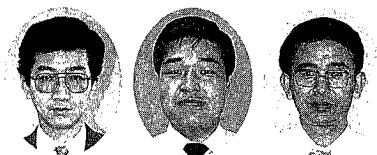


冷却塔からの白煙予測手法

Prediction of the Visible Plume from a Cooling Tower



技術開発本部 第1研究室
高田 一 貴
Kazutaka Takata
(気)生産部技術第2課
那須 潔
Kiyoshi Nasu
技術開発本部 第1研究室
吉川 洋 征
Hiroyuki Yoshikawa

The heated moist air from a cooling tower sometimes forms a visible plume in a rainy season and /or winter. It is sometimes considered to be a cause of nuisance such as icing, lower visibility, obstructed sunshine, icing, and local weather. Recently, facilities for reducing the visible plume from DHC (District Heating and Cooling) system in urban area and/or airports, and that from geothermal power plants in natural parks have become necessary, therefore an accurate prediction of the visible plume under every possible weather condition is important for an economical design of the cooling tower. A prediction procedure of the visible plume was already empirically established by Shinko Pantec Co., Ltd. In this work, a new type of prediction procedure has been developed together with an empirical procedure for applications such as cooling towers of various scales and plumes under all possible atmospheric conditions. The method becomes powerful tool not only for determining a reasonable wet/dry ratio, but also for both conducting an environmental assessment around the cooling tower and a feasibility study in designing it. The main procedure is based on computational fluid dynamics. The calculation has been conducted for various fan-diameters and air conditions, and the predicted results well agree with the measured ones. The present method is expected to be an economically advantageous tool in accurately predicting the visible plume.

まえがき

湿式冷却塔（以下冷却塔と略称）から排出される温排気は寒冷期及び降雨期において白煙を形成する。この白煙は温排気が凝縮した水蒸気の集合体であるため、白煙そのものは有害物ではないが、視界障害、日照への影響、湿度の増加、着氷、景観に与える視覚的影響等さまざまな環境問題を引き起こす。このため近年大都市や空港等の地域冷暖房（DHC）設備、自然公園内の地熱発電設備等における白煙低減対策はもはや不可欠であり、あらゆる気象状況を考慮した可視白煙の規模を精度よく予測することが、経済的な白煙対策塔をデザインする上で重要になっている。また白煙を通して大気中に放出される熱量は大きく、周辺の環境や生態系に対する局地的な熱汚染を引き起こす可能性も考えられる。そのため気象や周辺の立地条件を考慮した白煙の規模や飛散の予測を行うことは、環境アセスメント並びに白煙（排熱）の大気中への迅速な拡散方法を技術的に完成させる上で重要である。

冷却塔上部から排出される可視白煙のスケールと形は温排気と外気の空気状態及びそれらの乱流混合に支配される。無風の場合と風がある場合とで白煙の規模（体積、長さ、形等）が異なることはその典型例である。また冷却塔が海岸や起伏地にあたり、都市の複雑なビル群の中に設置されている場合には、海陸風やビル風等の影響を直接受ける

ため白煙の大きさや形は複雑になる。このように白煙の規模は時々刻々と変化する気象条件並びに周辺の地理的な立地条件に依存するため、その予測には多大の労力、費用と時間が必要であり、十分な検討がなされていないのが現状である。

可視白煙の予測に関する研究は古くから行われており、その中でも自然通風型の冷却塔から排出される白煙予測がその代表格である。たとえば Michael et al.¹⁾ は自然通風型冷却塔の白煙予測に対し、運動量、エネルギー、汚染物質の輸送方程式を、白煙の煙道に垂直な面内の風速、温度、水分が経験上ガウス分布に従うとする1次元積分モデルを使用することにより数値的に解析した。火力発電用冷却塔から排出される白煙と比較しよく一致したことが報告されている。数値予測のほかに風洞実験の報告がある。Andreopoulos²⁾ は風洞（長さ6 m、直径1.5 m）を用いて白煙と気流の相互依存性を詳細に調べている。また Krzysztof et al.³⁾ は航空機による大規模白煙の観察を行い、白煙同士及び白煙と周囲環境との相互作用を報告している。また1次元プルームモデルとの比較も同時に行っている。

前述のようにこれまで白煙の予測には風洞による物理実験と大規模な観察に基づく物理モデルの使用が主流であったが、様々な条件下で繰り返し観察を行うことは多大の労力と時間を必要とした。近年、コンピュータハードのダウ

サイジングと熱流動解析用コードの発展に伴い、熱や物の移動を伴う複雑な流れ場を理論的かつ数値的に求める手法（数値流体力学、以下CFD=Computational Fluid dynamicsと略称）が適用されはじめており、物理実験に替わる技術（数値実験）になってきている。このように、気流と熱移動を伴う数値予測がDemuren et al.⁴⁾によりなされ、冷却塔より排出された温排気が大気中へ移動する様子を計算している。同様の計算を三橋ら⁵⁾が用いたコードを用いて行っている。しかしいずれも流れとエネルギーの方程式を解くにとどまっておき、湿度を考慮した解析にはなっていないため可視白煙の予測に対して十分な取扱いになっている。

弊社ではCFDの手法を用いて化学装置、冷却塔や環境装置をデザインしてきた実績をもつ。この技術を可視白煙の予測に応用展開することは、適正な乾湿比をデザインすることにより可視白煙の低減に関する設備技術を完成させることで重要な意義があるばかりでなく、冷却塔周辺の環境アセスメントや塔のフィージビリティスタディに不可欠の技術になる。本報告は第1ステップとして単独の冷却塔からの湿り空気排出条件（排出風速、排気温度、排気相対湿度）と外気状態（外風、外気温度、外気相対湿度）の影響を考

