

東 北 大 学

# 高速力学研究所報告

第 44 卷      第 395 号

昭 和 55 年

---

東北大学高速力学研究所附属気流計測研究施設低乱熱伝達風洞設備および  
風洞性能について

……伊藤英覚, 小林陵二, 弓削達雄, 本田 睦, 橋本弘之  
猪岡 光, 増田英俊, 高山和喜, 南部健一, 今井 清  
佐々木博志, 日向野三雄, 小浜泰昭, 大日方五郎

---

**The Memoirs  
of the  
Institute of High Speed Mechanics,  
Tōhoku University,  
Sendai, Japan**

(Mem. Inst. High Speed Mech., Tōhoku Univ.)  
Vol. 44 (1980), No. 395



# 東北大学高速力学研究所附属気流計測研究施設 低乱熱伝達風洞設備および風洞性能について<sup>1</sup>

|   |   |   |                 |                 |    |   |                 |
|---|---|---|-----------------|-----------------|----|---|-----------------|
| 伊 | 藤 | 英 | 覚 <sup>2</sup>  | 小               | 林  | 陵 | 二 <sup>3</sup>  |
| 弓 | 削 | 達 | 雄 <sup>4</sup>  | 本               | 田  |   | 睦 <sup>5</sup>  |
| 橋 | 本 | 弘 | 之 <sup>6</sup>  | 猪               | 岡  |   | 光 <sup>7</sup>  |
| 増 | 田 | 英 | 俊 <sup>8</sup>  | 高               | 山  | 和 | 喜 <sup>9</sup>  |
| 南 | 部 | 健 | 一 <sup>10</sup> | 今               | 井  |   | 清 <sup>11</sup> |
| 佐 | 々 | 木 | 博               | 志 <sup>12</sup> | 日向 | 野 | 三               |
| 小 | 浜 | 泰 | 昭 <sup>14</sup> | 大               | 日  | 方 | 五               |
|   |   |   |                 |                 |    |   | 郎 <sup>15</sup> |

## 摘 要

高速力学研究所附属気流計測研究施設の低乱熱伝達風洞設備の概要と、その基本設計ならびに風洞性能について述べる。風洞は低乱れ度・低騒音となるように設計上の配慮がなされており、風洞性能の測定結果によれば、密閉型測定部の気流の乱れ強さは0.02%以下、風速分布の偏差は±0.2%以下であって、当初の目標が達成されている。本報で述べた低乱風洞の設計に関する資料は、風洞性能の測定結果とともに、今後の低乱風洞の設計に関し有用な知見を加えるものとする。

## 1. 緒 言

高速力学研究所においては、気流計測に関する学理およびその応用の研究、ならびに気流計測技術の開発研究を目的として、昭和54年度に附属気流計測研究施設が設置された。本施設の主要設備である低乱熱伝達風洞および風洞用各種計測装置は、昭和48年度から昭和53年度に至る6ヶ年の年次計画により設備され、主として流体工学・熱流力学・空力弾性学等の各分野ならびにこれに関連する境界領域の研究・実験に使用される。

1. 昭和55年4月3日、日本機械学会第57期通常総会講演会において講演。原稿受付 昭和55年4月30日。
- 2,3. 東北大学教授、高速力学研究所勤務。
4. 東北大学教授、高速力学研究所勤務（現在 東北大学名誉教授）。
- 5,6. 東北大学教授、高速力学研究所勤務。
- 7~10. 東北大学助教授、高速力学研究所勤務。
- 11~15. 東北大学助手、高速力学研究所勤務。

低乱熱伝達風洞は上記使用目的に対応して、大学における基礎研究の実施に好適であり、しかもなるべく広い分野の研究・実験に使用できるように、測定部気流が低乱流である汎用風洞とした。低乱風洞とした理由は、周知のごとく境界層の遷移およびこれに関連する現象の解明が流体力学における最近の重要研究課題の一つであり、この研究の実施にあたっては測定部気流が低乱流であることが要求されるためである。一方、測定部気流が低乱流となるように設計しておけば、所要の乱れ度の気流は適当な乱れ格子の使用により、容易に達成することができる。

風洞では当然のことながら、測定部における風速分布の一樣性が要求されるが、このために用いられる風洞設計方法と、低乱流の実現のためのそれとはほとんど同一と考えてよく、低乱風洞としての設計は風速分布の一樣性の観点からも一石二鳥を得るものである。

本風洞は学内に設置された関係上、風洞運転時に発生する騒音については、隣接建物外側で夜間は 40 ホン以下、昼間は 45 ホン以下とするよう建設上の工夫をすることが要求された。また一方において、実験者が風洞騒音に悩まされることなく実験を遂行できるように配慮することも大切である。このための防音設計は東北大学工学部電気工学科二村忠元教授（現在東北大学名誉教授）にお願いし、その指導により、低乱熱伝達風洞およびこれを格納する施設建物には、吸音およびしゃ音のための十分な措置がなされている。

本風洞設備の設置の経緯はつぎのようである。高速力学研究所においては流体工学的・熱流体力学的・空力弾性学的境界領域の研究・実験の将来における重要性にかんがみ、低乱熱伝達風洞の設置を計画し、関係方面にその実現方を要請してきたが、幸にもその要望が認められ、また設置場所についても学内における了解が得られたので、昭和 47 年 1 月に低乱熱伝達風洞設立準備委員会（昭和 49 年 7 月より低乱熱伝達風洞設置委員会に名称変更）<sup>16</sup>を組織し、風洞および風洞用各種計測装置の設備計画にあたった。昭和 50 年 3 月には低乱熱伝達風洞および低乱熱伝達風洞実験室が完成し、ついで昭和 50 年度より昭和 53 年度にかけて風洞用各種計測装置類が設備された。風洞計画は昭和 53 年度をもって一応終了したが、ついで前記境界領域の研究を強力に実施し、あわせてこれらの研究と密接不離の関係にある気流計測技術の開発研究を推進するため、昭和 54 年 4 月に前記風洞設備および実験室建物を母体として、高速力学研究所附属気流計測研究施設が設置された。研究施設の設置にともない低乱熱伝達風洞設置委員会は解散し、昭和 54 年 5 月以降、附属気流計測研究施設運営委員会<sup>17</sup>の下に風洞を用いての研究・実験が続けられている。本報告

16. 委員長 伊藤英覚（昭和 47 年 1 月～昭和 54 年 5 月）  
 幹 事 小林陵二（昭和 47 年 1 月～昭和 54 年 5 月）  
 委 員 弓削達雄（昭和 47 年 1 月～昭和 53 年 3 月）  
 “ 本田 隆（昭和 47 年 1 月～昭和 54 年 3 月）  
 “ 橋本弘之（昭和 48 年 5 月～昭和 49 年 5 月）  
 “ 猪岡 光（昭和 52 年 5 月～昭和 54 年 5 月）  
 “ 増田英俊（昭和 50 年 5 月～昭和 52 年 7 月；昭和 53 年 4 月～昭和 54 年 5 月）  
 “ 高山和喜（昭和 49 年 5 月～昭和 50 年 5 月）  
 “ 南部健一（昭和 47 年 1 月～昭和 48 年 5 月）
17. 委員長 伊藤英覚  
 委 員 小林陵二、橋本弘之、谷 順二、増田英俊

は, この間になされた風洞性能の測定結果を, 低乱熱伝達風洞の設計ならびに風洞設備の概要とともに述べたものである.

## 2. 主 な 記 号

- $A$  : 測定部断面積  
 $c$  : 収縮ノズルの面積比; 案内羽根の弦長  
 $C$  : 収縮ノズルの速度係数  
 $d$  : 金網の線径; トリップワイヤの直径  
 $D$  : 流路の対辺距離  
 $K$  : 金網の抵抗係数  
 $l$  : ワイヤの間隔  
 $L$  : 収縮ノズルの軸長さ  
 $n$  : 金網の枚数  
 $N$  : 軸流送風機の回転数  
 $p$  : 圧 力  
 $R$  : 流路軸から測った収縮ノズル壁面までの距離  
 $Re_D$  : レイノルズ数  
 $s$  : 測定部の周囲の長さ  
 $u', v', w'$  : 変動速度の  $x, y, z$  成分の瞬時値  
 $U, V, W$  :  $x, y, z$  方向の時間平均速度成分  
 $U'$  : 3 方向変動速度成分の平均値,  $\sqrt{(u'^2 + v'^2 + w'^2)}/3$   
 $x, y, z$  : 流路軸方向, 水平方向および垂直方向上向きの距離  
 $\alpha$  : 金網の転向係数  
 $\beta$  : 金網の開口面積比  
 $\delta^*$  : 境界層の排除厚さ  
 $\theta$  : 気流の偏り角  
 $\mu$  : 下流における主流方向の変動速度成分のエネルギーと, 上流におけるそれとの比  
 $\nu$  : 動粘度  
 $\nu_e$  : 収縮ノズル出口における主流に直角方向の変動速度成分のエネルギーと, 入口におけるそれとの比  
 $\nu_s$  : 金網の下流における主流に直角方向の変動速度成分のエネルギーと, 上流におけるそれとの比

$\rho$ : 密 度

添 字

0: 測定部入口または基準位置を表わす

1: 上流を表わす

2: 下流を表わす

c: 収縮ノズルを表わす

e: 開放型測定部の第 2 ノズル出口を表わす

h: 整流部金網の上流 (ハニカムの下流) を表わす

i: 収縮ノズルの二曲線の接続点位置を表わす

s: 整流胴または整流部金網を表わす

### 3. 基 本 計 画

低乱熱伝達風洞を計画・設計するにあたり、留意した主要な点はつぎの通りである。

(1) 測定部は密閉・開放両型式に交換可能なこと。

(2) 測定部風速は密閉型の場合 5~60 m/s とし、風速分布の平均風速からの偏差は  $\pm 0.2\%$  以内を目標とすること。

(3) 密閉型測定部の気流の乱れ強さは  $0.02\%$  を目標とすること。

(4) 風洞は可及的に低騒音とすること。

低乱流を測定部に実現するためには、測定部は密閉型とする必要がある。何となれば、風洞測定部を開放型とした場合には、自由噴流の境界面に発生する乱れが測定部における低乱流の実現を妨げるからである。一方、供試模型への接近、および風洞天びんの使用が容易なことなど、開放型測定部にも捨て難い長所がある。このため測定部としては密閉型を第一に考え、測定部の交換により開放型としても使用できるようにした。

密閉型測定部の場合の測定部平均風速は前述のごとく 5 m/s ないし 60 m/s の間で連続的に可変とし、測定部対辺距離は 1 m (正確には 1.01 m)、測定部長さは 3.5 m とした。これらは、大学における種々の流体力学的基礎研究の実施に手ごろな流速・寸法と考えられる。

測定部において低乱流を得るためには、風洞内各部の壁面上で流れのはく離が生じないように戻り流路を流体力学的に好適に設計すること、整流部にハニカムのほか多数の目の細かい金網を設けること、および収縮ノズルの収縮比を大きく選ぶことが必要である。以上のほか、軸流送風機の羽根の設計も低乱流の実現に関係するが、送風機羽根の設計については製作会社に一任することとした。

完成した低乱熱伝達風洞の性能諸元を第 1 表に、風洞各部の主要設計項目を第 2 表に示す。第 1 図は低乱熱伝達風洞の平面図および側面図を示したものである。

第1表 低乱熱伝達風洞性能諸元

| 型 式          | 単路回流型                                                                                           |
|--------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 測定部<br>(密閉型) | 長さ 3.5 m, 対辺距離 1.01 m 正八角形断面,<br>風速 5~70 m/s                                                    |
| 測定部<br>(開放型) | 長さ 1.42 m, 第2ノズル出口対辺距離 0.81 m<br>正八角形断面, 風速 5~80 m/s                                            |
| 送風機          | 軸流1段, 前置および後置静翼付, 電動機直結型,<br>入口直径 1.54 m, 定格風量 53 m <sup>3</sup> /s, 圧力差 1.18<br>kPa (120 mmAq) |
| 電動機          | サイリスタ・レオナード方式, 定格回転数 1100<br>rpm, 出力 95 kW                                                      |
| 風洞寸法         | 長さ 26 m, 幅 9.5 m, 高さ 4.3 m                                                                      |

第2表 風洞各部の主要設計項目

|           |                                                    |
|-----------|----------------------------------------------------|
| 整流部金網     | ステンレス鋼製織金網 12 枚, 20メッシュ,<br>線径 0.27 mm, 開口面積比 0.62 |
| ハニカム      | アルミニウム・ハニカム, 対辺距離 19 mm正六角<br>形断面, 長さ 150 mm       |
| ノズル絞り比    | 12.0                                               |
| 第1ディフューザ  | 面積比 2.32, 頂角 5°                                    |
| 第2ディフューザ  | 面積比 2.98, 頂角 4°25′                                 |
| 第1, 第2偏流部 | 羽根枚数 23 枚, 弦長 364 mm                               |
| 第3, 第4偏流部 | 羽根枚数 33 枚, 弦長 442 mm                               |
| 広角度ディフューザ | 面積比 1.73, 頂角 44°46′,<br>ステンレス鋼製織金網 3 枚             |

## 4. 低乱熱伝達風洞の基本設計

## 4.1 収縮ノズル

## 4.1.1 乱れ強さの減衰

収縮ノズルによる気流乱れの減衰については, Batchelor と Proudman [1]<sup>18</sup> の理論がある。流れは定常・非圧縮かつ非粘性であり, またノズルは軸対称であると仮定し, 変動速度成分をノズルの出口で  $u', v', w'$ , 入口で  $u'_s, v'_s, w'_s$ , ノズル出口における軸方向変動速度成分のエネルギーと入口におけるそれとの比を  $\mu_c$ , ノズル出口におけるノズル軸に直角方向の変動速度成分のエネルギーと入口におけるそれとの比を  $\nu_c$  とする。すなわち

$$\mu_c = \frac{\overline{u'^2}}{\overline{u_s'^2}}, \quad \nu_c = \frac{\overline{v'^2} + \overline{w'^2}}{\overline{v_s'^2} + \overline{w_s'^2}} \quad (1)$$

とおけば, 収縮ノズルの上流が等方性乱れのとき, 線形近似の下に  $\mu_c$  および  $\nu_c$  はそれぞれつぎの式で与えられる。

$$\mu_c = \frac{3}{4c^2} \left[ \frac{1+\alpha^2}{2\alpha^3} \log_e \frac{1+\alpha}{1-\alpha} - \frac{1}{\alpha^2} \right] \quad (2)$$

$$\nu_c = \frac{3}{4}c + \frac{3}{4c^2} \left[ \frac{1}{2\alpha^2} - \frac{1-\alpha^2}{4\alpha^3} \log_e \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right] \quad (3)$$

ここに  $\alpha^2 = 1 - c^3$ ,  $c$  は収縮ノズルの面積比である。  $c$  の値が 1 に比較して大きければ, 式(2) および(3)はそれぞれつぎの式で近似出来る。

$$\mu_c = \frac{3}{4c^2} [\log_e(4c^3) - 1] \quad (4)$$

$$\nu_c = \frac{3}{4}c \quad (5)$$

一方, Prandtl [2, 3] によれば

$$\mu_c = \frac{1}{c^2} \quad (6)$$

$$\nu_c = c \quad (7)$$

である。

いま  $U' = \sqrt{(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})/3}$  とおけば, 式(1)から

$$U' = \sqrt{(\mu_c \overline{u_s'^2} + \nu_c (\overline{v_s'^2} + \overline{w_s'^2})) / 3} \quad (8)$$

18. 括弧内の数字は末尾の文献の番号を示す。



収縮ノズルの上流で等方性乱れを仮定すれば

$$\sqrt{u_s'^2} = \sqrt{v_s'^2} = \sqrt{w_s'^2} = U_s' \quad \dots\dots\dots(9)$$

であるから, 式(8)から

$$U' = \sqrt{\frac{\mu_c + 2\nu_c}{3}} U_s' \quad \dots\dots\dots(10)$$

一方, ノズル出口における平均速度を  $U_0$ , 入口におけるそれを  $U_s$  とすれば, 連続の条件から

$$U_0 = c U_s \quad \dots\dots\dots(11)$$

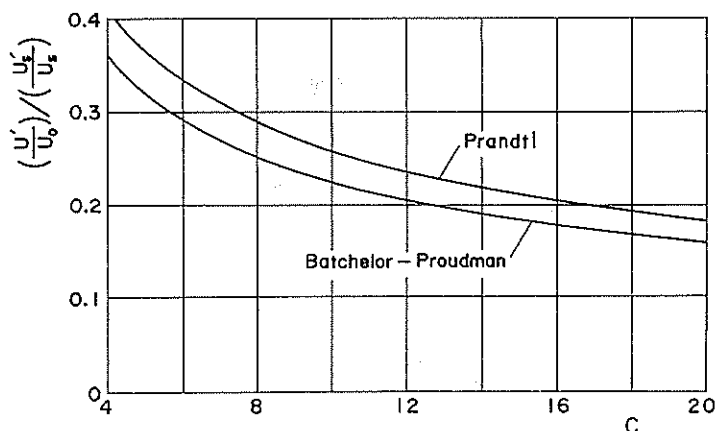
ゆえに

$$\frac{U'}{U_0} = \frac{1}{c} \sqrt{\frac{\mu_c + 2\nu_c}{3}} \frac{U_s'}{U_s} \quad \dots\dots\dots(12)$$

収縮ノズルの出口における乱れ強さ  $U'/U_0$  と入口における乱れ強さ  $U_s'/U_s$  との比を式(12)から求めた結果を第2図に示す。面積比4以上では式(2), (3)から求めた値と, 式(4), (5)から求めた値とはほとんど一致し, 図面上では識別が困難である。図に示すように Batchelor-Proudman の理論によれば, 収縮ノズル出口の乱れ強さは面積比12では入口における値の約20%に, 面積比20では約16%に減衰する。一方 Prandtl の式(6), (7)は, Batchelor-Proudman の理論より若干高目の値を与えることが知れる。図より, 収縮ノズルの面積比を大きくすることのみによって低乱流の実現は無理であり, その上流の整流部に適当な枚数の目の細かい金網を設けることにより, 気流の乱れを予め所要の値まで減衰させておく必要のあることが知れる。

#### 4.1.2 非一様速度成分の減衰

ノズル軸方向およびこれに直角方向の時間平均速度成分  $U, V$  の非一様性, すなわち速度差を  $\Delta U, \Delta V$  とするとき, 収縮ノズルによる  $\Delta U, \Delta V$  の変化はつぎの式で与えられる [2, 4]。



第2図 収縮ノズルによる乱れ強さの減衰

$$\Delta U = \frac{1}{c} \Delta U_s, \quad \Delta V = \sqrt{c} \Delta V_s \quad \dots\dots\dots(13)$$

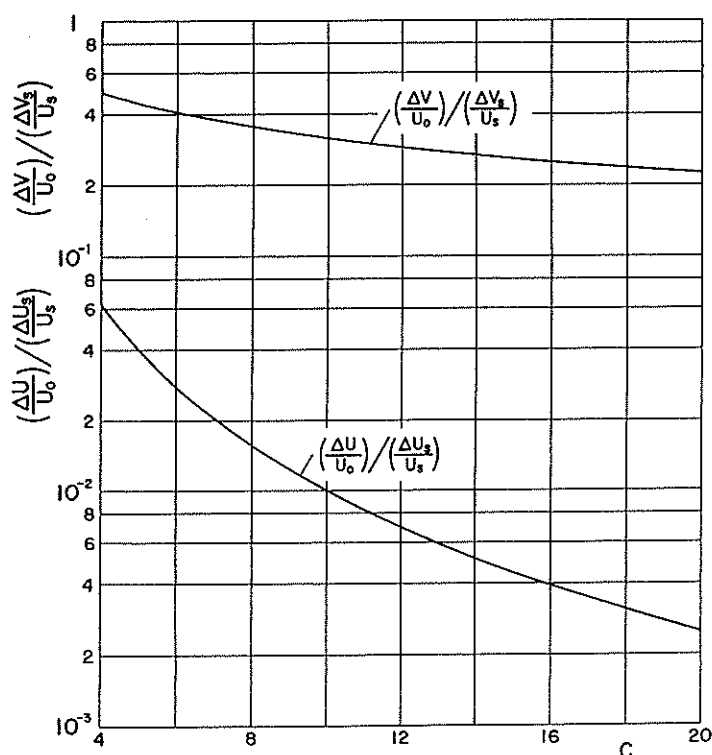
式(11)を用いれば,

$$\frac{\Delta U}{U_0} = \frac{1}{c^2} \frac{\Delta U_s}{U_s}, \quad \frac{\Delta V}{U_0} = \frac{1}{\sqrt{c}} \frac{\Delta V_s}{U_s} \quad \dots\dots\dots(14)$$

第3図に速度差  $\Delta U, \Delta V$  の相対的な減衰割合をノズル面積比  $c$  に対して示す。図によればノズル軸方向の非一様速度成分は面積比10以上では1/100以下に減衰する。一方, ノズル軸に直角方向の非一様速度成分は  $1/\sqrt{c}$  に比例して減衰するため, 面積比が増加してもあまり減少しない。

#### 4.1.3 収縮ノズルの設計

上述のごとく, 収縮ノズルの面積比が増加するほどノズル出口における乱れ強さ  $U'/U_0$  およびノズル軸に直角な時間平均速度成分  $\Delta V/U_0$  は減衰するが, それらの減衰の割合は面積比の増加とともに次第に減少し, 面積比を大きく選ぶことによる効果は次第に減少する。なお  $\Delta U/U_0$  は減衰の割合が非常に大きいから, 収縮ノズルの面積比の選定は主としてノズルによる  $U'/U_0$  および  $\Delta V/U_0$  の減衰をどの程度に押えるかによって定まることになる。第2図および第3図によれば, 収縮ノズルの面積比はなるべく大きいことが望ましい。しかし, 面積比の増加は整流部断面



第3図 収縮ノズルによる非一様速度成分  $\Delta U$  および  $\Delta V$  の減衰

積の増加を意味するから, 必要以上に大きな面積比は避けるべきである. 上記を考慮し, 結局本風洞の収縮ノズルの面積比は 12 (正確には 12.009) とした.

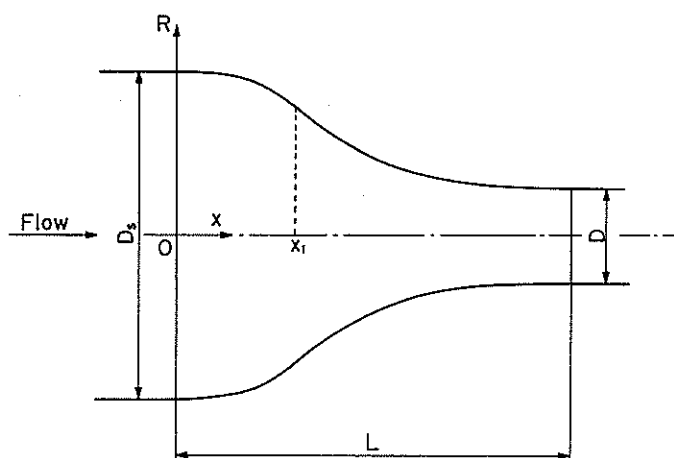
収縮ノズルの輪郭線には, Rouse と Hassan [5] による三次元軸対称収縮ノズルの形状を採用した. これは上記収縮ノズルを用いた入口助走区間の精密な実験 [6] により, 比較的良好な収縮ノズルであることが一応実験的に確認されていること, およびノズル輪郭線が比較的簡単な式で与えられることに基づく. すなわち, 座標の原点を第 4 図のように中心軸上ノズル入口に選び,  $x$  を流路軸方向距離,  $R$  を流路軸から測った収縮ノズル壁面までの距離とすると, ノズル輪郭線はつぎの式で与えられる.

$0 \leq x \leq x_i$  では

$$\frac{R}{D/2} = \frac{D_s}{D} - \left( \frac{D_s}{D} - 1 \right) \frac{(x/L)^3}{(x_i/L)^2} \dots\dots\dots (15)$$

$x_i \leq x \leq L$  では

$$\frac{R}{D/2} = 1 + \left( \frac{D_s}{D} - 1 \right) \frac{(1-x/L)^3}{(1-x_i/L)^2} \dots\dots\dots (16)$$



第 4 図 収縮ノズルの輪郭線

ここに  $D_s$  は上流側直径,  $D$  は下流側直径,  $L$  はノズルの軸長さ,  $x_i$  は二曲線の接点位置を表わす. 本風洞においては, 収縮ノズルの軸長さ  $L$  は整流部対辺距離の 1.2 倍に選定した.

Rouse と Hassan は三次元軸対称ポテンシャル流れと電場とのアナロジーを用いた実験から, ノズル出口付近の壁面に沿う圧力こう配に正の領域が生じないための条件を, 許容し得る接点座標の最大値  $(x_i/L)_{max}$  をパラメータとした線図で与えている. しかし, 軸長さが有限なノズルの入口付近の壁面に沿って生ずる正の圧力こう配の大きさについては, それを減少させるための検討がなされていない. 一方において収縮ノズルの設計では, 数学的に特別な注意を払わない限り, ノズル出口付近の壁面に沿って正の圧力こう配の領域を生ずることが, 二次元ノズルについ

て知られている [7-9].

