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：概要

Realizing Energy-efficient Water-Air HVAC System with Fan-coil-units and TES System Part-1 System Philosophy

名誉会員　○中原信生(環境システック中原研究処)、技術フェロー　奥宮正哉(名古屋大学)
Nobuo NAKAHARA*1,　Masaya OKUMIYA*2
*1 Nakahara Laboratory, Environmental Syst.-Tech.　*2Nagoya University

Due to realized extra-large temperature difference for combination of centralized heat pumps with water thermal storage tank and individual controlled fan-coil units with special two-way valves interlocked with fan controllers, the water-air system can compete with build.-multi packaged units system from the viewpoints of cost and individual controllability with better energy efficiency. The two parts of the present report verify the fact by the actual performances as well as simulation study. Thus, the water and air HVAC system will now revive as the prototype of any kinds of buildings.

１．空調方式の変遷、全空気からビルマルチへ

1.1　全空気(all air)方式から空気･水方式(air & water)へ

(1) 全空気方式:20 世紀初から普及を始めた空調システムは、空気洗浄器(エアワッシャー)や冷却加熱コイル+空気濾過器を用いて温湿度･空気質調整した空気を居室等に供給して目的空間の温湿度と空気質環境を調整する全空気方式に始まった。その原型は井水を用いたエアワッシャーであったと思われ、冷凍機が発明されてからは冷温水ワッシャー･コイルが用いられた。空調が発達するにつれ、環境調整の精度は向上していき、その最たるものが手術室やクリーンルームの空調となった。この時代に空調技術の基礎理論はトレーン社の技師 William Goodman 氏によって確立された(Air Conditioning Analysis with Psychrometric Charts & Tables)。

(2) 空気･水方式:ガラス張りビルの普及に伴い窓通過負荷の増大を効果的に処理するために空気搬送ではなく水搬送に頼るべくファンコイルユニット(以下 FCU と書く)と誘因ユニットが開発され、1950～1960 年代から普及した。また室内高照度照明の普及により増大するインテリア負荷を処理するためにダクトの高速化や熱回収方式が採用され始めた。これらはその後、省エネルギーの時代に入って、エネルギー効率の悪いものは淘汰されていき、誘因方式や二重ダクト方式、高速ダクトは消えていくが、FCU 方式はペリメータ、インテリアを問わず負荷処理の効率性により生き残る。然し 21 世紀に入るまでは業務空間の空気汚染の主力である喫煙の制限が不十分であったため、換気回数を確保すべくインテリアは全空気方式が望ましく、負荷変動に対しては呼吸･喫煙等の汚染源である人体に比例してインテリア負荷が変動するとして、省エネ効果のある変風量方式が時代の寵児となった。

1.2　ビル用マルチ(パッケージ)方式(冷媒(･空気)方式)

そこへユーザーの個別制御、個別計量(電気)の容易さ、設計の簡便化を売り物とし、水に代わる冷媒配管による負荷処理を可能としたビル用マルチ方式が 1980 年代より出現し、小型から大型ビルにまで大きくシェアを伸ばしてきた。初期には、冷媒漏れによる環境汚染の問題、ユニットの空気濾過能力不足、外気導入の問題、不快ドラフトの発生が指摘されてきたが、徐々に改善されつつ有り、最近は禁煙の普及によって人体起源の室内空気汚染が極小化されてきたので、我が国のみならず世界的にも日本発のこの方式が普及しつつある状況である。この方式では中央熱源機器が不要であり、大きな熱源機室が不要となるメリットがあるが、そのことが逆に小型分散パッケージの設置位置の制約(冷温空気のバイパス)、空冷(熱)熱源機の COP の限界と言う問題を残した。

２．蓄熱式熱源方式の変遷と大温度差追求の軌跡

2.1　CWV 時代の蓄熱システム

水蓄熱方式は 1957 年柳町政之助氏の論文により普及の火ぶたを切るが、未だ蓄熱槽効率の概念が確立されて居らず、コイル制御も定流量三方弁制御一色の時代であった(その中で筆者はブリードイン方式を採用して温度差の確保に努めた、NHK 大阪放送会館新館など)ため、温度プロフィル的には中だるみ現象や交叉プロフィルが続出して熱源運転に支障を来し、運転不可能或いは部分負荷運転を強いられることなどが多かったため、余裕を持たせた熱源と蓄熱槽容量を設計する事となり、蓄熱方式本来のメリットである全負荷終日運転による熱源容量削減という経済性効果も高効率運転も実現せず、所期の効果を得られない例が多かった。

