

## **Автономные кондиционеры – это актуально!**

### **(Десять главных вопросов профессору А.Г.Сотникову)**

Сегодня наш гость – доктор технических наук, профессор кафедры кондиционирования воздуха Санкт-Петербургского Государственного Университета низкотемпературных и пищевых технологий (СПбГУНПТ, бывш. «Холодилка») Анатолий Геннадиевич Сотников. За 40-летний период деятельности он работал проектировщиком, еще будучи студентом-наладчиком, аспирантом, преподавал (до пяти дисциплин), пройдя путь от ассистента до профессора кафедры. Круг его научных интересов и публикаций очень широк и охватывает диапазон от климатологии (совместно с ГГО им. А.И.Воейкова) до проектирования и автоматизации СКВ и СВ. Не случайно поэтому тема докторской диссертации в форме научного доклада соответствовала специальностям как строительного, так и холодильного профиля. Специалистам хорошо известны его книги по СКВ переменного расхода (VAV-системам) и автоматизации СКВ и СВ, которые сразу по выходе стали библиографической редкостью. И раньше и сейчас он успешно совмещает преподавание в ВУЗ'е с работой и консультированием сложных объектов, в том числе Стрельнинского Дворцово-паркового Ансамбля.

Наш корреспондент застал А.Г.Сотникова в период «белых» ночей в Санкт-Петербурге среди множества дел: подготовки дипломных проектов и выпускных работ бакалавров, занятий в институте переподготовки (фото), консультации проектов уникальных объектов, работы над книгой...

Тема сегодняшней беседы – это итог многолетней работы проф. А.Г.Сотникова, серьезные научно-методические разработки, несколько публикаций и подготовленная для издания рукопись книги «Автономные и специальные системы кондиционирования воздуха». В связи с этим мы задали Автору несколько главных для понимания проблемы вопросов.

#### **1. Что нового и познавательного Вы видите в проблеме «Современные автономные кондиционеры»?**

Очень много. Во-первых, автономные кондиционеры как маленькие (например бытовые), так и крупные производительностью десятки тыс.м<sup>3</sup>/ч – удивительное сочетание «в одном флаконе» новейших достижений холодильной и вентиляционной техники, средств управления, решений по энергосбережению, современного дизайна и высокой монтажной готовности. Многие десятилетия они непрерывно совершенствуются. В результате в настоящее время «сложились» три основных группы таких кондиционеров:

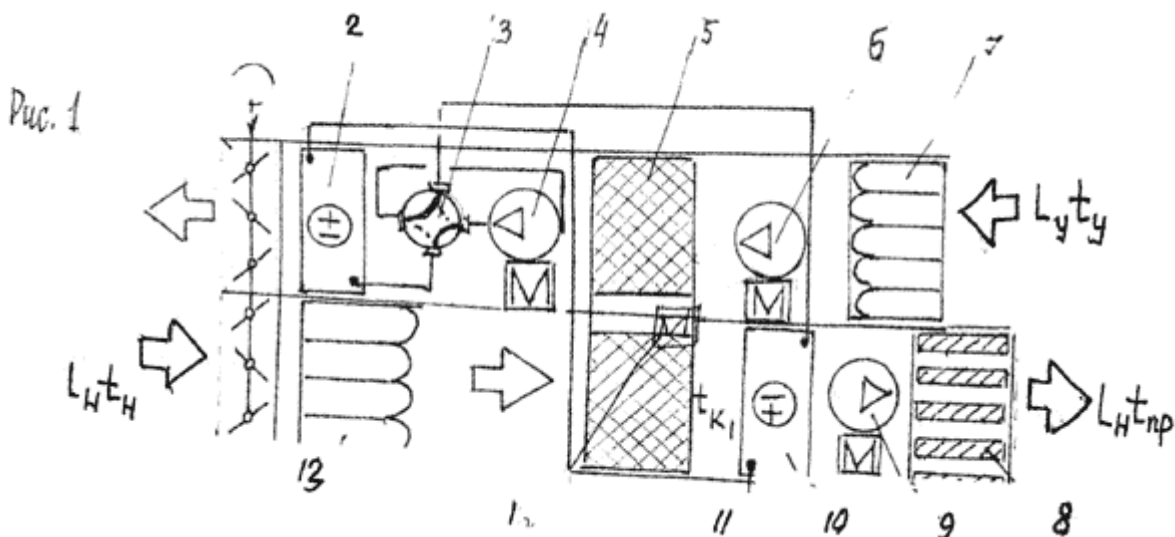
- ◀ т.н. «обычные» (бытовые, полупромышленные), выполняющие комфортно-технологические задачи и поддерживающие температуру воздуха (влажность в интервале);
- ◀ т.н. прецизионные, обеспечивающие поддержание температуры и влажности в массе объекта (детали, изделия), с малыми отклонениями;

◀ т.н. специальные (для таких объектов, как залы ЭВМ, операционные, краны, камеры испытания, строительные и дорожные машины, автомобили, железнодорожные вагоны и др.).

