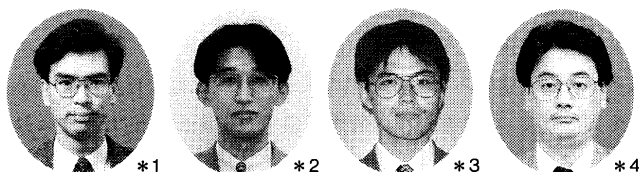


集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究

STUDY ON SUCTION TEMPERATURE CHARACTERISTICS OF GROUPED AIR-CONDITIONERS' OUTDOOR CONDENSING UNITS

羽山広文 ——*1
木下 学 ——*2
山崎大輔 ——*3
倉渕 隆 ——*4

Hirofumi HAYAMA
Manabu KISHITA
Daisuke YAMAZAKI
Takashi KURABUCHI



Installing outdoor units of air-cooled, separated type packaged air-conditioners in a concentrated way can reduce their cooling capacity and overall efficiency due to a temperature rise in the cooling air caused by a short circuiting of the exhaust air. Systematic reduced scale model experiments were carried out with the aim of relating the geometric configuration of grouped outdoor units to the resultant temperature rise of suction air under stagnant surrounding conditions. Experimental data together with theoretical consideration of a new structure around the outdoor units were summarized into a model equation using two parameters. Observed peak temperature rise of suction air and its spatial distribution were both well reproduced using the prediction method based on the proposed model equation.

キーワード：
室外機, ショートサーキット流れ, 相似則, 模型実験

Keywords:
Outdoor air-condensing unit, Short-circuit air flow, Similarity rule, Modeling experiment

1. はじめに

近年、インテリジェントビル等の建物の空調設備として、空冷パッケージ型空調機を採用する例が増えている。その理由として、このような建物では、ゾーン毎または室毎の様々な利用形態に対応できる空調設備が要求されるのに対し、空冷パッケージ型空調機はこの種の要求に柔軟に対応することが可能であること、据付け工事が簡便であること、低価格であることなどが理由として挙げられる。

しかし一方では、空調機の台数が増加し、屋外の限られたスペースに空調機室外機を集中して設置することが多くなる。このため、冷房時集中設置された室外機では、自らの高温排気を再度吸込むショートサーキット流れが生じ、室外機吸込み温度が上昇する。これは空調機の冷却能力や総合効率の低下、冷媒圧力の上昇に伴う空調機の停止を引き起こす要因となる。室外機を設置する場合、室外機の吸込み温度を予測することができれば、許容範囲内に温度上昇を抑制する設置条件を決定することが可能となる。序¹⁾は、建物のベランダに室外機が設置された場合について、実測および気流解析を用いて室外機の吸込み温度上昇の予測方法を検討しているが、室外機が建物の屋上に設置される場合についての報告は見られない。

そこで本報告では、室外機の適正な配置方法の実現を目的に、現場実測による問題点の把握、模型実験による現象の把握を行った。さらに、室外機吸込み温度上昇の計算モデルを作成し、模型実験に

よる予測精度の検証および室外機の吸込み温度上昇と設置条件の関係について検討したので報告する。

記号表

β : 体積膨張率[1/°C]
 g : 重力加速度[m/s²]
 c_p : 空気²⁾の比熱[J/(kg(DA)・°C)], [W s/(kg(DA)・°C)]
 ρ : 空気²⁾の比重[kg/m³]
 A_r : 7/8係数 $A_r = \frac{\beta g \Delta \theta L}{U^2}$
 R_{et} : 乱流レイノルズ数 $R_{et} = \frac{UL}{\nu_t}$
 U : 代表速度[m/s]
 $\Delta \theta$: 代表温度差[°C]
 ν_t : 渦動粘性係数[m²/s]
 E : 環流風量[m³/s]
 Q : 流入風量[m³/s]
 q : 室外機の吸込み風量[m³/s]
 K_p : 吸込み気流の単位室外機設置長さ当たりの熱コンダクタンス[W/m²°C]
 K_e : 環流気流の単位室外機設置長さ当たりの熱コンダクタンス[W/m²°C]
 K_i : 流入気流の単位室外機設置長さ当たりの熱コンダクタンス[W/m²°C]
 θ : 温度[°C]
 t : 室外機吸込み温度[°C]

*1 NTT ファシリティーズ研究開発部 工修
(〒180 武蔵野市緑町3-9-1 NTT 武蔵野研究開発センター内)

*2 NTT ファシリティーズ研究開発部 工修

*3 竹中工務店大阪本店設計部 工修

*4 東京理科大学工学部建築学科 助教授・工博

*1 R&D Dept. NTT Power and Building Facilities Inc., M. Eng.

