

工場内換気に関する研究 (第3報)

—高熱物よりの上昇気流について—

機 械 課 近 藤 太 二

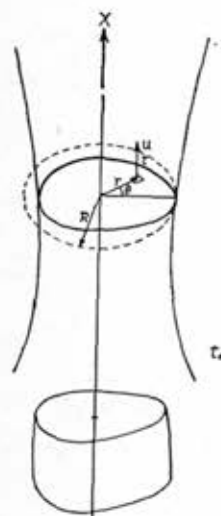
§ 1 緒 言

炉作業や溶接作業で発生する粉塵や有害ガスを排除するには、単なる自然換気だけでは不十分で機械的な強制排気を必要とすることが多い。しかも排気装置の設計に当っては、粉塵やガスを運搬している熱源からの熱気流の特性を充分知り、なるべく合理的な方法で捕捉、排出するようにせねばならない。室内の熱気流の運動は一般に極めて複雑であるが、排気の目的からすると静穏な室内における熱源上部の上昇気流がその基本となる。

この問題については従来 Schmidt および Sutton⁽¹⁾の研究や Hatch⁽²⁾等の実験的確認があり、これが設計の基礎⁽³⁾⁽⁴⁾とされており、またその理論的解析⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾や気温測定などもあるが、相互に若干の差異があるとともに、実際の排気装置の設計には必ずしも便利でない点があった。そこでわれわれは模型実験をもとにして理論的検討を加え、実際の設計に便利な資料を得ることを試みた。

§ 2 上昇気流の理論

熱源上の一点から垂直上方に x 軸を立て、円筒座標 (x, r, θ) を考える。上昇気流は乱流であるが、時間的の平均をとれば風速および気温は或る点では定常的な値



第 1 図

をもつものと考えることが出来る。このとき x 方向への風速 u および外気との温度差 $t-t_0$ がそれぞれ 0 と見なし得る面があるものとすれば、これが上昇気流の形状を定める境界層であり、或る x 断面で x 軸から境界層までの半径のうち最も長いものを R とし、半径 R の円を描けば、 u および $t-t_0$ の関数に関する x 断面上の積分は、この円内について行えば足る筈である。

さてこの上昇気流について近似的に次の事柄が成立するもの

と考える。

- (i) 上昇気流の x 断面を単位時間に通過する熱量は x に無関係に一定で、熱源からの対流伝熱量に等しい。
 - (ii) x 断面と $x+dx$ 断面の間の微小部分の空気の、単位時間内における運動量の増加は、この空気に働く浮力に等しい。
 - (iii) x 断面と $x+dx$ 断面の間の微小部分の空気が、単位時間内に浮力によってなされる仕事は、 x 方向の運動エネルギーの増加と、境界層外から流入する外気の運動エネルギー、並びに上昇気流の各点の速度差によって生ずる剪断力（レイノルズ応力）によって失うエネルギーの和に等しい。
- これら3条件を式であらわすと次の3式を得る。

$$\rho C_p \int_0^R \int_0^{2\pi} u(t-t_0) r dr d\theta = H \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{d}{dx} \int_0^R \int_0^{2\pi} u^2 r dr d\theta = g\beta \int_0^R \int_0^{2\pi} (t-t_0) r dr d\theta \dots \dots \dots (2)$$

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dx} \int_0^R \int_0^{2\pi} u^3 r dr d\theta + \frac{1}{8\pi^2 R^2} \left(\frac{d}{dx} \int_0^R \int_0^{2\pi} u r dr d\theta \right)^2 + \int_0^R \int_0^{2\pi} L^2 \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 r + \left(\frac{\partial u}{\partial \theta} \right)^2 \right. \\ \left. \frac{1}{r^2} \right\} dr d\theta = \frac{g\beta H}{\rho C_p} \dots \dots \dots (3)$$

ただし ρ 空気の密度

C_p 空気の定圧比熱

H 熱源からの対流伝熱量

g 重力の加速度

β 空気の膨脹係数

L 混合距離

なお、 x 断面を単位時間に通過する上昇気流の体積、すなわち風量を Q とすれば、

$$Q = \int_0^R \int_0^{2\pi} u r dr d\theta \dots \dots \dots (4)$$

である。

§ 3 点熱源上の気流

理論的取扱に便利のため熱源の大きさを0と考えたい。わゆる点熱源について考える。実際には電弧溶接などがこれに相当しよう。この場合uおよびtはx軸に対称と考えられるから(1)~(4)式はrのみの単一積分となる。ここで軸上の風速および気温を u_x , t_x とし、

$$\left. \begin{aligned} u &= u_x e^{-a \frac{r^2}{R^2}} \\ t - t_0 &= (t_x - t_0) e^{-a \frac{r^2}{R^2}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(5)$$

および

$$\left. \begin{aligned} u_x &= C_1 x^2 \\ t_x - t_0 &= C_2 x^2 \\ R &= C_3 x^2 \\ L &= C_4 x^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(6)$$

とおくことが出来るものと仮定する。ここでaは境界層の大きさをあらわす値で、たとえば

$$e^{-a} = 0.01$$

を満足するaを用いるとすれば、風速および温度差が中心部の $1/100$ になっている処を境界層にとったことになる。

(5)(6)式を(1)(2)(3)式に代入し、微小量を省略し、xの冪数および係数を比較することにより

$$\left. \begin{aligned} u_x &= \left(\frac{3ag\beta H}{\pi \rho C_p} \right)^{\frac{1}{5}} C_1^{-\frac{2}{5}} x^{-\frac{1}{5}} \\ t_x - t_0 &= 2 \left(\frac{a^2 H^2}{3g\beta \pi^2 \rho^2 C_p^2} \right)^{\frac{1}{5}} C_1^{-\frac{4}{5}} x^{-\frac{6}{5}} \\ R &= C_3 x \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

