

UDC 533.6.071:
534-13

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-465

二次元風洞構成要素の研究 (I)

——プラグ型調圧弁および多孔板の特性——

榑原盛三・馬場滋夫

1976年7月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

二次元風胴構成要素の研究 (I)*

— プラグ型調圧弁および多孔板の特性 —

榊原盛三**、馬場滋夫**

Investigation of The Components of The NAL High Reynolds Number Two-dimensional Wind Tunnel

Part I

(Preliminary Tests on The Regulating Valve and Perforated-Plate Type Pressure Reducer)

By Seizo SAKAKIBARA and Shigeo BABA

ABSTRACT

This paper presents a description of the design concept of the regulating valve and perforated-plate type pressure reducer for the NAL high Reynolds number two-dimensional wind tunnel, along with the results of the model tests of the components. The design data was obtained by conducting the tests in simulated tunnel flow using two regulating valve models, with and without diffuser, and various perforated-plate models of differing porosity.

The results of the tests are as follows;

- (1) the diffuser for the axisymmetrical regulating valve effectively extends the duration,
- (2) an experimental formula for the pressure loss coefficient was obtained as a function of porosity and pressure ratio,
- (3) acoustic efficiency of the perforated-plate is on the order of 10^{-5} .

1. まえがき

1.1 基本の考え方と経緯

近年における航空機による輸送需要の飛躍的な増大と、知識集約度が高く付加価値の大きい航空機工業に対する期待から、その基盤である航空技術の高度化が、我が国において特に要請されていることは言うまでもない。¹⁹⁾ 空気力学の分野においては、新技術の開発に関連して次の二つが当面の重要課題となっている。

第一には、画期的な翼型の発見¹³⁾であり、第二には、風胴試験と実機試験との比較からレイノルズ数の相似の

重要性が再認識¹⁰⁾されたことであろう。

当研究所においても、遷音速翼型の研究が進展して、高性能翼型の開発の機運が熟するに伴ない、その試験設備である二次元風胴が不可欠の設備となってきた。このため計画されたのが $1^M \times 0.3^M$ 吹出式高圧遷音速風胴¹⁾ であって、その機能および構成については;

①; 高レイノルズ数における遷音速試験を効率的に実施できること。

②; 製作経費が低廉であること。

などが考慮された。このため、既設の貯気槽設備 ($\phi 10^M \times 2$ 基, 内圧 21 ata) を共用することのできる吹出式風胴の形態とし、かつ新たに $\phi 12^M$ の貯気槽を 1 基増設することとした。集合胴内圧は $P_0 = 12$ ata とし充分なレイ

* 昭和51年5月8日 受付

** 空気力学第二部

ノルズ数が得られるようにした。実際これにより、弦長 25 cm の二次元翼模型に対し与えられるレイノルズ数はマッハ数 0.6 以上において 4×10^7 である。この値は、現在実機の性能推算に必要とされる二次元風洞実験レイノルズ数とも一致するものである。¹²⁾

吹出式風洞の慣例的な技術として、風洞最上流部には調圧弁を設けこれにより内圧を制御する形態をとっているが、本風洞の特徴としては、測定部下流の第二スロートとして調圧弁と同じ機能と構造をもつ弁(第二スロート弁)の装備をあげることができる。これにより、風洞起動前に第二スロート弁を閉めておき、充填弁を用いてあらかじめ風洞内に高圧空気を充填しておいてから起動するいわゆるプリチャージ起動が可能となり、(起動時には調圧弁および第二スロート弁は同時に開かれる。)計測時間の延長と気流制御精度の向上とが見込まれた。しかし、このような配慮を行っても、さきに述べた貯気槽設備を使う場合、計測時間は 5 秒程度とこの種の風洞としてはかなり短い。このため、風洞の構成要素の設計をさらに洗い直し一層効率の高いものとする必要がある。また、この種の吹出式風洞では、大量の高圧空気を大気に放出するので、最近の厳しい環境基準を踏まえ特段の措置を構ずる必要がある。これらに関連する技術的資料は乏しく、本風洞を設計するに当たりいくつかの予備実験を行う必要があった。本論文ではこのうち、調圧弁と減圧用多孔板の模型試験について述べる。

1.2 要 点

吹出式風洞の場合、持続時間は最も切実な問題の一つである。この問題は、制御・計測技術によって改善される面も少なくないが、風洞測定部上流におけるエネルギー損失も大きな影響をもつものと考えられる。例えば、集合洞内圧 12 ata の実験を行うとして、貯気槽圧 21 ata からスタートすれば、貯気槽圧は初期値 $P_{Ri} = 21 \text{ ata}$ から $P_{Rf} = 12 \text{ ata} + \Delta P$ まで低下したとき通風を終了しなければならぬ。この ΔP が風洞上流部での圧力損失で、これを小さくすることによって有効に利用できる圧力差が増し持続時間を延長することができる。この圧力損失は調圧弁で生じるものが最も大きいと思われる。すなわち、従来調圧弁として広く用いられているプラグ型弁は、保守・整備などの都合によって広がり角を小さくすることができず、スロート部を過ぎる流れは剝離してしまい、大きな圧力損失の原因となっているものと考えられる。したがって、この部分に拡散筒を取り付ければ損失はある程度減少させることができ、持続時間の延長に役立つものと考えた。このような観点に立って、1/5 および 1/20 模型試験結果を用い実機の性能を推算した。この

結果次のことが明らかになった。

①; 調圧弁に簡単なディフューザを取り付けることによって弁による圧力損失を減らし、その結果持続時間を延長できる。この効果は、流量が大きい程著しく、設定マッハ数および集合洞内圧力がそれぞれ、 $M=1.0$, $P_0=12 \text{ ata}$ において約 1 秒に達すること。

②; また、風洞起動後の時間と貯気槽内圧および調圧弁開度との相互関係が明らかになった。すなわち、流量が大きいほど起動後直ちに、弁開度を大きく開く必要があることなどである。

また、風洞空気を大気に放出するにあたっては、まず、大気圧付近まで充分減圧する必要がある。このため減圧装置として、構造が最も簡単な多孔板を取り付けることにした。多孔板が減圧時に発する騒音は、形状を適当に選べば、消音し易くまた干渉による減音も期待できるなどの特徴を持っている。25 種に及ぶ多孔板模型試験を行った結果、次のことが明らかになった。

①; 減圧効果は、板厚に無関係であること。

②; 圧力損失係数は非圧縮の場合、よく知られた流れをさえぎる面積と孔を通過する流速の二乗とに比例する。しかし、圧縮性の影響が入ると、これに加えさらに前後圧力差にも比例するようになり、これらの関係は簡単な式で与えられること。

③; 等エントロピー流量と実流量の比である流量係数は、多孔板に無理な形状を与えない範囲内 ($\sigma = 30\% \sim 60\%$) で、前後圧力比によって殆んど変らないこと。

④; 多孔板の音響効率 η は、 $\eta = 10^{-5}$ 程度の値をとること。

など、従来発表されていない結果が得られた。これらの成果は、風洞設計に対しある程度寄与できたものと思う。

2. 記 号

文中、特に説明のない記号の意味は次の通りである。

P ; 圧 力

A ; 断面積

M ; マッハ数又はメートル

T ; 温 度

R ; 一般ガス定数

G ; 流 量

g ; 重力の加速度

V ; 貯気槽容積

W ; 貯気槽内の空気重量

t ; 時間又は多孔板厚

C_w ; 流量係数 (=実流量/等エントロピー流量)

- C_v ; $= C_w \cdot A_s$
- V_o ; 弁開度
- d ; 多孔板の孔径又はオリフィス径
- l ; " 孔中心間距離
- D ; 導管内径
- q ; 動 圧
- P_T ; 流れのもっている全運動エネルギー
- P_w ; 全音響エネルギー
- C_c ; 圧力損失係数の比例定数
- u ; 流 速
- a ; 音 速
- n ; ボリトロブ指数
- ΔP ; 貯気槽内圧と集合胴内圧との差
- $O.A.$; オーバーオール値
(ギリシャ文字)
- γ ; 密 度
- ϕ ; 直 径
- ζ ; 圧力損失係数
- σ ; 開口面積比
- η ; 音響効率
- τ ; 持続時間
- κ ; 比熱比
- π ; 大気圧又は円周率
(添 字)
- R ; 貯気槽
- D ; 高圧導管部
- S ; スロート部
- 0 ; よどみ点状態または集合胴内部
- i ; 初期状態
- f ; 最終状態
- V ; 調圧弁入口部
- M ; 模 型
- 1 ; 上流側
- 2 ; 下流側