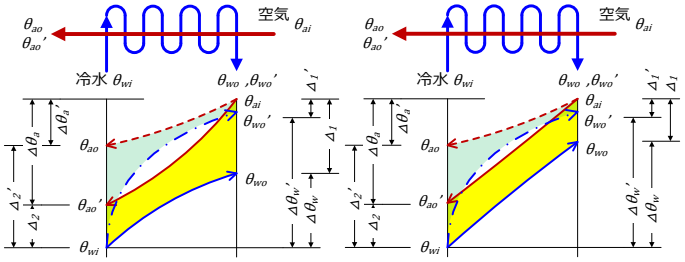
2.2　VWV の普及とFCU の壁

学会の省エネルギー技術基準が発行され、変水量技術と大温度差の採用が推奨され、空調機の二方弁制御採用例に関しては(弁の C_V 値を適切に選んで居れば)温度差の確保が容易になった。然しながら前述の空気･水方式の FCU においては従来機の温度差は 3℃くらいで有ったため、水蓄熱システムの最適化の観点から筆者はFCUコイル数増大による温度差の拡大を推奨し、1990 年代には小水量大温度差型 FCU が姿を現し、設計値として 8℃以上の温度差を求めることができるようになった。所が仮に比例二方弁制御が採用されたとしても(個別に採用されることはコストの観点からも不可能な時代であった)負荷に対応してユニットファンが手動で減速されてしまうので熱交換が不十分になって殆ど温度差が付かずに蓄熱槽に還ってしまうのが通例であった。それればかりか時には制御弁無し、或いは制御弁付きでもファ

ンとのインターロック無しというのもある始末で、FCU における低温度差の壁が中々突破できなかった。

2.3 二方弁制御の温度差変動特性

ここで二方弁制御の、負荷変動に対するコイル出入口温度差変動特性を示しておく。概念化のために CAV/VWV の組み合わせで熱交換係数が不変の範囲、顕熱交換のみとした時のコイル設計条件時(a)と負荷半減時(b)の温度差変動を図1に示す。図に示すように設計時のアプローチによって程度は異なるが、交換熱量を示す図の影をつけた面積が 50%となるためには冷水温度はこのような軌跡を辿らねばならず、還水温度は定格設計値を上回ることになる。但し、VAV の場合は仮に極低風量で熱交換係数が 50%に低下したとすると、この面積は同一でなければならないので定格値と同じ軌跡を辿るし、潜熱が入ったときは温度差図では表現しきれない。

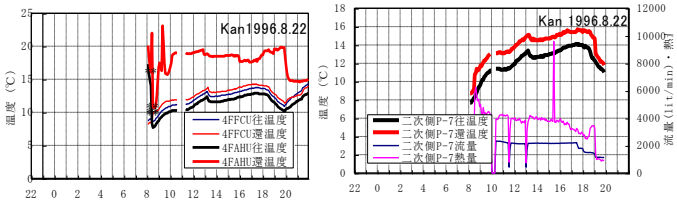


(a) 設計アプローチが大 (b) 設計アプローチが小

図1 二方弁制御コイルの負荷減少時の温度差特性

2.4 FCU 大温度差還水化への軌跡

(1) 小温度差の実態:FCU では、①無制御ないしオンオフ制御、②時にはファンとのインターロック無しで流し放し(例えば電源集中管理で継続運転の前提にも関わらず利用者が自由にファンをオフにしてしまったときなど)、比例二方弁が設置されていても適正な小 C_V 値の小流量 2 方制御弁は高価な工業用しか無かったので現実的に利用不可能であった。せいぜい①ゾーン制御を適用するか、②普通の商用 2 方弁を FCU に用いるか、何れにしても大きな負荷率変動範囲で図1に示したような特性を得ることは不可能であったために、図2の実施例のように、真夏でも温度差 1℃に満たず((a)図)、折角空調機側で得た 5~8℃の温度差すら、FCU の過大流量に圧倒されてヘッダー往還温度差が 2℃くらいに成ってしまう((b)図)、と言うのが常態で有った。