を得る。またx断面の風量Qは(4)式より次式のようになる。

$$Q = \left(\frac{3\pi^2 g\beta H}{a^2 \rho C_p} \right)^{\frac{1}{5}} C_1^{\frac{4}{5}} x^{\frac{5}{5}} \dots\dots\dots(8)$$

$$\text{いま} \left(\frac{a}{C_1^{\frac{1}{2}}} \right)^{\frac{1}{5}} = K$$

とおいて、Kを上昇気流の形状に関する一つの常数と考える。これを用いると(7), (8)式より

$$\left. \begin{aligned} u_x &= \left(\frac{3g\beta H}{\pi \rho C_p} \right)^{\frac{1}{5}} K x^{-\frac{1}{5}} \\ t_x - t_0 &= 2 \left(\frac{H^2}{3g\beta \pi^2 \rho^2 C_p^2} \right)^{\frac{1}{5}} K^2 x^{-\frac{6}{5}} \\ Q &= \left(\frac{3\pi^2 g\beta H}{\rho C_p} \right)^{\frac{1}{5}} K^{-1} x^{\frac{5}{5}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(9)$$

となる。

後述の実験の結果、 $K=3.7$ ととれることが判った。これを用い、gの値および ρ , C_p , β として常温におけ

る空気特性値を入れると

$$\left. \begin{aligned} u_x &= 1.8 H^{\frac{1}{5}} x^{-\frac{1}{5}} & \text{m/s} \\ t_x - t_0 &= 64 H^{\frac{2}{5}} x^{-\frac{6}{5}} & ^\circ\text{C} \\ Q &= 0.11 H^{\frac{1}{5}} x^{\frac{5}{5}} & \text{m}^3/\text{s} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(10)$$

を得る。ただし、xはm単位、HはKcal/s単位である。

実際の排気装置を設計する場合には、対流伝熱量Hの測定が困難なことが多い。そこで中心軸上の温度差 $t_x - t_0$ を測定し、これによって風量Qを計算するのが便利である。(10)式でHを消去すると

$$Q = 0.014 (t_x - t_0)^{\frac{1}{2}} x^{\frac{5}{2}} \text{ m}^3/\text{s} \dots\dots\dots(11)$$

また気温を測定した点と風量を計算しようとする点の高さが異なるときは、前者を x_1 、後者を x_2 として

$$Q = 0.014 (t_x - t_0)^{\frac{1}{2}} x_1^{\frac{5}{2}} x_2^{\frac{5}{2}} \text{ m}^3/\text{s} \dots\dots\dots(12)$$

によってQを計算することが出来る。

§ 4 相似形熱源上の気流

大きさのある熱源上の気流については点熱源の式はそのまま適用出来ず、実験によって検討しなければならない。しかも熱気流の特性は、熱源の形状、寸法、温度分布などによって差異があるものと考えられる。模型実験の結果を実際の設計に適用するため、横井氏⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾が円形熱源について相似法則を示したのを拡張して、一般の相似形熱源の間の風速および気温に関する相似法則を導くことが出来る。

いま熱源の代表長さ(たとえば一辺の長さ)を d_0 とする。一般に自然対流による熱伝達をあらわす無次元式は

$$Nu = \Phi_1 \left(Gr, Pr, \frac{x}{d_0}, \frac{r}{d_0}, \theta \right) \dots\dots\dots(13)$$

で示されることが知られている。ここに

$$Nu = \frac{H}{d_0(t-t_0)\lambda} \dots\dots\dots \text{ヌセルト数}$$

$$Gr = \frac{g\rho^2\beta(t-t_0)d_0^3}{\mu^2} \dots\dots\dots \text{グラスホフ数}$$

$$Pr = \frac{C_p\mu}{\lambda} \dots\dots\dots \text{プラントル数}$$

(μ空気の粘性係数)
(λ空気の熱伝導率)

(13)式は或る点の気温と対流伝熱量の関係を示すもので、この式には風速の項がないから、或る点の風速は

$$Re = \Phi_2 \left(Gr, Pr, \frac{x}{d_0}, \frac{r}{d_0}, \theta \right) \dots\dots\dots(14)$$

であらわされる筈である。ここに

$$R_o = \frac{\rho u d_o}{\mu} \dots\dots\dots \text{レイノルズ数}$$

である。(13), (14)式において位置を示す無次元量が他の無次元量に独立な関数で示すことが出来るものと考え、 N_u , R_o を次の式であらわせるものと仮定する。

$$N_u = G_r^p, P_r^q \varphi_1\left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta\right)$$

$$R_o = G_r^r, P_r^s \varphi_2\left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta\right)$$

(1), (2), (3)式を変形し、長さの単位 d_o をとる形とし、これに上式を用いて冪数を比較すると、

$$p = q = \frac{1}{2}$$

を得、さらに

$$\left. \begin{aligned} u &= d_o^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{g\beta H}{\rho C_p} \right)^{\frac{1}{2}} P_r^{\frac{38-q+1}{2}} \varphi_1^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta \right) \varphi_2 \left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta \right) \\ t - t_o &= d_o^{-\frac{5}{2}} \left(\frac{H^2}{g\beta \rho^2 C_p^2} \right)^{\frac{1}{2}} P_r^{\frac{-2q+2}{2}} \varphi_1^{-\frac{2}{2}} \left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

を得る。

(15)式を点熱源に関する(9)式と比較すると、 $S = 0$ と出来るものと考えられ、また(9)式の K は完全な常数でなく空気特性値によって変り、 $P_r^{-\frac{1}{2}}$ に比例するものと考えられる。一般に $S = 0$ とし、さらに風速の小さい場合に $p = q$ とおき得るものとすれば、結局

$$\left. \begin{aligned} N_u &= G_r^{\frac{1}{2}} P_r^{\frac{1}{2}} \varphi_1 \left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta \right) \\ R_o &= G_r^{\frac{1}{2}} \varphi_2 \left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

