



Курс лекций  
**«Как работает сплит?»**

**к.т.н. Штейн А.С.**

**Москва – 2006**

## 1 Как работает сплит?

### 1.1 Принцип действия

Сплит-система или просто фреоновый кондиционер это обычная, традиционная парокомпрессионная холодильная машина, обеспечивающая отвод тепла из помещения и передачу его в окружающую среду (рис.1).

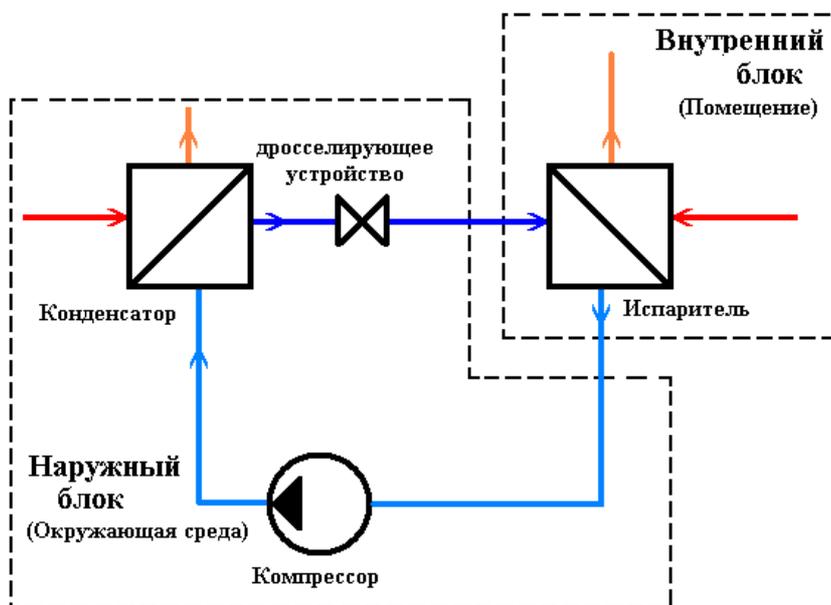


Рис.1.

Устройством для обработки воздуха в помещении является внутренний блок. Это основной элемент системы. Все, что вынесено в наружный блок это лишь обслуживающая система, обеспечивающая поддержание требуемых температур на поверхности теплообменника внутреннего блока.

К анализу работы кондиционера можно подходить с разных сторон. Например, можно изучать параметры работы компрессорного оборудования, рабочие давления в фреоновом контуре и т.д. Однако для потребителей техники наиболее интересен анализ работы внутреннего блока, поскольку именно через теплообменник внутреннего блока реализуются в кондиционируемом помещении все значимые для потребителя характеристики: холодопроизводительность кондиционера, поддерживаемые температура и влажность воздуха (рис.2.). При таком анализе устанавливаются зависимости холодопроизводительности кондиционера (полной и явной) от параметров воздуха на входе во внутренний блок, могут быть определены параметры воздуха на выходе из кондиционера, температура поверхности теплообменника внутреннего блока. Данный подход позволяет моделировать работу кондиционера, определять условия срабатывания систем защиты.

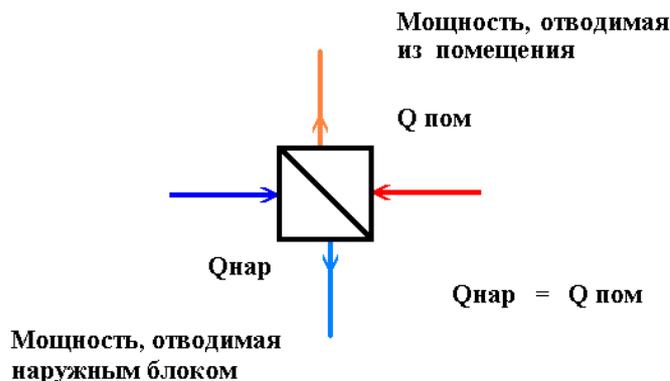


Рис.2.

Для теплообменника, работающего в стационарном режиме, количество отводимого от воздуха помещения тепла (мощность, отводимая из помещения) должно равняться количеству тепла, передаваемому фреону (мощность, отводимая наружным блоком).

Для того, чтобы «вырвать» теплообменник из циркуляционного контура холодильной машины необходимо и достаточно задать условия работы теплообменника со стороны фреона. Это проще всего выполнить зная температуру на поверхности теплообменника внутреннего блока  $t_{пов}$ .

Температура поверхности теплообменника и параметры наружного воздуха однозначно определяют холодопроизводительность фреонового контура.

При известной температуре поверхности теплообменника можно создать расчетную модель внутреннего блока. Определяя тепловые нагрузки теплообменника со стороны воздуха, следует учитывать как явное, так и скрытое тепло: как нагрузку связанную с охлаждением воздуха, так и нагрузку по конденсации влаги. Для такого рассмотрения следует привлечь  $i - d$  диаграмму влажного воздуха, позволяющую по входным и выходным параметрам воздуха определять тепловые характеристики процесса.

## 1.2 Необходимые сведения о фреоновом контуре

### 1.3 Идеальный теплообменник

В нашем случае, идеальный теплообменник – это теплообменник с постоянной температурой на поверхности и с идеальным теплообменом, когда воздух на выходе имеет температуру равную температуре поверхности. Возможны 2 варианта процесса в таком теплообменнике: с конденсацией влаги и охлаждение воздуха без выпадения влаги. И в том и другом случае температура воздуха на выходе равна температуре поверхности, но в первом случае влажосодержание воздуха на выходе равно влажосодержанию воздуха в состоянии насыщения при температуре поверхности (точка 1. на рис.3.). Для такого течения процесса характерно, что температура поверхности ниже температуры точки росы воздуха на входе. Во втором случае влажосодержание воздуха на выходе из теплообменника равно влажосодержанию на входе во внутренний блок, если температура теплообменника выше температуры точки росы воздуха на входе (точка 2. на рис.3.),

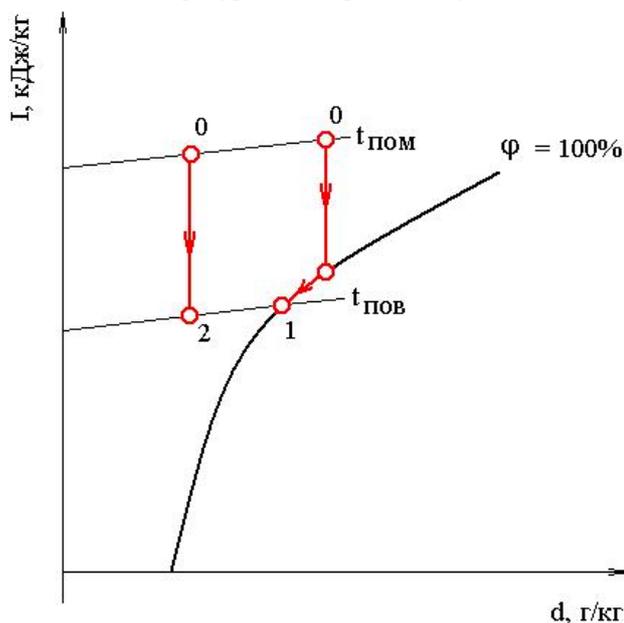


Рис.3.

Важно отметить, что холодопроизводительность такого идеального кондиционера зависит только от параметров воздуха на входе во внутренний блок, поскольку параметры воздуха на выходе из кондиционера «зафиксированы». Действительно, холодопроизводительность кондиционера может быть рассчитана по формуле:

$$Q = G * (i_{вх} - i_{вых}),$$

где:  $G$  – массовый расход воздуха через внутренний блок,  
 $i_{вх}$  – энтальпия воздуха на входе  
 $i_{вых}$  – энтальпия воздуха на выходе

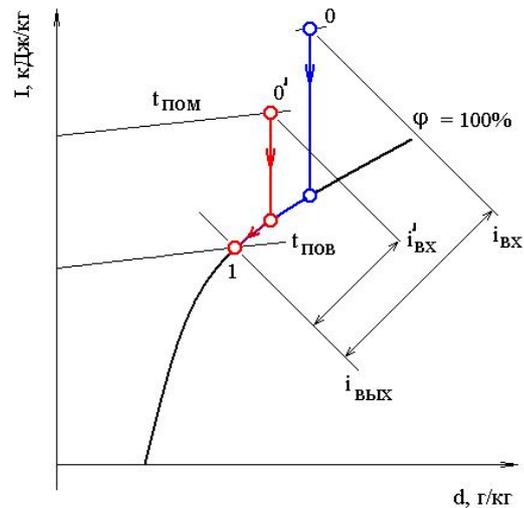


Рис.4.

Массовый расход воздуха зависит только от параметров воздуха на входе в кондиционер (температура, влажность, давление). Параметром воздуха на входе является и энтальпия  $i_{вх}$ . Два процесса 0 – 1 и 0' – 1 представленные в  $i - d$  диаграмме (рис.4) отличаются параметрами на входе и перепадом энтальпий. Следовательно, и холодопроизводительности внутреннего блока для этих процессов различны.

Аналогичный вывод можно сделать и для случая отсутствия конденсации влаги, когда холодопроизводительность кондиционера может быть определена по формуле:

$$Q = G * c_p * (t_{вх} - t_{вых}),$$

где:  $G$  – массовый расход воздуха через внутренний блок,  
 $c_p$  – теплоемкость влажного воздуха на входе  
 $t_{вх}$  – температура воздуха на входе  
 $t_{вых}$  – температура воздуха на выходе

Это свойство идеального кондиционера, конечно, с определенной погрешностью, можно отнести и к реальному кондиционеру. При таком допущении можно экспериментальные данные, полученные при относительной влажности 50%, распространить на более широкую область. Например, при относительной влажности 40%, 50% или 60%, но равной энтальпии воздуха на входе, полная холодопроизводительность кондиционера будет одинаковой (рис.5).

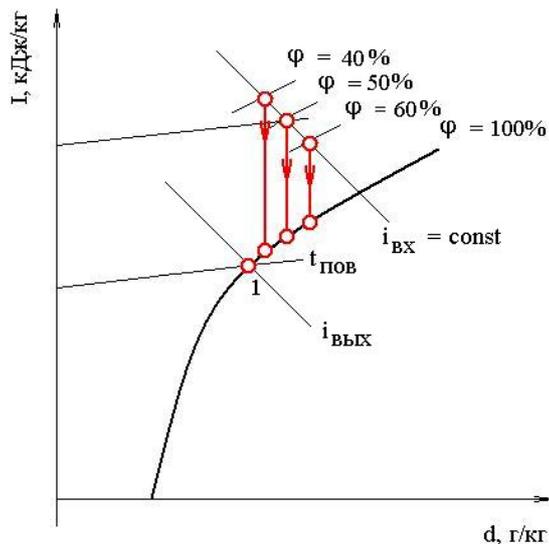


Рис.5.

При последовательном снижении влажности воздуха (Рис.6) мы приходим к ситуации, когда прекращается конденсация влаги (точка 4). Эту точку можно назвать критической. В данной точке влагосодержание воздуха на входе в теплообменник равно влагосодержанию насыщенного воздуха при температуре поверхности теплообменника.

