

**Министерство строительства
и жилищно-коммунального хозяйства
Российской Федерации**

**Федеральное автономное учреждение
«Федеральный центр нормирования, стандартизации
и технической оценки соответствия в строительстве»**

МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

**ПО ВЫБОРУ И ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМЫ
ХОЛОДОСНАБЖЕНИЯ ОБЩЕСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ**

Москва 2020

Содержание

| | |
|---|----|
| 1 Область применения | 1 |
| 2 Нормативные ссылки | 1 |
| 3 Термины и определения | 2 |
| 4 Общие положения | 8 |
| 5 Исходные данные | 13 |
| 6 Метод расчета безопасного количества хладагента и эквивалентного вклада системы холодоснабжения в потенциал глобального потепления | 23 |
| 7 Метод расчета энергетической эффективности системы холодоснабжения с учетом бин-диаграмм наружного климата | 29 |
| 8 Методика оптимизации систем холодоснабжения по показателям экономической эффективности инвестиций в энергосбережение | 39 |
| 9 Примеры расчета | 47 |
| Приложение А Классификация систем холодоснабжения зданий | 60 |
| Приложение Б Классификация компоновки оборудования холодильной машины | 70 |
| Приложение В Классификация потребителей холода | 75 |
| Приложение Г Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования офисного центра (с мультизональной системой прямого охлаждения) | 79 |
| Приложение Д Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования торгового комплекса (с аккумулятором холода) | 80 |
| Приложение Е Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования административного здания (холодильная машина с воздушным охлаждением конденсатора) | 81 |
| Приложение Ж Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования развлекательного комплекса (холодильная машина с водяным охлаждением конденсатора) | 82 |
| Приложение И Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования спортивного комплекса (холодильная машина с выносным конденсатором) | 83 |
| Приложение К Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования медицинского центра (холодильная машина с промежуточным теплообменником и сухим охладителем) | 84 |
| Приложение Л Способы повышения энергоэффективности систем холодоснабжения | 86 |
| Библиография | 97 |

Введение

Настоящее методическое пособие разработано в развитие положений СП 60.13330.2016 «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» в целях реализации требований Федерального закона от 30 декабря 2009 г. № 384-ФЗ «Технический регламент о безопасности зданий и сооружений».

В отечественной и мировой практике применяются различные принципиальные схемы холодоснабжения (непосредственное охлаждение, мультизональные фреоновые системы, охлаждение промежуточного теплоносителя, встроенные и выносные конденсаторы с воздушным и водяным охлаждением, промежуточный гликолевый контур, открытые и сухие градирни, орошаемые охладители, фрикулинг, рекуперация сбросного тепла, абсорбционные холодильные машины, комбинированные системы и т. д.) [1]–[10].

Выбор оптимальной схемы конфигурации оборудования и режимов работы холодильных станций – сложная задача, требующая проведения технико-экономических расчетов [11]–[35].

Отсутствие научно-обоснованных методических указаний приводит к завышению стоимости строительства и перерасходу энергоресурсов. Разработанное методическое пособие по выбору оптимальной конфигурации, схемных решений и оборудования систем холодоснабжения общественных зданий позволит обеспечивать надежную, безопасную и энергосберегающую эксплуатацию систем.

В процессе работы проводился обзор и анализ современной научно-технической, нормативной, справочной и методической литературы, отечественных и зарубежных исследований, связанных с вопросами повышения энергетической эффективности, надежности и безопасности систем холодоснабжения общественных зданий, за счет оптимизации схемных решений холодильных центров, применения энергоэффективного, экологически безопасного оборудования. В результате анализа выявлены наиболее перспективные, передовые технические решения, позволяющие повысить энергоэффективность и надежность систем холодоснабжения.

Приведены величины нормируемых показателей энергоэффективности холодильного оборудования, рассмотрены способы его повышения, разработана методика расчета, позволяющая единообразно оценивать энергетическую, экономическую и экологическую эффективность систем холодоснабжения. Разработаны методические указания по выбору оптимальной конфигурации, схемных решений и оборудования систем холодоснабжения общественных зданий, обеспечивающих их надежную, безопасную и энергосберегающую эксплуатацию. Выполнены примеры расчета.

В методическом пособии приведены основные принципы расчета энергетической, экологической и экономической эффективности систем холодоснабжения общественных зданий. Учитываются данные, полученные научно-исследовательскими организациями, и информация в этой области за последние десять лет.

Методическое пособие разработано авторским коллективом НИИСФ РААСН (руководитель темы – канд. техн. наук *А.С. Стронгин, А.В. Аносова*), при участии ООО «Системэйр» (*В.А. Воронцов, К.А. Кузнецов* – подразделы 5.1, 7.3).

1 Область применения

1.1 Настоящее методическое пособие предназначено для оптимизации проектных решений систем холодоснабжения и кондиционирования воздуха в строящихся, реконструируемых или капитально ремонтируемых общественных зданиях, включая многофункциональные здания и здания одного функционального назначения.

1.2 Настоящее методическое пособие не распространяется на системы:

- кондиционирования воздуха защитных сооружений гражданской обороны;
- кондиционирования воздуха технологических помещений;
- холодоснабжения с токсичными и пожароопасными хладагентами классов опасности А3, В1, В2, В3.

2 Нормативные ссылки

В настоящем методическом пособии использованы нормативные ссылки на следующие документы:

ГОСТ EN 378-1–2014 Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 1. Основные требования, определения, классификация и критерии выбора

ГОСТ EN 378-2–2014 Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 2. Проектирование, конструкция, изготовление, испытания, маркировка и документация

ГОСТ EN 378-3–2014 Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 3. Размещение оборудования и защита персонала

ГОСТ EN 378-4–2014 Системы холодильные и тепловые насосы. Требования безопасности и охраны окружающей среды. Часть 4. Эксплуатация, техническое обслуживание, ремонт и восстановление

ГОСТ EN 410–2014 Стекло и изделия из него. Методы определения оптических характеристик. Определение световых и солнечных характеристик

ГОСТ 22270–2018 Системы отопления, вентиляции и кондиционирования. Термины и определения

ГОСТ 30494–2011 Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях

СП 44.13330.2011 «СНиП 2.09.04-87* Административные и бытовые здания» (с поправкой, с изменениями № 1, № 2, № 3).

СП 60.13330.2016 «СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» (с изменением №1)

СП 73.13330.2016 «СНиП 3.05.01-85 Внутренние санитарно-технические системы зданий» (с изменением № 1)

СП 118.13330.2012 «СНиП 31-06-2009 Общественные здания и сооружения» (с изменениями № 1, № 2, № 3, № 4)

СП 131.13330.2018 «СНиП 23-01-99* Строительная климатология»
СП 257.1325800.2016 Здания гостиниц. Правила проектирования
СП 267.1325800.2016 Здания и комплексы высотные. Правила проектирования
СП 462.1325800.2019 Здания автовокзалов. Правила проектирования
СП 463.1325800.2019 Здания Речных и Морских вокзалов. Правила проектирования
СП 464.1325800.2019 Здания торгово-развлекательных комплексов. Правила проектирования.
СП 478.1325800.2019 Здания и комплексы аэровокзальные. Правила проектирования

Примечание – При пользовании настоящим пособием целесообразно проверить действие ссылочных документов в информационной системе общего пользования – на официальном сайте Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии в сети Интернет или по ежегодному информационному указателю «Национальные стандарты», который опубликован по состоянию на 1 января текущего года, и по выпускам ежемесячного информационного указателя «Национальные стандарты» за текущий год. Если заменен ссылочный документ, на который дана недатированная ссылка, то рекомендуется использовать действующую версию этого документа с учетом всех внесенных в данную версию изменений. Если заменен ссылочный документ, на который дана датированная ссылка, то рекомендуется использовать версию этого документа с указанным выше годом утверждения (принятия). Если после утверждения настоящего пособия в ссылочный документ, на который дана датированная ссылка, внесено изменение, затрагивающее положение, на которое дана ссылка, то это положение рекомендуется применять без учета данного изменения. Если ссылочный документ отменен без замены, то положение, в котором дана ссылка на него, рекомендуется применять в части, не затрагивающей эту ссылку. Сведения о действии сводов правил целесообразно проверить в Федеральном информационном фонде технических регламентов и стандартов.

3 Термины и определения

3.1 Перечень примененных терминов и определений

В настоящем методическом пособии применены термины по СП 118.13330, а также следующие термины с соответствующими определениями:

3.1.1

аварийная вентиляция (emergency ventilation): Регулируемый (управляемый) обмен воздуха в помещении, обеспечивающий защиту обслуживаемого помещения от увеличения до опасных значений концентраций горючих газов, паров и пыли при их внезапном поступлении.
[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.12.1]

3.1.2

вентиляция (ventilation): Обмен воздуха в помещениях для удаления избытка теплоты, влаги и вредных веществ с целью обеспечения допустимого микроклимата и качества воздуха в обслуживаемом помещении или рабочей зоне.
[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.12]

3.1.3

вредные вещества (harmful substances): Вещества, которые оказывают негативное воздействие на человека и живые организмы, на оборудование или сооружения.

[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.29]

3.1.4

дренажный ресивер: Емкость для временного приема жидкого хладагента из охлаждающих устройств и аппаратов (сосудов) холодильной установки (при ремонте и т. д.)

[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.38]

3.1.5 зона дыхания: Пространство радиусом 0,5 м от лица человека.

3.1.6 избытки теплоты: Разность тепловых потоков, поступающих в помещение и уходящих из него при расчетных параметрах наружного воздуха (после осуществления технологических и строительных мероприятий по уменьшению теплопоступлений от оборудования, трубопроводов и солнечной радиации) и ассимилируемых воздухом систем вентиляции и кондиционирования.

3.1.7

качество воздуха: Состав воздуха в помещении, при котором при длительном воздействии на человека обеспечивается оптимальное или допустимое состояние организма человека.

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.2.1]

3.1.8

оптимальное качество воздуха: Состав воздуха в помещении, при котором при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивается комфортное (оптимальное) состояние организма человека

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.2.2]

3.1.9

допустимое качество воздуха: Состав воздуха в помещении, при котором при длительном и систематическом воздействии на человека обеспечивается допустимое состояние организма человека.

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.2.3]

3.1.10

кондиционирование воздуха (air conditioning): Автоматическое поддержание в обслуживаемых помещениях всех или отдельных параметров воздуха (температуры, относительной влажности, чистоты и подвижности) с целью обеспечения заданных параметров микроклимата, как правило, оптимальных метеорологических условий, наиболее благоприятных для самочувствия людей, ведения технологического процесса, обеспечения сохранности ценностей.

[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.59]

3.1.11

микроклимат помещения: Состояние внутренней среды помещения, оказывающее воздействие на человека, характеризуемое показателями температуры воздуха и ограждающих конструкций, влажностью и подвижностью воздуха.

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.4]

3.1.12

обслуживаемая зона помещения (зона обитания): Пространство в помещении, ограниченное плоскостями, параллельными полу и стенам: на высоте 0,1 и 2,0 м над уровнем пола для людей стоящих илидвигающихся, на высоте 1,5 м над уровнем пола для сидящих людей (но не ближе чем 1 м от потолка при потолочном отоплении), и на расстоянии 0,5 м от внутренних поверхностей наружных и внутренних стен, окон и отопительных приборов.

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.5]

3.1.13

помещение с постоянным пребыванием людей: Помещение, в котором люди находятся не менее 2 ч непрерывно или 6 ч суммарно в течение суток.

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.7]

3.1.14 постоянное рабочее место: Место, где люди работают более 2 ч непрерывно или более 50 % рабочего времени.

3.1.15 рабочая зона: Пространство над уровнем пола или рабочей площадки высотой 2 м при выполнении работы стоя или 1,5 м – при выполнении работы сидя, на которых находятся места постоянного (более 50 % времени или более 2 ч непрерывно) или временного (непостоянного) пребывания работающих.

3.1.16

результатирующая температура помещения: Комплексный показатель радиационной температуры помещения и температуры воздуха помещения, определяемый по приложению А.

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.9]

3.1.17 рециркуляция воздуха: Смешение воздуха из помещения с наружным воздухом и подача этой смеси в данное или другие помещения (после очистки или тепловлажностной обработки) или перемешивание воздуха в пределах одного помещения, сопровождаемое очисткой, нагреванием (охлаждением) его отопительными агрегатами, вентиляторными и эжекционными доводчиками, вентиляторами-веерами и др.

3.1.18 система вентиляции: Комплекс функционально связанных между собой оборудования, установок, устройств, воздуховодов,

обеспечивающий обмен воздуха в помещениях для удаления избытков теплоты, влаги, вредных веществ и замену его наружным с целью обеспечения допустимых метеорологических условий и чистоты воздуха в обслуживаемой или рабочей зонах.

3.1.19

система холодоснабжения (refrigeration supply system): Комплекс оборудования и устройств для производства холода (охлаждаемой среды) и подачи его в воздухоохладители приточных установок и кондиционеров.

[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.85]

3.1.20 схема непосредственного охлаждения: Схема охлаждения, в которой испарительные аппараты размещаются внутри охлаждаемых камер и помещений или встраиваются в коммуникации охлаждаемого воздуха.

3.1.21 схема промежуточного охлаждения: Схема охлаждения, в которой перенос тепла от охлаждаемых сред к испарителям холодильных машин осуществляется с помощью хладоносителей.

3.1.22

тепловой насос (heat pump): Устройство для переноса тепловой энергии от источника низкопотенциальной тепловой энергии с низкой температурой к потребителю (теплоносителю) с более высокой температурой.

Примечание – Термодинамический цикл теплового насоса представляет собой обратный цикл холодильной машины, в которой конденсатором является теплообменный аппарат, выделяющий теплоту для потребителя, а испарителем – теплообменный аппарат, утилизирующий низкопотенциальную теплоту: вторичные энергетические ресурсы и/или нетрадиционные возобновляемые источники энергии.

[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.89]

3.1.23 теплонасосная система теплохладоснабжения (heat pump system): система инженерного обеспечения зданий и сооружений различного назначения, базирующаяся на применении теплонасосного оборудования и тепловых насосов.

3.1.24

теплоутилизатор (heatrecoveryequipment): Теплообменник, предназначенный для утилизации удаляемой теплоты/холода технологического процесса или выбрасываемого воздуха в целях его дальнейшего использования для нагрева или охлаждения воздуха.

[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.95]

3.1.25

теплый период года: Период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха выше 10 °С.

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.12]

3.1.26 техническое помещение: Помещение без постоянного пребывания людей с размещенным в нем оборудованием, совокупное действие которого обеспечивает функционирование инженерных систем здания.

Примечание – К таким помещениям относятся помещения для размещения электроустановок, слаботочных сетей, систем отопления, вентиляции, кондиционирования и холодоснабжения, водоснабжения и канализации, мусороудаления и т. п.

3.1.27

фэнкойл (fancoil unit): Агрегат, состоящий из встроенного вентилятора и теплообменника, в который подается теплохладоноситель, предназначенный для доведения параметров внутреннего воздуха до требуемых значений обслуживаемого помещения или рабочей зоны.

[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.105]

3.1.28

хладагент (холодильный агент) (refrigerant): Рабочая среда, циркулирующая в замкнутом контуре компрессионных и абсорбционных холодильных машин и установок, которая при низком давлении и температуре кипения поглощает теплоту от охлаждаемой среды, а при более высоком давлении и температуре конденсации выделяет теплоту охлаждающей среды.

[ГОСТ 22270–2018, пункт 2.106]

3.1.29

холодный период года: Период года, характеризующийся среднесуточной температурой наружного воздуха равной 8 °С и ниже.

[ГОСТ 30494–2011, пункт 2.13]

3.1.30

энергосбережение: Реализация организационных, правовых, технических, технологических, экономических и иных мер, направленных на уменьшение объема используемых энергетических ресурсов при сохранении соответствующего полезного эффекта от их использования (в том числе объема произведенной продукции, выполненных работ, оказанных услуг).

[1, глава 1, статья 2, пункт 3]

3.2 Перечень сокращений и обозначений

АБХМ – абсорбционная холодильная машина;

АВР – автоматический ввод резерва;

ГВС – горячее водоснабжение (на хозяйственно-питьевые нужды)

ГТСТ – (GHP – Geothermal Heat Pumps) – геотермальные теплонасосные системы тепло-хладоснабжения с использованием верхних слоев Земли (грунт, водоемы);

ИД – индекс доходности;

ИО – испарительное охлаждение;

ККБ – компрессорно-конденсаторный блок;

КЧ – компрессионный чиллер;

МЗСК – мультizonальная система кондиционирования типа VRV/VRF;

МСК – мультисплит-кондиционер;

НКПВ – нижний концентрационный предел воспламенения (паров хладагента);

ОРП (ODP) – озоноразрушающий потенциал;

ППП (GWP–Global Warming Potential) – потенциал глобального потепления (хладагента по отношению к CO₂);

ПО – системы прямого (непосредственного) охлаждения;

ППНЧ – практический предел концентрации хладагента при нахождении человека в помещении;

РК – руптоп-кондиционер (крышный);

СК – сплит-кондиционер;

Т_д – дисконтированный срок окупаемости;

УХ – утилизатор холода;

ХМ – холодильная машина (система охлаждения промежуточного хладоносителя);

ЧДД – чистый дисконтированный доход;

Э_г – критерий годовой энергоэффективности;

COP – Coefficient of Performance – коэффициент теплопроизводительности;

EER – Energy Efficiency Ratio – коэффициент энергетической эффективности (холодильный коэффициент);

ERP – Energy-related Products – показатель соответствия изделия европейским нормам энергетической эффективности Ecodesign (директива Экодизайн 2009/125/EC);

ESEER – European Seasonal Energy Efficiency Ratio – европейский сезонный коэффициент энергетической эффективности;

Eurovent – European Association of Air Handling and Refrigerating Equipment Manufactures – Европейская ассоциация производителей воздухообрабатывающего и холодильного оборудования, орган сертификации;

IDV – Intermediate Discharge Valve Technology – технология, применяющая промежуточный выпускной клапан;

IPLV – Integrated Energy Part Load Values – интегральный показатель энергетической эффективности при частичной загрузке;

LCC – Life Cycle Cost – цена жизненного цикла;

LT – коэффициент светопропускания стекла;

SC – коэффициент затемнения стекла;

SCOP – Seasonal Coefficient of Performance – сезонный коэффициент теплопроизводительности;

SEER – Seasonal Energy Efficiency Ratio – сезонный коэффициент энергетической эффективности;

SF – солярийный фактор;

STL – система аккумуляции холода с капсулами – накопителями Cristopia;

TEER – Total Energy Efficiency Ratio – общий коэффициент энергетической эффективности;

TEWI – Total Equivalent Warming Impact – показатель полного эквивалентного вклада системы холодоснабжения в парниковый эффект;

VPF – Variable Primary Flow – система с переменным расходом воды на испарителе холодильной машины;

VRF – Variable Refrigerant Flow – система охлаждения с переменным потоком хладагента;

VRT – Variable Refrigerant Temperature – технология изменяемой температуры кипения хладагента;

VRV – Variable Refrigerant Volume – система охлаждения с переменным расходом хладагента (Daikin);

VVR – Variable Volume Ratio – технология переменной степени сжатия (регулирование путем изменения геометрии и объема полости нагнетания компрессора);

η_s (Eta_s) – показатель энергетической эффективности, выраженный через первичную энергию.

4 Общие положения

4.1 Выбор схемного решения и оборудования системы холодоснабжения

При выборе схемного решения и оборудования системы холодоснабжения следует руководствоваться классификацией (приложения А–В) и техническим заданием на проектирование. В техническом задании необходимо отражать следующие основные положения:

- требуемые параметры микроклимата во все периоды года и точность их поддержания;
- требуемая обеспеченность заданных параметров микроклимата;
- ожидаемый профиль тепловой нагрузки в зависимости от климатических условий и технологического назначения здания;
- требуемая степень надежности и резервирования оборудования, максимальная продолжительность перерывов в его работе, связанная с проведением ремонтов и сервисного обслуживания;
- степень энергообеспеченности здания, наличие потенциальных вторичных энергоресурсов и возобновляемых источников энергии.



Рисунок 4.1 – Принципиальное схемное решение холодоснабжения административного здания

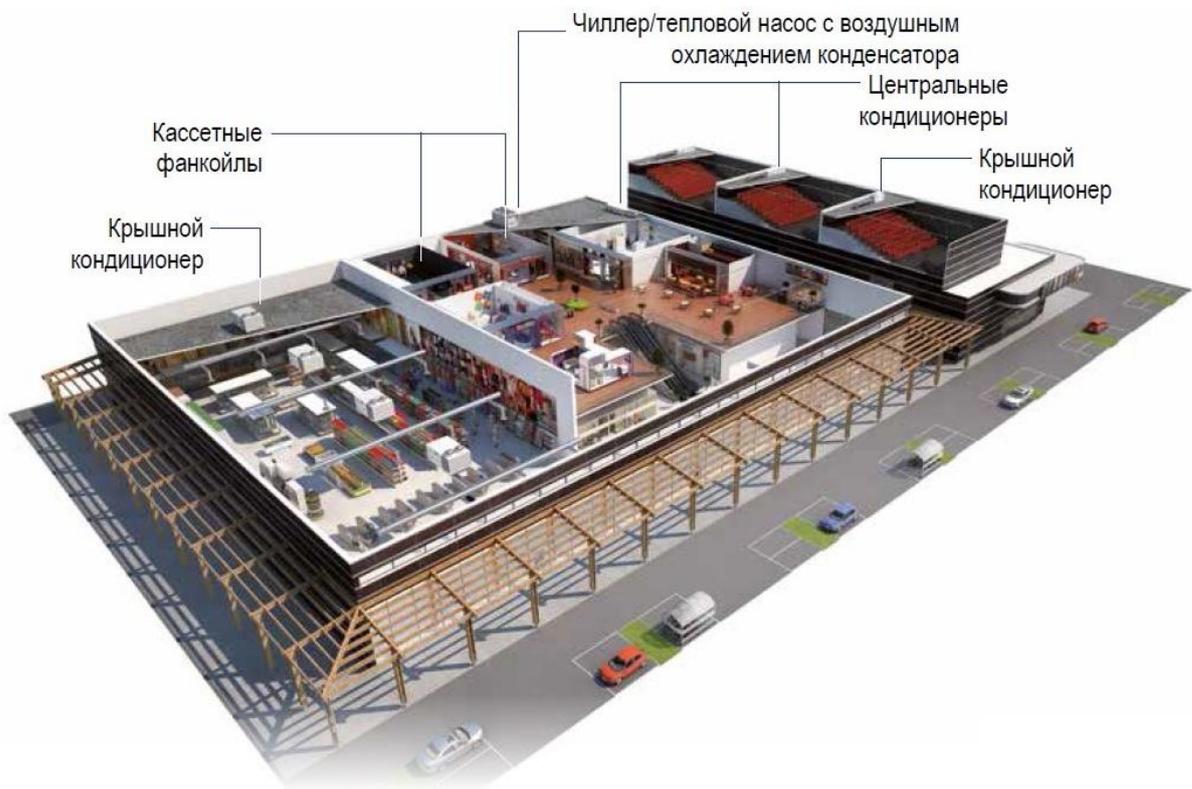


Рисунок 4.2 – Принципиальное схемное решение холодоснабжения торгового центра



Рисунок 4.3 – Принципиальное схемное решение холодоснабжения гостиницы

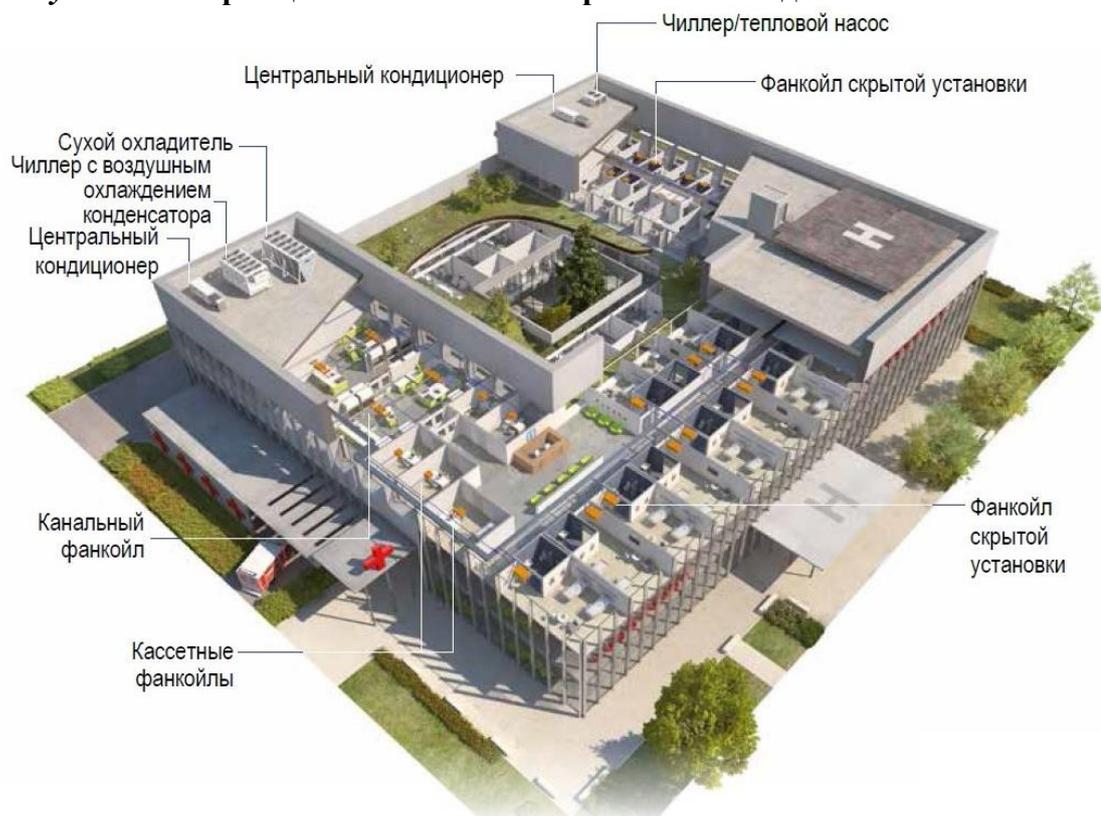


Рисунок 4.4 – Принципиальное схемное решение холодоснабжения медицинской организации (больницы)



Рисунок 4.5 – Принципиальное схемное решение холодоснабжения музея

Сравнение основных показателей системы непосредственного охлаждения (ПО) и холодильной машины с фэнкойлами (ХМ + фэнкойлы) приведено в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Сравнение конструктивных и технологических показателей систем ПО и ХМ

| Показатель | Система холодоснабжения | |
|---|---|---------------|
| | ПО | ХМ + фэнкойлы |
| Наличие технических помещений с ограниченным доступом для размещения холодильного центра, гидромодуля и вспомогательного оборудования | Не требуется или требования минимальные | Требуется |
| Существенная площадь и несущая способность перекрытий, кровли, коммуникационных шахт | Требования минимальные | Требуется |
| Точность поддержания заданных параметров микроклимата, энергоэффективность | Оптимальная | Допустимая |

| | | |
|--|---|---|
| Безопасность потребителей и обслуживающего персонала, требования расчета ППНЧ, НКПВ, максимально допустимой загрузки хладагента | Требуется проверка всех обслуживаемых помещений, в том числе общедоступных (категория А) и охраняемых (категория В). Корректировка конфигурации системы по требованиям безопасности | Требуется проверка только помещений с ограниченным доступом, в которые возможно попадание паров хладагента (категория С, холодильный центр) |
| Техническая возможность поэтапного ввода систем в эксплуатацию (на стадиях Shell&Core и Fit-out), модернизации, наращивания и изменения конфигурации системы холодоснабжения | Технические возможности сильно ограничены, требуются существенные материальные и временные затраты | Возможен поэтапный ввод в эксплуатацию, наращивание и изменение конфигурации системы без существенных дополнительных затрат |

Выбранное схемное решение системы холодоснабжения должно соответствовать конструктивным особенностям и функциональному назначению зданий по следующим показателям (потребительским качествам):

- наличие технических помещений с ограниченным доступом для размещения холодильного центра, гидромодуля и вспомогательного оборудования;
- достаточная площадь и несущая способность перекрытий, кровли, наличие коммуникационных шахт;
- обеспечение допустимого звукового давления в окружающей застройке;
- дизайнерские решения интерьера помещений;
- удобство эксплуатации;
- возможность модернизации системы.

Кроме того, необходимо учитывать специфические особенности зданий различного назначения, отраженные в соответствующих нормативных документах: СП 44.13330; СП 118.13330; СП 257.1325800; СП 267.1325800; СП 462.1325800; СП 463.1325800; СП 464.1325800; СП 478.1325800.

Перечисленным требованиям по выбору схемного решения и оборудования системы холодоснабжения могут соответствовать несколько вариантов систем, включая возможность их различного опционального оснащения. Для выбора оптимальной конфигурации следует рассчитывать энергетические, экономические и экологические показатели различных вариантов.

4.2 Конфликт интересов при выборе системы холодоснабжения

Объективный выбор оптимального варианта, кроме необходимости методической поддержки, сильно затруднен различными корпоративными

интересами участников строительства и последующей эксплуатации объекта (таблица 4.2).

Т а б л и ц а 4.2 – Конфликт интересов при выборе системы холодоснабжения

| Заинтересованная сторона | В чем заинтересована | Отрицательный результат |
|--|---|--|
| Застройщик, частный инвестор или средства Федерального бюджета | Сокращение стоимости строительства (первоначальных затрат) | Выбор самого дешевого оборудования с максимальным энергопотреблением |
| Конечный потребитель, муниципальные власти или частная компания, несущие расходы по содержанию объекта | Минимальные ежегодные затраты на энергоресурсы (электрическую и тепловую энергию) | Выбор самого дорогого энергоэффективного оборудования, с неприемлемо большим сроком окупаемости инвестиций |
| Фирма – поставщик оборудования | Выиграть тендер и обеспечить поставку своего оборудования | Выбор нерациональных схемных решений, избыточное или недостаточное опциональное оснащение |
| Служба эксплуатации | Сокращение регламентных работ по техническому обслуживанию системы | Выбор неоптимальной конфигурации системы, завышение первоначальных и ежегодных затрат |

Застройщик, частный инвестор (или федеральный бюджет) заинтересован в минимальной стоимости строительства (первоначальных затратах). В результате выбирается самое дешевое оборудование с максимальным энергопотреблением.