が相似形熱源上の気温および風速を示す無次元式となる。また(15)式は、 P_r を常数とし φ_1 , φ_2 を1つの関数としてまとめると

$$\left. \begin{aligned} u &= d_o^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{g\beta H}{\rho C_p} \right)^{\frac{1}{2}} f_1 \left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta \right) \\ t - t_o &= d_o^{-\frac{5}{2}} \left(\frac{H^2}{g\beta \rho^2 C_p^2} \right)^{\frac{1}{2}} f_2 \left(\frac{x}{d_o}, \frac{r}{d_o}, \theta \right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

となり、円形熱源に対する横井氏の式に一致する。

次に風量についての相似則は、(4)式を d_o を用いて変形し、これに(17)の第1式を代入して、積分した関数を $f_3\left(\frac{x}{d_o}\right)$ と書きかえると次式を得る。

$$Q = d_o^{\frac{5}{2}} \left(\frac{g\beta H}{\rho C_p} \right)^{\frac{1}{2}} f_3 \left(\frac{x}{d_o} \right) \dots\dots\dots (18)$$

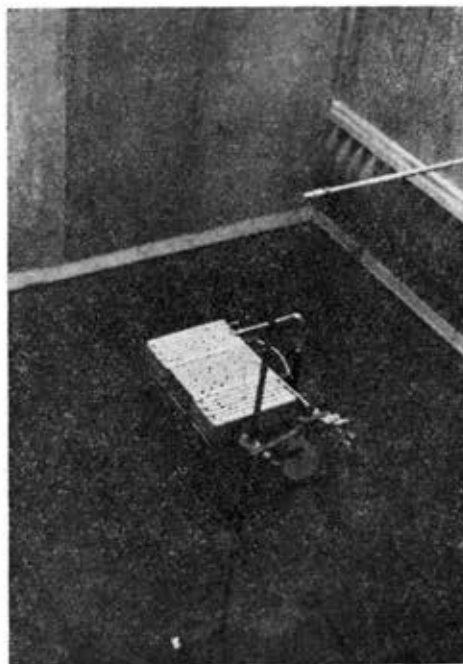
(17), (18)式により、相似形熱源の間ではその寸法が変わ

ても、 f_1 および f_2 の値と $\frac{x}{d_o}$, $\frac{r}{d_o}$, θ の間の関係を実験的に求めておけば、任意の寸法の熱源上の風速および気温を知ることが出来るわけであり、また f_3 と $\frac{x}{d_o}$ の関係を求めておけば、風量を知ることが出来るわけである。

§ 5 実験方法

外気の影響を防ぐため、室内に縦1.75m、横1.7m、軒高2.15mの小屋状の木造模型室を設け、壁および屋根には厚さ4mmのベニヤ板を張り、屋根上および横壁下部には高さ30cmの開口部を設けた。この開口部には金網、ルーバーおよび障壁を設け、模型室外の気流によって内部が乱されるのを防いだ。片側の横壁は部分的に取り外し出来るようにし、そこから風速および気温測定用のピックアップを挿入し、それを上下、前後、左右に移動させ、測定値は模型室外の計器でよみ取るようにした。風速の測定には日本科学工業製の熱電対式熱線風速計を用いた。これは温度補正のため測定点に接近して冷接点を設けたものである。気温の測定にはサーミスター温度計および銅コンスタンタン熱電対を併用し、放射熱の影響を少なくするため測定部に薄いアルミ板のひれを設け、不要部分をアルミ箔で覆った。

このような方法によって局部風速および気温を測定したが外気流に対するかなり慎重な注意にも拘らず、熱気流自体の攪乱により測定値は甚だしい時間的変動を示した。そこで一点の測定に3~5分かき、その間の時間的平均を目分量で読み、これを測定値とするとともに、その間の最大最小値を併せて記録した。熱源としては形



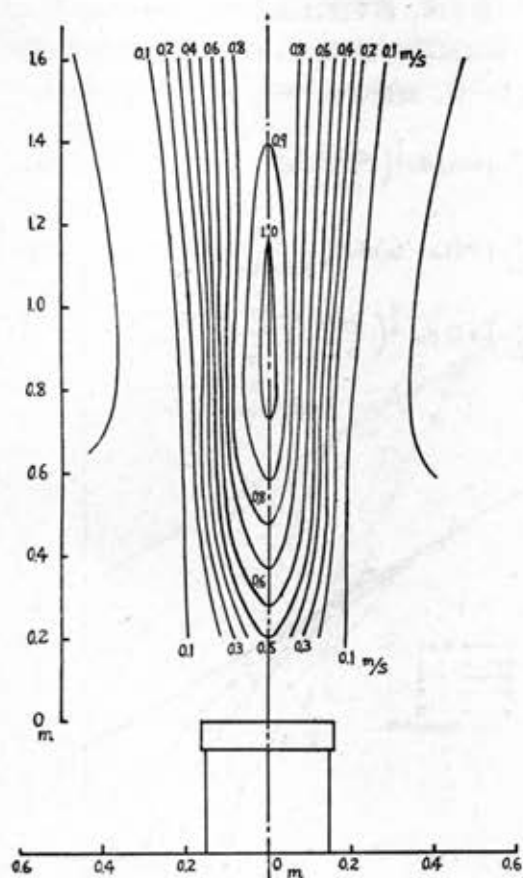
第 2 図

状、発熱量の異なる種々の電熱器をつくって使用した。電熱器は輻射失熱が多く、電氣的発熱量からは対流伝熱量 H を知ることが出来ないで、別に光温度計、アルメルクロメル熱電対、およびサーミスター温度計を用いて熱源各部の表面温度を測定し、 H を計算した。

