



Title	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 模型実験による吸込み温度計算モデルの評価
Author(s)	山崎, 大輔; 羽山, 広文; 木下, 学 他
Citation	大会学術講演梗概集. D-2, 環境工学II, 熱, 湿気, 温熱感, 自然エネルギー, 気流・換気・排煙, 数値流体, 空気清浄, 暖冷房・空調, 熱源設備, 設備応用, 1995, 899-900
Issue Date	1995-07-20
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50580
Rights	日本建築学会. 本文データは学協会の許諾に基づきCiNiiから複製したものである.
Type	journal article
File Information	GKKD-2_899-900.pdf



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 模型実験による吸込み温度計算モデルの評価

空調機 室外機 ショートサーキット流れ

正会員 〇山崎 大輔*
同 同 羽山 広文**
同 同 木下 学**
同 同 倉淵 隆***
同 同 平松 和浩*

1. はじめに 前報に引続き本報では1/6スケール模型を用いて温度や風速を詳細に測定し、周辺気流・温度分布を把握した。更に、空調機室外機の吸込み温度予測用簡易モデルを作成することで、室外機を集中設置する際の設計資料作成を目的とした検討を行った。(図1)

2. 実験概要 室外機が屋上に多数設置されていることを想定し、模型実験を行った。実験には室外機模型(縮尺1/6)を使用し、変数には模型台数(6, 4, 3, 2台)、模型設置間隔(150, 250, 350mm)、架台高さ(0, 125, 250mm)をとり、表1に示す計36ケースの空間温度・模型間風速の測定を行った。温度測定はc c型熱電対を測定位置に配置し、データロガーにてデータを収集した。風速測定には有指向性風速計であるKANOMAX776マスターを使用した。また、実験では対称面と想定される部位を図2に示すように断熱材で囲った。これは前報でも触れ図1に示すように、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。

3. モデル 室外機の奥行き方向の微小長さ dx の空間に流入・流出する風量としては、図3-1に示す q_i , E_i , Q_i , Q_{i+1} が考えられ、各々の空気温度は図3-2のように t_i , t_r , θ_i , θ_{i+1} とする。空間内の風量収支より以下の式が成立する。

$$E_i + Q_i - q_i - Q_{i+1} = 0 \quad (\text{風量バランス}) \quad (1)$$

熱量収支についても同様に以下の式が成り立つ。

$$t_r E_i + \theta_i Q_i - t_i q_i - \theta_{i+1} Q_{i+1} = 0 \quad (\text{熱バランス}) \quad (2)$$

このうち q_i は規定され(一定)、 E_i については図4-1にその測定結果の一例を示すように、風向の相違による測定誤差を考慮するとその主要部分でほぼ一定とみなせることから、以下のように書ける。

$$q_i = K_u(x+dx-x) = K_u dx \quad (3), \quad E_i = K_o dx \quad (4)$$

また $q_i > E_i$ であり、この差を Q とおけば次式となる。

$$Q = K_u x - K_o x = (K_u - K_o) x = K_v x \quad (5)$$

次に温度については実験結果より

$$t = t_i \quad (6), \quad t_o = t_i + R/K_u \quad (7)$$

であり、 θ_i と t の関係は以下となる。

$$\theta_i = t + \frac{dt}{dx} \frac{dx}{2}, \quad \theta_{i+1} = t - \frac{dt}{dx} \frac{dx}{2} \quad (8)$$

一方、測定結果の一例を図5-2に示すように、 t_r は t_o と t_i を内分することにより近似的に以下のように表した。

$$t_r = a_w t_o + (1-a_w) t_i \quad (9)$$

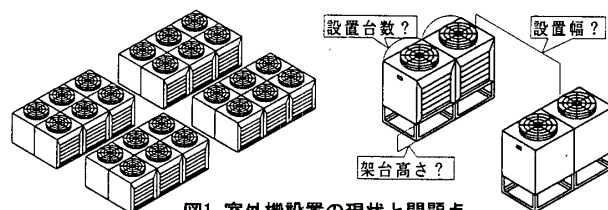


図1 室外機設置の現状と問題点

表1 実験変数

文字	単位	意味	変数
N	(台)	模型設置台数	6, 4, 3, 2
h	(mm)	架台高さ	0, 125, 250
W	(mm)	室外機間隔	0, 150, 250
H	(mm)	室外機高さ(210)	
S	(cm ²)	開口面積	
L	(mm)	室外機設置延長距離	
dx	(mm)	空間の幅	
x	(mm)	壁からの距離	
El	(m ³ /h)	排気風量	
Q _{air}	(m ³ /h)	空間への流入(出)空気量	
q _i	(m ³ /h)	室外機吸込空気量	
t	(°C)	空間温度 (= 吸込空気温度 t _i)	
t _o	(°C)	吐出空気温度	
t _r	(°C)	排気空気温度	
θ _{air}	(°C)	流入(出)空気温度	
K _u	(m ³ /m ² h)	単位長さ当りの排気風量	
K _v	(m ³ /m ² h)	単位長さ当りの排気風量	
K _o	(m ³ /m ² h)	単位長さ当りの排気風量	
R	(°C)	室外機熱容量	

