

空調用給排気ダクト系の騒音予測計算プログラムの開発

Development of Predictive Calculation Program for Air-Borne Noise in HVAC Duct Systems

空調ダクト系から室内に伝搬される騒音の予測は、一般に送風機だけを音源としているが実測値とかけ離れる場合が多く、そのため消音装置の性能が過大になったり過小になったりする。そこで、実際のダクト内の騒音発生と消音機構とを詳細に検討した。その結果、ダクト系全域で発生する気流音をチャンバ、ダクト、エルボなどの構成エレメントごとに求め、送風機騒音を含めた総合的な音圧レベルを合成すれば吹出口に到達する騒音を高精度に求められることが分かった。この計算方法による予測精度は±5dB以内であり、従来の計算方法による30dB以上のばらつきに比べて大幅な向上が図れる。

平田 泰敏* *Hirata Yasutoshi*
浅見 欽一郎* *Asami Kin'ichirô*
高橋 稔* *Takahashi Minoru*
小松 晃** *Komatsu Akira*

1 緒 言

室内環境条件の一つである騒音への関心はしだいに高まる傾向にあり、多くの騒音源をかかえる空調設備の設計に当たっては十分な消音の配慮が要求されるようになってきた。

空調設備から発生する騒音は、大別して空気中を伝搬するものと建物を介して二次的に音になるものがあるが、空調騒音の多くは、ダクト系の内部を伝搬して室内に到達する空気伝搬音によるものである。そこで、このダクト内伝搬騒音の高精度な予測計算方法を確立することにより、消音装置設計の精度向上を図った。

従来のダクト系騒音の予測方法は送風機だけを騒音源として扱い、この音がダクトを経て吹出口(吸込口)で所定の騒音値となるように定めていたが、送風機音は消音されてもダクト内の気流音や外部からの侵入音などがあり、精度の良い予測ができなかった。そこで、今までに蓄積された実験データをベースにダクト系を構成する各エレメントの発生音と消音量とを求める関係式をつくり、これらを任意に組み合わせた場合の騒音値が求められる電子計算機用プログラムを開発した。ここでは代表的なダクト系構成エレメントの音響特性計算方法とプログラムについて概説する。

2 ダクト系の騒音発生源と消音要素

図1に、一般的な空調ダクト系の騒音計算に必要なエレメントの構成を示す。

これらのエレメントは、それぞれが騒音発生源となったり、消音機能をもったりする。例えば、消音の目的で取り付けられる⑤の吸音エルボなどでも、そこに到達する騒音値が吸音エルボの気流発生音よりも十分小さい場合には、消音効果は発揮できず騒音源としての影響しか及ぼさない。このように、それぞれのエレメントはダクト系での配置、運転方法などによっていわば動的に作用する。そこで、すべてのエレメントに対し表1に示すように減音量、気流発生音量などの計算機能をもたせることにより予測精度の向上を図った。更にダクトについては、外部からの侵入音による騒音レベルの上昇、透過による減少をも考慮した。

吹出口から放射された騒音による室内騒音レベルの計算方法は、計算精度の要求に応じて次の方法を選択できる。

- (1) Beranekの拡散音場計算方法(簡略方法)¹⁾
- (2) イメージ法による反射音合成法(高精度予測方法)²⁾

3 各エレメントの発生音及び消音計算

前章で述べた各エレメントの発生騒音、又は消音量の計算方法の概要について次に説明する。

3.1 送 風 機

送風機は空調系の中で最大の騒音源であることから、ダクト系騒音計算で最も注意が払われてきた音源である。特に空調機を各階に設置する各階空調方式のように、機械室と居室とが隣接する場合や、送風機から吹出口までのダクト距離の

表1 エレメントごとの騒音計算機能 減音量計算と発生音計算の両面から、騒音予測計算値に影響することが予想される部分をすべてカバーしている。

No.	エレメント名称	計 算 項 目		
		減 音 量	気流発生音	そ の 他
1	空気調和機	○	—	—
2	送 風 機	—	○	—
3	プレナムチャンバ	○	—	—
4	ダ ク ト	○	○	透過と侵入音
5	エルボ、ベンド	○	○	—
6	風量調節器(ダンパ)	○	○	—
7	分 岐	○	○	—
8	吹出口・吸込口	—	○	開口端反射減音
9	消 音 器	○	○	(実測値入力)
10	室内吸音、拡散	○	—	SPL計算

