

空気調和・衛生工学会中部支部第50期支部報告会  
講演(2017.6.9)

## 空調技術の魅力

—半世紀の歩みの中で—

中原信生

環境システック中原研究処  
名古屋大学名誉教授  
建築設備コミッショニング協会名誉理事長

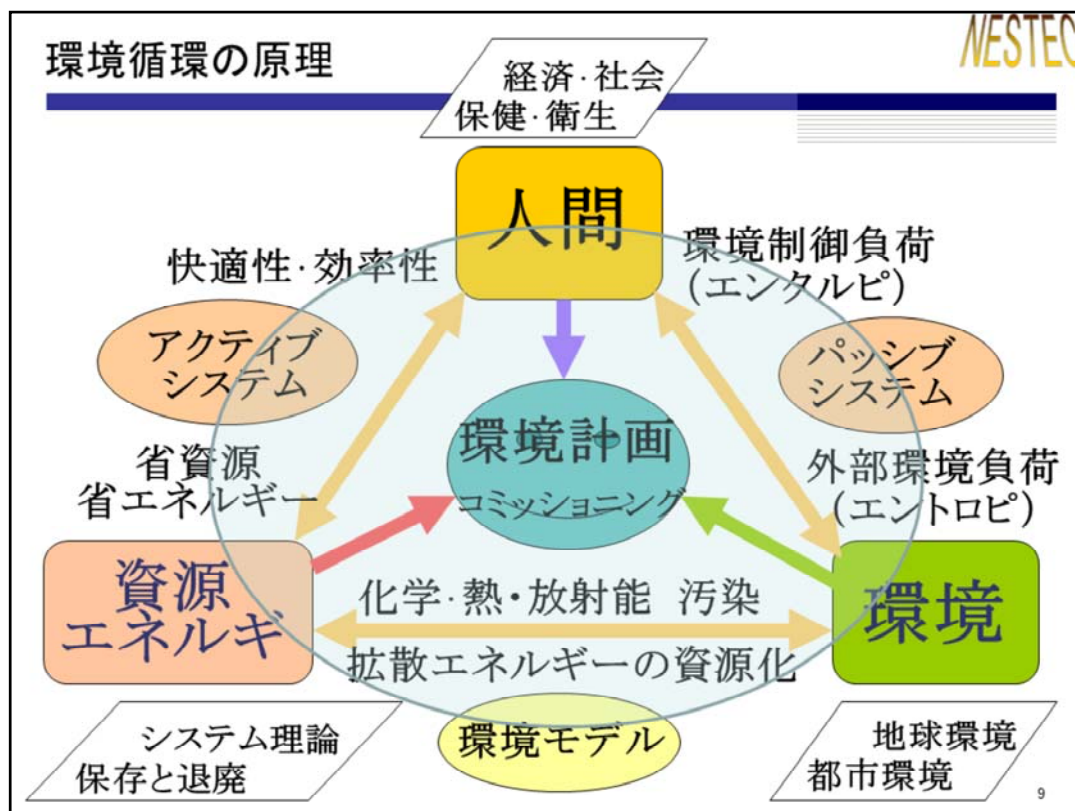
NESTEC 1

## 空調技術－魅力の原点

- 環境と人間、循環原理
- 省エネルギー、意義と原理
- 私の環境調和システム最適化への道程
  - 1994日本建築学会賞(論文)構成に凝縮
- 建築生産・管理プロセスの最適化へ
  - 設備士資格問題からコミッショニングへの展開
- 建築設備教育の在り方
- 空調技術の魅力、トピックス

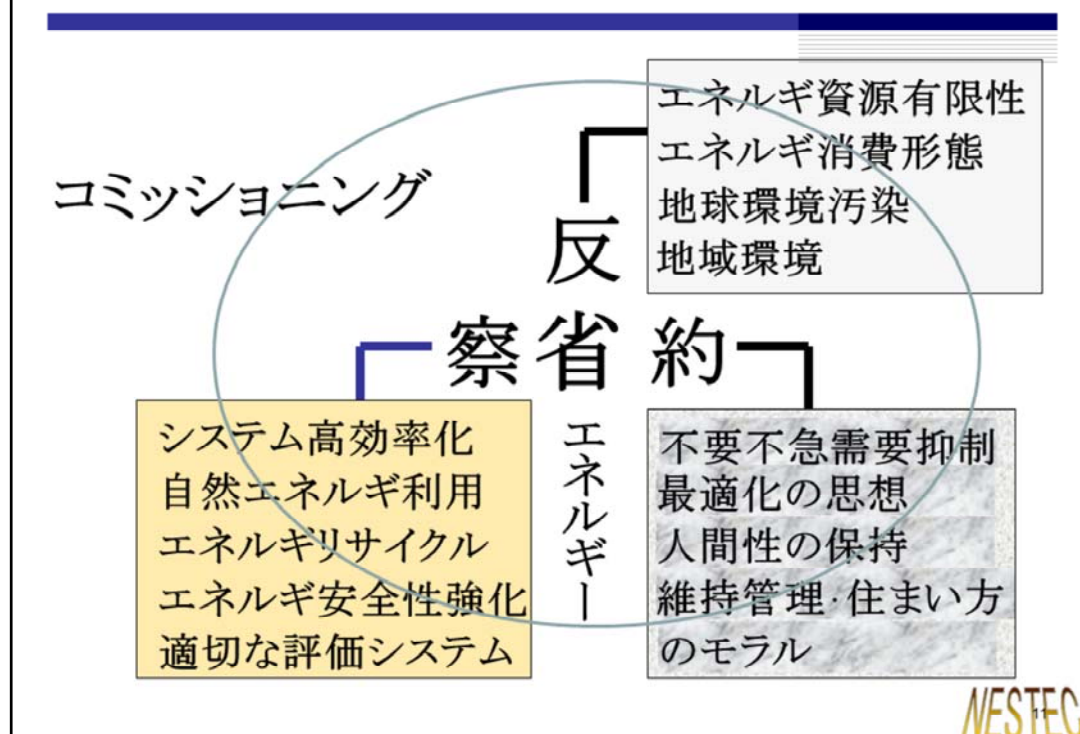
NESTEC

最初に空調技術の魅力の原点を示す。それは環境循環原理と省エネルギーの意義と原理である。それが私の中でどのように育っていったかを建築学会論文賞の構成で示す。私は建築技術者としては建築生産・管理システムの在り方を追求する中で、建築設備技術者問題と建築士体系の在り方の考察、そして第三者として性能管理を行うコミッショニングプロセスの導入を提案。教育者としては建築設備教育の在り方を、環境システム工学のもとにまとめて提案した。そのあとに、空調技術の魅力を実証すべく、私の体験から幾つかのトピックスを取り上げて魅力の本質をお示ししたい。

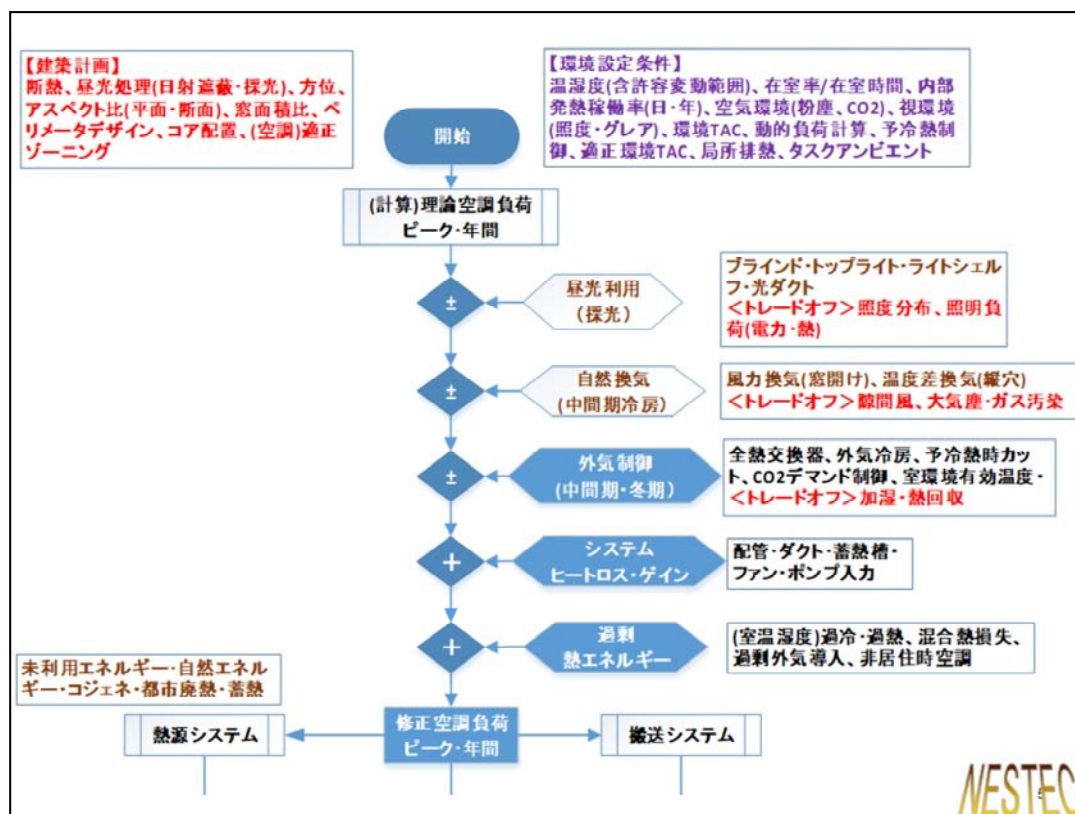


原点の第一、環境循環の原理を示す。パッシブな環境のままでは不快なとき、人が快適性を求めてエネルギーを消費してアクティブなシステムを稼働して快適性を高めるとき、資源・エネルギー使用の廃棄物が発生し、エントロピー増大の原理により、外部環境は低質化し、石臼のごとく左回りの循環が加速し廃棄現象も加速する。これを右回りに戻すことは不可能であるがその循環速度を緩くすることは可能で、それが省エネルギーであり、省エネルギーを実現させ得るものが環境システム計画、それを確実に実現する検証手法がコミショニングである。

## 建築省エネルギーの意義と原理

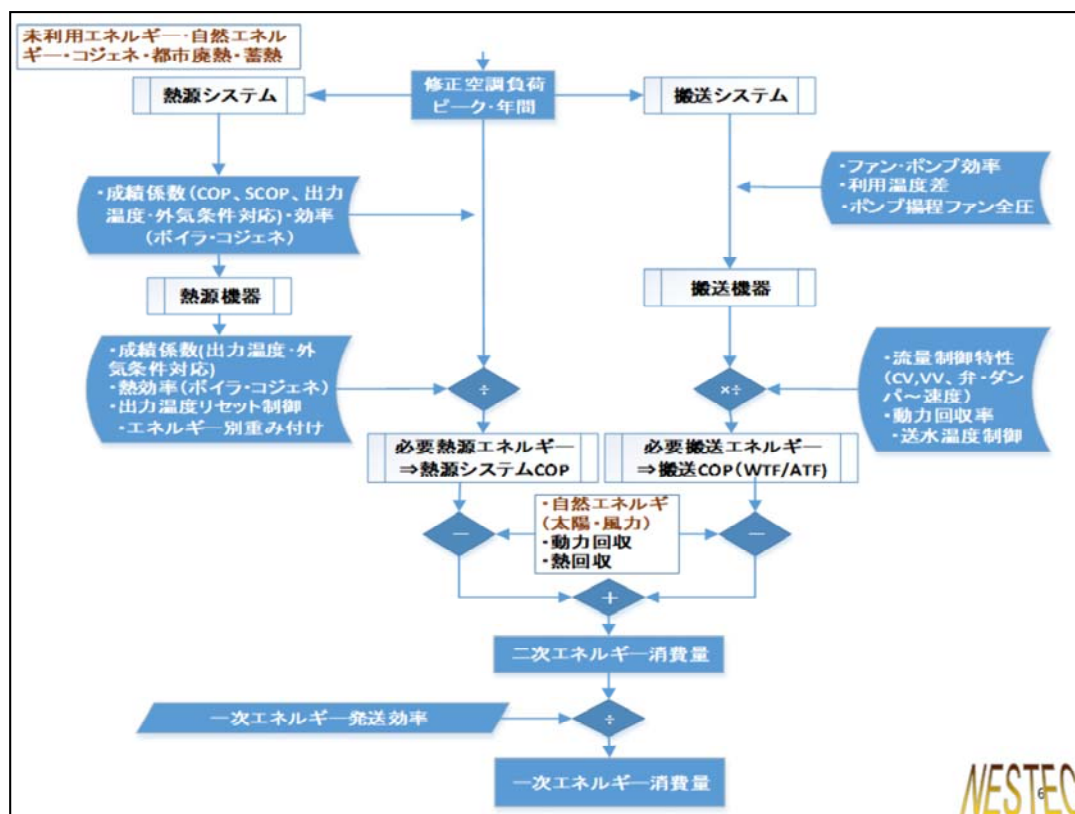


原点の代には省エネルギーの意義の認識である。省エネルギーは単にエネルギーの節約という意味ではなく、省の字義からくる三つの意義がある。すなわち、反省と省察、そして省約。反省すべきはエネルギーと環境問題、省察すべきはアクティブシステムのエネルギー利用効率、そしてシステム稼働後の管理・制御に伴う需要抑制と適正化、エネルギー浪費の結果を予見する人間性、モラルが実際のエネルギー消費を抑制する。その組み合わせが省エネルギー技術開発とコミッショニングによる性能検証の重要性を明示している。



空調システム設計における省エネルギーの実現のプロセスを示す。本図は全体フローの前半で、一定の温湿度を保つという仮定に基づく理論冷暖房負荷が、実際に空調機に於いて室から除去し処理する熱量である修正負荷(空調機処理熱量)に至るプロセス中に加減されるマイナスの要素を増やしプラスの要素を減らす。例えば内部負荷の稼働率の過大設定排除や外気冷房の活用などがマイナスの要素で極大化すべきもの、混合熱損失や過冷過熱などがプラスの要素で極小化すべきものである。

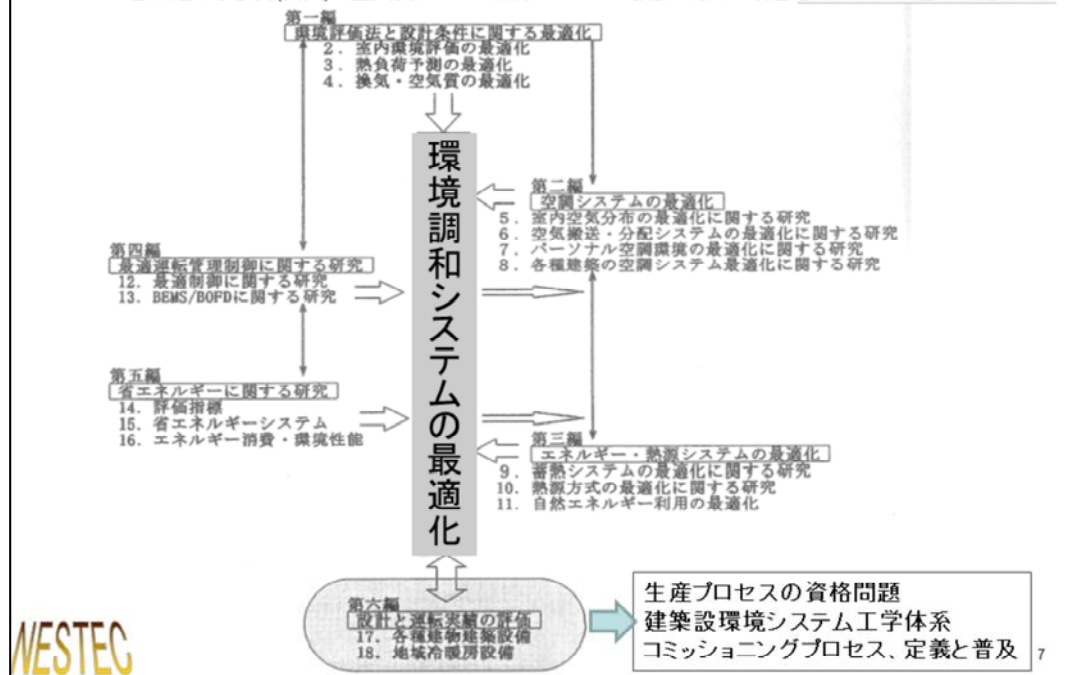
修正負荷が求まれば、それを作り出す熱源システムのフローと、熱搬送するシステムへと分け、それぞれ更なる省エネルギー化に努める。



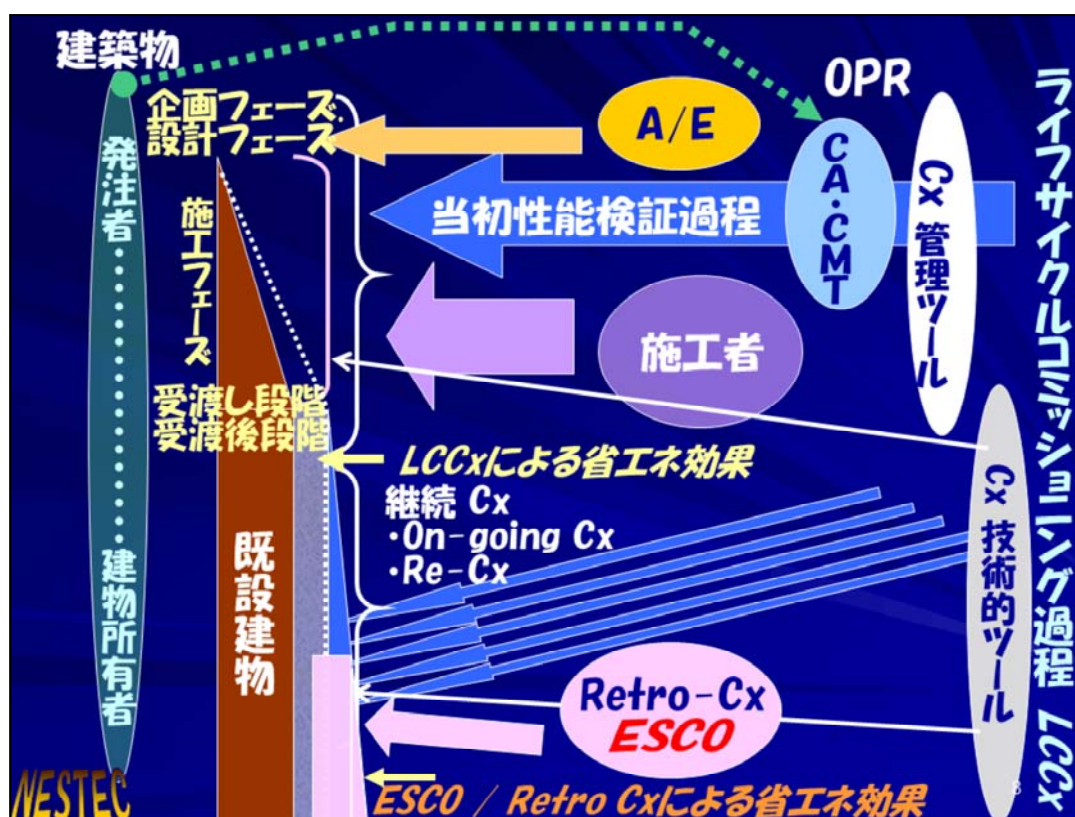
熱源システムはより低温のヒートシンク、より高温のヒートソースを求める未利用エネルギーの活用、太陽熱や風力などの自然動力、定格及び運転効率やCOPの大きい熱源機器の利用などが主力であり、一方、水或は空気搬送システムにおいては、熱媒搬送量を減らす大温度差利用や変流量システムの採用が核心であり、可能性に応じて動力回収や熱回収(エネルギーの再利用)を推進する。熱源と搬送系の入力をいたし合わせて、エネルギー発送効率で割ったものが一次エネルギー消費量、これをもって省エネルギー努力の指標とする。

## 環境調和システム最適化の道程(実践の軌跡)

1994日本建築学会賞(論文)―空調調和および熱源システムの設計・制御の最適化のための一連の研究―より



これは中原が1994年に日本建築学会論文賞をいただいたときの論文のテーマと論文構成を示したものである。右下に書き加えられた、①生産プロセスの資格問題、②建築設備環境システム工学体系、及び③コミショニングプロセスの定義と普及は、論文賞の範囲を逸脱したもの(①～③)、受賞後に取り組んだテーマ(③)を示す。なお、①は建築設備技術者問題に焦点を当て、建築士の体系について提案をしてきたものである。



省エネルギー性能をはじめ、建築主が適切な設計要件を設定し、その要件に基づいて企画以後の建築プロセス、即ち設計・発注・施工・試運転調整・運転管理が進行し実現状況を検証するまで、設計要件に基づく性能実現管理をマネージするのがコミッショニングプロセス(CxPと略記)である。CxPは図のように建築のライフサイクルに亘って実施されるのが望ましいが、各種の制約からライフの一部のみ実施する場合は、例えば、建築生産プロセスのみ(建築企画から竣工時点或は竣工後1年間まで)を実施するイニシャルコミッショニング(Icx)、既設建物を竣工後何年かたってから実施するものを復性能検証(レトロコミッショニング)と呼んだりする。

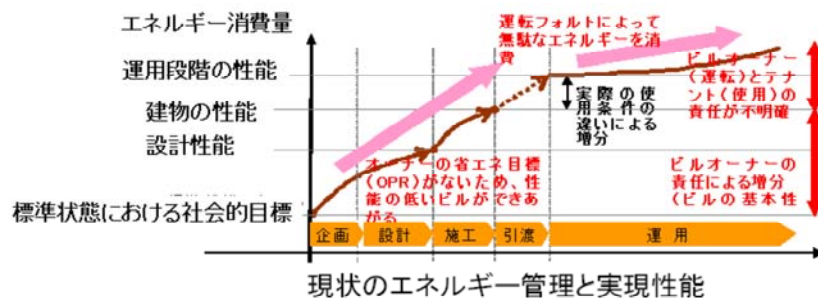
図は、建設プロセスの時系列に従って、各時点の主たるプレイヤーは移り変わっていくが、CxPをマネージする性能検証責任者(CA, Commissioning Authority)は少なくとも竣工後1年までは一貫して役務を果たすことが特徴であり、それによって設計要件に関する情報とその実現とが、全フェーズに亘って建設チームに統一的に行きわたる。

図の茶色の縦棒は竣工時点までは建築の完成度を示すので三角形であらわされているが、竣工後はその幅が性能(この図ではエネルギー性能)を示す。即ち、CxPを採用した場合のエネルギー消費量は年数にかかわらずほぼ一定で少ない量に保たれるのに対し、CxPの採用されないものは竣工時点から性能に劣るうえ、年とともに性能劣化していくために、青色で示される台形の面積に相当するエネルギー消費量或は環境排出量が余計であることを描いている。

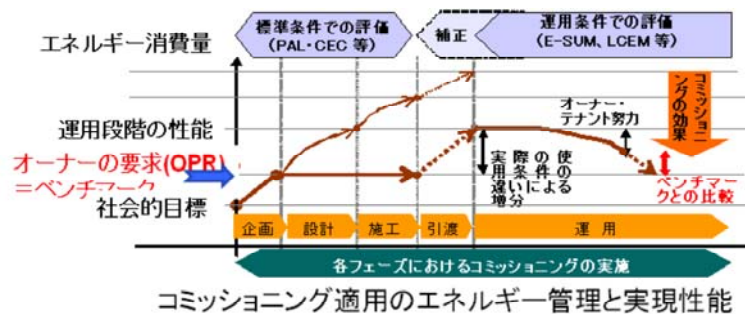
CxPは継続的に行うことが重要で(継続コミッショニング)、竣工後の運転管理にはFM(ファシリティーマネージメント)のチームと協調して管理をすることが望ましい。

## ビルコミッショニングの効果

### 性能実現と保持のためのコミッショニングの役割



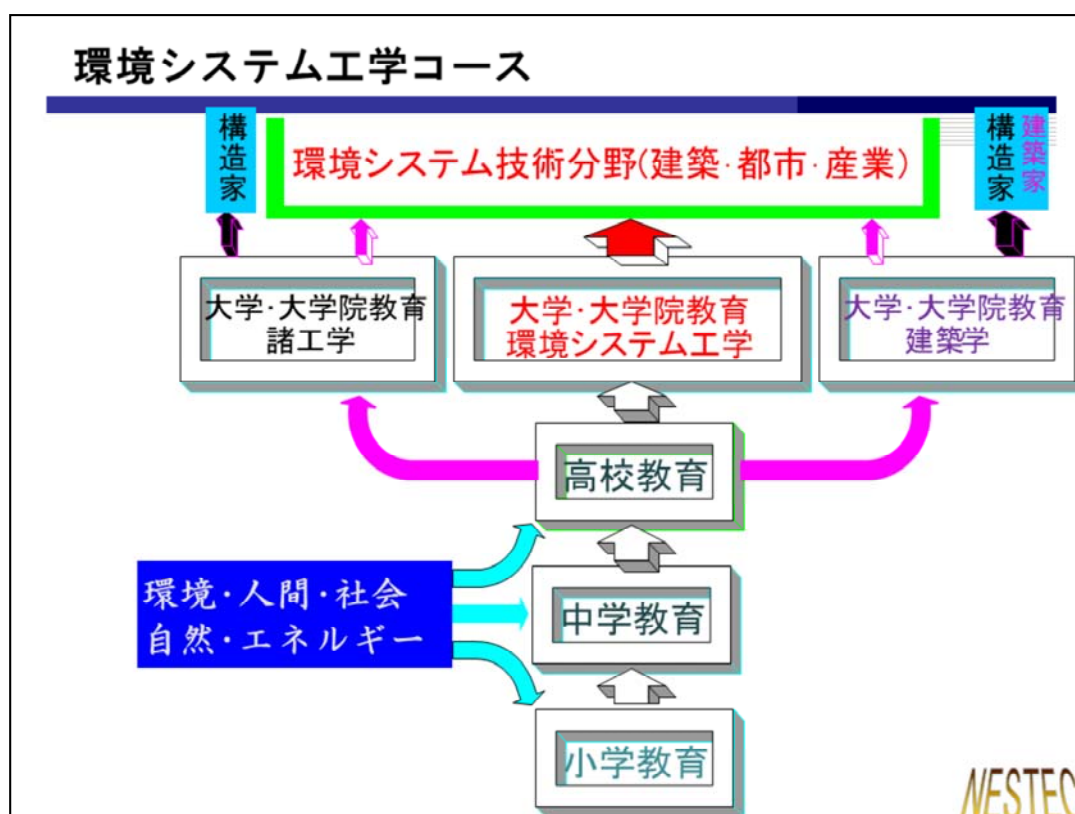
現状のエネルギー管理と実現性能



NESTEC

コミッショニングを採用した場合としない場合との、完成する建築のエネルギー消費量(或は温暖化ガス排出量など)に大きな差が生じる理由を示している。

CxPが採用されない場合は、建築主の性能要件が明確でないことに加え、設計家の意欲が、許容予算の範囲内でともすれば外観意匠面に重点が置かれるため、設備側の質が低下したり、性能保持のための自動制御・監視システムへの投資を縮減するなどの結果、建設の各フェーズで性能が低下するチャンスが多いために、性能が不十分なものが完成してしまい、その上、運転管理の性能指標が不明確であり、性能を検証する体制に無いためにどんどん性能が悪化してしまうことを、本図は模型的に描いている。



建築設備の教育システムに対する提案を示す。

建築設備の実務家がそれ相応の専門教育を受けることが少なく、機械・電気・建築・情報・化学系等の専門教育の中から、時の就職事情によって業界に流れて参画することが多く、会社に入社後の職場内教育で専門家に育成されるのが常道で、ごく僅かの建築系学科の建築設備教育を受けた学生が職業意識をもって入社することがあっても、複合的な専門分野である建築設備業務を十分に学んで理解しているわけではない。

これは終戦後に大学教育に取り込まれた建築設備が、建築学科の責務と捉えられたが、その教育体制が極めて不十分であったこと、他の工学系教育の中では大学教育の対象とは考えられてこなかったことが大きな理由である。

一方、世の中の環境意識の高まりと、生活環境の向上の趨勢の中で、建築設備から脱皮して「環境システム工学」と名付けた広域社会的な専門教育を樹立することが建築設備教育界の責務であると考え、初等・中等教育から環境・エネルギー意識を持たせることにより、その意識を持った生徒を吸収するような大学教育の場を設けることが急務であると考えたのがこの教育コース体系である。勿論、従来の建築その他の諸工学系からの業界への参入と併存することになるが、高度に環境システム意識を持った社会人候補者を養成できることが強みである。

この構造のモデルとして、筆者が勤めていた名古屋大学工学部の建築学科(のちに社会環境学科と編成替え)の教育カリキュラムが整備された。

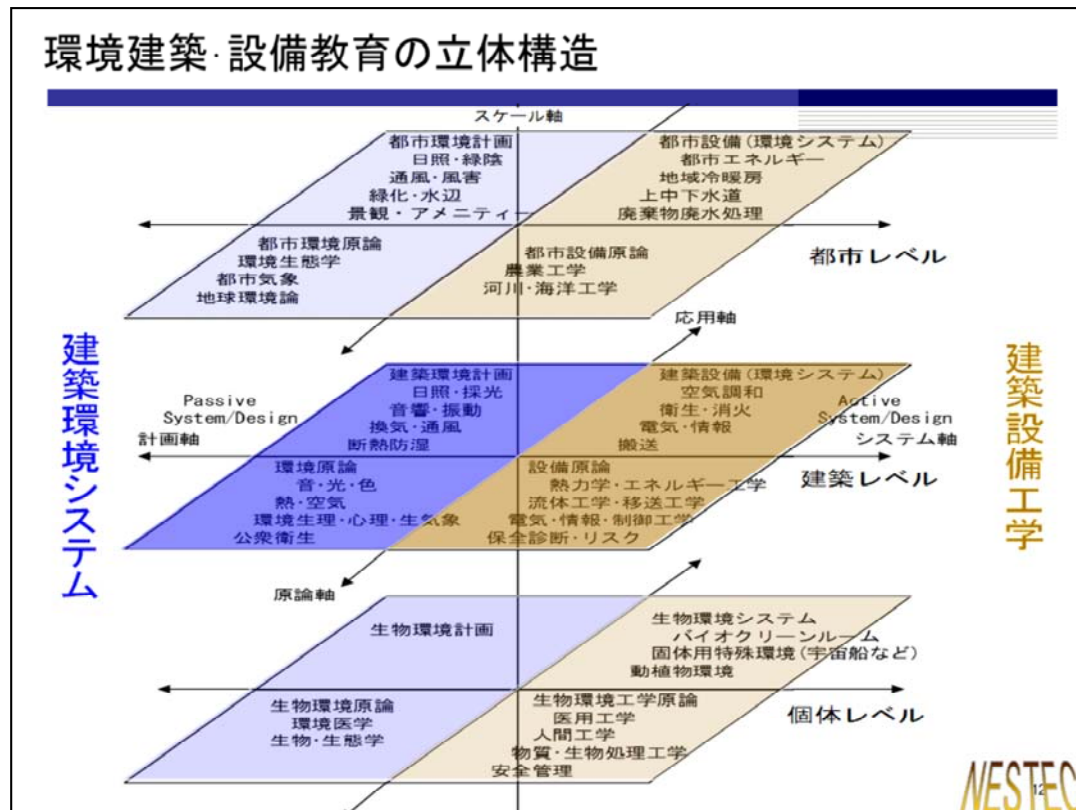
## 建築レベルの環境・設備教育体系



環境循環の原理に基づいて建築設備の教育体系を考える場合、**X軸**に環境計画か設備システムかを配し、**Y軸**に原論か応用かを配して、四つの象限にテーマを配置してバランスよく教育しながら、ゼミ~卒業論文・計画でいずれかの象限の専門性を高めて実務社会或は教育・研究職に送り出すべきである、というのが私の主張である。

現実の建築設備教育界を眺めると、原軸に重点が置かれ過ぎていて、応用軸はわずかな時間しか割り当てられない演習の一部として採用されているに過ぎないケースが多い。これは教育を担当する人材が言論に偏っているからである。

そこに教育界と実務界との流動的な人材交流の必要性を新世紀の課題として掲げている。



建築設備をさらに広域的に環境システム工学として把握するとき、対象は建築レベルのみでなく、個体レベルへとミクロに向かう軸と、地域レベルへとマクロに向かうレベルとがある。前者は生物環境システムを扱い、後者は地域ないし都市環境システムを扱う。バイオクリーンルームやファイトトロンなどは前者の例であり、地域冷暖房やヒートアイランド問題は後者の例である。環境システム工学をこのように体系づけると、その果たすべき役割の広域さは甚大であることが理解される。

但し、一方では地球環境問題、より具体的には都市の大気環境、水質環境問題は他の化学系、土木系の近接するところでもあり、環境の名のもとに諸理工学のみならず社会学・経済学等の文系各分野の扱う所でもあり、学問の取り扱いに向かうか、学問の総合化に向かうかの二つの道があることにも留意すべきである。そういう意味では、名古屋大学で試みられた、理・工・文の環境各分野を集めて作られた大学院課程の「環境学研究科」は注目されるべきであろう。建築学の各専門コースもここに含まれている。

## 第1トピック: 空気分布と負荷計算の最適化

- 1957: 卒業論文
- 1964: K大学ホール、制御への目覚め
  - 蒸気コイル弁ハイリミット制御
- 1968?: M恒温工場、誘因吹出し口、Ar数調節
- 1970: 万博M館、単一輻流誘因吹出口
  - 相似則による模型実験とその検証
  - 居住域冷房(分層空調、温度成層空調)
- 1975~: 負荷計算での夜間室統合への開眼
  - Oビルの負荷・除去熱量・室温分布実績解析結果
- 1980~: 室内混合熱損失、現象と発生機序
  - 実験計画法に基づき実大実験: 混合熱損失率
- 1987~: 蓄熱槽温度成層R値モデルとの結合
  - 完全混合の吹出し条件