Фирма – поставщик оборудования заинтересована в продвижении своего оборудования, поэтому ей нужно выиграть тендер и обеспечить поставку. Результатом становится выбор нерациональных схемных решений, избыточное или недостаточное опциональное оснащение.

Службы эксплуатации заботит упрощение и сокращение регламентных работ по техническому обслуживанию системы, что приводит к выбору неоптимальной конфигурации системы, завышению первоначальных и ежегодных затрат.

Конечный потребитель (заказчик: муниципальные власти или частная компания, несущие расходы по содержанию объекта) заинтересован в минимальных затратах на содержание системы, основную долю которых составляют затраты на энергоресурсы (электрическая и тепловая энергия), поэтому его субъективным решением становится выбор самого дорогого энергоэффективного оборудования с неприемлемо большим сроком окупаемости инвестиций.

Разработанное методическое пособие по выбору оптимальной конфигурации, схемных решений и оборудования систем холодоснабжения

общественных зданий позволяет снижать риски принятия субъективного решения, обеспечивать надежную, безопасную и энергосберегающую эксплуатацию систем.

5 Исходные данные

5.1 Параметры наружного климата

В помещениях общественных зданий в пределах расчетных параметров наружного воздуха для соответствующих районов строительства, регламентируемых СП 131.13330 следует обеспечивать заданные параметры микроклимата:

А – для систем вентиляции и воздушного душирования в теплый период года;

Б – для систем отопления, вентиляции и воздушного душирования в холодный период года, а также для систем кондиционирования в теплый и холодный периоды года.

Согласно СП 131.13330 параметры температуры и энтальпии для систем вентиляции и кондиционирования в теплый период года определяются как параметры Б. Температура при этом соответствует таблице 4.1 (графа 4) СП 131.13330.2018, которая соответствует обеспеченности 98 %, а энтальпия определяется из рисунка А.5 СП 131.13330.2018 и имеет разброс параметров от нижнего до верхних значений. Учитывая, что разброс параметров энтальпии сильно влияет на подбор оборудования для систем вентиляции и кондиционирования, проанализировали климатические данные за последние 5–20 лет основных городов Российской Федерации и составили таблицу с данными по температуре, энтальпии и абсолютному влагосодержанию воздуха. Для выбора расчетных параметров наружного климата (энтальпии и влагосодержания) использовались данные сайта «Расписание погоды», а также сайта Росгидромета «meteo.ru». По величине температуры и относительной влажности воздуха, которые фиксируются на метеостанциях каждые 3 ч, определяются соответствующие величины удельной энтальпии и абсолютного влагосодержания. Данные за весь период наблюдения отсортированы по выделенным граничным параметрам. Граничные параметры приняты с обеспеченностью 98 %, т. е. необеспеченность – менее 175 ч/год. Граничное значение выбирается за весь период наблюдения, далее выполняется сортировка по убыванию. Например, если период наблюдения составляет 11 лет, граничное значение необеспеченности $11 \cdot 175 = 1925$ ч.

Для расчета удельной энтальпии I применена формула

$$I = 1,006 T + \frac{d}{1000} (2501 + 1,806 T), \text{ кДж/кг}, \quad (5.1)$$

где T – температура, °С; d – влагосодержание, г/кг.

Влагосодержание определялось по формуле

$$d = 622 \frac{P_s}{(P_0 - P_s)}, \text{ г/кг}, \quad (5.2)$$

где P_s – парциальное давление, кПа; P_0 – барометрическое давление, кПа.

Парциальное давление водяного пара определялось по формуле

$$P_s = \frac{e^{\frac{(16,57 T - 115,72)}{(233,77 + 0,997 T)}} U}{100}, \quad (5.3)$$

где U – относительная влажность воздуха, %.

В размещенных на сайте данных метеонаблюдений барометрическое давление выражено в мм ртутного столба. Для перевода использовалось соотношение 1 мм рт. ст. = 0,1333 кПа.

Величину удельной энтальпии и влагосодержания наружного воздуха в теплый период года (параметры Б) следует принимать по таблице 5.1 (для систем кондиционирования представленных городов), а для других населенных пунктов – принимать максимальной из указанных для данного климатического района СП 131.13330.2018 (рисунок А.5).

Параметры наружного воздуха для переходных условий года следует принимать: температуру 10°C и удельную энтальпию 26,5 кДж/кг или параметры наружного воздуха, при которых изменяются режимы работы оборудования, потребляющего тепло и холод.

Данные по абсолютному влагосодержанию, которые необходимы для расчета процессов осушения воздуха при вентиляции бассейнов [36] и аналогичных объектов, независимо рассчитаны на обеспеченность 98 %.

Расчетные значения метеопараметров (удельной энтальпии и влагосодержания) регионов Российской Федерации представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Энтальпия и влагосодержание наружного воздуха в теплый период года для расчета номинальной мощности систем кондиционирования воздуха

| Наименование города | Удельная энтальпия наружного воздуха с обеспеченностью 0,98, кДж/кг | Удельное влагосодержание наружного воздуха с обеспеченностью 0,98, г/кг |
|---------------------|---|---|
| Астрахань | 63,6 | 11,7 |
| Благовещенск | 64,1 | 13,9 |
| Владивосток | 62,1 | 15,2 |
| Владикавказ | 61,8 | 13,1 |
| Волгоград | 56,2 | 9,4 |
| Воронеж | 58,0 | 11,4 |
| Грозный | 65,1 | 13,1 |
| Екатеринбург | 53,5 | 10,1 |
| Иркутск | 53,9 | 10,9 |
| Казань | 57,0 | 11,5 |
| Калининград | 55,0 | 11,7 |
| Краснодар | 64,6 | 12,6 |
| Красноярск | 54,7 | 11,3 |
| Минеральные Воды | 62,1 | 11,9 |

| | | |
|--------------------------|------|------|
| Москва | 57,8 | 12,2 |
| Нижний Новгород | 57,0 | 11,9 |
| Новосибирск | 54,6 | 10,9 |
| Омск | 54,3 | 10,7 |
| Оренбург | 56,1 | 9,6 |
| Пермь | 54,8 | 11,2 |
| Петропавловск-Камчатский | 41,2 | 9,0 |
| Ростов-на-Дону | 60,6 | 11,5 |
| Санкт-Петербург | 56,5 | 12,8 |
| Саратов | 56,6 | 10,4 |
| Севастополь | 67,3 | 15,5 |
| Симферополь | 56,3 | 11,0 |
| Сочи | 73,8 | 17,6 |
| Ставрополь | 58,8 | 11,1 |
| Тюмень | 55,1 | 11,2 |
| Уфа | 56,9 | 11,2 |
| Феодосия | 65,9 | 14,0 |
| Хабаровск | 64,0 | 14,5 |
| Челябинск | 51,8 | 10,8 |
| Элиста | 61,9 | 11,3 |
| Южно-Сахалинск | 56,0 | 13,0 |
| Ялта | 65,2 | 14,2 |

Кроме корректного выбора расчетных условий для определения максимальной мощности оборудования, для технико-экономического обоснования необходимо учитывать изменение климатических параметров в течение года или сезона.

Для сравнения климатических параметров двух городов – Москвы и Владивостока, на рисунках 5.1 и 5.2 приведены полученные графические данные по количеству часов для значений энтальпии и влагосодержания, а также указаны граничные значения параметров с обеспеченностью 98 %.

При подборе оборудования целесообразно учитывать значения с указанной обеспеченностью. Возможное превышение указанных значений составляет менее 175 ч в год и происходит, как правило, несколько часов в течение суток, что не существенно влияет на микроклимат помещения вследствие тепловой инерции и теплоаккумулирующей способности наружных и внутренних ограждений здания. Одна из ошибок проектирования – переразмеренность оборудования при его расчете на более высокие метеопараметры, что негативно сказывается на экономических и энергетических характеристиках, а также затратах на подведение избыточных электрических мощностей.

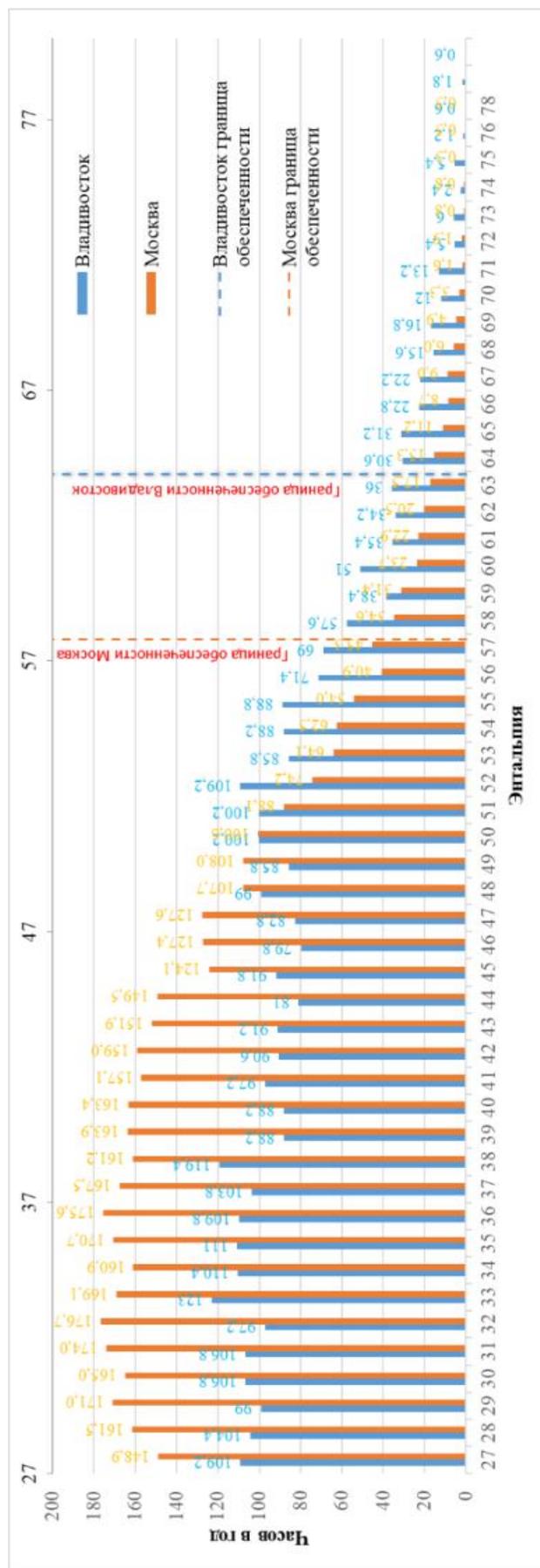


Рисунок 5.1 – Сравнение графиков

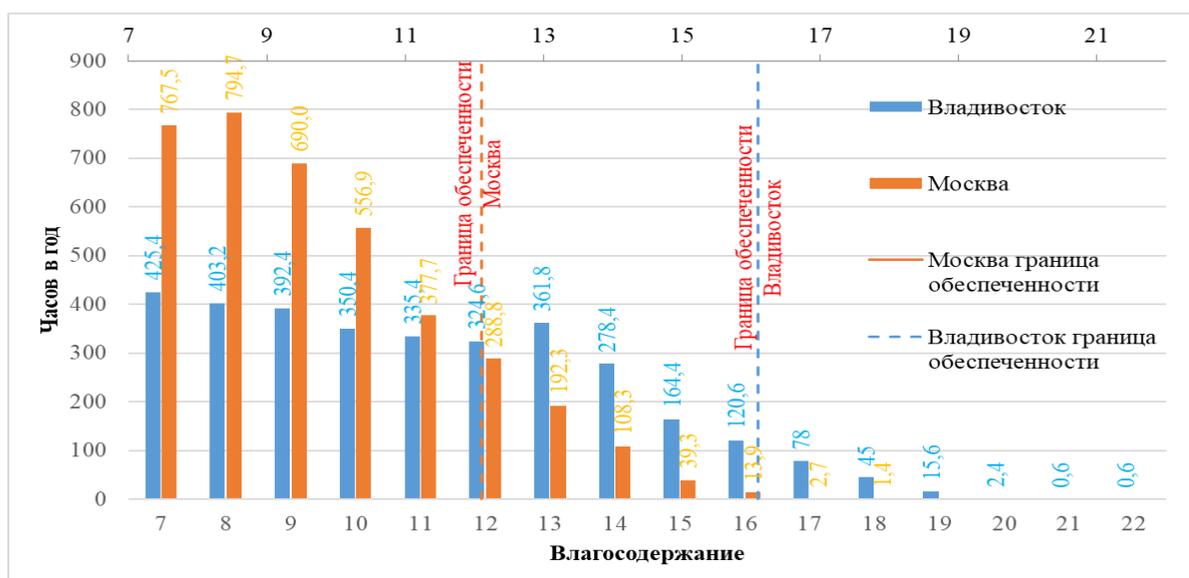


Рисунок 5.2 – Сравнение графиков количества часов влажесодержания для теплого периода года в Москве и Владивостоке с указанием границ обеспечения 98 %

5.2 Расчет теплосупплений

Важнейшая величина, влияющая на требуемую мощность системы холодоснабжения, – поступление тепла через светопрозрачные наружные ограждения здания.

Энергоэффективность светопрозрачных ограждений здания (окон, витражей, световых фонарей, фасадного остекления и т. п.) определяется их теплосуппными свойствами во все периоды года и солнцезащитными свойствами в теплый период года.

Величина термического сопротивления R_0 , заявляемая производителями, определяется по результатам сертификационных испытаний оконного блока в аттестованной климатической камере либо по результатам расчетов оконной системы по сертифицированной программе. Такой программой располагают некоторые крупные производители, а также научно – исследовательский институт строительной физики (НИИСФ РААСН).

Верифицированные значения R_0 применяются как для расчетов теплотерь через светопрозрачные ограждения в холодный период года, так и при расчете теплосупплений в теплый период года.

В теплый период года важно оценивать солнцезащитные свойства светопрозрачных ограждений. Тепловой поток от солнечной радиации рассчитывают для наиболее жаркого месяца (июля) и каждого часа суток, в зависимости от широты расположения объекта (Москва – 56°СШ) и ориентации световых проемов, по специальной программе.

Тепловой поток складывается из величин проникающей в помещение прямой и рассеянной солнечной радиации, а также трансмиссионных теплосупплений, обусловленных теплопередачей из окружающего воздуха.

Наиболее важный параметр, характеризующий солнцезащитные качества окон, – солярный (или солнечный) фактор SF, который представляет собой отношение всей солнечной энергии, пропускаемой через стекло, к энергии падающего солнечного потока. Доля энергии, прошедшей через остекление, вычисляется как сумма энергии, напрямую прошедшей через стекло и энергии, поглощенной стеклом и затем вторично излученной внутрь помещения. Рекомендованные значения этого параметра $30 \% \leq SF \leq 50 \%$.

Отметим, что повышение теплосбережения и солнцезащиты может существенно снижать прозрачность стекла, которая характеризуется коэффициентом направленного светопропускания LT, %. Рекомендованные значения данного параметра $47\% \leq LT \leq 72\%$.

Общий поток солнечного излучения состоит из видимого света, ультрафиолетового и инфракрасного излучений. Можно ограничить количество поступающей теплоты без снижения уровня освещенности, применяя стекла с покрытиями, задерживающими ультрафиолетовое и инфракрасное облучения (селективные стекла).

Селективность остекления оценивается отношением светопропускания LT к солярному фактору SF. Поскольку видимый свет несет 50 % энергии солнечного спектра, наибольшая селективность равна 2.

В качестве примера, в таблице 5.2 приведены характеристики оконных систем с хорошей солнцезащитой, имеющиеся на рынке.

Т а б л и ц а 5.2 – Характеристики оконных систем с хорошей солнцезащитой

| Марка стеклопакета, фирма – производитель | Солярный фактор, % | Светопропускание, % | R ₀ , м ² ·°C/Вт | Селективность |
|---|--------------------|---------------------|--|---------------|
| Мультикомфорт премиум, AGC Glass | 33 | 54 | 1,05 | 1,64 |
| Мультикомфорт, AGC Glass | 36 | 56 | 0,72 | 1,55 |
| Теплопакет DS двухкамерный, STiS | 38 | 65 | 0,75 | 1,71 |

Поскольку производители оконных систем представляют характеристики согласно европейским стандартам (EN), важно знать их соответствие с коэффициентами, применяемыми при расчетах [10].

Такое соответствие приведено в таблице 5.3.

Т а б л и ц а 5.3 – Соответствие коэффициентов, принимаемых для расчета теплоступлений [10] по характеристикам, представляемым производителями

| Источник | ГОСТ EN 410 | Справочник проектировщика |
|----------|-----------------------|---|
| Параметр | Солярный фактор SF, % | Коэффициент относительного проникновения солнечной радиации, K _{отн} |

| | | |
|------------------------|--|---|
| Рекомендуемое значение | 30 | 0,3 |
| Параметр | Общее поглощение энергии $\alpha_e, \%$ | Приведенный коэффициент поглощения ρ_n |
| Рекомендуемое значение | 47 ÷ 48 | 0,47 |
| Параметр | Коэффициент затенения $SC, \%$ | Коэффициент затенения светового проема переплетами t_2 |
| Рекомендуемое значение | 32 ÷ 34 | 0,34 |

Для оценки энергоэффективности светопрозрачных ограждений необходим следующий порядок действий:

- по заданию заказчика, фирма-изготовитель разрабатывает варианты проекта оконных систем (окна, фасады) с учетом требований архитектуры, конструкций здания, прочности, пожаробезопасности, светопропускания, стоимости и др.;

- для предлагаемых оконных систем изготовитель указывает теплофизические и энергетические характеристики R_0, SF, α_e, SC ;

- на основании указанных характеристик выполняются теплотехнические расчеты и определяется требуемая мощность системы холодоснабжения.

Предлагается в практике проектирования проводить расчеты теплопоступлений через светопрозрачные ограждения по упрощенной методике, основанной на формулах [10].

Расчет теплопоступлений через светопрозрачные ограждения выполняется в виде таблицы в программе excel, пример приведен на рисунке 5.3, а.

Для получения результата необходимо последовательно заполнить окна таблицы:

- ввести размеры проема со светопрозрачным ограждением (рисунок 5.3, б);
- выбрать из выпадающего списка населенный пункт (рисунок 5.3, в);
- выбрать из выпадающего списка ориентацию проема по стороне света (рисунок 5.3, г);
- выбрать из выпадающего списка положения проема (рисунок 5.3, д);
- выбрать из выпадающего списка тип светопрозрачного ограждения (рисунок 5.3, е).

а

Объект:

Расчет теплопритоков через остекления.

Город

Москва

Заголовки

Промежуточные расчеты

Результат

Ветра, м/с 1

| Окно №1 | Н, м | В, м | Лг, м | А, м | Лпр, м | Спр, м | Лл, м | Сл, м | В', град | тв, °С | Ао, град | Rп, м ² /°С/ч | Котн | рп | t2 | гео.ш., ° | | |
|-------------------|----------|-------|--------|-------|--------------|---------|--|---------|----------|------------|--------------------------|--------------------------|-----------|--------|---------|-----------|-------|-----|
| Остекление | Север | 1 | 6 | 46 | Вертикальное | 4 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из тонкой светлой ткани | ра | 1 | Вентиляция | | | | | | | | |
| Расчеты. | Уг, град | 0 | Кобл.в | 1,012 | В1, град | 0 | Кобл.г | 1,0077 | Кобл | 1,0196 | ав, м ² ·°С/ч | 17,4 | тн.ср, °С | 23,6 | Атн, °С | 10,5 | | |
| Асо, град | -180 | -60 | -72 | -85 | -98 | -111 | -127 | -147 | -168 | -192 | -213 | -233 | -249 | -262 | -275 | -288 | -300 | |
| В, град | 90 | 80,08 | 53,24 | 12,79 | -14,09 | -25,434 | -31,04 | -34,182 | -35,4 | -35,4 | -34,182 | -31,04 | -25,4344 | -14,09 | 12,79 | 53,24 | 80,08 | |
| Кинс.1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| Кинс.2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| Кинс. | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| тн.усл. | 18,5075 | 21,65 | 23,68 | 23,48 | 23,66 | 24,9619 | 26,2448 | 27,488 | 28,542 | 29,382 | 29,9559 | 30,1298 | 30,0544 | 29,6 | 29,83 | 30,03 | 27,58 | |
| qp, вт/м2. | -9 | 40 | 65 | 36 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 51 | 81 | 55 | |
| qp.наклон, вт/м2. | 0 | 93 | 103 | 38 | -70 | -174 | -254 | -318 | -351 | -351 | -318 | -254 | -174 | -70 | 38 | 103 | 93 | |
| qp.наклон, вт/м2. | 0 | 19 | 56 | 66 | 65 | 62 | 58 | 57 | 55 | 55 | 57 | 58 | 62 | 65 | 66 | 56 | 19 | |
| qнаклон, вт/м2. | -9 | 41 | 65 | 43 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 59 | 80 | 56 | |
| т, ч. | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | 7-8 | 8-9 | 9-10 | 10-11 | 11-12 | 12-13 | 13-14 | 14-15 | 15-16 | 16-17 | 17-18 | 18-19 | 19-20 | 20- |
| Qп, кВт. | -0,052 | 0,238 | 0,388 | 0,213 | 0,175 | 0,188 | 0,198 | 0,214 | 0,225 | 0,238 | 0,251 | 0,256 | 0,264 | 0,264 | 0,309 | 0,484 | 0,327 | 0 |

Мах значение: 0,484

б

Объект:

Расчет теплопритоков через остекления.

Город

Москва 1

Заголовки

Промежуточные расчеты

Результат

Ветра, м/с 1

| Окно №1 | Н, м | В, м | Лг, м | А, м | Лпр, м | Спр, м | Лл, м | Сл, м | В', град | тв, °С | Ао, град | Rп, м ² /°С/ч | Котн | рп | t2 | гео.ш., ° | | |
|-------------------|----------|-------|--------|-------|--------------|---------|--|---------|----------|------------|--------------------------|--------------------------|-----------|--------|---------|-----------|-------|-----|
| Остекление | Север | 1 | 6 | 46 | Вертикальное | 4 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из тонкой светлой ткани | ра | 1 | Вентиляция | | | | | | | | |
| Расчеты. | Уг, град | 0 | Кобл.в | 1,012 | В1, град | 0 | Кобл.г | 1,0077 | Кобл | 1,0196 | ав, м ² ·°С/ч | 17,4 | тн.ср, °С | 23,6 | Атн, °С | 10,5 | | |
| Асо, град | -180 | -60 | -72 | -85 | -98 | -111 | -127 | -147 | -168 | -192 | -213 | -233 | -249 | -262 | -275 | -288 | -300 | |
| В, град | 90 | 80,08 | 53,24 | 12,79 | -14,09 | -25,434 | -31,04 | -34,182 | -35,4 | -35,4 | -34,182 | -31,04 | -25,4344 | -14,09 | 12,79 | 53,24 | 80,08 | |
| Кинс.1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| Кинс.2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| Кинс. | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| тн.усл. | 18,5075 | 21,65 | 23,68 | 23,48 | 23,66 | 24,9619 | 26,2448 | 27,488 | 28,542 | 29,382 | 29,9559 | 30,1298 | 30,0544 | 29,6 | 29,83 | 30,03 | 27,58 | |
| qp, вт/м2. | -9 | 40 | 65 | 36 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 51 | 81 | 55 | |
| qp.наклон, вт/м2. | 0 | 93 | 103 | 38 | -70 | -174 | -254 | -318 | -351 | -351 | -318 | -254 | -174 | -70 | 38 | 103 | 93 | |
| qp.наклон, вт/м2. | 0 | 19 | 56 | 66 | 65 | 62 | 58 | 57 | 55 | 55 | 57 | 58 | 62 | 65 | 66 | 56 | 19 | |
| qнаклон, вт/м2. | -9 | 41 | 65 | 43 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 59 | 80 | 56 | |
| т, ч. | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | 7-8 | 8-9 | 9-10 | 10-11 | 11-12 | 12-13 | 13-14 | 14-15 | 15-16 | 16-17 | 17-18 | 18-19 | 19-20 | 20- |
| Qп, кВт. | -0,052 | 0,238 | 0,388 | 0,213 | 0,175 | 0,188 | 0,198 | 0,214 | 0,225 | 0,238 | 0,251 | 0,256 | 0,264 | 0,264 | 0,309 | 0,484 | 0,327 | 0 |

Мах значение: 0,484

в

Объект:

Расчет теплопритоков через остекления.

Город

Москва 1

Заголовки

Промежуточные расчеты

Результат

Ветра, м/с 1

| Окно №1 | Н, м | В, м | Лг, м | А, м | Лпр, м | Спр, м | Лл, м | Сл, м | В', град | тв, °С | Ао, град | Rп, м ² /°С/ч | Котн | рп | t2 | гео.ш., ° | | |
|-------------------|----------|-------|--------|-------|--------------|---------|------------------------|---------|----------|------------|--------------------------|--------------------------|-----------|--------|---------|-----------|-------|-----|
| Остекление | Север | 1 | 6 | 46 | Вертикальное | 4 | Двойное, ПВХ переплеты | ра | 1 | Вентиляция | | | | | | | | |
| Расчеты. | Уг, град | 0 | Кобл.в | 1,012 | В1, град | 0 | Кобл.г | 1,0077 | Кобл | 1,0196 | ав, м ² ·°С/ч | 17,4 | тн.ср, °С | 23,6 | Атн, °С | 10,5 | | |
| Асо, град | -180 | -60 | -72 | -85 | -98 | -111 | -127 | -147 | -168 | -192 | -213 | -233 | -249 | -262 | -275 | -288 | -300 | |
| В, град | 90 | 80,08 | 53,24 | 12,79 | -14,09 | -25,434 | -31,04 | -34,182 | -35,4 | -35,4 | -34,182 | -31,04 | -25,4344 | -14,09 | 12,79 | 53,24 | 80,08 | |
| Кинс.1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| Кинс.2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| Кинс. | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | |
| тн.усл. | 18,5075 | 21,65 | 23,68 | 23,48 | 23,66 | 24,9619 | 26,2448 | 27,488 | 28,542 | 29,382 | 29,9559 | 30,1298 | 30,0544 | 29,6 | 29,83 | 30,03 | 27,58 | |
| qp, вт/м2. | -9 | 40 | 65 | 36 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 51 | 81 | 55 | |
| qp.наклон, вт/м2. | 0 | 93 | 103 | 38 | -70 | -174 | -254 | -318 | -351 | -351 | -318 | -254 | -174 | -70 | 38 | 103 | 93 | |
| qp.наклон, вт/м2. | 0 | 19 | 56 | 66 | 65 | 62 | 58 | 57 | 55 | 55 | 57 | 58 | 62 | 65 | 66 | 56 | 19 | |
| qнаклон, вт/м2. | -9 | 41 | 65 | 43 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 59 | 80 | 56 | |
| т, ч. | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | 7-8 | 8-9 | 9-10 | 10-11 | 11-12 | 12-13 | 13-14 | 14-15 | 15-16 | 16-17 | 17-18 | 18-19 | 19-20 | 20- |
| Qп, кВт. | -0,052 | 0,238 | 0,388 | 0,213 | 0,175 | 0,188 | 0,198 | 0,214 | 0,225 | 0,238 | 0,251 | 0,256 | 0,264 | 0,264 | 0,309 | 0,484 | 0,327 | 0,0 |

Мах значение: 0,484

а – пример расчета теплопоступлений через светопрозрачные ограждения; б – размеры проема со светопрозрачным ограждением; в – выбор города

Рисунок 5.3, лист 1

2

Объект: Расчет теплопритоков через остекления. Город: Москва 1
 Заголовки Промежуточные расчеты Результат Ветра, м/с 1

| Окно №1 | Н, м | В, м | Лг, м | А, м | Лпр, м | Спр, м | Лл, м | Сл, м | β', град | тв, °С | Ао, град | Рп, м ² /с | Котн | рп | τ2 | гео.ш., ° | | | |
|-------------------|-----------|---------|---------|-------------|--------|--|-------------------------|---------|------------|--------|----------|-----------------------|-------|-------|-------|-----------|-------|-------|------|
| Остекление | Север 1 | 6 | 46 | Вертикально | 64 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из тонкой светлой ткани | 1 | 1 | Вентиляция | | | | | | | | | | |
| Расчеты. | Север | 0 | Кобл.г | 1,0077 | Кобл | 1,0196 | ав, м ² ·С/с | 17,4 | тн.сп, °С | 23,6 | Атн, °С | 10,5 | | | | | | | |
| Асо, град | С-Восток | -111 | -127 | -147 | -168 | -192 | -213 | -233 | -249 | -262 | -275 | -288 | -300 | -18 | | | | | |
| β, град | Восток | -25,434 | -31,04 | -34,182 | -35,4 | -35,4 | -34,182 | -31,04 | -25,4344 | -14,09 | 12,79 | 53,24 | 80,08 | 93 | | | | | |
| Кинс.1 | Юговосток | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | |
| Кинс.2 | Юг | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | |
| Кинс. | Югозапад | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | |
| тн.усл. | Запад | 24,9619 | 26,2448 | 27,488 | 28,542 | 29,382 | 29,9559 | 30,1298 | 30,0544 | 29,6 | 29,83 | 30,03 | 27,58 | 23 | | | | | |
| qp, вт/м2. | С-Запад | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 51 | 81 | 55 | | | | | | |
| qp.наклон, вт/м2. | | -174 | -254 | -318 | -351 | -351 | -318 | -254 | -174 | -70 | 38 | 103 | 93 | | | | | | |
| qr.наклон, вт/м2. | | 0 | 19 | 56 | 66 | 65 | 62 | 58 | 57 | 55 | 57 | 58 | 62 | 65 | 66 | 56 | 19 | | |
| qn.наклон, вт/м2. | | -9 | 41 | 65 | 43 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 59 | 80 | 56 | |
| τ, ч. | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | 7-8 | 8-9 | 9-10 | 10-11 | 11-12 | 12-13 | 13-14 | 14-15 | 15-16 | 16-17 | 17-18 | 18-19 | 19-20 | 20-21 | |
| Qп, кВт. | | -0,052 | 0,238 | 0,388 | 0,213 | 0,175 | 0,188 | 0,198 | 0,214 | 0,225 | 0,238 | 0,251 | 0,256 | 0,264 | 0,264 | 0,309 | 0,484 | 0,327 | 0,02 |