慮した可視白煙に対する予測結果である。本検討では前述したようにこれまで取扱いが不十分であった白煙の予測手法に対し、新たに絶対湿度（水分）の輸送方程式を熱と流れの方程式と連立させて解くことにより可視白煙の予測とその表示を試みた。同時に可視白煙の計算結果と観察結果とを比較することにより、本手法が白煙を予測する上で有用かどうかを検討した。

1. 数値計算

第1図に湿り空気の状態図を示す。第1図上でファンより排出される温排気の空気状態と外気の空気状態とを直線（操作線）で結んだ。塔上のファンからの温排気はこの直線上で状態変化が起きるものと考えられており、最終的には温排気と外気との乱流混合拡散により温排気は冷却塔からの遠隔地点で外気状態とほぼ等しくなる。この直線と飽和線とが交差した時に温排気が過飽和に達するため空気の水蒸気が凝縮して可視白煙が形成される。この直線上の空気状態の変化を電算機による熱流動数値シミュレーション手法を用いて求めることにより可視白煙のスケールを予測することが可能になると考えられる。

1.1 支配方程式及び計算方法

冷却塔から排出される可視白煙を数値的に正確に予測す

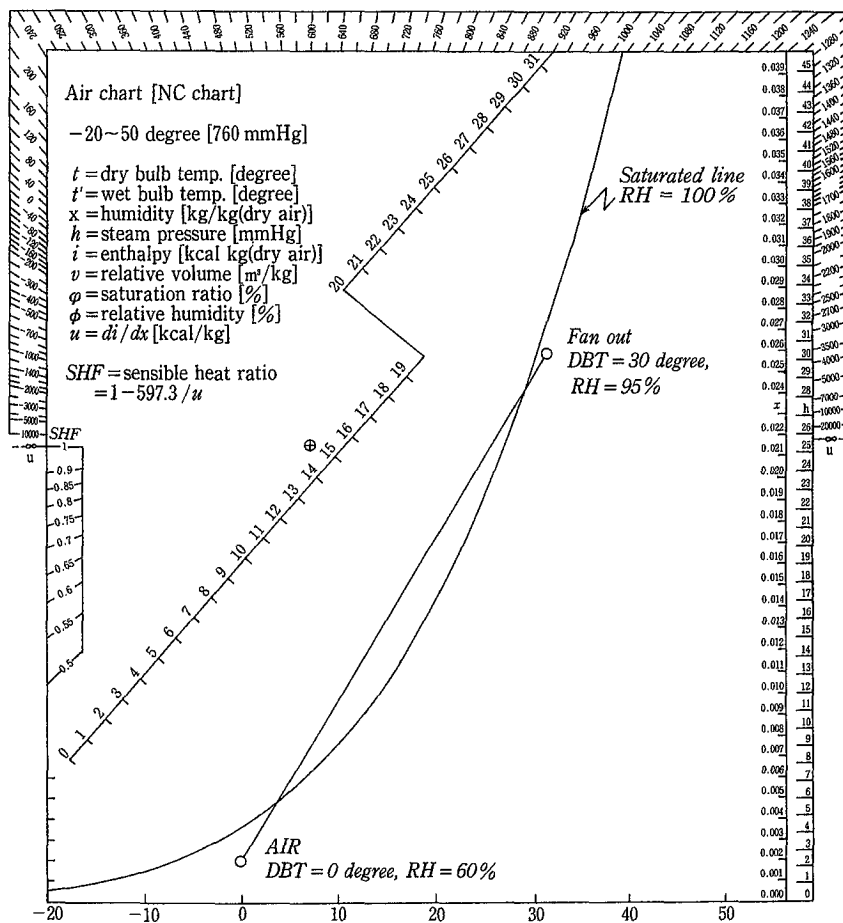


図1 湿り空気の状態図
 fig. 1 Moist air chart.

るためには流れ場を支配する運動方程式、エネルギーと水分の輸送方程式の時々刻々の変化を直接数値計算により求めることが望ましい。しかし直接数値計算を行うためには流れ場の格子サイズ（計算分解能）をコルモゴロフスケール以下（200マイクロン以下）にする必要があり解析系内をこのメッシュサイズ以下にするためには膨大な記憶容量と計算時間を必要とする。現状ではレイノルズ数が 10^4 以上の気流計算を行わせることはスーパーコンピュータをもってしても困難であると認識されているが、冷却塔におけるファン出口のレイノルズ数は 10^7 を超える場合もある。従って本計算では非定常流動を時間平均流れと乱れの強さをもって表示する乱流モデルを使用した。乱流モデルを利用すると空間のメッシュサイズを大きくとれるため（メッシュ数を少なく出来る）記憶容量と計算時間を大幅に短縮できコストパフォーマンスにすぐれた現有のEWSでも十分に計算可能な問題になる。

対象とする風速はたかだか20 m/sであり、マッハ数 < 0.5 となることから圧縮性の効果は小さいと考えられる。また乱流モデルには工業的に最も利用されている RNG k- ϵ (Re-normalization Group k- ϵ) モデルを使用した。従って大気中の運動量とエネルギー及び水分の輸送を支配する方程式は、自然対流を考慮する Boussinesq 近似を施した時間平均 Navier-Stokes 方程式、乱流エネルギー、粘性消散率、エネルギーの輸送方程式及び絶対湿度（水分）の輸送方程式で近似的に表される（方程式の表示は簡略化のためアインシュタインの総和規約による）。

連続の式

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

運動量の輸送方程式

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial U_j \rho U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left[\frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \rho u_i u_j \right] - \rho g_i \beta (T - T_0) \quad (2)$$

