016/j.egypro.2012.11.076.
60. REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING / W. F. Stoecker, J. W. Jones, // McGraw-Hill, Inc. – 2008. – P. 443.
61. Аль-Окби А.К. Парокомпрессионная система кондиционирования воздуха с солнечным тепловым коллектором / Аль-Окби А.К., Ваньков Ю.В., // *Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ*. – 2023. – Т. 25. – № 5. – С. 101-114. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2023-25-5-101-114>
62. HVAC Fundamentals / J. Brumbaugh, E. Audel., // *Volume 1: Heating Systems, Furnaces and Boilers*, John Wiley & Sons. – 2012. – Vol. 17. – P. 250-255.
63. Simulation of a solar absorption air conditioning system / Z. F. Li, K. Sumathy, // *Energy Conversion and management*. – 2001. – Vol. 42. № 3. – P. 313-327.
64. Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia–water absorption cooling system / J. Aman, DS-K. Ting, P. Henshaw, // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. – Vol. 62. № 2. – P. 424-432. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.10.006>.
65. Performance analysis on a new type of solar air conditioning system / Z. Xingjuan, S. Bojie, B Qingyuan, Y. Chunxin, // *Energy and Buildings*. – 2013. – Vol. 60. – P. 280-285. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.01.018>.
66. Performance of a solar ejector cooling-system in the southern region of Turkey / H. K. Ersoy, S. Yalcin, R. Yapici, M. Ozgoren, // *Applied Energy*. – 2007. – Vol. 84. № 9. – P. 971-983. doi:10.1016/j.apenergy.2006.10.001.

67. Solar assisted desiccant evaporative cooling system for office buildings in Iran: A yearly simulation model / M. Ahmadzadehtalatapeh, // *Scientia Iranica*. – 2018. – Vol. 25. № 1. – P. 280-298. doi: 10.24200/sci.2017.4323.
68. Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications / U. Desideri, S. Proietti, P. Sdringola, // *Applied Energy*. – 2009. – Vol. 86. № 9. – P. 1376-1386. doi:10.1016/j.apenergy.2009.01.011.
69. Autonomous hybrid solar-heat pump for system heat-cooling in buildings / A. Anarbaev, M. Koroly, // In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2021. – Vol. 1030. № 1. – P. 012178. doi:10.1088/1757-899X/1030/1/012178.
70. Hourly simulation and performance of solar electric-vapor compression refrigeration system / M. Bilgili, // *Solar Energy*. – 2011. – Vol. 85. № 11. – P. 2720-2731. doi:10.1016/j.solener.2011.08.013.
71. Installation and operation of a solar cooling and heating system incorporated with air-source heat pumps / L. Huang, R. Zheng, U. Piontek, // *Energies*. – 2019. – Vol. 12. № 6. – P. 996. doi:10.3390/en12060996.
72. Solar assisted desiccant air conditioning system for hot and humid areas / K. M. Sopian, M. S. Dezfouli, S. Mat, M. H. Ruslan, // *International journal of environment and sustainability*. – 2014. – Vol. 3. № 1.
73. Past, present, future of solar cooling: Technical and economical considerations / R. M. Lazzarin, M. Noro, // *Solar Energy*. – 2018. – Vol. 172. – P. 2-13. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.12.055>.
74. Solar powered organic Rankine-vapor compression air conditioning / B. Hu, J. Guo, Y. Yang, Y. Shao, // *Energy Reports*. – 2022. – Vol. 8. – P. 207-213. (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).
75. Hybrid photovoltaic-thermal solar systems for combined heating, cooling and power provision in the urban environment / A. Ramos, M. A. Chatzopoulou, I. Guarracino, J. Freeman, C. N. Markides, // *Energy conversion and management*. – 2017. – Vol. 150. – P. 838-850. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.024>

76. Hybrid energy scenarios for residential applications based on the heat pump split air-conditioning units for operation in the Mediterranean climate conditions / S. Nižetić, A. M. Papadopoulos, G. M. Tina, M. Rosa-Clot, // *Energy and Buildings*. –2017.–Vol.140. –P.110-120. <https://www.researchgate.net/publication/313350850>
77. A review on photovoltaic/thermal hybrid solar technology / T. T. Chow, // *Renewable Energy*. – 2018. – Vol. 4. № 88. – P. 119. doi:10.1016/j.apenergy.2009.06.037.
78. Solar thermal energy storage using paraffins as phase change materials for air conditioning in the built environment / W. Lin, Z. Ma, H. Ren, J. Liu, K. Li, // *Paraffin Overv.* – 2020. – P. 1-15.
79. Семенов Ю. В. Системы кондиционирования воздуха с поверхностными воздухоохладителями / М.: ТЕХНОСФЕРА. – 2014. – 272 с.
80. Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route / B. Choudhury, P. K. Chatterjee, J. P. Sarkar., // *Renewable and sustainable energy reviews*. – 2020. – Vol. 14. № 8. –P. 2189-2195. doi:10.1016/j.rser.2010.03.025.
81. Performance Evaluation of a Solar Hybrid Air-Conditioner / N. C. Nwasuka, N. Nwankwojike, U. Nwaiwu, // – 2021. <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-503697/v1>.
82. Performance testing of thermal and photovoltaic thermal solar collectors / J. Allan, Z. Dehouche, S. Stankovic, L. Mauricette, // *Energy Science & Engineering*. – 2015. – Vol. 3. № 4. – P. 310-326. doi: 10.1002/ese3.75.
83. DESIGN a solar hybrid air conditioning compressor system / M. K. Assadi, S. I. Gilani, T. C. Jun Yen, // In *MATEC Web of Conferences*, EDP Sciences. – 2016. – Vol. № 38. –P. 02001. <http://dx.doi.org/10.1051/matecconf/20163802001>.
84. Construction and performance study of a solar-powered hybrid cooling system in Iraq / S. S. Abd, A. I. Owaid, F. A. Mutlak, A. R. Sarhan, // *Iraqi Journal of Physics*. – 2013. – Vol. 11. № 21. – P. 91-101.
85. Economical comparison between a solar-powered vapour absorption air-conditioning system and a vapour compression system in the Middle East / A. Elsafty, A. J. Al-Daini, // *Renewable Energy*. – 2002. – Vol. 25. № 4.–P. 569-583.

86. Study on ejector-vapor compression hybrid air conditioning system using solar energy / C. Dang, Y. Nakamura, E. Hihara, // – 2012. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1340>.
87. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирования воздуха / Стефанов Е. В. // издательство «АВОК Северо-запад» Санкт-петербург. – 2005. – 402 с.
88. A solar/gas fired absorption system for cooling and heating in a commercial building / H. Sun, Z. Y. Xu, H. Wang, R. Wang, // Energy procedia. – 2015. – Vol. 70. – P. 518-528.
89. Циклы теплосиловых, холодильных и теплонасосных установок. Методы анализа их эффективности / О. А. Кайгородова, С. И. Ильина, Д. Д. Оганесян, // учеб. пособие – М.: РХТУ им. Д. И. Менделеева. – 2021. – 144 с.
90. Performance prediction of a solar refrigeration system under various operating pressure of evaporator and condenser / E. M. Salilih, Y. T. Birhane, N. H. Abu-Namdeh, // Solar Energy. – 2020. – Vol. 209. – P. 485-492. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.09.033>.
91. Refrigeration, air conditioning and heat pumps / Hundy, G. H, // Butterworth-Heinemann. – 2016.
92. Economic comparison between PV powered vapor compression refrigeration system and solar thermal powered absorption refrigeration system / H. Ammari, A. B. Ata, // In Proceedings of the 5th Jordanian IIR Int Conf on Refrig and Air Cond. – 2015. <https://www.researchgate.net/publication/302951503>.
93. Азизов. Д. Основы холодильной техники и технического обслуживания холодильных систем [Текст] / Д. Азизов, Ф. Сайдиев, // Ташкент : Vaktria press. – 2017. – 176 с.
94. Технологические процессы производства тепловой и электрической энергии на АЭС / Якубенко И.А., Пинчук М.Э., // Учебное пособие. – М.: НИЯУ МИФИ. – 2013. – 288 с.
95. Use of solar radiation to produce cold water for hospital air conditioning system using the combined organic Rankine-vapor compression cycle / A. Nabati, M.

- Saadat-Targhi, // *Energy Equipment and Systems*. – 2021. – Vol. 9. № 1. – P. 53-69.
96. Experimental analysis of a solar thermal hybrid VRF system for maximum energy economy based on Delhi (India) climate / S. Hasan, M. E. Khan, M. Parvez, // *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. – 2021. – Vol. 43. № 14. – P. 1779-1792. <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1663305>.
97. Hybrid photovoltaic-thermal solar systems for combined heating, cooling and power provision in the urban environment / A. Ramos, M. A. Chatzopoulou, I. Guarracino, J. Freeman, C. N. Markides, // *Energy conversion and management*. – 2017. – Vol. 150. – P. 838-850. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.024>.
98. Системы кондиционирования воздуха / М.И. Половинченко, А.И. Дубровина, // *apni.ru Редакционная коллегия*. – 2022. – С. 9.
99. Solar combined cooling, heating and power systems based on hybrid PVT, PV or solar-thermal collectors for building applications / M. Herrando, A. M. Pantaleo, K. Wang, C. N. Markides, // *Renewable Energy*. – 2019. – Vol. 143. – P. 637-647. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.004>.
100. Определение мощности системы кондиционирования воздуха / А.А. Коротков, И.П. Криволапов, С.Ю., // *Наука и Образование Щербаков*. – 2020. – Vol. 3. – P. 3.
101. Solar-powered cooling systems: Technical and economic analysis on industrial refrigeration and air-conditioning applications / U. Desideri, S. Proietti, P. Sdringola, // *Applied Energy*. – 2009. – Vol. 86. № 9. – P. 1376-1386. doi:10.1016/j.apenergy.2009.01.011.
102. Т.А. Янущик. Виды систем кондиционирования воздуха / Т.А. Янущик, А.В. Вершко. – 2020.
103. Thermal performance of a solar-assisted heat pump with a double pass solar air collector under climate conditions of Iraq / F. A. Khalil, N. A. Jassim, // *J. Mech. Contin. Math. Sci.* – 2019. – Vol. 14. № 6. – P. 426-449. <https://doi.org/10.26782/jmcms.2019.12.00030>.

