



Управление с плавным регулированием производительности в цикле охлаждения

SIEMENS

Содержание

1. Введение	1.1	Общие положения	4
2. Определение хладопроизводительности	2.1	Потребность	5
	2.2	Снабжение	6
3. Обеспечение требуемой хладопроизводительности	3.1	Циклическое переключение компрессора (двухпозиционное регулирование)	8
	3.1.1	Проблемы комфортности при двухпозиционном регулировании	8
	3.1.2	Механические проблемы	10
	3.2	Управление с плавным регулированием производительности	11
	3.2.1	Выбор контура управления	12
	3.2.2	Место замера	12
	3.3	Управление производительностью в различных системах	12
	3.3.1	Регулирование температуры в помещении	12
	3.3.2	Регулирование нижнего предела температуры приточного воздуха	14
	3.3.3	Каскадное регулирование температуры в помещении/приточного воздуха	14
4. Управляющее воздействие при выполнении холодильного цикла	4.1	Регулирование всасывающим дросселем	16
	4.1.1	Простое регулирование всасывающим дросселем	16
	4.1.2	Регулирование всасывающим дросселем с перепуском пара	17
	4.2	Регулирование подачи пара	18
	4.2.1	Прямое управление перепуском пара	18
	4.2.2	Косвенное регулирование перепуском пара	19
	4.3	Выбор управляющего воздействия	19
5. Заключение	5.1	Краткое описание	21
6. Литература	6.1	Первоисточники	22

1. Введение

1.1 Общие положения

В системах кондиционирования воздуха нагрузка холодильного агрегата редко бывает постоянной долго, поскольку внутренние и внешние условия температуры и влажности постоянно меняются. Поэтому потребность в охлаждении меняется в значительных пределах – как по времени, так и по величине.

Сама холодильная установка тоже подвержена колебаниям производительности из-за меняющихся давлений и температур при конденсации и испарении. Это означает переменность получаемой холодопроизводительности.

Задачей управления является обеспечение холодопроизводительности машины, как можно более приближенной к существующей потребности в охлаждении. В системах с водяным охлаждением регулирование не представляет сложности. В контуре потребителя точное регулирование на воздухоохладителях выполняется смесительными клапанами с плавной характеристикой. Этим обеспечивается возможность постоянного регулирования влажности и температуры. В контуре машины первичное регулирование температуры охлажденной воды выполняется, например, периодическим включением и отключением компрессоров.

Для небольших систем охлаждения воздуха используются, по практическим соображениям, охладители с непосредственным охлаждением, хотя регулирование с их помощью часто проблематично. Если не принять специальные меры, периодическое включение и отключение компрессора сказывается на холодопроизводительности. При этом трудно избежать резких перепадов температуры приточного воздуха и в помещении, что существенно снижает комфорт.

Постоянное и точное регулирование подачи хладагента испарителем обеспечивается различными электронными клапанами для холодильных систем. Регулирование воздействует на охлаждаемую среду в машине. Этим обеспечивается постоянный контроль температуры и влажности даже для машин с непосредственным охлаждением.



Рис. 1-1.
Электромагнитные клапаны с плавной характеристикой для галогенированных хладагентов

Слева направо:

- Регулирующий всасывающий дроссельный клапан (с ручным позиционированием)
- Клапан с плавной характеристикой для управления конденсатором
- Клапан управления перепуском
- Электронный инжекторный клапан для безопасных хладагентов
- Управляющий клапан (в т. ч. для аммиака)



Рис. 1-2.
Новая серия электромагнитных клапанов с плавной характеристикой MVL661... для галогенированных хладагентов

Один тип клапана для трех различных применений:

- Клапан с плавной характеристикой для управления конденсатором
- Клапан управления перепуском
- Электронный инжекторный клапан для безопасных хладагентов

2. Определение холодопроизводительности

2.1 Потребность

Потребность в охлаждении зависит от **внутренних** и **внешних** нагрузок в охлаждаемых помещениях. Внутренние нагрузки (Q_i) обусловлены такими источниками тепла, как, например:

- пользователи;
- машины и оборудование;
- освещение.

Внешние нагрузки (Q_a) создаются различными потоками проводимого и излучаемого тепла, поступающего в здание через наружные стены, крышу и окна. Данные нагрузки зависят в первую очередь от разницы между наружной температурой (t_{AU}) и уставкой температуры в помещении t_{RA} .

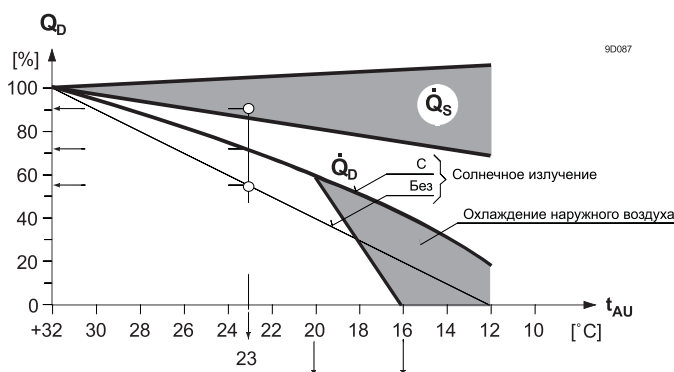


Рис. 2-1. Потребность в охлаждении для здания в зависимости от наружной температуры

На рис. 2-1 показан пример предполагаемой потребности в охлаждении $Q_D (= Q_i + Q_a)$ для здания в зависимости от наружной температуры t_{AU} . Предполагается, что максимальная холодильная нагрузка $Q_D = 100\%$ имеет место при $t_{AU} = 32$ °C и снижается при уменьшении наружной температуры. Холодильная нагрузка также зависит от солнечного излучения. Холодильная нагрузка меньше в облачные дни; при $t_{AU} = 23$ °C, например, Q_D составляет примерно 55% нагрузки в солнечный день ($Q_D = 73\%$).