乱流エネルギーの輸送方程式

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_s + G_T + \rho \epsilon \quad (3)$$

粘性消散率の輸送方程式

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho \epsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_1 \frac{\epsilon}{k} (G_s + G_T) (1 + C_3 R_f) - C_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (4)$$

エネルギーの輸送方程式

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} + \frac{\partial U_j \rho C_p T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial T}{\partial x_j} - u_i \theta \right) \quad (5)$$

絶対湿度の輸送方程式

$$\frac{\partial M}{\partial t} + \frac{\partial U_j M}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D \frac{\partial M}{\partial x_j} - u_i c \right) \quad (6)$$

ここでレイノルズ応力項は

$$u_i u_j = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

$$\mu_t = C_t \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

で仮定され、流速とスカラー量（温度、濃度）の変動相関項は次式による勾配拡散モデルにより仮定される。

$$u_i \theta = -\frac{K_t}{\rho C_p} \frac{\partial T}{\partial x_j}, \quad K_t = \frac{\mu_t C_p}{P_r} \quad (9)$$

$$u_i c = -D_{mt} \frac{\partial C}{\partial x_j}, \quad D_{mt} = \frac{\mu_t}{\rho S_{ct}} \quad (10)$$

なお、(4)~(5)式中の略号は次式で表される。

$$G_s = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (11)$$

$$G_T = g_i \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (12)$$

$$R_f = \frac{G_T}{G_s + G_T} \quad (13)$$

また式中のパラメータには次の値を用いた。

$$\sigma_k = 0.719, \quad \sigma_\epsilon = 0.719, \quad C_1 = C_1(\eta), \\ C_2 = 1.68, \quad C_3 = 0.0, \quad C_t = 0.085$$

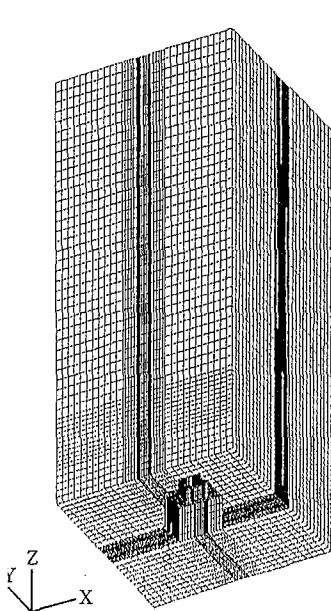
ここで

$$C_1(\eta) = 1.42 - \frac{\eta(1-\eta/4.38)}{1+0.012\eta^3} \quad (14)$$

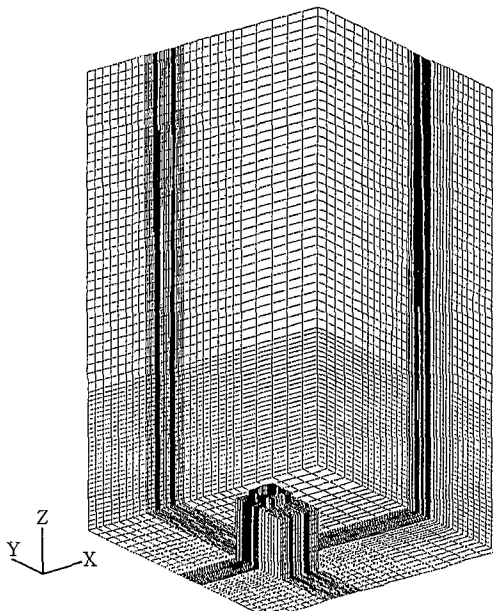
$$\eta = \frac{k}{\epsilon} S \quad (15)$$

$$S = \left(\frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right)^{0.5} \quad (16)$$

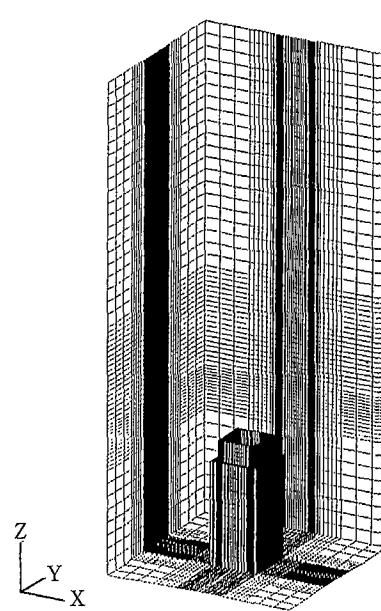
である。これら方程式を市販の汎用コードを用いて連立させて解析した。空気中における凝縮水分の液滴径は小さく空気流に伴うものと考えられるので(9)式中の水分の空気中における拡散係数には空気の拡散係数を近似的に適用した。また、移流項の差分化には3次風上差分(Quick法)を適用し、クーラン数を0.15とした。計算方法は外気条件と排気条件をそれぞれ初期及び境界条件として与えて流れ場が定常状態になるまで繰り返し計算を行った。解析した全領域の定常状態の計算結果(温度と水分率)から絶対湿度を計算し、過飽和状態にある空気をグラフィック上



第2図 小型冷却塔の計算格子
Fig. 2 Geometry of computational region for a small tower (mesh distribution).



第3図 大型冷却塔1の計算格子
Fig. 3 Geometry of computational region for a large tower 1 (mesh distribution).



第4図 大型冷却塔2の計算格子
Fig. 4 Geometry of computational region for a large tower 2 (mesh distribution).