*2 R&D Dept. NTT Power and Building Facilities Inc., M. Eng.

*3 Building Design Dept., Osaka Main Office, Takenaka Corporation, M. Eng.

*4 Associate Prof. Dept. of Architecture, Science Univ. of Tokyo, Dr. Eng.

- t_f : x=Lでの流入空気温度[°C]
- t_s : 室外機間の温度[°C]
- t_o : 室外機の吹出し温度[°C]
- t_c : 環流空気の温度[°C]
- t_{avg} : 室外機吸込み温度上昇の平均値[°C]
- t_{max} : 室外機吸込み温度上昇の最大値[°C]
- $\alpha_w, \beta_{w,L}$: 補正係数[-]
- L: 室外機設置長さ[m]
- h: 取り付け高さ[m]
- W: 通路幅[m]
- R: 室外機の発熱量[W/m]
- S: 流入面積[m²]
- H: 室外機高さ[m]
- n: 中心からの設置台数[台]
- x: 中心からの距離[m]

2. 現状の問題点

室外機が連続的に設置されている場合の室外機の吸込み温度の実態を把握するため、実測調査を行った。対象は空冷パッケージ型の空調機室外機である。図1に実測調査場所の室外機配置を示す。屋上の限られたスペースに室外機が集中的に設置されているのがわかる。図2に室外機の吸込み温度上昇（吸込み温度－外気温度）の測定例を示す。その結果、設置場所により吸込み温度上昇に違いがあり、列の中央部で温度上昇が大きくなっている。これは、室外機からの高温排気が大気に拡散されず、再度室外機に吸い込まれるショートサーキット流れが生じているためと考えられる。また、最大値および最小値の差は大きく、吸込み温度が大きく変動している。この要因として、室外機周囲の気流の変化で、大気への熱拡散が変動することが考えられる。図3に吸込み温度上昇の頻度分布を示す。この結果、実測調査の時間内で吸込み温度上昇が5°C以上となるのは約4割であった。

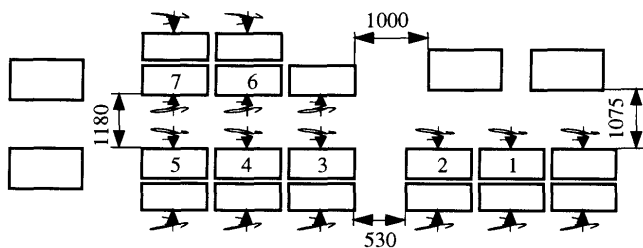


図1 実測調査対象室外機

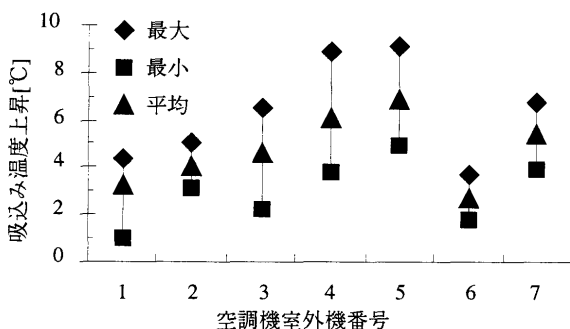


図2 室外機の吸込み温度上昇の測定例

一方、室外機は外気との熱交換により冷暖房を行うため、室外機の吸込み温度は空調機の能力および総合効率に大きな影響を与える。図4に冷房時における空冷パッケージ型空調機の室外機の吸込み温度と冷却能力・総合効率の関係の例を示す。この図より、吸込み温度が5°C上昇すると冷却能力は約5%、総合効率は約1.0%低下することがわかる。また、R22の冷媒を用いた空調機は動作可能な吸込み温度が43°Cとなっているものが多く、これを越えた場合、空調機の保護動作が働き停止することがある。このことから、室外機を設置する場合、建設費の低減、省エネルギー、機器の適正な運転を図るため、吸込み温度上昇を規定値以下に抑制する配置計画が重要である。

3. 室外機模型の概要

3.1 室外機模型の作成

様々な設置形態における室外機の吸込み温度上昇を再現するため模型を作成した。対象室外機は装置側面または底面に外気取り入れ用の開口があり、装置上部の排気用ファン2機により排気を行う強制空冷型である。装置側面の開口部から外気を取り入れるものが横吸込みタイプ、装置底面から外気を取り入れるものが下吸込みタイプである。模型の大きさは、実機の1/6の寸法で相似となるよう配慮した（図5参照）。