Если наружная температура опускается ниже уровня требуемой в помещении температуры, наружный воздух способствует чисто механическому охлаждению. Потребность в механическом охлаждении прекращается при $t_{AU} < 16$ °C. И наоборот, ясно видно, что потребность в механическом охлаждении быстро возрастает в узком интервале 16...20 °C.

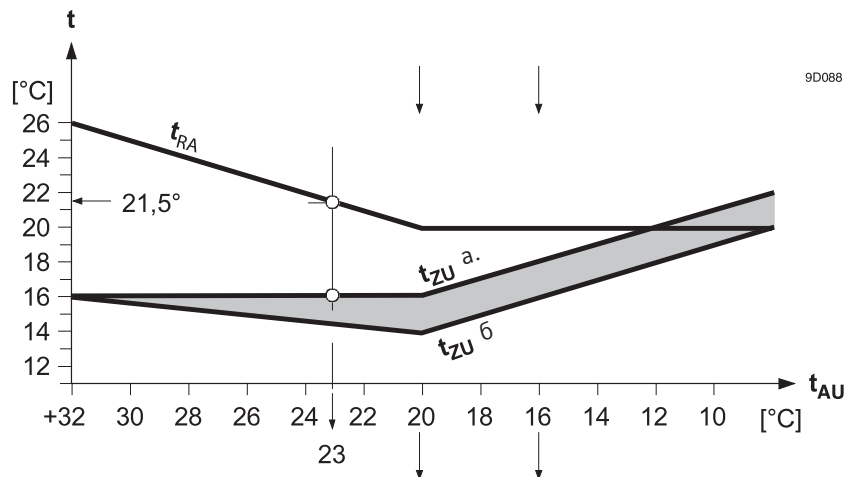


Рис. 2-2. Динамика температуры в помещении в зависимости от наружной температуры
1) В отсутствии солнца
2) При солнце

На рис. 2-2 показана вероятная динамика температуры в помещении t_{RA} в зависимости от наружной температуры t_{AU} . Температура в помещении в жаркие дни повышается из соображений удобства. Накапливаемая в помещении холодильная нагрузка рассеивается приточным охлажденным воздухом. Для охлаждения воздуха в помещении до заданной температуры нужно охладить приточный воздух до 16°C , например, при наружной температуре 32°C . В солнечные дни температура приточного воздуха снижается (до нижних пределов) в соответствии с возрастанием холодильной нагрузки (это сильно зависит от вида вентиляционной системы, температуры ниже $16 \dots 18^{\circ}\text{C}$ могут оказаться недопустимыми из-за возможного возникновения сквозняков).

2.2 Снабжение

Холодильная установка рассчитана на заданную точку, зависящую от расчетной холодильной нагрузки и базовой наружной температуры.

Производительность холодильной установки сильно колеблется в зависимости от влияния погоды. Перепадами температуры, в частности, вызываются значительные колебания выходных характеристик испарителя и конденсатора.

На рис. 2-1 показан возможный диапазон кривой Q_5 хладопроизводительности нерегулируемой холодильной системы. Обеспечиваемая и требуемая хладопроизводительность совпадают только в расчетной точке системы. Если наружная температура снижается, возникает возрастающий избыток производительности относительно потребности в охлаждении. При наружной температуре 23°C в отсутствии солнечной радиации имеется потребность в охлаждении Q_D , равная 55%, тогда как производительность холодильной установки примерно 90%. При данных условиях производительность холодильной установки существенно завышена.

График распределения температур, отображающий количество часов в год, когда наружная температура находится в определенном интервале (рис. 2-3, на примере г. Цюриха), позволяет определить, как часто холодильная установка будет работать в определенных диапазонах частичной загрузки. Можно увидеть, что наиболее частыми являются температуры $16 \dots 20^{\circ}\text{C}$. В данном диапазоне холодильная нагрузка быстро возрастает с 0 до 60%. Данная ситуация подчеркивает важность регулирования производительности.

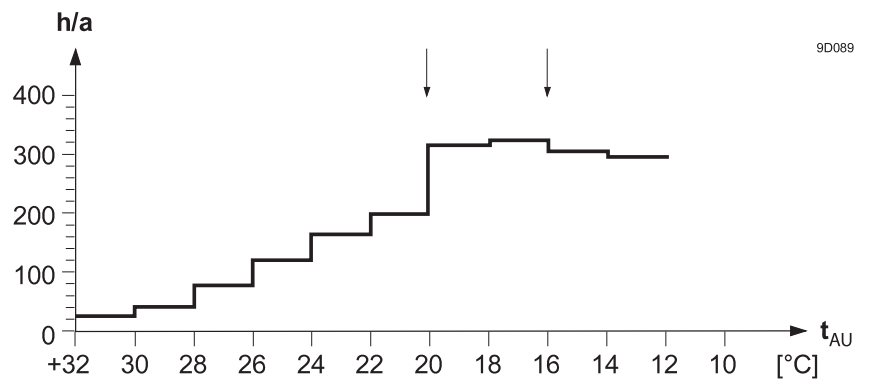


Рис. 2-3. График распределения температур (на примере г. Цюриха)

3. Обеспечение требуемой холодопроизводительности

3.1 Циклическое переключение компрессора (двухпозиционное регулирование)

Регулирование производительности необходимо для обеспечения той холодопроизводительности, которая требуется. Этого можно достичь в основном двумя путями:

- циклическим переключением компрессора (-> 3.1);
- плавным воздействием на расход хладагента (-> 3.2).

Возможностью регулирования производительности создаются следующие проблемы:

- проблемы комфортности (-> 3.1.1);
- механические проблемы (-> 3.1.2).

3.1.1 Проблемы комфортности при двухпозиционном регулировании

Ограничение двухпозиционного регулирования двумя рабочими состояниями вызывает постоянные значительные колебания температуры приточного воздуха и, следовательно, температуры в помещении. С точки зрения комфортности отклонения температуры свыше $\pm 1,5$ К вызывают неприятные ощущения [2]. Чтобы избежать возникновения сквозняков, температура приточного воздуха не должна опускаться ниже определенного минимума. Согласно рекомендациям SWKI (Швейцарского общества специалистов по строительным технологиям) [3], максимальная разница между температурой в помещении и температурой подаваемого воздуха должна ограничиваться, например:

- температура в помещении $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ = температура подаваемого воздуха $16\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- температура в помещении $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ = температура подаваемого воздуха $14\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Следующим примером системы (рис. 3-1) поясняется взаимосвязь частоты переключения, температуры воздуха в помещении и температуры приточного воздуха с системой двухпозиционного регулирования.