- j ; ジェット部
- a ; 大気状態
- I ; 等エントロピー流れ
- ∞ ; 一般流

3. 調圧弁の特性と持続時間

3.1 調圧弁の働き

二次元風胴の概念は図1に示す。貯気槽は球形のもの3基であって、うち2基は既設のもので $1^M \times 1^M$ 吹出式超音速風胴⁶⁾等と共用することとしており、他の1基は今般新たに建設する $\phi 12^M$ 、内圧21ataのものであることは先にも述べた。風胴とこれらの貯気槽との間は、内径 $\phi 600\text{mm} \sim \phi 1,000\text{mm}$ の導管で接続され、調圧弁の入口部では $\phi 800\text{mm}$ である。一旦貯気槽内に充填された風胴空気は、定温装置を通り、高圧導管をへて調圧弁へと導かれる。調圧弁は、貯気槽から導かれた高圧空気を急開閉することと、集合胴内圧力を、あらかじめ定められた値に一定に保つ機能を持っている。調圧弁から風胴本体に入った空気は、集合胴をへて $0.3^M \times 1^M$ の測定部へ導かれる。測定部下流の第二スロート部には、プラグ型弁が付いている。第二スロート部を通過した気流は3枚の多孔板を通り消音設備へ放出される。これらのうちで持続時間に大きな影響を与えるのは、集合胴より上流側の圧力損失である。とりわけ調圧弁部は、弁が広範囲の開度変化を行ううえ、保守・点検等の都合上弁下流の拡散部の広がり角も大きい。このため、弁を過ぎる気流は拡散部の壁から剝離して高速の噴流を形成し、全開時でも大きな圧力損失を生ずることが予想される。この部分に図2に示すようなディフューザを取り付けることによってある程度改良できるものと考えた。この点を確認するため模型による実験を行った。実験は模型が小さいうえ、圧力も実機に比べ低い領域で行ったので、このようなデータから実機特性を推算するためには、まず寸法と圧力が違う調圧弁の相似則を明らかにする必要がある。

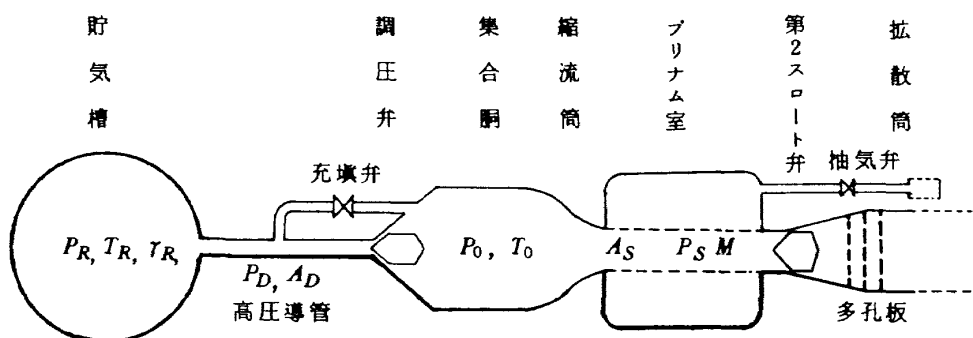


図1 二次元風胴概念図

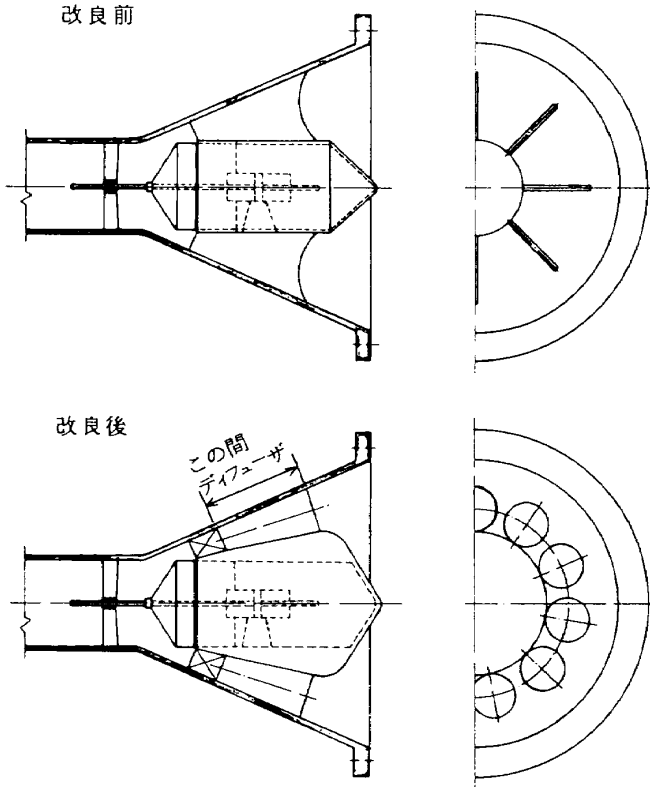


図2 調圧弁の改良例

また、高圧貯気槽など、既設の設備から得られたデータを十分活用し、実機特性推算精度の向上に努める必要がある。

3.2 流量および持続時間

二次元風胴において、最も厳しい通風の条件は、集合胴内圧 $P_0 = 12 \text{ ata}$ 、測定部マッハ数 $M = 1$ (流量 $G = 833 \text{ kg/s}$) の条件下で運転されたときである。既設の貯気槽にこのときと同じ圧力降下速度を与えるためには、 $1M \times 1M$ 超音速風胴⁶⁾において、貯気槽を1基使用し、 $P_0 = 1.6 \text{ ata}$ 、 $M = 1.5$ の条件下で運転すればよい。図3は、この条件で運転したときの各部の状態変化を示したものである。温度および圧力の測定位置は、集合胴では側壁部であり、また貯気槽では最上部である。二つの貯気槽は、それぞれ定温装置を内蔵しているが、型式は異なっている。同図から、大気温度を基準とした集合胴内温度 T_0 の変化は、これら二つの貯気槽を単独で使用した場合、ほとんど同じであることが判る。また、スタート時に現われる急激な T_0 の変化は、衝撃波管と同じように、高圧空気を集合胴内に噴出させたときに生ずる衝撃波が集合胴内にあった空気を圧縮して温度の上昇を起こすためと考えられている。この空気が掃気されると、温度の上昇は消滅する。同風胴の場合、この時間を計算すると約1.3秒となり、実測値にほぼ一致する。これに対し二次元風胴の場合、前後圧力比が小さく、またブリテ

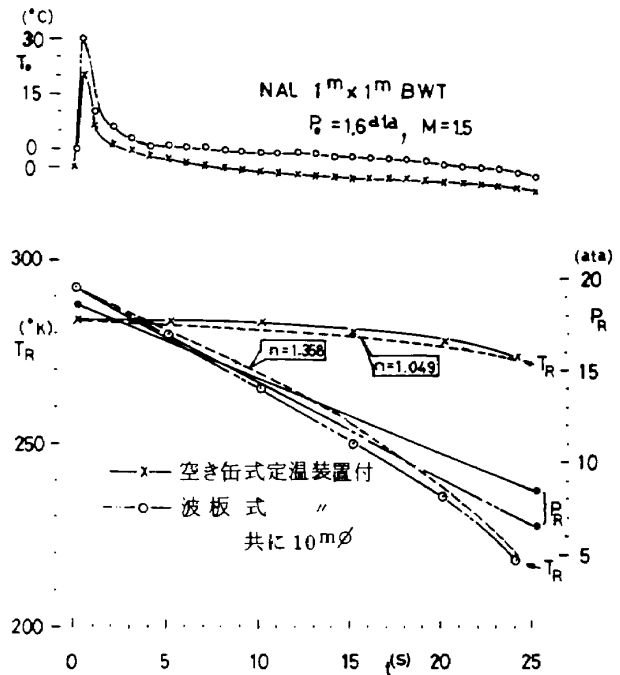


図3 貯気槽および集合胴の状態変化¹⁵⁾

ージ起動を行うこととしているので、このような温度のピークは著しく軽減できるものと思われる。

したがって、 T_0 はほぼ一定と考えられる。

等エントロピ変化を仮定したさいの流量は式(1)で与えられる。同式の中で、 P_0 および M_S は一定に保持され、また T_0 、 A_S も一定であるので G は一定と考えられる。したがって、 G_I は風胴の起動条件によって与えられる。

$$G_I = \sqrt{\frac{\kappa \cdot g}{R}} \frac{P_0}{\sqrt{T_0}} \frac{M_S \cdot A_S}{(1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_S^2)^{\kappa + 1/2(\kappa - 1)}} \dots \dots \dots (1)$$

また、調圧弁を通過する実流量 G は、この G_I を使って表わすことができる。

$$G = C_W \cdot G_I \dots \dots \dots (2)$$

同式中の C_W は、調圧弁によって強く支配されることは言うまでもない。

次に、貯気槽内圧と風胴の通風条件の関係を考えてみよう。調圧弁の前後圧と流量の関係は式(1)を書き換えて次のように表わされることはよく知られている。

$$G = C_W \cdot A_S \cdot P_{0V} \sqrt{\frac{2g\kappa}{(\kappa - 1)} \frac{1}{RT_{0V}} \left\{ \left(\frac{P_S}{P_{0V}} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_S}{P_{0V}} \right)^{(\kappa + 1)/\kappa} \right\}} \dots \dots \dots (3)$$

