

UDC 533. 6. 071:
534. 6. 62:
628. 517. 2:

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-606

二次元風洞構成要素の研究 (IV)

—消音装置の設計と性能試験—

榊原盛三・三輪 等
萱場重男・佐藤 衛

1980年4月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

二次元風洞構成要素の研究 (IV)*

— 消音装置の設計と性能試験 —

榊原盛三** 三輪 等** 萱場重男** 佐藤 衛**

Investigation of the Components of the NAL High Reynolds Number Two-Dimensional Wind Tunnel, Part IV Design, Construction and Performance of the Exhaust Silencer

By

Seizo SAKAKIBARA, Hitoshi MIWA, Shigeo KAYABA and Mamoru SATO

ABSTRACT

This paper presents a description of the design, construction and performance of the exhaust silencer for the NAL high Reynolds number two-dimensional transonic blow down wind tunnel, which was completed in October 1979. The silencer is a two-storied construction made of reinforced concrete, 40M long, 10M wide and 19M high, and entirely enclosed by thick concrete walls. The upstream part of the first story, particularly, is covered with double walls, the thickness of the two walls being 0.3M (inner wall) and 0.2M (outer wall), respectively. A noise reduction system using three kinds of parallel baffles and two kinds of lined bends is adopted for the wind tunnel exhaust noise.

1. まえがき

当研究所は、輸送機に一層優れた経済性を与えるものと期待されている新しい翼型の研究開発を強力に推進するため 1 M×0.3 M 二次元風洞^{8,13)} (図1, 2) の整備をすすめてきたが、先般、補機の一部を残して完成した。⁹⁾ 同風洞は、最近の輸送機の大型化と高速化の急激な進展に伴う「レイノルズ数の食い違い」による問題^{3,4)}を避けるため、在来型の風洞に比べはるかに高い圧力(約10倍)で運転できるしくみになっている。また、製作費の低廉化を図るため、間けつ吹出式を採用しているので通風時には最大、833 kg/秒にも及ぶ大量の高圧空気を大気に放出しなければならない。この際、大きな音響も同時に放出されることは言うまでもない。しかるに、当研究所は、第二種住居専用地域¹⁸⁾に隣接

しており、同風洞の維持にあたっては、東京都公害防止条例の線に沿って、騒音公害を厳しく防止することに努める必要がある。このため、同風洞の建設にあたっては、風洞本来の性能である空気力学的な要件とともに、この点にも充分留意した。すなわち、通風時に放出される大量の高圧空気は、まず風洞下流端に設けられた3枚の多孔板¹⁷⁾によって減圧と高周波成分の多い騒音に変換し、減音を容易にした。しかしながら、風洞最後端部である放出筒から発生される音響エネルギーは、163 dB (10⁻¹² Watts基準)にも達するものと推算されたので、当研究所敷地境界線上での許容値である45 dB(A)まで減音させるためには、まだ可成り大規模の消音装置を取付ける必要があることが判った。

消音装置(図3)の製作にあたっては、次の点を念頭において行った。すなわち

- ①; 装置の大型化を避けるため、スプリッタ型消音器を多く用いること。
- ②; 各消音器および壁面など気流に接する吸音面は、

* 昭和55年3月5日受付

** 空気力学第二部

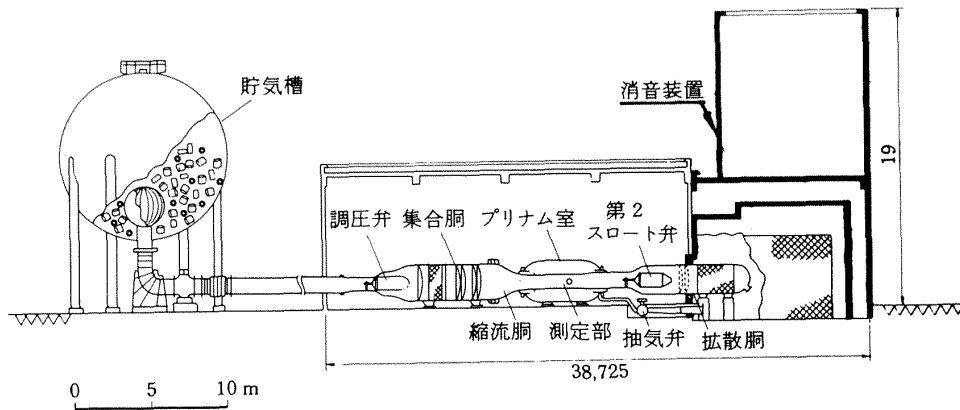


図1 二次元風洞全体図

低音域まで大きな吸音力を与えるため、吸音材は、厚さ100MM~150MMとし、さらにできるだけ厚い背後空気層を設けること。

③；吸音材は、最近進歩が著しいグラスウールを板状に固形したグラスウールボードを用い、施工後の脱落防止に努めること。

④；各部の接続や固定にあたってはネジ、ビス等の使用はできるだけ避け溶接によること。

⑤；建築関係経費をおさえるため、高さは2.0M以下にすること。

⑥；壁面から透過し易い低音域の騒音は、できるだけ上流側で減音すること。

⑦；壁面からの透過音を除くため、音圧レベルの高い上流側は、二重壁構造とすること。

⑧；周辺に設置されている高マッハ数風洞¹²⁾ ($M=5.15$ $CM \times 1.5$ CM)および空気圧縮機用吸入口(19,150 $NM^3/時$)の消音は、本装置によって行うこと。

⑩；上流側の流路が狭い部分は、自己発生音をおさえるため空気抵抗を小さくおさえること。などである。本装置には、以上の要点を勘案し、放出筒から順に、低音域の減音に効果があるといわれるサウンドサブレッサおよび巾を大きいものから小さいものへと、3種、6段にわたって並べた変形スプリッタ型消音器を組込んだ。また、下流側には、 180° および 90° の曲りダクトを配し、高音域での減音を効果的に行なえるようにした。このようにして完成された消音装置の減音特性を実測した結果、変形スプリッタ型消音器部だけで、最大82dB (500 Hz)、最小42 dB (63 Hz)の減音を行なわれていることが確認された。また、本装置全体の特性は、暗騒音が大きく、二次元風洞の運転時の音を識別するのが困難な状況であったが、設計通りの減音性能を持っていることが明らかになった。

本論文は、二次元風洞用消音装置の設計、製作について、できるだけ詳しく述べようとするものであって、ことに、ますます厳しくなる騒音公害防止に応え、この種の設備の需要は、増加するものと考えられるのに対し、大型消音装置に関する設計資料は乏しい現状にあるので、この点を踏まえてまとめたものである。前半では、二次元風洞が発生する騒音の特性を明らかにし、後半では、設計と構造および特性試験について述べる。