104. Energy performance of solar-assisted liquid desiccant air-conditioning system for commercial building in main climate zones / R. Qi, L. Lu, Y. Huang, // *Energy conversion and Management*. – 2014. – Vol. 88. – P. 749-757. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.09.006>.
105. Hourly dynamic simulation of solar ejector cooling system using TRNSYS for Jordanian climate / B. Tashtoush, A. Alshare, S. Al-Rifai, // *Energy conversion and management*. – 2015. – Vol. 100. – P. 288-299. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.010>.
106. Experimental Evaluation of Thermal Performance of Solar Assisted Vapor Compression Heat Pump / N. A. Jassim, K. K. Al-Chlaihawi, // *Journal of Engineering*. – 2015. – Vol. 21. № 11. – P. 145-160. <https://www.researchgate.net/publication/324991684>.
107. Energy performance evaluation of a demo solar desiccant cooling system with heat recovery for the regeneration of the adsorption material / M. Beccali, P. Finocchiaro, B. Nocke, // *Renewable Energy*. – 2012. – Vol. 44. – P. 40-52. doi:10.1016/j.renene.2011.12.021.
108. Building integrated solar thermal collectors—A review / M. S. Buker, Saffa B. Riffat, // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. – 2015. – Vol. 51. – P. 327-346. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.009>.
109. Experimental study of solar refrigerator system using activated alumina and methanol adsorption pair / T. B. Sitorus, F. H. Napitupulu, H. Ambarita, // *International Journal of Technology*. – 2016. – Vol. 7. № 5. – P. 910-920. <https://www.researchgate.net/publication/305698192>.
110. Performance analysis of a liquid desiccant and membrane contactor hybrid air-conditioning system / S. Bergero, A. Chiari, // *Energy and buildings*. – 2010. – Vol. 42. № 11. – P. 1976-1986. doi:10.1016/j.enbuild.2010.06.003.
111. The life cycle assessment of a solar-assisted absorption chilling system in Bangkok, Thailand / J. Bukoski, S. H. Gheewala, A. Mui, M. Smead, S. Chirarattananon, // *Energy and buildings*. – 2014. – Vol. 72. – P. 150-156. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.034>.

112. Case study and theoretical analysis of a solar driven two-stage rotary desiccant cooling system assisted by vapor compression air-conditioning / D. La, Y. Dai, Y. Li, T. Ge, R. Wang, // *Solar energy*. – 2011. – Vol. 85. № 11. – P. 2997-3009. doi:10.1016/j.solener.2011.08.039.
113. Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city / K. F. Fong, T. T. Chow, C. K. Lee, Z. Lin, L. S. Chan, // *Solar energy*. – 2010. – Vol. 84. № 2. – P. 227-244. doi:10.1016/j.solener.2009.11.002.
114. Солнечные абсорбционные системы кондиционирования воздуха на основе низкотемпературных испарительных воздухоохладителей / А.В. Дорошенко, С.А. Коваленко, А.Р. Антонова, // – 2020.
115. Применение абсорбционных холодильных машин на солнечной энергии в системах кондиционирования административных и жилых зданий / М. Алшаббани, Н.А. Целигоров, // обзор. Инженерный вестник Дона. – 2020. – Vol. 1. № 61. – P. 19.
116. Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning / S. Varga, A. C. Oliveira, B. Diaconu, // *International Journal of Low-Carbon Technologies*. – 2009. – Vol. 4. № 1. – P. 2-8. doi:10.1093/ijlct/ctn001.
117. Методические рекомендации по изучению холодильной установки с системой автоматического управления и измерений / П.Н. Канцеров, И.Д. Самофалова, В.Н. Дубинич, Винокуров, В.А. // – 2017.
118. Solar assisted air conditioning of buildings—an overview / Henning, Hans-Martin, // *Applied thermal engineering*. – 2007. – Vol. 27. № 10. – P. 1734-1749. doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.07.021.
119. Operation and Performance Assessment of a Hybrid Solar Heating and Cooling System for Different Configurations and Climatic Conditions / R. Figaj, M. Żołądek, // *Energies*. – 2021. – Vol. 14. № 4. – P. 1142. <https://doi.org/10.3390/en14041142>.
120. Comparison of photovoltaic and solar thermal cooling systems for office buildings in different climates / U. Eicker, D. Pietruschka, A. Schmitt, M. Haag, //

- Solar Energy. – 2015. – Vol. 118. – P. 243-255.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2015.05.018>.
121. Development and application of a dynamic model for a solar assisted liquid desiccant air conditioning system / D. Zhong, T. Wen, X. She, Y. Chen, M. Wang, H. Yang, Y. Luo, // Science and Technology for the Built Environment. – 2019. – Vol. 25. № 2. – P. 128-138. DOI: 10.1080/23744731.2018.1501246.
122. The solar contribution to air conditioning systems for residential buildings / M. A. Sayegh, // Desalination. – 2007. – Vol. 209. № 1-3. – P. 171-176. doi:10.1016/j.desal.2007.04.038.
123. Отопление и охлаждение домов за счёт солнечной энергии / Х.А. Мередова, Р.А. Гурбанмурадов, // – 2023.
124. Hybrid solar-driven desalination/cooling systems: Current situation and future trend / A. S. Alsaman, A. A. Hassan, E. S. Ali, R. H. Mohammed, A. E. Zohir, A. M. Farid, A. M. Zakaria Eraqi, H. H. El-Ghetany, A. A. Askalany, // Energies. – 2022. – Vol. 15. № 21. – P. 8099. <https://doi.org/10.3390/en15218099>.
125. Современные системы кондиционирования воздуха / А.В. Чичиндаев, // – 2022.
126. Refrigeration and air-conditioning / G. F. Hundy, A. R. Trott, T. C. Welch, // Butterworth-Heinemann. – 2008.
127. Improving Fan System Performance / Engineers Edge, LLC, // Sourcebook for Industry, U.S. Department of Energy Efficiency and Renewable Energy. – 2003.
128. Performance evaluation of a solar adsorption refrigeration system with a wing type compound parabolic concentrator / M. Umair, A. Akisawa, Y. Ueda, // Energies. – 2014. – Vol. 7. № 3. – P. 1448-1466. doi:10.3390/en7031448.
129. <https://hitachi-compressors.com/highly-h-series-ASH184TV-rotary-compressors.php>
130. Кудеяров Ю. А. Применение концепции неопределенности при обработке результатов измерений / Кудеяров Ю. А., // Учебное пособие. - М.:АСМС. – 2016. - 72с.

131. A study on heat storage sizing and flow control for a domestic scale solar-powered organic Rankine cycle-vapour compression refrigeration system / C. Kutlu, M. T. Erdinc, J. Li, Y. Wang, Y. Su, // *Renewable Energy*. – 2019. – Vol. 143. – P. 301-312. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.017>.
132. Review of solar thermoelectric cooling technologies for use in zero energy buildings / Z. Liu, L. Zhang, G. Gong, H. Li, G. Tang, // *Energy and Buildings*. – 2015. – Vol. 102. – P. 207-216. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.05.029>.
133. Life cycle cost analysis of two different refrigeration systems powered by solar energy / S. S. Alrwashdeh, H. Ammari, // *Case Studies in Thermal Engineering*. – 2019. – Vol. 16. – P. 100-105. (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).
134. Investigation of solar energy utilization in a novel desiccant based air conditioning system / E. Hürdoğan, O. Büyükalaca, T. Yılmaz, A. Hepbasli, İ. Uçkan, // *Energy and buildings*. – 2012. – Vol. 55. – P. 757-764. doi:10.1016/j.enbuild.2012.02.017.
135. Путилов, С.С. Сокращение потребления электрической энергий в бытовых условиях / Путилов, С.С. – 2020.
136. Ильин, А.Е. Снижение расхода топлива электростанций путём уменьшения потерь мощности в электрических сетях / Ильин, А.Е. // In *Актуальные проблемы экологии и природопользования*. – 2021. – P. 471-475.
137. Промышленное использование энергии и сокращение выбросов углерода в энергетическом секторе / А.С. Драпак, Д.Ю. Патрикеев, Р.С. Назаренко, // *Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова, посвященная 300-летию Российской академии наук*. – 2020. – P. 183-187.
138. Al-Wakeel, Ali. Local Energy Systems in Iraq: Neighbourhood Diesel Generators and Solar Photovoltaic Generation / A. Al-Wakeel, // *Microgrids and Local Energy Systems*. – 2021. – P. 153.
139. <https://www.unep.org/explore-topics/climate-action/what-we-do/climate-action-note/state-of-climate.html>

140. <https://www.statista.com/statistics/1302597/iraq-emissions-intensity-from-electricity-generation/>

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

كۆمارى عىراق
وه زاره تي كاره با
Republic Of Iraq
Ministry Of Electricity
Technical Directorate



جمهورية العراق
وزارة الكهرباء
الدائرة الفنية



No:
Date: / /

العدد : ٨٢٧٠
التاريخ : ٢٠٢٣/٧/٢٧

To: KAZAN STATE POWER ENGINEERING UNIVERSITY

Power Plants loads and Fuel Consumption


Good Greeting,

Reference to the request of PhD student, Al-Okbi Ahmed Khaleel Kareem, we enclose herewith tables of our power plants loads and fuel consumption.

BEST WISHES.

Attachments:

- tables


Engineer
Shatha Abdul Hussain Naser
General Director
27/7/2023



- Treatment, Environment and Safety Department

20/7/2023

dist-office@moelc.gov.iq البريد الالكتروني

بغداد - المنصور - شارع النقابات



No:
Date: / /

العدد : ٨٢٧-
التاريخ : ٢٠٢٧/٧/٢٧

Power Stations Loads according to Fuels types

Power Plants Types	Fuel Type					
	Natural Gas		Heavy Fuel Oil		Crude oil	
	Summer Load (MW hr)	Spring Load (MW hr)	Summer Load (MW hr)	Spring Load (MW hr)	Summer Load (MW hr)	Spring Load (MW hr)
Gas Turbine Simple cycle	7300	2200	1400	500	2500	1400
Combined Cycle	9500	4000	-	-	-	-
Diesel Plants	-	-	800	600	-	-
Thermal Power Plants	-	-	HFO + Crude Oil Summer (5700) Spring (4600)			

Power Stations Fuel Consumption

Power Plants Types	Fuel Type		
	Natural Gas Consumption M3/MW	Heavy Fuel Oil Consumption M3/MW	Crude oil consumption M3/MW
Gas Turbine Simple cycle	290	0.34	0.33
Combined Cycle	220	-	-
Diesel Plants	-	0.22	-
Thermal Power Plants	-	0.26	0.25

* BAGHDAD city power consumption represent 30% of total IRAQ production.