Все эти конструкции несмотря на видимые различия объединяет принцип независимости (автономности) от центральных сетей холодо- и теплоснабжения, использование для всех процессов электроэнергии и еще воды (на увлажнение). Такие системы компактны и дешевле, чем центральные СКВ, оснащаемые водоохлаждающими машинами (чилерами). Не случайно поэтому такая техника является основной, а перспективная потребность к 2005 году в России оценена в 400 тыс. штук/год.

## 2. Можете ли Вы назвать удачный проект применения таких кондиционеров?

Охотно. Всего не знаю, но один очень интересный приведу. В 1999 г. ЗАО «Арктика» (С-Петербург), а именно выпускница нашей кафедры О.Н.Жигулина работала над проектом кондиционирования воздуха в казино «Премьер» на Невском, 47 (там раньше находился кинотеатр «Титан»). Место на «Невском» очень известное и популярное у горожан и гостей города. В этом проекте для организации процессов обработки воздуха потребовалось бы 230 кВт теплоты на нагрев наружного (приточного) воздуха и охлаждение наружного воздуха в теплый период года (при  $t_H > t_{np} = 15^\circ\text{C}$ ). Такого тепловые сети предоставить не могли и на ум пришло интересное решение.



Автономный кондиционер TQU IV Produkt AB (Швеция) с роторным теплоутилизатором расчетной эффективностью около  $\theta_{TV} = 0,50$  и холодильной машиной  $Q_X = 24 \dots 121$  кВт,  $L_{np} = 18000$  м<sup>3</sup>/ч, переключаемой в режим теплового насоса, в этих условиях оказался пожалуй единственным приемлемым решением (рис. 1). Суммарная одновременно потребляемая мощность кондиционера 50 кВт. Годовой режим работы такого кондиционера показан на рис. 2 в функции от температуры  $t_H$  и с учетом их повторяемости ( $d\tau/dt_H$ ). При низких  $t_H$  нагрев



↙ эффективность процесса охлаждения  $\theta_F$ , отнесенная к средней температуре поверхности  $F$ , т.н. байпас-фактор  $BF = 1 - \theta_F$ .

Естественно, без этих и других терминов правильный подбор автономного кондиционера затруднен.

#### 4. В чем проблема подбора автономного кондиционера?

Есть «беспроблемный» подбор, при котором холодопроизводительность должна быть не меньше теплоизбытков. На самом деле все сложнее. Холодопроизводительность испарителя переменна и в каталогах обычно указывают паспортную (она меняется на  $\pm 30\%$  в зависимости от условий). Часть холода расходуется на осушение воздуха, например при  $t_B = 30^\circ\text{C}$   $\varphi_B = 100\%$   $\xi_{BO} \approx 3$ , то есть 2/3 холода используется для осушения и лишь 1/3 - для охлаждения. При разном состоянии охлаждаемого воздуха  $\xi_{BO}$  меняется. Теплоизбытки, ассимилируемые кондиционером, определить непросто, ведь теплота нестационарна, делится на лучистую, конвективную и кондуктивную, разделяется в плане и по высоте между нижней и верхней зоной. Как узнать, сколько теплоты ассимилирует та или иная приточная струя? Измените ее направление и в результате изменится коэффициент рабочего времени. Как видно проблем много, а правильный выбор определяет минимальную стоимость кондиционера. Есть и другие тонкости подбора, которые требуют отдельных пояснений и до конца не ясны.

#### 5. Так как же в этих условиях Вы рекомендуете выполнять подбор кондиционера по холоду?

По неравенству: выработка холода на охлаждение должна быть больше теплоизбытков (конвективных) в той части помещения, которую достигает воздух кондиционера, при условии:

$$b_i = \frac{Q_{ном} + L_H c_B \rho_B (t_H - t_B)}{Q_X / \xi_{BO}} = 0,7 \dots 0,8, \quad (1)$$

здесь трудно определяемыми величинами являются  $Q_{ном}$  и  $\xi_{BO}$ ; вторым слагаемым числителя при малой разности  $t_H - t_B$  и малом расходе наружного воздуха  $L_H$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) можно пренебречь. Предполагают, что холодопроизводительность  $Q_X$  (кВт) будет близка паспортной, что далеко не всегда выполняется.

