

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-499

ダクト内音圧測定によるファンエンジン騒音の研究

小 林 紘 ・ 鳥 崎 忠 雄 ・ 渡 辺 実
武 田 克 己 ・ 関 根 静 雄 ・ 中 山 普
吉 田 晃 ・ 越 沼 威 ・ 松 田 幸 雄

1983年3月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

項 目	担 当 者
基 本 計 画	松木 正勝 [*] , 鳥崎 忠雄 ^{***} , 西尾 建二 ^{***}
エンジン搭乗運転	吉田 晃 ^{***} , 中山 普 ^{***} , 三村富嗣雄 ^{***} 新井 伸夫 ^{***} , 他 5 名, 西村 武 ^{*****} , 他 3 名
エンジン性能計測	関根 静雄 ^{***} , 越沼 威 ^{***} , 松田 幸雄 ^{***}
騒音測定・分析	小林 紘 ^{**} , 渡辺 実 ^{**} , 武田 克己 ^{**} 柳下 佳仁 ^{****} , 他 3 名

* 科学研究官

** 航空機公害研究グループ

*** 原動機部

**** 石川島播磨重工(株)

***** 川崎重工(株)

目 次

§ 1. まえがき	1
§ 2. 実験装置及び方法	1
2.1 ファンエンジン FJ R710/10 と実験方法	1
2.2 ダクト内音場測定のための櫛型音圧測定管について	4
2.3 ファン吸入吸音ダクトの設計について	6
§ 3. 実験結果及び考察	7
3.1 ファン吸入及び排気ダクト内壁面での音圧スペクトル	7
3.2 吸入ダクト形状のエンジン騒音に与える影響	10
3.3 ダクトライニングによる吸音状況	14
3.4 櫛型音圧測定管を用いた測定例	19
§ 4. ま と め	19
参考文献	21
附録 A 櫛型音圧測定管の製作に関する検討	22
附録 B 櫛型音圧測定管の音圧補正	23

ダクト内音圧測定によるファンエンジン騒音の研究*

小 林 絃** 鳥 崎 忠 雄*** 渡 辺 実**
武 田 克 己** 関 根 静 雄*** 中 山 普***
吉 田 晃*** 越 沼 威*** 松 田 幸 雄***

概 要

ファンエンジンの低騒音化を進めるためには、ダクト吸音の高効率化を計ることが極めて重要である。今回、壁面音圧測定用マイクロフォンを用いたダクト内音圧測定によって、吸入・排気両ダクトの内壁面音圧レベル、吸音ダクトの吸音状況、吸入ダクト形状のエンジン騒音への影響等に加えて、試作した櫛型音圧測定管によってファン動翼による半径方向音圧分布を明らかにし、効率の良い吸音ダクト設計に必要な資料を得た。

§ 1. まえがき

航技研において、航空機のファンエンジンの主音源であるファン騒音を低減するために、ファンからダクト開口端までの音の伝搬過程において吸音するダクトライニングの研究を進めている。吸音効率が良く、経済性の高いダクトライニングの設計技術を確立するためには、吸音処理が施されるファンエンジンの吸入及び排気両ダクトのダクト内音場を正確に把握し、それらの境界条件に適合したライニングの設計研究を進めることが必要である。欧米において、インピーダンス管や流路音響試験装置を用いた吸音ダクトの実験が行われているが、これのみに基づいて設計する事は不十分であり、小型ファンエンジンや実機エンジンを用いた吸音ライニングの実験がさかんに進められている⁽¹⁾

今回、通産省工業技術院大型工業技術研究開発制度に基づき、ファン入口案内羽根の除去、動静翼枚数の適切な組合せ等のファン低騒音源化技術を取り入れて研究開発された航空機用ターボファンエンジン FJR710/10 に、ダクトライニング処理された吸音吸入ダクトを含めて計 6 種類のエンジン吸入ダク

トを交互に装備して運転し、それらのダクトに設定した壁面音圧測定用マイクロホンを用いて、ダクト内音圧測定を行った。今回のダクト内測定の目的は、ファン部での音の発生、ファンからダクト開口端までの音の伝搬を調べ、ライニング設計に必要なダクト内壁面でのオーバーオール、吸音すべき音の周波数とそのレベル等を明らかにすること、並びに試作のダクトライニングの吸音効果を明確にすることである。この試験においてはダクト内測定とともに遠距離音場測定も同時に行われ、データーレコーダに収録された。また、ダクト内測定の一環として、試作した櫛型音圧測定管をファン直前に取付けて、主要な騒音発生源であるファン動翼のスパン方向の発生音圧分布の測定も試みた。^{(2),(3)}

これら一連の実験により、(i)ファン吸入・排気ダクト内の音圧スペクトル、(ii)エンジン吸入ダクト形状がエンジン騒音に与える影響、(iii)ダクトライニングの面積及び貼付場所が吸音量に与える影響、(iv)ファン動翼スパン方向の発生音圧分布等を明らかにしたので、これについて報告する。

§ 2. 実験装置及び方法

§ 2.1 ファンエンジン FJR710/10 と実験方法

本騒音実験に用いられたファンエンジン FJR710/10 の性能、ファンや圧縮機等の翼枚数を表 1 と表

* 昭和57年10月1日受付

** 航空機公害研究グループ

*** 原動機部

表1 1次試作エンジン FJR710/10 の性能

項 目		性 能
地上静止	スラスト	4500 kg
	燃料消費率	0.34 kg/kg/h
ファン圧力比		1.4
最高全圧力比		16
最高タービン入口温度		1080℃
バイパス比		6.5

(参考文献4から)

表2 FJR710/10 回転機の翼枚数

要 素	動翼枚数	静翼枚数
ファン	31	68
ブースト段	65	74 106
圧縮機 1段	28	38
	2段	46
	3段	56
	4段	68
	5段	76
	6段	76
	7段	80
	8段	80
	9段	88
	10段	100
	11段	100
	12段	120
	13段	120
高圧タービン 1段	114	66
	2段	70
低圧タービン 1段	120	72
	2段	108
	3段	120
	4段	112

(参考文献4から)

2に示す。ファンの静翼枚数は動翼枚数の2倍以上となっており、動静翼の干渉音によるファンの1次翼通過周波数はファン最高回転数まで発生しないように工夫されている。また、動翼後流と静翼列との干渉音を低減するために、動翼列と静翼列との軸間距離を2翼弦長以上離し、減衰した動翼後流が静翼列に衝突するようにしてある。このエンジンを当研究所角田支所内のエンジン屋外運転試験装置に据付け、ベルマウスとダクトライニング有無を含めた5種類の円筒ダクト(図1参照)を交互に取付けて表3に示す如く、4種類のファン回転数を一定に保持した状態で騒音試験を行った。吸入ダクト形状は図1に示すように円錐と円筒ダクトの組合せであって、飛行ナセルのような滑らかな形状をしていない。これは地上試験時のエンジン性能や整備、運用の立場から問題の少ない形状として選ばれたものである。

吸入ダクトの装備されたFJR710/10のファンエンジンの実験状況を図2に、その主要寸法と壁面音圧

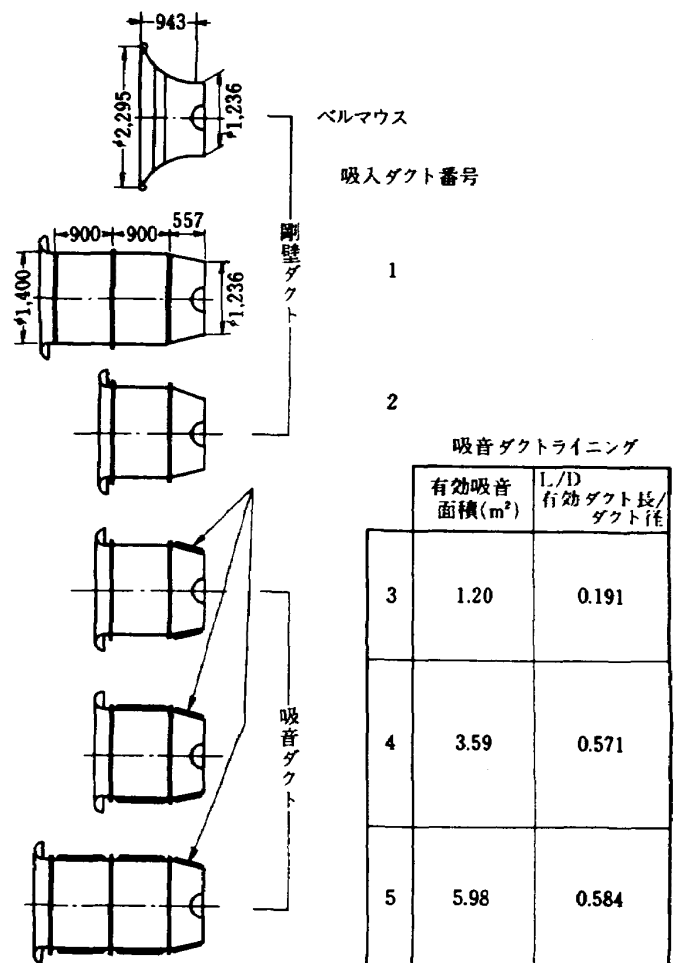


図1 ファンエンジン FJR710/10 に取付けられた6種類の吸入ダクト

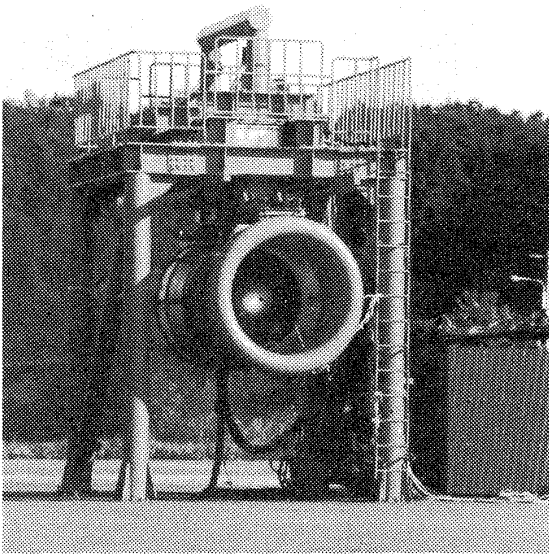


図2 ファンエンジン FJR710/10 の騒音試験

測定用マイクロホン (Flush-mounted Microphone 以下 F.M.M. と略す。) の設定位置を図 3 に示す。

F.M.M. はファン吸入ダクト並びに排気ダクトのⅠ～Ⅳの各測定位置の同一円周上に 1 ないし 3 個配列され、ファン直前 (図中のⅢ)、ファン吸入 (図中ⅠまたはⅡ)、排気 (図中のⅣ) ダクト開口端の内壁面の音圧スペクトル測定が行われた。この FMM はマイクロホンの受圧面がダクト内壁面と面一になるように設定されており、流れが受圧面と平行となるため流れの影響が最も小さな条件で音を測定出来る利点を有している。1/4" コンデンサーマイクロホンとアダプターで構成された FMM を図 4 に示す。

また、半径方向 6 点の音圧スペクトルが同時測定

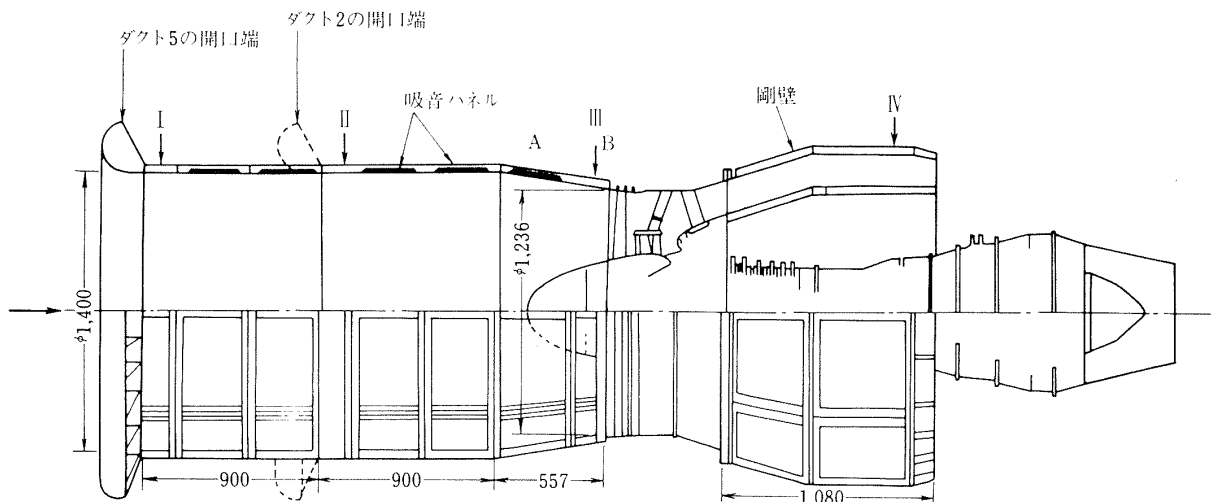
表 3 ファン設定毎分回転数速度

単位 (RPM)

吸入ダクト	回転	100 %	90 %	80 %	50 %
		離陸状態	—————	着陸進入状態	アイドル
吸入ダクト 1		5,920(13,930)	5,460(13,58)	4,560(12,710)	2,870(11,510)
" 2		5,930(13,960)	5,450(13,54)	4,540(12,780)	2,830(11,520)
" 3		5,920(13,970)	5,450(13,55)	4,560(12,790)	2,830(11,520)
" 4		5,920(13,850)	5,470(13,44)	4,550(12,620)	2,990(11,540)
" 5		5,920(13,890)	5,460(13,49)	4,550(12,740)	2,810(11,510)
ベルマウス		5,920(13,980)	5,480(13,63)	—————	—————

() は、コア毎分回転速度を示す。

(参考文献 4 から)



Ⅰ, Ⅱ, Ⅲ, ⅣはFMMマイクロホンの設定位置を示す

図3 FJR710/10 ファンエンジンとFMMマイクロホンの設定位置

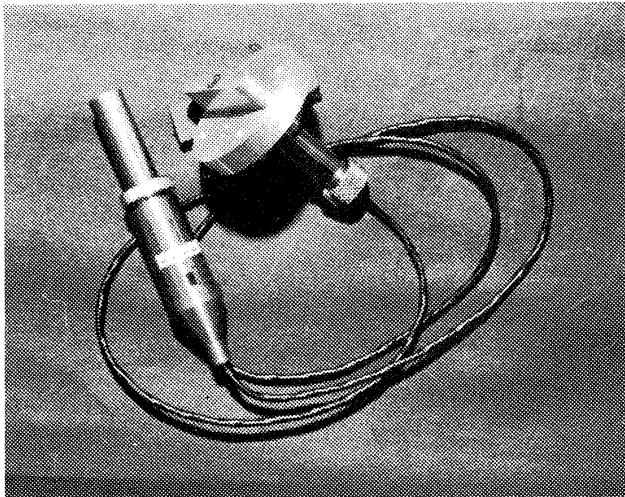


図 4 壁面音圧測定用マイクロホン
(1/4" マイクロホン使用)