NESTEC

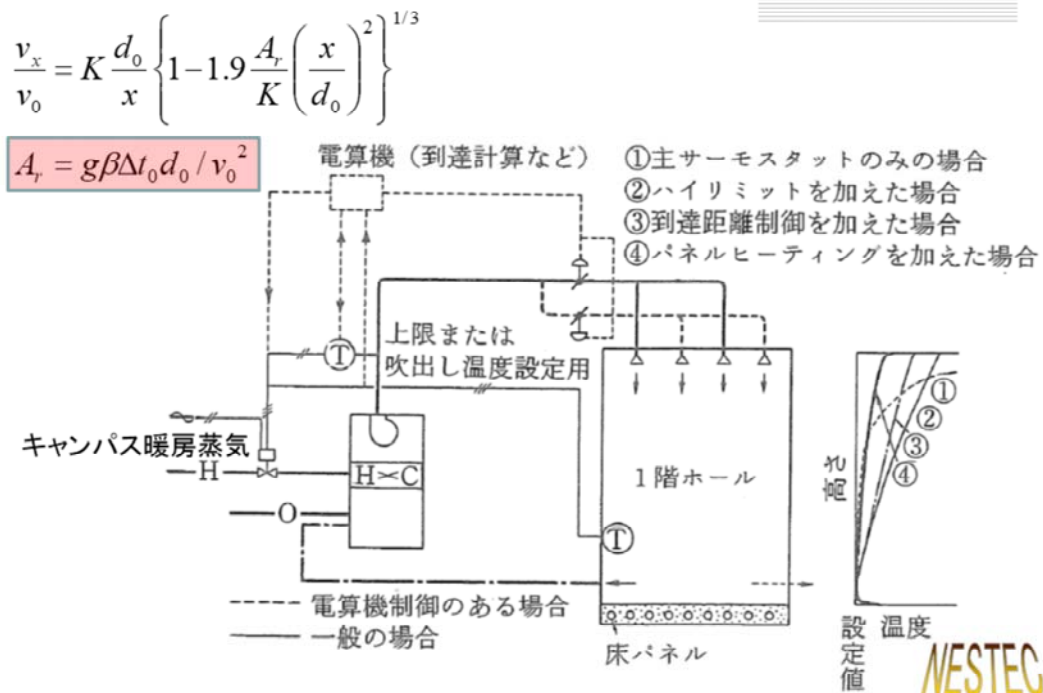
最初のトピックとして空気分布に絡む話題を取り上げたい。1957年卒業の卒業論文の中でASHRAEの論文として纏められた、Koestelほかの方々の、自由空間における噴流の速度分布の実験式を学んだ。例えば鉛直吹出しの式は

$$\frac{V}{V_0} = K \frac{d}{x} \left[ 1 - 1.9 \frac{K}{d} \left( \frac{x}{d} \right) \right] \quad u = 2.5 V_0 \frac{d}{x} \quad V_0 = 0.3 \sim 0.5 \text{ m/s}$$

である。当時の空調気流設計はこれらの式に基づいて、居住域における残存速度が0.3~0.5m/sになるように吹き出し温度と流速を決めるのが常道であった。天井面からの輻流吹出し口に関しては、空気吹出し口のメーカーが実験結果を加えて拡散半径を設計指標として整理していた。その後、自由空間ではなく境界壁が作用する閉鎖空間における空気分布の考え方がASHRAE便覧に載る様になった。そして当時の空気調和設計では吹き出し口選定とダクトのサイズ・静圧損失・騒音計算を含む空気搬送システムの設計が最も特徴的な作業であった。

天井吹き出しの温風暖房における最初の失敗から、いかに季節変動や予熱などによる負荷・除去熱量の変動に対応して目的を成就させるには自動制御が役割を演じるかを認識し、以後の冷温風設計に、非制御項目、制御項目を含めて、種々の工夫を凝らしたこと、また、空気分布の延長に室の温度分布や吹き出し要因が装置負荷やエネルギー消費量に大きな影響を与えるか、という現象把握と解決、さらには閉鎖空間の流れの分布と混合問題という視点から共通の現象である、温度成層型蓄熱槽の混合と温度成層条件が空気分布設計と関連を持つに至った経緯などについて記したい。

## 蒸気コイル温風暖房吹出しハイリミット制御



### K大学講堂暖房の場合(1964年竣工)

システム: 蒸気加熱コイルを持つ空調機を居住域に設けた温度センサーにて蒸気弁を操作。

不具合: 朝の暖房開始時から室温が上昇せず図の①のような温度分布になる。

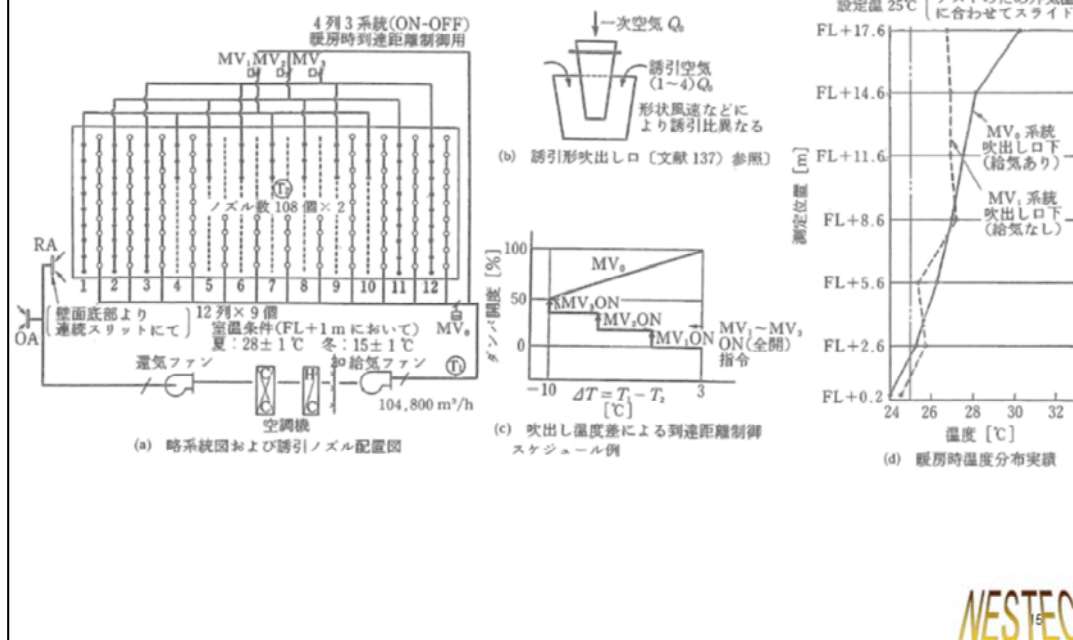
診断と対応: 立ち上がり時の室温偏差で蒸気弁が全開、余裕ある蒸気コイルが全力で作動し吹き出し温度が高温化して到達距離が狭まり温度成層化した。吹き出し温度ハイリミットをもうけて所定の吹き出し温度を超えないように制御を加えた。但し必要吹き出し温度は負荷と共に変動するので、ピーク負荷に対応するハイリミットではほとんどの季節に対して適合せず、通常の比例制御では十分な対応性が得られないから季節対応の手動弁調整等が必要となろう。

得られた教訓: コイルの特性、自動制御の動作特性、立ち上がり時及び部分負荷時への配慮の必要性、輻射暖房の効果と必要性(本例では床輻射暖房は無し、図は推奨としての仮定)、これらの教訓より引き続いたプロジェクトにおいて以下の配慮を施した。

### 参考文献

中原信生: 大空間の空気調和計画、空気調和・衛生工学、1977.11

## 恒温機械組立て工場への誘因吹出し到達距離制御



### M恒温工場冷暖房(1968年竣工)

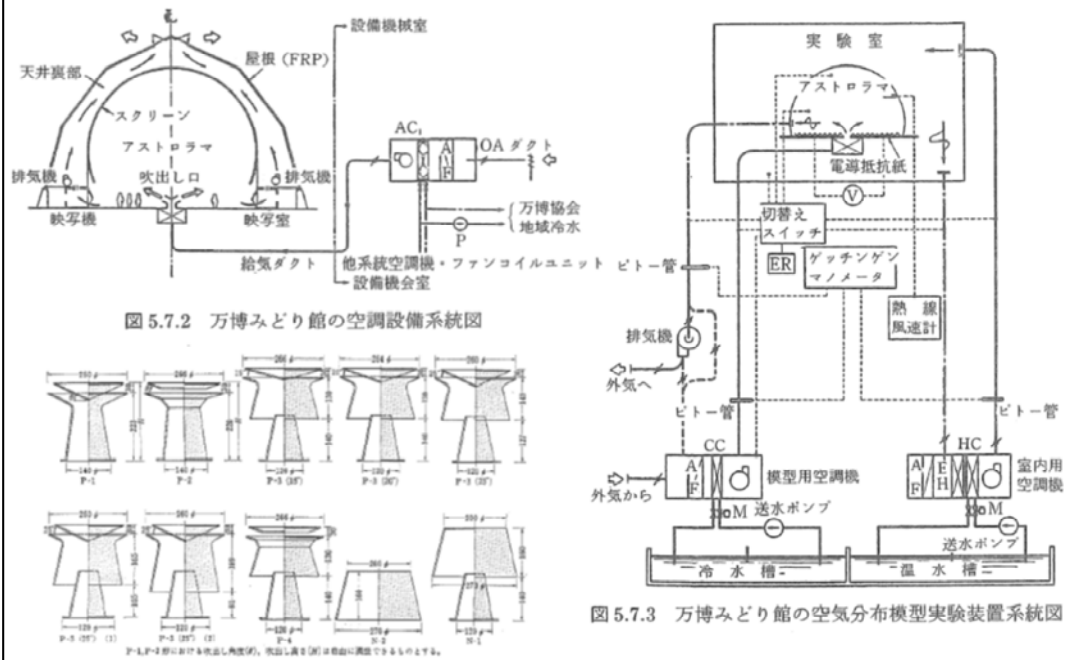
システム: 前例の教訓、及び恒温室であること、冷暖房切り替えであることを配慮し

- ①ファンエネルギー低減のため、軸流誘引型吹出し口を開発適用。
- ②冷風時は自然落下するので風量、風速とも減らす。
- ③温風時は自動制御により温風で吹出し温度が制御されるが、季節変動に対して変動する吹き出し温度差により風量と風速を変動させるべく、図に示すスケジュールでダンパ制御。

性能検証: 図のような温度分布を得、居住域の室温制度も満たされた。

## 万博M館輻流誘因吹出し居住域空調、模型実験

NESTEC



### 3) 万博M館居住域冷房 (1970年竣工)

システム: 前例までの教訓と経験を活かしつつ、かつ冷房のみであることを考慮し、

①中央単一吹出し口とし、軸流膜冷房と輻流型誘因居住域吹出しを候補として考察した。

②空気分布を $Ar$ 数基準の相似則に基づく模型実験を実施して設計変数を定めた。模型 $m$ の実物 $N$ に対する縮率を $n$ とすると、模型と実物の $Ar$ 数を合わせると最終的に吹出し温度差、長さ、吹出し風速それぞれの縮率の関係式が以下のように求められる。

$$n_{\Delta t} = \Delta t_m / \Delta t_N, \quad n_l = l_m / l_N, \quad n_{u_0} = u_{0m} / u_{0N}$$

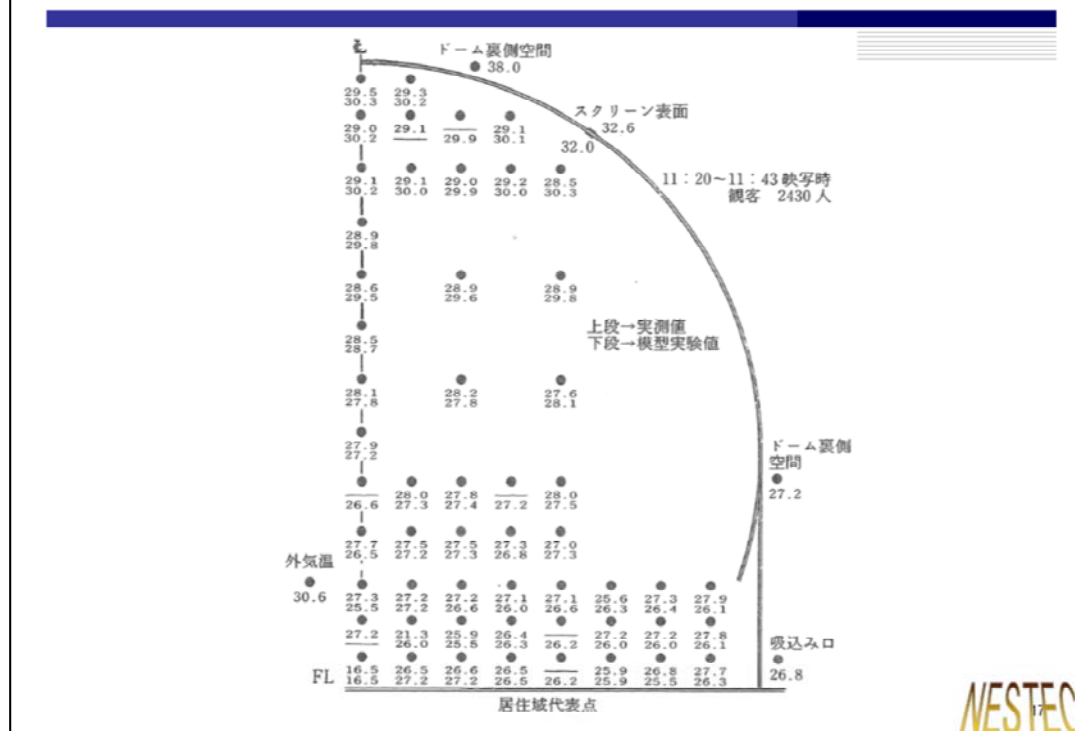
$$Ar_m = g\beta\Delta t_m l_m / u_{0m}^2 = g\beta\Delta t_N l_N / u_{0N}^2 = Ar_N$$

実際の模型実験では縮尺が $1/10$ になるように、 $n_{\Delta t}=1.65$ 、 $n_{u_0}=0.406$ とした。

③輻流方式により居住域空調(冷房)を目論み、パンの形や吹出し角度などにバリエーションをつけて実験、適切な空気分布になるものを選んだ。

性能検証: 模型実験結果を、実運転中に実測検証を行い、予測精度を検証した。次ページの図にあるように、誤差は概ね $0.5^\circ\text{C}$ であった。

## 万博M館輻流誘因吹出し居住域空調、実験実測比較



吹出し温度差が実験時と同条件になったときの温度分布を模型実験と比較して示した。全体として実物とも計十件値が非常によくあっているのが判る。また、目指した居住域冷房効果、廃棄による幕冷却効果も適切に発揮されていることが、スクリーン温度、上下温度差から確認できる。

かくして大空間等、予見しにくい空間の気流分布、温度分布が、相似則に基づく模型実験により予見することだできることを立証した。以降、CFDが実用化されるまで2, 30年の間、模型実験が活用された。

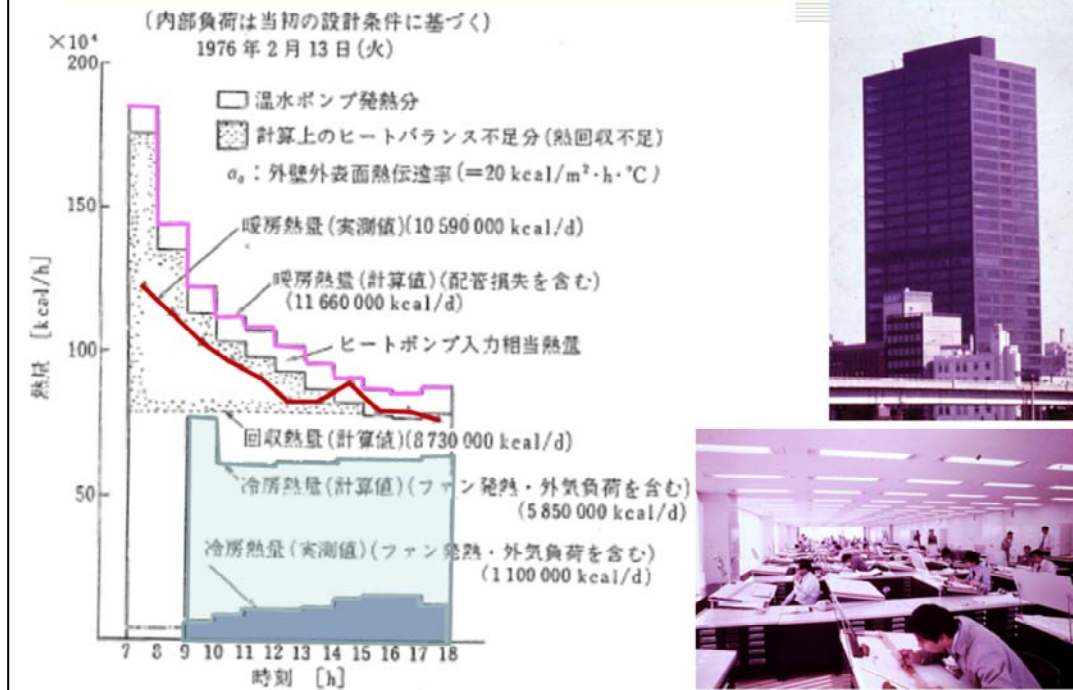
### 参考文献

中原信生:大空間の空気調和計画、空気調和・衛生工学、1977.11

中原信生・後藤達雄・宮川保之:室内空気分布に関する模型実験と実測、空気調和・衛生工学、1971.10

## 大阪大林ビル、暖房時負荷実測解析

NESTEC



空気分布のテーマが、室内の空気を介在して熱が移動するという意味で、直接空気分布課題ではない、関連テーマへの波及という意味で、以下に、熱負荷と混合エネルギー損失を取り上げよう。

1) インテリア冷房負荷上の問題把握 → 夜間室統合動的負荷計算の必要性

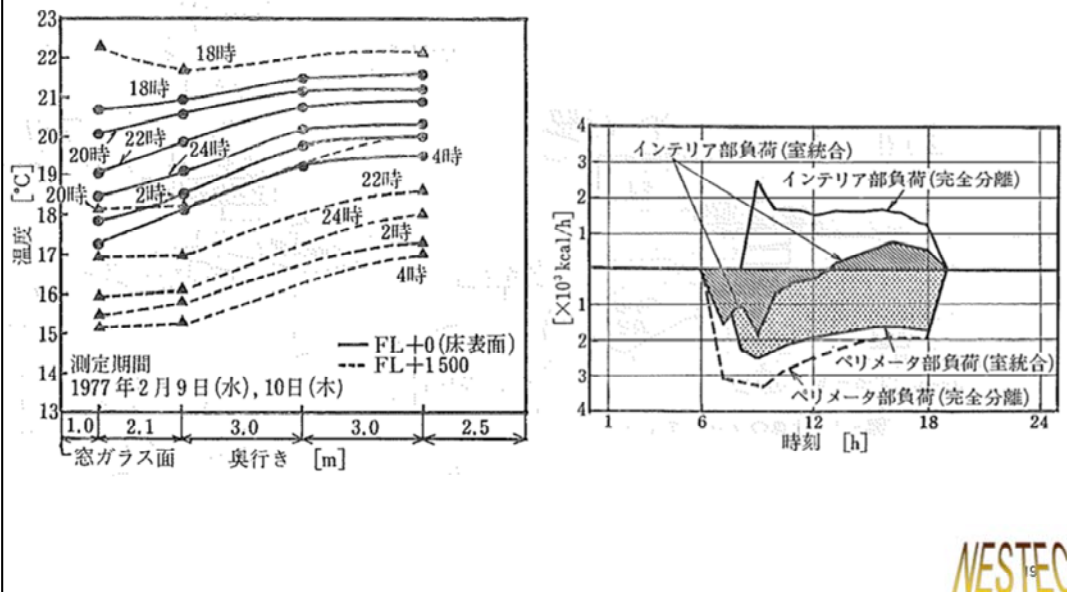
・プロジェクト: 大阪大林ビル(1973年竣工)

・システム: インテリア系統は全空気モジュールごとブースターコイル制御方式。ペリメーターは奥行き約1.5mの水—空気(FCU)方式でオンオフ二方弁制御。熱源は複槽蓄熱式熱回収ヒートポンプ方式。

・熱回収実績の検証: 図に示すように、冬季にインテリア発熱の熱回収量が定常負荷計算による期待値より極端に少なく、その原因を探るところに、負荷計算上の問題を発見した。

## 大阪大林ビル

### 夜間P-I室温変動把握から夜間室統合計算法へHASP改良

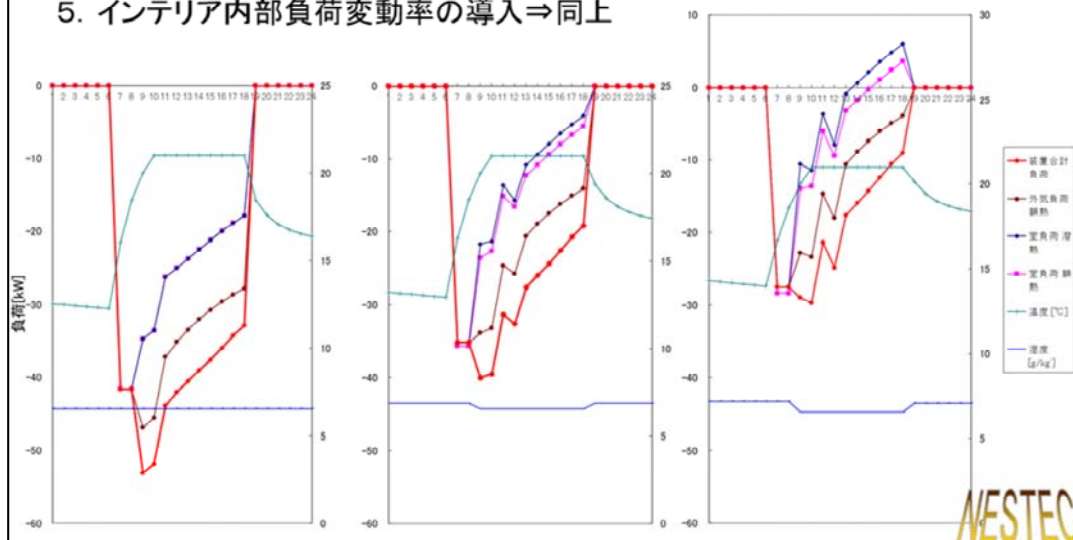


インテリ部の冷房負荷が回収できないということは、インテリ負荷が発生していない、言い換えれば室温が低下して暖房を要求するという現象が生じているであろうと気づき、夜間室温変動の計測を行った(左図)。その結果から、図のように、見えざる壁を仮定するP/I(ペリメータ/インテリア)完全分離定常負荷計算の不合理に気づかされた。

折から学会より発表された動的負荷計算MicroHASPで夜間はPとIが、0~100%間のある割合で統合して挙動するとして室温変動計算をする方法を開発した(1980年以降於名大)。右図は夜間統合ロジックを加えた場合と加えない完全分離の時とのペリメーター域及びインテリア部の冷暖房負荷の非定常負荷計算結果を示す。インテリアでは昼過ぎまで冷房負荷が発生せず、もし熱回収システムであるときは大きな誤算をすることになることが判り、プログラム(MicroHASP)の修正を行った。

## 改良HASPIによる暖冷房負荷計算結果例

1. 予熱時負荷計算改良(予熱時間帯全力投入)⇒予熱負荷低減
2. 予熱時外気取入れ有無⇒省エネルギー対策
3. 始業時室温偏差許容有無⇒省エネルギー対策と体感調整
4. 夜間室統合計算、統合率の導入⇒負荷計算精度向上と熱回収予測精度向上
5. インテリア内部負荷変動率の導入⇒同上

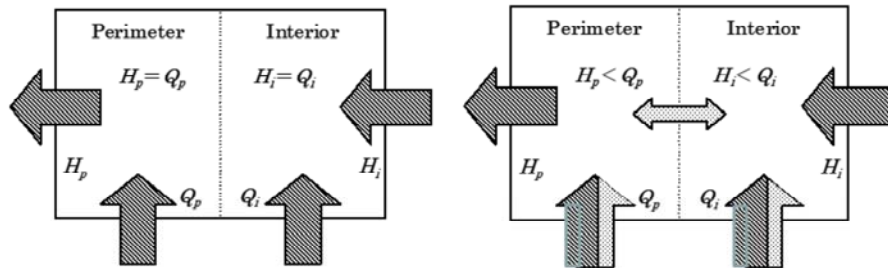


なお、この修正プログラムはVisual BasicによってWindows上で動くプログラム(MicroHASP/TES for Windows)として、図の1～5に示したような改良を加え、また、TESEP-W(水蓄熱槽最適設計プログラム)やTES/ECO(水蓄熱システムの3E評価プログラム、注:3Eとは、Energy, Environment, Economyすなわち省エネルギー性、経済性、環境性・CO<sub>2</sub>発生量を言う)などのプログラムとの連携を持たせたものが公開されており、何れもヒートポンプ・蓄熱センターから入手できる。

図はこのプログラムを用いたペリメーター域の暖房負荷計算結果例で、左から統合率が0%、50%、100%としたときの負荷変動である。統合することにより、ペリメーター暖房負荷は減り、インテリアは冷房負荷も減って、暖房負荷が現れる。

## 室統合：夜間(空調停止時)⇒昼間(空調運転時)への思考

### P/I間混合⇒室内混合熱損失⇒混合エネルギー損失



$$ML = (Q_p + Q_i - (H_p + H_i)) = (Q_p - H_p) + (Q_i - H_i) = ML_p + ML_i$$

$$MLR = ML / (H_p + H_i)$$

実験式(P/I間:P暖房+I冷房、I冷房+I暖房、I/I同士:冷or暖)

$$P/I間 : MLR = 31.281SPD + 0.053FCH + 2.469IACR - 29.157 [\%]$$

$$I/I同士 : M = 126.9 \alpha WH^{3/2} |SPD|^{3/2} [\text{kcal/h}]$$

$$\alpha = 0.137|SPD| + 0.014LP + 0.015IACR - 0.159$$

NESTEC

## 2) 混合エネルギー損失 の発見

上記のプロジェクトにおいて、冬季夜間室統合を考慮して尚ペリメータ暖房負荷が理論値より過大であることから、過剰なペリメータ供給温熱とインテリア供給冷熱が互いに打ち消し合って無効エネルギー損失を招いていることに気づき、室内混合エネルギー損失の原理と予測式の同定を試みた。混合損失と、負荷基準の混合損失率を定義し、実物大実験により推定式の同定を試みた。

$$ML = (Q_p + Q_i - (H_p + H_i)) = (Q_p - H_p) + (Q_i - H_i) = ML_p + ML_i$$

$$MLR = ML / (H_p + H_i)$$

実験式(P/I間:P暖房+I冷房、I冷房+I暖房、I/I同士:冷or暖)

$$P/I間 : MLR = 31.281SPD + 0.053FCH + 2.469IACR - 29.157 [\%]$$

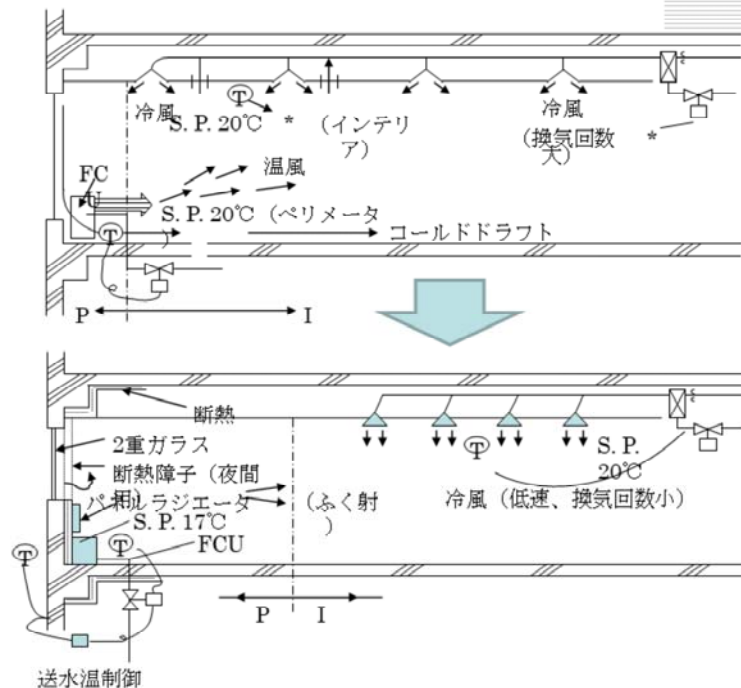
$$I/I同士 : M = 126.9 \alpha WH^{3/2} |SPD|^{3/2} [\text{kcal/h}]$$

$$\alpha = 0.137|SPD| + 0.014LP + 0.015IACR - 0.159$$

P:ペリメータ、ML:混合熱損失、MLR:混合熱損失率(%), I:インテリア、H:必要熱量(負荷)、Q:処理(供給)熱量、SPD:P/I間またはI<sub>1</sub>/I<sub>2</sub>間設定温度差(I<sub>1</sub>/I<sub>2</sub>は隣り合うインテリアゾーン)、FCH:外壁単位幅当り負荷(kcal/h/m)、IACR:インテリア換気回数、LP:吹出口とI<sub>1</sub>/I<sub>2</sub>境界面との距離(m)

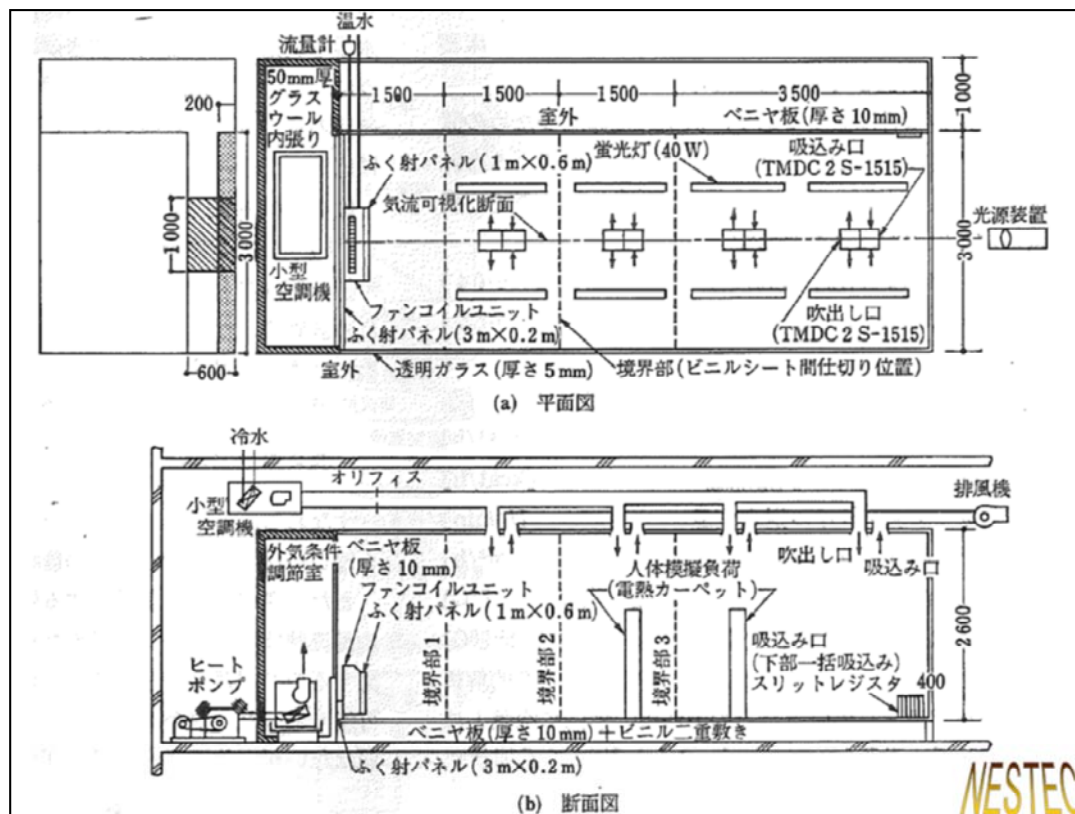
損失に与える最大の影響因子はP/I設定温度差であり、P域をI域より低く設定すれば損失ならぬ利得を得る。P域室温を下げるためには輻射暖房要素の支援が必要で、改めて輻射パネル設置が省エネルギーのための有効な手段であることが浮き彫りにされる。

## 室内混合熱損失の極小化



図は混合損失の大きいシステムと小さいシステムの典型像を示したものである。前述のように、暖房状態のペリメーター室温を冷房状態のインテリア室温より低く設定すると、温度差換気作用によってインテリアの発熱がペリメーターに供給されるので混合利得を得ることができる。然し窓面からの冷輻射のあるペリメーター域はより不快な環境となるので、理論的にこれを実現するには輻射パネルの援用が必要となる。その他、次ページ以降に示した混合損失有意要因についてロスが少なくゲインが多くなるようにシステム作りをする必要がある。

なお、図中の設定温度はオイルショック当時の推奨設定温度を基準にしており、敢えて修正はしていない。



実験は実大で、メーカー（S社）のご厚意により同社の実験室を借用して行われた（研究時期は1980年以降於名大）。要因の一つであるペリメーター奥行きは、インテリア域のモジュール天井の冷風吹出しオンまたはオフにすることによって調整した。

表-4 二次実験の要因と水準

要因	水準	1	2	備考
A	I-P 設定温度差 [°C]	0.1	-0.8	サーモスタット設定温度差 注 1)
B	パネル形状 [m/m]	3/3	1/3	
C	P 吹出し基準 Ar 数	$1.2 \times 10^{-1}$ (大)	$6.4 \times 10^{-3}$ (小)	注 2)
D	P 吹出し口誘引性能	誘引性大	誘引性小	
E	P 吹出し方向 [°]	0	30	
F	P サーモスタット位置	吸込み口	吹出し口脇(横)	
G	I 吹出し風量 [回/h]	6	12	換気回数

注 1) これらは、パネル幅/室間口を示している(面積は0.6 m<sup>2</sup>一定)。

2) 誘引性小は一般的なレジスタ型の吹出し口を、誘引性大は縮流機構を有したノズル並列型の吹出し口を表している。

表-5 有意要因一覧(二次実験)

要因	A	B	C	D	E	F	G	A×B	A×C	A×E	B×C	B×E	B×F	C×F	E×F
寄与率															
50%以上															
10~5%															
5%未満															
特性値															
全混合損失量	**					*	*			**		**		**	
P部混合損失量	**					*	*			**	*	**		**	*
I部混合損失量	**	*			*	*	*			**		*	*	**	
混合損失率	**					*	*			**		*		**	

注 \*\*: 1% 有意 \* : 5% 有意

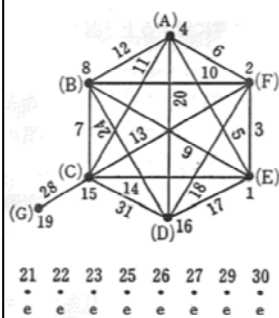


図-11 二次実験の交互作用と割付け線点図

実験は、実験計画法の原理を応用し、A~Gの7要因に対して3水準を設定し、その組み合わせ数37回数の実験に匹敵する精度の結果を少ない階数の実験であられるように要因組合せを配置し、実験を行った。今後損失に影響を与えると想像される要因とその水準は筆者の経験により設定した。実験結果を混合損失率で整理し、分散分析の結果有意性を判定したのが本表である。一つ星は5%有意、二つ星は1%有意な要因を示す。

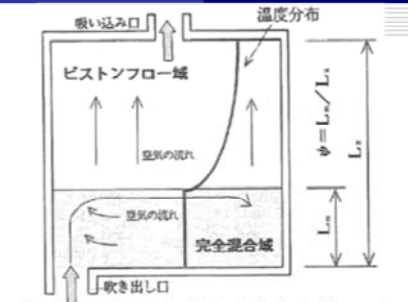
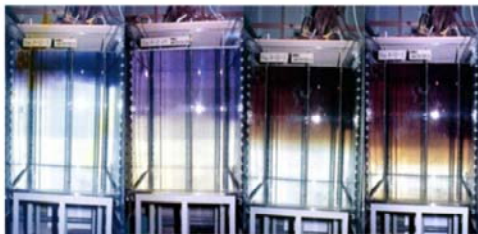
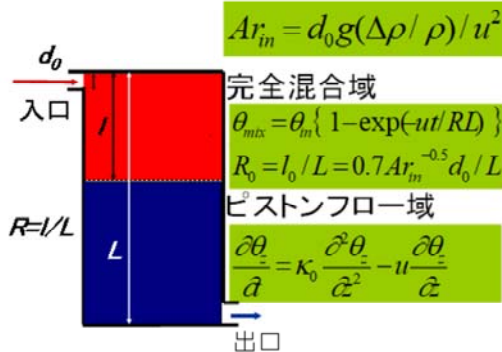
## 参考文献