Мах значение: 0,484

д

Объект: Расчет теплопритоков через остекления. Город: Москва
 Заголовки Промежуточные расчеты Результат Ветра, м/с 1

| Окно №1 | Н, м | В, м | Лг, м | А, м | Лпр, м | Спр, м | Лл, м | Сл, м | β', град | тв, °С | Ао, град | Рп, м ² /с | Котн | рп | τ2 | гео.ш., ° | | | |
|-------------------|----------|--------|--------|----------------|--|---------|---------|-------------------------|----------|-----------|----------|-----------------------|---------|-------|-------|-----------|-------|-------|------|
| Остекление | Север | 0 | 46 | Вертикальное | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из тонкой светлой ткани | 1 | 1 | Вентиляция | | | | | | | | | | | |
| Расчеты. | γ1, град | 0 | Кобл.в | 1,0 | Вертикальное | Кобл | 1,0196 | ав, м ² ·С/с | 17,4 | тн.сп, °С | 23,6 | Атн, °С | 10,5 | | | | | | |
| Асо, град | -180 | -60 | -72 | Наклонное | -168 | -192 | -213 | -233 | -249 | -262 | -275 | -288 | -300 | -18 | | | | | |
| β, град | 90 | 80,08 | 53,24 | Горизонтальное | -35,4 | -35,4 | -34,182 | -31,04 | -25,4344 | -14,09 | 12,79 | 53,24 | 80,08 | 93 | | | | | |
| Кинс.1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | |
| Кинс.2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | |
| Кинс. | 1 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | |
| тн.усл. | 18,5075 | 21,65 | 23,68 | 23,48 | 23,66 | 24,9619 | 26,2448 | 27,488 | 28,542 | 29,382 | 29,9559 | 30,1298 | 30,0544 | 29,6 | 29,83 | 30,03 | 27,58 | 23 | |
| qp, вт/м2. | -9 | 40 | 65 | 36 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 51 | 81 | 55 | | |
| qp.наклон, вт/м2. | 0 | 93 | 103 | 38 | -70 | -174 | -254 | -318 | -351 | -318 | -254 | -174 | -70 | 38 | 103 | 93 | | | |
| qr.наклон, вт/м2. | 0 | 19 | 56 | 66 | 65 | 62 | 58 | 57 | 55 | 55 | 57 | 58 | 62 | 65 | 66 | 56 | 19 | | |
| qn.наклон, вт/м2. | -9 | 41 | 65 | 43 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 59 | 80 | 56 | | |
| τ, ч. | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | 7-8 | 8-9 | 9-10 | 10-11 | 11-12 | 12-13 | 13-14 | 14-15 | 15-16 | 16-17 | 17-18 | 18-19 | 19-20 | 20-21 | |
| Qп, кВт. | | -0,052 | 0,238 | 0,388 | 0,213 | 0,175 | 0,188 | 0,198 | 0,214 | 0,225 | 0,238 | 0,251 | 0,256 | 0,264 | 0,264 | 0,309 | 0,484 | 0,327 | 0,02 |

Мах значение: 0,484

е

Объект: Расчет теплопритоков через остекления. Город: Москва 1
 Заголовки Промежуточные расчеты Результат Ветра, м/с 1

| Окно №1 | Н, м | В, м | Лг, м | А, м | Лпр, м | Спр, м | Лл, м | Сл, м | β', град | тв, °С | Ао, град | Рп, м ² /с | Котн | рп | τ2 | гео.ш., ° | | | |
|-------------------|----------|--------|--------|---|---|--|---------|-------|------------|--------|----------|-----------------------|-------|-------|-------|-----------|-------|-------|------|
| Остекление | Север 1 | 6 | 46 | Вертикально | 64 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из тонкой светлой ткани | 1 | 1 | Вентиляция | | | | | | | | | | |
| Расчеты. | γ1, град | 0 | Кобл.в | 1,0 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из тонкой светлой ткани | 23,6 | Атн, °С | 10,5 | | | | | | | | | | | |
| Асо, град | -180 | -60 | -72 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из тонкой средн. окраски ткани | -262 | -275 | -288 | -300 | -18 | | | | | | | | | | |
| β, град | 90 | 80,08 | 53,24 | 12 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из тонкой темной ткани | -14,09 | 12,79 | 53,24 | 80,08 | 93 | | | | | | | | | |
| Кинс.1 | 1 | 1 | 1 | 1 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из плотной светлой ткани | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | | | | | |
| Кинс.2 | 1 | 1 | 1 | 1 | Двойное, ПВХ переплеты, внутрен. шторы из плотной темной ткани | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | | | | | |
| Кинс. | 1 | 1 | 1 | 1 | Стекло+1камерный стеклопакет, ПВХ переплет | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | | | | | | | | | |
| тн.усл. | 18,5075 | 21,65 | 23,68 | 23 | Стекло+1камерный стеклопакет, ПВХ переплет, светлые жалюзи | 29,6 | 29,83 | 30,03 | 27,58 | 23 | | | | | | | | | |
| qp, вт/м2. | -9 | 40 | 65 | 36 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 51 | 81 | 55 | | |
| qp.наклон, вт/м2. | 0 | 93 | 103 | 38 | -70 | -174 | -254 | -318 | -351 | -318 | -254 | -174 | -70 | 38 | 103 | 93 | | | |
| qr.наклон, вт/м2. | 0 | 19 | 56 | 66 | 65 | 62 | 58 | 57 | 55 | 55 | 57 | 58 | 62 | 65 | 66 | 56 | 19 | | |
| qn.наклон, вт/м2. | -9 | 41 | 65 | 43 | 29 | 31 | 33 | 36 | 38 | 40 | 42 | 43 | 44 | 44 | 59 | 80 | 56 | | |
| τ, ч. | 3-4 | 4-5 | 5-6 | 6-7 | 7-8 | 8-9 | 9-10 | 10-11 | 11-12 | 12-13 | 13-14 | 14-15 | 15-16 | 16-17 | 17-18 | 18-19 | 19-20 | 20-21 | |
| Qп, кВт. | | -0,052 | 0,238 | 0,388 | 0,213 | 0,175 | 0,188 | 0,198 | 0,214 | 0,225 | 0,238 | 0,251 | 0,256 | 0,264 | 0,264 | 0,309 | 0,484 | 0,327 | 0,02 |

Мах значение: 0,484

г – выбор ориентации проема по стороне света; д – выбор положения проема; е – выбор типа светопрозрачного ограждения

Рисунок 5.3, лист 2

После введения в таблицу исходных данных, в строке результатов отображаются теплопоступления через светопрозрачное ограждение в

каждый час суток. В качестве результата используется наибольшее значение. В приведенном примере значение равно 0,484 кВт в интервале времени 18–19 ч.

6 Метод расчета безопасного количества хладагона и эквивалентного вклада системы холодоснабжения в потенциал глобального потепления

6.1 Требования надежности, безопасности и экологичности систем холодоснабжения

Проектирование, монтаж и эксплуатацию систем холодоснабжения следует выполнять с учетом требований безопасности и охраны окружающей среды, нормируемых ГОСТ EN 378-1, ГОСТ EN 378-2, ГОСТ EN 378-3, ГОСТ EN 378-4, СП 60.13330, СП 73.13330, [15], [16].

6.1.1 Выбор безопасных хладагентов

Для систем кондиционирования воздуха группу опасности (таблица 6.1) применяемых хладагентов следует принимать: А1 (нетоксичные, негорючие) или А2 (нетоксичные, трудногорючие (ГОСТ EN 378-1–2014, приложение F)). Область применения хладагентов группы А2 ограничена: их не следует применять для холодильных машин с водоохлаждаемым или выносным конденсатором. Для систем комфортного кондиционирования общественных зданий не допускается использовать оборудование с хладагентами групп опасности А3, В1, В2, В3.

Таблица 6.1 – Система классификации хладагентов по группам опасности

| Горючесть хладагента | Токсичность хладагента | |
|---|------------------------|---------|
| | Низкая | Высокая |
| Способность к распространению пламени отсутствует | А1 | В1 |
| Трудная горючесть | А2 | В2 |
| Горючесть | А3 | В3 |

Холодильные центры с компрессионными холодильными машинами общей мощностью более 1500 кВт должны быть оборудованы технологическими емкостями (дренажными ресиверами) для сбора и утилизации хладагента. Допускается применение передвижных подключаемых устройств.

На холодильных машинах и установках с хладагентом, устанавливаемых в холодильных центрах, следует предусматривать сбросные трубопроводы отведения хладагента от предохранительных клапанов холодильных машин и установок за пределы здания.

В помещениях холодильных установок следует предусматривать общеобменную вентиляцию, рассчитанную на удаление избытков теплоты. Система приточно-вытяжной вентиляции с механическим побуждением в

рабочем режиме должна обеспечивать не менее четырех воздухообменов в час, а при аварии – по расчету, но не менее пяти воздухообменов в час.

Необходимо рассчитывать концентрации хладагента при аварийной разгерметизации системы (показатели ППНЧ, НКПВ, предельные значения которых приведены в таблице 6.2) и соответствующее им предельное количество хладагента, которое может попадать в данное помещение при аварии.

Т а б л и ц а 6.2 – Основные характеристики некоторых распространенных хладагентов

| Обозначение хладагента | | Группа опасности | Токсичность ППНЧ, кг/м ³ | Горючесть НКПВ, кг/м ³ | Примечание |
|------------------------|--------------------------------------|------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| R | Химическая формула | | | | |
| 22 | CHClF ₂ | A1 | 0,3 | – | Не применять (ОРП) |
| 32 | CH ₂ F ₂ | A2 | 0,061 | 0,307 | Применять ограниченно |
| 123 | CHCl ₂ CF ₃ | B1 | 0,1 | – | Не применять |
| 1234yf | CF ₃ CF=CH ₂ | A2 | 0,06 | 0,299 | Применять ограниченно |
| 134a | CH ₂ FCF ₃ | A1 | 0,25 | – | Высокий ПГП |
| 407A | R32/125/134a (20/40/40) | A1 | 0,33 | – | Высокий ПГП |
| 410A | R32/125 /50) | A1 | 0,44 | – | Высокий ПГП |
| 717 | NH ₃ аммиак | B2 | 0,00035 | 0,116 | Не применять |
| 744 | CO ₂ углекислый газ | A1 | 0,1 | – | Без ограничений |
| 290 | C ₃ H ₈ Пропан | A3 | 0,0008 | 0,038 | Не применять |

6.2 Метод расчет безопасного количества хладагента

Концентрация хладагента, при его аварийном выбросе из контура циркуляции, в каждом из обслуживаемых помещений не должна превышать величину ППНЧ и 10 % величины НКПВ, с учетом подачи наружного воздуха системой общеобменной механической приточно-вытяжной вентиляции постоянного действия. Данные по величинам ППНЧ и НКПВ приведены в таблице 6.2 и в ГОСТ EN 378-1–2014 (приложение E).

Максимальная масса хладагента в установке рассчитывается по формуле

$$G_{\max} = \text{ППНЧ} L_{\text{общ}}, \text{ кг},$$

где $L_{\text{общ}} = V_{\text{пом}} + L/4$;

$V_{\text{пом}}$ – объем помещения, м³;

L – подача наружного воздуха системой механической вентиляции, м³/ч.

В помещениях холодильных центров, концентрация хладагента в которых при аварийном выбросе может превышать ППНЧ либо 10 % НКПВ,

следует устанавливать датчики концентрации (детекторы) хладагента с аварийной сигнализацией.

6.2.1 Пример расчета допустимого количества хладагента в помещении

Площадь помещения (гостиничного номера) – 10,73 м².

Высота помещения 3,22 м. Объем помещения 35 м³.

Имеется общеобменная приточно-вытяжная механическая вентиляция в количестве 80 м³/ч.

Для поддержания комфортных условий в помещении установлен внутренний блок системы кондиционирования воздуха непосредственного охлаждения (мультизональная VRF система). Расчет выполняют для самого неблагоприятного случая: выбирают самое маленькое по объему помещение с наиболее протяженными трубопроводами (максимальная дозаправка).

Общее количество хладагента (фреона) в системе составляет:

- заводская заправка наружного блока: 10,4 кг;

- дозаправка в соответствии с расчетной длиной и диаметром фреоновых проводов данной системы VRF: 10,3 кг;

- всего: 20,7 кг.

Согласно таблице 6.2, практический предел концентрации хладагента-фреона R-410A при нахождении человека в помещении (ППНЧ) составляет 440 г/м³ (класс опасности фреона A1 – нетоксичный, негорючий).

Расчетное количество воздуха складывается из объема помещения и частично – объема воздухообмена механической вентиляции (в течении 15 мин):

$$L_{\text{общ}} = V_{\text{пом}} + L/4 = 35 + 80/4 = 35 + 20 = 55 \text{ м}^3.$$

Допустимое количество хладагента для этого помещения:

$$G_{\text{max}} = 0,44 \cdot 55 = 24,2 \text{ кг},$$

что больше, чем объем фреона в системе – 20,7 кг.

Запроектированная система удовлетворяет требованиям безопасности, т. к. при аварийной разгерметизации концентрация фреона не превысит предельно-допустимых значений.

6.3 Метод расчета экологической эффективности систем холодоснабжения по величине вклада в глобальное потепление

Расчет экологической эффективности – важный этап. Исходные данные для расчетов – годовое энергопотребление системы, а также экологические показатели хладагента (хладона), приведенные в таблице 6.3.

Т а б л и ц а 6.3 – Экологические показатели некоторых хладонов

| Обозначение | Озоноразрушающий потенциал | Потенциал глобального потепления |
|-------------|----------------------------|----------------------------------|
| R22 | 0,055 | 1700 |
| R32 | 0 | 550 |
| R134A | 0 | 1300 |
| R410A | 0 | 1980 |

| | | |
|-------------------------|---|---------|
| R744 (CO ₂) | 0 | 1 |
| R450A | 0 | 400–700 |
| R513A | 0 | 400–700 |
| R446A | 0 | 400–700 |
| R1234ze | 0 | 4 |

В системах холодоснабжения следует использовать холодильные машины и установки, работающие на нетоксичных, экологически безопасных хладагентах, с низкой величиной потенциала глобального потепления и нулевой озоноразрушающей способностью (ГОСТ EN 378-1–2014, приложения В, Е).

Экологическая эффективность холодильного оборудования определяется его влиянием на парниковый эффект.

Полный эквивалентный вклад в парниковый эффект TEWI – показатель для оценки парникового эффекта путем сочетания прямого вклада от выбросов хладагентов в атмосферу и косвенного вклада от выбросов углекислого газа и других газов, образующихся при выработке энергии, необходимой для работы холодильной системы в течение всего срока ее эксплуатации (ГОСТ EN 378-1).

Показатель полного эквивалентного вклада системы холодоснабжения в парниковый эффект предназначен для расчета полного влияния процессов искусственного охлаждения на парниковый эффект. TEWI учитывает как прямое влияние на парниковый эффект хладагента, если имеет место его утечка, так и косвенное воздействие холодильной системы вследствие потребления ею энергии, используемой для энергоснабжения установки в течение всего срока эксплуатации. Такой подход справедлив при сравнении между собой двух холодильных систем или при выборе хладагентов для применения в одной и той же системе.

Для данной системы TEWI включает в себя:

- прямое влияние на парниковый эффект при определенных условиях утечки хладагента,
- прямое влияние на парниковый эффект газов, выпускаемых теплоизоляцией и другими компонентами системы, если это имеет место,
- косвенное влияние на парниковый эффект эмиссии CO₂ и других газов вследствие производства энергии для энергоснабжения установки и покрытия потерь энергии на пути от производителя до потребителя энергии.

Применение TEWI допускается для выявления наиболее эффективных способов снижения фактического воздействия холодильной системы на парниковый эффект, в том числе:

- минимизации величины заправки системы хладагентом, применения микроканальных теплообменников;

- проектирования/подбора холодильной системы и хладагента, в наибольшей степени приспособленных для конкретной системы охлаждения;
- оптимизации системы с целью повышения эффективности использования электроэнергии;
- соответствующего технического обслуживания для поддержания оптимальных показателей энергопотребления и предотвращения утечек хладагентов (например, характеристики системы в процессе эксплуатации могут быть улучшены вследствие модернизации и надлежащей эксплуатации и технического обслуживания);
- рекуперации и рециклирования/регенерации используемого хладагента;
- рекуперации и рециклирования/регенерации используемой теплоизоляции.

Повышение энергетической эффективности системы – намного более действенное средство снижения парникового эффекта, чем уменьшение величины заправки хладагентом. Во многих случаях при уменьшении величины заправки хладагентом более эффективная холодильная система, заправленная хладагентом с более высоким потенциалом глобального потепления, может оказаться лучше с точки зрения негативного воздействия на окружающую среду, чем менее эффективная система, заправленная хладагентом с низким значением ПГП, но с повышенным потреблением энергии. Тем более, когда выбросы сведены к минимуму: отсутствие утечки означает отсутствие прямого влияния на парниковый эффект.

Потенциал глобального потепления представляет собой обобщенный показатель, характеризующий газы, перемешанные с атмосферой, с точки зрения их влияния на парниковый эффект. Он объединяет факторы, связанные со временем пребывания газов в атмосфере и их относительной способностью к поглощению и излучению энергии в инфракрасном диапазоне. Этот показатель позволяет приближать оценку влияния газа на парниковый эффект в данный момент времени при данном состоянии атмосферы к парниковому эффекту, обусловленному выбросами CO₂.

Принятый Европейским Союзом регламент применения фторсодержащих газов означает, что вся отрасль должна перейти на новое поколение хладагентов, которые не только безопасны для озонового слоя, но и обладают очень низким ПГП. Так например, для замены хладагента R134A разработаны хладагенты R450A (группа опасности A1), R513A (группа опасности A1), R1234ze (группа опасности A2), а для замены R410A разработан R446A (группа опасности A2).

Показатель полного эквивалентного вклада системы холодоснабжения в парниковый эффект может быть рассчитан по следующей формуле, где различные факторы влияния (величины вклада в суммарное значение TEWI) представлены соответствующими составляющими

$$TEWI = ПГП L n + [ПГП m (1 - \alpha_{рек})] + [n E_{год} \beta], \quad (6.1)$$

где ПГП $L n$ – вклад вследствие утечек хладагента из системы;

ПГП $m(1-\alpha_{рек})$ – вклад, обусловленный наличием или отсутствием рекуперации;

$n E_{год} \beta$ – вклад, обусловленный энергопотреблением;

L – величина утечек хладагента, кг/год,

n – полное время эксплуатации системы, лет,

m – масса хладагента, заправленного в систему, кг,

$\alpha_{рек}$ – коэффициент степени рекуперации хладагента, может принимать значения от 0 до 1,

$E_{год}$ – среднегодовое потребление энергии, кВт·ч /год,

β – эмиссия CO₂, кг на кВт·ч.

Коэффициент β показывает, какое количество CO₂ выбрасывают в атмосферу при производстве 1 кВт·ч энергии. Он может меняться в зависимости от времени и географического расположения.

Если парниковые газы могут выделяться из теплоизоляции или других компонентов холодильной системы, к величине полного эквивалентного вклада в парниковый эффект в формуле (6.1) добавляются еще одно слагаемое

$$\text{ПГП}_i \cdot m_i \cdot (1 - \alpha_i), \quad (6.2)$$

где ПГП_i – величина потенциала глобального потепления i -го газа, испускаемого теплоизоляцией, по отношению к CO₂,

m_i – масса i -го газа, содержащегося в теплоизоляции, кг,

α_i – коэффициент степени рекуперации i -го газа, содержащегося в теплоизоляции.

При расчете TEWI следует принимать обновленные значения ПГП по отношению к CO₂ и последние данные по значениям эмиссии CO₂ на каждый кВт·ч производимой энергии.

Для корректного сравнения разных вариантов устройства холодильных систем по TEWI следует учитывать общее потребление энергии на объекте строительства. Так, например, если сравнивается вариант холодильной станции, позволяющей рекуперировать вырабатываемое тепло, то в расчетах для вариантов холодильных станций без рекуперации тепла следует добавлять TEWI для альтернативного способа выработки тепла в объеме рекуперированного. Формула (6.1) не учитывает сокращение эмиссии диоксида углерода при рекуперации сбросного тепла конденсатора холодильной машины. Предлагается учитывать показатели энергопотребления, приведенные к расходу первичного топлива. Годовое потребление энергии в формуле (6.1) должно быть рассчитано по формуле

$$E_{год} = E_{эл} - E_{т} K_{пр}, \quad (6.3)$$

где $E_{эл}$, $E_{т}$ – соответственно среднегодовое потребление электрической энергии холодильной станцией и тепловая энергия, полученная вследствие рекуперации тепла конденсатора ХМ;

$K_{пр}$ – коэффициент приведения различных видов энергии к расходу первичного топлива, величина которого приближенно может быть рассчитана по формуле

$$K_{пр} = C_{т}/C_{э}, \quad (6.4)$$

где $C_{т}$, $C_{э}$ – соответственно тарифная цена 1 кВт·ч тепловой и электрической энергии в конкретном регионе.

В дальнейшем, при соответствующем изменении законодательства (например, при введении «углеродного налога»), возможно денежное выражение TEWI и его применение при расчетах экономической эффективности.

В настоящее время в Российской Федерации расчет TEWI может помочь пройти сертификацию при строительстве объектов по стандартам «зеленого строительства», а также улучшить имидж фирмы-застройщика, применяющей экологически «чистые» технологии.

7 Метод расчета энергетической эффективности системы холодоснабжения с учетом бин-диаграмм наружного климата

7.1 Нормируемые величины показателей энергоэффективности холодильного оборудования

Сертификацией энергоэффективного оборудования занимается некоммерческая компания ассоциация **Eurovent** (European Association of Air Handling and Refrigerating Equipment Manufactures – Европейская ассоциация производителей воздухообрабатывающего и холодильного оборудования) [17], [18], [19], [37], [38].

В Eurovent представлено более 1000 компаний из 13 европейских стран.

Ассоциацией выделено и классифицировано 19 типов оборудования, предназначенного для кондиционирования воздуха, от бытовых комфортных кондиционеров до крупных холодильных машин.

В процессе сертификационных испытаний чиллеров определяются следующие величины:

- холодопроизводительность,
- EER (Energy Efficiency Ratio, коэффициент энергоэффективности (холодильный коэффициент), равный отношению полной холодопроизводительности к полному энергопотреблению);
- ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio, европейский сезонный коэффициент энергетической эффективности), осредненный холодильный коэффициент при полной и трех вариантах неполной тепловой нагрузки);
- теплопроизводительность;
- COP (коэффициент производительности), равный отношению полной теплопроизводительности к полному энергопотреблению);
- потери давления воды на стороне испарителя отдельно в режиме охлаждения и отопления;

- потери давления воды на стороне конденсатора (для водоохлаждаемых конденсаторов, отдельно в режиме отопления и охлаждения);
- уровень шума.

Испытания проводятся при стандартных условиях температур теплоносителя и охлаждающей среды (таблица 7.1).

Т а б л и ц а 7.1 – Стандартные условия для проведения испытаний EER

| Температура проведения испытаний | Значение температуры, °С |
|--|--------------------------|
| Температура в помещении, °С, сухой термометр / мокрый термометр | 27/19 |
| Температура наружного воздуха, °С, сухой термометр / мокрый термометр | 35/24 |
| Температура холодной воды, °С, сухой термометр / мокрый термометр | 7/12 |
| Температура охлаждаемой воды, °С, сухой термометр / мокрый термометр | 30/35 |

Сезонный коэффициент энергетической эффективности рассчитывается по формуле

$$ESEER = 0,03EER_{100\%} + 0,33EER_{75\%} + 0,41EER_{50\%} + 0,23EER_{25\%}, \quad (7.1)$$

где $EER_{100\%}$, $EER_{75\%}$, $EER_{50\%}$ и $EER_{25\%}$ – коэффициенты энергетической эффективности чиллера при холодопроизводительности 100 %, 75 %, 50 % и 25 %.

Пример расчета величины ESEER для водоохлаждаемого чиллера:

$$ESEER = 0,03 \cdot 5,24 + 0,33 \cdot 5,99 + 0,41 \cdot 6,3 + 0,23 \cdot 5,78 = 6,05.$$

С точки зрения годовых энергозатрат более важен ESEER. В США используют также IPLV:

$$IPLV = 0,01EER_{100\%} + 0,42EER_{75\%} + 0,45EER_{50\%} + 0,12EER_{25\%}. \quad (7.2)$$

Для чиллера с рекуперацией тепла необходимо оценивать величину TEER. Величина TEER рассчитывается как отношение суммы полной холодо- и теплопроизводительности в режиме рекуперации к полному энергопотреблению.

Отметим, что величина холодильного коэффициента при неполной нагрузке повышается, поэтому $ESEER > EER$.

Применение оборудования с высокими классами энергоэффективности позволяет присуждать дополнительные баллы при сертификации здания по «зеленым стандартам». Наиболее известные зарубежные «зеленые стандарты» – LEED (США), BREEM (Великобритания), DGNB (Германия). В России разработан документ [17].

Холодильному оборудованию присваиваются классы энергоэффективности, приведенные в таблицах 7.2 и 7.3.

Таблица 7.2 – Класс энергетической эффективности чиллеров различного типа в режиме охлаждения

| Класс энерго-эффективности | Значение EER в зависимости от конденсатора | | |
|----------------------------|--|------------------|-----------------|
| | Воздухоохлаждаемый | Водоохлаждаемый | Выносной |
| A | $\geq 3,1$ | $\geq 5,05$ | $\geq 3,55$ |
| B | $2,9 \div 3,1$ | $4,65 \div 5,05$ | $3,4 \div 3,55$ |
| C | $2,7 \div 2,9$ | $4,25 \div 4,65$ | $3,25 \div 3,4$ |
| D | $2,5 \div 2,7$ | $3,85 \div 4,25$ | $3,1 \div 3,25$ |
| E | $2,3 \div 2,5$ | $3,45 \div 3,85$ | $2,95 \div 3,1$ |
| F | $2,1 \div 2,3$ | $3,05 \div 3,45$ | $2,8 \div 2,95$ |
| G | $< 2,1$ | $< 3,05$ | $< 2,8$ |

Таблица 7.3 – Класс энергетической эффективности чиллеров различного типа в режиме отопления

| Класс энерго-эффективности | Значение COP в зависимости от конденсатора | |
|----------------------------|--|------------------|
| | Воздухоохлаждаемый | Водоохлаждаемый |
| A | $\geq 3,2$ | $\geq 4,45$ |
| B | $3,0 \div 3,2$ | $4,15 \div 4,45$ |
| C | $2,8 \div 3,0$ | $3,85 \div 4,15$ |
| D | $2,6 \div 2,8$ | $3,55 \div 3,85$ |
| E | $2,4 \div 2,6$ | $3,25 \div 3,55$ |
| F | $2,2 \div 2,4$ | $2,95 \div 3,25$ |
| G | $< 2,2$ | $< 2,95$ |

Показатели энергоэффективности холодильного оборудования приведены в таблице 7.4.

Таблица 7.4 – Показатели энергоэффективности, полученные при сертификационных испытаниях холодильного оборудования

| Наименование показателя | Международное обозначение, расшифровка аббревиатуры | Расчетная формула | Примечания |
|---|---|---|---|
| Коэффициент энергоэффективности (холодильный коэффициент) | EER Energy Efficiency Ratio | $q_x / q_{эл}$, кВт/кВт $q_x, q_{эл}$ – соответственно максимальная холодильная и электрическая мощность | Отношение холодильной и электрической мощности при максимальной холодопроизводительности (загрузка оборудования 100 %) |
| Европейский сезонный коэффициент энергоэффективности | ESEER European Seasonal Energy Efficiency Ratio | $0,03EER_{100\%} + 0,33EER_{75\%} + 0,41EER_{50\%} + 0,23EER_{25\%}$ | EER 100 %, 75 %, 50 %, 25 % – коэффициент энергоэффективности при загрузке оборудования соответственно на 100 %, 75 %, 50 %, 25 % |

| | | | |
|--|--|--|---|
| Интегральный показатель энергоэффективности при частичной нагрузке | IPLV Integrated Energy Part Load Values | $0,01EER_{100\%} + 0,42EER_{75\%} + 0,45EER_{50\%} + 0,12EER_{25\%}$ | EER 100 %, 75 %, 50 %, 25 % – коэффициент энергоэффективности при нагрузке оборудования соответственно на 100 %, 75 %, 50 %, 25 % |
| Коэффициент теплопроизводительности | COP Coefficient of Performance | $q_m / q_{эл}$, кВт/кВт q_m – максимальная тепловая мощность в режиме теплового насоса | Отношение тепловой и электрической мощности в режиме выработки тепла (тепловой насос) |
| Общий коэффициент энергоэффективности | TEER Total Energy Efficiency Ratio | $\frac{q_{хр} + q_{тр}}{q_{эл}}$ $q_{хр}$ – холодильная мощность в режиме рекуперации тепла, $q_{тр}$ – тепловая мощность в режиме рекуперации тепла | Учитывает одновременную выработку холода и рекуперацию тепла конденсатора |

Европейский Союз разработал регламент снижения энергопотребления в зданиях – Экодизайн (Ecodesign). Экодизайн (экологическое проектирование) определяет новый подход к разработке продукции, поощряющий производителей учитывать экологический эффект продукта на протяжении всего жизненного цикла (таблица 7.5). В Европейском Союзе директива по Экодизайну 2009/125/ЕС устанавливает основные требования к энергетической эффективности всей продукции, связанной с потреблением энергии, включая холодильные установки (ERP). Азиатские производители холодильного оборудования, поставляемого в Европу, также должны соответствовать этим требованиям. Главная цель директивы ERP – ограничение глобального потепления уровнем в 2 °С к 2050 году.