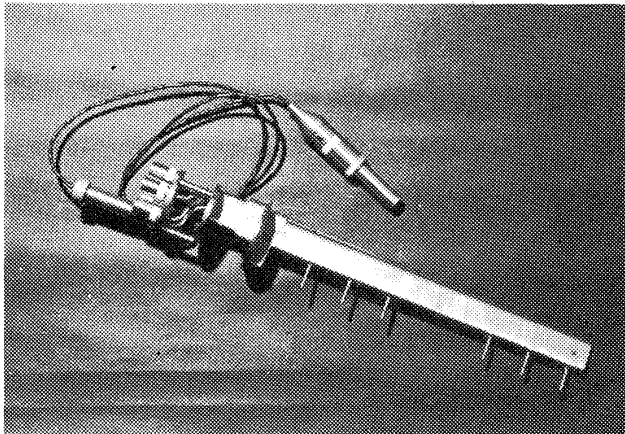


図 5 櫛型音圧測定管

可能な櫛型音圧測定管(図5)をファン直前に挿入して(図26参照),半径方向の音圧スペクトル分布の測定も試みた。騒音測定は前述のダクト内測定と同時に,エンジンを中心とした半径50mの円周上で,エンジンと同一高さ2.5mに,エンジン吸入側軸上を 0° として 0° から 150° まで 15° 毎に1/2"マイクロホンを設定して遠距離音場測定(4)(図6)が行われ,ダクト内測定データの比較検討のために用いられた。これら全てのマイクロホンからの信号はエンジンのファンとコアの回転信号とともにデータレコーダーに1分間録音され,ディジタル周波数分析器にて一定周波数幅分析と1/3オクターブ分析がなされた。

§ 2.2 ダクト内音場測定のための櫛型音圧測定管について

流速100m/sもあるファン吸入ダクト内部の音圧測定に関して,市販のノーズコン型のものではそれ自体の支持方法の問題と,その強い後流とファン動翼の干渉騒音の発生問題等があるため,新たな測定器の製作が必要となった。

そこで,半径方向に数点同時に測定出来るプローブマイクの組合せからなる測定器の製作を計画して,(i)プローブマイクを組合せる場合のプローブの長さ

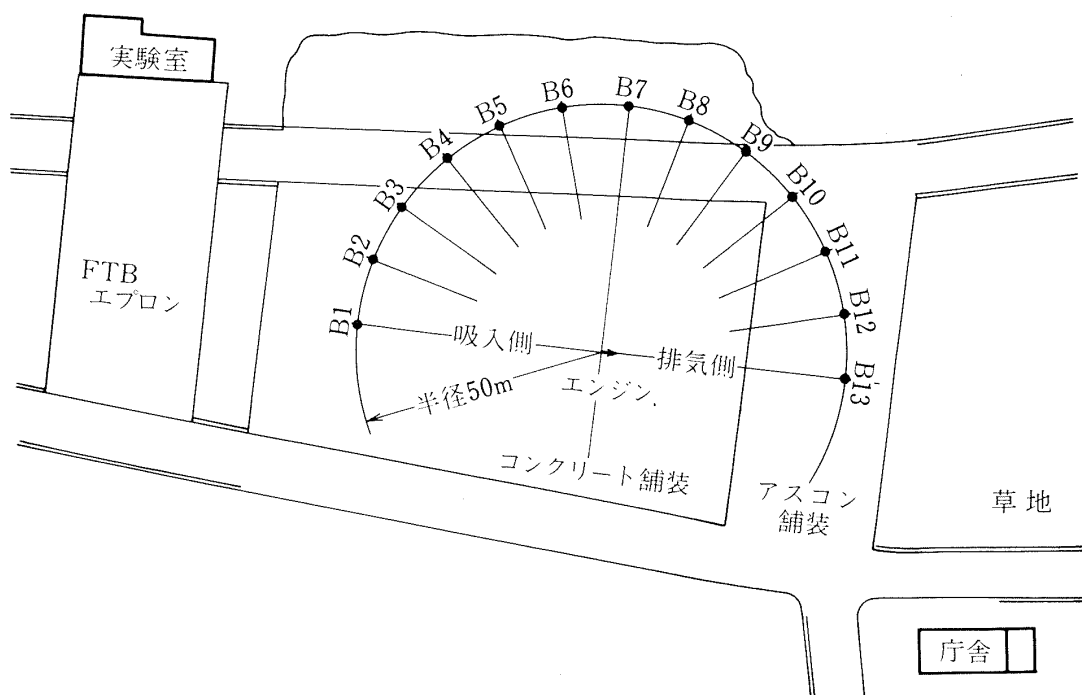


図 6 遠距離音場測定位置(参考文献4から)

による測定可能周波数範囲の問題、(ii)流れのある音場でのプローブと音の波面がなす方向による測定誤差の問題、(iii)流れの中の乱れによって発生する雑音と測定されるべき音の S/N 比の問題、(iv)プローブ及びその支持部の後流によって誘起される圧力変動の問題、(v)プローブ及びその支持部の後流とファン動翼による干渉騒音発生の問題等の検討（詳細は附録 A を参照されたい。）を行い、その結果として図 5 に示す。外径 $\phi 3.6$ の 6 個のプローブマイクから構成された機型音圧測定管を試作した。その主要寸

法を図7に示す。プローブ管先端部分にある孔から入射した音は圧力波として細管を伝搬し、管の終端におかれたマイクロフォンの受圧面に到達して面を振動させ電気信号に変換される。最長プローブの長さが約400mm近くとなるため、プローブ管内で音が減衰する。そのため、出来る限り大きな内径の管が望ましいわけであるが6個のプローブが同時に入るスペースの問題とプローブの束が誘起する後流を出来る限り小さくすることを考慮して、内径 $\phi 3.0$ 、外径 $\phi 3.6$ の細管をプローブ管として選んだ。

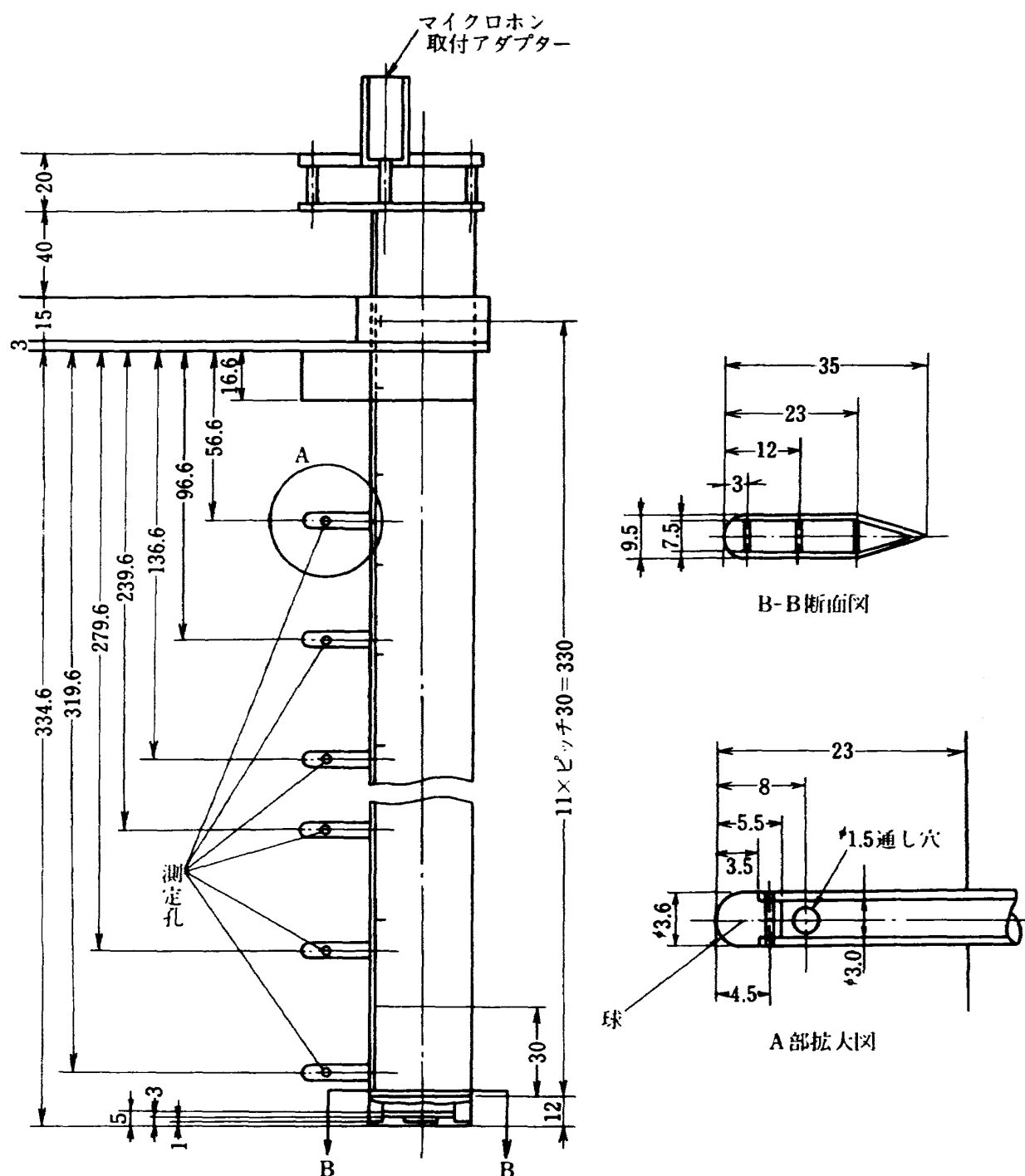


図7 櫛型音圧測定管の形状と主要寸法

このプローブ管は必要とされる 10 KHz までの周波数範囲が測定可能であることが予備試験で確認された。音の通過損失が 1 KHz 以上で 20 dB 以上ある厚さ 0.5 mm のステンレス板でプローブの束のまわりを覆い、測定孔以外の部分を通してプローブ管内に入る音を極力小さくして測定信号の S/N 比を高くするようにすると同時に、流れの中に入る測定器の表面の流れを滑らかにすることによって出来る限り後流の幅と強さを小さくするように工夫した。

測定対象とする音はファン翼通過周波数成分音や Buzz saw noise 成分音が主であり、これらは 120 dB 以上のレベルであるので、主流の 5% 程度の乱れに基因する 114 dB 程度の雑音が存在する場合でも測定上問題はない。

また、流れの乱れによる圧力変動成分がファンから出る白色騒音と混在する可能性があるが、5% 乱れは強い場合と予想されるので、この櫛型音圧管によって白色騒音の測定も可能であると考えた。図 3 中のⅡあるいはⅢに櫛型音圧測定管が設定された場合、その後流のファン動翼直前での強さは 1.0~1.4 %と 13.6~10 となることが予想された。Inflow Distortion の強さを 5% 程度と見積ると、Ⅲの位置の櫛型音圧測定管後流とファン動翼の干渉音がファン翼通過周波数 1 次成分の主要な音源となる。しかし、Ⅱの設定位置での場合はファン直前での乱れの強さが飛行時のインプロディストーションの強さと同程度あるいはそれ以下と見られるので、測定管の後流と動翼との干渉音がファン騒音に影響を与えることは殆んどないと考察される。櫛型音圧測定管による測定値は、プローブ管による共鳴や減衰が含まれるため音圧補正をほどこすことが必要である。そこで、残響室を用いて得られた各々のプローブ管補正音圧スペクトルを解析過程で、測定の音圧スペクトルに加えることによって音圧補正を行った。その詳細は附録 B を参照されたい。

§ 2.3 ファン吸入吸音ダクトの設計について

吸音材としては、ジェットエンジン FJR100H-1P に使用経験のある、孔あき板とハニカムから成る吸音構造を選定し、円筒ダクトのダクトライニングの設計は文献(7)、(8)を参照して(i)から(iv)の順序で行わ

れた。

(i) まず、ダクトライニングに使用される吸音パネルの設計に必要な音圧振幅 P は、FJR710/10 ファンエンジンの予備試験で遠距離場測定のデータから、(1)式を用いて求められた値を参考値とした。

$$P = \frac{1}{D} \sqrt{\frac{4\rho CW}{\pi}} \quad (1)$$

P : ダクト放射面での音圧振幅

C : 音速

W : エンジンからの放射された音響出力

D : ダクト開口端の直径

ρ : 空気の密度

(ii) 文献(1)より流速 0 m/s の状態での $L/D=1.14$, $\eta=10$ (L : 吸音ダクトの長さ, D : ダクト直径, $\eta = \frac{D}{\lambda}$, λ : 波長) の場合に最大減音量を与える円筒ダクト壁面インピーダンス ($\theta_{m0} + iX_{m0}$) を求める。 η の値は、ファンエンジン騒音成分の中で、特に高い音圧レベルを有し、人間の聴覚に鋭敏な周波数成分である、ファン翼通過周波数 1 次の成分 (ファン回転数 5900 rpm で約 3 KHz) の波長を用いて計算された。

(iii) 流れのマッハ数 M の影響として $\theta_m = \frac{\theta_{m0}}{1+M}$, $X_m = \frac{X_{m0}}{1+M}$ の関係式から定常流れのある場合の最適インピーダンスを求める。

(iv) そのインピーダンス $\theta_m + iX_m$ と、ダクト内での音圧振幅 P , 流速 M 等の条件を半実験式である次式(10)と(11)に代入して、孔あき板、ハニカム構造吸音材の諸寸法を求める。

$$t/d = \left\{ \theta - \frac{P}{\rho c \sigma \sqrt{\theta_m^2 + X_m^2}} \cdot \frac{(1+6.67M)}{\sigma c} \right\} \cdot \frac{\sigma c}{\sqrt{8\nu\omega}} - 1 \quad (2)$$

$$t + \frac{0.85(1-0.7\sqrt{\sigma})}{1+305M^3} d = \left\{ X_m + C \sigma t \left(\frac{\omega b}{c} \right) \right\} \frac{\sigma c}{\omega} \quad (3)$$

P : 吸音材の受ける音圧振幅

M : 吸音材表面を流れる気流のマッハ数

σ : 穴あき板の開孔比

b : ハニカムコアの深さ

t : 孔あき板の厚さ

d : 孔あき板の孔の直径

ω : 音の角周波数

ρ : 気体の密度

ν : 気体の動粘性係数

θ : 比音響抵抗 $= R_e (Z/\rho c)$

X : 比音響リアクタンス $= I_{mg} (Z/\rho c)$

式(2)の右辺の $\{ \quad \}$ 内の第2番目の項は、孔部から噴出する交番ジェット流の渦損失による非線形抵抗であって音圧レベルが 130 dB 程度以上で重要になる。(i)~(iv)までの一連の計算より、 t, d, b の値が求められた。

しかし(ii)からの $\theta_m + iX_m$ の値はダクト断面で一樣な振幅をもつ圧力波の条件で計算されているため、圧力波モードを有するファン翼通過周波数成分がダクトを伝搬する場合と異なることが予想されること。並びに(ii)~(iv)により求められた t, d, b を満足するものは、ハニカム及び孔あき板の製作上必ずしも可能なものでない事等の理由で $\theta_m + iX_m$ の値に近く、かつ共鳴周波数が 3KHz に有する条件のもとに、 $b = 10\text{mm}$, $t = 0.63\text{mm}$, $d = 1.0\text{mm}$ に決定した。

製作した吸音パネルの諸寸法と、その音響インピーダンスを図8、図9に示す。

$X = 0$ のところが共鳴周波数であり、約 3KHz となっている。

§ 3. 実験結果と考察

各種ダクトを FJR710/10 に取付けた場合の推力特性を図10に示す。ベルマウスの場合を除いて吸入ダクトの相違によるエンジン推力への影響は殆んど見られない。

§ 3.1 ファン吸入・排気両ダクトの内壁面での音圧スペクトル

ファンで発生し、上流及び下流(ファン吸入側及び排気側に各々対応する。)に伝搬して吸入・排気両ダクト開口端から放射される 10KHz までの音のスペクトルを、ファン回転速度3つの場合について同一測定値で比較したものを図11に表わす。図中の①、②、③、④はファン回転を基因するファン翼通過周波数成分(Blade Passing Frequency 以下、