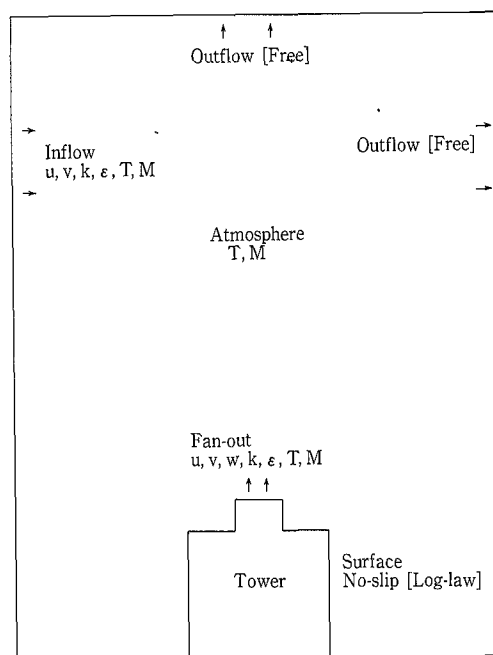
で可視白煙として表示した。

2 解析モデル及び境界条件

計算領域のメッシュ構成を第2図(空調用小型冷却塔, 以下小型塔と略称: ファン直径1.6 m), 第3図(産業用大型冷却塔1, 以下大型塔1と略称: ファン直径5.47 m), 第4図(DHC用大型冷却塔2, 以下大型塔2と略称: ファン直径7.92 m)に示す。計算に使用したメッシュは, 小型塔で $50 \times 50 \times 50 = 125\,000$ メッシュ, 大型塔1で $55 \times 52 \times 63 = 180\,180$ メッシュ, 大型塔2で $74 \times 74 \times 61 = 334\,036$ メッシュとした。流速の変化が大きい排気口付近のメッシュを細かく, それ以外の領域のメッシュを大きくとった。

可視白煙計算の初期及び境界条件を第5図に示す。無風の場合には初期条件として大気の状態に基づく値(乾球温度と絶対湿度)を, 境界条件として第1~3図の解析領域を囲む全面に自然流入流出条件をそれぞれ与えた。ファン出口部に対しては次のような境界条件を与えた。CFDでは乱流モデルにRNG/ $k-\epsilon$ モデルを用いているため, 計算結果を得るためには解析領域内のファン出口部で平均風速, 乱流エネルギー k , 粘性消散率 ϵ , 温度, 水分の境界条件が必要である。そこで後述するモデルテスト機を用いてファン出口部における半径, 円周及び軸方向の平均風速, 乱流エネルギーをレーザー流速計により測定した。可視白煙を計算するファン出口の温度及び水分の境界条件には熱電対温度計による実測値を用いた。

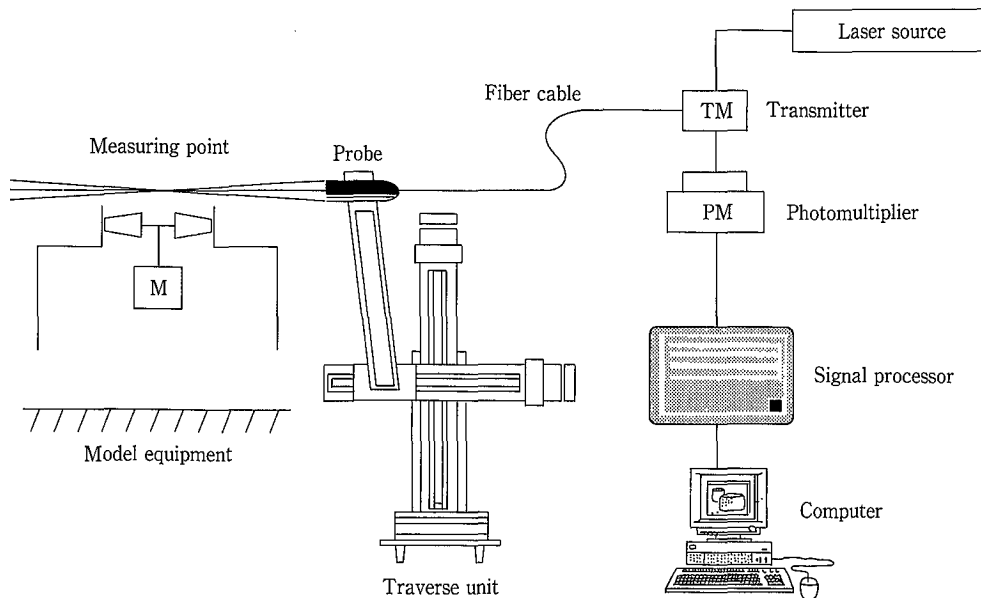
風の影響を考慮する場合には解析領域の風上面に接地境界層を考慮した風速, 温度, 乱流エネルギー, 粘性消散率及び絶対湿度を, ファン出口にも上述の風速, 乱流エネ



第5図 数値計算の初期及び境界条件
Fig. 5 Initial and boundary conditions of numerical calculation.

ギー及び絶対湿度を与えた。

計算時間はEWS (IBM/RS6000/590)を使用して, 小型塔で30時間, 大型塔1で70時間, 大型塔2で85時間を要した。



第6図 小型モデルテスト機と風乱流計測システム
Fig. 6 Experimental model equipment and turbulence measuring system.