Т а б л и ц а 7.5 – Требования регламента Экодизайна

| Период | Показатели | | |
|--------|----------------------------------|-----------------------------|---|
| | Повышение энергоэффективности, % | Выбросы парниковых газов, % | Использование возобновляемой энергии, % |
| 2020 | 20 | -20 | 20 |
| 2030 | 27 | -40 | 27 |

В соответствии с директивой Экодизайна ERP применяются новые коэффициенты сезонной энергоэффективности SEER (выработка холода) и SCOP (выработка тепла тепловыми насосами). В качестве нормируемой величины принят η_s (E_{ts}). Минимальные нормируемые значения показателей энергоэффективности приведены в таблицах 7.6 и 7.7.

Т а б л и ц а 7.6 – Минимальные нормируемые значения сезонных коэффициентов энергоэффективности при выработке холода для систем холодоснабжения с промежуточным хладоносителем

| Холодильное оборудование для комфортного кондиционирования (лот 21) | Минимальные нормируемые значения с 01.2018 | | Минимальные нормируемые значения с 01.2021 | |
|---|--|-------------|--|-------------|
| | $\eta_s, \% \text{ cool}$ | SEER (12/7) | $\eta_s, \% \text{ cool}$ | SEER (12/7) |
| Воздухоохлаждаемое ХМ < 400 кВт | 149 | 3,8 | 161 | 4,1 |
| Воздухоохлаждаемое ХМ от 400 до 2000 кВт | 161 | 4,1 | 179 | 4,55 |
| Водоохлаждаемое ХМ < 400 кВт | 196 | 4,98 | 200 | 5,08 |
| Водоохлаждаемое ХМ от 400 до 1500 кВт | 227 | 5,75 | 252 | 6,38 |
| Водоохлаждаемое ХМ от 1500 до 2000 кВт | 245 | 6,20 | 272 | 6,88 |

Т а б л и ц а 7.7 – Минимальные нормируемые значения сезонных коэффициентов энергоэффективности для систем кондиционирования непосредственного охлаждения

| Минимальная энергоэффективность ПО: требования Экодизайна | $\eta_s, \% \text{ (SCOP)}$ | | $\eta_s, \% \text{ (SEER)}$ | |
|---|-----------------------------|--------|-----------------------------|--------|
| | Выработка тепла | Лот | Выработка холода | Лот |
| СК, МСК, МЗСК < 6 кВт | 149 (3,8) | Лот10 | 181 (4,6) | Лот 10 |
| СК, МСК, МЗСК от 6 до 12 кВт | 149 (3,8) | Лот 10 | 169 (4,3) | Лот 10 |
| СК, МСК, МЗСК \geq 12 кВт | 133 | Лот 21 | 181 (4,6) | Лот 21 |
| РК (руфтоп) | 115 | Лот 21 | 117 | Лот 21 |

Соотношение между коэффициентами η_s и SEER может быть рассчитано по формуле

$$\eta_s = 40 \cdot \text{SEER} - 3, \%, \quad (7.3)$$

Сезонный показатель энергоэффективности холодильного оборудования определяется отношением сезонной выработки холода и сезонных затрат электроэнергии

$$\text{SEER} = \frac{Q_x}{Q_{эл}}. \quad (7.4)$$

Для корректного сопоставления характеристик оборудования разных производителей, полученных при испытаниях, выбраны климатические данные представительных европейских регионов, разделенные на 3 зоны: центральная (г. Страсбург), южная (г. Афины) и северная (г. Хельсинки). Представление показателя энергоэффективности для центральной зоны обязательно, для других зон – по желанию производителя. Предполагается, что загрузка оборудования прямо пропорциональна наружной температуре воздуха. Для расчета сезонных показателей используется БИН метод (BIN

method), позволяющий дифференцированно отражать текущую величину отношения наружной температуры воздуха к соответствующей ей величине загрузки оборудования. Для выбранного населенного пункта строится БИН диаграмма (BIN diagram) часовой продолжительности наружных температур (ступенчатый годограф температур). Диаграмма разделяется на БИН интервалы (ячейки) шириной 1 °С. Каждому пронумерованному интервалу соответствует среднее значение текущей наружной температуры (БИН температура), текущее потребление холода (загрузка оборудования), текущее значение EER.

Согласно формуле (7.4), интегральный сезонный показатель рассчитывается суммированием текущих значений всех интервалов по формуле

$$SEER = Q_x / Q_{эл} = \sum Q_{xi} / \sum Q_{эли} = \sum q_{xi} \cdot \tau_i / \sum \tau_i [q_{xi} / EERbin(i)], \quad (7.5)$$

где Q_x , $Q_{эл}$ – соответственно сезонное количество произведенного холода и затраченной электроэнергии, кВт·ч/сезон;

$$i = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (7.6)$$

где n – общее количество БИН интервалов в сезоне с i -й температурой наружного воздуха (зависит от сезонного диапазона изменения температуры наружного воздуха и выбранной ширины ячейки),

$$Q_{xi} = q_{xi} \cdot \tau_i, \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (7.7)$$

где Q_{xi} – количество холода, вырабатываемое холодильным оборудованием при i -й БИН температуре наружного воздуха, кВт·ч;

q_{xi} – текущая холодильная мощность единицы оборудования при i -й БИН температуре наружного воздуха, кВт;

τ_i – длительность каждой БИН температуры наружного воздуха, ч;

$EERbin(i)$ – текущее значение холодильного коэффициента EER для каждой БИН температуры и соответствующей величины загрузки оборудования.

7.2 Метод расчета энергетической эффективности систем холодоснабжения

Значения показателей, получаемые при сертификационных испытаниях оборудования, не могут характеризовать энергоэффективность всей системы холодоснабжения для конкретного объекта (с учетом профиля тепловой нагрузки и других особенностей).

Энергоэффективность системы холодоснабжения предлагается оценивать показателем годовой энергоэффективности $\mathcal{E}_Г$, рассчитываемым по формуле [40], [41]

$$\mathcal{E}_Г = \frac{Q_x + Q_T}{Q_{эл}}, \quad (7.8)$$

где Q_x , Q_T , $Q_{эл}$ – соответственно годовое количество произведенного холода, тепла и затраченной электроэнергии, кВт·ч/год.

Исходные данные для расчета энергетической эффективности приведены в таблице 7.8.

Требуются расчеты следующих величин:

- ожидаемого профиля нагрузки (холод/тепло) на холодильное оборудование в зависимости от климатических условий и технологического назначения здания;
- текущей величины выработки холода и тепла, а также энергопотребления (часовая, суточная), дифференцированного в соответствии с требованиями многотарифного учета электроэнергии;
- годовых затрат электроэнергии всеми потребителями холодильной станции (холодильная машина, гидромодуль, градирня, зональные охладители), в зависимости от характеристик и алгоритма управления оборудованием.

Т а б л и ц а 7.8 – Исходные данные для расчета энергетической эффективности

| Название | Обозначение, размерность | Расчетная формула | Примечание |
|--|--------------------------|--|---|
| Годовое Σ количество произведенного холода | Q_X , кВт·ч/год | $\sum_{i=1}^n Q_{Xi} = \sum_{i=1}^n q_{Xi} \tau_{iX}$ | $\tau_{iX}, \tau_{iT}, \tau_{iЭЛ}$ – соответственно количество часов работы оборудования, вырабатывающего холод, тепло и потребляющего электроэнергию, при i -й БИН температуре наружного воздуха, ч, |
| Годовое количество произведенного тепла (в режиме рекуперации и теплового насоса) | Q_T , кВт·ч/год | $\sum_{i=1}^m Q_{Ti} = \sum_{i=1}^m q_{Ti} \tau_{iT}$ | $q_{Xi}, q_{Ti}, q_{ЭЛi}$ – соответственно текущая холодильная, тепловая или электрическая мощность оборудования при i -й БИН температуре наружного воздуха, кВт |
| Годовое количество затраченной электроэнергии всем оборудованием холодильной станции | $Q_{ЭЛ}$, кВт·ч/год | $\sum_{i=1}^{n+m} Q_{ЭЛi} = \sum_{i=1}^{n+m} q_{ЭЛi} \tau_{iЭЛ}$ | |

n – общее количество периодов в сезоне с i -й температурой наружного воздуха (зависит от диапазона изменения температуры наружного воздуха, в котором работает оборудование и выбранного шага температур при расчете профиля тепловых нагрузок)

$$Q_{Xi} = q_{Xi} \tau_i, \text{ кВт·ч/год}, \quad (7.9)$$

где $Q_{Xi} = q_{Xi} \tau_i$ – количество холода, выработанное всем холодильным оборудованием при i -й температуре наружного воздуха:

q_{Xi} – средняя холодильная мощность каждой единицы оборудования (чиллер, градирня, гликолевый насос и т. п.) при i -й температуре наружного воздуха, кВт,

τ_i – количество часов работы каждой единицы оборудования при i -й температуре наружного воздуха, ч/год,

$$Q_{эли} = q_{эли} \tau_i, \text{ кВт}\cdot\text{ч/год}, \quad (7.10)$$

где $Q_{эли} = q_{эли} \tau_i$ – количество электроэнергии, выработанное всем холодильным оборудованием при i -й температуре наружного воздуха,

$q_{эли}$ – средняя электрическая мощность каждой единицы оборудования при i -й температуре наружного воздуха, кВт,

τ_i – количество часов работы каждой единицы оборудования при i -й температуре наружного воздуха, ч/год.

При пересчете тепловых нагрузок (нагрузок на систему холодоснабжения) в расход электроэнергии необходимо учитывать изменение величины EER при изменении мощности холодильных установок во время работы и количество часов работы каждого вида оборудования холодильной системы, зависящего от принятого алгоритма управления.

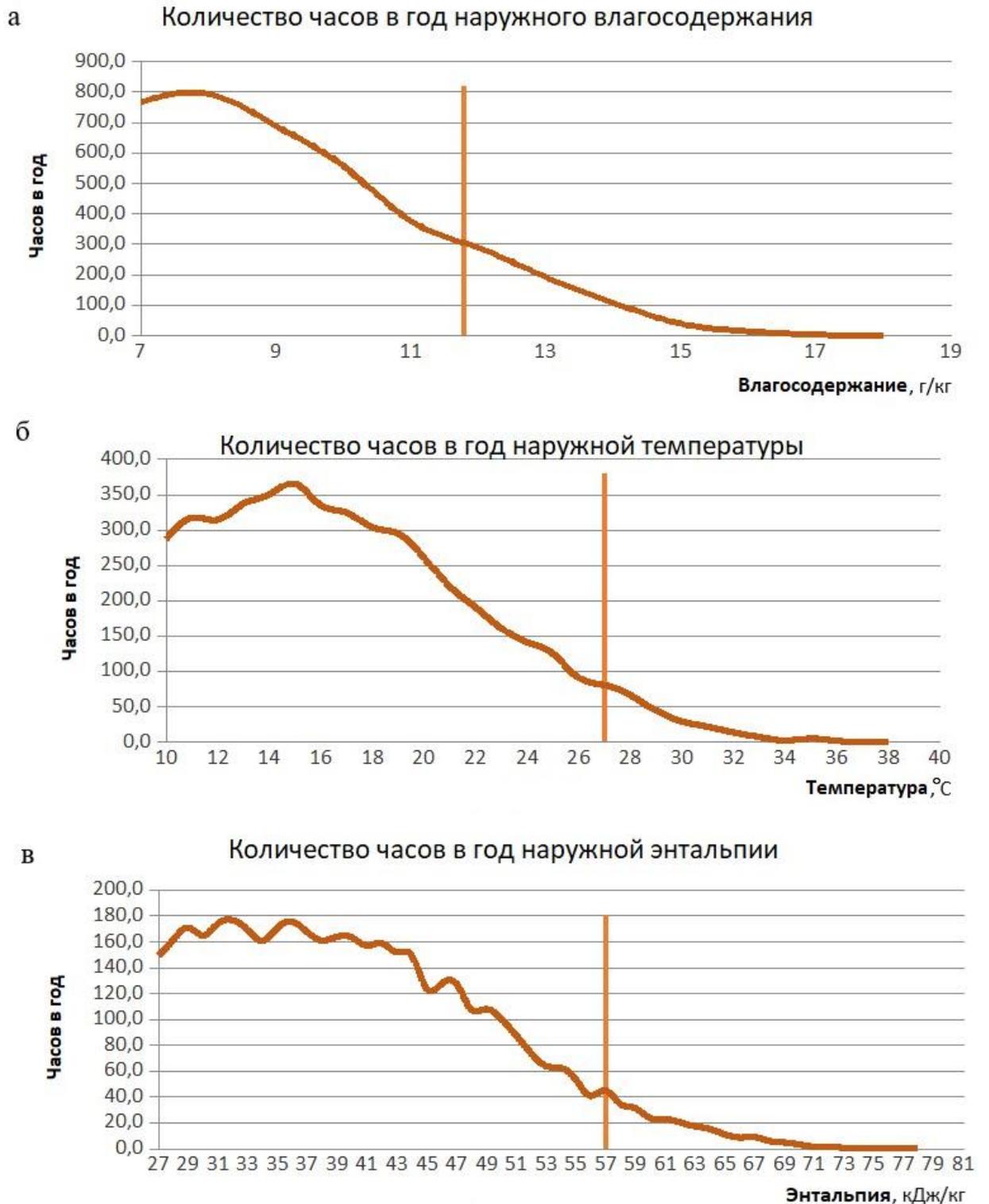
Расчет показателя \mathcal{E}_r – необходимое, но недостаточное условие для выбора оптимального варианта, поскольку неизвестно, какой ценой достигнута энергоэффективность.

7.3 Параметры наружного климата для расчета энергоэффективности системы холодоснабжения

Для различных объектов текущая мощность системы определяется не только текущей наружной температурой, но и удельной энтальпией и влагосодержанием, что требует построения соответствующих графиков (БИН диаграмм). Используя статистическую обработку архивных метеоданных сайтов «Расписание погоды» и meteo.ru за последние 5–15 лет, можно составить реальную «климатическую карту» населенного пункта. Создается матрица, в которой по вертикали приводятся все наблюдаемые температуры, а по горизонтали – значения относительной влажности с шагом 5 %. Далее для каждого поля, по выбранным значениям температуры и диапазону влажности, рассчитывается сумма измерений, соответствующая времени наблюдений.

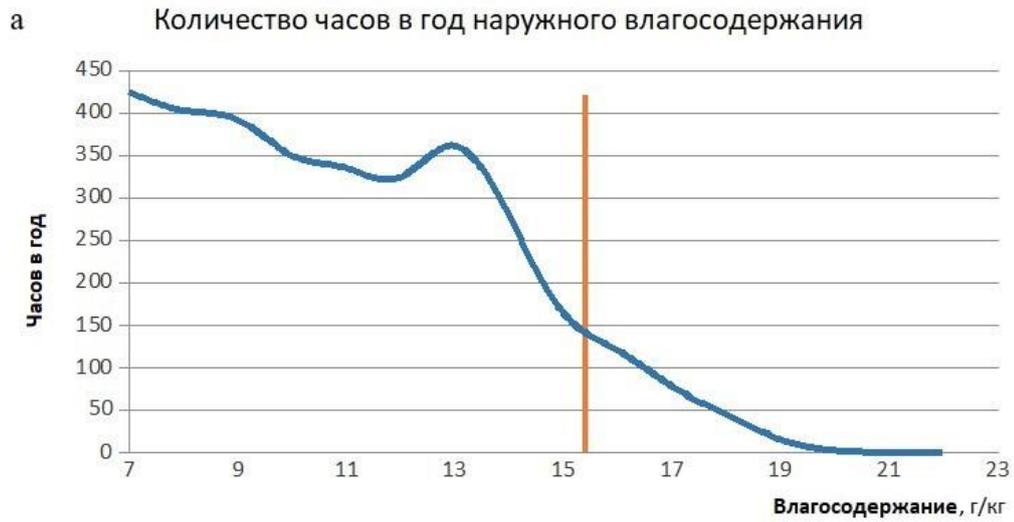
На рисунках 7.1 и 7.2 в качестве примера приведены рассчитанные нами по изложенной методике графики осредненных значений температуры, энтальпии и абсолютного влагосодержания, с отображением количества часов их продолжительности, для теплого периода года в Москве и Владивостоке. Отмечена расчетная обеспеченность параметров наружного климата с вероятностью 98 %. Выбор типа БИН диаграммы для конкретного объекта строительства определяется составляющими величинами профиля тепловой нагрузки. Для характерных объектов, приведенных в таблице 7.9, при сопоставлении вариантов проектных решений можно ограничиваться диаграммой, характеризующей главную составляющую тепловой нагрузки (избытки явного, полного тепла или влаги). Соответствующая величина холодильной нагрузки изменяется от минимальной (при параметрах

переходного периода года) до номинальной (при расчетных параметрах) по линейной зависимости.



а – абсолютное влагосодержание; *б* – температура наружного воздуха; *в* – удельная энтальпия

Рисунок 7.1 – БИН диаграммы наружного климата для теплого периода года в Москве



a – абсолютное влагосодержание; *б* – температура наружного воздуха; *в* – удельная энтальпия
Рисунок 7.2 – БИН диаграммы наружного климата для теплого периода года во Владивостоке

Т а б л и ц а 7.9 – Тип БИН диаграмм наружного климата для расчета годовых энергозатрат системы холодоснабжения

| Главная составляющая холодильной нагрузки | Тип здания (пример) | Тип БИН диаграммы наружного климата |
|---|--|--|
| Избытки явного тепла | Офис, гостиница, медицинская организация | Годограф температур наружного воздуха, °С |
| Избытки полного тепла | Торгово-развлекательный центр, гипермаркет, театр, кинотеатр, концертный зал, спортивный зал, фитнес центр | Годограф удельной энтальпии наружного воздуха, кДж/кг |
| Избытки влаги | Бассейн, аквапарк | Годограф удельного абсолютного влагосодержания наружного воздуха, г/кг |

Применение реальных климатических данных позволяет оценивать затраты на эксплуатацию в течение года и экономию при использовании оборудования с утилизацией энергии. Также можно сравнивать оборудование с разными коэффициентами утилизации тепловой энергии и возможностями эффективного охлаждения. Так, например, затраты на эксплуатацию в теплый период можно снизить в несколько раз за счет применения в вентиляционном оборудовании градирни с косвенным адиабатным охлаждением, которое позволяет охлаждать наружный воздух на 10 °С – 12 °С, без изменения его влагосодержания и без использования компрессора холодильной машины.

8 Методика оптимизации систем холодоснабжения по показателям экономической эффективности инвестиций в энергосбережение

8.1 Основные принципы расчета экономической эффективности

Основным фактором выбора оптимальной конфигурации и опционального оснащения системы холодоснабжения является экономическая эффективность. Цель расчета экономической эффективности – оценка эффективности инвестиционных потоков. Выбирается базовый вариант с наименьшими первоначальными затратами и наибольшим годовым электропотреблением. Сравнимые варианты требуют дополнительных первоначальных затрат, которые снижают энергопотребление и трактуются как инвестиции в энергосбережение. Принята математическая модель непрерывного дисконтирования денежных инвестиционных потоков [39], [40].

Для оценки экономической эффективности систем холодоснабжения необходимо определять следующие исходные данные:

- величину инвестиций K для каждого вида системы холодоснабжения,
- расчетное значение ежегодного промежуточного дохода ΔD для каждого вида системы холодоснабжения,
- расчетное значение нормы дисконта r ,
- срок эксплуатации систем холодоснабжения $T_{сл}$.

8.1.1 Оценка величины инвестиций K для системы холодоснабжения

Величину инвестиций K при сравнении нескольких возможных вариантов систем холодоснабжения надо принимать как разницу в стоимости единовременных капитальных вложений сравниваемого и базового варианта. За базовый принимается вариант с наименьшей стоимостью единовременных капитальных вложений. Единовременные капитальные вложения, необходимые для устройства ΔD , имеют следующие основные составляющие:

- стоимость основного оборудования;
- стоимость неосновного оборудования и материалов;
- транспортно-складские расходы;
- стоимость монтажных работ;
- стоимость пуско-наладочных работ.

8.1.2 Оценка величины ежегодного промежуточного дохода ΔD

Величину ежегодного промежуточного дохода ΔD надо принимать как разницу в стоимости ежегодных эксплуатационных затрат сравниваемого и базового варианта. К эксплуатационным затратам следует отнести затраты тепловой и электрической энергии, воды, стоимость текущего и сервисного обслуживания, включая стоимость расходных материалов. К ΔD следует отнести также стоимость сэкономленного энергоресурса, если система холодоснабжения реализует такую возможность. Например, чиллер снабжен опцией рекуперации тепла для системы горячего водоснабжения.

При расчетах величины ежегодных затрат электроэнергии системы холодоснабжения необходимо учитывать профиль тепловых нагрузок, зависящий от:

- параметров климата
- конструкций обслуживаемых зданий и строений (телопоступления в здания извне, в том числе от солнечной радиации, запаздывание волн теплопоступлений в связи с разной теплоустойчивостью зданий),
- технологии обслуживаемых зданий (тепловыделения внутри зданий; количество приточного воздуха и его температура (энтальпия)).

При расчете стоимости потребленной электроэнергии, тепловой энергии и воды следует учитывать суточные тарифы.

8.1.3 Расчетное значение нормы дисконта r

Норму дисконта рекомендуется принимать равной 10 % – 12 %, т. е. $r = 0,10 - 0,12$ и одинаковой для сравниваемых вариантов за срок эксплуатации $T_{\text{СЛ}} = 15$ лет. Небольшое изменение величины нормы дисконта незначительно меняет величины критериев эффективности, и при одинаковой величине r для сравниваемых вариантов не приводит к изменению результата выбора.

8.1.4 Срок эксплуатации систем холодоснабжения $T_{\text{СЛ}}$

Срок эксплуатации систем холодоснабжения следует принимать $T_{\text{СЛ}} = 15$ лет.

Предполагается, что этот срок обусловлен не реальным сроком службы оборудования систем холодоснабжения, а темпами развития новых технологий и создания более эффективного холодильного оборудования. Кроме того, за 15 лет весьма вероятно не только изменение назначения зданий, но и использования территории застройки.

8.1.5 Оценка доходности инвестиций в энергосберегающие мероприятия

Основные принципы оценки экономической эффективности энергосберегающих мероприятий изложены в [41]. Основным экономическим показателем эффективности инвестиций – полный (суммарный) дополнительный доход D , руб, который может быть получен за срок эксплуатации энергосберегающих мероприятий $T_{\text{сл}}$, лет. В зависимости от того, каким образом используются потоки будущих доходов, их дисконтируют (определенным образом снижают для объективного сопоставления с величиной инвестиций на момент их реализации) либо, изымая из денежного оборота, наращивают (капитализируют). Если промежуточные доходы ΔD_i ($i = 1, 2, \dots, T_{\text{сл}}$), руб/год, дисконтируются, то соответствующую величину суммарного дополнительного дохода обозначают как полный дисконтированный доход $DD_{T_{\text{сл}}}$, руб, если промежуточные доходы наращиваются (капитализируются), то соответствующую величину суммарного дополнительного дохода обозначают как полный наращенный доход $ND_{T_{\text{сл}}}$, руб.

Величина суммарного дополнительного дохода определяется посредством:

- механизма дисконтирования и наращения (капитализации) поступающих в будущем доходов,
- оценки срока эксплуатации $T_{\text{сл}}$ рассматриваемых энергосберегающих мероприятий,
- оценки диапазонов изменения основных экономических показателей (промежуточных доходов ΔD_i , поступающих в результате инвестиций, и соответствующих норм дисконта r) в зависимости от указанных сроков эксплуатации $T_{\text{сл}}$.

Норма дисконта r – одно из возможных значений показателя, отражающего выгодность вложения инвестиционных средств в другие активы, помимо средств энергосбережения. Это может быть ставка рефинансирования Центробанка, доходность государственных ценных бумаг, депозитных вкладов коммерческих банков и др.

Полный дисконтированный доход $DD_{T_{\text{сл}}}$ за срок службы $T_{\text{сл}}$ рассчитывается по формуле, учитывающей разную величину ежегодных доходов ΔD_i и разную норму дисконта r_i

$$DD_{T_{\text{сл}}} = \Delta D_1 / (1+r_1) + \Delta D_2 / (1+r_1)(1+r_2) + \dots + \Delta D_{T_{\text{сл}}} / (1+r_1) / \dots / (1+r_{T_{\text{сл}}}), \quad (8.1)$$

где $DD_{T_{\text{сл}}}$ – полный дисконтированный доход за срок эксплуатации энергосберегающих мероприятий, руб;

r_i – норма дисконта в i -м году, 1/год, где $i = 1, 2, \dots, T_{\text{сл}}$;

ΔD_i – промежуточный доход в i -м году, руб/год.

В этой формуле $T_{\text{СЛ}}$ – индекс (безразмерная величина), определяющий число членов ряда.

Предположим, что для множества величин промежуточных доходов ΔD_i и норм дисконта r_i , которые достаточно сложно прогнозировать (т. к. необходимо знать последовательность этих величин по годам), каким-либо образом выбраны такие их расчетные значения ΔD и r , которые обеспечат минимальное отклонение полученного расчетного дохода от его значения, рассчитанного по формуле (8.1). Тогда формула (8.1) выглядит следующим образом

$$\text{ДД}_{T_{\text{СЛ}}} = \Delta D \left[\frac{1}{1+r} + \frac{1}{(1+r)^2} + \dots + \frac{1}{(1+r)^{T_{\text{СЛ}}}} \right]. \quad (8.2)$$

Здесь $T_{\text{СЛ}}$ – безразмерная величина, определяющая число членов ряда и показатель степени;

выражение в скобках представляет собой убывающую геометрическую прогрессию. Используя формулу для членов убывающей геометрической прогрессии получают формулу (8.3), широко используемую в практике экономических расчетов:

$$\text{ДД}_{T_{\text{СЛ}}} = \Delta D [1 - (1+r)^{-T_{\text{СЛ}}}] / r. \quad (8.3)$$

Поскольку учет процента индексации может осуществляться несколько раз в год, формулу (8.3) целесообразно аппроксимировать «непрерывной» формулой. Полученная формула в предположении непрерывного дисконтирования имеет вид

$$\text{ДД}_{T_{\text{СЛ}}} \approx \Delta D [1 - \exp(-T_{\text{СЛ}} r)] / r. \quad (8.4)$$

Аналогичным образом можно получить «непрерывную» формулу для полного наращенного дохода $\text{НД}_{T_{\text{СЛ}}}$

$$\text{НД}_{T_{\text{СЛ}}} = \Delta D [(1+r)^{T_{\text{СЛ}}} - 1] / r \approx \Delta D [\exp(T_{\text{СЛ}} r) - 1] / r. \quad (8.5)$$

Следует отметить, что ориентировка на текущие цены на энергию ведет к стратегическим ошибкам: многие энергосберегающие мероприятия могут оказаться неоправданными и в силу значительно заниженных цен на энергию, и по причине высоких норм дисконта. Именно поэтому в расчетах следует принимать прогнозные показатели и на энергетические тарифы (отвечающие соответствующим мировым ценам), и на цены инвестиционного оборудования, и на реальную в будущем процентную ставку Центробанка.

В качестве расчетных параметров ΔD и r рекомендуется принимать полусуммы предельных верхних и нижних значений прогнозируемых диапазонов изменения этих параметров в пределах сроков эксплуатации энергосберегающих мероприятий $T_{\text{СЛ}}$.

8.2 Критерии экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия

Важнейший критерий экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия – срок окупаемости T_{OK} , лет, величины инвестиций K , руб, вызвавших поток доходов ΔD , руб/год. Этот критерий дает первое представление о том, приносят ли инвестиции дополнительный доход вообще и насколько быстро это происходит. В социалистической экономике этот критерий был единственным и рассчитывался со значительной отрицательной погрешностью (срок окупаемости при этом «сокращался» в 1,5 раза и более). Это завышало эффективность капиталовложений и поэтому зачастую они оказывались неоправданными.

Далее предполагается, что инвестиции K реализуются в течение одного года.

Очевидно, что сроки окупаемости инвестиций K с учетом дисконтирования или наращения поступающих промежуточных доходов, соответственно T_D и T_H , лет, определяются путем приравнивания значений $ДД_{T_{сл}}$ и $НД_{T_{сл}}$ к величине K .

Несложные преобразования дают соответствующие формулы:

$$T_D = -\ln(1 - T_{OK}r)/\ln(1 + r); \quad (8.6)$$

$$T_H = \ln(1 + T_{OK}r)/\ln(1 + r), \quad (8.7)$$

где $T_{OK} = K/\Delta D$. (8.8)

Показатель T_{OK} представляет собой срок окупаемости инвестиций без учета влияния времени на получаемые в будущем доходы от инвестиций – бездисконтный срок окупаемости, лет. В директивной экономике такой срок окупаемости использовался в качестве главного критерия эффективности. Этот показатель и в рыночной экономике не утрачивает определенного экономического смысла, определяя, как быстро начнут окупаться вложенные средства.

Если для сроков окупаемости использовать непрерывные модели дисконтирования и наращения, т. е. приравнять инвестиции K экспоненциальным функциям (8.4) и (8.5), то результаты расчетов сроков окупаемости изменятся в меньшую сторону, а формулы для расчетов сроков окупаемости примут следующий вид:

$$T_D = -\ln(1 - T_{OK}r)/r; \quad (8.9)$$

$$T_H = \ln(1 + T_{OK}r)/r. \quad (8.10)$$

Разница между полным дисконтированным доходом $ДД_{T_{сл}}$ и инвестициями K называется чистым дисконтированным доходом, руб.