- Уставка температуры в помещении $t_{RA} = 21,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ при температуре в помещении t_{AU} без солнечной радиации = $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ (как на рис. 2-2). Требуемая средняя температура приточного воздуха $t_{ZU} = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$ (как на рис. 2-2)
- Потребность в охлаждении Q_D 55% (как на рис. 2-1)
- Обеспечиваемая холодопроизводительность Q_S около 90% (как на рис. 2-1)
- Минимальная температура приточного воздуха = $14,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (по рекомендациям SWKI)
- Дифференциал переключения $x_D = 1\text{ K}$

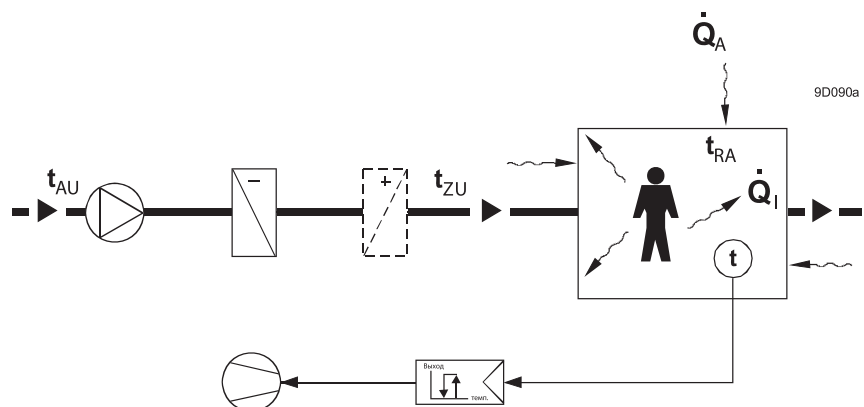


Рис. 3-1. Система частичного кондиционирования воздуха с двухпозиционным регулированием

Измерения выполнялись на системе сходного типа. Результаты показаны на рис. 3-2.

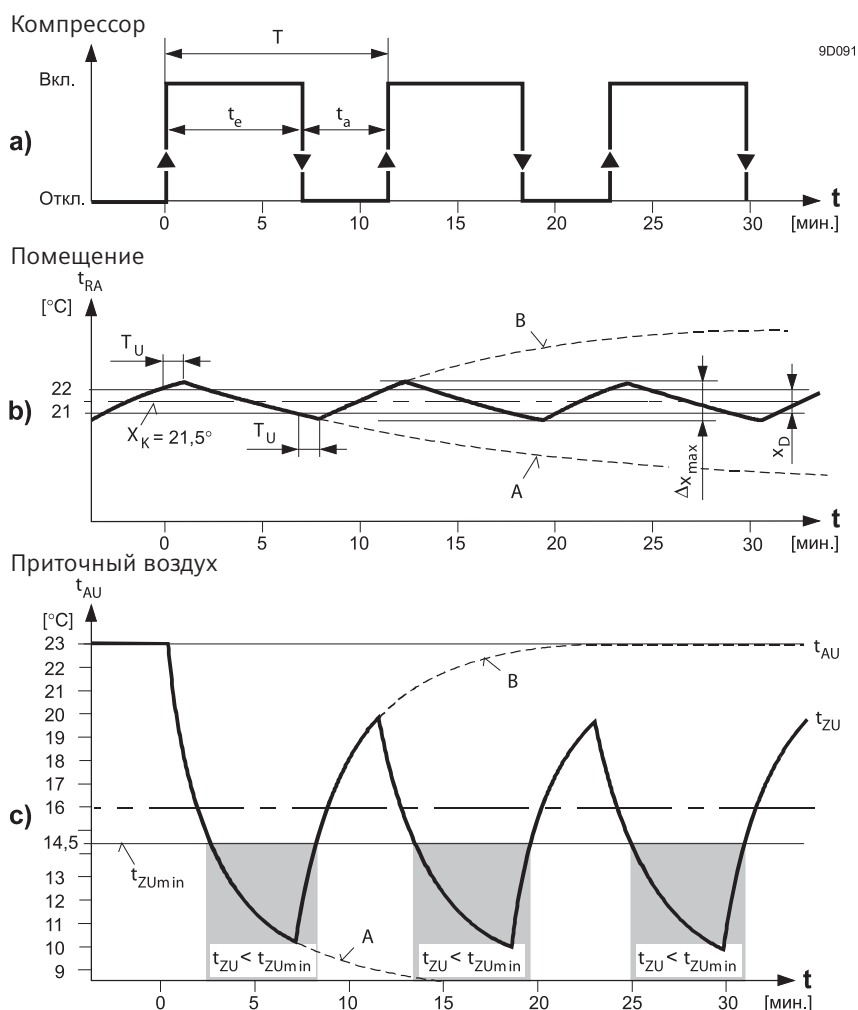


Рис. 3-2. Динамический отклик двухпозиционного регулирования системы частичного кондиционирования воздуха (результаты измерения)

Рис. 3-2а. График переключения компрессора T = период
 t_e = период включения
 t_a = период отключения

Рис. 3-2б. Динамика температуры воздуха в помещении
 А = кривая охлаждения
 В = кривая повторного нагрева

Рис. 3-2с. Динамика температуры приточного воздуха
 А = кривая охлаждения
 В = кривая повторного нагрева

Окончательно подтверждается критерий комфортности о недопустимости разницы более $\pm 1,5$ К между температурой в помещении и уставкой. На рис. 3-2б видно максимальное колебание температуры Δx_{max} 1,6 К. Однако дважды повторяемой временной задержкой T_U вызываются такие колебания, которые значительно больше вызванных одним только колебанием дифференциала переключения. С другой стороны, на рис. 3-2с видно, что температура приточного воздуха существенно ниже рекомендуемого минимального значения 14,5 °С в течение около 5 минут из каждого 11-минутного цикла переключения. Затем температура приточного воздуха опускается до 10,2 °С. Далее будет показано, что данный недостаток нельзя исправить просто более частым переключением.