2. 実験

本検討では白煙規模を測定するために小型塔（弊社所有実験用 200 m³/hr）、大型塔 1（弊社所有実験用 1 200 m³/hr）と大型塔 2（商用 1 800 m³/hr）をそれぞれ使用した。冷却塔ファン出口及び外気（冷却塔上）の湿球温度及び乾球温度をシース型熱電対温度計を用いてそれぞれ測定した。なお小型塔では温排気排出口の半径方向 4 点の温度分布も測定した。外気の風速の測定には簡易型熱線流速計を使用し、これを塔上部に設置してここでの風速を冷却塔の運転停止時に測定した。また、白煙の規模を写真撮影（2 方向）と VTR 撮影により記録し、実験終了後これら記録結果より白煙の長さ、幅及び体積を求めた。小型塔では夜間に投光機で白煙をライトアップした。大型塔 1 及び大型塔 2 の測定は早朝に行われた。

ファン出口における境界条件値を特定するために第 6 図に示す小型モデルテスト機を製作し、ファン出口の 3 方向の平均風速と乱流エネルギーを後方散乱型 2 次元レーザー Doppler 流速計を用いて測定した。気流中のトレーサーにはガスアトマイズ化されたグリセリン液滴（直径 2～5 μm）を使用した。10 000 個の変動風速を計測し、このアンサンブル平均値と変動風速の RMS 値を求めた。

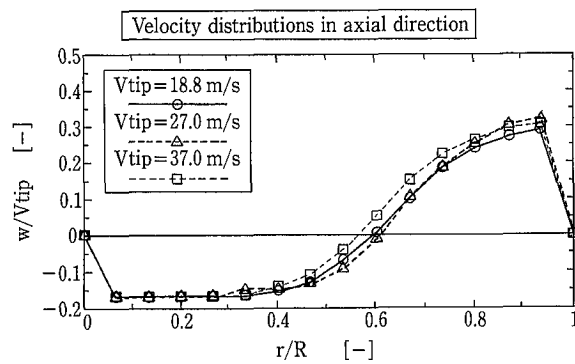
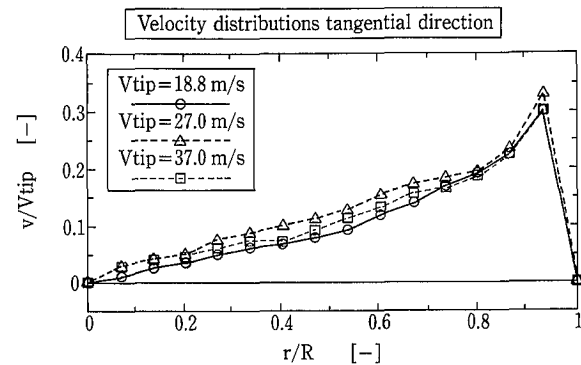
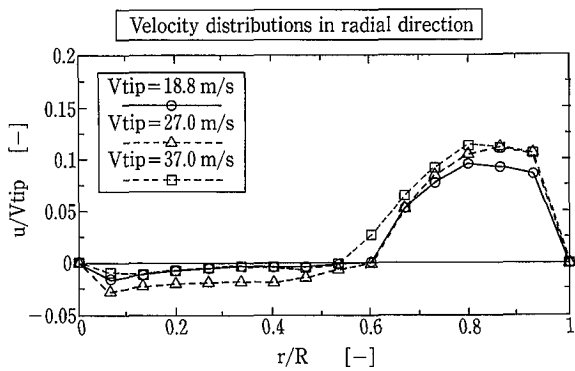
3. 結果及び考察

3.1 ファン出口の風速分布及び乱流エネルギー

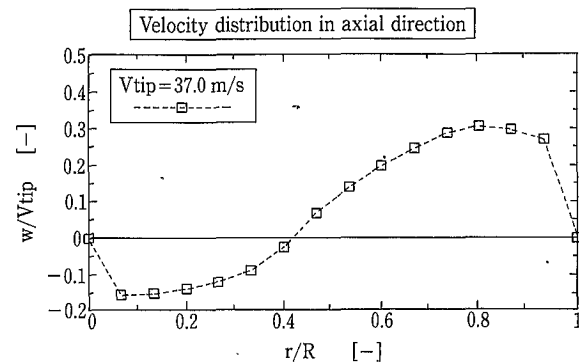
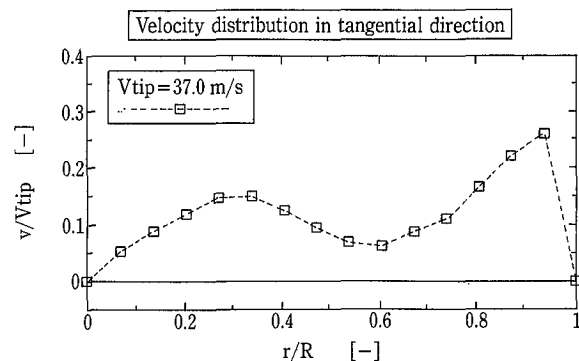
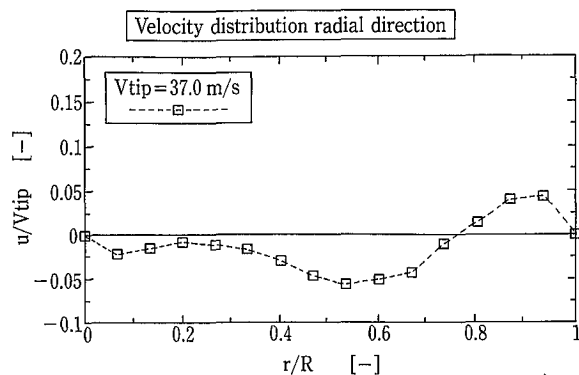
第 7 図に 8 枚翼を用いた場合のファンスタック上部における半径、円周及び軸方向の時間平均風速分布の一例を示す。軸方向風速はファンスタック付近で最大風速になり、中心付近で最小風速になるような分布を生じる。軸流ファンではあるが半径方向への吐出がみられる。また円周方向にも翼先端速度に対して最大で 30% の風速が計測された。これら計測結果からファン付近の気流はファンの仕様が同

