

# 誘導電動機の騒音低減

## Noise Reduction of Induction Motors

高速小・中容量誘導電動機の通風用冷却ファンを改善し、低騒音化することにより電動機の騒音低減を行なった。冷却ファンの改良においては、その性能を向上して羽根車外径を小さくし、周速度を下げることに有効である。また、周辺流路を構成するリングガード、ペルマウス、ガイドコーンなどが風量や騒音に及ぼす影響を検討し、その最適形状・寸法を求めた。この結果に基づき、誘導電動機の低騒音シリーズの改良を図った。

桜井照男\* Teruo Sakurai  
尾高憲二\*\* Kenji Odaka  
浜野福男\*\*\* Fukuo Hamano  
河内芳信\*\*\* Yoshinobu Kôchi

### 1 緒言

最近の社会的要請から、一般産業用を対象とした誘導電動機(以下、電動機と略す)においても騒音低減、作業環境改善の要求が著しく強くなった。電動機の騒音を低減するには音源となる部分を改良して音の発生を減らす方法と、消音器を用いる方法とがある。ここで対象とする電動機は、遠心形の冷却ファン(羽根車)を回転子と同軸に装着し、通風によって冷却を行なっている。この冷却ファンが騒音の主原因となっていることから、筆者らはまず冷却ファンの羽根車形状の改善を行ない、次いで羽根車周辺の流路形状がファンの性能や騒音に著しい影響をもっているのを、これらの形状の改善を行なった。この結果、約5~10dB騒音を低減することができた。また更に、消音器の改善を行ない、一部消音器を併用することにより低騒音シリーズ(75dB(A), 80dB(A), 85dB(A))を改良することができた。この論文ではこれらの検討結果の概要につき述べる。

### 2 騒音の発生原因

電動機自体の発生騒音は、機械音・電磁音・通風音に大別できる。機械音は回転子の重量アンバランスによる振動音、ころがり軸受からの軸受音などである。また電磁音は比較的極数の多い低速機に目立つ傾向があり、電源を切ると直ちに消滅するので他の音と区別しやすい。電磁音は固定子・回転子の溝数の組合せ、巻線ピッチ、磁束密度、スロットのスキュー、わくの剛性などに関係するので、これらの対策を講ずることにより騒音の低減を図ることができる。

通風音は、電動機を冷却ファンで冷却する限り必然的に発生するが、高速機や大形冷却ファンをもつ電動機で目立つ騒音である。図1に示すように、電動機に冷却ファンを取り付けた場合と、取り付けない場合との騒音比較例では、かなり差がありファン騒音の大きいことが分かる。そこで、筆者らは冷却ファンによる通風騒音低減の研究を行なった。

### 3 通風用冷却ファンの性能改善

#### 3.1 羽根車の形状要素

この研究で取り扱った電動機を図2、及び図3に示す。電動機は反負荷側に遠心形の羽根車を取り付けており、軸方向より同心扇形上吸入口をもつカバーを通じて空気を吸い込み、羽根車を囲むエンドブラケット及びカバー外周の出口から軸方向に吹き出す。空気流はハウジングの外周に設けられたフ