調圧弁のように、流路面積の変化が大きい場合、 C_W

は前後圧力比によって大きな影響を受けるものと考えられる。模型試験の π は実機の P_0 に相当するので、 C_W と P_0/P_{0V} の関係は模型試験によって容易に求められる。また、同様にして側壁圧分布データから P_S/P_{0V} と風洞通風条件である P_0 を使った P_0/P_{0V} との関係も与えられる。 P_{0V} と P_R の関係を表すため、貯気槽内と弁入口部との間の圧力損失係数として ζ_D を次のように定義する。

$$\zeta_D = \frac{P_R - P_V}{q_V} = \frac{P_R - P_V}{\frac{RT_0}{2g} \frac{G^2}{A_D^2 P_V}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

さらに、 $T_{0V} = T_0$ および $M_V \ll 1$ を仮定して、

$$P_R = P_V + \frac{RT_0}{2g} \frac{G^2}{A_V^2 P_V} \zeta_D \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$P_{0V} = P_V + \frac{RT_0}{2g} \frac{G^2}{A_V^2 P_V} \quad \dots\dots\dots (6)$$

既設導管の ζ_D は 2~3 の値をとるものと考えられているが、本文では安全側をとって $\zeta_D = 3$ を仮定した。したがって、貯気槽圧力、調圧弁開度および風洞通風条件の相互関係は明らかになった。

持続時間と貯気槽内圧との関係は、空気重量の変化に注目して次式のように与えられる。

$$-\frac{dW}{dt} = -\frac{d}{dt} (V_R \cdot \gamma_R) = G = \text{Const} \quad \dots\dots (7)$$

$$\frac{1}{\gamma_{Ri}} d\gamma_R = -\frac{G}{V_R \gamma_{Ri}} dt$$

と変形し、貯気槽内でポリトロップ変化 $\gamma_R \propto P_R^{\frac{1}{n}}$ を仮定すれば、 $t = 0$ で $\frac{\gamma_R}{\gamma_{Ri}} = 1$ 、および $\gamma_{Ri} = \frac{P_{Ri}}{RT_{Ri}}$ なる

ことを用いて、

$$\frac{P_R}{P_{Ri}} = \left(1 - \frac{RT_{Ri} G}{V_R \cdot P_{Ri}} t\right)^n \quad \dots\dots\dots (8)$$

したがって持続時間 τ は

$$\tau = \frac{V_R P_{Ri}}{RT_{Ri} G} \left[1 - \left(\frac{P_{Rf}}{P_{Ri}}\right)^{\frac{1}{n}}\right] \quad \dots\dots\dots (9)$$

3.3 調圧弁の模型実験

実験には、空気源として既設 $\phi 10^M$ 貯気槽を利用し、調圧装置は $5.5^M \times 6.5^M$ 大型低速風洞に設置されているものを用いた。試験は、弁開度を全開開度の 10% おきに設定し、入口圧 P_0 を変え各部の圧力分布および流量の測定を行った。この測定中、 P_0 は 1.2 ata ~ 3.0 ata の範囲で 0.2 ata ~ 0.5 ata 間隔に一定に保持した。圧力計測は、スキャニバルブ³⁾を用いて行った。模型は、在来型の場合、図 4~5 に示すもので実機の 1/20 のものである。弁開度の変化は、プラグ外周とこれを支持している厚さ 8 mm の多孔板に切っただけのネジによってプラグを前後させることによって行った。この多孔板が、圧力

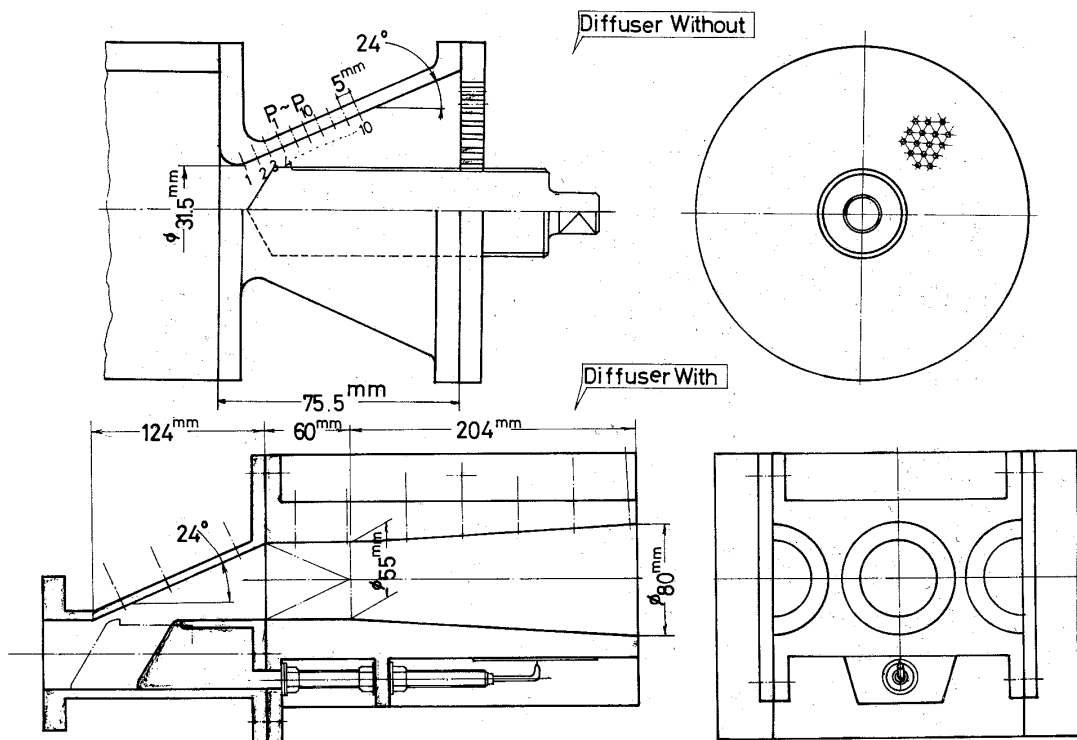
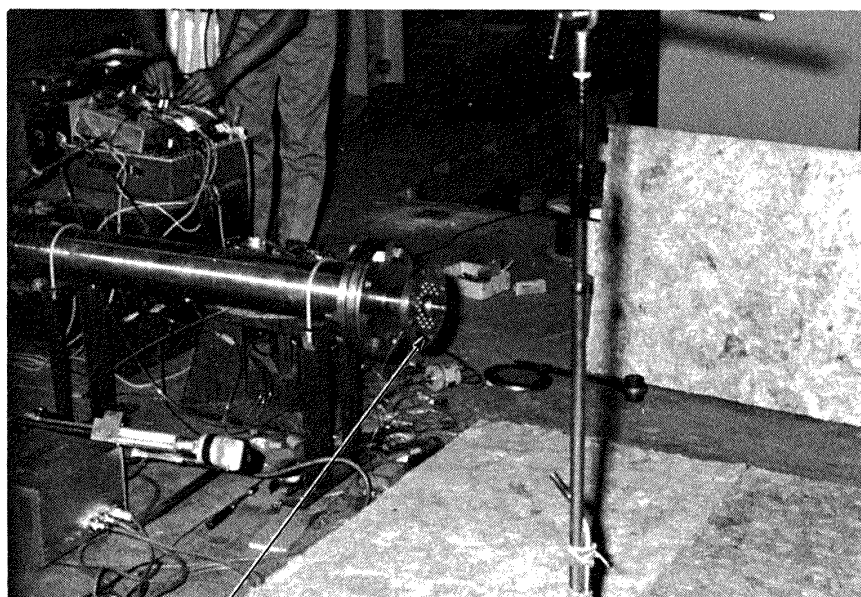


図 4 プラグ型調圧弁供試模型 (上側; 在来型, 下側; 改良型 (2次元に展開した場合))



供試模型

図 5 (a) ブラグ型調圧弁模型 (Diffuser Without) 取付の様様



供試模型

縮流筒

集合胴

図 5 (b) ブラグ型調圧弁模型 (Diffuser With) 取付の様様

損失の決定に影響しないことは確認した。流量計測はオリフィスによった。一方、ディフューザ付き模型の場合には、図4および図5(b)に示すように一種のセクタ型で実機とはかなり変わった外形をしているが、内部の流れの相似性は確保してある。これは、計測を容易にするため二次元的に展開したもので、入口部は60mm×169mmの矩形をしている。計測は先に述べた在来型模型の場合と同じ要領で行った。しかし、構造上弁開度が小さいときのデータは得られなかったが、この場合には、弁自体が顕著な減圧作用を行うので弁下流の圧力損失は問題にならない筈である。ディフューザ入口部の面積は、弁全開時スロート面積の16%増しにしてある。流量計測は、流量に応じ縮流筒および数個のオリフィスを用い精度の確保に努めた。なお、これらの模型は図10に示す供試模型取付部に固定されたが、ディフューザ付模型の場合には、実機の流れを忠実に再現するため、この間に集合胴(φ550mm×2M)と縮流筒が追加してある。

3.4 結果の考察

〔 C_V 値〕 図6は、 $C_V = C_{W} A_S$ を示すもので、標準状態での値は、弁の C_V 値と呼ばれ、弁の実効開度を表わす尺度として広く使われている。 C_V は、当然弁の幾何学的開度と共に増加するが、この図から在来型では、

