

# ペリメーターゾーン空調方式の熱負荷特性と 熱供給方式の一考察

木内 俊明\*

## Air Conditioning of Perimeter Zone System on Load Characteristics and Heat Distributions through Year Round Operation

By Toshiaki Kiuchi\*

**Synopsis:** Year round operation of air conditioning have been generalized recently. In this paper max. & min. room load and mixing loss of system for each perimeter zone through year is illustrated using Module units and gave an outline of the characteristics.

New method of 2 pipe room units system, using induction units and fan coil units, to be called “Sole Change System” is suggested and its operation methods are compared and discussed.

**要旨** 年間空調運転が一般化しつつあるとき、年間を通しての各方位別ペリメーターゾーンの熱負荷の最大・最小値、運転方法によって生ずる装置混合損失を図示し、その特性を概説する。また2管式室内ユニット方式に用いられるソーラチェンジ方式を提案しその運転方法等の一考察をおこなうものである。

### 1. ペリメーターゾーン空調方式の概要

中規模以上のマルチストーリービルの空気調和は熱負荷特性から内部ゾーン (interior zone) と外部ゾーン (exterior zone)——あるいは周囲ゾーン (perimeter zone) ともいう。——に区分して、それぞれにふさわしい空調方式を採用するいわゆるペリメータ方式とするケースが多い。この外部ゾーンの負荷は年間を通してほぼ一定と考えてよい人体、照明および事務機器等よりの取得熱量、季節の気候条件と時刻的变化に伴ってもたらず外部からの負荷として、伝導と日射等のふく射によるものに構成して考えてよい。これらの各要素の熱負荷を室内の適当な環境に保つべく、各種の空調方式が考案されているが、現在最も広く採用されている例を表1に示す。

各種のペリメーターゾーン空調方式を比較検討し優劣を定めることは、それぞれの空調方式の持つ質的内容の程度を比較してから判るもので、建築の内部空間の使われ方との調和如何によっても大いに左右されるものである。しかしながら今後の建築の有り方を考慮して、ペリメーターゾーン空調方式を質の程度から考察する場合には次の3項にしぼってよい。

#### ① ゾーンまたはモジュール等の個別制御のスペース

\* 建築学教室 講師  
Instructor, Architectural Division

表1 ペリメーターゾーン空調方式各種

① 室内ユニット方式	①-a ファンコイルユニット方式 ①-f 誘引ユニット方式	水-エア方式
② ゾーンターミナル制御による単一ダクト方式		
③ 各階ユニット方式		オールエア方式
④ ゾーン単一ダクト方式		
⑤ 二重ダクト方式		
⑥ 誘引ボックス方式		

範囲と、そのスペースの負荷特性条件の追従性にいかに適格に受け入れられるか。

② 年間を通しての室内負荷の振幅に対する適応性とエネルギー効率

③ 高熱源、仕熱源の供給方法と熱源装置の運転期間  
上記の①項は個別制御を前提としても、室内ユニットや吹出口・吸込口の配置と室内の垂直および水平方向の温湿度・気流分布の効果とレンジの幅および装置の感応度といった室内の細胞単位内での熱のバランスを取扱ったものであり、②項は年間空調運転において、特に日射の影響によって生ずる冬季及中間期の冷房装置の適応性の程度と冷風・温風等の混合による損失熱量をいかに減少させるかということである。本レポートではこの②項の一考察をおこなうものである。③は空調方式と関連があ

るが、特に冷熱源装置の経済的運転を云々するものであり、いずれも空気調和の分野では将来の展望とにらみ合せ、より密度の高い考察が必要であり、これが建築計画上の要因となってきたのが実状といえよう。

## 2. ペリメーターゾーンの年間を通しての最大・最小室内取得熱量

ペリメーターゾーンの年間を通しての負荷特性を把握するために事務所ビルを例にとり各方位別による1モジュール(3.0×3.0)単位の室内取得熱量または室内損失熱量( $q$ , Kcal/h)の最大値と最小値を図-1および2に示してある。この室内熱負荷の空調設計条件として④室内は年間を通して室内温度24℃、相対湿度50%とした。⑤建物外装は各面とも2,700mmのうち、ガラス面が2,000mmの高さで連装形態であるとし、ガラスの材質は透明の一重を使用する。⑥内部負荷として人員は1m<sup>2</sup>当り0.2人(5m<sup>2</sup>/h)とし、照明は800lux、⑦必要外気導入量を1人当り25m<sup>3</sup>/h・人(5m<sup>3</sup>/h・m<sup>2</sup>)とする。⑧インテリアゾーンの空調はオールエア方式でおこなうが、別系統とし、本稿では取扱わないこととする。