Приложение 2-1



FOR-TC-012

Calibration Certificate
Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Electrical & Electronic Section/Electrical Lab.
P.O. Box 13032 Aljadria street, Baghdad, Tel: 7765180 E-Mail: cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No : ELE/ 165 /2021
Date of issue: 21 / 06 / 2021


Customer	
Name:	Kazan state Power engineering
Address:	Russia - Kazan

Item under calibration	
Description	Digital Power Clamp meter
Manufacturer:	UNI-T
Model:	UT233
Serial number:	C192717427
Other identification:	-
Date of reception:	21 / 06 / 2021 Order No.: 54
Condition of reception:	As Found

Standard(s) used in the calibration	
Description:	Energy-Power Calibration
Manufacturer:	ROTEK
Model:	8100
Serial number:	209
Other identification:	Code 1No.: 59A

Calibration information	
Date of calibration:	21 / 06 / 2021 Due to 21 / 6 / 2022
Place of calibration:	Electrical Lab.
Method(s) of calibration:	PRO TC-012-2
Calibrated quantity:	Watt
Results of calibration:	Attached a complete result in Annex 1 of this certificate.
Measurement uncertainty:	The reported expanded uncertainty is based on Guide JCGM 100:2008(GUM). Standard Uncertainty multiplied by coverage factor k=2 to give confidence level of 95%.
Metrological traceability:	The traceability of measurement results to the SI units is issued by the National standard maintained at Central Organization for Standardization and Quality Control through Calibration certificate (GILV-0024, GILV-0091) issued by UME Calibration in (01-2016), (02/2016)
Environmental conditions of calibration:	Temperature : 25.0 °C Humidity : 30.2 %
Observations, opinions or recommendations:	Results should be in consideration.

Ref: PROC-TC-012

Approved by: 
COSQC Jwain Reyadh Taha
Head of Electrical & Electronic Section
21-6-2021

This Certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the u Of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration.



Central Organization for Standards and Quality Control (COSQC)
Electrical & Electronic Section
Electrical Lab.

Annex 1: Calibration Results

Certificate No.: ELE /165 / 2021
Date of issue: 21 /6 / 2021
Date of calibration: 21 /6/2021

WATT

Range	Applied Reference Value	Measured Value	Deviation (Error)	Exp. Uncertainty
1KW	1KW	1.021 KW	0.021Kw	0.00237Kw
2KW	2Kw	2.0399Kw	0.0399Kw	0.001Kw

Approved by:

Jwann Reyadh Taha

21.6.2021

Calibrated By:

Wedad



Revised By:

Jwann

This Certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration.

Приложение 2-2



Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No: PRE/ 319 /2021

Date of issue : 22 / 6 /2021

Customer			
Name:	Kazan State Power Engineering		
Address:	Russia - Kazan		
Item under calibration			
Description:	Pressure gauge		
Manufacturer:	BTC		
Model:	Bourdon Tube		
Serial number:	106-1		
Other identification:	Range = 500 Psi	d = 5 Psi	Accuracy = 2.5 % of F.S
Date of reception:	20/6/2021	Oredr No.= 106	
Condition of reception:	As found		
Standard(s) used in the calibration			
Description:	Digital Pressure Gauge		
Manufacturer:	GE Druck		
Model:	DPI104		
Serial number:	5278746		
Other identification:	Range = 3000 Psi	d = 0.1 Psi	
Calibration information			
Date of calibration:	22 / 6 /2021		
Place of calibration:	Pressure Lab		
Method(s) of calibration:	Calibration method are based on (PROC-TC-012)		
Calibrated quantity:	Pressure		
Results of calibration:	Attached a complete result in Annex 1 of this certificate		
Measurement uncertainty:	The reported expanded uncertainty is DKD-6-1:2014 and the standard Uncertainty multiplied by coverage factor k=2 to give confidence level of 95% .		
Metrological traceability:	The traceability of measurement to the SI units issued by the National Standard maintained at central organization for standardization and quality control through calibration certificat issued (GE Druck) of certificate NO.= 0072985		
Environmental conditions of calibration:	Temp. (25°C)		R. H.(40%)
Observations, opinions or Recommendations:	The results are out of the tolerance according to DKD-6-1:2014		

Ref.PROC-TC-012

Approved by:

 Saif Ali
 Head of Mass & Pressure Section

page 1 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration



FOR-TC-012

Calibration Certificate

Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

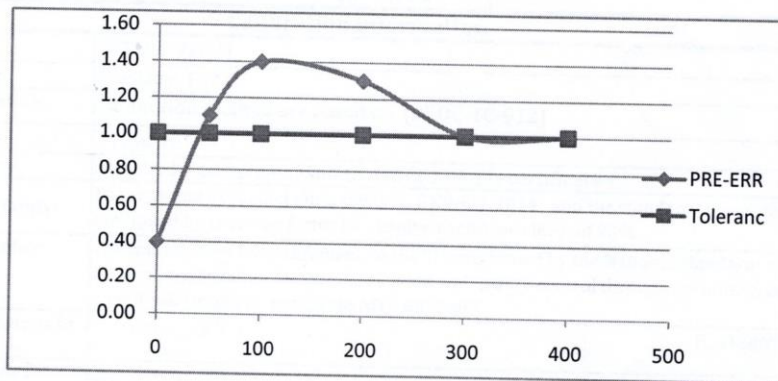
E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No: PRE/ 319 /2021
 Date of issue : 22 / 6 /2021

Annex 1/ Results

APP. Pressure Psi	Reading		Mean Reading Psi	Deviation (M-A) Psi	Error % of F.S
	Upward Psi	Downward Psi			
0	2.00	2.00	2.000	2.000	0.40
50	55.00	56.00	55.500	5.500	1.10
100	107.00	107.00	107.000	7.000	1.40
200	205.00	208.00	206.500	6.500	1.30
300	305.00	305.00	305.000	5.000	1.00
400	405.00	405.00	405.000	5.000	1.00

Max. Expanded Uncertainty = ± 3.368 Psi



mfs
 Calibrated by:
Mustafa Faisal

Ahmed Salman
 Revisid by:
Ahmed Salman

Saif Ali
 Approved by:
Saif Ali
 Head of Maas & Pressure Section

page 2 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration

Приложение 2-3



Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No: PRE/ 338 /2021

Date of issue : 11 / 7 /2021

Customer			
Name:	Kazan State Power Engineering		
Address:	Russia - Kazan		
Item under calibration			
Description:	Pressure gauge		
Manufacturer:	BTC		
Model:	Bourdon Tube		
Serial number:	106-3		
Other identification:	Range = 34 bar	d = 1 bar	Accuracy = 1.4 % of F.S
Date of reception:	20/6/2021	Ordre No. = 106	
Condition of reception:	As found		
Standard(s) used in the calibration			
Description:	Digital Pressure Gauge		
Manufacturer:	GE Druck		
Model:	DPI104		
Serial number:	5278746		
Other identification:	Range = 200 bar	d = 0.01 bar	
Calibration information			
Date of calibration:	7 / 7 /2021		
Place of calibration:	Pressure Lab		
Method(s) of calibration:	Calibration method are based on (PROC-TC-012)		
Calibrated quantity:	Pressure		
Results of calibration:	Attached a complete result in Annex 1 of this certificate		
Measurement uncertainty:	The reported expanded uncertainty is DKD-6-1:2014 and the standard Uncertainty multiplied by coverage factor k=2 to give confidence level of 95% .		
Metrological traceability:	The traceability of measurement to the SI units issued by the National Standard maintained at central organization for standardization and quality control through calibration certificat issued (GE Druck) of certificate NO.= 0072985		
Environmental conditions of calibration:	Temp. (25° C)		R. H.(40%)
Observations, opinions or Recommendations:	The results are within the tolerance according to DKD-6-1:2014		

Ref.PROC-TC-012

Approved by:

Saif Ali

Head of Mass & Pressure Section

page 1 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration



FOR-TC-012

Calibration Certificate

Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
 Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

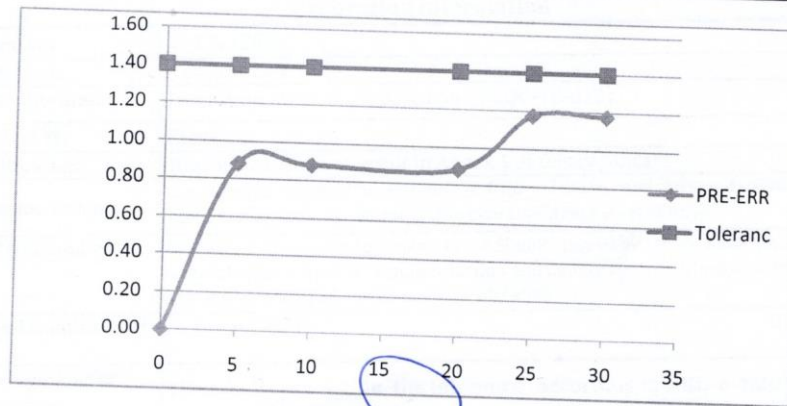
Certificate No: PRE/ 338 /2021

Date of issue : 11 / 7 /2021

Annex 1/ Results

APP. Pressure	Reading		Mean Reading	Deviation (M-A)	Error
	Upward	Downward			
bar	bar	bar	bar	bar	% of F.S
0	0.00	0.00	0.000	0.000	0.00
5	5.30	5.30	5.300	0.300	0.88
10	10.30	10.30	10.300	0.300	0.88
20	20.30	20.30	20.300	0.300	0.88
25	25.40	25.40	25.400	0.400	1.18
30	30.40	30.40	30.400	0.400	1.18