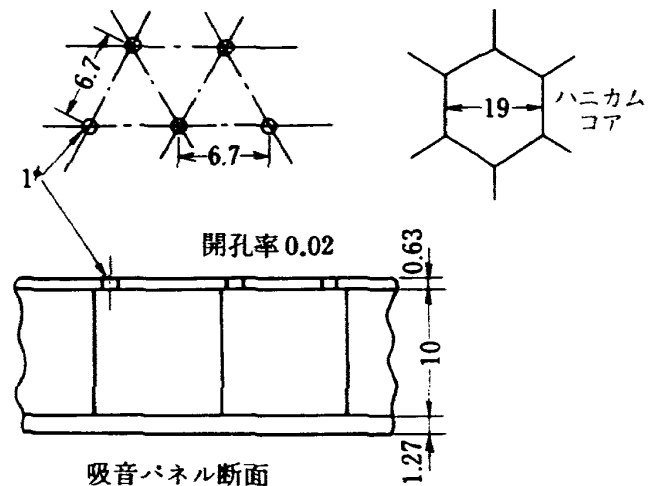


図8 FJR710/10 の吸入消音ダクトに使用された吸音パネル

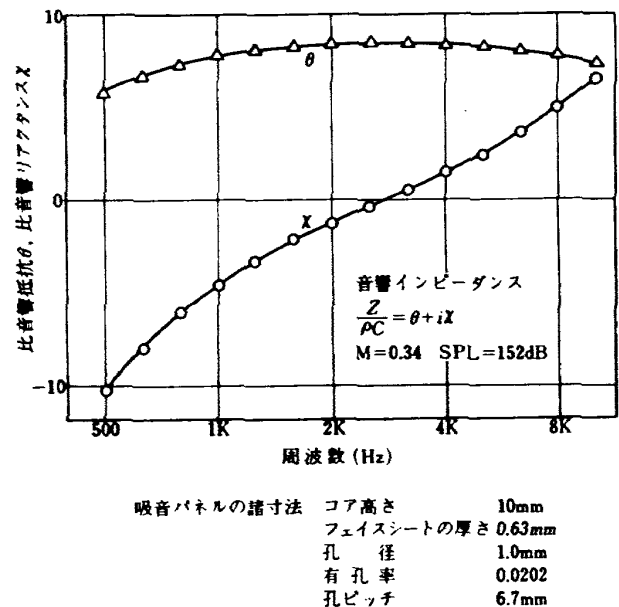


図9 吸音パネルの音響インピーダンス

BPFと略す。)の1次、2次、3次、4次成分を、⑤はファン動翼の衝撃波に基因する Buzz saw noise 成分を各々示している。

O.A.SPL を比較するとファン直前では、ファン回転速度 4550 rpm で 152db, 5450 rpm と 5920 rpm では 163db の高音圧でファン回転速度の増加とともに増加している。吸入ダクト開口端においてはファン直前より約 10db 程度低い が 4550 rpm で 141.7db, 5450 rpm で 154db, 5920 rpm で 153db となおかなり高い音圧レベルを示している。一方、排気ダクトは吸入ダクト開口端のものに比してファン回転速度 4550 rpm では 7.3db 高いが、5450 rpm 5920

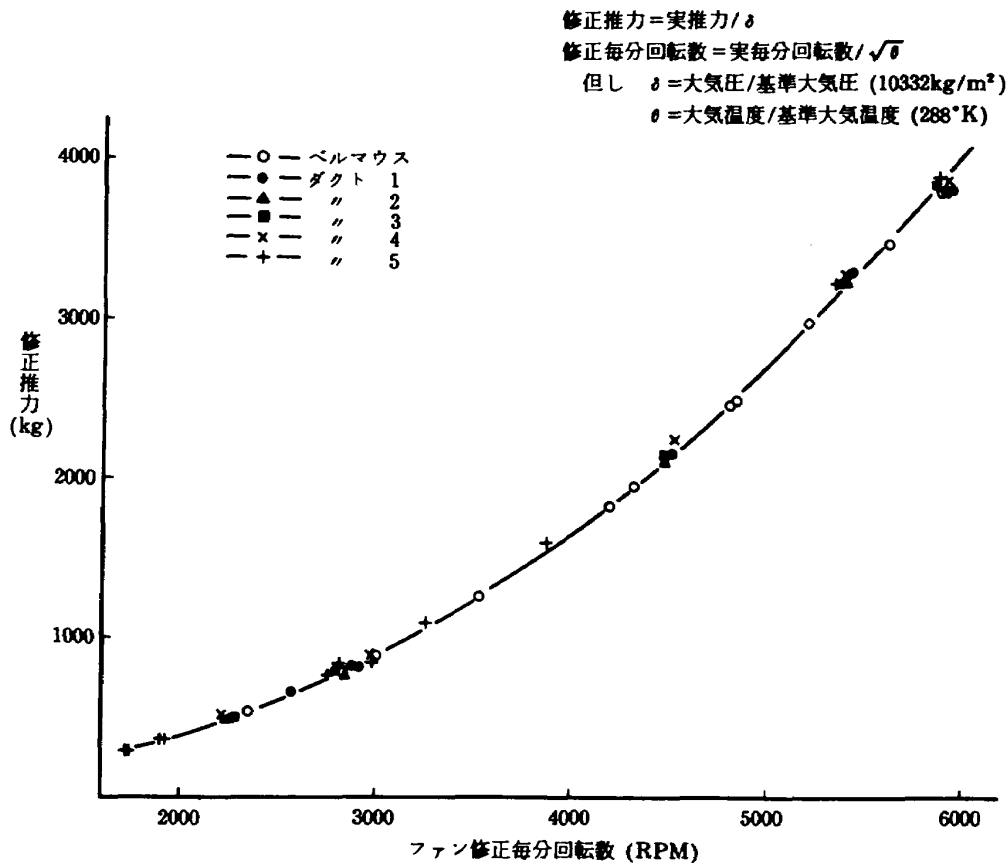


図 10 FJR710/10 推力特性

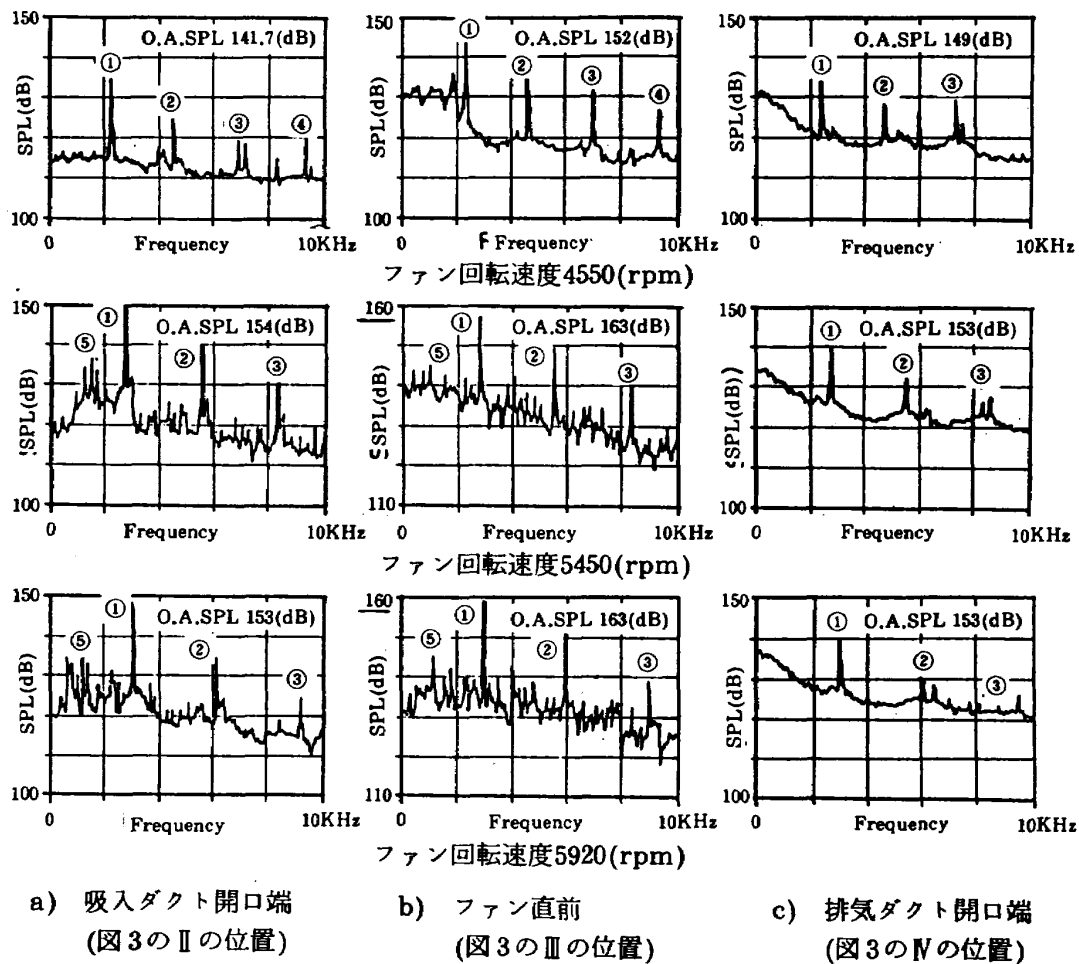


図 11 ファンダクト壁面での音圧スペクトル (ダクト 2 の場合)

rpmではほぼ同じレベルである。

ダクトライニング設計時にはファン吸入ダクトからの放射音響出力に基づいて得られたダクト開口端での平均音圧にダクト断面積変化による3dBを加えた152dBを、ファン直前での音圧と予想した。しかし、測定値は予想値よりも11dB高い163dB音圧レベル(ファン回転速度5920rpm)であることを示した。この予想値との相違の理由としては、ファン動翼による発生音圧は半径方向に一様でなく、動翼のHubからTipに向って20dB以上変化(図28参照)があって、ファンケーシング壁面ではダクト平均値よりも高い音圧であることと、ファン前面の二重円筒ダクトから円筒ダクトへ断面積が変化する部分での音圧変化が予想以上に大きかったことが挙げられる。

3つのファン回転速度のファン直前でのスペクトルを見るとファン回転速度4550rpmから5920rpmまでにおいて、スペクトル中1番高いレベルのものが1次BPF成分であって、5920rpmと5450rpmでそのレベルは変わらず、4550rpmでは約10dB低い。これは、5450rpm以上においてはファン動翼の定常揚力が1次BPFの主音源となり、Inflow Distortionと動翼との干渉者による寄与が相対的に小さくなるものと考えられる。ファン回転速度5920rpmのファン直前での1次BPF、2次BPF及び3次BPFに着目すると各々159dB、151dB、138dBといずれも高い音圧レベルであって、1次BPFは2次BPFよりも8dB高く、また、2次BPFは3次BPFよりも13dB高く、高次BPFになるにつれてそのレベルは低下しており、この傾向はファン回転速度が異なっても変わらない。排気側と吸入側スペクトルを比較すると1次BPF、2次BPFとも排気側の方が、10dB程度吸入側より低い。これは動翼から放射される翼列上流と下流の音のエネルギーが異なる事と下流側ではO.G.Vを通過する際に減音することが理由と考えられる。

ファン回転速度5450rpmと5920rpmで発生しているBuzz saw noiseは不規則なファン動翼列上の衝撃波の非線形な伝搬行程で形成されるため、ファン動翼直前よりも吸入ダクト開口端で明確に現れている。その音圧レベルは2次のBPF成分とはほぼ等

しいレベルで、1次BPFより約12dB程度低く、ファン回転速度の10次から15次間のものが他の次数の成分よりも8dB程度高い。衝撃波は上流のみに伝搬するためBuzz saw noiseは排気ダクト開口端には現われていない。

ところで、ファン直前からダクト開口端までの間にO.A.SPL、1次から3次までのBPF、並びに

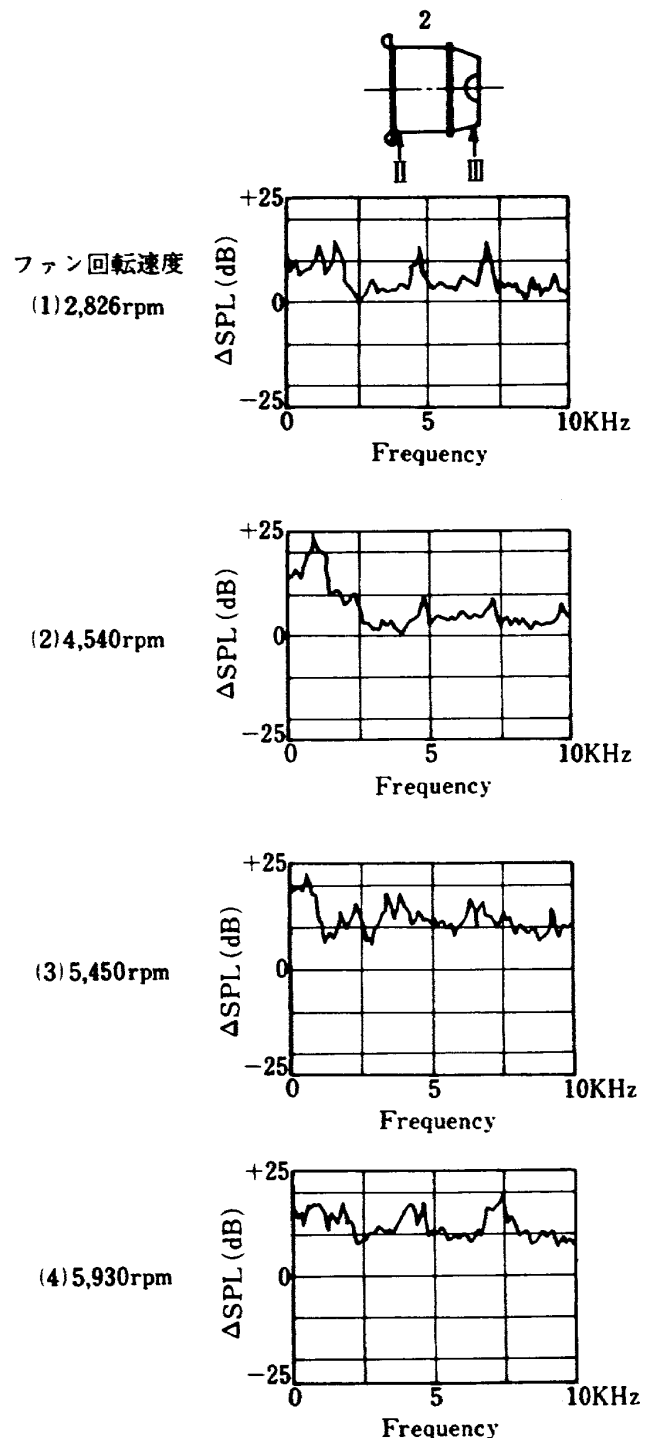


図12 ダクト断面形状の変化にともなう音圧スペクトルの変化
(ⅢとⅡの位置の音圧スペクトル差)

Buzz saw noise 成分の全てのレベルが約10dB低下しており、この傾向はファン回転速度の異なる場合でも同じである(図12)。このダクト軸方向の音圧レベル変化は、一連の実験結果よりダクト断面積が大きく変化する図3中のA-B間で発生していることが明らかとなった。これは上流への伝搬過程において(i)断面積の広がりによる音の拡散、(ii)流れの速度の低下にともなう伝搬モードの変化、(iii)せん断流による音の回折等の原因が考えられる。本ダクトは製作、運転の都合上円錐形状のダクトを用いているため、(i)から(iii)の影響が幾分強く現われていると思われるが、飛行用ナセルのこの部分においてもダクト断面積変化の最も大きい所であり、同様な現象を生じるものと推定される。そのため、今後、これに関する研究を進める必要がある。