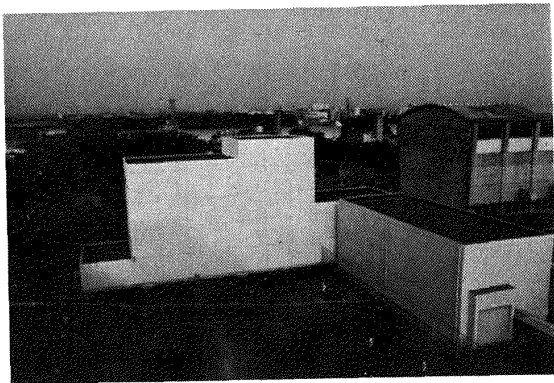


図2 二次元風洞全景

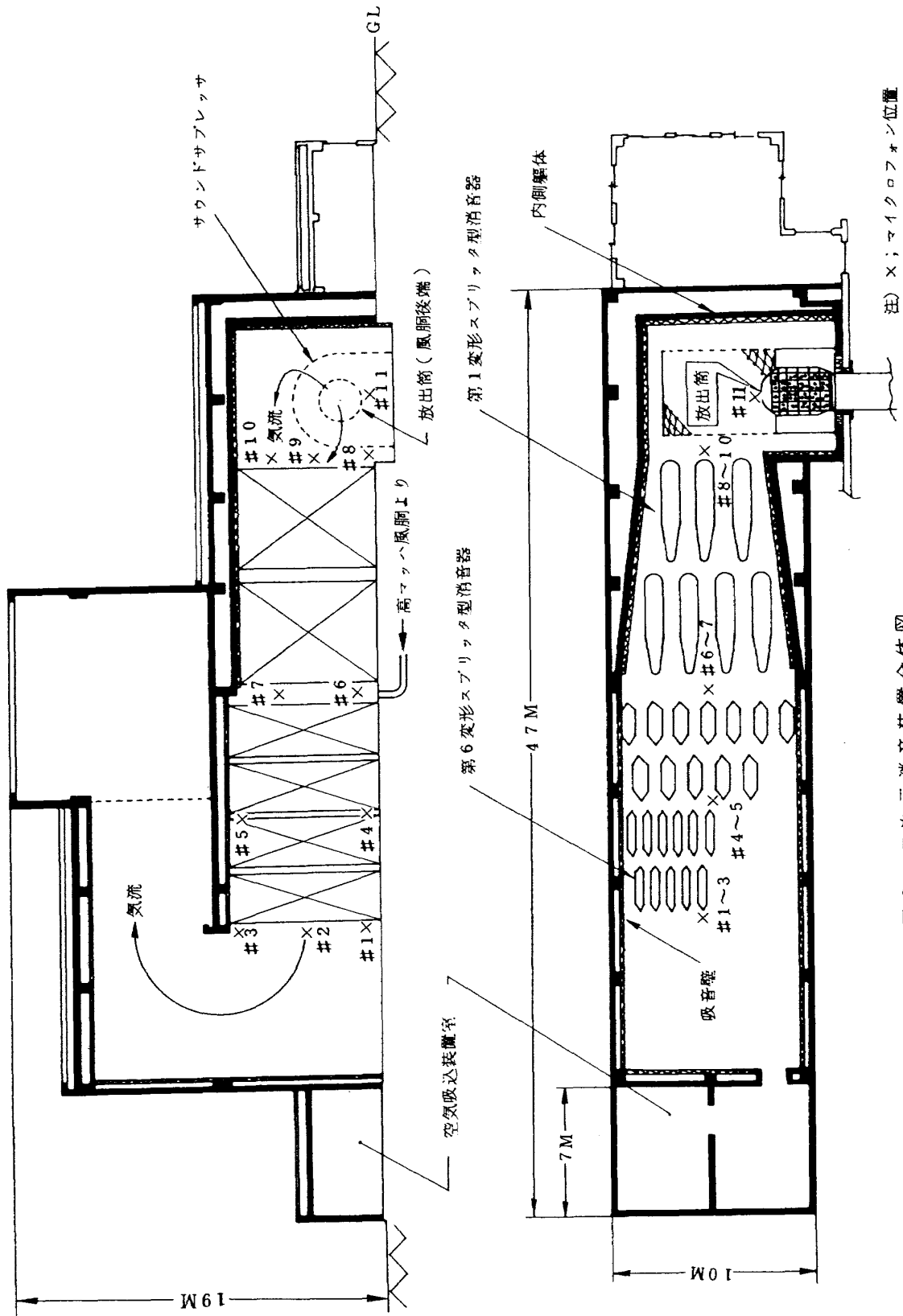


図3 二次元消音装置全体図

2 記号

- M ; マッハ数
 P_0 ; 静み圧 (集合胴内圧)
 PWL ; 音響パワーレベル
 S_h ; ストローホール数
 C ; 音速
 D ; 弁スロート巾, スプリッター巾又はダクト巾
 G ; 空気の重量流量
 f_p ; 中心周波数
 a ; 方形吹出口の短辺長
 b ; の長辺長
 r ; 音源と受音点間の距離
 A_d ; 距離減衰
 π ; 円周率
 SPL ; 音圧レベル
 S ; 流路の断面積
 ζ ; 抵抗係数
 u ; 流速
 f ; 周波数
 M ; 面密度 (二重壁の場合, M_1, M_2)
 TL_0 ; 垂直入射音に対する透過損失
 TL ; 透過損失 (二重壁の場合, TL_1, TL_2)
 C_b ; 板面上の曲げ波の速度
 t ; 厚さ
 f_c ; コインシデンス周波数
 f_r ; 低音共鳴周波数
 $\rho C^2/d$; 二重壁空気層のパネ定数
 d ; 二重壁間の距離
 ρ ; 空気密度
 γ ; グラスウールボードの密度
 P_T ; 貯気槽圧力
 ϕ ; 直径
 P_3 ; 第二スロート弁後部圧
 P_4 ; 拡散筒第1多孔板後部圧力
 P_5 ; 拡散筒第2多孔板後部圧力

3 全音響出力の推算

3.1 風胴内の気流

空気圧縮機によって $20 \text{ kg/cm}^2 \text{G}$ に圧縮された空気は、一旦貯気槽に蓄えられた後、高圧導管 ($\phi 1\text{M} \sim \phi 0.8\text{M}$) によって風胴の最上流側である調圧弁へと導かれる。調圧弁は、集合胴内圧をあらかじめ設定された圧力 ($2 \sim 12 \text{ kg/CM}^2 \text{ abs}$) に保持する機能を持っている。調圧弁を過ぎた気流は、貯気槽内圧が集合胴内圧に比べはる

かに高いしたがって弁開度が小さく弁前後の圧力比が大きい間は弁シート部から膨張と圧縮を繰り返す衝撃波を含んだジェットとなって集合胴内に噴出する。集合胴内部には整流と減音を行うため多孔板と変形スプリッタ型消音器 (長さ $1\text{M} \times$ 巾 10CM , 流路巾 10CM) が、また、この下流側には整流用として4枚の金網が取付けてある。⁸⁾ 騒音はこれら各部からも発生するが、集合胴部の流速は 12M/秒 を超えることはなく無視できる。集合胴を通過した気流はさらに縮流胴に入り、ここで音速まで加速され測定部へと流入する。測定部の上下壁面には溝状の開口部 (最大開口面積比 10%) が設けてあり流れの一部はこの開口部を通り抽気弁をへて消音装置内に放出される。このほか測定部左右壁面からもごく少量の空気を吸い取る方式の運転を行うこともある。しかしながら、これらの流量は、全流量の数%程度でいずれも小さく、その影響は殆んど無視できるものと考えられる。測定部を通過した流れは第二スロート弁部で再び絞られ調圧弁部と同様の流れとなって拡散胴内に流入する。拡散胴内には2枚の多孔板が設けてあり、この抵抗によって気流は動圧を失い、さらに放出胴へと流入する。放出胴の外周は多孔板になっており、気流はこの孔から噴出する。放出胴は、低周波数の音に対して減衰効果があると言われるサウンドサプレッサ (図7) 内に設置されており、気流はこの外周に設けられた多数の孔から噴出する。

風胴内部の気流は以上述べたように流れているものと考えられるが、流速が大きいほど、また前後圧力比が大きき音速を超える場合にはさらに大きな騒音を発生することはよく知られている通りである。¹⁾ したがって二次元風胴内で発生する騒音の大部分は調圧弁部と第二スロート弁および拡散胴部の多孔板部から発生するものと推定できる。

3.2 調圧弁の自己発生音

調圧弁や第二スロート弁などのように、弁前後の圧力比が2を超える場合には、乱流混合による騒音の増加に比べ、衝撃波騒音の増加が顕著になり、とくに、この圧力比が3を超えるような場合には、発生音の大部分が衝撃波騒音となり、乱流混合による騒音は無視できると言われている。¹⁾

調圧弁の場合、弁前後の圧力比は、ほぼ、貯気槽内圧と集合胴内圧によって決まるので、音響パワーレベルは、これらの圧力と流量によって与えられる。貯気槽内圧は、通風秒時の経過と共に低下するのに対し、集合胴内圧は、風胴の通風条件としてあらかじめ設定された圧力に保持

される。したがって、弁前後の圧力比は、風胴起動時に最大値をとる。また、流量は、設定マッハ数が同一の場合には、 P_0 に比例して増加し、 P_0 が同一の場合には、設定マッハ数の増加に応じ増加するが、 $M=1$ を超えると、流量は、 P_0 だけによって決まるようになる。このため、各 P_0 の最大流量は、 $M=1$ のときだけを考えればよい。調圧弁前後の圧力比と流量が共に大きいときに、音響パワーエネルギーは最大となるはずであるが、弁前後の圧力比は、設定 P_0 が低いほど大きくなる。逆に、このことは流量を減少させるため、音響パワーエネルギーの減少を来す。図4は、この模様を推算したもので、調圧弁の自己発生音の最大値は、最大流量の1/2付近で、 $P_0=7 \text{ ata}$ のとき最大値を取り、その値は 159 dB (10^{-12} watts 基準) 程度である。

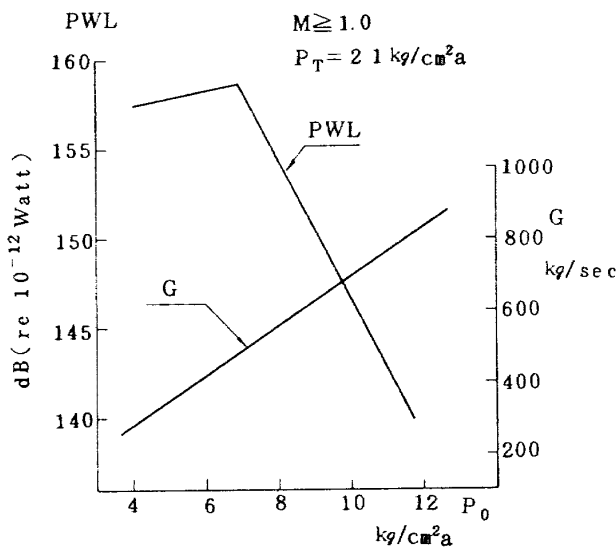


図4 調圧弁が発する音響パワーレベルと P_0 の関係

次に、調圧弁の発する騒音の周波数特性について考えてみよう。弁から発生する騒音のパワースペクトル密度分布は、一般に広い密度分布を持ち、最大となる周波数分布をはっきり決めることはむずかしいと言われている。しかしながら、乱流混合による場合と衝撃波による場合とでは、かなり違った現われ方をする。すなわち、無次元化した周波数としてストローハル数 S_h を用いると、亜音速の場合には、 $S_h=0.1 \sim 0.2$ の間でスペクトル密度の最大値が現われ、これより低周波数側では、 decade (decade) 当り約 20 dB 、高周波数側では、約 40 dB 減少するような準対称的スペクトル密度分布を持つのが普通とされている。これに対し、圧力比が大きい衝撃波音では、弁前後の圧力比の変化に応じ $S_h=$