第2図は模型室内における風速測定の様様を示す。

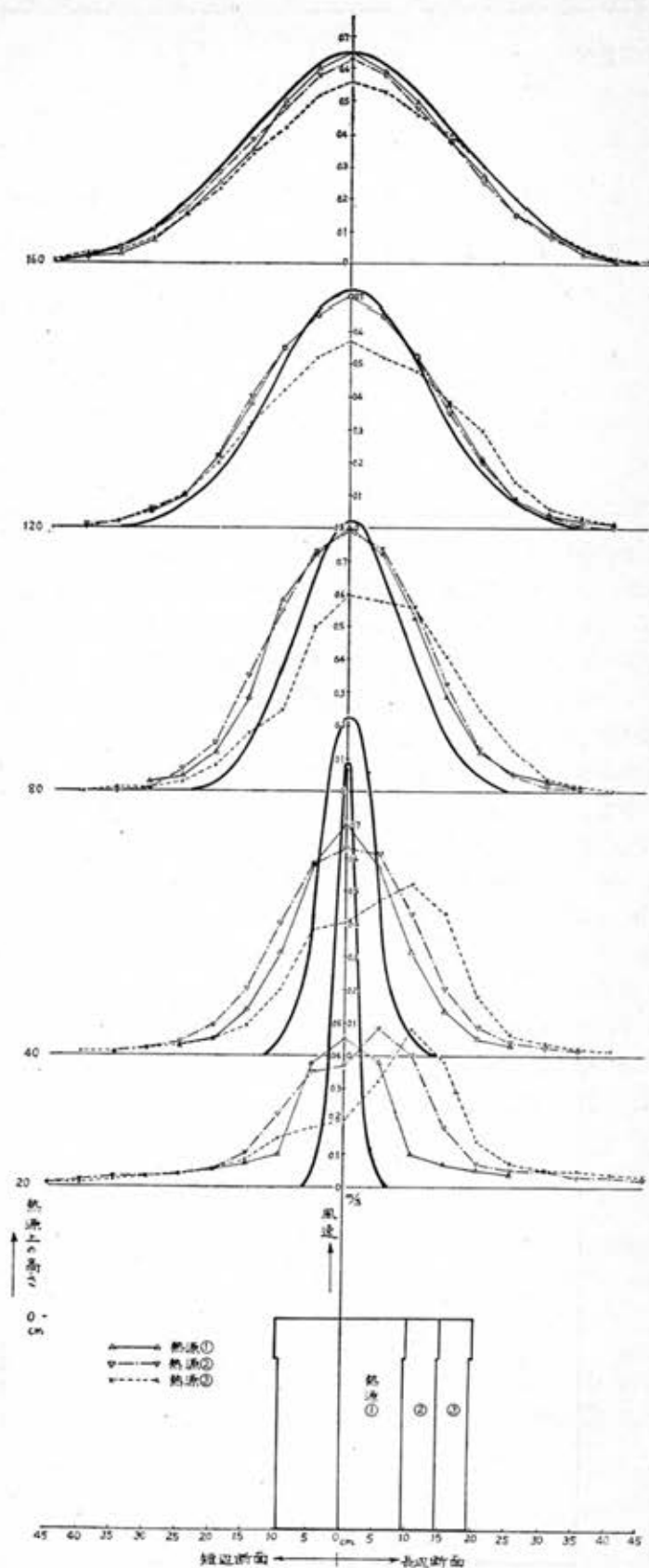
§ 6 実験結果

第3図は熱源上部の等風速線図の一例で、一辺32cm、 $H=0.16\text{Kcal/s}$ の平たい正方形の熱源を床上32cmの高さに置いたときのものである。このような熱源では気流はあたかも縮流のように一旦やや収縮した後、次第に拡がる傾向があり、中心風速には極大点があられる。正方形熱源では、熱源の極く近くを除いて気流は、中心軸に对称であり、断面の等風速線は円と見做してよいものと認められた。



第 3 図

第4図は縦20cm、横10cm、高さ6cm、 $H=0.04\text{Kcal/s}$ の熱源2個を用いた実験結果で、①



第 4 図

第 1 表

熱源番号	寸 法 cm			対流伝熱量 Kcal/s	代表長さ d _o	構 造
	縦	横	高			
I	32	32	5	0.16	正方形の 一辺	石棉板上にニクローム線が露出したもの
II	32	32	5	0.089	同 上	I と同一熱源で電流値を下げたもの
III	20	20	6	0.08	同 上	ニクローム線を埋込んだ 20×10×6 cm の熱板 2 個を隣接したもの
IV	20	30	6	0.08	長辺と短 辺の幾何 平均	同上熱板を巾 10cm の亜鉛鉄板をへだててならべたもの
V	20	40	6	0.08	同 上	同上熱板を巾 20cm の亜鉛鉄板をへだててならべたもの
VI	22	22	7	0.076	正方形の 一辺	輻射熱を減ずるため上面をアルミ板で被覆したもの
VII	22	22	22	0.106	立方体の 一辺	亜鉛鉄板で被覆したもの

は 2 個を隣接して横にならべたもの（即ち一辺 20cm の正方形）②は巾 10cm の亜鉛鉄板をへだててならべたもの（即ち長辺 30cm 短辺 20cm）③は巾 20cm の亜鉛鉄板をへだててならべたもの（即ち長辺 40cm 短辺 20cm）の上の風速分布を示す。②、③は不平等な温度分布の矩形熱源と考えてよい。第 4 図で中心線から右半分は長辺方向の断面の風速分布を示し、左半分は短辺方向の断面の分布を示す。また太線は点熱源に対する(5)および(10)式から計算したものである。この図により、熱源から充分高い処では熱源の形状および温度分布に関せず点熱源と