#### 6. Можно ли хотя бы приближенно оценить ожидаемый средний коэффициент влаговываждения процесса.

Можно, но очень примерно. Для этого нужно знать среднюю температуру и энтальпию воздуха перед охлаждением. Это может быть смесь наружного и рециркуляционного воздуха, или только наружный воздух, или только рециркуляционный. Пусть  $t_c$  и  $i_c$  известны. Тогда

используя приближенное соотношение для линии насыщения  $i_F \approx 3t_F$  (при  $t_F = 8 \dots 12^\circ\text{C}$ ) получаем

$$\xi_{BO} = \frac{\Delta i}{c_B \Delta t} = \frac{i_c - i_F}{c_B (t_c - t_F)} = \frac{Q_X / (L_{np} \rho_B) (1 - BF)}{c_B (t_c - i_F / 3)}, \quad (2)$$

где  $i_F = i_c - Q_X / (L_{np} \rho_B) (1 - BF)$ . Например при  $Q_X = 15$  кВт,  $L_{np} = 1$  м<sup>3</sup>/с,  $BF = 0,05$ ;  $i_c = 48$  кДж/кг,  $t_c = 23^\circ\text{C}$  получаем  $i_F = 48 - 15/1 \cdot 1,2(1 - 0,05) = 35$  кДж/кг;

$$t_F \approx 35/3 = 12^\circ\text{C}; \quad \xi_{BO} = \frac{15/1 \cdot 1,2(1 - 0,05)}{1(23 - 12)} \approx 1,2$$

### 7. Наблюдали ли Вы «парадоксы» в практической работе автономных кондиционеров?

Да, и неоднократно. Они объясняются особенностями аккумуляции теплоты и массы. Один раз, который запомнился – это комплексные испытания (см. Холодильная техника, 1980, №12) отечественного кондиционера 1КС-12. Так вот при его работе он осушал воздух помещения, отводя 2,5 кг влаги/ч. Тут стоит задуматься: а откуда эта влага? Я и студент-вечерник Н.С.Кудряшов «здесь были не причем», это была десорбция влаги стенами лаборатории. Да, мы вмещались в тепловлажностный режим ограждений, нарушили его, подавая охлажденный и осушенный воздух. Это обстоятельство многому меня научило: кондиционеры не должны нарушать сложившийся режим ограждений, особенно в старинных реконструируемых музейных и культовых зданиях. Мне это помогло и в 1998-99 гг при разработке проекта СКВ корпуса Бенуа ГРМ (проект выполнял ЗАО «Кондиционер-Сервис», сейчас ведется монтаж оборудования).

Второй раз, находясь в командировке в г.Чудово на комбинате RWS (большеформатной фанеры) я и еще четверо коллег оказались в помещении, в торце которого стоял довольно крупный автономный кондиционер ( $Q_X \approx 12$  кВт). Во время совещания я обратил внимание, что по соотношению полупериодов (на слух) компрессор работал  $\square$  50% времени. Но если это так, то откуда такие теплоизбытки от пяти человек и пяти лампочек? Вроде ниоткуда, если не учитывать нагрев настилающейся холодной струи поверхностью перекрытия и стены. Других причин я не вижу.

Такие «телячьи нежности» при сдаче кондиционера обычно не интересуют, лишь бы машина работала циклически... А мне интересен запас, то есть отношение теплоизбытков и расхода холода на охлаждение воздуха. Без такого углубления нельзя познать таинства подбора этих кондиционеров.

### 8. Как можно представить годовую изменчивость холодопроизводительности?

Можно, но не просто. Она зависит по крайней мере от трех величин: расхода охлаждаемого воздуха, температуры воздуха по мокрому термометру перед воздухоохладителем (испарителем) и температуры воздуха или воды перед конденсатором. Холодопроизводительность существенно падает при неудачной установке наружного блока (отсутствии затенения, перегреве кровли или стены, отсутствии покрытия корпуса фольгой и др.). В дополнении к этому явная холодопроизводительность зависит от температуры воздуха перед испарителем, но уже по сухому термометру.