$0.05 \sim 0.65$ の間にスペクトル密度の最大値が現われ、これより低周波数側では、 decade 当り約 30 dB 、高周波数側では約 25 dB それぞれ減少するほぼ対称的なスペクトル密度分布を持つことが知られている。¹⁾

$$S_h = \frac{f_p D}{C} \dots\dots\dots(1)$$

したがって、調圧弁の音響パワーが最大時の中心周波数は、上に述べたように、前後圧力比が3程度であるので、ピークストローハル数は 0.2 となり、この時の弁開度を考慮すれば、 $f_p=900 \text{ Hz}$ となり比較的減音し易いものと考えられる。この中心周波数は、調圧弁の場合、弁開度および前後圧力比が風胴起動後の経過秒時に応じ変化するので、これに伴って変るが、圧力比と弁開度との中心周波数に対する影響の表われ方が、相互に逆であるので、相殺しあい、中心周波数は大きく変ることはないものと思われる。一方、実機の場合、調圧弁とほぼ同一の形状をした他の風胴の弁の測定値は、ほぼフラットな特性を持っていることが報告²⁾ されており、このことは、後述する本風胴の第二スロート弁でも同様の測定結果が得られている。

3.3. 第二スロート弁の自己発生音

第二スロート弁部で発生する音響は、調圧弁によって総圧が一定に保持された流れによって引きおこされるので、調圧弁部のように風胴起動後の経過秒時によって変化することはないものと考えられる。

図5は、第二スロート弁とその下流側に設けられた減圧用多孔板部の圧力と流量の関係を示したもので同弁下流側の圧力は、流量に応じて与えられる抵抗¹⁷⁾ によって決まる。3.2で述べたように、弁前後の圧力比が2を超える場合、自己発生音の大きさは、流量ではなく、圧力比に強く支配され¹⁾、圧力比が3で最大値をとるものと考えられる。第二スロート弁の場合この圧力比に達するのは、最大流量時ではなくやや絞った状態の時である。すなわち、弁の下流側の圧力は、流量の増加と共に上昇するのに対し、上流側の最大圧力は 12 ata である。弁前後の圧力比が3を超えるのは $G=550 \text{ kg/秒}$ 付近であって、この時第二スロート弁から発生する音響パワーレベルは 163 dB 程度に達するものと考えられ、調圧弁の自己発生音に比べはるかに大きいことが判る。この際、多孔板部の自己発生音は、前後圧力比が最も大きい第一多孔板で 154 dB 程度である。図5から判るように、この第一多孔板前後の圧力比は $G=600 \text{ kg/s}$ 付近から風胴の最大流量である $G=833$ までほぼ一定で

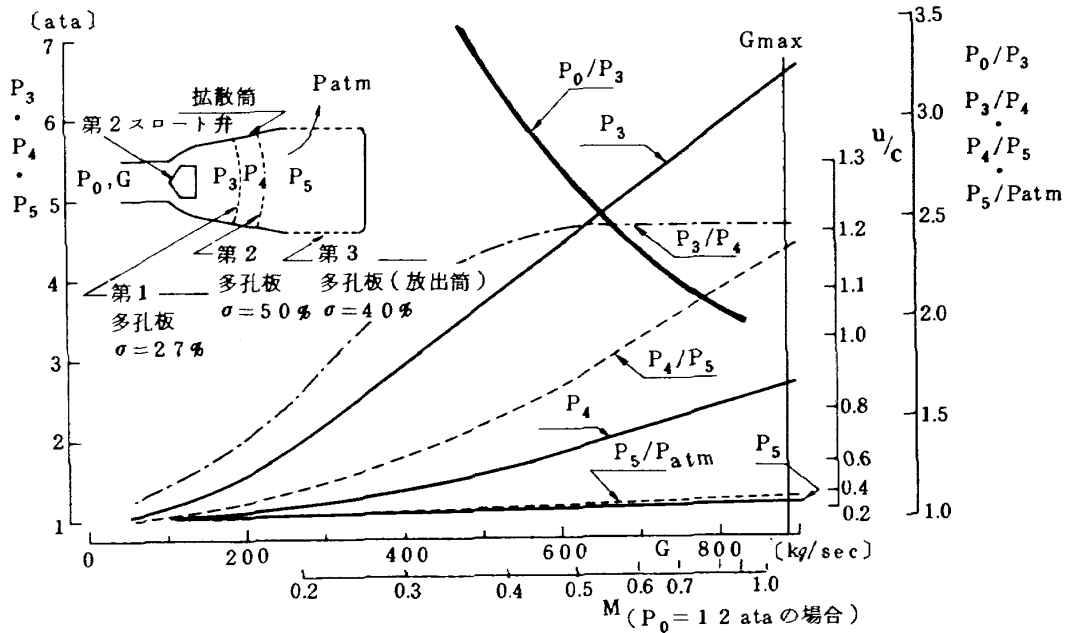


図5 流量による拡散筒内部の圧力変化

あるので、この多孔板の自己発生音は最大流量時に発生しそのレベルは155 dB程度と考えられる。

次に、これらの音響のパワー密度分布であるが、衝撃波騒音の場合には、弁の絞り部の巾と前後の圧力比によって与えられることは先にも述べた。しかしながら、実測値ではフラットである旨報告されており、後に述べる性能試験でも同様の結果を得ており、設計はフラットな周波数特性を持っているものとして行いのが適当と考えられる。

3.4. 風胴が発する音響の特性

以上の推算から、二次元風胴が発生する音響パワーレベルは163 dB (10^{-12} watts基準)とし、フラットな音響パワースペクトル密度分布を持っているものと仮定する。この音響を、研究所敷地境界線上で、45 dB(A)以下に減音する消音装置の設計について考えてみることにする。

4. 消音装置の概念設計

本消音装置の場合、騒音の発生源である消音装置吹出口と騒音汚染問題が発生する恐れのある研究所敷地境界線との間には、最も近い所でも100Mの距離がある。この間に騒音は、距離や空気の吸収による減衰を受けるほか、周辺の建物や、地面への吸収或は、温度差による減衰なども考えられる。このうち距離減衰は、実験値と

もよく一致すると言われている。

4.1. 距離減衰

消音装置の吹出口は、一種の面音源とみなせるので、この場合距離減衰は次式で与えられることはよく知られている。

$$A_d = 10 \log \frac{b}{a} + 20 \log \frac{\pi r}{b} \dots\dots\dots(2)$$

本消音装置の規模では、吹出口の大きさとして、8.5 M×9M程度になるものと考えられるから、この場合、100Mの距離では31 dB程度の減衰を期待できる。

4.2. 吸音構造と規模

〔流路断面積の決定〕 吹出口での音圧の許容レベルは、距離減衰だけを考慮して、白色騒音の場合69 dB (4×10^{-4} μ bar基準)以下におさえればよいことが判った。この時吹出口から放出される空気が持っている音響パワーエネルギーは式(4)を用いて89 dB程度と考えられる。

$$PWL = SPL + 10 \log S \dots\dots\dots(4)$$

本装置の場合、減音はスプリッタ式消音器と曲リダクト式消音器とによっているので、流路面積が狭ま過ぎると発生するいわゆる自己発生音は、この部分が原因と考

えられる。逆に、流路面積が大き過ぎると、消音器が大型になり製作に多額の経費を要する。

スプリッタ式消音器部は、自己発生音が最も大きくなると考えられるので、騒音防止のためできるだけ流線形にする必要がある。抵抗係数は円柱による格子と同程度と考えれば、この部分から発生する音響パワーエネルギーレベルは式(5)で与えられる。

$$PWL = 10 + 10 \log S + 30 \log \zeta + 60 \log u \dots\dots\dots(5)$$

断面積 $S = 6.8 \text{ M}^2$, $\zeta = 1.8$ とすれば、最大流量時にスプリッタ型消音器からの自己発生音は、87 dB 程度となり、吹出口でのレベルと比較して適当と考えられ

る。スプリッタ型消音器を通過した空気は、さらに 90° および 180° の曲りダクトによって減音される。その減音量は、この種の大型の曲りダクトのデータは見当たらないので 90° 曲りダクト (図6) だけとして推算すると、63 Hz で 14 dB , 700 Hz 以上で 18 dB にもなると考えられる。しかるにこの曲りダクト部の自己発生音のパワーレベルは、最も大きい 63 Hz 付近でも 70 dB 程度と推算⁶⁾される。したがって、この曲りダクト部の自己発生音は、吹出口のレベルに比べ 10 dB 以上の差があり問題ないほか、スプリッター型消音器部の自己発生音もこの曲りダクトによって減音され、吹出口の音響パワーレベルに比べ 10 dB 以上の差となる。したがって流路断面積を 6.8 M^2 程度にとることは適正