前後圧力比による影響が可成り大きいことが判る。このことは、図7~8に示す壁圧分布にも見られるように在来型の場合、スロート部を過ぎた流れは、壁面に付着することなく噴出されるので、かなりの圧力損失が発生するが、この損失が噴流のマッハ数(あるいは圧力比)に関係するためと考えられる。弁開度が小さく圧力比が大きい場合には、この様子が一層はっきり現われており噴流中にショックバレルが形成され、順次、膨張と圧縮を繰り返していくことがうかがえる。このように可成り複雑な流れをしているにもかかわらず、 C_V 値と弁開度とが、比例関係にあることは注目される。

〔模型内部の流れ〕 図7(a)は、在来型のバルブシートから下流側の側壁面上の圧力分布を示すもので多孔板は、 $d = \phi 3\text{mm}$, $\sigma = 40\%$ および 60% の1例である。この図から、開口面積比がこの程度の大きさになると多孔板の形状による影響は殆んどなく、また圧力損失も無視できることが判る。図中矢印は、スロート部の位置を表わしているが、圧力の最低はこの位置には対応していない。開度が小さいときは、スロート部から噴き出した流れはさらに縮流されるため、圧力の最低は、スロート下流に生じるからである。図7(b)は、拡散筒付き模型の圧力分布を示す。この図から弁開度が大きくなると($V_0 \geq 58\%$)、ディフューザ部で圧力回復が起ることがわかる。ただし π/P_{0V} が0.46以下では、ディフューザのスロートに近い部分で超音速となり、衝撃波が発生するため圧力損失が起っていることがうかがえる。

〔持続時間の推算〕 図8は、模型試験から得られたデータと式(3)を用いて、実機の流量と調圧弁入口圧力との関係を求めた1例である。二次元風胴の G が、試験条件によって決まることは、3.2項で述べた。

したがって、風胴の通風条件である P_0 と M 数が与えられれば、図8から P_{0V} と V_0 との関係は与えられる。貯気槽内圧 P_R と調圧弁入口圧 P_{0V} との関係は式(4)~(6)を用いて与えられるので、調圧弁開度 V_0 と P_R の関係および通風後の時間 t との関係も容易に求められる。このさい、 $V_0 = 100\%$ に相当するときの P_R を求めれば持続時間は、式(9)によって与えられる。以上の模様を整理したのが図9である。なお実機においては、抽気によるマッハ数制御も行われるので縮流筒出口部のマッハ数は、測定部のそれとは多少異なる場合もある。同図では、この影響を無視してある。図9から次のことが判る。

①; 風胴の P_0 および M が大きく流量の大きい領域では、スタート時に一気に調圧弁を開いてやる必要があり、この開度は $P_0 = 14\text{ata}$, $M = 1.0$ の場合、全開時の70%にも達する。ディフューザを取り付けることにより、この

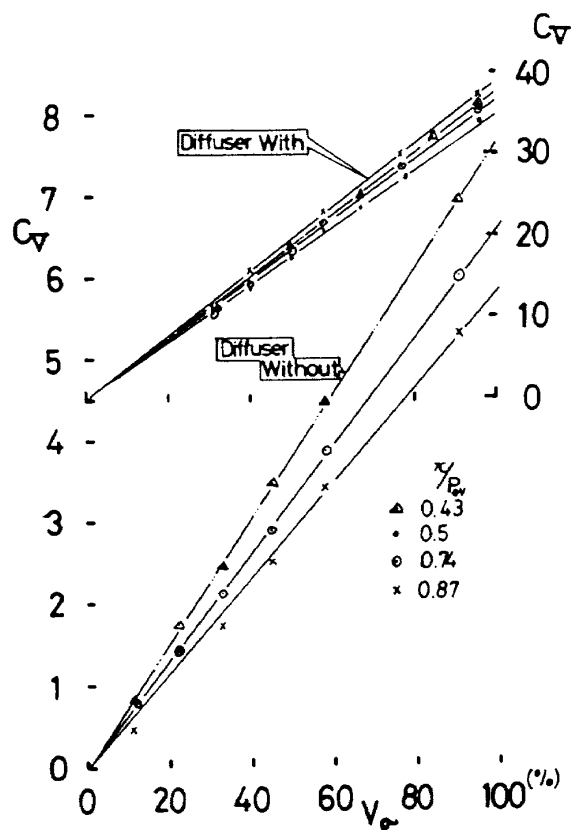


図6 各模型の C_V 値

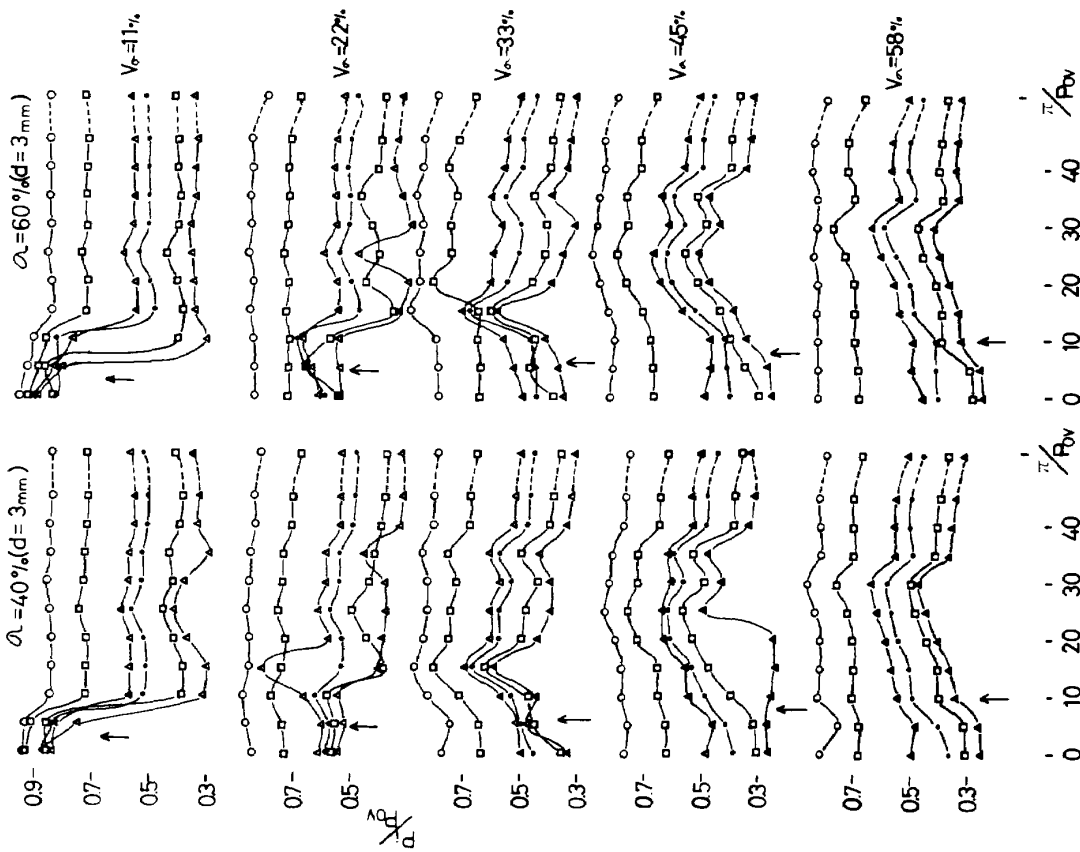


図 7(a) 壁圧分布と多孔板開口比の関係 (Diffuser なしの場合)

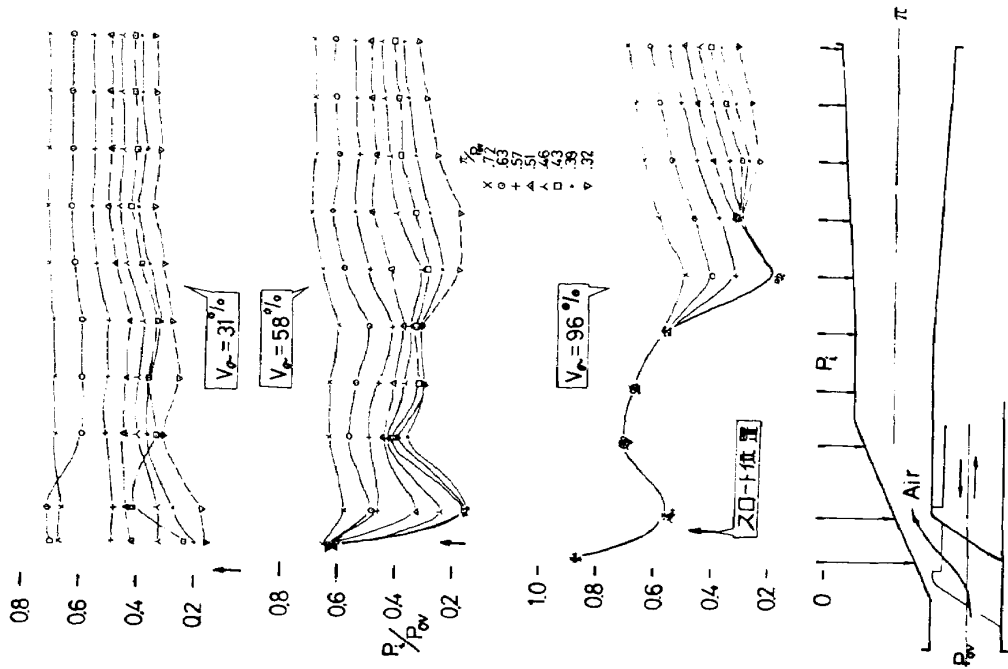


図 7(b) 壁面の圧力分布 (Diffuser 有の場合)