図-1・2とも横軸に各月を示し、縦軸に室内取得熱量または室内損失熱量(Kcal/h)を左側に示し、右側はオールエア方式の場合と、水・エア方式の送風温度をそれ

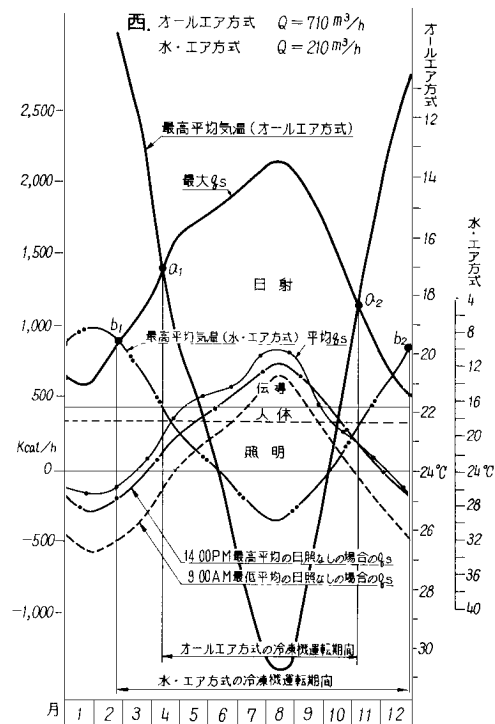


図 2

ぞれに示す。オールエア方式と、水・エア方式では送風量が異なり、したがって送風温度が異なるので別々に示される。

室内負荷は照明と人体からの顕熱を年間一定であるとし、その値を基準にして伝導負荷を加える。その伝導負荷の曲線より日射による負荷を取得量として加えることで最大値の曲線を示すことが出来る。最大値は各方位で日射量が最も多い時刻で示され、南側では12,00時にまた西側では16,00時がそれにあたる。晴天時には日射を受けるが、曇天や雨天では日射負荷がほとんどなくなってくるので室内側の熱負荷は伝導による曲線の値となる。

南側の日射負荷の最大は12月から1月にかけてであり、最小は6月となる。年間を通してみた場合、瞬間最大の室内熱負荷は9月末から10月初旬となる。しかし1日の変化をみた場合晴天時の12時が最大となるが、その時刻外と曇雨天時はやはり8月初旬が最大となる。年間を通じての最小室内負荷は、照明・人体負荷を一定とすれば、最低平均気温を基準に示した伝導負荷曲線がそれにあたる。室内側の負荷のうち照明負荷が空調負荷計算と冷暖房運転に影響が大であって、冬期において、日射負荷が0となった場合でも送風温度は26~30℃でよい。

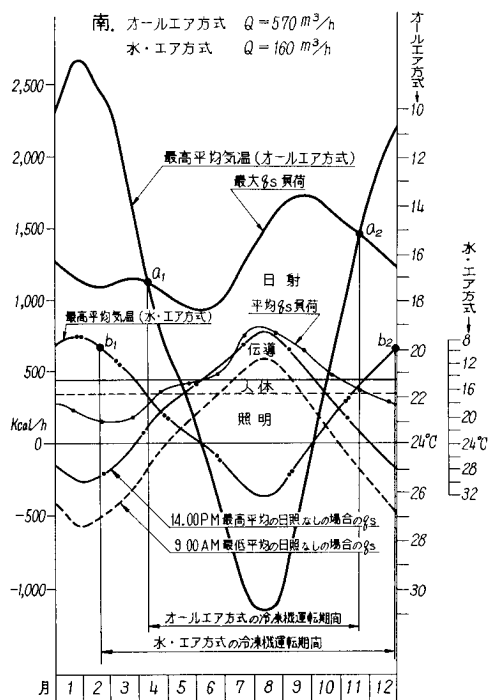


図 1

もし冬期に日射を受けた場合には、冷風あるいは冷水を室内に供給し、冬期冷房が必ず必要となる。

年間を通して日射量の幅が大となる冬期から中間期にかけて冷房と同時に暖房が必要であって、表1にあげた各種の空調方式は、冬期の暖房と同時に年間冷房が負荷の状態変化に対して運転できるようなものでなくてはならないことが判って頂けると思う。