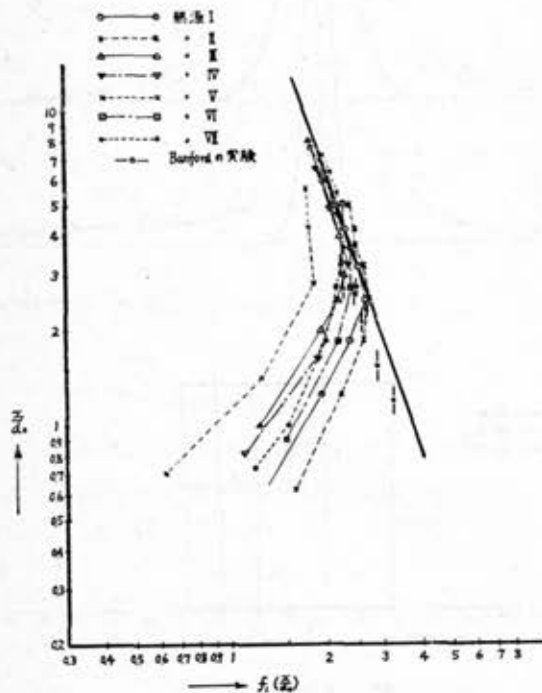
見做されること、および熱源によって点熱源と見做してよい高さが異なることが判る。また(5)式の風速分布の仮定は実験誤差の範囲で妥当であることが認められ、このことは他の実験からも確められた。

第 5 図、第 6 図、第 7 図は前記熱源のほか各種のものについて、相似法則を適用出来るように、中心風速 u_x 、中心気温 $t_x - t_0$ 、風量 Q を、それぞれ(17)、(18)式を用い

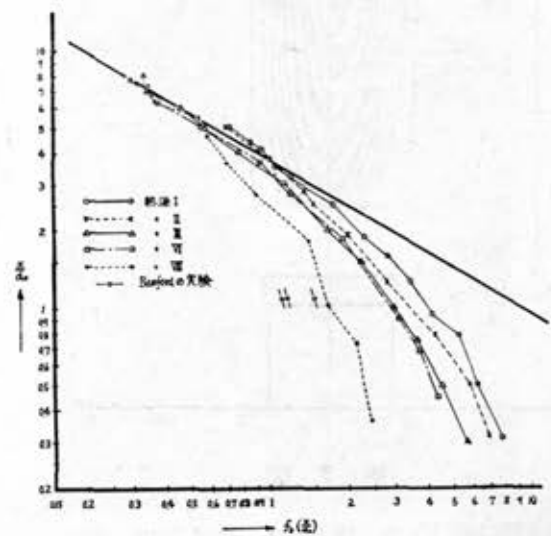
$$f_1\left(\frac{x}{d_o}\right) = u_x d_o^{\frac{1}{3}} \left(\frac{g\beta H}{\rho C_p} \right)^{-\frac{1}{3}}$$

$$f_2\left(\frac{x}{d_o}\right) = (t_x - t_0) d_o^{\frac{5}{3}} \left(\frac{H^2}{g\beta \rho^2 C_p^2} \right)^{-\frac{1}{3}} \quad \dots\dots(19)$$

$$f_3\left(\frac{x}{d_o}\right) = Q d_o^{-\frac{5}{3}} \left(\frac{g\beta H}{\rho C_p} \right)^{-\frac{1}{3}}$$



第 5 図



第 6 図

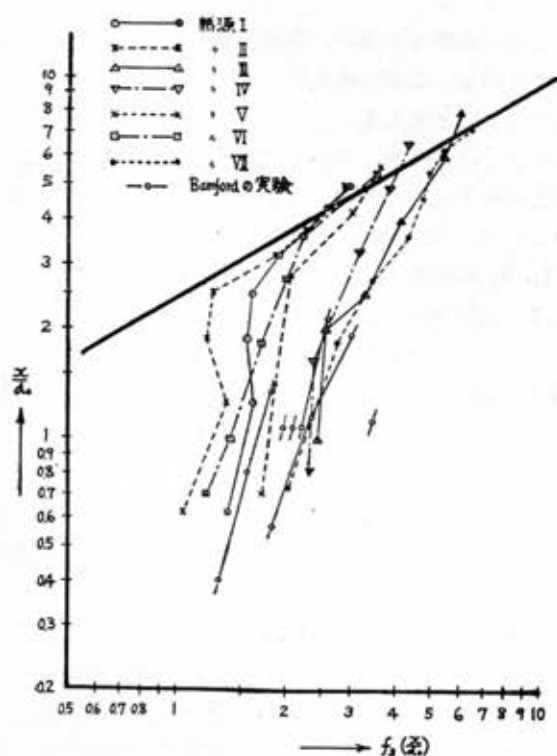
伝 熱 の 状 況	備 考
ニクロム線の温度高く輻射熱甚だ大きい 対流伝熱は主として上面から行われ、側面からの対流伝熱量は上面の約16%	第3図の熱源
ニクロム線の温度低く輻射熱はやや小さい 対流伝熱は主として上面から行われ、側面からの対流伝熱量は上面の約20%	第4図の熱源①
埋込であるがニクロム線の温度高く輻射熱が大きい 側面の対流伝熱量は上面の約37%	②
同上、中間部の亜鉛鉄板の温度は低い	③
“ “	
輻射熱はかなり小さい 側面からの対流伝熱量は上面の約42%	
輻射熱はやや小さい 側面からの対流伝熱量は上面の約2.5倍	