注：SPL=Sound Pressure Level

* 日立プラント建設株式会社研究所 ** 日立プラント建設株式会社

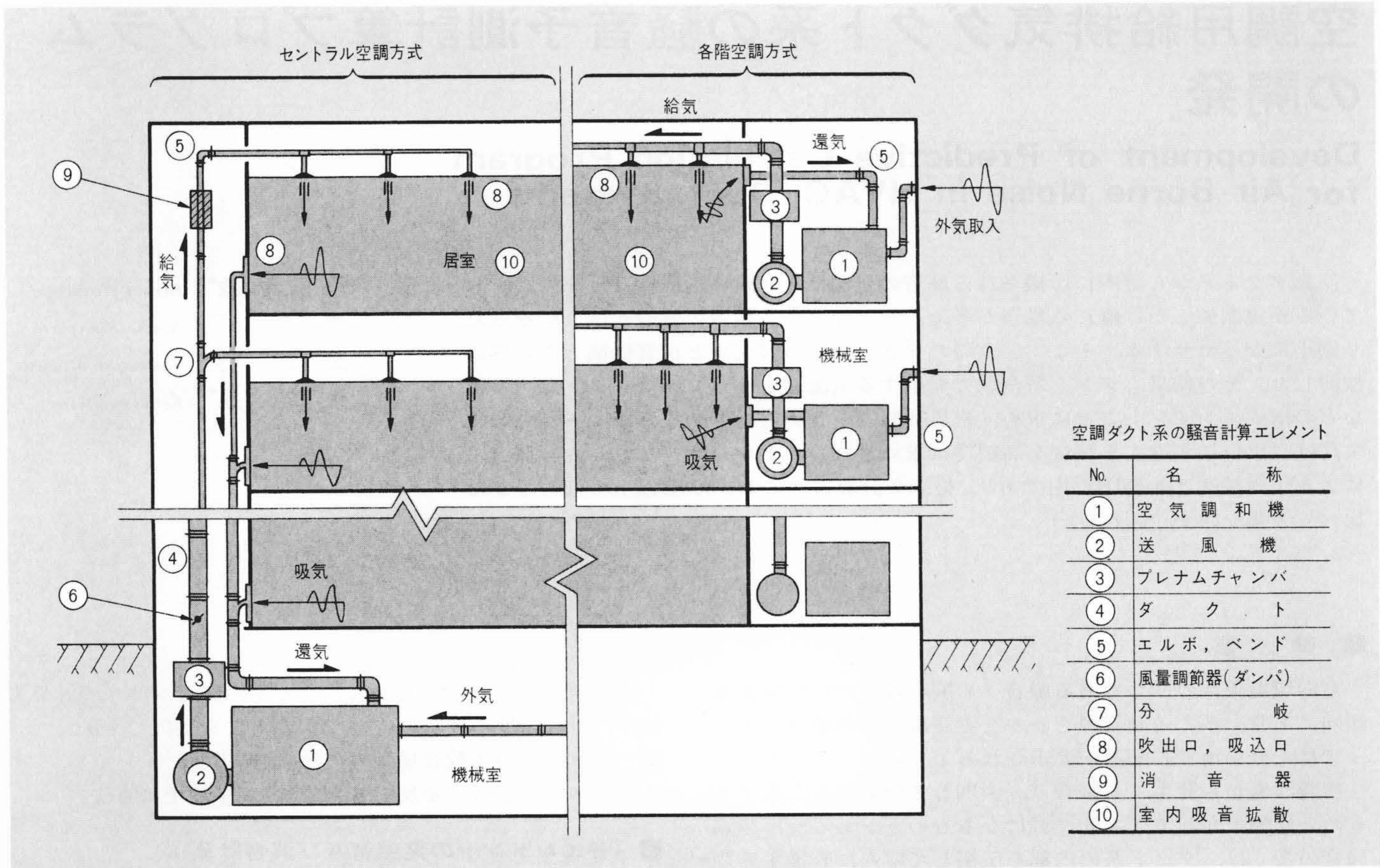


図1 空調ダクト系の騒音計算エレメントの構成 ダクト方式は、セントラル空調方式と各階空調方式とに分けられるが、騒音面からみた場合には、ほぼ同様のエレメントにより構成されている。

短い場合には、室内に放射される騒音のすべてが送風機騒音によることが多い。このように、予測計算で重要な音源となることから、これまでに多くの実験式が提唱されているがこれらの実験式の中で最も信頼性が高いと判断されるものは、ASHRAE GUIDE^{3),4)}による(1)式である。この式は永田⁵⁾によって実機を用いて実証され、低周波帯域を含む全帯域で実測値と一致することが確かめられているので、このプログラムの送風機パワーレベルの推定には次の(1)式を用いた。

表2 送風機の比騒音レベル 各種送風機のオクターブ帯域ごとの比騒音レベルと、ブレード周波数を含むオクターブ帯域への加算レベル(BFI)を示す。

送風機のタイプ	オクターブごとの比騒音レベル							BFI
	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz	
エアホイールファン	35	35	34	32	31	26	18	3
プレートファン	"	"	"	"	"	"	"	"
シロッコファン	40	38	38	34	28	24	21	2
ラジアルファン	48	45	43	43	38	33	30	8
ターボファン	46	43	"	38	37	32	28	6
軸流ファン	44	42	46	44	42	40	37	8
プロペラファン	51	48	49	47	45	45	43	7

注：BFI＝補足説明文参照

$$PWL_f = K_f - 12.1 + 10 \log_{10} Q + 20 \log_{10} P + BFI \cdots (1)$$

ここに PWL_f ：送風機の発生音パワーレベル(dB)
 K_f ： $\frac{1}{3}$ オクターブ帯域ごとの比騒音レベル(dB)
 Q ：風量(m^3/min)
 P ：送風機静圧(mmAq)
 BFI ：羽根枚数と回転数から決まる基本周波数を含むオクターブ帯域への加算レベル(dB)
また比騒音レベル及びBFIは、送風機の機種を7種類に分けて表2に示す値で与えている。

3.2 空調機

空調機内部は冷温水コイル、フィルタ、デミスタなどから構成されているが、これらによる遮蔽効果を調べるため実機による実測を行なった結果を図2に示す。同図で計算値は、次の(2)式⁶⁾によるものであり、コイルなどの遮音効果を考慮せずに求めた値である。

$$Att_A = 10 \log_{10} \left\{ \frac{1}{S_c \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1 - \bar{\alpha}}{S_w \cdot \bar{\alpha}} \right)} \right\} \cdots (2)$$

ここに Att_A ：空調機内の減音量(dB)
 S_c ：入口面積(m^2)
 θ ：入口と出口中心位置から決まる角度(度)
 d ：入口と出口間距離(m)
 $\bar{\alpha}$ ：平均吸音率(-)
 S_w ：空調機内面の表面積(m^2)

このように、空調機内構成要素の遮蔽効果はほとんどなく、もっぱら距離減衰と内部吸音効果によるものであることが分かった。なお冷却コイル、デミスタなどは、送風時に気流発生音を伴うが、空調機内風速は平均2～3m/sであるため、

