

平成27年度建築基準整備促進事業
E3. 各種空調設備システムの
潜熱負荷処理メカニズムを踏まえた
エネルギー消費量評価法に関する検討

事業主体

株式会社建築環境ソリューションズ(代表取締役 宮島賢一)
株式会社ダイキン工業(環境技術研究所 主任研究員 松井伸樹)

共同研究

国立研究開発法人 建築研究所

1.1 調査の背景と目的

現行省エネ基準における暖冷房一次エネルギー消費量の評価法においては、温度由来の熱（顕熱）と湿度由来の熱（潜熱）を分けて扱っておらず、空調除加湿制御や潜熱顕熱分離空調などを適切に評価することができない→潜熱負荷処理メカニズムを踏まえたエネルギー消費量の評価法の開発が必要であり、本事業では以下の3つの要因に着目した。

- ①建物側要因・・・現行基準では、建物室内仕上げ・収納物等による吸放湿の影響を反映しておらず、それらの量に関する知見も十分でない
- ②人間側要因・・・特に住宅において、どういう条件で居住者が冷房や窓開け（通風）を行うか（あるいは行わないか）などの知見が得られていない。
- ③設備側要因・・・潜熱処理メカニズムそのものの知見が十分でないことや、設定湿度が実現されているかどうかに関するデータも蓄積されていない

→これらの知見を得るための調査を行い、評価ロジックを作成してプログラム化する

①建物側の要因

壁体・家具等の吸放湿を考慮した温度計算方法の構築

②人間側の要因

住宅における居住者の通風・冷房行為に関する実態把握と行為モデルの構築

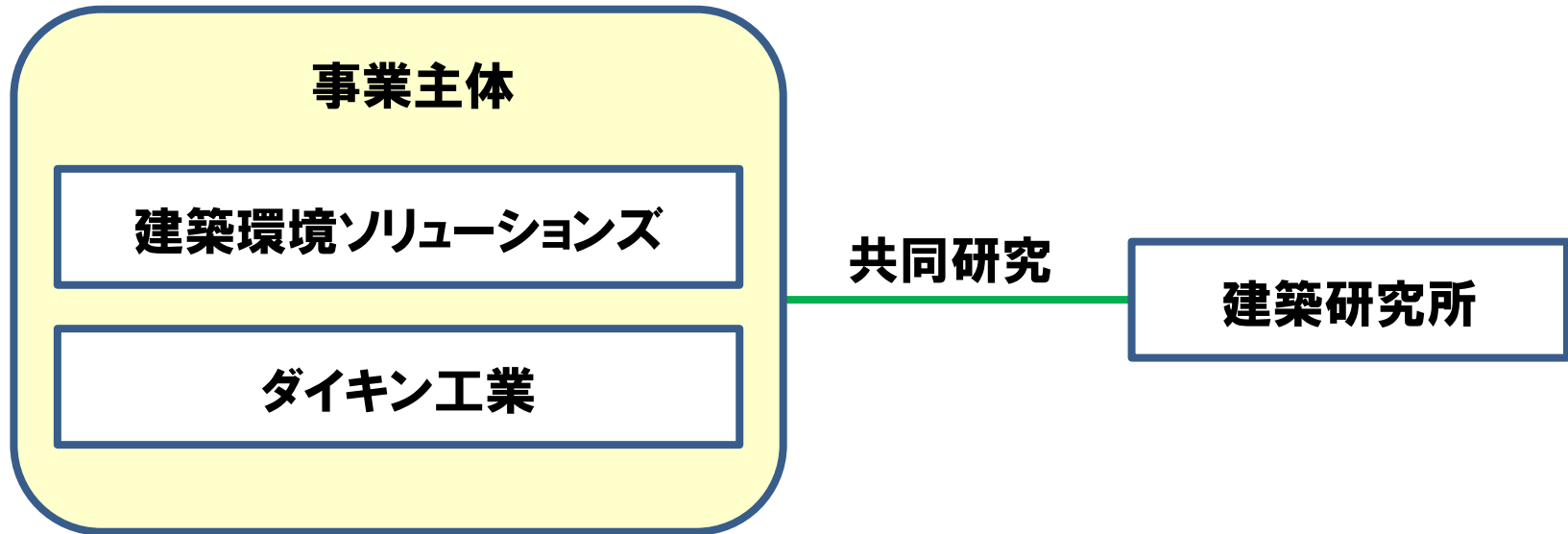
③設備側要因

空調設備の潜熱処理特性メカニズムの把握とモデル化

対象設備はビルマルチ、調湿換気装置等（主に非住宅）、エアコン（住宅）

潜熱負荷を適切に考慮した冷房一次エネルギー消費量計算プログラムを開発・検証

1.2 事業実施体制



協力(実験・アンケート等の実施計画策定補助、助言、実施(学生の協力を含む))

- ・小椋准教授(京都大学大学院)
- ・羽原助教(大阪大学大学院→建築研究所)
- ・安福講師(近畿大学)
- ・岸本助教(室蘭工業大学)

2. 壁体・家具等の吸放湿を考慮した温度計算方法の構築

住宅内の家具・収納物が温度・湿度の挙動、熱負荷にどのような影響を及ぼすのかについて明らかにするため、机、本、衣類、布団、ベッドなどの家具・収納物について以下の様な検討を実施した

- 1) 家具・収納物の使用実態調査
- 2) 家具・収納物の吸放湿特性の文献調査
- 3) 家具・収納物の熱・湿気モデルの作成

1) 家具・収納物の使用実態調査

Webアンケート(蒸暑地、後述の冷房通風行為調査と同時)1000件および紙面アンケート(近畿大学建築学部学生)500件の回答を得た(下表: 主な質問内容)

大項目	中項目	小項目
住宅の基本特性		都道府県/人数構成/建設時期/建物構造/居住年数/(戸建)階数/(集合)全体階数・住戸階数/各部屋の床・壁・天井表面仕上げ材料
リビングの家具の配置		(図面に記入)
リビングの家具・収納物	窓・カーテン	窓の大きさ/カーテン有無と種類、素材/開閉頻度
	カーペット	カーペットの有無(夏・冬)/大きさ/素材
	ベッド	大きさ/収納有無/マットレス有無/布団(敷・掛)の素材(夏・冬)
	布団	大きさ/収納方法/布団(敷・掛)の素材(夏・冬)
	ソファ	大きさ/素材
	棚類	大きさ/用途/素材/扉・スライドの有無/(本)収納率
	タンス・チェスト	大きさ/素材/収納率(夏・冬)/収納物の種類(夏・冬)
	衣類(室内ハンガー掛け)	衣類(カバーあり・なし)の種類・数(夏・冬)
	テーブル	大きさ/素材
	収納空間	大きさ/主な収納物/収納率/戸の開閉状況
寝室の家具の配置		(図面に記入)
寝室の家具・収納物		リビングと同様

2. 壁体・家具等の吸放湿を考慮した温度計算方法の構築

1) 家具・収納物の使用実態調査

◇基礎情報

web60%、紙面73%が戸建住宅

◇床仕上げ

①リビング:「フローリング」75%程度

「カーペット」web5%紙面12%

「畳」web18%紙面6%

②寝室:「フローリング」55%程度

「カーペット」web7%紙面15%

「畳」web40%紙面21%

◇壁仕上げ(紙面のみ)

リビング・寝室ともビニルクロス20%、布クロス15%、紙クロス35%程度

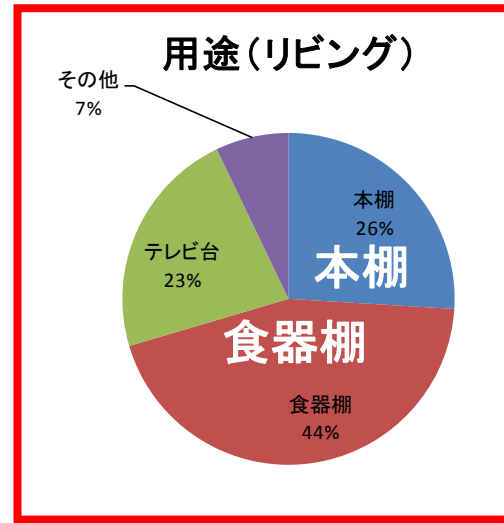
◇棚(紙面のみ)

① リビング

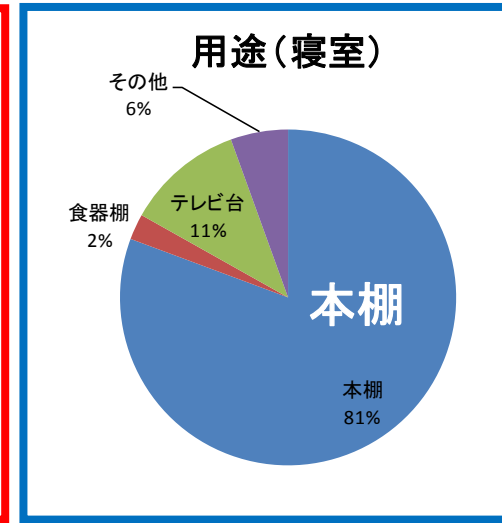
平均2.1棚、食器棚・本棚で70%、右図Cサイズが最多。本棚収納率80%以上が6割

② 寝室

平均1.0棚、本棚が80%、Dサイズが最多。本棚収納率80%以上が7割



平均 2.1 棚



平均 1.0 棚

高さ / 幅	50cm 程度	90cm 程度	120cm 程度
180cm 程度	A	B	C
100cm 程度	D	E	F
50cm 程度	G	H	I

リビングの平均サイズ (Shelf C)

寝室の平均サイズ (Shelf D)

2. 壁体・家具等の吸放湿を考慮した温度計算方法の構築

2) 家具・収納物の吸放湿特性の文献調査

2) 家具・収納物の吸放湿特性の文献調査

右図表の物性値および平衡含水率から、相対湿度30~80%程度の領域を以下の関数で直線近似した。

$$\varphi = \frac{\rho_d}{\rho_w} (a + bh) \quad \therefore \frac{d\varphi}{dh} = \frac{\rho_d}{\rho_w} b$$

φ : 体積基準平衡含水率[m³/m³]

ρ_d : 乾燥密度[kg/m³]

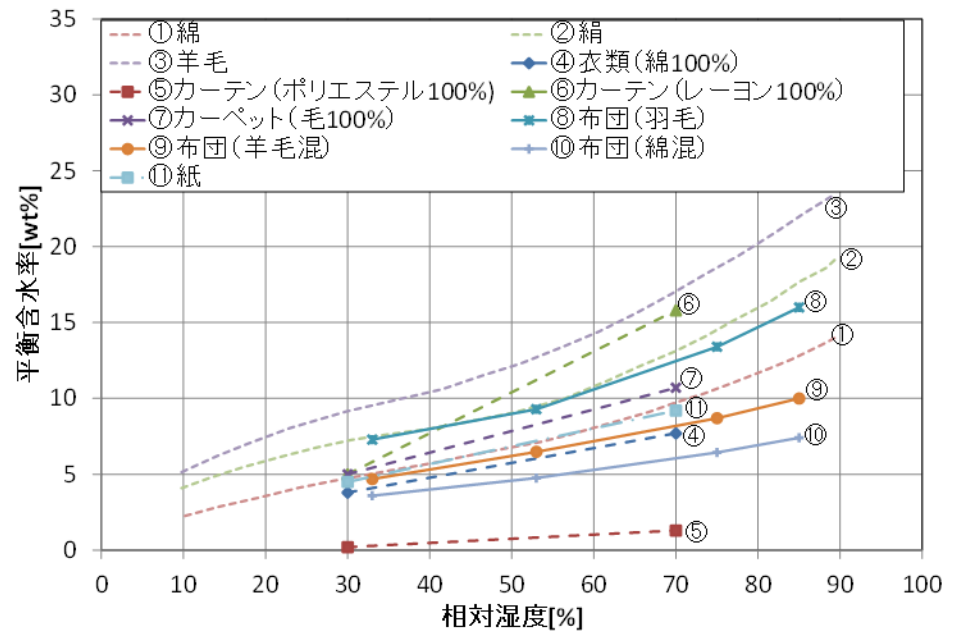
ρ_w : 水密度[kg/m³]

h : 相対湿度[-]

平衡含水率勾配のパラメータbは下表のようになった。

材料	パラメータb
布団(羽毛)	0.1669
布団(羊毛混)	0.1101
布団(綿混)	0.0731
衣類(綿)	0.0975
カーテン(レーヨン100%)	0.2700
紙	0.1175
カーペット(毛100%)	0.1425

材料	ρ [kg/m ³]	λ [W/mK]	λ' [g/ms(g/kg')]	$C\rho$ [J/m ³ K]
布団(羽毛)	7.7	0.056	1.39E-05	1.37E+04
布団(羊毛50% ポリエステル50%)	11.8	0.056	1.97E-05	1.58E+04
布団(綿60% ポリエステル40%)	18.5	0.056	1.67E-05	2.48E+04
衣類(綿)	81	0.056	2.78E-05	1.08E+05
カーテン(レーヨン)	316	0.079	1.39E-05	4.29E+05
紙(断面)	686	0.209	3.89E-06	8.92E+05
紙(表面)	686	0.209	5.00E-07	8.92E+05
カーペット(羊毛100%)	273	0.080	1.74E-02	3.18E+05



2. 壁体・家具等の吸放湿を考慮した温度計算方法の構築

3) 家具・収納物の熱・湿気モデルの作成

3) 家具・収納物の熱・湿気モデルの作成

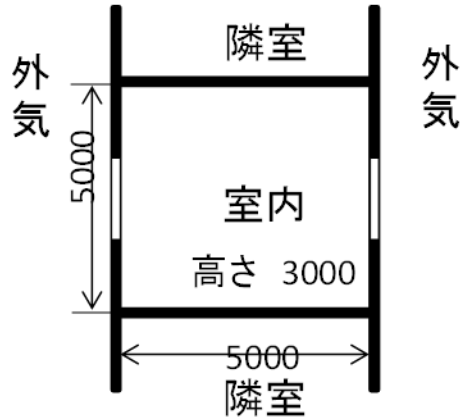
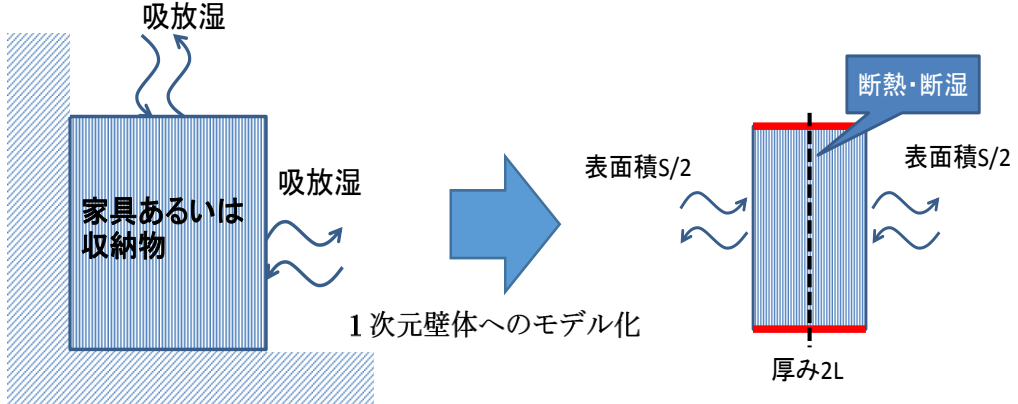
1次元の蒸気拡散支配熱水分同時移動方程式を用いる(右式)。家具等は1次元壁体でモデル化する(中央で断熱・断湿、床・壁との接触は無視)

$$(c\rho + Lv) \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + L\kappa \frac{\partial X}{\partial t}$$

$$(c'\rho' + \kappa) \frac{\partial X}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda' \frac{\partial X}{\partial x} \right) + v \frac{\partial T}{\partial t}$$

- T : 温度[°C]
- X : 絶対湿度[kg/kg']
- λ : 熱伝導率 [W/mK]
- λ' : 湿気伝導率 [kg/ms(kg/kg')]
- $c\rho$: 材料比熱×密度[J/m3K]
- $c'\rho'$: 材料空隙率×空気密度[kg'/m3]
- v : 含水率の温度勾配[kg/m3K]
- κ : 含水率の湿度勾配[kg/m3K(kg/kg')]

このモデルにより、家具がある部屋(下図条件)の数値シミュレーションを行った。



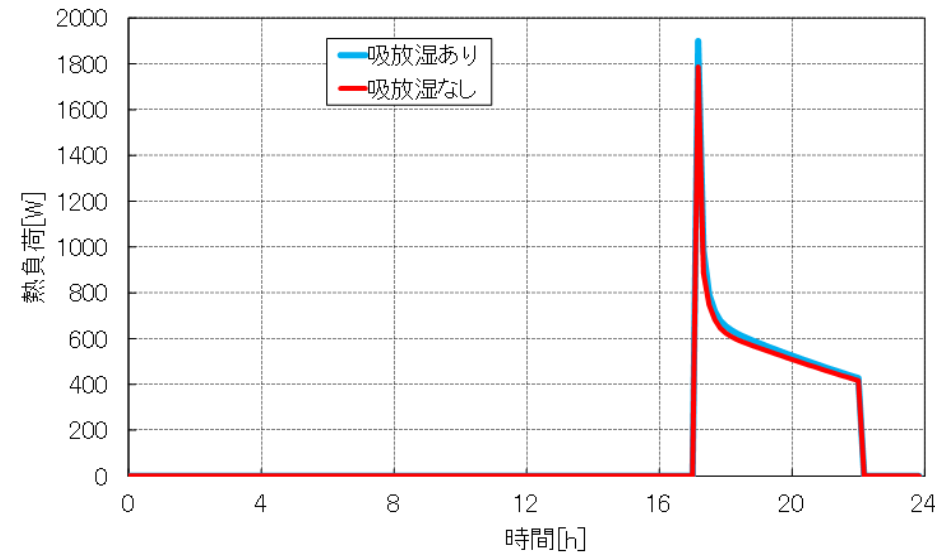
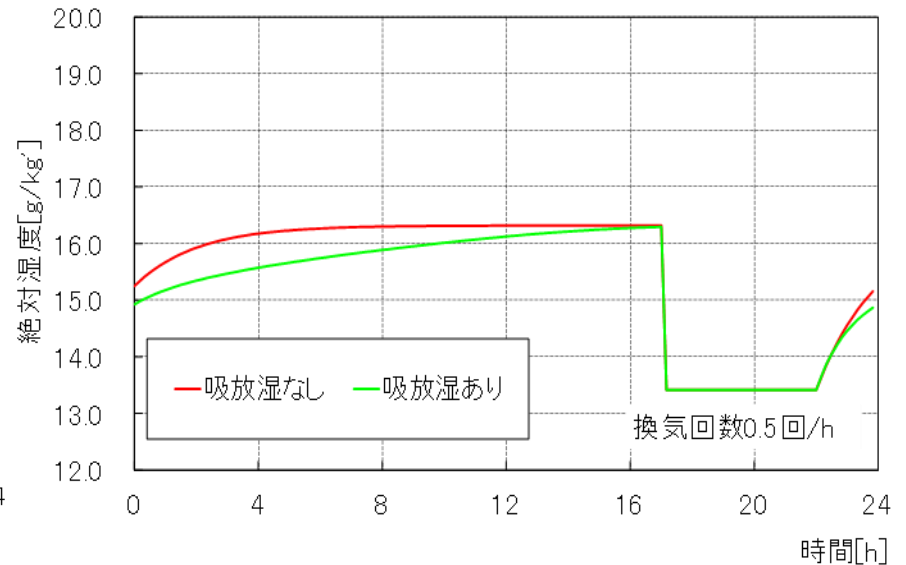
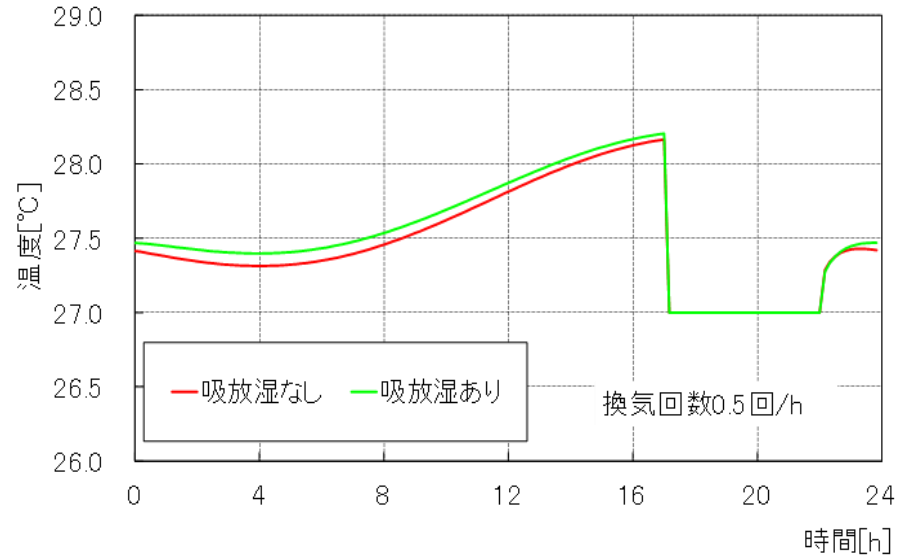
換気回数 [回/h]	家具	外気[°C]	外気絶対湿度 [g/kg]	室温	室相対湿度	室内水分発生量 [g/h]	室内熱発生量[W]
0.5	本棚の本 (1.8×1.2×0.2) ベッドの綿 (1×2×0.2)	29±3	16.32一定	27°C (17-22時の間)	60% (17-22時の間)	40 (17-22時の間)	60 (17-22時の間)