Показатель ЧДД сам по себе не дает исчерпывающего представления о доходности инвестиций, он должен быть соотнесен с величиной инвестиций в энергосберегающие мероприятия K . Для этого применяют дополнительный критерий, называемый индексом доходности, который вычисляется по формуле

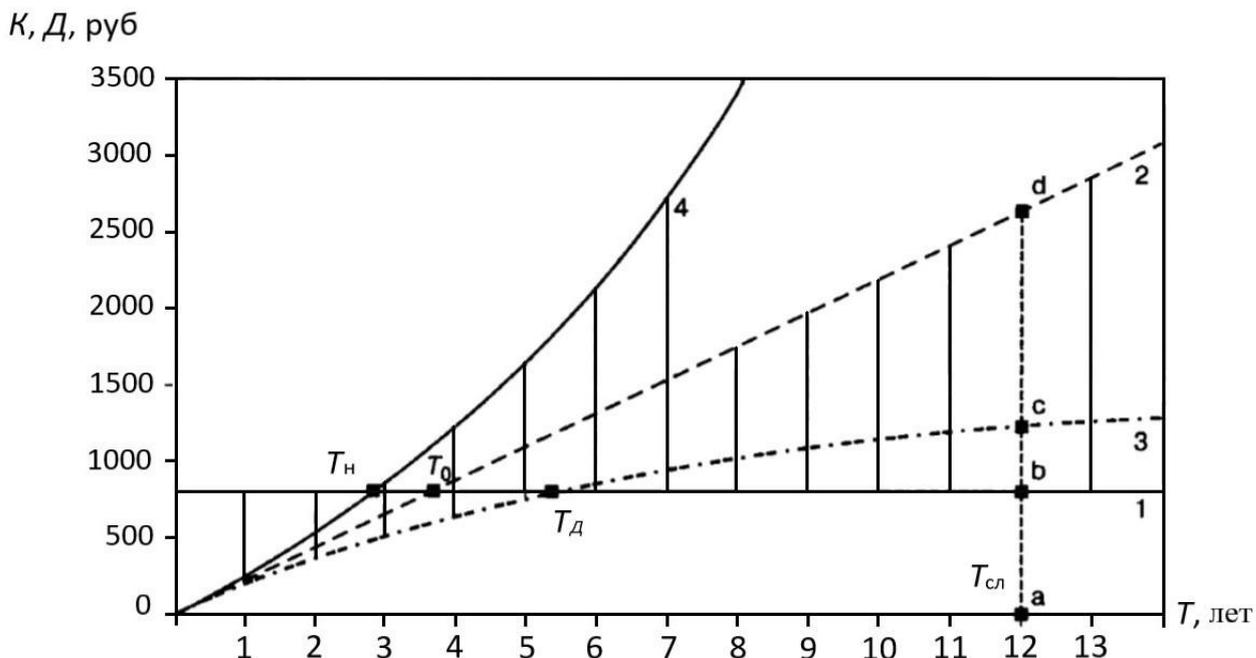
$$ИД = ЧДД/K. \quad (8.11)$$

Индекс доходности определяет чистый доход на 1 рубль вложенных средств за период времени $T_{сл}$. Вместо чистого дисконтированного дохода

при вычислении индекса доходности можно использовать величину полного дисконтированного дохода $ДД_{Тсл}$.

Следует отметить, что формула (8.11) имеет экономический смысл лишь при соблюдении неравенства $T_{OK}r < 1$. Если указанное неравенство не выполняется, инвестиции не окупаются вообще, поскольку логарифма от отрицательного числа не существует. В этом случае либо велик бездисконтный срок окупаемости T_{OK} , что обнаруживает низкую экономическую эффективность инвестиций, либо велика расчетная норма дисконта r , что обнаруживает неудовлетворительную экономическую динамику в стране, высокую инфляцию. Другой вариант невыполнения неравенства – это когда оба указанных показателя значительны по величине.

Рассмотрим геометрическую интерпретацию бездисконтного срока окупаемости инвестиций T_{OK} . Если переписать формулу (8.8) в виде $\Delta D = K / T_{OK}$, то ΔD можно рассматривать как тангенс угла наклона начального участка всех исходящих из начала координат экспоненциальных кривых потоков доходов (рисунок 8.1).



1 – единовременные инвестиции K ; 2 – бездисконтный доход D ; 3 – дисконтированный доход $ДД_{Тсл}$; 4 – наращенный доход $НД_{Тсл}$

Рисунок 8 – Денежные потоки в непрерывной инвестиционной модели

Таким образом, для оценки эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия необходимо определять следующие исходные данные:

- величину инвестиций K для каждого вида энергосберегающего мероприятия;

- расчетное значение ежегодного промежуточного дохода ΔD за счет экономии энергоресурсов вследствие внедрения энергосберегающих мероприятий (для каждого мероприятия);

- расчетное значение нормы дисконта r ;

- сроков эксплуатации энергосберегающего мероприятия $T_{\text{СЛ}}$;

а также критерии экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия:

- сроки окупаемости $T_{\text{Д}}$ или $T_{\text{Н}}$, рассчитываемые по формуле (8.9) или (8.10);

- чистый дисконтированный доход и чистый наращенный доход (доход при наращении промежуточных доходов), руб, рассчитываемые по формулам:

$$\text{ЧДД} = \text{ДД}_{T_{\text{СЛ}}} - K; \quad (8.12)$$

$$\text{ЧНД} = \text{НД}_{T_{\text{СЛ}}} - K; \quad (8.13)$$

при этом величины $\text{ДД}_{T_{\text{СЛ}}}$ и $\text{НД}_{T_{\text{СЛ}}}$ находятся по формулам (8.4) и (8.5);

- индексы доходности ИД, определяемые по формулам:

$$\text{ИД}_{\text{Д}} = \text{ДД}_{T_{\text{СЛ}}} / K; \quad (8.14)$$

$$\text{ИД}_{\text{Н}} = \text{НД}_{T_{\text{СЛ}}} / K. \quad (8.15)$$

В таблице 8.1 приведены исходные данные и расчетные показатели доходности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. Основные показатели расчета экономической эффективности – чистый дисконтированный доход, дисконтированный срок окупаемости и индекс доходности.

Т а б л и ц а 8.1 – Исходные данные и расчетные показатели доходности инвестиций в энергосберегающие мероприятия

| Наименование | Обозначение, размерность | Источник информации, расчетная формула | Примечание |
|---|--------------------------|---|---|
| 1 Первоначальные затраты на систему по каждому варианту | K_i , руб | Сметная стоимость оборудования, материалов, монтажа, пуско-наладки системы | В некоторых случаях может добавляться доля стоимости проектно-изыскательских работ и доля платежей за присоединение объекта строительства к сетям тепло-электроснабжения и строительство генерирующих мощностей |
| 2 Первоначальные затраты базового варианта | K_B , руб | Наименьшая сметная стоимость из рассматриваемых вариантов, при наибольшем энергопотреблении | При отсутствии инвестиций в энергосберегающие мероприятия. |

| | | | |
|---|-----------------------|--|---|
| 3 Дополнительные первоначальные затраты | $K = K_i - K_B$, руб | Дополнительные капитальные затраты относительно базового варианта | Инвестиции в энергосберегающие мероприятия |
| 4 Ежегодный промежуточный доход за счет экономии энергоресурсов (по действующим или прогнозируемым тарифам на электрическую или тепловую энергию) | ΔD , руб/год | Годовые финансовые затраты на энергоресурсы | Необходим детальный расчет потребления энергоресурсов в течение года. Возможен учет прогноза изменения тарифов на энергоресурсы |
| 5 Срок службы (эксплуатации) систем | $T_{сл}$, год | Определяется физическим износом или моральным устареванием системы | Возможно изменение функционального назначения здания, появление новых технологий и т. п. Примем $T_{сл} = 15$ лет |
| 6 Расчетное значение нормы дисконта | r , 1/год | Определяется ставкой рефинансирования Центробанка | Может также определяться доходностью государственных ценных бумаг, депозитных вкладов и т. п. (прогнозное значение). Примем $r = 0,1$ |
| 7 Полный доход за срок службы системы | DD , руб | $\Delta D \cdot T_{сл}$ | Доход от экономии энергоресурсов за жизненный цикл без учета фактора времени |
| 8 Полный дисконтированный доход за срок службы системы | DD_d , руб | $\Delta D [1 - \exp(-T_{сл}r)]/r$ | Учитывает фактор времени |
| 9 Чистый дисконтированный доход за срок службы системы | $ЧДД$, руб | $DD_d - K$ | Учитывает дополнительные капитальные вложения в энергосберегающие мероприятия |
| 10 Бездисконтный срок окупаемости инвестиций | $T_{ок}$ | $K/\Delta D$ | Не учитывает инфляцию (фактор времени) |
| 11 Дисконтированный срок окупаемости инвестиций | T_d | $-\ln(1 - T_{ок}r)/r$ | Учитывает инфляцию (фактор времени) |
| 12 Индекс доходности | $ИД_d$ | $ЧДД/K$ | Показатель темпа окупаемости инвестиций |

9 Примеры расчета

Пример 9.1

Холодильная станция торгово-производственного комплекса

Выполняем расчет энергетической эффективности холодильной станции торгово-производственного комплекса, расположенного в Московской области. Доля электрической нагрузки на холодоснабжение в теплый период года представлена в таблице 9.1 [29].

Т а б л и ц а 9.1 – Распределение электрической нагрузки по потребителям гипермаркета в теплый период года

| Наименование потребителя | Доля электрической нагрузки, % |
|--|--------------------------------|
| Производственное оборудование (кондитерская, цеха мясных и рыбных полуфабрикатов, рестораны, фудкорты и др.) | 26 |
| Промышленный холод (холодильные и морозильные камеры, холодильные прилавки и витрины и др.) | 25 |
| Холодоснабжение, комфортное кондиционирование воздуха, вентиляция | 24 |
| Освещение | 21 |
| Прочие потребители | 4 |

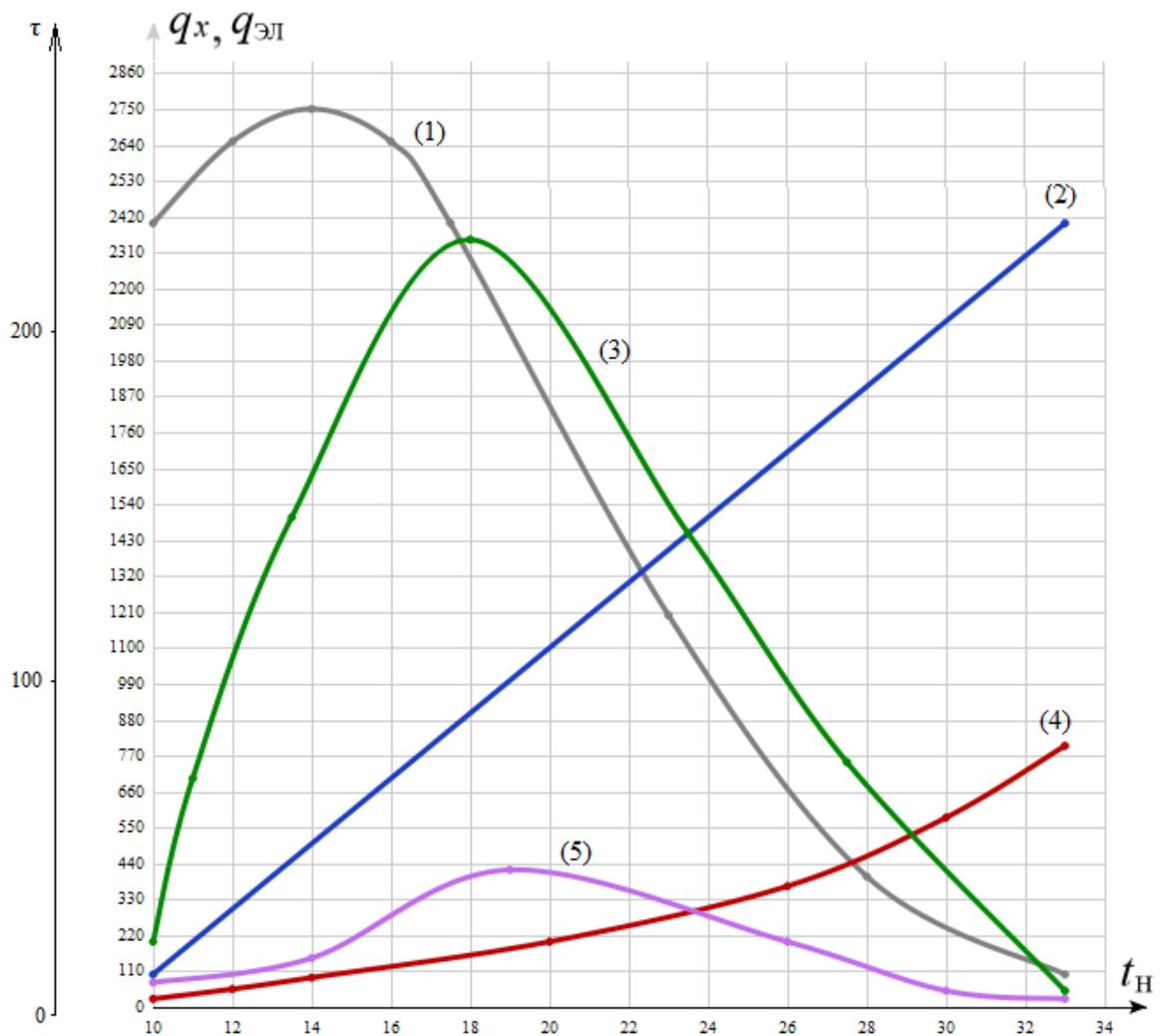
Станция состоит из трех инверторных чиллеров с воздушным охлаждением конденсатора, холодильной мощностью 800 кВт каждый, работающих одновременно с одинаковой нагрузкой (рисунок 9.1).



Рисунок 9.1 – Общий вид холодильной станции

На рисунке 9.2 графически представлены энергетические характеристики холодильной станции торгово-производственного комплекса.

Параметры наружного климата представлены кривой (1), характеризующей годовую длительность периода с данной БИН температурой воздуха (ч/год).



(1) – годовая длительность периода с указанной БИН температурой наружного воздуха, ч/год; (2) – линейный профиль нагрузки холодильного оборудования, кВт; (3) – выработка холода при заданной БИН температуре, кВт·ч; (4) – текущее значение требуемой электрической мощности холодильной станции, кВт; (5) – суммарное потребление электроэнергии всем оборудованием холодильной станции при заданной БИН температуре, кВт·ч

Рисунок 9.2 – Пример графического представления показателей энергоэффективности холодильной станции

Профиль тепловой нагрузки упрощенно может быть представлен линейной зависимостью (2). Максимальная холодильная мощность (2400 кВт) требуется при наружной температуре 33 °С, минимальная (100 кВт) – при 10 °С.

Кривая (3) характеризует текущее значение выработки холода в соответствии с климатическими данными (1) и профилем тепловой нагрузки (2) (величина q_{xi} , кВт·ч).

Площадь под кривой (3) определяет общую годовую выработку холода q_{Ti} (кВт·ч/год).

Текущие значения требуемой электрической мощности холодильной станции представлены кривой (4) ($q_{Эли}$, кВт), а текущие расходы электроэнергии – кривой (5) (величина Q_T , кВт·ч).

Площадь под кривой (5) определяет общие годовые затраты электроэнергии $\sum_{i=1}^m Q_{Ti} = \sum_{i=1}^m q_{Ti} \cdot \tau_{iT}$ (кВт·ч/год).

Соотношение площадей под кривыми (3) и (5) определяет значение коэффициента годовой энергоэффективности $Q_{Эл}$.

Данный пример показывает, что значение $\sum_{i=1}^{n+m} Q_{Эли} = \sum_{i=1}^{n+m} q_{Эли} \tau_{Эли}$ наиболее информативно характеризует энергоэффективность холодильной станции, поскольку позволяет учитывать реальные годовые климатические данные, суточный профиль тепловой нагрузки объекта и характеристики полного комплекта выбранного оборудования.

Полученные при сертификационных испытаниях оборудования коэффициенты энергоэффективности (EER, ESEER, IPLV, SEER, η_s) дают только «точечные» значения, без привязки к конкретному объекту строительства. Аналогичные значения для конкретной холодильной станции можно получить расчетным путем.

Рассчитанные значения коэффициентов энергоэффективности для холодильной станции в данном примере приведены в таблице 9.2.

Т а б л и ц а 9.2 – Расчетные значения коэффициентов энергоэффективности для данного примера

| Наименование показателя | Расчетная величина |
|-------------------------|--------------------|
| EER | 2,9 |
| ESEER | 4,96 |
| IPLV | 4,97 |
| η_s | 204 % |
| SEER | 5,17 |

Пример 9.2

Сравнение вариантов схемных решений холодильной станции торгово-развлекательного центра

Выполним сравнение вариантов различных схемных решений холодильной станции торгово-развлекательного центра холодильной мощностью 5 МВт. Рассмотренные схемы приведены на рисунке 9.3. Объект требует круглогодичной выработки холода. Расчеты выполнены для климатических условий Москвы. Результаты расчетов приведены в таблице 9.3. Расчет показателей экологической, энергетической и экономической эффективности выполнен в соответствии с разделами 6, 7, 8.

Вариант 1

Все три чиллера — инверторные, с одновинтовыми компрессорами, с воздушным охлаждением конденсатора. Два чиллера, холодильной

мощностью $Q_x = 1800$ кВт, подключены напрямую к первичному контуру. Чиллеры работают в диапазоне от 36 °С до 10 °С, на зимний период консервируются гликолем. Чиллер с холодильной мощностью $Q_x = 1500$ кВт в паре с сухим охладителем (драйкулером) холодильной мощностью $Q_x = 1000$ кВт (фрикулинг), обеспечивают круглогодичную работу холодильной станции. Оборудование установлено на гликолевом контуре.

Вариант 2

Холодильная станция представляет комбинацию центробежного и одновинтового чиллеров с водяным охлаждением конденсатора, холодильной мощностью 2050 кВт и 3000 кВт соответственно, двух градирен закрытого типа и сухого охладителя для холодного периода года. Режим свободного охлаждения без участия холодильных машин (фрикулинг) начинается от температуры от 5 °С и при температуре наружного воздуха минус 6 °С выходит на 100 % расчетной мощности.

Вариант 3

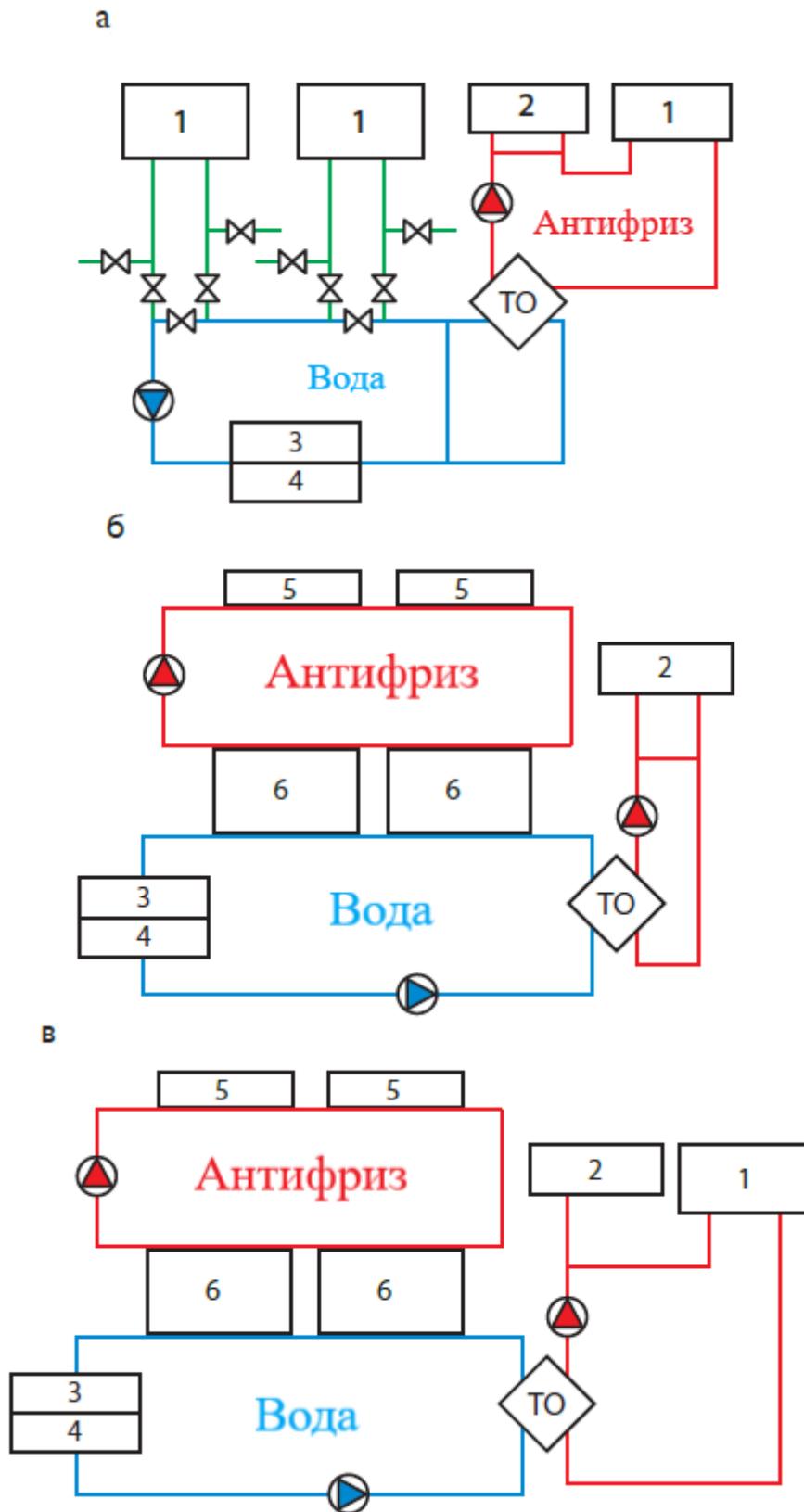
Холодильная станция состоит из двух чиллеров с водяным охлаждением конденсатора, холодильной мощностью по 2050 кВт и двух градирен закрытого типа. Машины работают в диапазоне температур от 36 °С до 10 °С. Кроме того, в состав холодильной станции входит сухой охладитель с холодильной мощностью 1000 кВт и чиллер с воздушным охлаждением конденсатора холодильной мощностью 1200 кВт, которые работают в диапазоне температур наружного воздуха от 10 °С и ниже. Режим работы сухого охладителя начинается от температуры от 5 °С. Охладитель работает в паре с чиллером холодильной мощностью 1200 кВт до температуры наружного воздуха минус 3 °С. При меньших температурах наружного воздуха система выходит на 100 %-ный фрикулинг.

Т а б л и ц а 9.3 – Результаты расчета эффективности различных схемных решений холодильной станции торгово-развлекательного центра

| Наименование | Вариант 1 (оптимальный) | Вариант 2 (базовый) | Вариант 3 |
|----------------------------------|--|--|--|
| Схемные решения | 2·1800кВт, воздушное охлаждение, одноконтурный, инверторные + 1500 кВт + сухой охладитель 1000 кВт | 2050 кВт + 3000 кВт, водяное охлаждение, двухконтурный + сухой охладитель 1000 кВт | 2·2050 кВт, водяное охлаждение, двухконтурный +1200 кВт воздушное охлаждение + сухой охладитель 1000 кВт |
| Первоначальные затраты, млн руб. | 64,095 | 62,619 | 69,449 |

| | | | |
|---|----------|----------|----------|
| Стоимость электроэнергии за год, млн руб./год | 8,593 | 12,035 | 8,607 |
| Годовой расход холода Q_x , кВт·ч/год | 11433894 | 11433894 | 11433894 |
| Годовой расход электроэнергии $Q_{эл}$, кВт·ч/год | 1670897 | 2340196 | 1673515 |
| Годовой коэффициент энергоэффективности \mathcal{E}_r , кВт·ч/кВт·ч | 6,84 | 4,88 | 6,83 |
| Стоимость сэкономленной электроэнергии по сравнению с базовым вариантом (промежуточный доход ΔD), млн руб./год | 3,442 | 0 | 3,429 |
| Дополнительные единовременные капитальные вложения K , млн руб. | 1,476 | 0 | 6,830 |
| Полный дисконтированный доход $DD_{T_{сл}}$, млн руб. | 26,741 | – | 26,636 |
| Бездисконтный срок окупаемости $T_{ок}$, лет | 0,44 | – | 1,99 |
| Срок окупаемости при дисконтировании T_d , лет | 0,47 | – | 2,33 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД, млн руб. | 25,229 | – | 19,796 |
| Индекс доходности ИД _д | 17,09 | – | 2,89 |
| Потенциал глобального потепления используемого хладагента | 1300 | 1300 | 1300 |
| Количество хладагента в установках m , кг | 1042 | 860 | 935 |
| TEWI, т | 14507 | 19617 | 14403 |

Оптимальным оказался вариант 1, имеющий наибольший показатель годовой энергоэффективности, наименьший дисконтированный срок окупаемости и наибольший индекс доходности.



а – вариант 1; б – вариант 2; в – вариант 3; 1 – чиллер с воздушным охлаждением конденсатора; 2 – сухой охладитель; 3 – центральные кондиционеры; 4 – зональные охладители (фэнкойлы); 5 – градирня; 6 – чиллер с водяным охлаждением конденсатора; ТО – теплообменник

Рисунок 9.3 – Сравнение различных вариантов схемных решений холодильной станции мощностью 5 мВт торгово-развлекательного центра

Пример 9.3

Сравнение различных вариантов применения холодильных машин для холодильной станции мощностью 0,8 мВт супермаркета

Сравниваются варианты различного опционального оснащения холодильных машин.

Для проведения расчетов приняты данные на чиллеры с воздушным охлаждением конденсатора, инверторные, с полной и частичной рекуперацией тепла в рекуператоре (с опцией нагрева воды для горячего водоснабжения), а также без рекуперации тепла. Основные технические характеристики чиллеров приведены в таблице 9.4.

Т а б л и ц а 9.4 – Технические характеристики чиллеров

| Наименование характеристики | Значение для варианта | | |
|--|----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------|
| | 1 – чиллер с полной рекуперацией | 2 – чиллер с частичной рекуперацией | 3 – чиллер без рекуперации |
| Холодильная мощность, кВт | 824 | 824 | 832 |
| Тепловая мощность рекуператора, кВт | 472 | 159 | – |
| Температура нагреваемой воды на входе в рекуператор, °С | 40 | 40 | – |
| Температура нагреваемой воды на выходе из рекуператора, °С | 45 | 45 | – |
| Расход нагреваемой воды, л/с | 22,8 | 7,6 | – |
| Потери давления нагреваемой воды в рекуператоре, кПа | 29 | 65 | – |
| Расход холодоносителя (воды) в рекуператоре, л/с | 39,3 | 39,3 | – |
| Потери давления холодоносителя в рекуператоре, кПа | 52 | 52 | – |

| Наименование характеристики | Значение для варианта | | |
|--|----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------|
| | 1 – чиллер с полной рекуперацией | 2 – чиллер с частичной рекуперацией | 3 – чиллер без рекуперации |
| Холодильная мощность, кВт | 824 | 824 | 832 |
| Тепловая мощность рекуператора, кВт | 472 | 159 | – |
| Температура нагреваемой воды на входе в рекуператор, °С | 40 | 40 | – |
| Температура нагреваемой воды на выходе из рекуператора, °С | 45 | 45 | – |

| | | | |
|--|------|------|---|
| Расход нагреваемой воды, л/с | 22,8 | 7,6 | – |
| Потери давления нагреваемой воды в рекуператоре, кПа | 29 | 65 | – |
| Расход холодоносителя (воды) в рекуператоре, л/с | 39,3 | 39,3 | – |
| Потери давления холодоносителя в рекуператоре, кПа | 52 | 52 | – |

Оценка величины сэкономленной тепловой энергии

Величина тепловой энергии, сэкономленной опцией рекуперации тепла чиллера, определялась исходя из данных о мгновенной мощности ГВС в течение времени работы чиллера с 7 до 23 ч. Значения мгновенной мощности ГВС в промежутках между моментами измерений интерполировались линейной зависимостью. Для расчетов экспертно выбраны данные одних представительных суток. Исходные данные по значениям мгновенной мощности ГВС получены путем мониторинга на объекте (рисунок 9.4) [29]. Исходные данные и результаты расчетов величины сэкономленной энергии за сутки для чиллера с полной (вариант 1) и частичной (вариант 2) рекуперациями тепла приведены в таблицах 9.5 и 9.6.