§ 3.2 吸入ダクト形状のエンジン騒音に与える影響

ベルマウス、長・短両剛壁ダクトをFJR710/10に装備して吸入ダクト形状の相違がエンジン騒音に

与える影響を調べた結果の一例として、ダクト内測定によるものを図13と図14並びに表4と表5に、遠距離音場測定によるものを図15から図17に示す。

吸入ダクト形状の相違がエンジン騒音レベルを変化させる原因としては以下の事が考えられる。(i)騒音発生面から見ると、ダクト形状の変化によって流入する流れのファン動翼直前の速度分布並びに In-flow Distortion の強さが異なり、そのためそれらの不均一流れとファン動翼との干渉騒音の強さとモードが変化すること。(ii)発生音のダクト伝搬や放射の面から見ると、ダクト形状の変化によって音の Cut-off 周波数が変化するため音の伝搬に影響を与えることと、開口端の形状による放射インピーダンスの相違による放射量が変化すること。

今回の測定資料から、これらの原因を完全に分離して考察することは困難であるが、ファン直前の F.M.M によるダクト内測定結果から(ii)の影響を殆んど含まない(i)の影響が調べられる可能性があり、また、ダクト内測定と遠距離音場測定から(ii)の影響が幾分明らかになるものと思われるので以下に考察す

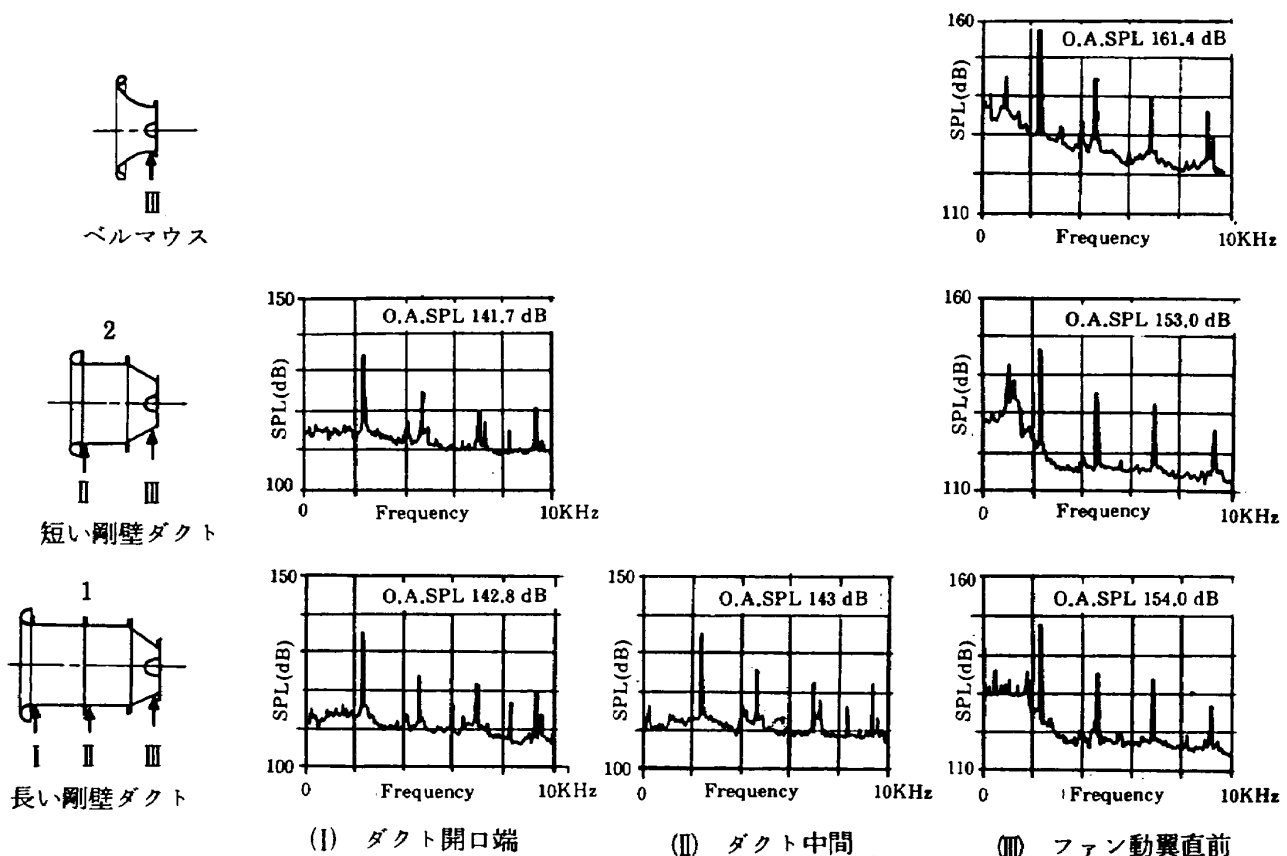


図13 ベルマウス及び長・短剛壁吸入ダクトのダクト内音圧スペクトル
(ファン回転速度 4550 rpm)

る。

図13と図14のO.A.SPL並びにスペクトル中の1次及び2次のBPFの値を表にまとめ、対応する測定位置でのレベルの比較を示したのが表4と5である。ファン直前での音圧レベルを比較すると、ベルマウスの場合、ファン回転速度4550 rpm, 5920 rpmの両方において長・短両ダクトの場合よりもO.A.SPLで各々7.4～8.4dB(4550 rpm), 4.0～4.5dB(5920 rpm), 1次BPFで10.2～11.2dB, 3～4dB高い値を示している。ファン回転速度5920 rpmでは動翼の周速度がMach数1を越えているので、動翼の定常揚力に基因する1次BPFがInflow Distortionによるもののレベルに接近するためベルマウスとダクトのファン直前のスペクトルは似かよった値を示すようになると考察される。一方、4550 rpmではそれらの値が大きく異なっている。この原因としては、(i)ベルマウスの入口に十字型のサポートが取り付けられているため、その後流と動翼との干渉音が発生していること、(ii)ベルマウスの場合にはダクトに比して軸方向長さが短かく、また入口が広

がった形状をしているため、エンジン後方のサポートやエンジン架台等による後流が吸込まれ、Inflow Distortionを発生し易いこと等によるものと考察される。また図16をみると、遠距離音場の1次BPFの指向特性はベルマウスとダクトの場合が異なっており、ベルマウスの場合には圧力波モードの円周方向ローブ数の小さいものが多く発生して、エンジン軸方向近傍での音圧レベルは円筒ダクトの場合よりも高くなっている。このモードの発生原因はInflow Distortionによるものと考察される。

これらの結果より、ベルマウスを用いた場合にはInflow Distortionとファン動翼との干渉音が強く放射されることが明らかとなった。図15のベルマウスと円筒ダクトの比較から(ii)の影響として2KHz以下の低い周波数領域の音の放射量がベルマウスの場合大きく現われている。

ダクト開口端形状が同じである長・短両ダクトの場合の騒音レベルをダクト内測定データ(図13, 14と表4, 5)と遠距離音場データ(図15, 17)を用いて比較する。2つのファン回転速度の場合ともファ

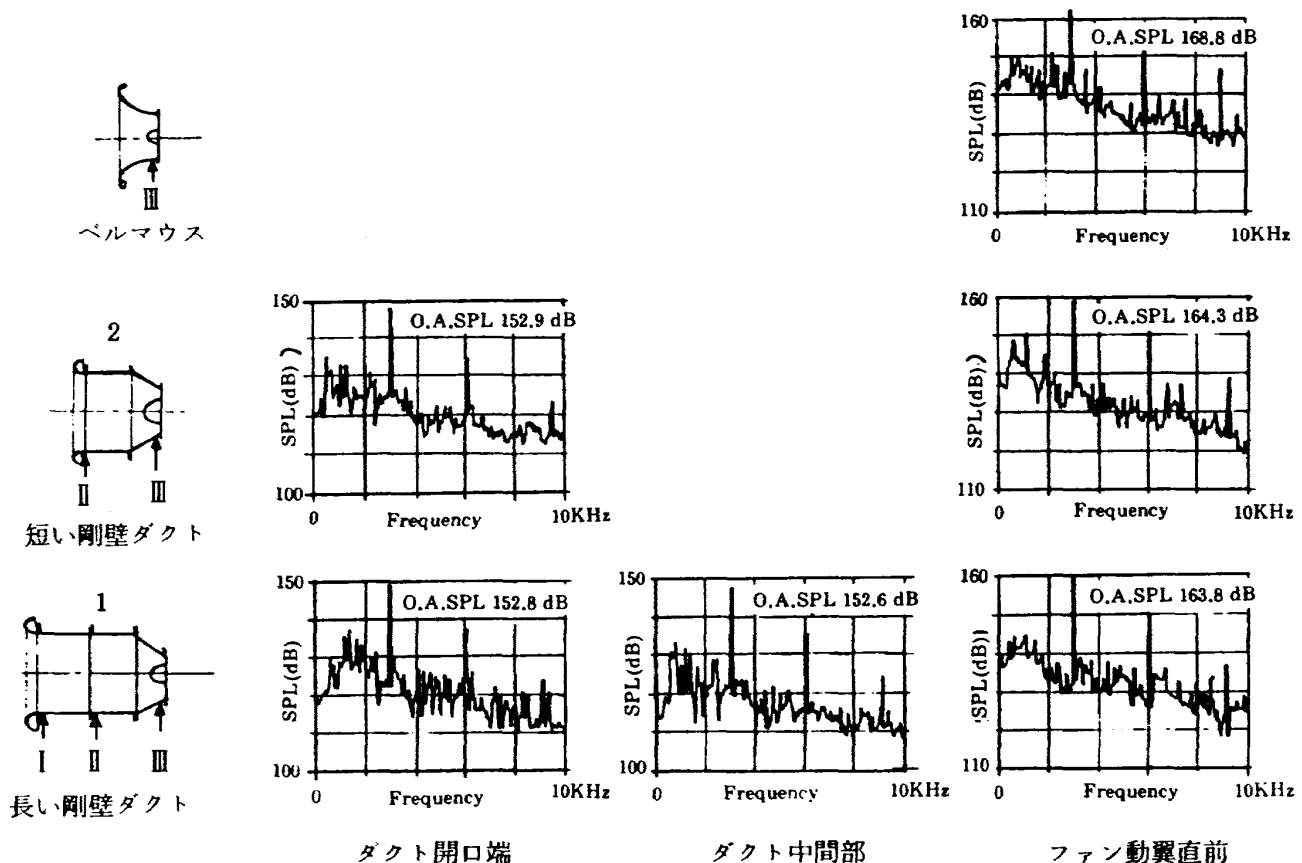


図14 ベルマウス及び長・短剛壁吸入ダクトのダクト内音圧スペクトル
(ファン回転速度 5920 rpm)

表 4 ダクト形状変化によるファン騒音レベルへの影響
(剛壁ダクト, ファン回転数 4550 rpm, ダクト内測定)

測定位置 ダクト形状	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト 中 間 Ⅰ	ダクト開口端 Ⅰ or Ⅱ
ベルマウス	161.4 dB		
短い剛壁ダクト	153.0 dB		141.7 dB
長い剛壁ダクト	154.0 dB	143.0 dB	142.8 dB

(a) O.A. SPL

測定位置 ダクト形状	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト 中 間 Ⅰ	ダクト開口端 Ⅰ or Ⅱ
ベルマウス	157.2 dB		
短い剛壁ダクト	146.0 dB		134.0 dB
長い剛壁ダクト	147.0 dB	135.0 dB	134.5 dB

(b) 1次BPF

測定位置 ダクト形状	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト 中 間 Ⅰ	ダクト開口端 Ⅰ or Ⅱ
ベルマウス	144.5 dB		
短い剛壁ダクト	135.5 dB		124.2 dB
長い剛壁ダクト	136.0 dB	126.0 dB	124.0 dB

(c) 2次BPF

表 5 ダクト形状変化によるファン騒音レベルへの影響
(剛壁ダクト, ファン回転速度 5920 rpm, ダクト内測定)

測定位置 ダクト形状	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト 中 間 Ⅰ	ダクト開口端 Ⅰ or Ⅱ
ベルマウス	168.8 dB		
短い剛壁ダクト	164.3 dB		152.9 dB
長い剛壁ダクト	163.8 dB	152.6 dB	152.8 dB

(a) O.A.SPL

測定位置 ダクト形状	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト 中 間 Ⅰ	ダクト開口端 Ⅰ or Ⅱ
ベルマウス	163.0 dB		
短い剛壁ダクト	159 dB		148 dB
長い剛壁ダクト	160 dB	148 dB	149 dB

(b) 1次BPF

測定位置 ダクト形状	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト 中 間 Ⅰ	ダクト開口端 Ⅰ or Ⅱ
ベルマウス	153 dB		
短い剛壁ダクト	151 dB		135 dB
長い剛壁ダクト	150.5 dB	135.5 dB	137 dB