このため本風洞の収縮ノズルの設計にさいしては, 接続点位置の異なる 5 種類の Rouse-Hassan ノズルについて, 軸対称ポテンシャル流れの理論 [10] により壁面圧力分布を算出し, つぎにそれぞれのノズルについて境界層理論によりはく離の有無などの検討を行なった. その結果, 与えられたノズル寸法  $(D_s/D)^2 = 12.009$ ,  $L/D_s = 1.2$  に対し, 最も好適な壁面圧力分布を与える接続点位置として,  $x_i/D_s = 0.3$  を選定した. 本風洞の断面形状は正八角形であり, 式(15), (16)によって算出したノズル形状は, 各辺の中央における輪郭線とする. このようにして決定された収縮ノズルは, 後述のように寸法比約 1/3.5 の小型低乱風洞 (検定風洞) を用いた予備実験により, 満足すべき性能を有することが確認された. なお本風洞の建設とはほぼ同時期に, Ermshaus と Naudascher [11] も Karlsruhe 大学の低速風洞に Rouse-Hassan ノズルを採用していることが最近判明した.

## 4.2 整流部金網

### 4.2.1 乱れ強さの減衰

金網の抵抗係数  $K$  はつぎの式で定義される.

$$\Delta p = K \frac{1}{2} \rho U_s^2 \quad \dots\dots\dots (17)$$

ここに  $\Delta p$  は 1 枚の金網による損失圧力,  $\rho$  は流体の密度,  $U_s$  は速度である. 抵抗係数  $K$  はつぎの Wieghardt [12] の半経験式で与えられる.

$$K = 6(1-\beta)\beta^{-5/3} \left( \frac{U_s d}{\nu} \right)^{-1/3} \quad \dots\dots\dots (18)$$

適用範囲は  $60 < U_s d / (\beta \nu) < 600$ . ここに  $\beta$  は金網の開口面積比で

$$\beta = \left( 1 - \frac{d}{l} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (19)$$

ここに  $d$  は線径,  $l$  は金網の間隔である.

Dryden と Schubauer [13] によれば, 1 枚の金網を通過することにより, 気流の乱れ強さは  $1/\sqrt{1+K}$  倍に減衰し, 同一の抵抗係数を有する  $n$  枚の金網による乱れ強さ  $U'/U$  の減衰は

$$\frac{U'_s}{U_s} = \left( \frac{1}{1+K} \right)^{n/2} \frac{U'_h}{U_h} \quad \dots\dots\dots (20)$$

で与えられる. ここに添字  $s$  は気流が  $n$  枚の金網を通過した後の状態を, 添字  $h$  は  $n$  枚の金網の上流の状態を表わす. ただし上流より下流に至る流路断面積は一定で,  $U_s = U_h$  であるとする.

一方, Taylor と Batchelor [14] の線形理論によれば, 金網の上流が等方性乱れのととき, 1 枚の金網を通過した後の乱れは軸対称であって

$$\mu_s = \frac{\overline{u_2'^2}}{\overline{u_1'^2}}, \quad \nu_s = \frac{\overline{v_2'^2} + \overline{w_2'^2}}{\overline{v_1'^2} + \overline{w_1'^2}} \quad \dots\dots\dots (21)$$

とおくと

$$U_2' = \sqrt{\frac{\mu_s + 2\nu_s}{3}} U_1' \quad \dots\dots\dots(22)$$

ここに添字 1 は上流を, 2 は下流を表わす.  $\mu_s, \nu_s$  は金網の抵抗係数  $K$  の関数であり, Taylor と Batchelor の理論式および Townsend [15] の実験値がある. それぞれの金網を通過後に気流は間もなく等方性となり, 等方性乱れがつぎの金網に流入すると仮定すれば, 同一の金網  $n$  枚を通過した後の気流の乱れ強さ  $U_s'/U_s$  は, 式(22)によればつぎの式で与えられる.

$$\frac{U_s'}{U_s} = \left(\frac{\mu_s + 2\nu_s}{3}\right)^{n/2} \frac{U_h'}{U_h} \quad \dots\dots\dots(23)$$

ここに Dryden と Schubauer の理論, および Taylor と Batchelor の理論はともに金網のメッシュは非常に細かく, 金網自身は下流に気流の乱れを作り出さないことを仮定している.

#### 4.2.2 非一様速度成分の減衰

金網を気流が通過するとき, 金網に立てた法線を基準として測った流入角を  $\theta_1$ , 流出角を  $\theta_2$  とすれば,  $\theta$  は小さいとの仮定の下につぎの式が成立する[14].

$$\theta_2 = \alpha\theta_1 \quad \dots\dots\dots(24)$$

$\alpha$  は転向係数で, Schubauer ほか [16] によればつぎの実験式で与えられる.

$$\alpha = \frac{1.1}{\sqrt{1+K}} \quad \dots\dots\dots(25)$$

ここに  $K > 0.7$ . 時間平均の非一様速度成分を  $\Delta U, \Delta V$  とするとき, 1 枚の金網による  $\Delta U, \Delta V$  の変化は, 上記  $\alpha$  を用いてつぎの式で与えられる[14].

$$\Delta U_2 = \left(\frac{1+\alpha-\alpha K}{1+\alpha+K}\right) \Delta U_1 \quad \dots\dots\dots(26)$$

$$\Delta V_2 = \alpha \Delta V_1 \quad \dots\dots\dots(27)$$

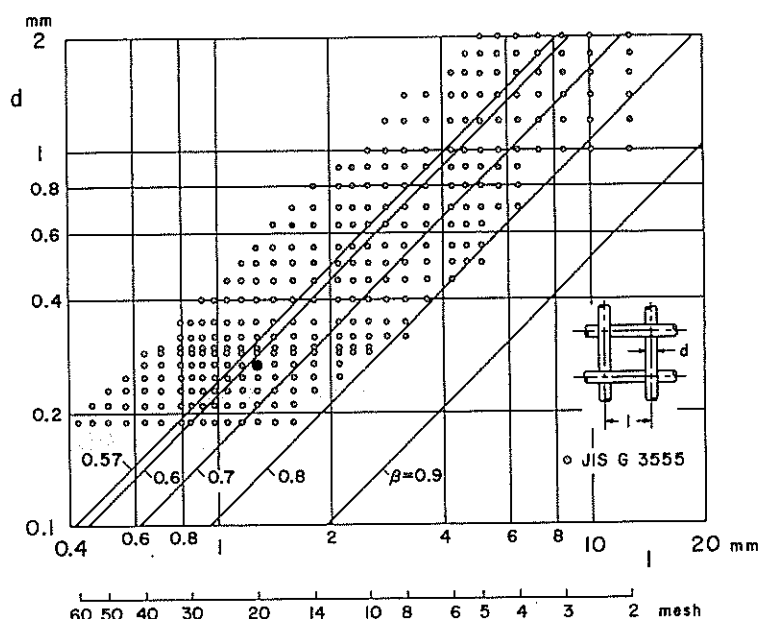
ここに添字 1 は上流を, 2 は下流を表わす. ゆえに  $n$  枚の金網を用いた場合には

$$\frac{\Delta U_s}{U_s} = \left(\frac{1+\alpha-\alpha K}{1+\alpha+K}\right)^n \frac{\Delta U_h}{U_h} \quad \dots\dots\dots(28)$$

$$\frac{\Delta V_s}{U_s} = \alpha^n \frac{\Delta V_h}{U_h} \quad \dots\dots\dots(29)$$

#### 4.2.3 整流部金網の設計

整流部金網は, 開口面積比  $\beta$  が  $\beta > 0.57$  であることが要求される. 何となれば,  $\beta$  が上記より小さければ, 金網の細孔をよぎる流れが不安定となり, 個々の小さいジェットが合体して次第に大きな不規則なジェットに成長する結果, 測定部における境界層厚さおよび摩擦応力の横方向不均一性を生ずるためである[4]. 金網は日本工業規格織金網 JIS G 3555 [17] に記載されている織金網の中から選定することにした. JIS G 3555 に規定されている織金網の線径  $d$ , 針金間隔

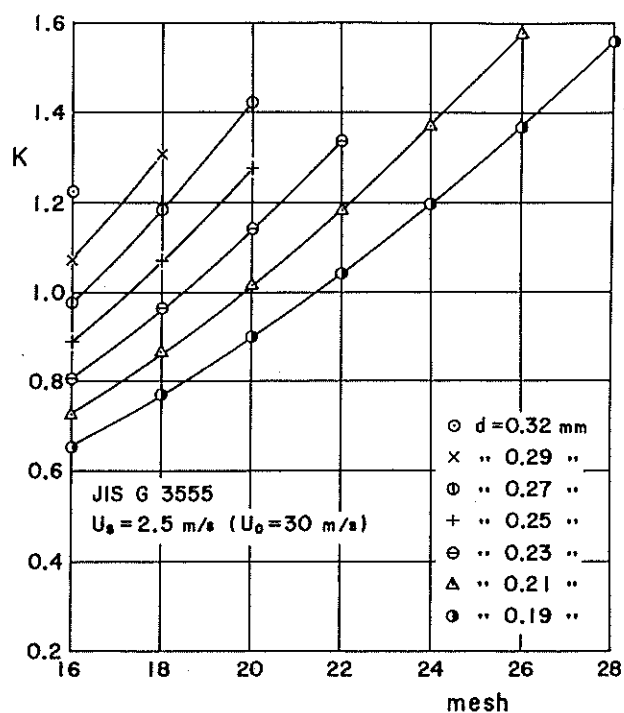
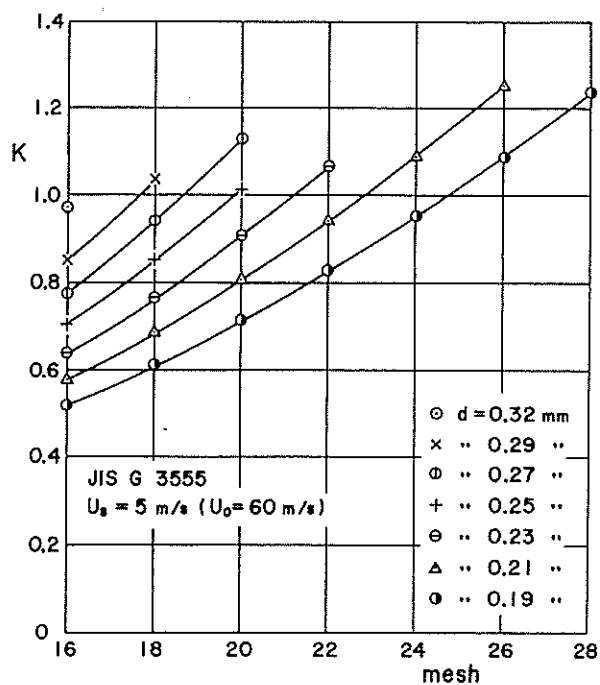


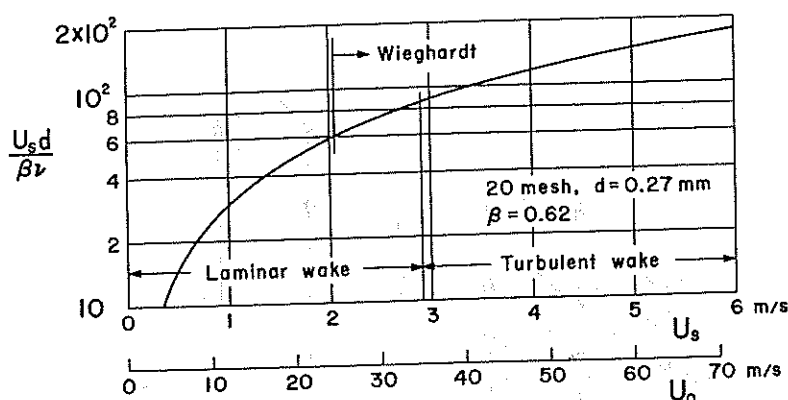
第5図 日本工業規格織金網の線径  $d$ , 針金間隔  $l$  および開口面積比  $\beta$  の関係 (黒丸は使用織金網を示す)

$l$  および開口面積比  $\beta$  の関係を第5図に示す。図において  $\beta = 0.57$  の直線の右下の領域にある織金網が上記  $\beta > 0.57$  の条件を満足することになる。一方において、開口面積比の特に大きいものは抵抗係数が小さく、金網による乱れの減衰の効果がわずかとなる。したがって線径および開口面積比の適当なものを選定する必要がある。低速風洞に用いる整流部金網としては、16メッシュ、線径 0.376 mm、開口面積比 0.58、流速 3.6 m/s で  $K = 1.6$  程度のものが経験的に推奨〔4〕されている。しかしながら、JIS G 3555 による織金網の網目数および線径の製作上の許容差〔17〕を考慮するならば、開口面積比が 0.57 に近い織金網を使用することは危険である<sup>19</sup>。第6図に JIS G 3555 による織金網のうち、16メッシュ以上で、しかも開口面積比が約 0.62 以上の織金網の抵抗係数を式(18)から求めた結果を示す。図(a)は流速 2.5 m/s、図(b)は 5 m/s (それぞれ本風洞の測定部流速  $U_0 = 30$  m/s および 60 m/s に対応する) のときの値である。前記推奨値によれば、流速 5 m/s において  $K = 1.45$  程度のものが望ましいが、前記制限の範囲内では、 $K$  の値はいずれの金網も上記より若干低い。ゆえに本風洞においては、図において比較的  $K$  の値が大きい 20 メッシュ、線径 0.27 mm、開口面積比 0.620 のステンレス鋼製織金網を使用することとした。なお Gaster<sup>20</sup> によれば、整流部金網に継目が存在するときは、それがかなり良好につないであっても、低乱れの流れ場においては継目の後方に乱れの著しいピークが出現する。このため使用する織金網は流路の全幅にわたって継目が存在しないように特に注意した。上記織金網より

19. 本風洞で使用した 20 メッシュ、線径 0.27 mm の織金網 (開口面積比 0.620) においてさえも、網目数と線径が製作上許容される最大値の場合には、開口面積比は 0.578 となる。

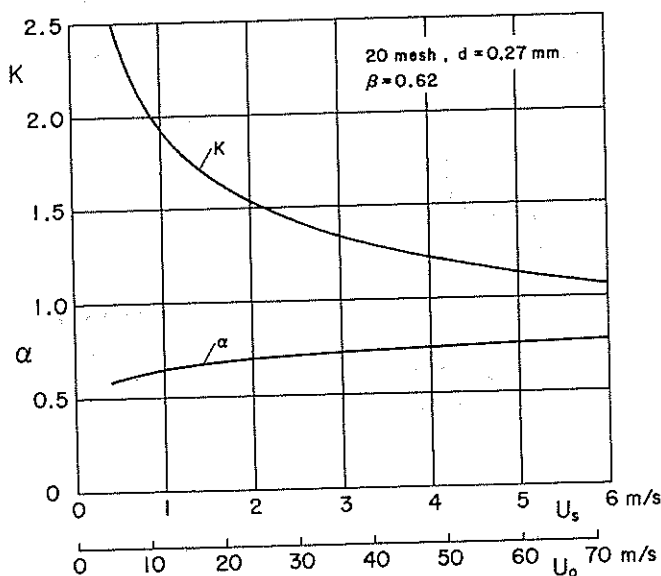
20. 著者の 1 人 (伊藤英覚) が英国 National Physical Laboratory を訪問 (1974) したさいの、Dr. M. Gaster の説明による。

第6図(a) 日本工業規格織金網の抵抗係数  $K$  ( $U_s = 2.5 \text{ m/s}$ )第6図(b) 日本工業規格織金網の抵抗係数  $K$  ( $U_s = 5 \text{ m/s}$ )

第 7 図 ワイヤ・レイノルズ数  $U_s d / (\beta \nu)$  と平均速度の関係

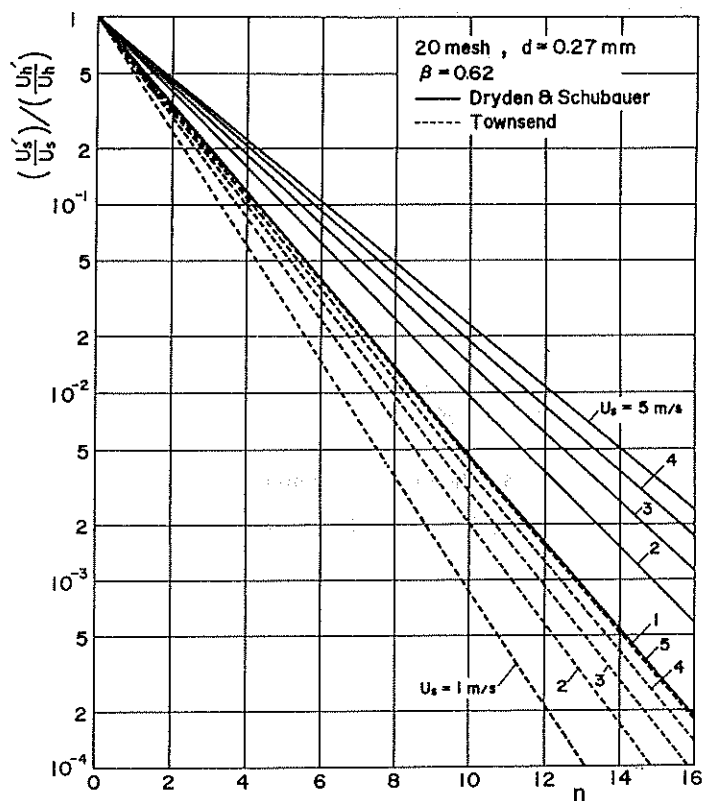
$K$  の値の高い 26 メッシュあるいは 28 メッシュの織金網を使用しなかった理由は、網目が細かい  
ため金網にダストが付着し、目づまりを生ずることを恐れたためである。

使用した織金網のワイヤ・レイノルズ数  $U_s d / (\beta \nu)$  を第 7 図に示す。ワイヤ・レイノルズ数  
が約 85 より高ければワイヤの後流は乱流となり、これより低ければ層流となる〔12〕。ゆえに使  
用した金網は整流部風速  $U_s > 2.9 \text{ m/s}$  (測定部風速  $U_0 > 35 \text{ m/s}$ ) においてワイヤの後流は乱  
流となることが知れる。つぎに式 (18) の適用範囲は  $U_s d / (\beta \nu) > 60$  であるから、以下第 8 図  
から第 12 図までに示す計算結果の適用範囲は  $U_s > 2.1 \text{ m/s}$  ( $U_0 > 25 \text{ m/s}$ ) であって、これよ  
り低い流速に対しては、計算結果は一応の参考値に過ぎない。第 8 図に、使用した金網の抵抗係  
数  $K$  と、転向係数  $\alpha$  を流速に対して示す。

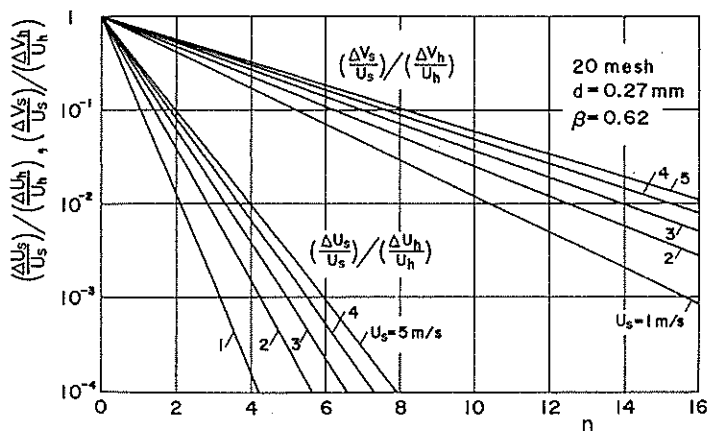
第 8 図 金網の抵抗係数  $K$  および転向係数  $\alpha$  と平均速度の関係



つぎに整流部に使用する金網の枚数  $n$  についてであるが, 上記金網  $n$  枚を通過した後の気流の乱れ強さ  $U_s'/U_s$  と金網の上流の乱れ強さ  $U_h'/U_h$  の比を式(20)または(23)によって計算した結果を第9図に示す。ここに式(23)の  $\mu_s$  と  $\nu_s$  には Townsend の実験値 [3, 4, 15] を用いた。図によれば Dryden と Schubauer による式(20)は, 式(23)と比較して乱れの減衰の程度が少な



第9図 金網による乱れ強さの減衰.  $n$  は金網枚数



第10図 金網による非一様速度成分  $\Delta U$  および  $\Delta V$  の減衰.  $n$  は金網枚数

い、安全側をとって式(20)を用いると、金網枚数を 12 枚とすれば、乱れ強さは理論上約 1/100 またはそれ以下に減衰することが知れる。

第 10 図に同一の金網  $n$  枚を用いた場合について、式(28)、式(29)によって求めた非一様速度成分  $\Delta U$ ,  $\Delta V$  の相対的な減衰割合を、金網枚数  $n$  を横軸にとって示す。図によればノズル軸方向速度成分  $\Delta U$  は減衰が非常に早い、 $\Delta V$  の減衰はかなりおそい。しかし  $n=12$  では、 $\Delta V$  は約 4% ないしそれ以下に減衰することがわかる。

なお、金網によって生じたワイヤの後流が減衰した後に、つぎの金網に気流が流入するようにするためには、金網間隔は線径の 500 倍にとれば十分である[4]。本風洞では、金網枠の構造上必要な流路軸方向の距離を考慮し、金網間隔は 159 mm (線径の 589 倍) とした。

同一の金網  $n$  枚による乱れ強さの減衰に Dryden と Schubauer の式(20)を、収縮ノズルによる乱れ強さの減衰に式(12)を用いたとき、金網と収縮ノズルによる乱れ強さの減衰はつぎの式で与えられる。ただし整流胴内における乱れの自然減衰は無視されている。

$$\frac{U'}{U_0} = \frac{1}{c} \left( \frac{\mu_c + 2\nu_c}{3} \right)^{1/2} \left( \frac{1}{1+K} \right)^{n/2} \frac{U_h'}{U_h} \quad \dots\dots\dots(30)$$

以下の計算では、 $\mu_c$  および  $\nu_c$  に Batchelor と Proudman の式(4)および(5)を用いた。

つぎに時間平均の非一様速度成分  $\Delta U$  および  $\Delta V$  の減衰については、式(14)および式(28)、(29)から

$$\frac{\Delta U_0}{U_0} = \frac{1}{c^2} \left( \frac{1+\alpha-\alpha K}{1+\alpha+K} \right)^n \frac{\Delta U_h}{U_h} \quad \dots\dots\dots(31)$$

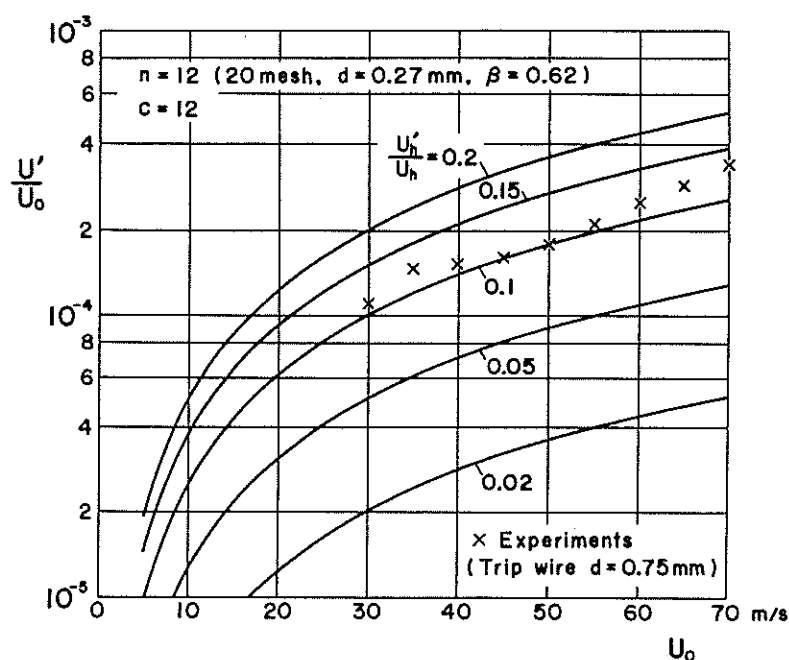
$$\frac{\Delta V}{U_0} = \frac{\alpha^n}{\sqrt{c}} \frac{\Delta V_h}{U_h} \quad \dots\dots\dots(32)$$

収縮ノズル出口における気流の偏り角を  $\theta$  とすれば、式(32)はつぎのようにも表わせる。

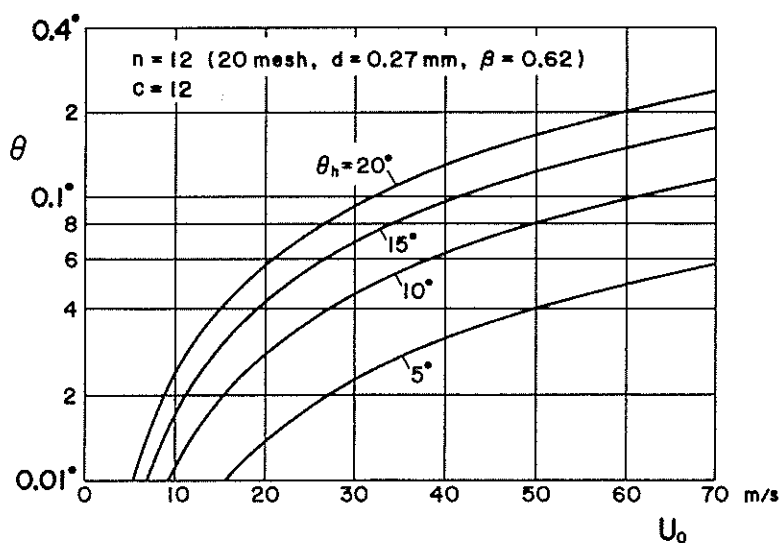
$$\theta = \frac{\alpha^n}{\sqrt{c}} \theta_h \quad \dots\dots\dots(33)$$

ただし  $\theta$  および  $\theta_h$  は小さく、いずれもラジアンで測るものとする。

第 11 図は面積比 12 の収縮ノズルおよび 20 メッシュ、線径 0.27 mm の整流部金網 12 枚を用いたときの、ノズル出口すなわち測定部入口における乱れ強さ  $U'/U_0$  の予想値を、測定部流速  $U$  に対して示したもので、金網の上流における乱れ強さ  $U_h'/U_h$  をパラメータとしている。金網より上流の乱れ強さが仮に 10% であるとしても、測定部における乱れ強さは風速 30 m/s において約 0.01%, 55 m/s において約 0.02% 程度となるであろうことが知れる。図中には、後述(第 7.5 節)のように収縮ノズル壁面に直径 0.75 mm のトリップワイヤを取付けた場合に、測定部風軸中心上で測定された  $U_0 \geq 30$  m/s における乱れ強さをプロットしてある。図によれば上流の乱れ強さが約 10% 強のとき、理論計算の結果はあたかも実験値とよく一致するように見える。しかしながら、整流部金網の前後における乱れ強さの精密な測定は未だ実施していないので、設計に用



第11図 測定部の乱れ強さ  $U'/U_0$  と風速の関係  
( $c=12$ ,  $n=12$ )



第12図 測定部気流の偏り角  $\theta$  と整流部金網上流側の  
気流の偏り角  $\theta_h$  の関係 ( $c=12$ ,  $n=12$ )

いた理論値と実験値との比較については今後の検討を待つ必要がある<sup>21</sup>。

測定部における時間平均速度の偏り角  $\theta$  を式(33)から求めた結果を第12図に示す。 $\theta$  は

21. 本風洞完成後、整流部金網上流側における気流の乱れ強さの概略値をハニカムと最初の金網のほぼ中間の位置で測定した結果、後述の補強板の後方では約7%、ハニカム中央後方では約4%であった。

$\pm 0.1^\circ$  以内が望ましいとされている [4] が, 金網より上流における気流の偏り角が  $10^\circ$  以内であれば, 上記条件はほぼ満足されることがわかる. なお式 (31) から定まる測定部における時間平均速度の非一様速度成分  $\Delta U/U_0$  は減衰が非常に大きく, ほとんど 0 に近い値となる.