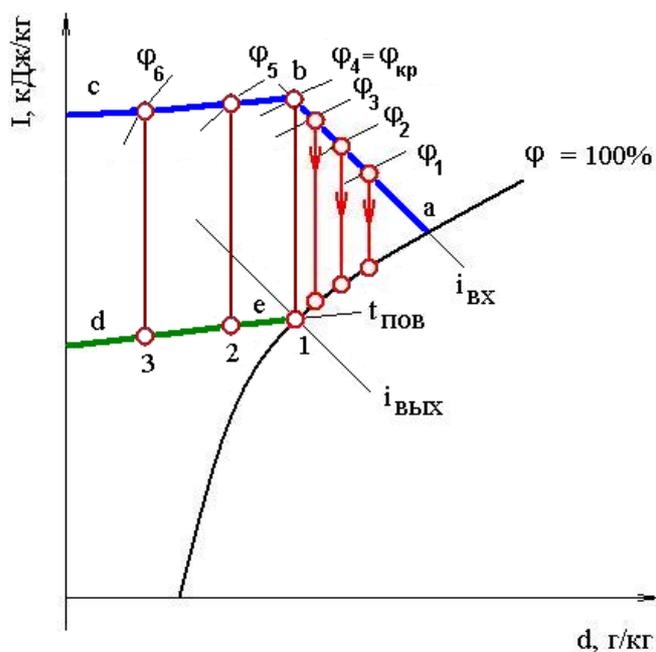


Рис.6.

Линия а – в, с постоянной энтальпией на входе во внутренний блок (от пограничной кривой  $\phi=100\%$  до  $\phi_{кр}$ ) это линия постоянной тепловой нагрузки для кондиционера. Для всех входных параметров  $\phi_1, \phi_2, \phi_3$  и  $\phi_4$  параметры воздуха на выходе будут одни и те же и соответствовать точке 1. Перемещение от точки а к точке в приводит к сокращению доли влажностной тепловой нагрузки кондиционера и возрастанию доли явной тепловой нагрузки. В критической точке в вся тепловая нагрузка становится явной.

Для процессов со входными параметрами  $\phi_5$  и  $\phi_6$  и параметрами на выходе соответствующим точкам 2 и 3 характерным является следующее. Температура поверхности теплообмена остается неизменной, а входные параметры обеспечивают, как и ранее, тот же самый перепад энтальпий. Линия с - в практически совпадает с изотермой. В этом случае условия для холодильной машины остаются теми же самыми, что и в процессах с параметрами  $\phi_1, \phi_2, \phi_3$  и  $\phi_4$ , а вся ломаная линия а – в – с является линией постоянной холодопроизводительности кондиционера.

Если сохранить температуру поверхности теплообменника постоянной и продолжить ее в область более низких влагосодержаний (линия d – e на Рис.6.), то эта линия будет линией выходных параметров воздуха из внутреннего блока при постоянной тепловой нагрузке кондиционера.

### 1.4 «Байпас-фактор»

Шагом по приближению идеальной модели кондиционера к реальной является введение понятия «байпас-фактор».

Можно себе представить идеальный теплообменник, в котором с теплообменной поверхностью контактирует только часть общего потока воздуха, а остальной поток воздуха минует теплообменник (проходит по обводной линии – байпасу) и не изменяет параметров (рис.7.).

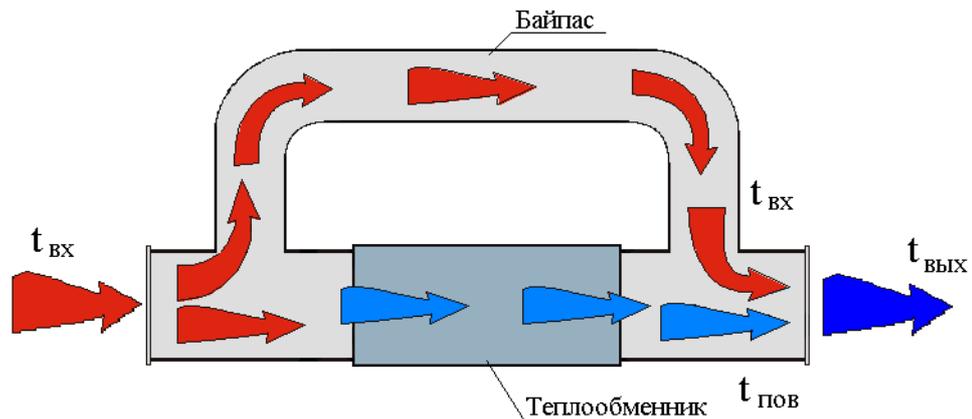


Рис.7.

На выходе из теплообменника потоки смешиваются и поступают в помещение с параметрами смеси. Схема процесса представлена на рис.8. Точка (1) соответствует параметрам воздуха на входе в воздухоохладитель, точка (2) – параметрам воздуха на выходе из воздухоохладителя. Температура в точке (3) соответствует среднему значению температуры поверхности воздухоохладителя.

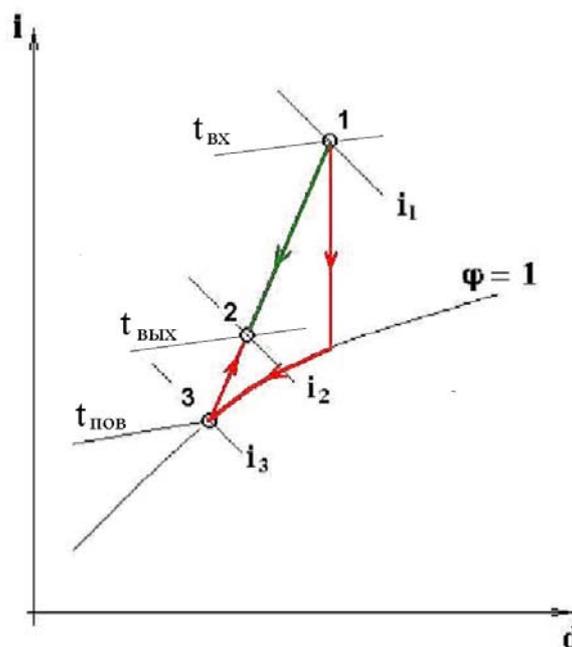


Рис.8.

Байпас-фактор это массовая доля потока воздуха, прошедшая мимо теплообменника:

$$BF = G_{\text{байпас}} / G_{\text{общий}} = G_{\text{байпас}} / (G_{\text{байпас}} + G_{\text{теплообменник}})$$

Используя уравнение теплового баланса теплообменника, можно получить уравнение для расчета значения байпас-фактора через параметры влажного воздуха на входе, выходе из теплообменника и параметров насыщенного влажного воздуха, соответствующих температуре поверхности теплообменника:

$$BF = (i_2 - i_3) / (i_1 - i_3)$$

Значения байпас-фактора приводятся в технических характеристиках конкретного оборудования и могут быть использованы для определения расчетной температуры поверхности теплообменника ( $t_3$ ) при известных параметрах воздуха на входе в воздухоохладитель ( $i_1$ ) массовом расходе воздуха  $G$  и тепловой нагрузке  $Q$ .

$$i_1 - i_2 = Q/G$$

$$i_3 = i_1 - (i_1 - i_2) / (1 - BF) = i_1 - Q / G (1 - BF)$$

Зная энтальпию ( $i_3$ ) и учитывая, что искомая температура находится на пограничной кривой =100%, найти температуру поверхности ( $t_3$ ) не представляет труда.

Если значение байпас-фактора неизвестно, то его можно определить графически по  $i - d$  диаграмме, используя известные значения полной и явной холодопроизводительности (рис.9).

### 1.5 Определение параметров воздуха на выходе из внутреннего блока

Параметры воздуха на выходе из кондиционера это один из основных потребительских параметров, характеризующих работу кондиционера. Температура воздуха на выходе должна быть оптимальной. С одной стороны, она должна быть, по возможности, близка к температуре в помещении, чтобы не оказывать негативного влияния холодными струями воздуха на присутствующих в помещении. С другой стороны, желательно иметь достаточно большой перепад температур для снижения расхода воздуха, что связано со снижением уровня шума. Диапазон оптимальных перепадов температур при стандартных условиях испытаний составляет 9 – 13°C. Изменение параметров воздуха в кондиционируемом помещении, особенно по влажности, может сильно изменять реальный перепад температур по воздуху на внутреннем блоке. На практике он может составлять от 7 до 15°C. При высоких перепадах температур и, соответственно, низких температурах на выходе из кондиционера возможны такие негативные явления, как обмерзание испарителя и конденсация влаги на поверхности корпуса внутреннего блока. Исключить эти недостатки возможно за счет регулирования работы кондиционера – снижения его холодопроизводительности. Как правило, в простых сплитовых системах это достигается контролем (ограничением) понижения температуры поверхности испарителя. В системах с регулированием вкл/выкл это периодическое отключение компрессора и оттаивание испарителя. В сплит-системах с инверторным управлением снижение холодопроизводительности достигается за счет принудительного снижения оборотов компрессора при понижении температуры поверхности испарителя. В VRV системах температура поверхности теплообменников внутренних блоков поддерживается постоянной, что, конечно, вызывает снижение холодопроизводительности внутренних блоков при снижении температуры и влажности воздуха в помещении, но исключает появление указанных негативных явлений.

При достаточной технической информации о кондиционере можно расчетным путем определить параметры воздуха на выходе из кондиционера и температуру поверхности испарителя.

#### Вариант 1.

Известны параметры воздуха в помещении, полная и явная холодопроизводительности кондиционера при этих параметрах и расход воздуха

1. По полной холодопроизводительности находим энтальпию воздуха на выходе  $i_2$

$$i_2 = i_1 - TC / (AFR * \rho)$$

2. По явной холодопроизводительности определяем температуру воздуха на выходе  $t_2$

$$t_2 = t_1 - SHC / (AFR * \rho * c_p)$$

3. По известным температуре  $t_2$  и энтальпии  $i_2$  находятся все остальные параметры воздуха на выходе из внутреннего блока

4. Графически продолжаем линию процесса до пограничной кривой и определяем параметры, соответствующие расчетной температуре поверхности теплообменника  $i_3$  и  $t_3$
5. Рассчитываем значение байпас-фактора BF

$$BF = (i_2 - i_3) / (i_1 - i_3)$$

Схема определения параметров процесса в  $i - d$  диаграмме представлена на рис.9.

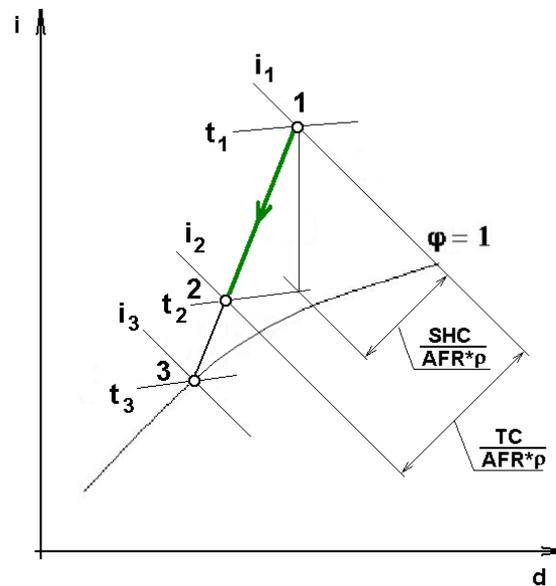


Рис.9.