じであれば翼先端速度にほぼ比例することを示している。しかしファンの仕様（取付枚数、取付角度、種類等）が異なると排出される風速分布は変化する。その一例として第 8 図に傾斜角度を変化させた場合の風速分布を示す。軸方向流速分布には第 7 図と第 8 図との間で大差はないが、半径及び円周方向に対しては両者で違いがある。このことは白煙のシミュレーションを行う際（境界条件の特定）には対象とする冷却塔ファンごとの排出口風速分布の実測が必要であることを示唆する。なおモデルテスト機のファン直径は 580 mm であるが、このテスト機で求められた風速分布は縮流比（=ファン部断面積/塔体断面積）に依存せずしかもスケールアップした後も幾何学的に相似と仮定した。

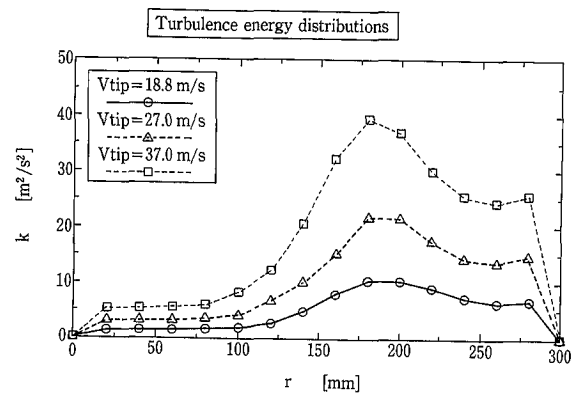
第 9 図に半径方向に対する乱流エネルギー分布を示す。乱流エネルギーは $r=180$ mm 付近でピーク値となり、その前後でかなりの分布があることがわかる。また乱流エネルギー分布及びその絶対値の大きさはファンの取付角度と枚数にも依存する。その一例として第 10 図に傾斜角度を変化させた場合の乱流エネルギー分布を示す。第 9 図とファン先端速度は同一であるが、ファンの取付角度が変わるだけで乱流エネルギーの分布と絶対値の大きさが変化することが示されている。可視白煙の計算結果はファン出口の境界条件、特に乱流エネルギーの大きさに依存することを確認しているため、現実の値を境界条件として採用することが計算精度を向上させる上で不可欠である。これら値を計算の境界条件として使用する際には、風速分布と同様に計算の対象とする冷却塔ファンの仕様ごとに乱流エネルギーを実測する必要がある。なお、乱流エネルギーの分布は風速分布の場合と同様に、縮流比に依存せずしかもスケールアップした後も幾何学的に相似と仮定した。



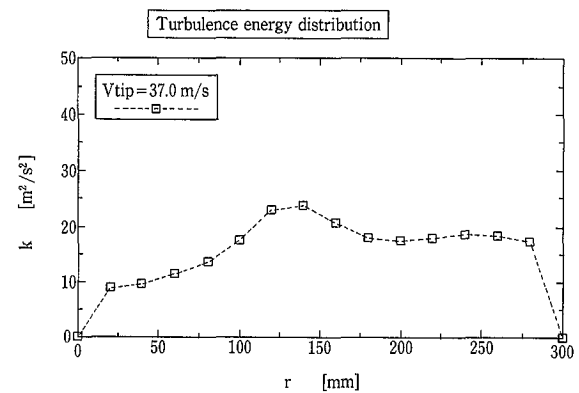
第7図 ファン排出部の時間平均風速分布(8枚翼、傾斜角度45度)
Fig. 7 Velocity distributions at the exit of fan(8-bladed fan with an inclined angle of 45 degrees).



第8図 ファン排出部の時間平均風速分布(8枚翼、傾斜角度30度)
Fig. 8 Velocity distributions at the exit of fan(8-bladed fan with an inclined angle of 30 degrees).



第9図 ファン排出部の乱流エネルギー分布(8枚翼、傾斜角度45度)
Fig. 9 Turbulent energy distributions at the exit of fan(8-bladed fan with an inclined angle of 45 degrees).



第10図 ファン排出部の乱流エネルギー分布(8枚翼、傾斜角度30度)
Fig. 10 Turbulent energy distributions at the exit of fan(8-bladed fan with an inclined angle of 30 degrees).

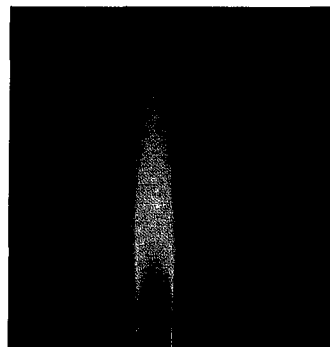
第 1 表 計算結果と実測結果との比較

Table 1 Comparisons of computed and measured plume dimensions.