第 9 図および第 11 図によれば多数の整流部金網を用いたとき, 測定部における乱れ強さは際限なく減少してゆくかのごとき印象を受けるが, 実際には理論で無視されている最終金網によって作り出される気流の乱れ, および風洞運転時のノイズによって制限を受けることに注意する必要がある [13].

#### 4.3 ハニカム

ハニカムは流路軸方向の時間平均の速度分布を一様ならしめ, あわせて流路軸に直角方向の時間平均速度成分を減少させるとともに, 上流側の旋回流とスケールの大きな乱れを除く効果を持つ. しかしながら, ハニカム自身は気流の乱れを作り出すので, その下流はかなりの乱れ強さとなることを予想せねばならない [4, 18, 19]. 本風洞は整流胴の上流に広角度ディフューザを使用するため, 上流における気流の偏り角はかなり大きい場合も予想された. このため広角度ディフューザと整流部金網の中間にハニカムを備えることにした. 本風洞は低乱風洞であるから, ハニカムの個々のセルの大きさは比較的小さいことが望ましい. このため航空機のサンドイッチ構造に使用する厚さが 0.1 mm, セル形状が正六角形で, 対辺距離が 19 mm のアルミニウム・ハニカムを使用することにした. ハニカムの軸長さはセルの直径の 6 倍ないし 8 倍 [4] が普通であり, 本風洞では 150 mm (7.9 倍) とした. なお入手し得るアルミニウム・ハニカムの大きさから, 整流部の断面全部にわたって一様なハニカム構造とすることは無理であり, 厚さ 4.5 mm の補強板を水平方向に 1 本, 垂直方向に 5 本それぞれ等間隔に用いる必要があった. これらの補強板の前縁および後縁は適当に丸めてある.

#### 4.4 ディフューザ

##### 4.4.1 第 1 および第 2 ディフューザ

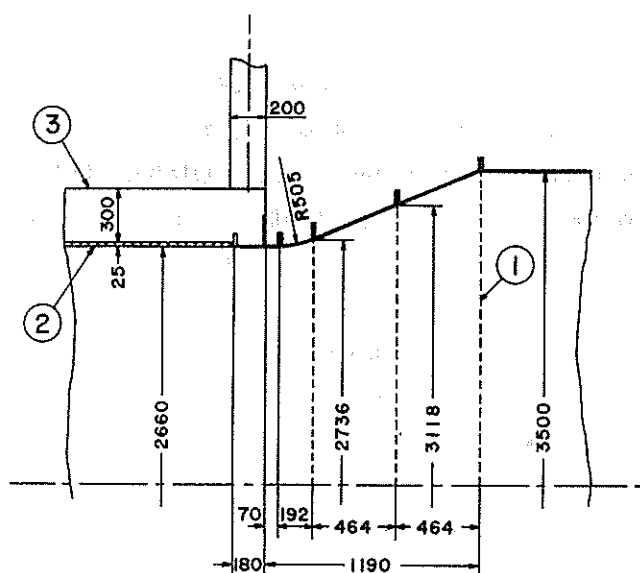
周知のごとくディフューザの性能は, 入口速度分布はもちろん, 頂角および面積比に著しく影響される [20, 21]. 測定部における一様な定常流を確保するためには, 第 1 図に示す第 1 および第 2 ディフューザの頂角および面積比の選定は重要である. ディフューザ内での流れのはく離および速度分布のかたよりを防ぐ目的で, 風洞用ディフューザの頂角は  $5^\circ$  が推奨 [4] されている. またディフューザの面積比については, 上記と同様な目的から過大な面積比はさけるべきであって, 第 1 ディフューザにあっては面積比 2 ないし 2.5, 第 2 ディフューザにあっては面積比 3 が推奨 [4] されている. 本風洞においては上記を考慮し, 第 1 ディフューザは頂角  $5^\circ$ , 面積比 2.325, 第 2 ディフューザは頂角  $4^\circ 25.4'$ , 面積比 2.983 とした. 断面はいずれも正八角形である. 構造は, 第 1 ディフューザは鋼板製であるが, 第 2 ディフューザは屋外となるため, 厚さ 325 mm の鉄筋コンクリート製とし, 後者の内面はなめらかに仕上げた後, ビニール系塗料で塗装した. なお第 2 ディフューザのコンクリート基礎は十分頑丈に設計してある. また年間を通じての気温の変化に

よる風洞全体の膨脹・収縮を考慮し, 第2ディフューザのコンクリート壁にはスリットを設け, 伸縮材を挿入してある<sup>22</sup>.

#### 4.4.2 広角度ディフューザ

本風洞は収縮ノズルの面積比を12としたため, 整流部直前に広角度ディフューザを使用する必要があった. ところで広角度ディフューザについては, 本風洞の設計当時には少くとも著者らの知見する範囲内で十分な設計資料は存在しなかった. このため従来満足な結果が得られた例〔22〕を参考に, 第13図のごとく設計した. 使用した頂角は $44^{\circ}46'$ , 面積比は1.73である. 整流部に用いたと同一の JIS G 3555 による20メッシュ, 線径0.27 mm, 開口面積比0.620のステンレス鋼製織金網3枚を流路軸に直角に等間隔に配置した.

なお本風洞の建設後に発表された広角度ディフューザの設計資料〔23〕によれば, 本風洞の広角度ディフューザの設計は妥当なものと考えられる.



第13図 広角度ディフューザ

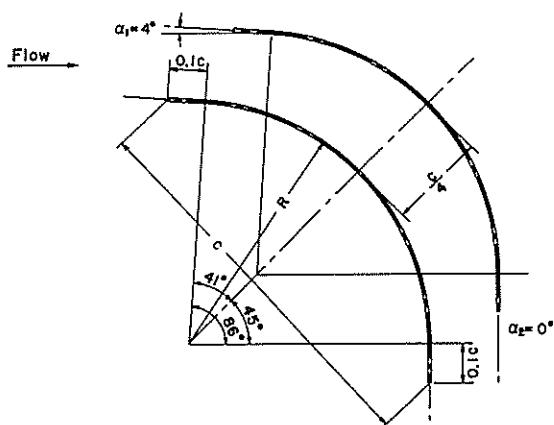
1. 織金網 2. 吸音材 3. コンクリート・ダクト

#### 4.5 偏流部

風洞の各偏流部に用いる案内羽根には, 以前は厚肉の翼形が用いられたが, かようにすれば各翼列翼の後半が圧力上昇領域となり, 翼間に形成される部分流路がディフューザの作用をする結果, 翼表面の境界層が厚くなり, 後流の幅が増加する. したがって近年は薄板を円弧に曲げ, その前縁および後縁に短い直線部分を備えた薄翼を等間隔に多数配置することが推奨されている〔4〕.

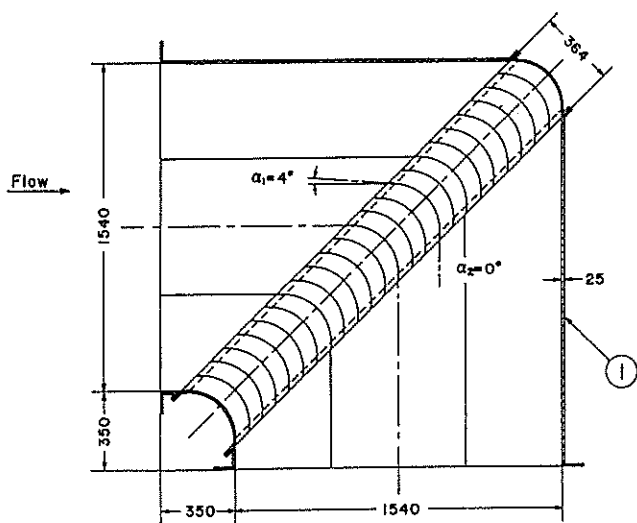
本風洞では Salter〔24〕に従い, 厚さ3.2 mmの鋼板を第14図に示すように中心角 $86^{\circ}$ の円

22. 対応する鋼板製部分の伸縮は, 整流部金網を1枚ずつ取外し可能とするための構造上の配慮から, ハニカムの前後管に持たせてある.



第 14 図 案内羽根の形状

弧に曲げ、円弧に接して弦長  $c$  の 0.1 倍の長さの直線部を前縁および後縁に備えた薄翼を、流入角  $4^\circ$ 、流出角  $0^\circ$  に配置した。その前縁および後縁は適当に丸めてある。節弦比は、抵抗係数がほぼ最小に近い 0.25 に選んだ。案内羽根の弦長  $c$  は、第 1 および第 2 偏流部にあっては 364 mm、第 3 および第 4 偏流部にあっては 442 mm である。羽根枚数は、第 1 および第 2 偏流部が 23 枚、第 3 および第 4 偏流部が 33 枚である。各案内羽根は、上下の根部にディスタンス・ピースを挿むことにより、流入角・流出角およびピッチが正確に所定の値となるように取付けた。各偏流部の内側および外側の風洞壁は、第 15 図に第 1 偏流部について例示するように、案内羽根形状に合わせて丸めてある。なお第 3 および第 4 偏流部にあっては案内羽根がかなり長くなるので、案内羽根のねじれを防ぎ、あわせて風洞運転時における空力振動の発生を防ぐ目的から、後述のように各案内羽根に直角な水平断面内に 1 本のクロス・ブレイシングを取付けてある。



第 15 図 第 1 偏流部

1. 吸音材

#### 4.6 密閉型測定部

測定部は, 断面に二次流れ[25-28]が生じないように, 測定部入口において正八角形断面とした. 正八角形の対辺距離は 1.01 m であり, 測定部長さは 3.5 m である. ただし, 収縮ノズルの工作の際ノズル出口に 0.19 m の平行部を必要としたため, 見掛け上の測定部長さは 3.31 m となった.

##### 4.6.1 フィリットの設計

測定部の流路軸方向の静圧こう配を僅少にするため, 測定部の側面および上下面は平行とし, 斜面(フィリット)にテーパをつけることにより, 境界層の排除厚さの補正を行った. 測定部入口から距離  $x$  における測定部断面積を  $A$ , 周囲の長さを  $s$ , 境界層の排除厚さを  $\delta^*$ , 境界層外側の主流の速度を  $U$  とする. 流れは非圧縮と仮定すれば, 連続の条件から

$$U_0 A_0 = U(A - s\delta^*) \quad \dots\dots\dots(34)$$

ただし添字 0 は測定部入口を表わす. 上式より

$$\frac{U}{U_0} \doteq \frac{A_0}{A} \left( 1 + \frac{s\delta^*}{A} \right) \quad \dots\dots\dots(35)$$

式(35)を  $x$  について微分すれば, 近似的に

$$\frac{1}{U_0} \frac{dU}{dx} \doteq -\frac{1}{A_0} \frac{dA}{dx} + \frac{s_0}{A_0} \frac{d\delta^*}{dx} \quad \dots\dots\dots(36)$$

断面積が一定の割合で拡大する場合には

$$\frac{dA}{dx} = \frac{\Delta A}{x} \quad \dots\dots\dots(37)$$

ここに  $\Delta A$  は測定部の長さ  $x$  の区間の断面積の増加を表わす. 式(37)を式(36)に代入すれば

$$\frac{1}{U_0} \frac{dU}{dx} = \frac{s_0}{A_0} \left( \frac{d\delta^*}{dx} - \frac{\Delta A}{s_0 x} \right) \quad \dots\dots\dots(38)$$

境界層の外側では Bernoulli の式が成立するから

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = -U \frac{dU}{dx} \quad \dots\dots\dots(39)$$

式(38)を式(39)に代入すれば,  $U \doteq U_0$  を考慮して, 測定部の静圧こう配は

$$\frac{dp}{dx} \bigg/ \left( \frac{1}{2} \rho U_0^2 \right) = \frac{2s_0}{A_0} \left( \frac{\Delta A}{s_0 x} - \frac{d\delta^*}{dx} \right) \quad \dots\dots\dots(40)$$

断面積の拡大の割合はわずかであるから,  $\delta^*$  に平板境界層の値を用いる. いま乱流境界層は測定部入口, すなわち収縮ノズル出口直後から開始すると仮定すれば

$$\frac{d\delta^*}{dx} = 0.037 \left( \frac{U_0 x}{\nu} \right)^{-1/5} \quad \dots\dots\dots(41)$$

風洞では熱線流速計を用いて乱れの測定を行う場合が多く, このとき測定部風速は比較的低速で使用されるであろうことを考慮し, 風速 25 m/s で測定部中央における静圧こう配がほぼ 0 と

なるように,  $\Delta A/(s_0 x) = 0.0019$  としてフィリットのテーパを設計した. 後述(第 7.4 節参照)の実験結果によれば, 測定部の静圧こう配は設計値よりわずかに大きな値となったが, これは境界層の遷移点を固定する目的で, ノズル出口より若干上流にトリップワイヤを設けたため, 遷移点がノズル出口より上流側に移動したためと推定される.

#### 4.6.2 ブリーザ

各種プローブ類を測定部に挿入したときのシールを容易にするためには, 測定部の圧力はほぼ大気圧に等しいことが望ましい. このためのブリーザは, 後述の開放型測定部のブリーザを利用することにした. しかし, 密閉型では開放型ほどのブリーザ開口面積を必要としないので, 測定部を密閉型として使用する場合には, ブリーザに木製フランジを挿入することにより, ブリーザの開口幅をせばめて使用するようにしてある.

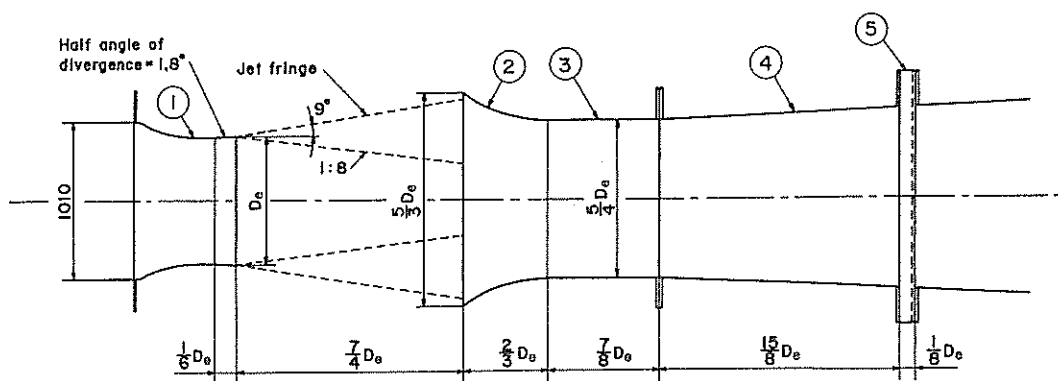
#### 4.7 開放型測定部

本風洞は測定部を開放型としても使用出来るように計画した. 密閉型測定部から開放型測定部への交換が容易に実施出来るように, 収縮ノズルと第 1 ディフューザはそのまま利用し, 密閉型測定部をレールを用いて移動させ, かわりに開放型測定部の二段目の収縮ノズル(以下本風洞においては第 2 ノズルと称する)とコレクタを同じくレールを用いて所定の位置に搬入する方式を採用した.

噴流とその周囲の静止流体との混合領域は, 第 16 図に示すようにノズルの出口縁より約 1:8 のこう配[2]で噴流内に入りこむから, この円すいの内部領域が開放型測定部として使用し得ることになる. 従来建設された円形断面のノズルを有する開放型風洞の例[29-32]によれば, 使用する噴流の長さは通常ノズル出口直径の 1.25 倍ないし 1.8 倍の範囲に選ばれている. 本風洞においてはこれらの例を参照して, 1.75 倍に選んだ.

開放型風洞に用いるノズルとコレクタについては, つぎの注意が必要である.

(1) 噴流がノズルを出た後も収縮を続け, ノズル出口直後に圧力降下の領域を生じないように



第 16 図 開放型測定部 ( $D_0 = 810 \text{ mm}$ )

1. 第 2 ノズル    2. コレクタ    3. のど部  
4. 第 1 ディフューザ    5. ブリーザ



に、ノズルの出口付近を僅かに拡大させること〔2〕。ノズルの出口直径を最小断面積に対し 1/100 だけ拡大させた例〔2〕、および拡大部を半頂角  $1.8^\circ$  の円すい形とした例〔29〕がある。

(2) 噴流の外縁が約  $9^\circ$  の拡大角で広がる〔29〕ことを考慮し、噴流がコレクタの縁より外に出ないように、コレクタの外径をこれより大きく選ぶこと。

(3) 噴流が外側の静止空気を誘い込むため流量が増加することを考慮し、コレクタののど部直径はノズルの出口直径より若干大きく選ぶこと〔2〕。また下流のディフューザ内の流れを安定化するため、コレクタののど部長さは噴流長さの約 1/2 程度とすること〔33〕。

(4) 測定部気流の脈動防止のため、コレクタの下流にブリーザを設けること〔2, 34〕。

主要寸法については上記および過去の事例〔29〕を参照して、本風洞の開放型測定部の主要寸法を第 16 図のように決定した。第 2 ノズルとコレクタの輪郭線には、前述の Rouse-Hassan の収縮ノズルの形状を採用した。ブリーザの位置およびその設計は製作会社に委ねることとした。第 16 図において測定部が開放型の場合には、ブリーザ内に挿入してある厚さ 80 mm の木製フランジを取外し、幅 100 mm のスリットとする。なお外側の調節リング（図には示されていない）を移動することにより、ブリーザは任意の開度に調節できる。ブリーザの外側には消音器が設けられている（第 1 図参照）。

#### 4.8 騒音対策

本低乱熱伝達風洞は、密閉型測定部における気流の乱れ強さを 0.02 % 以下にすることを目標としたので、このような低乱状態では過去の低乱風洞で検討〔13, 35〕されたように、測定部における騒音による空気振動が気流の乱れ強さに関与することが懸念された。また緒言で述べたように、本風洞装置から建屋をとおして外部に洩れる騒音については、隣接建物に対し十分な配慮を必要とした。このため下記(1)、(2)に対し、詳細な検討がなされた。

(1) 風洞壁の一部に吸音材を内張りすることにより、風洞内の音圧レベルを下げること。

(2) 実験室建屋を吸音・しゃ音構造とし、建屋の外部における騒音レベルを課せられた条件に合致するように下げること。

その結果に基づき、上記(1)に対しては風洞内のつぎの箇所を厚さ 25 mm のウレタンフォームで内張りした。

(a) 第 2 ディフューザ出口より第 3、第 4 偏流部を経て広角度ディフューザに至るコンクリート・ダクトの内面。

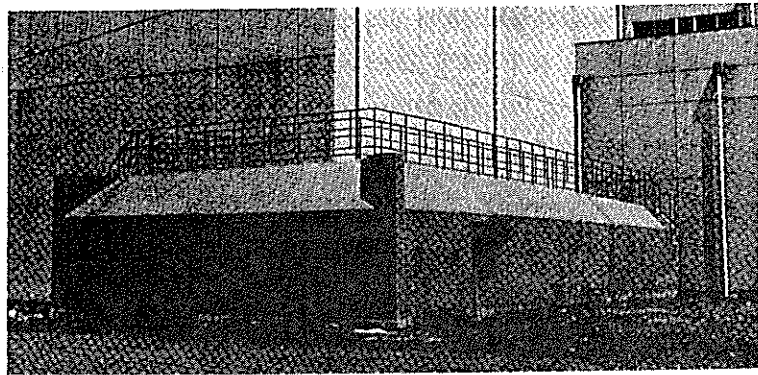
(b) 第 1 ディフューザ出口より第 1 ダクト入口に至る第 1 偏流部、および第 1 ダクト出口より送風機入ロダクトに至る第 2 偏流部の鋼板製ダクトの内面。

吸音材の内張りにさいしては、吸音材の表面が流路内面と面一となるように特に注意した。前記(2)に対して用いた対策、および風洞製作会社と立合試験を行なったさいの騒音測定結果については、付録で述べる。

## 5. 低乱熱伝達風洞設備の概要

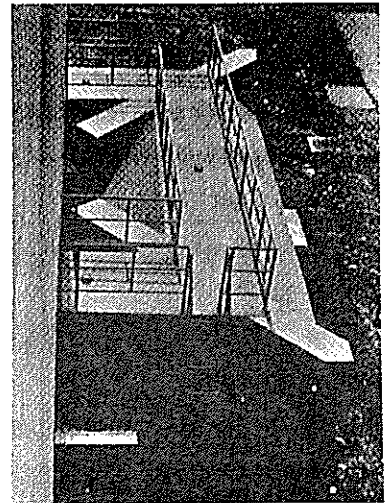
### 5.1 風洞胴体

低乱熱伝達風洞の平面図および側面図は、すでに第 1 図に示した。風洞の全長は 25.9 m, 最大幅は 9.3 m, 高さは 4.3 m で、風路長さは中心線間の延べ距離で 59 m である。風洞中心線は、各種風洞実験の実施が容易であるように、測定室床面より 1.45 m の高さに選んである。本風洞の基本設計は高速力学研究所が行ない、それに基づいて株式会社佐原製作所が製作を担当した。



第 17 図 (a) コンクリート・ダクトの外観。第 2 ディフューザより第 3, 第 4 偏流部に至る

広角度ディフューザ入口より測定部を経て送風機出口ダクトに至る間の風洞部分は建屋内にあり、鋼板製である。一方、第 2 ディフューザより第 3, 第 4 偏流部を経て広角度ディフューザ入口に至る間の風洞部分は屋外にあり、厚さ 25 mm の吸音材を貼付けてある部分は厚さ 300 mm, 貼付けてない部分は厚さ 325 mm の鉄筋コンクリート製である。その基礎は地面下 1600 mm の深さに達し、十分頑丈に築造してある。鋼板製の第 3, 第 4 偏流部の案内羽根列は、鋼板製の枠に組みコンクリート壁に埋込んである。風洞の上記部分を鉄筋コンクリート製とした理由は、鋼板製よりも安価となること、および屋外とすることによって建屋の床面積を減少させるためである。この部分を厚い鉄筋コンクリート製としたことは、騒音防止の観点からも好都合であった。第 17 図 (a), (b) にコンクリート・ダクトの外観を示す。図 (a) は第 2 ディフューザより第 3, 第 4 偏流部に至る部分を、図 (b) は第 3, 第 4 偏流部の案内羽根枠の埋込み個