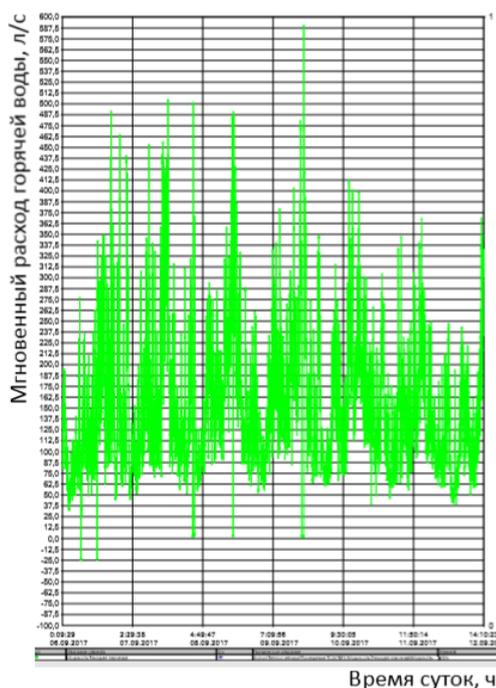


Рисунок 9.4 – Недельное изменение тепловой мощности ГВС

Т а б л и ц а 9.5 – Исходные данные и результаты расчетов величины сэкономленной энергии за сутки для чиллера с полной рекуперацией тепла (вариант 1)

| Номер расчетного периода измерений i | Время суток, ч | Расчетный период T_i , ч | Мгновенная мощность ГВС P_i , кВт | Максимальная мощность рекуператора P_{\max} , кВт | Сэкономленная энергия за период T_i , кВт·ч |
|--|----------------|----------------------------|-------------------------------------|---|---|
| 1 | 7,05 | 0,37 | 196,40 | 472 | 59,58 |
| 2 | 7,42 | 0,37 | 128,60 | 472 | 47,10 |
| 3 | 7,78 | 0,37 | 128,30 | 472 | 42,50 |
| 4 | 8,15 | 0,37 | 103,50 | 472 | 62,79 |
| 5 | 8,52 | 0,38 | 239,00 | 472 | 75,04 |
| 6 | 8,90 | 0,37 | 152,50 | 472 | 55,92 |
| 7 | 9,27 | 0,37 | 152,50 | 472 | 67,96 |
| 8 | 9,63 | 0,37 | 218,20 | 472 | 59,47 |
| 9 | 10,00 | 0,37 | 106,20 | 472 | 44,33 |
| 10 | 10,37 | 0,37 | 135,60 | 472 | 49,68 |
| 11 | 10,73 | 0,37 | 135,40 | 472 | 42,86 |
| 12 | 11,10 | 0,38 | 98,40 | 472 | 49,81 |
| 13 | 11,48 | 0,37 | 161,50 | 472 | 55,53 |
| 14 | 11,85 | 0,37 | 141,40 | 472 | 51,81 |
| 15 | 12,22 | 0,37 | 141,20 | 472 | 45,28 |
| 16 | 12,58 | 0,37 | 105,80 | 472 | 68,93 |
| 17 | 12,95 | 0,37 | 270,20 | 472 | 85,29 |
| 18 | 13,32 | 0,37 | 195,00 | 472 | 71,45 |
| 19 | 13,68 | 0,38 | 194,70 | 472 | 68,48 |
| 20 | 14,07 | 0,37 | 162,60 | 472 | 77,39 |
| 21 | 14,43 | 0,37 | 259,50 | 472 | 84,81 |
| 22 | 14,80 | 0,37 | 203,10 | 472 | 74,41 |
| 23 | 15,17 | 0,37 | 202,80 | 472 | 87,85 |
| 24 | 15,53 | 0,37 | 276,40 | 472 | 73,11 |
| 25 | 15,90 | 0,37 | 122,40 | 472 | 56,37 |
| 26 | 16,27 | 0,38 | 185,10 | 472 | 71,07 |
| 27 | 16,65 | 0,37 | 185,70 | 472 | 77,04 |
| 28 | 17,02 | 0,37 | 234,50 | 472 | 65,16 |
| 29 | 17,38 | 0,37 | 120,90 | 472 | 51,41 |
| 30 | 17,75 | 0,37 | 159,50 | 472 | 58,56 |
| 31 | 18,12 | 0,37 | 159,90 | 472 | 73,21 |
| 32 | 18,48 | 0,37 | 239,40 | 472 | 63,53 |
| 33 | 18,85 | 0,37 | 107,10 | 472 | 46,33 |
| 34 | 19,22 | 0,38 | 145,60 | 472 | 55,87 |
| 35 | 19,60 | 0,37 | 145,90 | 472 | 59,42 |
| 36 | 19,97 | 0,37 | 178,20 | 472 | 52,16 |
| 37 | 20,33 | 0,37 | 106,30 | 472 | 45,36 |
| 38 | 20,70 | 0,37 | 141,10 | 472 | 51,70 |
| 39 | 21,07 | 0,37 | 140,90 | 472 | 60,19 |
| 40 | 21,43 | 0,37 | 187,40 | 472 | 50,11 |
| 41 | 21,80 | 0,38 | 85,90 | 472 | 35,59 |
| 42 | 22,18 | 0,37 | 99,80 | 472 | 36,67 |

| | | | | | |
|--|----------------|--|----------|-----|-------|
| 43 | 22,55 | 0,37 | 100,20 | 472 | 33,95 |
| 44 | 22,92 | 0,37 | 85,00 | 472 | 46,53 |
| 45 | 23,28 | – | 168,80 | – | – |
| Итого общее время измерений, ч | 15 ч 52 мин | Всего сэкономлено тепловой энергии за время работы чиллера (15 ч 52 мин), кВт·ч | 2 591,60 | | |

Таблица 9.6 – Исходные данные и результаты расчетов величины сэкономленной энергии за сутки для чиллера с полной рекуперацией тепла (вариант 2)

| Номер расчетного периода измерений i | Время суток, ч | Расчетный период T_i , ч | Мгновенная мощность ГВС P_i , кВт | Максимальная мощность рекуператора P_{\max} , кВт | Сэкономленная энергия E_i за период T_i , кВт·ч |
|--|----------------|----------------------------|-------------------------------------|---|---|
| 1 | 7,05 | 0,37 | 196,4 | 159 | 55,80 |
| 2 | 7,42 | 0,37 | 128,6 | 159 | 47,10 |
| 3 | 7,78 | 0,37 | 128,3 | 159 | 42,50 |
| 4 | 8,15 | 0,37 | 103,5 | 159 | 54,13 |
| 5 | 8,52 | 0,38 | 239,0 | 159 | 60,86 |
| 6 | 8,90 | 0,37 | 152,5 | 159 | 55,92 |
| 7 | 9,27 | 0,37 | 152,5 | 159 | 58,18 |
| 8 | 9,63 | 0,37 | 218,2 | 159 | 53,74 |
| 9 | 10,00 | 0,37 | 106,2 | 159 | 44,33 |
| 10 | 10,37 | 0,37 | 135,6 | 159 | 49,68 |
| 11 | 10,73 | 0,37 | 135,4 | 159 | 42,86 |
| 12 | 11,10 | 0,38 | 98,4 | 159 | 49,80 |
| 13 | 11,48 | 0,37 | 161,5 | 159 | 55,47 |
| 14 | 11,85 | 0,37 | 141,4 | 159 | 51,81 |
| 15 | 12,22 | 0,37 | 141,2 | 159 | 45,28 |
| 16 | 12,58 | 0,37 | 105,8 | 159 | 55,14 |
| 17 | 12,95 | 0,37 | 270,2 | 159 | 58,30 |
| 18 | 13,32 | 0,37 | 195,0 | 159 | 58,30 |
| 19 | 13,68 | 0,38 | 194,7 | 159 | 60,95 |
| 20 | 14,07 | 0,37 | 162,6 | 159 | 58,30 |
| 21 | 14,43 | 0,37 | 259,5 | 159 | 58,30 |
| 22 | 14,80 | 0,37 | 203,1 | 159 | 58,30 |
| 23 | 15,17 | 0,37 | 202,8 | 159 | 58,30 |
| 24 | 15,53 | 0,37 | 276,4 | 159 | 56,71 |
| 25 | 15,90 | 0,37 | 122,4 | 159 | 54,38 |
| 26 | 16,27 | 0,38 | 185,1 | 159 | 60,95 |
| 27 | 16,65 | 0,37 | 185,7 | 159 | 58,30 |
| 28 | 17,02 | 0,37 | 234,5 | 159 | 55,96 |

| | | | | | |
|--------------------------------|-------------|---|-------|-----|---------|
| 29 | 17,38 | 0,37 | 120,9 | 159 | 51,41 |
| 30 | 17,75 | 0,37 | 159,5 | 159 | 58,30 |
| 31 | 18,12 | 0,37 | 159,9 | 159 | 58,30 |
| 32 | 18,48 | 0,37 | 239,4 | 159 | 54,57 |
| 33 | 18,85 | 0,37 | 107,1 | 159 | 46,33 |
| 34 | 19,22 | 0,38 | 145,6 | 159 | 55,87 |
| 35 | 19,60 | 0,37 | 145,9 | 159 | 59,42 |
| 36 | 19,97 | 0,37 | 178,2 | 159 | 51,22 |
| 37 | 20,33 | 0,37 | 106,3 | 159 | 45,36 |
| 38 | 20,70 | 0,37 | 141,1 | 159 | 51,70 |
| 39 | 21,07 | 0,37 | 140,9 | 159 | 60,19 |
| 40 | 21,43 | 0,37 | 187,4 | 159 | 48,65 |
| 41 | 21,80 | 0,38 | 85,9 | 159 | 35,59 |
| 42 | 22,18 | 0,37 | 99,8 | 159 | 36,67 |
| 43 | 22,55 | 0,37 | 100,2 | 159 | 33,95 |
| 44 | 22,92 | 0,37 | 85,0 | 159 | 46,32 |
| 45 | 23,28 | – | 168,8 | – | – |
| Итого общее время измерений, ч | 15 ч 52 мин | Всего сэкономлено тепловой энергии за время работы чиллера (15 ч 52 мин), кВт·ч | | | 2 313,4 |

Оценка величины промежуточного дохода ΔД

В качестве базового используется вариант 3 – с минимальной стоимостью оборудования (чиллер без рекуперации тепла). Промежуточный доход ΔД определялся как разница между стоимостью тепловой энергии, которую позволяет использовать (сэкономить) чиллер при наличии рекуперации и стоимостью дополнительной электроэнергии потребляемой при наличии рекуперации. Исходные данные и результаты расчетов величины промежуточного дохода ΔД приведены в таблице 9.7.

Т а б л и ц а 9.7 – Исходные данные и результаты расчетов величины промежуточного дохода ΔД

| Наименование показателя | Значение для варианта | |
|--|--|---|
| | 1 – чиллер с полной рекуперацией тепла | 2 – чиллер с частичной рекуперацией тепла |
| Максимальная тепловая мощность рекуператора, кВт | 472 | 159 |
| Тепловая энергия, сэкономленная чиллером за время работы (16 ч), кВт·ч | 2 591 | 2 313 |
| Время работы, сут/год (май-сентябрь) | 153 | 153 |
| Стоимость тепловой энергии, руб./Гкал | 1 944 | 1 944 |
| Потребление тепловой энергии опцией нагрева воды для ГВС за год, кВт·ч/год | 396 514 | 353 962 |
| Стоимость тепловой энергии, руб./кВт·ч | 1,67 | 1,67 |
| Стоимость сэкономленной тепловой энергии, руб./год | 663 121 | 591 957 |

| | | |
|---|---------|---------|
| Увеличение электрической мощности чиллера при рекуперации, кВт | 30 | 30 |
| Стоимость электроэнергии, руб./кВт·ч | 4,5 | 4,5 |
| Дополнительная электроэнергия за все время работы, кВт·ч/год | 73440 | 73440 |
| Стоимость дополнительной электроэнергии за все время работы, руб./год | 330 480 | 330 480 |
| Промежуточный доход ΔД, руб./год | 332 641 | 261 477 |

Оценка доходности и срока окупаемости чиллеров с опциями полной и частичной рекуперации тепла

Расчет экономической эффективности проведен по методике, изложенной в разделе 8. Единовременные инвестиции K рассчитывались как стоимости опций рекуперации тепла, увеличенные на 20 %, для учета стоимости работ по обвязке чиллера дополнительными трубопроводами. Исходные данные и результаты расчетов критериев экономической эффективности приведены в таблице 9.8.

Т а б л и ц а 9.8 – Исходные данные и результаты расчетов критериев экономической эффективности

| Наименование показателя | Значение для варианта | |
|---|--|---|
| | 1 – чиллер с полной рекуперацией тепла | 2 – чиллер с частичной рекуперацией тепла |
| Норма дисконта r , 1/год | 0,1 | 0,1 |
| Промежуточный доход ΔД, руб./год | 332 641 | 261 477 |
| Срок эксплуатации энергосберегающего мероприятия $T_{сл}$, год | 15 | 15 |
| Единовременные инвестиции K , руб./год | 2 488 285 | 741 359 |
| Полный дисконтированный доход (непрерывное дисконтирование) $ДД_{тсл}$, руб. | 2 584 185 | 2 031 338 |
| Бездисконтный срок окупаемости $T_{ок}$, лет | 7,48 | 2,84 |
| Срок окупаемости при дисконтировании $T_{д}$, лет | 14,46 | 3,50 |
| Чистый дисконтированный доход ЧДД, руб. | 95 900 | 1 289 979 |
| Индекс доходности (при дисконтировании) $ИД_{д}$ | 1,04 | 2,74 |

Сводные результаты расчета приведены в таблице 9.9. Оптимальным оказался вариант 2, имеющий наименьший дисконтированный срок окупаемости и наибольший индекс доходности. Кроме того, рекуперация тепла улучшает экологию благодаря сокращению выброса углекислого газа.

Таблица 9.9 – Результаты расчета эффективности применения оборудования с рекуперацией тепла холодильной станции супермаркета

| Наименование характеристики показателя | Значение показателя для варианта | | |
|---|----------------------------------|---|--------------------------------------|
| | 1 – чиллер с полной рекуперацией | 2 – чиллер с частичной рекуперацией (оптимальный) | 3 – чиллер без рекуперации (базовый) |
| Холодильная мощность и тепловая мощность рекуператора, кВт | 824 + 472 | 824 + 159 | 824 |
| Тепловая энергия, сэкономленная чиллером за время работы, кВт·ч | 2591 | 2313 | - |
| Стоимость единицы тепловой энергии, руб./Гкал | 1944 | 19443 | - |
| Годовая стоимость сэкономленной тепловой энергии, руб./год | 663 121 | 591 957 | - |
| Годовой расход электроэнергии, $Q_{э}$ кВт·ч/год | 258 621 | 258 621 | 185 181 |
| промежуточный доход ДД, руб./год | 332 641 | 261 477 | 0 |
| Дополнительные единовременные капвложения K , млн руб. | 2,488 | 0,741 | 0 |
| Полный дисконтированный доход, млн руб. | 2,584 | 2,031 | – |
| Бездисконтный срок окупаемости, лет | 7,48 | 2,84 | – |
| Срок окупаемости при дисконтировании, лет | 14,46 | 3,5 | – |
| Чистый дисконтированный доход, млн руб. | 0,096 | 1,290 | – |
| Индекс доходности | 1,04 | 2,74 | – |
| Потенциал глобального потепления используемого хладагента | 1300 | 1300 | 1300 |
| Количество хладагента в установках m , кг | 128 | 128 | 128 |
| TEWI, т | | | |
| - без учета рекуперации | 2194 | 2194 | 1613 |
| - с учетом рекуперации | 996 | 1158 | 1613 |

Приложение А

Классификация систем холодоснабжения зданий

Выбор системы холодоснабжения здания определяется архитектурно-планировочными решениями и назначением здания. Предлагается следующая классификация систем, графически приведенная на рисунке А.1.

По принципу охлаждения системы можно разделить на системы прямого (непосредственного) охлаждения и с охлаждением промежуточного холодоносителя (воды или антифриза) в центральной холодильной машине.

Системы ПО можно разделить на сплит-кондиционеры, мультисплит-кондиционеры, руфтопы-кондиционеры, компрессорно-конденсаторные блоки для секций охлаждения приточных систем, а также мультizonальные системы кондиционирования.

Системы ПО состоят из внутренних блоков, устанавливаемых в помещениях и являющихся испарителями, и внешних блоков, устанавливаемых снаружи и являющихся конденсаторами (компрессорно-конденсаторные блоки).

Внутренние и наружные блоки соединены трубопроводами, по которым циркулирует хладагент (легкокипящая жидкость), как правило, фреон.

Система СК состоит из одного внутреннего и одного наружного блока и обслуживает одно помещение.

Система МСК состоит из одного наружного и нескольких внутренних блоков, обслуживает несколько помещений. Каждый внутренний блок имеет свой выделенный контур циркуляции хладагента.

Системы РК и ККБ обслуживают холодильные секции приточных установок, размещенных на кровле здания (РК) либо в вентиляционной камере внутри здания (ККБ).

Система МЗСК – развитие системы МСК и состоит из множества внутренних блоков, подключенных к единой системе циркуляции хладагента с использованием общей фреоновой магистрали.

Системы МЗСК бывают типов VRV и VRF.

VRV (Variable Refrigerant Volume) – «переменный расход хладагента», была выпущена и запатентована ТМ Daikin в 1982 г.

VRF (Variable Refrigerant Flow) – «переменный поток хладагента» – по сути, аналогична первой. Эта аббревиатура используется другими компаниями, выпускающими аналогичное оборудование.

В системах VRF предусмотрена возможность подключения до 64 внутренних блоков не только различной мощности, но и различного конструктивного исполнения. Кроме того, блоки могут включаться и работать независимо друг от друга, причем часть их на режиме охлаждения, а часть на режиме обогрева (так называемый «режим утилизации тепла» позволяющий достигать экономии электроэнергии до 45 % и значительно продлевать моторесурс компрессора). Внутренние блоки автоматически переходят с режима охлаждения на режим обогрева и обратно независимо друг от друга. При этом происходит «перекачивание» тепла из одного помещения в другое, что позволяет разгружать наружный блок и уменьшать затраты электроэнергии на работу системы.

Поскольку внутренние блоки устанавливаются в помещениях, расположенных в разных зонах здания, и не всегда работают на полную мощность одновременно, то производительность наружного блока может быть меньше суммарной производительности внутренних блоков, при этом, затраты на электроэнергию значительно снижаются.

VRF отличается гибкой системой управления. Система управления собирает информацию об условиях работы всех внутренних и внешних блоков, пультов управления и обеспечивает синхронное регулирование производительности внутренних и внешних блоков, изменение задания, поиск и запоминание ошибок и т. д. Благодаря такой сети элементы системы можно подключать к любой точке сигнальной линии и производить перегруппировку блоков по пультам управления.

Преимущества VRF:

- система содержит компактные и мощные наружные блоки, а также различные типы внутренних блоков;
- работает в режиме охлаждения при температуре наружного воздуха до минус 10 °С;
- обеспечивает стабильный нагрев воздуха при температурах наружного воздуха до минус 25 °С;
- максимальное количество внутренних блоков, подключаемых к системе, увеличено до 64 шт.;
- высокая точность поддержания заданной температуры воздуха в каждом помещении (0,5 °С);
- возможность установки индивидуального температурного режима в каждом помещении;
- малое потребление электроэнергии (в среднем 37 Вт/м³);
- низкий уровень шума в кондиционируемых помещениях (примерно 29–38 Дб);
- наличие функций самодиагностики системы;
- минимальный срок монтажа при любой стадии выполнения строительных работ;

- система может устанавливаться во вновь строящихся зданиях, в реконструируемых зданиях, функционирующих зданиях без нарушения режима работы персонала;

- удельная нагрузка внешнего блока VRF на строительные конструкции здания (например, при установке блока на крыше) составляет 240 кг/м^2 , что не требует дополнительных затрат по укреплению кровли и несущих стен здания;

- не требует планово-предупредительных работ, расчетный срок службы без ремонта – 30 лет, заводская гарантия – 3 года;

- низкие эксплуатационные расходы, не требует постоянного штата обслуживающего персонала;

- широкие возможности применения системы, начиная с небольших офисов (5–10 комнат) до многоэтажных зданий, различного назначения, это достигается увеличенной длиной трубопроводов хладагента:

- до 1000 м – общая длина трассы;

- до 40 м – перепад в уровнях внутренних блоков;

- до 110 м – перепад высот между внутренним и внешним блоками, что оптимально для установки во многоэтажных зданиях и позволяет устанавливать наружный блок на крыше здания.

- не требует специальных помещений для размещения технологического оборудования;

- простота управления: компьютеризированная система управления кондиционированием позволяет управлять параметрами воздуха в помещениях здания с одного компьютера, возможность подключения к системе управления зданием;

- малая металлоемкость: не требуются дополнительные системы обратного водоснабжения, градирни, насосы, громоздкие воздухопроводы, аккумулирующие баки.

В качестве примера приведена принципиальная схема МЗСК офисного здания (см. приложение Г).

К недостаткам системы мультizonального кондиционирования МЗСК можно отнести следующие:

- а) ограничение предельного расстояния между наружными и внутренними блоками как по вертикали, так и по горизонтали;

- б) сложность применения системы для объектов с поэтапным вводом в эксплуатацию и заранее неизвестными внутренними планировками и дизайн-проектом (например, строительство на этапе Shell&Corr);

- в) необходимость контроля предельной аварийной концентрации фреона в помещении при разгерметизации системы, что существенно уменьшает допустимое количество внутренних блоков на один наружный.

Системы с охлаждением промежуточного хладоносителя имеют в своем составе холодильную машину (чиллер) и насосную группу, для распределения хладоносителя по потребителям (гидромодуль).

Потребители холода – секции охлаждения центральных кондиционеров и зональные охладители в помещениях (фэнкойлы).

Достоинства системы чиллер - фэнкойлы:

- система обладает большой гибкостью при кондиционировании большого количества помещений. К одному чиллеру может подключаться большое количество фэнкойлов, а также теплообменники центрального кондиционера или приточной вентиляционной установки. Каждый потребитель может работать практически независимо друг от друга – изменять режим работы, включаться или отключаться;

- можно задавать не только общий тепловой режим всей системы, но и регулировать режим работы каждого фэнкойла с выносного пульта управления либо вмонтированного в фэнкойл, либо установленного на стене помещения;

- можно постепенно наращивать мощность потребителей, что позволяет вводить объект в эксплуатацию постепенно, поэтапно;

- предельное расстояние между чиллером и фэнкойлом не лимитируется и определяется возможностями насосной станции и теплоизоляцией трубопроводов.

Недостатки системы «чиллер - фэнкойлы» в сравнении с VRF:

- требует дорогостоящей длительной остановки всего оборудования при аварийной ситуации;

- требует отдельных звукоизолированных помещений для машинного зала, насосной станции, системы водоподготовки, аккумулирующего бака и т. д.;

- большие затраты на проектирование системы и высокие риски ошибок при проектировании;

- долгий, сложный и дорогостоящий монтаж оборудования, а также большое количество трубопроводов;

- сложные расчеты теплотерь и теплоизбытков, гидравлики системы трубопроводов, оптимальной температуры на выходе из чиллера, оптимальной схемы разводки трубопроводов по строительным конструкциям здания и т. д.;

- при прокладке трубопроводов подачи холодной воды к фэнкойлам за подвесным потолком, на практике, могут наблюдаться протечки конденсата, образующегося на недостаточно качественно изолированных трубопроводах и их соединениях;

- высокие удельные нагрузки чиллера на крышу здания до 700 кг/м^2 , что влечет дополнительные затраты на усиление строительных конструкций.

По принципу выработки холода ХМ можно разделить на два основных класса – компрессионные чиллеры (КЧ) и абсорбционные холодильные машины (АБХМ).

Компрессионные чиллеры получили наиболее широкое распространение благодаря интенсивному развитию мирового рынка компрессоров.

В настоящее время в крупном холодильном оборудовании, как правило, применяются компрессоры трех типов: роторного, винтового и центробежного [41].

Полугерметичные компрессоры винтового типа стали наиболее распространенным решением для водо- и воздушно-охлаждаемых чиллеров, а также холодильного оборудования малой и средней производительности.

Центробежные компрессоры сжимают газы, преобразовывая кинетическую энергию вращения лопастей в давление, и потому способны непрерывно сжимать большие объемы газообразного хладагента. Коэффициент сжатия компрессора центробежного типа ограничен максимальной скоростью вращения крыльчатки. Нижней границей холодопроизводительности компрессоров центробежного типа принято считать 300 холодильных тонн (1055 кВт). Однако с появлением технологий, снижающих потери из-за силы трения, таких как безмасляная магнитная подвеска, стали появляться компрессоры меньшей производительности, эффективность которых позволяет им конкурировать с компрессорами винтового типа. Магнитная подвеска – наиболее распространенная безмасляная технология, используемая в компрессорах центробежного типа. В таких компрессорах вал, вращающийся с высокой скоростью, левитирует в магнитном поле, не касаясь окружающих поверхностей. Недавно в холодильных компрессорах центробежного типа стал применяться еще один вариант безмасляной технологии, заключающийся в том, что внутри подшипника скольжения подается газообразный хладагент под давлением, создавая зазор между поверхностью подшипника и вращающимся валом.

Абсорбционные холодильные машины (АБХМ) распространены значительно реже, чем КЧ. Их применение ограничено относительно высокой стоимостью (начальные затраты), громоздкостью, весом оборудования (необходимы большие площади помещений и усиленные конструкции), а также инерционностью работы (запаздывание изменения холодопроизводительности при изменении тепловых нагрузок). В то же время, АБХМ имеют неоспоримое преимущество – существенно сниженный расход электроэнергии для их эксплуатации (в 8 – 10 раз меньше КЧ).

В качестве рабочего тела в АБХМ используется раствор бромистого лития в воде. Охлаждение происходит за счет кипения воды при температуре 2 °С – 5 °С и давлении 5–8 мм рт. ст. Такой температурный режим делает этот раствор самым распространенным для применения в области кондиционирования воздуха. Недостаток раствора LiBr – его высокая агрессивность по отношению к черным металлам. Для снижения химической агрессивности добавляют специальные ингибиторы. В отличие от фреонов, которые за время их применения претерпели множество качественных изменений, раствор LiBr без каких-либо изменений применяется уже в течение нескольких десятков лет. Все усовершенствования касаются в

основном различных присадок, а также оптимизации холодильного цикла. На рисунке А.2 приведен общий вид АБХМ на горячей воде.

Энергетическая эффективность АБХМ оценивается тепловым коэффициентом, равным отношению холодопроизводительности к затраченному теплу. Тепловой коэффициент одноступенчатых АБХМ – 0,65...0,75.

АБХМ могут использовать тепло, вырабатываемое котельными (вода или пар), иметь собственные системы сжигания топлива (газа), а также утилизировать тепло технологических выбросов.

Область применения АБХМ наиболее целесообразна при дефиците электроэнергии, при наличии избытков тепловой энергии, при необходимости утилизации технологических высокотемпературных тепловых выбросов, а также в составе энергоцентров предприятий, использующих тригенерацию (одновременная выработка тепла, электричества и холода).



Рисунок А.2 — АБХМ на горячей воде

Один из способов получения холода — применение теплонасосных установок с использованием тепла грунта или водоемов.

Теплонасосные системы теплоснабжения (ТТСТ), использующие низкопотенциальную тепловую энергию грунта поверхностных слоев Земли – одно из наиболее динамично развивающихся в мире направлений экономии энергии и использования нетрадиционных возобновляемых источников энергии [8], [9].

В отличие от «прямого» использования высокопотенциального геотермального тепла (гидротермальные ресурсы), использование низкопотенциального геотермального тепла с помощью тепловых насосов возможно практически повсеместно. В англоязычной технической

литературе такие системы обозначаются как «GHP» – «geothermal heat pumps», геотермальные тепловые насосы. Существенная особенность ГТСТ – возможность получения практически на всей территории Российской Федерации от 2 до 4 кВт полезного тепла на 1 кВт электрической энергии, затраченной на привод тепловых насосов. При использовании ГТСТ для теплоснабжения и холодоснабжения в летнее время года на 1 кВт энергии, затрачиваемой на привод ГТСТ можно получить, кроме 2÷4 кВт полезной тепловой энергии (например, для систем горячего водоснабжения), дополнительно 1÷3 кВт «холода» для систем кондиционирования.

Использование аккумуляторов холода в системах холодоснабжения и кондиционирования воздуха позволяет контролировать пиковые нагрузки, снижать потребление электроэнергии, инвестиционные и эксплуатационные затраты [21], [23], [28].

Наиболее эффективно — применение аккумуляторов холода с фазовым переходом вода / лед.

Такие аккумуляторы имеют наибольшую плотность аккумулирования тепловой энергии до 70 кВт·ч/м³, в то время как у аккумуляторов на ледяной воде плотность аккумулирования составляет 15–17 кВт·ч/м³.

Для стабилизации параметров холодоносителя и снятия пиковых холодильных нагрузок применяют аккумуляцию холода с использованием теплоты фазовых переходов (льдогенераторы). Известно несколько способов аккумуляции холода: намораживание льда на поверхности испарителя, использование льдоводяной смеси, генератора чешуйчатого льда, капсул-накопителей. Последний способ использован в системе STL на оборудовании фирмы Cristopia (Франция) (рисунки А.3–А.6). Аккумулятор холода, представляющий собой теплоизолированный резервуар, заполняется капсулами со специальной жидкостью, находящейся в состоянии, близком к эвтектическому равновесию. Возможно, что используется раствор декагидрата сульфата натрия (глауберова соль). Шарообразная форма капсул обеспечивает большую площадь теплообмена. Аккумулирование энергии происходит в виде скрытой теплоты кристаллизации в период фазового перехода из жидкого состояния в твердое. Гидравлическая схема установки состоит из двух контуров – первичного и вторичного. Первичный контур служит для зарядки аккумулятора холода. Вторичный контур подает холодоноситель к потребителям. Работа системы включает пять режимов: накопление холода, прямое охлаждение, накопление холода и прямое охлаждение, разрядка аккумулятора, разрядка аккумулятора и прямое охлаждение. STL может использоваться как резервный источник при выходе из строя основного холодильного оборудования или при проведении профилактических работ. На 30 % – 40 % уменьшается типоразмер chillera, а также объем хладагента. Благодаря снижению установленной электрической мощности, система может применяться для районов с жестким лимитом использования электроэнергии. Недостатки системы – ее высокая стоимость и сложность эксплуатации.

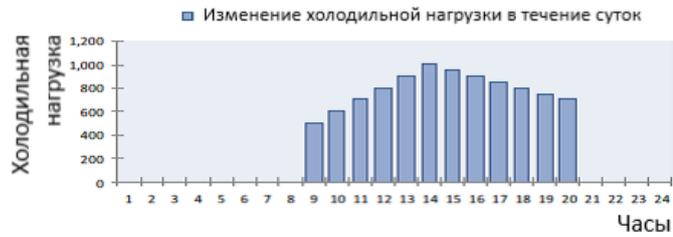


Рисунок А.3 – Традиционный подбор холодильных машин по пиковым нагрузкам



Рисунок А.4 – Подбор холодильных машин с аккумуляторами холода



Рисунок А.5 – Система управления холодильных машин с аккумуляторами холода



Рисунок А.6 – Режим работы холодильных машин с аккумуляторами холода

В качестве иллюстрации в приложении Д приведена принципиальная схема холодоснабжения торгового комплекса. Площадь комплекса 9000 м², емкость аккумулятора холода – 50 м³, теплоемкость – 2600 кВт·ч. Применение аккумулятора позволило снизить мощность холодильных машин на 30 %.

Приложение Б

Классификация компоновки оборудования холодильной машины

По компоновке основного оборудования системы ХМ можно классифицировать на схемы с воздушным охлаждением конденсатора, с водяным охлаждением конденсатора, с выносным конденсатором. Классификация графически представлена на рисунке Б.1.

Схемы с воздушным охлаждением конденсатора (рисунок Б.2) наиболее экономичны. Чиллер представляет собой моноблок, размещаемый вне здания, как правило, на кровле или выгороженной площадке. Холодonosитель подается к потребителям непосредственно от чиллера (одноконтурная схема) либо через промежуточный теплообменник гликоль – вода, что снижает энергоэффективность, но упрощает эксплуатацию системы (двухконтурная схема).

Моноблок может быть оснащен опциями «свободного охлаждения» (фрикулинга), режима теплового насоса, а также полной и частичной рекуперацией сбросного тепла.