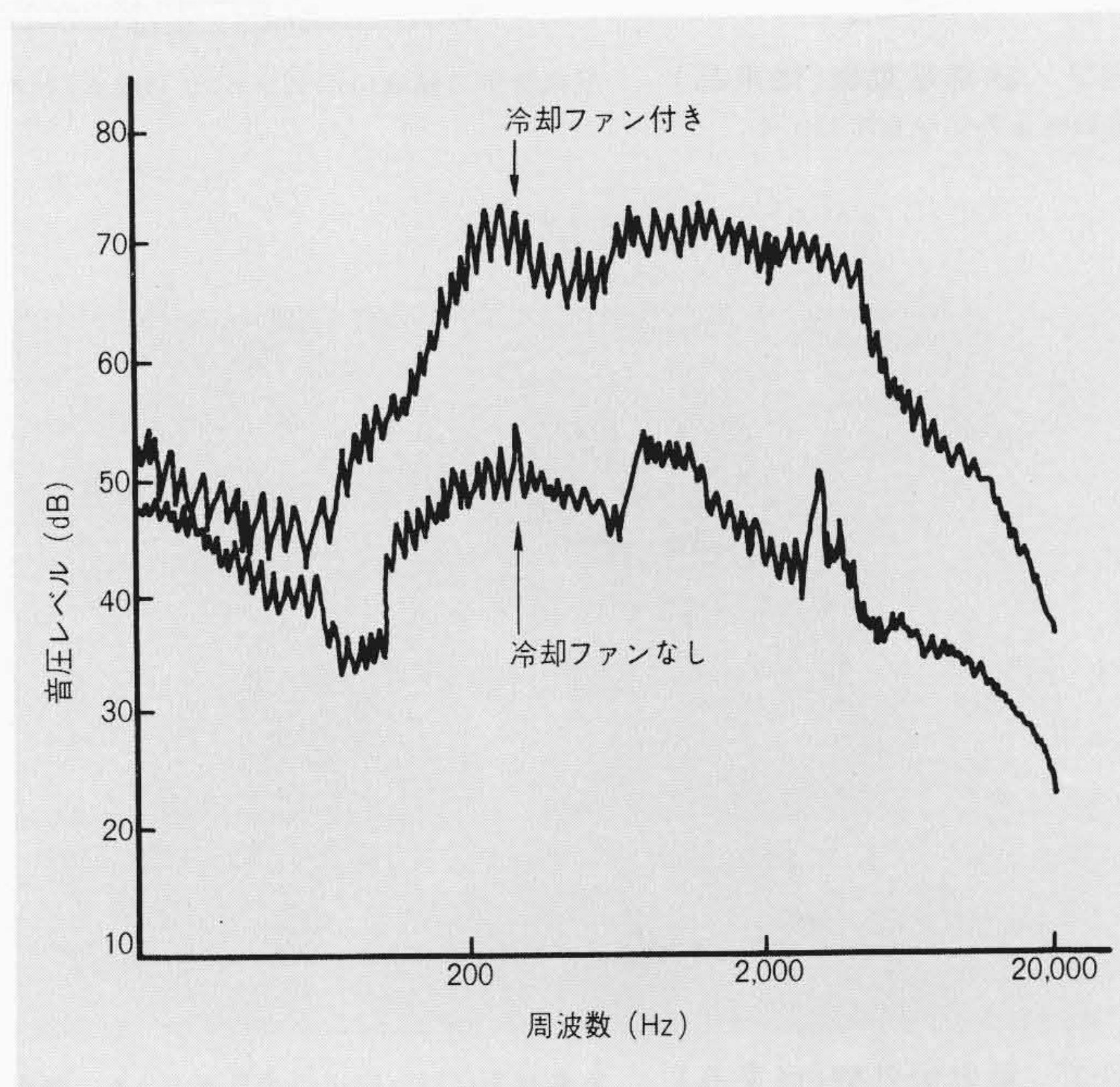


図1 全閉外扇形電動機(冷却ファン付き、及び同なし)の騒音比較  
電動機の冷却ファンを取り付けた場合と取り付けない場合でその騒音を比較した。これより冷却ファンによる発生騒音が大きいことが分かる。

インに沿って流れながら電動機の冷却を行なう。羽根車は通常の遠心送風機<sup>(1)</sup>に比べて狭小な空間に収められているので、このような場合の冷却ファンの性能や騒音を、羽根車形状と周辺流路形状との両面から検討した。羽根車の形状要素としては次の各要素(図4)を変化させ、その影響を実験的に調べた。