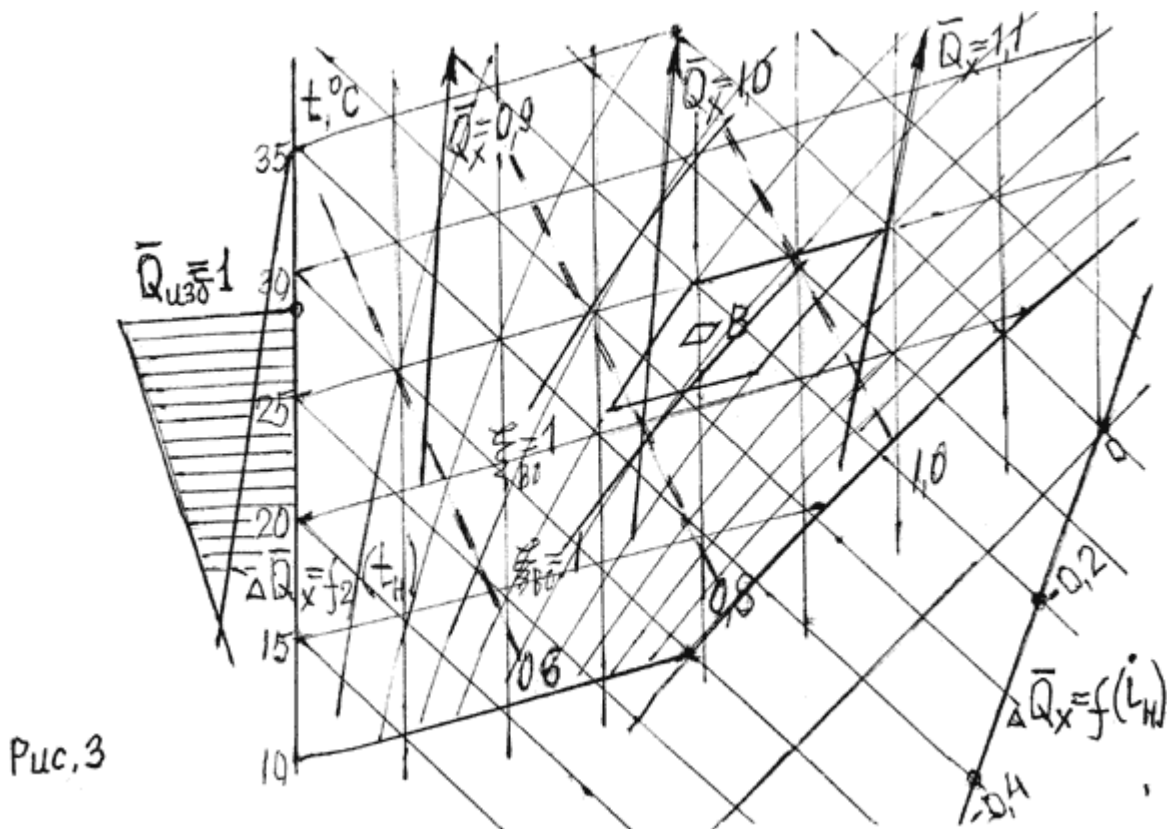


Рис. 3

Зависимости относительной холодопроизводительности  $\bar{Q}_X = Q_X / Q_{X.nacn}$  от температуры воздуха перед испарителем и конденсатором наиболее привычно и наглядно изображать в поле  $i-d$  диаграммы влажного воздуха при паспортном расходе воздуха (рис. 3). Эти зависимости не одинаковы для разных производителей, но усредненно они могут быть представлены так:

$$\bar{Q}_X = Q_X / Q_{X.nacn} \approx [1 + 0,5(\Delta G_B / G_B)] [1 + a_{i_H} (i_H - i_{H.nacn}) + a_{t_H} (t_H - t_{H.nacn})], (3)$$

где усреднено  $a_{i_H} = 0,02 \text{ (кДж/кг)}^{-1}$  перед испарителем и  $a_{t_H} = -0,01 \text{ (}^\circ\text{C)}$  перед конденсатором.

Пример 1. Оценить приближенно возможное изменение холодопроизводительности в долях от паспортной при  $i_{H.nacn} = 55 \text{ кДж/кг}$ ,  $t_{H.m} = 19^\circ\text{C}$ ,  $t_{H.конд} = 35^\circ\text{C}$  при снижении возду-

холодопроизводительности кондиционера на  $\Delta G_B = -0,2G_B$ ,  $i_H = 48$  кДж/кг и  $t_{H.конт} = 50^\circ\text{C}$  вследствие перегрева корпуса. По формуле (3) приближенно получаем