年間を通じての最大・最小負荷はあくまで日中のうちのある時刻において起るものであるから、空調設備のダクトや配管の熱分配装置はその最大・最小値においても充分満足できるような内容を持つことが必要である。しかし熱負荷の平均値は、晴天率や外気温度の平均値をもとにして考慮した場合図-1・2の中に示すように、ほぼ伝導負荷曲線よりやや上回った値となる。南側の平均値は日射の影響で冬から中間期にかけて西側のそれより相当に大なる値となる。

### 3. 冷凍機運転期間

冷熱源供給としての冷凍機運転期間はオールエア方式と水・エア方式とでは、年間冷房が必要であっても外気冷房期間との関連において異なってくる。オールエア方式でも外気導入量を全送風量の30%程度しか考慮していない場合は、ほぼ水・エア方式に似た冷凍機運転期間を示す。

図-1・2中の $a_1-a_2$ がオールエア方式の場合の冷凍機運転期間であり、 $b_1-b_2$ が水・エア方式の場合である。水・エア方式の場合は室内熱負荷のおおよそ1/3をエアが受持ち、他は水でもって冷水か温水として室内ユニットにて熱交換をおこなう。水・エア方式の場合は室内熱負荷のおおよそ1/3をエアが受持ち、他は水でもって冷水か温水として室内ユニットにて熱交換をおこなう。したがって外気冷房をおこなっても絶対量が小であるため、冷凍機運転期間がオールエア方式にくらべて長期間となる。オールエア方式は最高平均気温を基準として考えた場合4月初めから11月中旬まで冷凍機を運転する必要がある。日射負荷がなく熱負荷が小である時は、室内の相対温度を維持する上からも、絶対温度調整のため16℃、80~90%程度の送風が必要となり、外気が16℃以上の場合は冷凍機を運転し、送風の温度と同時に湿度を下げる必要が出てこよう。中間期にあつては外気温の変動が大であるので、日中の数時間のみ冷凍機を運転するようなことも起るだろうが、そういうことを含めても4月初旬から11月中旬までいつでも冷凍機を運転できる態勢としておく必要がある。

水・エア方式では、熱の供給に水とエアを用いること

ができるので、各種のコントロールの組合せが可能となる。①冷水を年間送水し、外気温によって送風温度を変えるノンチェンジオーパ方式。②送風温度をほぼ一定の冷風として、外気温の変化に合わせて2管の水温を変えるチェンジオーパ方式。③送風温度をほぼ一定の冷風とし、室温上昇となれば冷水を送水し、室温が下がれば温水を送水する3管式または4管式方式。④冷水を年間送水し、日射負荷の影響を考慮して日射負荷があれば冷風を、日射がない場合は冬期と中間期には温風とするソーラチェンジ方式等があげられる。ノンチェンジオーパ方式とチェンジオーパ方式は2管式を原則とするのに対し、③は年間を通して冷水あるいは温水が必要に応じて各室内ユニット単位として送水できるもので、3管式あるいは4管式が必要となる。3管式および4管式が配管の本数が1~2本多いために、2管式よりコストがやや割高の傾向を示すが、シーケンス弁の性能さえ能書き通り作動し、混合損失がない場合は①②に比べて制御特性はよいと思われる。④のソーラチェンジ方式は後述するように混合損失を最小限におさえたいうえ、冬期の冷房能力を持ち、2管式のため経済的にも充分可能であり、これからの水・エア方式に採用される公算が大である。