- (1) 羽根車の外径( $D_2$ )
- (2) 羽根車幅と羽根車外径との比

入口 $b_1/D_2$ 、出口 $b_2/D_2$ 、心板と側板とが平行な場合には $b_1 = b_2 = b$ として $b/D_2$

- (3) 羽根車内・外径比

$D_1/D_2$ 、羽根前縁が軸方向と平行でない場合には、側板側 $D_{1i}/D_2$ 、心板側 $D_{1o}/D_2$ 、また $D_{1i}$ と $D_{1o}$ の平均を $D_1$ として取り扱う。

- (4) ボス径と羽根車外径との比( $d_B/D_2$ )

- (5) 羽根枚数( $z$ )

\* 日立製作所機械研究所 工学博士 \*\* 日立製作所機械研究所 \*\*\* 日立製作所習志野工場



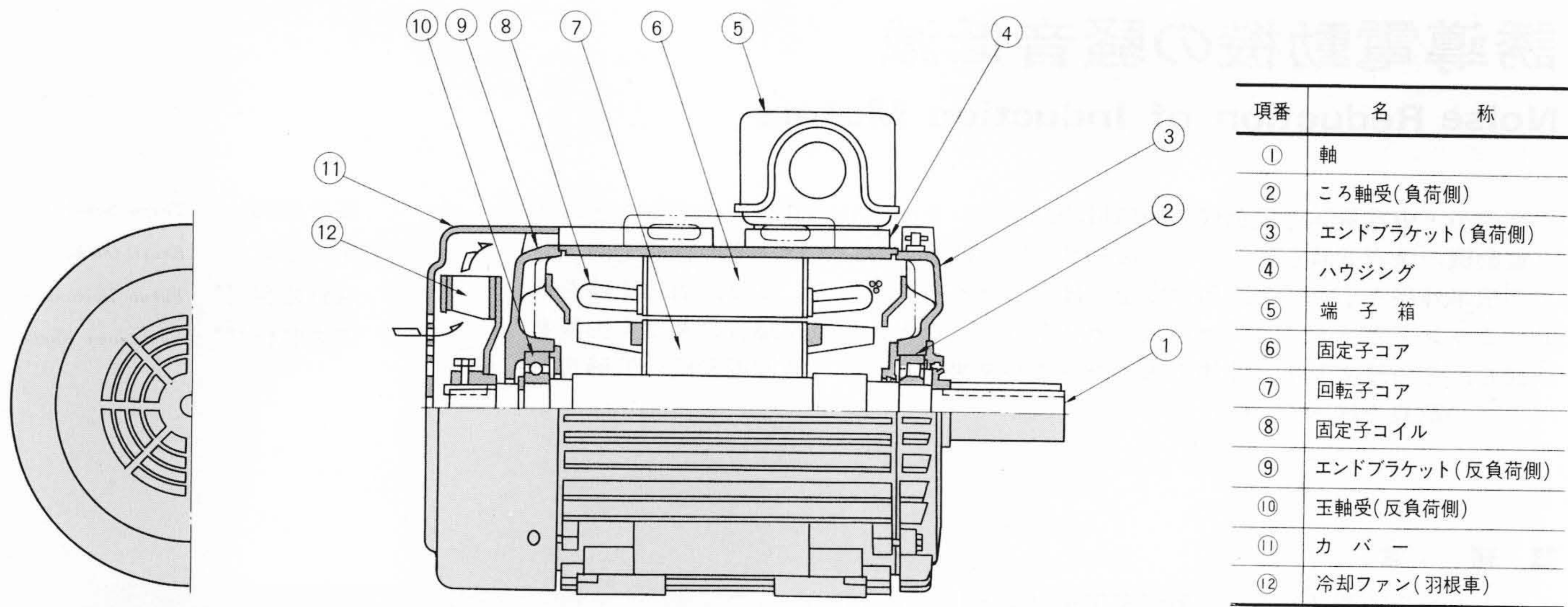


図 2 誘導電動機(従来品) 反負荷側の軸端に冷却ファン(羽根車)をオーバーハングしており、これにより電動機を外側から冷却する。

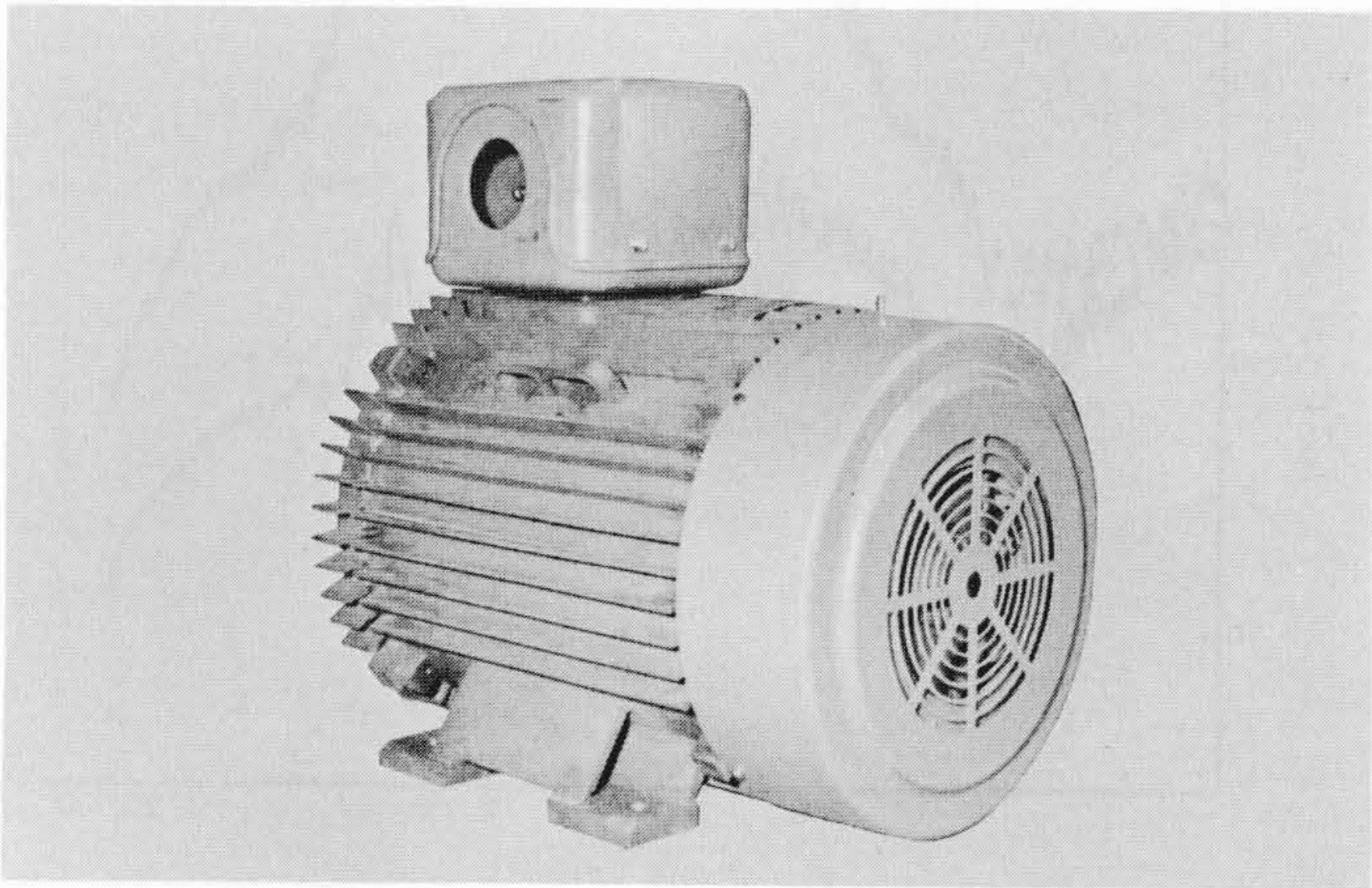


図 3 電動機外観(従来品) 右側端面に空気吸込用の孔が見える。外周に構成されたフィン、は、放熱及び空気流路の作用を果たす。

- (6) 羽根入口角 ( $\beta_1$ )
- (7) 羽根出口角 ( $\beta_2$ )
- (8) 羽根形状 (薄板と翼形)