Max. Expanded Uncertainty = ± 0.325 bar



Calibrated by:
 Ahmed Salman

Revised by:
 Nabeel Lateef

Approved by:
 Saif Ali
 Head of Maas & Pressure Section

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration

Приложение 2-4



Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No: PRE/ 320 /2021

Date of issue : 22 / 6 /2021

Customer			
Name:	Kazan State Power Engineering		
Address:	Russia - Kazan		
Item under calibration			
Description:	Pressure gauge		
Manufacturer:	BTC		
Model:	Bourdon Tube		
Serial number:	106-2		
Other identification:	Range = 800 Psi	d = 20 Psi	Accuracy = 2.5 % of F.S
Date of reception:	20/6/2021	Oredr No.= 106	
Condition of reception:	As found		
Standard(s) used in the calibration			
Description:	Digital Pressure Gauge		
Manufacturer:	GE Druck		
Model:	DPI104		
Serial number:	5278746		
Other identification:	Range = 3000 Psi	d = 0.1 Psi	
Calibration information			
Date of calibration:	22 / 6 /2021		
Place of calibration:	Pressure Lab		
Method(s) of calibration:	Calibration method are based on (PROC-TC-012)		
Calibrated quantity:	Pressure		
Results of calibration:	Attached a complete result in Annex 1 of this certificate		
Measurement uncertainty:	The reported expanded uncertainty is DKD-6-1:2014 and the standard Uncertainty multiplied by coverage factor k=2 to give confidence level of 95% .		
Metrological traceability:	The traceability of measurement to the SI units issued by the National Standard maintained at central organization for standardization and quality control through calibration certificat issued (GE Druck) of certificate NO.= 0072985		
Environmental conditions of calibration:	Temp. (25 °C)		R. H.(40%)
Observations, opinions or Recommendations:	The results are within the tolerance according to DKD-6-1:2014		

Ref:PROC-TC-012

Approved by:

Saif Ali

Head of Mass & Pressure Section

page 1 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration



Calibration Certificate

FOR-TC-012

Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
 Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

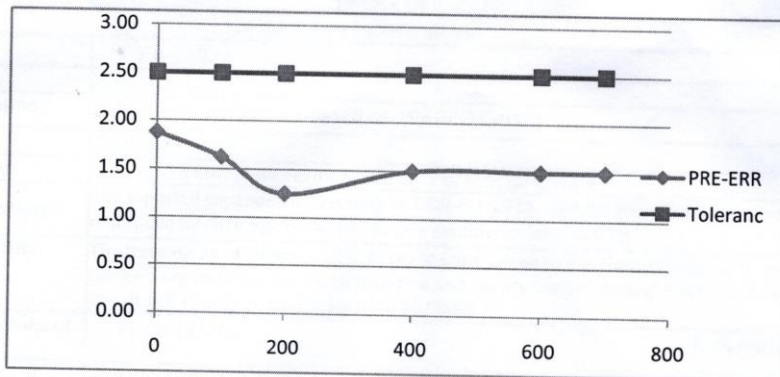
Certificate No: PRE/ 320 /2021

Date of issue : 22 / 6 /2021

Annex 1/ Results

APP. Pressure	Reading		Mean Reading	Deviation (M-A)	Error
	Upward	Downward			
Psi	Psi	Psi	Psi	Psi	% of F.S
0	15.00	15.00	15.000	15.000	1.88
100	113.00	113.00	113.000	13.000	1.63
200	210.00	210.00	210.000	10.000	1.25
400	412.00	412.00	412.000	12.000	1.50
600	612.00	612.00	612.000	12.000	1.50
700	712.00	712.00	712.000	12.000	1.50

Max. Expanded Uncertainty =	± 11.548	Psi
-----------------------------	----------	-----



[Signature]

Calibrated by:
Mustafa Faisal

[Signature]
Revised by:
Ahmed Salman

[Signature]
Approved by:
Saif Ali

Head of Maas & Pressure Section

page 2 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration

Приложение 2-5



Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.


P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No: PRE/ 337 /2021

Date of issue: 11 / 7 /2021

Customer			
Name:	Kazan State Power Engineering		
Address:	Russia - Kazan		
Item under calibration			
Description:	Pressure gauge		
Manufacturer:	/		
Model:	Bourdon Tube		
Serial number:	106-4		
Other identification:	Range = 55 kg/cm ²	d = 1 kg/cm ²	Accuracy = 1.8 % of F.S
Date of reception:	20/6/2021	Oredr No = 106	
Condition of reception:	As found		
Standard(s) used in the calibration			
Description:	Digital Pressure Gauge		
Manufacturer:	GE Druck		
Model:	DPI104		
Serial number:	5278746		
Other identification:	Range = 200 kg/cm ²	d = 0.01 kg/cm ²	
Calibration information			
Date of calibration:	7 / 7 /2021		
Place of calibration:	Pressure Lab		
Method(s) of calibration:	Calibration method are based on (PROC-TC-012)		
Calibrated quantity:	Pressure		
Results of calibration:	Attached a complete result in Annex 1 of this certificate		
Measurement uncertainty:	The reported expanded uncertainty is DKD-6-1:2014 and the standard Uncertainty multiplied by coverage factor k=2 to give confidence level of 95% .		
Metrological traceability:	The traceability of measurement to the SI units issued by the National Standard maintained at central organization for standardization and quality control through calibration certificat issued (GE Druck) of certificate NO.= 0072985		
Environmental conditions of calibration:	Temp. (25°C)		R. H.(40%)
Observations, opinions or Recommendations:	The results are within the tolerance according to DKD-6-1:2014		


 Approved by:
 Saif Ali

Head of Mass & Pressure Section

page 1 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration

Ref:PROC-TC-012



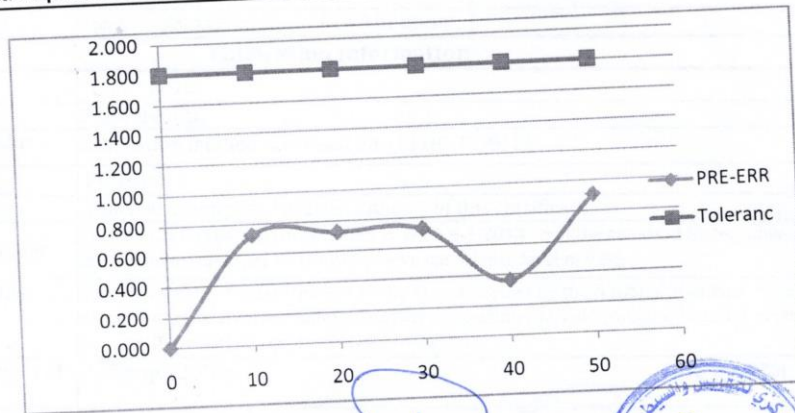
FOR-TC-012

Calibration Certificate
Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.
 P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180 E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No: PRE/ 337 /2021
 Date of issue : 11 / 7 /2021

Annex 1/ Results

APP. Pressure kg/cm ²	Reading		Mean Reading kg/cm ²	Deviation (M-A) kg/cm ²	Error % of F.S
	Upward kg/cm ²	Downward kg/cm ²			
0	0.00	0.00	0.000	0.000	0.000
10	10.40	10.40	10.400	0.400	0.727
20	20.40	20.40	20.400	0.400	0.727
30	30.40	30.40	30.400	0.400	0.727
40	40.20	40.20	40.200	0.200	0.364
50	50.50	50.50	50.500	0.500	0.909
Max. Expanded Uncertainty =			± 0.597	kg/cm²	



(Signature)
 Calibrated by:
Ahmed Salman

(Signature)
 Revisid by :
Nabeel Lateef

(Signature)
 Approved by:
Saif Ali
 Head of Maas & Pressure Section

page 2 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides tracibility of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration

Приложение 2-6



Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No: PRE/ 340 /2021

Date of issue : 11 / 7 /2021

Customer			
Name:	Kazan State Power Engineering		
Address:	Russia - Kazan		
Item under calibration			
Description:	Pressure gauge		
Manufacturer:	VALIE		
Model:	Bourdon Tube		
Serial number:	106-5		
Other identification:	Range = 55 bar	d = 1 bar	Accuracy = 1.6 % of F.S
Date of reception:	20/6/2021	Order No = 106	
Condition of reception:	As found		
Standard(s) used in the calibration			
Description:	Digital Pressure Gauge		
Manufacturer:	GE Druck		
Model:	DPI104		
Serial number:	5278746		
Other identification:	Range = 200 bar	d = 0.01 bar	
Calibration information			
Date of calibration:	7 / 7 /2021		
Place of calibration:	Pressure Lab		
Method(s) of calibration:	Calibration method are based on (PROC-TC-012)		
Calibrated quantity:	Pressure		
Results of calibration:	Attached a complete result in Annex 1 of this certificate		
Measurement uncertainty:	The reported expanded uncertainty is DKD-6-1:2014 and the standard Uncertainty multiplied by coverage factor k=2 to give confidence level of 95% .		
Metrological traceability:	The traceability of measurement to the SI units issued by the National Standard maintained at central organization for standardization and quality control through calibration certificat issued (GE Druck) of certificate NO.= 0072985		
Environmental conditions of calibration:	Temp. (25°C)		R. H.(40%)
Observations, opinions or Recommendations:	The results are out of the tolerance according to DKD-6-1:2014		

Ref:PROC-TC-012

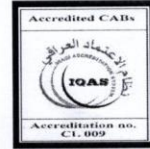
Approved by:

Saif Ali

Head of Mass & Pressure Section

page 1 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration



FOR-TC-012

Calibration Certificate

Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

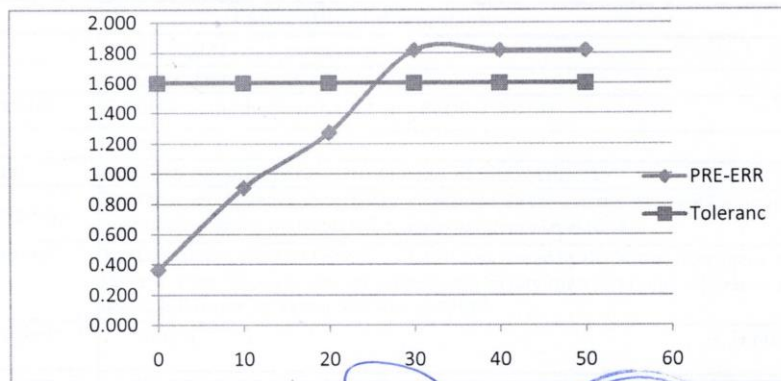
Certificate No: PRE/ 340 /2021

Date of issue : 11 / 7 /2021

Annex 1/ Results

APP. Pressure	Reading		Mean Reading	Deviation (M-A)	Error
	Upward	Downward			
bar	bar	bar	bar	bar	% of F.S
0	0.20	0.20	0.200	0.200	0.364
10	10.50	10.50	10.500	0.500	0.909
20	20.70	20.70	20.700	0.700	1.273
30	31.00	31.00	31.000	1.000	1.818
40	41.00	41.00	41.000	1.000	1.818
50	51.00	51.00	51.000	1.000	1.818