Run No	Apparatus	Flow rate L[m ³ /hr]	Cooling water temp. [°C]	Fan-out dry bulb temp. [°C]	Atmospheric condition			Visible plume			Remark
					Dry bulb temp. [°C]	Relative humidity [%]	Wind Velocity [m/s]	Length [m]	width [m]	Volume [m ³]	
1	Small tower	163	47.9	41.3	17.0	27	0.0	18.0	3.0	127	Exp. Figure 11 Cal
								18.3	3.9	148	
2	Small tower	163	37.5	35.5	17.0	27	0.0	4.0	1.8	10	Exp. Figure 12 Cal
								4.1	1.6	7	
3	Large tower 1	1 040	40.0	32.5	2.2	84	1.0	45.0	18.0	30 000	Exp. Figure 13 Cal
								52.5	16.5	31 548	
4	Large tower 1	1 150	35.0	30.0	10.8	62	6.8	15.0	4.0	355	Exp. Figure 14 Cal
								15.0	5.0	440	
5	Large tower 2	1 870	42.5	28.9	9.0	45	0.0	26.0	10	1 550	Exp. Figure 16 Cal
								30.0	9.0	1 950	



Experiment



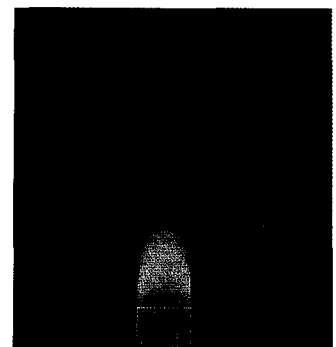
Computation

第11図 小型塔の可視白煙の計算結果と観察結果との比較 (Run. 1)

Fig. 11 Comparison of computed and measured visible plumes from small tower(Run.1).



Experiment



Computation

第12図 小型塔の可視白煙の計算結果と観察結果との比較 (Run. 2)

Fig. 12 Comparison of computed and measured visible plumes from small tower(Run.2).

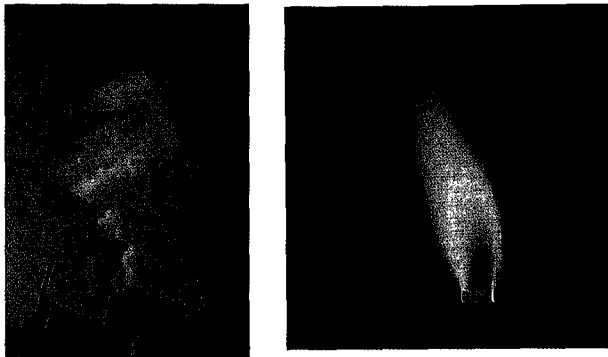
3. 2 小型塔の白煙予測

第11図 (Run. 1), 第12図 (Run. 2) に無風時の可視白煙の計算結果及び写真撮影結果を示す。理論的には相対湿度100%で空気中の水蒸気が凝縮して可視状態になるものと考えられるので、本計算でも相対湿度100%で可視状態になるものとして表示した。第11, 12図に表示した白煙状態を第1表にまとめた。これより可視白煙はファン出口空気と外気との温度差が大きいほど、また外気相対湿度が高ければ高いほど、長さ、体積ともに大きくなる傾向にある。さらに可視白煙の高さ、幅、体積等のマクロスケール量に関しては観測結果と計算結果の誤差はすべての条件で20

%以内であった。このことはモデルテスト機により計測した風速分布及び乱流エネルギーの値がスケールアップにあまり依存しないことを示している。また本計算では気流の変動風速に起因する局所的小スケール渦による白煙状態までは表示出来ない。これは流速やスカラー量を時間平均量で表した乱流モデルを使用する以上避けられない欠点であり、現状のCFDの限界でもある。限られたコンピュータ資源の中で実用上必要精度の白煙スケールを予測する上で本手法は精度と簡便さの上で有用と考えられる。

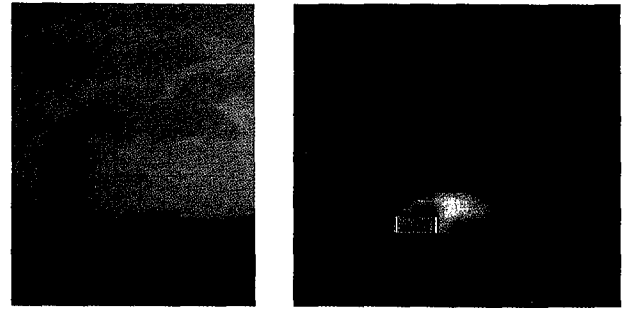
3. 3 大型塔1の白煙予測

弊社大型冷却塔実験設備に基づく可視白煙の計算結果と



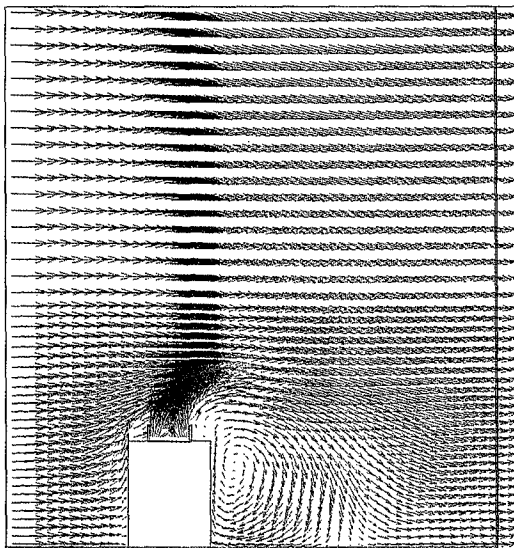
Experiment Computation

第13図 大型塔1の可視白煙の計算結果と観察結果との比較 (Run.3)
Fig.13 Comparison of computed and measured visible plumes from large tower 1 (Run.3).



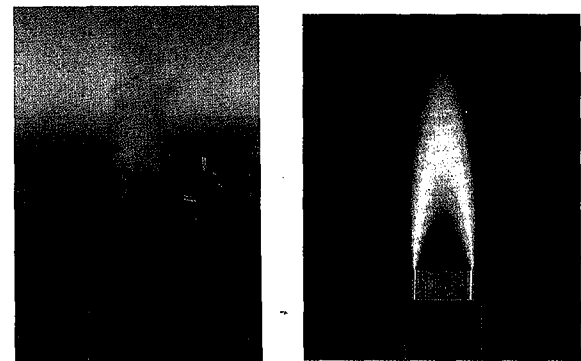
Experiment Computation

第14図 大型塔1の可視白煙の計算結果と観察結果との比較。外風の影響 (Run.4)
Fig.14 Comparison of computed and measured visible plumes from large tower 1, showing the effect of wind (Run.4).