中原信生・梶原豊久・伊藤尚寛: 空気調和における室内混合損失の防止に関する研究、第1報~第3報、空気調和・衛生工学会論文集、1987.2, 1989.10

# 室内温度分布: 温度成層蓄熱モデルの応用

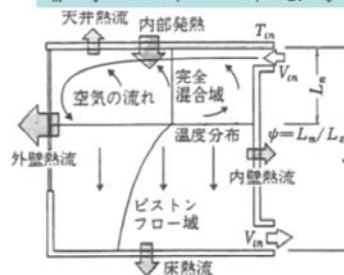
NESTEC

## 温度成層型蓄熱槽R値モデル



床吹出し冷房室内温度分布\psi値モデル

$$L_m / D_0 = 0.56 Ar^{-0.5} \quad A_r = g\beta D_0 \Delta T / v_0^2$$



上部吹出し暖房室内温度分布\psi値モデル

$$L_m / D_0 = 0.4 Ar^{-0.622} \text{ (天付アネモスタット)}$$

25

同時期に温度成層型蓄熱槽の混合モデルを作る実験に取組み(1980年以降於名大)、 $Ar$ 数で整理される「完全混合+押し出し+分子拡散の組合せ混合モデル」が、 $R$ 値モデルとして確立され、室内空気分布の問題と関連付けられることが判った。

温度成層型蓄熱槽の $R$ 値モデル: 左上の図に示すように入り口側の完全混合域と出口側の温度成層(ピストンフロー)域及びピストンフロー域内の分子拡散との組み合わせから成る。1日単位の水蓄熱の場合は分子拡散の影響は無視できる。突入噴流の先端はこの完全混合域深さの2倍まで達し、槽深 $L$ まで達すると(即ち完全混合域が半分の深さになると)底面のコアンダ効果(付着流)の影響で槽全体が完全混合域になり、 $R$ 値は0.5から一挙に1.0に飛ぶ。

上部温風吹出し気流の居住域への到達問題: 前に述べたKoestelの式は自由空間における軸流吹出しの気流到達問題であり、大空間で上部ノズル吹き出しの場合はこれが当てはまるが、限定されたサイズの閉空間の場合は対向壁面(或は対称的に設置された吹き出し口の守備範囲の境界)の影響が強く、まさに $R$ 値モデルの適用が可能であり、居住域まで完全混合するように $Ar$ 数を定める $\psi$ 値モデルとして設計資料を整理した(右上の図)。

床冷風吹出し気流の居住域限定混合域モデル: これとは逆に、同時期に一世を風靡したインテリジェント空間の床吹出しシステムは居住域空調効果によって人体に良好な環境を保持し、タスク域に集中した空気分配を行うことが可能であり、人の居ない上部は喫煙流の逃げ場所を兼ねた排気空間として放置できる。したがってこの場合は $R$ 値モデルの完全混合域深さを居住域高さに限定すればよい。この場合を $\phi$ 値モデルとして整理することができた(右下の図)。

何れの場合も負荷は変動するが、ピーク負荷に対して設計しておけば負荷変動は温度差の低下、したがって完全混合域の増加になるので到達の視点からは問題ない。

参考文献

辻本誠・相良和伸・中原信生: 蓄熱槽に関する研究、第1報—成層型蓄熱槽の槽内混合機構に関する実験的研究、空気調和・衛生工学会論文集、1981.6

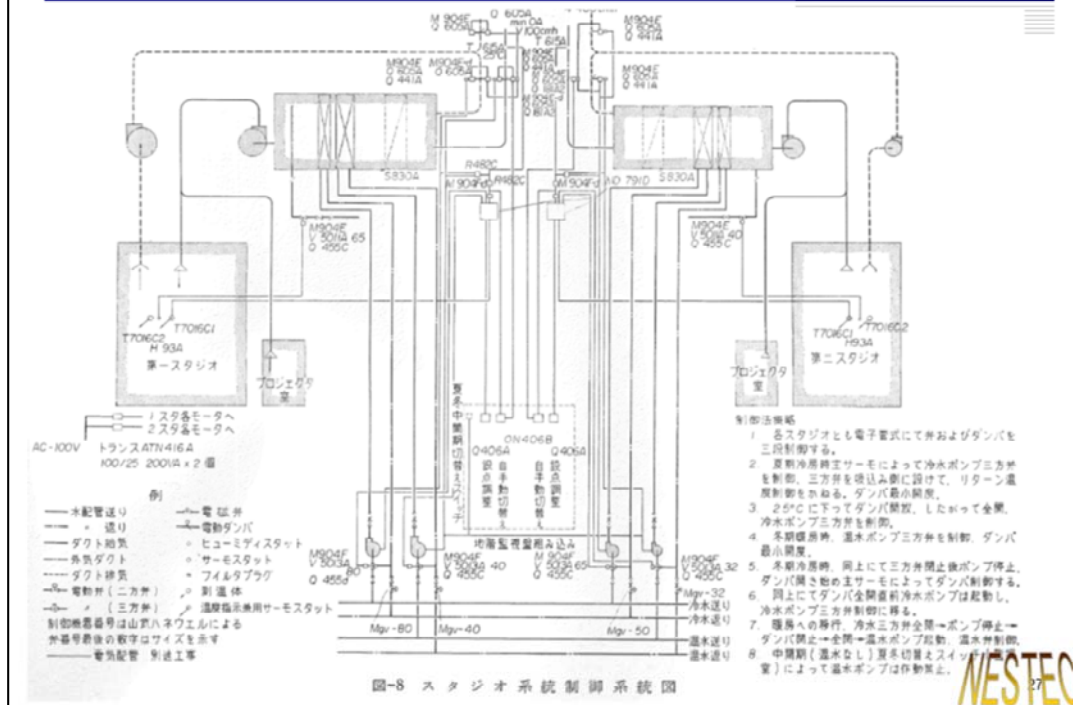
## 第2トピック: 自動制御とBEMS

- 1963竣工: NHK O放送会館
  - [TVスタジオ外気冷房ロジックと制御ナラティブ\(文章記述\)](#)
  - セクショナル温水ボイラ自動運転ロジック
  - [蓄熱槽温度差確保ブリードイン制御⇒VWVへ展開](#)
  - [自動制御管理文書へ\(2000YBS\\_Cx~2012名大CKK\\_Cx\)](#)
- 1973竣工: 大阪大林ビル
  - [コンピューターによる最適化制御](#)
- 1987: IEA/Annex16: BEMSの活用と標準化
  - [BEMSの全体レビューと階層構造提案](#)
- 1995: ISO/TC205/WG3: BACSのISO規格化
  - [CEN主導のBACS規準](#)
  - [ASHRAE主導のBACnet](#)
- 1995: 空衛学会BEMS委員会
  - BEMS設計指針書
  - コミッショニング基本指針提案

NESTEC

第二のトピックとして自動制御とBEMSを取り上げる。これは1963年頃に私の最初のまとめた設計物件である大阪放送会館新館の自動制御ロジックへの挑戦に始まり、2013年ごろ、CA(性能検証責任者)として関与した名古屋大学研究所共同館(CKKと略)工事における自動制御管理文書のプロトタイプの歓声に至るまで、実に50年に亘るテーマである。

## スタジオ外気冷房制御図記述ナラティブ、NHK大阪

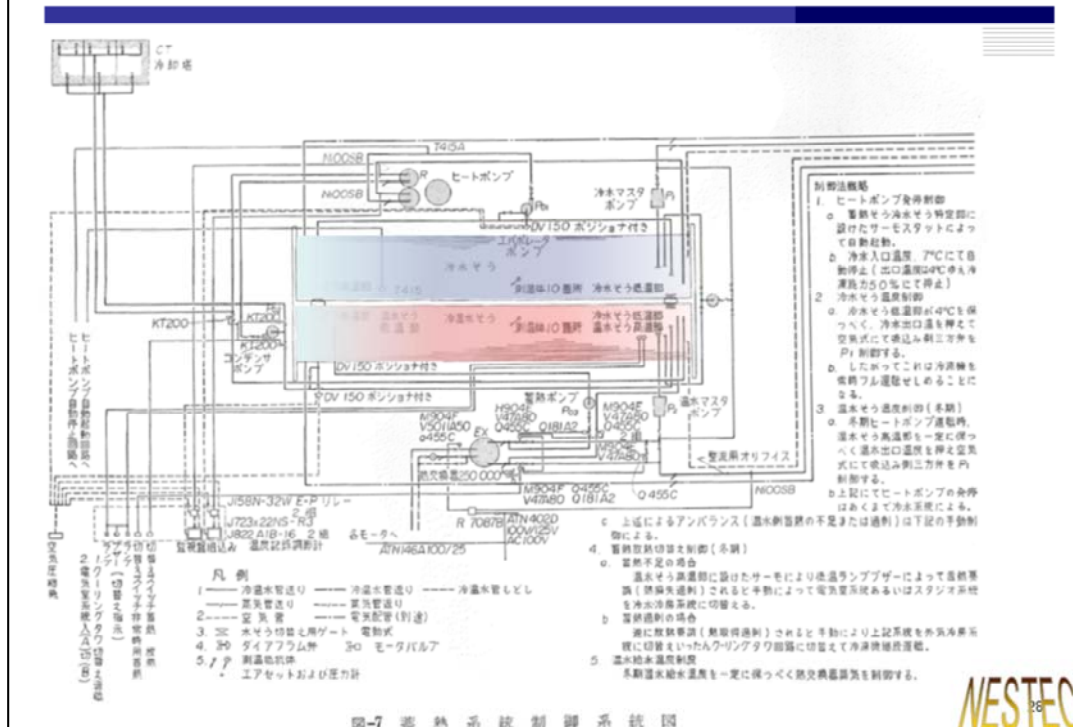


入社して後、まともな規模の設計としては最初の経験であったが、当時実用化されたカラーテレビのスタジオを含む高発熱量のスタジオを三つ有する放送会館、現場員として体験した蓄熱式空調システムを採用して熱回収方式とするとともに、中間期冬季に外気で冷房することを思い付き、この二つのテーマに対して年間の運転制御の在り方を検討している中で、年間空気調和システム設計における自動制御の構想を自ら構築することの重要性和興味を痛感するに至った。

自動制御メーカーの技術者に知恵を仰ぎながら、空調設計者自らが制御シーケンスを図と文で表現して設計図を完成することによって、施工者から維持管理の技術者に至るまで伝達すべき、年間におけるシステムの動き、設計意図が理解可能となることを痛感するに至ったものである。

本図は、①テレビスタジオ系統(2系統)の冷温水コイルと蒸気加湿器の制御と、②外気冷房のダンパ制御の部分である。前者は前述の通り、定水量三方弁制御に於いて蓄熱槽への還水温度差を確保すべく、循環ポンプ吸込み三方弁を用いたブリードイン制御とし、後者は外気取入れダンパと還気ダンパの連動制御とした。この時学んだ制御理論としては制御弁・ダンパの抵抗値を系の抵抗値との比率が制御性を支配すること、弁のCV値の選定法、ダンパの構造(並行翼、対向翼、リーク性能)と制御性の関係、電気式制御と電子式制御の相違等であった。

## 蓄熱制御図記述法とナラティブ、NHK大阪



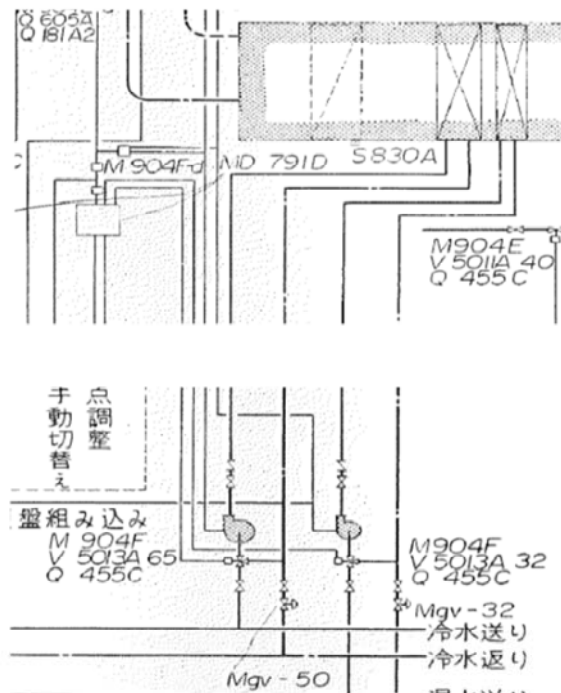
蓄熱槽まわりの自動制御としては、①定温蓄熱制御としての蒸発器と凝縮器の吸込み三方弁制御、②熱回収サイクル時に凝縮器の温水蓄熱と冷却塔放熱とを切り替える、蓄放熱切り替え制御、そして前述と関連する、③二次側送水系の制御である。

①はすでに柳町氏によって推奨されていたものであるが、制御の安定性を得るためには蒸発器・凝縮器に対して入口温度制御とするか出口温度制御とするか、ヒートポンプ停止時に三方弁のポートを、始端槽側と終端槽側のいずれの側に対して全開位置に置くべきか、というものである。制御本庭は出口温度を一定に保つことであるから出口温度制御とするのが正しい。一方、ターボ冷凍機は機器内蔵の容量制御用の出口温度センサーがあり、二つのセンサーが競合しないようにする必要がある。また機械停止時は終端槽側ポートが全開になるから、そのまま再起動すれば始動時の無出力時に始端槽に終端槽の水温そのものが流入することになる。そこでポートを切り替えて始端槽側に全開として置けばその弊害は無くなるが、出力増加速度と出力増大の速度に整合性が無ければ買出力で出口温度が低下して定温カットが働く。このような状況は運転開始後に問題点として把握され、本例ではベーン開度にインタラプターを取付けて解決している。但しこのテーマは後々まで尾を引くことになる。

②は当時ダブルバンドルヒートポンプは存在してなかったもので、思い切って生冷却水を直かに蓄熱系と切り替えた。水落ちと蓄熱水の汚染が気遣われたが、問題は生じなかった。

③は前述の通りのブリードイン制御であるが、三方弁動作が不平衡とならぬように送水側も弱正圧になるように、低揚程のマスターポンプという堅型水中ポンプを設けて落とし込むようにするなどの工夫を施した。次ページを参照されたい。

## 三方弁ブリードイン制御



NESTEC

前ページに記した、空調機コイルの冷温水制御で、負荷変動時に温度差を確保できないコイル周りの三方弁によるコイルバイパスを避けて、ポンプ周りで還水をバイパスさせ、還水温度全量がコイルを通り所定の還水温度を得られるように工夫した、その詳細である。底部に冷水送り、冷水返りとあるのは、先述のマスターポンプ系統である。

## 二方弁VWV制御への着目⇒省エネルギー指針へ

- 蓄熱大温度差確保のために
  - ⇒2次側三方弁ブリードイン制御で還温度確保
  - ⇒何故二方弁は不可か?⇒実験で可なるを確認
  - ⇒ポンプ速度制御で省エネ効果が得られるか?
    - ⇒台数制御
    - ⇒整流子電動機・・・高価
    - ⇒渦電流継手・・・渦電流ロス有り
    - ⇒インバーターモーター普及、低価格化が鍵
- 1973竣工大林ビルで二方弁制御VWV採用
  - －コイル設計温度差13℃
  - －VWV、この時点は台数制御

NESTEC

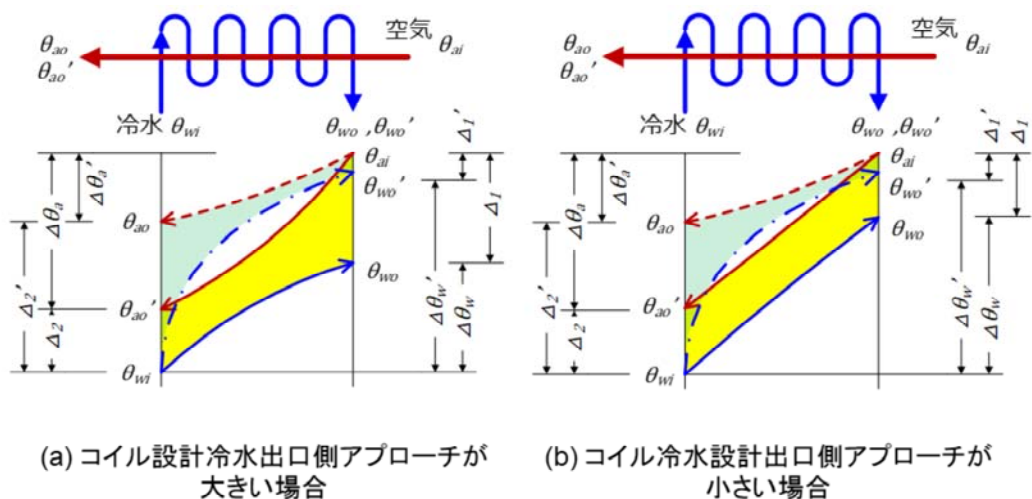
無公害省エネルギービル(当時はミニマムエネルギーと呼ぶこととしていた)を求められた大阪大林ビルの設計にあたって、定流量三方弁制御に疑問を持ち、タブーとされていた、管系の圧力変動を来たすことになる変流量(VWV)二方弁制御採用の可能性を制御メーカーと共に実験するなどしてその可能性を確かめ、ここに初めて変流量二方弁制御を採用するに至った。後日、空調学会の省エネルギー指針に導入することによって1980年代以降、急速に普及することとなった、その嚆矢である。

VWVの省エネルギー効果を最大限に発揮させるためにはポンプを回転数制御にする必要がある。表示の通り整流子電動機もインバーターモーターも高価であり、渦電流継ぎ手は固有の渦損失があって省エネ効果は減じまた高価でもあるので、ここではポンプ台数制御が採用されたが、後年、VWVの普及に伴ってインバーターモーターも安価になり普及に拍車がかかるようになったのである。

水系の省エネルギーをさらに徹底するには利用温度差を拡大することであり、通常常識的に採用されていた5℃の温度差を13℃としてコイルを選定し、大きな省エネルギー化を達成することになった。次ページ参照。

## 二方弁制御の付加価値

### 低負荷で更なる温度差拡大、省エネ効果増進



NESTEC

変水量二方弁制御が大温度差実現の鍵である理屈を説明しておこう。図は冷房運転時の、空調機のコイルを空気と水とが管外、管内を対向流で流れるときの熱交換量(黄色と青色の面積で示す)と水温(青色の線)、空気温(赤色の線)の変化を示す。そして実線が定格負荷時の変化、破線が部分負荷時(約1/2)の変化を示している。但し、水、空気とも変流量が極端に小流量となったときの管内外の熱伝達率の減少は無視して描いている。

(a)図は設計水温差が比較的小さいとき(言換えれば、出口水温の入口空気温度に対するアプローチ温度差が大きなとき)を示し、(b)図は設計定格設計値としてすでに大温度差としてアプローチ温度差が小さな時を示す。通常の5℃温度差の場合は(a)図が、前例の大阪大林ビルのように13℃違法の温度差の場合は(b)図が該当する。

負荷が減れば出口空気温度は高くならねばならず、熱交換量は塗りつぶす面積が小さく(約半分に)ならねばならない、この条件を両立させるためには、図示のように、水量が絞られて小さなアプローチ温度差に急速に近づくよう水温変化がなされねばならない。その結果、二方弁制御コイルでは、負荷が小さくなると、設計定格値以上の水温差が実現されるのである。但し;

①(a)と(b)図の比較から明らかなように、温度差上昇の程度は、アプローチ温度差の初期設計値に依存する。

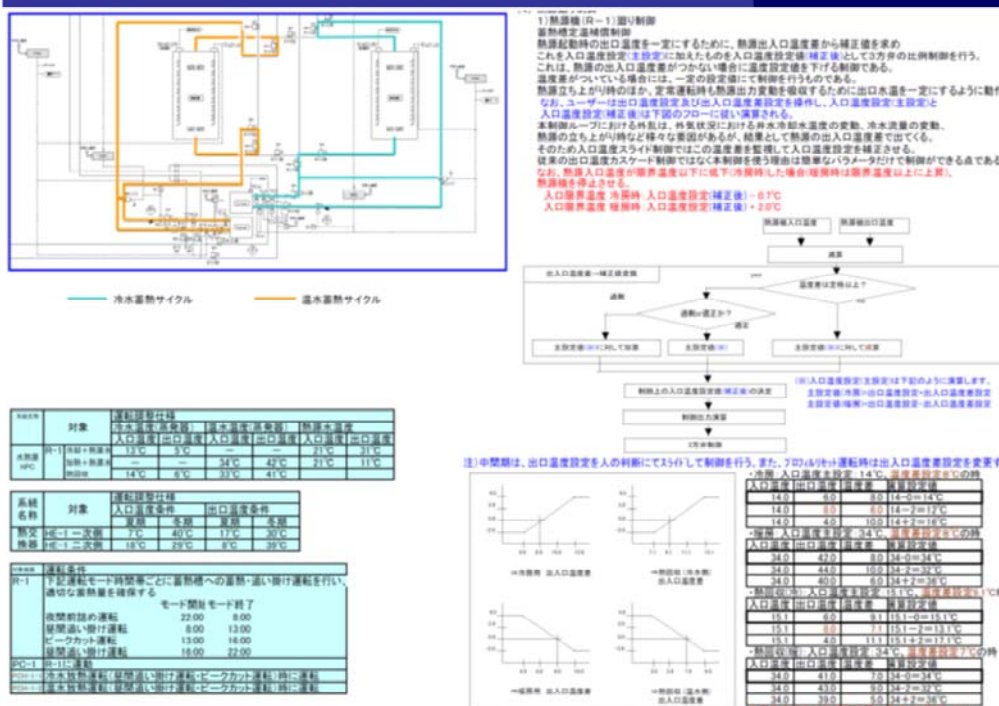
②空気側が変流量の場合は低負荷時に風量が減じ、管外熱伝達率が落ちるので、出口水温上昇は抑制される。(ほぼ定格設計値が保存される)

③二方弁のサイズが過大、即ち、CV値が適切に選定されていないときは十分に絞れ切れないから温度差もつき難い。即ち自動弁サイズ選定に関しては大は小を兼ね得ない。

。

# 熱源システム自動制御管理文書、名大CKK

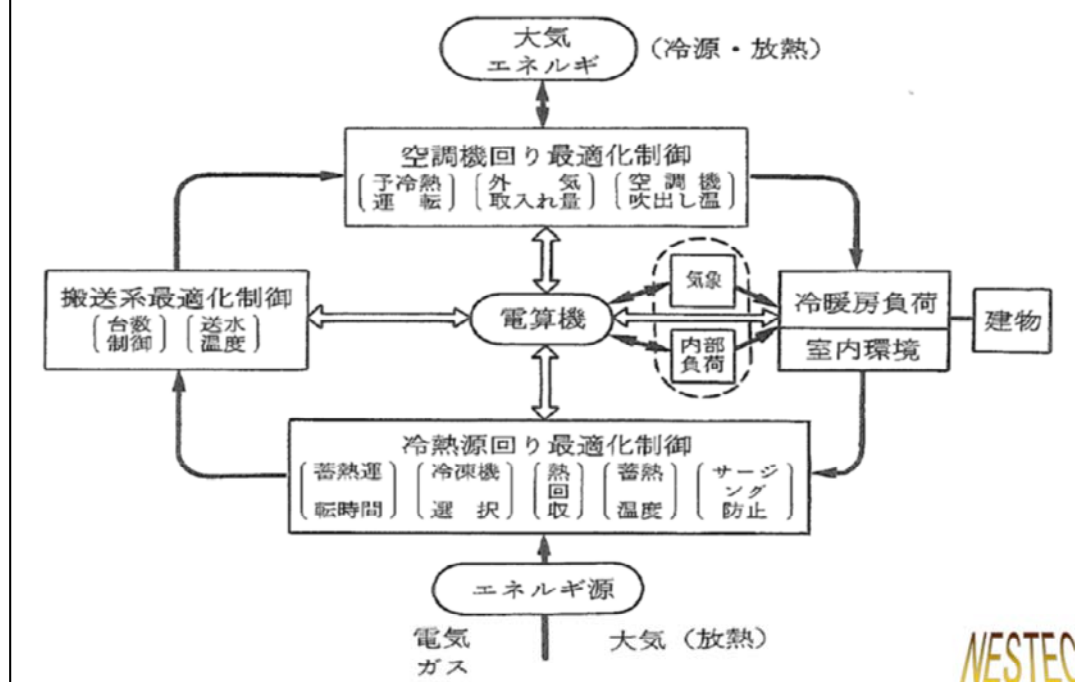
NESTEC



前述の制御ナラティブ(言葉による説明)を拡張して、制御の概念、制御機器の特性値、設定値やPIDパラメーター(特に比例帯)、必要に応じ制御ロジックを示すフローチャート、制御スケジュール、制御の動きの実例(数値表など)を1枚のシートにまとめたものは、設計者の設計意図(制御思想のみでなく空調システムの設計思想も)を当該プロジェクトの関連者に詳細に知らしめる効果があり、発注者から設計者、施工者、維持管理者にまで共通に有用な文書として活用され得る。それ故これを自動制御管理文書と名付けた。言うまでもなくこの文書は設計者が自らの思いを込めて作成すべきもので、施工段階には機器メーカーの決定に応じて必要な調整を施して、竣工図書として完成版を取りまとめる。

ここに示すのは、名古屋大学研究所共同館(実施中はCKKと略称した)のイニシャルコミッションングプロジェクトに於いてまとめた自動制御管理文書の一部で、蓄熱システムの定温蓄熱制御(吸込み三方弁制御)に関する文書である。

## 最適化制御のための空調システム構造



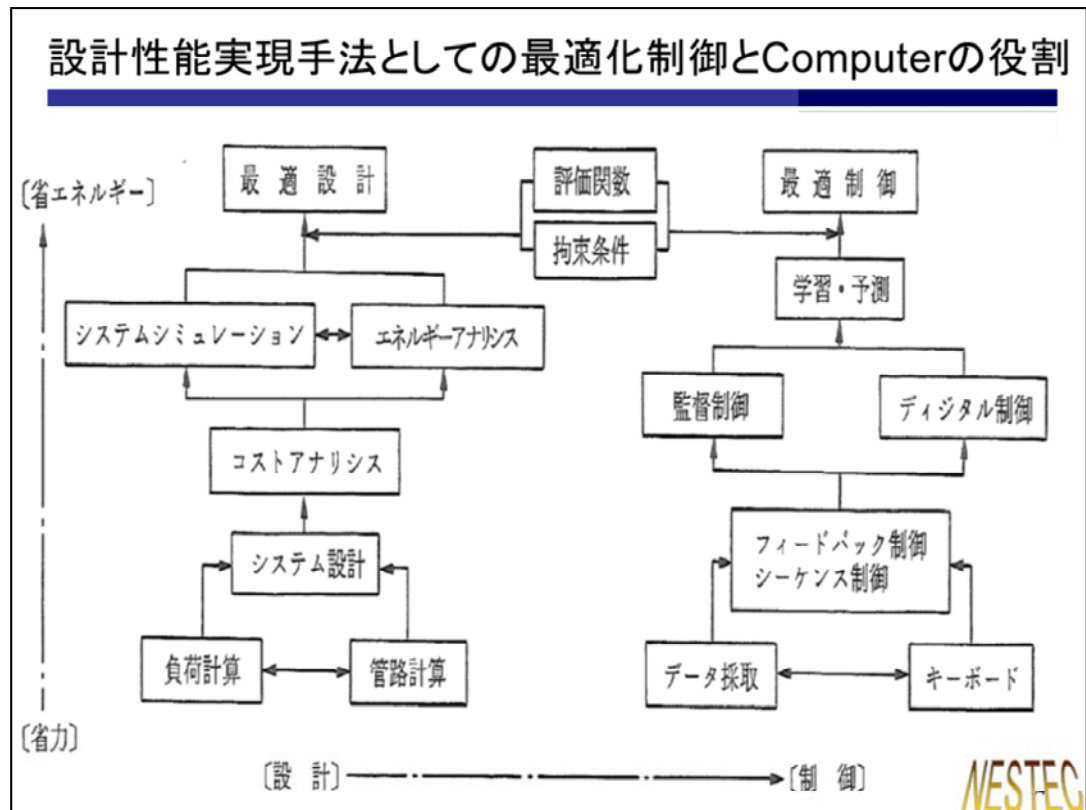
空気調和における最適化制御とは、人体に適切、快適健康的な環境の閾値内に於いて最小エネルギー消費ポイントに運転条件を定めることである。ここに、適正な環境条件を拘束条件と呼び、再省エネルギー消費量を評価関数(或は目的関数)と呼んでいる。評価関数には温暖化物質の排出量を置くこともできるが、快適空気調和の場合はエネルギー消費と温暖化物質排出とは並行するので、いずれにおいても矛盾することはない。

図は、負荷と装置と外部環境・エネルギーを含む空調システムのトータル像を示し、大阪大林ビルに於いてどのような項目をサブシステムとして最適化を図ったかを示している。ここに室内環境が拘束条件であり、エネルギーのうち外部化石エネルギー(一次エネルギー)が評価関数で極小化すべきものである。

各サブシステムの詳細は下記の文献を参考にして頂きたい。ここでは最適化制御の考え方を散見できるような、幾つかのトピックを取り上げるにとどめる。

### 文献

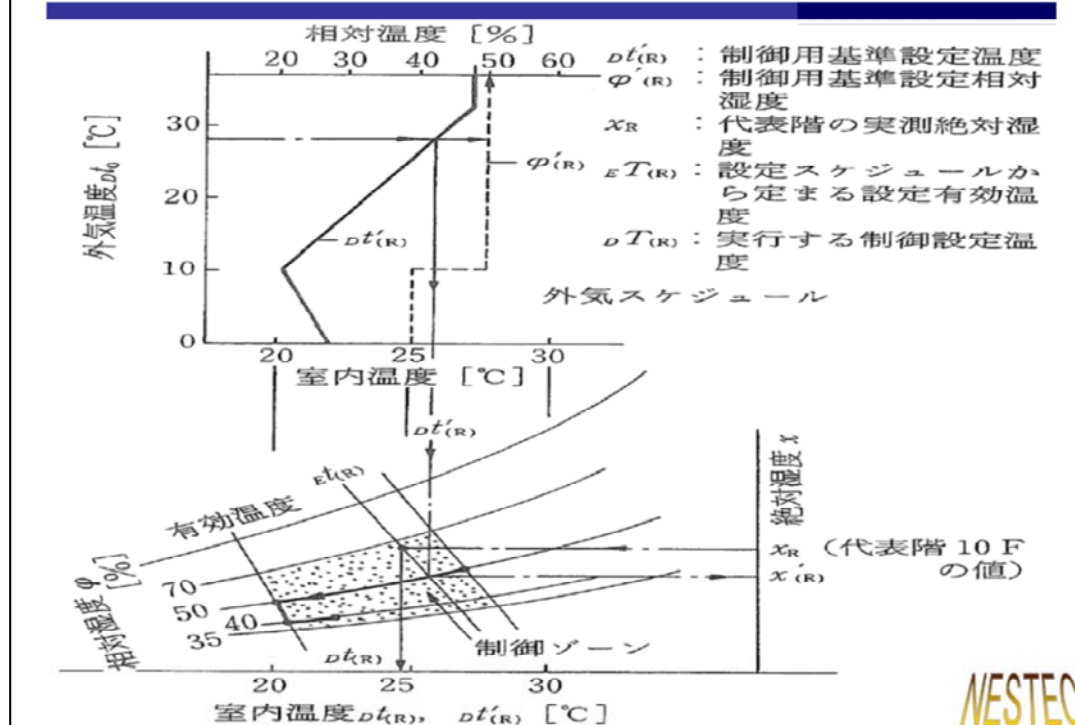
中原信生:空調設備の最適化制御に関する実践的研究、第1報～第5報、空気調和・衛生工学会論文集、1981.10、1981.10



最適化制御を適用するという考えは何から生まれたかという、一つには先述来の年間空気調和における負荷変動に現実に対応するには自動制御が必要であることの認識、二つには快適環境の保持のために無制限にエネルギーを消費してはならないという、エネルギー経済的視点の認識、三つには、年間環境変動とエネルギー消費量の予測にコンピューターシミュレーションが活用できるという見通しが生まれたこと、そして四つには能力は未だ小さいながらもコンピューターによるDDCが実用化されて、同じコンピューターを用いたシミュレーションを援用する最適設計手法と最適化制御の関連付けを成し得る可能性を垣間見ることができたからであった。

その展望を示したのが本図である。設計思想が最適化制御によってフォローアップされること、負荷計算からエネルギーアナリシスに至る最適設計のルーチンとデータ採取と評価関数計算から監督制御(SCC, Supervisory Computer Control)の下のDDC(Direct Digital Control)に至る運転最適化との対応を示している。

## 環境室内温湿度環境の理論と制御の整合



拘束条件である室内環境はいかに設定し、いかに検知・最適化を行うか、を示した図である。

上半部はアナログ制御で適用してきた年間温湿度設定のスケジュールである。外気温度に対して室内温度をスケジュールし、相対湿度は成り行きとしながら上下限を設けてそれを逸脱しないようにするとともに、適正環境としては有効温度ETを以て判定し、設定温湿度と等しくなる有効温度条件から制御用の設定温度を求めて制御を実行する。当時の環境では計測ポイントは限られているので、相対湿度は代表階のインテリアゾーンの値を基準値として用いている。現在(2017年)の立場で物言うとするれば、IoTの時代となって計測ポイントは多量に得られるであろう、そうすれば空調ゾーンごとにこのロジックを適用すればよい。