の形であらわし、これと $\frac{x}{d_0}$ の関係を示したものである。

実験に用いた熱源は第1表の通りである。

これらの図の太線は何れも(9)式の u_x , $t_x - t_0$, Q を(9)式に代入して得たもので、点熱源からの中心風速、中心気温、風量に相当する。いずれの熱源でも、熱源から高い処では、中心風速、中心気温、風量が点熱源からの気流に一致するものと認められる。

次にこれらの曲線は、熱源に近づくにつれ、点熱源の



第 7 図

線から離れ、しかも相互に離れてきている。その原因として、測定誤差や理論中の仮定の誤りを考慮しても、主として熱源の形状および対流伝熱状況の違いによるものと考えられる。一般的に言って正方形熱源では、平たいものほど低い処から点熱源の線に一致し、高さが増して側面からの対流伝熱量が多くなるにつれて、その一致点が高くなることが認められた。この模様は熱源上面の形が円形→正方形→矩形と変るにつれ、また熱源の外周の温度が高くなるにつれて同様に变化するものと考えられる。

熱気流の拡がり、点熱源については(7)式の R から $K=3.7$ としたとき中心軸のまわりに頂角 34° の倒立円錐面となるが、これは実験結果とよく一致した。大きさのある熱源からの熱気流の拡がりも、熱源から高い処ではこの円錐面と一致すると考えてよく、その一致点は第5～7図の一致点の近傍又はそれよりやや高いあたりと認められた。

Bamford⁽¹²⁾ は実際の高温の鋳造品およびそれに近い比較的大きな各種熱源を用いて、中心風速、気温、風量等を測定している。その結果を今までの実験結果と同様に $f_1\left(\frac{x}{d_0}\right)$, $f_2\left(\frac{x}{d_0}\right)$, $f_3\left(\frac{x}{d_0}\right)$ の形に直して第5～7図に記入した。かなりのばらつきがあるが $f_1\left(\frac{x}{d_0}\right)$, $f_3\left(\frac{x}{d_0}\right)$ は概ねわれわれの実験値に近い値になった。しかし $f_2\left(\frac{x}{d_0}\right)$ はわれわれの値よりもかなり小さい値を示した。

§ 7 横風による上昇気流のふれ

熱気流に対する排気装置を設計するためには、外気流による上昇気流のふれを知ることが必要である。Sutton

は煙突の煙の流れを知るために、点熱源の式から近似計算しているが、ここでは既述の実験結果を用いて中心軸のふれを求めて見よう。

Δt 時間内の中心軸上の気流の上昇距離を Δx とすれば

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{u_x}$$

有限時間では

$$\int dt = \int \frac{dx}{u_x}$$

ふれの量が小さい場合には u_x は横風の有無に無関係と仮定する。そこで点熱源の場合は(10)式を用い

$$t = \int_0^x \frac{dx}{1.8H^{\frac{1}{3}} x^{-\frac{1}{3}}} = 0.42H^{-\frac{1}{3}} x^{\frac{2}{3}} \quad \text{s}$$

この時間内における側方へのふれ δ は、横風の風速を w m/s とすると

$$\delta = 0.42wH^{-\frac{1}{3}} x^{\frac{2}{3}} \quad \text{m} \quad \text{ただし } H \text{ の単位 Kcal/s}$$

である。大きさのある熱源では(19)式により

$$t = d_0^{\frac{4}{3}} \left(\frac{g\beta H}{\rho C_p} \right)^{-\frac{1}{3}} \int_0^x \frac{d\left(\frac{x}{d_0}\right)}{f_1\left(\frac{x}{d_0}\right)}$$

従って

$$d_0^{-\frac{4}{3}} \left(\frac{g\beta H}{\rho C_p} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{\delta}{w} = \int_0^x \frac{d\left(\frac{x}{d_0}\right)}{f_1\left(\frac{x}{d_0}\right)}$$

右辺を $f_1\left(\frac{x}{d_0}\right)$ とおくと

$$d_0^{-\frac{4}{3}} \left(\frac{g\beta H}{\rho C_p} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{\delta}{w} = f_1\left(\frac{x}{d_0}\right)$$

または(10)式と同一の単位を用いて

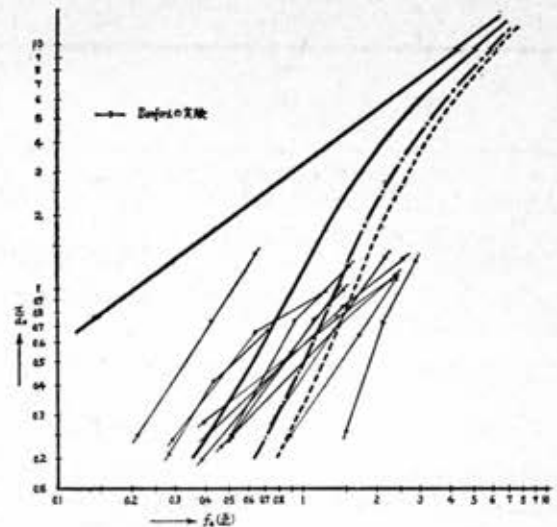
$$\delta = 2.0wd_0^{\frac{4}{3}}H^{-\frac{1}{3}}f_1\left(\frac{x}{d_0}\right) \quad \text{m} \quad \text{.....(21)}$$

f_1 は f_1 より図式的に求められ、その結果相似形熱源上のふれの量を求めることが出来るわけである。しかし熱源の近くでは f_1 の値が小さく δ に与える影響は大きいにも拘らず、測定が困難である。しかも熱源の極く近傍は熱伝達領域で既述の理論は適用出来ず、横風による影響も同様には論ずることが出来ない。そこで次の仮定をする。