3.2 相似則によるパラメーターの設定

本検討では室外機周辺条件として最も厳しい無風条件を想定しているため、模型実験側で制御できるのは模型寸法、風量、排気速度

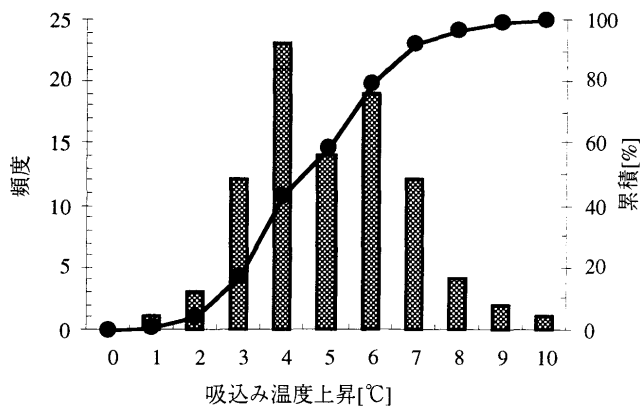
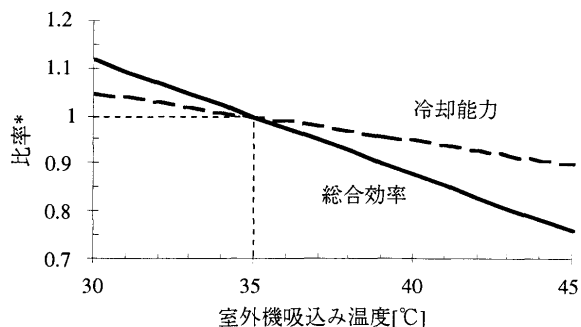


図3 吸込み温度上昇の頻度分布



*: 5HP空調機 室内条件; 27°C, 50%
 室外機吸込み温度35°Cを1とした場合のシミュレーション結果

図4 室外機吸込み温度と冷却能力・総合効率の関係

および温度となる。系の力学的相似は、室外機の形状を実機と幾何学的に相似とした上で、平均排気速度を代表風速、模型周辺温度と排気温度の差温を代表温度差とし、アルキメデス数 A_r の一致によって達成されるものと考えた²⁾。これと同様に、室外機表面からの伝達熱は無視し、内部発熱と換気熱損失から得られる熱的相似を考慮した。ここで $v_r \propto U L$ とし、乱流レイノルズ数 R_{re} の自動的一致を仮定した。従って、力学的相似条件は(1)式、熱的相似条件は、対流輸送と内部発熱の関係から(2)式とした。

$$n_\theta n_L = n_U^2 \quad (1)$$

$$n_R = n_U n_\theta n_L^2 \quad (2)$$

なお、室外機頂部付近の熱拡散には排気の乱れ性状の影響が無視し得ないと考えられるが、実機と同様ファンによる排気であることから、特に考慮しなかった。

4. 現場実測による模型実験の妥当性の検証

4.1 現場実測の概要

調査現場は、模型実験が容易に実施可能な室外機配置であるビルとした。測定項目は吹出し、吸込み口温度、室外機間温度、外気温度である。図6に実測室外機の配置寸法と測定ポイントを示す。実測時室外機の運転は強制運転とし、一定の排気風量および発熱量となるよう固定した。

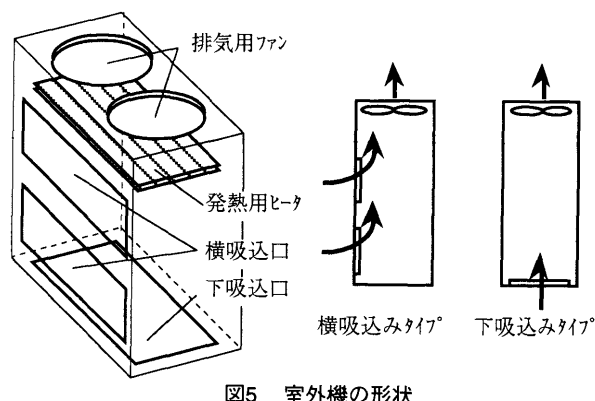
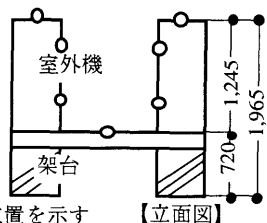