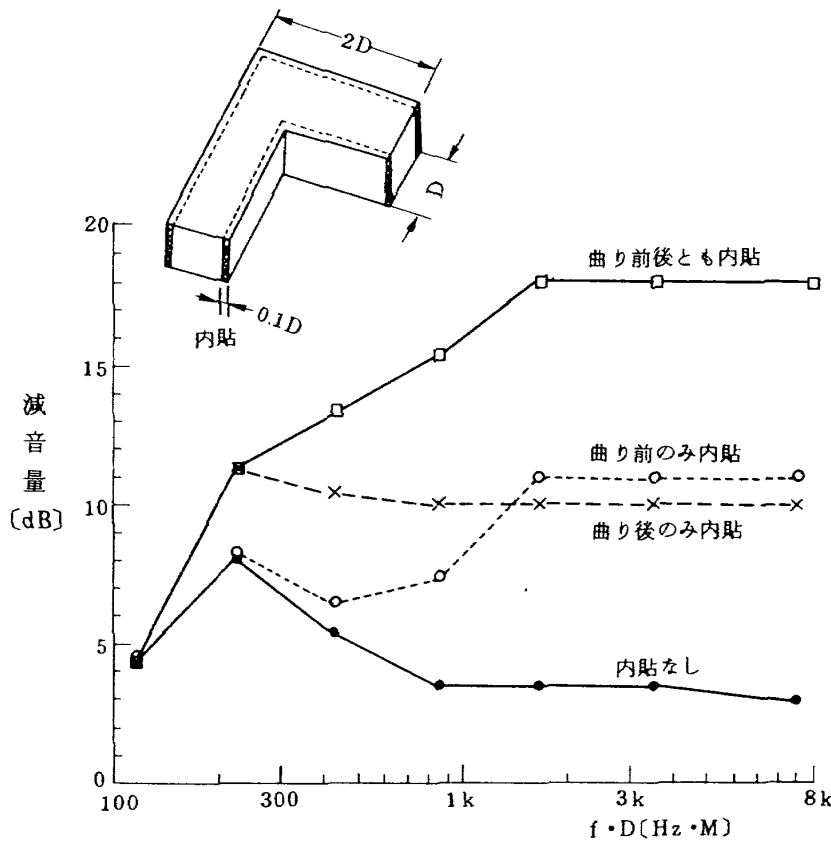


図6 各種直角曲りによる減音¹⁹⁾

な広さとみられる。

〔消音装置の必要減音量〕は、消音装置入口面と吹出口面の音圧レベルとの差で与えられ、吹出口面の音圧は先に述べた通りである。装置入口面の音圧レベルを求めるには、風胴が放出する音響パワーエネルギーのほか、サウンドサブレッサが設置されている場所の「室定数」

や消音装置入口面までの距離、或は聴感補正などを行なわないと決められない。しかしながら、入口面に接する室の大きさは、流路の断面積から、一辺が 8 M 程度であることは容易に判る。また、この室内面の条件は、天井および壁面を厚さ 100 MM のグラスウールボードとし、床面はコンクリート面とすれば、室内面の吸音力が決め

られ、したがって各周波数毎の室定数は与えられる。これらの条件から、入口面の音圧レベルは、150 dB (O. A.) 程度に見積ることができる。したがって、消音装置による減音量は、81 dB 程度とすればよいことが判る。

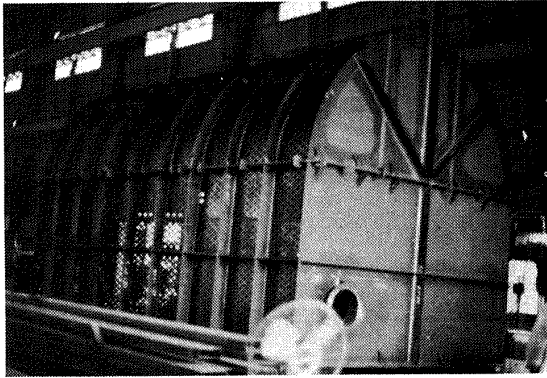


図7 サウンドサブレッサ
全体図(工場内で製作中)

〔消音器〕 スプリッター型消音器は、大きな流量がとれ、かつ広い音域にわたって減音する特長を持っているので、本装置にはこれを採用する。また同消音器の特性は、寸法と減音特性との間で一種の相似則がみられ、大型のものほど低音域での減音特性が優れていると言われている。¹⁹⁾このため、消音器の配置にあたっては、上流側から下流側へと順次、大型のものから小型のものへと設置し、また流れが相互に干渉して減音作用をもたせるため千鳥型に配列する。また、流動抵抗による自己発生音をおさえるため、翼形状の断面形をした吸音体である変形スプリッター消音器を用いることとする。この変形スプリッター型消音器一段当りの大きさは、据付工事の利便を考慮し、2M×8M程度とし、上流側の大型のものは、2分割できる構造にし、据付時に結合する。スプリッター型消音器の全長は、1M当りの減音量を3dB程度と見積もり、20M程度とする。このスプリッター型消音器だけに頼って減音するには、この種の大型消音器のデータに乏しくリスクが大き過ぎるので、180°と90°の曲りダクトを併用する。曲りダクトは図6に見られるように、高音域の減音に効果的であるので、壁面からの透過音の問題が少ない下流側に設置するのが好ましいと考えられる。逆に、この曲りダクトだけに頼り過ぎると装置が大型になり過ぎる欠点がある。

〔サウンドサブレッサ〕 風胴下流端である放出胴は、消音装置の流路面積に比べはるかに小さく、ここから多

量の空気が放出されるのに対し、消音装置は敷地の制約から、風胴軸と90°曲げてやらなければならない。このため、消音装置入口部の流れは乱れ、異常低音を発する恐れがあるので、放出胴を鋼板製の半円筒(図7)で包み込むようにし、消音装置入口部に面する部分には多数の小孔(φ40MM)をあけ、風胴空気はこの孔から噴出させるようにする。また、小孔の相互位置は、孔から噴出されるジェットの間渉による減衰効果を持たせるよう、孔径と同程度の距離をとってあけることとする。

〔消音装置の躯体〕 流路断面積・消音器の構成等がおおむね決ったので、これらを格納する躯体の形状は容易に決められる。躯体内の音圧レベルは、上流側で高く最下流端である吹出口で最低となるので、上流側の流速は大きくしても自己発生音による問題は起らない。また、音圧レベルが高い場合、躯体を透過する騒音の影響も無視できなく、とりわけ、この透過音は、式(6)、(7)で与えられるように低音域ほど遮音が困難である。

$$TL_0 \div 20 \log f M - 4.25 \dots\dots\dots(6)$$

$$TL \div TL_0 - 10 \log (0.23 TL_0) \dots\dots\dots(7)$$

上の式から、周波数又は壁の厚さ(面密度)が2倍増加することと透過損失は約5dB増すという関係を示しており、大きな遮音性能を得るため、壁厚の増加だけに頼るには限度のあることが判る。二重壁は、この点を容易に解決できる方法として用いられるが、この場合も、相互の壁を機械的に分離することによってはじめて効果が期待できる。また、遮音壁は、その材料の音響的な特性により、透過音と一種の共鳴現象が起り、式(7)で得られる透過損失よりも小さくなる場合がある。遮音壁の設計にあたっては、この点にも注意する必要がある。高音域では、壁面に斜めに入射する音波によって生ずる壁面の音圧分布と壁面の固有振動分布との一種の共鳴によって生ずる透過損失の低下があって、コインシデンスと呼ばれる。この周波数は、平板の場合、式(8)で与えられる。

$$f_c \div \frac{C^2}{1.8 C_b t} \dots\dots\dots(8)$$

躯体壁材にコンクリートを使い、その厚さを20CM～30CMとすれば、90Hz～60Hzでこのコインシデンス効果が現われるので、透過損失の推算は式(7)にかえ、次式によることとする。

$$f \leq f_c ; TL \div 18 \log f M - 4.4 \dots\dots\dots(9)$$

$$f > f_c ; TL \div 0.7 TL_c + 20 \log \frac{f}{f_c} \dots\dots\dots(10)$$

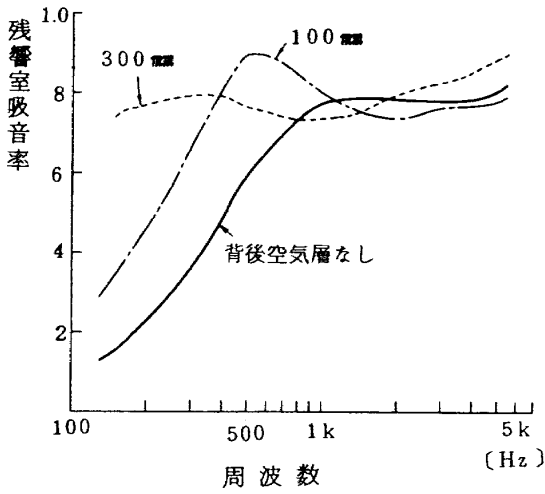


図8 多孔質材料の吸音特性に対する背後空気層の影響

また、二重壁の透過損失は

$$TL \doteq TL_1 + 0.7 TL_2 \dots\dots\dots(11)$$

したがって、厚さ20CMと30CMのコンクリートとし、中間に80CM程度の空間を設けるとすれば、その透過損失は、式(6)~(11)を使って、63Hzにおいて52dBとなる。