3.2 測定装置

冷却ファンの風量・風圧特性の測定は図 5 に示すチャンバ形測定装置を用いて行なった。この装置は供試ファンに比べて十分大きい正方形断面をもつ風胴で、複数個の風量測定用ノズル(使用個数を選択できる)と整流用金網及び風量調節用ダンパとをもっている。供試冷却ファンはエンドブラケット、カバーなどと組み合わせた状態でチャンバの吐出し端に取り付けて別の電動機で駆動し、そのときの吸込側の全圧を測定し、またトルクメータにより駆動トルクを測定して冷却ファンの効率を求めた。なおブースタファンをチャンバの吸込端に取り付けてあり、これでチャンバ内の圧力損失を補うので、開放風量(ファン静圧<sup>(2)</sup>=0)まで測定が可能である。

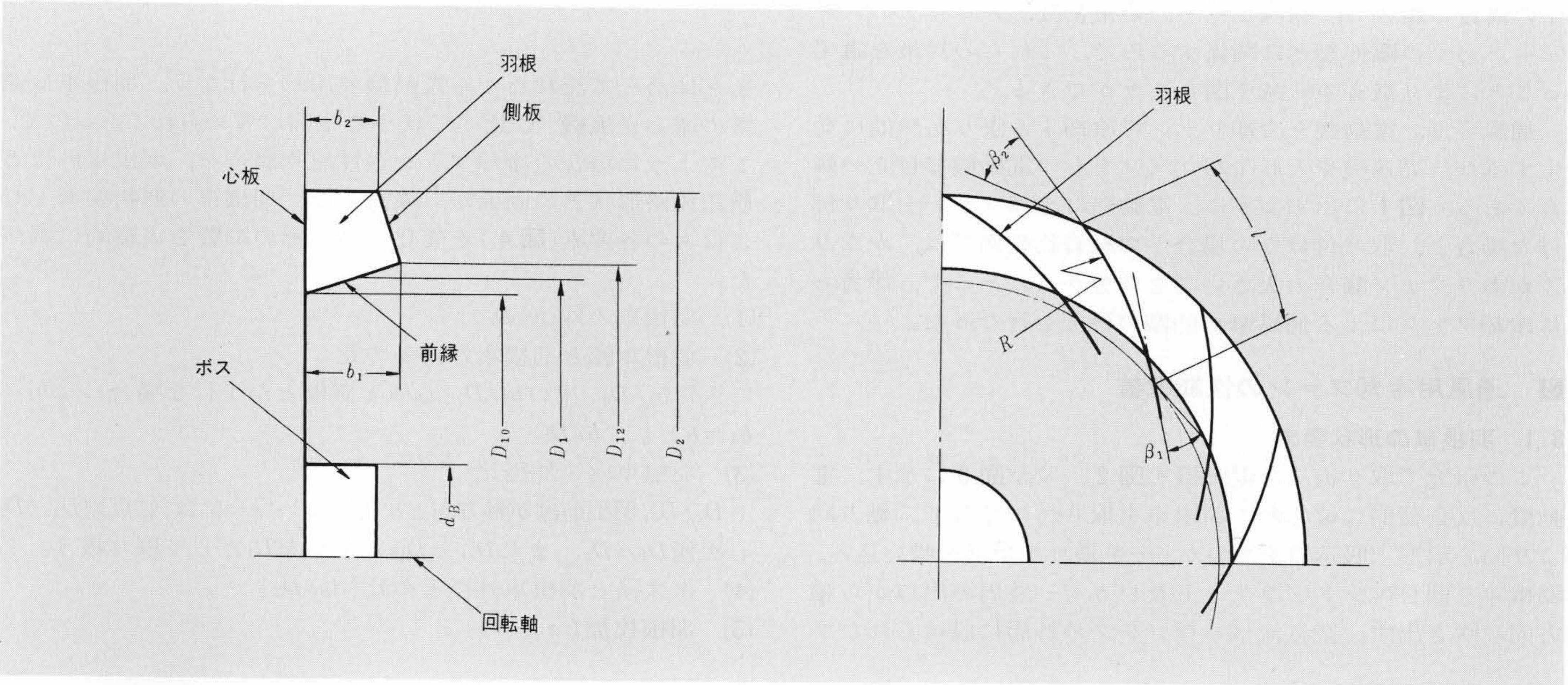


図 4 羽根車説明図 バックワード(後方わん曲)形羽根を示す。 $\beta_1 = \beta_2 = 90$ 度の場合、半径方向直線羽根となる。