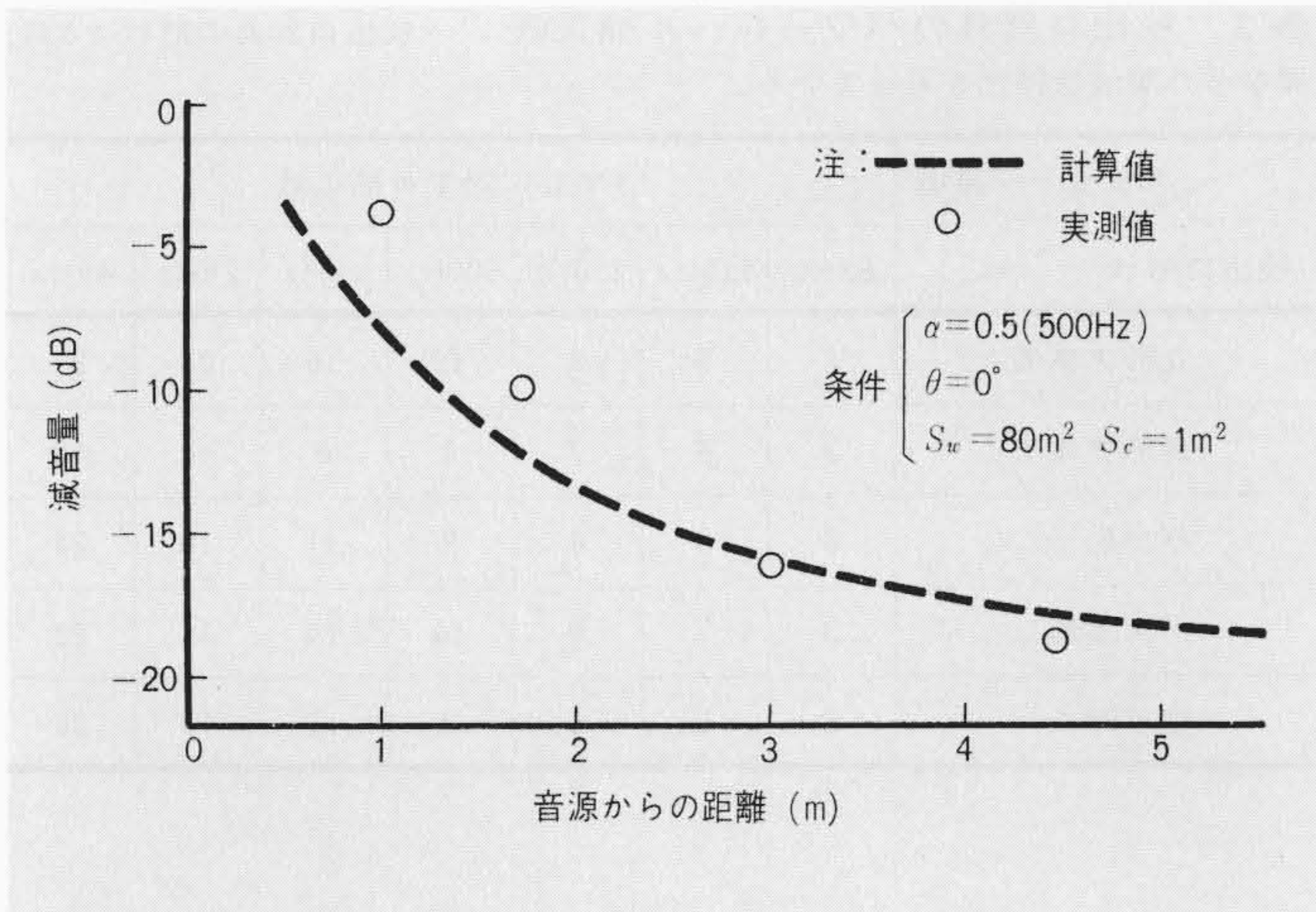


図2 空調機内の減音量 空調機内にある冷却コイル、フィルタなどを無視した計算値と、ほぼ一致することが分かる。

発生音は40～50dB(A)以下となり送風機音に比べ十分に小さい。したがって、これらは騒音の音源として扱っていない。

3.3 給気チャンバ

送風機から送気された空気は、各系統別に分配するためのプレナムチャンバに導かれる。プレナムチャンバの目的は、空気の分配と消音にある。また発生音は、60～70dB(A)程度であるが、空調機と同様送風機の近傍に設置されるので、送風機音によるマスキングにより音源として考える必要はないことが分かった。チャンバの消音量は空調機減音量計算と同様に(2)式が一般的であるが、インプットの簡略化を図る目的から右辺分母の第2項(拡散音)が第1項(入射方向と出口位置によって決まる直接音)よりも小さいこと(特に騒音計算上主要な250Hz以下の帯域で)に着目し、第1項を省略した次の(3)式について実験により計算精度の確認を行なった。

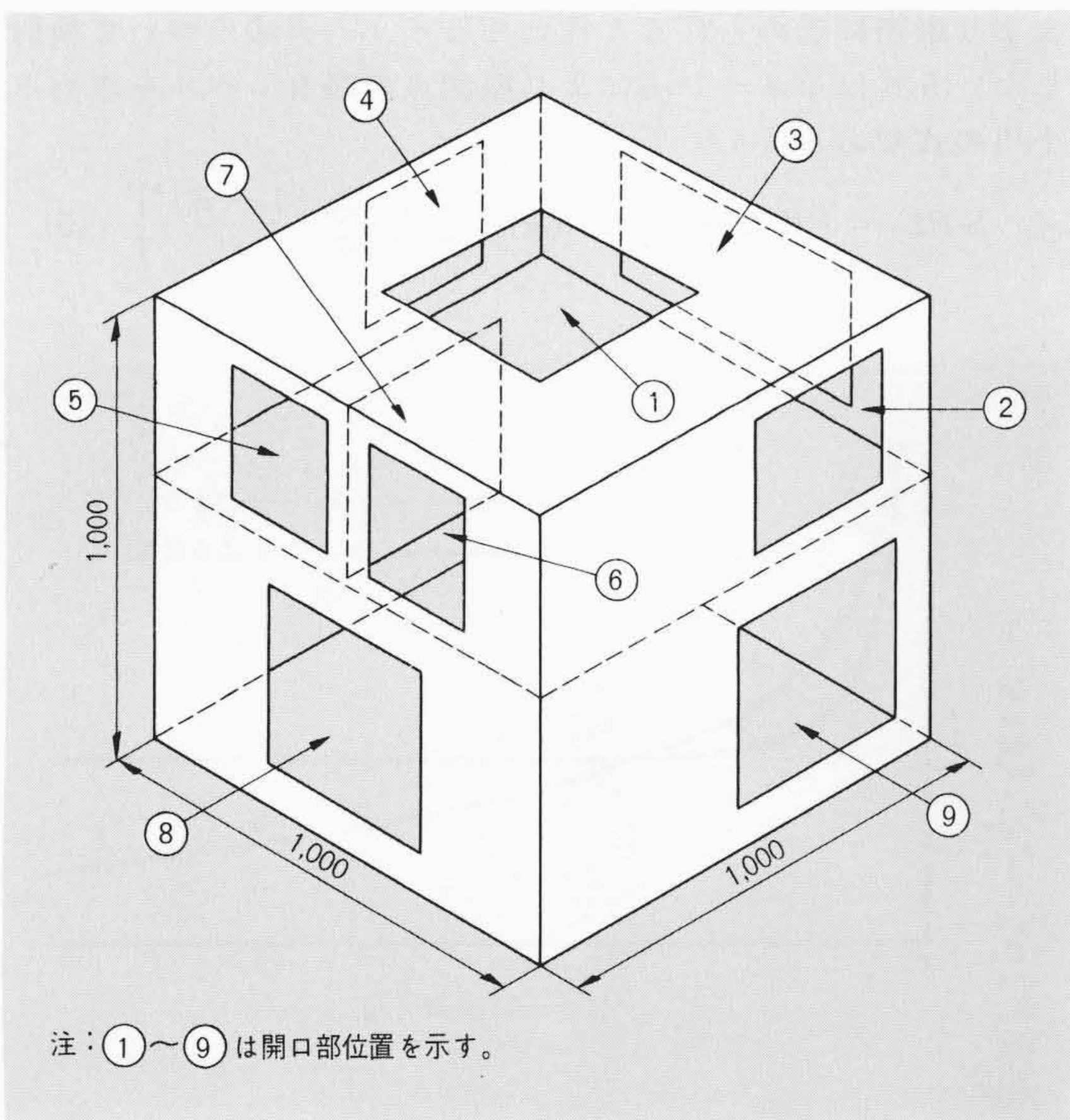


図3 プレナムチャンバモデル ①～⑧の任意の窓を開けてダクトを接続し、種々の流れのパターンを作ることができる。

$$Att_c = 10 \log_{10} \frac{\bar{\alpha} S_w}{S_c (1 - \bar{\alpha})} \dots \dots \dots (3)$$