2. 壁体・家具等の吸放湿を考慮した温度計算方法の構築

3) 家具・収納物の熱・湿気モデルの作成

家具吸放湿の有無による温度・絶対湿度・熱負荷の変化を示す。吸放湿ありの場合、冷房停止後の絶対湿度上昇が最大で $0.5\text{g}/\text{kg}'$ 程度抑制される(相対湿度では5%程度の抑制)。温度への影響は小さい(0.1°C 程度の差)。

全熱負荷は吸放湿ありの場合4%程度増加するが、熱負荷への影響は大きいとはいえない。



3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○調査の背景と目的、対象設備、詳細項目

調査の目的

省エネルギー基準の暖冷房・空調一次エネルギー計算において潜熱負荷は、簡略化して扱われているのが現状である

本事業では、『潜熱処理機能を有する空調設備システムの潜熱処理メカニズム解明と、機器モデルの構築』を実施し、潜熱負荷の評価を精緻化した

対象設備

潜熱処理機能を有する空調設備システムの分類を実施し、普及率の観点からエアコンと全熱交換器および近年導入が増加している潜熱・顕熱分離空調システムに採用されているデシカント外調機を対象設備として選定した。また、空調機は室内機と熱源機が一对になっているペアシステムと、一つの熱源に複数の室内機が接続されているビル用マルチエアコンの二種類とした。

エアコン(ペア)



ビルマルチエアコン



全熱交換器



ヒートポンプデシカント
調湿外調機



詳細項目

- ・潜熱処理機能を有する空調設備システムの性能評価
- ・潜熱処理特性の把握

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

背景・目的

これまでは住宅の冷房負荷として全熱に着目して検討していたため、詳細な潜熱処理量を検討してこなかった。よって、家庭用ルームエアコンの運転時の、除湿特性を含むモデルを作成し、潜熱処理量を明確にする

実験概要

ルームエアコンの運転環境を任意に制御できる人口環境装置を用いて機器の潜熱、顕熱能力は、空気エンタルピー法を用いて算出した。計測装置及び能力等の計測はJIS B 8615-1に準拠している。測定点と供試機概要、計測写真を記す。

対象	項目	取り付け位置	計測センサー等	
空気	温度	室内機吸込	測温抵抗体(Pt100,classA)	
		室内機吹出		
		室外機吸込		
		室外機吹出		
	湿度	室内機吸込 (WB)	測温抵抗体(Pt100,classA)	
		室内機吹出 (WB 及び相対湿度)	測温抵抗体(Pt100,classA) 高分子薄膜静電容量式センサー (VAISALA HMP155)	
		室外機吸込	測温抵抗体(Pt100,classA)	
		室外機吹出		
	风量	室内機吹出	JISB8615-1 付属書 B による	
	エネルギー	電力	全体	電力量計 HIOKI 3390 (圧縮機はクランプ 9272)
圧縮機				
ファン	送風ファン回転数	室内機	非接触	
冷媒	圧力	圧縮機吸込	圧力計(横河電機 FP-101)	
		圧縮機吐出		
	温度	圧縮機吸込	T 熱電対	
		圧縮機吐出		
		室外機熱交換器入口		
		室外機熱交換器中央		
		室外機熱交換器出口		
		室内機熱交換器入口		T 熱電対
		室内機熱交換器中央		T 熱電対
室内機熱交換器出口	T 熱電対			

機種番号	冷房定格能力	冷房定格消費電力	メーカー
機種 1	6.3 kW	2450 W	A 社
機種 2	2.2 kW	450 W	A 社
機種 3	6.3 kW	1920 W	B 社
機種 4	2.2 kW	450 W	B 社



3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

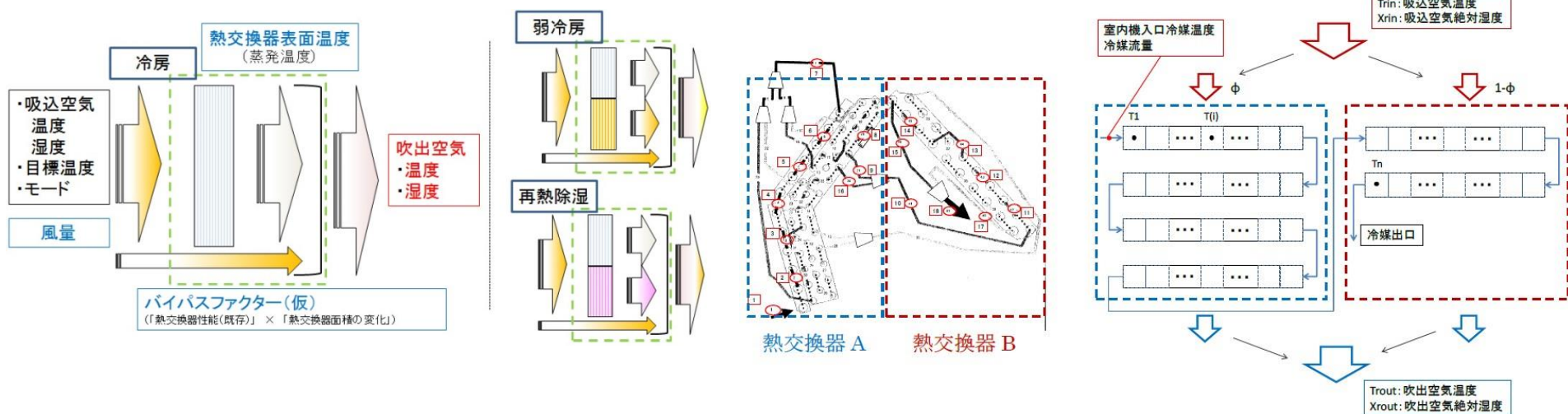
詳細計算モデル案

室内機の冷媒温度変化を計算することで熱交換器表面温度分布を検討し、室内および外気条件に応じた顕熱・潜熱処理量および内部保水量を算出する計算モデルを作成する

パラメーターは、室内側熱交換器の入口温湿度と冷媒流量を入力値とし、室内および外気条件に応じた顕熱・潜熱処理量、室内機内部保水量を算定する事である。

モデル化に伴う仮定項目

- ①熱交換器でのバイパスファクター（BF）を導入
- ②熱交換器におけるBFは一定
- ③熱交換器表面温度は冷媒温度に等しい
- ④熱交換器を二つの領域に分けて室内機に吸い込まれた空気は一定の割合で分配され混合されない
- ⑤熱交換器の各列での吹き出し空気は完全混合され次の列の吸込み空気になる
- ⑥熱交換器表面に付着する結露は上限値を超えると流下し、それ以外は保水される
- ⑦蒸発器冷媒の気液混合領域において、冷媒が受け取る熱量は相変化のみに使われ、冷媒の温度変化は圧力低下による温度低下のみを考える

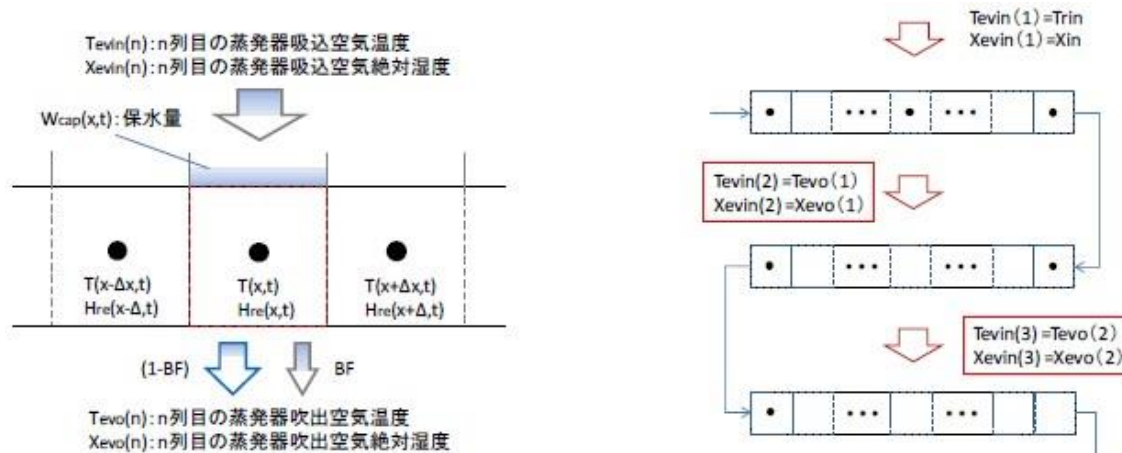


3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

基礎理論

・ 空気側の熱・水分収支モデル



顕熱、潜熱、全熱能力の算定

$$Q_{sh}(x,t) = Mrin(1 - BF)\{Ca(T_{evin} - T(x,t)) + Cv(X_{evin} * T_{evin} - X_{sat}(T(x,t))T(x,t))\}$$

$$Q_{lh}(x,t) = Mrin * (1 - BF) * Lo * (X_{evin} - X_{sat}(x,t))$$

$$Q_{th}(x,t) = Q_{sh}(x,t) + Q_{lh}(x,t)$$

吹出し空気温湿度の算定

$$T_{evo}(x,t) = BF * T_{evin} + (1 - BF) * T(x,t)$$

$$X_{evo}(x,t) = BF * X_{evin} + (1 - BF) * X_{sat}(T(x,t))$$

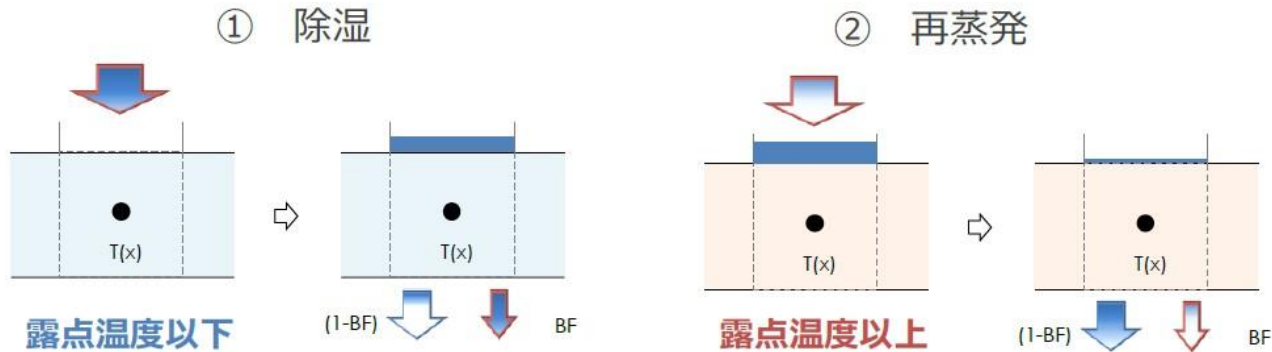
Q_{sh}, Q_{lh}, Q_{th}	: 顕熱、潜熱、全熱処理量	kW
$Mrin$: 吸込み空気の質量流量	kg/s
Ca	: 乾燥空気の定圧比熱	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
Cv	: 水蒸気の定圧比熱	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$
Lo	: 水の蒸発潜熱	kJ/kg
$X_{sat}(T)$: 温度 T に対する飽和絶対湿度	$\text{kg/kg}'$
T	: 熱交換器表面温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{evin}	: 蒸発器の吸込み空気温度	$^{\circ}\text{C}$
T_{evo}	: 蒸発器の吹き出し空気温度	$^{\circ}\text{C}$
X_{evin}	: 蒸発器の吸込み空気絶対湿度	$\text{kg/kg}'$
X_{evo}	: 蒸発器の吹き出し空気絶対湿度	$\text{kg/kg}'$
BF	: バイパスファクター	-

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

基礎理論

・ 室内機内部保水量の算定



場合分けによる

i) $X_{evin} > X_{sat}(T(x,t))$ かつ $W_{cap}(x,t) < W_{capmax}$: 除湿されるかつ最大保水量以下

$$\frac{\partial W_{cap}}{\partial t} = Mrin * (1 - BF) * \{X_{evin} - X_{sat}(T(x,t))\}$$

$$W_{cap}(i, t + 1) = W_{cap}(i, t) + Mrin * (1 - BF) * \{X_{evin} - X_{sat}(T(x,t))\} * \Delta t$$

ii) $X_{evin} > X_{sat}(T(x,t))$ かつ $W_{cap}(x,t) = W_{capmax}$: 除湿されるかつ最大保水量
 $W_{cap}(x, t + \Delta t) = W_{capmax}$

iii) $X_{evin} \leq X_{sat}(T(x,t))$ かつ $W_{cap}(x,t) > 0$: 除湿されないかつ保水あり → 再放湿
 $W_{cap}(x, t + \Delta t) = W_{cap}(i, t) + Mrin * (1 - BF) * \{X_{evin} - X_{sat}(T(x,t))\} * \Delta t$

iv) $X_{evin} \leq X_{sat}(T(x,t))$ かつ $W_{cap}(x,t) = 0$: 除湿されないかつ保水なし
 $W_{cap}(x, t + \Delta t) = 0$

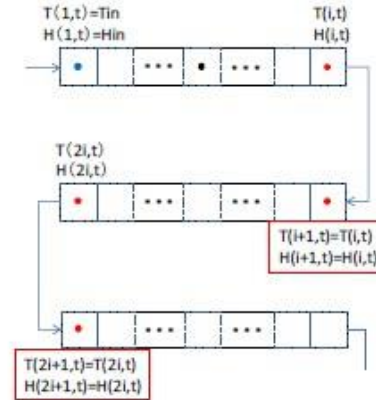
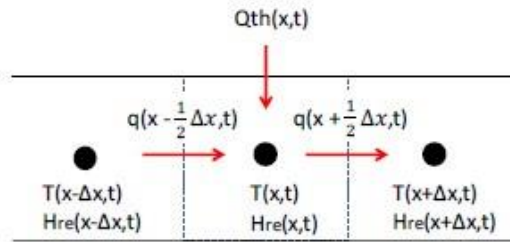
W_{cap} : 室内機内部保水量 kg

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

基礎理論

・冷媒側の熱・水分収支モデル



(i) 熱収支式

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = -\frac{\partial q}{\partial x} + Qth(x,t)$$

ここで、定常時には左辺が0なので

$$H_{re}(x + \Delta x, t) = H_{re}(x, t) + \frac{Qth(x, t)}{m_{re}}$$

(ii) 冷媒の温度変化について

i) $H_{re}(x + \Delta x, t) < H_{ev}$ 冷媒が気液混合時：仮定⑦より次式となる

$$T(x + \Delta x, t) = T(x, t) - \Delta T_p$$

ii) $H_{re}(x, t) < H_{ev} < H_{re}(x + \Delta x, t)$ 冷媒が途中で蒸発しきる時

$$T(x + \Delta x, t) = T(x, t) + \frac{Qth(x, t) - Q_{reih}(x, t)}{m_{reg} C_g} - \Delta T_p$$

$$Q_{reih}(x, t) = (H_{ev} - H_{re}(x, t)) * m_{rel}$$

iii) $H_{ev} < H_{re}(i)$ 冷媒が蒸発しきった後

$$T(x + \Delta x, t) = T(x, t) + \frac{Qth(x, t)}{m_{reg} C_g} - \Delta T_p$$

記号

Hre	: 冷媒の比エンタルピー	kJ/kg
mre	: 冷媒流量	kg/s
ΔT_p	: 圧力損失による温度低下	°C

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

基礎理論

- ・ 冷媒の圧力低下に伴う温度変化について

冷媒は気液混合領域では相変化により熱交換を行い、熱交換器後半になると冷媒配管での圧力損失によって冷媒圧力が低下する
そこで、圧力損失による温度低下を推定する

冷媒圧力低下：摩擦による圧力損失

$$\Delta P = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{\rho}{2} V^2$$

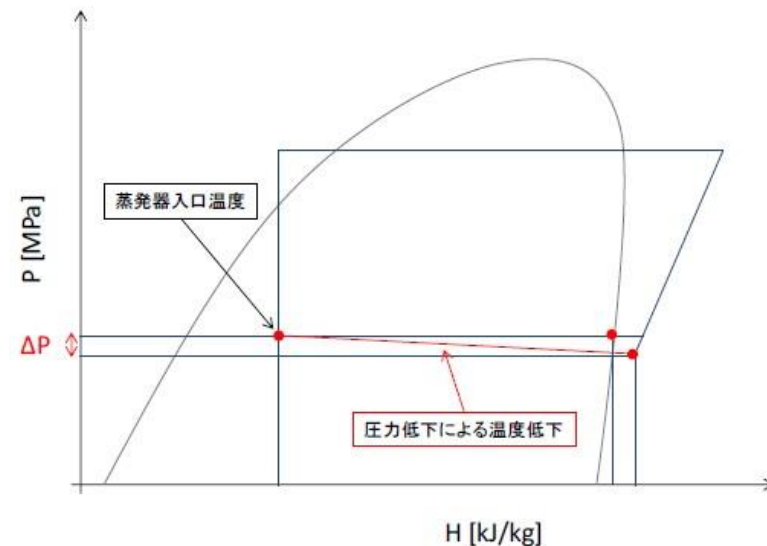
$$P(x, t) = 0.000002 * T(x, t)^3 + 0.0003 * T(x, t)^2 + 0.0254 * T(x, t) + 0.7989$$

$$P(x + \Delta x, t) = P(x, t) - \Delta P$$

$$T(x + \Delta x, t) = -2.8348P(x + \Delta x, t)^4 + 22.459P(x + \Delta x, t)^3 - 67.426P(x + \Delta x, t)^2 + 111.63P(x + \Delta x, t) - 56.029$$