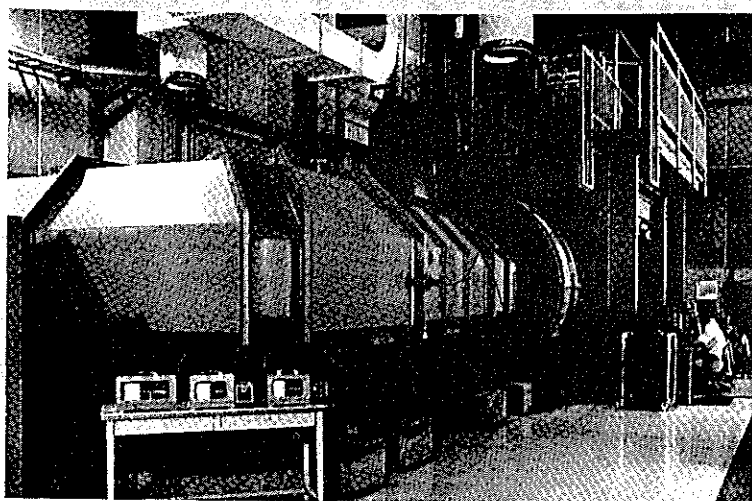


第 17 図 (b) コンクリート・ダクトの外観。第 3, 第 4 偏流部の案内羽根枠の埋込み個所を示す

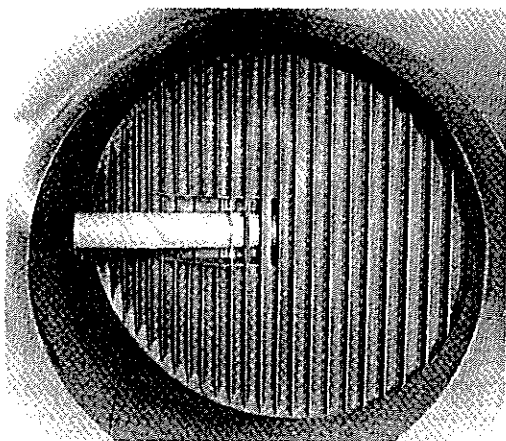
所を示す。

風洞胴体の大部分は正八角形断面であって、第1ダクトの途中において断面形を正八角形から円形に変じ、送風機出口ダクトにおいて断面形を円形から正八角形に戻している。したがって第2偏流部は円形断面である。第18図に第1偏流部より測定部をのぞんだ状況を示す。また第19図に第2偏流部案内羽根列の送風機シャフト貫通部分の構造を示す。前述のように第3、第4偏流部案内羽根列にはクロス・ブレーシングが取付けられている。第20図に第3偏流部を示す。

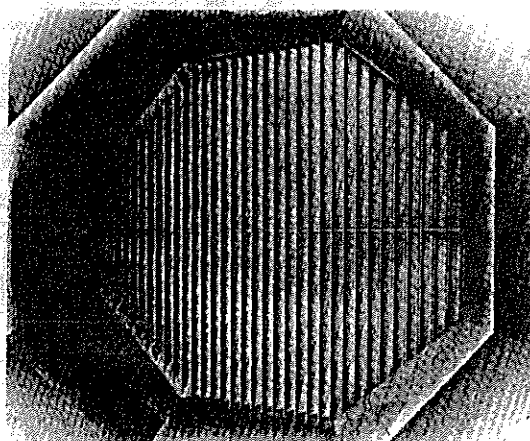
つぎに広角度ディフューザよりハニカムおよび12枚の整流部金網を経て収縮ノズルに至る整流部の外観を第21図に示す。整流部金網および広角度ディフューザ金網はいずれも点検・洗浄・修理が可能なように、整流室に設けた5t天井クレーンを用いて1枚ごとに整流部の外側に取出



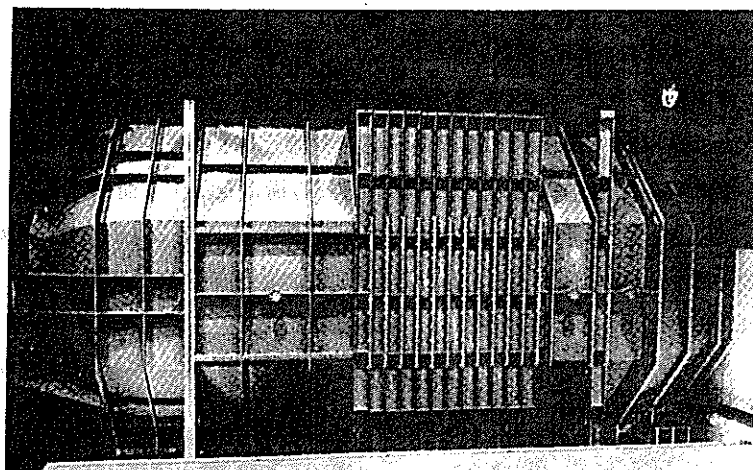
第18図 第1偏流部より測定部をのぞむ



第19図 第2偏流部案内羽根列の送風機シャフト貫通部分



第20図 第3偏流部



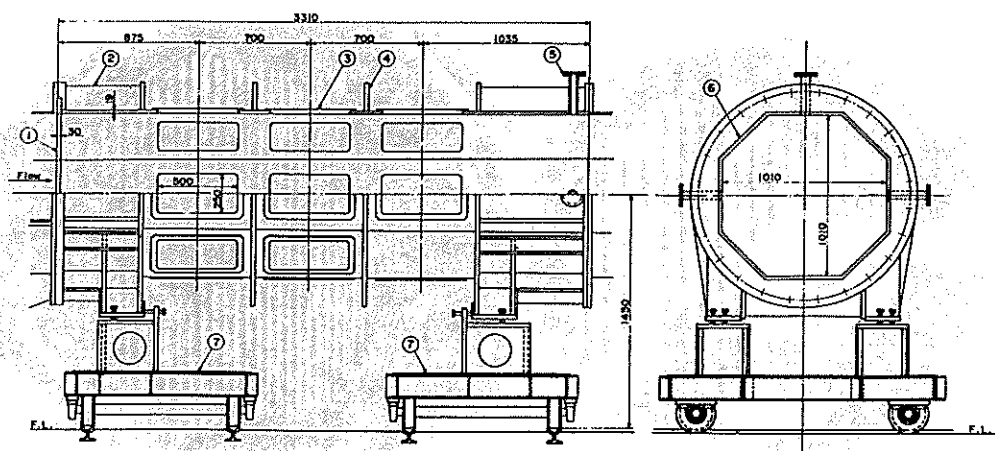
第 21 図 整流部 (右より広角度ディフューザ, ハニカム, 整流部金網, 収縮ノズル)

すことができる構造に設計してある。

前記第 2 偏流部案内羽根より軸流送風機の前置静翼に至るまでのわずかな区間を除き, 風洞内のいずれの個所にも人が立入ることができるように, 各所に点検用マンホールをその内面が風洞内面と面一となるように設けてある。なお風洞使用中に測定部から逸脱した物品が案内羽根・送風機羽根等を傷つけないように, 第 1 ディフューザ出口には線径 1.9 mm, 網目間隔 50 mm の防護金網が設けてある。

## 5.2 密閉型測定部

密閉型測定部の構造を第 22 図に示す。前述のように測定部の側面および上下面は平行である



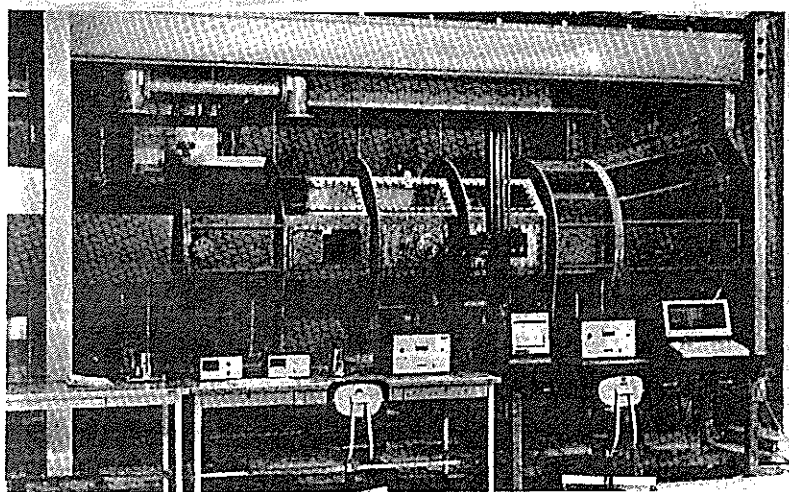
第 22 図 密閉型測定部の構造 (数字は設計寸法, 単位 mm)

- |               |          |          |       |
|---------------|----------|----------|-------|
| 1. 乱れ格子取付用リセス | 2. 補強板   | 3. 観測窓   | 4. たが |
| 5. ブローブ挿入口    | 6. フィリット | 7. 移動用台車 |       |

が、4 個の斜面にはテーパをつけて下流側を拡大し、測定部流路軸方向の静圧こう配を僅少にしている。

供試模型の観察と照明，およびプローブ類の挿入と取付けが容易なように，測定部の側面，上下面および斜面には同一寸法の観測窓を多数設けてある。しかし，測定部寸法を高い精度で製作し，また製作後の変形を防ぐ目的から，風軸方向にほぼ等間隔に 4 個のたがをはめ，また前部および後部には半径方向に多数の補強板を取付ける必要があったので，観測窓の大きさとその取付位置はある程度まで制限を受けた。各観測窓にはアクリル製の透明な観測窓と，アルミニウム合金製の観測窓用盲板の両者が用意されており，後者は供試模型およびプローブ類の支持に用いられる。

必要に応じて測定部に比較的低い乱れ強さから十分高い乱れ強さにいたるまでの気流を作り出すことができるように，数種類の乱れ格子が用意されている。このため測定部の上流側には幅 30 mm のリセスが設けられており，この部分に乱れ格子を取付けることができる。乱れ格子を使用しない場合には，リセスと同一寸法の本製枠を取付けてリセスを埋め，測定部内面を面一として使用する。測定部下方の 2 個の台車は，測定部を密閉型から開放型へ交換するときに使用し，脱着可能である。測定部後方のプローブ挿入孔は常時は使用せず，盲フランジを装着しその内面は測定部内面と面一となっている。第 23 図に密閉型測定部の外観を示す。

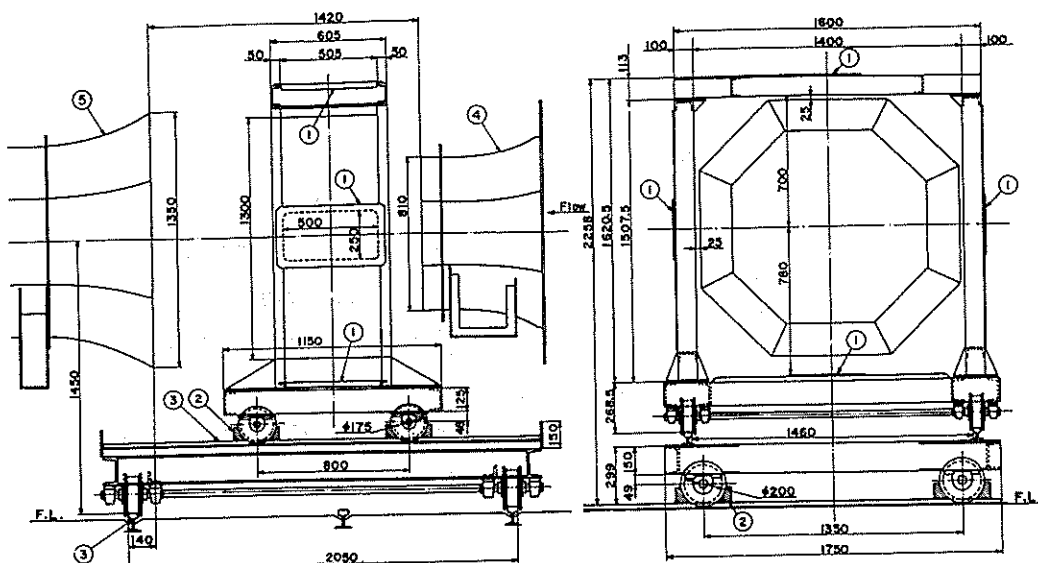


第 23 図 密閉型測定部の外観

### 5.3 開放型測定部

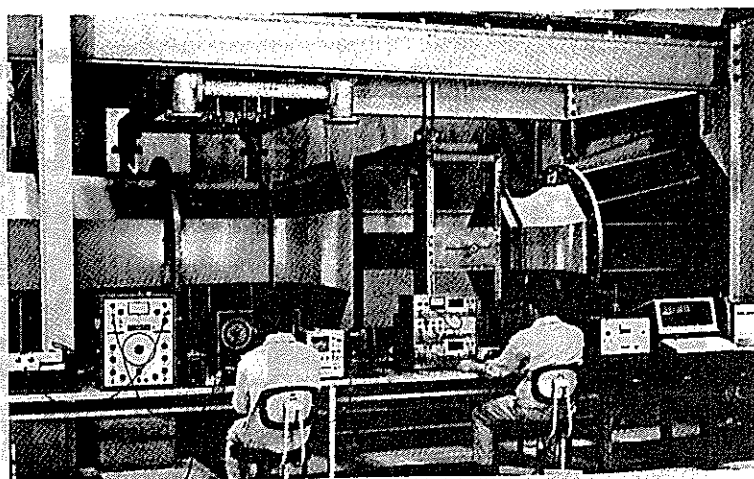
開放型測定部に使用する第 2 ノズルとコレクタはそれぞれ脱着可能な台車を有しており，密閉型測定部との交換は測定室 5 t 天井クレーンと交換用レールを用いて行なわれる。

開放型測定部における実験を容易ならしめるため，第 24 図に示す模型取付枠が用意されており，密閉型測定部に用いる観測窓用盲板をそのまま取付枠の上下左右に取付けることができる構



第 24 図 開放型測定部用模型取付枠 (数字は設計寸法, 単位 mm)

1. 模型・プローブ支持板 (密閉型測定部観測窓用盲板)    2. ブレーキ    3. 移動用レール  
4. 第 2 ノズル    5. コレクタ



第 25 図 開放型測定部の外観

造とした。これらの観測窓用盲板を使用して、供試模型およびプローブ類を所定の位置に取付けることができる。模型取付枠は、移動用レールを用いて、風軸方向およびこれに直角方向に容易に移動できる。

第 25 図に開放型測定部の外観を示す。

#### 5.4 送風機 および電気設備

送風機は単段軸流送風機で、前置静翼および後置静翼を有し、第 2 偏流部の下流に配置され、

直流電動機に直結されている。送風機のケーシングおよびボスの形状は流線形〔36〕とし、またケーシングとボスの間の流路面積の設計にあたっては、後流が拡大しないように風洞用軸流送風機としての注意〔4〕を守るように考慮している。ボス比は 0.6 である。送風機の入口および出口ケーシング直径は 1.54 m, 定格風量は  $53 \text{ m}^3/\text{s}$ , 定格圧力差は 1.18 kPa (120 mmAq), 回転速度は 80~1100 rpm である。動翼は 11 枚羽根で、前置静翼は 13 枚、後置静翼は 9 枚である。なお流線形ボスの後端附近には、4 枚のステー翼がある。動翼はノックピンの位置を換えることにより、停止時手動にて、羽根の取付角度を 5 種類に変えることができる。

直流電動機は定格出力 95 kW で、駆動方式は交流入力電圧 420 V のサイリスタ・レオナード (ダブルタイプ) 方式であり、回転速度制御範囲は 80~1100 rpm である。直流電動機の基礎は軸流送風機の基礎と同様に振動絶縁構造とした。

大電力のサイリスタ・レオナード方式の採用は、電動発電機と比較し設備費がかなり安価となる利点があったが、建屋の電気室から測定室に至る 100V 室内配線については、シールドを完全の実施しない限り、測定室における熱線流速計の使用にさいし流速計の出力信号にノイズが混入することが判明した。幸い、建屋のコンクリート壁の内部を通して測定室に至る 100V 配線にはノイズが乗らぬことが分かったので、電気計測器類を用いた計測には専らこの配線を使用することとし、測定室の 100V 室内配線は照明其他に使用することにした。

## 6. 計測装置の概要

### 6.1 風洞天びん装置

供試模型に働く力およびモーメントの計測のため、ゲッチング型 6 分力風洞天びん(株式会社島津製作所製)を設備した。ゲッチング型風洞天びんは測定部上方に設置した架台上の天びん台車に据付けられており、天びん台車は風軸に沿って移動させることができる。天びんに働く力およびモーメントの検出には、差動トランスとフィードバック・コイルを組合せた電磁力自動平衡方式を用いており、加除分銅の増減と共に、測定室に置かれた操作盤により遠隔操作される。天びんは 6 台よりなり、第 3 表 (a), (b), (c) に各天びんの測定性能、分銅加除範囲および自動測定指示範囲を示す。風洞天びんによる迎角の可変範囲は  $\pm 30^\circ$ , 設定精度は  $\pm 0.1^\circ$  以内であり、片揺れ角についても上記と同様である。

### 6.2 データ処理装置

低乱熱伝達風洞および計測装置のデータをオンラインで入力し、その記録、演算処理およびプリント出力をするため、データ処理装置を設備した。データ処理装置の構成を第 26 図に示す。中央演算処理装置 (CPU) は、メモリー 32 k 語 (1 語は 16 ビット) を有し、周辺装置としては、システムコンソールであるディスプレイが 2 台、プリンタ、磁気テープ装置および磁気ディスク装置が各 1 台ある。ディスプレイの 1 台は装置本体のそばに、他の 1 台は風洞測定部の近くにおかれ、どちらからでも CPU を操作できる。

第 3 表 (a) 各天びんの測定性能

| 天 び ん     | ひょう量  | 測定範囲      | 精 度   |
|-----------|-------|-----------|-------|
| 第 1 抗力天びん | 50 kg | 0 ~ 30 kg | ± 1 g |
| 第 2 抗力天びん | 50 kg | 0 ~ 30 kg | ± 1 g |
| 第 1 揚力天びん | 80 kg | 0 ~ 50 kg | ± 2 g |
| 第 2 揚力天びん | 80 kg | 0 ~ 50 kg | ± 2 g |
| 第 3 揚力天びん | 40 kg | 0 ~ 20 kg | ± 1 g |
| 横 力 天 び ん | 80 kg | 0 ~ 40 kg | ± 1 g |

第 3 表 (b) 各天びんの分銅加除範囲

| 天 び ん     | 分 銅 加 除 範 囲       |
|-----------|-------------------|
| 第 1 抗力天びん | 39.9 kg, 100 g とび |
| 第 2 抗力天びん | 39.9 kg, 100 g とび |
| 第 1 揚力天びん | 49.9 kg, 100 g とび |
| 第 2 揚力天びん | 49.9 kg, 100 g とび |
| 第 3 揚力天びん | 19.9 kg, 100 g とび |
| 横 力 天 び ん | 39.9 kg, 100 g とび |

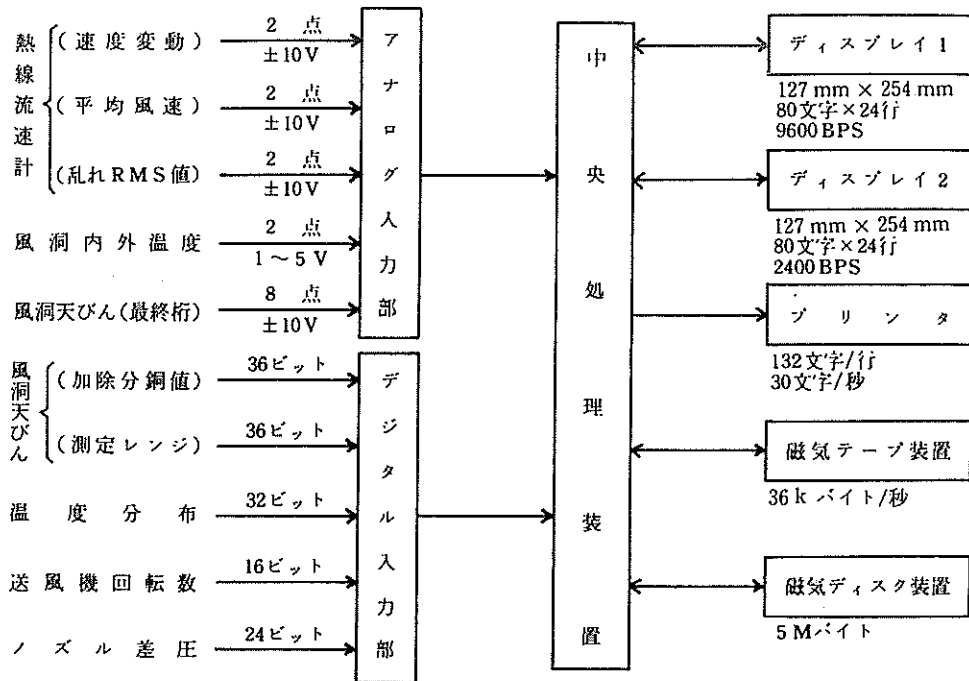
第 3 表 (c) 各天びんの自動測定指示範囲

| 天 び ん         | レ                           | ン | ジ     | 精 度   |
|---------------|-----------------------------|---|-------|-------|
| 第 1 抗 力 天 び ん | 30, 10, 5, 1 kg, 200, 100 g |   | 6 レンジ | ± 1 % |
| 第 2 抗 力 天 び ん | 30, 10, 5, 1 kg, 200, 100 g |   | 6 レンジ | ± 1 % |
| 第 1 揚 力 天 び ん | 50, 20, 10, 5, 1 kg, 200 g  |   | 6 レンジ | ± 1 % |
| 第 2 揚 力 天 び ん | 50, 20, 10, 5, 1 kg, 200 g  |   | 6 レンジ | ± 1 % |
| 第 3 揚 力 天 び ん | 20, 10, 5, 1 kg, 200, 100 g |   | 6 レンジ | ± 1 % |
| 横 力 天 び ん     | 40, 10, 5, 1 kg, 200, 100 g |   | 6 レンジ | ± 1 % |

測定信号は、図に示すようにアナログ信号とデジタル信号からなるが、これらは3種類のプログラムにより処理される。第1は定周期処理プログラムで、平均風速、乱れ強さ、風洞内外温度、温度分布、送風機回転数およびノズル差圧の各信号を、指定した周期でデータ処理装置に読みこみ、物理量に変換してディスプレイに表示する。第2はオンデマンドデータ読みこみプログラムで、6分力風洞天びんの信号をオペレータの指示があったときに読みこみ、物理量に変換して表示する。第3は高速スキャンプログラムで、熱線流速計による気流乱れの信号を外部周期にしたがって読みこみ、磁気ディスク装置に格納する。最大の読みこみ速度は7 kHzである。このプログラムを作動すると他のプログラムの実行は停止するが、定周期処理プログラムの実行中は、他のプログラムを実行したり新しいプログラムの開発をすることができる。そのほか、データ処理装置は、外部入力端子10チャンネルを備えており、検定風洞のデータや一般計測データのオフライン処理にも使用されている。

なお、電気配線はシールドに十分留意してある。





第 26 図 データ処理装置ブロック図

### 6.3 検定風洞装置

低乱熱伝達風洞の建設に先立って、低乱熱伝達風洞と主要部分が相似な小型低乱風洞（現在は検定風洞と呼称）を製作した。第 27 図は検定風洞の平面図および側面図である。風洞は密閉型および開放型の両測定部を有し、広角度ディフューザに続く整流部には、低乱熱伝達風洞に用いたと同一寸法のステンレス鋼製織金網 10 枚を備えている。各偏流部に用いた案内羽根の形状および使用枚数は、低乱熱伝達風洞と同様である。風洞内の音圧レベルを下げるため、各偏流部の内面（図中の点線部分）には厚さ 20 mm の吸音材（ウレタンフォーム）を内張りし、その内面は流路面と面一とした。また風洞胴体はすべて鋼板製であるため、風洞壁の熱膨張を吸収する目的で伸縮管を 3 個所に設け、その内面は同じく流路面内面と面一とした。検定風洞の性能諸元を第 4 表に、風洞各部の主要設計項目を第 5 表に示す。

検定風洞は、製作当初は小型低乱風洞として、本報で述べた低乱風洞設計法の妥当性を実験的に検討し、低乱熱伝達風洞の設計に必要な諸データを得るための実験研究に使用された。研究終了後は検定風洞として、実験に使用するブロープ類の検定、小寸法の模型を用いた実験研究、および低乱熱伝達風洞による実験に先立つ予備実験などに常時使用されている。