ここに Att_c : 吸音チャンバの減音量(dB)

実験に用いたチャンバの形状(出入口の寸法と位置関係とをパラメータとして自由に選定できる)と、実験値の一例とを図3、4に示す。図4から分かるように、出入口の位置関係により減音量は3dB程度の範囲でばらつくものの、この位置関係を無視した(3)式で予測が可能であることが分かった。

3.4 エルボ、ベンド

これらはダクト系の減音効果の最も大きい部分であるが、吸音処理を施したものについての減音計算方式は見当らない。したがって、実験データをもとに類推する方法がとられるが、日立プラント建設株式会社での実測値、NHK技報⁷⁾など多くの実験値をまとめると、形状ごとの減音特性を見いだすことができる。図5は横軸に周波数とダクト相当直径の積を、縦軸に減音量を示したものである。パラメータは図5に示す代表的な形状とした。これから求められる減音特性は、平均値に対して±3dBの偏差内にあり計算精度としては十分であると判断した。

また気流による発生音は、実験で求めた実験式(4)式によりプログラムへの組込みを行なった。

$$SNG_E = C_b + F \dots \dots \dots (4)$$

ここに SNG_E : ベンド、エルボの発生騒音パワーレベル [dB(A)]

C_b : 実験から求めた形状別基準レベル[dB(A)]

F : 風速と有効断面積から求まる発生音[dB(A)]

3.5 ダクト

ダクト部分は内面吸音処理により、抵抗の少ない消音器として効果的に用いられている。また送風機と居室とを結ぶ管路として所要の距離をもつことから、内部音圧の外部透過により音圧の減少を期待することができる。逆に表面積が大きいために、外部騒音値がダクト内騒音に比べ高い場合、侵入