温度低下

$$\Delta T_p = T(x + \Delta x, t) - T(x, t)$$



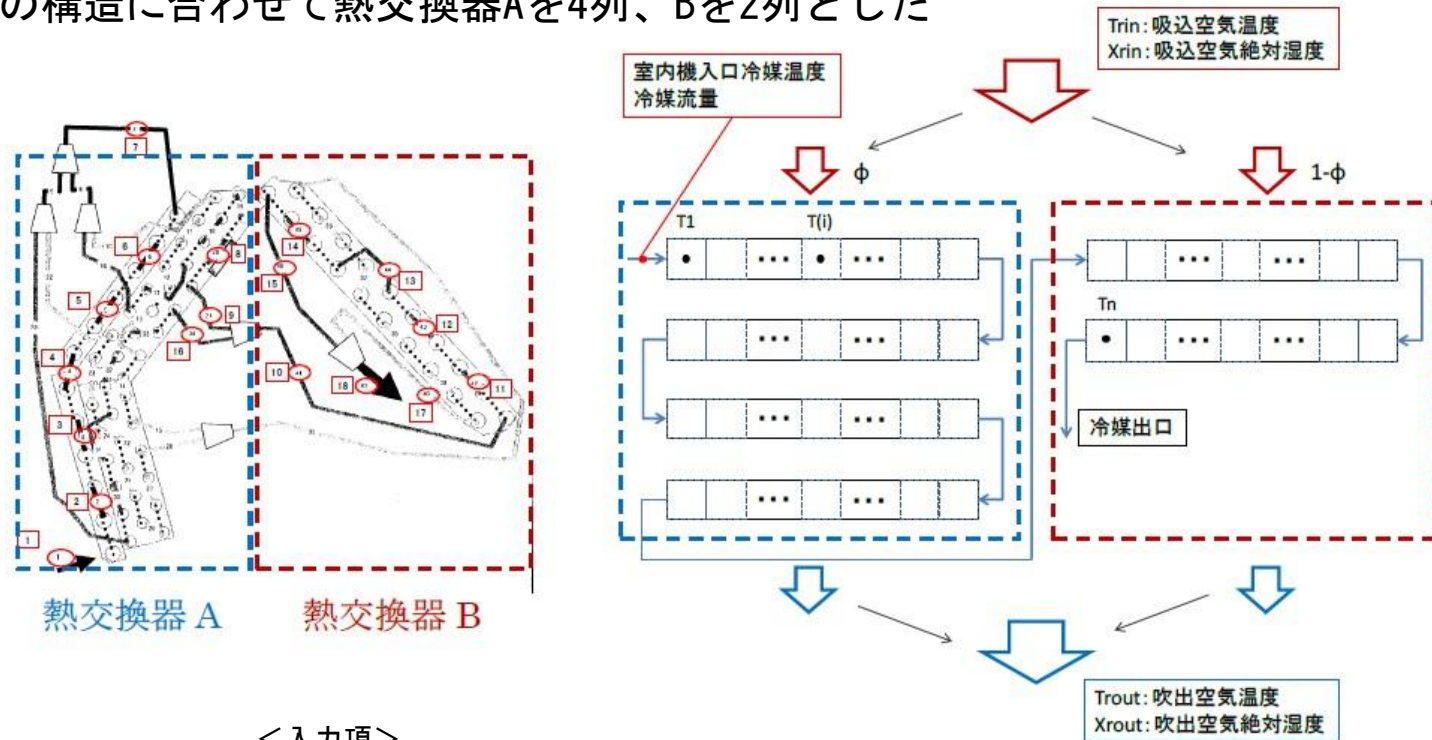
基礎理論を用いて詳細モデルを作成する
モデル検証は次頁より説明する

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

詳細計算モデル検証

機種4を対象として詳細モデル検討を行った。熱交換器の列数に合わせたモデル化を実施した対象機器の構造に合わせて熱交換器Aを4列、Bを2列とした



<入力項>

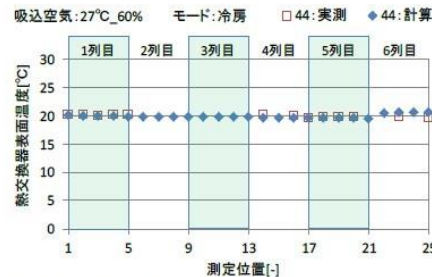
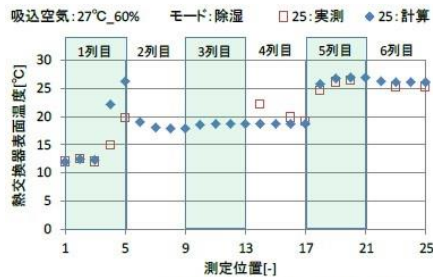
Trin	℃	吸い込み空気温度	実測値
Xrin	kg/kg'	吸い込み空気絶対湿度	実測値
Tout	℃	外気温度	実測値
Xout	kg/kg'	外気絶対湿度	実測値
Texpin	℃	膨張弁入口温度	実測値
V	m ³ /min	風量	実測値
Tin	℃	冷媒入口温度	実測値
Hin	kJ/kg	冷媒入口比エンタルピー	計算
Mre	g/s	冷媒質量流量	計算
BF	-	バイパスファクター	仮定
φ	-	風量の流入割合	仮定

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

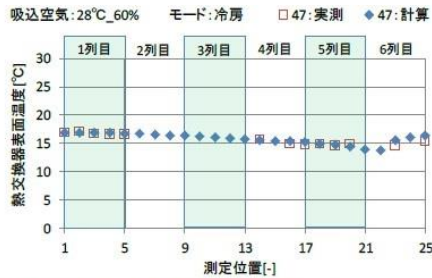
○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

熱交換器表面温度計算内容

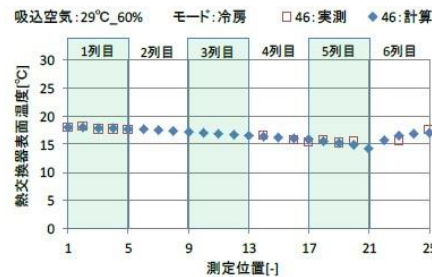
本計算においては、各列200分割、計1200分割にて計算を実施した。出力点は50点刻みの24点とした室内条件を変更した際の除湿モードと冷房モードの熱交換器表面温度の実測値と計測値比較を記す(熱電対貼付スペースの問題で2、3列目は実測値がない)



熱交換器表面温度比較 (27°C60%) 左:除湿、右:冷房



熱交換器表面温度比較 (28°C60%) 左:除湿、右:冷房



熱交換器表面温度比較 (29°C60%)

計測と実測の結果は概ね一致した。

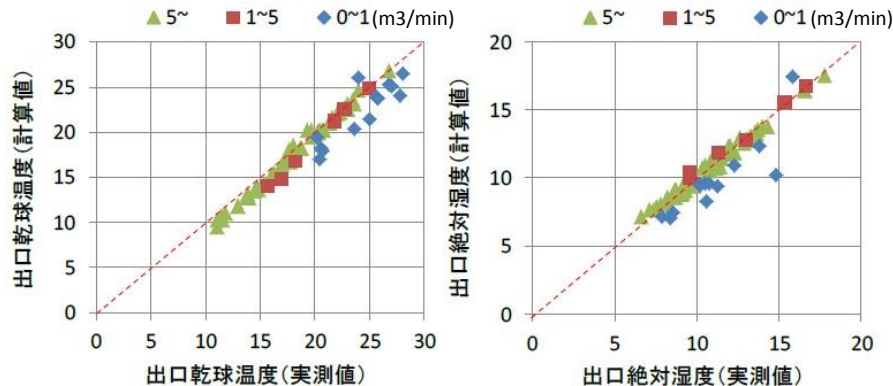
除湿モード(左側)では冷媒が1列目で蒸発する
冷房モード(右側)では、列の後半になるにつれて、
温度が下がっており圧力低下を再現できた

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

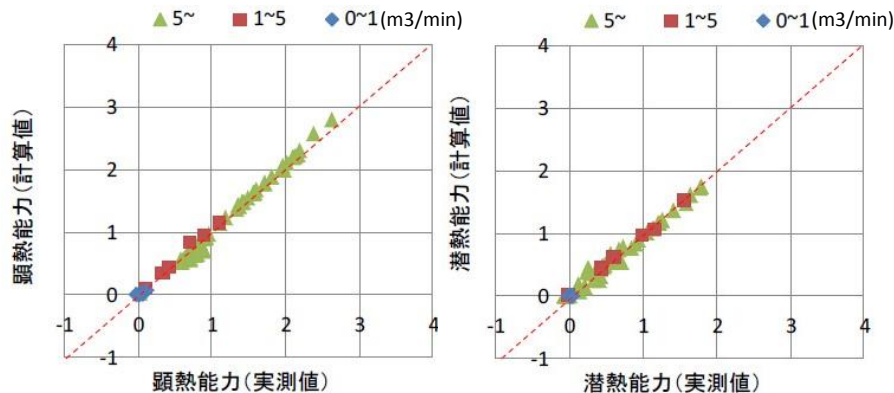
吹出空気温湿度

吹出し空気温度と絶対湿度を実測値と計算値にて比較した
風量が1 (m³/min) 以下のように非常に小さい場合は傾向がずれるが、その他は精度よく一致した



顕熱・潜熱能力

顕熱能力、潜熱能力を実測値と計算値にて比較した
精度よく一致しており、モデルの妥当性が示された



3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

計算プログラムへの実装

作成したモデルは室内機熱交換器を細分化して、さらに繰り返し計算をするため計算量が非常に多い。そこで、省エネ法のWebプログラムで計算できることを目的としてモデルの簡易化を実施した。

年間計算に使用できるように実験・計算結果を以下のような表形式テーブルとして整理した。吸込み温湿度(計算上は前時刻の室温湿度)から補間して顕熱処理量・潜熱処理量を求める。尚、風量固定としており、簡易モデルから吹き出し温湿度も計算できる。

吸込み空気 温度[°C]	24		27		30		33	
吸込み空気 相対湿度[%]	顕熱処理量 [kW]	潜熱処理量 [kW]	顕熱処理量 [kW]	潜熱処理量 [kW]	顕熱処理量 [kW]	潜熱処理量 [kW]	顕熱処理量 [kW]	潜熱処理量 [kW]
50	0.300	0.000	1.011	0.000	1.943	1.357	1.864	1.436
60	0.300	0.000	0.848	0.000	1.658	1.642	1.569	1.731
70	0.300	0.000	0.688	0.154	1.399	1.901	1.304	1.996
80	0.300	0.000	0.524	0.349	1.162	2.138	1.062	2.238

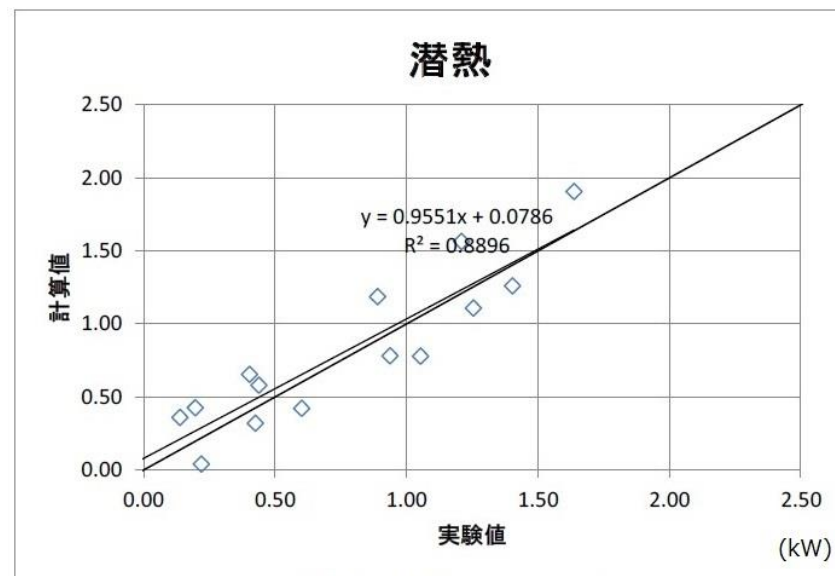
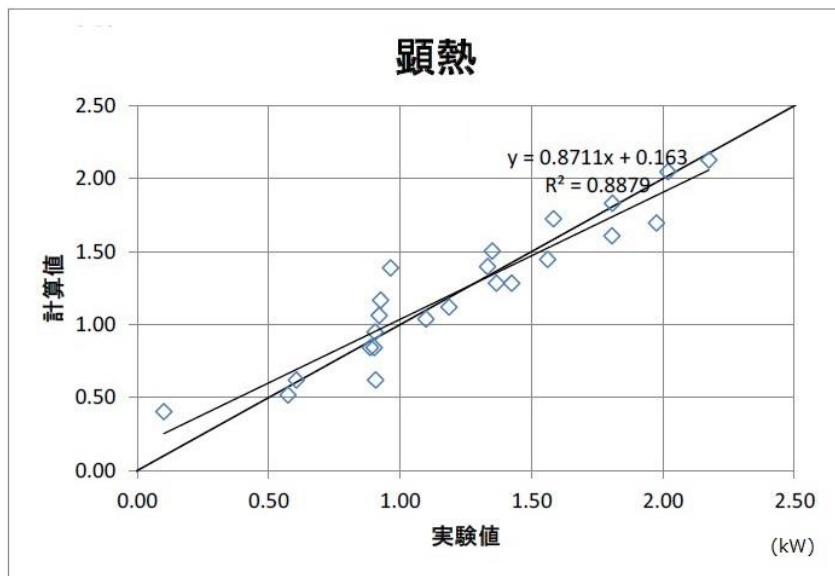
※表の温湿度範囲内は補間、範囲外は表の境界の値をそのまま適用する(例:吸込み空気が35°C60%の場合は顕熱処理量1.569kW、潜熱処理量1.731kWを用いる)。ただし、吹き出し空気の相対湿度が85%を超える場合は85%となるまで潜熱処理量を減少させる調整を行う。

一次エネルギーの計算モデルは、現行基準の「ルームエアコン付き床暖房」の計算の考え方(ヒートポンプサイクルにおける各位置の冷媒温度・圧力等を近似式で算出し、理論効率・圧縮効率および消費電力を求める)を踏襲し、一部を冷房に適用できる形に変更した。

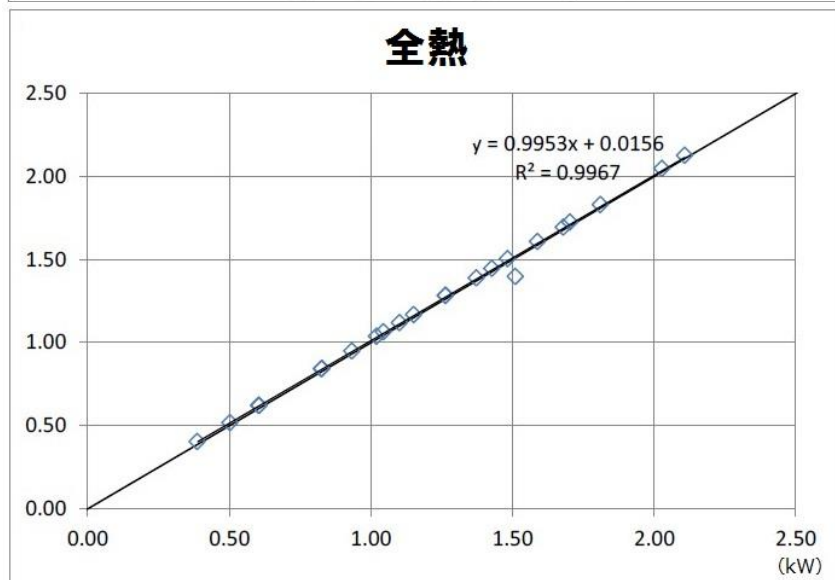
3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○エアコンの潜熱処理特性把握および潜熱処理モデルの作成

簡易モデル: 顕熱・潜熱処理量の算出



潜熱処理量の比較 (簡易モデル)



全熱処理量の比較 (簡易モデル)

簡易モデルを作成した結果、実験に用いた機種にて
実測値と予測値の傾向が一致することを確認した
⇒精度を上げるためには、テーブル間の温度刻みを
小さくすることで、精度は上げられる
今回は省エネ法Webプログラムの処理速度を
最優先で作成した

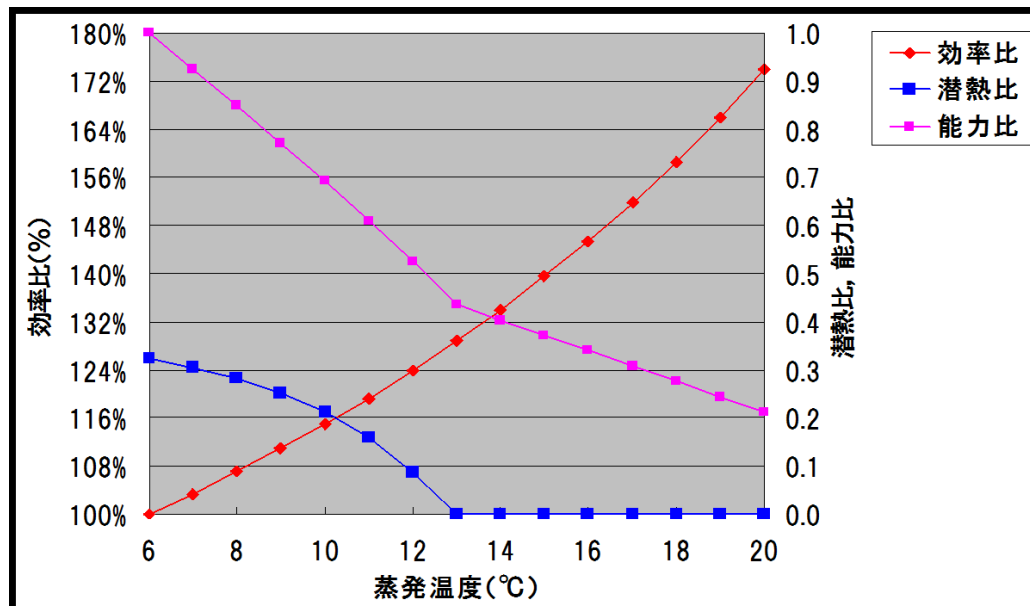
※負荷が小さく、非定常的に発停を繰り返すような温
度領域での精度には改善の余地がある

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ビルマルチエアコンの潜熱処理特性の把握

背景

従来のビルマルチエアコンでは、冷房時の蒸発温度は固定制御をおこなっており、室内機吸込み温湿度条件が決まると、SHF (Sensible Heat Factor: 顕熱比) は概ね一定であった。しかし、近年では省エネ技術として蒸発温度を変化させる空調機も発売しており、その場合はSHFは大きく変動する



目的

本調査では、蒸発温度可変制御を導入したビルマルチエアコンの計算モデルを構築することで、潜熱処理量の変動が大きい場合にも適用可能なビルマルチエアコンの計算モデルを作成し、汎用的に潜熱処理量を予測可能な特性式を提案する