В качестве примера использована принципиальная схема холодоснабжения административного здания (см. приложение Е).

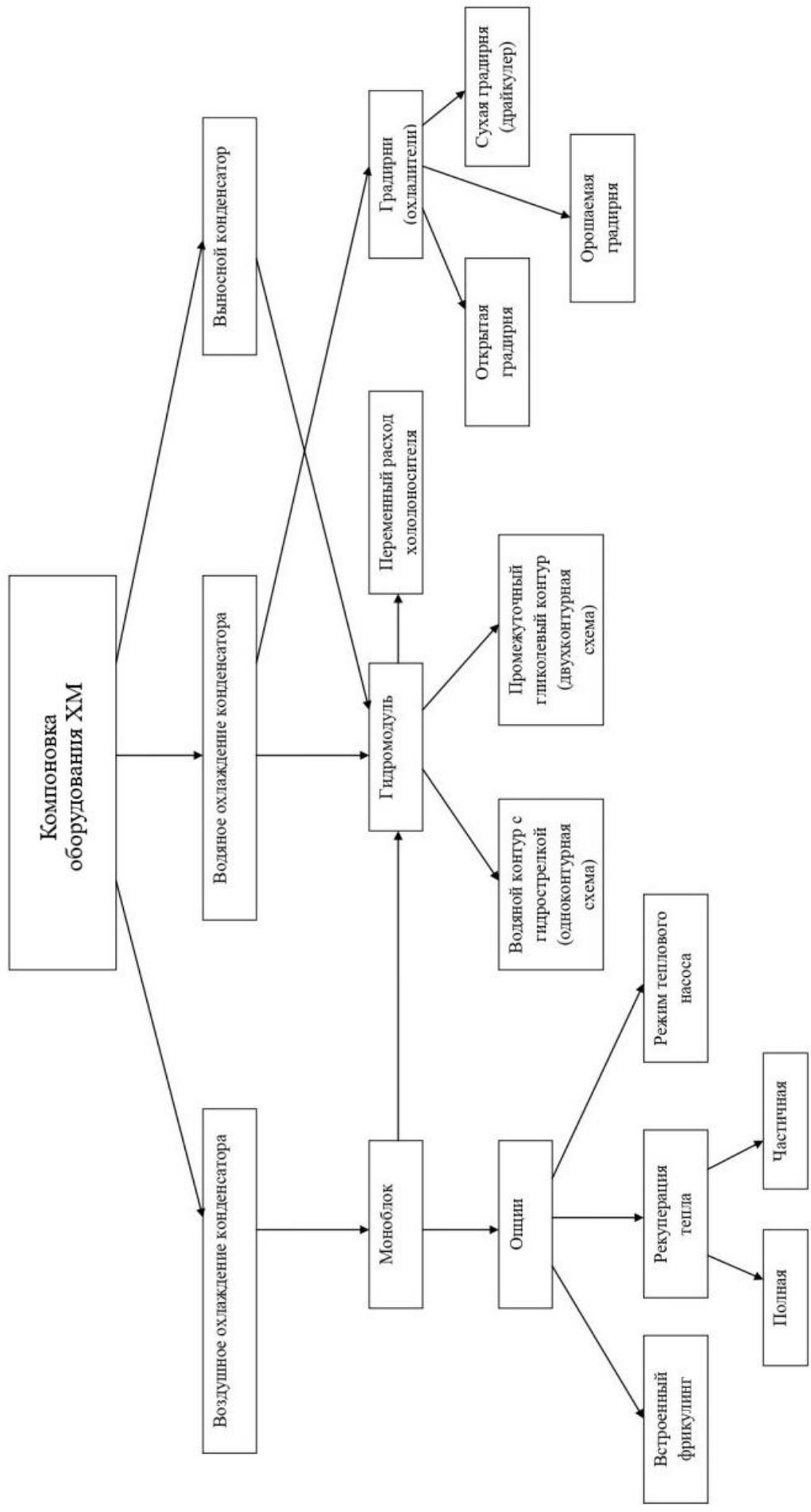


Рисунок Б.1 – Компоновка оборудования ХМ



Рисунок Б.2 – Холодильная машина с воздушным охлаждением конденсатора

Схемы с водяным охлаждением конденсатора состоят из двух агрегатов: холодильной машины, размещенной в помещении холодильного центра внутри здания, и охладителя жидкости (градирни), размещенной снаружи здания, обычно на кровле. Блоки соединены трубопроводами, по которым циркулирует охлаждающая жидкость (вода или антифриз). Подобные схемы более сложные и дорогостоящие по сравнению с воздушным охлаждением, но обладают более высокой энергоэффективностью. Кроме того, по сравнению с моноблоками, градирни обладают меньшим весом и уровнем шума (рисунок Б.3).



Рисунок Б.3 – Холодильная машина с водяным охлаждением конденсатора

Схема может работать в режиме фрикулинга, теплового насоса и рекуперации тепла.

В качестве примера использована принципиальная схема холодоснабжения для многофункционального общественного центра (см. приложение Ж).

Запроектированы две холодильные машины с водяным охлаждением конденсатора мощностью по 972 кВт каждая. На кровле установлены две сухие градирни (драйкулеры) на гликолевом контуре охлаждения.

Градирни могут выполняться в открытом исполнении, в закрытом исполнении – сухие градирни (драйкулеры) и орошаемые градирни. Открытые градирни, использующие принцип адиабатического испарительного охлаждения, наиболее эффективны, но сложны в эксплуатации (требуют постоянной очистки от пыли и пуха, водоподготовки, консервации на зимний период и т. п.) (рисунок Б.4). Сухие градирни менее эффективны, требуют большой поверхности теплообмена, занимают большую площадь, но удобны и неприхотливы в эксплуатации (рисунок Б.5).



Рисунок Б.4 – Открытая градирня



Рисунок Б.5 – Сухая градирня

Орошаемые градирни занимают промежуточное положение. По конструкции схожи с сухими градирнями, но оснащены дополнительными оросителями (форсунками), распределяющими воду на поверхностный теплообменник в наиболее жаркое время. Благодаря эффекту испарительного охлаждения, удастся существенно сократить габариты орошаемых градирен по сравнению с сухими (рисунок Б.6).



Рисунок Б.6 – Орошаемая градирня

Схема с выносным конденсатором имеет наибольшую энергоэффективность и может работать круглогодично без дополнительных опций. Конденсатор и испаритель ХМ соединены фреоновыми медными трубками с маслоподъемными кольцами.

Недостаток такой схемы — ограниченное расстояние между блоками. Может применяться только в малоэтажном здании. В качестве примера использована принципиальная схема холодоснабжения спортивного комплекса (см. приложение И).

Приложение В

Классификация потребителей холода

Потребители холода – системы кондиционирования воздуха – также имеют первостепенное значение для эффективности системы холодоснабжения. Центральные кондиционеры (приточные установки) помимо утилизации тепла вытяжного воздуха могут осуществлять также утилизацию холода. Классификация потребителей холода графически представлена в приложении В (рисунок В.1). Для утилизации холода применяются адсорбционные роторные регенеративные теплообменники (рисунок В.2) или многоходовые рекуперативные пластинчатые теплообменники.

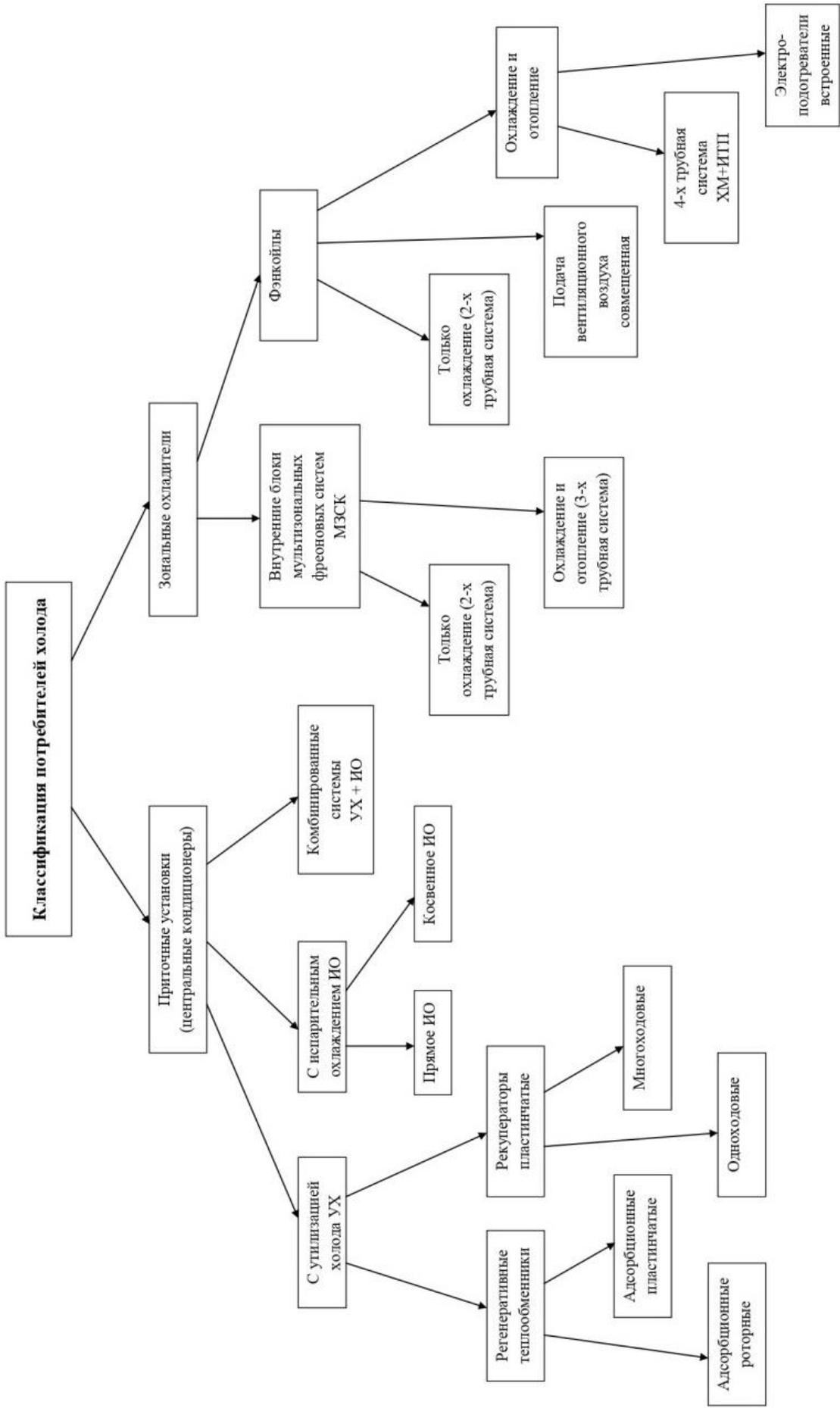


Рисунок В.1 – Классификация потребителей холода

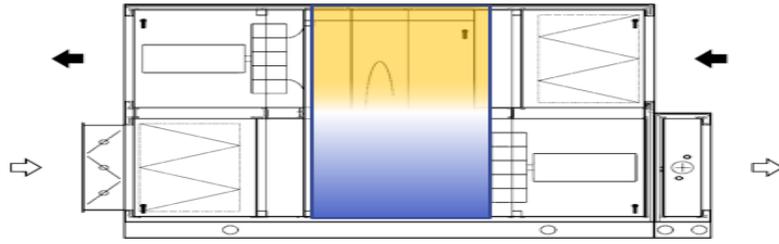


Рисунок В.2 – Адсорбционный ротор

Дополнительную экономию электроэнергии могут принести секции испарительного охлаждения воздуха (прямого или косвенного).

Наибольший годовой эффект дает комбинация рассмотренных технических решений. Например, предлагаются кондиционеры, реализующие утилизацию тепла и холода, испарительное охлаждение, а также встроенный чиллер с рекуперацией сбросного тепла (рисунок В.3).

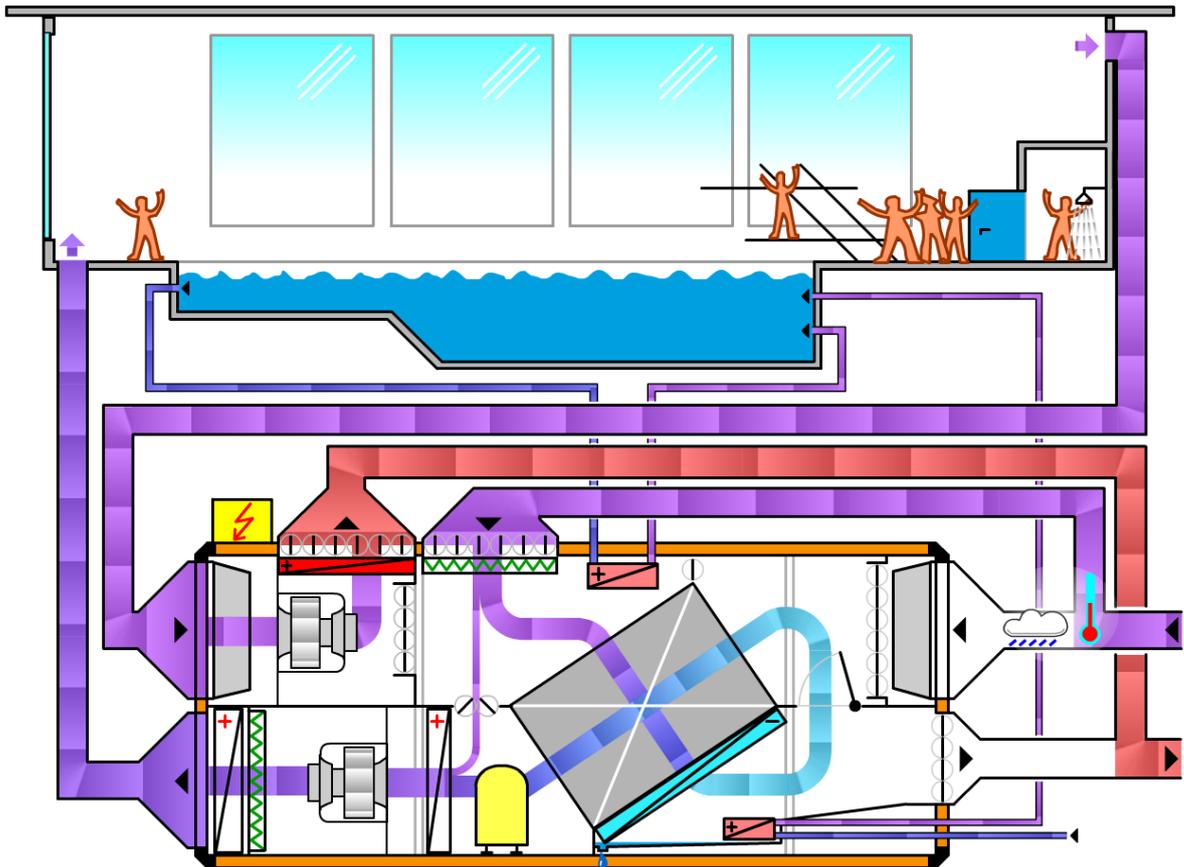


Рисунок В.3 – Пример работы вентиляционной установки бассейна со встроенным рекуператором и тепловым насосом при высокой влажности наружного воздуха

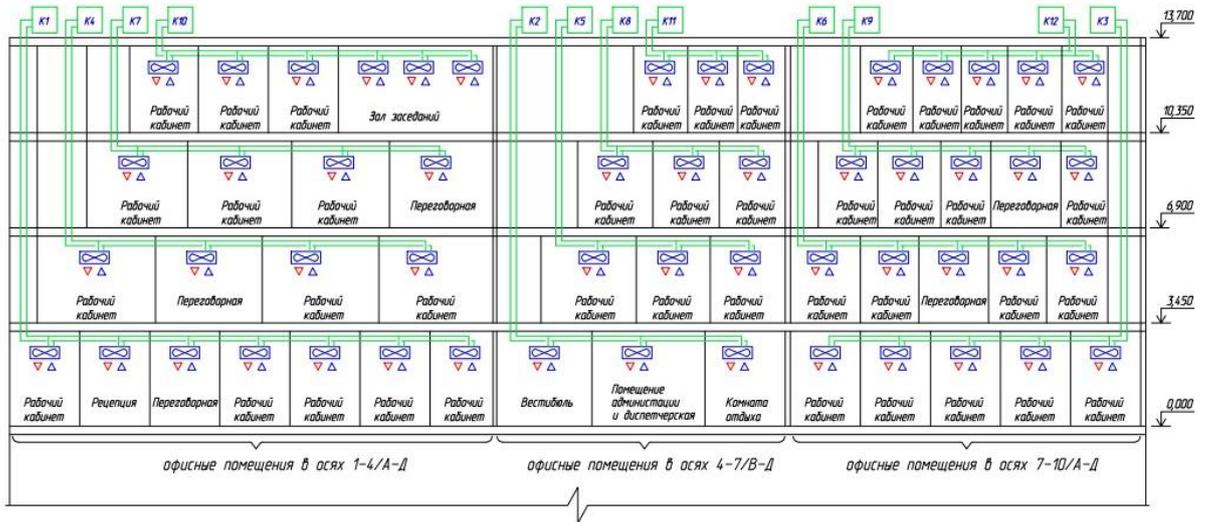
Внутренние блоки фреоновых систем могут реализовывать только охлаждение (двухтрубные системы) либо охлаждение и отопление

помещений (трехтрубные системы). Охлаждение и отопление могут быть одновременно, что особенно важно в переходный период года.

Фэнкойлы также могут реализовывать только охлаждение (двухтрубные системы), либо охлаждение и отопление помещений (четырёхтрубные системы, либо встроенный электронагреватель).

Приложение Г

Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования офисного центра (с мультizonальной системой прямого охлаждения)

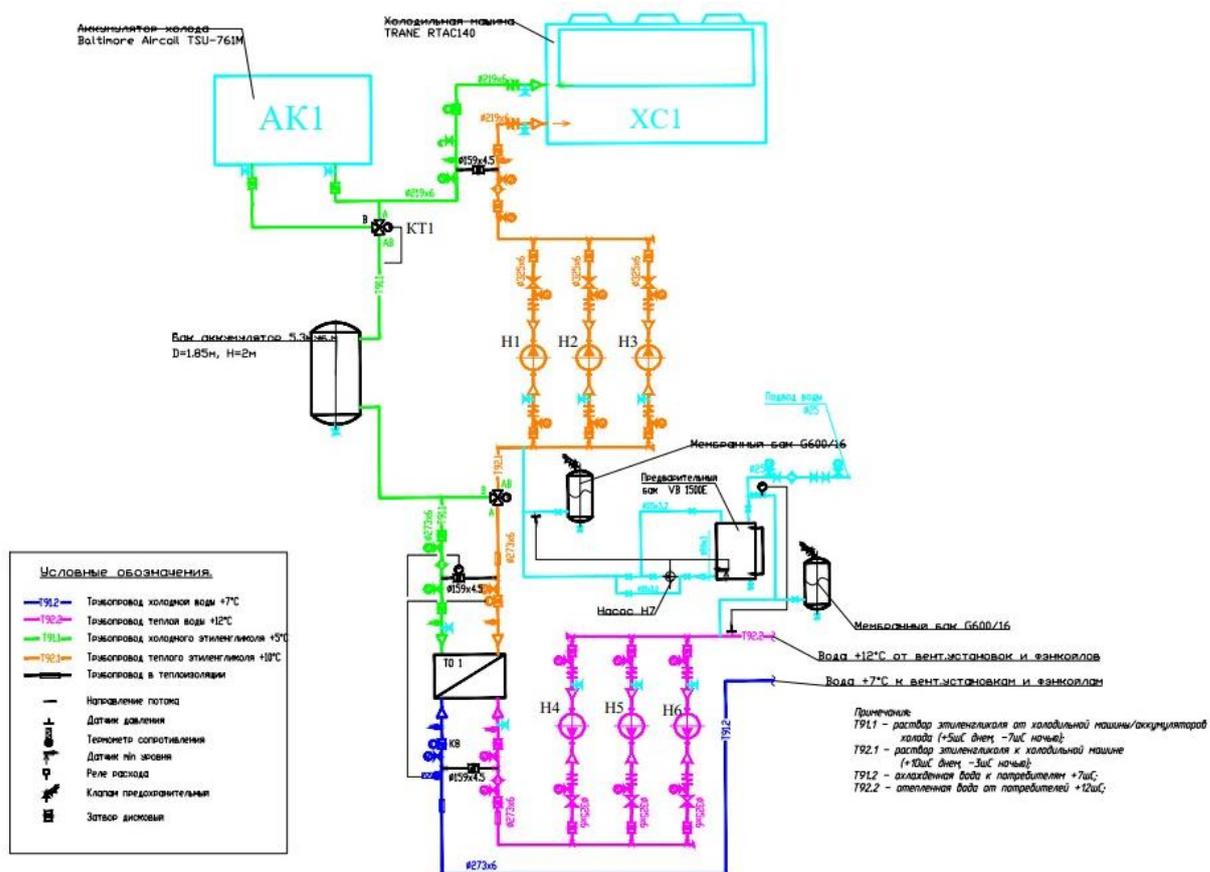


УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- К1 - наружный блок кондиционера
- ▽ Δ - внутренний блок кондиционера

Приложение Д

Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования торгового комплекса (с аккумулятором холода)



Приложение К

Принципиальная схема холодоснабжения и кондиционирования медицинского центра (холодильная машина с промежуточным теплообменником и сухим охладителем)

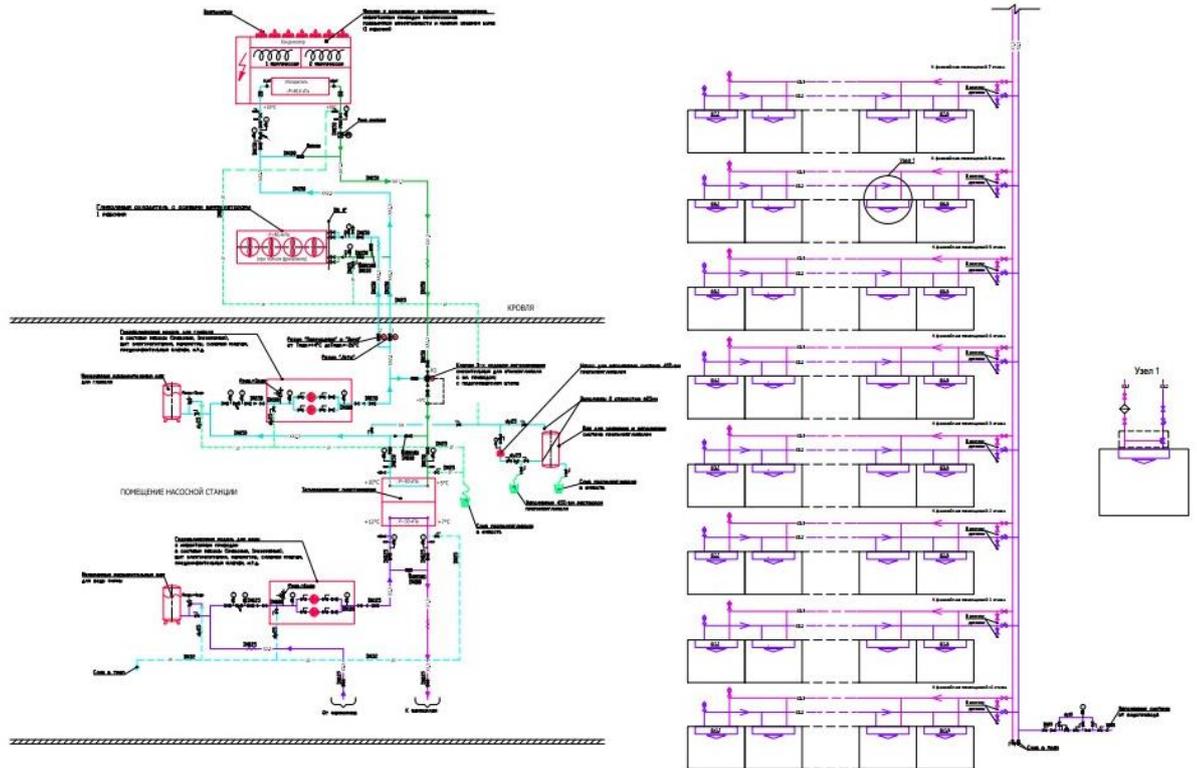


Рисунок К.1 – Схема кондиционирования

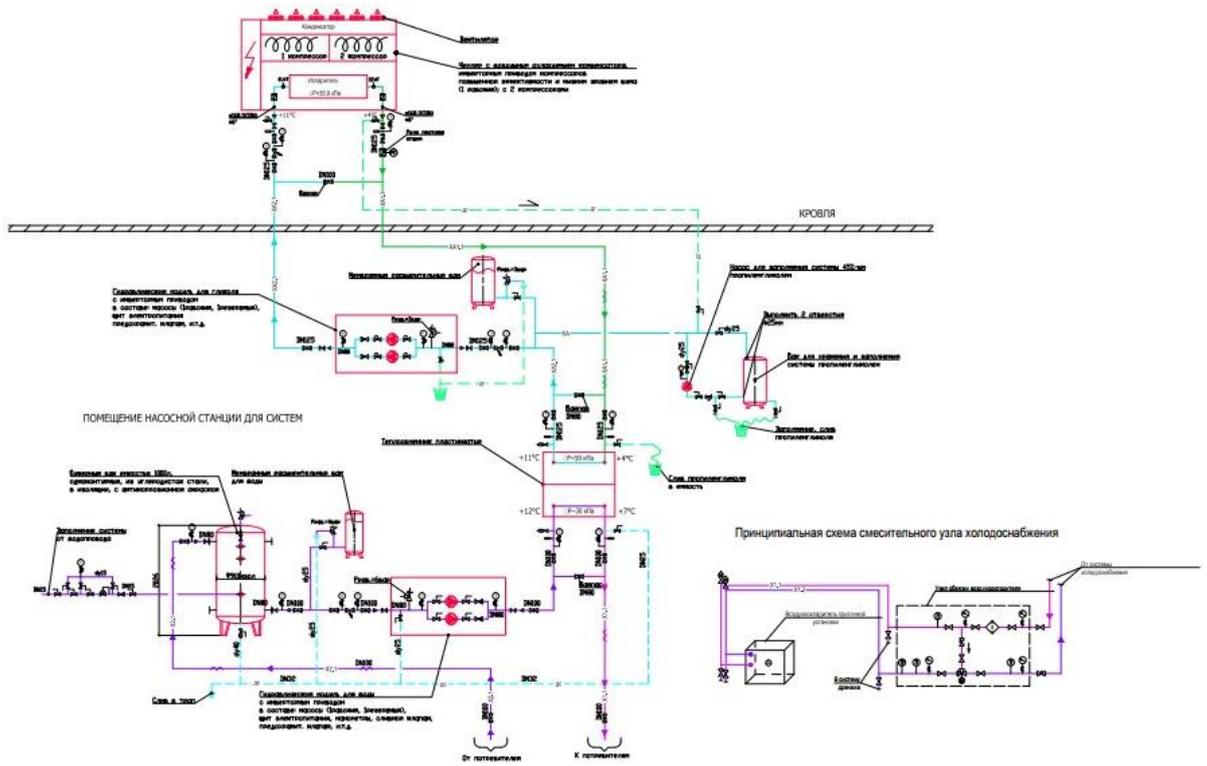


Рисунок К.2 – Схема холодоснабжения

Приложение Л

Способы повышения энергоэффективности систем холодоснабжения

Л.1 Передовые технические решения, связанные с вопросами повышения энергетической эффективности холодоснабжения общественных зданий

Л.1.1 Применение современного энергоэффективного оборудования, в том числе:

- имеющего маркировку соответствия ERP (Ecodesign 2009/125/EC);
- технологии изменяемой температуры кипения хладагента VRT;
- чиллеров с усовершенствованными конструкциями компрессоров, преимущественно безмасляного типа;
- микроканальных теплообменников;
- VVR технологии переменной степени сжатия хладагента;
- IDV технологии с промежуточным выпускным клапаном;
- VPF систем с переменным расходом воды на испарителе;
- с расширенным опциональным оснащением холодильных машин (функции фрикулинга, частичной и полной рекуперации сбросного тепла и т. п.).

Л.1.2 Расширение и уточнение экономически обоснованной области применения АБХМ и ГТСТ (грунта и водоемов).

Л.1.3 Совершенствование принципиальных схем холодоснабжения зданий (уровни резервирования, отказ от промежуточного гликолевого контура, орошаемые градирни, рекуперация тепла/холода и т. п.).

Л.1.4 Оптимизация алгоритмов управления оборудованием (выбор параметров регулирования, переменный расход хладоносителя и т. п.).

Л.1.5 Снижение установленной мощности системы холодоснабжения благодаря корректному учету сезонной динамики изменения наружного климата и аккумулирующей способности конструкций здания.

Л.1.6 Применение усовершенствованных систем аккумуляции холода (технология Cristopia и т. п.).

Л.1.7 Снижение потребности в холоде центральных кондиционеров применением косвенного испарительного охлаждения и систем утилизации холода в роторных абсорбционных теплообменниках.

Л.2 Рекуперация тепла конденсатора холодильной машины

Рекуперация тепла, выделяемого конденсатором холодильной машины, может быть выполнена путем дополнительного опционного оснащения. Рекуперация может быть реализована при различных схемах холодильного центра (воздухоохлаждаемый конденсатор, водоохлаждаемый конденсатор, промежуточный теплообменник и пр.).

Рассмотрим схему с воздушным охлаждением конденсатора.

Компании предлагают линейку современных чиллеров с функцией рекуперации тепла для нагрева воды. Проанализируем характеристики чиллера с инверторным приводом компрессора (рисунок Л.1). Стоимость чиллера с опциями утилизации тепла, реле протока, и функцией speedtroll (работа до $T_{н.в} = -18\text{ }^{\circ}\text{C}$) составляет около 198 000 евро. Опция утилизации стоит 39 000 евро, т. е. удорожание оборудования составляет около 20 %.



Рисунок Л.1 – Воздухоохлаждаемый чиллер с рекуператором

Характеристики оборудования при наличии и отсутствии рекуперации тепла существенно отличаются.