Max. Expanded Uncertainty =	± 0.597 bar
-----------------------------	-----------------



Calibrated by:

Ahmed Salman

Revised by :

Nabeel Lateef

Approved by:

Saif Ali
Head of Maas & Pressure Section

page 2 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration

Приложение 2-7



Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No: PRE/ 339 /2021

Date of issue : 11 / 7 /2021

Customer			
Name:	Kazan State Power Engineering		
Address:	Russia - Kazan		
Item under calibration			
Description:	Pressure gauge		
Manufacturer:	VALIE		
Model:	Bourdon Tube		
Serial number:	106-6		
Other identification:	Range = 55 bar	d = 1 bar	Accuracy = 1.6 % of F.S
Date of reception:	20/6/2021	Order No.= 106	
Condition of reception:	As found		
Standard(s) used in the calibration			
Description:	Digital Pressure Gauge		
Manufacturer:	GE Druck		
Model:	DPI104		
Serial number:	5278746		
Other identification:	Range = 200 bar	d = 0.01 bar	
Calibration information			
Date of calibration:	7 / 7 /2021		
Place of calibration:	Pressure Lab		
Method(s) of calibration:	Calibration method are based on (PROC-TC-012)		
Calibrated quantity:	Pressure		
Results of calibration:	Attached a complete result in Annex 1 of this certificate		
Measurement uncertainty:	The reported expanded uncertainty is DKD-6-1:2014 and the standard Uncertainty multiplied by coverage factor k=2 to give confidence level of 95% .		
Metrological traceability:	The traceability of measurement to the SI units issued by the National Standard maintained at central organization for standardization and quality control through calibration certificat issued (GE Druck) of certificate NO.= 0072985		
Environmental conditions of calibration:	Temp. (25°C)		R. H.(40%)
Observations, opinions or Recommendations:	The results are within the tolerance according to DKD-6-1:2014		

Ref.PROC-TC-012


 Approved by:
 قسم المقياس
 Saif Ali QC

Head of Mass & Pressure Section

page 1 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration



FOR-TC-012

Calibration Certificate

Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department/Mass & Pressure Section/Pressure Lab.

P.O. Box13032 Al jadria street, Baghdad ,Tel:7765180

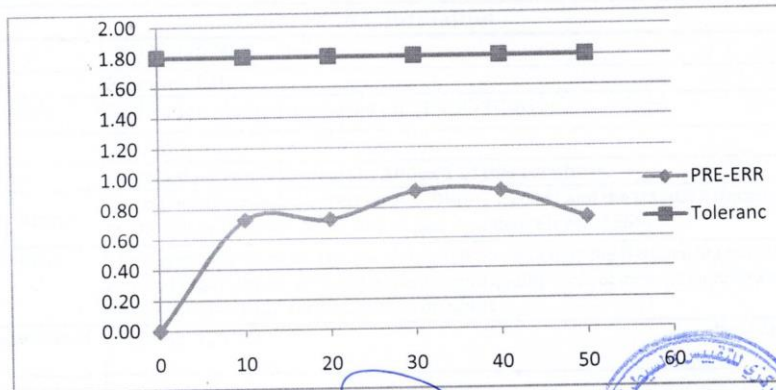
E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

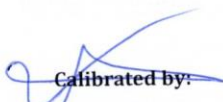
Certificate No: PRE/ 339 /2021
 Date of issue : 11 / 7 /2021

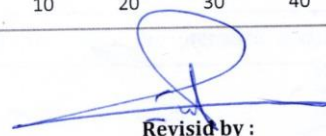
Annex 1/ Results

APP. Pressure	Reading		Mean Reading	Deviation (M-A)	Error
	Upward	Downward			
bar	bar	bar	bar	bar	% of F.S
0	0.00	0.00	0.000	0.000	0.00
10	10.40	10.40	10.400	0.400	0.73
20	20.40	20.40	20.400	0.400	0.73
30	30.50	30.50	30.500	0.500	0.91
40	40.50	40.50	40.500	0.500	0.91
50	50.40	50.40	50.400	0.400	0.73

Max. Expanded Uncertainty = ± 0.597 bar



Calibrated by:

 Ahmed Salman

Revised by:

 Nabeel Lateef

Approved by:

 Saif Ali
 Head of Mass & Pressure Section

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration

Приложение 2-8



Calibration Certificate
Central Organization for Standardization and Quality Control (COSQC)
Metrology Department - Physics Section (FOR-TC-012)

P.O. Box13032 Aljadriya street, Baghdad , Tel:7785180 - E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No.: PHT 626 / 2021

Date of issue : 11/07/2021

Customer		
Name:	Kazan State Power Engineering	
Address:	Russia - Kazan	
Item under calibration		
Description:	Data Logger With TC (K)	Res. : 0.1 °C
Manufacturer:	HUATO	
Model:	S220 - T8	
Serial number:	HS220CH182	
Other identification:	(-200 ----- 1370) °C	
Date of reception:	Order no. : (230) , Date of Reception : 27/06/2021	
Condition of reception:	As Found	
Standard(s) used in the calibration		
Description:	Digital Nano volt / Micro Ohm meter	PT100
Manufacturer:	Agilent	---
Model:	34420A	---
Serial number:	MY42000734	(1)
Other identification:	ID : PHT-01- 17	ID : PHT-01-84
Calibration information		
Date of calibration:	11/07/2021 , Due to: 11/07/2022	
Place of calibration:	PH LAB. 1	
Method(s) of calibration:	Calibration method using - PROC-TC-012 (C)	
Calibrated quantity:	Temperature °C	
Results of calibration:	Attached a complete result in Annex 1 of this certificate	
Measurement uncertainty:	The reported expanded uncertainty is based on UKAS M3003 Standard and the standard Uncertainty multiplied by coverage factor k=2 to give confidence level of 95%	
Metrological traceability:	The traceability of measurement results to the SI units is assured by the National standard maintained at Central Organization for standardization and Quality Control through calibration at :- UME /CER. NO (G1KS-0127)	
Environmental conditions of calibration:	Temp. 27.01 °C	RH. 24.6%
Observations, opinions or recommendations:	The results in Annex 1 should be taken into consideration	

Approved by:

Eng

Moyasser Ali Taher
 Head Of Physics Section
 11/07/2021

1 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration

Ref. Proc.Tc-012



Calibration Certificate
Central Organization for Standardization and Quality Control
Metrology Department - Physics Section (FOR-TC-012)
 P.O. Box13032 Aljadriya street, Baghdad , Tel:7785180 - - E-Mail : cosqc@cosqc.gov.iq

Certificate No.: PHT 626 A / 2021
 Date of issue : 17/05/2022


Annex 1


Results

The results of the measurements are given on table below.

TC No.	Set. Value C°	Ref. (R) C°	UUC (M) C°	Error (M)-(R) C°	Uncertainty ± C°
TC 1	23	23.02	23.36	0.34	0.45
TC 2	23	23.02	23.44	0.42	0.57
TC 3	23	23.02	23.30	0.28	0.34
TC 4	23	23.02	23.30	0.28	0.34
TC 5	23	23.02	23.30	0.28	0.34
TC 6	23	23.02	23.40	0.38	0.45
TC 7	23	23.02	23.50	0.48	0.56
TC 8	23	23.02	23.60	0.58	0.68




 Calibrated by :
 Khalid + Hanaa
 17/05/2022


 Revised by :
 Mustafa Omar
 17/05/2022


 Approved by:
 Ban Omer Farooq
 17/05/2022

2 of 2

This certificate is issued in accordance with the laboratory accreditation requirements. It provides traceability of measurement to recognized national standards, and to the units of measurement realized at the COSQC or other recognized national standards laboratories. This certificate may not be reproduced other than in full by photographic process. This certificate refers only to the particular item submitted for calibration.

Ref. Proc.Tc-012

Приложение 2-9



TEST CERTIFICATE

MODEL:	SM-15	MAX.PRESSURE: 4 Mpa
FLOW RANGE:	0,4 - 4 m3/h	TEST PRESSURE: 6 Mpa
SERIAL NO:	1906230	
ACCURACY:	1,0%	RESULT: OK
CAL FACTOR:	771,5709 P/L	DATE: 23.06.2021
ROTOR MATERIAL:	329J1 SS	
BEARING MATERIAL:	PTFE	
OTHER MATERIALS:	304 SS	

DATA RECORD

TEST POINT	FREQUENCY (Hz)	FLOWRATE(m3/h)	CAL. FACTOR(1/Liter)
1	130	0. 61	768
2	259	1. 21	769
3	518	2. 42	771
4	907	4. 22	774
5	1296	6. 02	775

ERROR CURVE	
	Test Point

S-Meter Sayaç Otomasyon Sistemleri San. ve Tic.Ltd.Şti.