(c) 2次BPF

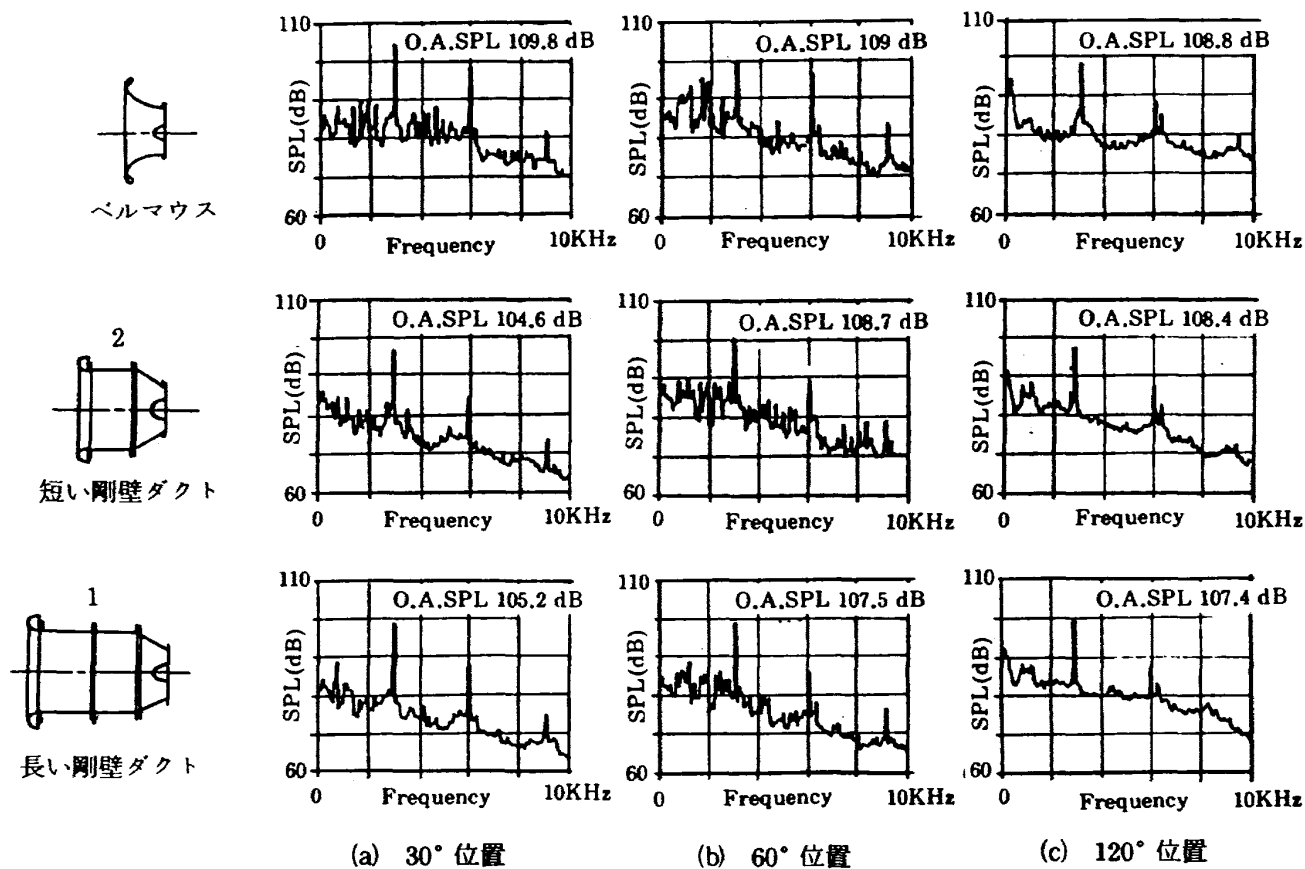
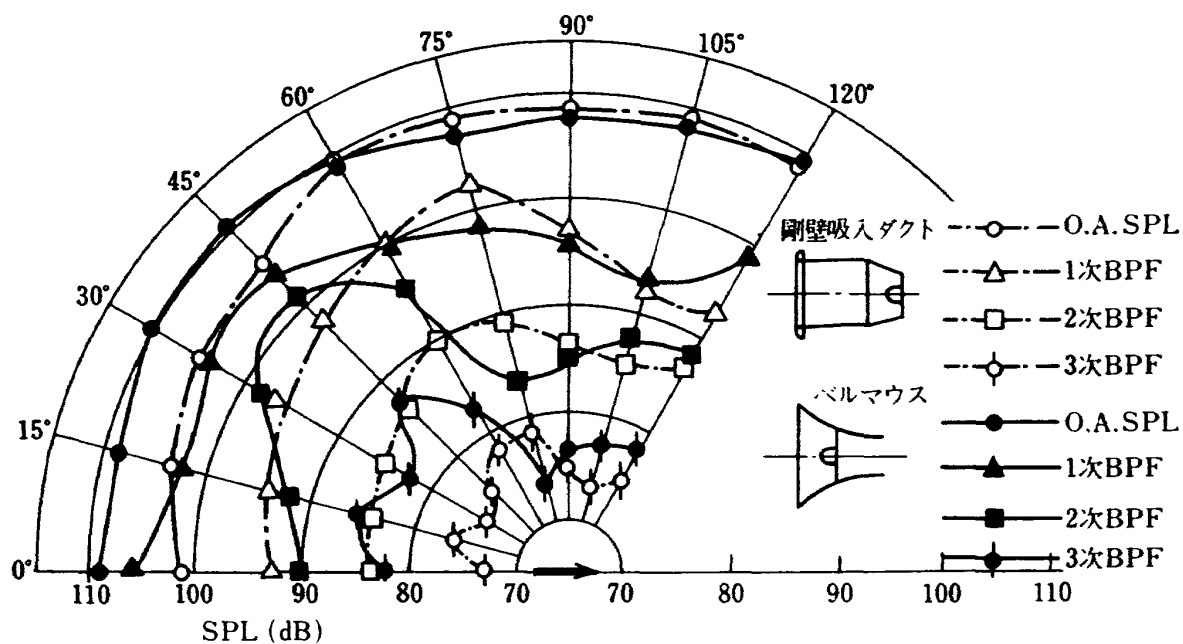


図 15 遠距離音場での音圧スペクトル (ファン回転速度 5920 rpm)

図 16 ベルマウスと短い剛壁ダクトの場合のエンジン騒音の比較
(ファン回転速度 5920 rpm の遠距離音場測定)

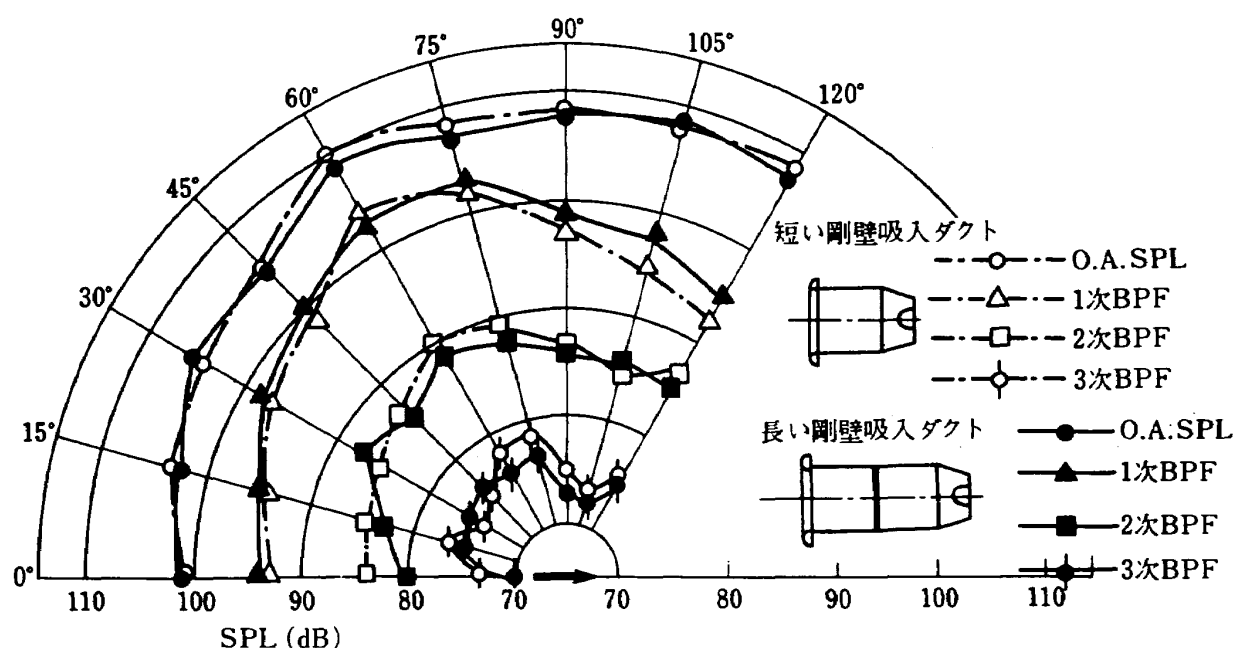


図 17 短い剛壁吸入ダクトと長い剛壁吸入ダクトの場合のエンジン騒音比較
(ファン回転速度 5920 rpm, 遠距離音場測定)

ン直前並びにダクト開口端での O.A. SPL と 1 次 BPF, 2 次 BPF レベルは殆んど等しい値を示し, スペクトル全体の形やレベルも類似している。これに対応する遠距離音場の 30°, 90°, 120° 位置での音圧スペクトル (図 15) 並びに O.A. SPL, 1 次, 2 次, 3 次 BPF の指向特性を比較した図 17 も, 音圧レベルと指向性は非常に似ていることを示している。これらの結果より円筒ダクトの長さを 2 倍にしてもエンジン騒音発生と放射に関して殆んど影響がないことが明らかとなった。

§ 3.3 ダクトライニングによる吸音状況

ダクトライニングの有効面積の大小とライニングがなされたダクト位置の相違による吸音量への影響をダクト内測定データと遠距離音場測定データを用いて検討する。ダクト内測定の結果を図 18 から図 21 と表 6, 7 に, 遠距離音場での測定結果を図 22 と図 23 に示す。

剛壁, 一部ダクトライニング, 全体のダクトライニングされている 3 つの場合を比較するため, ダクト 3, 4, 5 の短い円筒ダクトの場合を例にとり, ファン回転速度 4550 rpm, 5920 rpm のファン動翼直前とダクト開口端での音圧スペクトルを同一図に示

したのが図 18, 19 であり, これらの図から O.A. SPL, 1 次 BPF, 2 次 BPF を取出し, 同一測定位置でのレベルを比較したのが表 6 と表 7 である。

騒音源であるファン直前のスペクトルは実験日時の相違のため横風等の影響によって多少異なることも考えられるが, 32 回の平均された値はダクトライニングの有無に影響されずほぼ等しいレベルを示し, この傾向はファン回転速度が異なった場合でも同様である。そのため, ダクト開口端での値を比較することによって吸音効果を知ることが出来る。そこで, ファン直前での音圧レベルが等しいと見なし, スペクトル全体にわたる吸音効果をダクト開口端の位置のスペクトル差として 4 つのファン回転速度について試みたのが図 20 と図 21 である。図中には表と対応させるため, 1 次 BPF と 2 次 BPF の位置にそれぞれ①, ②が記されている。

ダクト円錐部分のライニングによる吸音効果は, ファン回転速度 5450 rpm と 5920 rpm の場合が他のファン回転速度の場合よりも大きく, 1 次 BPF で 10 dB 程度の減音が見られる。

また, 全ダクトライニングの場合は, ダクト円錐部分のみのライニングの場合と比べて 4 つのファン回転速度全体にわたってより多くの量が吸音され,

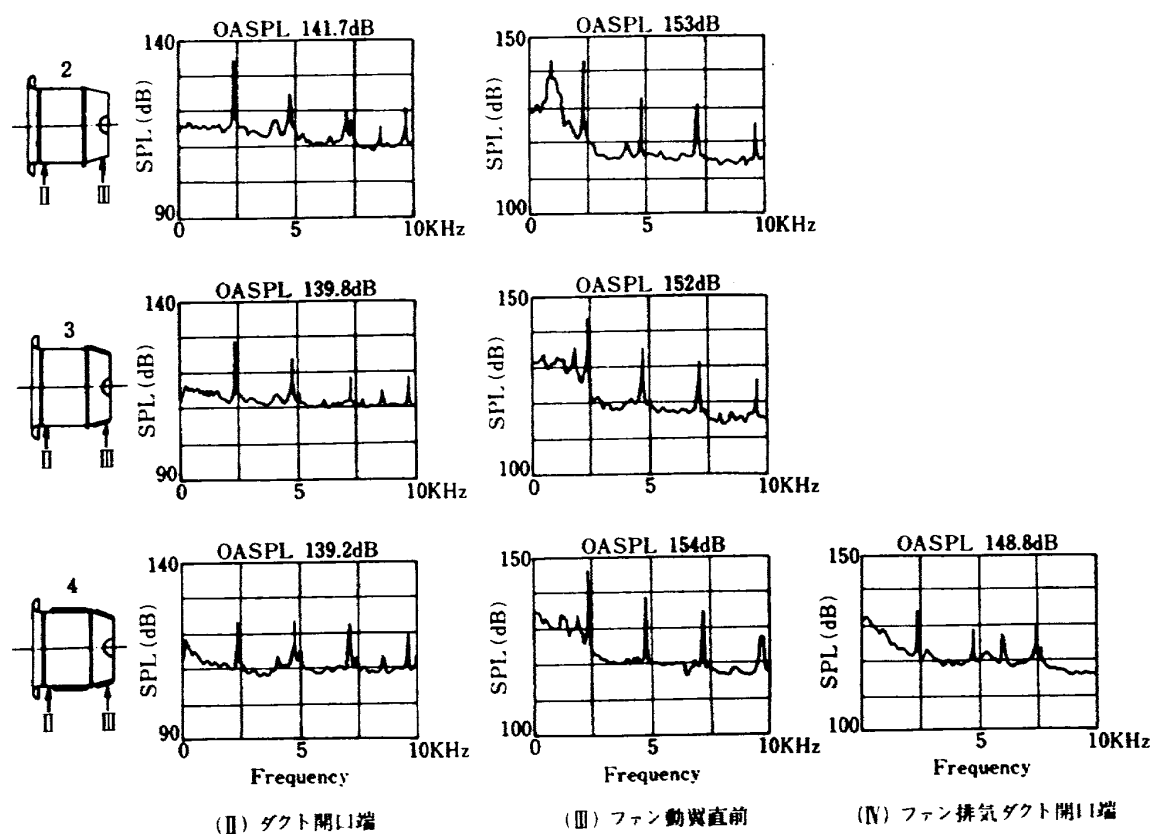


図 18 ダクトライニングによる吸音効果のダクト内測定
(ファン回転速度 4550 rpm)

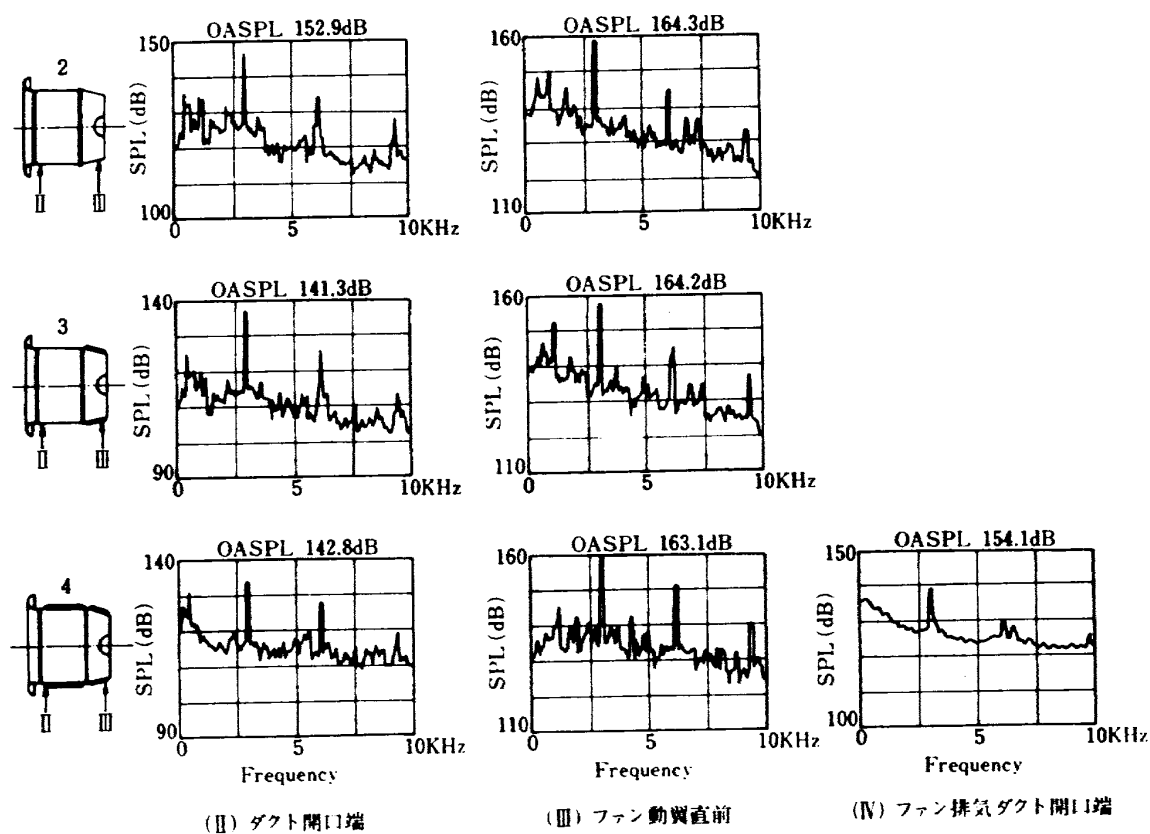


図 19 ダクトライニングによる吸音効果のダクト内測定
(ファン回転速度 5920 rpm)