Без рекуперации холодильная мощность составляет 1221 кВт, полная электрическая мощность – 408 кВт, холодильный коэффициент EER – 2,99, сезонный холодильный коэффициент – 4,79, параметры холодоносителя $7\text{ }^{\circ}\text{C} \div 12\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При функционировании полной рекуперации сбросной теплоты холодильная мощность составляет 1009 кВт, полная электрическая мощность – 494 кВт, полная тепловая мощность – 885 кВт.

Полный коэффициент энергоэффективности рассчитывается по формуле

$$\text{TEER} = \frac{1009+885}{494} = 3,84.$$

В систему ГВС может подаваться вода в количестве 42,9 л/с температурой $50\text{ }^{\circ}\text{C} \div 55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Анализ характеристик чиллера показал, что применение опции рекуперации тепла позволяет получать достаточное количество горячей воды с удовлетворительными параметрами. В то же время наблюдается некоторое ухудшение эффективности выработки холода (примерно на 25 % по EER) и увеличение стоимости оборудования.

Существенный недостаток – переменная холодильная мощность чиллера, которая зависит от параметров наружного климата, что может приводить к дефициту горячей воды при низкой температуре наружного воздуха.

Вывод. Для принятия решения о целесообразности использования тепла от чиллера на нужды ГВС необходимо выполнять технико-экономические расчеты для конкретного объекта.

Л.3 Повышение эффективности холодильного оборудования путем отказа от гликолевого контура

Оптимизация принципиальной схемы холодильной станции [22]

Предлагается использовать холодильные машины с воздушным охлаждением, так как эти машины имеют высокую степень заводской готовности, низкую стоимость и высокую энергоэффективность.

Чтобы сохранить эти уникальные качества, в теплый период года необходимо обеспечивать работу холодильных машин без дополнительного промежуточного контура с антифризом.

Основная группа холодильных машин применяется летом и охлаждает непосредственно воду, идущую к потребителям. «Летние» чиллеры зимой не эксплуатируются (консервируются).

Такая принципиальная схема позволяет снижать стоимость оборудования на 25 % за счет исключения контура антифриза для теплого периода и уменьшать эксплуатационные расходы на 18 %.

В современных системах кондиционирования чаще всего применяется схема с промежуточным контуром (рисунок Л.2) [27], включающим теплообменник «теплоноситель – воздух», трехходовой регулирующий вентиль теплообменник «теплоноситель – вода» и насос теплоносителя.

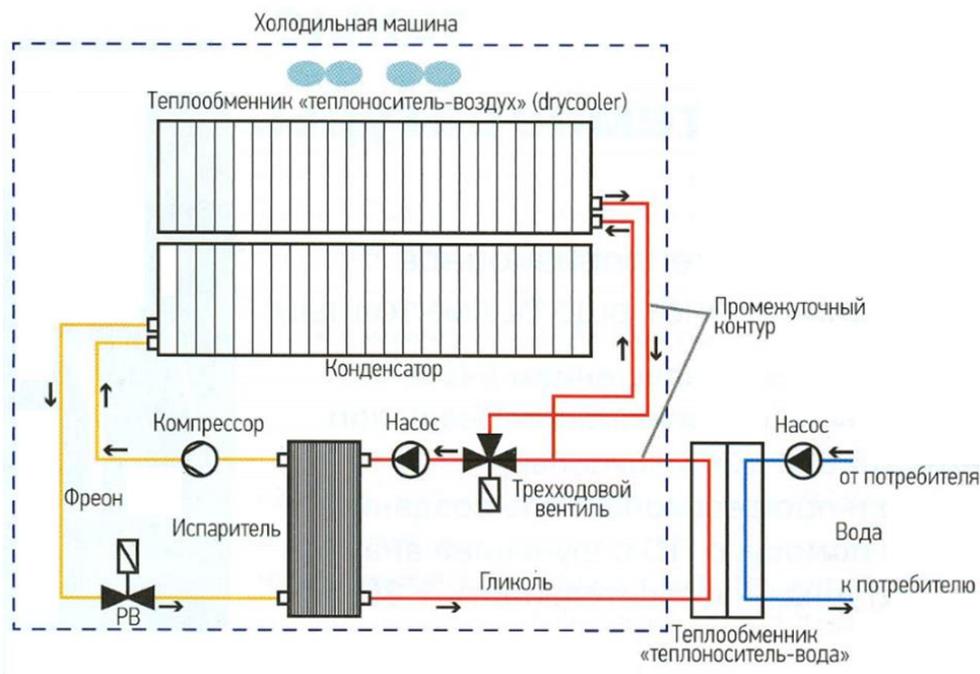


Рисунок Л.2 – Схема ХМ с промежуточным контуром

В качестве теплоносителя используются водные растворы этиленгликоля или пропиленгликоля, не замерзающие при эксплуатации в холодный период года. Теплообменник «теплоноситель – вода» и насос располагаются в здании и обеспечивают передачу тепла из водяного контура охлаждения к теплоносителю в промежуточном контуре. Далее тепло от теплоносителя передается наружному воздуху в теплообменнике «теплоноситель – воздух».

Отметим, что физические свойства антифризов на основе гликоля, существенно хуже, чем у воды (меньше теплоемкость, выше вероятность протечки, больше вязкость, токсичность и т. п.), что необходимо учитывать при выборе оборудования (насосов, компрессоров, испарителей и пр.).

Некоторые обобщенные характеристики работы оборудования с раствором пропиленгликоля приведены на рисунках Л.3–Л.6.

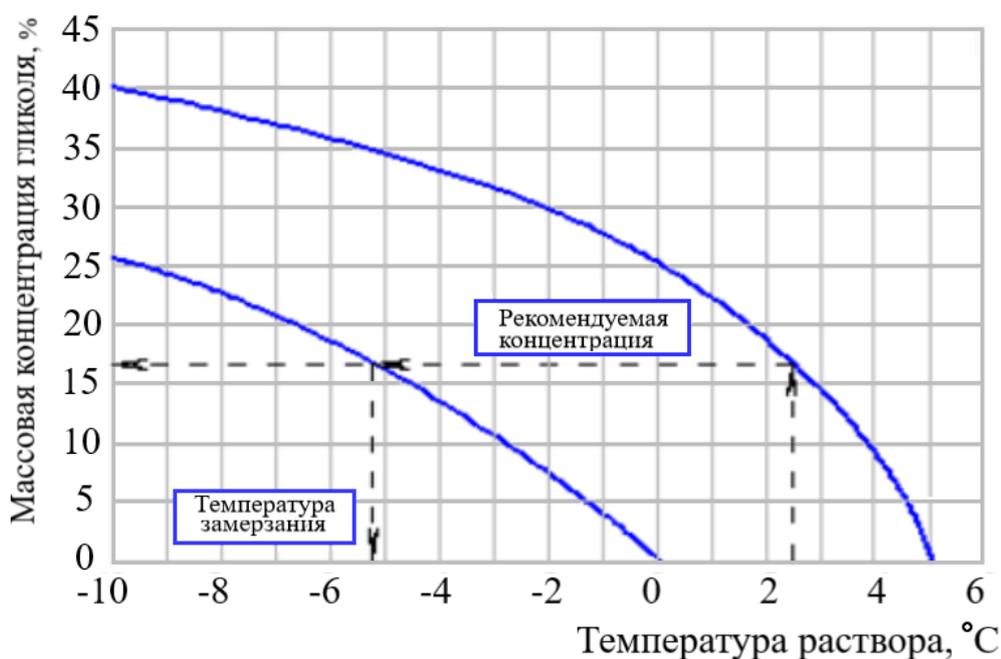


Рисунок Л.3 – Рекомендуемые концентрации пропиленгликоля

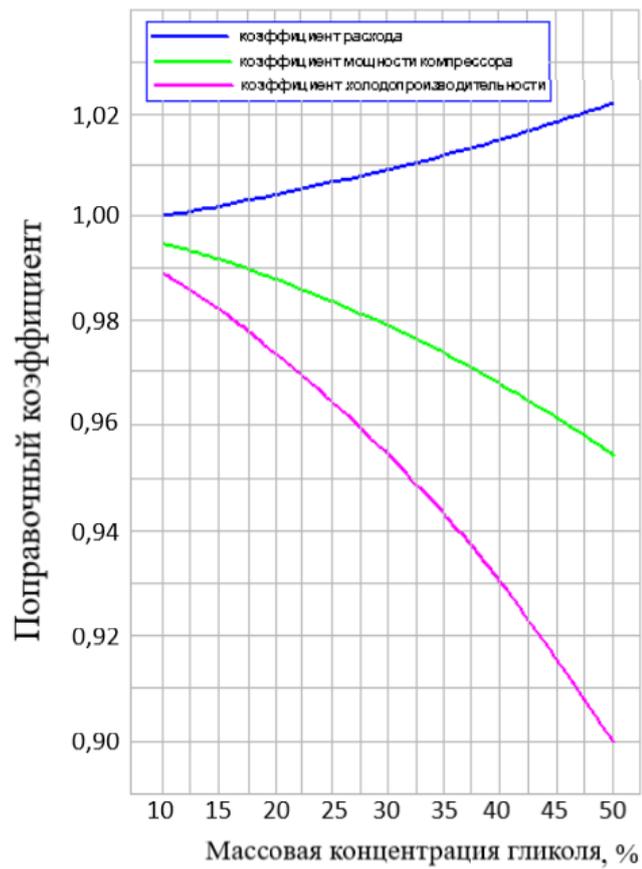


Рисунок Л.4 – Коэффициенты для пропиленгликоля

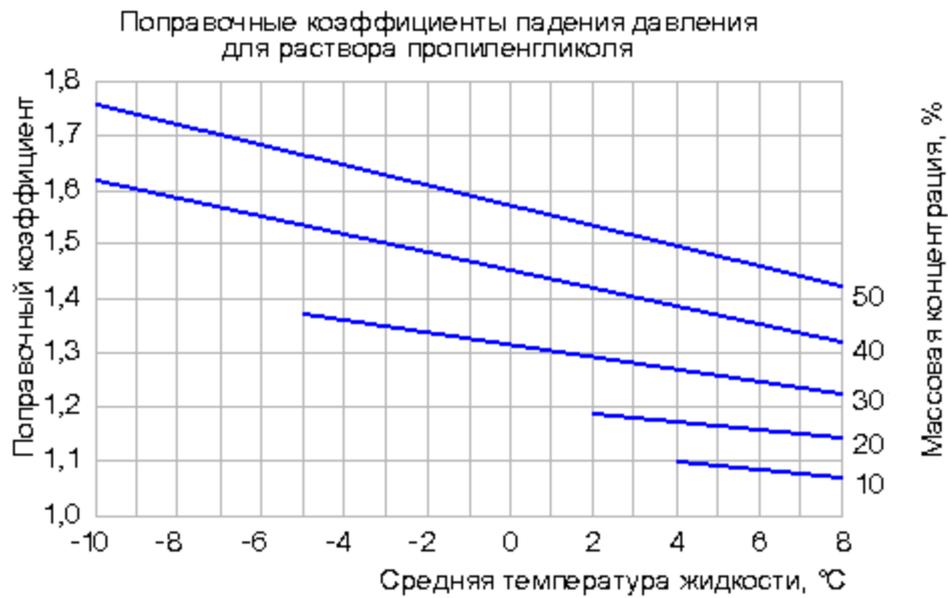


Рисунок Л.5 – Поправочные коэффициенты

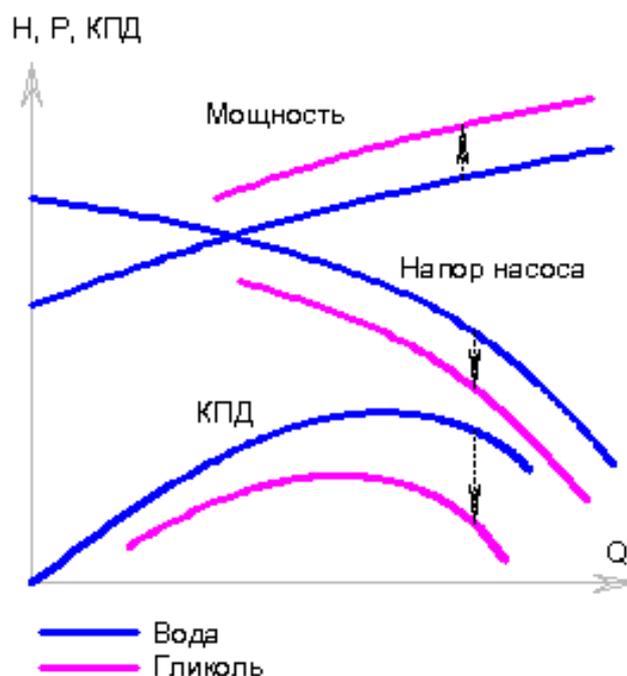


Рисунок Л.6 – Изменение характеристики реального центробежного насоса при перекачивании жидкости с вязкостью большей, чем у чистой воды

Проводим оценку годовых затрат электроэнергии для двух вариантов схемных решений системы холодоснабжения. В здании требовалось 1240 МВт холодопроизводительности в теплый период.

На такую мощность подобрана холодильная машина с коэффициентами энергоэффективности EER=3,29, ESEER=4,79.

В таблицах Л.1 и Л.2 (вариант 1 и вариант 2) приведены результаты расчета годовых затрат электроэнергии для двух вариантов схемных решений.

Таблица Л.1 – Моноблочный чиллер с воздушным охлаждением конденсаторов и промежуточным гликолевым контуром

| Потребитель электроэнергии | Вариант 1 – чиллер на гликоле с промежуточным теплообменником | | |
|----------------------------|---|---------------------|--------------------------------------|
| | Потребляемая электрическая мощность, кВт | Время работы, ч/год | Годовое энергопотребление, кВт·ч/год |
| Чиллер | 267 | 3600 | 961 200 |
| Насос водяной | 30 | 3600 | 108000 |
| Насос гликолевый | 45 | 3600 | 162 000 |
| Суммарно | | | 1 231 200 |

Т а б л и ц а Л.2 – Чиллер с воздушным охлаждением и водяным контуром холодоносителя

| Потребитель электроэнергии | Вариант 2 – чиллер на воде без промежуточного теплообменника | | |
|----------------------------|--|---------------------|--------------------------------------|
| | Потребляемая электрическая мощность, кВт | Время работы, ч/год | Годовое энергопотребление, кВт·ч/год |
| Чиллер | 259 | 3600 | 932 400 |
| Насос водяной | 30 | 3600 | 108 000 |
| Насос гликолевый | | | |
| Суммарно | | | 1 040 400 |

Экономия 190 800 кВт·ч/год, 5 руб./кВт·ч = 954 000 руб./год, экономия 18 %.

Вариант 1 оказался худшим по энергоэффективности. Основная причина такого результата заключается в наличии промежуточного контура с пропиленгликолем и эксплуатации его даже летом. Существует несколько факторов, объясняющих негативное влияние промежуточного контура на энергоэффективность всей системы кондиционирования. Во-первых, в состав промежуточного контура входит дополнительный насос, рециркулирующий раствор гликоля. Этот насос круглосуточно работает с полной производительностью, хотя потребность в нем и в промежуточном контуре летом полностью отсутствует. Во-вторых, если в контуре испарителя холодильной машины воду заменить на 40 %-ный раствор гликоля с одинаковым расходом, то холодопроизводительность машины уменьшится на 4 %, а сопротивление испарителя возрастет в 1,8 раза. Чтобы сохранить холодопроизводительность, необходимо увеличить расход гликоля в 1,5 раза по сравнению с водой. Это приведет к существенному увеличению требуемой мощности насоса и потребляемой им электроэнергии. В-третьих, свою долю вреда для энергоэффективности приносит теплообменник «вода – этиленгликоль». Для того чтобы вода в теплообменнике охлаждалась с 12 °С до 7 °С, необходимо, чтобы гликоль охлаждался в испарителе до более низкой температуры – 5 °С ... 10 °С. Кроме того, потребляемая мощность холодильной машины увеличится на 3 %. Если летом отказаться от промежуточного контура (вариант 2) и работать только на воде, то годовое потребление электроэнергии можно снизить в 1,18 раза.

Вывод. Следует исключать эксплуатацию промежуточного контура пропиленгликоля в летний период.

Л.4 Повышение эффективности холодильного оборудования путем использования косвенного испарительного охлаждения приточного воздуха

Существует два основных способа испарительного охлаждения – прямое и косвенное.

Прямое испарительное охлаждение – это процесс снижения температуры воздуха в помещении с помощью его непосредственного увлажнения. Другими словами, за счет испарения распыленной воды происходит охлаждение окружающего воздуха. При этом раздача влаги осуществляется либо непосредственно в помещении с помощью промышленных увлажнителей и форсунок, либо за счет насыщения приточного воздуха влагой и его охлаждения в секции вентиляционной установки.

Следует заметить, что в условиях прямого испарительного охлаждения неизбежно значительное повышение влажности приточного воздуха внутри помещения. На рисунке Л.7 представлена классификация увлажнителей воздуха.

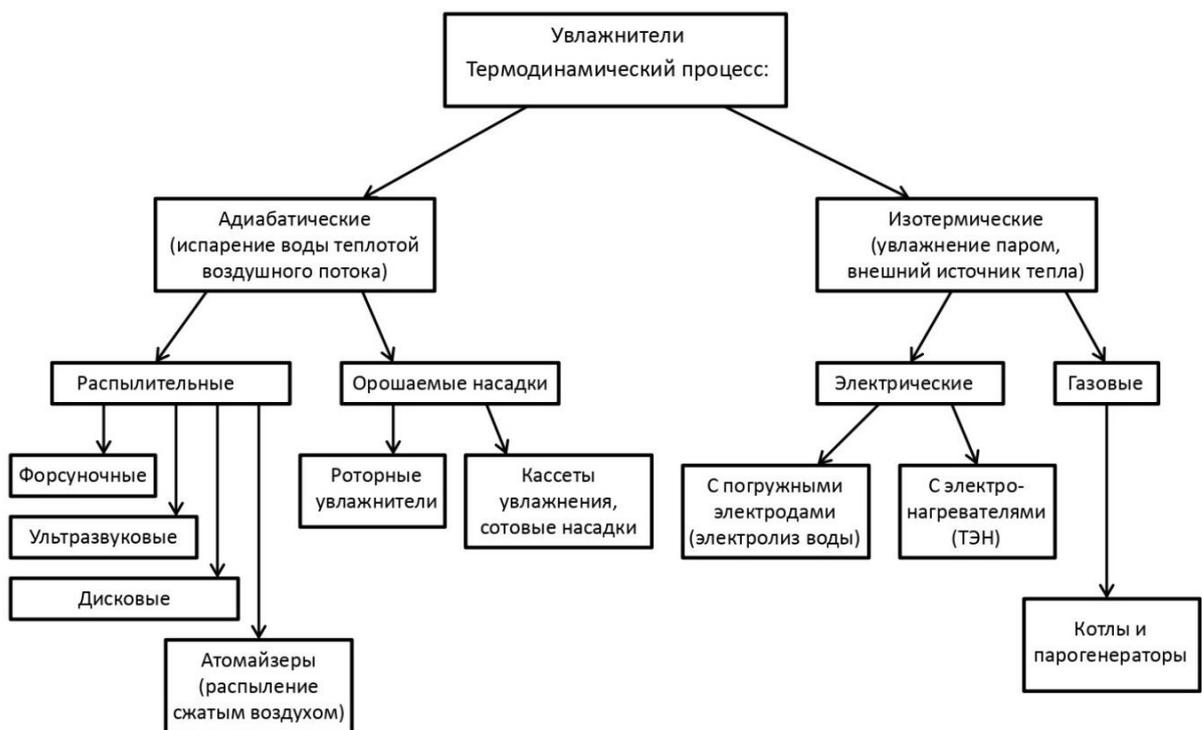


Рисунок Л.7 – Классификация увлажнителей воздуха для систем вентиляции и кондиционирования воздуха

Косвенное испарительное охлаждение

Для повышения эффективности испарительного охлаждения при высокой влажности уличного воздуха рекомендуется сочетать испарительное охлаждение с рекуперацией тепла. Данная технология известна как «косвенное испарительное охлаждение» и подходит практически для любой страны мира, включая страны с очень влажным климатом.

Общая схема работы приточно-вентиляционной системы с рекуперацией заключается в том, что горячий приточный воздух, проходя через специальную теплообменную кассету, охлаждается за счет прохладного

воздуха, удаляемого из помещения. Принцип работы косвенного испарительного охлаждения заключается в установке системы адиабатического увлажнения в вытяжном канале приточно-вытяжных центральных кондиционеров, с последующей передачей холода через рекуператор приточному воздуху (рисунок Л.8).



1 – насосная установка и зональный контроллер для увлажнения зимой; 2 – зональный контроллер для охлаждения летом; 3 – линия подачи воды под давлением; 4a – стойка для охлаждения летом; 4b – стойка для увлажнения зимой; 5 – каплеотделитель; 6 – установка рекуперации тепла

Рисунок Л.8 – Система косвенного охлаждения с применением адиабатического увлажнителя

Проводим оценку затрат косвенной системы адиабатического охлаждения по сравнению с охлаждением чиллерами на примере офисного центра с постоянным пребыванием 2000 чел.

Определим относительную влажность воздуха на вытяжке.

При температуре в системе охлаждения $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ / $12\text{ }^{\circ}\text{C}$, точка росы вытяжного воздуха с учетом внутренних влаговывделений составит $8\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Относительная влажность воздуха на вытяжке составит 38 %.

Капитальные затраты

Для анализа берем стоимость оборудования – чиллеров для системы холодоснабжения и системы увлажнения для косвенного испарительного охлаждения.

Капитальные затраты на охлаждение приточного воздуха для системы с косвенным охлаждением составят:

Стоимость одной стойки увлажнения в приточно-вытяжной установке составляет 7570 €.

Капитальные затраты на охлаждение приточного воздуха без системы косвенного охлаждения составят:

Стоимость чиллера мощностью охлаждения 62,3 кВт составляет примерно 12 460 €. Необходимо учитывать, что стоимость монтажа системы холодоснабжения с учетом всех затрат существенно выше по сравнению с системами косвенного охлаждения.

Эксплуатационные затраты составят:

Принимаем стоимость водопроводной воды 0,4 € за 1 м³ и стоимость электроэнергии 0,09 € за 1 кВт·ч.

Эксплуатационные расходы на охлаждение приточного воздуха для системы с косвенным охлаждением составят:

- расход воды на косвенное охлаждение составляет 117 кг/ч для одной приточно-вытяжной установки, с учетом потерь 10 % примем ее как 130 кг/ч;

- потребляемая мощность системы увлажнения составляет 0,375 кВт для одной приточно-вытяжной установки;

- итоговые затраты в час составляют 0,343 € за 1 ч эксплуатации системы.

Эксплуатационные расходы на охлаждение приточного воздуха без системы косвенного охлаждения составят:

- требуемая холодильная мощность составляет 62,3 кВт на одну приточно-вытяжную установку;

- холодильный коэффициент берем равным 3 (соотношение мощности охлаждения к потребляемой мощности).

Итоговые затраты составляют 7,48 € за 1 ч эксплуатации (таблица Л.3).

Т а б л и ц а Л.3 – Расчет эффективности косвенного испарительного охлаждения воздуха

| Наименование показателя | Без косвенного охлаждения | С косвенным охлаждением |
|--|--|--|
| Температура приточного воздуха после рекуператора | 26,2 °С | 20,2 °С |
| Требуемая холодильная/электрическая мощность (4 установки) | 249,2 кВт (62,3 кВт·4) | 8,04 кВт (2,01 кВт·4) |
| Капитальные затраты | 49 840 € Стоимость чиллера мощностью охлаждения 249,2 кВт, исходя из цены 200 € за 1 кВт холодильной мощности | 30 280 € Стоимость четырех стоек увлажнения |
| Потребление электроэнергии | 83 кВт | 1,5 кВт |
| Эксплуатационные затраты | 7,48 € за 1 ч эксплуатации | 0,343 € за 1 ч эксплуатации |

Выводы:

Использование косвенного испарительного охлаждения позволяет:

- снижать капитальные затраты на охлаждение приточного воздуха на 39 %,

- снижать энергопотребление на системы кондиционирования здания с 729 кВт до 647 кВт или на 11,3 %,
- снижать эксплуатационные расходы на системы кондиционирования здания с 65,61 €/ч до 58,47 €/ч или на 10,9 %.

Библиография

- [1] Федеральный закон от 23 ноября 2009 № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации»
- [2] Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. Москва, «Высшая школа», 1971
- [3] Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – Москва: Стройиздат, 1971
- [4] Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение. – Москва: Стройиздат, 1985
- [5] Кокорин О.Я. Современные системы кондиционирования воздуха. – Москва: Издательство физико-математической литературы. 2003
- [6] Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. – Санкт-Петербург: Издательство «АВОК Северо-Запад», 2003
- [7] Савин В.К. Строительная физика: Энергоперенос, энергоэффективность, энергосбережение. – М.: «Лазурь», 2005
- [8] Тарабанов М.Г. Кондиционирование воздуха. / АВОК-ПРЕСС, 2015
- [9] Васильев Г.П. Теплоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев земли. – Москва: Издательский дом «Граница», 2006
- [10] Хайнрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. – Москва: Стройиздат, 1985
- [11] Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книги 1,2. – Москва: Стройиздат, 1992
- [12] 2014 ASHRAE Handbook. Refrigeration. (SI)
- [13] 2014 ASHRAE Handbook. Fundamentals. (SI)
- [14] 2016 ASHRAE Handbook. HVAC Systems and Equipment. (SI)
- [15] ISO 5149–1,2,3,4. Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements
- [16] СТО НОСТРОЙ 2.15.181–2015 Инженерные сети зданий и сооружений внутренние. Системы холодоснабжения. Монтажные и пусконаладочные работы. Правила, контроль выполнения, требования к результатам работ
- [17] СТО НОСТРОЙ 2.23.164–2014 Инженерные сети зданий и сооружений внутренние. Устройство холодильных центров. Правила, контроль выполнения, требования к результатам работ
- [18] СТО НОСТРОЙ 2.35.4–2011 Зеленое строительство. Здания жилые и общественные. Рейтинговая система оценки устойчивости среди обитания

- [19] Наумов А.Л. Маркировка энергоэффективности инженерного оборудования как основной инструмент энергосбережения. «Энергосбережение», № 3, 2010
- [20] Кузьмин М.П. Энергоэффективность систем кондиционирования. / М.П. Кузьмин, Б.П. Харитонов // АВОК. 2006. № 6
- [21] Тарабанов М.Г. Классификация систем кондиционирования воздуха // АВОК. 2011. № 6. С. 20-27
- [22] Системы кондиционирования воздуха с аккумулятором холода / А.Л. Наумов [и др.] // АВОК. 2012. № 3. С. 52-56
- [23] Харитонов Б.П. Особенности национального фрикулинга. АВОК, № 8, 2012
- [24] Селиверстов Ю. М. Экономика систем кондиционирования воздуха с аккумулятором холода. / Ю.М. Селиверстов, В.В. Ефремов // АВОК. 2013. № 1. С. 30-33
- [25] Кокорин О.Я. Эффективная система кондиционирования воздуха госпиталя. // АВОК. 2014. № 1. С. 82-86
- [26] Смирнова И.Н. Комплекс «Федерация». Системы вентиляции, кондиционирования и холодоснабжения башни «Восток». / И.Н. Смирнова, Н.В. Шилкин, М.Н. Ефремов // АВОК. 2015. № 7. С. 64-70
- [27] Сынков И.В. Особенности выбора климатических параметров при проектировании систем холодоснабжения СКВ. // АВОК. 2016. № 3. С. 64-71
- [28] Харитонов Б.П. «Энергоэффективный режим «Даичи». Мир Климата, 2016
- [29] Система кондиционирования воздуха с аккумулятором холода для торгового центра. / А.Л. Наумов [и др.] // АВОК. 2017. № 2. С. 56-62
- [30] Стронгин А.С. Повышение энергоэффективности инженерного оборудования крупных торгово-производственных центров на примере гипермаркетов сети «Глобус». / А.Н. Гаврилов, А.С. Стронгин // АВОК Северо-Запад, 2017. № 4. С. 70-72
- [31] Харитонов Б.П. Технология VRT в системах VRV компании Daikin // АВОК. 2017. № 4. С. 24-29
- [32] Доценко С.А. Энергосберегающие решения в системах холодоснабжения высотных комплексов. // АВОК. 2018. № 3. С. 34-38
- [33] Стронгин А.С. Особенности проектирования инженерных систем футбольных стадионов. / Л.В. Иванихина, А.С. Стронгин, Е.С. Суханова. // АВОК Северо-Запад, 2018. № 2. С. 66-72
- [34] Хомутский Ю. Вентиляция и кондиционирование супермаркетов. // Мир климата. 2018. № 110. С. 76-81
- [35] Хомутский Ю. Системы кондиционирования и вентиляции офисных центров. // Мир климата. 2018. № 112. С. 74-79
- [36] Стронгин А.С. Новые требования к проектированию инженерных систем зданий вокзалов. // АВОК. 2020. № 4. С. 10-14

[37] Обеспечение микроклимата и энергосбережение в крытых плавательных бассейнах. Нормы проектирования. Рекомендации АВОК: Р НП «АВОК» 7.5–2020

[38] A. Lacourt. Requirements for Seasonal Efficiency for Air-conditioning Units. The REHVA. European HVAC Journal. Vol. 51, March 2014

[39] Стронгин А.С. Оценка эффективности холодоснабжения общественных зданий. Ч. 1. Энергоэффективность. // Энергосбережение и умные технологии. 2020. № 2. С. 12-16

[40] Стронгин А.С. Оценка эффективности холодоснабжения общественных зданий. Ч. 2. Экономическая и экологическая эффективность. // Энергосбережение и умные технологии. 2020. № 3. С. 9-11

[41] Дмитриев А.Н. Руководство по оценке экономической эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия. / А.Н. Дмитриев, И.Н. Ковалев, Ю.А. Табунщиков, Н.В. Шилкин // АВОК-ПРЕСС. 2005

УДК 697.9

Ключевые слова; системы холодоснабжения, общественные здания, холодильные центры, энергоэффективность, кондиционирование воздуха, энергосбережение, потенциал глобального потепления