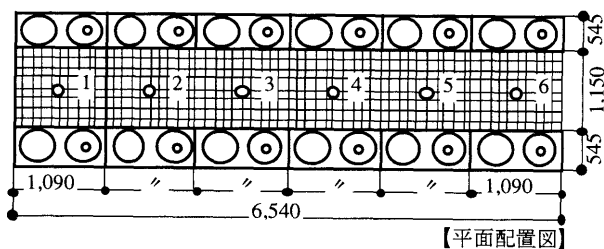
図5 室外機の形状

室外機寸法(W×D×H)
: 1090×545×1245mm
架台高さ
: 720mm

○: 温度測定ポイント
配置図内数値は室外機位置を示す



【立面図】



【平面配置図】

図6 実測室外機の配置寸法と測定ポイント

4.2 実機と模型の温度比較

現場実測の室外機配置を模型で再現し、同様の温度測定を行った。図7に室外機吸込み温度上昇に関する実測値と模型実験結果の比較を示す。実機では外気条件等の影響を受けて温度が大きく変動している。しかし、平均温度については比較的対応がよく、模型実験により実機の状況が概ね再現できるものと判断した。

5 模型実験の概要

5.1 実験方法

室外機が屋上に多数設置されていることを想定し、図8に示すように対称面に断熱材の壁を設け実験を行った。これは、対称に室外機の列が並ぶ状態を想定した上で、外気が静穏な最も厳しい状況をモデル化したものである。実験には縮尺1/6の室外機模型を用い、室外機設置長さL(模型台数)、通路幅Wおよび取り付け高さhを実験変数とした。表1に示す計50ケースの実験パターンについて、室外機の吸込み、吹出し温度、室外機間温度および外気温度を測定した。温度測定はK型熱電対を用い、データロガーにてデータを集録した。

5.2 対称性の検証

本実験に先立ち、室外機が連続的に設置されることを再現するため、断熱壁を対称面に設置した模型配置において、吸込み温度上昇の対称性について検証を行った。図9に3種類の異なる設置タイプについて、室外機吸込み温度上昇の測定結果を示す。その結果、各設

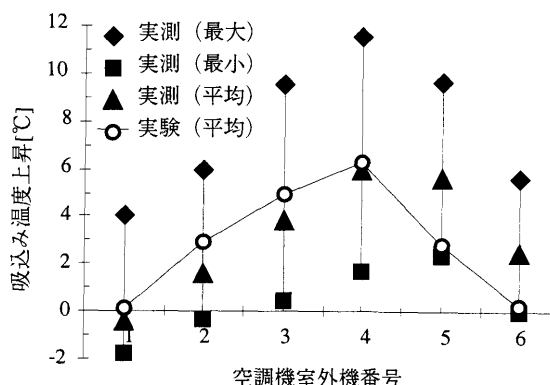


図7 室外機吸込み温度の実測値と実験値

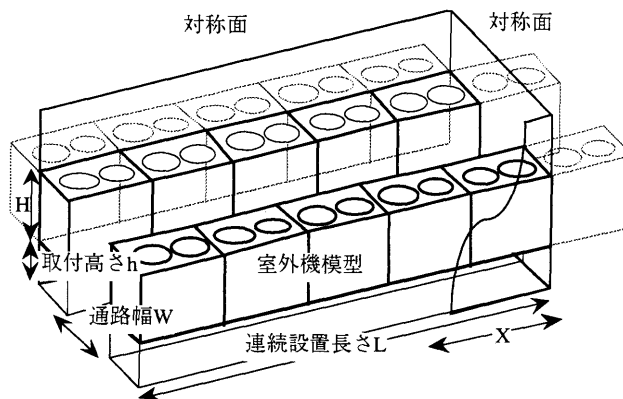


図8 室外機模型の配置

置タイプにおける装置の吸込み温度上昇は概ね一致し、xおよびy方向の対称性が保たれていることを確認した。

6 室外機吸込み温度上昇の予測

6.1 モデル

空調機室外機の奥行き方向の微小長さdxの空間に流入・流出する気流には、図10に示す q_i, E_i, Q_i, Q_{i+1} が考えられ、各々の空気温度を $t_i, t_r, \theta_i, \theta_{i+1}$ とする。空間内の風量収支より以下の式が成立する。

$$E_i + Q_i - q_i - Q_{i+1} = 0 \quad (3)$$

熱量収支についても同様に以下の式が成り立つ。

$$c_p \rho (t_r E_i + \theta_i Q_i - t_i q_i - \theta_{i+1} Q_{i+1}) = 0 \quad (4)$$

このうち、室外機の吸込み風量 q_i は与条件として一定と与え、また室外機からの環流風量 E_i を一定と見なすと以下のように表すことができる。

$$c_p \rho q_i = K_u dx \quad (5)$$

$$c_p \rho E_i = K_o dx \quad (6)$$

また $q_i > E_i$ でありこの差をQとおけば次式となる。

$$c_p \rho Q = (K_u - K_o)x = K_v x \quad (7)$$

次に、温度については実験結果より

$$t = t_i \quad (8)$$

$$t_o = t_i + \frac{R}{K_u} \quad (9)$$

であり、 θ_i とtの関係は以下となる。

$$\theta_i = t + \frac{dt}{dx} \frac{dx}{2}, \quad \theta_{i+1} = t - \frac{dt}{dx} \frac{dx}{2} \quad (10)$$