初期開度はかなり減少し、弁を駆動する油圧サーボ系の負担を軽減できる。

②; ディフューザは、流量が大きい程、したがって通風条件が厳しい程、大きな効果を現わす。例えば、 $P_0 = 12 \text{ ata}$ 、 $M = 1.0$ に設定された場合、持続時間は1秒程度延長できる。气流整定に要する時間を4~5秒とみればこのことは、計測に使用できる時間5秒が6秒に延びたことを意味しその効果は大きい。

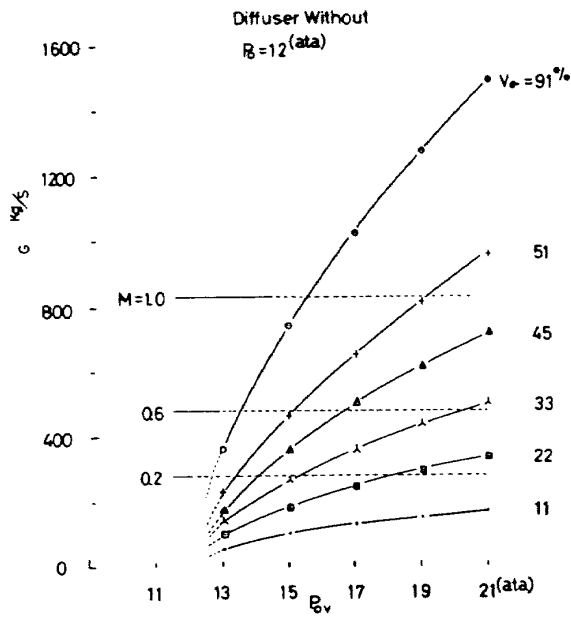


図 8 (a) 実機流量と弁入口圧との関係

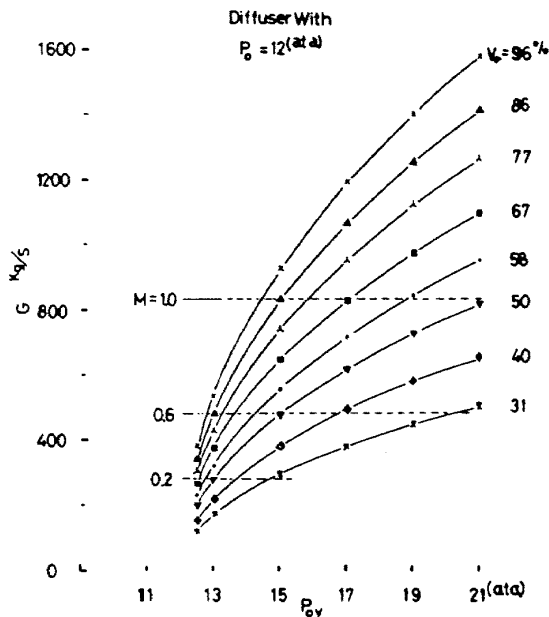


図 8 (b) 実機流量と弁入口圧との関係

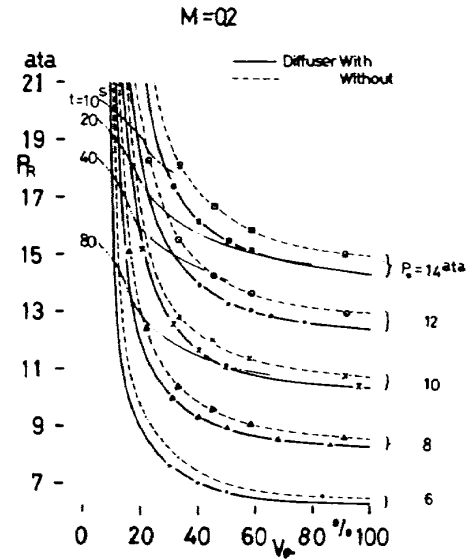


図 9 (a) 風胴運転時の元圧 - 弁開度曲線

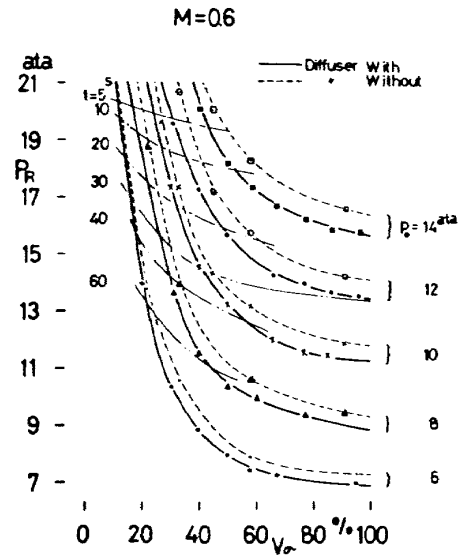


図 9 (b) 風胴運転時の元圧 - 弁開度曲線

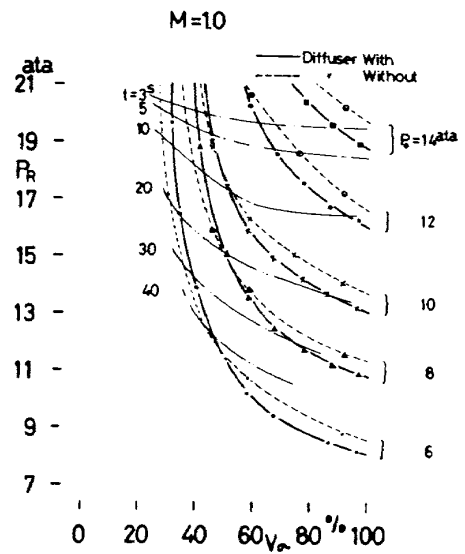


図 9 (c) 風胴運転時の元圧 - 弁開度曲線

4. 多孔板の特性試験

4.1 目的

二次元風洞が通風中、大気が高圧の空気を大量に放出することは先にも述べた。このため、噴流の Lighthill のパラメータ¹⁶⁾に比例するきわめて大きな音響出力が発生することは言うまでもない。一方、最近の深刻な環境問題を踏まえ規制はますます厳しくなっている。したがって、この種の風洞を整備するにあたっては、遮音と減音の問題に強力に取り組む必要がある。本項に述べる研究は、このうち減音の問題に関連し、高圧空気を放出するときの減圧の方法と、それに伴って発生する音の消音の二つに関連するものである。最も簡単な減圧装置としては、多孔板をあげることができる。多孔板は、開口部の面積、したがって開口面積比を小さくするほど大きな圧力差が得られ、減圧装置として好ましい特性が得られる。

しかしながら、大きな流量を与えるためには、逆に開口面積比を大きくしなければならない。このように相反する条件を満たすためには、多孔板の実流量と等エント

ロビ流量との比である流量係数と圧力損失係数とを明らかにし、これら二つの条件の調和を図る必要がある。また、消音器の設計を容易にし、製作費を節減するためには、発生音の大きさと周波数特性を明らかにしなければならない。

4.2 多孔板の模型実験

試験装置および実験要領は、3.3項に述べた調圧弁模型（在来型）の場合と全く同様であるが、最大流量時には 5 kg/s もの空気が流れるので、オリフィスだけは大容量のものを用いた。試験装置の概観と供試模型の1例は、それぞれ図10、11に示す。模型の仕様は表1に示す。模型取付部の内径は $\phi 100 \text{ mm}$ であるので、寸法はこれに合わせてある。孔の位置は、正三角形の各頂点に中心がくるよう明けてあるので、開口面積比は、次式で与え