İsmetpaşa Mahallesi Çiçek Sokak No:4 77100 Yalova -TURKIYE

Tel:+90.226.8126000 / Fax:+90.226.8115989 / e-mail: servis@sayac.com

No: 0-7350-4072-2000011 /Vergi Dairesi : YALOVA / 7350407220

Приложение 3

Таблица П 3.1 Параметры испарителя для первого режима работы с компрессором
холодопроизводительностью 7,034 кВт

Параметры испарителя				
Время	Хладагент <i>R-410A</i>			
	$D_{x \text{ вх. исп.}}$	$T_{x \text{ вх. исп.}}$	$D_{x \text{ вых. исп.}}$	$T_{x \text{ вых. исп.}}$
	Бар	С°	Бар	С°
11:00	9.653	6.1	7.308	10.4
11:15	9.653	6.1	7.584	10.6
11:30	9.722	6.3	7.722	10.8
11:45	9.791	6.5	7.791	10.2
12:00	9.791	6.4	7.722	10.9
12:15	9.791	6.5	7.722	10.3
12:30	9.722	6.3	7.584	11
12:45	9.791	6.5	7.653	10.8
13:00	9.722	6.3	7.722	10.8
13:15	9.653	6.1	7.584	10.6
13:30	9.653	6	7.584	10.7
13:45	9.584	5.8	7.515	10.7
14:00	9.653	6	7.515	10.1
14:15	9.722	6.2	7.584	10.9
14:30	9.653	5.9	7.584	10
14:45	9.584	5.8	7.584	10
15:00	9.653	6.1	7.653	10.5
15:15	9.653	5.9	7.515	10.2
15:30	9.584	5.8	7.584	10.1
15:45	9.653	6.1	7.515	10.3
16:00	9.653	5.9	7.584	12.2

Таблица П.3.2 Параметры конденсатора для первого режима работы с компрессором холодопроизводительности 7,034 кВт

Параметры конденсатора				
Время	Хладагент R-410A			
	$D_{x \text{ вх. конц.}}$	$T_{x \text{ вх. юнд.}}$	$D_{x \text{ вых. конц.}}$	$T_{x \text{ вых. конц.}}$
	Бар	С°	Бар	С°
11:00	26.476	47.5	25.786	38.3
11:15	26.821	50.7	25.993	38.5
11:30	26.890	51.3	26.131	38.9
11:45	27.303	51.5	26.200	39.2
12:00	27.510	51.9	26.407	39.6
12:15	27.717	52.2	26.752	39.8
12:30	27.855	52.6	26.959	40.4
12:45	28.131	52.8	27.165	40.7
13:00	28.406	52.3	27.510	41.1
13:15	28.682	52.7	27.717	41.5
13:30	28.820	52.9	27.924	41.9
13:45	29.096	53.4	28.131	42.2
14:00	29.234	53.6	28.269	42.6
14:15	29.441	53.8	28.475	42.9
14:30	29.372	53.3	28.337	42.5
14:45	29.165	52.8	28.200	42.1
15:00	28.958	52.2	27.993	41.8
15:15	28.751	51.7	27.786	41.4
15:30	28.337	51.1	27.441	41
15:45	28.062	50.6	27.027	40.7
16:00	27.786	49.9	26.890	40.3

Таблица П.3.3 Параметры (интенсивность света, расход мера и потребляемая мощность компрессора) для первого режима работы с компрессором холодопроизводительностью 7,034 кВт

Параметры (интенсивность света, часовой расход и потребляемая мощность компрессора)				
Время	Интенсивность света		Часовой расход	Потребляемая компрессором мощность
	lux	G (Вт/м ²)	М ³ /ч	кВт
11:00	127300	1005.67	4.16	1.80
11:15	128000	1011.20	4.17	1.79
11:30	129300	1021.47	4.16	1.83
11:45	130200	1028.58	4.14	1.84
12:00	126100	996.19	4.17	1.85
12:15	129200	1020.68	4.16	1.88
12:30	126300	997.77	4.22	1.87
12:45	127800	1009.62	4.21	1.86
13:00	130000	1027	4.25	1.86
13:15	128900	1018.31	4.31	1.87
13:30	123000	971.70	4.34	1.87
13:45	129200	1020.68	4.38	1.87
14:00	120100	948.79	4.37	1.87
14:15	122000	963.80	4.35	1.86
14:30	121000	955.90	4.38	1.84
14:45	111300	879.27	4.37	1.87
15:00	106200	838.98	4.31	1.86
15:15	103400	816.86	4.32	1.84
15:30	92800	733.12	4.32	1.87
15:45	85000	671.50	4.26	1.84
16:00	75600	597.24	4.28	1.85

Таблица П.3.4 Параметры окружающей среды для первого режима работы с компрессором холодопроизводительности 7,034 кВт

Параметры окружающей среды				
Время	$T_{ст}$	$T_{мт}$	T_p	φ
	$С^{\circ}$	$С^{\circ}$	$С^{\circ}$	$\%$
11:00	35.5	19.3	9.5	20.6
11:15	35.8	19.6	9.9	20.7
11:30	36.2	19.6	9.6	19.9
11:45	36.6	19.6	9.4	19.2
12:00	36.9	19.7	9.3	18.8
12:15	37.3	19.8	9.3	18.4
12:30	37.7	19.9	9.2	17.8
12:45	38.1	20	9.1	17.3
13:00	38.5	20	8.9	16.7
13:15	38.8	20.2	8.7	16.3
13:30	39.2	20.1	8.5	15.7
13:45	39.4	20.2	8.6	15.6
14:00	39.7	20.3	8.5	15.3
14:15	40.1	20.3	8.3	14.8
14:30	39.8	20.3	8.4	15.1
14:45	39.5	20.2	8.5	15.5
15:00	39.1	20.1	8.6	15.9
15:15	38.7	20	8.6	16.2
15:30	38.3	19.8	8.5	16.5
15:45	37.9	19.8	8.6	17
16:00	37.4	19.6	8.7	17.6

Таблица П.3.5 Параметры испарителя для второго режима работы с компрессором
холодопроизводительности 7,034 кВт

Параметры испарителя				
Время	Хладагент R-410A			
	$D_{X \text{ вх. исп.}}$	$T_{X \text{ вх. исп.}}$	$D_{X \text{ вых. исп.}}$	$T_{X \text{ вых. исп.}}$
	Бар	С°	Бар	С°
11:00	9.653	5.9	7.377	10.1
11:15	9.584	5.8	7.446	10.5
11:30	9.653	6.1	7.722	10.5
11:45	9.653	6.1	7.584	10.7
12:00	9.722	6.2	7.515	10.4
12:15	9.722	6.2	7.446	10.1
12:30	9.653	6	7.446	10.4
12:45	9.722	6.2	7.722	10.9
13:00	9.860	6.7	7.584	10.7
13:15	9.653	6.1	7.308	10.4
13:30	9.722	6.3	7.446	10.6
13:45	9.653	5.9	7.653	10.8
14:00	9.584	5.8	7.239	10.1
14:15	9.653	5.9	7.377	10.4
14:30	9.446	5.6	7.377	10.1
14:45	9.653	6.1	7.377	10.8
15:00	9.791	6.4	7.377	10.3
15:15	9.584	5.7	7.377	9.9
15:30	9.446	5.5	7.239	9.8
15:45	9.584	5.8	7.515	9.9
16:00	9.446	5.5	7.377	9.9

Таблица П.3.6 Параметры конденсатора для второго режима работы с компрессором холодопроизводительности 7,034 кВт

Параметры конденсатора				
Время	Хладагент <i>R-410A</i>			
	$D_{\text{Х ВХ. КОНД}}$	$T_{\text{Х ВХ. ЮНЦ}}$	$D_{\text{Х ВЫХ. КОНД}}$	$T_{\text{Х ВЫХ. КОНД}}$
	Бар	С°	Бар	С°
11:00	26.338	62.8	25.855	36.4
11:15	26.545	63.4	26.545	36.8
11:30	26.614	63.4	26.545	37.5
11:45	26.890	63.7	26.959	38.1
12:00	27.096	64.6	27.234	38.6
12:15	27.303	64.6	27.441	38.9
12:30	27.717	64.2	27.372	39.2
12:45	27.717	65.2	27.510	39.4
13:00	27.993	64.8	27.855	40.1
13:15	28.337	65.1	28.131	40.4
13:30	28.682	64.6	28.269	40.6
13:45	28.682	65.1	28.406	40.9
14:00	28.958	64.7	28.613	41.3
14:15	29.165	64.8	28.820	41.6
14:30	29.165	63.9	28.682	41.2
14:45	28.958	63.4	28.406	41.1
15:00	28.682	64.2	28.131	40.8
15:15	28.475	63.8	27.924	40.4
15:30	28.200	63.5	27.510	40.1
15:45	27.855	63	27.303	39.5
16:00	27.648	62.9	27.165	39.1

Таблица П.3.7 Параметры (интенсивность света, часовой расход и потребляемая мощность компрессора) для второго режима работы с компрессором холодопроизводительности 7,034 кВт

Солнечный коллектор с теплоизолированным баком, интенсивность света, часовой расход и потребляемая мощность компрессора									
Время	Солнечный коллектор с накопительным баком					Интенсивность света		Часовой расход V°	Потребляемая компрессором мощность
	Д _{х вх.} бака	T _{х вх.} бака	Д _{х вых.} бака	T _{х вых.} бака	T _{воды в бака}				
	Бар	С°	Бар	С°	С°	lux	G (Вт/м ²)	М ³ /ч	кВт
11:00	26.131	54.9	26.476	65.9	72.4	136200	1075.98	4.18	1.79
11:15	26.752	56.6	26.683	66.4	73.6	142900	1128.91	4.20	1.78
11:30	26.614	56.3	26.752	66.6	74.4	142500	1125.75	4.19	1.81
11:45	27.027	57.6	27.027	66.7	75.3	134500	1062.55	4.22	1.82
12:00	27.303	58	27.234	67.8	76.3	132800	1049.12	4.22	1.83
12:15	27.510	56.8	27.441	67.5	77.3	136300	1076.77	4.23	1.85
12:30	27.717	55.7	27.855	66.8	78.4	136200	1075.98	4.28	1.86
12:45	27.924	57.9	27.855	67.8	79	138300	1092.57	4.25	1.84
13:00	27.993	58.4	28.131	68	79.5	134000	1058.6	4.22	1.84
13:15	28.200	55.7	28.475	67.6	80.4	132200	1044.38	4.33	1.85
13:30	28.406	53.8	28.820	66.8	81.6	130600	1031.74	4.30	1.85
13:45	28.613	56.2	28.820	66.6	81.4	130800	1033.32	4.36	1.86
14:00	28.889	56.1	29.096	65.2	82.4	126100	996.19	4.38	1.84
14:15	29.165	55.4	29.165	63.7	82.9	126200	996.98	4.39	1.84
14:30	28.958	55.6	29.165	63.6	83.1	124500	983.55	4.42	1.82
14:45	28.820	53.6	28.958	62.3	83.7	120900	955.11	4.35	1.85
15:00	28.475	55.2	28.820	64.1	84	112300	887.17	4.29	1.85
15:15	28.269	55.1	28.613	63.7	84.7	101100	798.69	4.37	1.81
15:30	27.993	54.9	28.337	63.4	85.1	96100	759.19	4.39	1.85
15:45	27.717	54.4	27.993	63	85.2	86300	681.77	4.31	1.83
16:00	27.510	54.6	27.786	62.7	85	72100	569.6	4.35	1.82