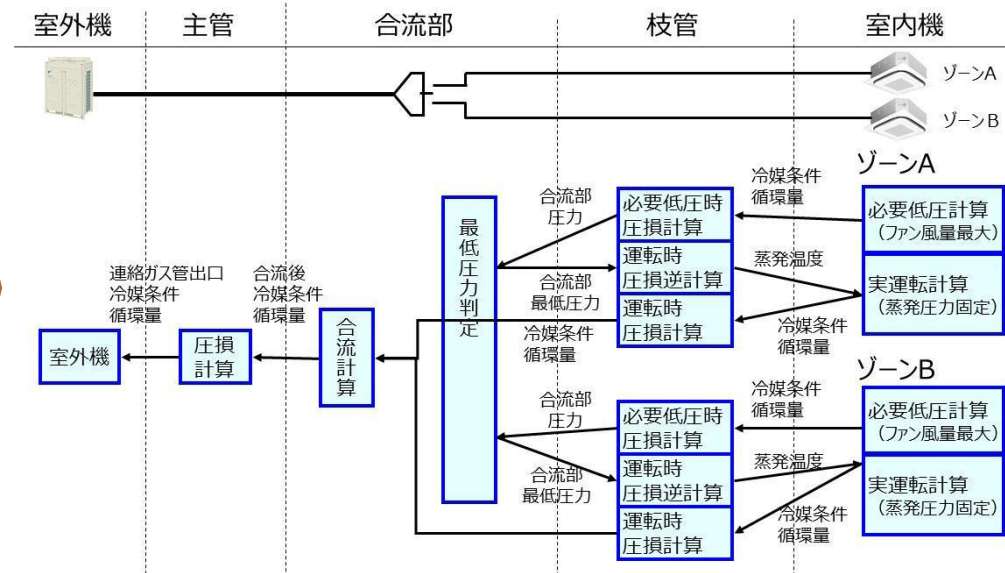
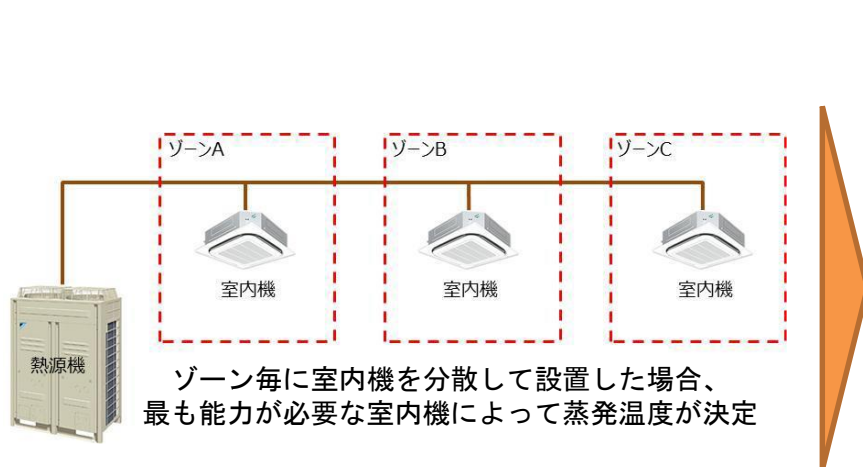
本計算は家庭用ルームエアコンで作成した詳細計算モデルを複数接続し、室内機が複数台同時運転を実施した場合、もしくは任意の台数を運転した場合も計算できるようにする

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ビルマルチエアコンの潜熱処理特性の把握

計算モデル

蒸発温度を可変制御し、最も負荷が高いゾーンに設置された室内機の能力が負荷を処理できる冷媒温度を決定する。即ち、最も負荷率が大きい室内機に合わせた蒸発温度で空調システム全体が運転されるため、ゾーン毎に分割した計算モデルが必要となる



空調ゾーン毎の個別発停による影響予測

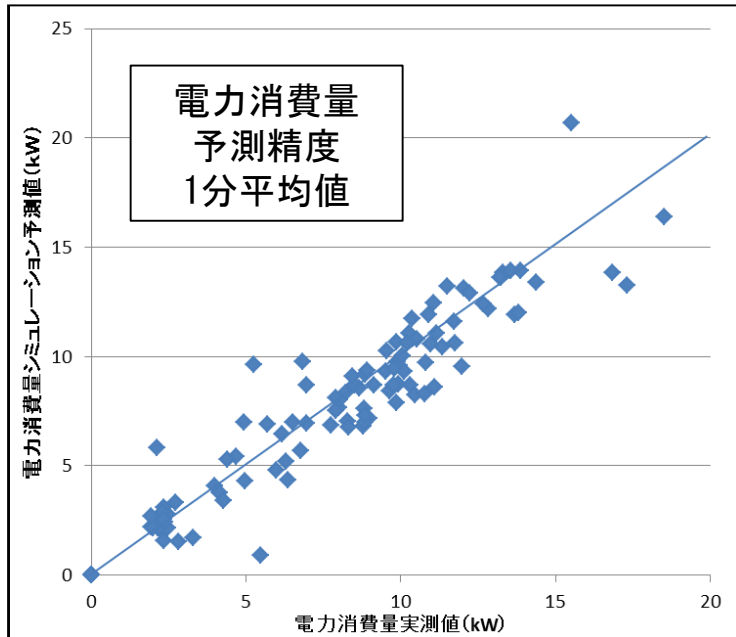
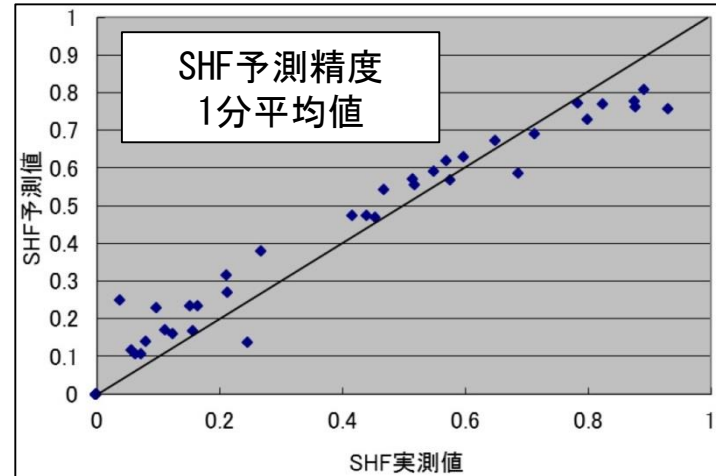
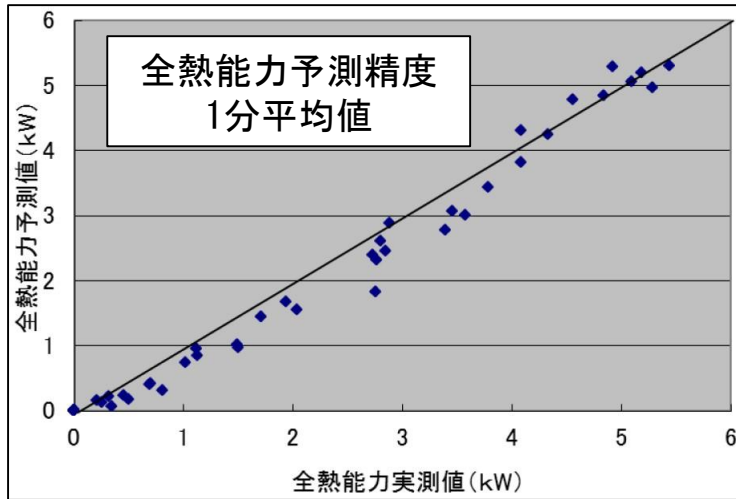
ゾーン毎の空調機がサーモオン、サーモオフすることによって稼働台数が増減することに伴い、運転効率に影響を受ける。そこで、性能予測計算に発停によって圧縮機最少循環量以下になった場合の冷媒圧力変化の影響の検討を行った

- ・各ゾーン計算部から室外機計算部へ平均冷媒循環量だけでなく、発停率・稼働時冷媒循環量を送る
- ・最低循環量による限定により、冷媒温度が変化する量(蒸発温度低下)を計算する
- ・冷媒温度(蒸発温度、凝縮温度)の平均値を算出し、圧縮機動力の計算に用いる

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ビルマルチエアコンの潜熱処理特性の把握

計算結果：実測値と予測値の比較



本調査では、より詳細なデータを取得するために、細かいサンプリングレートにてデータを取得し、解析を実施した

本報告では、1分平均値にて報告する

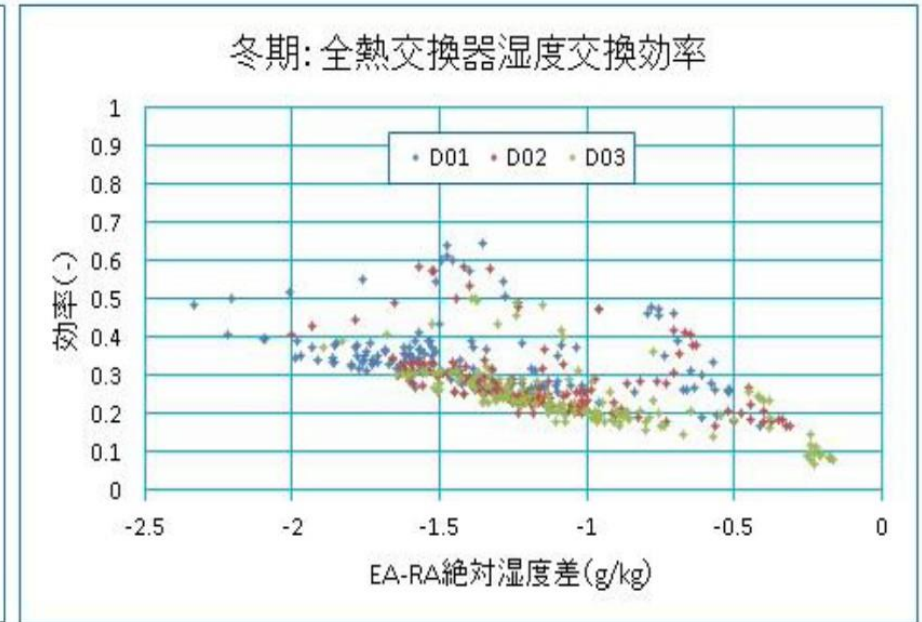
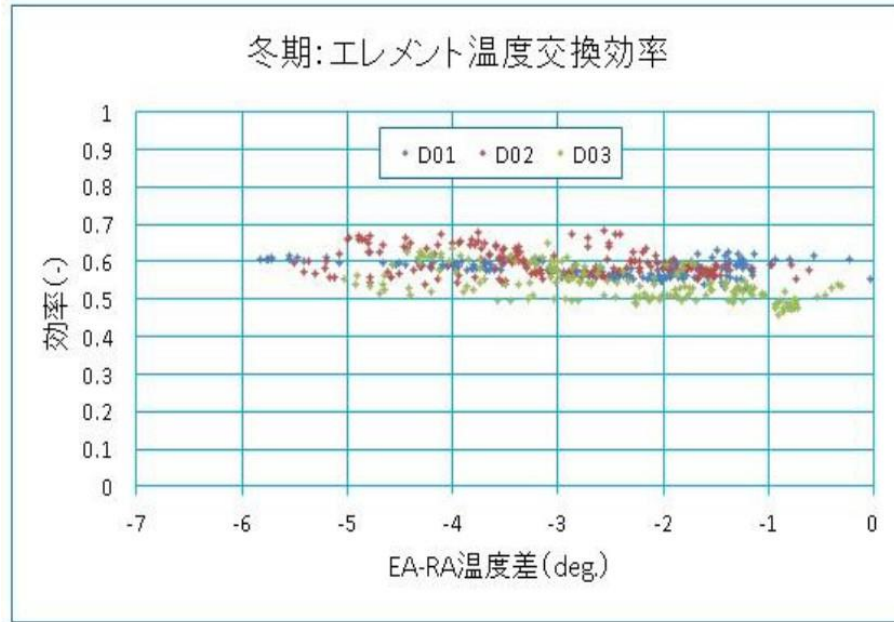
全熱能力、SHF、電力消費量に関して、実測値と予測値が精度よくあった十分に予測できていると考えられる

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○全熱交換器の熱交換能力特性の把握

背景

平成26年度報告にて、3台の全熱交換器の顕熱、潜熱回収能力を測定したが、各全熱交換器において、異なる顕熱、潜熱回収能力だった



目的

本調査では、各全熱交換器の能力が異なる原因を分析し、解析結果から全熱交換器の熱交換能力特性を把握する

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○全熱交換器の熱交換能力特性の把握

全熱交換器内部漏れ

本体据え付け条件の影響で機外静圧がそれぞれで異なり、その影響で内部漏れが発生し、有効換気量率がそれぞれで変化することで能力が異なると考えられる

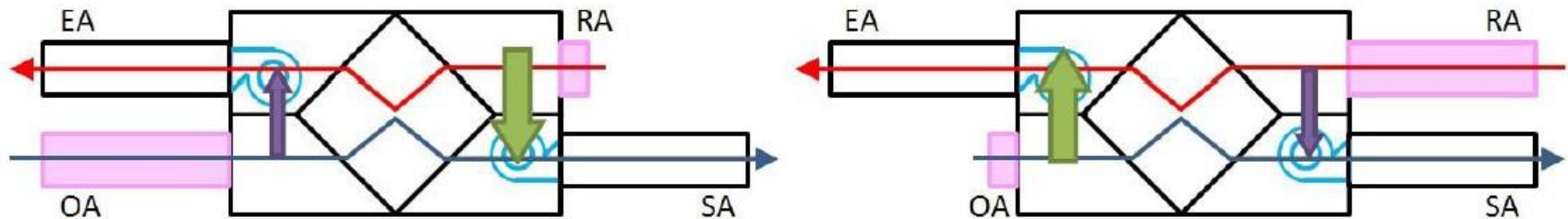


図 197 全熱交換器内部漏れイメージ図

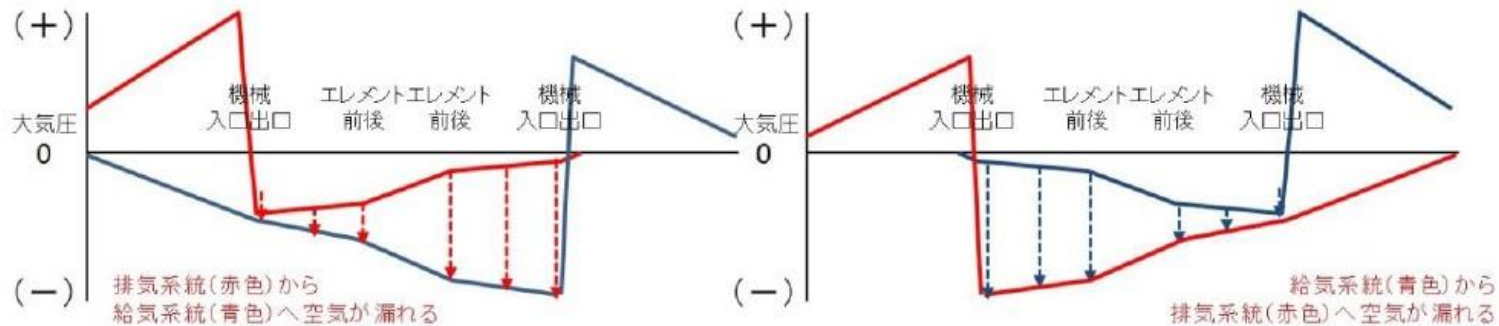


図 198 全熱交換器内部圧力推移イメージ図

本体据付条件(ダクト長さ、ダクト曲り回数、ダクト径、グリル等)が異なることで内部漏れが発生するOA機外静圧よりRA機外静圧が小さい場合は、機械内部で排気システムから給気システムへ空気が漏れると考えられる。ただし、外気側と排気側に至っても、圧力差が生じた場合は、同様に給気システムから排気システムに空気が漏れると考えられる

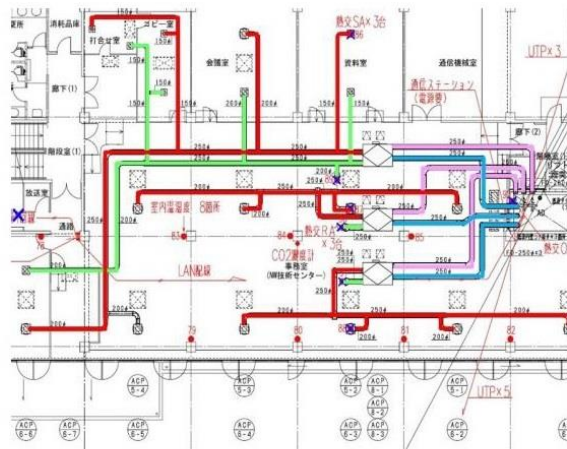
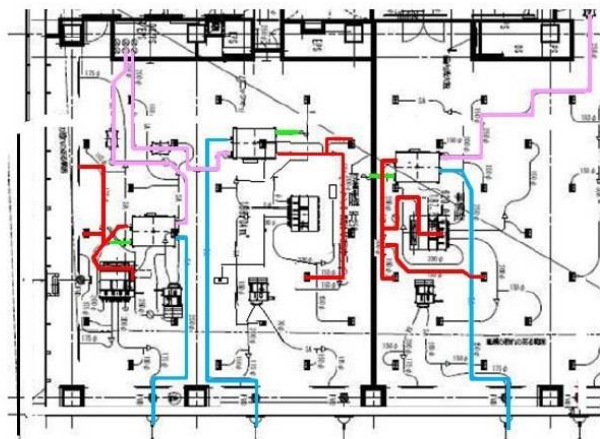
3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○全熱交換器の熱交換能力特性の把握

機外静圧調査

実際に据え付けられている全熱交換器で機外静圧を測定することは困難なため、図面にてダクト経路を調査した。2物件の図面を以下に記すが、建屋ごとにダクト取り回しが異なる事がよくわかった。尚、大阪Cビルに関しては、机上にて機外静圧を計算した。

計算は『国土交通省：建築設備設計基準』に準じて行った



計算によって求めた機外静圧一覧

	OA 経路[Pa]	RA 経路[Pa]
D01	80	99
D02	85	9
D03	84	9

東京 B ビル（赤色給気、青色排気、桃色外気） 大阪 C ビル（赤色給気、青色排気、桃色外気）

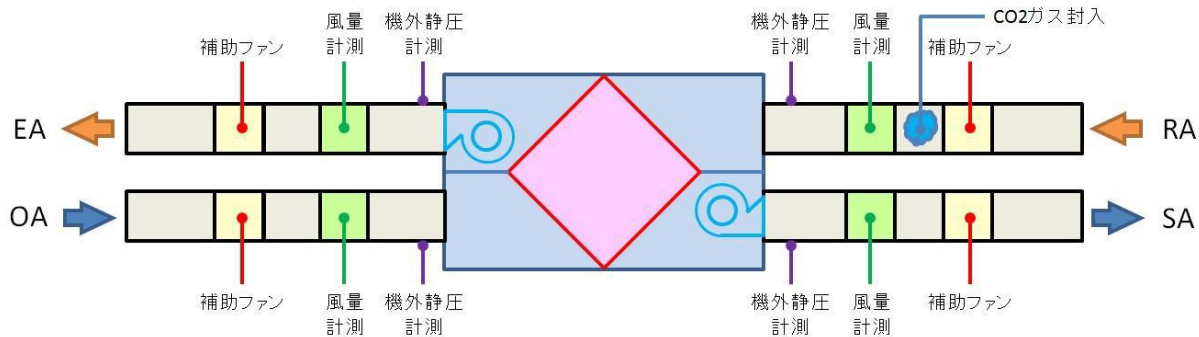
機外静圧計算表では、D02とD03では数値上変化がないが結果として異なる結果であった
これは図面と実際の施工ではダクト曲げや縦方向へのダクト施工などが影響していると考えられる
内部漏れが原因で顕熱回収効率、潜熱回収効率に個体差が生じることが分かった