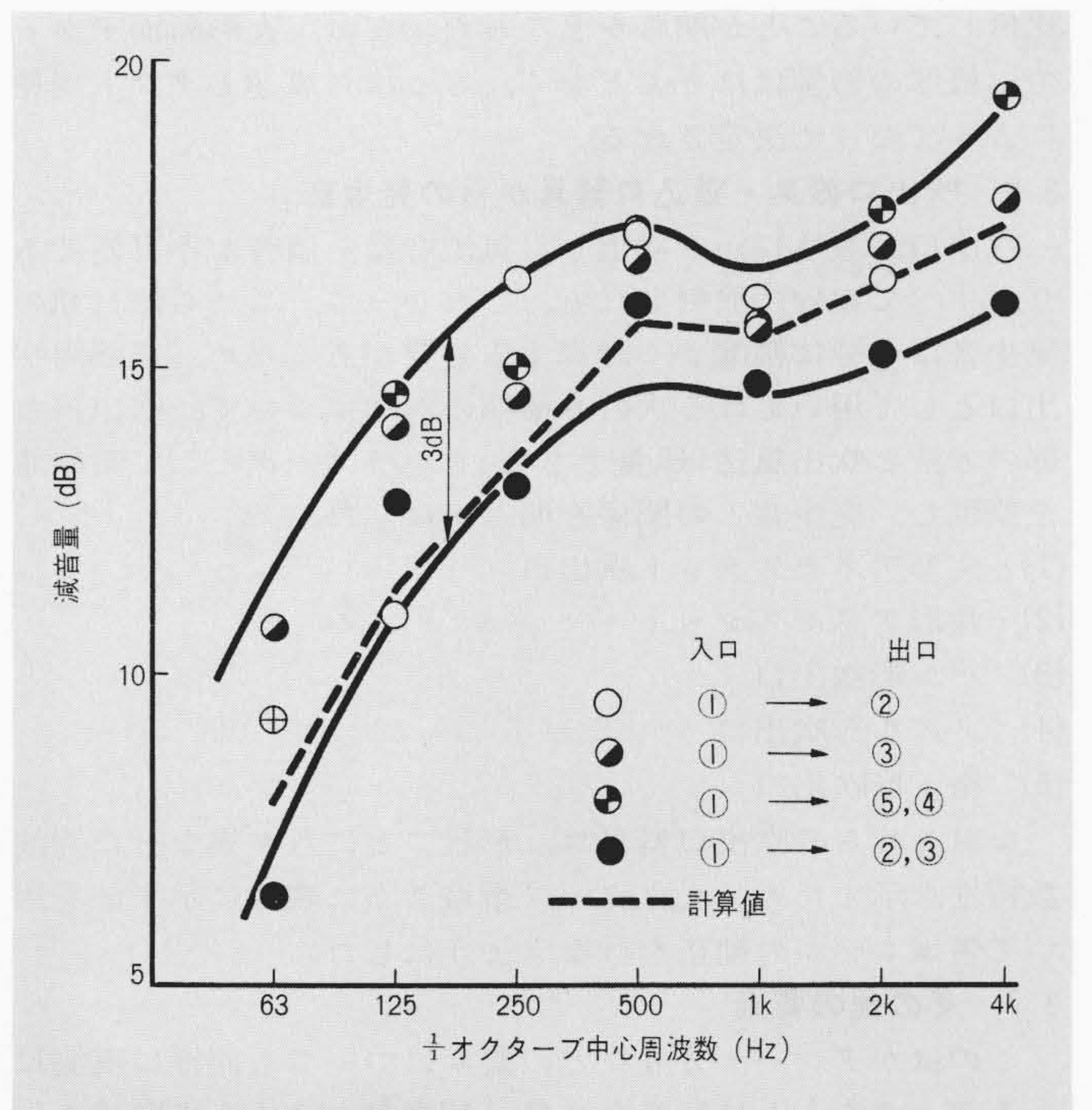


図4 音の出入口位置による減音量のばらつき 出入口の位置関係と距離を無視しても、3dB程度のばらつきの範囲内に収まることが分かる。

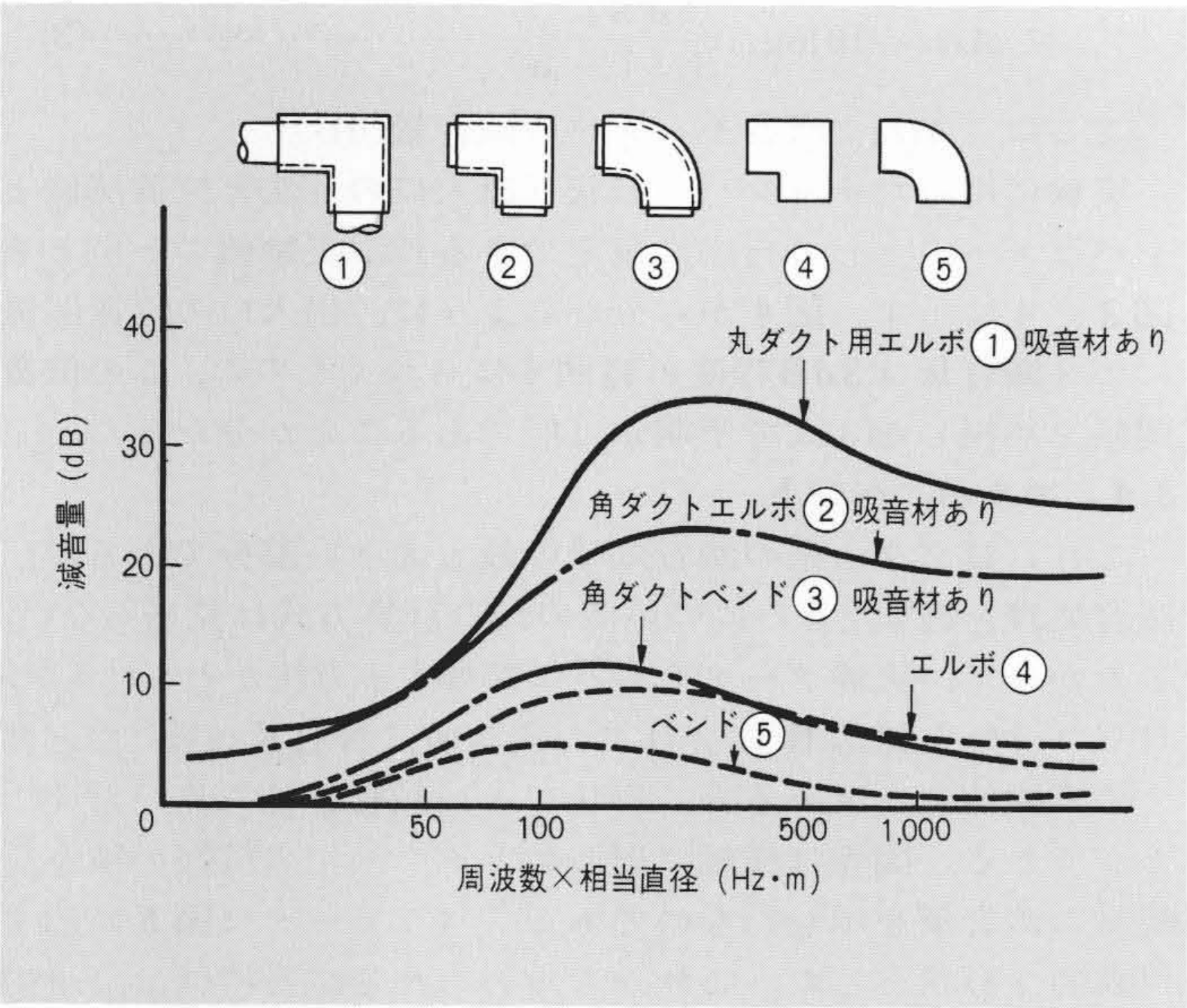


図5 エルボ、ベンドの形状別減音量 空調ダクトで使用されている代表的なエルボ、ベンドの形状別減音量は、この図によって求めることができる。

音による音圧上昇を考慮する必要がある。従来の計算方法では、主にダクト内貼りによる消音計算を行っていたが、このプログラムでは透過による減衰と侵入による音圧上昇、更に気流によるダクト板振動による発生音をも考慮した計算を行なった。

吸音材内貼りによる消音量は、グラスウール、ロックウールなどの吸音材を用いることを前提に、周波数をパラメータとしてダクト開口比率の関数として表わしてプログラム化した。

ダクト内を気流が流れるときに発生する騒音は、風速、ダクト寸法及び板厚により決まることが予想される。そこで、これらが発生音パワーレベルに与える影響を調べると、吸音処理の施されていない鉄板ダクトでは、風速化の3乗、ダクト周長比の1乗、そして板厚比の約マイナス1乗にそれぞれ比例していることが明らかとなった。なお、丸形断面ダクトでは板厚の影響はほとんどなく、もっぱら風速とダクト周長によってだけで決定される。

3.6 吹出口器具・吸込口器具からの発生音

吹出口、吸込口から発生した気流音は、消音が不可能であり、すべて室内に放射される。したがって、これら器具類の発生音は十分に精度よく計算する必要があるため、空調用吹出口として用いられる次の5種類の形状について、吹出口首部の寸法と吹出風速(風量でも可)をパラメータとして実験値を整理し、発生音との関係を明らかにした。

- (1) 丸形アネモスタット吹出口
- (2) 角形アネモスタット
- (3) パン形吹出口
- (4) ノズル形吹出口
- (5) 格子形吹出口

なおこれらの吹出口器具は、形状ごとに各々異なった周波数特性を示すため、オクターブ帯域ごとに表3に示す値を用いて帯域レベルの補正を行なうようにした。

3.7 その他の要素

このほかダンパ、分岐などの要素についても同様に実測によるデータをもとに騒音発生量、消音量を求める実験式を作成し、精度を確認の上プログラム化を図った。

このようにして送風機から順次ダクト系構成要素の騒音発

表3 吹出口器具のパワーレベル補正表 吹出口器具の形状ごとに、異なった周波数特性をもっている。

オクターブ帯域 吹出口形状	PWLに対する補正值						
	63Hz	125Hz	250Hz	500Hz	1kHz	2kHz	4kHz
丸形アネモ	2	5	8	12	16	23	29
角形アネモ	3	6	7	8	8	11	18
パン形	6	5	6	9	11	16	24
ノズル形	3	7	9	14	14	17	22
格子形	6	5	6	9	11	18	26

生量と消音量を求める実験式を明らかにすることにより、これら要素の任意の組合せによるダクト系内部の騒音値の推移を予測することができ、最終端である吹出口器具、吸込口器具からの騒音値を精度よく推定することが可能となった。

以上の計算は、ダクト吹出口部分を居室内の空調による騒音源とみなしたときの騒音パワーレベルを求めるものである。したがって、この音は居室に放射され、室内の大きさ、吸音の状態、音源となる吹出口・吸込口の位置などの影響を受けて、居住者の耳に到達する。したがって、居室での騒音の伝搬性状を求めることはダクト系の騒音予測と同様に重要であり、次にその検討結果について述べる。