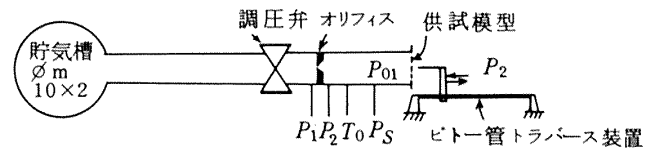


図10 試験装置の概要

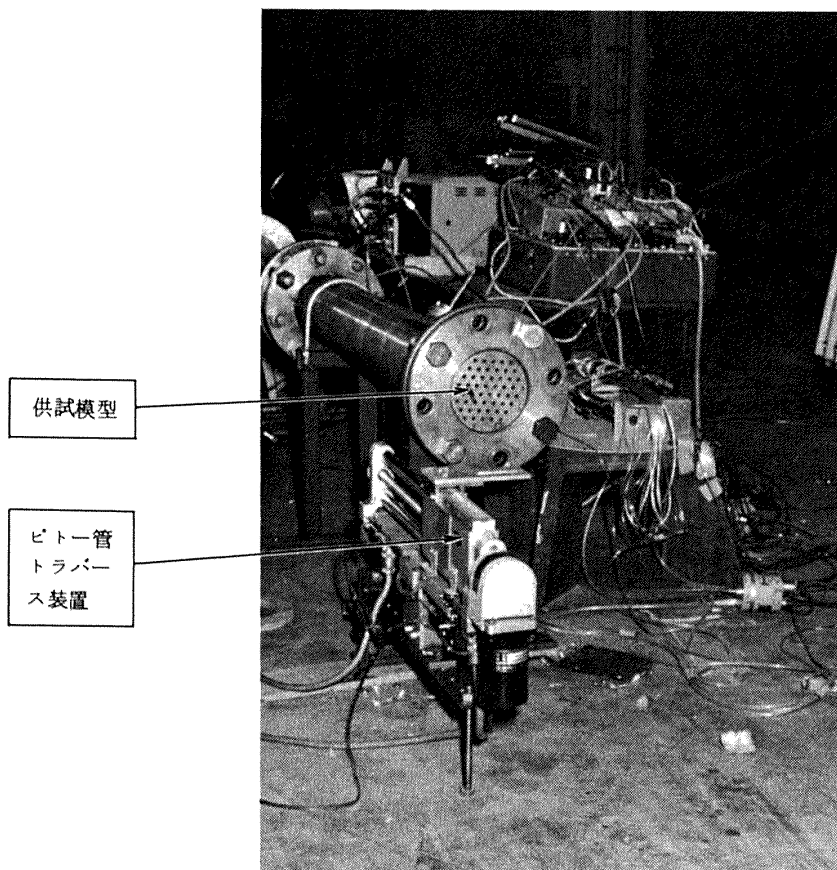


図11 多孔板模型取付の様

られる。

$$\sigma = \frac{\pi d^2}{2\sqrt{3} l^2} \dots\dots\dots (10)$$

模型の設計開口面積比は、式(10)を用いて決めたが完成後に孔数を数えた結果、表1のようになった。また、孔周囲の糸面取りは行わなかった。実験は模型直前の P_0 を変え、各 P_0 に対して流量と圧力分布の計測を行った。 P_0 の範囲は 1.2 ata ~ 6 ata であって、間隔は 0.5 ata である。ビット管による影響が最も小さいと思われる $d = \phi 12\text{mm}$ の多孔板については、外径 2mm のビット管を流れ方向にトラバースし、ジェット中心付近の圧力分布を測定した。

多孔板が発する音響の測定にあたっては、周囲物体からの影響が予想される部分を吸音材で覆った。さらに、騒音発生部と同位置でスピーカから既知の音を発生させ周囲の影響が充分小さいことを確認した。周波数スペクトラムの分析には、データレコーダに、NAGRA IV-SJ を、また時系列データ解析器に TDA-33L を用いた。マイクは、Brüel and Kjaer (4133 or 4134) + 2619 を用いた。また、パワーレベルはスピーカが発する既知の騒音を基準として決定し、精度の確保に努めた。供試模型は、ピーク周波数が最も小さいと思われる $d = \phi 12\text{mm}$ の多孔板 1 種にとどめた。

4.3 結果の考察

〔流量係数〕 流量係数は次の三つに分けて取扱うと

表 1 供試模型の仕様

t	$\frac{[MM]}{d}$	3.0	4.5	6.0	9.0	12.0	
8.0	σ	[MM]	20.0	19.9	18.7	17.8	20.7
		[%]	29.9	30.0	28.8	27.5	25.9
			40.0	40.1	39.6	38.9	37.4
			50.0	52.7	50.4	46.2	43.2
			59.0	59.9	59.8	56.7	54.7

便利である。

$$C_W = C_C \cdot C_T \cdot \epsilon \dots\dots\dots (11)$$

ここに、

C_C ; 形状、摩擦、近寄り速度等によって決まる量

C_T ; 温度の補正係数

ϵ ; 非圧縮性流体の関係を圧縮性流体の關係に拡張したため用いられる補正係数で次式で与えられる。

$$\epsilon = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_1}{P_1-P_2} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \dots (12)$$

オリフィスの場合、 C_T は一定であるが、流量係数は形状と前後圧力比によって大きな変化をすることは、よく知られている。ことに流路面積とオリフィス部面積との比である $(d/D)^2$ は、 C_W に対し大きな影響を与える。前後圧力比が大きく変化するときの C_W の値の 1 例は図

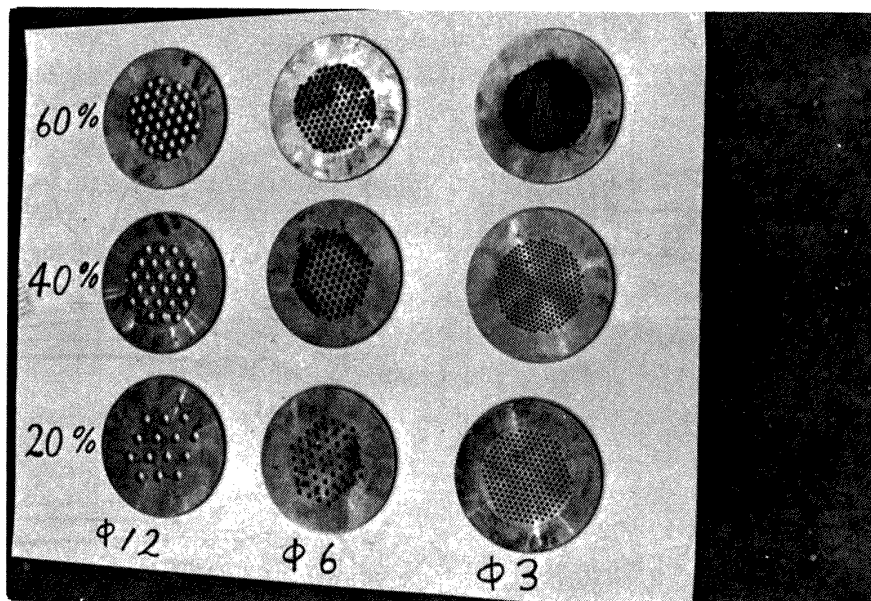


図 12 供試模型の 1 例

13に示す。この例は、 $(d/D)^2 \doteq 0$ 付近のデータであるが、前後圧力比による影響も可成り大きいことが判る。同図中には、多孔板の C_w も記入してあるが、開口面積比によって可成り違った値をとることが判る。開口面積比が大きくなるに伴ない C_w の値は大きくなる。この傾向は、前後の圧力比である P_2/P_1 が1に近づくほど著しくなる。多孔板の1つの孔に注目すれば、開口面積比が小さくなることは、各孔間の距離が大きくなることに相当する。したがって、開口面積比 $\sigma \doteq 0\%$ の条件は、オリフィスにおける、 $(d/D)^2 \doteq 0$ に相当するものと考えられる。図13において $\sigma = 0\%$ の値は、 $\sigma = 20 \sim 60\%$ のデータから外挿して求めたもので、オリフィスの場合とよく似た傾向を示す。このことから上記の考え方は妥当なものと考えられる。開口面積比が大きくなると、 $(d/D)^2$ は大きくなり、通過後の縮流は緩和されるため、 C_w を大きくするものと考えられる。流量係数は、多孔板に無理な形状を与えない範囲内で、単独孔の場合より大きな値をとり、かつ前後圧力比による影響は小さい。これらのことは風洞用減圧装置として好ましい特徴であるといえよう。

〔減圧特性〕 多孔板を通過する流れの模様を考えてみると、上流側においては、板に近づくにつれ流れは徐々に絞られ、流速を増しながら各開口部へと導かれ、噴流となって流出するはずである。この際、入口圧が高く臨界圧以上の場合には、流出後超音速へと加速される。この間、衝撃波が発生し慣性により過膨張と過圧縮とを繰り返しながら、粘性により減衰していくものと考えられる。この様子は、噴流中心でピトー管をトラバースして得られた図14にもはっきりと現われている。一方、多孔板によってさえぎられた流れは、板に沿う流れとなり、

噴流を収縮する働きをするものとみられる。多孔板による減圧は、これらの現象が絡みあって発生することはいうまでもない。ここで、圧力損失係数を式(13)で定義する。

$$\zeta = \frac{P_{01} - P_2}{q_\infty} \dots\dots\dots (13)$$

この ζ は、よく知られているように、孔を通過する流速の二乗と流れをさえぎる面積とに比例するものとすれば、次式で与えられる。

$$\zeta = C_\zeta \cdot \frac{1 - \sigma}{\sigma^2} \dots\dots\dots (14)$$

図15は、開口面積比と圧力損失係数との関係を示したものである。模型の板厚は、各孔径とも同一であるので、孔の長さと孔径の比である (d/t) は、4倍も変化している。しかし、同一開口面積比に対する ζ の値は殆んど一定であって、 d/t の影響はみられない。