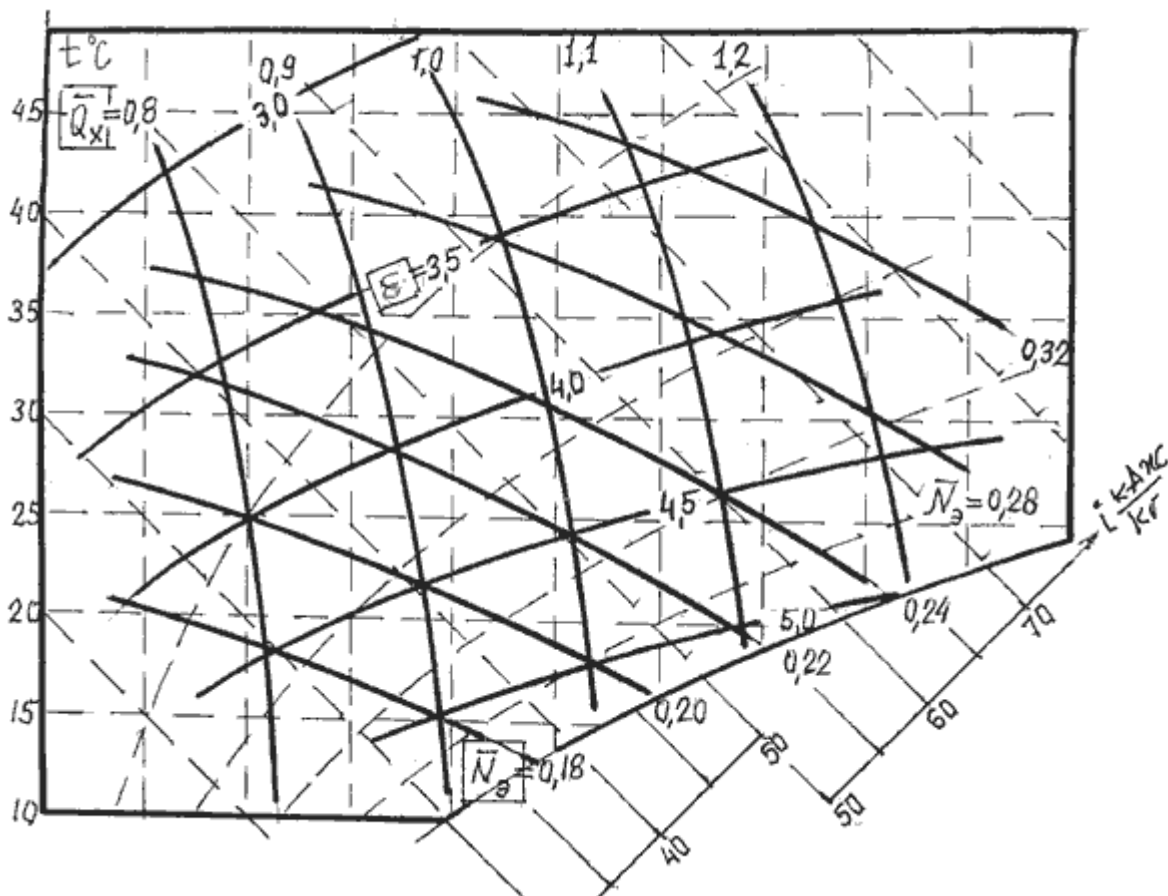
$$\bar{Q}_X \approx [1 + 0,5(-0,2)][1 + 0,02(48 - 55) - 0,01(50 - 35)] = 0,9 \cdot 0,71 = 0,64,$$

(на 36%).

Как видим в этом случае уменьшение холодопроизводительности испарителя будет весьма заметным.

### 9. Существуют ли другие более общие формы оценки энергетической эффективности АК?

Да. Для этого рассматривается относительное потребление энергии  $\bar{N}_3$  на охлаждение-осушение как функция отношения  $\bar{N}_3 = \bar{Q}_X / \varepsilon$  относительной холодопроизводительности к холодильному коэффициенту. Эти зависимости показаны в поле  $i - d$  диаграммы на рис. 4.