第15図 大型塔1後方の風速分布 (Run.4)
Fig.15 Velocity distribution behind a large tower 1, showing the recirculating flow occurring behind it (Run.4).

写真撮影結果を第13図 (Run.3), 第14図 (Run.4) に示す。第1表に示すように白煙の高さ, 幅, 体積等のマクロスケール量に関しては実測値の20%以内の推定精度になった。小型塔の場合と同様, 上空における気流の変動風速に起因する白煙挙動までは表示できない。第14図に示すように外風がある場合には風により可視白煙が曲げられている様子が表示されており現実の現象と定性的に一致する。第1表に示しているように可視白煙の計算結果と写真撮影結果とは形, 白煙体積, 長さ共に数値的にもよく一致することから外風がある場合でも本計算手法は妥当な計算結果を与えることが示された。第15図に塔後方における風速分布の計算結果を示す。塔後方では温排気を含む循環流が形成されておりこの循環流が再び空気取り入れ口にまで及ぶことが懸念される。この現象は再循環と称されており塔の冷却性能低下の原因になると認識されている。従って冷却塔外の



Experiment Computation

第16図 大型塔2の可視白煙の計算結果と観察結果との比較 (Run.5)
Fig.16 Comparison of computed and measured visible plumes from large tower 2 (Run.5).

気流の電算機シミュレーションは可視白煙の予測のみならず冷却性能予測にまで展開出来る可能性がある。

3.4 大型塔2の白煙予測

第16図 (Run.5) に大型塔2における可視白煙の計算結果と写真撮影結果を示す。大型塔2は現在製造されている冷却塔ファン直径の中でも最大級の設備である。前述の比較と同様, 計算により求めた可視白煙の体積, 長さ等のマクロスケール量は観察結果と20%以内の精度で一致する。このように大口径ファンに対しても, 小型モデルテスト機による風速分布と乱流エネルギーの実測値の適用は妥当であることがわかった。このことは, ファン形状が幾何学的に同一であれば小口径ファンと大口径ファンの間では気流の状態は幾何学的にほぼ相似と仮定して差し支えないことを示している。

むすび

冷却塔から排出される白煙の規模を電算機による熱流動数値シミュレーションにより予測することを試みた結果, 次に示す結論を得た。

(1)熱流動数値シミュレーションにより空調用小型冷却塔か

ら産業用大型冷却塔に至る幅広いタイプの冷却塔可視白煙のマクロスケール量（長さ，幅，体積）を最大20%以内の精度で予測出来ることがわかった。現状のコンピュータ資源の制約上乱流モデルを使用せざるを得ないため変動風速に起因する詳細な渦構造まで計算することは出来ないが，実用上必要となる上記白煙のマクロスケール量を予測する上で本手法は経済的にも有用と考えられる。

(2)本計算ではファン出口の境界条件として風速分布と乱流エネルギーの実測値を与える必要がある。白煙の大きさはこれら値に依存するため，可視白煙予測を対象とする塔のファン仕様及び操作条件毎に風速分布及び乱流エネルギーの計測が求められる。この際，風乱流を計測するファン径が0.58 mであっても，このファン径の計測値を最大ファン径7.92 mの塔にまで幾何学的に相似と仮定しても実用上さしつかえない。

(3)本手法はファンを持つ冷却塔からの可視白煙予測のみならず，煙突やファンのない自然通風型冷却塔から排出される温排気によって形成される白煙予測にも応用出来る可能性がある。さらに塔より排出される温排気の風下への拡散状態やその機構を解明する上でも有用な手法になるものと考えられる。

使用記号

- C_p = 定圧比熱
- c = 水分率の変動項
- D = 空気の拡散係数
- D_{mi} = 空気の乱流拡散係数
- g = 重力加速度
- K = 空気の熱拡散率
- K_t = 空気の乱流熱拡散率
- k = 乱流エネルギー
- M = 時間平均水分率

- P = 時間平均圧力
- P_n = 乱流プラントル数
- p = 圧力の変動項
- S_{ca} = 乱流シュミット数
- T = 時間平均温度
- t = 時間
- U = 時間平均流速
- u = 流速の変動項
- β = 空気の体膨張係数
- δ = クロネッカーのデルタ
- ε = 粘性消散率
- θ = 温度の変動項
- μ = 空気の粘性係数
- μ_t = 空気の乱流粘性係数
- ρ = 空気の密度

[参考文献]

- 1) Schatzmann, M., and A.J. Policastro: Atmos. Environ., Vol. 18, No.4 (1984)
- 2) Haman, K.E., and S.P. Malinowski: Atmos. Environ., Vol.23, No.6 (1989)
- 3) Andreopoulos, J.: J.Heat Trans., Vol.111, No.4 (1989)
- 4) Demuren A.O., and W.Rodi: J.Heat Trans., Vol. 109, No.2 (1987)
- 5) 三橋利玄, 船田浩良, 小池秀耀, 島田昭男: 富士総研技報, Vol.2, No.2 (1991)

謝 辞

可視白煙の実測を行うにあたり(株)神戸製鋼所加古川製鉄所連続鋳造設備の冷却塔を使用させていただいた。設備・エネルギー部エネルギー技術室の関係各位に深謝いたします。