第 4 表 検定風洞性能諸元

| 型 式              | 単 路 回 流 型                                                                                            |
|------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| 測 定 部<br>(密 閉 型) | 長さ 1 m, 対辺距離 0.29 m 正八角形断面,<br>風速 5 ~ 70 m/s                                                         |
| 測 定 部<br>(開 放 型) | 長さ 0.53 m, 収縮ノズル出口対辺距離 0.293 m<br>正八角形断面, 風速 5 ~ 65 m/s                                              |
| 送 風 機            | 軸流 1 段, 前置および後置静翼付, 電動機直結型,<br>入口直径 0.472 m, 定格風量 4.53 m <sup>3</sup> /s,<br>圧力差 1.23 kPa (125 mmAq) |
| 電 動 機            | サイリスタ・レオナード方式, 定格回転数 2930<br>rpm, 出力 15 kW                                                           |
| 風 洞 寸 法          | 長さ 8.3 m, 幅 2.7 m, 高さ 1.8 m                                                                          |

第 5 表 検定風洞各部の主要設計項目

|                |                                                    |
|----------------|----------------------------------------------------|
| 整 流 部 金 網      | ステンレス鋼製織金網 10 枚, 20メッシュ,<br>線径 0.27 mm, 開口面積比 0.62 |
| ハ ニ カ ム        | アルミニウム・ハニカム, 対辺距離 4.76 mm 正<br>六角形断面, 長さ 38 mm     |
| ノ ズ ル 絞 り 比    | 11.89                                              |
| 第 1 ディフューザ     | 面積比 2.30, 頂角 5°                                    |
| 第 2 ディフューザ     | 面積比 2.66, 頂角 3° 46'                                |
| 第 1 偏 流 部      | 羽根枚数 23 枚, 弦長 104 mm                               |
| 第 2 偏 流 部      | 羽根枚数 23 枚, 弦長 111 mm                               |
| 第 3, 第 4 偏 流 部 | 羽根枚数 33 枚, 弦長 128 mm                               |
| 広角度ディフューザ      | 面積比 1.69, 頂角 44° 39',<br>ステンレス鋼製織金網 3 枚            |

#### 6.4 その他の計測装置

風洞実験に用いるその他の代表的な計測装置として, つぎの装置が用意されている。

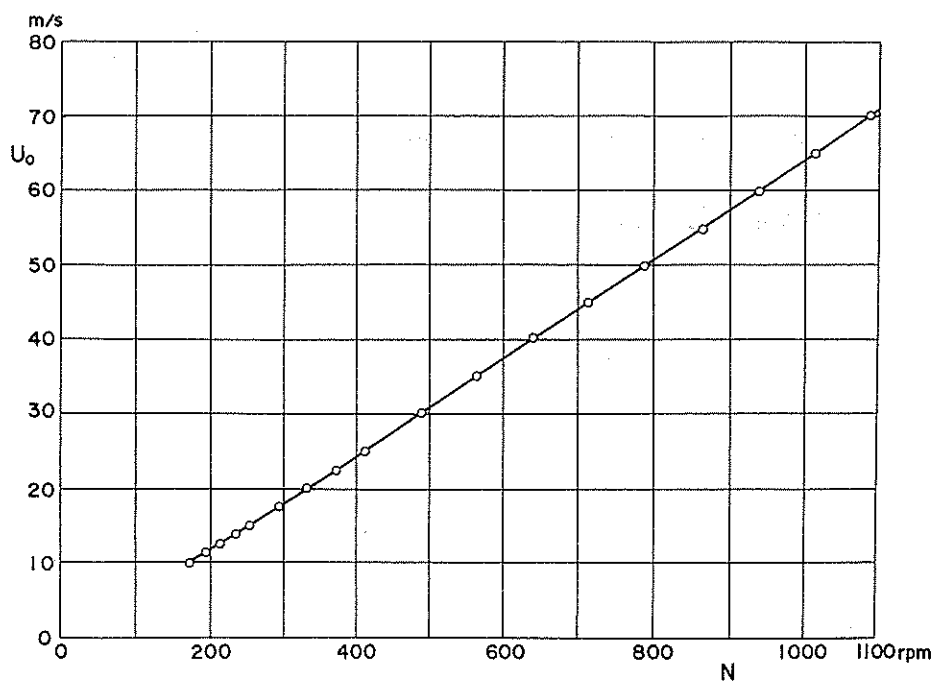
- (1) 熱線流速計 (DISA 55M 型, 2 チャンネル, 周波数範囲 0~400 kHz)
- (2) 同上用記録装置
- (3) 精密圧力計 [Texas Instruments, 圧力範囲 0~19.6 kPa (2000 mmAq)]
- (4) トラバース装置 (大) (トラバース範囲 1.5 m × 0.9 m)
- (5) トラバース装置 (小) (トラバース範囲 1 m × 0.5 m)
- (6) 多点電圧記録装置 (デジタル記録, 温度測定点 20 点)

### 7. 低乱熱伝達風洞の特性 (密閉型測定部)

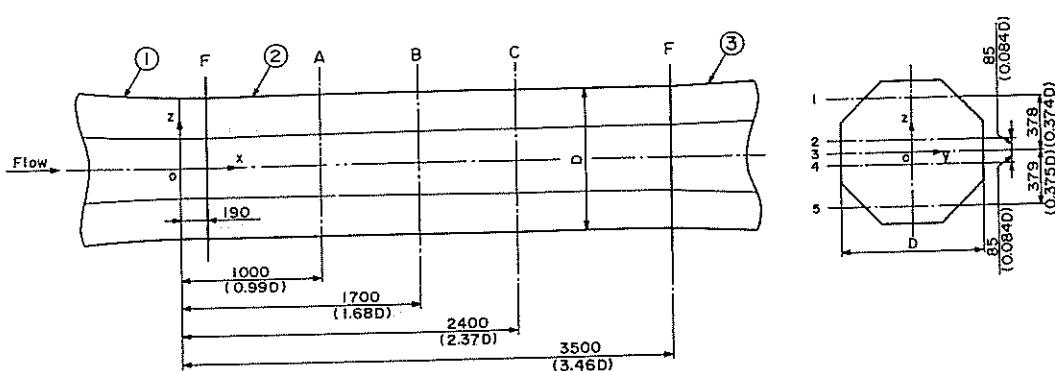
#### 7.1 送風機回転数と風速との関係

低乱熱伝達風洞は, 軸流送風機の回転数を連続的に変えることによって, 風洞の測定部における風速を所定の値に設定する方式になっている。送風機の回転数は, 設定回転数  $N$  に対し,  $\pm 1$  rpm 以内の精度で一定に保たれている。

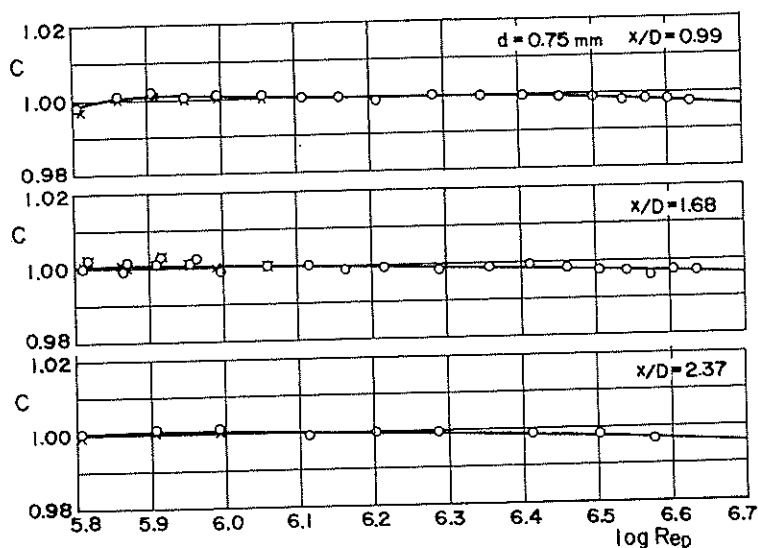
第 28 図は, 風洞測定部基準位置における風速  $U_0$  と軸流送風機回転数  $N$  の関係を測定した結



第 28 図 測定部風速  $U_0$  と軸流送風機回転数  $N$  の関係 (密閉型測定部)

第 29 図 密閉型測定部 (寸法単位 mm,  $D = 1011$  mm)

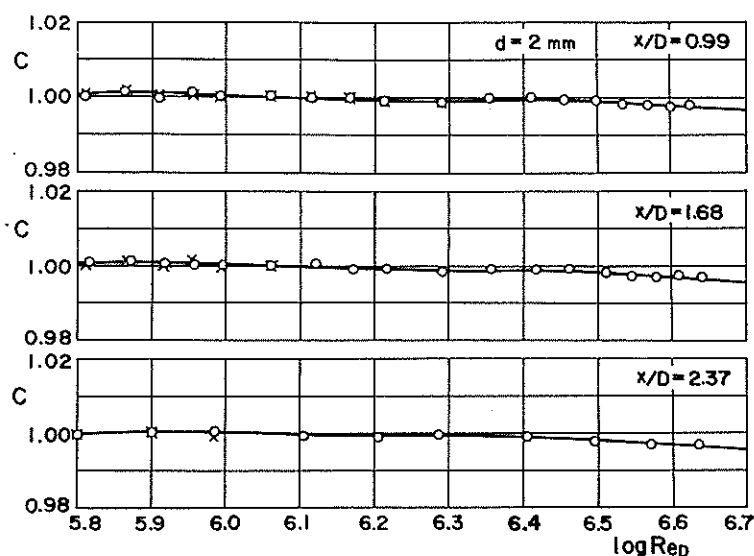
1. 収縮ノズル 2. 密閉型測定部 3. 第 1 ディフューザ  
A, B, C: 測定断面, F: フランジ, 1, 2, 3, 4, 5: 水平トラバース位置

第 30 図 収縮ノズルの速度係数  $C$  (密閉型測定部,  
トリップワイヤ直径  $d = 0.75$  mm)

果である。このとき、測定部は密閉型で、内部に風速測定用ビトー管のみが挿入されている。測定部基準位置は、第 29 図の A 断面内の風軸中心であり、風速  $U_0$  は、外径 6 mm のプラントル形標準ビトー管(翼形支柱付き)を使用して測定した。本風洞の最大風速の計画値 60 m/s に対し、第 28 図からわかるように、最大回転数  $N = 1100$  rpm において最大風速は  $U_0 = 71$  m/s となる。

第 30 図および第 31 図に、本風洞の収縮ノズルの速度係数  $C$  の測定結果を、レイノルズ数  $Re_D$  に対して示す。 $C$  と  $Re_D$  は、次式によって定義される。

$$U_0 = C \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \dots\dots\dots (42)$$



第 31 図 収縮ノズルの速度係数  $C$  (密閉型測定部,  
トリップワイヤ直径  $d = 2.0$  mm)

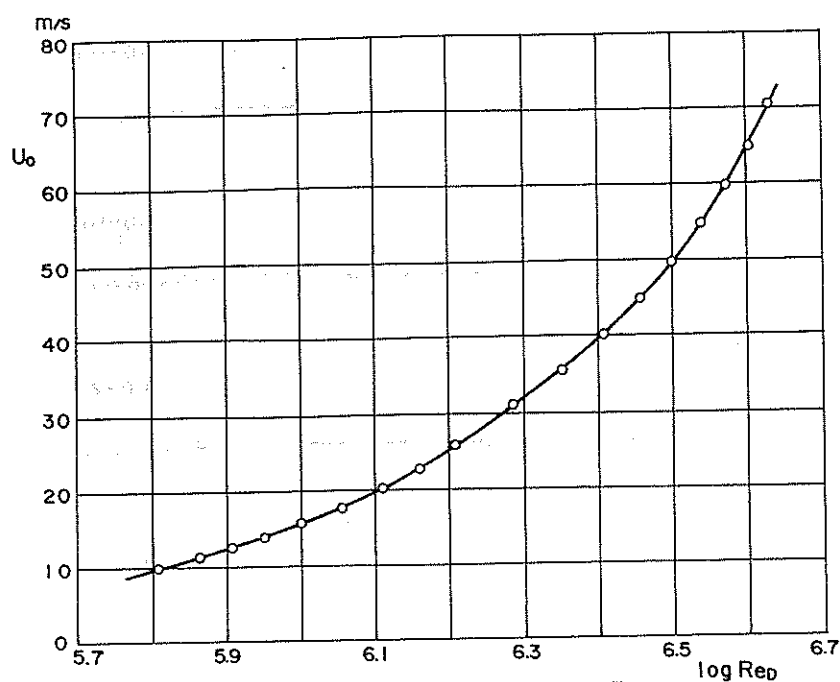
$$Re_D = \frac{D\sqrt{2\Delta p/\rho}}{\nu} \dots\dots\dots(43)$$

ここに,  $U_0$  は密閉型測定部の風軸中心上の風速,  $\Delta p$  は収縮ノズルの入口および出口に設けられた圧力測定孔の指示圧力差,  $\rho$  は風洞内気流の密度,  $\nu$  は空気動粘度,  $D$  は測定部内面の対辺距離 ( $D = 1011$  mm) である. 第 30 図は, 後述 (第 7.5 節) のように, 測定部の気流乱れを減ずる目的で, 収縮ノズル出口付近に取り付けたトリップワイヤの直径  $d$  が  $d = 0.75$  mm の場合について, 第 29 図の断面 A, B および C のそれぞれの風軸中心上における風速  $U_0$  に対する収縮ノズルの速度係数  $C$  を示している. 同様に第 31 図は, トリップワイヤの直径が  $d = 2.0$  mm の場合を示している.

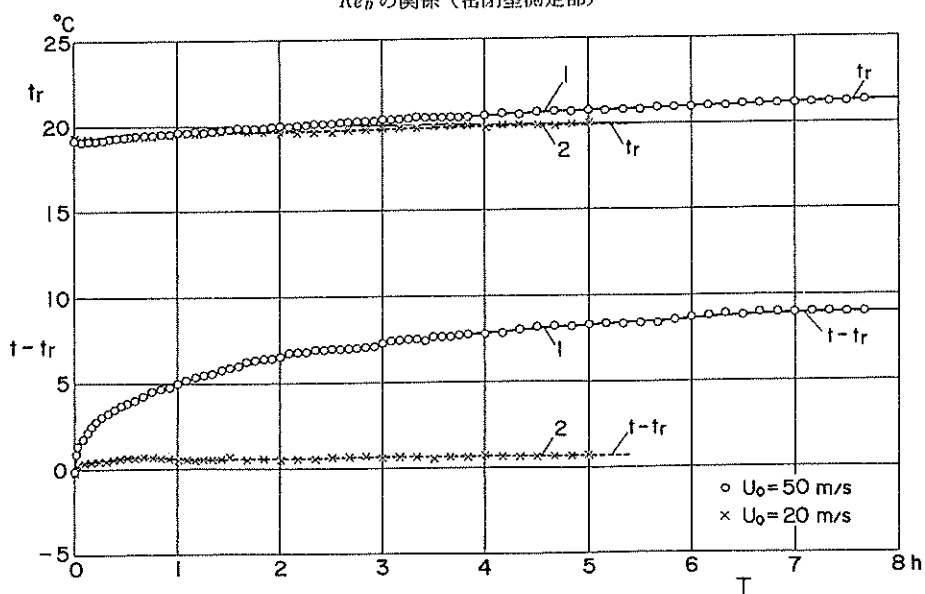
本風洞を用いて実験を行なう際には, ノズル差圧  $\Delta p$  を測定し, 第 30 および 31 図に示すレイノルズ数  $Re_D$  に対応するノズル速度係数  $C$  を用いて測定部風速  $U_0$  を算出することになる. 送風機回転数  $N$  に対する基準位置 (断面 A) の風速  $U_0$  の概略の値は第 28 図から,  $U_0$  と  $Re_D$  の関係の概略の値は第 32 図から読み取ることができる.

## 7.2 気流温度

本風洞は風洞内部に気流温度を制御する装置を設備していないため, 気流温度は風洞の運転開始後, 各設定風速に対する平衡温度になるまで時間とともに変化する. 第 33 図は, 風洞内気流温度を  $t$ , 測定室の室温を  $t_r$  とし, 気流温度と室温の差 ( $t - t_r$ ) が運転開始からの経過時間  $T$  によって変化する状況を測定した結果である. 測定時間内の室温  $t_r$  の変化も併記してある. 風洞内気流温度  $t$  は, 整流部金網の上流と第 1 ディフューザ出口の 2 カ所の気流温度を直径 1 mm の



第 32 図 測定部風速  $U_0$  とレイノルズ数  $Re_D$  の関係 (密閉型測定部)



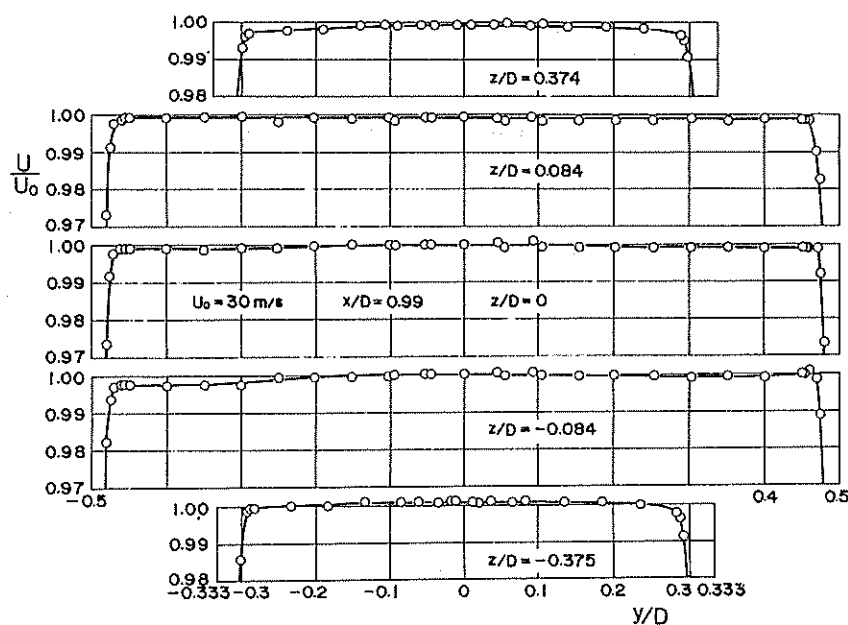
第 33 図 風洞内気流温度の時間的变化 (密閉型測定部)  
 $t$ : 風洞内の気流温度,  $t_r$ : 室温,  $T$ : 運転開始後の経過時間  
 1.  $U_0 = 50 \text{ m/s}$  2.  $U_0 = 20 \text{ m/s}$

抵抗温度計を用いて測定し、両者の平均値をもって測定値としている。図に示すとおり、平衡温度に達したときの風洞内外の温度差は、風速  $U_0 = 20 \text{ m/s}$  の場合、 $(t - t_r) \cong 1^\circ\text{C}$ 、また、 $U_0 = 50 \text{ m/s}$  の場合、 $(t - t_r) \cong 9^\circ\text{C}$  となる。

風速が高い場合には, 気流温度が平衡状態に達するまでに要する時間は著しく長い. 本風洞を使用して各種実験を行なう際, 最初に風速を設定値よりやや大きい値にある時間保ったのち, 所要の風速に減速するなどの方法により, 平衡温度に達するまでの時間を著しく短縮することができる.

### 7.3 測定部風速分布

第 34 図は, 密閉型測定部の A 断面内の風速分布であり,  $U_0 = 30 \text{ m/s}$  の場合について測定した結果である. 同様に第 35 図は,  $U_0 = 60 \text{ m/s}$  の場合である. いずれの図においても, 風軸中心を原点として, 水平方向に  $y$  軸, 垂直方向上向きに  $z$  軸をとっており, 風速  $U$  は風軸中心の値  $U_0$  で無次元化して示している.  $y$  軸の正の方向は,  $x$  軸を流れ方向に選んだとき, 右手系に選んである. 壁面近くの境界層の部分を除けば, 平均風速からの偏差は非常に小さく, 水平方向 ( $y$  方向) への偏りもない. 大部分の測定値が  $\pm 0.1\%$  以内にあり, 風速分布は良好である.

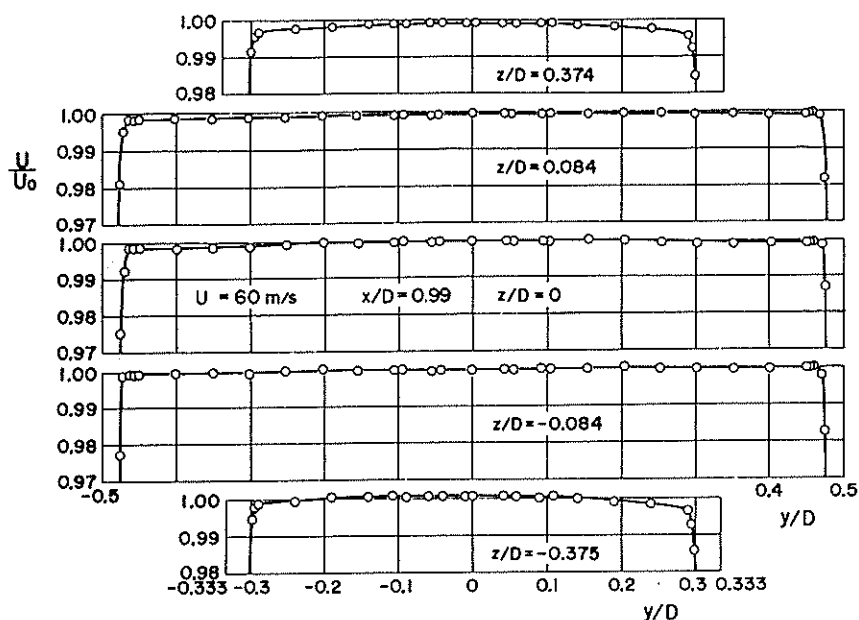


第 34 図 測定部断面内の風速分布  
(密閉型測定部, 断面 A,  $x/D = 0.99$ ,  $U_0 = 30 \text{ m/s}$ )

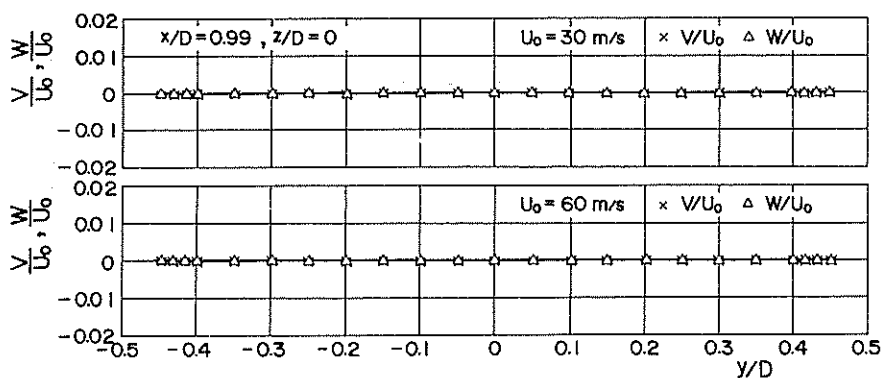
つぎに第 36 図に, 風軸中心を含む水平面内における風軸方向に対する気流の偏りを熱線流速計を用いて測定した結果を示している.  $V$  と  $W$  は, それぞれ気流の  $y$  および  $z$  軸方向の速度成分である. 風速  $U_0 = 30 \text{ m/s}$  および  $60 \text{ m/s}$  のいずれの場合も, 主流に垂直方向の速度成分は十分に小さく, 実験誤差の範囲内で全く無視出来る.