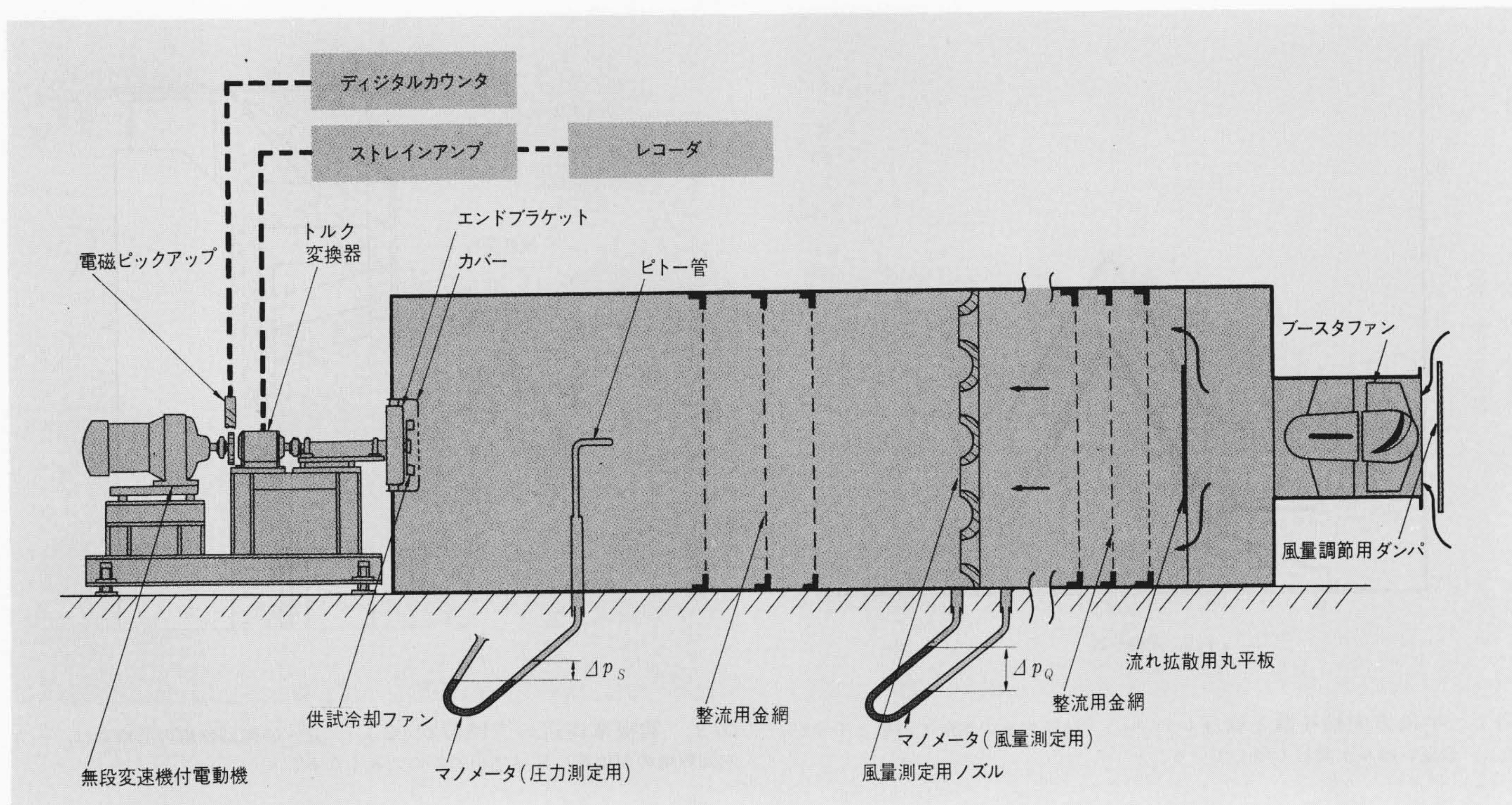


図5 冷却ファン特性測定用チャンバ形装置 供試冷却ファンは、羽根車・カバー・エンドブラケットを組み合わせた状態でこの装置に取り付け、風量・風圧・トルク各特性を測定する。

騒音測定はJEM 1020(三相誘導電動機試験法)に従って行なった。

### 3.3 冷却ファン性能の改善

羽根車形状を種々変化させて得られた冷却ファンの性能例を図6に示す。同図は2極中容量電動機の開放風量と騒音レベルとの関係を表わし、図中に記入したパラメータ $L_{SA}$ は、比騒音レベル<sup>(3)</sup>で次の(1)式により定義される。

$$L_{SA} = L_A - 10 \log_{10}(p_t^2 Q) \dots \dots \dots (1)$$

ここに、

$L_A$  : 騒音レベル(dB(A))

$p_t$  : ファン全圧(mmAq)

$Q$  : 風量( $m^3/min$ )