3.8 室内音場予測

室内音場の予測は、室内を拡散音場に近似したBeranekの式がよく用いられる。これは、観測点の騒音レベルを距離の2乗に反比例して減衰して到達する直接音と、室内の表面積と吸音率によって一義的に決まるとする拡散音の合成として与えるものである。しかし、この方法では音源から観測点までの距離がある程度離れると(5~8m)室内騒音レベルは距離に関係なく一定値になり、実測結果と一致しない。そこで、室内へ放射された音の反射音の成分を高次まで求め、拡散音をより厳密に求められると言われるイメージ法について検討した。(5)式はイメージ法により観測点の騒音レベルを求める小川の式である。

$$SPL_N = PWL - 11 + 10 \log_{10} \left\{ \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(1 - \bar{\alpha})^k}{r_i^2} \right\} \dots (5)$$

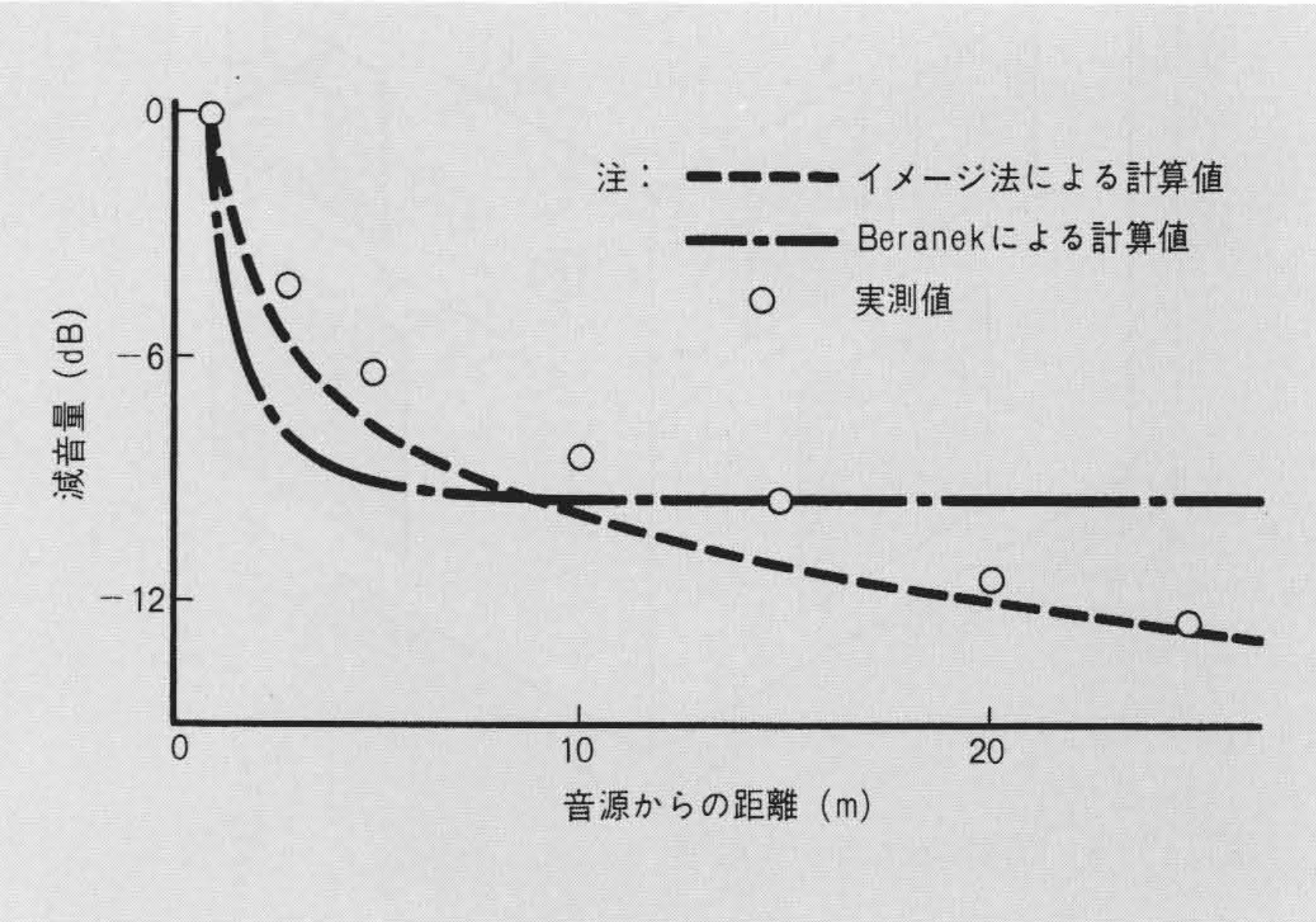


図6 室内音場予測計算値と実測値との比較(500Hz) 減衰量の推定はイメージ法が勝ることは分かるが、計算時間が極めて長くなることからBeranekの式との使い分けが必要である。

ここに r_i : 虚像音源から観測点までの距離(m)

k : 矩形室各面による反射回数により求まる値(-)

l, m, n : 0, 1, 2... ∞

(5)式で, r_i は室形状と音源, 観測点位置を座標入力することにより求まる。また反射回数に相当する l, m, n の値は, 実用的な範囲で打ち切る必要があり, 今回の検討の範囲では5次反射までで, $l, m, n \rightarrow \infty$ にした場合の-0.5dB以内に入ることを確認した。

Beraneckの方法と小川による(5)式とを, 実測結果と比較して図6に示す。

図6中の○印は室内寸法10m×40m×2.7mの事務所について実測した結果であるが, 8m以降の遠距離にでもイメージ法による予測方法がよく一致することが分かる。しかし, (5)式を用いることは計算に際してインプットが複雑となること, また計算時間が極めて長くなることなどから, 計算の要求に応じて, Beraneckの簡易計算方法との使い分けをできるようにした。

4 プログラムの構成

空調ダクト系騒音予測計算プログラムAPNOIS [Application and Prediction on Air-Borne Noise in HVAC (Heating Ventilating, Air-Conditioning) Duct Systems] は3章で述べた各要素の計算など11のサブプログラムと, これを制御するメインプログラムによって図7に示すフローチャートのように構成されている。

インプットデータは,

- (1) ヘッドデータ
- (2) ダクトエレメント騒音計算とダクト系の組立データ
- (3) 室内騒音予測と評価のためのデータ

に大別できる。(1)のヘッドデータでは, 吸音材データコード, エレメントの総数などを入力する。(2)のダクトエレメントデータは, 各要素について寸法, 形状, 風量, 吸音材コードなどの各要素ごとに必要な諸元を入力する。またダクト系の組立ては送風機を起点にし, 任意の吹出口(吸込口)に向かって順次エレメントデータを作成する。分岐部には1個の仮想エレメント(ダミー)を設け, ここまでの累計結果をストアする。また, 次の吹出経路について計算を行なうときの音源の起点として扱うことにより, インプットデータ作成の重複をなくした。