## OビルOPC (最適化コンピュータ制御)目的関数と制約条件

表 2.4.1 大阪大林ビルの最適化制御におけるサブシステムの目的関数と制約条件

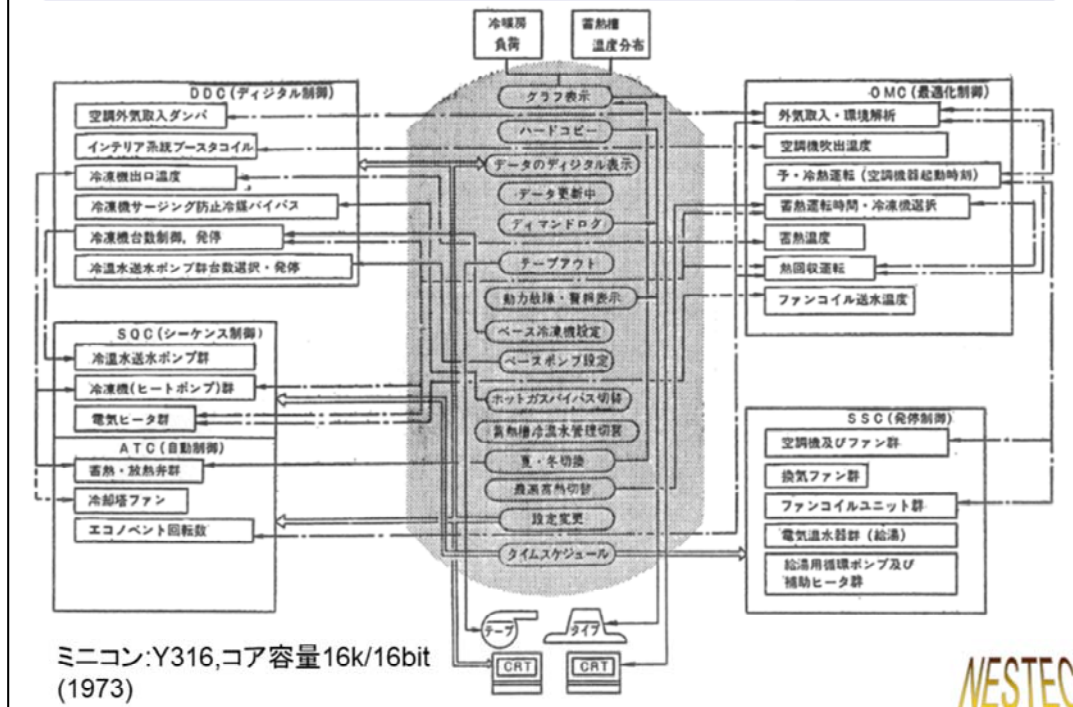
最適化サブシステム名称	評 価 関 数	拘 束 条 件
外気取入れ・環境解析	外気取入れ量	1) 温度・湿度(室内および外気)・体感温度 2) CO <sub>2</sub> 濃度 3) 窓面の結露 4) 熱回収の有無
空調機吹出し温度	空調機とブースタコイルとの負荷配分	室温
予冷熱運転	空調機起動時刻	居住開始時の室温
蓄熱運転時間・冷凍機選択	運転時間帯とエネルギー選択	1) エネルギー特約時間帯 2) 蓄熱温度分布 3) 予測負荷
蓄熱温度	システム成績係数	1) サージング 2) 温水送水温度・冷水送水温度 3) 室温
熱回収運転	熱回収量と運転時間	1) 予測負荷 2) 成績係数 3) 蓄熱温度分布
ファンコイルユニット送水温度	電気ヒータ運転時間	室温

NESTEC

マクロな拘束条件と評価関数は前述のとおり室内環境とエネルギー消費量であるが、最適化制御のサブシステムに分解した場合は、サブシステム制御の制御量の方向性と省エネルギーの方向性は事前に明確であるような場合は、直接的な制御用の評価関数と拘束条件は制御量に対応してブレイクダウンして設定する必要がある。本表はサブシステムごとに設定された制御量(評価関数)と拘束条件(限界値、限界現象・・・サージングなど)を示す。

例えば「外気取入れ・環境解析」サブシステムにおいては、外気冷房が有効な場合は外気を積極的に(必要かつ十分な量を)取り入れるが、暖房用にインテリアの冷房負荷を熱回収することが必要な時は最小外気量とする。そして外気が負荷になるときも含めて、取入限界値をCO<sub>2</sub>濃度で判定して必要最小限量とする。また温湿度条件の決定は前のスライドで示したように行うが、冬季の加湿に関しては窓面に結露するか否かを室温と外気温度から計算して判断し、結露条件と判断されれば加湿を停止する割り込みを行うこととしている。

## ビルOPCの機能構成



空調制御にコンピューターを持ち込んでDDCを実行し、その上に最適化制御OPC(図ではOMC)を適用するという、業界初の試みを行った。図の右上がOPC.実行部のDDCを左上に、シーケンス制御SQCを左下、発停制御SSCを右下に配し、中央に設定、切換え、表示、出力を配した機能構成・関連図を描いてみた。今の技術レベルからは想像できないほどの低能力のミニコンで、約45年後の今の時代に初めて一般認識されてきた最適化制御を実行するという所に、メーカーの技術者が行う実行プログラムのコーディングには大きな苦勞があった。

完成後の解析と評価、再調整と手直しが重要と予想されたので、自動制御業者への発注仕様書には竣工後2年間の解析・評価・調整(のちの用語ではチューニングに相当する)を義務付けた。筆者が約20年の後、コミッショニングプロセスの重要性を謳い、空気調和・衛生工学会にコミッショニング委員会を立ち上げ、またNPO法人建築設備コミッショニング協会を設立して、コミッショニングの概念普及と資格制定に力を注ぐこととなった源泉はここにあるといつてよい。

## OBILOPC 熱源運転最適化全体ロジック

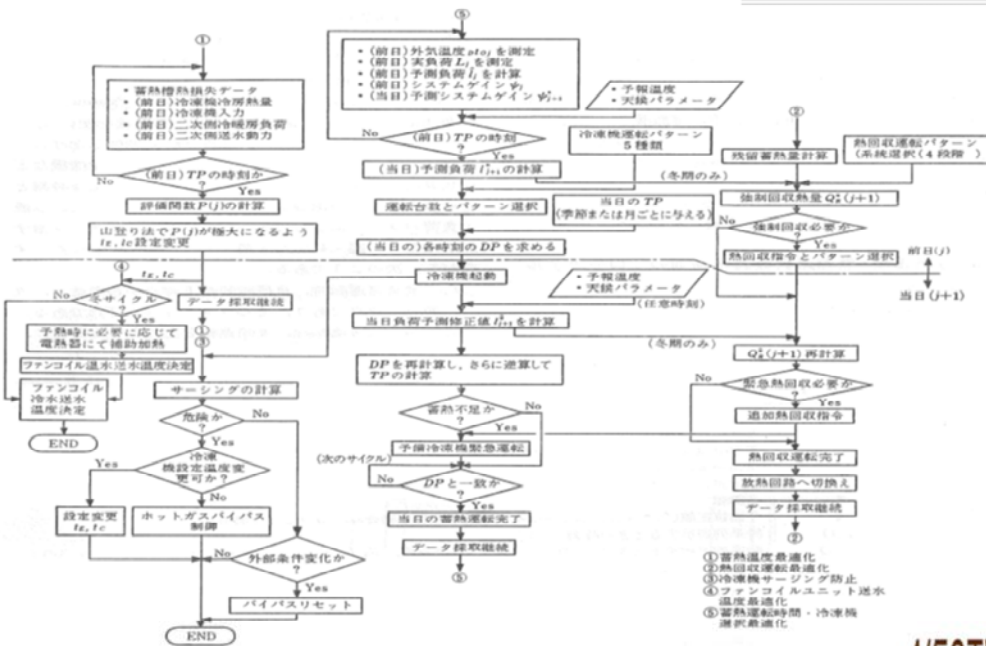
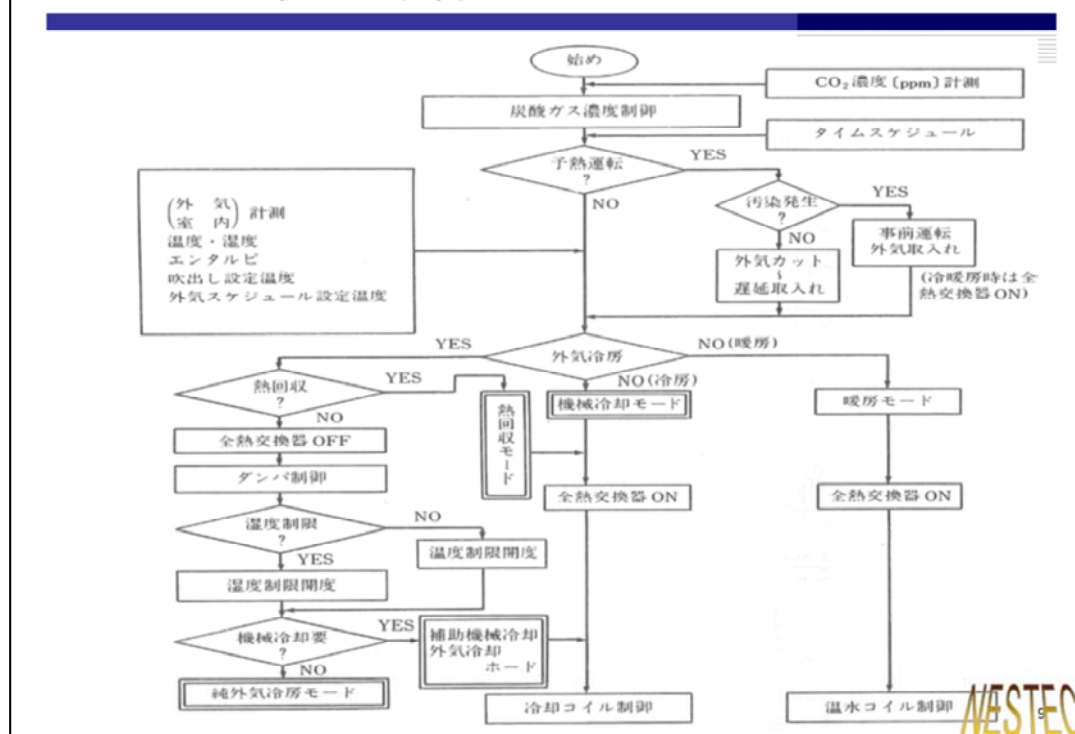


図-2 蓄熱槽回りの最適化制御への全体フロー

適用した最適化制御を大別すれば一次側熱源システムと二次側空気システム(水搬送を含む)であり、熱源システムの最適化サブシステムは、互いに関連付けられながら、図中に①～④のフローに区分される。このうち①蓄熱温度最適化は二次側の搬送動力(ここでは水搬送のみ)を含めたシステム成績係数を最大化する蓄熱温度を決定することで、蓄熱温度を緩和(冷水出力では高く、温水出力では低く)することによる、ヒートポンプの成績係数の向上と水搬送システムのWTFが低下するトレードオフのバランスポイントを求めるもので、一次、二次両システムに亘るもの。同じく②も一次虹のエネルギーバランスに関するものであるが、ヒートポンプの成績係数がある程度以上の時はインテリア空調システムに対する外気冷房を活用するよりも、熱回収運転による冷水による機械冷却の方が省エネルギーになることから、必要かつ十分な熱回収空調システムを決定するものである。

③は純粹に一次側ヒートポンプの運転COPの向上のためのもので、熱回収運転時に圧縮機のサージング防止のためにベーン開度の比較的大きいところで冷媒バイパス運転が発生するのを、理論的なサージング特性から

## 外気取入れ最適化制御フロー



インテリア系統空調機外気取入れ最適化制御には以下を含む。

- ・夏季冷房、冬季暖房時及び冬季熱回収冷房時の最小外気取入れモード
- ・同モードにおけるCO2濃度による最適外気取入れ制御(環境+省エネ)
- ・冬季外気冷房時の外気量比例取入れ制御
- ・同モードに於いて湿度上限にかかるときの外気量制限と強制機械冷却モード
- ・外気冷房時の全熱交換機能停止(回転停止)

以上に加え、前述の室内温湿制御度条件設定のET(有効温度)制御が実行される。これをフローチャートに示したのが本図である。

## 省エネ対応必要外気量論争、最適設計・制御の評価

### ・ 背景

- 1973大阪大林ビル設計思想
  - ・ 空気処理の高度化(活性炭フィルター+コットンフィルター)
  - ・ CO2デマンド制御を含む外気取入れ最適化制御
  - ・ (警戒レベル1000ppm、許容濃度レベル3000ppm)
- 1975米国の省エネ基準3000~5000ppm
  - ・ ASHRAE Standard 90-75
  - ・ NBSIR 74-452
- 1980SHASE省エネ指針:省エネ運転条件
  - ・ 高度空気濾過と外気取入れ最適化を条件に2000~3000ppm

### ・ 論争

- 公衆衛生の観点から1000ppm厳守が必要
  - ・ 公衆衛生院・吉澤部長
- 最適設計・制御を条件に2000(日平均)~3000(日最大)を許容
  - ・ 省エネ委員会・中原委員長
- 論争に終止符:単一汚染は3000ppm、複合汚染は1000ppm
  - ・ SHASE改訂換気規格:

NESTEC

きっかけは米国NBSが作成し、それに基づいて作られた省エネビル(マンチェスタービル)で採用した外気取入れ量がCO2濃度3000ppm基準で8.5CMHを採用し、わが国でもそれに倣った主張を、筆者が委員長であったSHASE省エネルギー委員会で行い、上述の大阪大林ビルの実績に基づき、活性炭フィルターによる臭気や有機ガス成分の除去、NBS90%レベルの高性能フィルターによる空気濾過をするなどの高度処理をしたうえ、CO2濃度制御などの適正な取入れ制御を施せば、NBS並みの3000ppm基準の外気取入れで良いと主張し、SHASE省エネルギー指針にもそのような条件付きの基準を導入したことにある。その根拠としては、

①CO2が有害そのものとして有害なレベルは20,000ppmのレベルであること。

②CO2濃度1000ppm基準値は、もともと空調の無い時代に、喫煙などもある室内の環境汚染が許容されるレベルにあるときに、CO2濃度が汚染の指標として作用し、その許容値が1000ppmであるとするものであったこと、

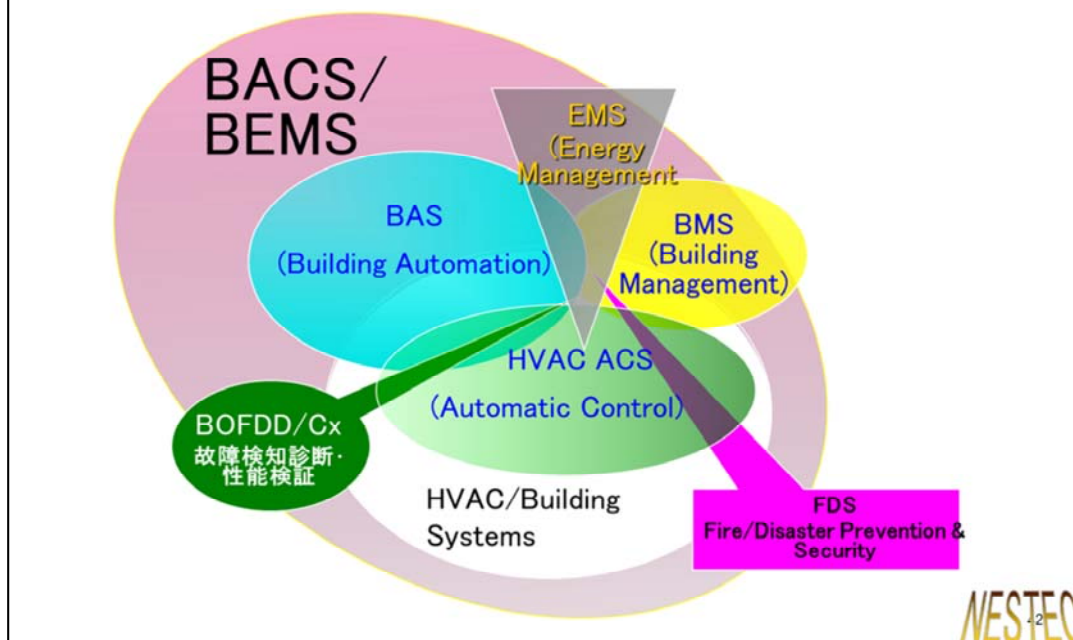
であるので、空調環境では当てはまらないと考えられる、とするものであった。

これに対して、時のSHASE換気規格委員会の委員長であり、厚生省に在って公衆衛生の指導的立場に在られた吉澤晋氏は、一般ビルの環境状態に鑑み、まさに劣悪な冷暖房設備の下にある大多数のビルが現存する中ではそのような配慮は認めることができない、と主張された。

この問題はその後も継続して議論され、改訂された新換気規格では、CO2が単独の汚染物質であると考えられるときは3000ppmを許容するとし、複合汚染質を対象とするときは従来通り1000ppmとされた。然し実質的には建築基準法に規定された室内環境基準1000ppmの規制が強力であり、3000ppmで設計することは認められない状況下にある。但し2016年の気候変動防止のパリ条約に基づき日本が強力な建築省エネルギー目標を設定したことにより、外気取入れ基準が再考される状況下にある。



## BACSのサブシステムへの機能分解と相互関連



1995年よりISO制定委員会にTC205 Building Environmental Design (室内環境設計) が設立され、日本も参加している。その中に当初は7つのWGが設定され、そのうちのWG3がBEMS改めBACS(Building Automation and Control Systems)の設計である。因みにWG1は設計の基本コンセプト、WG2は省エネルギー設計基準、Wg4~7が音・熱・光・空気の各分野の基準を扱っている。その意図は、各環境項目の基準を作り、それを省エネルギー手法にて設計するプロセスを定義し、実運転において適性環境を省エネルギー的に達成するための制御システムがある、と解釈すればこのWG構成に納得がいくであろう。

BACSはそれまでに用いられていたBEMS(前述のIEA-Annex16で定義された、イギリスのBSRIA主導の用語)に代えて定義されたが、両定義はほぼ同義であり、建築設備(主たるテーマはHVAC)の制御端末から、図示のようなビル制御監視に絡むエキスパート的制御・監視・保全項目との結合を視野においている。エキスパート的制御・監視・保全項目とは;

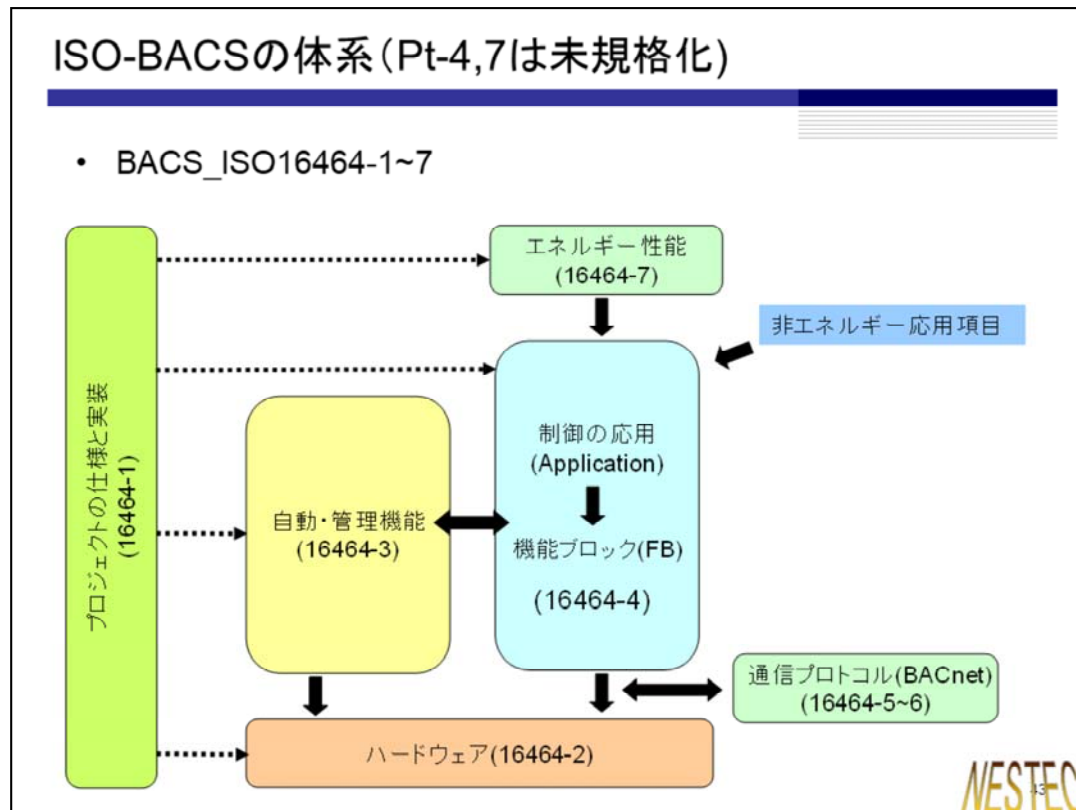
BMS:ビルの保守管理項目

BAS:HVACを含め、ビル設備の自動化項目

EMS:エネルギー管理項目

FDS:防災防犯管理項目。本体は別のセンターにあり、情報表示のみ。

BOFDD/Cx:BOFDDはBuilding Optimization, Fault detection and Diagnosis故障検知・診断項目。CxはCommissioningコミッショニング項目。今後の拡張項目の最たるテーマである。



ISO\_BACSのWG3の各パートの関係を示している。番号付けは必ずしも一貫性はなく、規格のできた順番と幹事団体(USA\_ASHRAEかEUか)のまとまりとが混在している。赤字はISO規格化済みのもの。但しJIS規格にはなっていない。

規格名称

ISO 16484:Building automation and control systems ビル自動管理制御システム

Part-1:ISO 16484-1: Part 1: Project specification and implementation, プロジェクト仕様と実装

Part-2:ISO 16484-2: Part 2: Hardware,ハードウェア

Part-3:ISO 16484-3: Part 3: Functions,機能

Part-4:ISO 16484-4: Part 4: Applications,アプリケーション

Part-5:ISO 16484-5: Part 5: Data communication protocol,データ通信プロトコル

Part-6:ISO 16484-6: Part 6: Data communication conformance testing,データ通信適合試験

Part-7:ISO 16484-7:Part 7, The contribution of BACS to energy performance of buildings, BACSのビルエネルギー効率への貢献

### 第3トピック: 病院の空調・換気・熱源システム

#### • 汚染制御＋省エネ対策

□1965 大阪回生病院手術室: KATHABAR汚染制御:

KATHABAR: Keep Air Temperature, Humidity And Bacteria As Required

□1948 独協医科大学病院: 全空気減湿再熱システム

・熱源に井水還元井・蓄熱熱回収ヒートポンプシステム採用し、省エネ性確保

□1981 愛知国際病院: 全空気クリーンホールシステム

・KATHABAR一括ホール吹出し、対象居室吸込み(コスト減対応)

・熱源は井水還元井・蓄熱ヒートポンプシステム

□1984 知多市民病院: 全空気KATHABAR＋個室ブースターコイル潜顕熱分離空調の先駆け)

・熱源は井水還元井・蓄熱ヒートポンプ、CPC太陽熱冷暖房給湯、井水大温度差利用(電動HP⇒KATHABAR⇒太陽熱駆動吸収冷凍機18℃～38℃

□1985小牧市民病院

・外来及び中央診療系: KATHABAR＋個室ブースターコイル

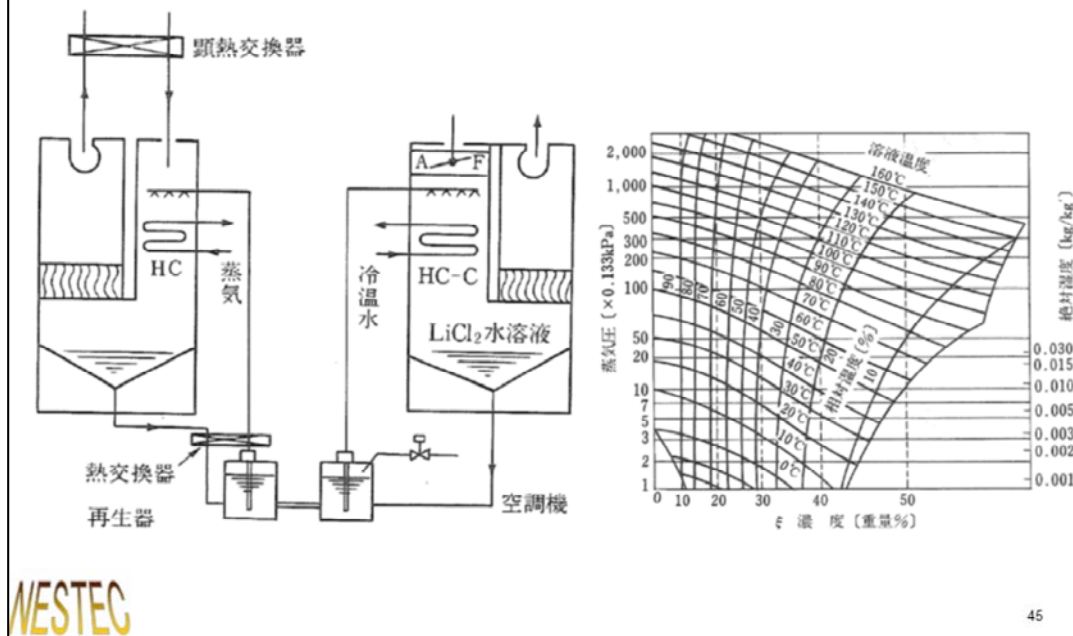
・病室系: 汚染防止型FCU: 乾きコイル＋吹出側設置の中効率フィルター

44

第3のトピックとして病院の空調換気設計を取り上げ、病院の汚染制御、それに対応する空調システムの選択、エネルギー消費量の大きい病院システムに対して熱源として自然エネルギー、未利用エネルギー活用システムを如何に応用したかについて述べて空調技術の魅力の一端を示したい。

本表は筆者の病院設計の経歴を示し、各ケースにおける主たるテーマと採用した方法論を示している。

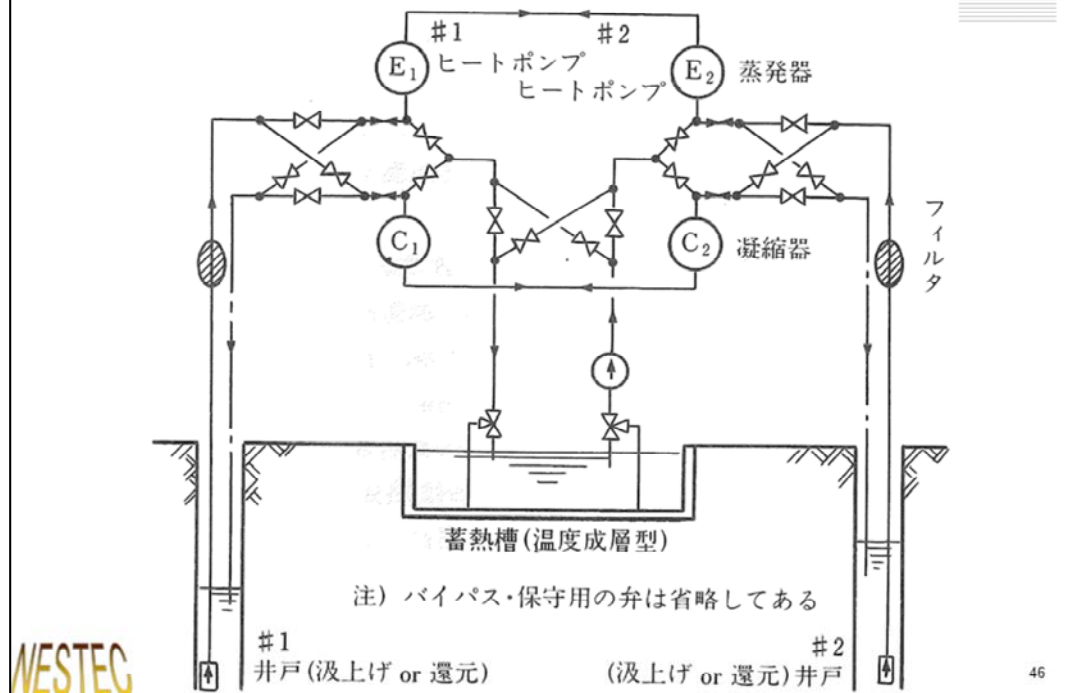
## KATHABAR: 液体吸湿剤型減湿殺菌空調機



大阪回生病院をはじめ、小牧市民病院に至る、ここに示した中の独協医科大学病院以外のプロジェクトは、KATHABARと呼ばれる液体吸湿剤型の減湿殺菌空調機を採用している。KATHABARとは”Keep Air Temperature, Humidity, And Bacteria As Required”の頭文字を連ねた略称である。

KATHABARの構造は図のようになっており、塩化リチウム水溶液の減加湿、殺菌作用と、冷却加熱コイルによる温度調整効果を利用する。塩化リチウム水溶液は冷却減湿による溶液希釈をもとに戻すための再生用エネルギーが必要である。右図は空気と塩化リチウム水溶液との平衡線図で、溶液濃度と液温を決めればそれと平衡する温湿度の空気状態が決まるので、空気と溶液とコイルとが十分に接触するようなウォッシャー構造になっている。

## 還元井水ヒートポンプシステム

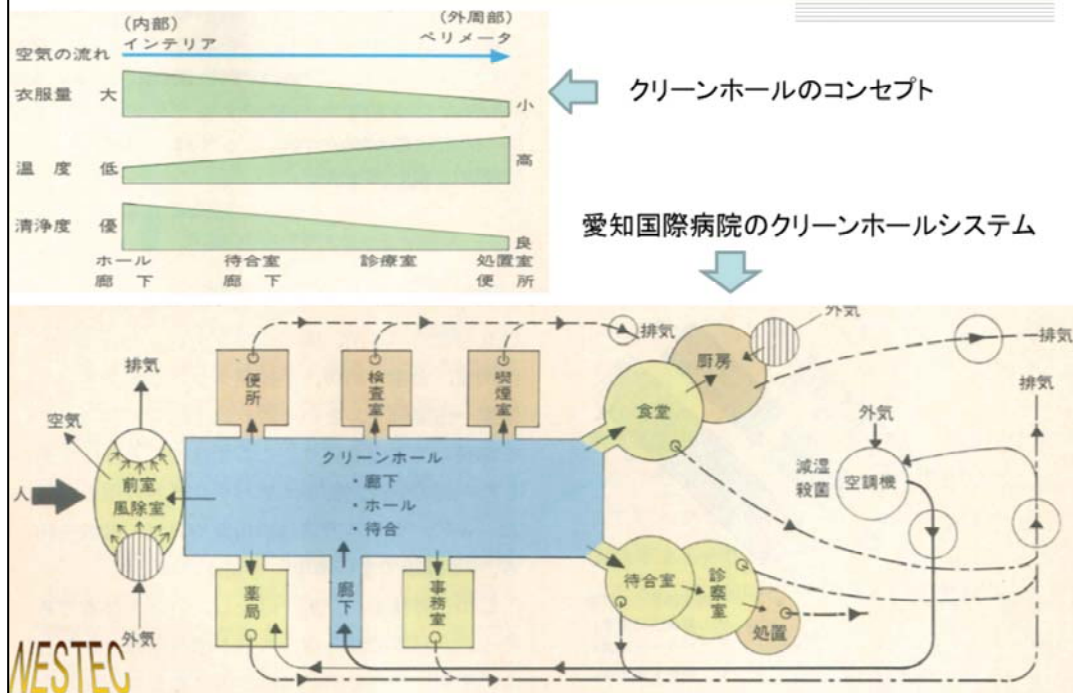


今一つの共通項は還元井水の利用である。これは立地条件による制約があるが、地盤沈下と熱利用とのトレードオフのある井水利用を可能とする方策が還元井である。本図は井水還元井利用冷温水切替蓄熱ヒートポンプシステムの場合の基本ダイアグラムを示す。

還元性は目詰まりによる還元能力低下が必ずあるので、逆サイクル運転或は逆洗運転ができるようにしておく必要があるし、自然水位の高い浅井戸の場合は、溢水することへの配慮も必要である。

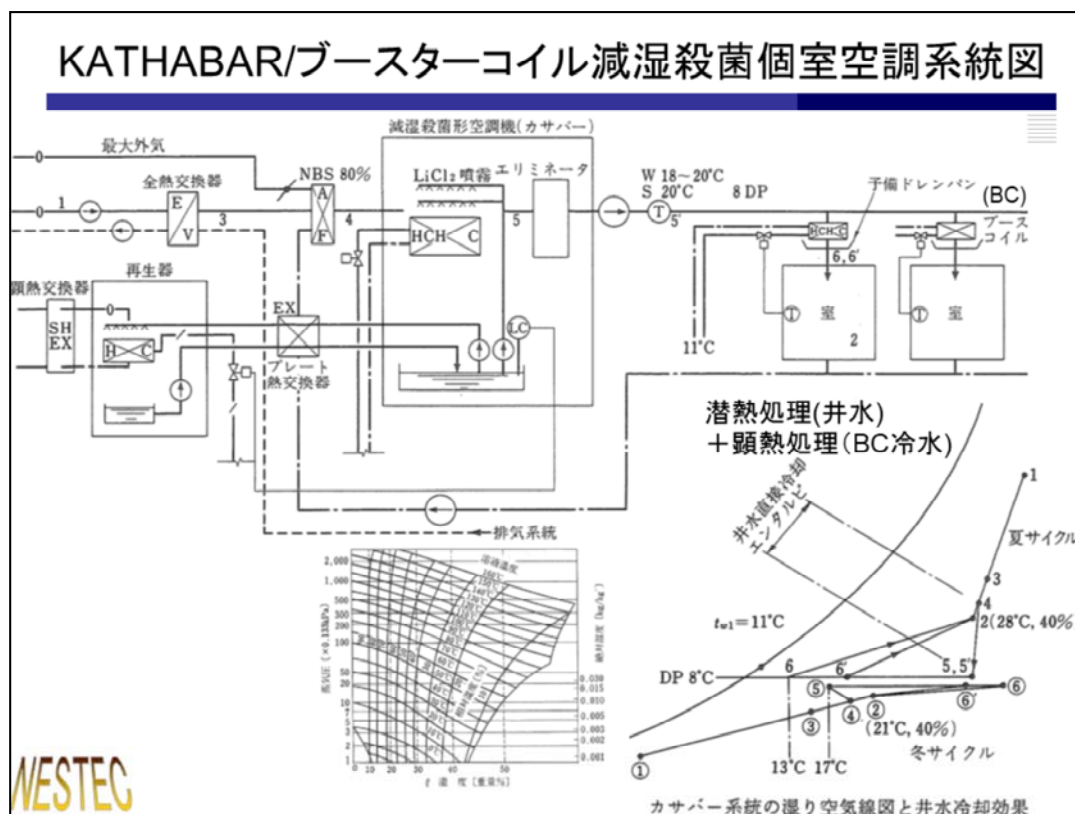
還元井水は鉄分等が空気に触れて酸化すると鉄さびが管内やストレーナーに沈着するので、汲み上げ井水から砂等を除去するストレーナーを通して、密閉回路のまま利用する。鉄・マンガン等を多量に含む井水の場合、開放回路で水処理をするとヒートソース/ヒートシンクとしての温度ポテンシャルが低下するので適さない。

## クリーンホールシステム



愛知国際病院の設計に当たって、低コストで中央処理の空調システムで汚染制御を可能とするシステムとして考案したのがクリーンホールシステムである。もともと病院の手術室ブロックに対して前室を設け、清浄化してクリーンホールとし、人体・機材を導入するルートを確認する考え方を応用したもので、共通空間である外来ホール、廊下等をクリーンサプライホールにすれば、その先の末端にある諸室の清浄度も自ずから保てるであろう、という考え方である。それにより水・空気搬送のコストが大幅に節減される。

図は同病院の諸室の配置概念図であり、玄関部から末端の診療室や処置室に向かって、KATABARで滅菌・温湿度調整した空調空気の流れと着衣量、温度、清浄度の変化を描いたもので、クリーンホールシステムのコンセプトを示す。末端諸室では室負荷の状態によっては何らかの追加の冷却・加熱装置が必要となる。



還元井水を利用できた知多市民病院の空調システムを示す。外来系、検査系、病室系もすべて同じ。但し、検査系などで多量の発熱のある時はファンコイルユニットを併用、またCCUなど、クリーン度の高い部屋にはHEPAフィルターを追加している。なお、手術室系統は通常の吹出し口HEPAフィルターを用いて除菌する全空気クリーンホール方式である。

KATHABAR系統は、湿り空気線図上に示す通り、冷房時には18°Cの井水により、潜熱負荷と一部の顕熱負荷を除去してDB20°C、DP8°Cの乾燥中温の滅菌された、8°C(蓄熱冷水の最低温度)の冷水が来ても結露しない空気状態にして各室に分配、室ごとに乾きブースターコイルで室温の個別制御をする。これにより、冷凍機により機械冷却された蓄熱冷水の負荷を大幅に減らした省エネルギーシステムである。