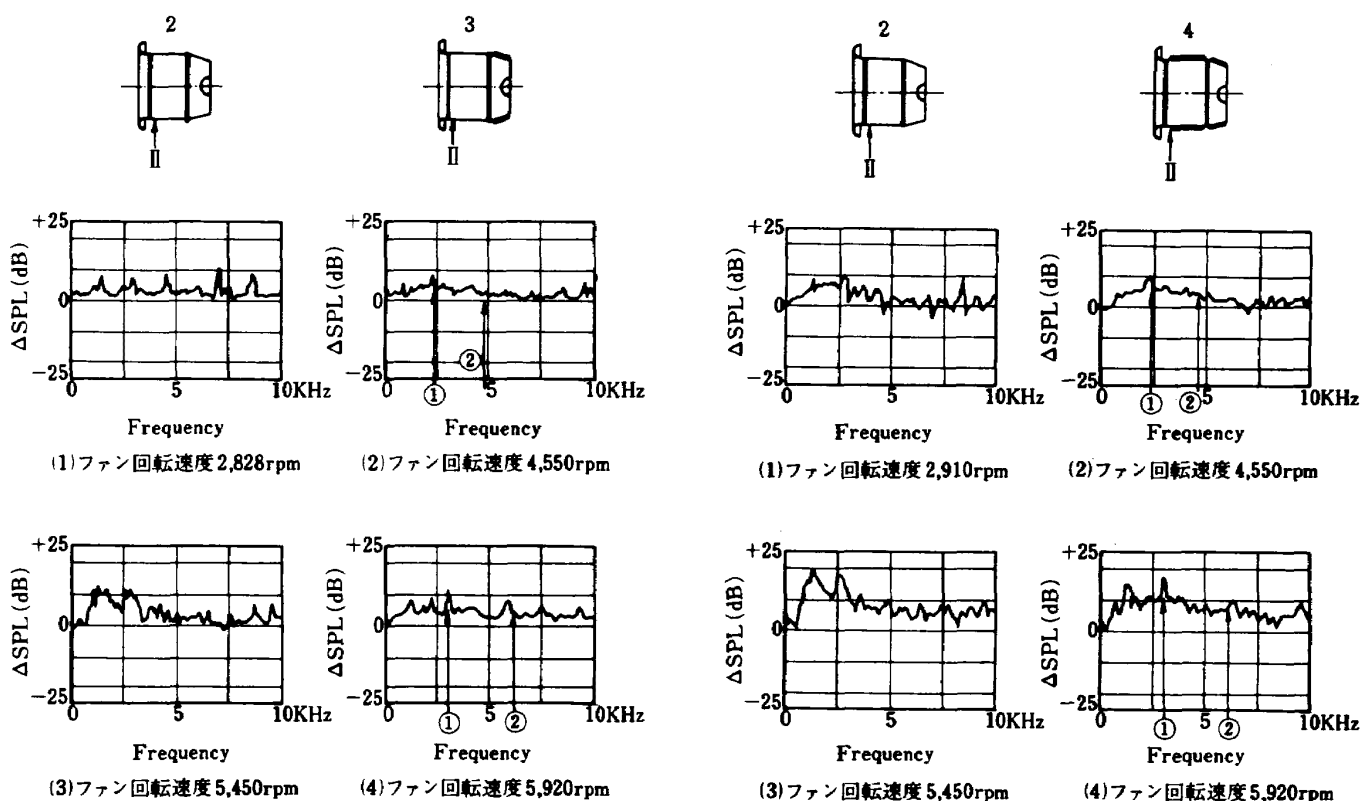


図 20 ダクトライニングによる吸音効果
(ダクト 2 の Ⅱ とダクト 3 の Ⅱ の位置
の音圧スペクトル差)

図 21 ダクトライニングによる吸音効果
(ダクト 2 の Ⅱ とダクト 4 の Ⅱ での位置
の音圧スペクトル差)

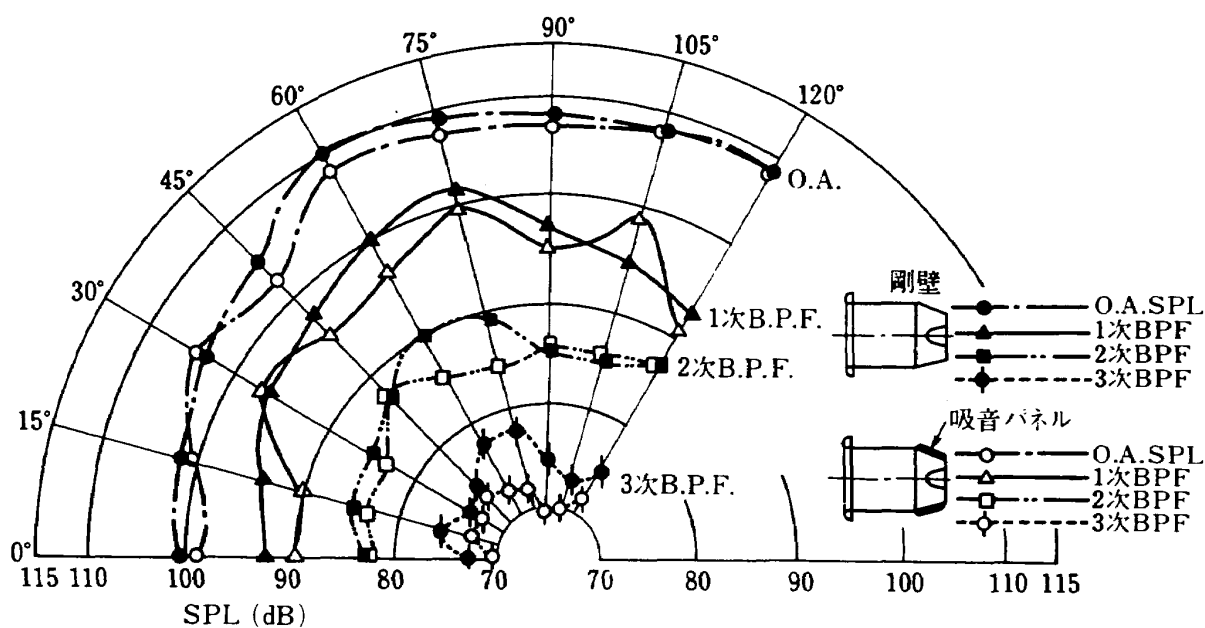


図 22 遠距離音場測定によるダクトライニングの吸音効果
(ファン回転速度 5920 rpm)

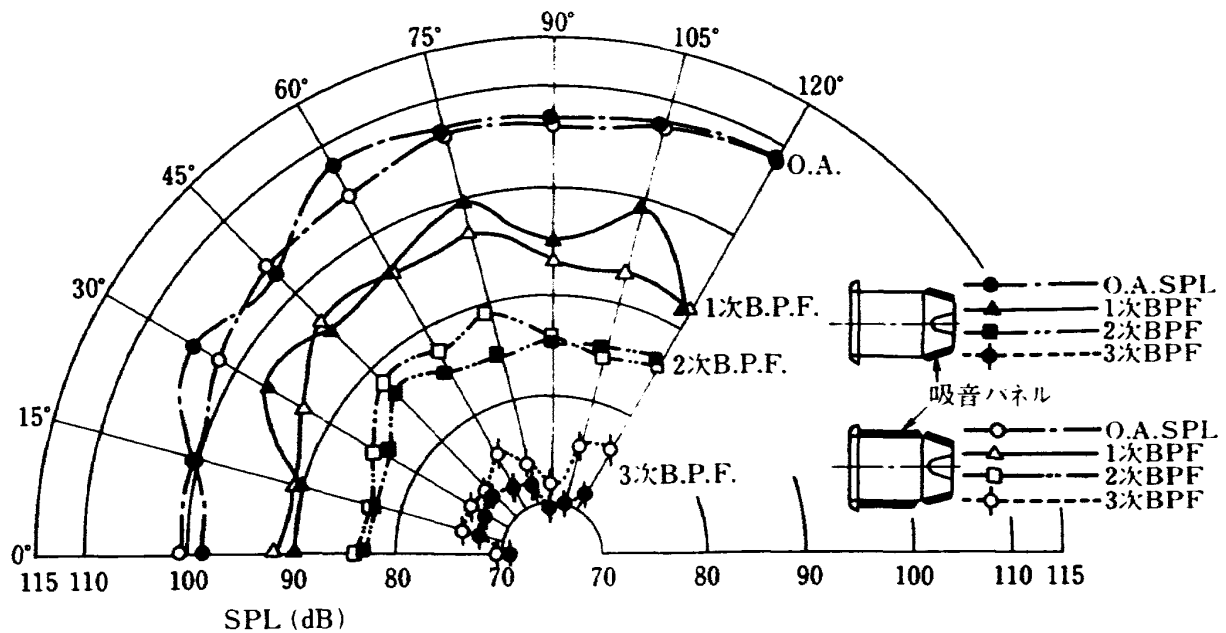


図 23 遠距離音場測定によるダクトライニングの吸音効果
(ファン回転速度 5920 rpm)

表 6 ダクトライニングによる吸音効果
(ファン回転速度 4550 rpm)

ダクト形状 \ 測定位置	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト開口端 Ⅱ
ダクト 2	153 dB	141.7 dB
ダクト 3	152 dB	139.8 dB
ダクト 4	154 dB	139.2 dB

(a) O.A.SPL

ダクト形状 \ 測定位置	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト開口端 Ⅱ
ダクト 2	143.5 dB	135 dB
ダクト 3	144 dB	128 dB
ダクト 4	146 dB	123 dB

(b) 1次BPF

ダクト形状 \ 測定位置	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト開口端 Ⅱ
ダクト 2	133 dB	125.5 dB
ダクト 3	135 dB	124 dB
ダクト 4	138.5 dB	123.5 dB

(c) 2次BPF

表 7 ダクトライニングによる吸音効果
(ファン回転速度 5920 rpm)

ダクト形状 \ 測定位置	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト開口端 Ⅱ
ダクト 2	164.3 dB	152.9 dB
ダクト 3	164.2 dB	151.3 dB
ダクト 4	163.1 dB	142.8 dB

(a) O.A.SPL

ダクト形状 \ 測定位置	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト開口端 Ⅱ
ダクト 2	158.5 dB	146 dB
ダクト 3	158 dB	137 dB
ダクト 4	159.5 dB	134 dB

(b) 1次BPF

ダクト形状 \ 測定位置	ファン動翼直前 Ⅲ	ダクト開口端 Ⅱ
ダクト 2	145.5 dB	133 dB
ダクト 3	145 dB	125 dB
ダクト 4	151 dB	128 dB

(c) 2次BPF

ファン回転速度 5920 rpm で 1 次 BPF が 12 dB 程度減音されている。ところで、ダクトライニングの有効吸音面積はダクト 4 の場合がダクト 3 の場合の 3 倍近くあり、低減を目標としている 5920 rpm の 1 次 BPF に関して言えば、ダクト 4 がダクト 3 の 3 倍近くの吸音効果を見積ったが、測定結果は約 1.3 倍の 3 dB 程度の増加しか得られなかった。今回の場合は、音場の半径方向一点であるダクト壁面しか測定していないこともあり、半径方向分布測定を含めて、この差の検討をする必要がある。

このダクト内測定に対応する遠距離音場測定結果（図 22）は、円錐部ライニングによる 1 次 BPF 成分の吸音は最大 5 dB であって、 60° 付近で吸音効果が最も大きく、吸音量は指向特性を別にすればダクト内測定での吸音量のほぼ半分程度の値を示している。一方、2 次 BPF もダクト内での 10 dB 程度の吸音より小さい 6 dB 程度の吸音が $60^\circ \sim 90^\circ$ 間において見られる。

ダクト 4 とダクト 3 を比較した図 23 は円筒部ライニングは遠距離音場での広い角度範囲にわたって、1 次 BPF 成分で約 4 dB の吸音効果を有することを示している。しかし、ダクト内測定で得られた結果と同様に円筒部分での吸音効果は円錐部分でのものよりも小さい値を示している。円錐部分と円筒部分両方による 1 次 BPF の吸音量は最大で約 7 dB であり、この値はダクト内測定で得られたものの半分に近い。

図 24 はダクト 5 の I の位置とダクト 1 の対応する位置のスペクトル差を 4 つのファン回転速度について表示したものである。ファンによって発生する騒音レベルが殆んど等しいので、このスペクトル差は長い吸入吸音ダクトによる吸音効果を示しており、1 次 BPF について見ればファン回転速度 4540 rpm,

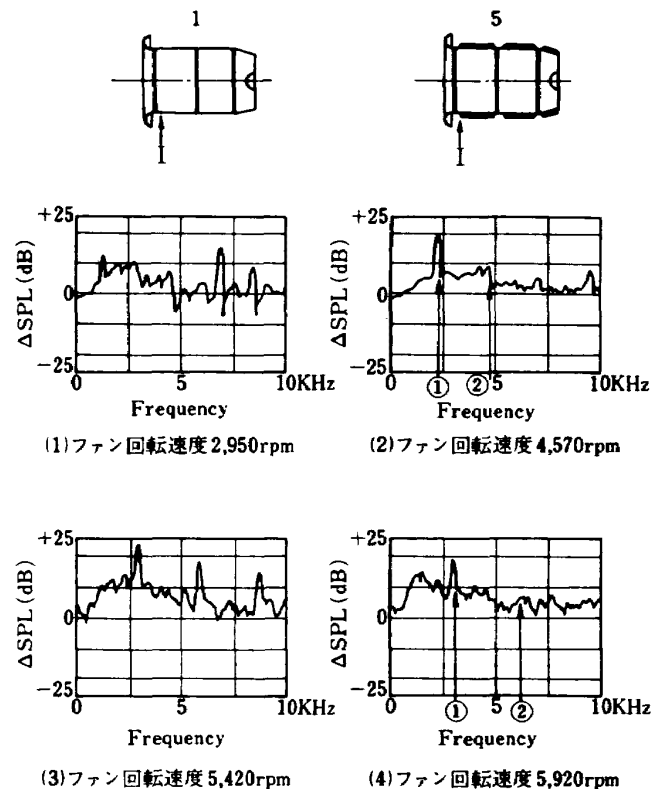
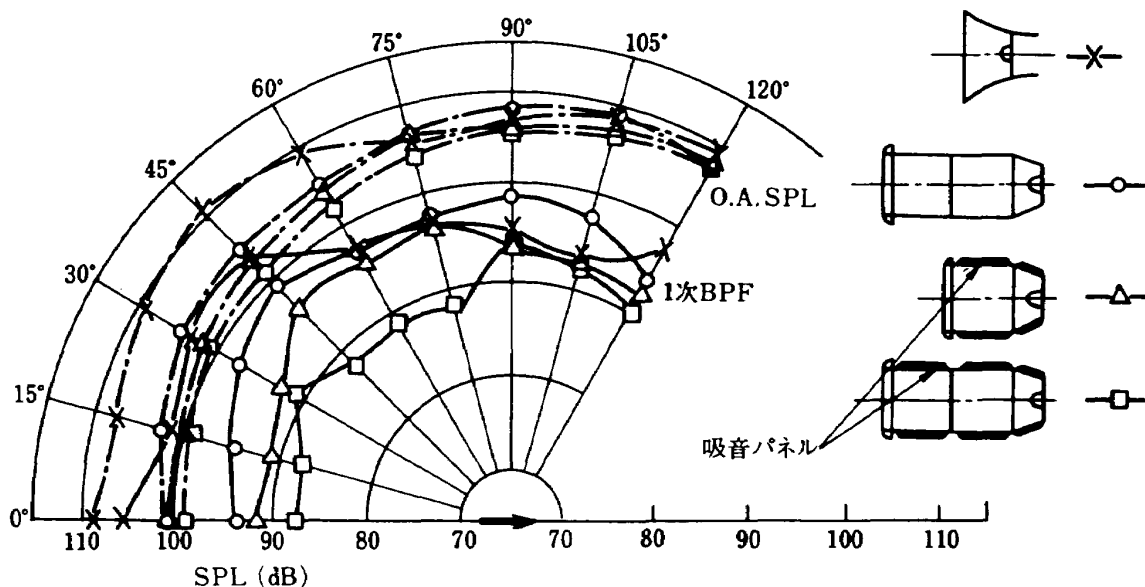