### 7.4 測定部壁面における静圧こう配

本風洞の密閉型測定部は, 第 4.6 節に述べたように, 壁面に沿って発達する境界層に対する補



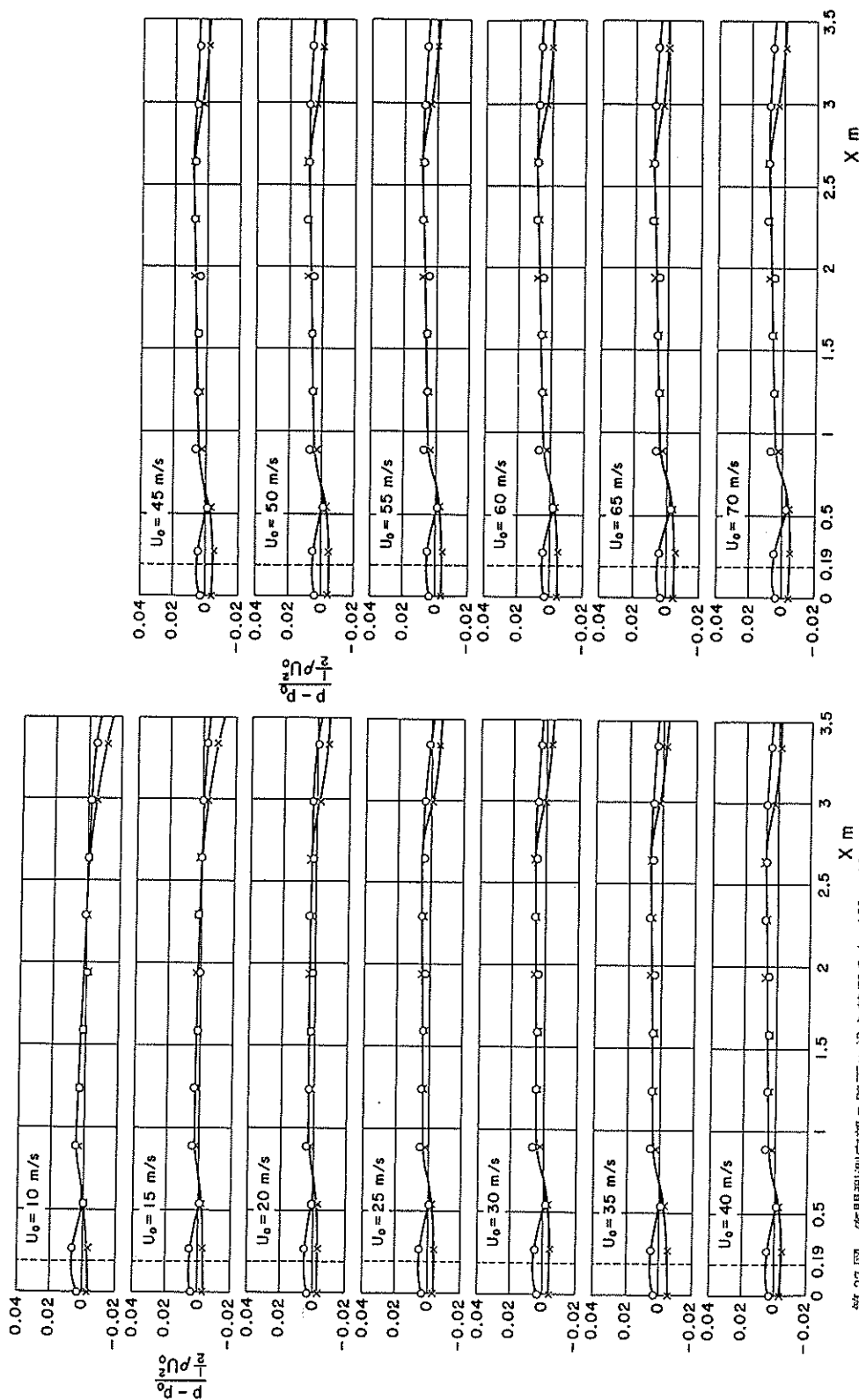
第 35 図 測定部断面内の風速分布  
(密閉型測定部, 断面 A,  $x/D = 0.99$ ,  $U_0 = 60$  m/s)



第 36 図 風軸方向に対する気流の偏り(密閉型測定部)  
 $V, W$ :  $y$  および  $z$  軸方向の速度成分

正を行なうため, 上下左右の対辺距離を 1011 mm に保ちつつ, 4 個の斜面(フィリット)の幅を下流方向に直線的に減じている. 第 37 図および第 38 図は, 測定部側壁上の任意の位置  $x$  の圧力を  $p$ , 収縮ノズル出口の圧力測定孔の指示圧力を  $p_0$ , A 断面風軸中心の風速を  $U_0$  として, 測定部壁面に沿う下流方向への静圧分布を 10 m/s から 70 m/s の間の種々の風速において測定した結果を, 圧力係数  $(p-p_0)/(\rho U_0^2/2)$  で示している. 圧力測定孔は直径が 0.7 mm で, 左右の側壁の中央 ( $z=0$ ) に配列されており, 北側壁は  $y$  の正の方向の側壁, 南側壁は  $y$  の負の方向の側壁に対応する. 図中の  $x = 0.19$  m の破線は, 測定部入口のフランジの位置である. いずれの図



第37図 密閉型測定部の壁面に沿う静圧分布 ( $U_0 = 10 \sim 40$  m/s)

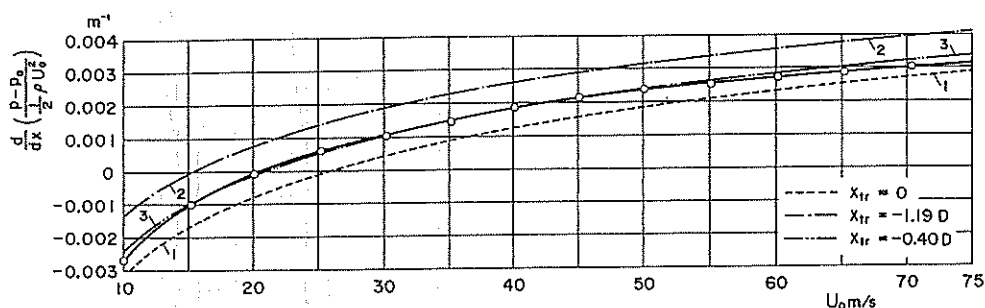
○: 側壁上の圧力,  $p_0$ : ノズル出口測圧孔の指示圧力,

x: ノズル出口からの距離, 破線はフランジ位置を示す.

○ 北側壁, × 南側壁

第38図 密閉型測定部の壁面に沿う静圧分布 ( $U_0 = 45 \sim 70$  m/s)

図中の記号の説明は第37図に同じ



第 39 図 密閉型測定部の静圧こう配 (—○— 測定値)

1. 計算値 [測定部入口 ( $x_{tr} = 0$ ) から乱流境界層]
2. 計算値 [トリップワイヤ位置 ( $x_{tr} = -1.19D$ ) から乱流境界層]
3. 計算値 ( $x_{tr} = -0.40D$  から乱流境界層)

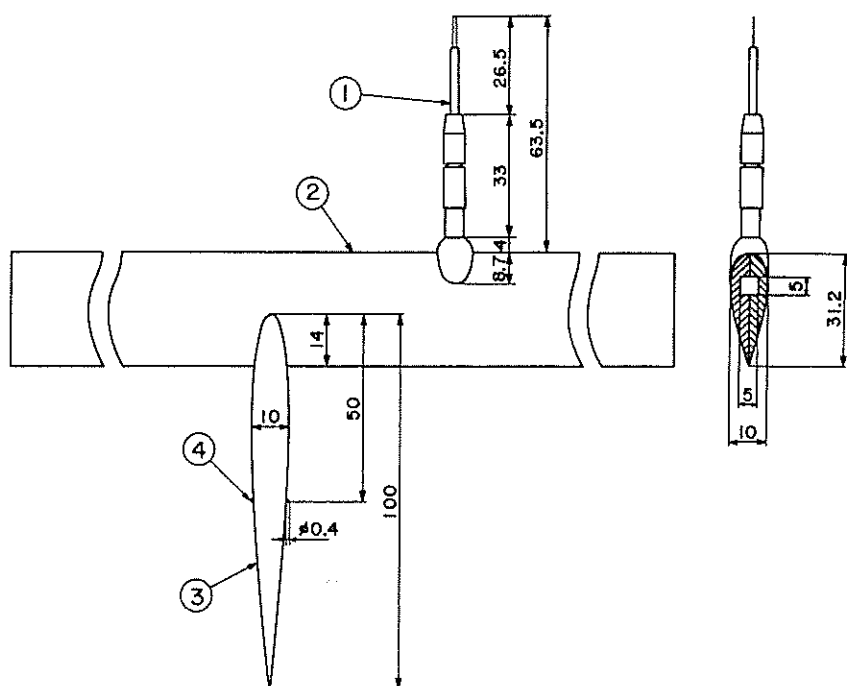
においても、測定部入口および出口付近に、それぞれ収縮ノズルおよび第 1 ディフューザの影響が若干現われている。しかし、測定部の大部分の範囲にわたり圧力こう配は一定であり、こう配の大きさは風速  $U_0$  によって若干変化する。

第 39 図は、圧力こう配がほとんど一定と見なし得る  $x = 0.9$  m から 2.7 m までの範囲について、長さ 1 m 当りの静圧こう配を縦軸にとり、それが風速  $U_0$  によって変化する状況を示したものである。静圧こう配の測定値は、風速  $U_0 = 20$  m/s において 0 となることがわかる。図において、破線 1 は乱流境界層が測定部入口 ( $x_{tr} = 0$ ) から成長を開始すると仮定して式 (40) および (41) を用いた計算値、一点鎖線 2 は収縮ノズル内のトリップワイヤの位置 ( $x_{tr} = -1.19D$ ) から乱流境界層が成長を開始するとした同様な計算値、二点鎖線 3 は  $x_{tr} = -0.40D$  から乱流境界層が始まるとした場合の計算値である。実際の境界層遷移の位置は測定していないが、風速  $U_0$  による静圧こう配の変化の状況は、測定値と計算値が定性的に一致する。このことから、本報における密閉型測定部に対する境界層補正の方法はほぼ妥当であったといえる。

### 7.5 測定部気流の乱れ強さ

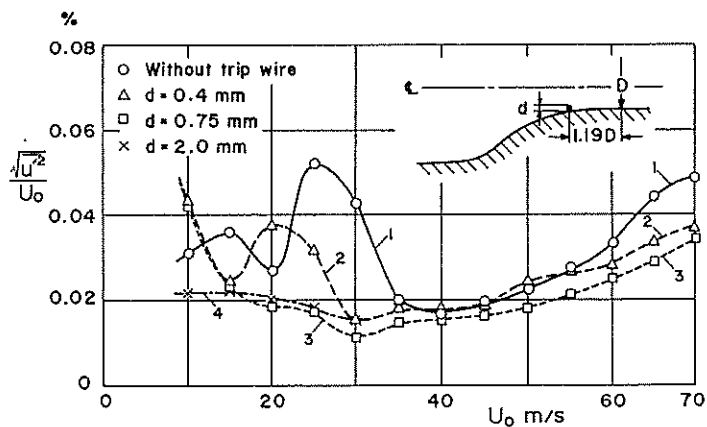
測定部における気流の乱れ強さの測定は、定温度形熱線流速計と直径  $5 \mu\text{m}$  の熱線プローブを用いて行なわれた。乱れ強さを測定する際には、熱線プローブおよびその支柱が気流の中において振動しないように配慮することが特に必要である。第 40 図は、本実験に使用した移動支柱および固定支柱を示す。1 が熱線プローブ、2 は移動支柱で流線形断面を有し、測定部両側壁の観測窓用盲板を貫通して水平方向に移動することができる。3 は移動支柱の振動を防止するために測定部内に垂直に固定した支柱で、その断面形状は厚み 10% の NACA 0010 対称翼である。この状態でもなお、熱線プローブの出力波形に周期的変動の含まれることが周波数分析によって検出されたので、図中の 4 に示すように、直径 0.4 mm のトリップワイヤを支柱の前縁から翼弦長の 50% の位置の両面に張り付けた。これによって、すべての実験範囲にわたり、熱線プローブの振動を完全に防止することができた。

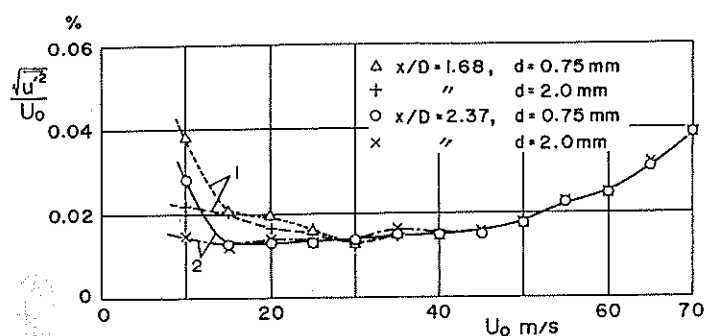
第 41 図に、密閉型測定部基準位置 (A 断面風軸中心) における乱れ強さ  $\sqrt{u'^2}/U_0$  を種々の風



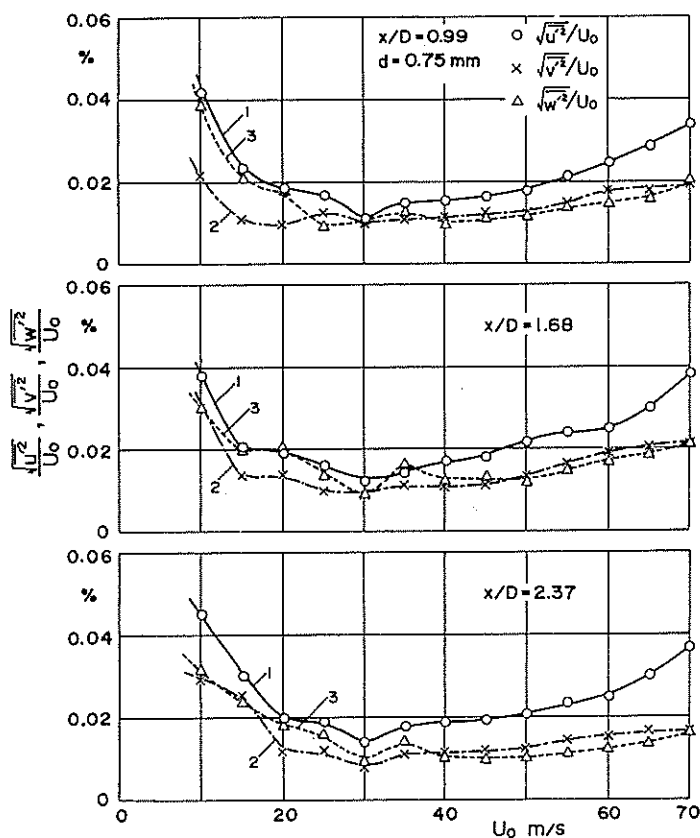
第40図 熱線プローブ用移動支柱および固定支柱 (寸法の単位 mm)

1. 熱線プローブ 2. 移動支柱 3. 固定支柱 (NACA 0010 異形) 4. トリップワイヤ

第41図 測定部基準位置における気流の乱れ強さ  
(密閉型測定部, A 断面風軸中心,  $x/D = 0.99$ )1. トリップワイヤなし 2. トリップワイヤ  $d = 0.4 \text{ mm}$   
3. トリップワイヤ  $d = 0.75 \text{ mm}$  4. トリップワイヤ  $d = 2.0 \text{ mm}$

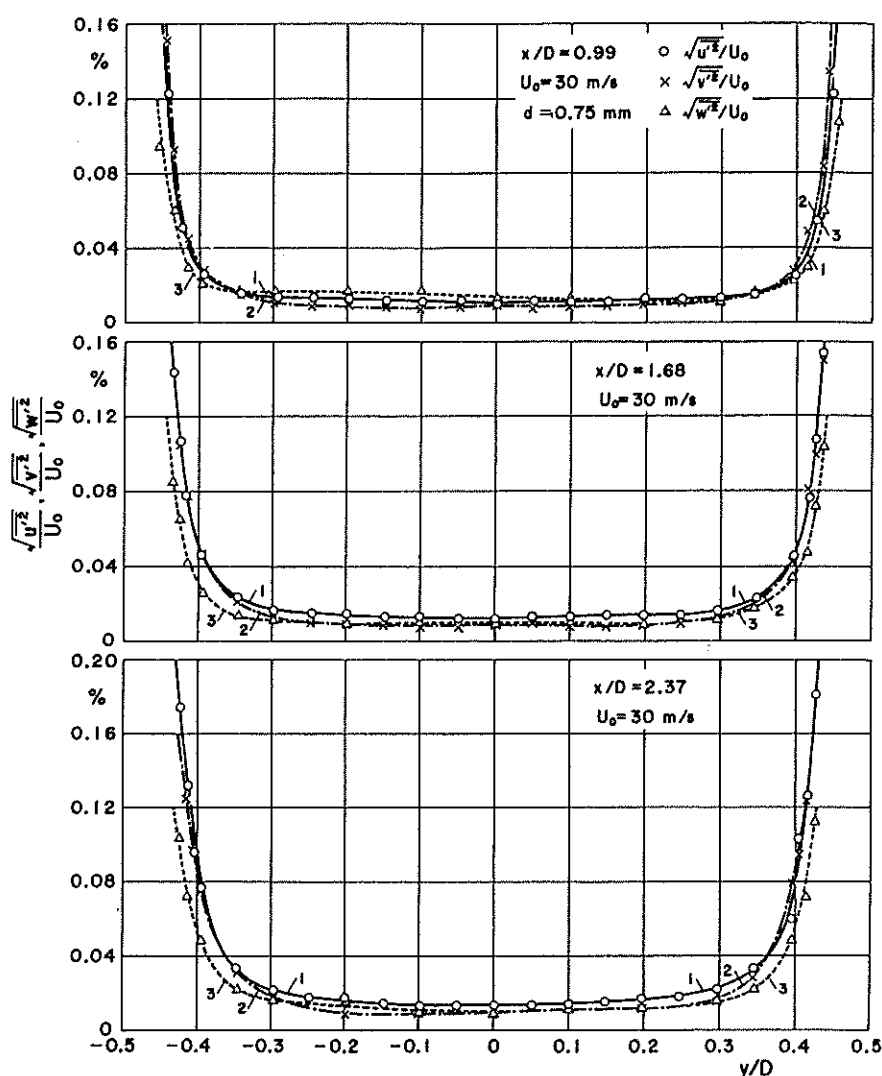


第 42 図 測定部風軸中心における気流の乱れ強さ(密閉型測定部)  
1. B 断面,  $x/D = 1.68$  2. C 断面,  $x/D = 2.37$



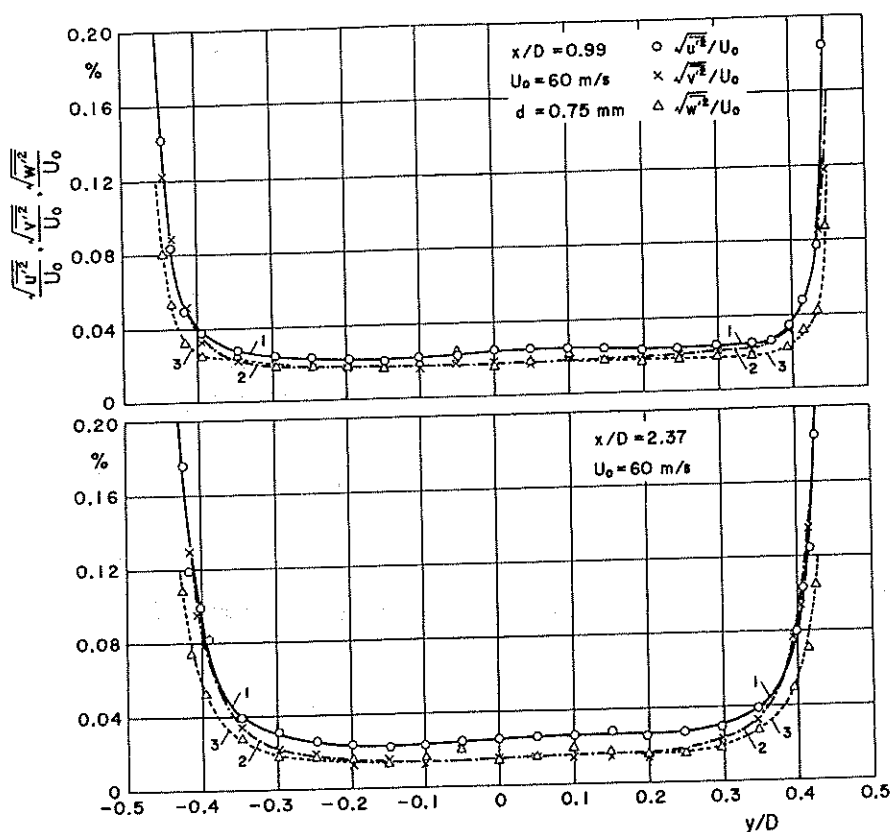
第 43 図 気流乱れの 3 方向成分(密閉型測定部風軸中心位置)

1.  $\sqrt{u'^2}/U_0$  2.  $\sqrt{v'^2}/U_0$  3.  $\sqrt{w'^2}/U_0$

第 44 図 気流乱れの 3 方向成分の断面内分布 (密閉型測定部, トラバース No. 3,  $U_0 = 30 \text{ m/s}$ )

$$1. \sqrt{u'^2}/U_0 \quad 2. \sqrt{v'^2}/U_0 \quad 3. \sqrt{w'^2}/U_0$$

速  $U_0$  において測定した結果を示す。ここに、 $u'$  は主流方向 ( $x$  方向) の速度変動成分、 $\sqrt{u'^2}$  はその自乗平均平方根で、1 Hz 以上の速度変動が測定されており、乱れエネルギーの大部分は風速 30 m/s においては 200 Hz、風速 70 m/s においては 500 Hz 程度以下の周波数範囲にある。図において曲線 1 は、収縮ノズルにトリップワイヤを設けない状態で最初に乱れ強さを測定した結果であり、風速  $U_0$  の全測定範囲にわたって気流の乱れ強さは約 0.05 % またはそれ以下となる。なお、曲線 1 における  $U_0 = 25 \text{ m/s}$  付近のピークは主として 10 Hz 以下の不規則変動によるものであって、他所の低乱風洞 [35] においても経験されたように、測定部入口付近の壁面で境界層の遷移点の位置が不規則に変動することによるものと考えられたので、収縮ノズルの壁面にトリ



第45図 気流乱れの3方向成分の断面内分布 (密閉型測定部, トラバース No.3,  $U_0 = 60 \text{ m/s}$ )

1.  $\sqrt{u^2}/U_0$     2.  $\sqrt{v^2}/U_0$     3.  $\sqrt{w^2}/U_0$

ップワイヤを設けることとし, その取付け位置およびピアノ線直径の最適値を実験的に検討した。その結果, ピアノ線をノズル出口から上流に  $1.19D$  の位置に取り付けるのが最も効果的であることが判明した。第41図の曲線2, 3および4は, その位置に直径  $d = 0.4 \text{ mm}$ ,  $0.75 \text{ mm}$ , および  $2.0 \text{ mm}$  のピアノ線をそれぞれ取付けた場合の測定結果である。図からわかるように, トリップワイヤの直径  $d$  を増すほど乱れ強さの極大値は減少しながら低風速側に移動する。 $U_0 > 15 \text{ m/s}$  の風速範囲で,  $d = 0.75 \text{ mm}$  のとき測定部の乱れ強さが最小になることを考慮し, 以後の実験においては主として直径  $d = 0.75 \text{ mm}$  のトリップワイヤを取縮ノズル壁面の前記位置に取付けて測定を行なった。なお図によれば,  $15 \text{ m/s}$  以下の低風速において低乱状態を必要とする場合には,  $d = 2.0 \text{ mm}$  のトリップワイヤを取付けることが望ましい。風速  $U_0$  が  $30 \text{ m/s}$  以上において,  $U_0$  の増加に伴って気流の乱れ強さ  $\sqrt{u^2}/U_0$  が増大する傾向は, 第4.2節に述べたように, 主として織金網の抵抗係数  $K$  の減少によるものと推定される。

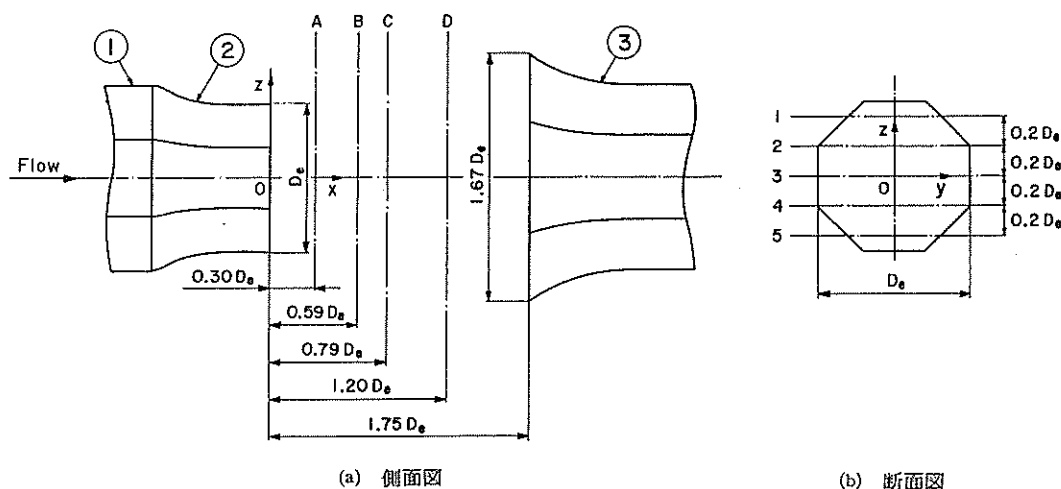
同様に第42図は, 測定断面B ( $x/D = 1.68$ ) およびC ( $x/D = 2.37$ ) の風軸中心における気流の乱れ強さ  $\sqrt{u^2}/U_0$  である。また第43図は, 断面A, B, Cの風軸中心における気流乱れの3軸方向成分  $\sqrt{u^2}/U_0$ ,  $\sqrt{v^2}/U_0$  および  $\sqrt{w^2}/U_0$  の測定結果である。

第 44 図および第 45 図は, 気流乱れの 3 成分について, 風軸中心を通る水平方向 (第 29 図の No. 3) の分布を, 風速  $U_0 = 30 \text{ m/s}$  および  $60 \text{ m/s}$  に対して測定した結果である. 測定部の両側壁付近の境界層とこれに隣接した領域を除いて気流の乱れ強さの分布はほぼ一様であり, 等方性乱れに近い状態となっていることがわかる. なお両側壁近くで気流乱れの増加する領域は, 境界層厚さよりかなり厚い.