なお、井水はKATHABARを通過後、熱駆動の吸収冷凍機に冷却水として、その後蓄熱用電動ヒートポンプの冷却水として供給して還元井に至るので、すべての機器が稼働しているときは井水は約19°Cの温度差で利用することになるが、負荷状態や吸収冷凍機の駆動状態、蓄熱運転の状態によって温度差は5~19°Cの範囲を変動する。

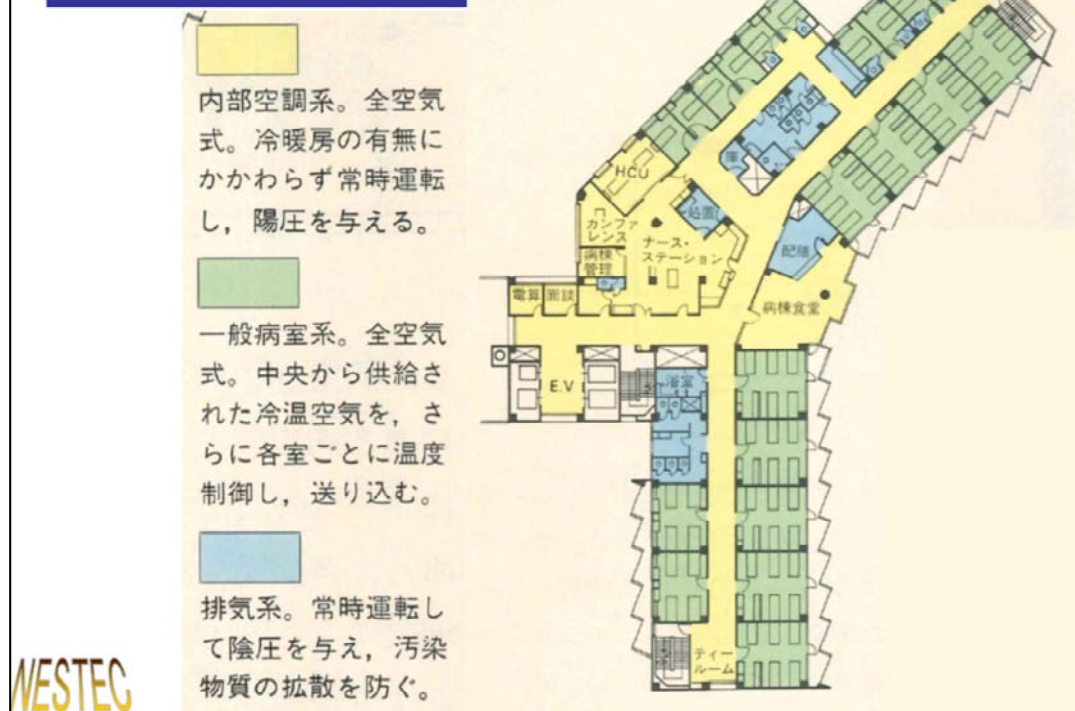
このほか、別のページに記すことになる、CPC型集熱器を用いた太陽冷暖房システムを開発し、太陽熱駆動(太陽熱が不足するときで必要な時はガス駆動とする)の吸収冷凍機を蓄熱及び給湯用熱源に加えている。

KATHABARの塩化リチウム水溶液の濃縮には蒸気ボイラーからの蒸気を用いている。(この時点では高温の再熱用エネルギーが必要であったが、最近では排熱などの未利用エネルギーを利用した中温熱源の温水でも再生可能になっている。)

暖房時の主熱源は井水ヒートポンプによる蓄熱温水を、太陽熱が得られるときは給湯用温水に利用した残りの余剰分は暖房温水に利用される。即ち150°C~50°Cで集熱する太陽熱も、集熱可能温度に応じて約100°Cの温度差で利用することになる。

参考文献:中原信生:特集・病院設備・実施例(4)知多市民病院、空気調和・衛生工学、Vol.59,No.7(1985)

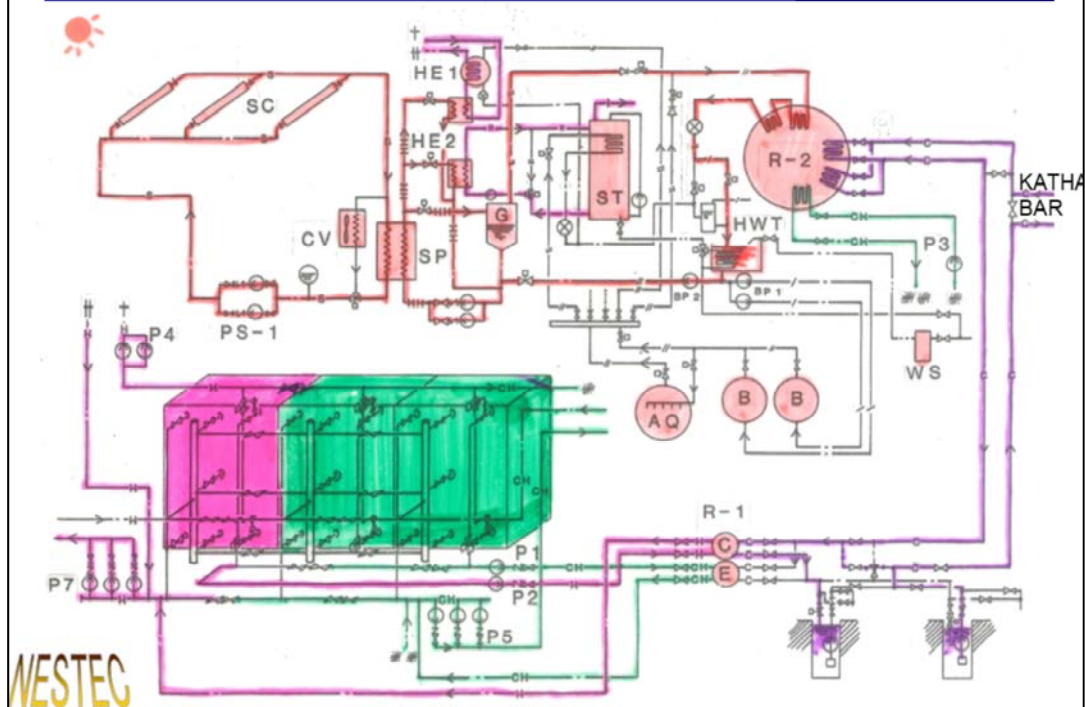
## 知多市民病院気流制御(病棟廊下加圧)



全館年間空調の大型病院の病室系統にクリーンホールの考え方を適用した例である。病室の配置は診療科ごと、或は汚染濃度別に(感染症など)配置されるので、クロスコンタミネーションの恐れは少ないので、共通スペース(ナースステーション、廊下)→病室、処置室・トイレ等の順に汚染度が高まるので、給排気により形成される圧力差に基づく空気の流れのゾーニングを図のように行った。

普通は病室を正圧にして廊下に排気(還気)を流すのが一般的であるが、ここでは病室は患者による汚染発生源と考え、また中間期に空調を停止することの多い病室・トイレ等に対して常に(中間期に窓を開けた場合でも)インテリアに属するナースステーション・廊下が正圧になるように、排気系と共に、冷暖房の有無に関わらず常時運転系統とした。実際のゾーニングは図に示すとおりである。

## 再生可能エネルギー利用システム、知多市民病院



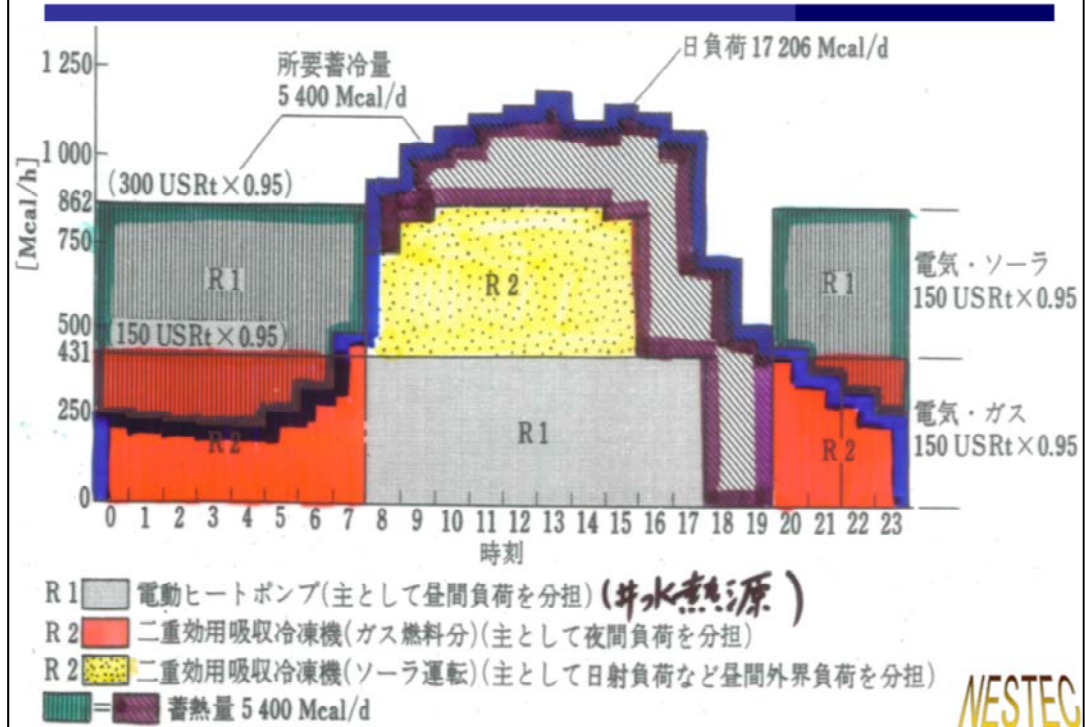
熱源システムと太陽熱冷暖房給湯システムの系統図を示す。蓄熱は延長運転型(或は部分蓄熱運転型)で筆者らの開発になるバランス温度成層型蓄熱槽を適用、熱源機は主機が電動ヒートポンプで熱源水(兼冷却水)は井水、前述のとおりは井水は必要に応じてKATHABAR, 吸収冷凍機を通過した後電動ヒートポンプに投入されて(運転停止時は素通りしてくる。素通りした時は低温の井水を活用できる)還元井に至る。井戸は7本の深井戸、そのうち3本は汲上井、3~4本は還元井、中央部の一本は還元井としないときは観測井とする。

太陽冷暖房給湯システムは後述するCPC固定集光式集熱器で150℃集熱仕様、但し太陽光強度が弱いときは50℃付近まで低下するを良しとし、100℃以上では吸収冷凍機を蒸気駆動二重効用モード、100℃以下では給湯用、そして暖房用とに利用する。対応負荷の優先順位は冷房、給湯、暖房。集熱配管は高圧となるのを避けるため、シリコン油を用い、蒸気発生器で蒸気を作り、吸収冷凍機や貯湯槽に蒸気を供給、より低温では温水として給湯、暖房用加熱源とする。太陽熱無きときはガスボイラより蒸気を供給する。

太陽熱利用は、強度において冷房負荷と軌を一にする太陽エネルギーの最も合理的な活用方策であり、CPC集熱器は民生目的の高温集熱器として理想的な集熱器であるが、熱媒について研究を要する。本プロジェクトでは常圧とするためにシリコンオイルを用いたが、粘度が低く、ジョイントからの漏洩を完全にゼロにすることが困難であった。運転実績としては20年間活用されていたという。(20年目の時点で運転停止となり、代わりにコージェネレーションが導入された)。

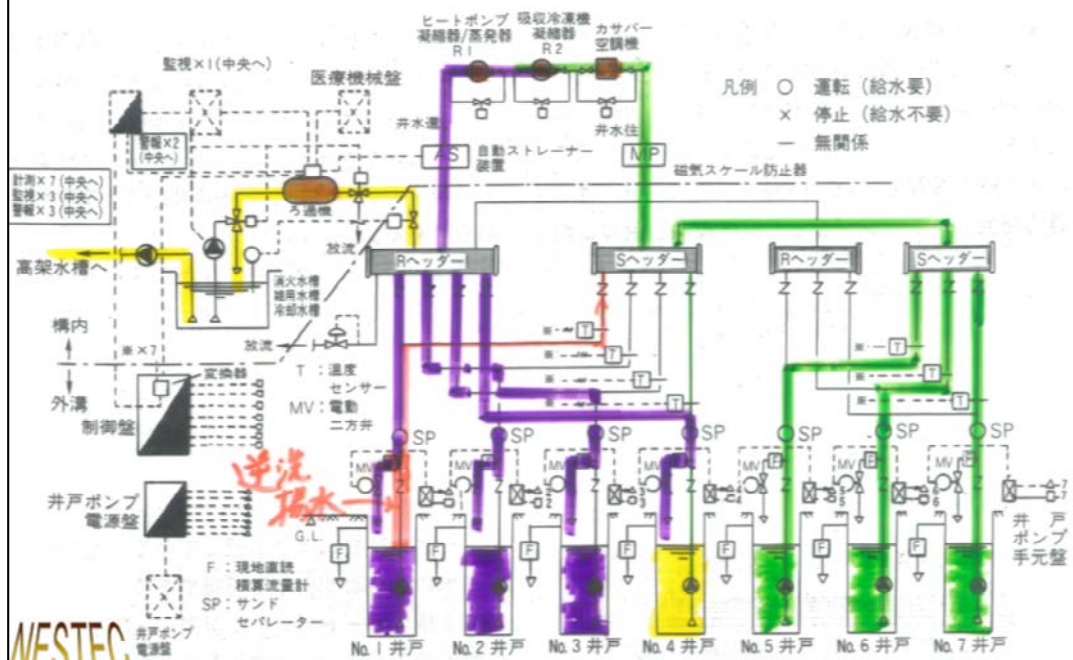
バランス温度成層型蓄熱槽は、ファンコイルユニットの小温度差還水に対する方策として導入されたが低負荷時も予想通りの温度成層確保ができています。

## ヒートバランス(設計値)、知多市民病院



冷房ピーク負荷日(従って晴天日)の熱源と負荷のバランスを示す。ベース機である電動ヒートポンプは全日稼働、追従機である吸収冷凍機もほぼ全日稼働であるが、昼間は太陽熱駆動、夜はガス駆動である。

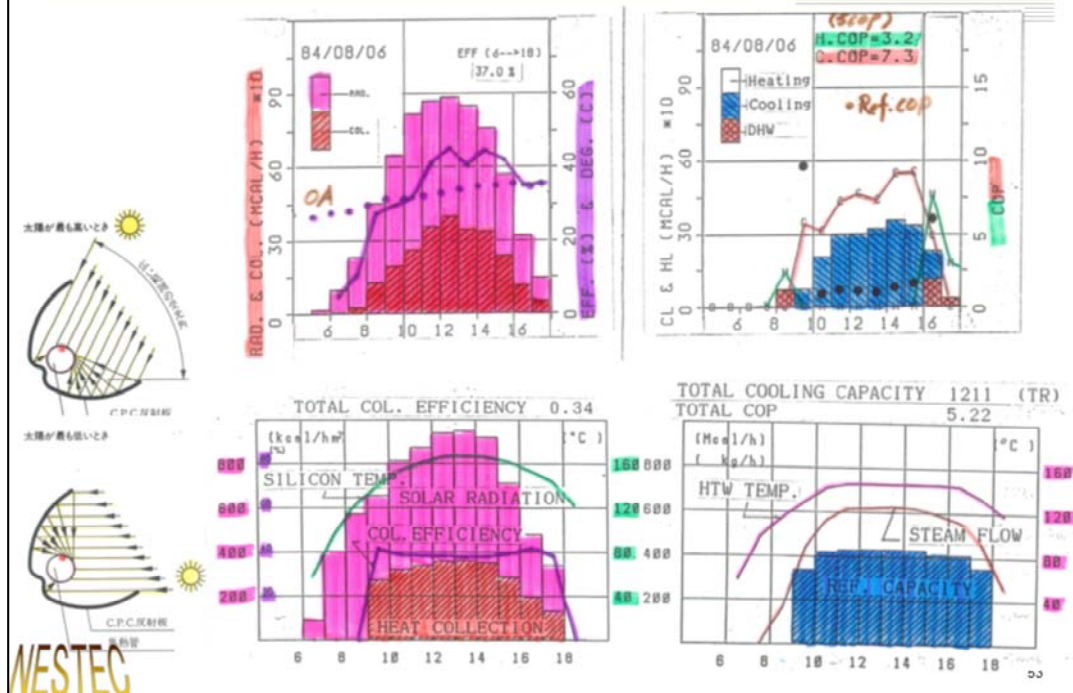
## 還元井水直列大温度差利用、知多市民病院



井水は空調に熱源水として利用されたのち、その一部は雑用水として利用するために、除鉄、除マンガン装置を通して雑用水層に蓄えられ、沈砂ののち受水槽に蓄えられ、高架水槽へと送られる。

本図は井水系のフローを示す。真中の井戸は観測井であるが、還元性能を強くするために必要に応じて還元井として用いる。また、還元性能は劣化するので、これを復活させるために、還元と汲み上げとは逆方向に切り替えたり、還元性の逆洗を可能とするように配管が組まれている。発錆等の害を生じないように、熱利用系は密閉反感のまま通過させ、空気に触れて酸化されることなく還元される。万一の還元不足に備えて溢水間を設けてある。

## CPC集熱器太陽冷暖房給湯、夏期実績例、知多市民病院



CPC集熱器の集熱量と集熱効率、太陽熱駆動吸収冷凍機の実績を示す。最高集熱温度 $170^{\circ}\text{C}$ 、最高集熱効率45%、吸収冷凍機のシステムCOP(一次エネルギー基準)は最高で冷房9.0(平均で7.5弱)、暖房7.5(平均で5.0弱)が得られていることが判る。

左に示すCPC(Compound Parabolic Collector)集熱器の構造は固定一のみで広い角度の太陽光を集光できる、複合放物線面と太い集光間の表面への集光の様子を図化したものである。その特性は理論化されており、筆者らシミュレーションプログラムを作成してこのプロジェクトの設計に活用した。ほぼ理論値と同様の実績を得ており、集熱効率、集熱温度とも満足できる性能が示された。本プロジェクトは通商産業省の補助金を得たもので、蓄熱槽を含めて事業費の二分の一の補助を得ている。

## 集熱効率・システム効率・太陽依存率実績

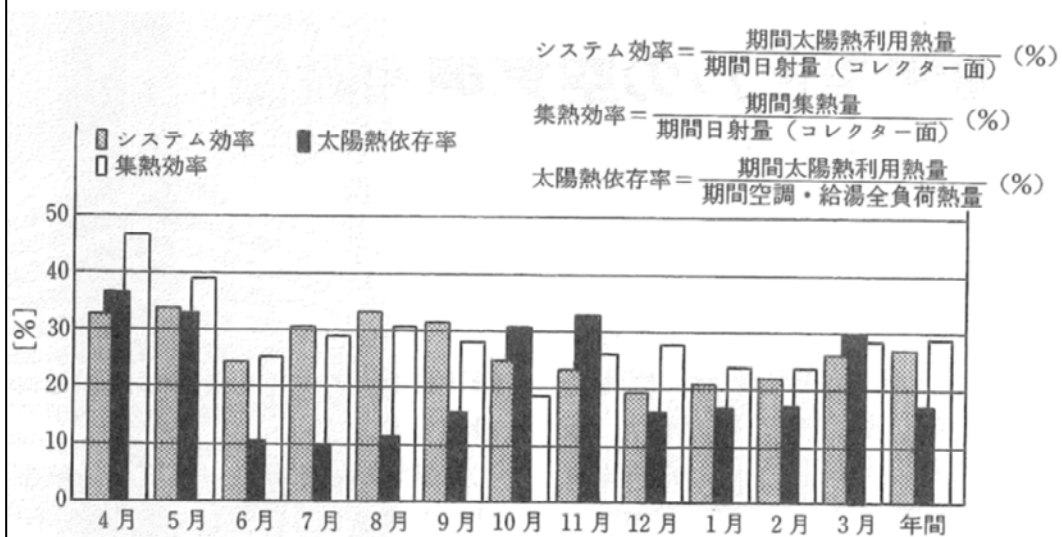


図 8.4.19 集熱効率・システム効率・太陽依存率の実績の月変化 (昭和 59 年度)

NESTEC

ソーラーシステムの1984年度の年間の月ごと運転実績を示す。補助金申請時の予測太陽依存率は12%であったが、この実績によると年間で約17%、冷房負荷の大きい夏季は10%強、冷暖房負荷の小さい中間期は30%強、暖房負荷の大きい冬期は18%前後の太陽依存率を示し、ほぼ予想値は満足されたことが判る。

月平均集熱効率が概して25%~30%であるが、4,5月のみ40%前後を示しているのは集熱設定温度(従って、冷房用か給湯・暖房用か)の違いと推定される。また集熱温度からして最も集熱効率が低くなるとされる夏季7~9月の集熱効率が他の月(上記の4, 5月を除く)より高い値を示しているのは、固定集光の影響で低角度入射に対して隣のCPCが影になることや、その時の設定温度が必要以上に高温であったかもしれないことも考えられる。

## 第4トピック: 太陽冷暖房の高効率化を追求して

- 1974～サンシャイン計画
  - 1974～枚方ソーラーハウス(大林組+三洋電機)
  - 1974～SHASE: 太陽冷暖房の研究
    - 2000年までの太陽置換率の予測
- 1980～文部省科研費: 太陽冷暖房の研究
  - トータルソーラーハウスの研究(奥宮正哉博士論文)
    - ヒートポンプ式温室集熱システム
    - 熱・電気ハイブリッドソーラーシステム
    - 地盤蓄熱システム
    - バランス温度成層型蓄熱システム
- CPC高温集熱型太陽冷房に関する研究と実践
  - シミュレーションモデル(名大+三洋機工)
  - 知多市民病院太陽冷暖房給湯システム



第3トピックの中で既に太陽冷暖房システムに言及してしまったが、改めて太陽冷暖房に関する筆者の関与した研究と実システムへのトライについて概要をまとめる。

最初は、オイルショック直後の1974年に発足した、通商産業省工業技術院主導のサンシャイン計画である。業界への委託研究は、メーカーと建設業者との組合せ受託団体に対する、集熱器の開発とそれを使用したソーラーハウス(住宅)の実証実験に主力が置かれた。筆者は大林組に所属しており、三洋電機との組合せで、真空管式集熱器を用いた、外断熱を施し、家の中央部に蓄熱槽を設置して熱損失の有効利用を考慮した、暖房目的を主力とした枚方ソーラーハウスの建設と実証であった。

一方、空気調和・衛生工学会では、同予算による、木村建一委員長のもとに組織化された「太陽冷暖房の研究」研究委員会において主としてシミュレーションベースのシステム化の研究が行われたが、筆者は其中で将来のソーラーシステムの発展が、いかにどの一次エネルギーが太陽熱に置換していくかという、太陽置換率の予測を行った。

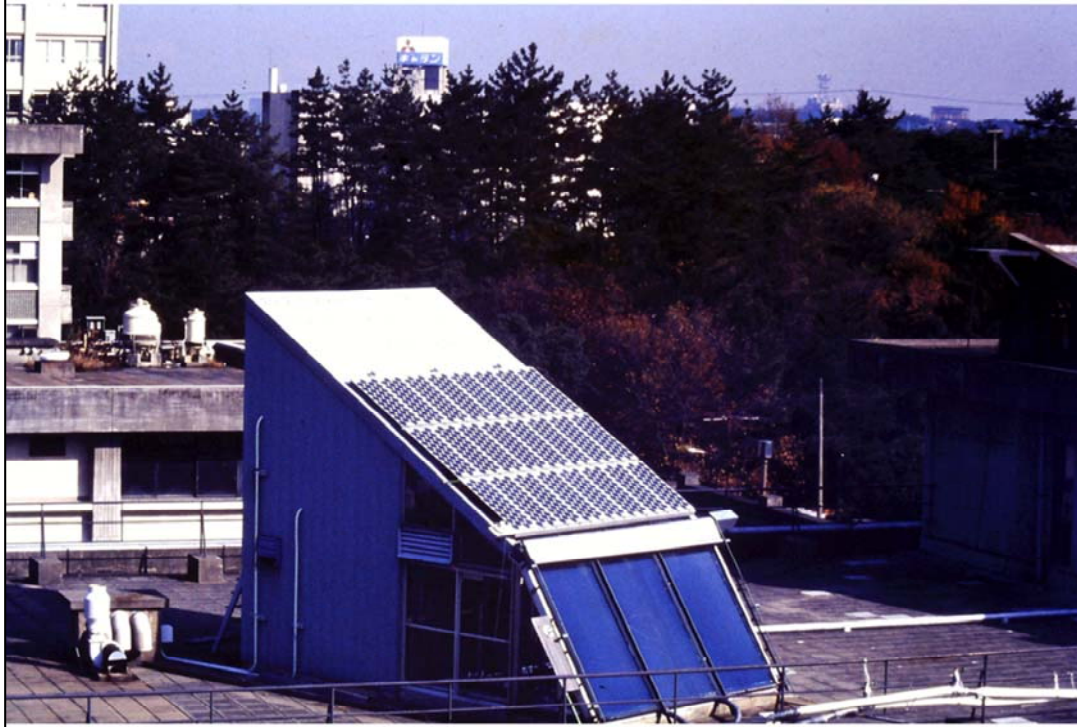
1980年から文部省の予算による科学研究費の中で、太陽冷暖房の研究にかかる大学間の共同研究が行われ、パッシブ、アクティブ諸相のソーラーシステムの開発やシミュレーションスタディー、実験等が行われた。筆者が移籍した名古屋大学で筆者の研究室が受託したのが次ページの「トータルソーラーシステムの研究開発」である。

かかるプロジェクトに関与している中で実際のプロジェクトとして実施したのが前述の知多市民病院のソーラーシステムであり、その下に設けられた補助金政策を活用したものであった。

筆者は前述のとおり太陽エネルギーの強度と冷房への寄与を考えると、ソーラーシステムの主力は冷房を対象とすべきであると考えていたので、知多市民病院ではCPC集熱器による高温集熱太陽冷房・給湯・暖房をターゲットとし、文部省科研費では、温室集熱と太陽電池によるヒートポンプ駆動にバランス型温度成層蓄熱槽を組み合わせた、

「トータルソーラーシステム」の開発をターゲットとした。

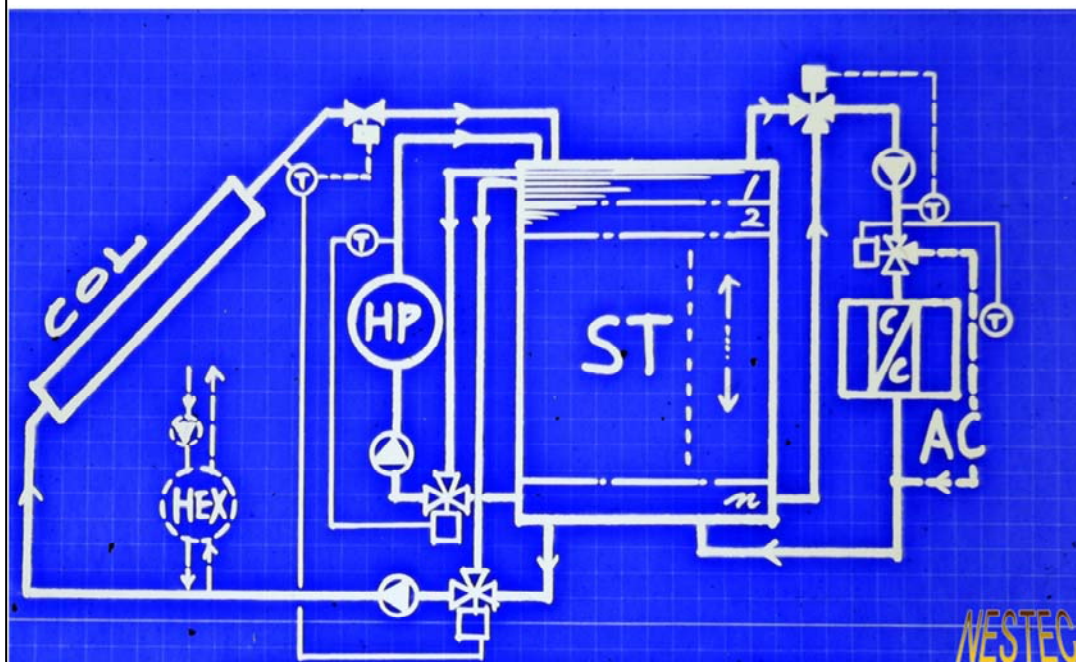
## 名大トータルソーラーハウス



名大トータルソーラーハウスの特徴は以下のとおりである。

1. 住宅の屋上、屋根裏を利用して温室ないしサンルームを構成し、空気熱源ヒートポンプにて採熱する。
  2. 当時はいまだ低効率(5～10%)であったが、将来性を見越して太陽電池と集熱器を備え、ヒートポンプや照明塔の電源に活用する。太陽電池は将来シースルーのものができて温室集熱効率の向上することを期待する。
  3. 集熱温度の変動に耐える蓄熱槽(あるいは貯湯槽)を開発する。完成品はバランス温度成層型蓄熱槽である。
  4. 蓄電池の充放電特性、効率特性を明らかにして太陽電源の最適化を図る。
  5. 余剰採熱は土中蓄熱等に活用し、外部の温室加熱源としても利用する。
  6. 冷房はヒートポンプを空冷モードで動かす。もし浅井戸等の井水源があれば水冷熱モードとすることもできる。その場合は暖房も井水ヒートポンプで利用できるので、集熱器は給湯専用、温室は専用のサンルーム、温室等になる。
- 実験装置は戸建て住宅の屋根裏部分の一郭を模したものである。

## 名大トータルソーラーシステム系統図



集・蓄熱システム系統図を示す。

### 1. 集熱器集熱制御

蓄熱温度を一定にするために集熱器出口温度を制御し、集熱器を熱源とみなした、定温蓄熱制御を行う。なお、定温蓄熱制御については次章の蓄熱システムの項を参照されたい。

### 2. ヒートポンプ出口温度制御

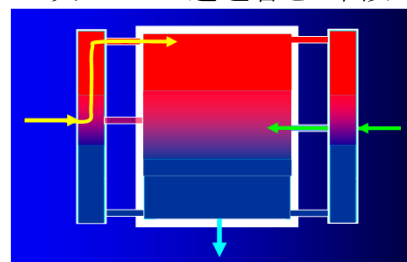
温室集熱時(温水蓄熱)及び空冷運転時(冷水蓄熱)の定温蓄熱制御である。

### 3. 空調機VWV制御

空調機(ファンコイルユニット)は往還水温度差を確保するために、定温送水制御と変流量二方弁制御を設ける。ただし、蓄熱側で蓄熱槽の温度成層が保持され、始端層部の適切に温度が確保できている場合には定温送水制御は不要である。

### 4. バランス温度成層型蓄熱槽と連通管

上記1,3に関連して制御を簡素化するために蓄熱槽をバランス温度成層型とし、集熱温度や空調機還水温度が変動しても温度成層が崩れないようにバランス温度成層型蓄熱槽を考案し、本システムで実験を行い、下図のようにサブヘッダーとの連通管を3本設ければバランス効果を十分に発揮することが判った。



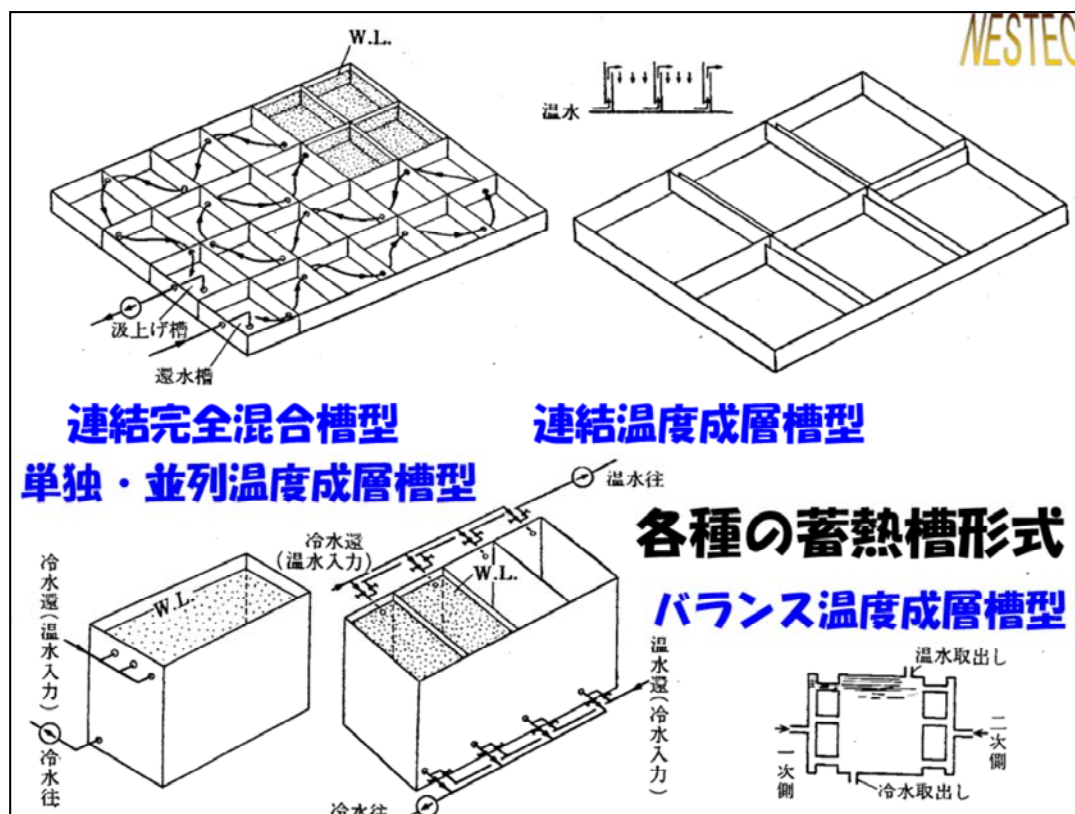
## 第5トピック: 空調技術集約としての蓄熱システム

- **蓄熱槽・蓄熱システムとの邂逅**
  - 現場員として: 1959倉敷市庁舎(設計:柳町)
  - 設計者として: 1963大阪放送会館新館より
- **蓄熱理論との邂逅:**
  - 実務面から: **暖冷房装置の蓄熱運転の実際、1965柳町政之助**
  - 研究面から: **M値モデル**の一連の研究、1967～中島康孝
- **蓄熱槽効率への開眼からシミュレーションモデルへの展開**
  - 1963大阪放送会館新館
    - 還水温度確保のために次ポンプ三方弁設置ブリードインシステム
    - 実績検証から**温度プロファイルの概念と仮モデル提案**
  - 1973大阪大林ビル
    - 大温度差還水温度確保のために二方弁制御導入、設計 $\Delta t=13^{\circ}\text{C}$
    - 連結完全混合槽型蓄熱槽の蓄熱運転最適化ロジックの開発と実践
  - 1978～名大
    - **蓄熱設計理論、温度プロファイルに基づく蓄熱槽効率の提案**
    - **温度成層型蓄熱槽の水温応答モデル実験: R値モデル**
    - **バランス温度成層型蓄熱、実験とモデル化**
    - **各型式蓄熱槽の蓄熱システムシミュレーションプログラム開発**
- **蓄熱技術マニュアルの集大成・1997～ヒートポンプ・蓄熱センター**
- **FCU大温度差化、FCU/TES LTDを提案**