透過音が最も大きい部分は、放出胴室の天井面であって、その面積は70M²程度であるので、この天井面から透過して100M地点に達する騒音の音圧は、63Hzで、35dB程度と推算される。二重壁の場合には、さらに中間にある空気の共鳴による透過現象が起こり、低音域共鳴透過と呼ばれている。その周波数は式(12)で与えられる。

$$f_r \doteq \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{M_1 + M_2}{M_1 M_2} \frac{\rho C^2}{d}} \dots\dots\dots(12)$$

場所	放出筒室及び第1・2スプリッタ消音器室			第3～6スプリッタ消音器室			180°及び90°曲りダクト部		
	(MM) t ₁	(MM) t ₂	(kg/M ³) γ	(MM) t ₁	(MM) t ₂	(kg/M ³) γ	(MM) t ₁	(MM) t ₂	(kg/M ³) γ
天井	100	0	64	150	550	48	150	450	48
側壁面	100	0	64	150	400	48	150	400	48
床面	コンクリートコテ仕上			コンクリートコテ仕上			アスファルト露出防水		

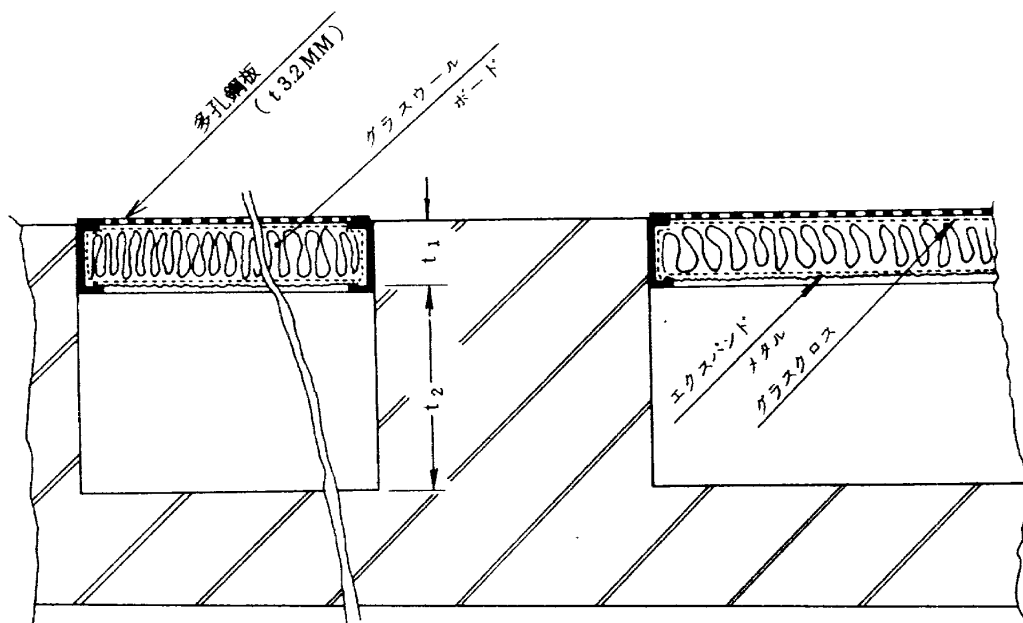


図9 駆体内面の仕様

上に述べたコンクリート2重壁の場合、 $f_r \div 4$ Hz程度となるのでこの影響は無視できることが判る。

以上の理由から、上流側では、流路断面積を小さくし低音域の減音に努める。流路面積を小さくすることによって出来たスペースは、二重壁構造体になれば、躯体外形に凹凸を与えずに製作できるので工事も容易になるものと考えられる。また、鉄筋コンクリート製の場合には、柱やはりの部分を内側にしたいわゆる外壁構造にすれば、柱面と壁面の空間を使って吸音壁に厚い背後空気層を与

えることができるので、減音が困難な低音域に効果があるものと思われる。(図8, 9, 10)

5. 消音装置の構造詳細

5.1. 変形スプリッター型消音器

4.の検討結果をふまえ、消音装置は図3に示すように、6段に及ぶ変形スプリッター型消音器と 180° および 90° の曲りダクトなどで構成した。ことに、上流側の第1・2変形スプリッター型消音器は巾0.9M×長さ5M×高さ7.5Mと大きくし、低音域での減音を効果的に行なえるようにした。この部分は、流速が高いので外形をなめらかにし、自己発生音をおさえるようにした。また流れによる吸音材の脱落を防止するため、グラスウールボードをグラスクロスおよび多孔鋼板によって固定し、グラスウールボードの密度も流速に応じ変えた。スプリッターの内部には遮音板を設け、相対する面からの影響による吸音力の低下を避けるようにした。変形スプリッターの詳細は図12に示すとおり、その数は、第1・2が7基、第3・4が13基、第5・6が21基の合計41基である。このうち、第1・2は、1基当りの重量が6tにも達するので2分割型とし、装置に据付後、溶接によって結合できる構造とした。多孔鋼板の固定や吸音体の取付などを行なうにあたっては、通風中に生ずる振動などによって緩まないようすべて溶接によった。

5.2. 軀体

以上述べた各種の消音器の格納と 60M^2 以上の流路面積を確保するため、図3に示す鉄筋コンクリート製の軀体を建築した。この軀体の平面形を決めるにあたっては、先に述べた低音域の減音から行うことや地形のほか、重量物はできるだけ低い位置に設置すること或は、高さをできるだけおさえることなどを勘案して $10\text{M} \times 40\text{M}$ の長方形とした。また上流の音圧レベルが高い部分は、二重壁構造とするため、サウンドサブレッサ室から第2スプリッター消音器後端部までは、軀体の内側に、壁構造の軀体(厚さ30CM)を設置した。外側軀体(壁厚20CM)と内側軀体とは、機械的に遮断するため、基礎に至るまで別構造とし、接続部にはエキスパンジョイントを介入するなどして透過音の減少に努めた。また第1・2スプリッター消音器部の流路は、その面積を 46M^2 から 64M^2 へと広げ、気流の円滑な減速を行なえるようにした。内側軀体の天井および側壁面は、柱やはりがないので背後空気層のない吸音面(図9)とした。この内側軀体の吹出口から 90° 曲りダクト入口部までの床面(コンクリート打放面、防水アスファルト)を除く気



図10 背後空気層付吸音壁の取付状況

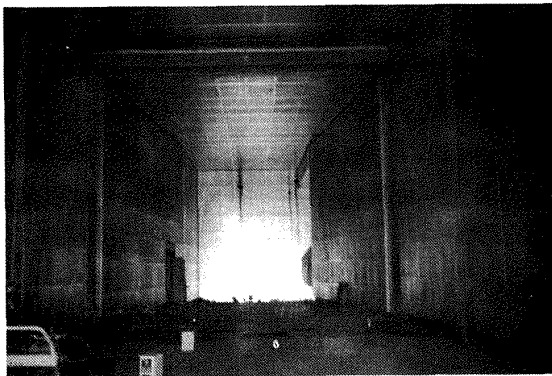
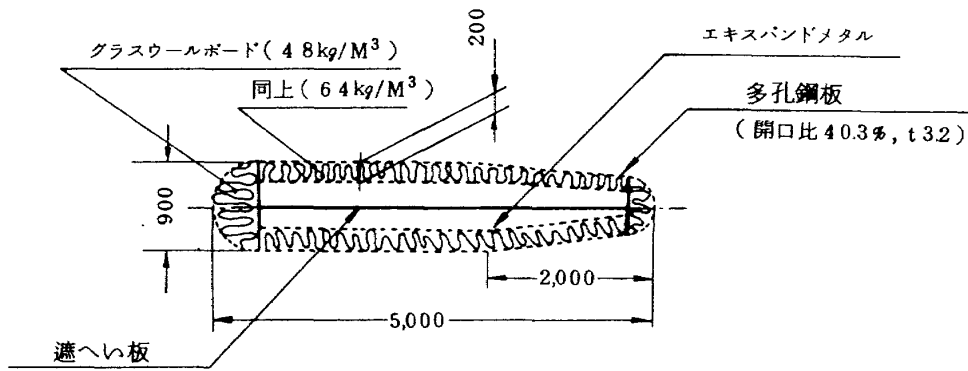
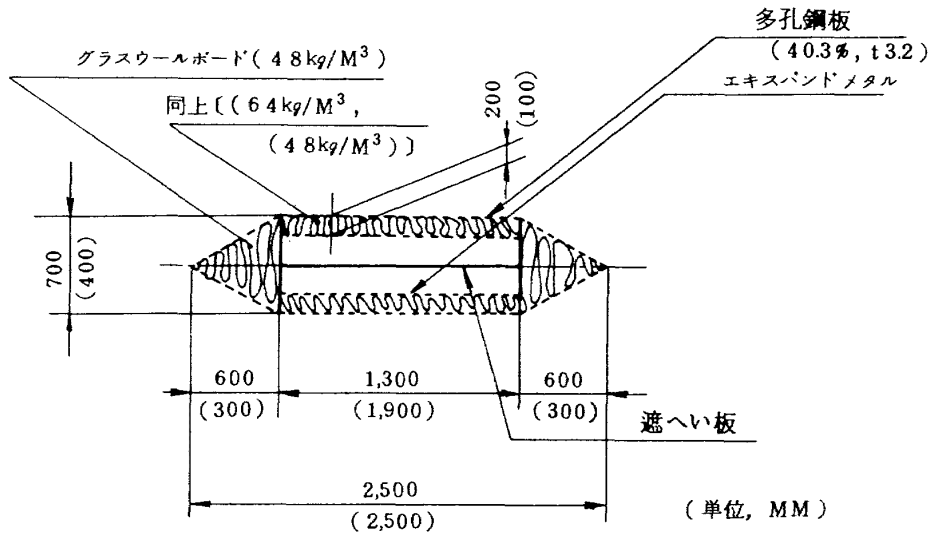