以上の測定結果によれば, 密閉型測定部の気流の乱れ強さは, 両側壁近くを除き, かなり広い風速の範囲にわたり (第 42 図によれば直径  $0.75 \text{ mm}$  のトリップワイヤを用いたときほぼ  $20 \text{ m/s} < U_0 < 50 \text{ m/s}$  の範囲内で)  $0.02\%$  以下になっており, 本風洞計画当初の目標が達成されている.

## 8. 低乱熱伝達風洞の特性 (開放型測定部)

開放型測定部の特性を測定するにあたり, 第 46 図に示すように, 第 2 ノズル出口から下流に,  $x = 0.30 D_e$ ,  $0.59 D_e$ ,  $0.79 D_e$  および  $1.20 D_e$  の位置の横断面を, それぞれ断面 A, B, C, D と呼称する. また各断面の水平方向トラバースの位置を上から順に No. 1, 2, 3, 4, 5 と呼ぶことにする. 座標軸は, 第 2 ノズル出口の風軸中心に原点  $O$  をとり, それから下流方向に  $x$  軸, 水平方向に  $y$  軸, 垂直方向上向きに  $z$  軸とする. なお, 座標軸は右手系とする.



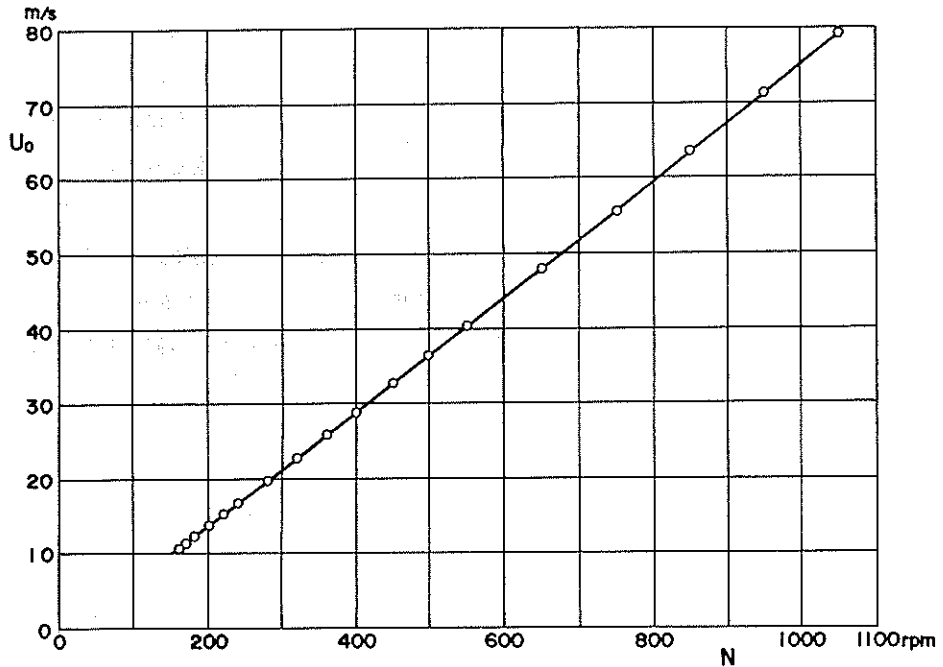
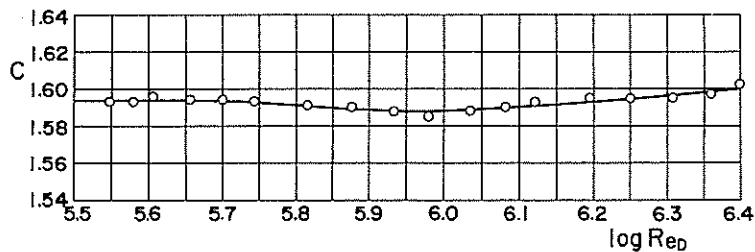
第 46 図 開放型測定部 ( $D_e = 810 \text{ mm}$ )

1. 収縮ノズル 2. 第 2 ノズル 3. コレクタ  
A, B, C, D: 測定断面, 1, 2, 3, 4, 5: 水平トラバース位置

### 8.1 送風機回転数と風速との関係

第 47 図に, 開放型測定部基準位置 (B 断面風軸中心) における風速  $U_0$  と送風機回転数  $N$  の関係を示す. 最大回転数  $1050 \text{ rpm}$  において  $U_0 = 79 \text{ m/s}$  となる.

第 48 図には, 式 (42) と同様に定義した収縮ノズルの速度係数  $C$  を示している. ただし, 式 (42)

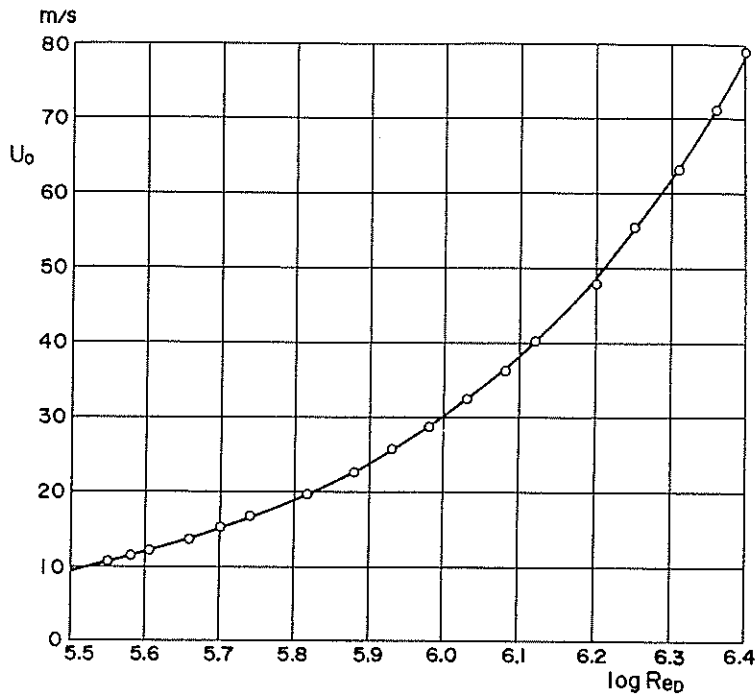
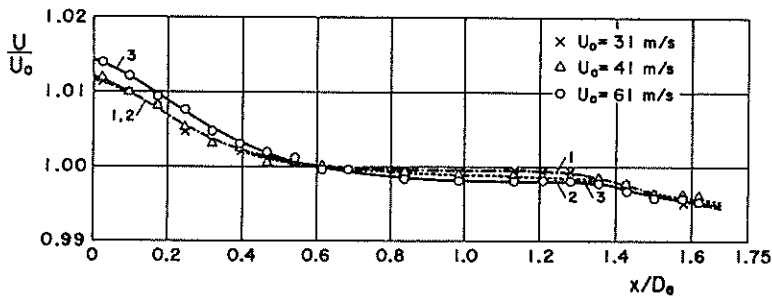
第 47 図 測定部風速  $U_0$  と軸流送風機回転数  $N$  の関係 (開放型測定部)第 48 図 収縮ノズルの速度係数  $C$  (開放型測定部)

において  $U_0$  は開放型測定部基準位置の風速,  $\Delta p$  は密閉型測定部の場合と同じ測圧孔によるノズルの指示差圧である. 図の横軸のレイノルズ数は,  $Re_D = D_e \sqrt{2\Delta p/\rho} / \nu$  と定義されている. 密閉型測定部の場合と比較して速度係数  $C$  の値が大きいのは, 第 2 ノズルにより吹口の面積を狭めているためである. なお風速  $U_0$  とレイノルズ数  $Re_D$  とは, おおよそ第 49 図に示す関係にある. 第 47 図と第 49 図は, 風洞内の空気温度や気圧の変化によって多少異なるので, 送風機回転数  $N$ , 風速  $U_0$  およびレイノルズ数  $Re_D$  の間の概略の関係を知るのに使用し, 測定部基準位置の風速  $U_0$  は, ノズルの差圧を測定し, 第 48 図の速度係数  $C$  を用いて算出することになる.

## 8.2 測定部風速分布

第 50 図は, 開放型測定部の風軸中心に沿う風速分布である. 測定部風速の風軸に沿う下流方向への変化は基準位置の値  $U_0$  のほぼ  $\pm 1\%$  以内にとどまっている.

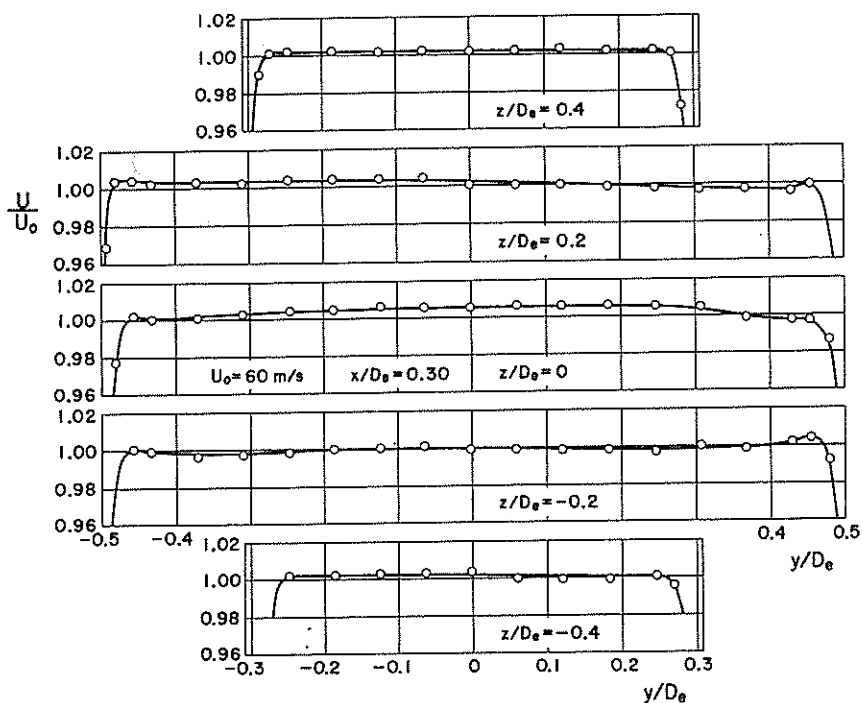


第 49 図 測定部風速  $U_0$  とレイノルズ数  $Re_D$  の関係 (開放型測定部)第 50 図 風軸中心に沿う風速分布 (開放型測定部)  
1.  $U_0 = 31$  m/s 2.  $U_0 = 41$  m/s 3.  $U_0 = 61$  m/s

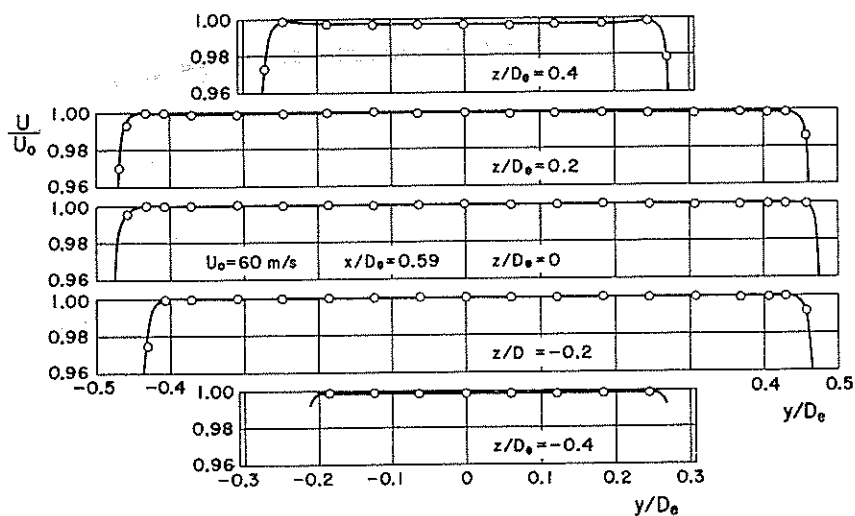
第 51 図から第 54 図までは, 開放型測定部の断面 A, B, C, D における風速分布を,  $U_0 = 60$  m/s の場合について, 標準ピトー管を用いて測定した結果を示している. 風速分布  $U/U_0$  は, B 断面風軸中心における風速  $U_0$  に対する比で表わしている. 噴流まわりの混合領域を除けば, 測定部における風速分布の一意性は非常に良好であるといえる.

### 8.3 測定部気流の乱れ強さ

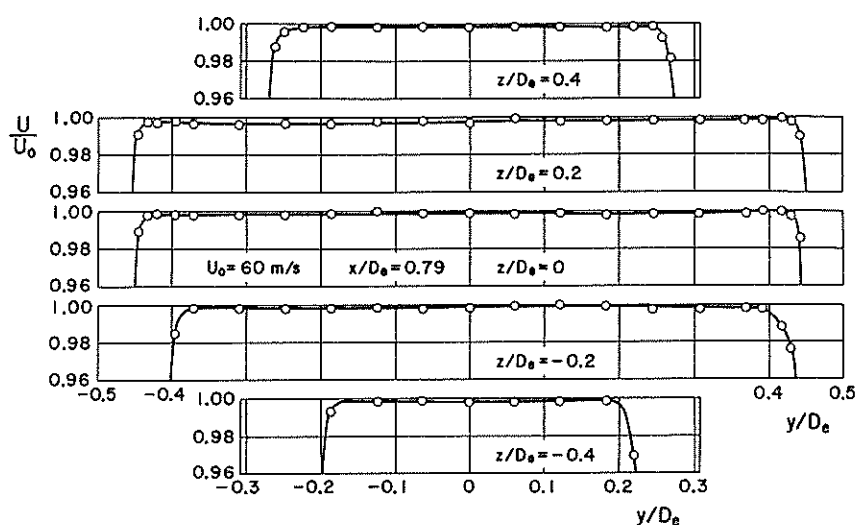
第 55 図に, 開放型測定部の基準位置 (B 断面,  $x/D_0 = 0.59$  の風軸中心) における気流の乱れ強さ  $\sqrt{u'^2}/U_0$  を風速  $U_0$  の種々の場合について測定した結果を示している. ここでは 1 Hz 以上の速度変動が測定されており, 乱れエネルギーの大部分は風速 30 m/s においては 50 Hz, 風速 79



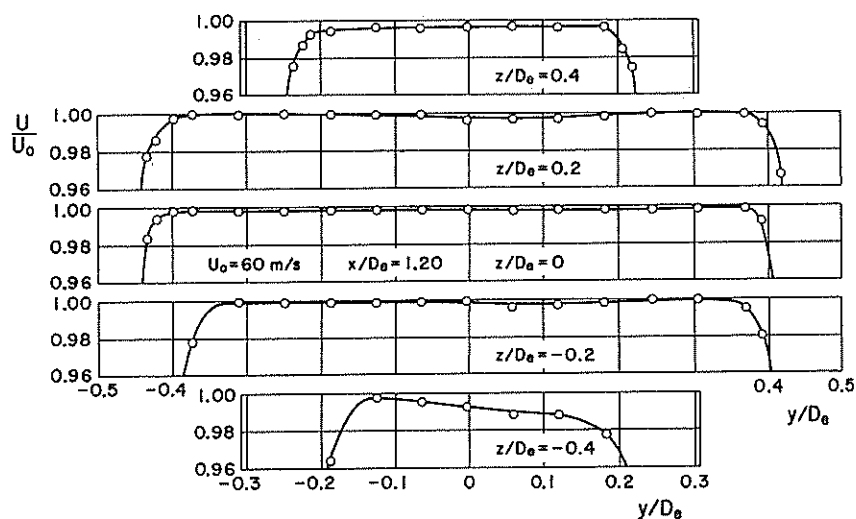
第 51 図 測定部断面内の風速分布  
(開放型測定部, A 断面,  $x/D_e = 0.30$ )



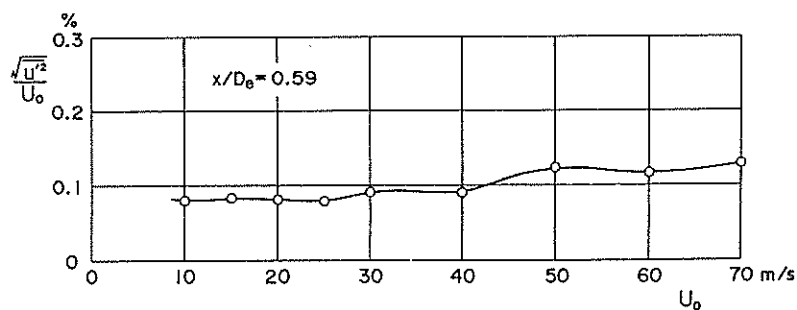
第 52 図 測定部断面内の風速分布  
(開放型測定部, B 断面,  $x/D_e = 0.59$ )



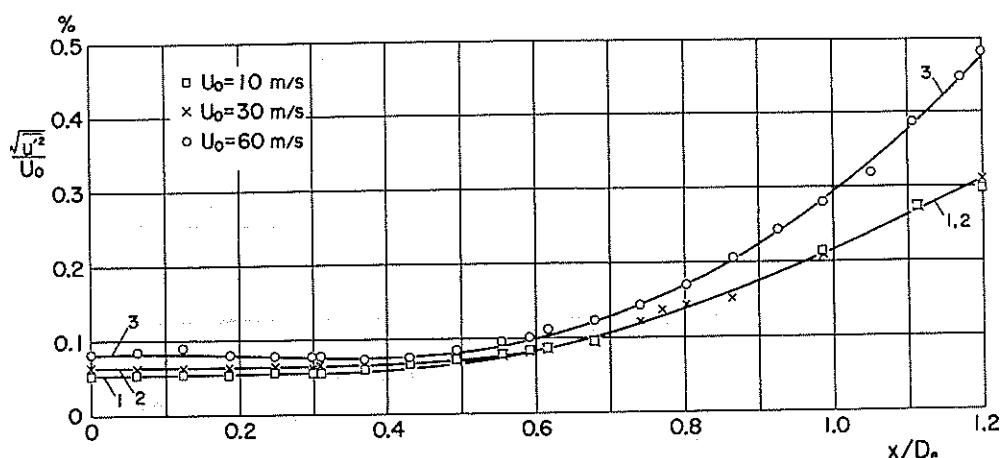
第 53 図 測定部断面内の風速分布  
(開放型測定部, C 断面,  $x/D_0 = 0.79$ )



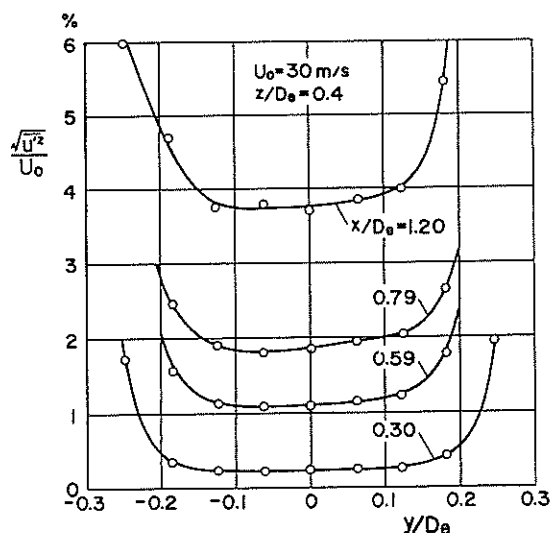
第 54 図 測定部断面内の風速分布  
(開放型測定部, D 断面,  $x/D_0 = 1.20$ )



第 55 図 測定部基準位置における気流の乱れ強さ  
(開放型測定部, B 断面風軸中心,  $x/D_0 = 0.59$ )



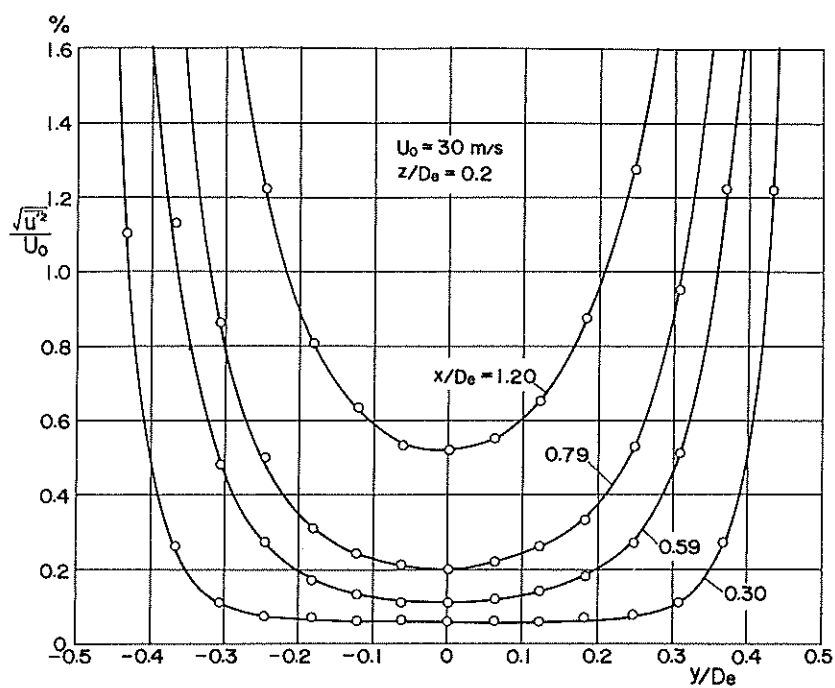
第 56 図 風軸中心に沿う気流乱れ強さの分布 (開放型測定部)

1.  $U_0 = 10$  m/s 2.  $U_0 = 30$  m/s 3.  $U_0 = 60$  m/s第 57 図 測定部断面内の気流乱れ強さの分布  
(開放型測定部, トラペース No. 1)

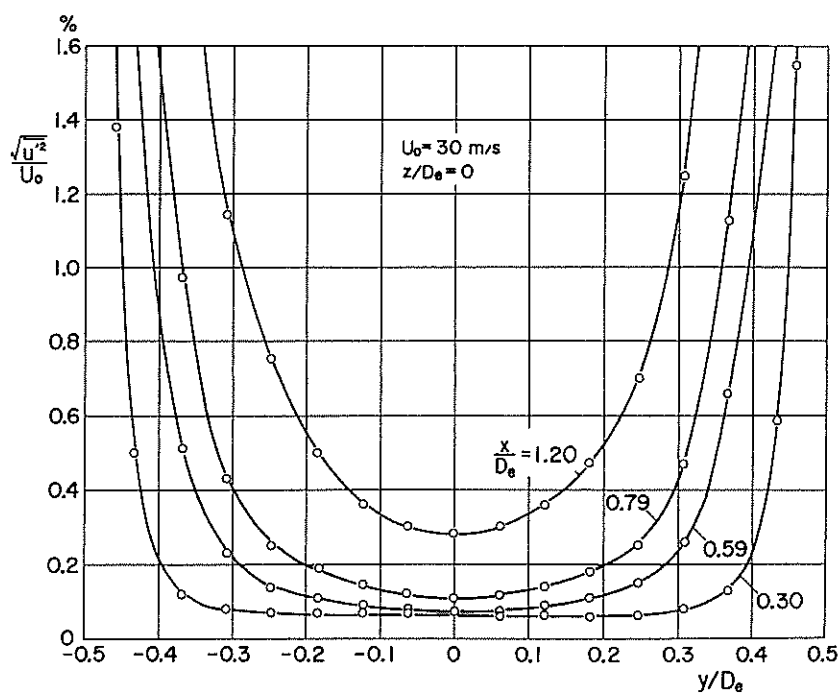
m/s においては 100 Hz 程度以下の周波数範囲にある。図に示すように気流の乱れ強さは,  $U_0 = 10 \sim 25$  m/s の風速において 0.08 %,  $U_0 = 70$  m/s において 0.13 % である。

つぎに第 56 図は, 開放型測定部の風軸中心に沿う気流の乱れ強さの分布である。風速  $U_0$  が 10 m/s のとき, 測定部入口付近における乱れ強さ  $\sqrt{u'^2}/U_0$  は 0.05 % になる。第 2 ノズルからの距離  $x/D_e$  が大きい領域にみられる乱れ強さの増大は, 主として, 噴流まわりの混合領域の影響が測定部中心にまで及んでいることによる。