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○全熱交換器の熱交換能力特性の把握





内部漏れを考慮した計算モデルの作成

内部漏れが有効換気量率、全熱交換器熱回収効率に影響を与えることがよくわかった為、機外静圧を任意に変更した場合の有効換気量率、全熱交換器熱回収効率を測定した。国立研究開発法人建築研究所環境実験棟にて評価を行った(対象機種:VKMP50HM)



試験条件を下記に記す

No.	機外静圧[Pa]		機外静圧差[Pa]	風量[m ³ /h]	
	OA	RA	RA - OA	SA	EA
1	112.5	172.5	- 60	500	500
2	112.5	142.5	- 30	500	500
3	112.5	112.5	0	500	500
4	112.5	82.5	30	500	500
5	112.5	52.5	60	500	500
6	145	145	0	400	400

-  給気側から排気側へ内部漏れ
-  等静圧のケースを測定
-  排気側から給気側へ内部漏れ
-  等静圧のケースを測定 (風量を変更)

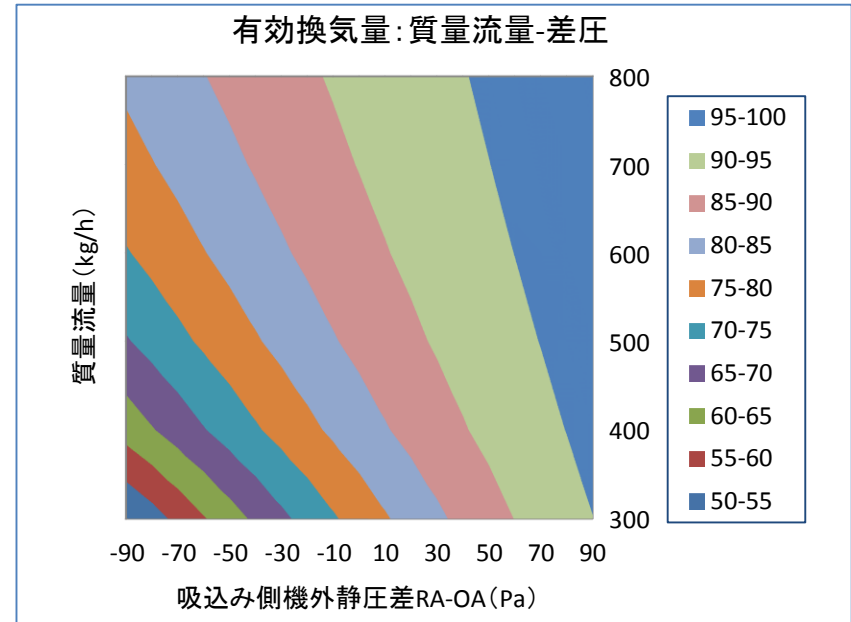
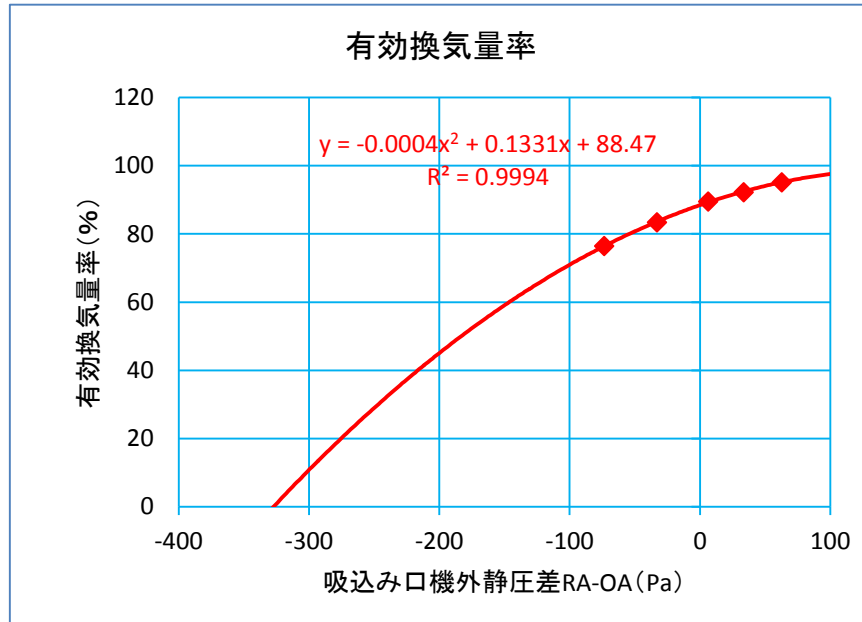
試験によって、RA-OA静圧差がどの程度ついたときに、どれだけ有効換気量率が変更するか調査を行った

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○全熱交換器の熱交換能力特性の把握

有効換気量測定結果

下記に静圧差を変更した場合の有効換気量率を記す



左図は吸込み側機外静圧差(RA-OA)を変更した場合の有効換気量率を記す(質量流量一定)
⇒静圧差が異なる事により、内部漏れ量が異なる事が分かった

OA機外静圧に対してRA機外静圧が小さくなればなるほど、内部漏れは大きくなる

右図は質量流量別の有効換気量を記したものである

⇒質量流量を変更した場合の有効換気量率を示す

質量流量が減った場合、必然的に内部漏れ量の比率が大きくなり有効換気量率が低下する

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○全熱交換器の熱交換能力特性の把握

据え付け状態を考慮した計算モデルの作成

<計算フロー>

- ①カタログ温度交換効率情報を入力
- ②給気風量、還気風量の設計(風量タップの決定)
- ③据え付け図面を作成し、OA、SA、RA、EAの機外静圧を算出
- ④②～③の風量比、機外静圧より内部漏れ量算出
- ⑤内部漏れ量を考慮した温度交換効率、湿度交換効率、全熱交換効率を算出

<入力項目>

○カタログ効率	○温度[°C]	○比熱[kJ/kgK]	○機外静圧[Pa]
温度交換効率: η_c	外気: T_{OA}	外気: C_{pOA}	外気: P_{OA}
○風量比より熱交換効率補正係数[α]	還気: T_{RA}	還気: C_{pRA}	給気: P_{SA}
	給気: $T_{SA'}$ (エレメント通過後)	給気: $C_{pSA'}$ (エレメント通過後)	還気: P_{RA}
○レイス数を用いて湿度交換効率[$\eta = \eta_c \times \alpha \times Le^3$]	排気: $T_{EA'}$ (エレメント通過後)	排気: $C_{pEA'}$ (エレメント通過後)	排気: P_{EA}
	○湿度[g/kg]	○質量流量[kg/s]	○ファンモーター発熱[W]
	外気: X_{OA}	給気: Q_{SA}	発熱: E_m
	還気: X_{RA}	還気: Q_{RA}	
	給気: $X_{SA'}$ (エレメント通過後)		
	排気: $X_{EA'}$ (エレメント通過後)		

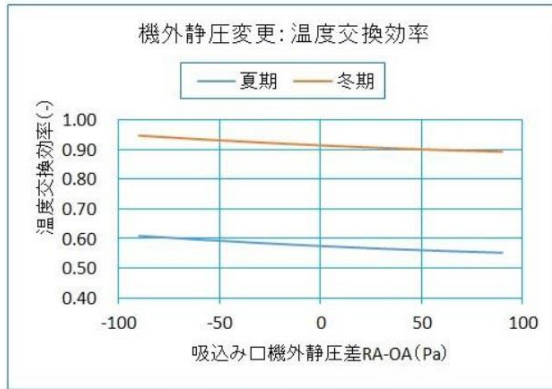
<出力項目>

- 内部漏れ量算出: RA から SA へ漏れる分[kg/s]
 $Q_{RA \rightarrow SA'} = (0.001824 \times (P_{RA} \cdot P_{OA})^2 - 0.760524 \times (P_{RA} \cdot P_{OA}) + 68.831334) / 3600$
- 内部漏れ量算出: OA から EA へ漏れる分[kg/s]
 $Q_{OA \rightarrow EA'} = (0.001676 \times (P_{RA} \cdot P_{OA})^2 - 0.656959 \times (P_{RA} \cdot P_{OA}) + 60.749704) / 3600$
- 内部排気側換気量: RA から EA へ流れる分[kg/s]
 $Q_{RA \rightarrow EA'} = Q_{RA} \cdot Q_{RA \rightarrow SA'}$
- 内部給気側換気量: OA から SA へ流れる分[kg/s]
 $Q_{OA \rightarrow SA'} = Q_{OA} - Q_{OA \rightarrow EA'}$
- 内部漏れ量顕熱: RA から SA へ漏れる分[W]
 $E_{RA \rightarrow SA'} = Q_{RA \rightarrow SA'} \times C_{pRA} \times T_{RA}$
- 内部給気側換気量顕熱: OA から SA へ流れる分[W]
 $E_{OA \rightarrow SA'} = Q_{OA \rightarrow SA'} \times C_{pSA'} \times T_{SA'}$
- RA から SA へ漏れる顕熱と給気側エレメント通過後顕熱合計[W]
 $E_{SA} = E_{RA \rightarrow SA'} + E_{OA \rightarrow SA'}$
- RA から SA へ漏れる絶対湿度量[g/s]
 $X_{RA \rightarrow SA'} = Q_{RA \rightarrow SA'} \times X_{RA}$
- OA から SA へ流れる給気側換気量絶対湿度量[g/s]
 $X_{OA \rightarrow SA'} = Q_{OA \rightarrow SA'} \times X_{SA'}$
- SA 合計絶対湿度量[g/s]
 $X_{SA'} = X_{RA \rightarrow SA'} + X_{OA \rightarrow SA'}$
- SA 絶対湿度[g/kg]
 $X_{SA} = X_{SA'} / Q_{SA}$
- SA 温度[°C]
 $T_{SA} = E_{SA} / Q_{SA} / C_{pSA}$
- ファンモーターによる発熱給気温度上昇
 $T_m = E_m / C_{pSA} / Q_{SA}$
- ファンモーター入熱を考慮した給気温度
 $T_{SAm} = T_{SA} + T_m$
- 漏れ込み温度交換効率
 $\eta_t = (T_{OA} - T_{SAm}) / (T_{OA} - T_{RA})$
- 内部漏れ量絶対湿度: RA から SA へ漏れる分[g/s]
 $E_{lRA \rightarrow SA} = X_{RA} \times Q_{RA \rightarrow SA'}$
- 内部給気側換気量絶対湿度: OA から SA へ流れる分[g/s]
 $E_{lOA \rightarrow SA} = Q_{OA \rightarrow SA'} \times X_{SA'}$
- 給気口絶対湿度[g/kg]
 $X_{SA'} = (E_{lRA \rightarrow SA} + E_{lOA \rightarrow SA}) / (Q_{RA \rightarrow SA'} + Q_{OA \rightarrow SA'})$
- 漏れ込み絶対湿度交換効率
 $\eta_x = (X_{OA} - X_{SA'}) / (X_{OA} - X_{RA})$

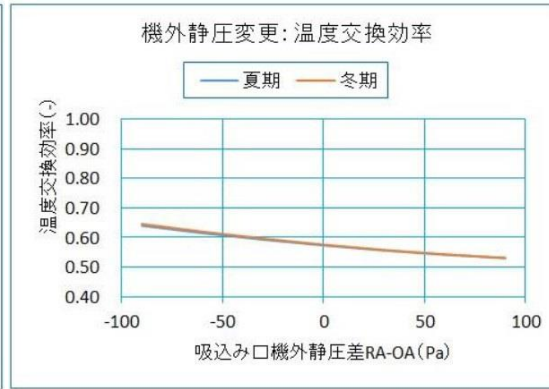
3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○全熱交換器の熱交換能力特性の把握

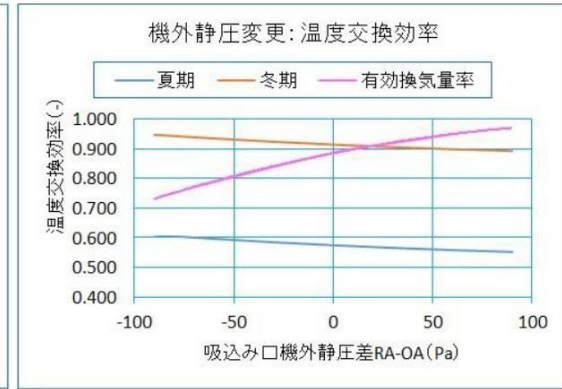
計算モデルから温湿度交換効率を算出



機外静圧変更時温度交換効率



機外静圧変更時絶対湿度交換効率

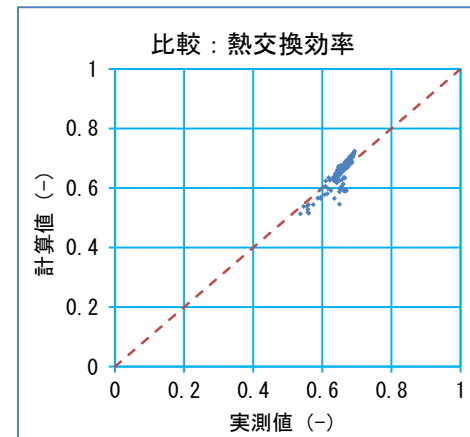


機外静圧変更時温度交換効率 (有効換気量記載)

機外静圧が変更し、内部漏れ量と有効換気量率が異なる場合の温度交換効率を求めた。吸込み口機外静圧の関係が $RA < OA$ になればなるほど、内部漏れが多くなるので結果的に効率が上がる結果となった。また、冬期に関しては、ファンモーターの入熱が暖房側に働いたため、効率が高くなる結果となった。尚、絶対湿度交換効率に関しては、ファンモーターの入熱が影響しない為、同一のカーブとなった。(参考までに有効換気量と温度交換効率記載したグラフを右端に記す)

実測値と計算値比較

12/2~12/20において1時間平均にて実測を実施し、計算モデルより熱交換効率を算出した概ね良好な結果を得ることが出来た



3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○全熱交換器の熱交換能力特性の把握

計算モデルから設計行為へ

これまで内部漏れを考慮した温度交換効率、湿度交換効率、全熱交換効率を提案した

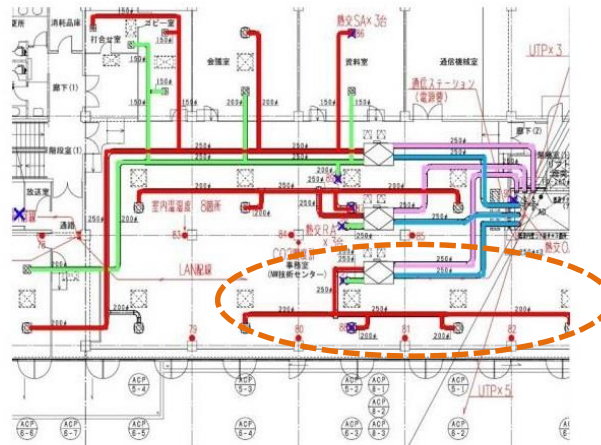
本計算モデルによって、適切なダクト設計行為を行うべきである

静圧差(OA>RA)が大きい場合は、OA側のダクト径を大きくする、RA側にダンパーを設置するなどして、内部漏れを極力低下し、室内環境を健全に保つべきである

新築時のダクト計算を

参考:ダクト径を大きくした場合の静圧計算

大阪CビルのD03経路に関して、既設ダクトに対してダクト径をワンサイズ大きくした場合の静圧計算



大阪Cビル（赤色給気、青色排気、桃色外気）

D03経路を
Φ200からΦ250へ変更

計算結果: 圧力損失

Φ200の場合: 84Pa

Φ250の場合: 42Pa

⇒ダクト径をワンサイズあげると42Paの圧力損失低減できる

効果として、有効換気量率を8.0%向上することが出来る

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ヒートポンプデシカント調湿外調機特性の把握

背景

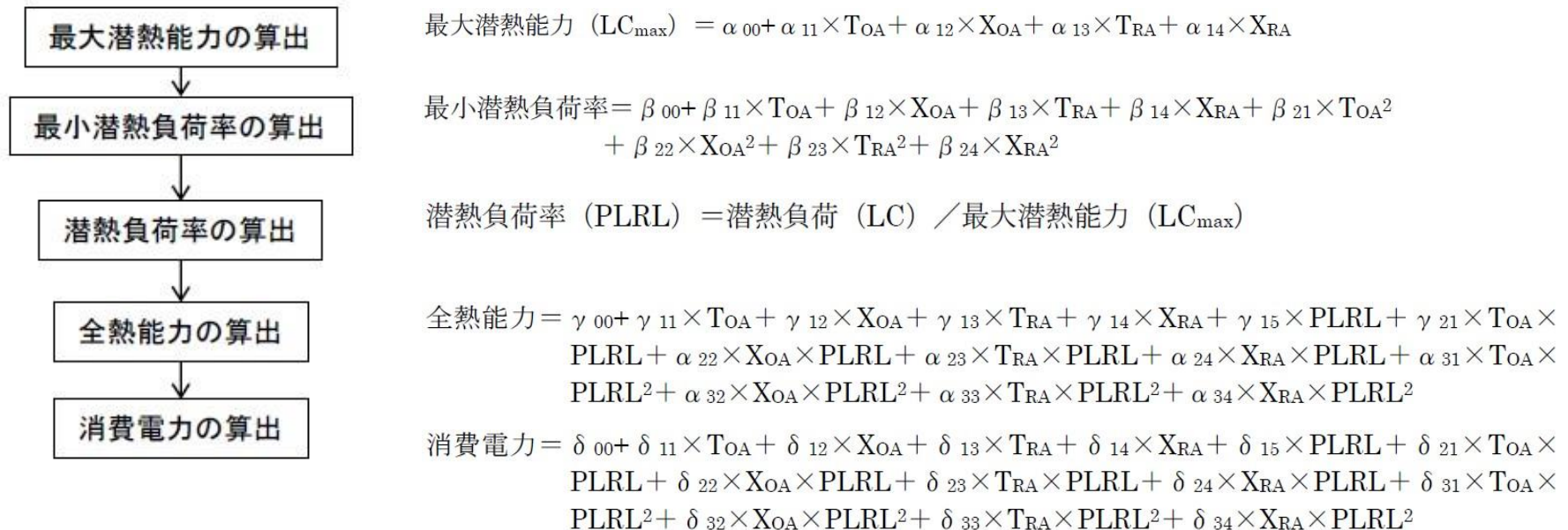
ヒートポンプデシカント調湿外調機特性を把握するために、フィールド試験を実施した
実験室実験にて得られた特性式がフィールド試験の結果と同等であることを確認する

ヒートポンプデシカント調湿外調機特性式作成

ヒートポンプデシカント調湿外調機は潜熱処理を主に実施し、年間を通じて室内の湿度管理を行う
カタログに性能特性を記載しているが、年間消費電力試算に必要な部分負荷時の性能については
記載していない。よって、負荷率が変化した場合も性能計算を実施できる特性式を作成した

計算フロー

以下に、示す性能実施できる特性式を作成した



3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ヒートポンプデシカント調湿外調機特性の把握

平成26年度(昨年度)計算結果

平成26年度報告にて、ヒートポンプデシカント調湿外調機特性予測にて以下の項目を報告した

- ・全熱能力積算値(kWh)、潜熱能力積算値(kWh)、消費電力積算値(kWh)
- ・COP(全熱)、COP(潜熱)