図 24 ダクトライニングによる吸音効果
(ダクト 1 の I とダクト 5 の I の位置
での音圧スペクトル差)



5920 rpmでそれぞれ 14db, 17dbの減音量が得られている。ファン回転速度 5920 rpm の場合を見ると、ライニング設計周波数の 3KHz での吸音が目的通り最も大きく得られているけれども、他の周波数成分に関してはダクト 4 による吸音量との差は殆んど見られない。遠距離音場で長短のダクトライニングによる吸音効果を比較すると(図 25), 延長したライニング円筒ダクト部によって 1 次 BPF が角度によって異なるが、4 ~ 8db 程度の吸音が得られており、この値はダクト内測定で得られたものに近い。

以上の結果より、ダクト内測定によってダクト開口端でのスペクトル差から遠距離音場で得られる、およそその吸音量を推定出来ること並びにダクト内での吸音状況の情報を得ることが可能であることが明らかとなった。より精度を高めるためにはダクト内半径方向のスペクトル測定を加えることが必要である。ところで、ダクト内測定から指向性を言及するにはダクト開口端での円周方向及び半径方向モードを分析する必要がある、これは、非常に難しい測定分析である。

§ 3.4 櫛型音圧測定管を用いた測定例

FJ R710/10 ファンエンジンにベルマウスを取付けた際に、試作した櫛型音圧測定管を用いてダクト内部の音場測定を試みたので、その結果について以下に述べる。

櫛型音圧測定管の設定状況を、図 26 に示す。

ファン回転速度 4550 rpm と、6020 rpm で得られた半径方向の 5KHz までの音圧スペクトル分布を、図 27 と図 28 に表わす。櫛型音圧測定管によって得られたスペクトル中の最低レベルは、測定管の製作において予想していたように、110dB 程度であった。これらの図から明らかなように、測定対象とする BPF (図中①) や Buzz saw noise (図中⑤) 成分は、他の周波数成分と明確に区別することができる。以上の事から、この測定管によってダクト内の音圧を測定できる見通しが得られた。

図 31 は、櫛型音圧測定管によって得られたスペクトルの中から、1 次 BPF 成分を取出して、半径方向分布の測定値の妥当性を検討したものである。図に示す 1 次 BPF は、①櫛型音圧測定管後流とフ

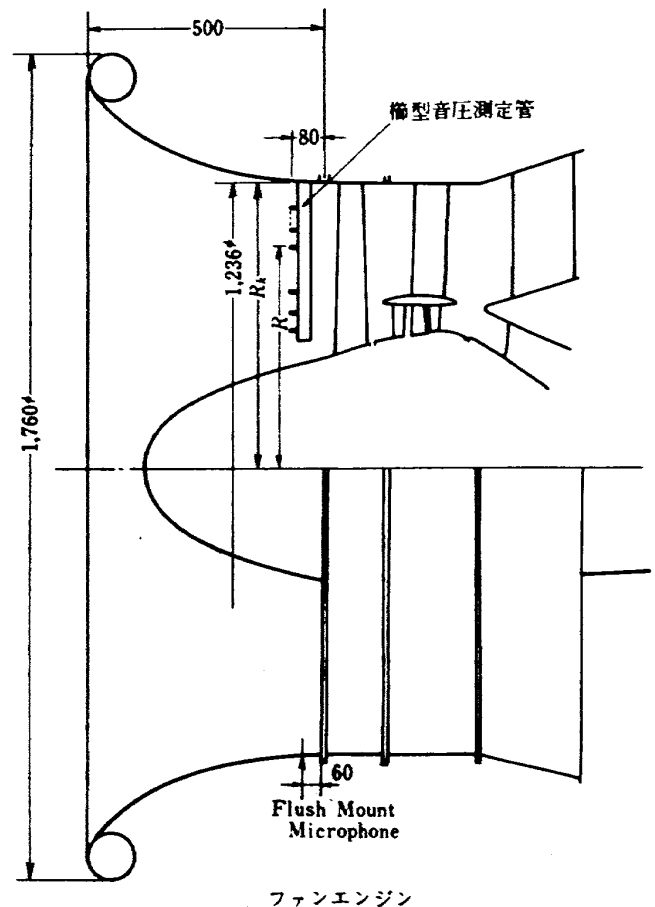


図 26 ベルマウスと櫛型音圧測定管

ァン動翼、② Inflow Distortion とファン動翼との干渉、並びに③動翼の定常揚力によって発生する成分を、全部含んだものと見なすことができる。

ファン回転速度 4520 rpm では、前述の 2 つの原因で 1 次 BPF が発生している。その中で櫛型音圧測定管の後流による干渉音が主体であり、動翼の相対流入速度は動翼の先端に向かって増加するため、先端に向かって発生音圧レベルが増加すると推定される。図 29 の(a)は、その傾向を明確に表わしている。

ファン回転速度 6020 rpm では、3 つの発生原因を含んでいるが、これも動翼先端に向かって発生音圧レベルが増加することが予想され、図 29 の(b)の分布図と傾向的に一致している。これより櫛型音圧測定管による測定値は、妥当なものと思われた。

§ 4. ま と め

ファンエンジンの低騒音化のためには、ダクトライニングの高効率化を計ることが必要である。そのため、設計に必要な資料を実機騒音試験から得る目

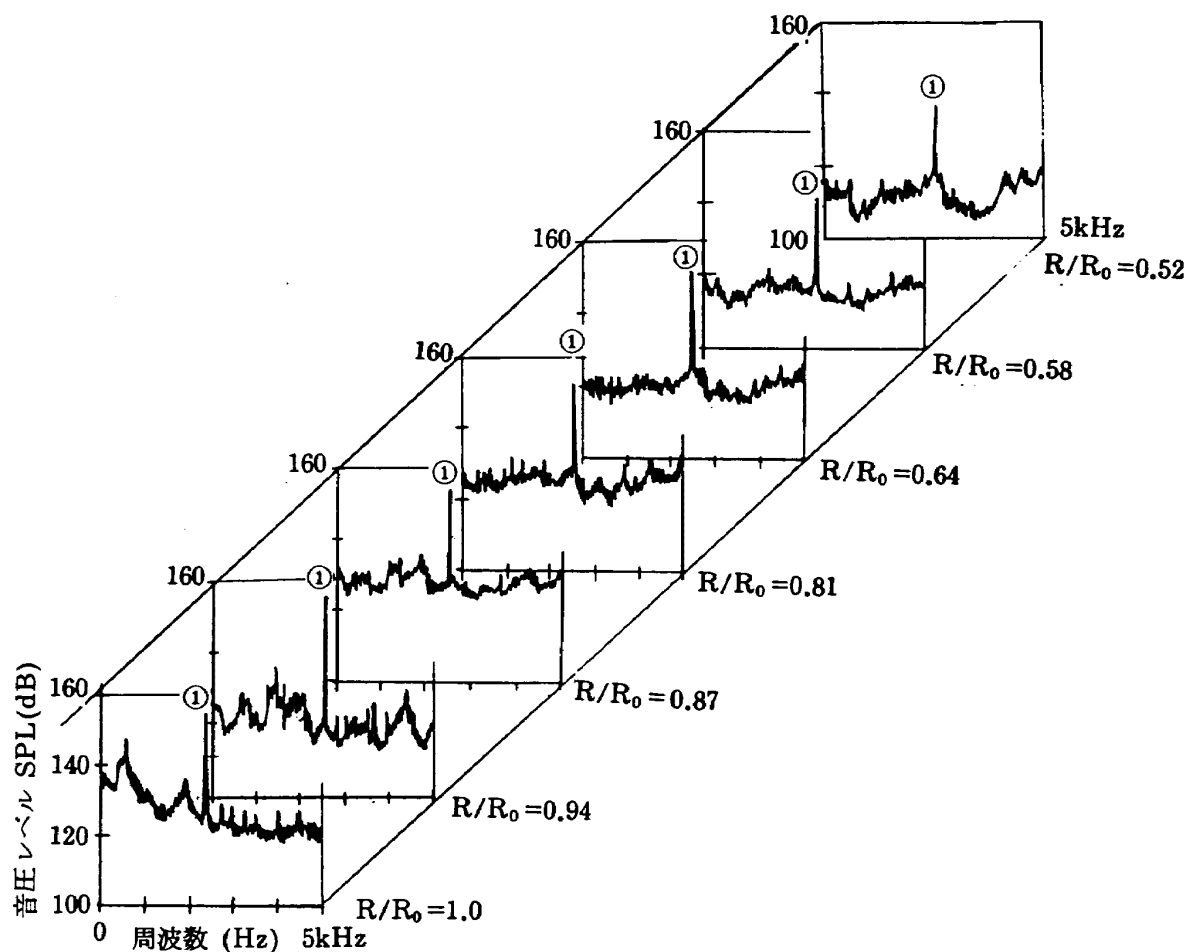


図 27 ダクト内音圧スペクトル半径方向分布 (ベルマウス, ファン回転速度 4550 rpm)

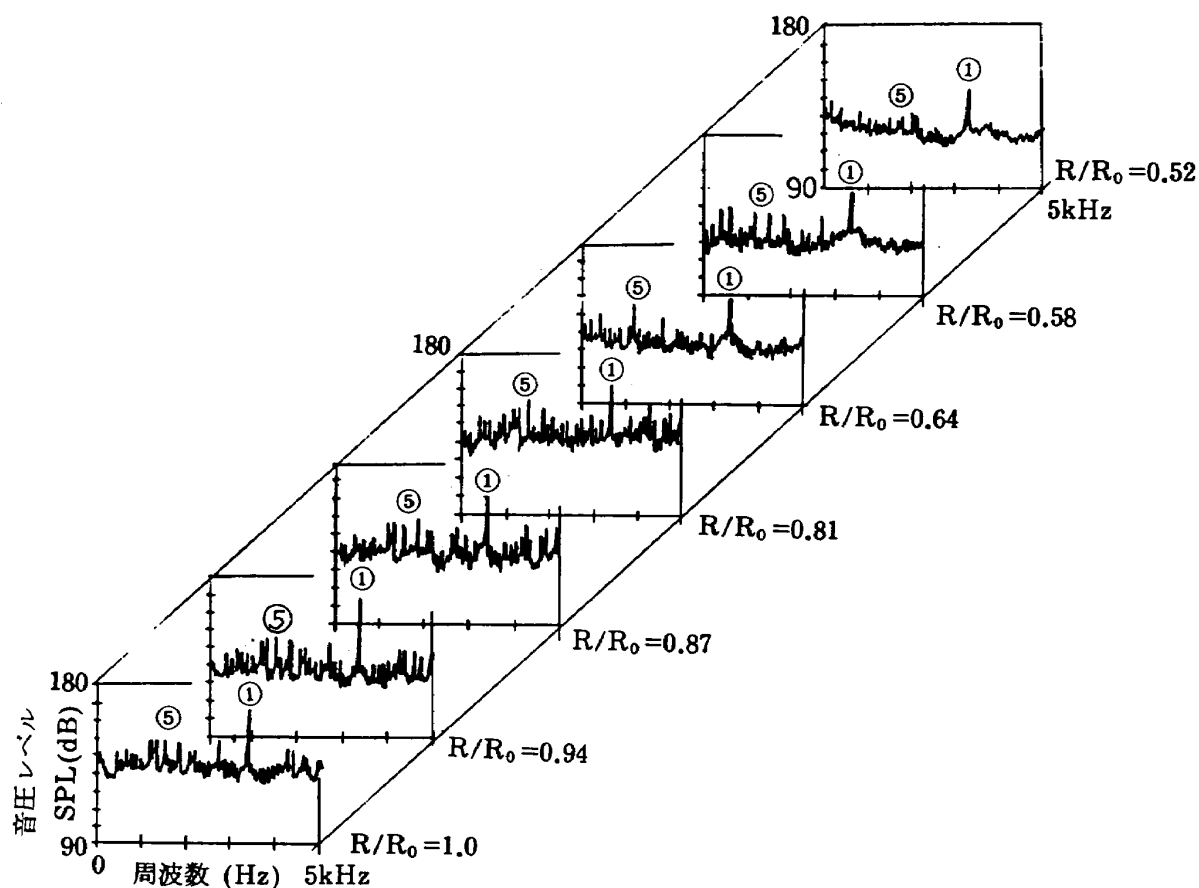
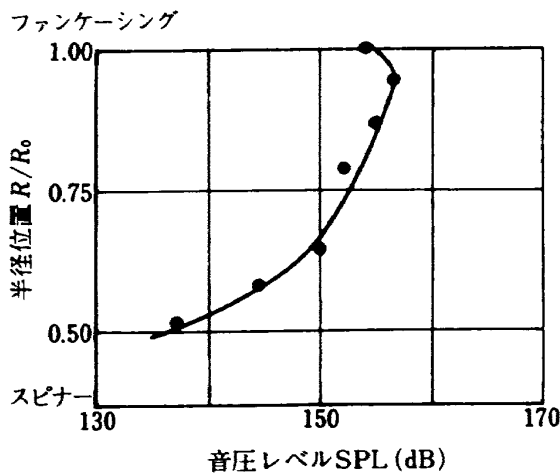
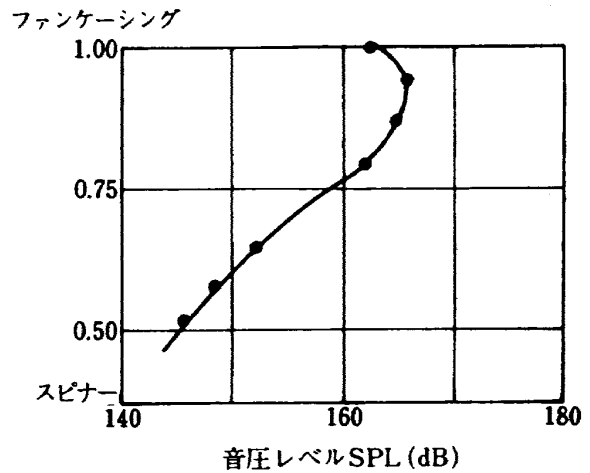


図 28 ダクト内音圧スペクトル半径方向分布 (ベルマウス, ファン回転速度 6020 rpm)



(a) ファン回転速度 4,550rpm



(b) ファン回転速度 6,020rpm

図 29 1次BPFの半径方向分布

的で、壁面音圧測定用マイクロホンを用いたダクト内測定を行い、吸入・排気両ダクトの内壁面音圧レベル、吸入ダクト形状のエンジン騒音への影響、吸音ダクト内部での吸音状況等に加えて、試作した櫛型音圧測定管を用いてファン動翼直前での半径方向音圧分布を測定し、以下の事柄を明らかにすると同時に多くの資料を得た。

(i) ファン直前では 163db, ダクト内では 140 ~ 150db の高音圧レベルであり、ファン翼通過周波数 1 次の成分が最も大きく、2 次、3 次成分へと高次になるにつれて 8db 程度ずつ小さくなる。

(ii) ダクト断面形状が二重円筒から円筒に変化する部分においては、スペクトル全体にわたって壁面音圧は、10 ~ 15db の大きな減音が見られた。

(iii) ファン吸入ダクト開口端では排気ダクト開口端より 1 次 BPF の音圧レベルが 10db 程度高いので、吸入側を吸音する方が重要である。

(iv) ベルマウスは吸入円筒ダクトの場合に比して、Inflow Distortion の影響を強く受けて、高いレベルのエンジン騒音を発生、放射する。一方、円筒ダクトの長短の影響は、エンジン騒音発生、放射に殆んど現われない。