一方、 t_i, t_o, t_i の関係は図11に示すように t_i を t_o と t_i を内分すること

により近似的に以下とおいた。

$$t_r = \alpha_w t_o + (1 - \alpha_w) t_i \quad (11)$$

設置長さLの場合、 $E_{total} = K_o L$ 、 $Q_{total} = K_v L$ であり、各々の開口部面積で除した値が面平均風速となる。室外機高さH、通路幅W、室外機設置長さLが変化した場合、この風速比は変化すると考えられ、Eの面平均風速を基準とした流入空気的面風速を $\beta_{w,L}$ とすれば以下となる(図12参照)。

$$\beta_{w,L} \frac{K_o L}{LW} = \frac{K_v L}{S}, \quad K_o = \frac{LW}{\beta_{w,L} S} K_v \quad (12)$$

補正係数 $\alpha_w, \beta_{w,L}$ を用い、 $x=L$ における吸込み温度を $t=t_f$ とすると、xと吸込み温度tの関係は次式となる。

$$t = \frac{\alpha_w R L W}{\beta_{w,L} S K_u} \log_e \left(\frac{L}{x} \right) + t_f \quad (13)$$

6.2 補正係数の決定

補正係数 $\alpha_w, \beta_{w,L}$ は実験により定められるパラメータであることから、実験結果を用い、 $\alpha_w, \beta_{w,L}$ をW/H、L/Wの関数として算出する。実験結果からの α_w を図13、 $1/\beta_{w,L}$ を図14に示す。 $\alpha_w, 1/\beta_{w,L}$ は横吸込みタイプの場合、(14)、(15)式、下吸込みタイプの場合、(16)、(17)式となる。多少のばらつきはあるが、W/Hの増加に伴い α_w が低下すること、L/Wの減少に伴い $1/\beta_{w,L}$ が低下することは妥当な結果と考えられる。

ここで得られた $\alpha_w, 1/\beta_{w,L}$ と設置条件を(13)式に代入することにより、室外機の吸込み温度上昇が算出可能となる。室外機吸込み温度上昇tを小さくするためには、 α_w または $1/\beta_{w,L}$ を小さくする必要がある。

表1 模型実験パターン

横吸込みタイプ	
通路幅W[m]	0.15, 0.25, 0.35, 0.45
取り付け高さh[m]	0, 0.125, 0.25
室外機設置台数[台]	2, 3, 4, 6
下吸込みタイプ	
通路幅W[m]	0.15, 0.25, 0.35, 0.45
取り付け高さh[m]	0.125, 0.25
室外機設置台数[台]	2, 3, 4, 6

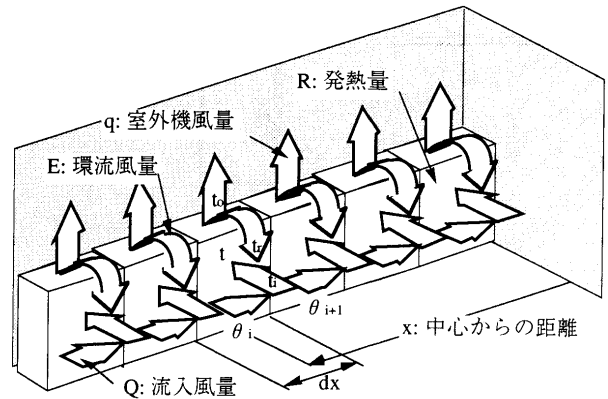


図10 気流パターン概念

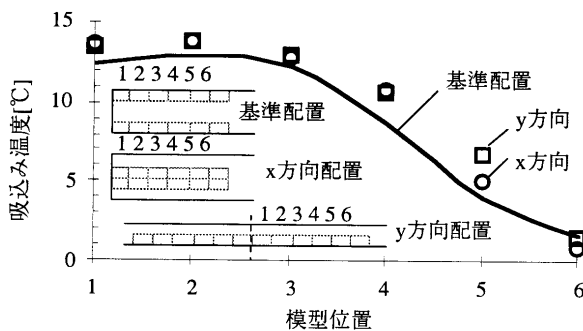


図9 対称性の検証実験結果

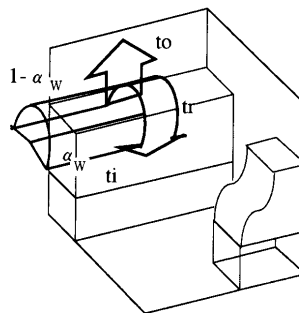


図11 α_w の概念

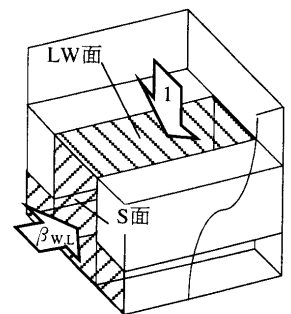


図12 $\beta_{w,L}$ の概念

横吸込みタイプ: $\alpha_w = -0.133(W/H) + 0.321$ (14)