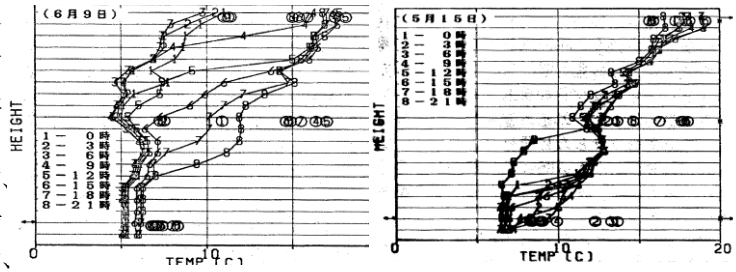


(a) コイル温度差実測例 (b) 統合ヘッダーでの温度差

図2 コイル及びヘッダー往還温度差実例[1)]

(2) バランス型蓄熱槽での対応

避けられなかったこのような状態に対し、蓄熱槽側で対処しようとしたのが筆者らによるバランス型蓄熱槽の開発である。温度成層型蓄熱槽において蓄熱槽への入力水を一旦サブヘッダーに受け、本槽との間の連通管より自然循環入力させるもので有り、入力水温度によって本槽の温度(密度)分布との関係で最もバランスの良い連通管より入力するので、既に形成している温度成層を乱すことがない。その実例を図3に示す。本例では 13℃程度の温度差が確保できている。

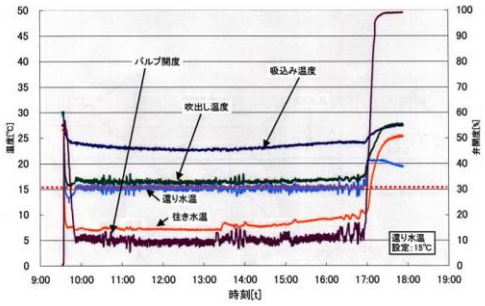


(a) 6 月負荷時の実測 (b) 5 月負荷時の実測

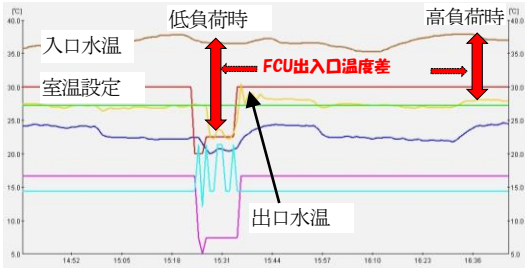
図3 バランス型温度成層蓄熱槽の低負荷時温度プロフィル

(3) 大温度差確保弁による極大温度差の実現

今世紀に入る頃低価格高精度の小水量用比例制御二方弁が開発された。筆者らが既報で発表済みの N 病院[2)]及び名大 CKK ビル[3)]に適用したもので、図4にその特性を示す。



(a) N ビル制御の冷房実測例(S 社製)



(b) CKK ビル制御の暖房実測例(出口温度変動制御)

図4 CKK 大温度差確保弁(A 社製)の実績

N 病院に適用された弁は還水温度を所定値に確保させるもので、図4(a)に示すように極小負荷まで一定の還水温度を確保している。この方式では残念ながら図1(a)に示した小負荷時に温度差が拡大するという二方弁特性が生かされていない。またファンが低速化したときは温度差確保が無理になる。そこで

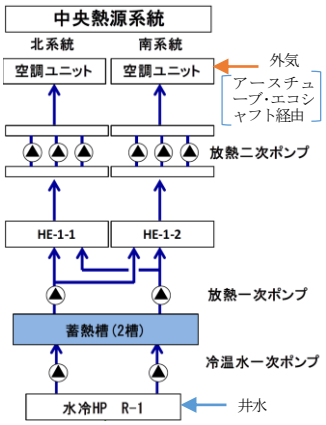


図5 CKK 水系統略図

二次側空調機がFCUのみで構成される図５の CKK ビルでは、要求性能として図6示した制御フロー(部分)を提示して性能発注した結果、図4(b)の試験結果に示すように低負荷時に予想通りの大温度差が得られた。図7は結果として得られた温度成層型蓄熱槽の大温度差温度プロフィルを示す。

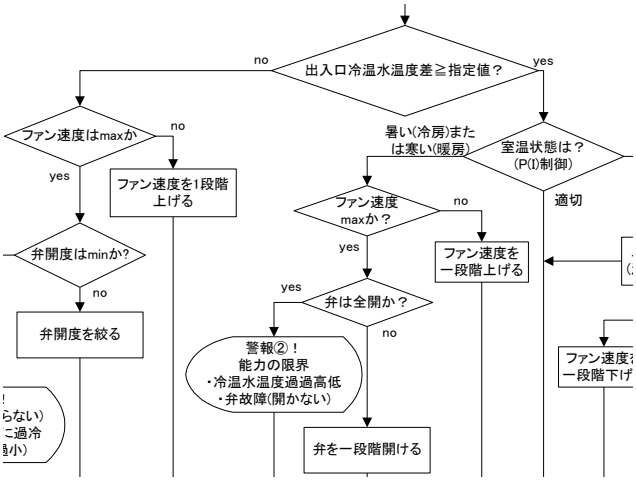


図6　FCU大温度差確保二方弁の制御提示フロー(部分)