上記のように水・エア方式は冷・温熱源の組合せによって各種の方法があるが、冷凍機の運転期間はいずれの方式の場合でも2月中旬から12月下旬までとなる。12月

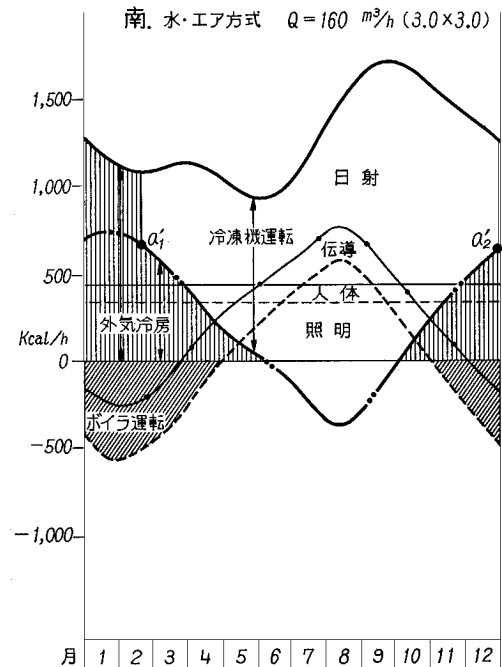


図 3

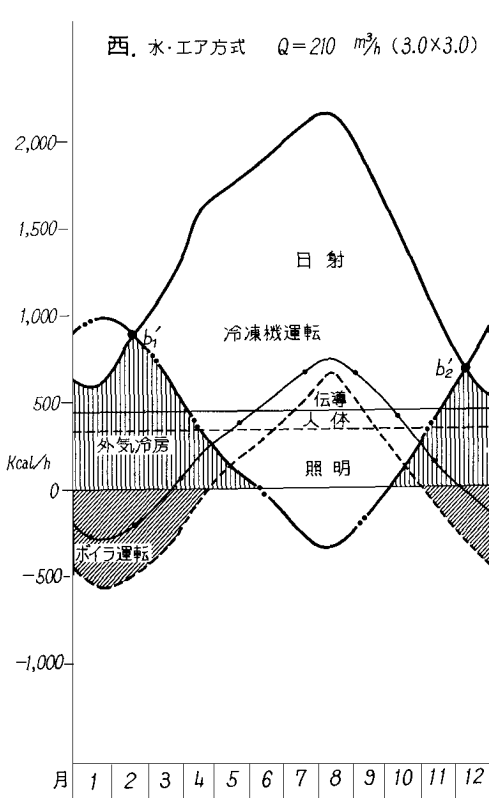


図 4

下旬から2月中旬までは冷風や冷水を得るのに外気冷却を原則とする。もし外気冷却の装置を設けない場合、南側ペリメータゾーンでは年間を通して冷凍機を運転しなければならない。

図-3 は水・エア方式において湿度が成り行きの場合の熱源供給のリミットラインを示すもので、熱負荷が大となる時は外気温が下っていても、冷凍機運転期間は2月中旬から12月頃まで必要となる。熱負荷が小となる場合には冷凍機運転期間が短縮され、外気冷房期間が長くなる。この場合オールエア方式と水・エア方式では1モジュール当りの送風量が異なることから、これらの区分は異なり水・エア方式の南側ゾーンでは冬期においても外気冷房が不可能となることがある。

#### 4. 二管式誘引ユニット方式の負荷特性

二管式誘引ユニット方式の概要は前述したように、①ノンチェンジオーバ方式 ②チェンジオーバ方式 ③ソーラチェンジ方式の3方法があげられる。このうち①と②はキャリアによって開発され、外気温に対する送水あるいは送風の温度をスケジュール制御することは衆知の

ことであるが、各方位別ペリメータゾーンの負荷、特に年間を通しての特性についてのケーススタディの検討は始めてでありここに図-5 から図-8 によって図表化を試みた。これらの図は先に示した図-1、図-2 の最大・最小室負内荷に合せて、再熱負荷と冷風加熱負荷をこれに加えた。再熱負荷とは、温湿度を制御するため空気をいったん冷却減湿するが、負荷の状況によって過冷却するので、再び加熱するために要する負荷であって、これが冷凍機側の負荷となる。一方、冷風加熱負荷とは例えば暖房時まで一定温度の冷風を室内に送り込むために、室内側としてその冷風に見合った熱量だけ加熱するもので、ボイラ側となる。特に中間期から冬期にかけては、暖房と冷房が同時に必要であることから、一方位ゾーンのみについても再熱負荷や冷風加熱負荷の如き混合損失を伴うこととなる。