図16は、式(13)で定義した比例定数 C_ζ を示したものである。この図から、圧縮性の影響が強い領域における C_ζ は、次式で近似できることが判る。

$$C_\zeta = 9.0 \cdot \left(1 - \frac{P_2}{P_{01}} \right) \dots\dots\dots (15)$$

また、非圧縮の範囲では、 $C_\zeta = 2.5$ 前後の値をとり、従来公表されているデータともなめらかにつながるよう

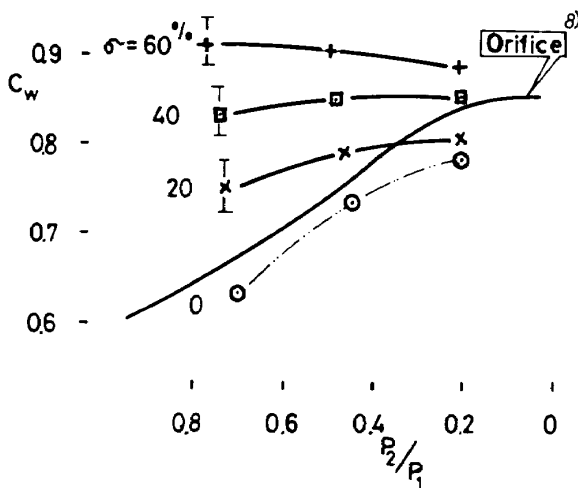


図13 流量係数の変化²⁾

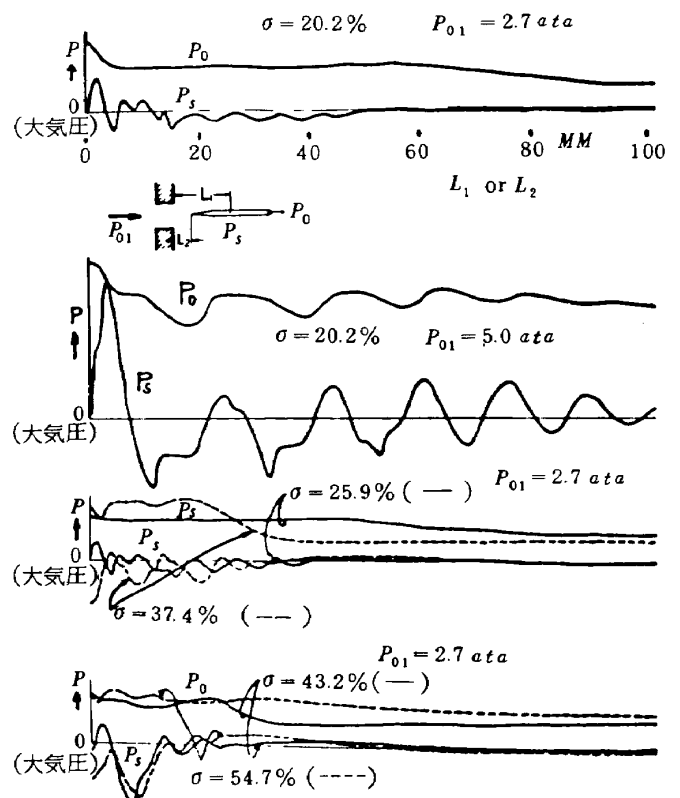


図14 多孔板噴流の圧力変化 ($d = \phi 12$)

である。

〔騒音特性試験〕 流れが持っている総運動エネルギーとこの流れが発する音響のエネルギーの比は、音響効率 η としてよく知られている。この流れが持っている総運動エネルギー P_T は、

$$P_T = \frac{1}{2} \rho u^2 \cdot Au = \frac{1}{2} \rho Au^3 \dots\dots\dots (16)$$

で与えられるから、音響効率は

$$\eta = \frac{P_w}{\frac{1}{2} \rho Au^3} \dots\dots\dots (17)$$

図17は、多孔板の η を示したものである。また、比較のため従来得られている実験値および推算値も掲げた。ジェットの流速は、等エントロピー流れを仮定して求めた。同図から、多孔板の η は、単独のジェットに比べ幾分小さいことが判る。この理由としては、ジェット相互の干渉による影響をあげることができる。図18は、多孔板上流側圧力 P_{01} を変えたときの周波数スペクトラムである。開口面積比および P_{01} が小さく、導管内流速が小さい場合には、多孔板のピークストローハル数をはっきりと現われている。しかし、この逆に、開口面積比が大きく、 P_{01} が高くなると、低周波側にもピーク周波数が

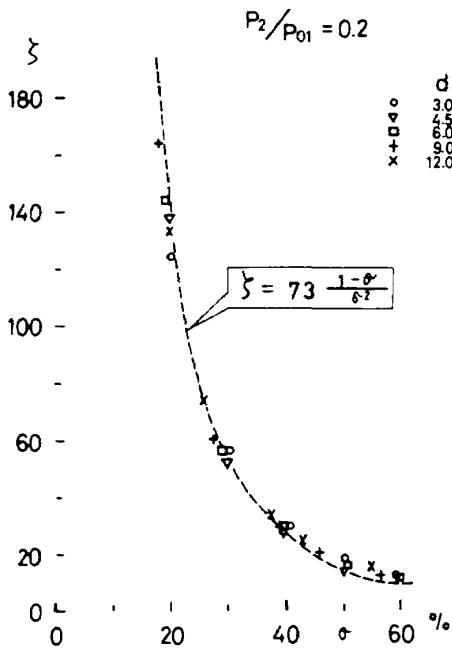


図 15 (a) 開口面積比と圧力損失係数との関係

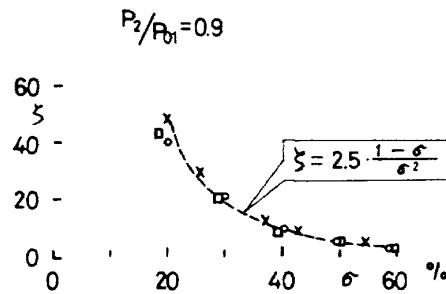
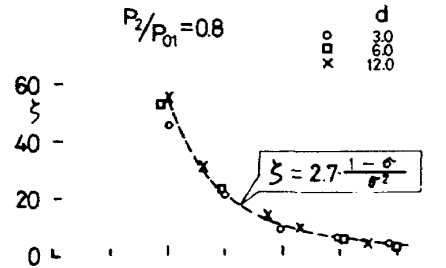


図 15 (c) 開口面積比と圧力損失係数との関係

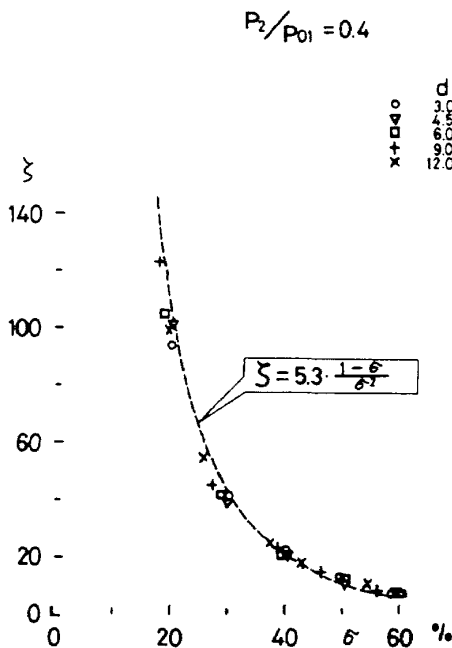


図 15 (b) 開口面積比と圧力損失係数との関係

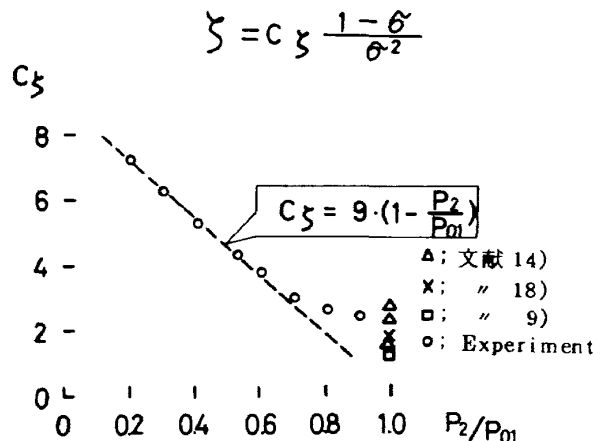


図 16 圧力損失係数と前後圧力比との関係

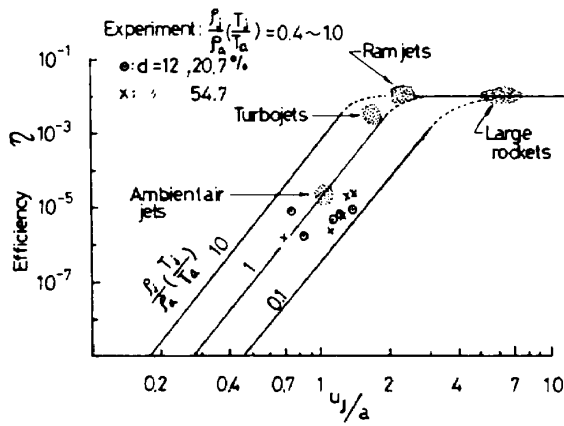


図 17 音響効率¹¹⁾

現われる。この傾向は、流量が大きいほど著しくなることが判る。この原因として考えられることは、多孔板より上流側で最狭面積を作るオリフィス部から発する騒音である。すなわち、開口面積比が小さく、 P_{01} も低いときは、流速も小さくこの部分から発する音も小さいが、流量が増加するにつれ、オリフィス部から発する騒音は、流速の 6 ~ 8 乗に比例して急激に増加する。一方、多孔板開口部を通過したジェットが発する騒音は、チョーク時の弁と同じように前後圧力比が 3 を超えると、流量が増加しても殆んど増加しないためと考えられる。なお、オリフィス部の流速は、最大流量時には、100 m/s を超える。流速の変化が大きいにもかかわらず、ピーク周波数の値が殆んど変化しないのは、よく知られている前後圧力比による変化とピークストローハル数の変化が相殺し、周波数を一定にするためと考えられる。⁷⁾