横吸込みタイプ: $1/\beta_{w,L} = 0.337(L/W)$ (15)

下吸込みタイプ: $\alpha_w = -0.317(W/H) + 0.728$ (16)

下吸込みタイプ: $1/\beta_{w,L} = 0.084(L/W)$ (17)

6. 3 吸込み温度分布の計算と実験

図15に室外機吸込み温度上昇の分布の実験値と計算値の比較を示す。その結果、室外機連続設置時の中心(対称面)付近では、計算値と実験値の差は大きくなるが、その他の領域では比較的良好に一致している。中心付近での誤差は、予測式がlog関数となることから、中心からの距離x=0付近で実際の現象と矛盾していることによるものと考えられる。

6. 4 吸込み温度上昇の平均と最大

実用上は室外機の最大吸込み温度、即ちx=0の温度が予測可能であることが望ましい。そこで、最大値の影響因子と考えられる室外機吸込み温度上昇の平均値と最大値の関係を図16に示す。この図より、吸込み温度上昇の平均値と最大値との間には強い相関関係があることがわかる。横吸込みタイプでは(18)式、下吸込みタイプでは(19)式となり、室外機吸込み温度上昇の平均値を計算により得ることができれば、最大値の予測が可能と判断できる。そこで、吸込み

温度上昇の平均値を(13)式を用いて求め、その結果に基づいて吸込み温度上昇の最大値を算出することを試みた。即ち、対称面から第k台目の室外機の中心からの距離は $x=(2k-1)L/2n$ となるので、これを(13)式に代入すれば第k台目の室外機の吸込み温度上昇の代表値が得られる。同様の計算を全ての室外機について実施し、その算術平均を取れば(20)式となり、吸込み温度上昇の平均値が得られる。この結果を(18)、(19)式に代入し、最大値を計算する方法を最大温度モデルと呼ぶことにする。

横吸込みタイプ: $t_{max} = 1.92t_{ave}$ (18)

下吸込みタイプ: $t_{max} = 2.39t_{ave}$ (19)

$t_{ave} = \frac{\alpha_w RLW}{\beta_{w,L} SK_u n} \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \log_e \left(\frac{2n}{2k-1} \right)$ (20)

6. 5 吸込み温度上昇の最大値の計算と実験

最大温度モデルによって得られる吸込み温度上昇の最大値の計算値と実験値の比較を図17に示す。横吸込みおよび下吸込みの両タイプとも、計算値と実験値が良好に一致している。この結果、最大温度モデルにより、実際の設置条件での吸込み温度上昇の最大値を予測可能であることが示された。

7. 吸込み温度上昇の最大値と室外機設置条件

通路幅W、取り付け高さh、室外機設置長さLが室外機吸込み温度上昇の最大値に与える影響を評価するため、室外機設置条件の各パラメータを増減させ、室外機吸込み温度上昇の最大値を算出した。その結果を図18に示す。最大値はWおよびhの増加に伴い減少す