NESTEC

第5のトピックとして蓄熱槽を取り上げた。筆者の蓄熱槽の効率向上への設計施工実務的・研究開発的努力は上表のとおり半世紀以上に亘るが、柳町政之助氏の設計や論説に触発されて以来、蓄熱システムの高効率化と省エネルギー化の努力が、変流量システムや大温度差システムのように、数々の省エネ手法を生み出し、それを問う学会の省エネルギー設計指針とに寄与させることができた。「空調技術集約としての」というのはそのような意味においてである。

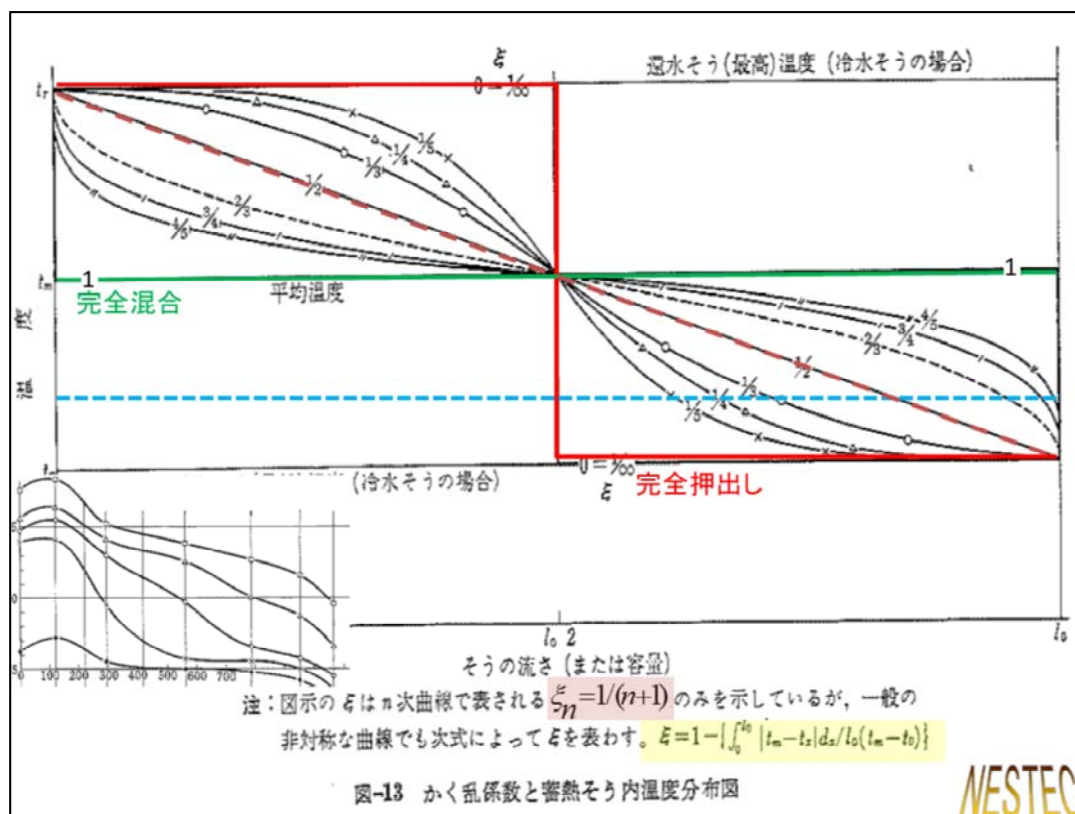
上表は筆者の蓄熱経歴の概要を年次的に追って列挙したものである。最終局面において、ヒートポンプ・蓄熱センターにおいて水蓄熱技術基準の体系化を成就し、正しい蓄熱技術の普及と研修活動に貢献し得たのは幸運であった。



水蓄熱槽は基本的に流れの方向にピストンフロー特性を持たせる必要があり、そのため  
の工夫として図のような形式が考案された。

ピストンフローを実現する手段としては直列連結法と温度成層法とがあり、蓄熱槽の標  
準形式として下記のようにまとめられる。

- ① 多数の槽を直列に連結する。数は多いほど良いが流れの方向に落差が生じて有  
効水量が減るのが欠点。一つの槽の中では一様に混合(完全混合)するのが望ましい。  
⇒連結完全混合槽型蓄熱槽
- ② 水の温度差による密度差を利用して、単独の槽の中で上下に温度差を確保する。  
温度差が大きいほど、水深が深いほど成層しやすい。⇒単独温度成層型蓄熱槽
- ②' 温度成層型で変温入力に対応するために考案されたサブヘッダーを有する温度  
成層蓄熱槽⇒バランス温度成層型蓄熱槽
- ②'' 槽の数に制限があり、水深も十分に取れないときは①②を組み合わせる。槽数  
が多すぎると①型と性能差がなくなる。⇒連結温度成層型蓄熱槽
- ③ 負荷や蓄熱冷温水の需要に対応して利用槽数を調節して、多用途利用と熱損失低  
減のために①～②の蓄熱槽を並列に連結するもの。⇒並列連結完全混合槽型蓄熱槽、  
並列温度成層型蓄熱槽



筆者が最初に設計に取り入れた蓄熱槽は前述の大阪放送会館新館の並列連結完全混合槽型蓄熱槽であり、一次側定温蓄熱制御の鉄則以外は蓄熱理論というものは皆無の状態での設計であった。二次側定温還水を狙ったブリードインシステムはある程度成功し、左下の図にみられるようなピストンフロー特性が得られたが、全般的には不十分であった。

かかる温度分布特性が蓄熱槽の性能指標になることに気づいて、これを温度プロフィールと名付け、図のような $\xi$ という攪乱係数を用いたモデル化が特性表示を可能とすると思われたが、特性を決定づける要因を特定しなければ設計に活用できないことも分かったのであった。

## 蓄熱槽基本計算式

熱源容量

$$G = \frac{Q_t}{T \cdot \varepsilon} (1 + \alpha)$$

蓄熱槽容量

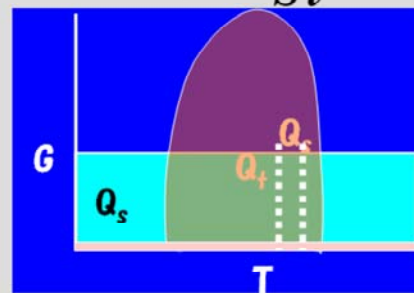
$$V = \frac{Q_s}{\Delta \theta_o \cdot \eta_{st}}$$

$\alpha$  : 熱損失率

$\varepsilon$  : 熱源負荷率

$\eta_{st}$  : 蓄熱槽効率

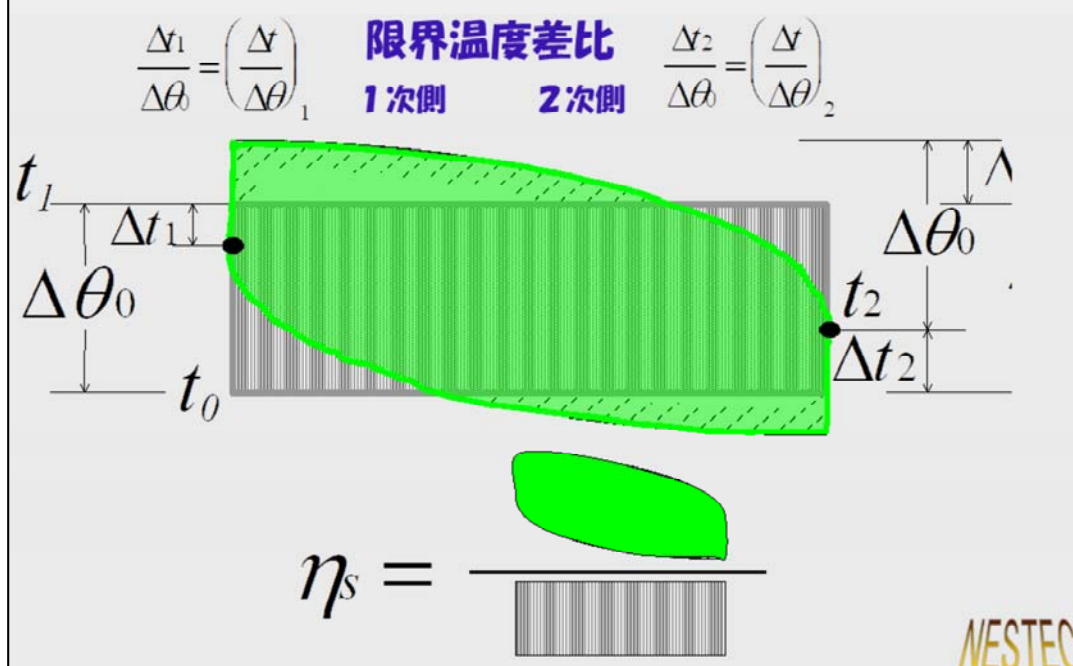
$\Delta \theta \cdot \eta_{st}$  : 有効温度差



先ず蓄熱設計の出発点である日負荷と蓄熱運転パターンとから、熱源と蓄熱槽の容量を求める式を定義づけることが必要であり、その中での未知数が $\eta$ で示される「蓄熱槽効率」であり、既知数である設計温度差と未知数の $\eta$ との積が蓄熱槽容量を決定づけること、還水温度変動や蓄熱槽特性に基づく温度プロファイルを決定づけるものが $\eta$ に集約されていることを明らかにした。命名の意味は、蓄熱槽効率は容積決定のための効率、即ち容積効率であることを明確にするためであり、それまでに用いられていた「蓄熱効率」はエネルギー効率のニュアンスがあり、多くの設計者に誤解を与えやすいことを念頭に置いた。

今一つ特徴的な指数が $\varepsilon$ で「熱源負荷率」と名付けた。これは定格運転を前提とする熱源機が、蓄熱完了の終盤に、あるいは制御の不整合から容量制御が作動して蓄熱量不足に陥ることが想定されることから定義したものである。そしてこれは熱源機そのものの容量制御機構と、定温蓄熱制御(吸込み三方弁制御)と関係が深いことが明らかにされる。

## 蓄熱槽効率の定義

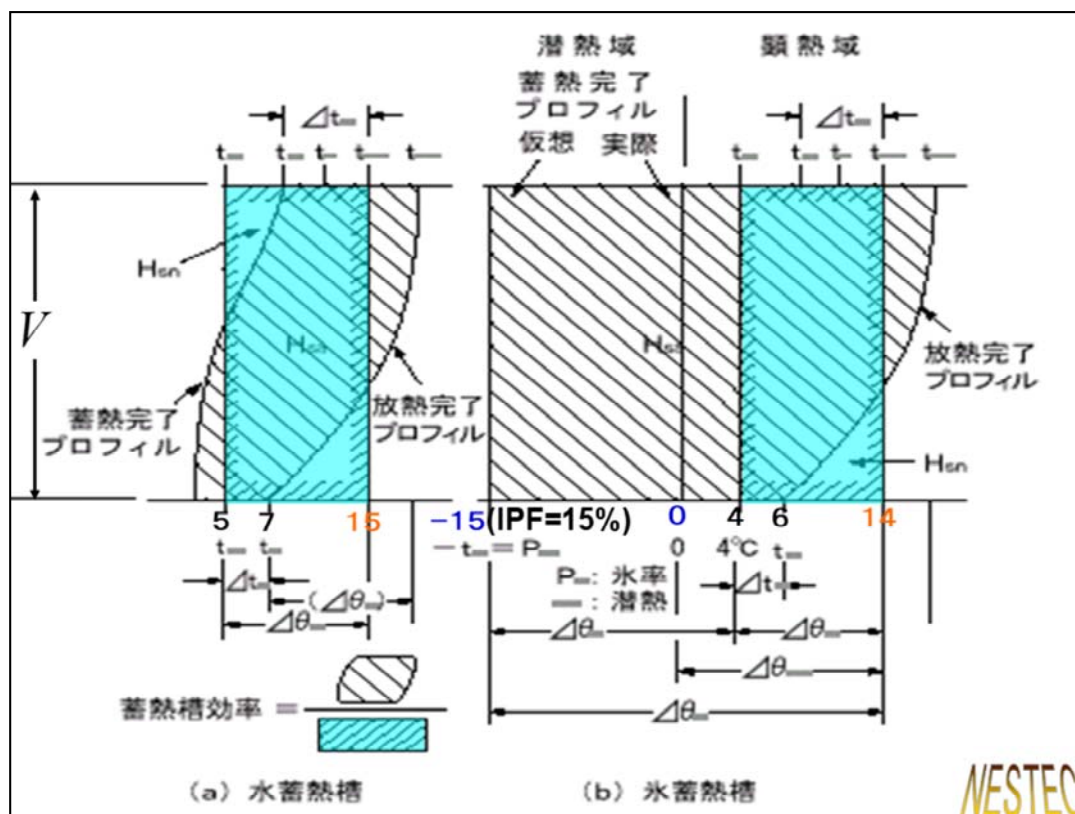


蓄熱槽効率を温度プロファイルにて定義する。それは、蓄熱運転の限界が熱源入口温度(出口温度は定温蓄熱制御によって変動を抑えているから、出口温度の限界を間接的に規定している)であり、放熱温度の限界がコイル空調機のコイル設計温度(厳密には配管熱損失等による温度変化を考慮する必要があるが)であり、その制約値に到達する程度は、温度プロファイルで示される蓄熱槽の温度分布特性によって決まるからである。

蓄熱槽効率は、蓄熱槽容量を決定する為のものであるから、最大負荷日の温度プロファイルで定義する。その日の放熱完了プロファイル(図では放熱限界温度を起点とする放熱完了時の曲線と、熱源入口限界温度を起点とする蓄熱完了時の曲線とで囲まれる面積(緑色)が日蓄熱量(または日放熱量を表し、それと設計温度差と蓄熱槽容量との積で与えられる名目的蓄熱量(蓄熱水全量が設計温度差で利用できたと仮定したときの蓄熱量または放熱量)との比率を持って蓄熱槽効率と定義する。

このように定義される蓄熱槽効率は、還水温度差が予想以上に大きくなったときは1.0を超えることになり、それをできるだけ大きくすることが蓄熱システムの利用可能性を高め、省エネルギー、省コストにも役立つことが判る。

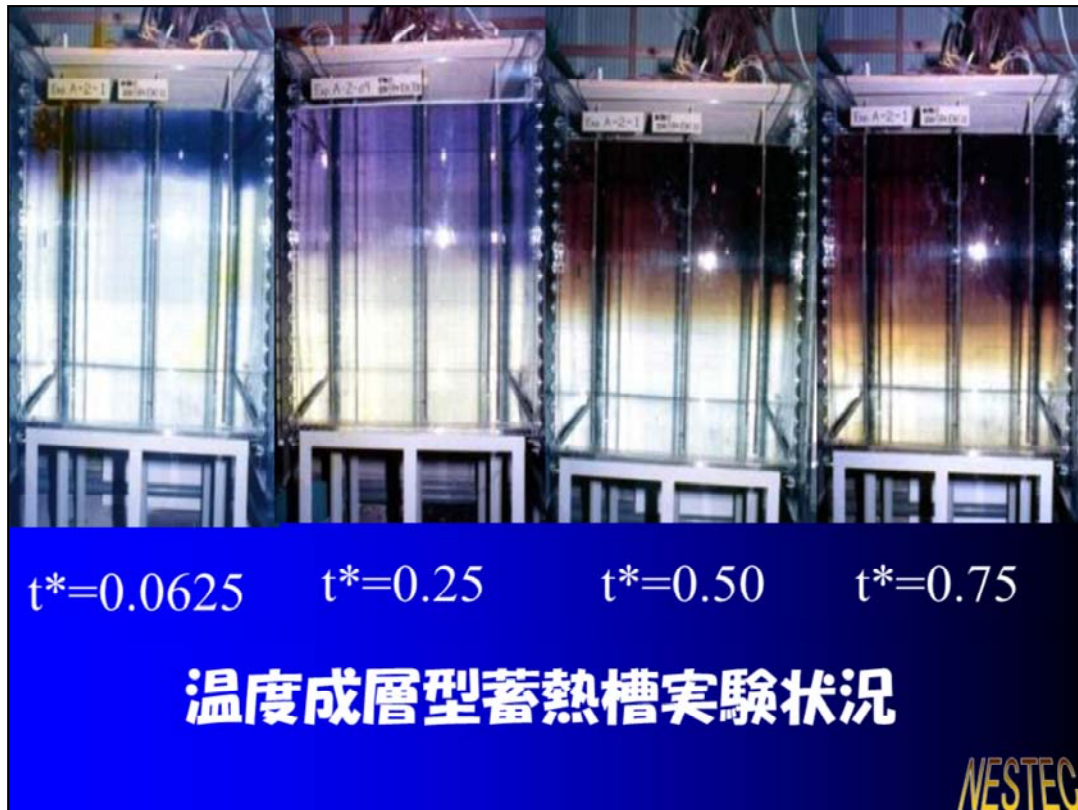
$$V = \frac{Q_s}{\Delta\theta_o \cdot \eta_{st}}$$



水蓄熱槽で定義された、温度プロフィールによる蓄熱槽効率の定義を、氷蓄熱槽にも応用し、その数値でもって水蓄熱槽との容積的見地からの優劣を一見して分るようにした。

左は前述の水蓄熱槽の蓄熱槽効率の定義、右側は氷蓄熱槽に対する定義である。L 氷蓄熱では、氷の潜熱分を温度差の換算すれば、 $0^{\circ}\text{C}$ 以下に氷蓄熱の氷充填率(製氷率)に対応する換算値をとるとともに、有効蓄熱量となる $0\sim$ (水蓄熱熱源出口温度) $^{\circ}\text{C}$ の顕熱分が有効となるので、右図の斜線で囲んだ面積が実蓄放熱量となり、1より大きな数値で氷蓄熱槽の)(水蓄熱槽換算)蓄熱槽効率が得られる。

氷充填率が50%であれば、換算温度差は約 $40^{\circ}\text{C}$ であり、 $5\sim 15^{\circ}\text{C}$ の水蓄熱に対して比較にならないほど大きな割合になり、水蓄熱の寄与分が小さい。逆に氷充填率が10%程度であれば潜熱分は $8^{\circ}\text{C}$ 相当に過ぎず、 $0\sim$ (水蓄熱熱源出口温度) $^{\circ}\text{C}$ を $5^{\circ}\text{C}$ とし、大温度差空調機としてコイル温度差が $15^{\circ}\text{C}$ を得られたとすれば、水蓄熱相当分が $20^{\circ}\text{C}$ となるので水蓄熱の寄与分のほうがはるかに大きくなり、温度プロフィールが強い影響力を持つことになる。

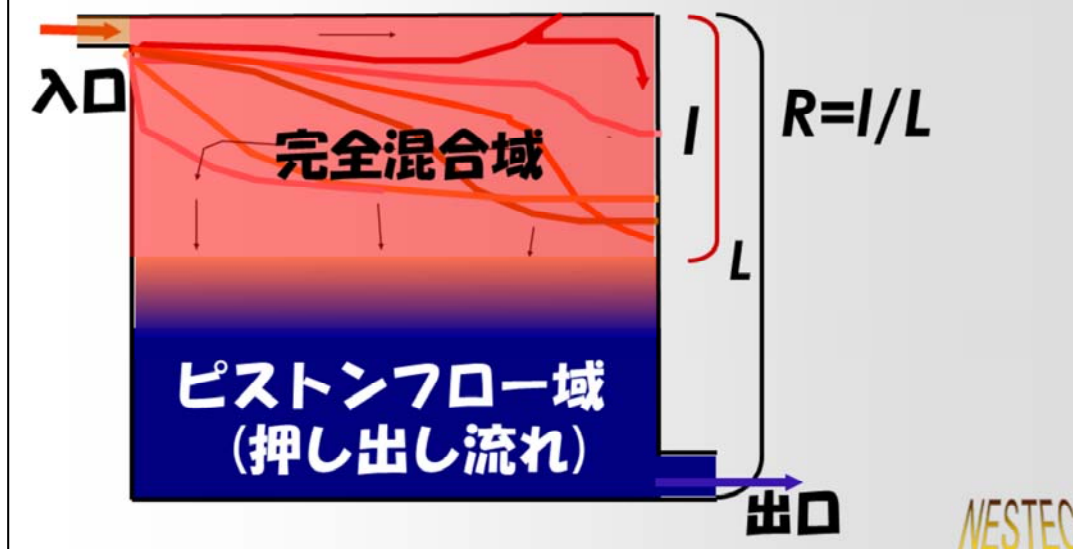


1978年に筆者は大林組から名古屋大学に移籍し、教育研究活動を開始することとなり、研究テーマの一つに懸案であった蓄熱槽効率と温度プロファイルの関係を明らかにする実験的研究を開始した。ゼミ生による実験遂行にあたっては当時助手であった辻本誠(現東京理科大学名誉教授)氏、現大阪大学名誉教授の相良和伸の指導により大きな成果を生み出した。

連結完全混合槽型蓄熱槽に関しては、実務時代に完成していた、個々の槽を完全混合とみなした時の応答をシミュレートするプログラムが既に完成していたが、実際の蓄熱槽にその仮定が成立することが、辻本氏の外部委員会での研究で明らかにされていた。

従ってより単純な構造で、より高効率を得られるかもしれない温度成層型蓄熱槽の応答特性を同定する実験的研究に着手したが、図はその実験状況である。ここに、 $t^*$ は無次元時間或いは換水回数を示す。温度成層を保ちながら蓄熱(あるいは放熱)されていく様子を示す。

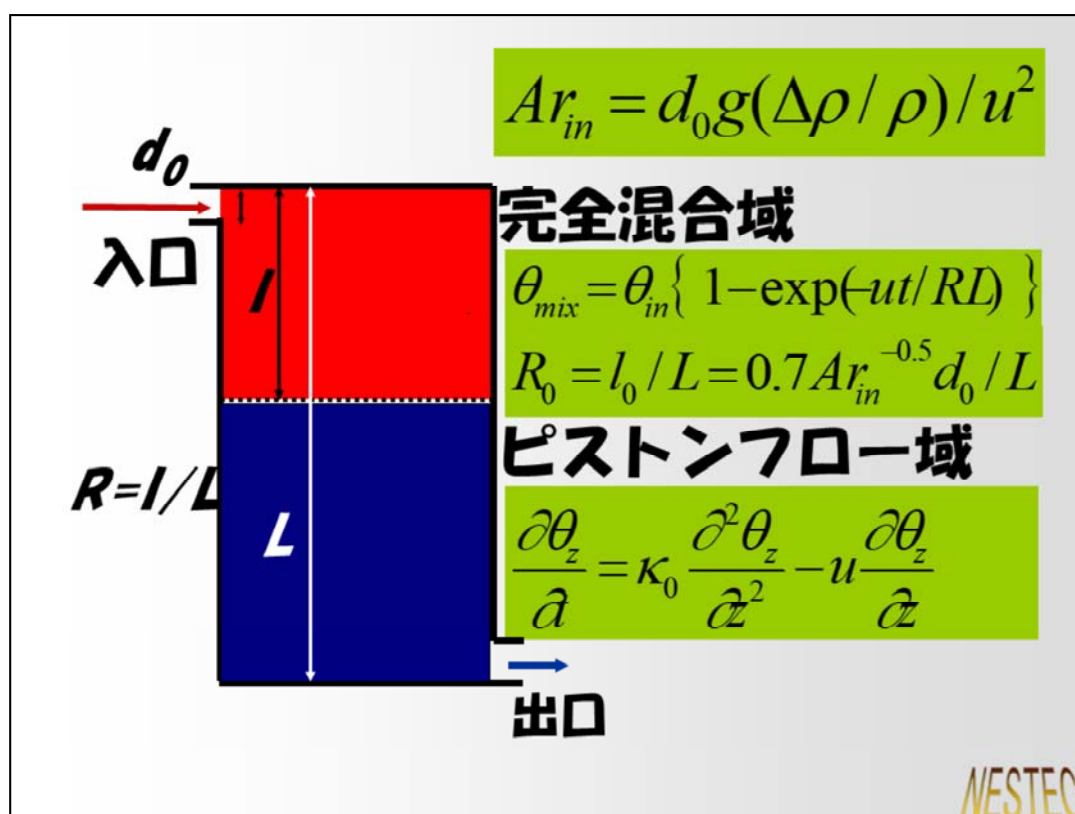
## **R値モデル 組み合わせ混合モデル(辻本)**



辻本氏によって実験結果が整理され、次ページに示すR値モデルが提案されることになるが、実験状況を視覚的に観察し、数値的に解析すると興味深い現象が見られた。冷水の蓄えられた水槽に上部から温水を流入させると(その逆の場合は下から流入させる)、図に示すように、流入側の一定の厚さの一定温度の領域が形成され、その下は成層を成して押し出されていく(移流)が、そこには温度差による熱的拡散(熱伝導)が働くけれども、移流速度に比して熱伝導速度は極めて小さい。この完全混合域の深さを $I$ 、槽の深さを $L$ とし、その比率 $R=I/L$ をR値と呼ぶと、R値が小さいほど、温度成層が強く、温度プロファイルも良く蓄熱槽効率も大きくなるであろう。

興味深い現象は、R値が0.5に達すると、槽内温度分布は突如として無くなり一様に変化することである。これを視覚的に観察すると、流入温水は流入速度で表現される運動量を持って対抗壁に当たり、流れは下向きに代わるが、下へ降りよう(上向きは拘束されているので)とする運動エネルギーと、上向きの浮力が釣り合うところで反転して流れは上向きに転じ、釣り合ったところでそこから上部の様な温度帯ができる。この流入水の反転位置までを温水流の頭と呼べば、頭は落着いた時の完全混合域深さ $I$ の2倍の深さに当たることが判った。

故に、完全混合域が槽の中央部に達すると、頭流れの頭は槽の底面に達することになり、そこでコアンダー効果(粘着効果)によって流れが反転せず底面に沿って横向きに流れ、対抗壁に当たって上向きに転じ、上部の低温の領域に、より高温である温水流の頭が突入するので温度成層を保ち得ず、完全混合に落ちてしまうことが目視と計測によって明らかになった。



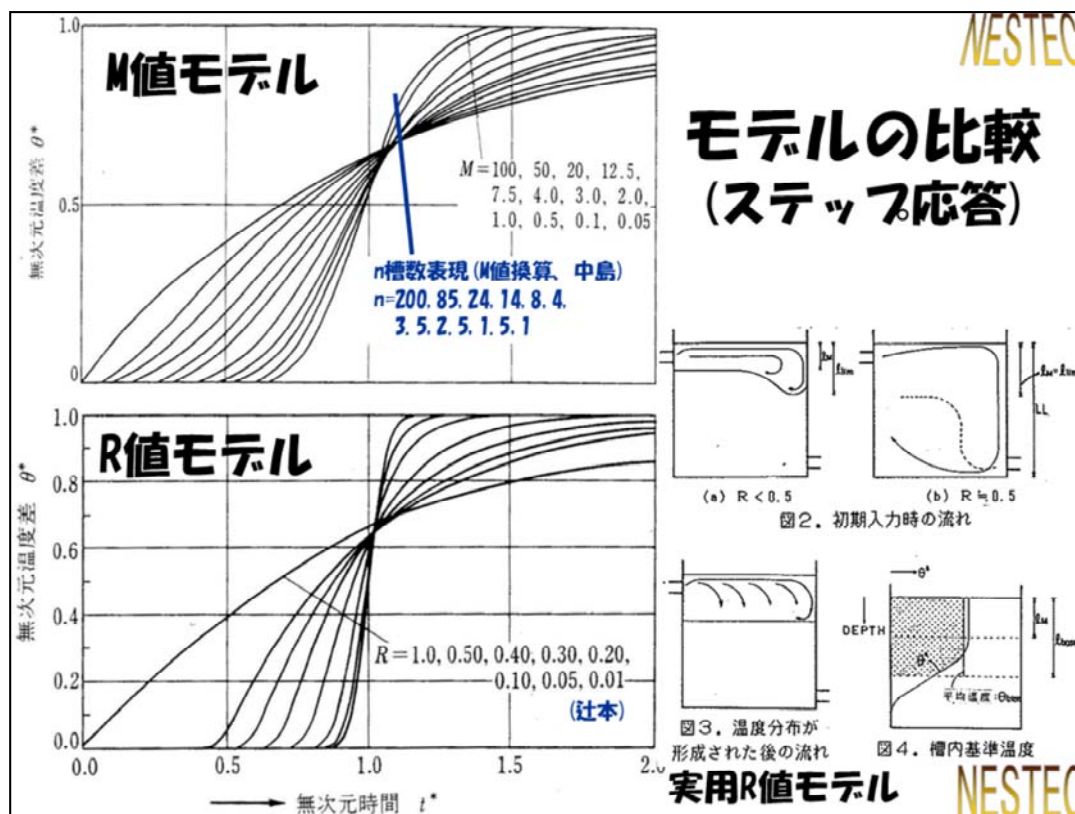
温度成層型蓄熱槽の完全混合域深さは、空気分布でもお馴染みのアルキメデス数が支配無次元数であり、具体的には入力速度と、槽内水槽内初期温度の水と入力水温度の水の密度差とが決定要因である。図中に完全混合域から先のピストンフロー域(押し出し域)の温度と前出のR値の実験式を示す。故に；

- ①入力速度が大きいほど噴流の頭の侵入深さが深くなるので完全混合域が広がり、温度成層が弱まる。
- ②水槽内の水と入力水との温度差、従って密度差が大きいほど浮力による抵抗が強くなり働き、温度成層が強まる。
- ③同一の完全混合域でも、槽深が深いほどR値が小さくなり応答特性がよくなる。

流入の初期は温度差は一概に定まり、この時得られるR値を初期R値と呼ぶ。時間の経過とともに入力側の完全混合域のために、流入水近辺の槽内水温は変化していく。基本的なR値モデルでは、初期R値を用いて応答特性を定義している。

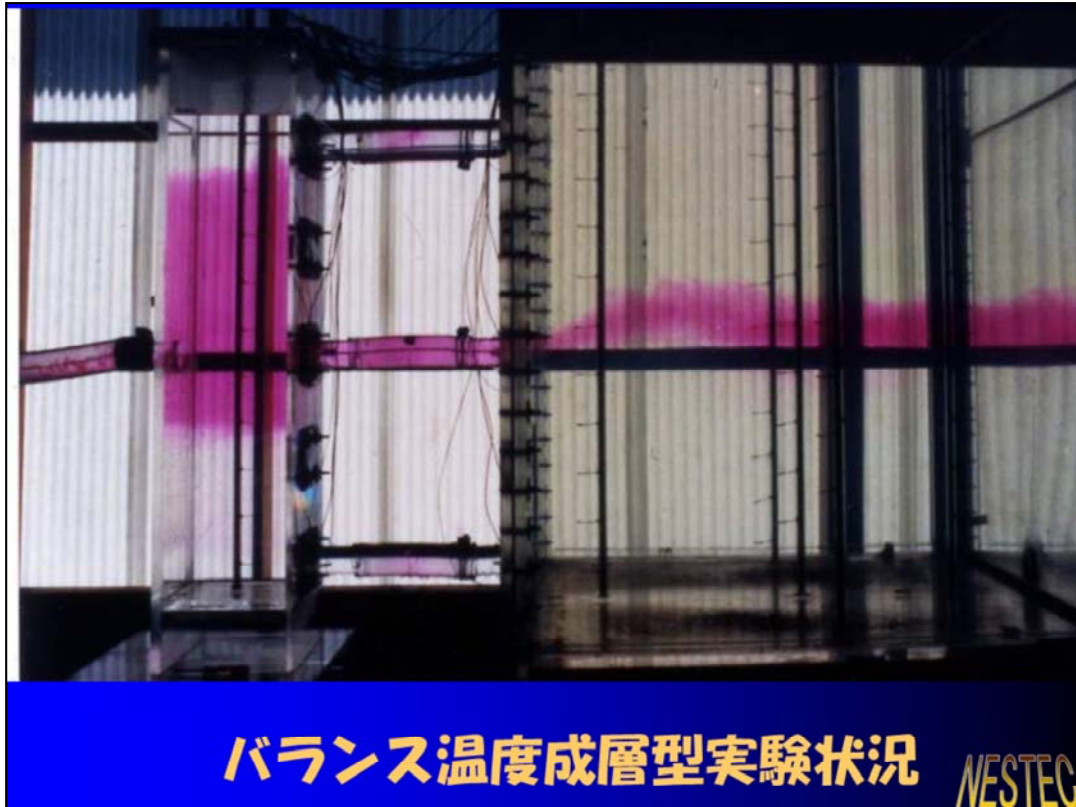
一方、噴流の頭が完全混合域となる領域深さの2倍まで突入することを考えると、槽内水温はその2倍の深さまでの平均水温を用いたほうが現象を正しく説明できると思われる、そのようにして求められるR値モデルを実用R値モデルと呼ぶ。蓄熱シミュレーションプログラムTESP-W(中原)、TESEP-W(ヒートポンプ・蓄熱センター)は実用R値モデルを適用している。

なお、温度関係が逆転するとき(温水槽への上部冷水入力、冷水への下部温水入力)は槽内は完全混合となる



連結完全混合槽型蓄熱槽は中島康孝教授による混合特性値M値にて定義されたM値モデルと対応関係があり、上図はそのステップ応答を示す。下図は前記のR値モデルのステップ応答を示す。

これらを比較すると、200槽を連結しても、 $R=0.25$ の応答に及ばないことが判るので、実際の数字を当てはめてみると、温度逆転がない限り温度成層型蓄熱槽は容易にピストンフロー性を実現することができる。 $R=0.25$ を実現するのは比較的容易であるから、このことは、連結温度成層型のほうが常に良いと言えそうであるが、先述のように、温度逆転がないならば、という条件が厳しく、空調機からの還水温度差が小さくなった時には密度平衡が得られる位置まで完全混合域が広がるということになるので、空調機コイルの流量制御上の注意が必要である。