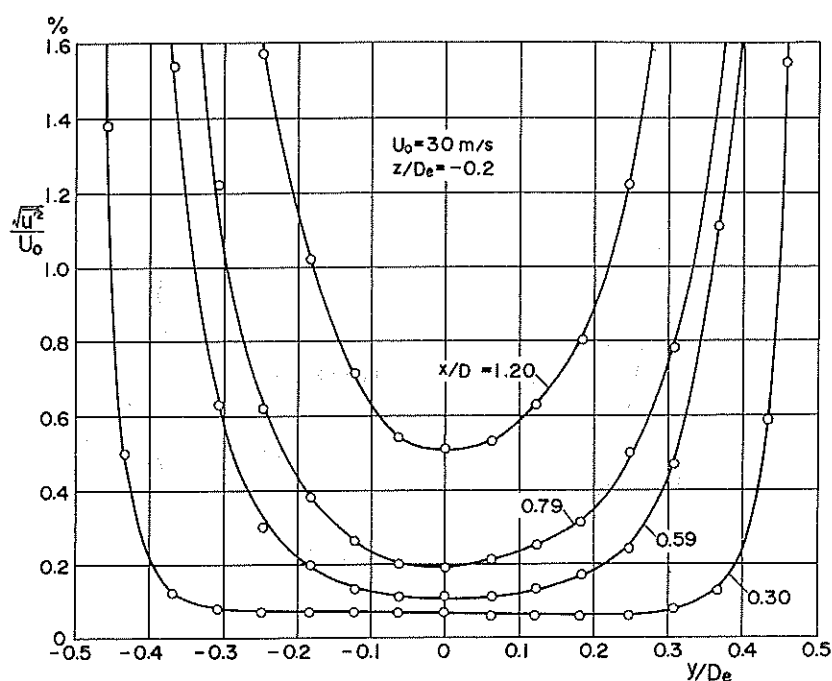
第 57 図から第 61 図までは, 開放型測定部断面内の乱れ強さの分布を, 風速 30 m/s の場合について測定した結果を示している。第 57 図は, 測定部垂直方向の  $z/D_e = 0.4$  (第 46 図のトラペ



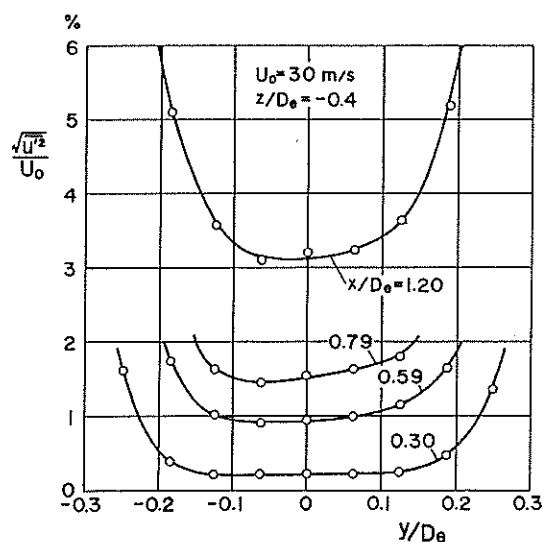
第 58 図 測定部断面内の気流乱れ強さの分布  
(開放型測定部, トラバース No. 2)



第 59 図 測定部断面内の気流乱れ強さの分布  
(開放型測定部, トラバース No. 3)



第 60 図 測定部断面内の気流乱れ強さの分布  
(開放型測定部, トラバース No. 4)



第 61 図 測定部断面内の気流乱れ強さの分布  
(開放型測定部, トラバース No. 5)

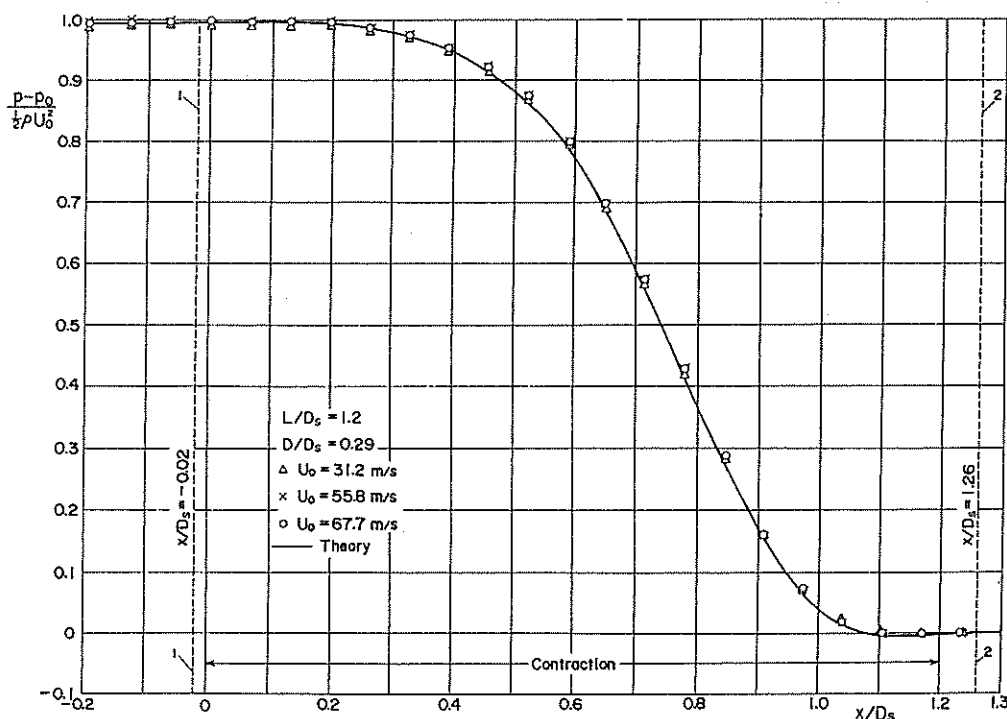
ース No.1) の位置において, 水平方向 ( $y$  方向) の乱れ強さの分布を, 断面 A, B, C, D の位置 ( $x/D_e = 0.30, 0.59, 0.79, 1.20$ ) をパラメータとして図示したものである。以下, 第 58 図から第 61 図までは, 同様にして, トラバース位置  $z/D_e$  がそれぞれ 0.2 (No. 2), 0 (No. 3),  $-0.2$

(No. 4) および  $-0.4$  (No. 5) の場合を示している。

以上のように、開放型測定部の気流の乱れ強さは、密閉型測定部に比較して全体として大きい  
が、一般風洞の開放型測定部の乱れ強さに比較すれば、著しく小さいといえる。

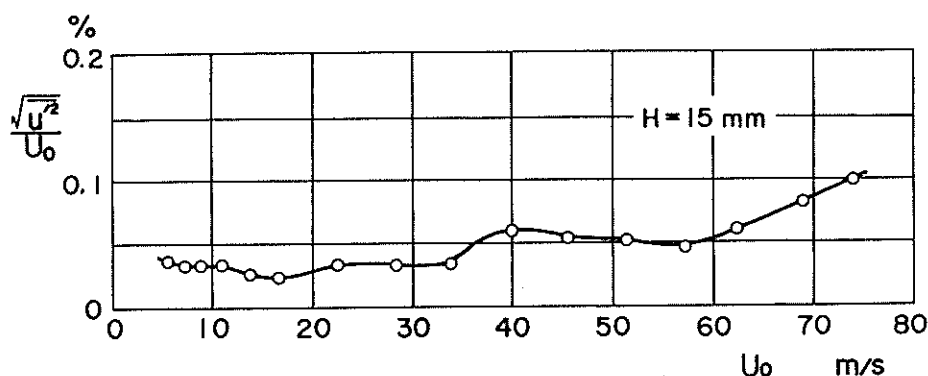
### 9. 検定風洞の特性

検定風洞の収縮ノズルの形状は、本低乱熱伝達風洞の収縮ノズルと幾何学的にほぼ相似に製作されている。第 4.1 節で述べたように、正八角形断面を有する収縮ノズルの輪郭線は、Rouse-Hassan ノズル系列に対し、軸対称ノズルを通るポテンシャル流れの理論と、境界層理論による検討を行なった上で決定されたので、検定風洞を用いた予備実験により、収縮ノズルの壁面に沿う圧力分布を測定した。第 62 図に、その測定結果をポテンシャル流れの理論と対比して示している。図の縦軸は圧力係数  $(p - p_0)/(\rho U_0^2/2)$ 、横軸は収縮ノズル入口を原点とし、風軸中心に沿って下流方向に測った距離  $x$  をノズル入口の対辺距離  $D_0$  で無次元化して示している。 $p_0$  と  $U_0$  は、ノズル出口の圧力と風速である。図からわかるように、理論値は実験値と良く一致しており、第 4.1 節に述べたように、理論的検討によって採用した収縮ノズルは、入口および出口付近にはほとんど圧力上昇を伴わない良好な形状であるといえる。



第 62 図 収縮ノズルの壁面圧力分布 (検定風洞,  $c = 11.89$ ,  $x_i/L = 0.175$ )

1. ノズル入口のフランジ位置 2. ノズル出口のフランジ位置



第 63 図 測定部基準位置における気流の乱れ強さ  
(検定風洞, 密閉型測定部風軸中心, ブリーザ開度  $H = 15 \text{ mm}$ )

つぎに第 63 図に, 検定風洞の密閉型測定部の基準位置 (ノズル出口から下流に  $1.23D$  の位置の風軸中心,  $D$  は測定部対辺距離) における気流の乱れ強さ  $\sqrt{u'^2}/U_0$  を, 風速  $U_0$  を変えて測定した結果を示す. 乱れ強さは, 風速 15 m/s 付近において 0.02 %, 40~60 m/s において 0.06 % ないし 0.05 %, 74 m/s において 0.10 % となる. 低乱熱伝達風洞の密閉型測定部の乱れ強さ (第 41 図参照) と比較すると, 検定風洞の乱れ強さは風速の全範囲にわたって大きい. これは, 検定風洞の整流胴および収縮ノズルの長さが大形の低乱熱伝達風洞に比較して短いので, 気流乱れの自然減衰が少ないことが主な理由と考えられる.

以上, 検定風洞の特性のうち, 収縮ノズル壁面の圧力分布および密閉型測定部の気流乱れ強さについて述べたが, そのほかの特性の詳細は別に報告の予定である.

## 10. 結 言

東北大学高速力学研究所附属気流計測研究施設の低乱熱伝達風洞設備の概要と, 風洞の基本設計ならびに風洞性能の測定結果について述べた. 現在までの実験の範囲内で, つぎのことがいえる.

- (1) 密閉型測定部の気流の乱れ強さは 0.02 % 以下, 時間平均速度分布の非一様性は  $\pm 0.2$  % 以下である.
- (2) 密閉型測定部の静圧こう配は, 理論と実験ではほぼ一致する.
- (3) 開放型測定部の気流の乱れ強さはノズル出口で最低 0.05 % であり, 下流方向に増加する. 時間平均速度分布の非一様性は, 測定部基準位置で  $\pm 0.2$  % 以下である.
- (4) 検定風洞 (小型低乱風洞) においては, 密閉型測定部の気流の乱れ強さは最低 0.02 % であった.

以上の結果は, 当初の基本計画を十分に満足するものである.

本風洞の流路には各個所に多数のプロブ挿入孔が用意されているので, 今後は風洞内各部分



の流れの測定も行ないたいと考えている。

## 謝 辞

終りに、低乱熱伝達風洞設備の利用についての基本方針を定め、関係各方面との折衝により、同設備の実現に尽力された高速力学研究所元所長齊藤清一名誉教授、ならびに引続く風洞用各種計測装置の設置に尽力された前所長村井 等教授に厚く感謝の意を表する。

本低乱熱伝達風洞および実験室建物の騒音対策は、東北大学電気通信研究所前所長二村忠元名誉教授の計画・設計によるものであり、それに必要な計算は、東北大学工学部電気工学科江端正直助手（現在助教授）が担当された。ここに厚く感謝申し上げる。

また工作機械類の選定は本研究所工場長酒井 洪講師によるものであり、ここに感謝の意を表する。

本風洞装置に関する実験には、本研究所技官下山利幸君、小島英則君、太田福雄君、元技官紺野 勝君、元技術補佐員宮川 孝君（現在八戸工業大学助教授）および受託研究員渡辺義明君（航空宇宙技術研究所角田支所）の助力があった。また数値計算および図面の作成には、本研究所技官長谷川 進君、庄子義一君、技術補佐員星 敦子君および元技術補佐員渡部裕子君の助力があった。実験に必要な工作には、速研工場の方々の助力があった。ここに付記して謝意を表する。

なお本研究の一部は昭和 48 年度文部省科学研究費補助金〔一般研究(A)〕によるものである。

## 文 献

- [1] G. K. Batchelor and I. Proudman : The Effect of Rapid Distortion of a Fluid in Turbulent Motion, Quart. J. Mech. Appl. Math., Vol. 7 (1954), pp. 83-103.
- [2] L. Prandtl : Herstellung einwandfreier Luftströme (Windkanäle), Handbuch der Experimentalphysik, Bd. 4, 2 Teil, Akademische Verlagsgesellschaft, 1932, S. 65-106.
- [3] G. K. Batchelor : The Theory of Homogeneous Turbulence, Cambridge, 1956, p. 74.
- [4] P. Bradshaw and R. C. Pankhurst : The Design of Low-Speed Wind Tunnels, Progress in Aeronautical Sciences, Vol. 5 (1964), pp. 1-69.
- [5] H. Rouse and M. M. Hassan : Cavitation-Free Inlets and Contractions, Mech. Engng., Vol. 71 (1949), pp. 213-216.
- [6] S. J. Kline and A. H. Shapiro : Experimental Investigation of the Effects of Cooling on Friction and on Boundary-Layer Transition for Low-Speed Gas Flow at the Entry of a Tube, NACA TN 3048 (1953).

- [ 7 ] *S. Goldstein* : Notes on the Design of Converging Channels, A. R. C., R. & M., No. 2643 (1945).
- [ 8 ] *M. J. Lighthill* : A New Method of Two-dimensional Aerodynamic Design, A. R. C., R. & M., No. 2112 (1945).
- [ 9 ] *R. D. Mills* : Some Finite Two-Dimensional Contractions, Aeron. Quart., Vol. 19 (1968), pp. 91-104.
- [10] 小林 : 別報告として発表の予定.
- [11] *R. Ermshaus* und *E. Naudascher* : Der Niedergeschwindigkeitswindkanal des Instituts für Hydromechanik an der Universität Karlsruhe, Z. Flugwiss. Weltraumforsch., Bd. 1 (1977), S. 419-425.
- [12] *K. E. G. Wieghardt* : On the Resistance of Screens, Aeron. Quart., Vol. 4 (1953), pp. 186-192.
- [13] *H. L. Dryden* and *G. B. Schubauer* : The Use of Damping Screens for the Reduction of Wind-Tunnel Turbulence, J. Aero. Sci., Vol. 14 (1947), pp. 221-228.
- [14] *G. I. Taylor* and *G. K. Batchelor* : The Effect of Wire Gauze on Small Disturbances in a Uniform Stream, Quart. J. Mech. Appl. Math., Vol. 2(1949), pp. 1-29.
- [15] *A. A. Townsend* : The Passage of Turbulence Through Wire Gauzes, Quart. J. Mech. Appl. Math., Vol. 4 (1951), pp. 308-320.
- [16] *G. B. Schubauer*, *W. G. Spangenberg* and *P. S. Klebanoff* : Aerodynamic Characteristics of Damping Screens, NACA TN 2001 (1950).
- [17] 日本規格協会 : 織金網, JIS G 3555 (1977).
- [18] *R. C. Pankhurst* and *D. W. Holder* : Wind-Tunnel Technique, Sir Isaac Pitman & Sons, 1952, p. 84.
- [19] *E. Ower* and *R. C. Pankhurst* : The Measurement of Air Flow, Pergamon Press, 1966, p. 198.
- [20] *G. N. Patterson* : Modern Diffuser Design, Aircraft Engng., Vol. 10 (1938), pp. 267-273.
- [21] *H. Schlichting* und *K. Gersten* : Berechnung der Strömung in rotations-symmetrischen Diffusoren mit Hilfe der Grenzschichttheorie, Z. Flugwiss., Bd. 9 (1961), S. 135-140.
- [22] *H. B. Squire* and *K. G. Winter* : The Royal Aircraft Establishment 4 ft × 3 ft Experimental Low Turbulence Wind Tunnel. Part I. —General Flow Characteristics, A. R. C., R. & M., No. 2690 (1948).

- [23] *R. D. Mehta* : The Design of Wide-Angle Diffusers, Imperial College of Science and Technology, Department of Aeronautics, I. C. Aero Report 76-03 (1976).
- [24] *C. Salter* : Experiments on Thin Turning Vanes, A. R. C., R. & M., No. 2469 (1946).
- [25] *P. Bansod and P. Bradshaw* : The Flow in S-shaped Ducts, Aeron. Quart., Vol. 23 (1972), pp. 131-140.
- [26] 種子田・深町 : 風洞測定部に発生する渦, 九州大学応用力学研究所所報, 第 36 号 (1972), 39-48 頁.
- [27] 種子田・深町 : 風洞縮流部の壁面圧力分布, 九州大学応用力学研究所所報, 第 45 号 (1976), 531-534 頁.
- [28] 伊藤(光) : キノコ型縦渦生成の過程, 日本航空宇宙学会誌, 第 25 巻(1977), 42-46 頁.
- [29] *F. B. Bradfield* : The 5-ft. Open Jet Wind Tunnel, A. R. C., R. & M., No. 1364 (1930), pp. 675-685.
- [30] *W. G. Jennings, A. Terry and P. J. Pearsall* : Preliminary Calibration of the 24-foot Wind Tunnel, R. A. E., with a Short Description of the Tunnel, A. R. C., R. & M., No. 1720 (1936).
- [31] *K. Rettig* : Der 3-m-Niedergeschwindigkeitswindkanal des Instituts für Flugtechnik der Technischen Hochschule Darmstadt, Z. Flugwiss., Bd. 23 (1975), S. 364-366.
- [32] *E. Mauderer und R. Weiss* : Optimierung des Freistrahls an einem Niedergeschwindigkeits-Windkanal vom Göttinger Typ, Studienarbeit, Institut für Aero- und Gasdynamik der Technischen Hochschule Stuttgart, Stuttgart, 1966.
- [33] *A. Pope and J. J. Harper* : Low-Speed Wind Tunnel Testing, John Wiley & Sons, 1966, p. 40.
- [34] 文献 [33], 43 頁.
- [35] *H. Schuh* : The R. A. E. 4-ft  $\times$  3-ft Experimental Low-Turbulence Wind Tunnel. Part IV. Further Turbulence Measurements, A. R. C., R. & M., No. 3261 (1953).
- [36] *P. Bradshaw and G. E. Hellens* : The N. P. L. 59 in.  $\times$  9 in. Boundary-Layer Tunnel, A. R. C., R. & M., No. 3437 (1964).

## 付 録

## 1. 工 作 機 械

実験においては当然のことながら、供試模型の精密工作が要求される。また実験に必要な各種プローブ類およびそれらの風洞への取付装置類の工作も重要であり、気流を乱さず、しかも空力振動を生じないように、それぞれの場合に応じて特殊な断面形を工夫・使用する必要がある。しかもこれらの機械加工および仕上げは、現場合わせとなる場合が非常に多い。このため本施設には、第6表に示す工作機械類を設備し、常時使用に供している。

第6表 工 作 機 械

| 品 名                   | 個 数 |
|-----------------------|-----|
| 精 密 旋 盤               | 1 台 |
| 形 削 盤                 | 1 台 |
| ラ ジ ア ル ボ ー ル 盤       | 1 台 |
| ベ ッ ド 形 万 能 フ ラ イ ス 盤 | 1 台 |
| 油 圧 式 帶 鋸 盤           | 1 台 |
| 竪 型 万 能 帶 鋸 盤         | 1 台 |
| 卓 上 ボ ー ル 盤           | 1 台 |
| 卓 上 ラ ジ ア ル ボ ー ル 盤   | 1 台 |
| 工 具 研 削 盤             | 1 台 |
| ド リ ル 研 削 盤           | 1 台 |
| 卓 上 用 電 氣 グ ラ イ ン ダ   | 1 台 |

## 2. 建屋の騒音防止対策

第 64 図は気流計測研究施設 1 階平面図である。低乱熱伝達風洞運転時に発生する騒音を室内において吸音処理し、また外部に対してしゃ音するため、図に示す測定室、整流室および送風機室の 3 室に対し、つぎの騒音防止対策が計画された。

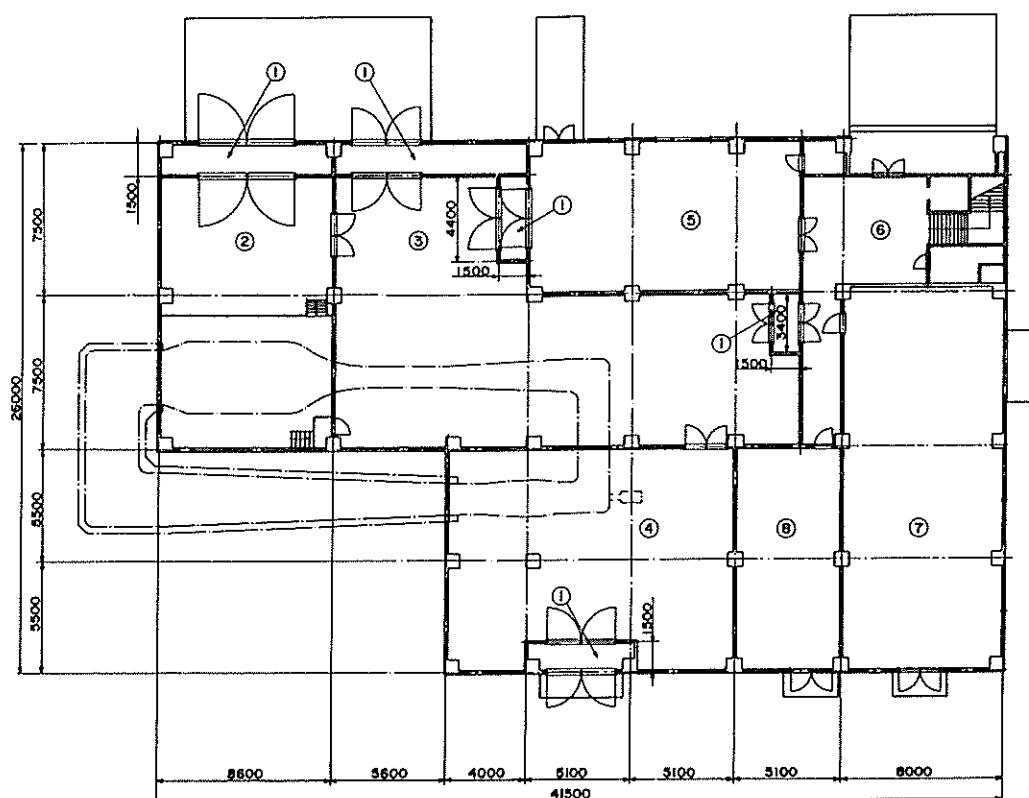
(1) 建屋のコンクリート壁は厚さ 150 mm 以上とし、その上を化粧仕上げる。窓は設けない。

(2) 各室の壁と天井には下記 (a), (b) のいずれかの処置を施す。

(a) トムレックスを吹付け、その厚さは 25 mm とする。

(b) 厚さ 100 mm の空気層を介して、厚さ 25 mm, 20 kg/m<sup>3</sup> のグラスウールを取付ける。

(3) 各室の搬入用大扉については、それぞれ前室を設け、鋼製防音扉を二重に用いてしゃ音量の増加をはかる。防音扉は、室内側に厚さ 25 mm のグラスウールを片面張りする。



第 64 図 建屋の構造（一階平面図）

- |          |          |          |
|----------|----------|----------|
| 1. 前室    | 2. 整流室   | 3. 測定室   |
| 4. 送風機室  | 5. 機械加工室 | 6. 玄関ホール |
| 7. 空調機械室 | 8. 電気室   |          |

建屋の施工にさいしては、上記（１）のコンクリート壁の厚さは 200 mm とし、その上に厚さ 20 mm の化粧仕上げが行なわれた。各室の壁に対しては、（２）（b）案が実施された。しかし、各室の天井は施工の都合により、コンクリート下地に厚さ 30 mm の木毛セメント板を打込む形式となった。

検定風洞を格納する 2 階検定室に対しても、部屋の防音構造は上記と同様にした。

低乱熱伝達風洞設備および同風洞実験室建物が完成し、本風洞の製作会社と立合試験を行なった際、建物内外において騒音測定を実施した。

まず、測定部風軸中心から 1.5 m 離れた測定室内の騒音レベルは、密閉型測定部とした場合、風速 64 m/s で 65 dB(A) および 81 dB(C)、開放型測定部の場合には第 2 ノズルからの噴流による騒音を伴うので、風速 69 m/s において 82.5 dB(A) および 102 dB(C) であった。

屋外における騒音測定は夜間 21 時頃行なわれ、建物外壁から 5 m 離れた点の騒音レベルを測定した結果、密閉型測定部で風速 64 m/s の場合、測定室および整流室の搬入用大扉前においてそれぞれ 39 dB(A) であり、測定点周囲の暗騒音と同程度であった。



---

# 東北大学 高速力学研究所報告

第 44 卷

---

昭和 55 年 8 月 25 日 印刷

昭和 55 年 8 月 30 日 発行

編集者 東北大学 高速力学研究所長

発行者 本 田 睦

仙台市片平二丁目 1 番 1 号

電 話 (27) 6 2 3 2 番

印刷所 株式会社 今野印刷所

仙台市伊在白山印刷団地 11 号

電 話 (代表) (88) 6 1 2 3 番

印刷者 今 野 智 吉

【非 売 品】

---