5. むすび

現在、製作を急いでいる二次元風胴の持続時間の延長および低騒音化の設計に必要な資料を得るため行った調圧弁、ならびに減圧用多孔板模型実験によって、これまでに知られていない結果が得られた。すなわち、

- ①；風胴の持続時間は、調圧弁に簡単なディフューザを取り付けることによって延長できる。
- ②；調圧弁模型試験結果と既設貯気槽の特性を用い、製作を急いでいる風胴の持続時間と調圧弁の作動の様相との関係を明らかにした。
- ③；多孔板の減圧効果は板厚に無関係である。
- ④；多孔板の圧力損失係数は非圧縮の場合、よく知られた流れをささげる面積と孔を通過する流速の二乗に比例する。しかし、圧縮性の影響が入ると、これに加えさらに前後圧力差にも比例するようになり、これらの関係は簡単な式で与えられる。

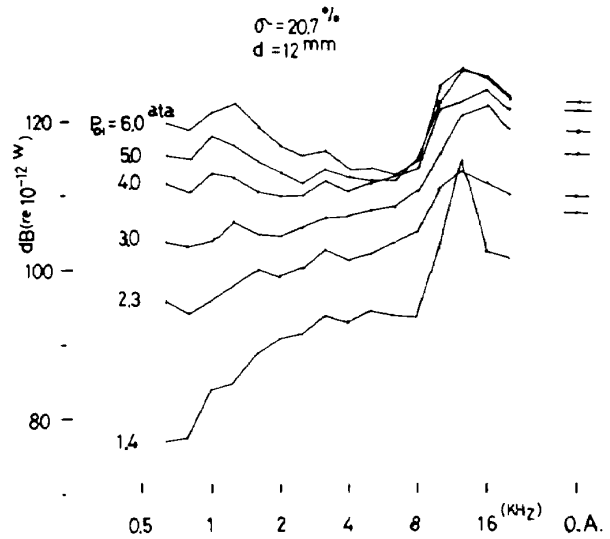


図 18 (a) 多孔板の発する騒音の周波数スペクトラム

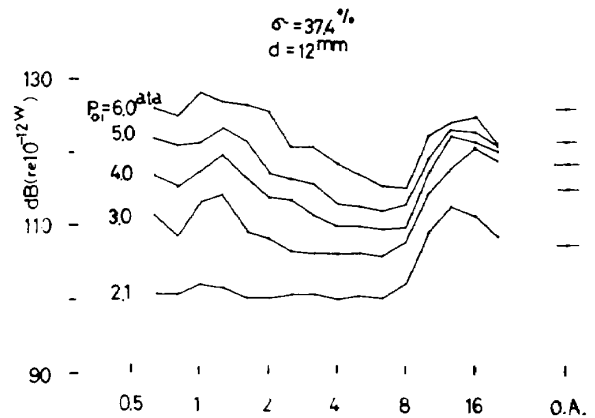


図 18 (b) 多孔板の発する騒音の周波数スペクトラム

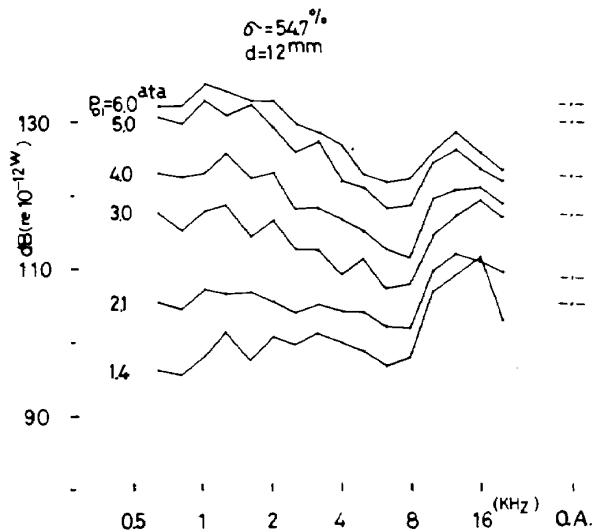


図 18 (c) 多孔板の発する騒音の周波数スペクトラム

⑤;等エントロピー流量と実流量との比である流量係数は,多孔板に無理な形状を与えない開口比の範囲内で,前後圧力比によって殆んど変わらない。

⑥;多孔板の音響効率は, $\eta = 10^{-6}$ 程度の値をとる。

終りに臨み,実験の計画・推進等を通じ御指導を頂いた,遠藤浩室長および貴重な御意見を賜った重見孝部長,松木正勝部長,高橋宏室長ならびに,実験に参加あるいはデータ整理等に御協力された次の方々には記して深く感謝する次第である。

原動機部;渡辺実技官,武田克己技官,

空気力学第2部;沢田秀夫技官,萱場重男技官,三輪等技官,鈴木誠三技官,鈴木正光技官,野口正芳技官,佐藤衛技官,なお,拡散筒付き調圧弁模型の製作にあたっては,川崎重工(株)広岡貫一部長のお世話になった。

参 考 文 献

- 1) 重見孝;二次元風洞の計画について,航技研ニュース,1973-6, No. 169
- 2) 遠藤浩,榊原盛三,馬場滋夫;二次元風洞の拡散筒の予備試験,航技研ニュース,1975-3, No. 190
- 3) 榊原盛三,関根英夫;超小型圧力切換弁による高速自動圧力計測,航技研ニュース,1960-7
- 4) 遠藤浩,榊原盛三,馬場滋夫,佐藤衛;吹出式高圧(二次元)風洞用調圧弁の特性と持続時間について,日本航空宇宙学会第7回年会講演集(1976-4)
- 5) 遠藤浩,榊原盛三,馬場滋夫;吹出式高圧(二次元)風洞用多孔板の特性について,日本航空宇宙学会第6回年会講演集,(1975-4), p.p. 53~56
- 6) 空気力学第二部; $1^M \times 1^M$ 吹出式超音速風洞の計画と構造,航技研報告,TR-29
- 7) L. L. Beranek; Noise and Vibration Control, McGraw-Hill, pp. 523~531. (1971)
- 8) J. A. Perry, Jr.; Critical Flow Through Sharp-Edged Orifices, Trans. ASME, Vol. 71, No. 7, p. 757.
- 9) 新津ほか;日本機械学会関西支部総会前刷(1961)
- 10) D. Loving; Wind-Tunnel-Flight Correlation of Shock-Induced Separated Flow, NASA, TND-3580. (1966)
- 11) P. A. Farnken; Review of Information of Jet Noise Control, (1958-5).
- 12) J. Lukasiewicz; Aerodynamic Test Simulation, Lessons from the Past and Future Prospects, AGARD, Rep. No. 603, pp. 20. (1972)
- 13) H. H. Pearcey; The Aerodynamic Design of Section Shapes for Swept Wings, Advances Aero. Sci., Vol. 13, (1962), Proc. 2nd Inter-nant Congr. Aer. Sci., pp. 277~322.
- 14) E. Dunnenberg; Perforated Sheets as a Porus Material for Distributed Suction and Injection, NASA, TN-3669.
- 15) 鈴木誠三他;航技研資料近刊予定
- 16) 小竹進,岡崎卓郎;ジェット騒音,日本機械学会誌 Vol. 67, No. 547 (1964)
- 17) 渡辺実他;多孔板の騒音(仮称),(未発表)
- 18) A. R. Collar; The Effect of a Gauge on the Velocity Distribution in a Uniform Duct., R & M, No. 1867, British A. R. C., (1939).
- 19) 航空技術審議会(木村秀政会長);「今後の航空技術の振興に必要な重要課題とこれを達成するための推進方策について」(諮問第8号)に対する答申(昭46.12)

航空宇宙技術研究所報告465号

昭和51年7月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)〒182
印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山4-1-7(羽田ビル)