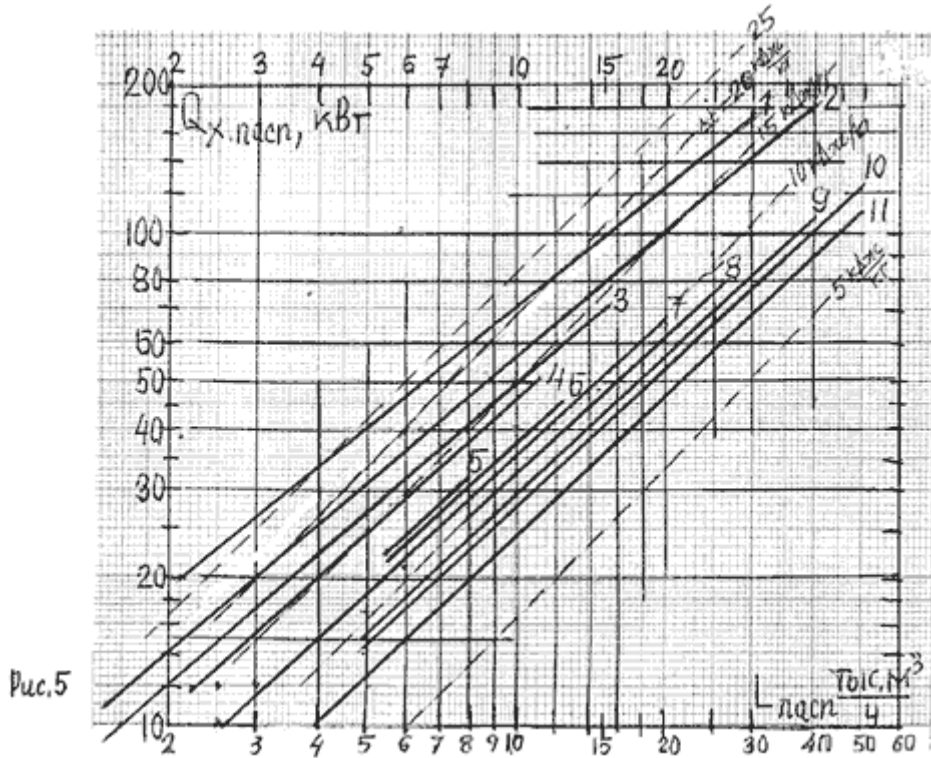


Изолинии  $\bar{N}_3$  не совсем линейны, а их расположение оказывается между изотермой и изоэнтальпией. Сам разработал, других не встречал.

### 10. Последний вопрос. Можно ли как-то обобщить и поэтому запомнить разнообразные количественные характеристики автономных кондиционеров?

Если немного подумать - то можно. Для этого надо вспомнить, что разнообразные цифры холодо (кВт), - тепло (кВт) - и влагопроизводительности (кг/ч) в расчетах и построениях в

$i - d$  диаграмме делят (относят) к паспортной воздухопроизводительности  $L_{np} \rho_B$  (кг/с). В результате получают соответственно паспортные перепады энтальпии  $\Delta i = Q_{X.nacn} / (L_{np.nacn} \rho_B)$ , температуры  $\Delta t = Q_{T.nacn} / (L_{np.nacn} \rho_B c_B)$  и влагосодержания  $\Delta d = G_{увл.nacn} / (L_{np.nacn} \rho_B)$ .



Пример такого обобщения холодопроизводительности испарителей ХМ АК ведущих производителей показан на рис. 5. Это упрощает подбор с учетом разброса перепада энтальпий автономных кондиционеров ведущих производителей  $\Delta i = 7...25$  кДж/кг и обеспечивает наилучший выбор АК для заданных условий:  $Q_{изб}$ ,  $L_{np}$  и др.

Заканчивая это интервью, проф. А.Г.Сотников выразил надежду и в дальнейшем предоставлять актуальный материал при условии, если это заинтересует многочисленных читателей...

Вопросов много, познание бесконечно...

С надеждой, Ваш

А.Г.Сотников

### **Перепечатка текста и рисунков запрещена**

Фото 1. Выпускники Института переподготовки при СПбГУНПТ по направлению «Вентиляция и кондиционирование воздуха» июнь 2002 г вместе с проф.А.Г.Сотниковым (второй справа во втором ряду).

Рис.1. Принципиальная схема – вид крупного центрального автономного кондиционера с использованием для нагревания роторного теплоутилизатора (ВРТ) и холодильной машины в режиме теплового насоса: 1 – совмещенный воздушный клапан наружного и удаляемого воздуха с приводом; 2 – конденсатор холодильной машины (или испаритель теплового насоса); 3 –



четырёхходовой переключающий клапан (показан в положении работы холодильной машины на охлаждение наружного воздуха (теплое время года); 4 – холодильный компрессор с двигателем; 5 - роторный регенеративный утилизатор; 6 – вытяжной вентагрегат; 7, 13 – фильтры для очистки воздуха; 8 – шумоглушитель; 9 – вытяжной вентагрегат; 10 – испаритель холодильной машины (конденсатор теплового насоса); 11 – терморегулирующий вентиль; 12 – двигатель для привода во вращение ротора ВРТ.

Рис.2. График годовых режимов работы центрального автономного кондиционера в составе теплоутилизатора, холодильной машины и теплового насоса в объекте с тепловыделениями (казино-клуб «Премьер»,  $G_{np} = 5 \text{ м}^3/\text{с}$ ,  $Q_{T,max} = 230 \text{ кВт}$ ).