Вариант 2.

Известны параметры воздуха в помещении, полная холодопроизводительность кондиционера при этих параметрах, байпас фактор и расход воздуха

1. Как и в первом варианте находим энтальпию воздуха на выходе  $i_2$

$$i_2 = i_1 - TC / (AFR * \rho)$$

2. Находим энтальпию воздуха на пограничной кривой  $i_3$

$$i_3 = (i_1 - i_2) / (1 - BF)$$

3. Графически определяем положение точки 2 на пересечении прямой, соединяющей точки 1 и 3, и линии энтальпии  $i_2$  и считываем с  $i - d$  диаграммы все параметры воздуха на выходе из кондиционера.

Схема определения параметров процесса в  $i - d$  диаграмме представлена на рис.10.

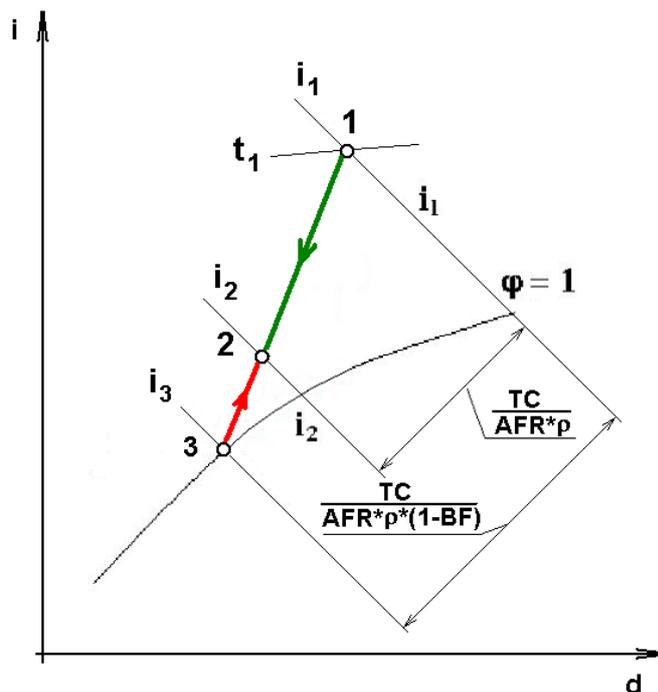


Рис.10.

### 1.6 Как рассчитать холодопроизводительность кондиционера при параметрах воздуха на входе отличных от приводимых в таблицах

Расчет параметров воздуха на выходе из кондиционера возможен только при наличии информации о холодопроизводительности кондиционера. В таблицах характеристик, как правило, приводятся данные по холодопроизводительности кондиционера в достаточно широком диапазоне температур воздуха в помещении, но при фиксированной относительной влажности воздуха – 50%.

<b>Модель</b>	<b>RX25J</b>
AFR	7.1
BF	0.19

Температура в помещении		Температура наружного воздуха																	
EVWB	EDB	20			25			30			32			35			40		
(°C)	(°C)	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI
14.0	20	2.56	1.70	0.63	2.41	1.63	0.73	2.26	1.56	0.82	2.20	1.53	0.86	2.11	1.49	0.92	1.96	1.42	1.01
16.0	22	2.72	1.73	0.66	2.57	1.66	0.75	2.42	1.59	0.85	2.36	1.57	0.88	2.27	1.52	0.94	2.12	1.45	1.04
18.0	25	2.87	1.77	0.68	2.72	1.70	0.78	2.57	1.63	0.87	2.51	1.60	0.91	2.42	1.56	0.97	2.27	1.49	1.06
19.0	27	2.95	1.79	0.70	2.80	1.72	0.79	2.65	1.65	0.89	2.59	1.62	0.92	2.50	1.69	0.98	2.35	1.51	1.08
22.0	30	3.18	1.84	0.73	3.03	1.77	0.83	2.88	1.70	0.92	2.82	1.67	0.96	2.73	1.63	1.02	2.58	1.56	1.11
24.0	32	3.34	1.87	0.76	3.19	1.80	0.86	3.04	1.73	0.95	2.98	1.70	0.99	2.89	1.66	1.05	2.74	1.59	1.14

Если не учитывать влияние относительной влажности, а ориентироваться только на температуру сухого термометра, то можно ошибиться в определении холодопроизводительности на 10 – 15%.

Например, нам требуется определить полную и явную холодопроизводительности кондиционера при следующих условиях:

температура в помещении EDB = 25°C

относительная влажность воздуха 30%

температура наружного воздуха 30°C.

Этим значениям температуры сухого термометра и относительной влажности воздуха в помещении соответствует температура влажного термометра EWB = 14°C (проще всего определить по i – d диаграмме)

Учитывая, что полная холодопроизводительность определяется по энтальпии воздуха на входе (температурой влажного термометра), по таблице определяем:

полная холодопроизводительность TC = 2,26 кВт (без учета реальной влажности 2,57 кВт)

Явная холодопроизводительность составит:

$SHC = SHC_{50} + G \cdot C_p \cdot (1 - BF) \cdot (EDB - EDB_{50})$ ,

Где:  $SHC_{50}$  – явная холодопроизводительность при температуре влажного термометра и относительной влажности 50%  $SHC_{50} = 1,56$  кВт

$G$  – расход воздуха  $G = AFR * \rho / 60 = 7,1 * 1,2 / 60 = 0,142$  кг/с

$C_p$  – теплоемкость воздуха  $1,005$  кДж/кг

$EDB_{50}$  – температура по сухому термометру при температуре влажного термометра и относительной влажности 50%  $EDB_{50} = 20$  °C

Таким образом явная холодопроизводительность составит:

$SHC = 1,56 + 0,142 * 1,005 * (1 - 0,19) * (25 - 20) = 2,14$  кВт (без учета реальной влажности  $1,63$  кВт).

Какой будет холодопроизводительность кондиционера при высокой температуре и низкой влажности воздуха, когда отсутствует конденсация влаги? Как можно ее определить?

При фиксированной температуре наружного воздуха, когда полностью определены условия сброса тепла в окружающую среду, холодопроизводительность кондиционера определяется только теплоступлениями во внутренний блок. Теплоступления можно рассматривать как сумму нагрузок, связанных с охлаждением воздуха (явное тепло) и конденсацией влаги (скрытое тепло). В реальных условиях доля тепловой нагрузки кондиционера по влаге может достигать 50% и более. При отсутствии влажностной нагрузки полная холодопроизводительность кондиционера равна явной холодопроизводительности и зависит только от температуры воздуха на входе (изменением теплоемкости воздуха при изменении влажности можно пренебречь).

Для определения предельного значения влагосодержания, при котором прекращается конденсация влаги, воспользуемся моделью идеального теплообменника. Графически, в  $i - d$  диаграмме, это выглядит следующим образом (рис.11).

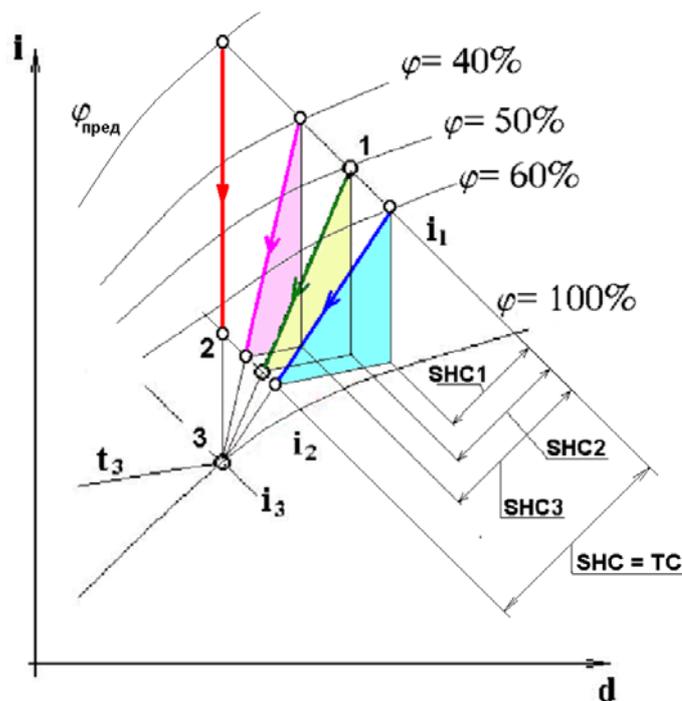


Рис.11.

Дальнейшему сохранению тепловой нагрузки на кондиционер будет соответствовать линия постоянной температуры (рис.14), поскольку при отсутствии конденсации влаги тепловая нагрузка определяется только температурой воздуха на входе в кондиционер.

Некоторое уточнение в тепловую нагрузку при отсутствии конденсации влаги можно внести, учитывая изменение теплоемкости воздуха при изменении влагосодержания. Для инженерных расчетов это уточнение будет несущественным.

### 1.7 Чем определяются температурные границы применения сплит-системы?

Производители техники ограничивают рабочие температуры сплит-систем. Ограничения относятся как к температурам наружного воздуха, так и к температурам воздуха в помещении. Граничные температур-

ные условия связаны предельными параметрами холодильного цикла (температурами и давлениями) на которые рассчитывается холодильная машина и параметрами воздуха, поступающего в помещение, определяющими комфортность кондиционирования.

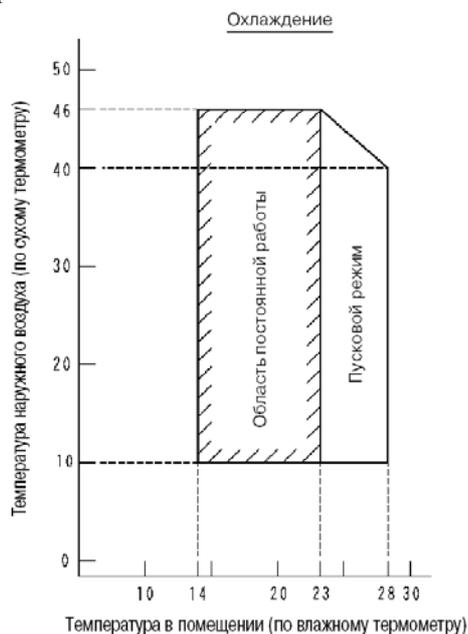


Рис.12.

Верхняя граница рабочих температур наружного воздуха определяется максимально допустимым рабочим давлением на стороне нагнетания. При более высоких температурах и, соответственно, давлениях в кондиционерах с регулированием вкл/выкл срабатывает защита и кондиционер аварийно останавливается. В кондиционерах с инверторным управлением при приближении к верхней температурной границе постепенно снижается число оборотов компрессора (снижается и холодопроизводительность системы), а при значительном превышении температуры инверторный кондиционер тоже аварийно останавливается. Нормальная работа кондиционера при температурах выше верхней границы невозможна. Для России обычный верхний температурный предел работы оборудования 43-46°C не является критичным при подборе оборудования для комфортных систем кондиционирования. При необходимости работы в условиях предельно высоких температур следует подбирать оборудование специального назначения. Выпускаются модели с верхним пределом до 55°C.