またダクト外部の騒音が, ダクト内音圧に比べて高いことが予想される場合には, ダクト要素カードの次に外部騒音のバンドレベル(63Hz~4kHzのオクターブ帯域ごと)のデータを加えることにより, 外部音の侵入によるダクト内音圧レベルの上昇を計算できる。なお, 消音器など特別な仕様であらかじめ消音量, 発生音量が与えられる要素は, それらのデータを直接インプットし実験的に優先する。

5 計算結果

5.1 アウトプットデータ

APNOISは次の結果を出力する。

- (1) 各要素の自己発生音と減音量
- (2) 各要素の位置での騒音値パワーレベル[dB(A), $\frac{1}{3}$ オクターブごと]
- (3) 吹出口(吸込口)での騒音値パワーレベル[dB(A), $\frac{1}{3}$ オクターブごと]
- (4) コーディングした室内所定位置での騒音レベル[dB(A), $\frac{1}{3}$ オクターブごと]

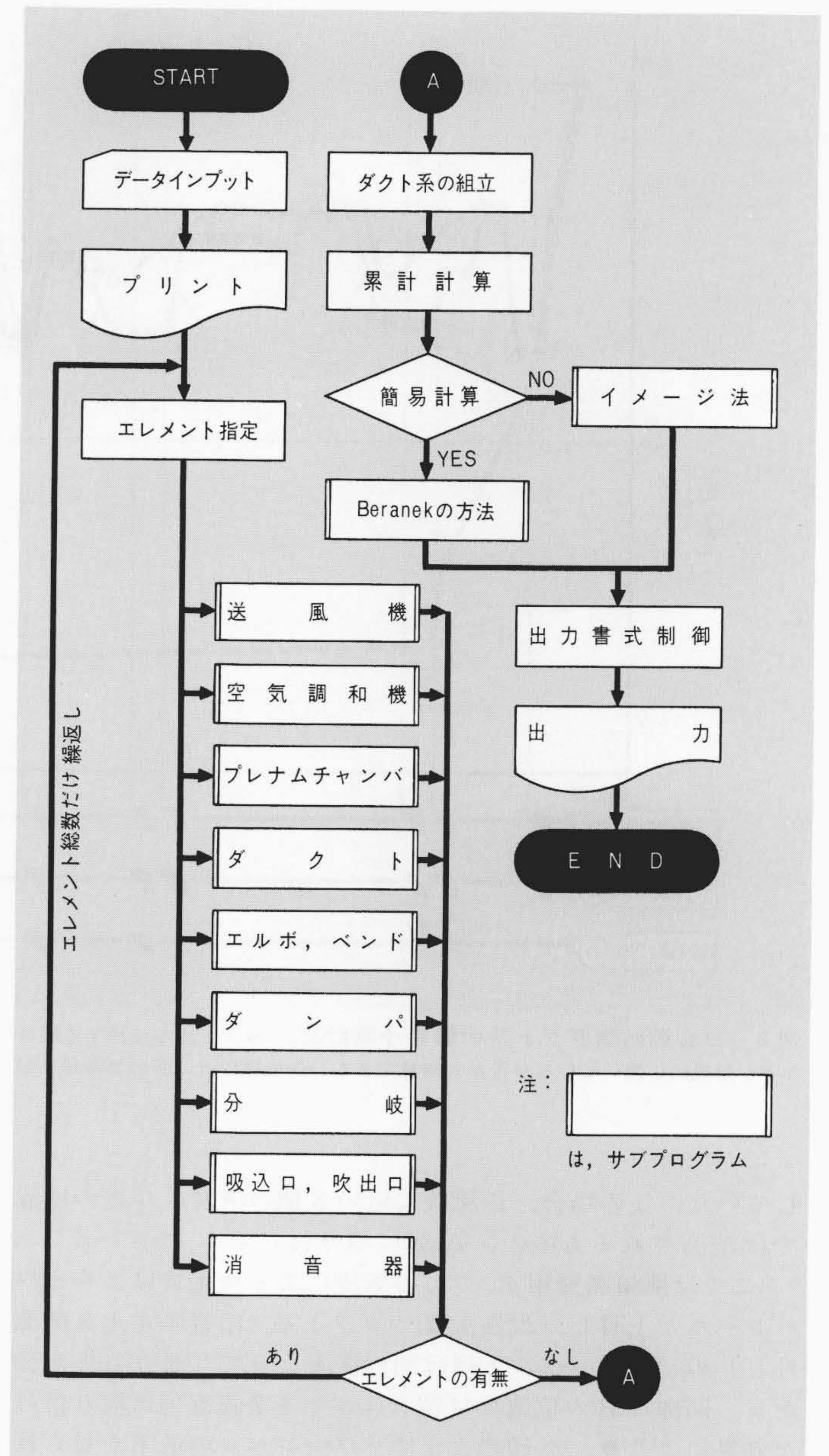


図7 プログラムAPNOISのジェネラルフローチャート データの入力書式は簡単であり, 設計図面から拾える寸法, 風量などを書き込むだけでよい。また, 実測データのある要素はその値を入力できる。

- (5) 室内許容レベル(NC曲線による評価)に対する評価

これらの出力結果から消音量の過不足と室内に影響を及ぼす発生音源とが明らかになり, 消音器の適切な配置を含めた消音設計を可能にすることができた。

5.2 U会館給気ダクト系への適用例

図8にU会館給気ダクト系に, このプログラムを適用した計算結果の一例を示す。すなわち, 横軸に送風機から吹出口に到達するまでのダクト系要素を, 直線的に結んで示した縦軸はダクト系の各要素部でのダクト内パワーレベルである。この計算例では, 送風機から末端の吹出口まで58個の各種エレメントにより構成されており, ダクト伝搬経路の中で騒音パワーレベルが変化していく様子が分かる。

図8で●, △, ○の値は, 同図の下欄に示すように当初の消音計画に基づくダクト要素の構成による予測結果, 及び消音方法の改良案(1), (2)の構成による予測値である。当初計画では, ダクト系の消音の目的で合計7個の消音エルボを設置