Рис.3. Сводный график изменения полной относительной холодопроизводительности испарителя ХМ АК в зависимости от  $i_H(t_{H.M})$  перед испарителем и  $t_H$  перед воздушным конденсатором и избыточных тепловыделений в помещении: сплошные линии – для FB4A, пунктир – усредненно для АК разных производителей при  $a_{i_H} = 0,02 \text{ (кДж/кг)}^{-1}$ ;  $a_{t_H} = -0,01 \text{ (}^\circ\text{C)}^{-1}$ ; линия  $\xi_{BO} = 1$  при  $\Delta i_{BO} \approx 20 \text{ кДж/кг}$  и  $10 \text{ кДж/кг}$  разделяет область начальных состояний перед охладителем на две части, когда происходит охлаждение или охлаждение-осушение воздуха.

Рис.4. Изменение относительной холодопроизводительности испарителя  $\bar{Q}_X$  в долях от паспортной, холодильного коэффициента  $\varepsilon = Q_X / N_{компр}$  и относительного потребления энергии  $\bar{N}_{компр} = \bar{Q}_X / \varepsilon$  в зависимости от энтальпии ( $t_{H.M}$ ) перед испарителем и температуры воздуха  $t_H$  перед воздушным конденсатором.

Рис.5. Сводный график обобщенных паспортных характеристик  $Q_{X,nacn} - L_{nacn}$  крупных автономных кондиционеров ведущих производителей: 1 – кондиционеры *W ATE* (Германия); 2 – кондиционеры *US Дайкин* (Япония); 3 – кондиционеры *CEB Bako ABB - Fläkt* (Швеция), 4 – кондиционеры КПА-1 – ДМЗ (Россия); 5,6 – кондиционеры С2 и С1 *ATE* (Германия); 7 – кондиционеры моделей 215-300 *ATE* (Германия); 8 – кондиционеры *WS Daikin* (Япония); 9,10 – кондиционеры *CCM* и *MS STULZ* (Германия); 11 – кондиционеры *Raumklima* (Австрия). Пункт – изолинии равных значений  $\Delta i_{BO} = 5, 7, 10, 15, 20, 25$  и  $30 \text{ кДж/кг}$ .