3.1.2 Механические проблемы

- Слишком частым переключением вызывается **перегрев двигателя**.
- В фазе запуска **давление масла** низкое; смазка подшипников не оптимальна; частым переключением снижается срок службы деталей машины.
- **Режим возврата масла** неустойчив: при запуске в холодильную систему подается больше масла, чем при штатной работе, и при частом переключении возврат масла недостаточен.

Данные проблемы частично решаются отключением цилиндра или распределением мощности между несколькими компрессорами. Однако по соображениям экономичности применение таких решений ограничено лишь системами с крупными компрессорами.

Изменением дифференциала переключения проблемы не решаются.

Аналитические соотношения:

Время работы компрессора (= период включения) t_e зависит от коэффициента регулирования E :

$$E = \frac{\text{Потребность в охлаждении } \dot{Q}_D}{\text{Подача холода } Q_S} = \frac{\text{Время работы компрессора } t_e}{\text{Длительность периода } T}$$

Для времени работы компрессора это означает следующее:

$$t_e = \frac{\dot{Q}_D}{\dot{Q}_S} \cdot T$$

Имеются **приближенные формулы** для определения периода T и колебания температуры $\Delta x_{\max}$ [4, 6]:

Колебание температуры $\Delta x_{\max} \approx S \cdot X_h + x_D$ (в помещении)

x_D = дифференциал переключения (изменяется регулятором)

X_h = возможное максимальное охлаждение помещения

S = степень трудности $= \frac{T_u}{T_g}$

T_u = время задержки управляемой системы

T_g = время уравнивания управляемой системы

Дифференциал переключения является единственной регулируемой переменной. Эта величина напрямую влияет на время работы компрессора t_e , длительность периода T и, в особенности, на максимальное колебание температуры $\Delta x_{\max}$ в помещении и в системе с частичным регулированием подачи приточного воздуха.

Степень трудности S зависит от системы и не может быть изменена конструктивными решениями. Степень трудности S является мерой управляемости управляемых систем.

Согласно имеющемуся опыту, значение $<0,3$ степени трудности S должно быть целью для комнатных систем управления с двухпозиционным регулированием [5]. В многоблочных накопительных системах S является частным от времени задержки T_u и времени уравнивания T_g ; в одноблочных накопительных системах – частным от времени простоя T_t и постоянной времени T .

Примеры с иллюстрациями

Характеристики системы из рис. 3-1 и результаты измерений из рис. 3-2 дают следующие значения:

$$\text{Период } T \approx 4 * (1 + \frac{11 * 1}{6}) = 11,3 \text{ мин.}$$

$$\text{Амплитуда } \Delta x_{\max} \approx 4 * \frac{1}{11} * 6 + 1 = 1,54 \text{ К}$$

$$\text{Время работы компрессора } t_e = \frac{55}{90} * 11,3 = 6,9 \text{ мин.}$$

Если дифференциал переключения Δx увеличить до 2 К для предупреждения частого переключения, получаем следующие значения:

$$T \approx 4 * (1 + \frac{11 * 2}{6}) = 18,6 \text{ мин.}$$

$$\Delta x_{\max} \approx \frac{1}{11} * 6 + 2 = 2,54 \text{ К}$$

Данная новая длительность периода соответствует периоду включения t_E , равному

$$\frac{55}{90} * 18,6 = 11,4 \text{ мин.}$$

При данном периоде включения температура приточного воздуха опускается как раз ниже 9 °С (см. рис. 3-2с, кривая охлаждения приточного воздуха). Результатом увеличения времени работы компрессора является незначительное улучшение критерия комфортности, как по температуре приточного воздуха, так и по температуре в помещении.

3.2 Управление с плавным регулированием производительности

В отличие от двухпозиционного регулирования при плавном регулировании изменяется расход хладагента и, соответственно, тепловое состояние циркулирующего хладагента. Этим создается основа для следующих возможностей:

- Регулирование температуры испарения в соответствии с потребностью: охлаждение приточного воздуха происходит постоянно, чем обеспечивается также постоянство регулирования температуры приточного воздуха и температуры в помещении. Это означает, что больше нет периодических перепадов температуры, вызываемых двухпозиционным регулированием.
- Постоянным регулированием температуры гарантируется лучшее перемешивание воздуха в помещении, т. к. данным видом регулирования обеспечивается соответствие температуры приточного воздуха воздушораспределением и воздуховыпускными отверстиями.
- Регулирование нижнего предела температуры приточного воздуха и компенсация летних пиков легко обеспечиваются водяными охладителями, но принцип применим и к холодильным установкам с непосредственным охлаждением.
- Фактическая потребность в энергии определяется центральной системой управления с учетом различных критериев оптимизации. Не только температура и влажность, но также и качество воздуха, объем помещения и особенно временной режим могут влиять на хладопроизводительность в соответствии с потребностью.

3.2.1 Выбор контура управления

Для использования всех преимуществ плавного регулирования производительности нужно четко определить конкретные задачи регулирования и требования к нему.

Регулируемые параметры, температура и возможная влажность в помещении зависят от конструкции системы. Кроме того, задачи регулирования можно расширять добавлением обеспечиваемых приточным воздухом граничных значений, коррекции температуры и влажности в помещении в соответствии с наружной температурой и др.

Чтобы система регулирования соответствовала требованиям к температурному комфорту и точному постоянному поддержанию параметров по уставкам, нужно также определить место замера регулируемых параметров и подобрать соответствующее оборудование и контуры управления.