(v) 今回設計された吸音パネルにより、目的通りのファン翼通過周波数 1 次の大きな吸音を得ることが出来た。吸音ライニングの有効面積の増加によって吸音量は増加するが必ずしも面積増加に比例して

ない。

(vi) ダクト内測定によって遠距離音場でのおよその吸音効果を推定出来る可能性とダクト内部の吸音状況の情報が得られることが明らかとなった。しかし、精度を高めるためにはダクト内部の音場の情報を得る必要がある。

(vii) 試作した櫛型音圧測定管によって高速流れのある音場の測定が可能となり、ファン動翼で発生するファン翼通過周波数 1 次成分等の半径方向音圧分布を明らかにすることが出来た。

参 考 文 献

- (1) Aircraft Engine Noise Reduction
NASA SP-311 (1972)
- (2) 小林 紘, 鳥崎忠雄, 渡辺 実, 武田克己
ファンエンジン FJ R710 を用いた消音試験 (その 2) 第 16 回航空原動機に関する講演会 昭和 51 年 2 月
- (3) 小林 紘, 鳥崎忠雄, 渡辺 実, 武田克己
消音ダクトによるファンエンジン低騒音化の研究 日本ガスタービン学会第 4 回定期講演会 昭和 51 年 6 月
- (4) 渡辺 実他 9 名
ファンエンジン FJ R710 による円筒吸入消音ダクトの実機試験 NAL TM-321 (1976)
- (5) A.Silvestein, S.Katzoff and W.K.Bullivant

Downwash and wake behind plain and flap-
ped airfoils NASA Rep, 651 (1939)

(6) N.E.Kemp and W.R.Sears

The unsteady forces due to viscous wakes in
turbomachines, J. Aero. Sci. Vol.22 (1955)

(7) E.J.Rice

Attenuation of sound in soft walled circular
ducts, NASA TMX-52442 (1968)

(8) E.J.Rice

Propagation of waves in an acoustically
lined duct with a mean flow, NASA SP-207
(1969)

§ 附録 A 楕型音圧測定管の製作 に関する検討

楕型音圧測定管は速い流れ場での音を測定するた
め 2 章 2 項で述べられた(i)~(iv)の問題の検討を過
て製作されたものである。以下それについて述べ
る。

(i)の問題に関して、一様な流れのある音場に図 A
- 1 に示す如く、プローブが置かれた場合を考える。

点 A で計測される圧力は一様流中の静圧 P を用い
て

$$P_A = P \left[1 + \frac{(k-1)}{2} \left(\frac{V}{C} \right)^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (A-1)$$

と表わせる。

$V < C$ の仮定のもとに $P = P_0 + p$, $V = V_0 + u$
を用いて (A-1) 式を書き換えると、

$$\begin{aligned} P_A &= (P_0 + p) \left[1 + \frac{k}{2} \left(\frac{V}{C} \right)^2 + \frac{k}{8} \left(\frac{V}{C} \right)^4 \right. \\ &\quad \left. + \frac{(2-k) \cdot k}{48} \left(\frac{V}{C} \right)^6 + \dots \right] \cong (P_0 + p) \\ &\quad \cdot \left[1 + \frac{k}{2} \frac{1}{C^2} (V_0^2 + 2V_0 \cdot u) \right] \\ &= (P_0 + p) \left[1 + \frac{k}{2} M_0^2 + \frac{k}{C^2} V_0 \cdot u \cos \varphi \right] \end{aligned} \quad (A-2)$$

ここで、

P_0 : 乱されない流れ場での静圧の定常分
 V_0 : 一様流速 C : 音速

p, u : 流れのない場合の音圧及び音による速度
変動

式 (A-2) を定常成分と非定常成分とに分けると次
のようになる。ここでは、流れの乱れによる圧力変
動を考慮していない。

$$\begin{aligned} P_A &= P_0 \left(1 + \frac{k}{2} M_0^2 \right) + \left\{ P_0 \frac{k}{C^2} V_0 \cdot u \cos \varphi \right. \\ &\quad \left. + P \left(1 + \frac{k}{2} M_0^2 \right) \right\} = P_0 \left(1 + \frac{k}{2} M_0^2 \right) \\ &\quad + \left\{ \frac{k P_0}{\rho_0} \frac{\rho_0 u C}{C^3} V_0 \cos \varphi + P \left(1 + \frac{k}{2} M_0^2 \right) \right\} \\ &= \underbrace{P_0 \left(1 + \frac{k}{2} M_0^2 \right)}_{\text{定常成分}} + \underbrace{P \left(1 + \frac{k}{2} M_0^2 + M_0 \cos \varphi \right)}_{\text{非定常成分}} \end{aligned} \quad (A-3)$$

これより、点 A での音に関する非定常圧力成分は

$$P_{At} = p \left(1 + \frac{k}{2} M_0^2 + M_0 \cos \varphi \right) \quad (A-4)$$

となる。式 (A-3) の変換において、 $M_0 = V_0 / C$,

$C = \sqrt{\frac{k P_0}{\rho_0}}$, 及び $p = \rho_0 C u$ を用いている。

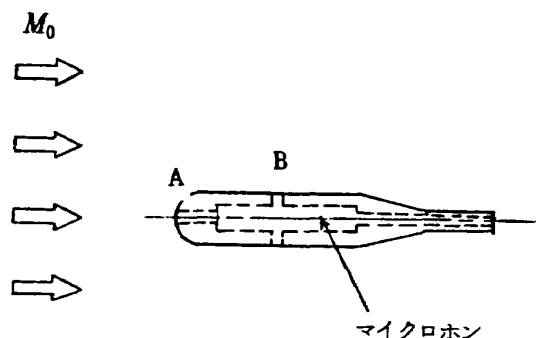
ここで、

k : 比熱比

M_0 : 主流のマッハ数

φ : 主流の方向と音の波面のなす角度

一方、細い物体上の点 B は流れに平行であるため、



P : 流れのない場合の音圧

P_A : A 点での音圧

P_B : B 点での音圧

φ : 流れの方向と音の波面の方向とのなす角

M_0 : 主流のマッハ数

図 A-1 流れのある音場での A,
B 点での音圧

流れによる影響は受けず、ほぼ流れのない場合の音圧 p に等しく

$$P_{Bt} \cong P \quad (\text{A-5})$$

となる。考慮しているプローブは上流に伝搬する流れのある音場であるので、 $\varphi = 180^\circ$ を例にとって、流れのマッハ数 0.3 の場合を計算すると P_A は P より 2.3 dB 低くなる。そのため、(i) の問題に関しては、図 7 に示す如く櫛型音圧測定管の音圧測定孔は、流れに平行となるように、プローブ側面に開けられた。

(ii) に関して、音以外の流れの乱れに基因する圧力変動がある場合を検討する。主流の速度 $V = 70 \text{ m/s} \sim 100 \text{ m/s}$ で乱れの速度 v を主流速度の 5 % 程度と仮定すれば、次式

$$P_{Bt} = \frac{1}{2} \rho_0 v^2 \quad (\text{A-6})$$

$$P_{At} / P_{Bt} = \frac{2V}{v} \quad (\text{A-7})$$

より、B点での乱れによる変動圧力は、112 dB ($V = 70 \text{ m/s}$) \sim 114 dB ($V = 100 \text{ m/s}$) であり、A点ではB点よりも 26 dB も加算された高い値を示す。後述の実験結果が示すように、測定対象とする音は、ファン翼通過周波数成分音や Buzz saw noise 成分音であって、114 dB より十分高く、5 % 程度の乱れがある場合にも測定上問題はない。流れの乱れによる圧力変動が、白色騒音と混在する可能性があるが、5 % 乱れは大きい方と思われるので白色騒音の測定も可能であろう。

以上の検討より、(ii) の問題は (i) の問題の様に測定孔を流れに平行にするようにした。 $\phi 3.6$ のプローブ管に開けられた 2 個の $\phi 1.5$ の孔の距離は 3 mm である。この距離に相当する波長の周波数は約 110 KHz であるので、計測目標の 10 KHz 以下の音の場合、両方の孔から入る音の位相は殆んど等しく、一様音場での測定と考えて良いと思われる。

(iii) に関して、プローブ管の支持部を同じ断面幅 d の円柱として考えた場合、その後流のカルマン渦によって誘起される変動圧力の周波数 f は $f = 0.2V/d$ と表わせる。 V は主流の速度である。流速 $70 \text{ m/s} \sim 100 \text{ m/s}$ で発生する周波数は $1500 \text{ Hz} \sim 2100 \text{ Hz}$ となる。この (iii) の問題を解決するために、櫛型音圧測定管の支持部断面 (図 7 の B-B 断面) を対称翼形

に近い形として、円柱のような大きな剥離が発生しないようにした。実験結果から、白色騒音と比較して大きな $1.5 \text{ KHz} \sim 2.1 \text{ KHz}$ の成分が見られないことから、櫛型音圧測定管の後流の幅は狭く、かつ、弱い後流渦が発生しているものと推定される。また、カルマン渦による圧力変動は測定対象である翼通過周波数成分 (約 3 KHz) と周波数を異にしているので計測上問題はない。

最後に (iv) の問題について検討を行う。干渉の強さは櫛型音圧測定管がダクト軸方向に挿入される位置によって異なるので図 3 の I の位置 (動翼前縁より 1337 mm 上流) と II の位置 (動翼より 93 mm 上流) の 2 点について考察を行う。IV の位置については (iv) の問題は発生しない。櫛型音圧測定管の断面形状が厚みのある翼形に近いので Silverstein の実験結果⁵⁾ とともに Kemp & Sears⁽⁶⁾ が使用した翼後流モデルを用いた。これによると、後流中央で最大速度欠損 u_c は次式で示される。

$$u_c/U = 1.21 \sqrt{C_D} / (x^* + 0.15) \quad (\text{A-8})$$

ここで、 U 、 C_D 、 x^* はそれぞれ、主流の速度、抗力係数、翼後縁からの距離であって翼弦長 (35 mm) で無次元化された値である。 C_D は 0.1 \sim 0.2 の値である。

I あるいは II 点に、櫛型音圧測定管が置かれた場合のファン動翼直前での後流の強さは、(A-8) 式からそれぞれ主流の 1.0 % \sim 1.4 % ($C_D = 0.1 \sim 0.2$ に対応する。), 13.6 % \sim 19 % となる。Inflow distortion の強さは 5 % 程度と考えられるので、II の位置では櫛型音圧測定管後流とファン動翼との干渉音が主要な 1 次 BPF の音源となる可能性がある。しかし、I の位置での測定は、ファン騒音の発生に殆んど影響を与えない。この 1 % 程度の乱れは飛行時と同程度のレベルと推定されるので、Inflow Distortion のない飛行時の騒音計測の場合にも、I の位置においてダクト内測定が出来るものと思われる。

§ 附録 B 櫛型音圧測定管の音圧補正

櫛型音圧測定管を構成しているプローブ管は、複雑な形状をしているためもあり、多くの共鳴周波数と、管内での減衰があることが予想されるため、プ

ローブ管の音圧補正が必要である。このプローブ管音圧補正に関して、次に述べる3点を考慮して拡散場での白色騒音を用いて補正を行った。

(i) 騒音試験中、エンジン回転速度を一定にする事は困難であり、定回転保持の場合でも40rpm前後の変動、翼通過周波数1次成分では $\pm 20\text{Hz}$ 前後の変動があること。

(ii) ファン騒音の周波数領域が広範囲にわたっているため、0Hzから10KHzまでの連続した幅広い周波数領域の音圧補正が必要であること。

(iii) 近年FFTを用いた周波数分析器が進歩し、広い周波数領域にわたる補正スペクトルを記憶し、解析されたDataに、その補正を施すことによって簡単に補正処理が出来ること

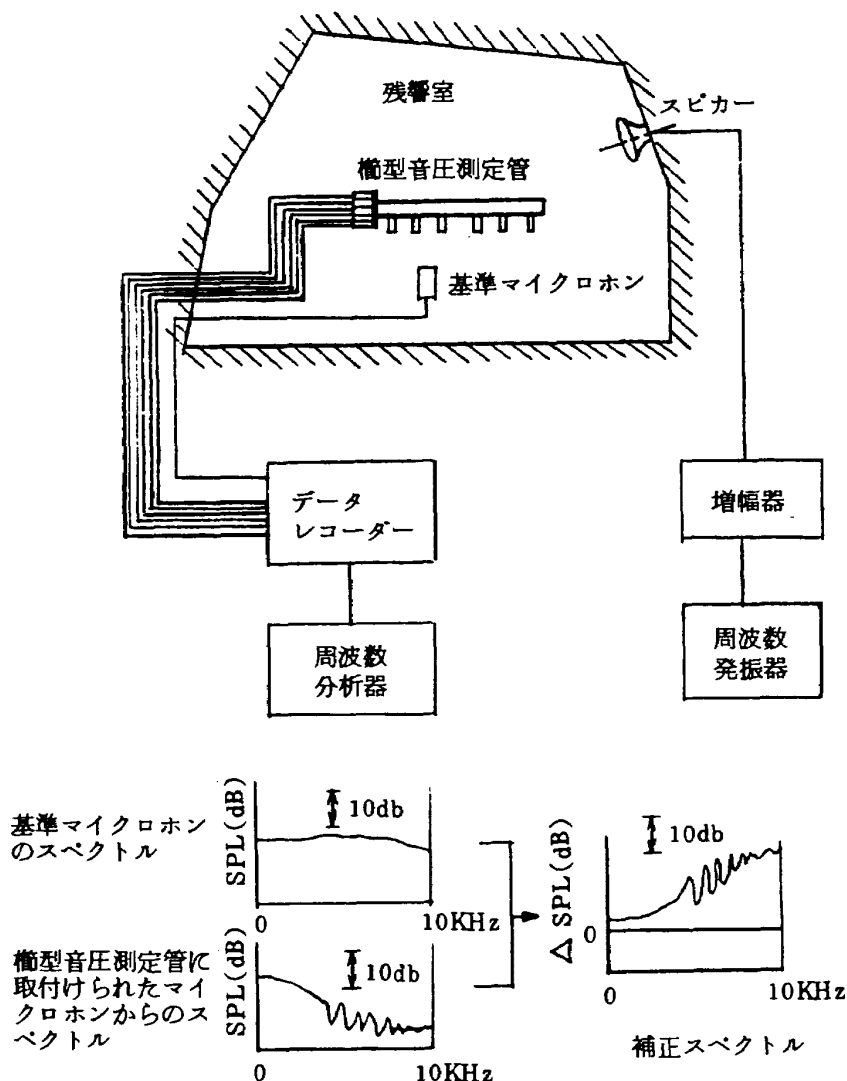
以上の事柄の検討により一様な音場を得るために、残響室を用いて図B-1に示すように補正を行った。

白色騒音を音源として、残響室に基準マイクロホンと、楕型音圧測定管に取り付けたマイクロホンを同時に設定して音圧を測定する。これらをスペクトル分析して、補正スペクトルを各プローブについて得、これをコンピューターに、ストアしておく。

そして、この補正スペクトルを楕型音圧測定管による実測データのスペクトルに加えて、音圧スペクトル補正を行った。エンジン騒音測定において、この楕型音圧測定管による補正後の測定値と、測定管近傍のFMMによる測定スペクトルを比較すると、非常に良い一致が得られた。(図27と28参照)

これは、上述の補正方法の信頼性を示しているものと思われる。

このスペクトル分析に使用された周波数分析器はデジタルタイプのT/D1923 Time-Series Analyser (Time Data 社製)である。



図B-1 楕型音圧測定管の音圧補正方法

航空宇宙技術研究所資料499号

昭和58年3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 株式会社三興印刷
東京都新宿区信濃町12三河ビル