図7はピーク負荷時7月 20 日 14:00～7月25日 8:00の間の同時蓄放熱状態で満蓄に達するまでの温度プロフィルである。ほぼ17℃一定の極大温度差が得られ、設計温度差は10℃なのでこの場合の蓄熱槽効率は 150％になる。なお、図6の制御思想を実現するためには図中に示したようにファンコントローラーとの連携が必要で有り、温度差が確保できないときは自動モードではファンを増速させ(図6)、一方、手動モードとしてL(低)速度を選んでもM(中)速度を確保するように細工した。

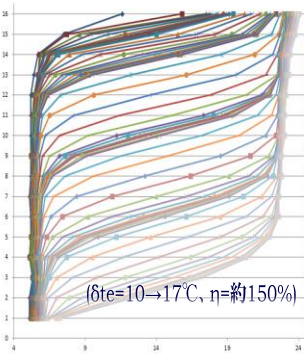


図7　CKK ピーク負荷時蓄熱温度プロフィル実績[4]

3. 大温度差による水搬送動力の極小化

図8に CKK ビル中央熱源系の初年度の空調エネルギー消費量を事前シミュレーション値と並べて示す。一次側に関

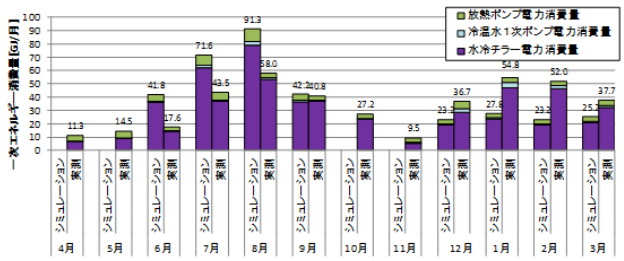


図8　CKK 中央熱源系の熱源＋二次ポンプの一次エネルギー消費量、実績と事前シミュレーションの比較[5]

しては既報[6]に記したように９月頃から井水系のトラブルにより高性能全力運転が出来なくなったことが響いているが、二次側ポンプは負荷追随で制御され極小値になっている。単純なインバーター回転数制御によるポンプ動力は吐出圧制限のないときは搬送流量の3乗に、吐出圧一定の時は流量の一乗に、(擬似)末端圧一定制御或いは二方弁開度最大化送水圧リセット制御の時は流量の二乗程度に比例する。二乗と考えても 16～17℃の温度差では電力消費量は殆ど無視できる値になる。事実、床面積(研究室系の換算延床面積4403m2)当りの一次エネルギー消費量のうちで放熱二次ポンプの一次エネルギー消費量は約 11MJ/m^2/年に過ぎない。

4. 蓄熱式水―空気(FCU)システム(water-air)の提唱

4.1　コンセプト

前時代のペリメータ負荷処理のみを FCU または誘因ユニットに頼り、インテリアは全空気に頼った空気・水(air-water)方式に対して、CKK のようにインテリア負荷も大温度差 FCU に依存し、外気供給を主目的とした空気系と組み合わせた、水が室内負荷処理の主体である「水・空気方式」(water-air)を提唱する。外気供給の手段は対象空間の性格により壁直づけまたはダクト方式の全熱交換器利用、アースチューブ経由、外調機などが適用されよう。何らかの意味で(高度濾過空気による)換気回数を増やす必要が有る場合は循環空気とともに処理する空調機を用いる必要が有るだろう。この種の水-空気方式は従来も高度発熱のあるインテリア室空間に対して利用される事はあったが、ここでは、大温度差蓄熱システム+大温度差FCU の組合わせを前提として考察する。

4.2　水・空気方式の空気調和としての妥当性

(1)ビル用マルチ方式の功罪と水-空気方式の挑戦

筆者はビル用マルチ方式の普及に対し当初から全面的な賛意を示し得なかったのは以下の理由によった。但し空気質の問題は先述のように無喫煙化により、また空気分布の問題も改善されつつあり下線を引いた項目が残る問題である。