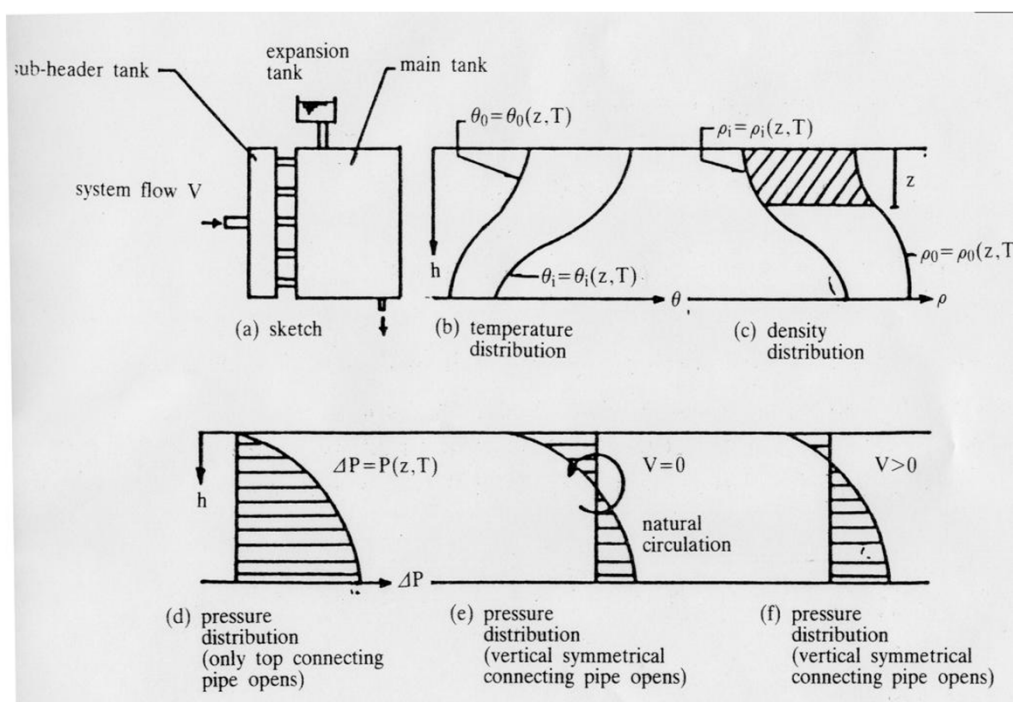


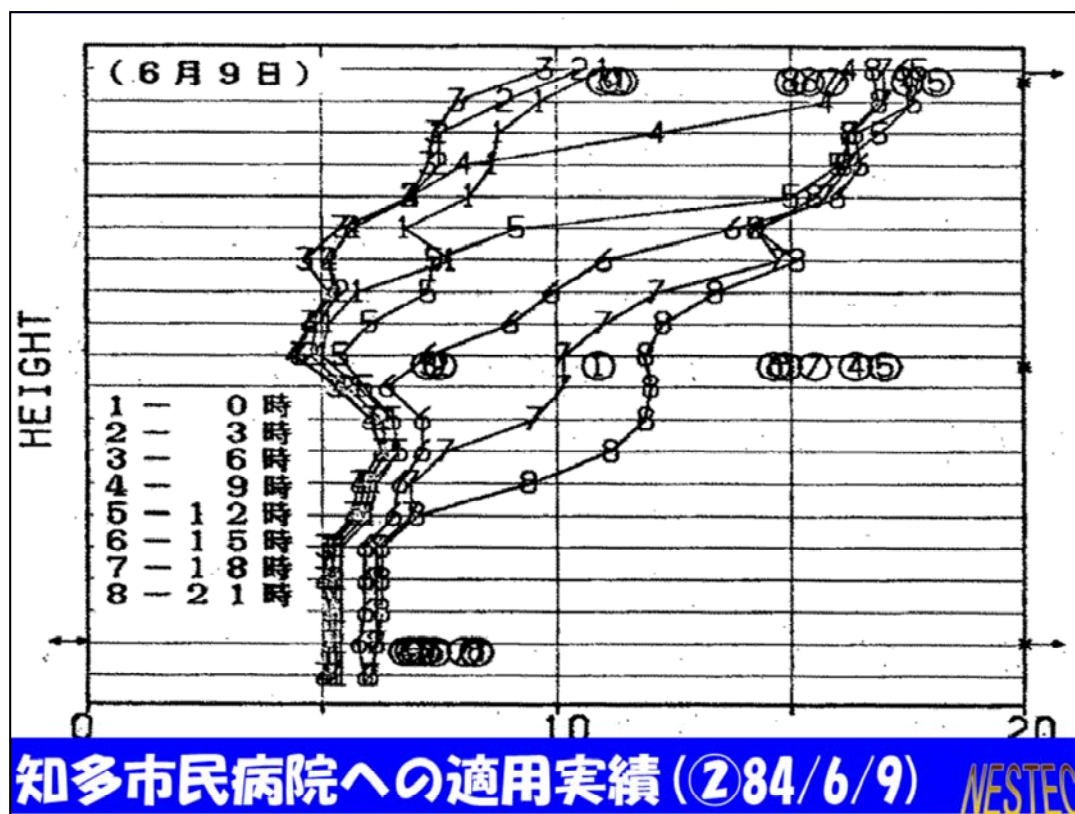
## バランス温度成層型実験状況

NESTEC

無制御のファンコイルユニットからの低負荷時の還水のように、温度差が十分につかずに冷温水が還ってくる系統がある場合に、温度成層が破壊されないように工夫した蓄熱槽の実験状況を示す。サブヘッダーと上中下の三点で接続した本槽の温度分布に合わせて、サーモサイフォン・・・温度差駆動の原理・・・に基づいて還水が自ら入力点を求めて上中下何れかの点から入力するものである。なお、連結管数は別の実験(前述のトータルソーラーシステム)にて3店で必要かつ十分であることが判っていた。

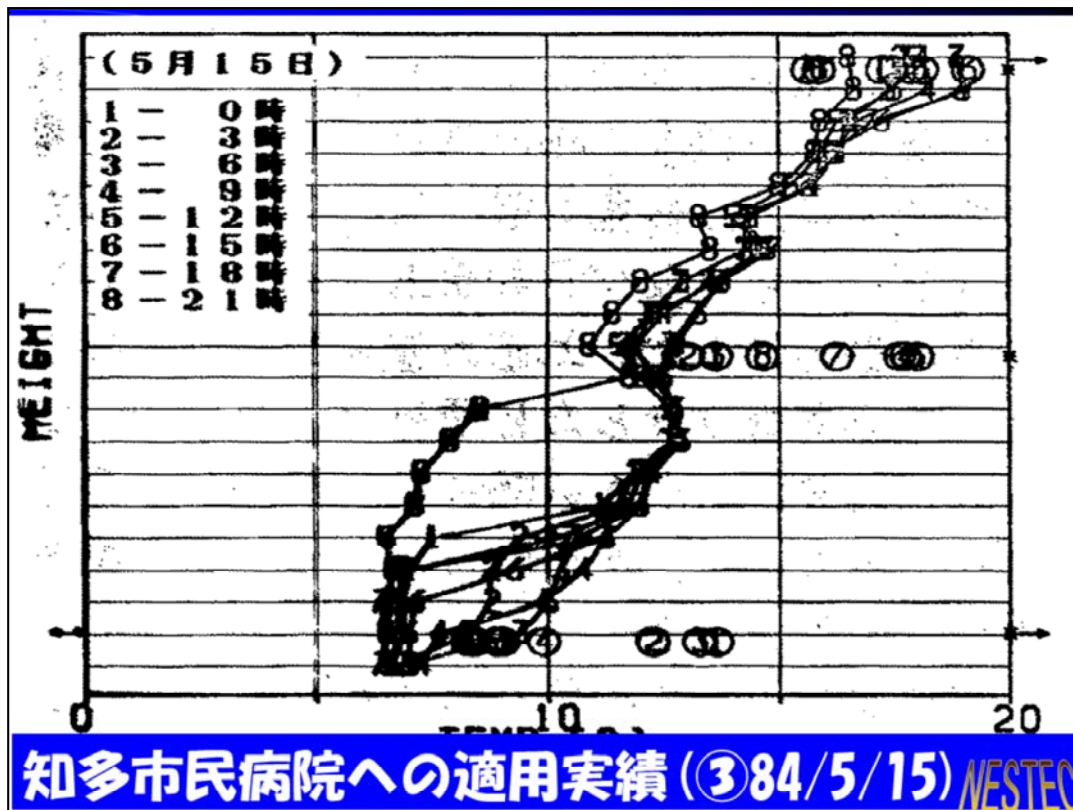
下に原理図を示す。





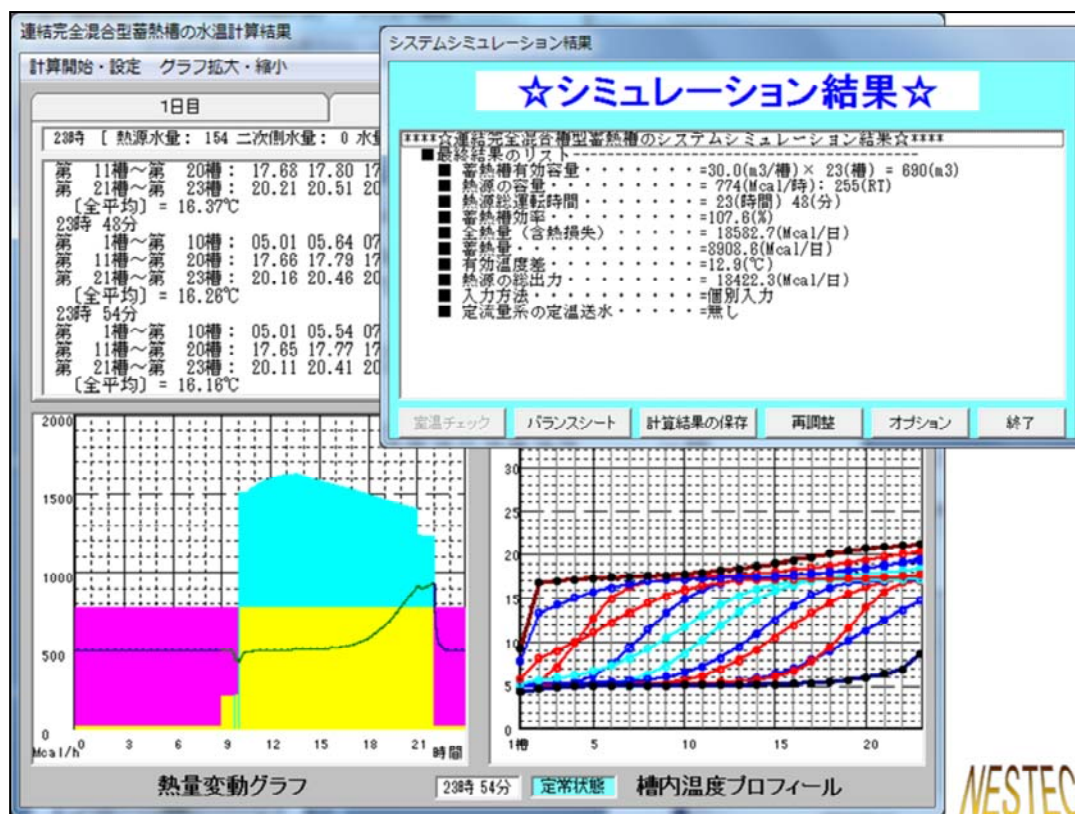
知多市民病院の蓄熱システムへの適用実績である。空調システムは前述のとおり、KATHABARで減湿された空気を各室ブースターコイルで室温制御するものであるが、小流量の制御に対して商用の比例制御二方弁ではCV値が大きすぎて制御性が悪く十分な温度差がつかないことを想定し、バランス温度成層型蓄熱槽を初めて適用した。

本例は中間期の比較比較的冷房負荷が大きく、高めの還水温度であった場合の例で、数字は当該サブヘッダーの連通管の温度を示し、①～③の時間帯(深夜)は温度差がつかず中間のヘッダーから入力されており、上部から入って温度成層が崩れるのを防いでいる。負荷が増える④の時間帯からは還水温度が上がり、上部入力となっている様子が伺える。



前例に比して府冷房負荷がさらに小さい場合の例で、温度差に応じて上・中・下の連通管を自動的に選択て入力していることがよく伺える。

以上でファンコイルユニットからの還水や、太陽集熱の場合のような変温入力に対してバランス型温度成層蓄熱槽が効果的に作用することが判ったが、子術するように、小流量で低コストの二法制御弁が利用できるようになり、ファンコイルユニットのような場合でも大温度差が確保できる制御が可能となったので、空調機の還水変温入力に関する限り、敢えてバランス型を採用する必要はなくなった。



各形式の水蓄熱槽に対するモデル化が完成したので、蓄熱シミュレーションプログラム **TESP-W** を作成した。プログラム言語は **N88BASIC** である。これは各種の設計パラメーターに対して、その蓄熱槽形式で求められる最小必要蓄熱槽容量を求めるものである。画面の上部は計算途中の水温表示を、下部には左に熱量プロフィールを、右に水温プロフィールをリアルタイムで描いたもの、計算結果は上に張り付けてあるシミュレーション結果表にまとめられる。

経験が積み重なってくるとどういう設計パラメーターを選ぶのが適正であるかが判ってくる。また、敢えて不都合な設計パラメーターを選んだときにどういう結果になるかを視覚的に再現してくれる(フォルトシミュレーション)。

パソコンのOSが **Windows** になったためにプログラムは使えなくなったが、筆者が大学退官後、ヒートポンプ・蓄熱センターの技術顧問として蓄熱技術の体系化を担当するにあたって、河路友也氏(現愛知工業大学教授)は **Visual Window** を用いて **Windows** のプログラムとして再生してくださり、**TESEP-W** と名付けられた。このプログラムはヒートポンプ・蓄熱センターから入手できる。また、その水温シミュレーションアルゴリズムの一部は **BEST** プログラムに移入されている。

**TESP-W** に「引き続いてアイスオンコイル型氷蓄熱槽の最適設計シミュレーションプログラムも作成し、**TESP-ICE** と名付けたが、プログラムが煩雑で移植が困難なために未完成のままとになっているが、カイスオンコイルシミュレーションの部分は **BEST** プログラムに移入されている。

# 実験計画法 ( $L_{81}(3^{40})$ 直交表) による効果推定 (上条賢一: パソコンによる実験計画法入門)

表(1) 蓄熱槽効率に影響する要因とその水準表 (中原信生)

要因名	水準		
	1	2	3
A: 最大 $R$ 値	0.1	0.3	0.7
B: 定流量負荷の最小値/最大値	0.8	0.5	0.2
C: 定温送水の有無	あり (2)	あり (1)	なし
D: 定流量負荷比	0.2	0.5	0.8
E: 熱源限界温度差比	0.6	0.4	0.2
F: 二次側限界温度差比	0.4	0.3	0.2
G: 分割槽数	40 [10]	20 [5]	10 [1]
H: 運転時間帯	0:00-24:00	12:00-18:00	22:00-8:00
I: 入力方式	個別	汲上部統括 還水部個別	統括

注 1. 要因と水準は連結完全混合槽型と温度成層型の両方に適用する。ただし

1) 要因 A は温度成層型のみに適用する。

2) 要因 I は連結完全混合槽型のみに適用する。

NESTEC

MS/DOSベースのN88Basicで作られたTESP-Wを用いて設計するのは結構入力が増え、うっかりするとPCがダウンしてしまうため、設計者がPCを扱わなくても、設計パラメーターの水準を選択して蓄熱槽効率を推定する表を作成することとした。設計パラメーターとしては蓄熱槽効率に影響すると思われる、表の要因名と書かれた変数を三水準設定し(基本的には水準番号の小さいほど効率が良くなるとの想定で)、実験計画法を用いて最適計算の最適配置を行い、すべての組み合わせ数 $3^9$ 回の計算を行ったと同等程度の精度を得ることのできる計算回数として81通りの組み合わせを作り、(実験計画法で $L_{81}$ 直交表)計算結果を分散分析して有意水準1%,5%の要因を残して推定表を作る。

ここでは要因と水準を示す。但しA要因は温度成層型蓄熱槽のみに適用、またG要因・分割槽数の[ ]内の数字は連結温度成層型蓄熱槽に、外の数字は連結完全混合槽型蓄熱槽に適用する。C要因の定温数水とは、定水量制御系空調機があるときに小温度差還水を少しでも緩和するために、送水温度自体を極限まで高めて(温水の場合は低めて)送水する制御である。

その他、詳細はこれまでのスライドを参考するほか、筆者の論文等を参考にして頂きたい。

表(2) 連結完全混合槽型蓄熱槽の蓄熱槽効率推定表(中原信生)				
要因名 ( <i>i</i> )		基準値 $\eta_0 = 96.39 \%$ 水準( <i>j</i> )		
		1	2	3
$\Delta \eta_{ij}$	$B^{**}$	3.40	1.11	-4.51
	$C^{**}$	10.28	1.82	-12.10
	$D^{**}$	4.16	-0.33	-3.83
	$E^{**}$	3.97	-0.07	-3.90
	$F^{**}$	7.81	0.19	-8.00
	$G^{**}$	5.35	0.83	-6.18
	$H^{**}$	6.09	-8.60	2.51
	$I$	-0.76	-0.11	0.87
$\Delta \eta_{ij \times i'j'}$	$B \times D^{**}$	-5.34	-1.80	7.14
		-2.36	0.76	1.60
		7.70	1.04	-8.74
	$C \times D^{**}$	-6.32	-0.56	6.88
		-0.86	0.26	0.60
		7.18	0.30	-7.48
	$H \times I^*$	-1.59	4.16	-2.56
		2.65	-4.08	1.43
		-1.06	-0.07	1.14

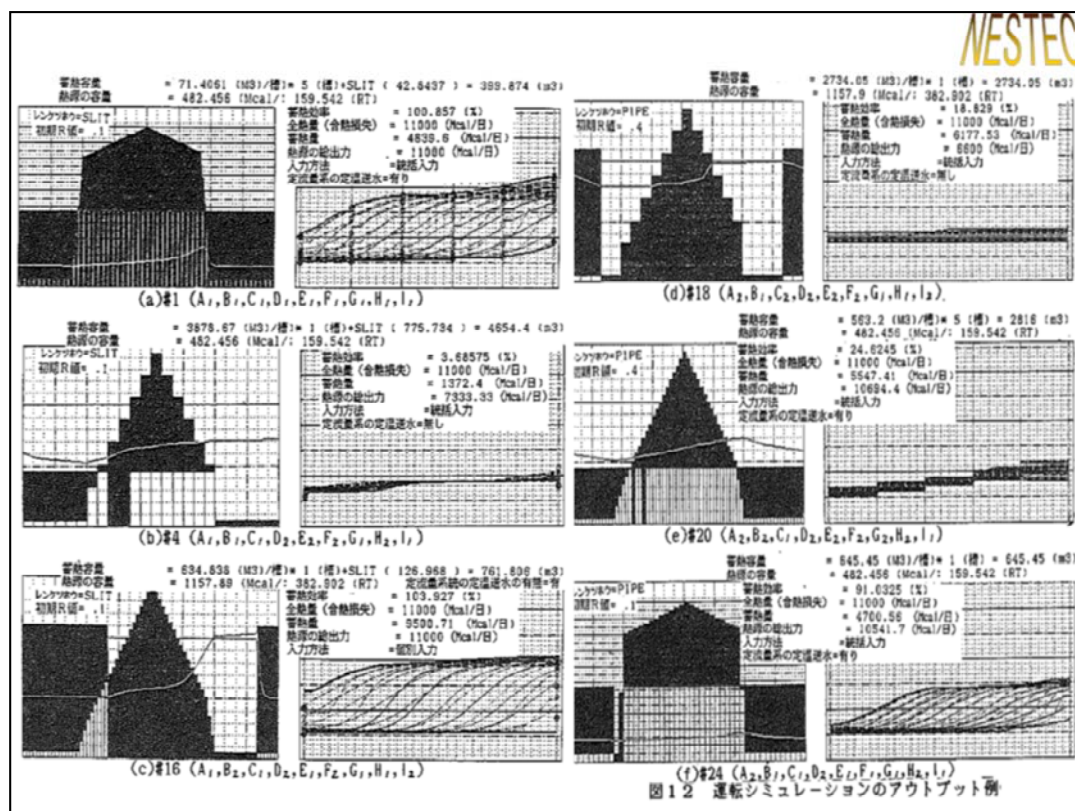
これは連結完全混合槽型蓄熱槽の蓄熱槽効率推定表である。このほかに単独(並列連結を含む)温度成層型蓄熱槽と(直列)連結温度成層型蓄熱槽、さらに、バランス温度成層型蓄熱槽とがある、

基準値とは計算総数の平均値を示し、各要因水準ごとの差分値がその水準の要因を選んだ時の効果を与える。下半のブロックの要因の掛け算になっているものは交互作用効果と言って、単要因で選ばれた水準効果が相手方の要因の水準によって影響を受けることを示す。上の例ではE,F,Gは単独要因効果のみで独立性が強く、その他は交互作用の影響を受けることが判る。選ばれた要因効果を基準値に加え合わせたものが蓄熱槽効率の推定値になる。従ってこの表は蓄熱槽効率を高める要因と水準を直ちに同定できるので、これを用いて効率よく設計を進めることができる。

推定表の全体像及びより詳しい説明は、ヒートポンプ・蓄熱センター編の蓄熱技術基準のうちの設計・制御マニュアルに詳しいので参考されたい。

然しながら、TESP-WをWindows化したTESEP-Wでは、DOS版の使用上の不便が解消され、入力した結果が熱量プロフィールと温度プロフィールとが動画として示され、蓄熱槽効率も事前推定値は入力段階で上表を使って求められ、計算結果として定義に基づいた値が出力されるので、敢えて効率推定表を用いる必要は無くなったが、要因水準を決める設計プロセスの中での事前資料としてこの表を活用できることは言うまでもない。

TESEP-Wもまたヒートポンプ・蓄熱センターの蓄熱技術基準体系に含まれ、入手することができる。



前述の、TESP-Wによる実験計画法L81直交表を用いて実施したシミュレーションの一部(6ケース)である。それぞれ図の下に要因水準の組合せを示してあり、また右上に計算結果を張り付けてある。一見して膨らみの十分なものが有効利用温度差が大きく高蓄熱槽効率であり、必要蓄熱槽容量が小さくてよいことが判る。膨らみが大きいときは蓄熱槽効率として100%を超える。100%を超えても、これはエネルギー効率ではないので、定義によって何ら矛盾はない値である。

#### 図の見方

##### 左の図(熱量プロファイル)

①負荷パターンと熱源運転パターンを重ねて書いてある。重なり合う所は蓄放熱同時運転を示す。重なりから外れたところが蓄熱量(熱源プロファイル側)=放熱量(負荷プロファイル側)である。

②図中の1または2本の連続曲線は(本例では2本のものはない)二次側への送水温度を示す。個別入出力(直列連結槽のような平面槽のときは水槽とシステムとの接続は個別に行われる)の場合は1本で蓄熱始端槽の水温を示し、統括入出力(温度成層型のように立体槽でポンプが水面下に設置されるときはシステムと水槽の接続は入出力ごとに一本にまとめて行われる)の場合は、二次送水は熱源からのバイパス流を含むときがあり、その時は2本に分かれ、一本は始端槽温度を、他はバイパス合流後の二次側への送水温度を示す。温度目盛りは右図の温度プロファイルの縦軸目盛りを参照する。

③プロフィールがステップ状になっているのは、計算時間を短縮するために計算時間間隔を可変としているからである。

##### 右の図(温度プロファイル)

①左端が始端槽(直列連結槽の場合)または始端層(温度成層型の場合)を、右端が終端槽または終端層を示す。

- ②始端槽(層)温度が2次送水限界温度に達したところで計算終了となり、その設計パラメーターにおける最適蓄熱槽容量(横軸右端)、蓄熱槽効率などを結果として出力する。
- ③パラメーターは時刻推移を示す。

蓄熱技術マニュアルリスト			
蓄熱技術基準マニュアル運用ガイドブック			
コミッショニング(Cx)	新築建物の蓄熱Cxガイドブック		
	既設建物の蓄熱Cxガイドブック		
	プロセス管理ツール/MQC蓄熱版		
設計・制御マニュアル			
設計ハンドブック	東京版		
	仙台版		
蓄熱2次側空調システム設計マニュアル			
センサーの基礎と保守ガイド			
蓄熱最適制御設計マニュアル			
設計例	複合熱源蓄熱最適設計運用マニュアル		
	①老健施設、②中小規模病院、③高層オフィス、④大規模店舗、⑤寒冷地庁舎		
施工	施工マニュアル		
	試運転調整(TAS)マニュアル		
機能性能試験(FPT)	試験マニュアル(TASマニュアルに含む)		
	制御シーケンスに基づくFPTマニュアル		
	プロセスマニュアル(Cxに含む)		
保全診断	運用保全マニュアル		
	異常診断・性能評価マニュアル		
	リニューアルマニュアル		
不具合検知診断ツール	C/E表(中原モデル)		
	不具合原因検索ツール(マクロモデル)		
	診断ツール運用ガイド		
計算ソフト	MicroHASP/TES/Win(負荷計算)		
	TESEP-W(水蓄熱最適設計)		
	BEST/TES(水・氷)		
	TES ECO(3E性能評価ツール)		
水蓄熱設計マニュアル等	計画・設計編		
	現場築造型設計編		
	設計例編		
	事務所ビル(新設・リニューアル)		
	データ集 (事例図集、メーカーラインアップ)		
ソフト			
低温送風空調システム			
騒音対策マニュアル			
水質対策マニュアル			
初級蓄熱研修会テキスト	初級マニュアル(水蓄熱)		
	初級マニュアル(氷蓄熱)		
「建築設備設計基準(茶本)」蓄熱技術セミナーテキスト			
ウェブサイト	蓄熱機器カタログ		
	蓄熱技術WEB講座		
	Q&A		
資料	水蓄熱運転実態調査(第一期)		
	水蓄熱運転実態調査(第二期)		
	異常診断データベース		
	用語集		
システムダイアグラム構築ツール			

NESTEC

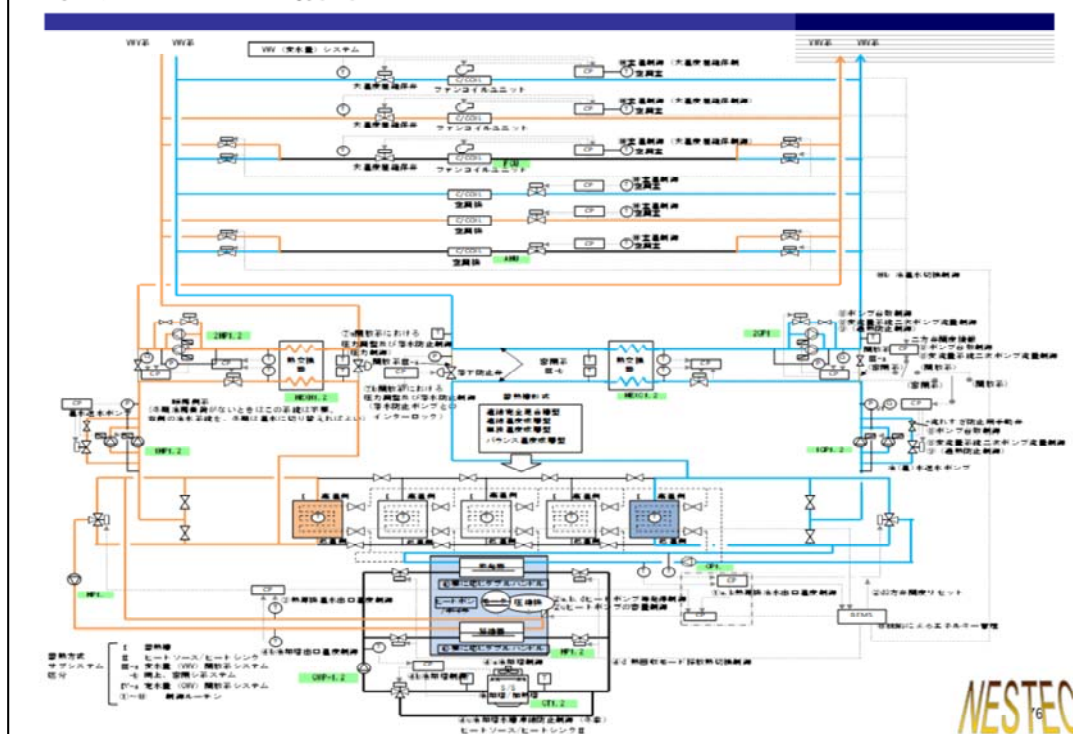
75

75

1997年にヒートポンプ技術開発センターがヒートポンプ・蓄熱センターに改組され、電力負荷平準化に焦点を当てた蓄熱システムの推進を司ることとなり、一般技術として全体的には整理されていなかった水蓄熱技術と、急速に立ち上がった氷蓄熱技術の普及啓蒙に尽力することとなった。筆者は同センターの技術顧問として水蓄熱技術の集大成と研修会による普及啓蒙活動を担当させて頂くこととなった。

約15年の活動成果として、本表に示すような蓄熱システム技術のマニュアルと計算プログラム、設計ツールなどの集大成を終え、数千人を対象とする技術研修会を開催し、主として水蓄熱技術の最適設計・施工・運用保全・コミッショニングなどの広範囲にわたる啓蒙普及活動を行った。これらの資料はヒートポンプ・蓄熱センターより入手可能であるとともに、数コースの研修会が毎年実施されているので、同センターのホームページにアプローチされたい。

## 蓄熱システム構築ツール



蓄熱システムに初めて取り組む設計者にとって高効率な蓄熱システムの構成を考えるのはなかなか困難である。筆者の長い体験の下に、ヒートソース/ヒートシンク(冷却・加熱塔、エアソースのエバコンや井水など)、熱源機、蓄熱槽、二次側空調システムの相互接続法、あるべき制御法などが一見してわかり、かつ設計意図に基づいてエレメントなりサブシステムなどを選択した時の正しい接続ダイアグラムが自動的に作成できるツールを作った。

本図はその原型となるトータルシステムダイアグラムで、システムとしては複式熱回収ヒートポンプシステムで5槽連結の温度成層型蓄熱槽のうち1槽を冷水、1槽を温水蓄熱している中間期の状況を示している。熱回収モード以外は冷却・加熱塔によるヒートポンプ採放熱を行い、二次側は熱交換器によって蓄熱槽とは分離して水質・圧力を独立化している。

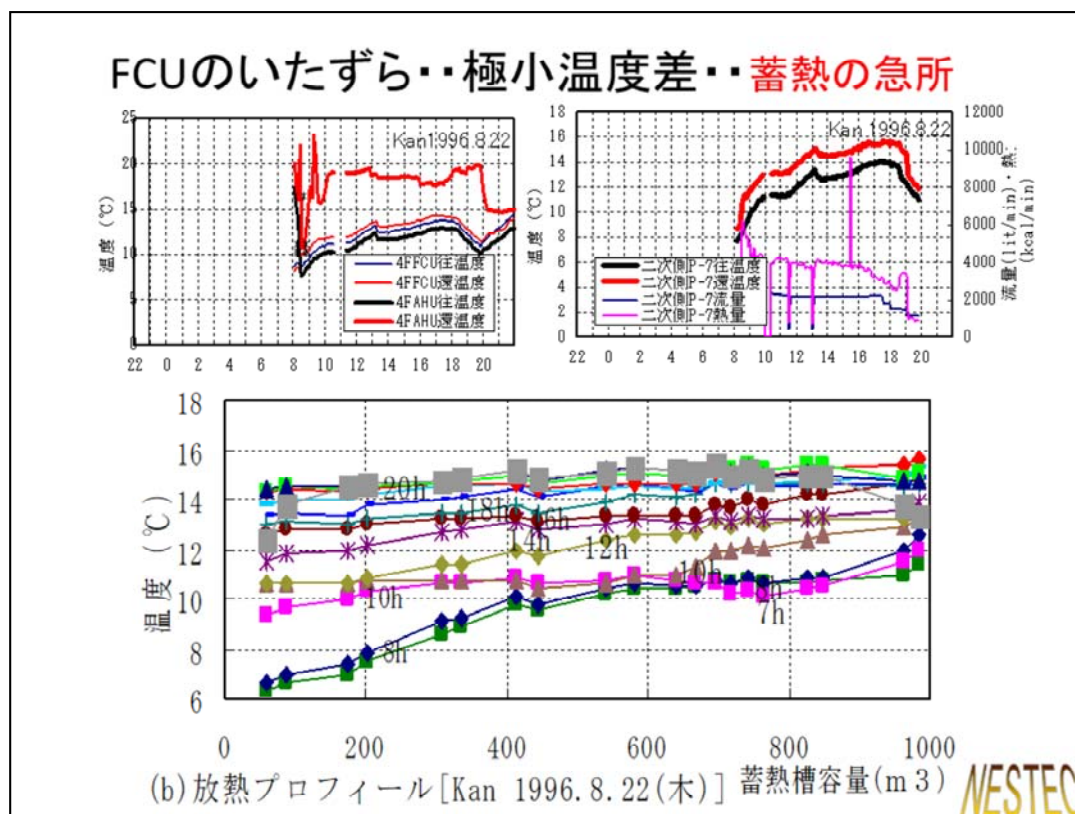
ここに示される蓄熱槽の一つの槽は必ずしも温度成層型を示しているのではなく、直列連結槽の場合は、一つの槽で表されたものが一組の直列連結槽(連結完全混合槽型或は連結温度成層型)を示し、上下限部が始端槽または終端槽を示すものとする。この場合は並列化できるのは2槽(列)までである。

氷蓄熱に関しては、現場築造型アイスオンコイルシステムのみ本ツールの組上に乗る。槽内に描かれた破線のコイルがブラインのアイスオンコイルを示す。

二次側空調機はエアハンドリングユニット、ファンコイルユニットが選択によって用いられる。2管式か4管式かも指定により選択され、この図では両者が混在した状態になっている。そして、ファンコイルユニットシステムは長年の研究とメーカーの開発成果に基づいて開発された大温度差確保型二方制御弁に特化した図としている。これについては次ページ以下を参照されたい。

蓄熱と非蓄熱と併用するときの接続の在り方についても原則こうあるべきとして描かれる

。設計者の独自性を発揮する別の接続法もあるが、マニュアル体系に記述された標準を離れて独自のダイアグラムを組む場合は、余程入念にその妥当性を検討しなければならない。



1980年代までの蓄熱システムは二次側空調機制御が定流量三方弁であり、常識的な設計温度差 $5^{\circ}\text{C}$ すら確保されない状況であった。まして手元スイッチによるH/M/Lファン速度調節以外は無制御に近かった低温度差のファンコイルユニットが往還温度差問題に拍車をかけた(前述の通り、ブリードイン制御・NHK大阪の例・や低速ファンとオンオフ電磁弁の組合せ・・・大阪大林・・・で設計温度差の確保を目指した例があるにせよ)。

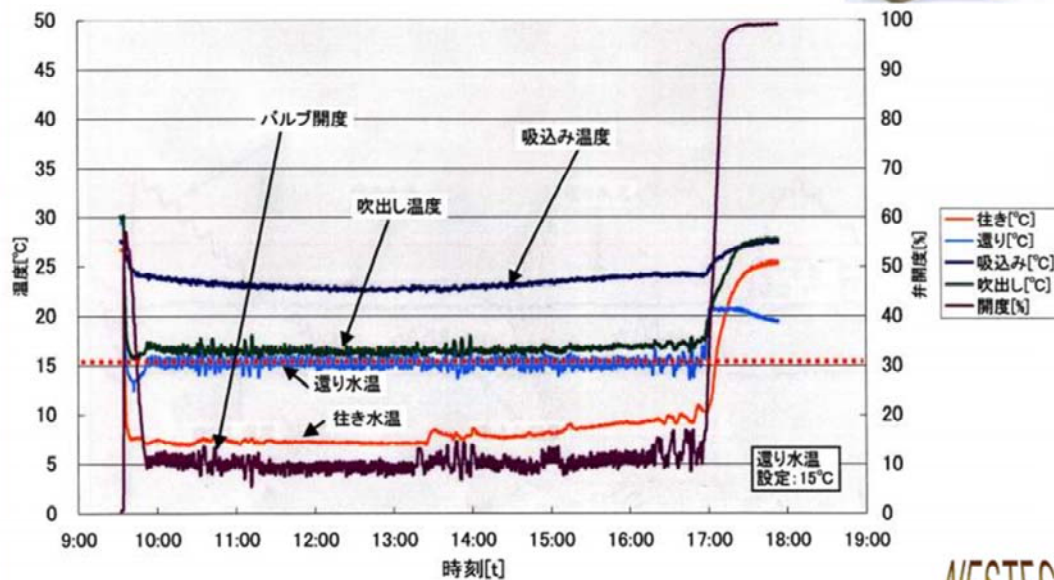
1980~1990年代にかけて変流量2方弁制御が普及したので大型のエアハンドリングユニットに関しては好転したが、ファンコイルユニットは、大温度差型ユニットが開発されたけれども、制御と連動できていないために温度差が取れなかった例が多く、本図の例はその典型的なものである。