Нижняя граница температур наружного воздуха определена возможностями кондиционера поддерживать требуемую температуру кипения холодильного агента. Действительно, при низкой температуре наружного воздуха уже нет проблем со сбросом тепла в окружающую среду, однако, если не предпринимать ни каких мер по регулированию параметров холодильного цикла с понижением температуры конденсации падает и давление конденсации, увеличивается объемная производительность компрессора и снижается пропускная способность дросселирующего органа. Такая перестройка цикла приводит к понижению температуры кипения. Кондиционеры комфортного назначения, в отличие от воздухоохладителей нормального холода, не могут работать с отрицательными температурами на поверхности теплообменника внутреннего блока, поскольку в автоматику управления не заложены циклы размораживания внутреннего блока. Комфортный кондиционер «рассматривает» понижение температуры на поверхности теплообменника ниже 0°C как аварийную ситуацию и останавливается.

На европейский рынок поступают комфортные кондиционеры двух исполнений: высокотемпературные и низкотемпературные. В высокотемпературных кондиционерах отсутствует регулирование по температуре наружного воздуха и они имеют нижнюю границу температур при работе в режиме охлаждения от +10 до +20°C. Сфера применения таких кондиционеров это квартиры и офисы не нагруженные оргтехникой. В данных объектах отсутствует необходимость в охлаждении при низких наружных температурах, а упрощение автоматики снижает стоимость оборудования. Низкотемпературные кондиционеры имеют установленную на заводе систему управления по температуре наружного воздуха и могут охлаждать помещения при температуре наружного воздуха до -5 ÷ -15 °C. Это оборудование предназначено для комплектования систем кондиционирования объектов комфортного назначения со значительными внутренними тепловыделениями.

Если формулируется задача охлаждения помещения при температурах ниже  $-15^{\circ}\text{C}$  (например до  $-30^{\circ}\text{C}$ ), то речь идет, как правило, о технологическом кондиционировании помещений с очень значительными внутренними тепловыделениями. Комфортные кондиционеры можно использовать для таких условий работы только с дополнительно устанавливаемым оборудованием. Гарантией надежной работы доработанных кондиционеров может быть только опыт фирмы, разрабатывающей и устанавливающей это дополнительное оборудование.

Обратим внимание на то, что температурные границы по воздуху в помещении приводятся по влажному, а не сухому термометру. Такой выбор определен тем, что температура влажного термометра определяет энтальпию влажного воздуха и более точно учитывает тепловую нагрузку внутреннего блока.

На  $i - d$  диаграмме (рис.13) граничные условия работы кондиционера по параметрам воздуха в помещении можно указать более корректно, поскольку имеется возможность указать не только температурные границы, но и границы по влагосодержанию.

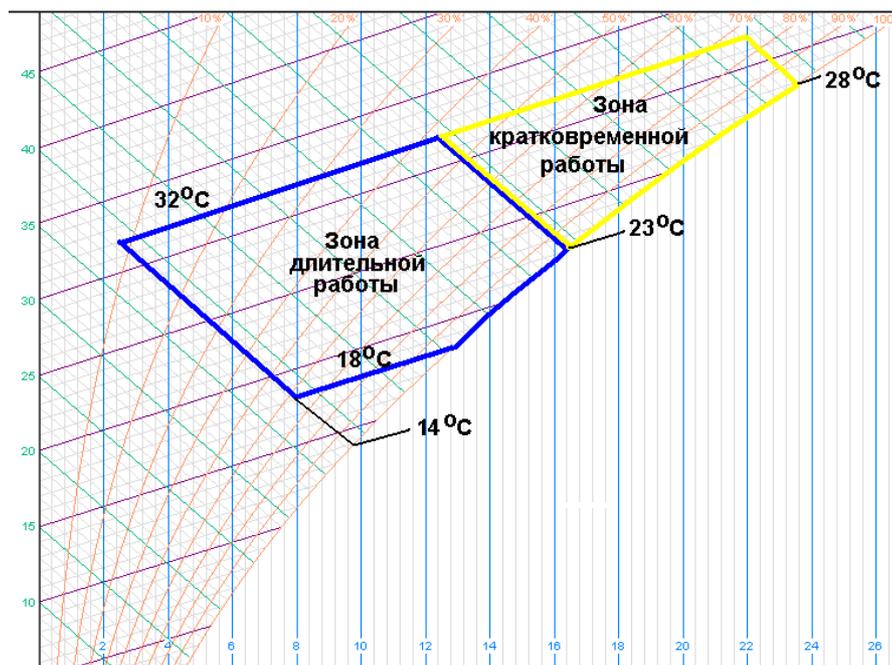


рис.13.

На диаграмме выделены «зона длительной работы» и «зона кратковременной работы». «Зона кратковременной работы» это область параметров воздуха на входе во внутренний блок кондиционера, при которых нагрузка на кондиционер является повышенной (энтальпия воздуха на входе высокая). Длительная работа при таких параметрах с предельно высокой нагрузкой компрессора, высокими температурами конденсации приводит к повышенному износу оборудования.

На следующей диаграмме для конкретной модели оборудования нанесены линии постоянной нагрузки.

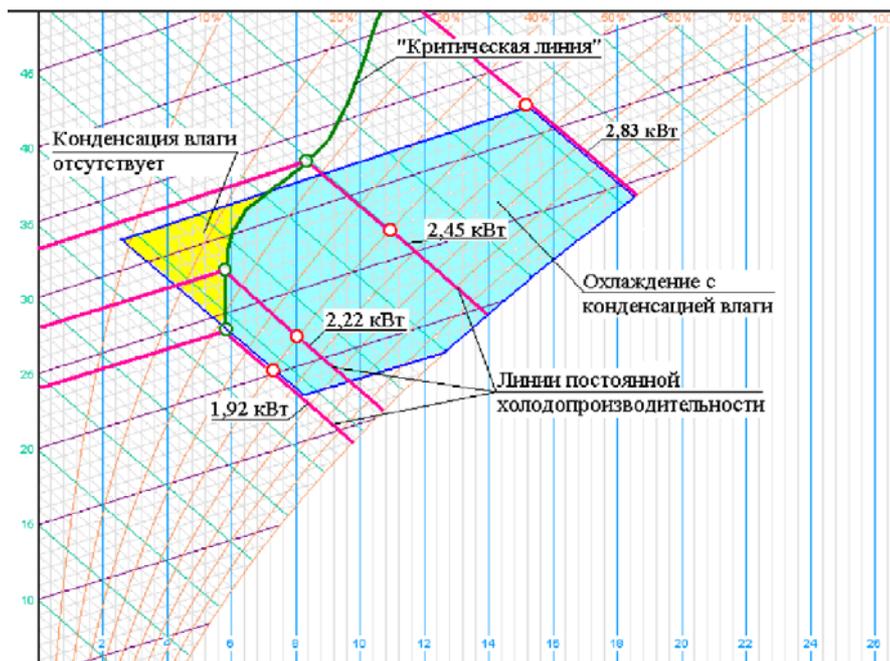


рис.14.

### 1.8 Определение характеристик кондиционера при произвольных параметрах воздуха в помещении

Используя предложенную модель работы кондиционера можно описать характеристики кондиционера во всей зоне рабочих параметров.

Приводимые в технических каталогах оборудования характеристики недостаточны для решения конкретных задач, возникающих при проектировании или подборе оборудования.

Например, при анализе работы кондиционера в помещении с переменными влагопоступлениями полезной характеристикой может быть зависимость холодопроизводительности (полной и явной) от влажности воздуха в помещении. Такие зависимости можно построить, опираясь на таблицы технических каталогов. Конкретный пример для внутреннего блока VRV-II системы DAIKIN FXFQ50MVE при расчетной температуре наружного воздуха 32°C и температуре в помещении 24°C приведен на рис.15

Полная и явная холодопроизводительности кондиционера

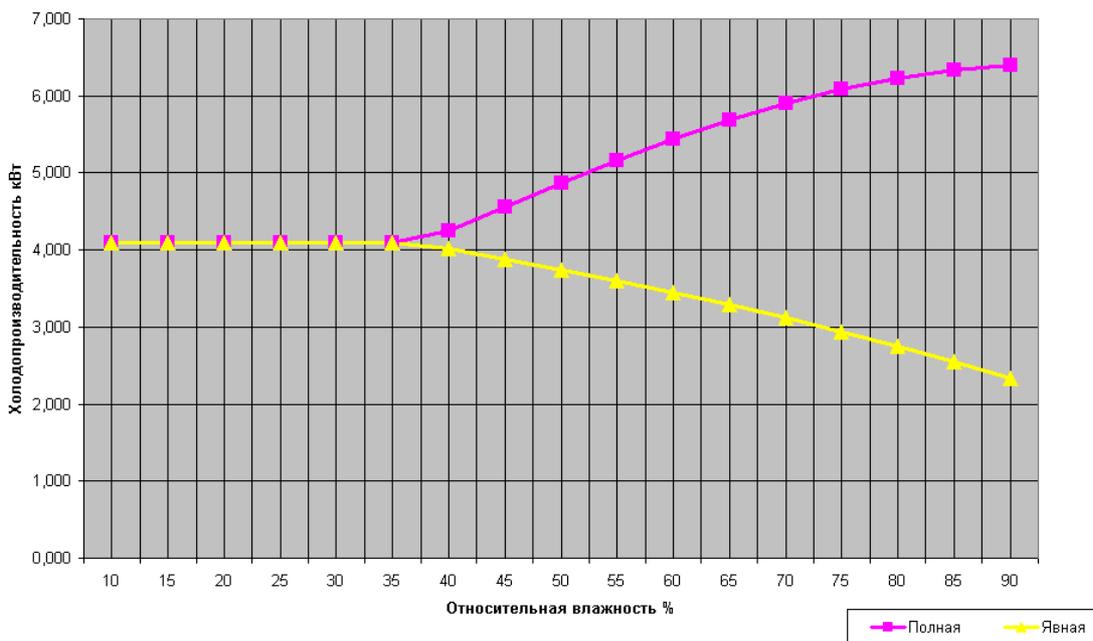


рис.15.

Интерес представляют и параметры воздуха на выходе из кондиционера при изменении параметров на входе.