1)　空気質の低下
　ⅰ)低質な空気濾過性能
　ⅱ)外気導入上の難点
2)　劣悪な空気分布、強いドラフト
3)　<u>冷媒漏れがあったときの人体・環境への影響</u>
4)　<u>冷媒配管式の小型分散設置 AHP の低成績係数</u>
5)　<u>適正な設計プロセスの簡略化による空調技術の退廃</u>
　ⅰ）綿密な負荷計算を省略
　ⅱ）貧弱な空気分布設計(ユニット設置に拘束されて)
　ⅲ）熱源や空調のシステム化技術、環境制御を省察することによる快適空間設計理念の喪失
6)　<u>十分な加湿が困難</u>
7)　<u>結果として熱源容量の合計が過大容量になる。</u>
8)　<u>冷暖フリーの場合、混合エネルギー損失が発生する。</u>

これに対して一般に認められているように下記のメリットがあり、或るものは上記の課題と裏腹である。また下線の項目は決定的なメリットと言われるが、④に関しては 5)を考慮すればメリットにはならない。⑤、⑥への挑戦が本報の水・空気方式であり、更に 5)、④に示した空調技術の温存を図りたい。6)加湿の問題は共通の課題であり別途に考察したい。

① ユーザーの好みのオンオフ、温度設定ができる。(但し複数のユーザーが競合する可能性が高い)
② 冷房・暖房が自由に切り替えられる冷暖フリーが可能。
③ 運転時間帯や電力課金が熱源ユニットごとユーザー単位で自由に決められる。
④ 設計がメーカーの機器選択の範疇に入ってしまい、設計者の技量が余り影響せず、設計戦力をセーブできる。
⑤ イニシャルコストが安価である(と言われる)。
⑥ 不用意な設計の中央熱源、全空気方式または空気・水方式よりエネルギー消費量が少ない(と言われる)。

(2)FCU を用いた中央熱源蓄熱式水・空気方式への置換え

ビル用マルチの室内ユニットを大温度差型ファンコイルに置き換えてやれば、3)の課題は水配管問題に置き換えられ、4)～6)は解決し、5)-ⅳ)と 7)はほぼ同じ課題条件として残る。①②に対しては同様のメリットがあり、③に関しては熱量計測をすればこれを規準にした課金が容易になるし、事実、エネルギー管理の観点から細かく熱量計測する時代に入っている。⑤～⑥に関しては高効率な蓄熱槽(確実な大温度差確保)と延長運転による熱源機器容量の最大限の縮小と最高効率な運転を実現すればコスト、エネルギーともビルマルチに引けをとることは無い。これについては次報のシミュレーションによる比較に託したい。④については 5)と対の問題で有り、筆者としてはそれによって設計者の空調技術への歓心を取り戻し、技術の退廃を防ぐ大きな目的の一つである。

インテリアスペースに FCU を「持ち込む事の難点とされてきた水配管からの漏れに関して述べると、冷温水に関しては樹脂管や O リング利用による圧着式配管接合技術の進歩、水質保全技術の向上などにより、また、共通課題である排水パンからの漏水に関しては室内・天井裏空間の清浄化による目詰り機会の減少などが問題解決に寄与するが、何れにしても問題の程度はビル用マルチの場合と同水準である。

4.3 典型的システム系統図

ヒートポンプ・蓄熱センターで作成した適正蓄熱システムダイアグラム構築ツール(トータルシステムダイアグラム)を用いて描いた水・空気方式の基本ダイアグラムを図9に示す。

5. 終わりに

中原が長年追求してきた大温度差FCU 制御と蓄熱槽の高効率化技術 [7]が、筆者らが主体的に関与した名古屋大学研究棟 CKK 空調システムのコミッショニング成果を通して得た水-空気方式の復権を提案し、冷媒・空気ビル用マルチ方式にエネルギー・コスト・環境各性能とも対抗しそれを凌駕し得て、しかも空調システム技術の衰退を防ぐ絶好のシステムとして提案するものである。最後にヒートポンプ・蓄熱センターの蓄熱技術基準策定にご協力下さった委員各位と、CKK プロジェクトに関与された名古屋大学の施設管理関連部門、森村設計事務所、大温度差確保制御弁メーカー、そしてコミッショニングチームのメンバー各位のご協力に深謝するものである。