Таблица П.3.8 Параметры окружающей среды для второго режима работы с компрессором холодопроизводительности 7,034 кВт

Параметры окружающей среды				
Время	T _{ст}	T _{мт}	T _р	φ
	С°	С°	С°	%
11:00	35.2	19.4	9.9	21.4
11:15	35.6	19.6	10.1	21.2
11:30	35.9	19.6	9.9	20.7
11:45	36.3	19.7	9.7	19.9
12:00	36.5	19.7	9.7	19.7
12:15	36.8	19.8	9.7	19.3
12:30	37.2	19.9	9.5	18.7
12:45	37.6	20	9.5	18.3
13:00	37.9	20	9.4	17.9
13:15	38.3	20.1	9.2	17.3
13:30	38.7	20.1	9	16.7
13:45	39.2	20.2	8.9	16.1
14:00	39.6	20.3	8.7	15.6
14:15	39.9	20.4	8.6	15.2
14:30	39.7	20.3	8.6	15.4
14:45	39.3	20.2	8.7	15.8
15:00	38.9	20.1	8.8	16.3
15:15	38.4	20	8.9	16.9
15:30	37.9	19.9	9.2	17.6
15:45	37.5	19.8	9.3	18.1
16:00	37.2	19.8	9.3	18.5

Таблица П.3.9 Параметры испарителя для третьего режима работы с компрессором холодопроизводительностью 4,44 кВт

Параметры испарителя				
Время	Хладагент R-410A			
	$D_{x \text{ вх. исп.}}$	$T_{x \text{ вх. исп.}}$	$D_{x \text{ вых. исп.}}$	$T_{x \text{ вых. исп.}}$
	Бар	С°	Бар	С°
11:00	10.687	5.9	8.274	10.5
11:15	10.963	6	8.481	10.3
11:30	10.342	6.2	8.343	10.2
11:45	10.342	6.1	8.205	10.1
12:00	10.618	6.3	8.274	10.2
12:15	10.618	5.9	8.205	10.1
12:30	10.618	6.1	8.274	10
12:45	10.687	6.3	8.549	10.1
13:00	10.618	6.2	8.274	10.3
13:15	10.894	5.8	8.412	10.4
13:30	11.170	5.9	8.756	10.1
13:45	10.687	5.7	8.618	10.2
14:00	10.618	5.9	8.343	10.1
14:15	11.032	6.1	8.687	10.2
14:30	10.687	5.8	8.481	10
14:45	10.687	5.7	8.412	10
15:00	10.549	6	8.205	10.1
15:15	10.618	5.8	8.274	10.2
15:30	10.618	5.6	8.343	10.1
15:45	10.549	5.9	8.343	10.2
16:00	10.756	5.8	8.274	10.1

Таблица П.3.10 Параметры конденсатора для третьего режима работы с компрессором холодопроизводительности 4,44 кВт

Данные конденсатора				
Время	Хладагент R-410A			
	$D_{X \text{ вх. конц.}}$	$T_{X \text{ вх. конц.}}$	$D_{X \text{ вых. конц.}}$	$T_{X \text{ вых. конц.}}$
	Бар	С°	Бар	С°
11:00	23.442	52.9	22.891	38.6
11:15	23.580	51.5	23.028	38.9
11:30	23.649	49.8	23.028	39.2
11:45	23.787	48.9	23.166	39.3
12:00	23.856	50.2	23.304	38.3
12:15	24.270	53.5	23.580	39.5
12:30	24.476	51.3	23.856	40.1
12:45	24.545	51.3	24.063	39.5
13:00	24.821	52.1	24.132	40.3
13:15	24.959	51.6	24.407	40.1
13:30	25.028	52.1	24.476	39.6
13:45	25.166	51.2	24.545	40.3
14:00	25.373	51.9	24.683	40.6
14:15	25.235	50.9	24.614	40.8
14:30	25.097	49.6	24.476	40.6
14:45	24.950	50.4	24.338	40.8
15:00	24.752	51.1	24.201	40.5
15:15	24.476	51.6	23.994	40.1
15:30	24.338	52.2	23.787	40.3
15:45	24.132	51.3	23.511	39.8
16:00	23.994	50.8	23.442	39.5

Таблица П.3.11 Параметры (интенсивность света, часовой расход и потребляемая мощность компрессора) для третьего режима работы с компрессором холодопроизводительности 4,44 кВт

Данные (интенсивность света, расход мера и потребляемая мощность компрессора)				
Время	Интенсивность света		Часовой расход	Потребляемая компрессором мощность
	lux	G (Вт/м ²)	м ³ /ч	кВт
11:00	128170	1012.6	2.83	1.36
11:15	129390	1022.2	2.83	1.38
11:30	128920	1018.5	2.82	1.37
11:45	130970	1034.7	2.83	1.39
12:00	131990	1042.7	2.77	1.38
12:15	133430	1054.1	2.86	1.39
12:30	132600	1047.6	2.85	1.38
12:45	132770	1048.9	2.81	1.4
13:00	131580	1039.5	2.85	1.41
13:15	129690	1024.6	2.88	1.43
13:30	128630	1016.2	2.85	1.42
13:45	126420	998.7	2.89	1.44
14:00	119800	946.4	2.88	1.45
14:15	117190	925.8	2.88	1.43
14:30	118000	932.2	2.89	1.41
14:45	114250	902.6	2.91	1.4
15:00	109850	867.8	2.87	1.39
15:15	106510	841.4	2.88	1.38
15:30	97760	772.3	2.91	1.37
15:45	86680	684.8	2.86	1.38
16:00	67300	531.7	2.86	1.37

Таблица П.3.12 Параметры окружающей среды для третьего режима работы с компрессором холодопроизводительности 4,44 кВт

Параметры окружающей среды				
Время	$T_{ст}$	$T_{мт}$	T_p	φ
	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	%
11:00	35.5	19.4	9.3	19.8
11:15	35.8	19.5	9.3	19.4
11:30	36.3	19.5	9.2	18.9
11:45	36.6	19.6	9	18.3
12:00	36.8	19.7	8.9	17.7
12:15	37.2	19.8	8.8	17.3
12:30	37.6	19.8	8.6	16.7
12:45	37.9	19.9	8.6	16.4
13:00	38.3	20	8.4	15.8
13:15	39.6	20	8.1	15.2
13:30	39.1	20	7.8	14.6
13:45	38.4	20.1	7.6	14.1
14:00	38.2	20.2	7.6	13.9
14:15	37.7	20	7.4	14
14:30	37.3	19.9	7.5	14.4
14:45	36.9	19.4	6.5	13.8
15:00	36.9	19.4	7	14.6
15:15	37.2	19.2	6.8	14.8
15:30	37.2	19.1	6.9	15.2
15:45	36.9	19	6.9	15.6
16:00	36.8	18.9	7.1	16.3

Таблица П.3.13 Параметры испарителя для четвертого режима работы с компрессором холодопроизводительности 4,44 кВт

Параметры испарителя				
Время	Хладагент R-410A			
	$D_{x \text{ вх. исп.}}$	$T_{x \text{ вх. исп.}}$	$D_{x \text{ вых. исп.}}$	$T_{x \text{ вых. исп.}}$
	Бар	С°	Бар	С°
11:00	9.997	7.2	7.584	11.2
11:15	7.791	6.9	7.653	10.7
11:30	9.860	6.8	7.791	10.4
11:45	9.722	6.4	7.584	10
12:00	9.860	6.8	7.515	10.3
12:15	9.791	6.5	7.377	10.2
12:30	9.791	6.6	7.446	10.1
12:45	9.722	6.3	7.584	10
13:00	9.722	6.4	7.377	10.2
13:15	9.653	6.1	7.171	10.6
13:30	9.653	6	7.239	10.2
13:45	9.584	5.9	7.515	10.3
14:00	9.653	6.1	7.377	10.4
14:15	9.584	5.9	7.446	10.5
14:30	9.584	5.8	7.377	10.2
14:45	9.515	5.6	7.239	10.1
15:00	9.446	5.4	7.102	10.2
15:15	9.515	5.7	7.171	10.3
15:30	9.377	5.3	7.102	10
15:45	9.377	5.3	7.171	10.3
16:00	9.377	5.1	7.102	10.1

Таблица П.3.14 Параметры конденсатора для четвертого режима работы с компрессором холодопроизводительности 4,44 кВт

Параметры конденсатора				
Время	Хладагент R-410A			
	$D_{X \text{ вх. конц.}}$	$T_{X \text{ вх. конц.}}$	$D_{X \text{ вых. конц.}}$	$T_{X \text{ вых. конц.}}$
	Бар	С°	Бар	С°
11:00	23.856	62.8	23.304	37.1
11:15	24.063	63.3	23.442	37.4
11:30	24.132	63.6	23.511	37.6
11:45	24.407	64.2	23.718	37.9
12:00	24.338	64.6	23.856	38.5
12:15	24.614	64.2	23.994	39
12:30	24.890	65.6	24.338	39.4
12:45	24.890	66.3	24.270	39.6
13:00	25.166	66.4	24.545	40.1
13:15	25.511	66.2	24.890	40.4
13:30	25.442	66	24.821	40.8
13:45	25.580	66.7	24.752	41
14:00	25.786	68	25.028	41.3
14:15	25.648	66.4	24.890	40.9
14:30	25.511	65.7	24.959	40.5
14:45	25.442	65.4	24.683	40.1
15:00	25.166	65.7	24.545	39.5
15:15	24.959	65.5	24.407	39.2
15:30	24.890	66.1	24.270	38.6
15:45	24.614	65.9	24.063	38.2
16:00	24.545	66	23.787	37.7

Таблица П.3.15 Параметры (интенсивность света, расход мера и потребляемая мощность компрессора) для четвертого режима работы с компрессором холодопроизводительностью 4,44 кВт