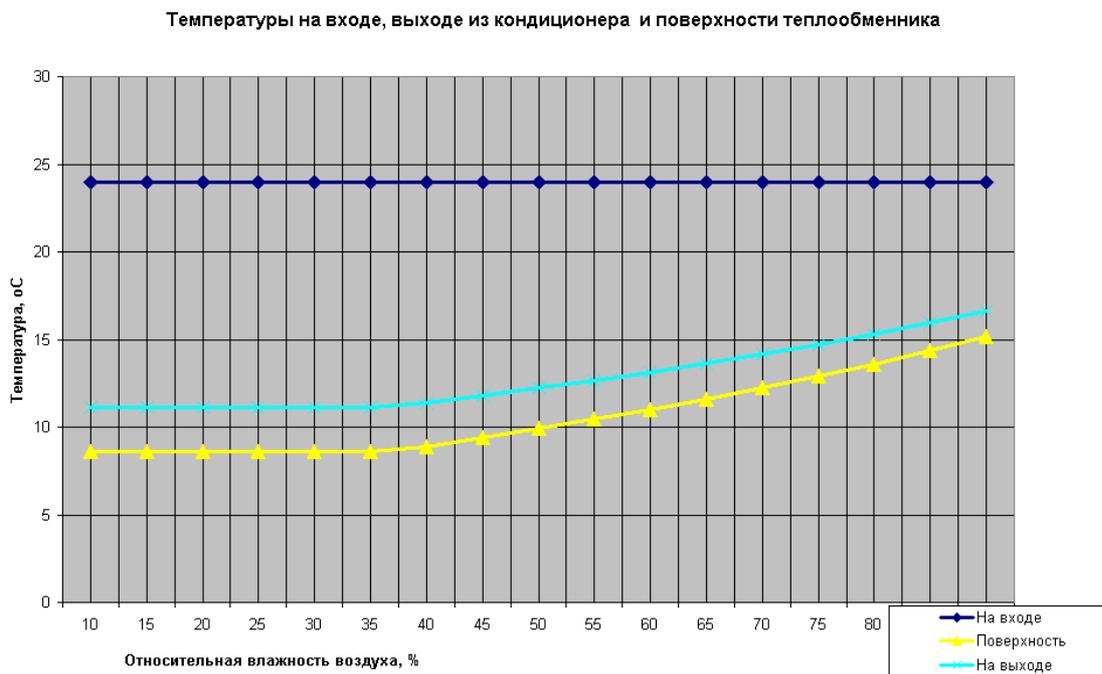


рис.16.

Для определения достигаемой влажности воздуха в помещении при известных тепловых нагрузках помещения по полному и явному теплу можно воспользоваться расчетной зависимостью луча процесса в кондиционере от относительной влажности воздуха в помещении.

### Луч процесса

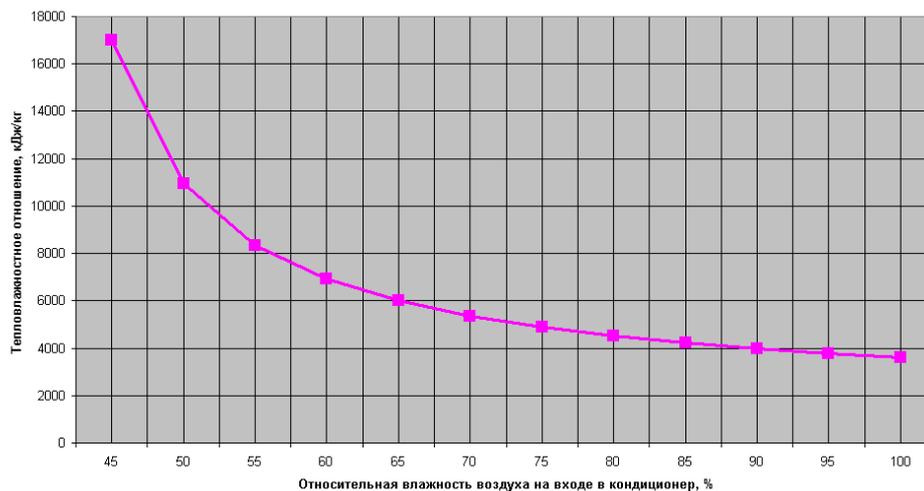


рис.17.

Рассмотренная методика определения характеристик может быть использована как при уточненном подборе оборудования, так и для анализа его работы в условиях отличных от расчетных.

### 1.9 Как правильно подобрать кондиционер?

На традиционный вопрос: «по какой холодопроизводительности полной или явной следует подбирать кондиционер?» следует дать абсолютно точный ответ: «недостаточно ориентироваться только на явную хо-

лдопроизводительность либо на полную – для поддержания заданных параметров воздуха в помещении (температуры и влажности) необходимо обеспечить «сбалансированный» отвод тепла и влаги».

Каждое помещение имеет конкретные тепло и влагопоступления. Традиционно в  $i - d$  диаграмме (рис.18) соотношение тепловой влажностной нагрузок описывается лучом процесса (тепловлажностным отношением).

$$\varepsilon = \Delta i / \Delta d \quad [\text{кДж/кг}]$$

При известном тепловлажностном отношении угол наклона луча процесса остается постоянным и наносится на периферийные области  $i - d$  диаграммы.

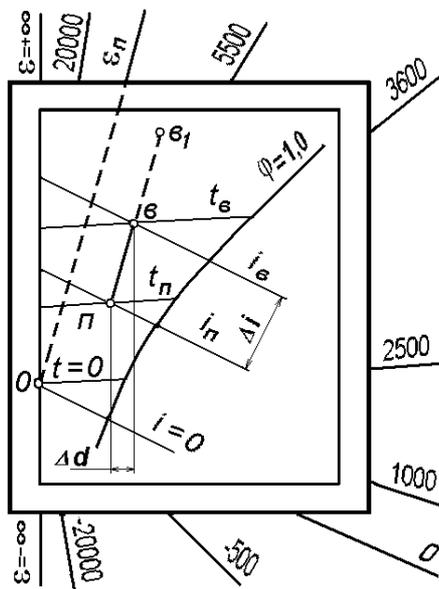


рис.18.

Каждый кондиционер при желаемых параметрах воздуха в помещении, будет отводить вполне определенные количества тепла и влаги, причем совсем не обязательно в том соотношении, в котором они поступают в помещение. Внутренний блок кондиционера будет иметь свой собственный луч процесса, который определяется по входным и выходным параметрам воздуха.

Что будет происходить, если баланс тепла и влаги поступающих в помещение и отводимых кондиционеру отсутствует? Кондиционер управляется термостатом, т.е. баланс по явному теплу устанавливается автоматически (автоматикой), а баланс по влаге? Кондиционер и помещение совместно образуют систему, в которой установление равновесия будет происходить за счет изменения влажности (влагосодержания) воздуха в помещении.

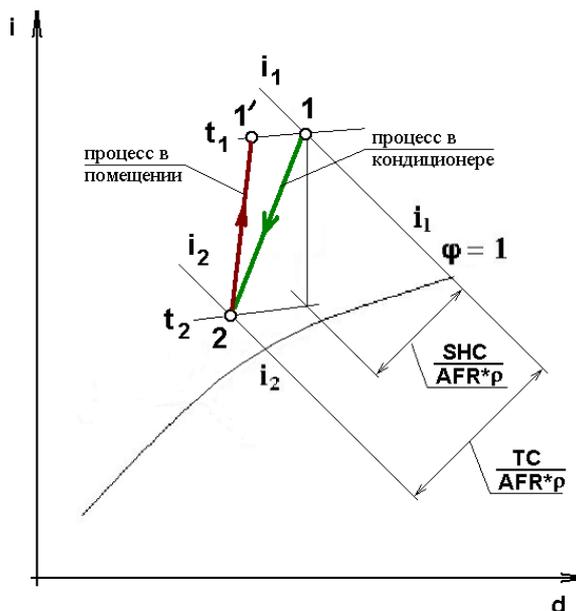


рис.19.

На рис.19. совмещены два процесса: процесс в кондиционере 1 – 2 и процесс в помещении 2 – 1'. Точки 1 и 1' не совпадают. В данном конкретном случае кондиционер осушает воздух интенсивнее, чем он увлажняется в помещении. Постепенно влажность в кондиционируемом помещении будет снижаться, а вследствие этого будет изменяться и луч процесса в кондиционере (рис.20).

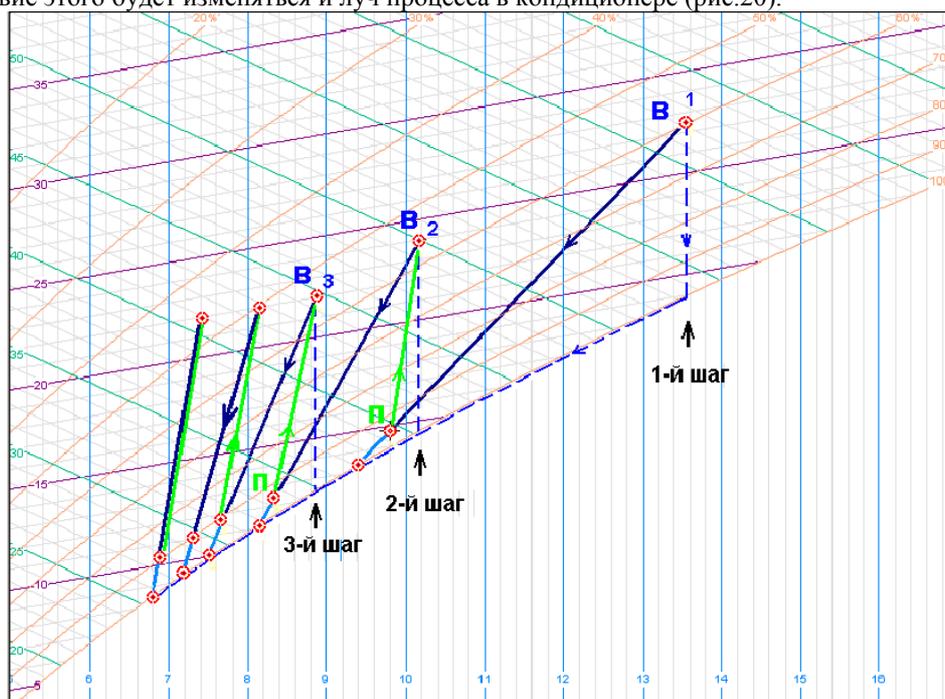


рис.20

По истечении определенного промежутка времени установится динамическое равновесие, когда наступит баланс не только по теплоизбыткам, но и по влаге. В этом случае в системе помещение-кондиционер будет устойчиво сохраняться вполне определенная влажность воздуха, при которой количество поступающей в помещение влаги будет равно количеству влаги, удаляемой из помещения. Лучи процесса в помещении и в кондиционере при этом совпадают.

**Важные замечания:**

1. Разные кондиционеры будут поддерживать в помещении разное значение относительной влажности. Соответственно, теплопоступления в помещение, обслуживаемое разными кондиционерами, будет различны. В частности, тепловая нагрузка по охлаждению вентиляционного воздуха или

воздуха, поступающего при инфильтрации через наружные ограждения, возрастает при снижении относительной влажности в помещении. Парадоксальный вывод: тепловая нагрузка на кондиционер зависит от самого кондиционера. К такому выводу мы приходим, в том случае, если кондиционер не поддерживает влажность воздуха в помещении, а работает по принципу «как получить».

2. Холодопроизводительность кондиционера определяется по температуре влажного термометра на входе, а при заданной температуре сухого термометра она сильно зависит от влажности (влажностодержания) воздуха в помещении.