文献:以下はすべて空気調和・衛生工学会大会論文集より

1) 中原・祝:既設蓄熱システムの運転実態性能診断に関する研究、その 2、1997
2) 中原・河路・工藤:蓄熱システムの最適化ツールの開発と例題、第 1 報、2008
3) 中原・奥宮・岡田:大学施設のトータルビルコミッショニングの実践研究、第 1 報～第 3 報、2012
4) 中原・奥宮・宮崎・神村・西谷:同上、第 1 報、2014
5) 鈴木・奥宮:同上、第 11 報、2014
6) 奥宮・鈴木:同上、第 9 報、2014
7) 中原・射場本・南島:蓄熱システムのライフサイクル最適化の技術及び性能検証のマニュアル体系について、2015

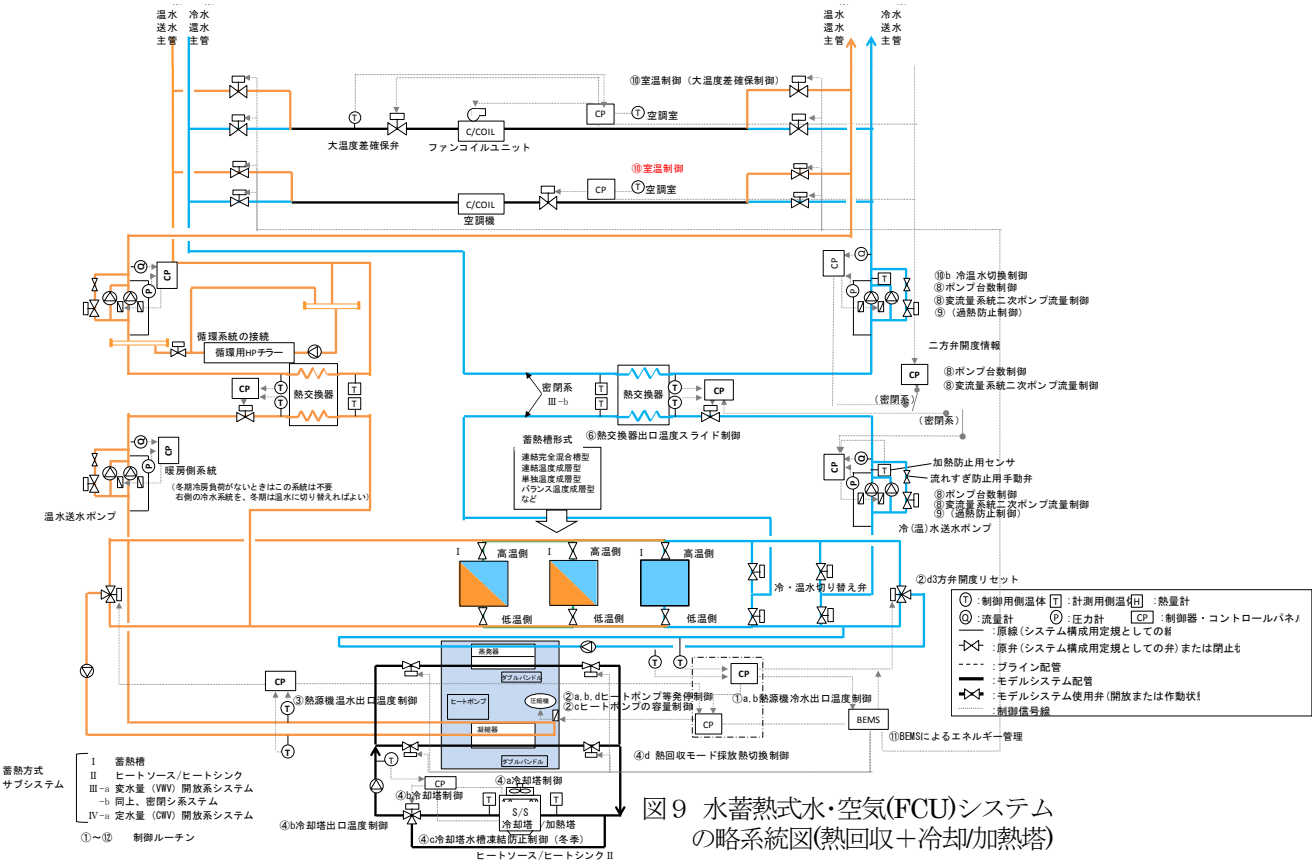


図 9 水蓄熱式水・空気(FCU)システムの略系統図(熱回収+冷却/加熱塔)