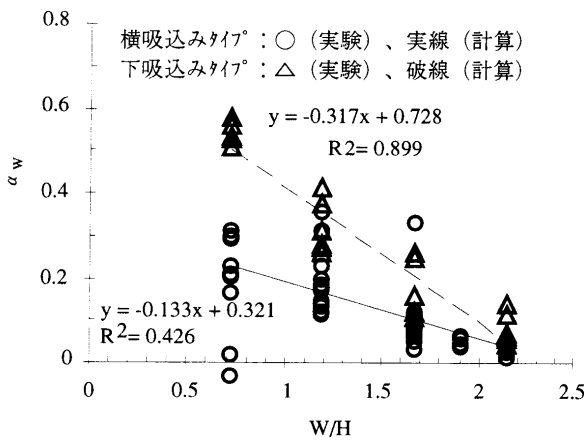


図13 α_w の分布

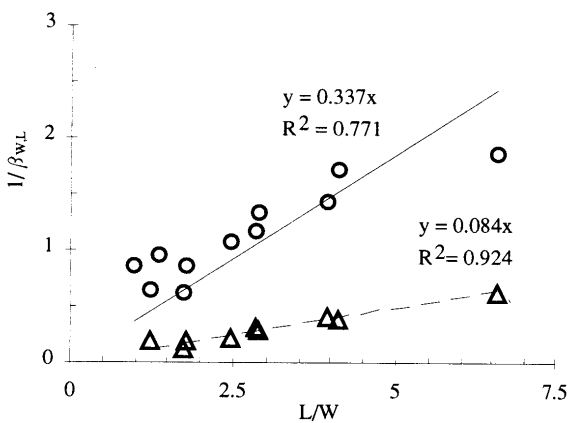


図14 $\beta_{w,L}$ の分布

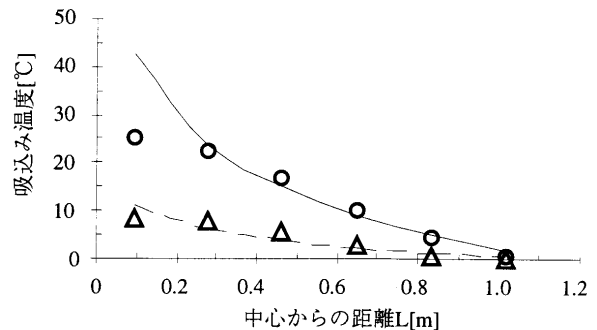


図15 室外機吸込み温度上昇の分布の計算と実験

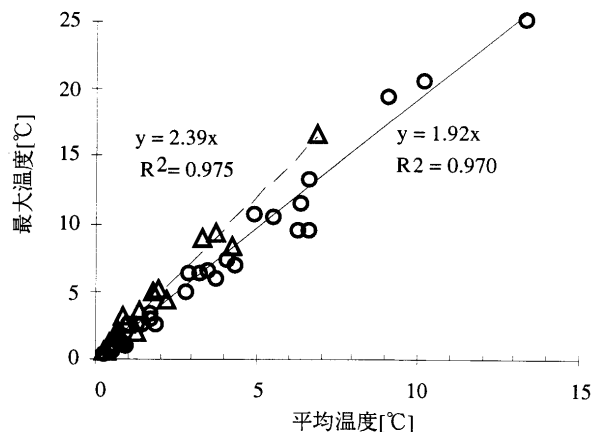


図16 室外機吸込み温度上昇の平均と最大

る。この計算範囲内では、Wおよびhが1[m]増加すると室外機の吸込み温度の最大値は、それぞれ2[°C]、1[°C]程度の減少となる。Lを一定とした場合、Wはhより室外機吸込み温度上昇の最大値に与える影響は大きいことがわかる。一方、Lが増加すると最大値は急激に増加する傾向にあり、最大値を抑制するためには室外機の連続設置台数に上限を設けることが有効といえる。

8. まとめ

集中設置される空調機室外機を対象に、現場実測調査および相似則を考慮した室外機模型により、室外機設置条件の各パラメータと室外機吸込み温度の関係について検討した。その結果、以下の知見を得た。

- 1) 屋上に室外機が連続して設置されている場合の室外機吸込み温度上昇の実態調査を行った結果、集中設置された場合の設置条件が室外機の吸込み温度上昇に大きく影響していることがわかった。
- 2) 相似則を考慮した室外機模型について、実物との比較を行い模型実験の妥当性を検証し、良好な結果を得た。
- 3) 室外機が連続的に設置されることを再現するため、断熱壁を対称面とした模型設置において吸込み温度上昇の対称性を実験により確認した。
- 4) 室外機設置条件を考慮した室外機吸込み温度上昇の予測モデルを作成し、実験との比較を行った。その結果、最大温度モデルを用いることにより、室外機設置条件を考慮した室外機吸込み温度上昇の最大値を十分な精度で予測できることを確認した。このモデルは室外機設置条件の各パラメータが室外機の吸込み温度上昇に与える影響を明確にすることができ、室外機の適正な配置計画に有効と考えられる。

参考文献

- 1) 疋昌之・福島清司・関矢遼一・佐藤鋼平・中村隆広：大空間におけるビル用空調室外ユニット周りの気流解析,日本機械学会環境工学総合シンポジウム講演論文集,pp.443～445,1993.7
- 2) (社) 空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学会便覧(第12版),相似則と無次元化・基礎編,pp.198～199,1995.3