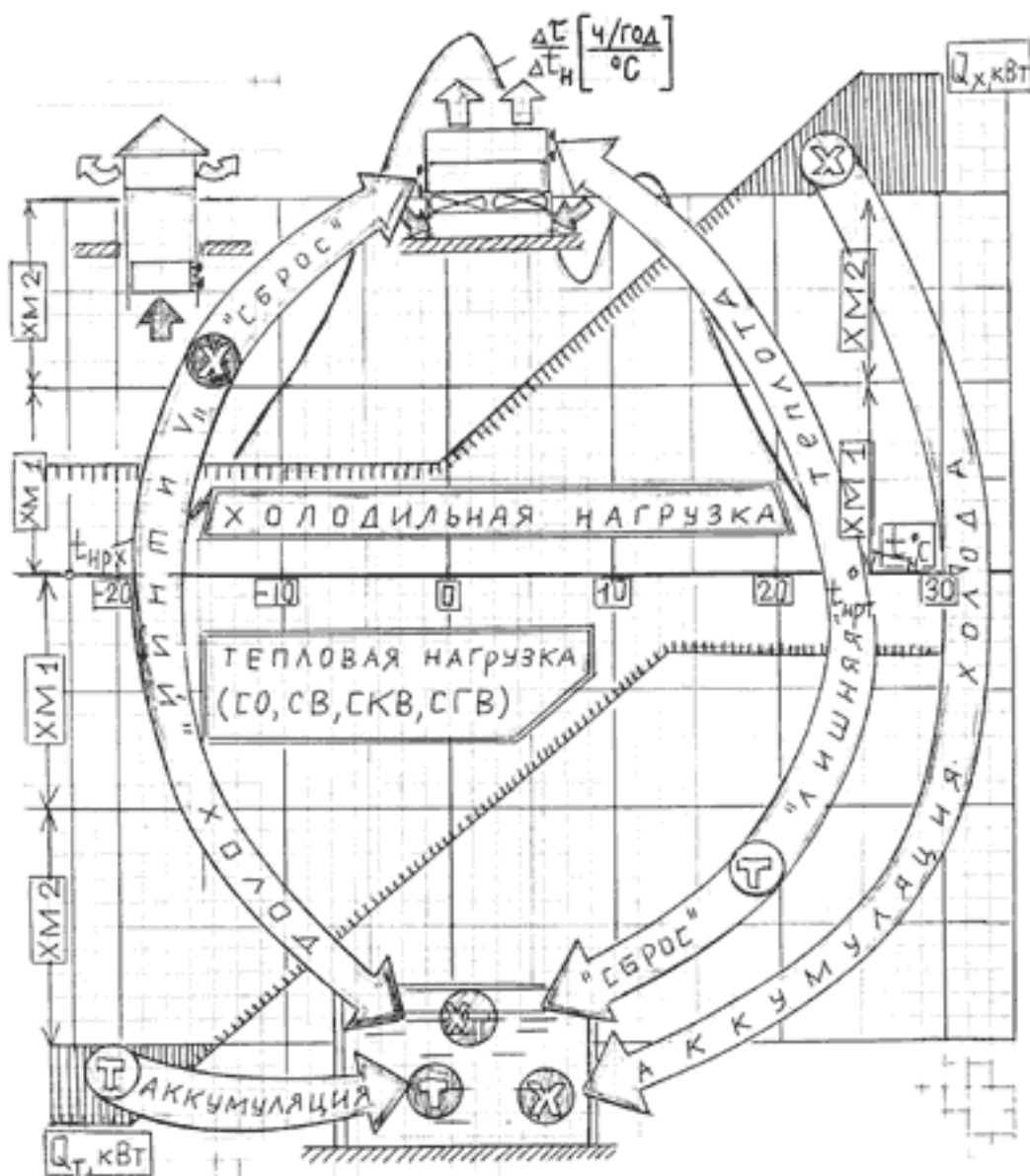


Рис. . Условная схема-график одновременного суммарного потребления холода и теплоты инженерными системами административно-общественного здания, вырабатываемых двумя двухступенчатыми водо-охлаждающими машинами, аккумуляции «пиковых» холодильной и тепловой нагрузок (штриховка) и сброса (самокомпенсации) «лишних» теплоты и холода в общий бак или через двойной dry-cooled

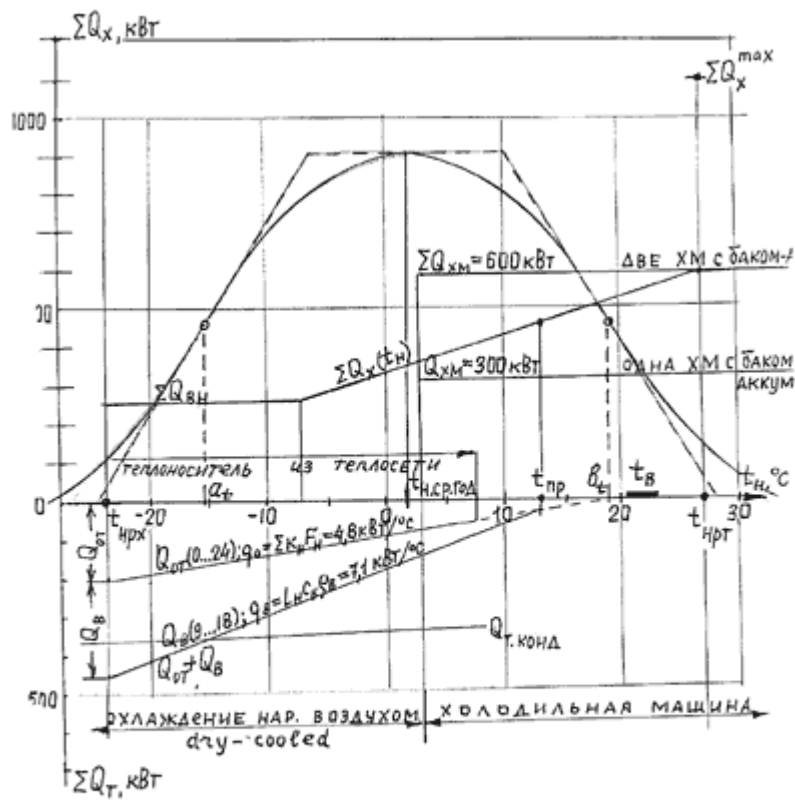


Рис. График годовых режимов потребления теплоты и холода СКВ, СВ, СО зданием ( $\Sigma F_{пл} = \text{м}^2$ ,  $V_{отр} = \text{м}^3$ ,  $\Sigma Q_{цзб}^{\text{max}} = \text{кВт}$ ,  $\Sigma L_{н} = \text{м}^3/\text{с}$ ,  $\Sigma K_{н} F_{н} = \text{кВт}/^\circ\text{C}$ ,  $T_{рад} = 9 \dots 184$ )