С учетом этих замечаний методика подбора оборудования кондиционирования включает следующие шаги:

1. Предварительно задаемся относительной влажностью воздуха в помещении, например, 50%
2. Рассчитываем тепло и влагопоступления в кондиционируемое помещение
3. Определяем луч процесса в помещении
4. По теплопоступлениям предварительно выбираем кондиционер
5. Для заданной температуры, задавая рядом значений относительной влажности воздуха в помещении, строим зависимости полной, явной холодопроизводительности кондиционера и луча процесса в кондиционере от относительной влажности в помещении
6. Определяем новое значение относительной влажности воздуха в помещении из условия равенства лучей процесса в помещении и кондиционере
7. Методом последовательных приближений корректируем значения относительной влажности воздуха в помещении, уточняем тепло и влагопоступления, а также полную и явную холодопроизводительности кондиционера
8. При выполнении условия, что полная холодопроизводительность кондиционера при уточненных параметрах воздуха в помещении превышает полные теплопоступления в помещение можно рекомендовать данный типоразмер кондиционера для установки в помещении.

Примечание:

Поскольку лучи процесса в помещении и кондиционере совпадают сравнить можно не только полные, но и явные холодопроизводительности. Результат выбора от этого не меняется.

При ручном подборе требуется выполнить достаточно большое количество расчетов и графических построений. Упрощение может быть достигнуто при использовании компьютерных программ подбора.

## **1.10 Влияние основных технических характеристик кондиционера на его потребительские свойства**

### **1.10.1 Расход воздуха через внутренний блок**

Имея равные значения холодопроизводительности, кондиционеры проектируются с различными номинальными расходами воздуха через внутренний блок. Так при максимальной скорости вращения вентилятора расход воздуха может составлять от 120 – 220 м<sup>3</sup>/час на кВт холодопроизводительности. Это соответствует очень широкому диапазону перепада энтальпий в процессе охлаждения от 25 до 13 кДж/кг. Процессы охлаждения в кондиционерах с предельными значениями расходов для стандартных параметров воздуха в помещении представлены в I – d диаграмме на рис.21.

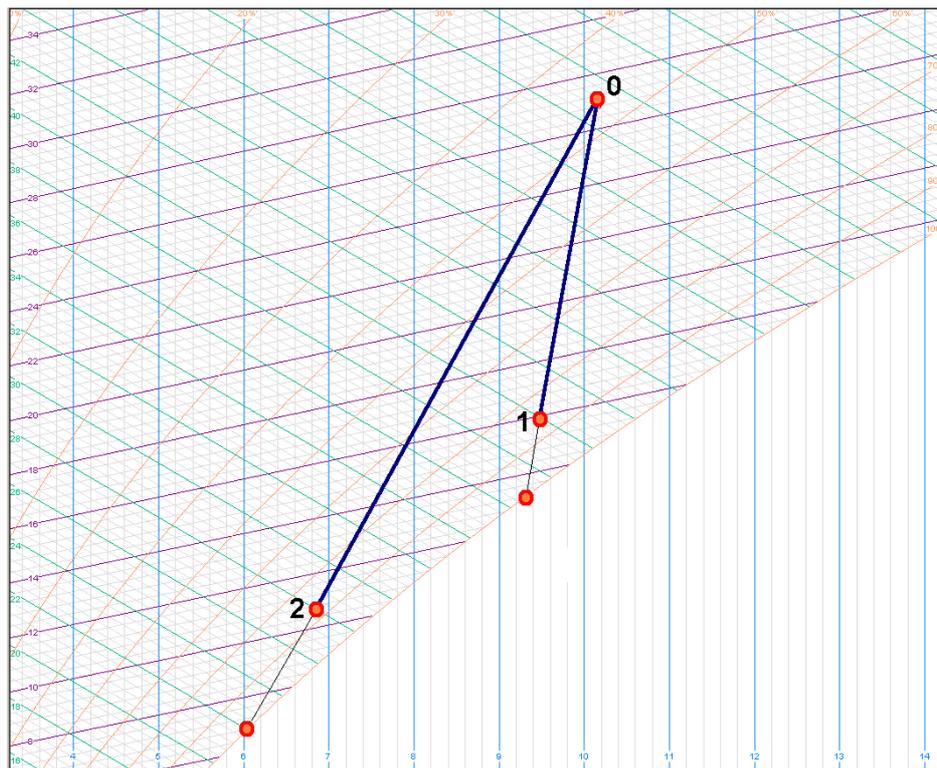


рис.21.

Процесс 0-2 внешне выглядит более эффективным, чем процесс 0-1, - перепады температур и влаго-содержания у него выше, но следует учитывать, что процесс строится для 1 кг обрабатываемого воздуха.

Давайте посмотрим на характеристики кондиционеров равной холодопроизводительности реализующих эти процессы:

Характеристика кондиционера	Процесс 0 - 1	Процесс 0 - 2
Холодопроизводительность полная, кВт	2,5	2,5
Расход воздуха, м3/мин	9,6	5
Холодопроизводительность явная, кВт	2,02	1,56
Температура воздуха на выходе, оС	16	12
Расход дренажной воды, л/час	0,61	1,29

Имея одно и тоже значение номинальной холодопроизводительности (выступая в одном классе) кондиционеры имеют разные значения тепловлажностного отношения, что означает различные пропорции в удалении тепла и влаги.

Кондиционер с большим расходом воздуха процесс 0 – 1 имеет более высокую температуру воздуха на выходе. При меньшем перепаде температур он активно работает по явному теплу и слабо осушает воздух.

Кондиционер с меньшим расходом воздуха напротив сильно осушает воздух. Расход дренажной воды у него в 2 раза больше. И хотя перепад температур по воздуху на внутреннем блоке выше, количество удаляемого из помещения явного тепла у него на 25% меньше.

Сделать вывод, какой из этих двух кондиционеров лучше можно только в том случае, если известны полная и явная тепловые нагрузки помещения. Для помещений офисного назначения с небольшими влаговыделениями предпочтение следует отдать кондиционеру с более высокой явной холодопроизводительностью. Для помещений с усиленной вентиляцией, особенно в регионах с влажным климатом, лучших результатов можно добиться, установив кондиционер с малым расходом воздуха.

### 1.10.2 Эффективность теплообменника (байпас-фактор)

Чем теплообменник внутреннего блока ближе к идеальному, тем ближе к нулю значение байпас-фактора внутреннего блока. Реально поставляются кондиционеры, имеющие значения байпас-фактора от 0,05 до 0,25. При равных расходах воздуха и равных холодопроизводительностях у кондиционера с боль-

шим байпас-фактором будет ниже температура теплообменной поверхности, и он будет сильнее сушить воздух. В I – d диаграмме на рис.22 показаны процессы в 2-ух кондиционерах, отличающихся значениями байпас-фактора.

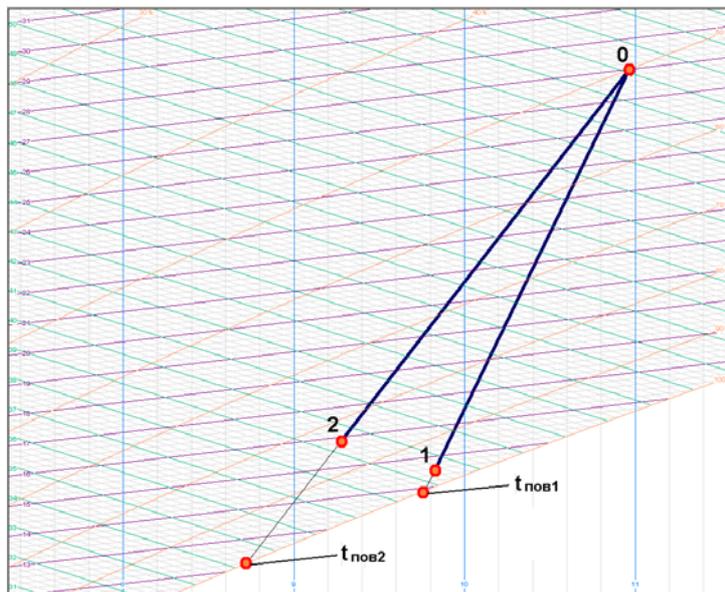


Рис.22.

### 1.10.3 Регулирование холодопроизводительности

Необходимость регулировать холодопроизводительность кондиционера связана с тем, что при его эксплуатации могут значительно меняться параметры воздуха на входе во внутренний блок. Переменными являются как температура, так и влагосодержание. Вместе с параметрами изменяется и тепловая нагрузка на внутренний блок. Здесь речь идет не о тепловой нагрузке помещения, а о текущем значении теплопоступлений на теплообменник внутреннего блока. На практике изменение входных параметров может привести к изменению тепловой нагрузки в 2 – 3 раза. Если не управлять холодопроизводительностью, то мы получим кондиционер с параметрами воздуха на выходе из внутреннего блок не отвечающими комфортным требованиям при отклонении параметров воздуха на входе от расчетных.

Проанализируем, как будут изменяться параметры воздуха на выходе при изменении параметров воздуха на входе. Для анализа используем стандартные условия на входе – переменная температура по сухому термометру от 20 до 27°C и 50% относительная влажность.

Если поддерживать постоянной холодопроизводительность кондиционера, то параметры воздуха на выходе будут изменяться по следующему закону линия 4 на рис. 23.

Если поддерживать стабильной температуру поверхности теплообменника, воздействуя на холодопроизводительность внутреннего блока, то получим стабильные параметры воздуха на выходе из внутреннего блока. Линия 1 на рисунке 23.

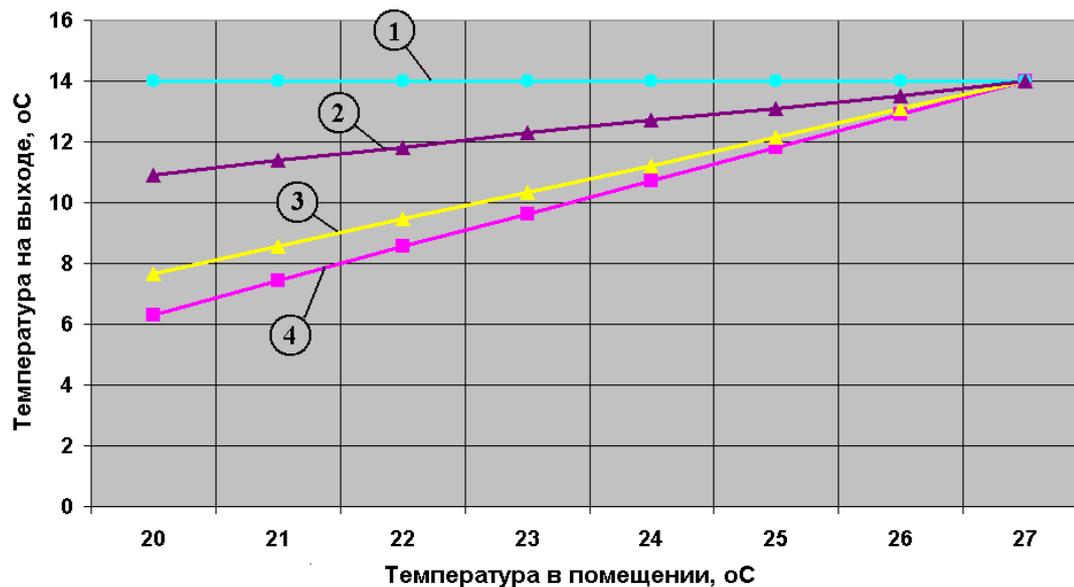


Рис.23.