ノンチェンジオーバ方式では冷水を年間12℃程度として室内ユニットに送水するが、送風温度は外気温にスケジュール制御する。例えば冬期は送気温度として30~40℃の温度として送風する。室内側からすれば日射のない場合はこの温風で室温をコントロールできる。日射のある場合には、特に南側では冷水の供給が必要となり、この温風は室内側からみれば再熱負荷となり、温風負荷だけ余分に冷却することとなるので冷凍機の負荷となる。これらの負荷が一般には混合損失としていわれているものであって、空調方式とその運転方法のからみ合せて混合損失が大ともなり、小ともなる。これは主にコントロール方法によっても相当に左右される。

図-7,8 は二管式送水チェンジオーバ方式であって、送風温度は年間を通して12~16℃の範囲とする。図でも判るごとく、中間期と冬期間は室内熱負荷の振幅が大であるので運転調整上、決して容易でなくそのためあって混合損失が大きい。冷風一定温度であることから、日射がない冬期では冷風を室内ユニットの二次コイルで加熱しなければならず、その冷風加熱量は温水と温水コイルにかかってくる。

ノンチェンジオーバ方式、チェンジオーバ方式ともに運転方法は容易であるが、室内負荷の振幅の適応性となると中間期から冬期にかけて複雑となる。自動個別制御をおこなっているにしろ、冬期冷房では混合損失が出てくるので実際の運転においてもむずかしい点が増してくると思われる。特にチェンジオーバ方式で南側ゾーンの場合冬期冷房が冷風では不足し、温水から冷水に切換える必要にせまられる。したがって南面では年間を通して冷水オンリーかあるいは、冷水と温水が瞬時に切換えることのできる3管式か4管式が負荷特性からして必要と