Технический паспорт (Солнечный коллектор с накопительным баком, интенсивность света, часовой расход и потребляемая мощность компрессора)									
Время	Солнечный коллектор с накопительным баком					Интенсивность света		Часовой расход V°	Потребляемая компрессором мощность
	Д _{х вх.} бака	T _{х вх.} бака	Д _{х вых.} бака	T _{х вых.} бака	T _{воды в бака}				
	Бар	С°	Бар	С°	С°	lux	G (Вт/м ²)	М ³ /ч	кВт
11:00	23.028	52.1	23.994	64.6	70.9	127700	1008.83	3.51	1.11
11:15	23.166	51.9	24.201	64.9	71.2	130800	1033.32	3.56	1.11
11:30	23.235	52	24.270	65.1	71.5	129500	1023.05	3.57	1.13
11:45	23.373	51.6	24.614	66.1	72	131400	1038.06	3.64	1.15
12:00	23.580	52.2	24.476	66.4	72.5	132500	1046.75	3.60	1.14
12:15	23.994	53	24.821	66	72.9	132700	1048.33	3.67	1.15
12:30	24.201	52.9	25.028	67.4	73	131400	1038.06	3.66	1.13
12:45	24.407	53.3	25.028	68.1	73.4	131100	1035.69	3.71	1.17
13:00	24.614	53.8	25.304	68.1	73.8	130600	1031.74	3.71	1.15
13:15	24.614	54.2	25.717	68	74.2	127300	1005.67	3.74	1.15
13:30	25.028	54.4	25.580	67.8	74.4	130200	1028.58	3.76	1.15
13:45	25.097	54.6	25.717	68.5	74.4	123100	972.49	3.79	1.15
14:00	25.235	55.1	25.924	69.8	74.5	117600	929.04	3.77	1.14
14:15	25.028	54.8	25.786	68.3	74.1	113100	893.49	3.78	1.17
14:30	24.890	54.6	25.648	67.6	74.2	115600	913.24	3.79	1.16
14:45	24.821	54.5	25.580	67.3	74.1	113100	893.49	3.81	1.16
15:00	24.407	54.1	25.304	67.5	73.6	107900	852.41	3.80	1.15
15:15	24.201	53.7	25.097	67.2	73.3	105600	834.24	3.76	1.14
15:30	24.063	53.4	25.028	67.9	73	96200	759.98	3.78	1.13
15:45	23.787	53.3	24.752	67.7	72.4	85000	671.5	3.77	1.14
16:00	23.511	52.8	24.683	67.8	71.8	65500	517.45	3.77	1.13

Таблица П.3.16 Параметры окружающей среды для четвертого режима работы с компрессором холодопроизводительностью 4,44 кВт

Данные окружающей среды				
Время	$T_{ст}$	$T_{мт}$	T_p	φ
	С°	С°	С°	%
11:00	35.9	19.4	9.3	19.8
11:15	36.3	19.5	9.3	19.4
11:30	36.6	19.5	9.2	18.9
11:45	37	19.6	9	18.3
12:00	37.4	19.7	8.9	17.7
12:15	37.8	19.8	8.8	17.3
12:30	38.2	19.8	8.6	16.7
12:45	38.5	19.9	8.6	16.4
13:00	38.9	20	8.4	15.8
13:15	39.3	20	8.1	15.2
13:30	39.7	20	7.8	14.6
13:45	40.1	20.1	7.6	14.1
14:00	40.4	20.2	7.6	13.9
14:15	40	20	7.4	14
14:30	39.6	19.9	7.5	14.4
14:45	39.1	19.4	6.5	13.8
15:00	38.6	19.4	7	14.6
15:15	38.2	19.2	6.8	14.8
15:30	37.8	19.1	6.9	15.2
15:45	37.3	19	6.9	15.6
16:00	36.8	18.9	7.1	16.3

Приложение 4-1

كوارك عيراق
وه زاره تي كاره با
Republic Of Iraq
Ministry Of Electricity
Technical Directorate
Renewable Energy Center



جمهورية العراق
وزارة الكهرباء
الدائرة الفنية
مركز الطاقات المتجددة

No:
Date: / /

العدد : ١٨٣ / ٢
التاريخ : ١٧ / ٥ / ٢٠٢٣

الى جامعة KAZAN STATE POWER ENGINEERING UNIVERSITY

Hybrid air conditioning system using solar energy / م

قدم السيد احمد خليل طالب دكتوراه في جامعتكم طلب لتزويده بموقف مركز الطاقات من موضوع بحثه في دراسة الدكتوراه المعنون (Air conditioning system using non-traditional energy sources).
نود ان نبين لكم ان منظومات تكييف الهواء تمثل جزء كبير من الاهمال في موسم الصيف وخاصة اوقات الذروة النهارية، كون ان العراق من البلدان الاكثر تأثرا بالتغيير المناخي وارتفاع درجات الحرارة التي تصل الى 50°C في اوقات النهار في فصل الصيف و عليه فأن زيادة كفاءة منظومات Air conditioning و تقليل استهلاك الطاقة الكهربائية من منظومات Air conditioning بالاعتماد على مصادر الطاقة المتجددة يخفف من الاحمال وقت الذروة النهارية وكذلك تقلل من الانبعاثات الناتجة من توليد الكهرباء بالطرق التقليدية باستخدام الوقود الاحفوري.

... مع التقدير.

الهندس
سعود صالح محمد
مدير مركز الطاقات المتجددة
٢٠٢٣ / ١٧

د. اميرة الوهيب
٥ / ١٧

المرافقات ،
- نسخة من طلب السيد احمد خليل.

د. جيتي العبد
٥ / ١٧

صياغة
٥ / ١٧ / ٢٠٢٣
س. س. سالم

صورة منه الى:

- الدائرة الفنية / مركز طاقات المتجددة / معاون / للتفضل بالاطلاع ... مع التقدير.
- الدائرة الفنية / مركز الطاقات المتجددة / قسم محطات الطاقة الحكومية والبلدية ... للحفظ مع الاوثان.

البريد الالكتروني Reeed@moelc.gov.iq

بغداد - المنصور - شارع النخبات

Республика Ирак
 Министерство электроэнергетики
 Техническое управление
 Центр Возобновляемой Энергии

Герб страны

№ 2\183

Дата: 17.05.2023

В Казанский государственный энергетический университет

Hybrid air conditioning system using solar energy
Внедрение\ Гибридная система кондиционирования воздуха с использованием солнечной энергии

Г-н Аль-Окби Ахмед Кхалиль Карим, докторант вашего университета, подал заявку на предоставление ему позиции Энергетического центра относительно предмета его исследования в его докторской диссертации под названием (кондиционирования воздуха с использованием нетрадиционных источников энергии)

Мы хотели бы обратить ваше внимание на то, что системы кондиционирования воздуха представляют большую часть нагрузок в летний сезон, особенно в пиковое дневное время, поскольку Ирак является одной из стран, наиболее пострадавших от изменения климата и высоких температур, достигающих 50 градусов в дневное время. в летний сезон, поэтому повышение эффективности систем кондиционирования воздуха (air conditioning) и снижение потребления электроэнергии от кондиционирования воздуха (air conditioning), используя возобновляемых источников энергии, снижают нагрузки в дневной пик, а также снижают выбросы в результате выработки электроэнергии традиционными методами с использованием ископаемого топлива.

С уважением...

Приложения:

- копия заявления г-на Аль-Окби Ахмеда Кхалиля Карима

Директор Центра возобновляемой энергетики

Инженер Сауд Салех Мохаммед \подпись\ 17.05.2023

Доктор Хусейн Мохамед Бадр \подпись\ 17.05.2023

Доктор Амира Латиф \подпись\ 17.05.2023

Инженер Сара Мохамед \подпись\ 17.05.2023

Копия документа в:

-Техническое управление\ центр возобновляемой энергии\помощнику\просьба ознакомиться...с уважением.

-Техническое управление\ центр возобновляемой энергии\отдел государственных и домашних электростанций...хранить с предыдущими документами.

Багдад- Мансура-улица Аль-Нкабат

Электронная почта:Reed@moelc.gov.iq

Перевод с арабского языка на русский язык выполнен переводчиком Мохаммедом Мохаммедом Хамуд Абдо.

Мохаммед Мохаммед Хамуд Абдо

Приложение 4-2

Ministry of Higher Education
& Scientific Research
University of Technology
Vice President for Scientific
Affairs & Postgraduate Studies



وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
الجامعة التكنولوجية
مكتب مساعد رئيس الجامعة
للشؤون العلمية و الدراسات العليا

NO: s.a.o / 919

العدد :

Date: 25 / 7 / 2023

التاريخ :

To: Kazan State Power Engineering University

Subject: Confirmation for Practical Application of Ph.D. Project

Dear Sir/Madam,

We are writing in response to the official request introduced by Mr. Al-Okbi Ahmed Khaleel Kareem, a faculty member of our university and concurrently enrolled as a Ph.D. student at Kazan State Power Engineering University. Mr. Al-Okbi proposes implementing his Ph.D. project, "Air Conditioning System using Non-Traditional Energy Sources," at the University of Technology, Iraq.

The scientific committee from the Mechanical Engineering Department at our university has thoroughly reviewed Mr. Ahmed Khaleel Kareem's Ph.D. project, "Air Conditioning System using Non-Traditional Energy Sources." After meticulously assessing the research summary and its findings, we are pleased to confirm the potential for a practical application of this project in one of our university laboratories directly related to the research subject.

Sincerely,

Khawla S.

Prof. Dr. Khawla Salah. Khashan

Vice Chancellor for Scientific and
Postgraduate Affairs

25. 7. 2023

Приложение 5

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2023666533

Программа расчета характеристик традиционных и гибридных систем кондиционирования воздуха

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Казанский государственный энергетический университет» (RU)*

Авторы: *Аль-Окби Ахмед Кхалиль Карим (IQ), Ваньков Юрий Витальевич (RU), Измайлова Евгения Вячеславовна (RU)*

Заявка № 20236665353

Дата поступления 20 июля 2023 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 02 августа 2023 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

принят и подписан электронно
Генеральный директор ФПСИ
Ю.С. Зубов, Сергей Сергеевич

Ю.С. Зубов