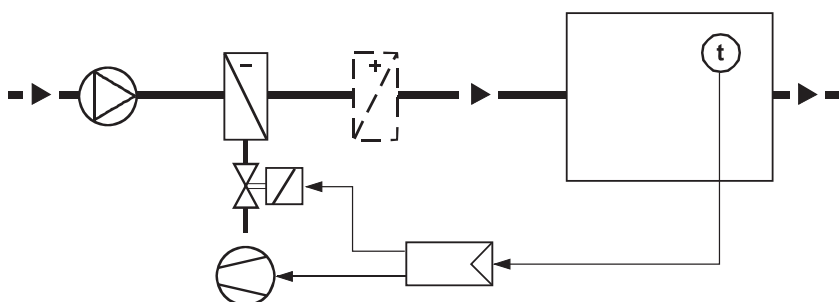
3.2.2 Место замера

Место замера имеет значение, потому что при размещении датчиков температуры в различных местах получаются разные значения температуры/влажности в помещении для управляющей системы. При измерении параметров в помещении обычно желательно устанавливать датчик на пути одного из потоков подаваемого в помещение вторичного воздуха. Это гарантирует, что средняя температура воздуха в помещении, а не температура приточного воздуха, измерена с небольшой задержкой, достаточной для выполнения быстрого управляющего воздействия. В помещениях есть зоны, где отсутствуют воздушные потоки, и при размещении в них датчиков может отказать даже самая лучшая система управления. Определенным и, соответственно, надежным для измерений местом в большинстве случаев является вытяжной воздух. При этом обычно получаются наиболее достоверные замеры параметров воздуха, чем обеспечивается надежность работы оборудования. Предварительным требованием для данного случая является обеспечение воздушными потоками надлежащего перемешивания и обновления воздуха в кондиционируемом пространстве [7].

3.3 Управление производительностью в различных системах

3.3.1 Регулирование температуры в помещении

Датчиком измеряется температура в помещении t_{pA} . При превышении температурой в помещении уставки X_K сначала регулятором включается холодильная машина, затем постоянно повышается производительность



испарителя при росте отклонения.

Рис. 3-3. Принцип регулирования температуры в помещении.

Данными из примера на рис. 3-1 (двухпозиционное регулирование) обуславливается динамический отклик, показанный на рис. 3-4 ниже.

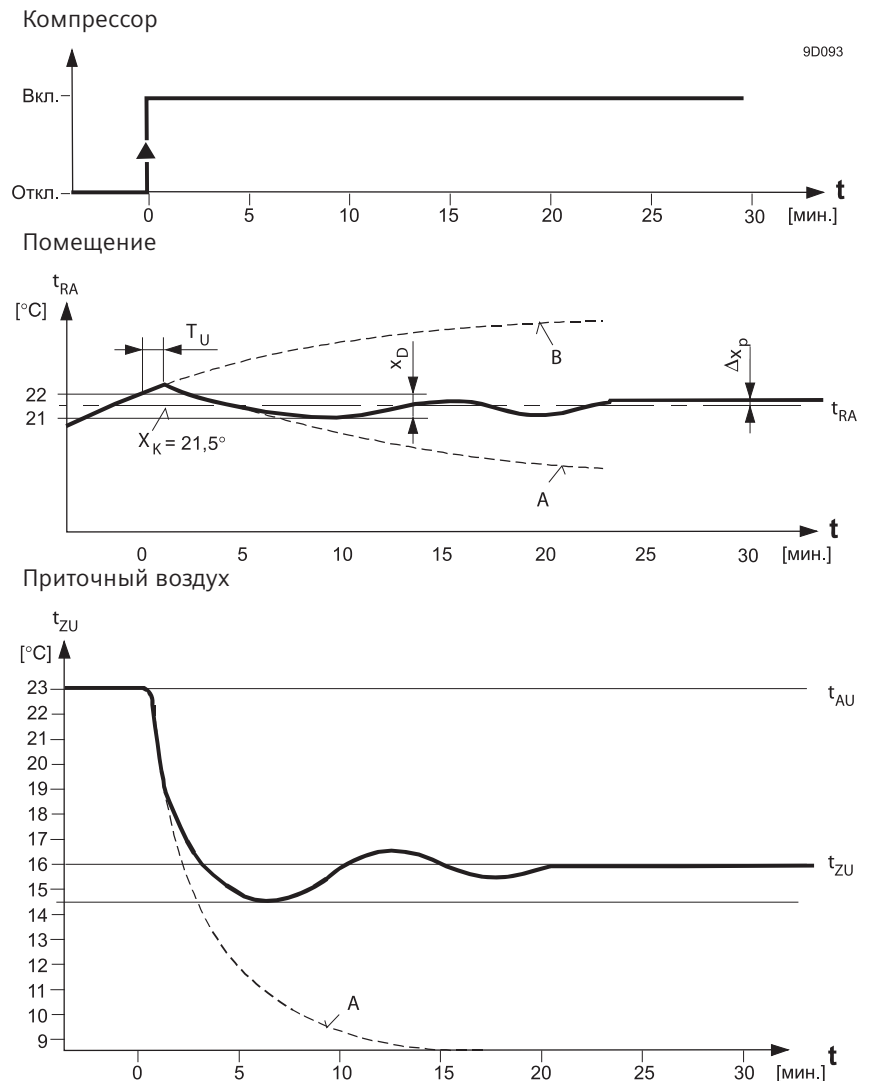


Рис. 3-4. Динамический отклик при плавном регулировании

Как только достигается точка включения 22 °С, включается компрессор. Временем задержки T_U обеспечивается небольшое перекрытие температурой в помещении кривой нагрева до момента, когда постоянной подачей охлажденного воздуха t_{ZU} будет снова вызвано понижение температуры в помещении t_{RA} . Управляющим воздействием на холодильную систему быстро отделяется регулирование температуры в помещении от кривой охлаждения А.

Переходная характеристика, свойственная пропорциональным регуляторам, стабилизируется примерно через 20 минут. После этого температура в помещении t_R соответствует уставке X_K плюс регулировочный сдвиг Δx_p . В контурах регулирования температуры в помещении регулировочный сдвиг небольшой, поскольку стабильное регулирование обеспечивается узкой зоной пропорционального регулирования. Для предупреждения преждевременного выключения компрессора во время стабилизации переходной характеристики задается дифференциал переключения x_R компрессора, определяемый по большей из отрицательных долей амплитуды.

