

Тип воздухоораспределителя	Коэффициент η	Рабочая разность температур Δt_0 значений $\alpha / \sqrt{F_0}$								при
		8	10	12	14	16	18	20	22	
Плафоны (верные, а также верные и осесимметричные струи): ВДУМ ВЭЦ ВДШ	0,8	3,3	4,1	5,0	5,8	6,6	7,4	8,2	9,0	
	1,0	2,6	3,3	4,0	4,6	5,3	5,9	6,6	7,3	
	0,65	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	
Плафоны (осесимметричные и конические струи): ВДУМ-Д ВДУМ ВДУМГ-Д ВДУМІ	4,2	1,2	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	
	2,0	2,5	3,1	3,8	4,4	5,0	5,6	6,2	6,8	
	2,4	2,1	2,6	3,1	3,6	4,2	4,7	5,2	5,7	
	2,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	
Решетки: РР ($\beta = 0$) РВ ($\beta = 45^\circ$) РВ ($\beta = 60^\circ$) РВ ($\beta = 90^\circ$)	4,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,2	1,3	1,4	1,5	
	3,5	0,75	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	
	2,5	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5	2,8	3,0	
	1,8	1,5	1,8	2,2	2,6	2,9	3,3	3,7	4,0	

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ
ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ
И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Материалы
краткосрочного семинара
7 - 8 июля

Под редакцией
канд. техн. наук
В. Д. Коркина

А.А.Рымзевич, В.И.Лисёв

ВЛИЯНИЕ ДЕЦЕНТРАЛИЗАЦИИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
НА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

До настоящего времени нет единой точки зрения по вопросу о необходимой степени децентрализации систем кондиционирования воздуха (СКВ), т.е. о размещении различных узлов (подсистем) тепловлажностной обработки воздуха относительно обслуживаемого объема (помещения). Объясняется это большим количеством факторов, влияющих на выбор принципиальных решений СКВ, в том числе по степени децентрализации. Эти факторы можно условно представить следующими группами:

- 1) строительно-планировочные особенности объекта, в частности количество помещений, обслуживаемых СКВ;
- 2) характер вредностей в помещениях и закон их изменения во времени;

- 3) требования к параметрам воздушной среды в помещениях;
- 4) характеристики климата района расположения объекта;
- 5) специальные ограничения.

В ряде случаев для таких объектов, как гостиницы и другие общественные здания, принципиальные требования к децентрализации определены [1], найдены целесообразные сочетания центральных систем с местными доводчиками, разработаны технические средства для их эффективного использования. С такой же определенностью для крупных цехов, как правило, используются только центральные СКВ, иногда с концевыми воздухонагревателями для регулирования параметров воздушной среды по отдельным зонам цеха.

Попробуем сформулировать основные положения метода оценки целесообразной степени децентрализации систем для крупных цехов, выявить целесообразные конкурирующие варианты децентрализованных СКВ, определить основные факторы, влияющие на технико-экономические и особенно на энергетические их показатели.

Сущность метода заключается в следующем.

1. Системы могут сравниваться между собой лишь при условии одинаковой степени обеспечения заданных функций.
2. Для каждого варианта систем должно быть найдено оптимальное решение по критерию оптимизации, например, по приведенным затратам.
3. Окончательный выбор варианта должен производиться по комплексу технико-экономических показателей (ТЭП) [2]; при этом имеется в виду, что конкурирующие варианты, например, при одних и тех же приведенных затратах могут существенно отличаться по энергетическим затратам или другим группам показателей.

В качестве конкурирующих вариантов при комплексном методе их оценки и сопоставлении заслуживают внимания следующие:

- а) центральные СКВ, работающие по режимам, обеспечивающим оптимальные значения комплекса ТЭП;
- б) центральные СКВ с местными рециркуляционными агрегатами для адиабатного увлажнения воздуха при условии выявления оптимальной степени наклона углового коэффициента, характеризующего тепловлажное отношение в помещении;
- в) центральные СКВ с местными рециркуляционными воздухоохладителями при условии выявления целесообразного распределения

тепловых нагрузок между центральными и местными устройствами.

Каждый из рассмотренных вариантов не представляет каких-либо новых сведений с точки зрения принципиальных решений. Поэтому в краткой характеристике этих вариантов существенным являются сформулированные дополнительные условия, без соблюдения которых известные принципиальные решения не могут быть подвергнуты количественной оценке и сопоставлению. Из всего многообразия факторов, которые определяют целесообразность сопоставления перечисленных вариантов, при постановке задачи можно выделить лишь один — классы нагрузок, остальные определяются расчетом. Анализ показывает, что перечисленные варианты имеют смысл для III класса тепловлажных нагрузок, т.е. для условий, когда допускается первая рециркуляция и соблюдается соотношение:

$$Q_{тп} / G_{н} > Q_{тп} / G_{п},$$

где $Q_{тп}$ — остаточные тепловыделения в помещении;

$G_{н}$; $G_{п}$ — соответственно минимально неизбежный расход наружного воздуха и общий расход воздуха, подаваемого в помещение.