左上の図は2方弁制御のAHU系(太線)と無制御或はゾーン制御のファンコイルユニット系(細線)の往還温度差である。前者が十分な温度差が取れているが後者はほとんど温度差が取れていない。その結果全体としてもせいぜい $2^{\circ}\text{C}$ 程度の温度差しか取れず(右上の図中の太線)、その結果の蓄熱槽の温度差プロフィールが下図の放熱プロフィールのようになっている。

放熱モードの蓄熱温度プロフィールによれば、朝の9時頃にはすでに始端槽温度は限界送水温度と仮定される $8^{\circ}\text{C}$ に達しており、仮にそこまでが有効蓄熱量であると考えたと、それは極めて少ない。因みにこの事務所ビルで $14^{\circ}\text{C}$ 近くの蓄熱冷水が有効に冷房に役立っていたとすれば、それは著しく大きい設計余裕のせいであり、正常とは言えない。

## FCU用大温度差確保弁 性能検証例一冷水(Ecoval)・・NCx

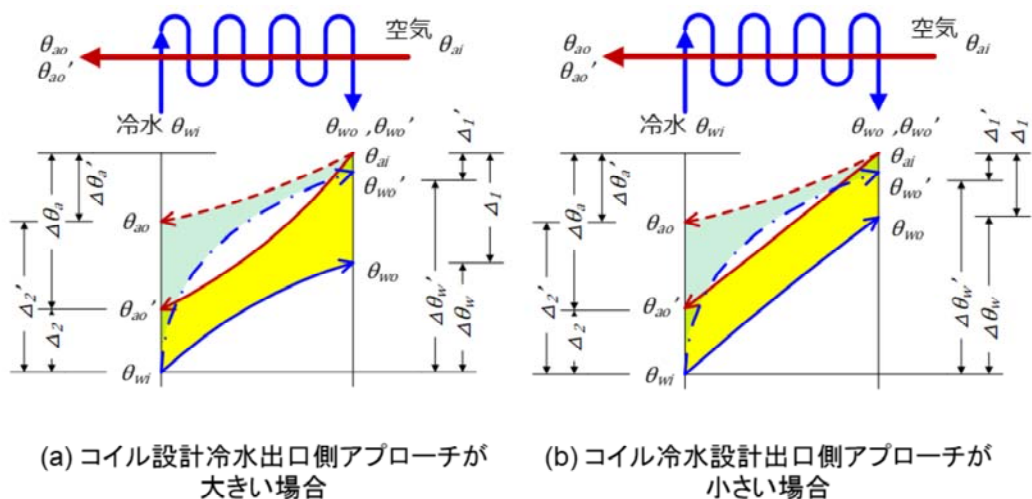
日本赤十字社医療センター 2F個室 : 9/25測定データ(冷房)



S社の大温度差確保弁が採用されたN病院の暖房期低負荷時の制御状態を示す。この弁の場合は還水温度を設計値に確保するように弁出口温度を制御している。開度弁開度(紫色)が10%程度という低負荷時に還り水温(青色)が設定値の15℃を確保している様子が確認できる。

## 二方弁制御の付加価値

### 低負荷で更なる温度差拡大、省エネ効果増進



NESTEC

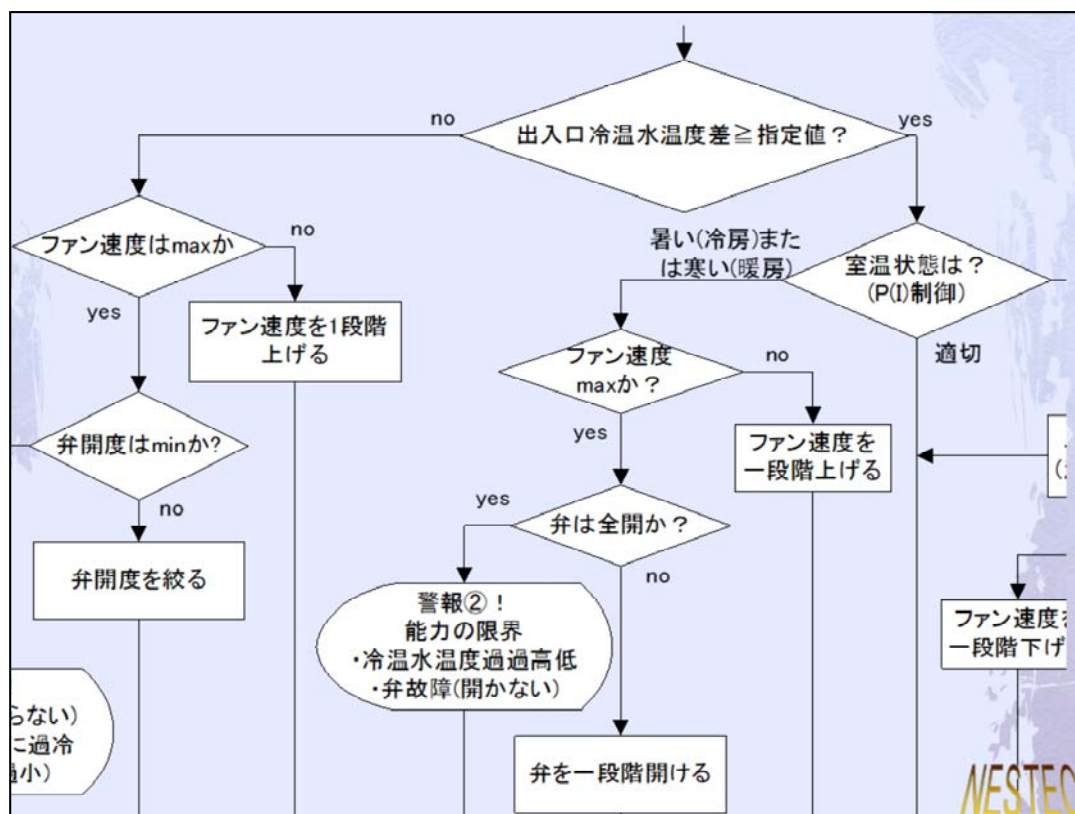
本来の二方弁制御は、正当に弁サイズを選定して、前例のように低流量まで精度よく制御可能になっていれば、低負荷になればコイル出口温度（還水温度）は設計値より高く（温水の場合は低く）、出入り口温度差は設計温度差より拡大するはずで、出口温度一定に固定するよりも低流量化し、より省エネルギー性を発揮するはずである。

その理由は本図により明らかであろう。左の図にみるように、黄色で示された設計条件における熱交換量は平均温度差（実際は対数平均温度差）に比例した値である。仮に冷房状態で顕熱主体の冷房負荷が半分になったとすると、コイルを通過する空気温度は図の赤の破線のようになり、熱量が半分になるためには冷水温度は図の青の一点鎖線で示すような経路を辿って、青色の面積にて示される温度変化の対数平均温度が半分になる必要がある。その結果冷水の流量がぐっと絞られて入口から急速に温度上昇し、空気入口温度にぐっと近づくというルートを辿る結果、コイル出口温度は設計値より大幅に上昇し、出入り口温度差は設計値より大きくなる。

温度差拡大の程度は、もともとのコイル設計においてコイル入口空気温度への冷水アプローチがいかほど近づいているかによって決まる。右の図のようにもともとのコイル設計条件が大温度差であり、ピーク負荷において既にかなり入口空気温度に近づいている場合はそれ以上大幅に近づくことはできないから出入り口温度差の拡大もわずかになる。筆者が推奨する冷温水設計温度差は10℃以上であり、例えば入口空気温度がピーク負荷時に30℃、冷水温度が8℃とすれば、15℃差の8～23℃で設計すれば、温度上昇に余裕はせいぜい5℃程度、ましてや中間期に近づいた低負荷時に外気温度も低温になっているとすれば室空気と外気との混合入口空気温度も下がって23℃程度に落ちてくると、温度差はほとんど拡大しないことになるし、空気側がVAV方式だと風量も減りコイル外側の熱伝達率も低下するので、その傾向はさらに強まる。

一方、従来の常識である5℃程度の設計温度差の場合は低負荷時には2倍以上の大

温度差になることも理解できよう。

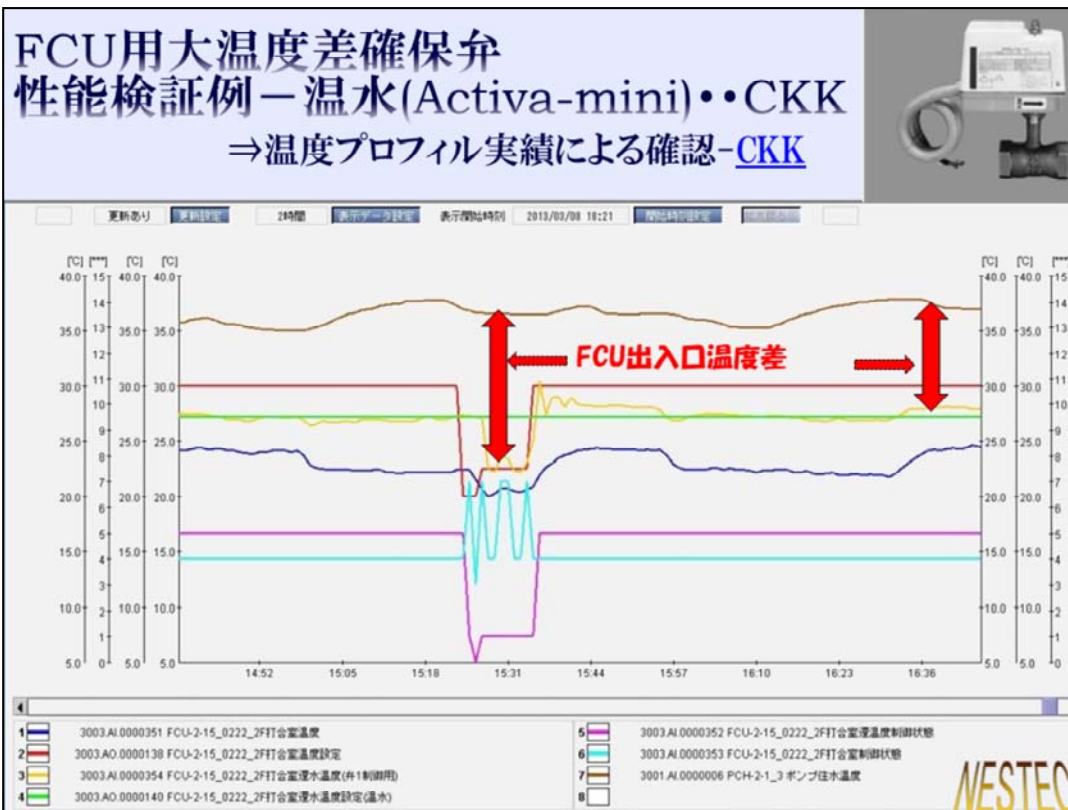


さてファンコイルユニットの場合は従来の常識値は前述のように温度差がせいぜい2～3℃、特に低負荷でファン風量が手動でLにセットされたりすると熱交換力が極端に低下して水量も増加し、眼に見える温度差がほとんどつかないものである。

設計値として大温度差を設定することに関しては、定流量大温度差型ユニットを採用することによって解決された。そして現実に負荷変動する運転状態で冷温水出入り口温度差を確保するには、出入り口温度差と室温状態を制御量とし、大温度差確保弁とファン速度コントローラーを操作量として二元的なチェックを行いつつ室温制御と大温度差確保とを両立させることが肝要である。図のロジックはその一例である。

温度差が確保されていなければ熱交換不足として風量を増やすが、風量がH状態であれば弁を絞って温度差を確保する。その状態で室温が満たされず能力不足であるとするればそれは機器の能力不足か、設計負荷が小さすぎた(実負荷が大きすぎた)かを示す。

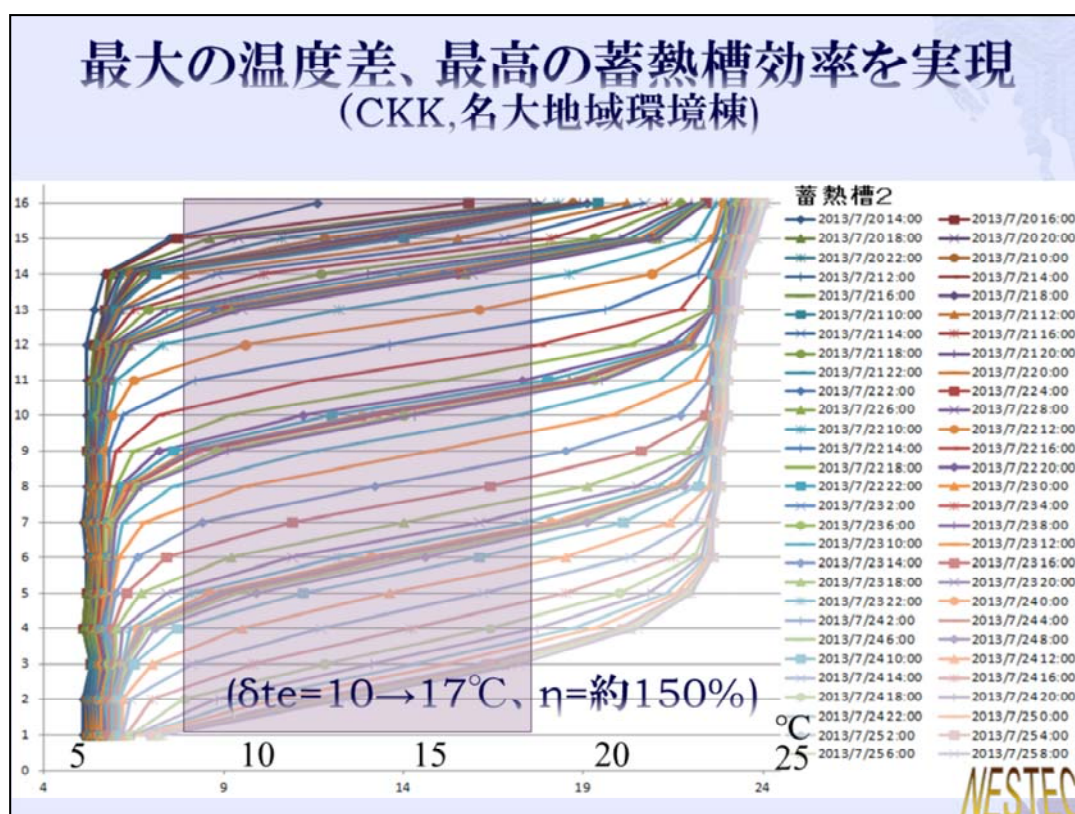
温度差が確保されているが室温が満たされていないときにはファンを増速し、もしH状態に達してなお満たされないとすれば弁開度を開けて能力を高める。そして温度差が定格値に達してなお室温が満たされていなければ、これも同じく設計能力不足であるのでアラームを出す。そして最大負荷に近い状態のこのような場合に、室温と温度差のいずれを優先し、いずれを犠牲にするかはあらかじめ決めておくとい。少々のことであれば室温を優先させるべきであろうが、蓄熱方式の場合は温度差確保が重要であることを知っておかねばならない。温度差設定にローリミットを設定できるようにしておけば現実的かもしれない。基本的には機器の性能信頼性の上に、妥当な負荷計算と機器選定がなされていればこのような問題が起こるはずはない。



A社の大温度差確保弁が採用されたN大学CKKビルの、施工フェーズ受渡段階の機能性能試験時の実績である。このケースでは発注にあたって上記のロジックを提示し、ロジックの目的である二方弁の低負荷時大温度差化特性を示すことを条件とした。

試験は暖房期3月に行われ、ファンコイルユニットの室温設定値を変化させて負荷状態を変えた。

赤の矢印で示されたFCU(ファンコイルユニット)出入り口温度差で、右側は室温を30℃に設定して過大負荷とした場合で設計温度差である10℃を確保している。左側は室温を20～23℃に設定して過少負荷とした場合で、約15℃の温度差を得ている。なお、前者の場合に室温が設定値30℃に対して25℃程度にしか達していないのは、試験中扉が非空調空間に対して開放状態であったためである。



CKKビルの冷水蓄熱(放熱)機能性能試験時の、5日間かけて完全蓄熱状態から完全放熱状態に至る、蓄熱サイクルを含まない放熱プロファイルの実績である。二次側負荷はファンコイルユニットのみであり、前述の通りの大温度差確保制御が有効に作用していることが判る。

設計温度差は10°Cであるが実績として17°Cの温度差が得られており、無効水温部分を含むと、全蓄熱水量基準の有効温度差は約15°C、即ち蓄熱槽効率は150%になる。

なお、蓄熱槽効率に関する理論的考察を付け加える。蓄熱槽効率は最大負荷時で定義されたものであり、本試験は最大負荷季節ではあったものの、内部負荷がピークに達せず、(然るが故に完全放熱までに5日間を要した)期待以上の大温度差が確保されたことを考慮すれば、最大負荷に対して定義された理論上の蓄熱槽効率は150%には達しないであろうことは推定される。別の表現をすれば、実負荷に見合ったファンコイルユニットの機器容量を(能力を小さく)正当に選定されていたとすれば、理論上正しく、より小さな蓄熱槽効率実績が得られたであろう。

然るに、このことについてさらに付言すれば、上記により機器容量を過大に選定すれば二方弁制御の特性として低負荷時に流量が大幅に絞られるので、小流量大温度差が得られるということになるが、弁サイズが大きくなる結果、サイズが過大で自動弁のレンジアビリティを超過すれば比例制御が成り立たずにハンチングを起こして安定した低流量大温度差が確保できなくなる恐れもあり、必ずしも過大機器容量選定が良いわけではない、150%という大きな蓄熱槽効率も常に確保できる値とは言えない。

## これから・・・環境システム課題とその検証

### ・ 環境システム技術課題の提起(中原)

- 1996.5、SHASE会誌: 建築設備から環境システムへの展開と課題
- 2001.1、同: 21世紀の環境・エネルギーとライフスタイルのあり方

#### 環境・エネルギーシステム課題

- ・省エネルギー・環境保全
- ・地域エネルギー統合
- ・施設環境管理・情報システム
- ・ビル最適化と故障検知・診断
- ・局所環境制御システム
- ・環境・エネルギーシミュレーション
- ・ライフサイクルコミッショニング
- ・自然エネルギーの世紀

#### 教育課題

- ・設備技術者
- ・環境システム工学教育
- ・人材流動

#### ライフスタイル課題

- ・高齢環境デザイン
- ・ホームオフィス・分散オフィス
- ・空調のパーソナル化と非定常空調環境
- ・住宅空調問題
- ・宇宙空間居住
- ・給排水設備とライフスタイル

#### 国際交流課題

- ・言語と国際関係
- ・多文化和合
- ・アジア環太平洋
- ・大陸環境産業課題

NESTEC

筆者が重点的にテーマとして来て今なお継続すべき課題や、若手の空調技術者に託すべき今後の社会に対応するテーマなどを、空気調和・衛生工学会誌に二報に亘って紹介し考察した。内容は原典によっていただきたいが、現役を退いた筆者として今なお残存するテーマや、どうしても後輩に頼らざるを得ないテーマを幾つか取り上げて締めくくりとしたい。

## 環境・エネルギーシステム課題(赤字は残存課題)

- 省エネルギー・環境保全
  - ・ 照明のLED化、IT機器の省エネ化、断熱遮蔽の高効率化で負荷が大幅減。Cx、LCEMツールの普及、システムCOPの課題(潜顕熱分離・大温度差・複合エネルギー・蓄熱・自然エネルギー最適利用)
  - ・ ビルマルチシステムの評価
- 地域エネルギー統合
  - ・ 電力・ガス自由化、スマートグリッド、未利用エネルギー高度活用
- 施設環境管理・情報システム
  - ・ FM体制の強化と普及、BEMS付加機能(BOFD等)、リモート監視の強化
- ビル最適化と故障検知・診断
- 局所環境制御システム
  - ・ Task/Ambient照明/空調、Occupancy Sensorの精度向上と普及
- 環境・エネルギーシミュレーション
  - ・ LCEMツール、EnergyPlus、BESTの実用化、Cxツールとしての活用
- ライフサイクルコミッショニング
  - ・ 継続コミッショニングの制度化、環境建築評価指標へ、LEED/CASBEE
- 自然エネルギーの世紀
  - ・ 遠くて長い道のり

NESTEC

「省エネルギー・環境保全」テーマに関しては実績を含めて方向性はすでに示されたので、その一般普及や、現場からの要望が正しく、そしてオーナーやメーカーに的確に伝わる必要がある。一方ではZEB(ゼロエネルギービル)と呼ばれる超省エネルギービルへの課題をさらに展開しつつも、「ゼロエネルギー」を誤解せぬことが重要である。

「地域エネルギー統合」は電力・ガスの自由化と、地域エネルギーネットワークの最適制御の中で、蓄熱システムや未利用エネルギーネットワークをいかに適正にスマートグリッドの中に組み込み、制御するかが重要なテーマである。

「施設環境管理・情報システム」「ビル最適化と呼称検知・診断」「ライフサイクルコミッショニング」は生産・保守管理の適正化、最適運転管理のためのBIM情報の活用、そしてFM(ファシリティーマネージメント)とCx(コミッショニング)をプロセスとしての的確に運用し、新築時のOPR(企画・設計要件書)作成の徹底や既存建物の継続コミッショニング、不具合検知・診断システムとの結合を的確に実行することを目標とすべきである。

「局所環境制御システム」はタスクアンビエントシステム、パーソナル空調システムとして様々な展開があったが、その一つの側面としてビルマルチパッケージシステムの普及が激しく、セントラル式空調システムに内在する空調技術の基礎理論の適用と展開の機会が薄れてきている。このことは空調技術の保存と発展にとって大きな課題であり、本論を筆者がまとめる動機付けともなったものである。

「環境・エネルギーシミュレーション」は、漸く体系化され、ユーザーも獲得し始めたLCEMやBESTプログラムも、シミュレーション制度や適用限界の並行評価を行うことと、公的な維持管理機関を設置すること、そしてこれらの前提のもとに、その価値に相応しい法的支援がなされることが重要である。次ページ以下のLTD\_FCU/TESシステムとビルマルチPACとの比較評価はその一環でもある。

「自然エネルギーの世紀」は好むと好まざるとに関わらず、人類と環境との共存の前提

であり、そのゴールが**NZEB** (Nは**Nearly**或いは**Net**、実は**Near to Net**)であることは間違いない。但しエントロピー増大の原理により自然エネルギーの有効化は必ず化石エネルギーや原子エネルギー消費を伴うので見かけの**ZEB**に胡麻化されてはならない。

## 省エネルギー型大温度差水蓄熱・FCU ー水・空気式空調システムの性能

**Pt.1～3(2016)、Pt.4～5(2017予定)**

中原信生(・奥宮正哉・西谷義彦・中塚一喜)

環境・エネルギーシステム課題のケーススタディー

延々と述べてきた空調技術の魅力のあり方と、筆者の辿ってきた環境・エネルギーシステム最適化の道程の結論の一つとして、ビルマルチパッケージ方式(以下PACと略記)に代えて「省エネルギー型大温度差水蓄熱・FCU方式」がセントラルシステム(以下TESと略記)への覚醒に役立ち、残る課題を浮き彫りにするケーススタディーとして、2016～2017年度空気調和・衛生工学会大会公園として発表した。

## 提案の意図

・個別パッケージ式ビルマルチ空調システムに対抗する、より付加価値の高い中央熱源式水(－空気)方式空調システムを提案する。

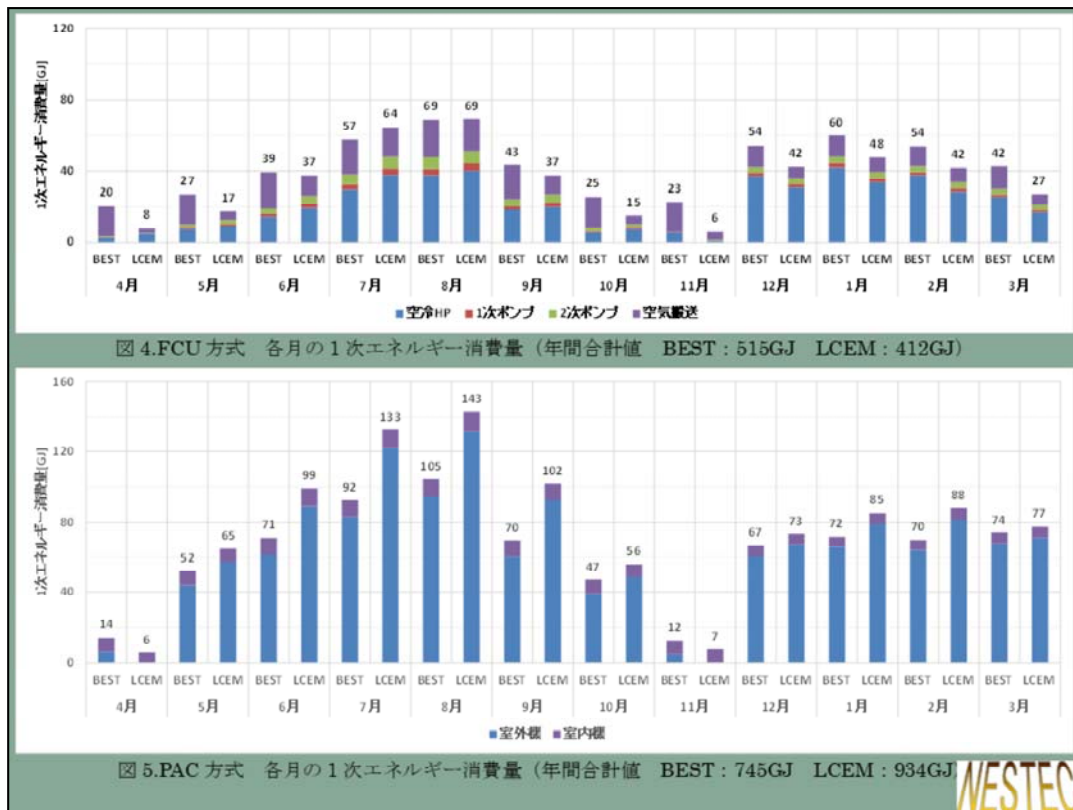
〔LTD\_FCU/TESシステム〕

・実績とシミュレーションによってその省エネルギー性を検証する。

・併せて、二種(BESTとLCEM)のHVACシステムシミュレーションプログラムの計算結果比較し、評価の信頼性を上げる。

提案の意図を述べる。詳細は以下の論文をひも解いていただきたい。

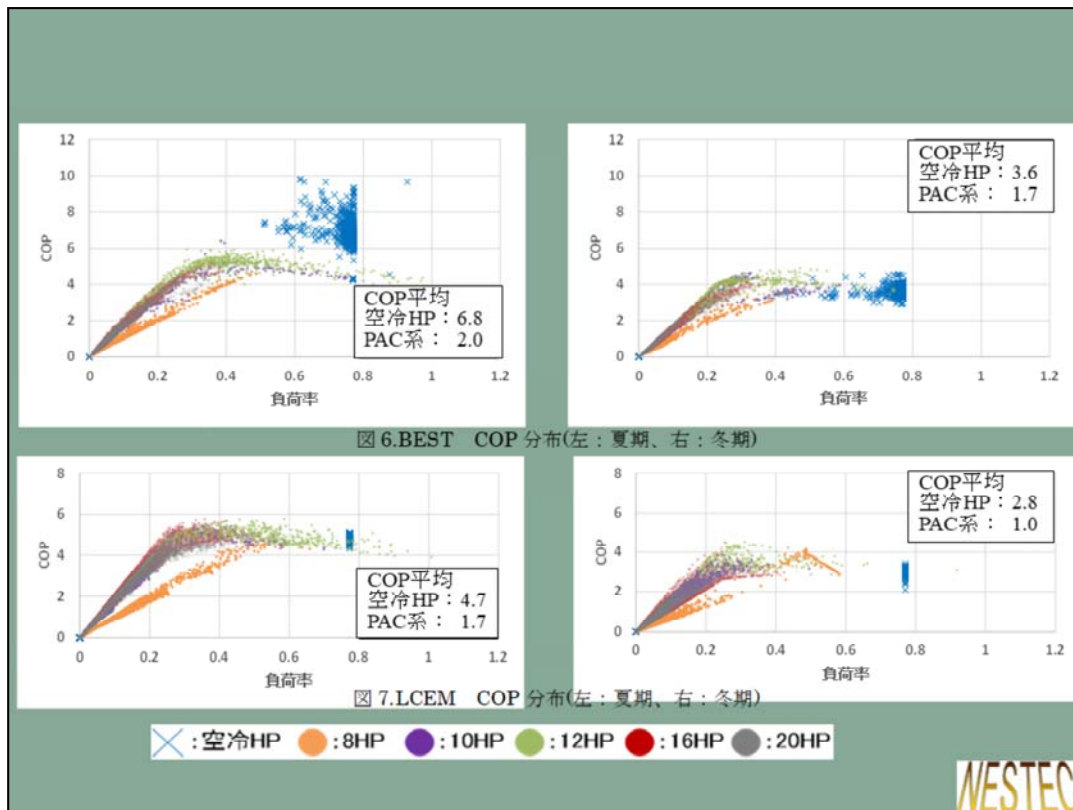
「省エネルギー型大温度差水蓄熱・FCU－水・空気式空調システムの性能」  
第1報～第5報、空気調和・衛生工学会大会講演論文集、2016～2017



二種のシミュレーションプログラム、BESTとLCEMを用いてプログラムそのものの評価と、2種のシステムの省エネルギー性とコストの比較を行った。上はTESの、下はPACの計算結果である。熱源機の消費電力(水色)に大きな差があることが判る。その理由は、大型機と小型機のもとのCOP性能の差が大きいこと、TESが終始性能の良い全負荷付近で運転されるのに対し、PACは性能特性が明らかでないためCOP特性が悪く設定された負荷率25～30%以下の運転頻度が極めて大きいことに尽きる。

紫色の室内機ファン動力はPACのほうが小さいが、これは実機特性もシミュレーション特性も、TES\_FCU方式はファンの制御特性が余りよくないこと示されているうえに、ビルマルチPACは予め低負荷運転が予測されているためにファン制御に関しての適正化が進んでいることを示す。

プログラム同士の特性比較はこのケーススタディーの範囲でも明らかに存在するが、詳細は論文によらねたい。



シミュレーション結果から得られた運転COPのプロットである。水色はTES方式の分布、多色はPAC方式の分布を示す。COPは熱源機への二次エネルギー入力基準、平均COPとは1時間間隔の合計出力と合計入力の比をプロットしたものである。平均値から見ても、PACの低負荷運転分布の状態が明らかである。

なお、下右図の暖房平均COPが1.0というのは電気ヒーターと同じことを示している。ヒートポンプを用いながらこういう値を示すのは、熱源機入力に圧縮機入力のほか、空冷エバコンのファン電力やヒーター電力などを含むことに加えて、前記のように入力特性が明確でないために入力値が一定とされた低負荷率運転が支配的であることによる。

このような計算結果としていかほどのエネルギー消費量、いかほどのエネルギーコスト削減、いかほどのイニシャルコスト差があって、いかほどの年数でコスト回収できるかについては論文本体を参考にされたい。(別途ホームページ内に掲載予定)

## ライフスタイル課題から

### － 高齢環境デザイン

- 高齢社会の到来⇒健康弱者である高齢者や身体不自由者に配慮した環境設計への強い社会的要請
- **環境建築への期待⇒最も適合する分野の一つ**
- 温冷感従来知見の限界⇒働き盛りに主点を置き、学生層の被験者実験に頼って来た点の限界
- 動作意欲・感覚の相違⇒エアコンの冷ドラフト不快、或いは操作困難なためオフのまま熱中症死するケース相次ぐ。
- 感覚と生理反応の矛盾⇒高齢者は高温環境を検知し難いと言われるが許容温度幅はむしろ狭いはず
- 気流の冷却効果限界⇒健康者には有利に活用できるが高齢者には死につながる制約条件となり得る
- 研究・開発への期待⇒古典的快適環境理論への回帰となるか、新分野を開くことになるか、研究・実務両面からの挑戦が必要

### － 災害対応環境デザイン

- 自然災害対応設備
- 避難住環境調整……空調・換気・衛生

NESTEC

筆者自身が高齢化し、現役として活動できないために後輩の技術者に依存せねばならない重要テーマを二つ取り上げた。高齢化社会対応テーマと大災害対応テーマである。いずれも21世紀のなるべく早い段階から真剣に取り組む必要がある。本論の展開は別途、空気調和・衛生工学会中部支部創立50周年記念誌(2017.11)に掲載予定の論説を参照いただきたい。(別途掲載予定)

## おわりに・・・国際交流一個人史

- 日中環境空調学術技術交流30年(1983~2014)
  - SHASE~CABS (China Academy of Building Science)
  - 留学生受入れ
  - 精華大学・西安冶金建築学院・同済大学等、講義・講演
  - ISHVAC(精華大学主催)、Advisor, Keynote Speaker
  - 環境産業交流支援
- アジア・太平洋環境技術交流会
  - International Meetings
- IEA/Annex(1987~2005)
  - BEMS、BOFDD、Commissioning
- ISO/TC205\_WG3(1996~)
  - BACS(BEMS) Hardware, Functions
  - BACS Implementation, Energy Conservation
  - BACnet



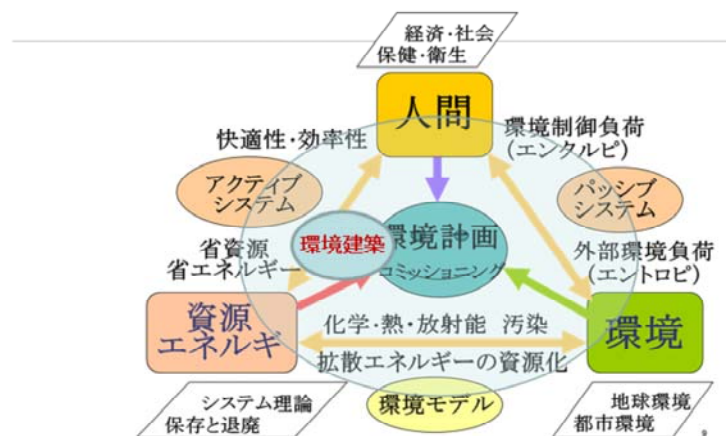
NESTEC

先駆的に行ってきた中国との空調技術・学術交流と、IEA(国際エネルギー機関)の省エネルギー研究プログラム及びISO(国際規格制定委員会)での活動をリストアップした。空調技術の魅力はこのような国際活動によってもより多く強められることを併記しておきたい。

なお、筆者の日中技術交流については

中原信生著:空気調和・環境・省エネルギー 日中交流三十年史(非売品)  
にその全貌を記した。

空調技術への思考は  
人間環境と建築そのものの原点であり終点でもある。



ご清聴感謝

NESTEC

空調技術の魅力の原点である環境循環の図を再掲して講演を終える。