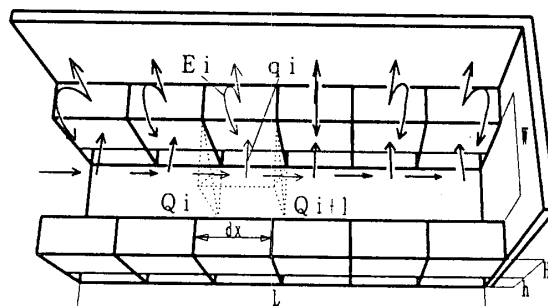


図2 模型実験概要図

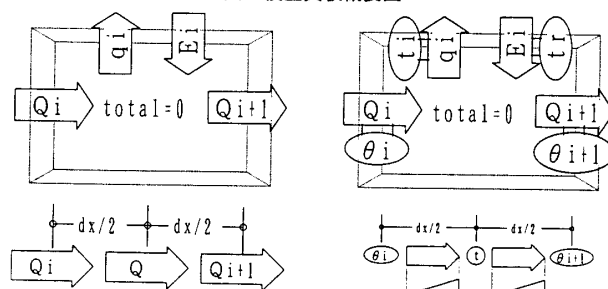


図3-1 風量収支図

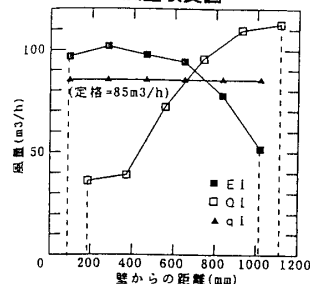


図4-1 風量測定結果

図3-2 熱量収支図

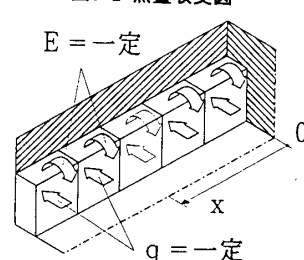


図4-2 風量に関する仮定

A study on Suction temperature of Outside Air-conditioning Units.
Part 3 Experimental and Analytical Study

DAISUKE Yamazaki et al.

設置全長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。パラメータH、W、Lが変化した場合、この風速比は変化すると考えられる。そこでEの面平均風速を基準とした流入空気的面平均風速を $\beta_{w,h}$ とすれば(図8に示す)、以下となる。

$$\beta_{w,h} \frac{K_o L}{LW} = \frac{K_v L}{S} \quad K_o = \frac{LW}{\beta_{w,h} S} K_v \quad (10)$$

以下の結果を総合すれば、実験的に定められる α_w 、 $\beta_{w,h}$ をパラメータとして式(11)に示す吸込み温度予測式が得られる。

$$t = \frac{\alpha_w R L W}{\beta_{w,h} S K_u} \log_e \left(\frac{L}{x} \right) + t_f \quad (t_f: \text{外気温}) \quad (11)$$

4. 実験結果及び考察 α β の決定 実験結果から、 α_w 、 $\beta_{w,h}$ を求め、それぞれ説明変数としてW/H、S/H²を用いて表したところ図7、9となり以下の回帰式が得られた。ばらつきは大きい、W/Hの増加に伴い α_w は低下すること、S/H²が0付近で $\beta_{w,h} \rightarrow 1$ となるのは妥当な結果といえる。

$$\begin{aligned} \alpha_w &= -0.116(W/H) + 0.304 \\ \beta_{W=150} &= -0.143(S/H^2) + 0.722 \\ \beta_{W=250} &= -0.105(S/H^2) + 1.048 \\ \beta_{W=350} &= -0.051(S/H^2) + 1.238 \end{aligned} \quad (12)$$

表2 全7-λの α_w 、 $\beta_{w,h}$

W(mm)	150	250	350
h(mm)	0	125	250
α	0.221	0.166	0.111
β	0.61	0.5	0.41

なお α_w 、 $\beta_{w,h}$ は原理的に相互に関連のあるパラメータで、図10に示すように今回は α_w と $1/\beta_{w,h}$ は原点を通過する線形関係にあると仮定した。さらに線形回帰式の傾き γ_h は図11に示すようにh/Hの関数として下記のように表わすことができ

$$\gamma_h = 2.871(h/H) + 7.065 \quad 1/\beta_{w,h} = \gamma_h \alpha_w \quad (13)$$

任意の間隔、高さにおける α_w 、 $1/\beta_{w,h}$ が得られる。(11)式に各パラメータとこの α_w 、 $1/\beta_{w,h}$ を与えることにより吸込み温度-外気温の予測値が得られる。

実験値とモデルとの比較 以上より得られた計算モデルによる計算結果と実験結果の比較の例を図12-1~4に示す。図において最端部のモデル値と実験値が離れるのは、このモデル式がlog関数で表されていることによる。図13に今回行った全ケースの計算と実験の比較を示すが、この点を除けば本モデルと実験結果の対応は比較的良好となった。

5. おわりに 室外機の吸込み温度に関し、今回の実験範囲に限れば、比較的高い精度の計算モデルが得られたと考えられる。しかし、モデルの物理的な妥当性や適用範囲の確認については今後進める必要がある。

謝辞、本研究は当時理科大卒論生の松本 武大氏の協力による、記して深謝いたします。

*東京理科大学大学院

**NTTファシリティーズ研究開発部

***東京理科大学助教授・工博

Graduate School, Science University of Tokyo

Research and Development Department, NTT Power and Building Facilities INC.