В соответствии с указанными выше положениями для одного из выбранных объектов проведены оптимизационные расчеты и сделан анализ влияния различных факторов на конечные значения искомых показателей систем. Подробная информация о результатах невозможна без многочисленного иллюстрационного материала, поэтому приводим лишь некоторые наиболее существенные выводы и предложения по дальнейшим исследованиям.

1. В понятие децентрализации СКВ необходимо включать принципиальные схемные решения, характеризующие сущность технологических процессов центральных и местных систем. В качестве исходной основы для характеристики децентрализации СКВ целесообразно принимать степень уменьшения расхода воздуха, подаваемого от центральной системы за счет использования тех или иных местных рециркуляционных агрегатов.

2. Для III класса нагрузок, особенно при соотношении расходов воздуха рециркуляционного и наружного, составляющем более 2, использование местных рециркуляционных систем доувлажнения или охлаждения приводит к значительному сокращению энергозатрат.

3. В децентрализованных СКВ сокращение расхода электроэнергии может достигать 20 % и более при близких значениях приведенных затрат для сравниваемых вариантов. Сочетание ряда исходных условий также приводит к сокращению приведенных затрат.

4. Предварительный анализ имеющихся технических средств, позволяющих реализовать децентрализованные СКВ, показывает, что серьезное внимание следует обратить на разработку способов адiabатного увлажнения и охлаждения в малогабаритных агрегатах, а также воздухораспределение от двух систем (центральной и местной).

Дополнительный анализ позволит определить более конкретную область экономически целесообразной степени децентрализации систем для крупных цехов.

Л и т е р а т у р а

1. К о к о р и н О. Я. Установки кондиционирования воздуха. - М.: Машиностроение, 1978. - 264 с.
2. Р ы м к е в и ч А. А. Математическая модель системы кондиционирования воздуха. - Холодильная техника, 1981, № 2, с. 28 - 32.

Л.Я.Баландина, Л.С.Кример

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТЕПЛОТЫ ПРИ ПОДАЧЕ ВОЗДУХА НАСТИЛАЮЩИМИСЯ СТРУЯМИ

В системах вентиляции, воздушного отопления и кондиционирования широко применяется выпуск воздуха неизотермическими струями, настилающимися на поверхности ограждающих конструкций.

В настоящее время теплотери $Q_{тп}$ и соответственно расход теплоты $Q_{т}$ на нагрев приточного воздуха определяют по значению температуры воздуха помещения t_b . Однако в данном случае величины $Q_{тп}$ и $Q_{т}$ зависят не от t_b , а от сред-

ней температуры по площади настипания струи t_{F}^{cp} . Это вызывает значительные погрешности в определении $Q_{тп}$ и $Q_{т}$, которые могут приводить к перерасходу тепловой энергии или несоответствию параметров в рабочей зоне помещений нормируемым.

На основе приближенной математической модели тепловоздушных процессов в помещении при выпуске воздуха настилающимися струями (рис.1), выполненной в соответствии с методом, предложенным Г.М.Позиным [1], получена зависимость для определения t_{F}^{cp} на расчетном участке струи длиной $x = l$ [2].

$$t_{F/x=l}^{cp} = t_b \pm A \frac{q_{yg}}{cL y g}, \quad (I)$$

где q_{yg} , $L y g$ - удельные тепловая и воздушная нагрузки на единицу площади настипания струи (Вт/м², кг/ч·м²).

Знак (+) в выражении (I) соответствует подаче приточного воздуха с температурой $t_o > t_b$, (-) - выпуску воздуха с $t_o < t_b$. Для плоских струй $A = 1,8m \sqrt{\frac{b_o}{l}}$, веерных $A = 1,8m \frac{\sqrt{F_o}}{l}$, компактных струй $A = m \frac{\sqrt{F_o}}{l}$ (m - скоростной коэффициент воздухораспределителя; $\sqrt{F_o}$, (b_o) - характерный размер).

С учетом соотношения (I) величины $Q_{тп}$ и $Q_{т}$ в расчете на единицу площади настипания струи могут быть найдены из зависимостей

$$Q_{тп} = (t_b \pm A \frac{q_{yg}}{cL y g} - t_H) \frac{1}{R}, \quad (2)$$

$$Q_{т} = cL y g (t_b - t_H) - q_{yg} + (t_b \pm A \frac{q_{yg}}{cL y g} - t_H) \frac{1}{R}, \quad (3)$$

где R - сопротивление теплопередаче ограждающей конструкции (м²К/Вт);

t_H - температура наружного воздуха (°С).