(i) f_1 は実験によって得られた f_1 の延長線にそって $\frac{x}{d_0}$ が小さくなるにつれて減少する。

(ii) しかし δ は $\frac{x}{d_0}$ の小さい範囲では無視でき、たとえば $\frac{x}{d_0} < 0.01$ では 0 と見做す。

この仮定を用い f_1 を作図したのが第8図である。図の



第 8 図

太直線は(20)式の点熱源の場合に相当し、実線、鎖線、点線等は熱源の形状による差異で、第9図の説明を参照されたい。

これらの結果の当否を検討するため、Bamford⁽⁴⁾の実験結果を利用した。ただし彼はふれの量を高さに関係なく垂直軸との角度で発表しているの、添附の写真から高さとおふれを測って、その結果を第8図に記入した。ばらつきは多いが一応計算結果の実用性が認められる。

§ 8 排気装置設計への適用

以上の実験結果を用い、熱源上部に設ける排気装置を設計する場合、必要な風量そのほかの計算をつぎのように行えばよいと考える。

溶接などの点熱源については(10)または(11)、(12)式によって風量を計算し、大きさのある熱源については第9図を用いる。第9図は第6図および第7図を整理したもので、 f_1 , f_2 の曲線は次の熱源に対するものである。

- (i) 実線……上面が正方形または円形の熱源で、側面からの対流伝熱量が少いもの。
- (ii) 鎖線……(a)上面が正方形又は円形の熱源で、側面からの対流伝熱量が上面にくらべて多くないもの。
(b)または上面が矩形の熱源で、長辺が短辺の1.5倍程度でかつ側面からの対流伝熱量が少いもの。
- (iii) 点線……(a)立方体または円筒形などの熱源で、側面からの対流伝熱量が多いもの。
(b)または上面が矩形の熱源で、長辺が短辺の1.5倍程度でかつ側面からの対流伝熱量が上面にくらべて多くな

いもの。

- (c)または上面が矩形の熱源で、長辺が短辺の3倍程度でかつ側面からの対流伝熱量が少いもの。

側壁を遮熱した炉などは(i)または(ii)に、砂落しの鍋物などは(iii)該当することが多いと考えられる。なお上例に合致しない熱源には、その形状、温度分布を考慮して適宜三曲線の間または内側をとればよい。

熱源の代表長さ d_0 としては、上面が正方形のときはその一辺、円形のときはその直径、矩形のときは長辺と短辺の幾何平均をとる。

さて熱源からの対流伝熱量が既知のときは、排気フードを設けようとする高さ x と、代表長さ d_0 から $\left(\frac{x}{d_0}\right)$ を出し、これに対する f_3 を第9図から求め(18式)から Q を計算する。なお(10式)と同一の単位を用いれば、(18式)は

$$Q = 0.49 d_0^{\frac{5}{2}} H^{\frac{1}{2}} f_3 \left(\frac{x}{d_0} \right) \quad \text{m}^3/\text{s} \quad \dots\dots\dots (22)$$

となるから(22式)により計算すればよい。

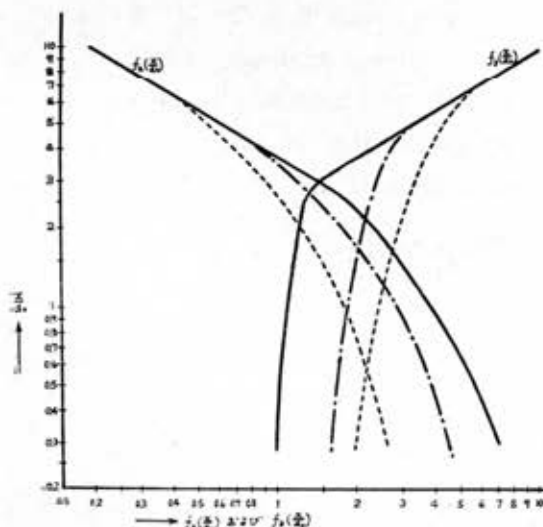
つぎに H が未知で計算が困難なときは、中心軸上の気温 $t_x - t_0$ を測定して Q を計算出来ることは点熱源の場合と同様である。いま気温を測定した高さを x_1 、フードを設けるべき高さを x_2 とし、第9図より $\frac{x_1}{d_0}$ に対する f_2 ($\frac{x_1}{d_0}$) および $\frac{x_2}{d_0}$ に対する f_3 ($\frac{x_2}{d_0}$) を求めれば

$$Q = f_2 \left(\frac{x_1}{d_0} \right)^{-\frac{1}{2}} f_3 \left(\frac{x_2}{d_0} \right) d_0^{\frac{5}{2}} g^{\frac{1}{2}} \beta^{\frac{1}{2}} (t_x - t_0)^{\frac{1}{2}}$$

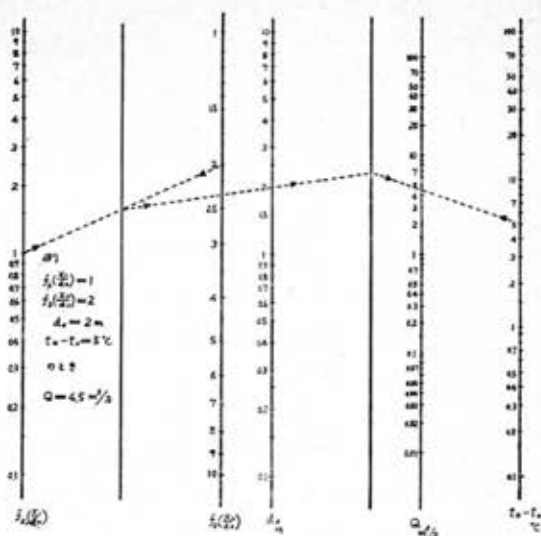
(10式)と同一の単位をとれば

$$Q = 0.18 f_2 \left(\frac{x_1}{d_0} \right)^{-\frac{1}{2}} f_3 \left(\frac{x_2}{d_0} \right) d_0^{\frac{5}{2}} (t_x - t_0)^{\frac{1}{2}} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad \dots\dots\dots (23)$$