При постоянной холодопроизводительности мы получаем, при низких температурах воздуха в помещении, некомфортные низкие температуры на выходе из внутреннего блока. При поддержании постоянной температуры воздуха на выходе мы имеем резкое снижение холодопроизводительности внутреннего блока при работе с низкой температурой воздуха в помещении. Как всегда, разумное решение является компромиссом. На практике реализуются промежуточные варианты: строго не выдерживается постоянство холодопроизводительности кондиционера и не поддерживается во всем диапазоне изменения температур воздуха в помещении стабильной температура на выходе из внутреннего блока.

Реально в сплит-системах с изменением температуры на входе изменяется и температура (давление) кипения холодильного агента, что приводит к изменению холодопроизводительности. При понижении температуры на входе во внутренний блок на 1 градус холодопроизводительность понижается на 1,5 – 3%. Техническое решение сплит-системы близко к задаче поддержания постоянной холодопроизводительности. Для одного конкретного примера параметры воздуха на выходе лежат на линии 3 на рис. 23.

Для VRV систем регулирование ведут ближе к режиму поддержания постоянной температуры воздуха на выходе, но выбором конструктивных параметров внутреннего блока и настроек системы управления ограничивают перепад температур воздуха на входе и выходе из внутреннего блока линия 2 на рис. 23.

На рисунке 24 показано как изменяется холодопроизводительность таких кондиционеров с изменением температуры воздуха в помещении.

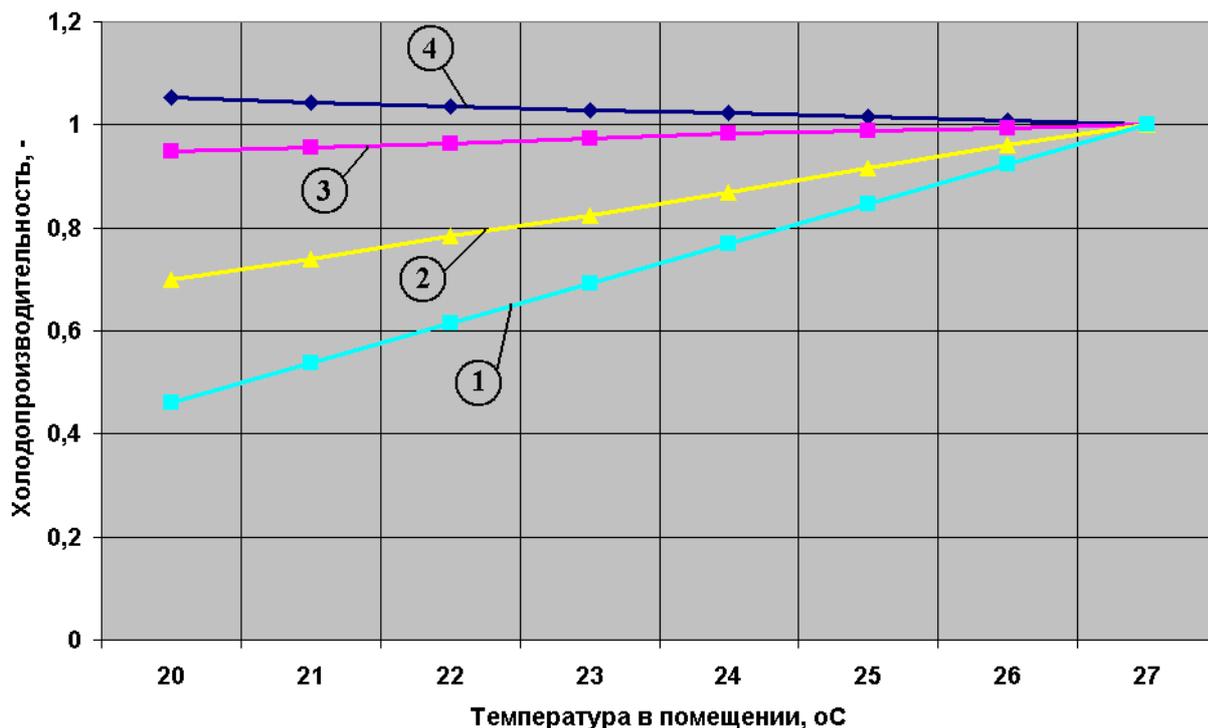


Рис.24.

Анализ графиков на рис.24 показывает, что при реализации режима постоянной температуры на выходе (линия 1) приводит к значительному снижению холодопроизводительности. Оборудование с такими характеристиками при работе с пониженными (20 – 22°C) температурами воздуха в помещении потребует практически удвоенной холодопроизводительности.

Для оборудования VRV системы снижение холодопроизводительности не столь существенно, но при его подборе это снижение следует учитывать.

Неинверторные сплит-системы имеют незначительное снижение холодопроизводительности при понижении температуры воздуха в помещении. Связанных со снижением холодопроизводительности ошибок при подборе оборудования будет значительно меньше, однако, параметры воздуха на выходе из внутреннего блока при низких температурах воздуха в помещении будут слишком низкими.

## 2 Методика аналитического подбора кондиционера

Предлагаемая методика подбора кондиционера реализует моделирование температурно-влажностных параметров воздуха в помещении с известными тепло и влагопоступлениями при установке определенного кондиционера.

Методика подбора выполнена в Excel и включает несколько подпрограмм.

Подпрограмма ввода исходных данных и получения результатов.

Подпрограмма ввода исходных данных по характеристикам кондиционера и аппроксимации аналитическими зависимостями зависимостей табличных значений полной и явной холодопроизводительностей от температуры воздуха в помещении по влажному термометру при заданной температуре наружного воздуха.

Подпрограмму расчета параметров влажного воздуха.

Подпрограмму расчета характеристик кондиционера при параметрах воздуха на входе в кондиционер отличных от табличных значений.

Две последние подпрограммы являются скрытыми и недоступны для пользователя.

### 2.1 Исходные данные

#### 2.1.1 Температурные условия

- температура воздуха в помещении (на входе во внутренний блок) по сухому термометру  $t_{вх\ d}$  [°C]
- температура наружного воздуха  $t_o$  [°C]

- барометрическое давление В [ Па ]

### 2.1.2 Характеристики кондиционера

- расход воздуха через внутренний блок AFR [м<sup>3</sup>/мин]
- байпас-фактор BF [ - ]
- полная холодопроизводительность кондиционера TC [кВт]
- явная холодопроизводительность кондиционера SHC [ кВт ]

Значения полной и явной холодопроизводительностей заносятся в программу расчета в виде таблиц. Пример приведен на рис. 25.

Температура наружного воздуха	Температура в помещении по влажному термометру, CWB оС							
	12		16		19		24	
CDB оС	TC	SHC	TC	SHC	TC	SHC	TC	SHC
20	5,57	4,56	6,39	4,61	6,87	4,8	8,02	4,98
25	5,43	4,42	6,1	4,47	6,73	4,56	7,83	4,75
32	5,05	4,17	5,77	4,22	6,39	4,42	7,35	4,56
35	4,9	4,12	5,57	4,17	6,15	4,32	7,2	4,52
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	17		Байпас-фактор	0,11		Модель	Новый	

Рис.25.

Опорные для получения аппроксимационных зависимостей значения температур в помещении и наружного воздуха можно выбрать по своему усмотрению. Важно, чтобы в дальнейшем, при расчетах использовались значения температур и влажности воздуха в помещении и снаружи лежащие в диапазоне параметров заданной Вами таблицы. Это связано с тем, что характеристики кондиционера в программе аппроксимируются степенными рядами и экстраполяция данных за пределы границ может приводить к большим погрешностям.

В результате интерполяции мы получаем уравнения:

$$TC = f1(t \text{ нар}, t \text{ пом } w)$$

$$SHC = f2(t \text{ нар}, t \text{ пом } w)$$

Интерполяция проводится в 2 этапа. На первом этапе определяются значения полной и явной холодопроизводительностей при заданной расчетной температуре наружного воздуха, а на втором этапе определяются коэффициенты аппроксимационного уравнения зависимости холодопроизводительности от температуры по влажному термометру на входе во внутренний блок.

## 2.2 Определение параметров влажного воздуха

### 2.2.1 Система расчетных уравнений

#### 2.2.1.1 Уравнения, описывающие взаимосвязь параметров влажного воздуха

1. Уравнения для определения параметров влажного воздуха в состоянии насыщения зависимость парциального давления насыщенных паров от температуры

$$\lg p_{\text{нас}} = 2,125 + (156+8,12*t)/(236+t)$$

зависимость влагосодержания в состоянии насыщения от давления насыщенных паров

$$d100 = 622 * p_{\text{нас}} / (B - p_{\text{нас}})$$

2. Уравнения, описывающие состояние воздуха в области перегретых паров воды (справедливы и для состояния насыщения)

Уравнение расчета энтальпии по температуре и влагосодержанию

$$i = 1,005*t + (2,5+0,0018*t)*d$$

Уравнение расчета относительной влажности

$$\varphi = B / (p_{\text{нас}}) * d / (622 - d) * 100,$$

где  $p_{\text{нас}}$  – давление насыщенных водяных паров при расчетной температуре.

### 2.2.1.2 Уравнения, описывающие процесс охлаждения воздуха в кондиционере

перепад энтальпий

$$\Delta i = TC / G$$

Массовый расход воздуха  $G$  [кг/с] определяется по объемному расходу  $V$  [м<sup>3</sup>/мин]

$$G = V * \rho / 60$$

Плотность сухого воздуха  $\rho$  рассчитывается по формуле

$$\rho = 0,003488 * (B - p) / (273 + t), \text{ кг/м}^3$$

где  $B$  – барометрическое давление, Па

$p$  – давление паров воды, Па

$t$  – температура воздуха на входе во внутренний блок, °C

перепад температур на внутреннем блоке по явной холодопроизводительности SHC [кВт]

$$\Delta t = SHC / G / c_p$$

где SHC - явная холодопроизводительность, [кВт]

$c_p = 1,005 + 0,0018*d$  – теплоемкость влажного воздуха, [кДж/(кг °C)]

байпас-фактор

$$BF = (i_{\text{вых}} - i_3) / (i_{\text{вх}} - i_3),$$

где  $i_3$  – энтальпия насыщенного воздуха при температуре поверхности теплообменника

$i_{\text{вх}}$  – энтальпия влажного воздуха на входе во внутренний блок

$i_{\text{вых}}$  – энтальпия влажного воздуха на выходе из внутреннего блока

## 2.2.2 Примеры расчетных схем процессов обработки воздуха в кондиционере

### 2.2.2.1 Расчет параметров воздуха на входе во внутренний блок по табличным данным (температурам сухого и влажного термометра)