図11 吸音壁(変形スプリッター型消音器取付前に後流側から撮影)



第1・2変形スプリッタ断面



第3・4及び第5・6〔()内に示す〕変形スプリッタ断面

名称	数量(基)	1基の重量 (トン)	総重量 (トン)	高さ(M)×長さ(M)×巾(M)
第1・2スプリッタ消音器	7	6.0	42.0	7.5×5.0×0.9
第3・4	13	2.7	35.1	7.9×2.5×0.7
第5・6	21	2.3	48.3	7.9×2.5×0.3

図12 変形スプリッター型消音器の仕様

流に接する面は、図9～11に示すように多孔鋼板とし、この下にグラスクロス、グラスウールボード、グラスクロスおよびエキスパンドメタルで構成された吸音板とし、背後には400MM～550MMの空気層を設けてある。また、90° 曲り入口部には鳥類等の侵入を防止するた

め金網を張っており、この金網から下流側は雨水による吸音材への悪影響を避けるため、コンクリート打放面としてある。

一階部の後端の建屋は、1M×3Mの開口部によって消音装置と接続されており、この内部には、空気圧縮機



図13 第1変形スプリッター型消音器(前部)搬入状況



図14 第1・2変形スプリッター型消音器の内部

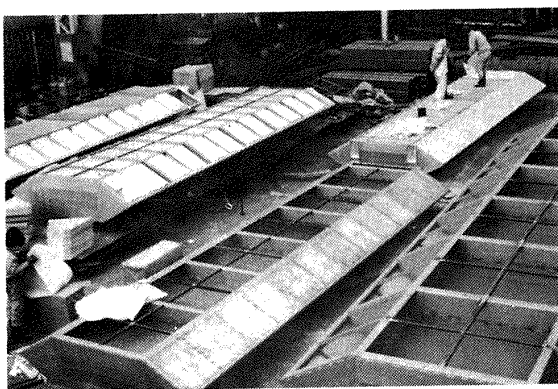


図15 第3・4変形スプリッター型消音器の吸音材組込作業

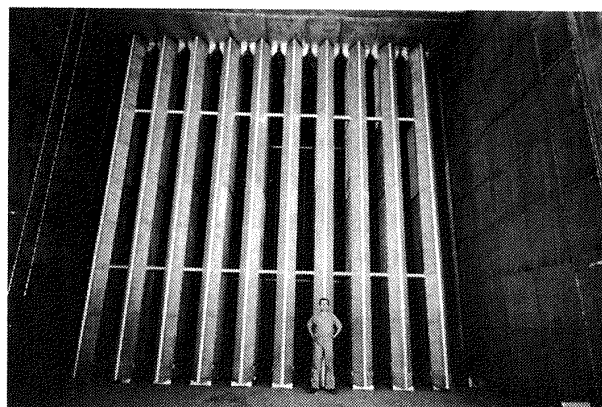


図16 第6変形スプリッター型消音器(下流側から撮影)

設備の吸込装置(エアフィルタ, $19,150 \text{ NM}^3/\text{時}$)が据付けられている。したがって、吸込時の減音にも共用できるほか、共鳴室としての効果も期待できる。なお、金網の諸元を決めるにあたっては、自己発生音に留意して行った。

6. 特性試験

〔概要〕 完成した消音装置が設計通りの性能を持っているかどうかを確認するため、通風中に要所の騒音を計測する特性試験を行った。この試験は、二つに大別できる。一つは変形スプリッター型消音器部の減音特性を計測するため各段にマイクロフォンを取付け(図3)、最大流量時の約0.7%の空気を流し、この際発生する音を使って行った。騒音は、磁気テープに録音し、1オクターブバンド毎に分析した。この結果、6段の変形スプリッター型消音器部の減音量は、最大 82 dB (500 Hz)であることが確認された。また、音源として用いた第二スロート弁から発生する騒音は、ほぼ平らなパワースペクトル密度分布を持っていることも判った。

もう一つは、最大流量で運転された際に、風胴が発生する騒音を、当研究所敷地境界線上および風胴まわりの要所で計測する試験である。その結果、当研究所周辺の暗騒音は大きく、消音装置から放出される音響を識別できないため、消音装置の全体特性を計測することはできなかったが、吹出口の騒音レベルから、設計値を充分満足しているとの結論を得た。

6.1. 変形スプリッター型消音器の減音特性試験

〔試験要領〕 騒音源は、第二スロート弁の自己発生音を利用した。このため、当初第二スロート弁は全閉状

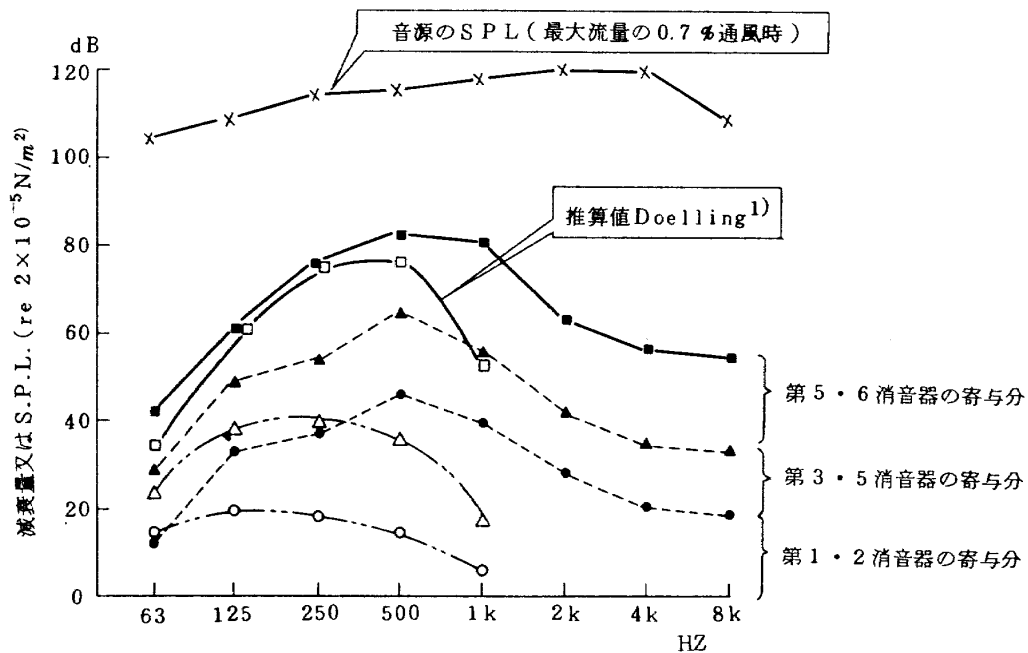


図 17 二次元風洞消音装置用変形スプリッター型消音器の特性

態にし、風洞内圧が 8 ata になったときに、第二スロート弁を、全開の 0.8 % 程度だけ開くと同時に、各要素にセットした 11 個のマイクロフォンによって磁気テープに録音した。測定位置は図 3 に示すように、放出洞の直後に 1 個および各断面の音圧の平均値を測定できるようにするため、第 1 スプリッター型消音器の入口部と第 6 スプリッター型消音器の出口部には、それぞれ 3 個のマイクロフォンをセットした。

〔試験結果と検討〕 スプリッター型消音器の減音特性は、先にも述べたように、 $f \cdot D$ によってまとめられ、周波数特性と縮尺に関して一種の相似性がみられ、大型のものほど減衰特性は、低音域に移行する性質を持っていることが知られている。しかるに、本消音器の場合、第 1・2 と第 5・6 とでは、 D が 3 倍も異なるにもかかわらず、測定結果はいずれの場合も 500 Hz 付近に減衰のピークが現われる (図 17)。測定値をよく見ると、第 1・2 変形スプリッター型消音器では、500 Hz にはっきりしたピークが認められるのに対し、第 3・4 および第 5・6 変形スプリッター型消音器の場合には、ややフラットな特性を持っている。この減音量と図 12 に示す各消音器の重量を比較すると、製作経費と効果との関係がはっきり判る。すなわち、スプリッターの製作経費はほぼ重量に比例すると考えられるので、第 1・2 スプリッター型消音器は、他の 2 種の消音器に比べ中間の重量であるにもかかわらず、低・高音でも優れた