【夏期計算結果】

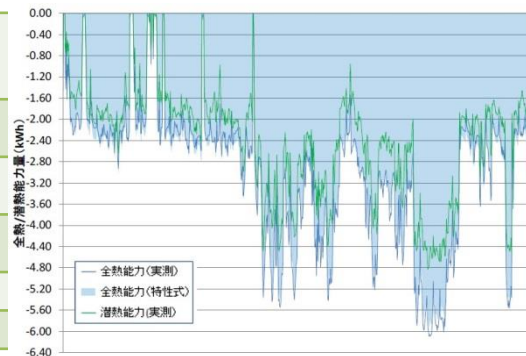
夏期	実測	計算	誤差	二乗平方平均 平方根誤差 (RMS)
全熱能力積算値 (kWh)	-2574.5	-2602.9	1.1%	4.3%
潜熱能力積算値 (kWh)	-2063.6	—	—	—
消費電力積算値 (kWh)	424.8	459.2	8.1%	16.0%
COP	6.06	—	—	—
COP(潜熱)	4.86	—	—	—

トレンドグラフを右に記す、
概ね良好に一致したが、低消費電力、
高消費電力時に若干の乖離が見られる

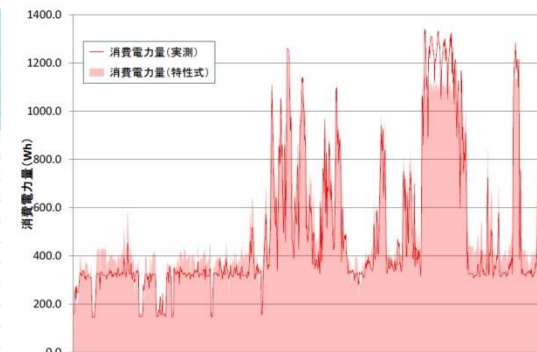
【冬期計算結果】

冬期	実測	計算	誤差	二乗平方平均 平方根誤差 (RMS)
全熱能力積算値 (kWh)	2405.6	2171.1	-9.75%	12.5%
潜熱能力積算値 (kWh)	931.6	—	—	—
消費電力積算値 (kWh)	648.9	632.7	-2.5%	16.8%
COP	3.71	—	—	—
COP(潜熱)	1.44	—	—	—

トレンドグラフを右に記す、
概ね良好に一致したが、低消費電力、
高負荷、高消費電力時に若干の乖離が
見られる



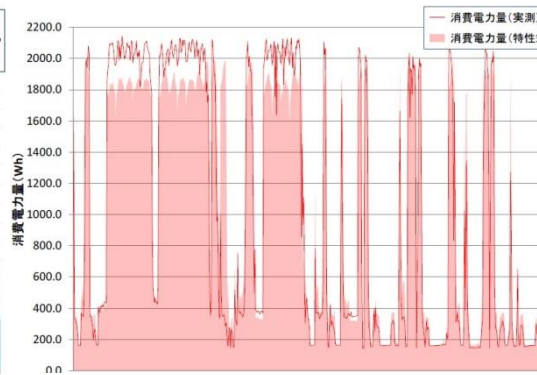
夏期期間：計測値と実測値比較（能力）



夏期期間：計測値と実測値比較（消費電力）



冬期期間：計測値と実測値比較（能力）



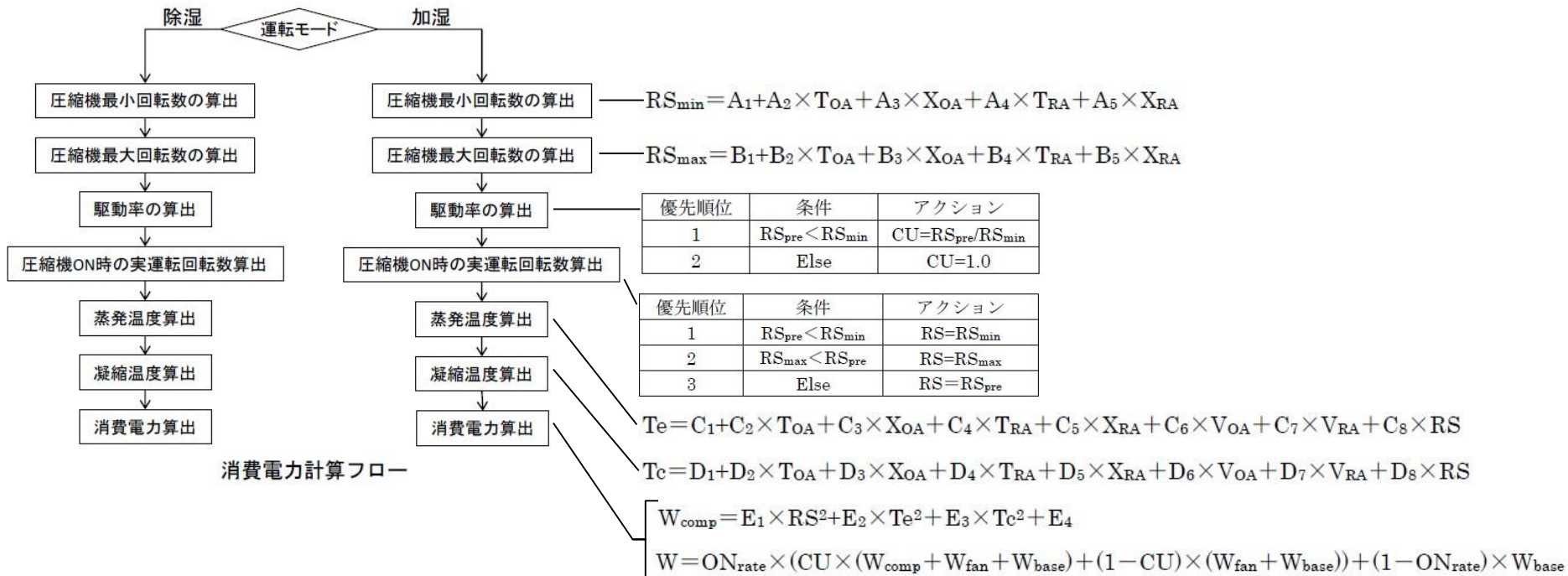
冬期期間：計測値と実測値比較（消費電力）

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ヒートポンプデシカント調湿外調機特性の把握

特性式精度向上

圧縮機回転数を入力項としたヒートポンプデシカント調湿外調機特性式の精度検証、特性式作成
 昨年度報告した特性式は入力項を室外温度、室外湿度、室内温度、室内湿度、潜熱能力としている為、
 エネルギー計算に用いる際の利便性が高いが、一方で消費電力試算において若干の乖離が
 見られるため、圧縮機の回転数を入力項とした特性式を作成した
 消費電力試算フローを記す

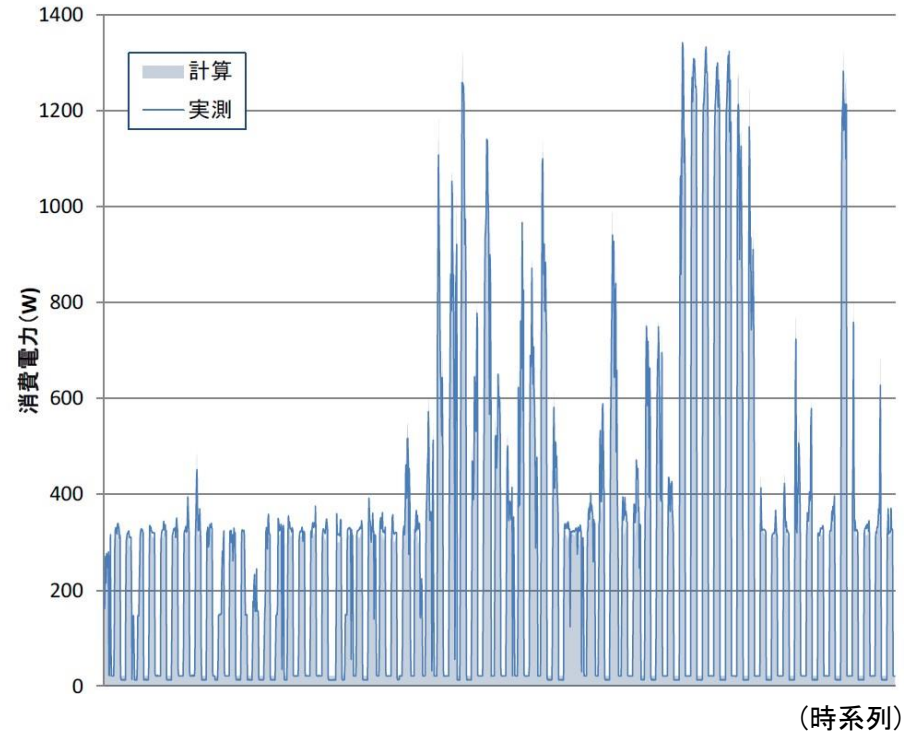
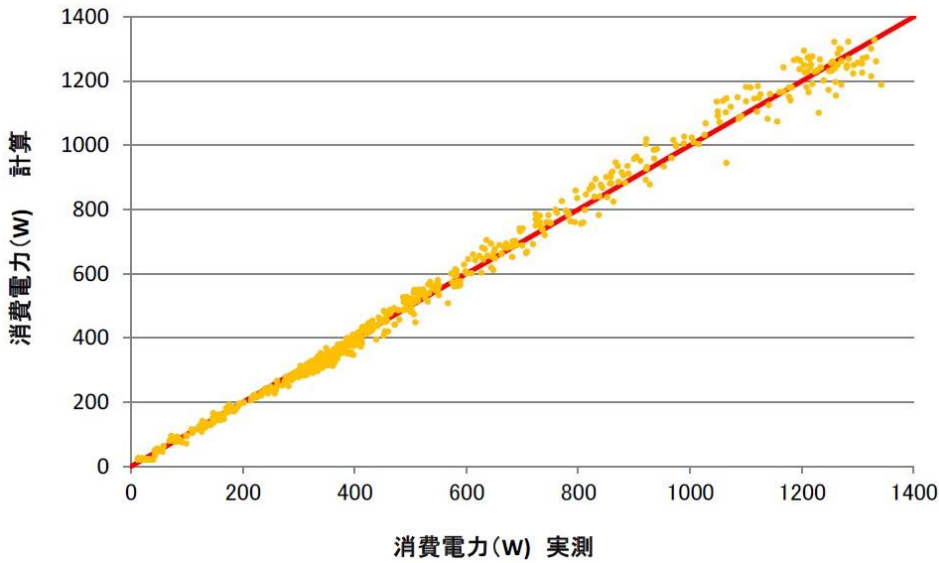


3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ヒートポンプデシカント調湿外調機特性の把握

東京Aビル(夏期)実測値と予測値の比較

実測結果を用いてヒートポンプデシカント調湿外調機の圧縮機回転数を入力項とした性能特性式から、計算される消費電力と実測値の比較を実施した



夏季通期評価結果

	消費電力量 [Wh]	平均値	二乗平均 平方根誤差	平均 誤差	二乗平均 平方根誤差
実測	452855	381.7	—	—	—
計算	451399	—	19.5	0.3%	5.1%

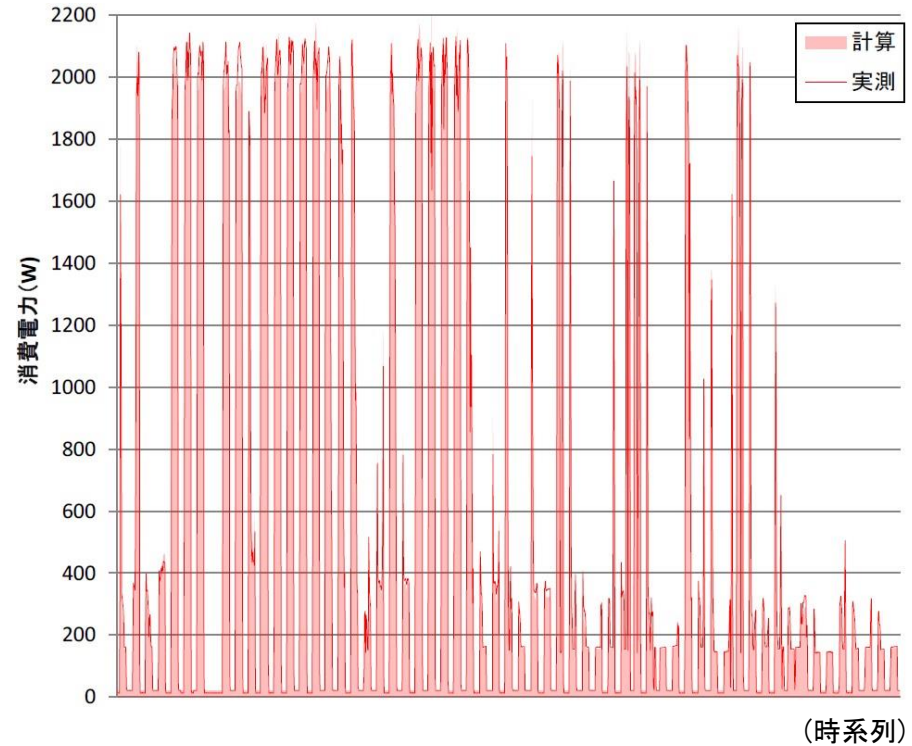
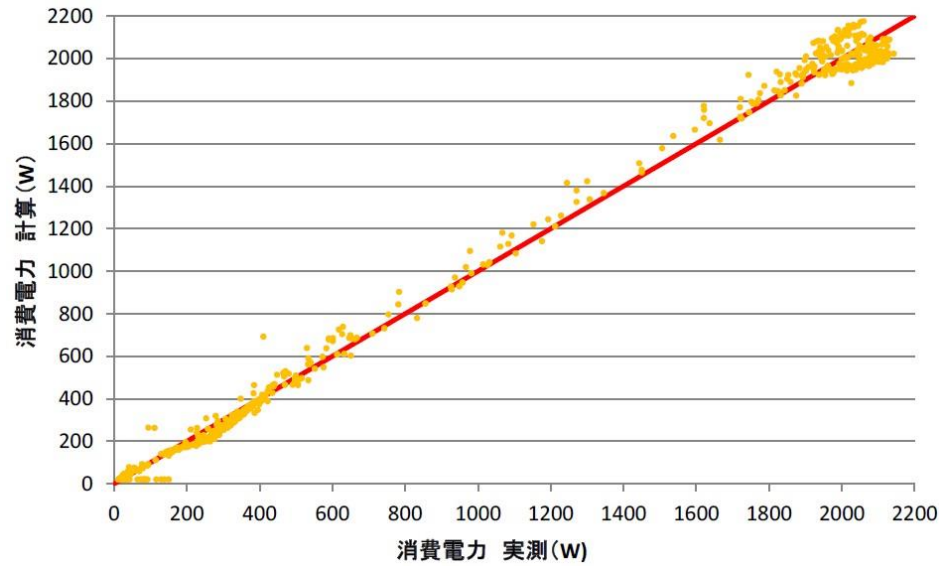
精度よく消費電力を予測することが出来た
RMS5.1%と目標を達成した

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ヒートポンプデシカント調湿外調機特性の把握

東京Aビル(冬期)実測値と予測値の比較

実測結果を用いてヒートポンプデシカント調湿外調機の圧縮機回転数を入力項とした性能特性式から、計算される消費電力と実測値の比較を実施した



冬季通期評価結果

	消費電力量 [Wh]	平均値	二乗平均 平方根誤差	平均 誤差	二乗平均 平方根誤差
実測	717483	490.1	—	—	—
計算	714789	—	39.8	0.4%	8.13%

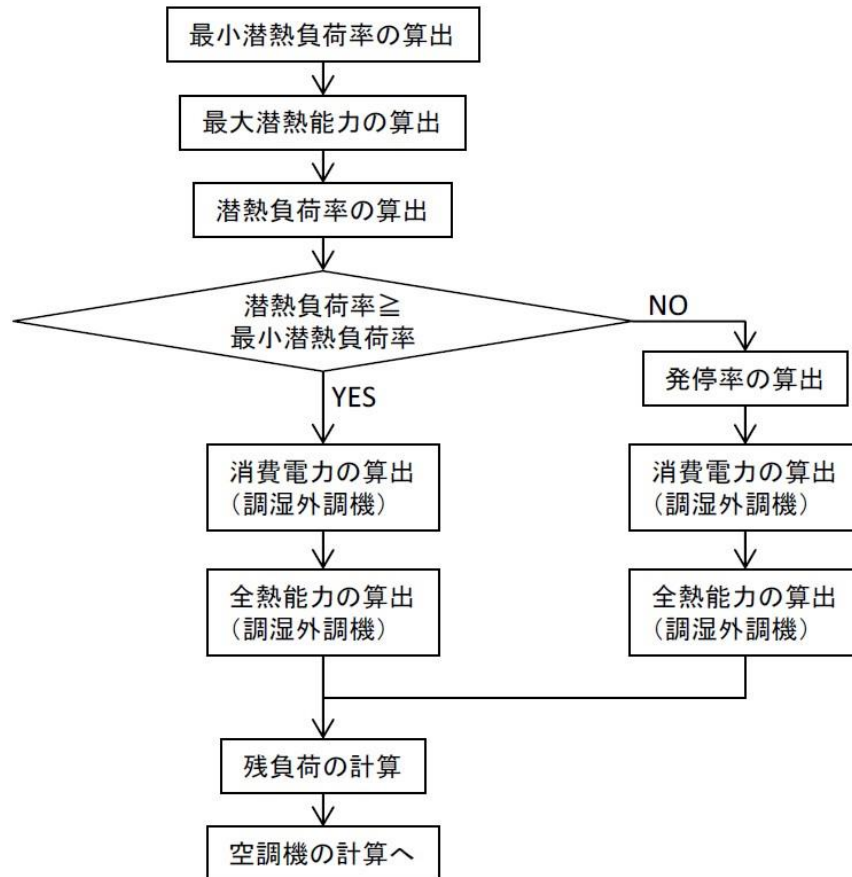
精度よく消費電力を予測することが出来た
RMS8.13%と目標を達成した

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ヒートポンプデシカント調湿外調機特性の把握

省エネルギー基準への反映案(全熱計算法への反映)

現在の省エネルギー基準では、空調負荷を潜熱、顕熱分離して扱わずに、全熱として取り扱っている
本項では、全熱負荷計算におけるヒートポンプデシカント調湿外調機の計算方法について提案を行う



<入力>

- L_{total} : 室全熱負荷 [W]
- LL_{out} : 外気潜熱負荷 [W]
- T_{OA} : 外気温度 [°C]
- X_{OA} : 外気絶対湿度 [kg/kg]
- T_{RA} : 室内温度 [°C]
- X_{RA} : 室内絶対湿度 [kg/kg]