Для сохранения равновесия между поступлением и рассеянием тепла и для поддержания уставки нужно в данном примере охладить приточный воздух с 23 °С до 16 °С. При запуске компрессора снижается температура за испарителем, чем вызывается перекрытие теоретически требуемой температуры приточного воздуха во время стабилизации переходной характеристики.

При каскадном регулировании также имеется дополнительная возможность изменения температуры приточного воздуха за счет регулирования нижнего и верхнего предела температуры подаваемого в помещение воздуха. Этим обеспечивается предупреждение сравнительно простыми средствами возникновения сквозняков из-за подачи слишком холодного воздуха или слоистости из-за подачи слишком теплого воздуха. Типичными местами применения каскадного регулирования являются магазины, лекционные залы, театры, рестораны, конференц-залы и гостиные, размерами и конфигурацией которых обуславливается длительное время задержки, хотя кондиционирование выполняется системой с переменными помехами и коротким временем задержки.

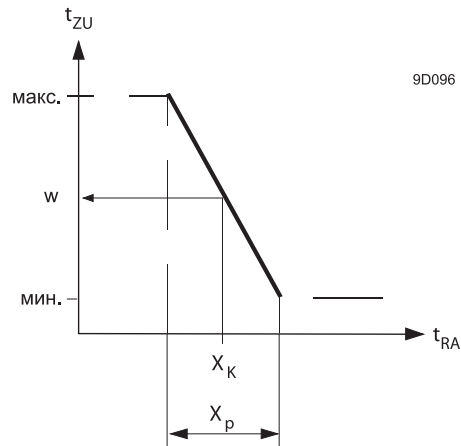


Рис. 3-7. Динамика компенсирующей переменной

4. Управляющее воздействие при выполнении холодильного цикла

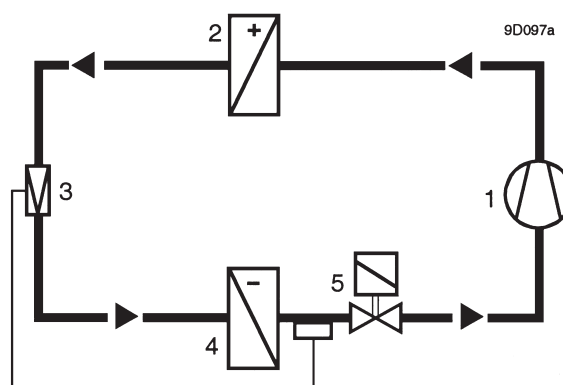
4.1 Регулирование всасывающим дросселем

Компрессором подается некое количество газообразного хладагента, зависящее от вытеснения. Данный объем остается относительно постоянным. Однако массовый расход может меняться из-за перепадов давления на стороне впуска. Чем ниже давление всасывания относительно давления испарения, тем ниже концентрация всасываемого газа и массовый расход [8].

Известны два способа регулирования всасывающим дросселем:

- простое регулирование всасывающим дросселем;
- регулирование всасывающим дросселем с перепуском пара.

На рис. 4-1 показан принцип простого регулирования всасывающим дросселем. Дроссельным клапаном между испарителем и компрессором регулируется расход газа в зависимости от температуры, влажности и других критериев регулирования. При регулировании дроссельным клапаном возрастает градиент давления между испарителем и компрессором:



4.1.1 Простое регулирование всасывающим дросселем

Рис. 4-1. Действие дроссельного клапана в линии всасывания газа в цикле циркуляции хладагента (простое регулирование расхода всасываемого газа)

- 1 Компрессор
- 2 Конденсатор
- 3 Регулирующий вентиль
- 4 Испаритель
- 5 Всасывающий дроссельный клапан

Давление и, следовательно, температура испарения поднимается в испарителе и снижается между регулирующим клапаном и компрессором. Разница между температурами охлаждаемого воздуха и охладителя уменьшается. Как следствие, уменьшается производительность испарителя.

Перегрев хладагента уменьшается с увеличением температуры испарения. Следовательно, регулирующим клапаном снижается объемный расход до достижения перегревом всасываемого газа своего начального значения. Одновременно компрессором подается меньше газообразного хладагента вследствие снижения плотности газа за регулирующим клапаном – снижается объем циркулирующего хладагента, а вместе с ним и холодопроизводительность.

Простым регулированием всасывающим дросселем (рис. 4-1) обеспечивается непрерывное понижение холодопроизводительности в следующих объемах:

- примерно 40% для полугерметичных и полностью герметичных компрессоров;
- около 15% для открытых компрессоров.

Данные нижние пределы определяются минимальным расходом хладагента, который должен гарантироваться для охлаждения компрессора. Точные пределы зависят от типа компрессора, используемого в каждом конкретном случае.

В случае простого регулирования всасывающим дросселем данный минимальный расход обеспечивается байпасом (не показан на рис. 4-1) всасывающего дроссельного клапана. Данный вид регулирования производительности применяется в следующих случаях:

- при высоких постоянных нагрузках, особенно при внутреннем теплопритоке от оборудования, например в машинных залах, железнодорожных постах централизации и т. п.;
- в системах с постоянным большим объемом рециркулируемого воздуха;
- в системах, где холодильная установка включается только при превышении заданной холодильной нагрузки.

Общий случай: в системах с плавной динамикой потребности в холоде (Q_D на рис. 2-1). Следовательно, некая холодильная нагрузка уже присутствует в точке включения.

Простое регулирование всасывающим дросселем можно осуществить без затрат на дополнительное оборудование. Однако для обеспечения минимального расхода газа для охлаждения компрессора требуется тщательный подбор байпаса газа для регулирующего клапана.

4.1.2 Регулирование всасывающим дросселем с перепуском пара

При регулировании всасывающим дросселем с перепуском пара (рис. 4-2) охлаждение компрессора обеспечивается замещающим газом, не циркулирующим в контуре испарителя. Этим обеспечивается плавное регулирование производительности испарителя по всему диапазону от 100 до 0%.