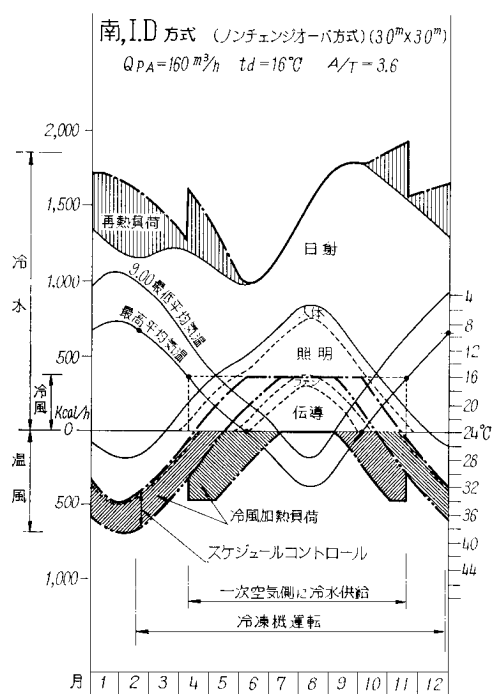


図 5

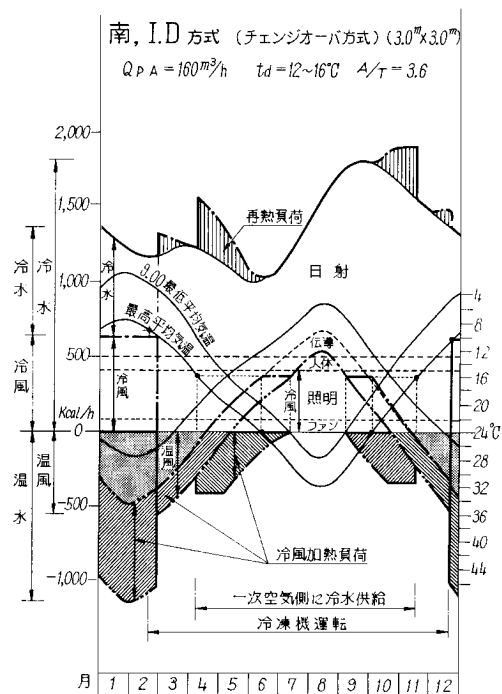


図 7

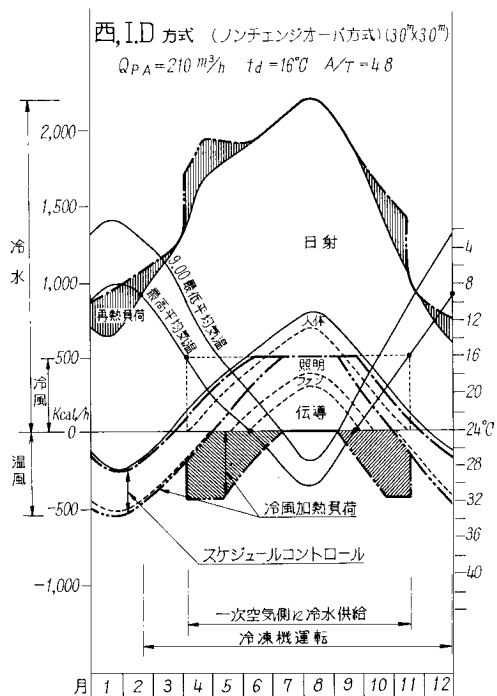


図 6

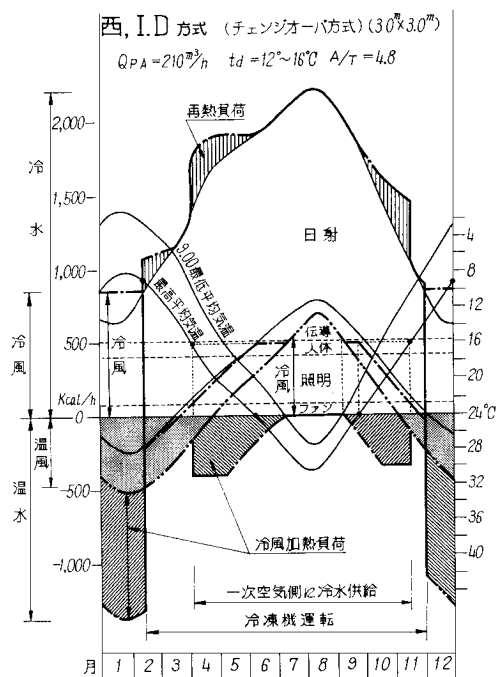


図 8

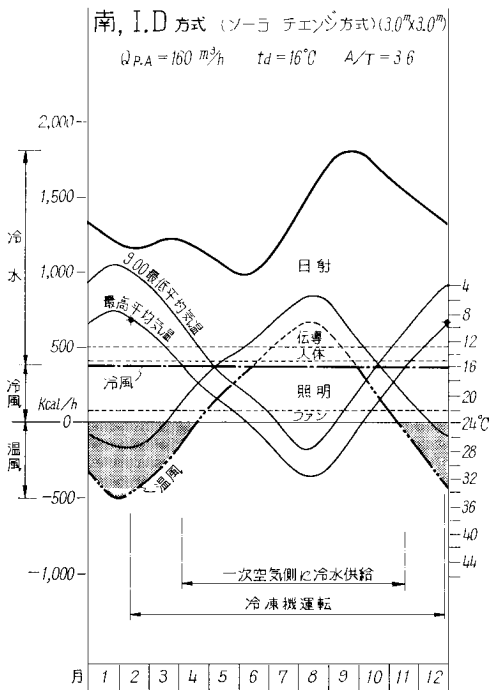


図 9

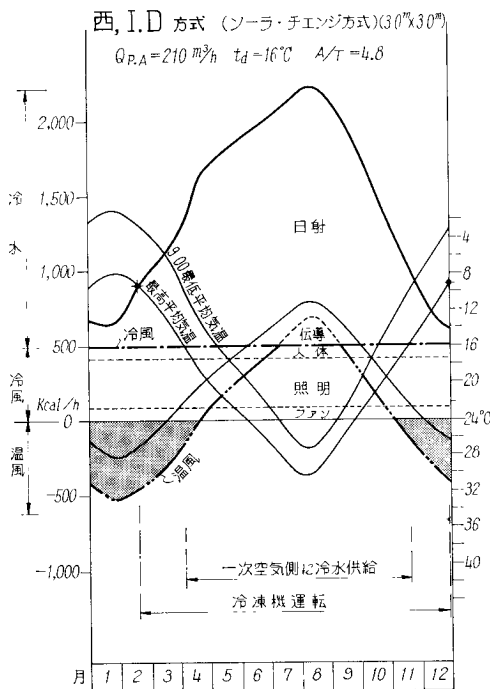


図 10

なってくることもある。ここに挙げた室内熱負荷特性のモデルには庇やブリーズソレイユを設けていない場合であって、庇や窓の大きさなどから、日射負荷を適度に遮るような建築計画がなされれば、日射量の負荷が少くなり、冷水供給がなくても冷風で冬期冷房することも可能となろう。したがって日射遮蔽の方法と室内熱負荷特性および空調設備の適応性をさらに検討する必要があり、建築計画時の意匠と設備計画の重要度はさらに深まってくると思われる。

## 5. 二管式室内ユニット方式・ソーラチェンジ方式の運転方法について

水・エア空調方式で二管式を採用し、誘引ユニットあるいはダクト併用のファンコイルユニット方式のいずれにも使用できるソーラチェンジ方式をここに提案し、その運転方式の概要を述べるものである。

前述した誘引ユニット方式の2つの運転方式(ノンチェンジオーバー方式とチェンジオーバー方式)は共に混合損失を伴い、冬期冷房時には適応度において容量不足をきたす場合もあった。これらの考察とさらにファンコイルユニット等の水・エア方式を含めて運転方式を容易にし、かつ混合損失を極力少くし、冬期冷房の適応度を広げる方式にはソーラチェンジが最適であると考えるにいたったのでここに考察の一端を述べることにする。図一9と図一10に示すごとく、前に掲示した同じモデルケースとしたものであるが、庇がない場合には取得熱量として日射による負荷が相当に大である。