3. 各種空調システムの潜熱処理メカニズムの解明と機器モデルの構築

○ヒートポンプデシカント調湿外調機特性の把握

計算式

$$\text{最小潜熱負荷率} = \beta_{00} + \beta_{11} \times T_{OA} + \beta_{12} \times X_{OA} + \beta_{13} \times T_{RA} + \beta_{14} \times X_{RA} + \beta_{21} \times T_{OA}^2 + \beta_{22} \times X_{OA}^2 + \beta_{23} \times T_{RA}^2 + \beta_{24} \times X_{RA}^2$$

$$\text{最大潜熱能力 (LC}_{\max}) = \alpha_{00} + \alpha_{11} \times T_{OA} + \alpha_{12} \times X_{OA} + \alpha_{13} \times T_{RA} + \alpha_{14} \times X_{RA}$$

$$\text{潜熱負荷率 (PLRL)} = \text{潜熱負荷 (LC)} / \text{最大潜熱能力 (LC}_{\max})$$

但し、潜熱負荷率は最小潜熱負荷率以上、1以下で制限する。

$$\text{発停率 (O}_{\text{fre}}) = \text{LC} / (\text{PLRL}_{\min} \times \text{LC}_{\max})$$

$$\begin{aligned} \text{消費電力} = & (\delta_{00} + \delta_{11} \times T_{OA} + \delta_{12} \times X_{OA} + \delta_{13} \times T_{RA} + \delta_{14} \times X_{RA} + \delta_{15} \times \text{PLRL} + \delta_{21} \times T_{OA} \times \\ & \text{PLRL} + \delta_{22} \times X_{OA} \times \text{PLRL} + \delta_{23} \times T_{RA} \times \text{PLRL} + \delta_{24} \times X_{RA} \times \text{PLRL} + \delta_{31} \times T_{OA} \times \\ & \text{PLRL}^2 + \delta_{32} \times X_{OA} \times \text{PLRL}^2 + \delta_{33} \times T_{RA} \times \text{PLRL}^2 + \delta_{34} \times X_{RA} \times \text{PLRL}^2) \times \text{O}_{\text{fre}} + \\ & W_{\text{fan}} \times (1 - \text{O}_{\text{fre}}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{全熱能力} = & (\gamma_{00} + \gamma_{11} \times T_{OA} + \gamma_{12} \times X_{OA} + \gamma_{13} \times T_{RA} + \gamma_{14} \times X_{RA} + \gamma_{15} \times \text{PLRL} + \gamma_{21} \times T_{OA} \times \\ & \text{PLRL} + \alpha_{22} \times X_{OA} \times \text{PLRL} + \alpha_{23} \times T_{RA} \times \text{PLRL} + \alpha_{24} \times X_{RA} \times \text{PLRL} + \alpha_{31} \times T_{OA} \times \\ & \text{PLRL}^2 + \alpha_{32} \times X_{OA} \times \text{PLRL}^2 + \alpha_{33} \times T_{RA} \times \text{PLRL}^2 + \alpha_{34} \times X_{RA} \times \text{PLRL}^2) \times \text{O}_{\text{fre}} \end{aligned}$$

$$L_{\text{rem}} (\text{残負荷}) = L_{\text{total}} - C_{\text{total}}$$

4. 住宅における居住者の通風・冷房行為に関する実態把握と行為モデルの構築

住宅居住者は夏期の採涼に関しては通風と冷房を使い分けることが一般的であり、通風行為・冷房行為をモデルにより再現することが冷房エネルギー消費の予測・評価における重要な課題である。現行基準では、室内温度（自然温度）が設定温度（起居時27℃、就寝時28℃）を超える場合に冷房が使用されるとしているが、間欠運転かつ通風利用時の実態に合っているかの検討が必要であり、以下の調査を行った。

- 1) webアンケート調査に基づく通風・冷房行為のパターンとその決定要因の整理
- 2) フィールド実測調査に基づく窓・エアコン操作の生起条件の分析
- 3) 通風・冷房行為に関するモデルの考案

1) webアンケート調査に基づく通風・冷房行為のパターンとその決定要因の整理

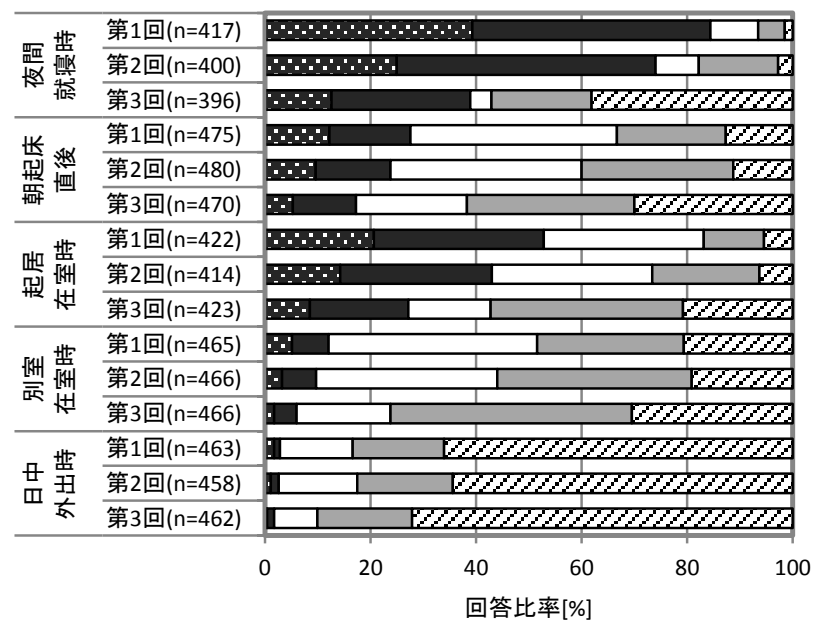
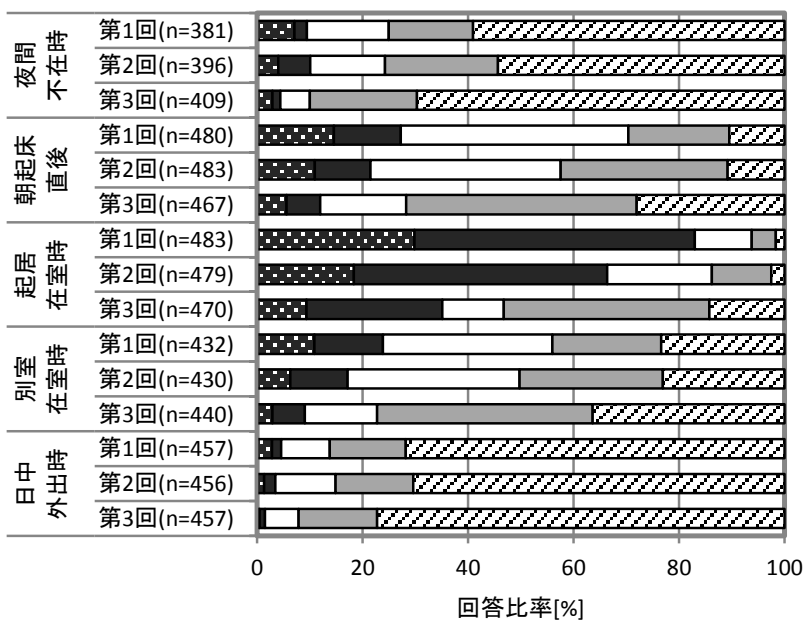
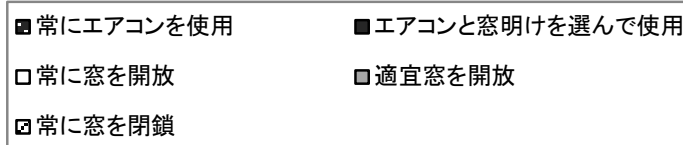
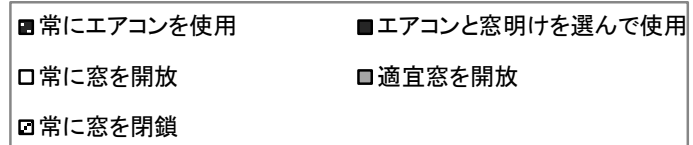
webアンケートを通じて、居住者が選択した通風・冷房行為を不在時・外出時を含めて生活時間ごとに聴取した結果から、統計的手法により行為選択と関連性の強い要素を生活時間別に抽出し、要素による行為選択の相違を整理した。さらに、行為選択の相違を説明する上での要素の重要度を明らかにした。

大項目	項目と選択肢等
世帯属性	居住地/性別/年齢/職業/世帯年収
住宅建物	建築年/形式(戸建・集合)/階数/居間・主寝室のある階/(集合の)住戸位置
住居環境の印象	風通し/日当たり ※良い-やや良い-どちらとも言えない-やや悪い-悪いの5水準から選択
周辺環境の印象	騒音/大気汚染・砂ぼこり/臭気 ※気にならない～非常に気になるの5水準から選択
	人通り(日中・夜間)/車通り(日中・夜間) ※少ない～多いの5水準から選択
	治安 ※良い～悪いの5水準から選択
通風・冷房行為	夜間就寝の頻度/時間区分ごとの行為 ※行為は「常にAC使用」「ACと窓開けどちらか」「常に窓開放」「AC使用せず適宜窓開放」「AC使用せず常に窓閉鎖」などから選択。時間区分は「夜間不在時」「夜間就寝時」「朝起床直後」「起居在室時」「別室在室時」「日中外出時」の6区分

4. 住宅における居住者の通風・冷房行為に関する実態把握 1) webアンケート調査に基づく通風・冷房行為のパターンとその決定要因の整理

アンケート対象は主に関西地区の世帯で、外気温の異なる3期間（8月、9月、10月）に分けて実施しそれぞれ有効回答数で1753, 1573, 1197を得た。世帯人員は夫・妻の6割程度が40歳代、夫の9割が「勤め人」、妻の5割が「専業主婦」であった。住宅形式は7割が「戸建住宅」であった。

通風冷房行為の単純集計結果は以下のようになった（左：居間、右：主寝室）。8月→9月はエアコン使用減・窓開け増、9月→10月はエアコン使用減・窓閉鎖増となる傾向が外出時を除くすべての時間区分で見られ、調査期間による相違に統計的有意性が認められた。



4. 住宅における居住者の通風・冷房行為に関する実態把握 1) webアンケート調査に基づく通風・冷房行為のパターンとその決定要因の整理

季節以外の要素（世帯属性、住宅形式・位置等、住居環境、周辺環境）と冷房行為選択のクロス集計、および回帰分析に基づく諸要素の重要度の検討を行い、以下の知見を得た。

- ①「朝起床直後」は季節を問わず「窓開け」を行う習慣性が強く、「夜間不在時」「夜間就寝時」および「日中外出時」は「窓開け」を控える傾向がある。「別室在室時」は「窓開け」を行い通風を利用する世帯が多い。
- ②季節による行為選択の相違について、居間・主寝室ともに有意性が認められた（「日中外出時」は5%水準、他時間区分は1%水準）。「朝起床直後」「別室在室時」という居住者の熱的快適性と直接的な関係がない区分においても外気温・室温などの季節変化を伴う環境要素が行為選択に影響を与えていることが示唆された。
- ③季節以外で行為選択の相違に1%水準で有意性が認められたのは、
居間：「建築年」「住宅形式」「階層」「風通し」「騒音」「人通り」「車通り」
主寝室：「住宅形式」「風通し」「臭気」「車通り」「治安」
であった（赤字で示した要素は在室者がある時間区分において有意性が認められたもの）。
- ④各要素と通風冷房行為の回帰分析から得られた決定係数は、いずれの室・時間区分においても小さい値となり、行為選択に対する各世帯独自のルールは本検討で扱った要素以外の要素により決定する部分が大きいと考えられる。

4. 住宅における居住者の通風・冷房行為に関する実態把握と行為モデルの構築

2) フィールド実測調査に基づく窓・エアコン操作の生起条件の分析

冷房使用と窓開放を同時に調査した事例はほとんどなく、まずは実態データを収集したうえで、物理的要因（室温、外気温等）とそれ以外の要因を併せて行為生起との関係性を分析した。



方法	環境およびエアコン・窓のステータスデータの自動収集 ならびに記入式の在室記録
分析対象世帯	<p><u>調査対象の要件</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ・2世代(夫婦とその子より成る)が同居する3~4人世帯 ・室内飼ペットがいない ・家族に要介護者がいない ・居間と主寝室のそれぞれにエアコンが1台以上設置されている ・エアコンと通風の両方を涼を採る手段として使う <p><u>分析対象の要件</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ・分析が可能な期間が3期間以上である ・夏の期間(期間1・期間2・期間3)と秋の期間(期間4・期間5)からそれぞれ1期間を少なくとも含む ・入室時刻・退室時刻が1分単位で記入されている ・計測した温度データに異常な高温値が含まれない ・居間を夜間就寝のために使用していない
対象居室	居間、主寝室(夫婦の寝室)
調査期間	2012/7/17~7/26(第1回)、8/7~8/16(第2回)、 8/28~9/6(第3回)、9/18~9/27(第4回)、10/9~10/18(第5回)

計測項目	機器名称	センサー種別	計測箇所数	計測間隔
外気温度	T&D TR-52i	サーミスタ	各世帯1点	1分
	T&D TR-52	サーミスタ		
室内温度 /室内湿度	T&D TR-77Ui	白金測温抵抗体 /静電容量式	各室1点	2分
	T&D TR-72	サーミスタ /高分子		2分
	GRAPHTEC GL10-TH	サーミスタ /高分子		1分
エアコンの稼働状況	GRAPHTEC GL10-TK	K型熱電対	エアコン1台につき1点	1分
窓の開閉状況	GRAPHTEC GL10-A	磁気形接近センサ	開閉箇所1つにつき1点	1分

4. 住宅における居住者の通風・冷房行為に関する実態把握と行為モデルの構築

2) フィールド実測調査に基づく窓・エアコン操作の生起条件の分析

エアコンON/OFF、窓開閉に関して、5つの時間区分および説明変数を右表のように選定し、回帰分析で以下の知見を得た。

①エアコンON操作および窓OPEN操作は「入室」と「滞在」、エアコンOFF操作と窓CLOSE操作は「滞在」と「退室」に付随して生起した。

②エアコンON操作について、「起居在室時_入室」では在室者が、「起居在室時_滞在」では室内温度の影響が大きかった。

③エアコンOFF操作について、「起居在室時_滞在」では在室の残り時間が、「起居在室時_退室」では直後の不在の継続時間が説明変数として選定された。

④窓OPEN操作については、いずれの時間区分においても室内温度に対する標準化偏回帰係数が大きかった。

⑤窓CLOSE操作については、「滞在」では外気温度の影響が大きく、「退室」では在室の継続時間と直後の不在の継続時間が同程度の影響力を有していた。

操作	時間区分	環境要素							在室行為					操作前の窓の状態		
		外気温度	室内温度	室内相対湿度	室内絶対湿度	室内空気比エンタルピー	前日の平均気温	当日の最低気温	前日の最高気温	現在室の経過時間	現在室の残り時間	現在室の継続時間	直前の不在の継続時間		直後の不在の継続時間	在室者
エアコンon	起居在室時_入室	○	●		○	○	○	○	●	◻	◻	●	◻	◻	●	●
	起居在室時_滞在	●	●	●	○	○	○	○	●		●	◻	◻	◻	●	●
エアコンoff	起居在室時_滞在	●		●	●					●	●	◻	◻	◻	●	◻
	起居在室時_退室									◻	◻	◻	◻	●		
窓open	朝起床時_入室	○	●		○	○	○	○	●	◻	◻	●	◻	◻	●	◻
	起居在室時_入室	○	●		○	○	○	○	●	◻	◻	◻	●	◻		◻
	起居在室時_滞在	●	●		○	○	○	○	●	●	●	◻	◻	◻	●	◻
窓close	起居在室時_滞在	●	●			○	○	●	●	●	●	◻	◻	◻	●	◻
	起居在室時_退室	●	●		○	○	○		●	◻	◻	●	●	●	●	◻

- ◻ 分析対象から除外した変数
- ◻ 検定により操作との関連性が示唆されなかった変数
- 検定により操作との関連性が示唆された変数のうち、相関分析により除外された変数
- 検定により操作との関連性が示唆された変数のうち、回帰分析に用いた変数

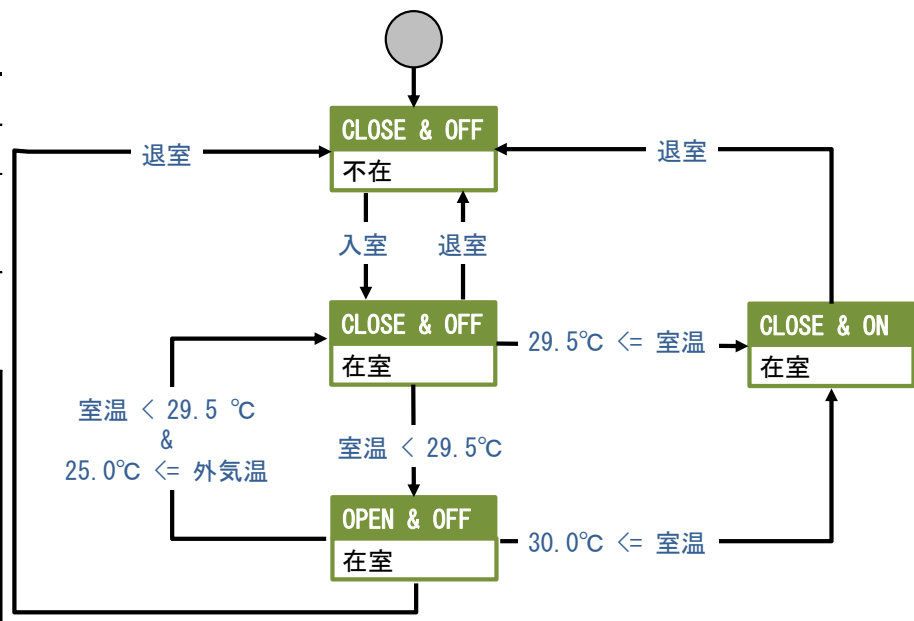
4. 住宅における居住者の通風・冷房行為に関する実態把握と行為モデルの構築

3) 通風・冷房行為に関するモデルの考案

各操作（エアコンON/OFF、窓OPEN/CLOSE）の生起トリガーと閾値を検討した。前項の回帰分析で回帰係数の絶対値が大きな値となることが多かった「外気温度」「室内温度」に要素を限定し、下左表のような結果を得た。これより、行為モデルとして下右図の状態遷移図で表されるモデルを構築した。

ただし、調査を行った世帯数はまだまだ不十分であり、今後も同様の調査を行いサンプル数の増加に努める必要がある。

操作	エアコン		窓		
	on	off	open	close	
操作が生起する 在室行為	滞在・入室	退室	滞在 入室	滞在	退室
操作が生起する トリガー	室内 温度	退室	室内 温度	外気 温度	退室
操作が生起する 直前の窓の状態	閉	開			
サンプル数	118	104	7326	76	
平均値	29.8	30.1	28.1	24.2	
標準偏差	1.0	1.2	1.9	3.9	
平均値の標準誤差	0.09	0.12	0.13	0.44	
有意確率	0.038 *				
差の 95% 信頼区間	0.02 ~ 0.61				



<状態遷移図の見方>
 (操作が生起する前の状態) → (操作が生起した後の状態)
 窓 & エアコン 在・不在 → 操作の生起条件 → 窓 & エアコン 在・不在

5. 潜熱負荷を適切に考慮した熱負荷計算法の開発と基準原案の作成

ここまでに示した建物特性・居住者の通風冷房行為および空調設備（エアコン）の挙動を反映して建物における顕熱潜熱処理量と冷房エネルギー消費量を算出するプログラムを作成した。

開発言語：C#（開発環境はMicrosoft VisualStudio Community 2015）

壁体等のモデル：有限体積法、時間進行は前進差分

作成した主なクラスは以下のとおりである。

建物構成要素：室、壁体（天井・床等も含む）、窓、ドア

人間および設備等：人間、エアコン

壁体表面等の熱水分移動：対流熱伝達、放射熱伝達、水分伝達、換気熱水分移動

外部環境その他：気象データ、内部発熱要素、壁体材料、各種関数

赤字で示したクラスは未知の状態量（温度・湿度、行為、熱流等）を持つクラスであり、プログラム内部ではブロックと称している。気象データ等や前時刻の計算結果で与えられる既知の状態量をブロックに渡し、各ブロックの計算でブロック内の新たな状態量を順次決定していく処理により時間が進行する。

ブロックには原則として以下のメソッド（処理）を作成している。

- ①Initメソッド：最初の初期化（例：壁体等の分割（節点生成と回路構築等））
- ②IterationInitメソッド：1回の時間進行ごとの初期処理（例：窓透過日射計算、人間行為の決定、エアコン処理熱量の決定）
- ③Runメソッド：ブロック内状態量の計算（例：壁体内熱水分移動計算）
- ④Commitメソッド：状態量の確定（時間進行）