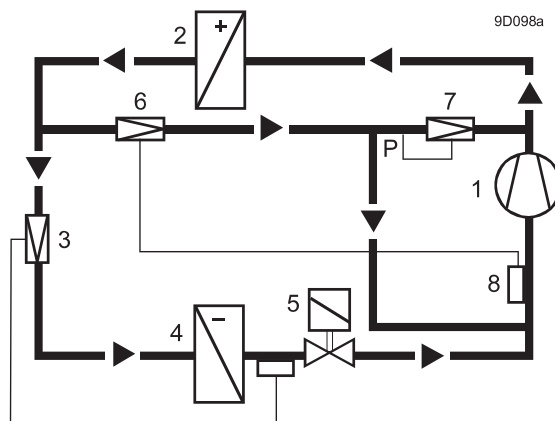


Рис. 4-2. Регулирование расхода всасываемого газа регулятором расхода пара и клапаном вторичного впрыска (принц. схема)

- | | |
|------------------------|--|
| 1 Компрессор | 5 Всасывающий дроссельный клапан |
| 2 Конденсатор | 6 Клапан вторичного впрыска |
| 3 Регулирующий вентиль | 7 Автоматический клапан перепуска пара |
| 4 Испаритель | 8 Датчик |

Регулирующим дроссельным клапаном (5) снижается давление в приемной трубе до значения меньше уставки автоматического клапана регулирования производительности (7). Перепускной клапан открывается, и в компрессор подается заданное количество пара. Паром вызывается увеличение температуры в приемной трубе. Для предупреждения чрезмерного нагрева всасываемого газа и, следовательно, компрессора происходит охлаждение всасываемого газа в клапане вторичного впрыска (6). По мере повышения температуры нагретого газа нагревается датчик (8) в приемной трубе и открывается клапан вторичного впрыска (6). Испарением жидкого охладителя вызывается снижение температуры во всасывающей трубе до требуемого рабочего значения.

В крупных системах с компрессором мощностью 15 кВт и более часто бывает выгодным обеспечить отключение цилиндра или разделить нагрузку между двумя компрессорами.

Дроссельными клапанами для всасываемого газа можно регулировать производительность испарителя до 80 кВт на клапан. Для производительности > 80 кВт требуется электронное регулирование производительности, обеспечиваемое сочетанием вспомогательного и основного клапанов.

4.2 Регулирование подачи пара

Холодильным циклом можно также управлять разделением и перенаправлением потока пара. Это осуществляется либо прямым перепуском, т. е. пар перепускается стороной нагнетания и всасывания компрессора, либо косвенным перепуском пара на подаче к испарителю.

4.2.1 Прямое управление перепуском пара

Объем пропускаемого через испаритель хладагента изменяется электромагнитным клапаном с плавной характеристикой (рис. 4-2, поз. 5) в перепускной трубе. При меньшем объеме снижается хладопроизводительность из-за повышения давления в испарителе, вызванного увеличением температуры испарения.

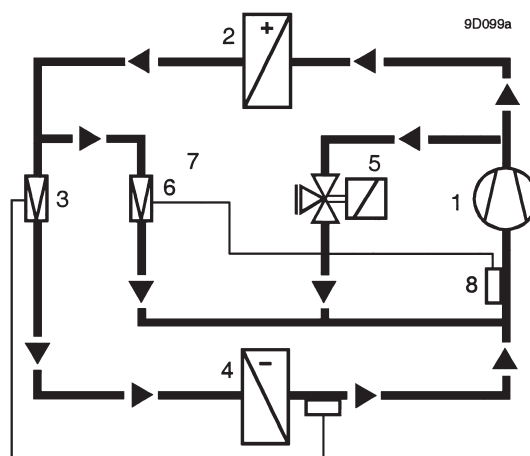


Рис. 4-3. Прямое управление перепуском пара

- | | |
|------------------------|--------------------------------|
| 1 Компрессор | 5 Клапан управления перепуском |
| 2 Конденсатор | 6 Клапан вторичного впрыска |
| 3 Регулирующий вентиль | 7 Датчик |
| 4 Испаритель | |

Если требуется полная хладопроизводительность, клапан регулирования перепуска пара (5) и автоматический терморегулирующий клапан вторичного впрыска (6) закрываются. Компрессором переносится общий объем газа через конденсатор, регулирующий вентиль и испаритель по основному циклу. При снижении потребности открывается постоянно регулируемый клапан (5), отводящий порцию сжатого газа, смешивающегося с всасываемым газом.

Для предупреждения чрезмерного нагрева всасываемого газа в диапазоне частичной нагрузки, как при регулировании всасывающим дросселем, через клапан вторичного впрыска (6) добавляется холодный хладагент в соответствии с температурой всасываемого газа.

Этим, в свою очередь, вызывается повышение температуры испарения с последующим снижением хладопроизводительности. Перегрев всасываемого газа за компрессором контролируется и регулируется регулирующим вентилем. Следовательно, регулирующим вентилем должно обеспечиваться регулирование расхода хладагента между 100 и 20%. Клапанами подачи пара можно регулировать производительность испарителя до 100 кВт.

Прямым регулированием перепуском пара можно изменять диапазон производительности испарителя от 100 до 0%. Принцип применяется, кроме прочего, в системах обеспечения комфортности и кондиционирования воздуха со значительными перепадами нагрузки.

4.2.2 Косвенное регулирование перепуском пара

Речь идет о контуре с регулируемым перепуском между сторонами высокого и низкого давления (см. рис. 4-3) и впрыском между регулирующим ventилем и испарителем.