Assoc.Prof, Science University of Tokyo

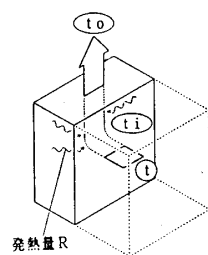


図5-1 室外機の各温度

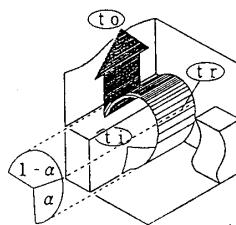
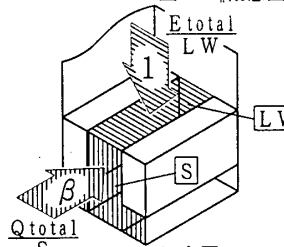
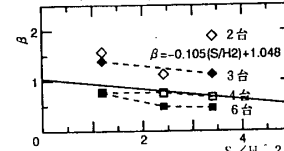
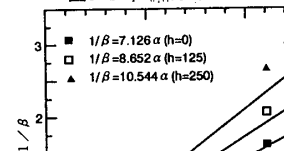
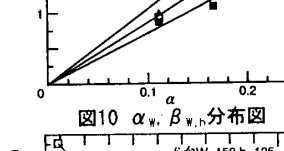
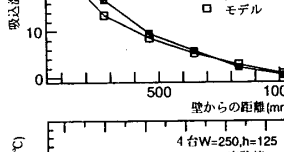
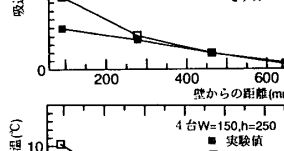
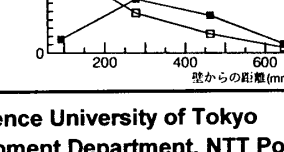
図6 α_w 概念図図8 $\beta_{w,h}$ 概念図図9-1 $\beta_{w,h}$ 分布(h=0)図9-2 $\beta_{w,h}$ 分布(h=125)図9-3 $\beta_{w,h}$ 分布(h=250)図10 α_w 、 $\beta_{w,h}$ 分布図図11 γ_h の回帰

図12 実験-モデル比較図



図13 モデルの評価

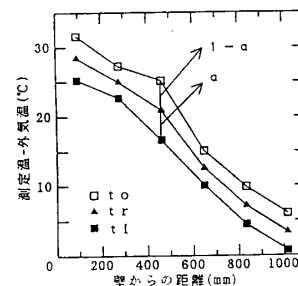


図5-2 各温度間の関係

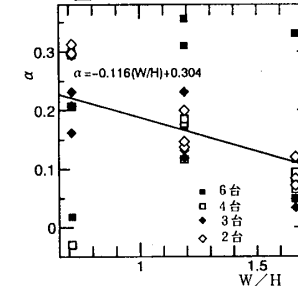
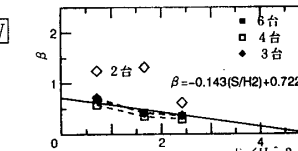
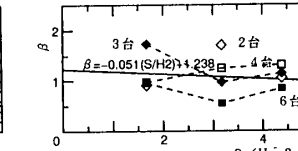
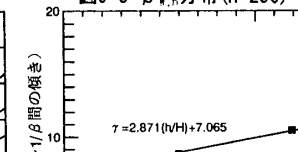
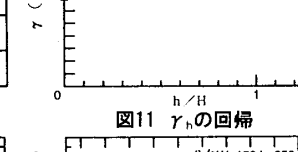
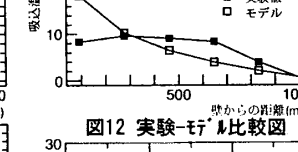
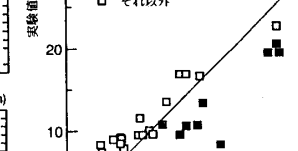
図7 α_w の分布図9-1 $\beta_{w,h}$ 分布(h=0)図9-2 $\beta_{w,h}$ 分布(h=125)図9-3 $\beta_{w,h}$ 分布(h=250)図10 α_w 、 $\beta_{w,h}$ 分布図図11 γ_h の回帰

図12 実験-モデル比較図

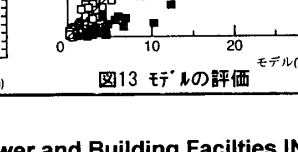


図13 モデルの評価