- по заданной температуре мокрого термометра  $t_w$  находим давление насыщенных водяных паров  $p_{\text{н w}}$  [Па]  
 $\lg p_{\text{н w}} = 2,125 + (156 + 8,12 * t_w) / (236 + t_w)$
- по давлению насыщенных паров воды и барометрическому давлению находим влагосодержание воздуха в состоянии насыщения  $d_{100 w}$  [г/кг]  
 $d_{100 w} = 622 * p_{\text{н w}} / (B - p_{\text{н w}})$
- по температуре мокрого термометра и влагосодержанию насыщенных паров при температуре мокрого термометра рассчитываем энтальпию воздуха на входе  $i_{\text{вх}}$  [кДж/кг]  
 $i_{\text{вх}} = 1,005 * t_w + (2,5 + 0,0018 * t_w) * d_{100 w}$
- по температуре сухого термометра и энтальпии воздуха на входе определяем влагосодержание воздуха на входе  $d_{\text{вх}}$  [г/кг]  
 $d_{\text{вх}} = (i_{\text{вх}} - 1,005 * t) / (2,5 + 0,0018 * t)$
- по заданной температуре воздуха в помещении  $t_d$  находим давление насыщенных водяных паров  $p_{\text{н d}}$  [Па]  
 $\lg p_{\text{н d}} = 2,125 + (156 + 8,12 * t_d) / (236 + t_d)$
- относительная влажность воздуха на входе во внутренний блок  $\varphi_{\text{вх}}$  [%]  
 $\varphi_{\text{вх}} = B / (p_{\text{нас}}) * 100 * d_{\text{вх}} / (622 - d_{\text{вх}})$
- плотность сухого воздуха определяем по температуре воздуха на входе во внутренний блок и барометрическому давлению  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>]  
 $\rho_{\text{вх}} = 0,003488 * B / (t_{\text{вх}} + 273)$
- массовый расход воздуха через внутренний блок  $G$  [кг/с]  
 $G = AFR * \rho_{\text{вх}} / 60$

### 2.2.2.2 Расчет параметров воздуха на выходе из внутреннего блока

1. Перепад энтальпий на внутреннем блоке  $\Delta i$  [кДж/кг]  
 $\Delta i = TC / G$
2. энтальпия воздуха на выходе  $i_{\text{вых}}$  [кДж/кг]  
 $i_{\text{вых}} = i_{\text{вх}} - \Delta i$
3. Перепад температур на внутреннем блоке  $\Delta t$  [°C]  
 $\Delta t = SHC / G / c_p$
4. Температура воздуха на выходе по сухому термометру  $t_{\text{вых d}}$  [°C]  
 $t_{\text{вых d}} = t_{\text{d}} - \Delta t$
5. Влажосодержание воздуха на выходе определяем по энтальпии и температуре воздуха на выходе  $d_{\text{вых}}$  [г/кг]  
 $d_{\text{вых}} = (i_{\text{вых}} - 1,005 * t_{\text{вых d}}) / (2,500 + 0,0018 * t_{\text{вых d}})$
6. давление насыщенных водяных паров по температуре сухого термометра на выходе из внутреннего блока  $p_{\text{н d}}$  [Па]  
 $\lg p_{\text{н d}} = 2,125 + (156 + 8,12 * t_{\text{вых d}}) / (236 + t_{\text{вых d}})$
7. по давлению насыщенных паров воды и барометрическому давлению находим влажосодержание воздуха в состоянии насыщения  $d_{100 \text{ d}}$  [г/кг]  
 $d_{100 \text{ d}} = 622 * p_{\text{н d}} / (B - p_{\text{н d}})$
8. относительная влажность воздуха на входе из внутреннего блока  $\phi_{\text{вых}}$  [%]  
 $\phi_{\text{вых}} = B / (p_{\text{нас}} * 100 * d_{\text{вых}} / (622 - d_{\text{вых}}))$

### 2.2.2.3 Расчет температуры на поверхности теплообменника

1. Энтальпия воздуха при температуре поверхности теплообменника  $i_3$  [кДж/кг] определяется по байпас-фактору  
 $i_3 = i_{\text{вх}} - \Delta i / (1 - BF)$
2. Температура на поверхности теплообменника  $t_3$  [°C] определяется по энтальпии насыщенного воздуха, используя уравнение аппроксимационную зависимость  
 $t_3 = a_1 + a_2 * i_3 + a_3 * i_3^2 + a_4 * i_3^3$   
коэффициенты аппроксимационной зависимости  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  и  $a_4$  рассчитываются в подпрограмме с учетом известного значения барометрического давления.

### 2.2.2.4 Расчет «критической влажности» воздуха на входе во внутренний блок

1. По известной температуре влажного термометров определяем энтальпию воздуха на входе  $i_{\text{вх}}$  [кДж/кг] Раздел. 2.2.2.1. пункты 1 – 3.
2. Рассчитываем перепад энтальпий во внутреннем блоке  $\Delta i$  [кДж/кг] Раздел. 2.2.2.2. пункт 1.
3. Определяем энтальпию воздуха при температуре поверхности теплообменника  $i_3$  [кДж/кг] Раздел. 2.2.2.3. пункт 1.
4. Используя аппроксимационное уравнение кривой насыщения  $d_{\text{нас}} = f(i_3)$  определяем влажосодержание воздуха на входе во внутренний блок  $d_{\text{вх}}$  [г/кг].
5. Зная влажосодержание  $d_{\text{вх}}$  и энтальпию  $i_{\text{вх}}$  воздуха на входе во внутренний блок находим температуру на входе  $t_{\text{вх}}$  [°C]  
 $t_{\text{вх}} = (i_{\text{вх}} - 2,5 * d_{\text{вх}}) / (1,005 + 0,0018 * d_{\text{вх}})$
6. По температуре на входе  $t_{\text{вх}}$  определяем критическую относительную влажность воздуха на входе  $\phi_{\text{вх}}$  [%]. Раздел. 2.2.2.1. пункты 5 - 6.
7. Выполнив расчет для 4-х значений температуры влажного термометра, выбранных в пределах интересующего нас диапазона (в пределах разрешенных производителем техники), мы получаем аппроксимационные зависимости «критической» относительной влажности от значений температур сухого и влажного термометров, что позволяет определять критическую влажность при любой известной температуре в заданном диапазоне.

### 2.2.2.5 Расчет характеристик кондиционера при произвольных температуре и влажности воздуха на входе во внутренний блок

1. Определяем давление насыщенных водяных паров по температуре сухого термометра на входе во внутренний блок  $p_{\text{н}}$  [Па]  
 $\lg p_{\text{н}} = 2,125 + (156 + 8,12 * t_{\text{вх}}) / (236 + t_{\text{вх}})$

2. По давлению насыщенных паров воды и барометрическому давлению находим влагосодержание воздуха в состоянии насыщения  $d_{100}$  [г/кг]  
 $d_{100} = 622 * p_n / (B - p_n)$
3. По влагосодержанию воздуха в насыщенном состоянии и заданной относительной влажности определяем влагосодержание воздуха на входе  $d_{вх}$  [г/кг]  
 $d_{вх} = 622 * \varphi_{вх} * d_{100} / (100 * B - \varphi_{вх} * d_{100})$
4. По температуре и влагосодержанию воздуха на входе находим энтальпию воздуха  $i_{вх}$  [кДж/кг]  
 $i_{вх} = 1,005 * t_{вх} + (2,5 + 0,0018 * t_{вх}) * d_{вх}$
5. По энтальпии воздуха на входе рассчитываем по аппроксимационной зависимости температуру воздуха по влажному термометру  $t_{вх w}$  [°C]
6. По температуре, барометрическому давлению, относительной влажности и давлению насыщенных водяных паров рассчитываем плотность воздуха на входе  $\rho$  [кг/м<sup>3</sup>]
7. Рассчитываем критическую влажность (максимальную влажность для заданной температуры, при которой отсутствует конденсация влаги) по зависимости, полученной в разделе 2.2.2.4.  $\varphi_{кр}$  [%].
8. Если заданная относительная влажность ниже или равна критической рассчитываем по пунктам 3-5 температуру по влажному термометру для критической относительной влажности  $t_{вх кр w}$  [°C] и используем это значение для определения полной холодопроизводительности кондиционера TC [кВт]. Явная холодопроизводительность, в этом случае, равна полной SHC = TC.
9. Если заданная относительная влажность выше критической, то по аппроксимационным зависимостям: TC =  $f_1(t_{нар}, t_{вх w})$  и SHC =  $f_2(t_{нар}, t_{вх w})$  определяем значения полной и явной холодопроизводительностей.
10. Далее рассчитываем остальные параметры процесса охлаждения, как и прежде, пользуясь уравнениями Раздел. 2.2.2.2. и Раздел. 2.2.2.3.

По алгоритму раздела 2.2.2. написана программа расчета параметров работы кондиционера «Влажность\_2».

Второй вариант программы «Влажность\_3» позволяет моделировать работу кондиционера в помещении с заданными теплопоступлениями.

Программа использует для расчета теплопоступлений в помещение алгоритм, приведенный DAIKIN в документе Si-18 стр. 312-317.

В результате расчетов определяется и относительная влажность воздуха в помещении при установке данного кондиционера. Поскольку тепло и влагопоступления в помещение зависят от относительной влажности в помещении, расчет ведется методом последовательных приближений.

Оглавление

<u>1</u>	<u>Как работает сплит?</u> .....	2
<u>1.1</u>	<u>Принцип действия</u> .....	2
<u>1.2</u>	<u>Необходимые сведения о фреоновом контуре</u> .....	3
<u>1.3</u>	<u>Идеальный теплообменник</u> .....	3
<u>1.4</u>	<u>«Байпас-фактор»</u> .....	6
<u>1.5</u>	<u>Определение параметров воздуха на выходе из внутреннего блока</u> .....	7
<u>1.6</u>	<u>Как рассчитать холодопроизводительность кондиционера при параметрах воздуха на входе отличных от приводимых в таблицах</u> .....	9
<u>1.7</u>	<u>Чем определяются температурные границы применения сплит-системы?</u> .....	10
<u>1.8</u>	<u>Определение характеристик кондиционера при произвольных параметрах воздуха в помещении</u> ..	13
<u>1.9</u>	<u>Как правильно подобрать кондиционер?</u> .....	14
<u>1.10</u>	<u>Влияние основных технических характеристик кондиционера на его потребительские свойства</u> .	17
<u>1.10.1</u>	<u>Расход воздуха через внутренний блок</u> .....	17
<u>1.10.2</u>	<u>Эффективность теплообменника (байпас-фактор)</u> .....	18
<u>1.10.3</u>	<u>Регулирование холодопроизводительности</u> .....	19
<u>2</u>	<u>Методика аналитического подбора кондиционера</u> .....	21
<u>2.1</u>	<u>Исходные данные</u> .....	21
<u>2.1.1</u>	<u>Температурные условия</u> .....	21
<u>2.1.2</u>	<u>Характеристики кондиционера</u> .....	22
<u>2.2</u>	<u>Определение параметров влажного воздуха</u> .....	22
<u>2.2.1</u>	<u>Система расчетных уравнений</u> .....	22
<u>2.2.2</u>	<u>Примеры расчетных схем процессов обработки воздуха в кондиционере</u> .....	23