減音特性を持っているほか、中音域では、2 倍にも及ぶ大きな減音力を持っていることが判る。また図 17 には、推算値の 1 例を記入してある。この種の消音器の減音量の推算法は、実験式や理論式など、いくつか公表されているが、そのいずれも、ある特別の仮定が成立する場合に限られ、これらの方法を実地の設計に応用するには、実際の使用条件に応じ補正して使いが必要があり、データの集積が急務になっているものと思われる。音源の音響パワースペクトル密度分布は、図 17 に示す通りほぼフラットである。この音は、風洞内に充てんされた 8 ata の空気が第二スロート弁を通過して大気に放出されるとき発する音響で、衝撃波音と考えられ、パワースペクトル密度分布は、はっきりした中心周波数を持つものと推算されるのと対象的である。この風洞とほぼ同一の弁を持っている外国の風洞の例で得られた結果と一致していることは、先にも述べた通りである。なお、音響パワーレベルは推算値と同程度である。

6.2. 総合性能試験

〔試験要領〕 風洞が実際に運転される状態と全く同一条件で運転し、このとき発生する騒音は、研究所敷地境界線上の 4 ケ所を含む 9 ケ所 (図 18) で同時測定を行った。計測の同時性を確保するため、各測定点との連絡はトランシーバを使って行った。風洞の運転条件は、表 1 に示すように、最も頻繁に行なわれるもの及び流量

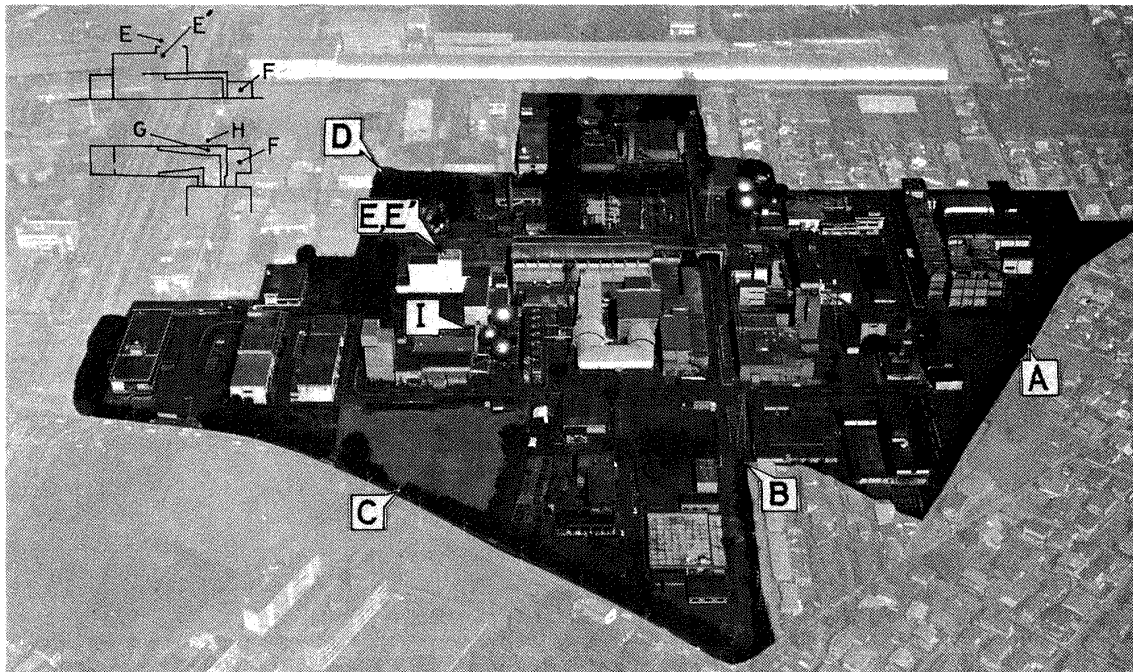


図18 騒音測定位置

表1 風胴の通風条件

Run No	集合胴圧力	マッハ数	流量	第二スロート弁開度	抽気弁開度
100	12 kg/cm ² a	0.7	761 kg/秒	65%	0%
101	12 "	1.0	832	80 "	70 "
P	Run No 102のためのプリチャージ				
102	8 kg/cm ² a	1.0	555	80 "	70 "
103	4 "	1.0	275	80 "	70 "

表2 各位置の騒音レベル総括表

Run No	位置 条件	A	B	C	D	E	E'	F	G	H	I
		100	暗騒音	49~64	58~60	64~76	60	65	—	<72	—
	通風時	49~64	58~60	78	68	81	—	82	—	78	—
101	暗騒音	48~54	—	60~73	55	62	—	<76	<85	60~65	<103
	通風時	51	—	76	70	78	—	86	95	78	113
P #102の プリチャージ	暗騒音	—	—	63~78	—	—	59	<49	—	69	<96
	通風時	—	—	77	—	—	71	59	—	76	106
102	暗騒音	42~48	—	62~75	58	—	60	<63	<80	70	<98
	通風時	49	—	72	62	—	73	73	90	75	108
103	暗騒音	45~51	65	65~72	58	—	60	<58	<76	68	<77
	通風時	45~51	66	65~72	58	—	32	68	86	69	87

単位；dB(A)

が多いものを最優先させたので、先に述べた推算によって得られた最大騒音を発生する運転条件は、これに含めることができなかつた。なお、Pとあるのは、第二スロート弁を全閉にし、風洞内に空気を充てんしている状態を表わしている。

〔試験結果と検討〕 表2から明らかのように、I地点で最も大きい騒音が計測された。この騒音の大部分は貯気槽とこれに貯えられた空気を導くための配管から発生するものと考えられる。これらの防音対策は、高压ガス取締法や予算の制限を受け困難であるばかりでなく、過去10数年間の運転実績からも問題はなかつた経緯がある。

E、E'地点(吹出口)の騒音は、当初Run No.100、101では、吹出口から約500MM上方にマイクロフォンを取付け、これをE地点として計測した。Run No.P以降は、マイクロフォン位置を2,500MM下げ、吹出口の内部に取付け、E'地点とした。このRun No.Pのデータを見ると、E'地点の騒音は、空気が殆んど流れていないので周囲にある他の音源からのものと考えら

れる。このうち最も大きいのは、表2に示すI地点の騒音であつて、Run No.PでのE'地点のデータは、この影響を強く受けているものと考えられる。この場合、I地点からE'地点まで、35dBの減衰がみられる。このデータをRun No.101に適用すると、I地点では113dB(A)であるから、吹出口から空気が流出していない場合でも、E地点では $113 - 35 = 78$ dB(A)となり、運転時の計測値とも一致する。したがって、I地点からの影響がないものとするれば、Run No.101に対するE地点の騒音レベルは、 $78 - 10 = 68$ dB(A)以下と考えられ、今般完成した本消音装置は、計画通りの性能を持っていると推算される。また、I地点の騒音の影響は、騒音スペクトル分析からもある程度推察できる。図19、20は、I地点からの影響を最も受けにくいと思われるG地点(二重壁の中間位置)およびやや受けにくいと思われるF地点(建屋内)と、逆にI地点からの影響を最も受け易いと思われるE、E'地点およびH地点の騒音スペクトルを示したものである。I地点では(図21)1KHz付近にはっきりしたピークがみら