となるから、これによって Q を計算すればよい。この計算を容易に行なうための計算図表が第10図である。



第 9 図



第 10 図

熱気流の拡がりとは、§6で述べた通り、点熱源については熱気流の半径 R が

$$R = \tan \frac{34^\circ}{2} x = 0.30x$$

と考える。大きさのある熱源では、第9図の f_3 の曲線が点熱源からの直線に一致する高さを求め、その高さで上記 R の円と、下部は熱源の外周とを結ぶ直線で作られる面を、便宜上熱気流の拡がりとする。

排気フードの大きさは、上記熱気流の拡がりのほかに設置場所の横風が予期出来るときは、(21式)と第8図によって δ を求めその分だけ大きくする。なお δ についても H を用いず $t_x - t_0$ を測定して計算出来ることは Q と同様である。横風が予期されず静穏と考えられる場合でも、フードの径は熱気流の径より3~4割大きくとるべきである。このようにフードの開口面積は熱気流の断面積より大きくする必要があるため、その差を $A \text{ m}^2$ とすると、実際にフードに必要な排気量 Q_u はさき求めた Q よりも大きく

$$Q_u = Q + VA \quad \text{m}^3/\text{s} \quad \dots\dots\dots (24)$$

ただし $V \dots\dots 0.5 \sim 0.75 \text{ m/s}$

とするのがよい。

以上は上方フードについてであるが、つぎに側方フードでは、熱源の中心軸とフード開口面との間隔が(21式)の δ に相当すると考えられるから、(21式)と第8図から必要とする制御風速として w を求める。側方フードの大きさは x に熱気流の拡がりおよび余裕を加えて定める。 w を得るための排気量は、たとえば Dalla Valle の式

$$Q_L = w(10\delta^2 + A_r) \quad \text{m}^3/\text{s} \quad \dots\dots\dots (25)$$

ただし $A_r \dots\dots$ フード開口面積 m^2

から求めればよい。なお Q_L は Q_u より大きくなるであろう。

Hの代りに気温を測定する場合、熱源からの輻射熱によって誤差を生じやすいから、アルミ板で測温部を遮ぎる等の考慮が必要である。また外気温 t_0 は熱源部に流入する空気の温度を測るようにするのがよい。

§ 9 結 言

模型実験をもとにして熱気流排出のためのフード等の設計に新しい方法を提案した。これによって今までよりも一層効果的でかつ経済的な装置の設計がなされるものと信ずる。

参 考 文 献

- (1) O. G. Sutton; The Dispersion of Hot Gases in the Atmosphere; Journ. Meteorology, Vol. 7, Oct. 1950.
- (2) T. F. Hatch, D. Barron-Oronzco; Air Flow in Free Convection over Heated Bodies; H. P. A. C. Vol. 28, Oct. 1956.
- (3) 後藤滋; 労働環境の改善とその技術 6, 7 高熱作業
- (4) W. C. L. Hemeon; Plant and Process Ventilation, Chapter 8, Exhaust for Hot Processes.
- (5) 横井鎮男; 円周状熱源からの上昇気流, 日本建築学会研究報告, 第33号, 第2部, 1955.
- (6) 横井鎮男; 熱源からの上昇気流, 日本火災学会論文集, 第5巻, 第2号.
- (7) 横井鎮男; 火災時の上昇気流, 日本建築学会論文報告集, 第58号, 昭和33年2月.
- (8) W. D. Bamford; The Formation and Dispersal of Dust in Foundries, Part 2, Thermal Currents Produced by Iron Castings, Conference on Foundry Ventilation and Dust Control, Harrogate 27th-29th April, 1955.

Research on Finding-out of Earth-fault Points in Low Voltage Circuits

by S. Kōzuki
R. Tanaka

Earth-fault detectors have been so far widely used in factories in order to detect earth-faults in low voltage circuits, but even if detected by them, as it becomes necessary to find out earth-fault points by stopping electric supply service, they are not of fully practical use.

The writers studied on how to find out earth-fault points under power supply and as a result of some experiments which were done at large factories, such as of iron and steel, chemical and spinning industries, we showed that our method was very useful for preventing accidents due to earth-faults.

On Hazards of Igniting of Gun-Powder though Breakage of Incandescent or Fluorescent Lamps (2nd Report)

by S. Kōzuki
K. Sakanushi

We indicated, on the first report, the results or hazards of whether a bit of gun-powder scattered on the surface of incandescent or fluorescent lamp would be ignited through breakage of the lamps or not.

This time we studied on hazards of igniting of a bit of gun-powder through breakage of 40 watts rapid-start and 20 watts glow-start fluorescent lamps, and obtained the following results.

1. In cases of 40 watt's rapid-start fluorescent lamps,
 - (a) T. N. T. black carlit and ammonium nitrate explosives are not ignited,
 - (b) Black-powders are occasionally ignited by waste heat of filament, but seldom on discharge.
2. In cases of 20 watts glow-start fluorescent lamps,
 - (a) T. N. T and Black carlit are not ignited,
 - (b) Black-powders ignited by waste heat of filament, but seldom on discharge.

By the results of the first and second reports, we found out that when a working incandescent lamp or a fluorescent lamp is broken, the former is far more hazardous concerning the ignition of gun-powder.

Research of Ventilation in Plant (3rd report)

by T. Kondō

Experimentally, we measured the velocity and the temperature of the convection flow over heated sources, in order to improve the design of exhaust system for hot gases and fumes from the furnace and the open tank etc. Instead of the using convection loss, to calculate the volume of convection air, we proposed the using air temperature, which can be measured more easily in plant. Besides, the deflection of convection flow by the traverse wind was conjectured from our study.