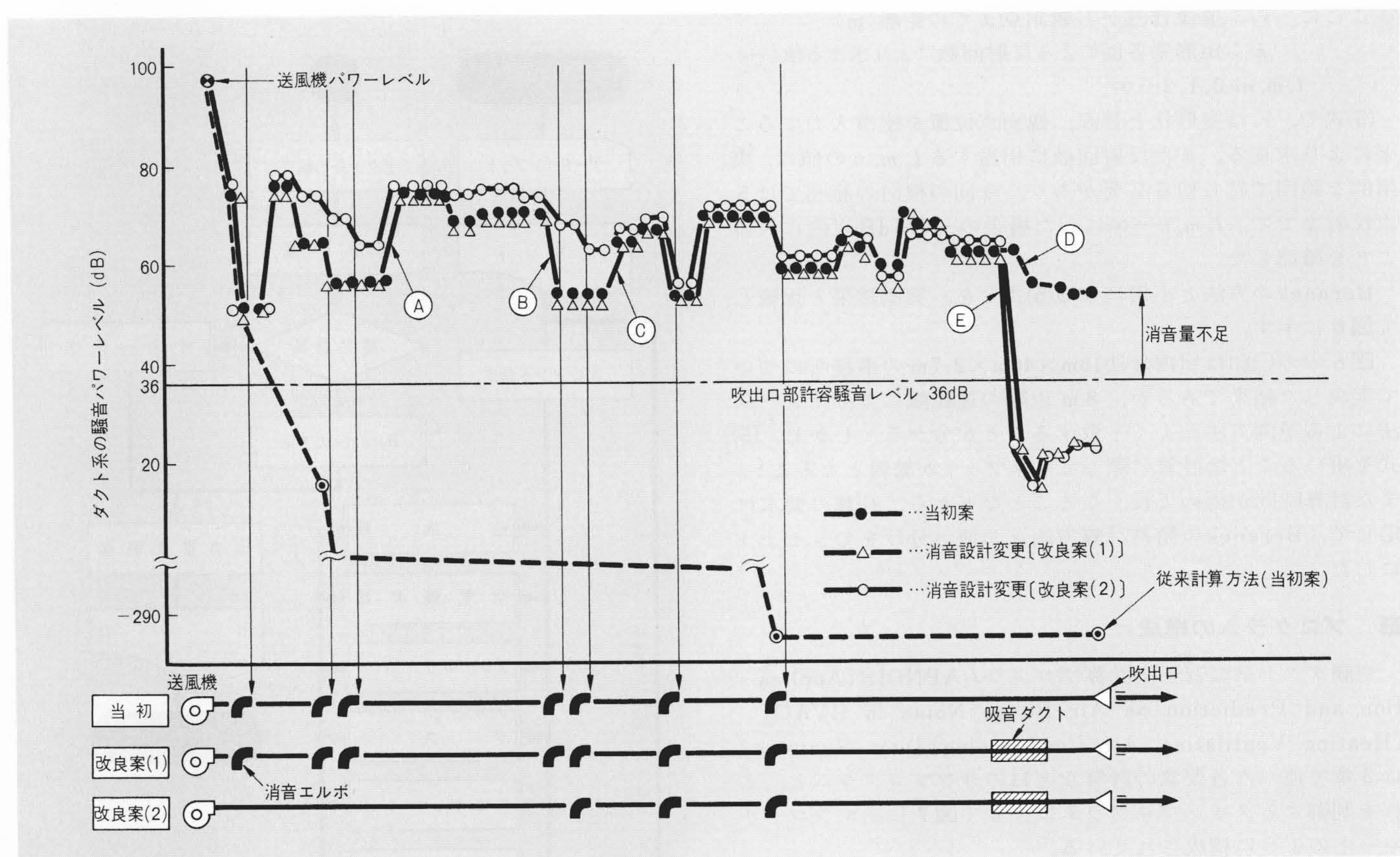


図8 U会館給気ダクト系の騒音予測計算 ダクト内を伝搬する騒音の大きさが一目で分かり、消音器などが効果的に働いているか否かが確認できる。送風機に近い所の消音器は効果的でない。

していた。この場合、送風機に近い3個の消音エルボの位置では消音されるものの、**①**部に取り付けられたエレメント(ここでは風量調整用ダンパ)の気流による発生音によりパワーレベルが上昇し、改良案(2)のダクト系(消音エルボ3個取外し)のパワーレベルとはほぼ同程度となってしまうことが分かる。同様に**②**の位置では消音エルボを2個直列に取り付けた効果により●、△印のようにパワーレベルの低下が見られるものの、**③**の位置の要素からの発生音により再び改良案(2)と同一のパワーレベルとなる。そして、ダクト系の末端に近づいても当初計画では効果的消音エレメントがなく、約55～60dBのレベルのまま吹出口に到達し室内に放射される(**④**)。反面、改良案(1)、(2)では吹出口近傍に取り付けた吸音ダクトにより**⑤**に示す消音効果が得られ、末端吹出口での騒音パワーレベルは許容騒音レベルの36dBを満足することが分かる。これらの予測計算から分かるように、このダクト系では、送風機の近くに消音器を取り付けても効果的でなく、吹出口に近い部分での消音が重要かつ効果的であると言える。なお、**図8**で○で示した値は、当初の消音計画によるダクト系について、消音エルボの減音量にだけ着目した従来方法による計算値であり、吹出口での予測値は許容騒音値とはるかにかけ離れた値となる。このように、従来計算方法は送風機騒音だけに限定した消音量の累計値は求まるものの、ダクト系の騒音パワーレベルの推移及び消音器の有効性に対する評価方法としては好ましい方法ではない。

6 結 言

空調ダクト系の騒音を精度よく予測計算する目的で、次の特長をもつプログラムを開発した。

- (1) ダクト系を10個の騒音計算エレメントに分類し、それぞれの発生音量、消音量を計算することができる。
- (2) 侵入音、透過音の計算により外部騒音の影響をも含めた予測が可能である。
- (3) これにより、予測計算精度は実測値と比較し±5dB以内であることを確認した。

今後更に空調室間のダクトを介しての漏音を考慮に入れ、各エレメントの計算精度の向上を図り、より信頼性の高いプログラムとして改良を加えていく予定である。

終わりに、室内騒音レベル計算方法に関し御指導をいただいた日本放送協会総合技術研究所の小川有子研究員に対し、深謝の意を表わす次第である。

参考文献

- 1) L. L. Beranek: Noise and Vibration Control McGraw-Hill (1971)
- 2) 小川: 室内の音圧分布を与えるBeranekあるいは石井の式の適用範囲, NHK技術研究(昭49-1)
- 3) ASHRAE 1973 System Handbook McGraw-Hill (1973)
- 4) G. C. Groff: Centrifugal Fan Sound Power Level Prediction ASHRAE Transactions Vol.73 (1967)
- 5) 永田: 遠心送風機のパワーレベルの推定について, 日本音響学会講演論文集(昭47-10)
- 6) R. J. Wells: Acoustical Plenum Chamber, Noise Control (1958-7)
- 7) 詫間, ほか1名: 吸音エルボの音響特性, 建築音響研究委員会資料(昭47-9)