中間期および冬期の冷房では大部分の負荷が日射の影響による。日射がない場合には冬期間は温風等による暖房オンリーでよい。この冬期冷房をおこす原因に日射負荷があるので、この日射熱負荷によって、送風温度を下げて冷風とし、冷水供給とともに冷房負荷をまかなう。冬期に日射がない場合は送風温度を上げ、温風とする。冷水回路は閉として温風のみで暖房負荷をまかなう。すなわち冬期間では日射の有無によって冷風あるいは温風とすることでソーラチェンジ方式と呼ぶ。配管は2管式を原則とし、日射影響の大である東、南、西では年間冷水供給を原則とし、北側では日射負荷が小であるので、冬期間のみ温水に切り換えてもよい。夏期では送風温度は減湿を考慮して16℃またはそれ以下の温度の冷風として送風する。中間期から冬期にかけて日射のない場合は、外気温度によってスケジュールコントロールした温風を供給する。しかし日射を受けると、送風温度は外気温の如何にかかわらず16℃の冷風とする。16℃の冷風で冷房能力が不足する場合に冷水が室内ユニットに流水してさらに冷房能力

を高めることとなる。

日射による影響を考慮して冷風と温風を切換える空調方式は一部にみられるが、混合損失を小とし、ペリメータ方式に全面的採用された例は少い。このソーラチェンジ方式の実際化にあたっては、ソーラ変化による自動制御特性の設定とその信頼性にあり、建物の構造と室内負荷の日射による影響度については詳さに実験等によって確証を得る方向にもってゆきたい。

誘引ユニット方式のダクト系統 ファンコイルユニッ

ト方式の一次空気供給用ダクト系統はともにペリメータゾーン単独であると同時に方向別ゾーニングをおこなう必要がある。これまでのファンコイルユニット方式のごとく、インテリアゾーンのダクトを延長してペリメータゾーンをまかなうと、暖房時の損失熱量が大となってソーラチェンジ方式の特長を生かさなくなる。その意味においては誘引ユニット方式の場合のダクト設定とほぼ同じ要領となり、インテリアゾーンとは完全分離した空調計画をおこなう必要がある。

(本文受付 昭和42年9月30日)