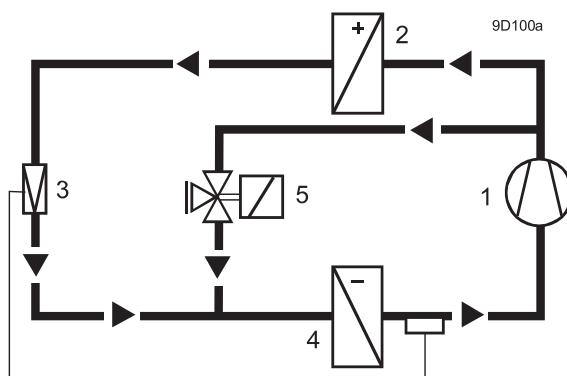


Рис. 4-4. Косвенное регулирование перепуском пара

- 1 Компрессор
- 2 Конденсатор
- 3 Регулирующий ventиль
- 4 Испаритель
- 5 Клапан управления перепуском

При высокой потребности в охлаждении регулирующий клапан (5) в перепускной линии остается закрытым. В этом случае холодильной системой обеспечивается полная производительность. При снижении потребности регулятором оставляется постоянно открытым клапан перепуска пара. При этом пар подается на вход в испаритель (4) по перепускной линии. Там пар смешивается с хладагентом, поступающим из регулирующего ventиля, и охлаждается. Следовательно, смесь уже частично испаряется в питающей трубе испарителя. Этим, в свою очередь, вызывается повышение температуры испарения с последующим снижением холодопроизводительности. Перегрев всасываемого газа за компрессором контролируется и регулируется регулирующим ventилем. Следовательно, регулирующим ventилем должно обеспечиваться регулирование подачи хладагента к испарителю между 100% и минимальной нагрузкой. Клапанами подачи пара можно регулировать производительность испарителя до 100 кВт.

При правильном проектировании системы можно снизить производительность испарителя до 0%. Благодаря простоте и надежности данный вид регулирования широко используется в небольших системах охлаждения.

Во всех системах регулирования подачи пара остается неизменной мощность привода компрессора в диапазоне частичной нагрузки из-за повышения скорости циркуляции хладагента.

4.3 Выбор управляющего воздействия

Применимость подходящего вида регулирования производительности, всасывающим дросселем или перепуском пара, зависит от ряда факторов.

Регулирование всасывающим дросселем:

- в системах с испарителем, расположенным в отдалении от компрессора;
- для открытых и полугерметичных компрессоров, где допускается низкое давление на всасывании и низкие температуры испарения (до $> -15^{\circ}\text{C}$);
- для компрессоров с относительно мощными приводами (холодопроизводительностью примерно от 15 кВт).

Косвенное регулирование перепуском пара:

- в системах с испарителем, расположенным близко к компрессору, например в компактных системах;
- для (герметичных) компрессоров с относительно высокими допустимыми минимальными температурами испарения (до $> -15\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- в относительно небольших системах.

Прямое управление перепуском пара:

- в системах с испарителем, расположенным в отдалении от компрессора или выше компрессора (если испаритель расположен на одном уровне с компрессором или ниже компрессора, нужно предусмотреть перепускную трубу для обеспечения возврата масла в компрессор) [1];
- для (герметичных) компрессоров с относительно высокими допустимыми минимальными температурами испарения (до $> -15\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- в небольших системах (компактные устройства).

Эффективность регулирования очень схожа при всех трех методах.

5. Заключение

5.1 Краткое описание

Комфорт в помещении обеспечивается уравниванием температур приточного воздуха и температуры в помещении. Плавным регулированием хладопроизводительности обеспечивается комфортность благодаря подаче воздуха с уравновешенной температурой в соответствии с фактической потребностью. Хладопроизводительность изменяется в неограниченных пределах клапанами плавного регулирования непосредственно в линии подачи пара хладагента.

Герметичными электромагнитными клапанами с плавной характеристикой обеспечивается очень точное непрерывное измерение хладопроизводительности, подлежащей регулированию. Благодаря электронному регулированию посредством электромагнитных клапанов с плавной характеристикой и высоким уровнем допустимого рабочего давления и перепадов давления обеспечивается подбор размера систем и их строительство в соответствии с данной концепцией. Холодильными установками с непосредственным охлаждением обретаются эффективность функционирования, свойственная водяным охладителям.

Эффективность всей системы повышается за счет встраивания управления холодильной установкой в контур управления системой кондиционирования воздуха: предотвращается конфликт параметров, например одновременный нагрев и охлаждение, и существенно снижаются потери при простое.

6. Литература

6.1 Первоисточники

- [1] *L. Deniselle*: "Möglichkeiten zur Anpassung der Kompressorleistung bei variierendem Kaltebedarf in Klimaanlage", *Kalte- und Klima-Fachmann* 11/73
- [2] Правила устройства вентиляции Общества немецких инженеров (VDI), 1946, часть 2
- [3] Рекомендации SWKI № 80-3
- [4] *H. Schrowang*: "Regelungstechnik für Heizungs- und Luftungsbauer" section "Zweipunkt-Regelrichtungen" (Krammer-Verlag, Düsseldorf 1976)
- [5] *H. Schrowang*: "Regelungstechnik für Heizungs- und Luftungsbauer" section "Schwierigkeitsgrad der Regelstrecke"
- [6] *B. Junker*: "Klimaregelung", section "Die Zweipunkt-Regelrichtung" (R. Oldenbourg-Verlag, München/Wien, 1974)
- [7] *B. Junker*: "Klimaregelung", P. 207 ff

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ:

115114, г. Москва
ул. Летниковская, д. 11/10, стр. 1
тел.: +7 (495) 737 1666, 1821
факс: +7 (495) 737 1820, 1835

191186, г. Санкт-Петербург
Набережная реки Мойки, д. 36,
офис 803 б
тел.: +7 (812) 324 8341, 8326
факс: +7 (812) 324 8381

620075, г. Екатеринбург
ул. К. Либкнехта, д. 4
тел.: +7 (343) 379 2383
факс: +7 (343) 379 2398

bt.ru@siemens.com

Данный документ содержит общие сведения о доступных технических возможностях, которые могут отсутствовать в отдельных моделях. Поэтому требуемые характеристики должны указываться при заключении договора в каждом отдельном случае.

Подлежит изменению • Заказ № 0-91918-en •

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ:

220004, г. Минск
ул. Немига, д. 40, офис 604
тел.: +375 17 217 3487