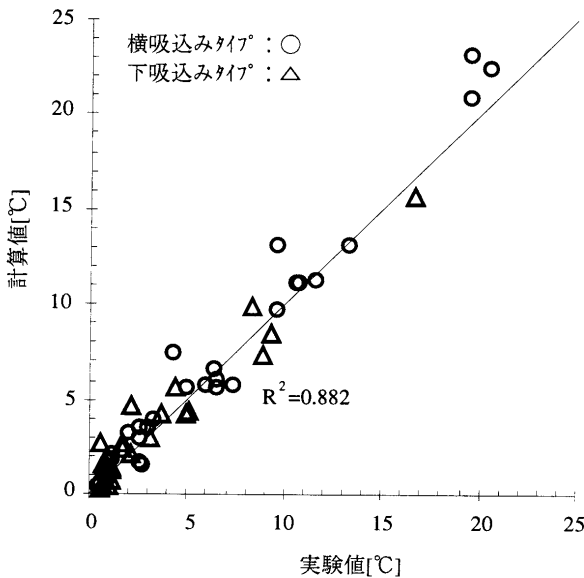


図17 室外機吸込み温度上昇の最大値

- 3) 羽山広文・木下学・倉淵隆・山崎大輔・平松和浩：集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究(その1),日本建築学会大会学術講演梗概集,pp.895～896,1995.8
- 4) 木下学・羽山広文・倉淵隆・山崎大輔・平松和浩：集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究(その2),日本建築学会大会学術講演梗概集,pp.897～898,1995.8
- 5) 山崎大輔・羽山広文・木下学・倉淵隆・平松和浩：集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究(その3),日本建築学会大会学術講演梗概集,pp.899～900,1995.8
- 6) 木下学・羽山広文・倉淵隆・山崎大輔：集中設置される空調機室外機の吸込み温度性状の研究(その4),日本建築学会大会学術講演梗概集,pp.655～656,1996.9
- 7) 羽山広文・木下学・中尾正喜・倉淵隆・山崎大輔：集中設置される空調機室外機周辺の温度性状の検討,日本機械学会環境工学総合シンポジウム講演論文集,pp.337～340,1995.7

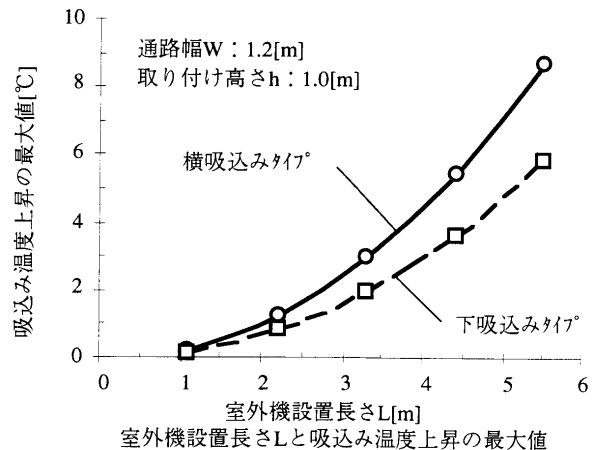
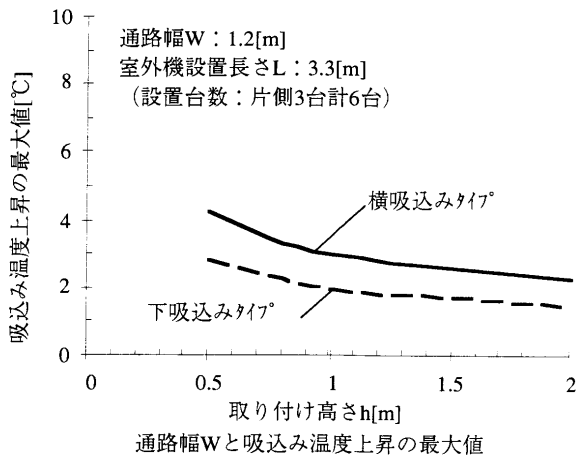
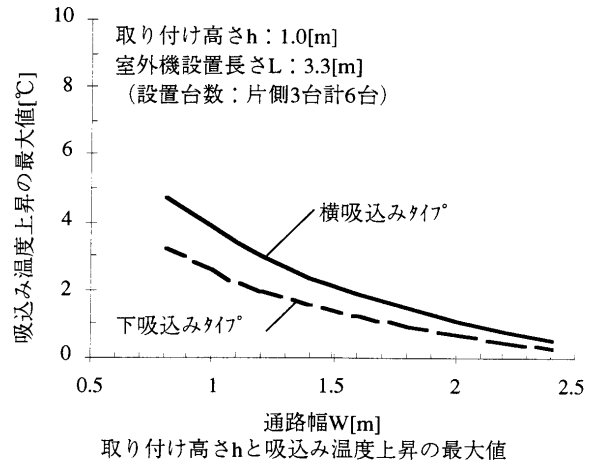


図18 室外機吸込み温度上昇の最大値と設置パラメータの関係

[1996年6月28日原稿受理 1996年9月10日採用決定]