5. 潜熱負荷を適切に考慮した熱負荷計算法の開発と基準原案の作成

主なブロックの処理内容は以下のようになっている。

	熱伝達 ブロック	壁体ブロック	窓ブロック	エアコン ブロック	人 ブロック	室 ブロック
IterationInit メソッド	無し	無し	透過日射量を 求める	処理熱量・消 費電力量を 求める	エアコン ON/OFF、窓 開け判定を行 う	内部発熱量の 集計、エアコン ON/OFF判定 を行う
Run メソッド	各種熱伝達量 を求める	温湿度を求め る	温度を求める	無し	無し	温湿度を求め る
Commit メソッド	無し	温湿度を更新 する	温度を更新す る	無し	無し	温湿度を更新 する

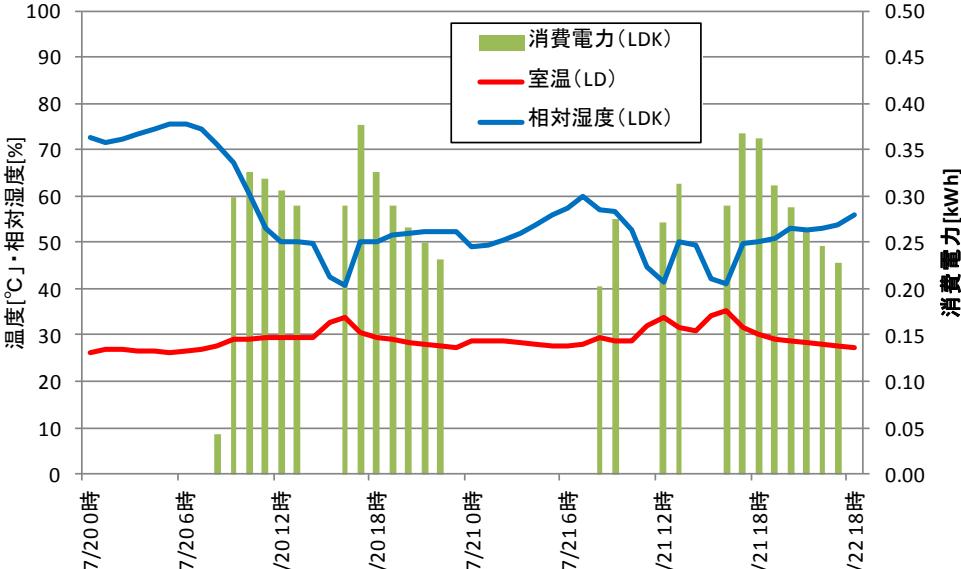
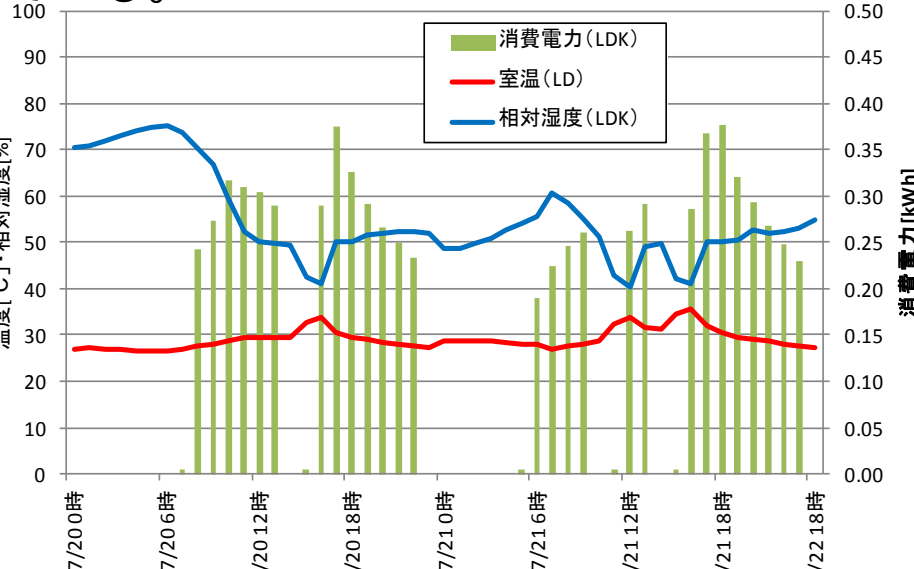
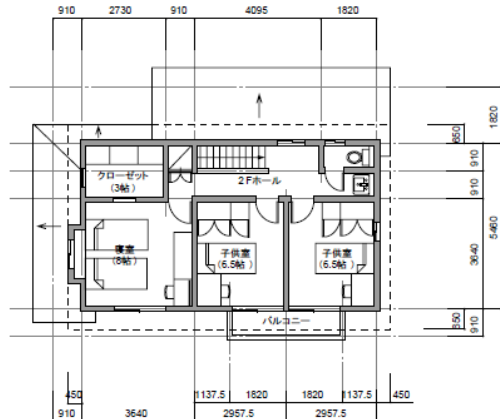
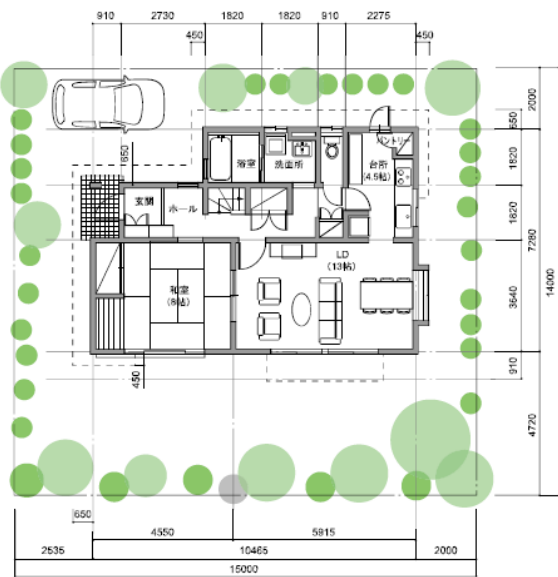
作成したプログラムと市販負荷計算プログラム（AE-Sim/Heat）との比較検証を行い、条件を近づけた場合にはほぼ一致する結果（室温湿度）が得られた。ただし、以下の点では負荷計算プログラムの条件を再現できない。

- ・ 床下・小屋裏等、断熱区画外の特殊な室の温湿度（本プログラムでは外気温および指定した室の温度の重み付け平均で与える）
- ・ 窓の日除け（本プログラム未搭載）
- ・ 壁体通気層（本プログラム未搭載、中空層として処理）
- ・ 暖冷房負荷（従来のプログラムは「負荷算出」→（機器性能を反映して）「一次エネルギー算出」という手順を踏んでいたが、本プログラムは「負荷算出」過程を経ずに一次エネルギーを算出している）。

5. 潜熱負荷を適切に考慮した熱負荷計算法の開発と基準原案の作成

現行基準のモデル住宅（右図）において、6地域（岡山）の比較的暑い2日間の結果を示す（LDK。下左：室温でエアコンON/OFF判定・窓開けなし、下右：人間状態遷移モデルに従い判定。窓開け時換気回数5回/h）。

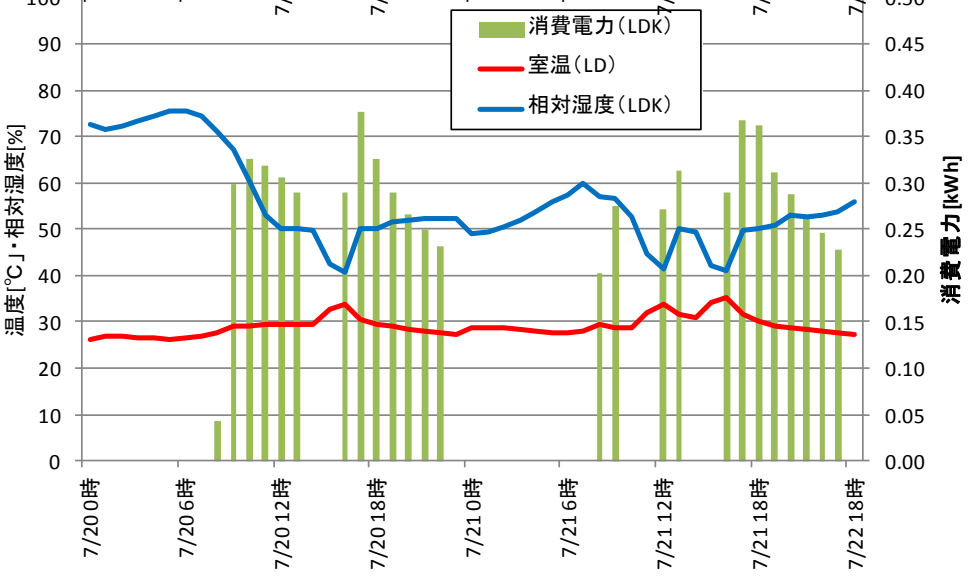
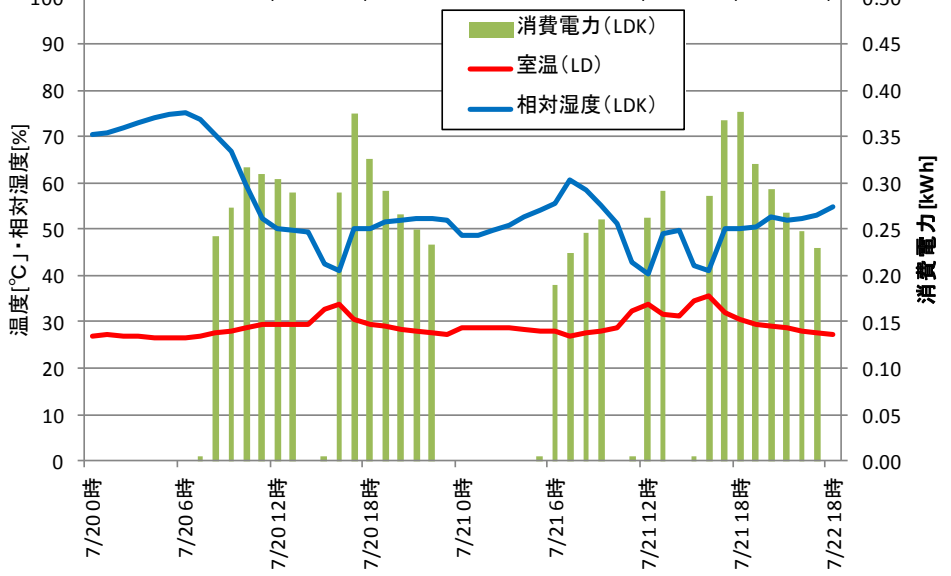
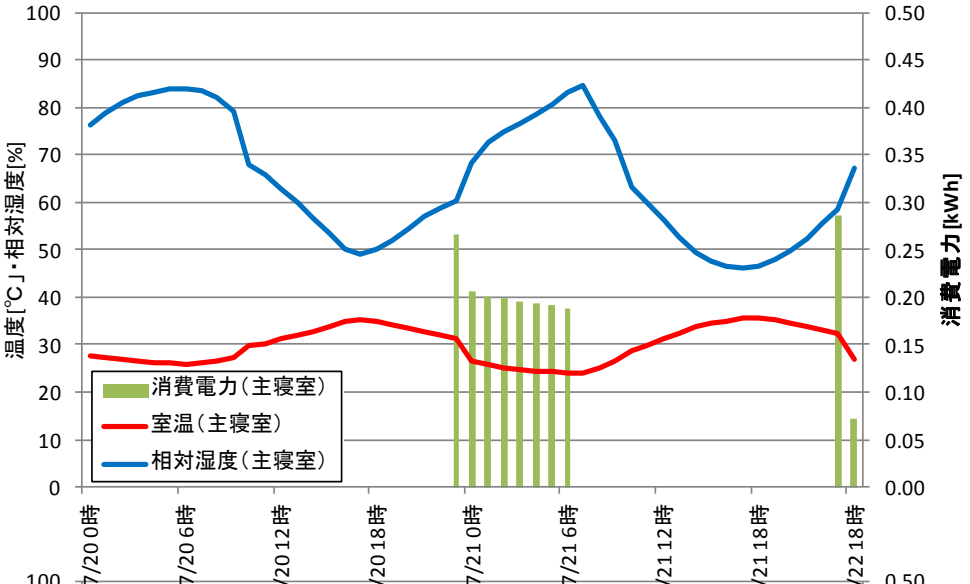
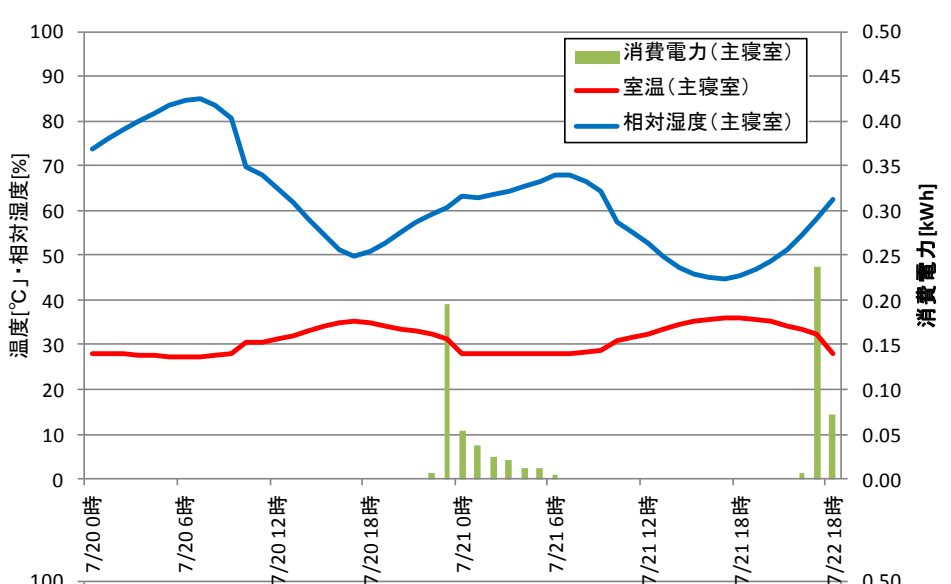
冷房実施時間（消費電力>0）にも室温は27℃よりやや高く推移し、相対湿度は50%程度で推移している。



※室温でON/OFF判定（左図）では、冷房スケジュールがONで、かつ前時刻の室温が27℃超の場合にエアコンがONとなる（現行基準と同じ考え方、ただし判定は1分ごと）

5. 潜熱負荷を適切に考慮した熱負荷計算法の開発と基準原案の作成

同様に、6地域の主寝室、8地域（那覇）のLDKの結果を示す。主寝室は人間状態遷移モデルでは25℃程度まで室温が低下するが、相対湿度は70%以上となる（右上図。エアコン発停領域のためエアコンモデルにも改善余地あり）。8地域（左下・右下）の傾向はおおむね6地域と同様。



5. 潜熱負荷を適切に考慮した熱負荷計算法の開発と基準原案の作成

4地域以南における、住宅の現行基準値算定条件での冷房一次エネルギー計算結果は以下のようになった。

	4地域	5地域	6地域	7地域	8地域
冷房一次エネルギー基準値 (現行判定プログラムによる)	1,467	1,578	4,331	4,778	8,173
室温のみによるON/OFF判定結果	1,996	1,839	4,321	4,661	6,505
人体によるON/OFF判定結果	2,356	1,954	5,587	6,203	9,128

室温のみ：現行基準に近い考え方。冷房スケジュールONかつ室温27℃超でエアコンON
人体：「冷房スケジュール」は無く状態遷移図に従う。エアコンONは退室まで継続

単位[MJ/年]

以下のような傾向が複合的に生じた結果になっていると考えられる。

- ①盛暑期は、南の地域ほど日中の冷房室温は27℃まで低下しにくく（**現行より冷房E減少方向**）、一方相対湿度は50%程度まで低下する（**現行より冷房E増加方向、窓開けも潜熱面では冷房E増加方向**）。
- ②盛暑期夜間の冷房室温は、室温で冷房判定した場合おおむね現行計算どおり28℃前後となり、人体判定した場合には在室中は冷房が続くモデルのため25℃程度まで低下する（**現行より冷房E増加方向**）。一方潜熱処理量は小さく、相対湿度は60%までは低下しない（**現行より冷房E減少方向**）。
- ③梅雨期や蒸暑地域では夜間の傾向に近くなり、乾暑時では日中の傾向が顕著となる。

現行基準値の計算プログラムの内容を再現していない部分や、計算過程で「負荷」が得られないなど単純比較が難しい要素もあるため、一次エネルギー基準値に反映させるには引き続き詳細に検討を行う必要がある。

6. まとめ(1)

本事業の成果をまとめると以下のようなになる。

①建物側要因

- ・アンケートによる室内仕上げや家具等の所有量に関する調査、および各種材料の熱湿気物性値調査を行い、家具等の数値計算モデルを提示した
- ・単純な条件で試算を行い、吸放湿による室温湿度・負荷への影響の程度を示した。

②人間側要因

- ・アンケートによる冷房・通風行為の決定要因を分析し、期間の相違（8月/9月/10月）に統計的有意性が認められること、風通し等の住居環境・周辺環境にも有意性が認められることを示した。
- ・フィールド実測調査により、エアコンON/OFF、窓OPEN/CLOSEの生起条件となる要素を分析し、状態遷移モデルを構築した。

③設備側要因

- ・潜熱処理機能を備えた空調設備に関して、下記の通り潜熱処理機能の評価・機器特性把握を可能とする計算モデルを構築出来た。

◇ルームエアコン：除湿を行う室内機の熱交換機を微小領域に分割したシミュレーションモデルを作成し、その計算結果をもとに機器特性データを作成して、実測結果と合致する予測モデルを完成した。プログラムに反映しやすい簡易モデルも作成した。

◇ビルマルチエアコン：室内機が複数あるモデルで、室内機の実機特性モデルを元にシステム全体の運転時蒸発温度予測を行うシステム計算モデルを作成し、潜顕能力予測・システム性能予測を可能とした。

6. まとめ(2)

◇全熱交換機：全熱交換機的能力が、機外静圧の影響による内部空気漏れによって変動することを把握し、内部空気漏れを考慮した性能計算モデルを作成して、実測結果と合致することを確認した。

◇ヒートポンプデシカント調湿外調機：負荷率変動にも対応するため、圧縮機回転数を入力項とした特性式を作成し、実測結果と合致する計算モデルとなっていることを確認した。合わせて省エネルギー基準へ反映するための計算方法について提案した。

これらの成果（モデル）を冷房一次エネルギー計算プログラムとして実装し、住宅の省エネ基準モデル住宅において基準値の算定条件で計算を行った。計算結果の傾向として夏期の日中は室温は現行の設定温度よりやや高く、相対湿度は設定値より低くなる傾向が見られ、人間の状態遷移モデルを組み込んだ計算ではどの地域においても現行基準値より冷房一次エネルギーが大きく算定された。※基準値への反映に関しては引き続き検討が必要

- ・開発した評価法の一部は、平成28年度中に省エネルギー基準の技術解説書に反映させる予定。
- ・ただし、一部の機器については、一般の設計者が入手可能な情報（機器仕様等）だけで評価ができるように、開発した計算モデルの簡易化するなどの微調整が必要。
→これらについては、今後の基準改正のタイミングに合わせて省令、告示、解説書等に反映させたい。
- ・上記の見直しによって、潜熱処理を工夫することによって省エネルギーを図るシステムについてその性能を適切に評価をすることができるようになり、潜熱顕熱分離空調のような高度な省エネシステムの普及に寄与することができる。