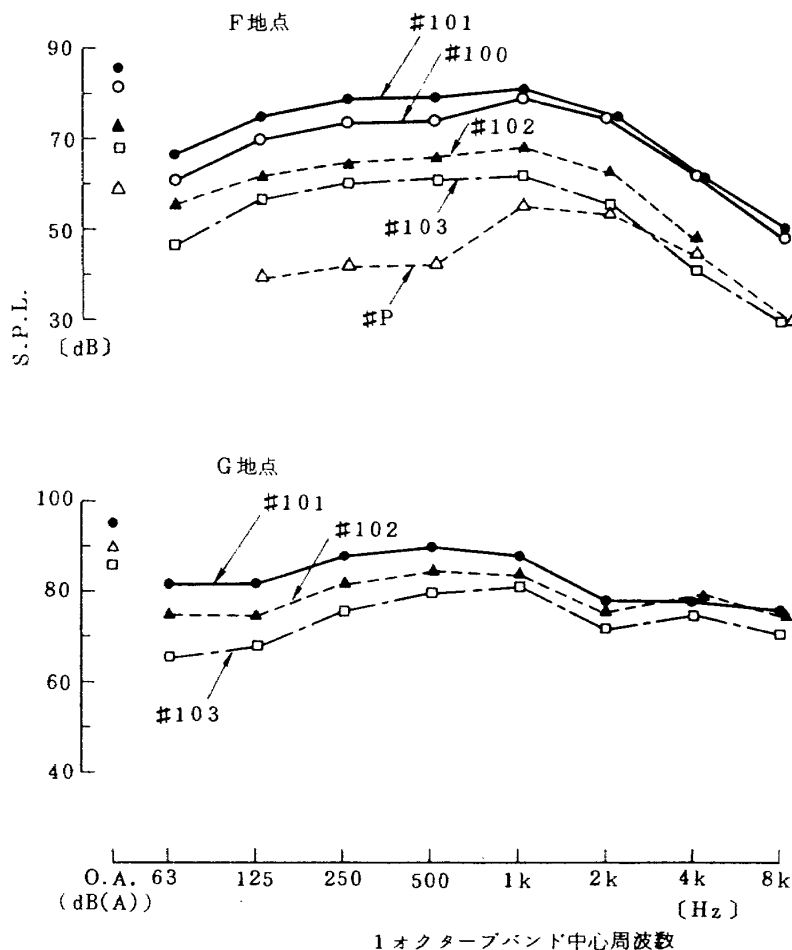


図19 計測地点の騒音スペクトル

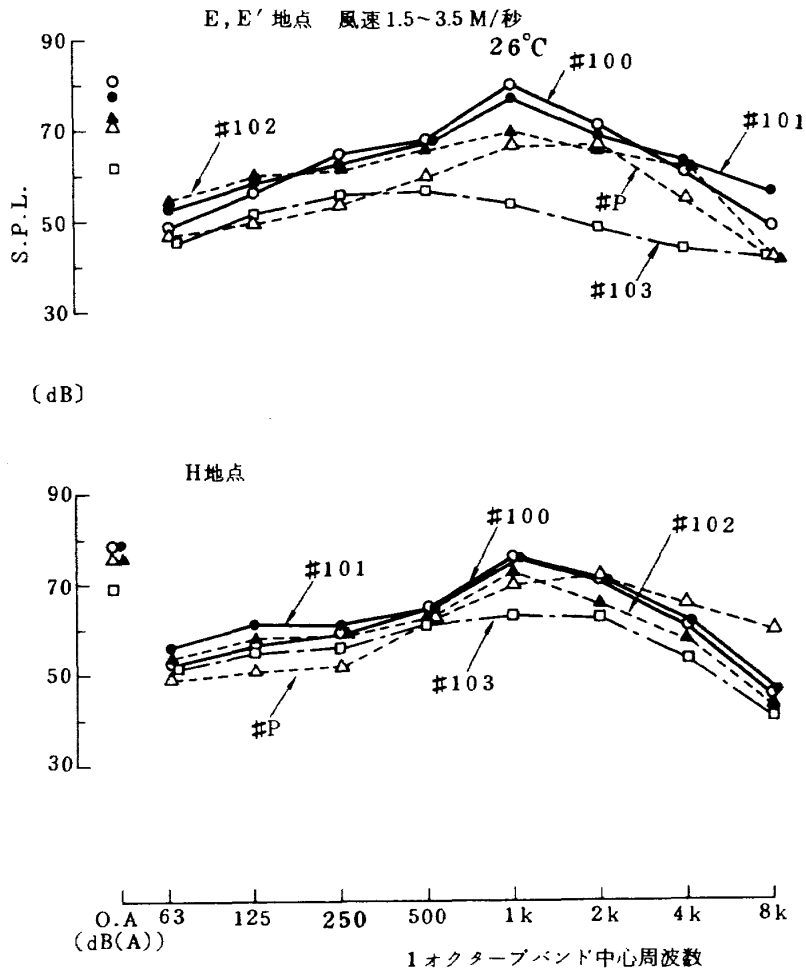


図 20 計測地点の騒音スペクトル

れるのに対し、G地点では(図19)その傾向がみられない。したがって、これらの事実からも、E、E'地点に対するI地点の影響はかなり強いものと考えられる。なお、配管系の自己発生音が1 KHz 付近にピーク周波数を持つ例は、他の風胴でも確認されている。¹¹⁾

〔敷地境界線上の騒音状態〕 A地点は、4計測点のうち、吹出口から最も遠い位置であって、約290Mある。(図18)の間には、数棟の建屋があり、伝ばする騒音に対し遮へい作用がある。また、背後には、公道があり、車両の道行が多く、上空には時々、軽飛行機の通過もあるので、暗騒音は大きい。このため、Run No 100、103では、風胴運転時の騒音は全く聞えず、Run No 101、102の場合でも、かすかに認められる程度であった。

B地点は、公道からやや離れており、車両通行等の影響はなかったが、近くに設置されている空調機用室外機等から発する騒音が大きく、A地点と同様な状況であっ

た。

C地点は、広い公道に接しているため、頻繁な車両通行の騒音も大きく、風胴運転時の騒音の計測は、難かし

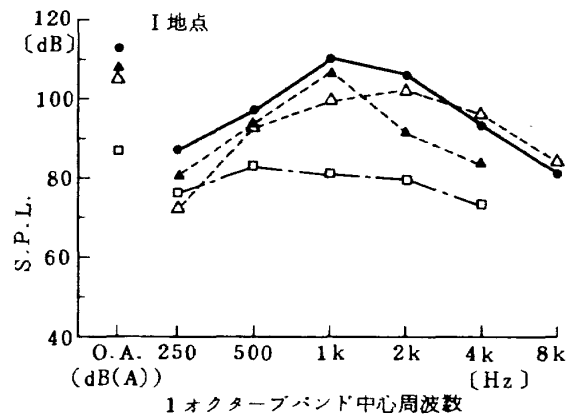


図 21 計測地点の騒音スペクトル

かった。

D地点は、吹出口から約100Mと最も近い距離であり、また公道からも離れているため、他の3地点に比べ風胴運転音と暗騒音との識別は容易であった。しかし、I地点の影響は強いものと考えられる。

7. 結 語

吹出式高圧遷音速風胴用消音装置の設計・製作と性能試験を通じ、以下のことが明らかになった。

- i) 変形スプリッター型消音器を数段にわたって組み合わせる場合、 $f \cdot D$ で整理される相似則に従った減音特性が得られるとは限らない。
- ii) 変形スプリッター型消音器6段×全長20M×高さ8M×巾9Mで、最大82dB(500Hz)の減音ができる。
- iii) 吹出式風胴の場合、貯気槽およびその配管系から発生する騒音は無視できない。なお、二次元風胴は、現在完成以来、300ブローに及ぶ運転実績を得ている。この間、運転は各種の厳しい条件下で行ったが、全く問題なく順調に稼働しているため、当初の目的は達成されたものと言えよう。

最後に、本装置の製作および騒音計測に参加された石川島防音工業㈱、建築工事を担当された飛鳥建設㈱、計画の当初貴重な資料の提供に快く応じて頂いた三菱重工㈱名古屋航空機製作所および鹿島建設㈱技術研究所をはじめ関係各位には、謝意を表わしたい。また、当研究所速藤部長、高島室長、高橋室長、および小国技官からは有意義な御意見を賜った。

参 考 文 献

- 1) L.L. BERANEK; Noise and Vibration Control, MCGRAWHILL
- 2) G.A. POUNDS; An Initial Two-Dimensional Wall Interference Investigation in a Transonic Wind Tunnel with Variable Porosity Test Section Walls, AIAA paper, No. 72-1011, (1972/9)
- 3) D.L. LOVING; Wind-Tunnel-Flight Correlation of Shock-Induced Separated Flow, NASA, TND-3580, (1966)
- 4) J. LUKASIEWICZ; Aerodynamic Test Simulation, Lessons from the Past and Future Prospects, AGARD, Rep. No. 603, (1972)
- 5) 石川島播磨重工業㈱; 技術資料
- 6) 三菱重工工業㈱; 技術資料
- 7) 鹿島建設㈱; 技術資料
- 8) 遠藤 浩; 航技研二次元風胴について, 日本航空宇宙学会誌, Vol.26, No.299, (1978/12)
- 9) 空気力学第二部; 航技研ニュース臨時増刊, 二次元風胴特集, No.246, (1979/11)
- 10) 高島一明・榊原盛三・三輪等・小国保男・佐藤衛・神田宏; 航技研二次元風胴とその新しい起動方法, 日本航空宇宙学会第11回年会前刷, (1980/4)
- 11) 橋本登・大平景司・小山忠勇・和田勇・河野長正; 極超音速風胴騒音対策, 航技研技術資料, TM-347, (1978/3)
- 12) 牛田健二・清水福寿・吉永崇; 高マッハ数風胴の消音装置について, 航技研技術資料, TM-75, (1966/2)
- 13) 重見孝; 二次元風胴の計画について, 航技研ニュース1973-6, No.169
- 14) 遠藤浩他; 二次元風胴構成要素の研究(II), 縮流筒の模型実験, 航技研報告, TR-476
- 15) 空気力学第二部; 航技研二次元風胴の計画と構造(仮称), 航技研報告, 近刊予定
- 16) 三輪等; 二次元風胴構成要素の研究(III), 集合胴圧力制御のデジタルシミュレーション, 航技研報告, TR-597, (1980/1)
- 17) 榊原盛三・馬場滋夫; 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, 航技研報告, TR-465, (1976/7)
- 18) 東京都公害防止条例(昭44・7・2 条例第79号)
- 19) 流体に関連する騒音と対策; 日本機械学会(昭48/2)

航空宇宙技術研究所報告606号

昭和55年4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 株式会社実業公報社
東京都千代田区九段南4-2-12