図で比騒音レベル $L_{SA}$ の線群は $Q^5$ に比例する((1)式より)もの

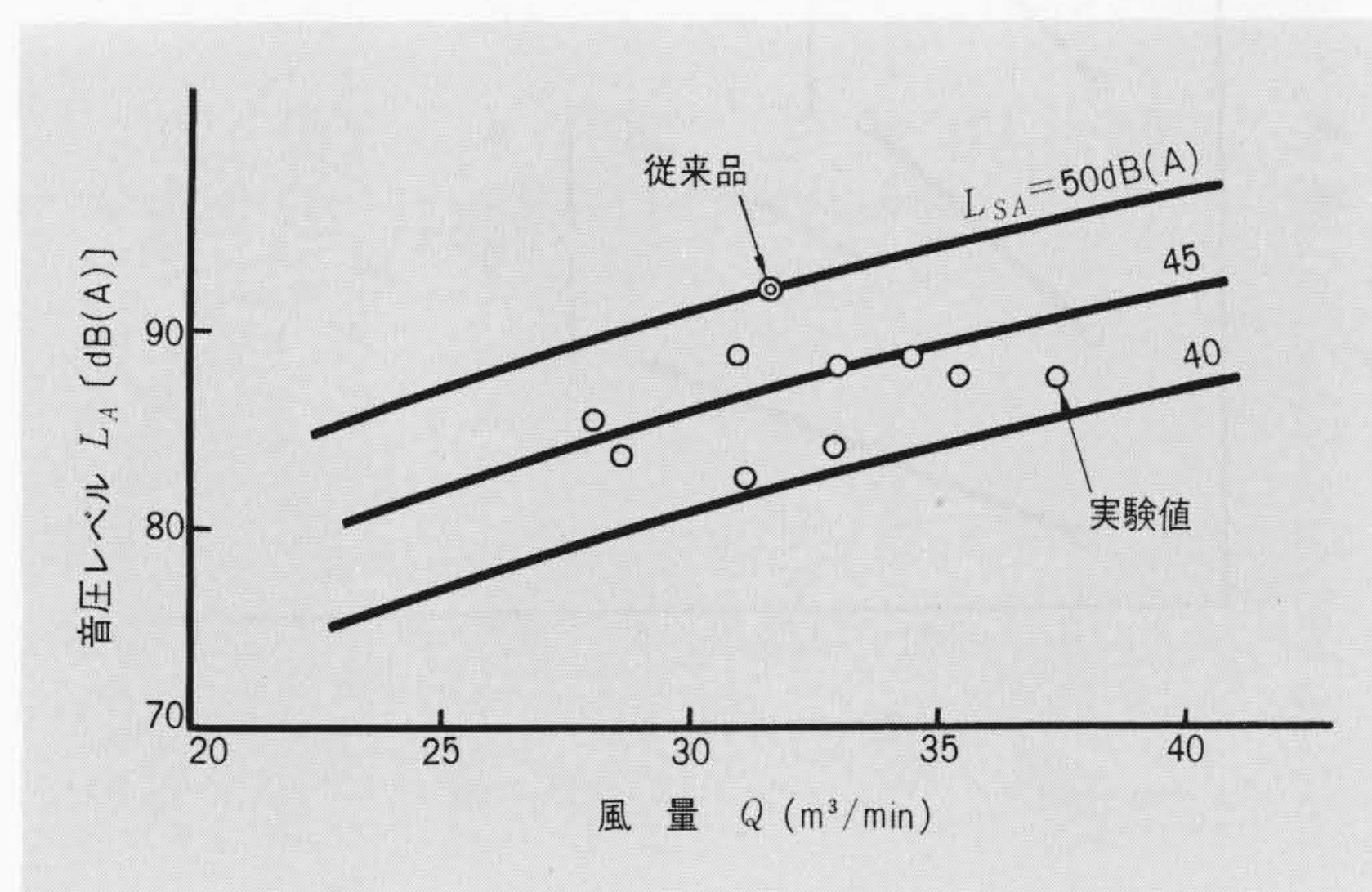


図6 冷却ファンの開放風量と騒音レベル 図中の曲線群は比騒音レベル( $L_{SA}$ )を示す。試作冷却ファンのうち低騒音のものは、 $L_{SA}=40dB(A)$ 程度となっている。

として描いてあるが、実測値より得られた $L_{SA}$ もほぼ同じ傾向となっている。図6は、研究の結果従来品に比べ騒音が約10dB低減できたことを示す。冷却ファンの騒音低減には、ファン性能を向上して羽根車外径を小さくし、周速度を下げるのが有効である。

## 4 羽根車周辺の流路形状の影響

### 4.1 リングガード

冷却ファンの吸込口には、図2に示したように同心扇形状の開口部が設けられているのが一般的である。この場合、格子部分が流れと直角方向に幅が広がっているため、空気抵抗が大きい。また羽根車と近接しているため、半径方向の格子によって生ずるウェーク(流れの低エネルギー部分)が羽根と干渉し、騒音レベルを高めていた。吸込口形状を空気抵抗の少ない形状の丸棒リングから成るリングガードに改め、そのピッチ及び羽根車との間隔の最適値を見いだした。図7は2極中容量電動機のリングガードの半径方向格子数と、羽根車により生ずる周波数(羽根枚数×毎秒回転数)の音圧レベルとの関係を示すもので、羽根枚数に対して著しく干渉する半径方向格子数の組合せがあることが確認された。

### 4.2 ベルマウス及びガイドコーン

冷却ファン吸込口には空気の流れを円滑に導き入れるベルマウスなどの装置は用いられていなかったが、ここで用いるような羽根車では、羽根車幅比( $b/D_2$ , 又は $b_1/D_2$ )と内・外径比( $D_1/D_2$ )が大きいので、一般にベルマウスを用いることが有効である。図8に実験したベルマウスの一例を示す。ベルマウスの最適形状はこれと組み合わせる羽根車によっても異なるが、形状を適切に選ぶことにより騒音低減、及び風量の増加に効果があることが確認された。また羽根車から吐き出された空気の流れを円滑に方向変換させるために、ガイドコーンを取り付けて流路断面積の急激な変化をなくした。この結



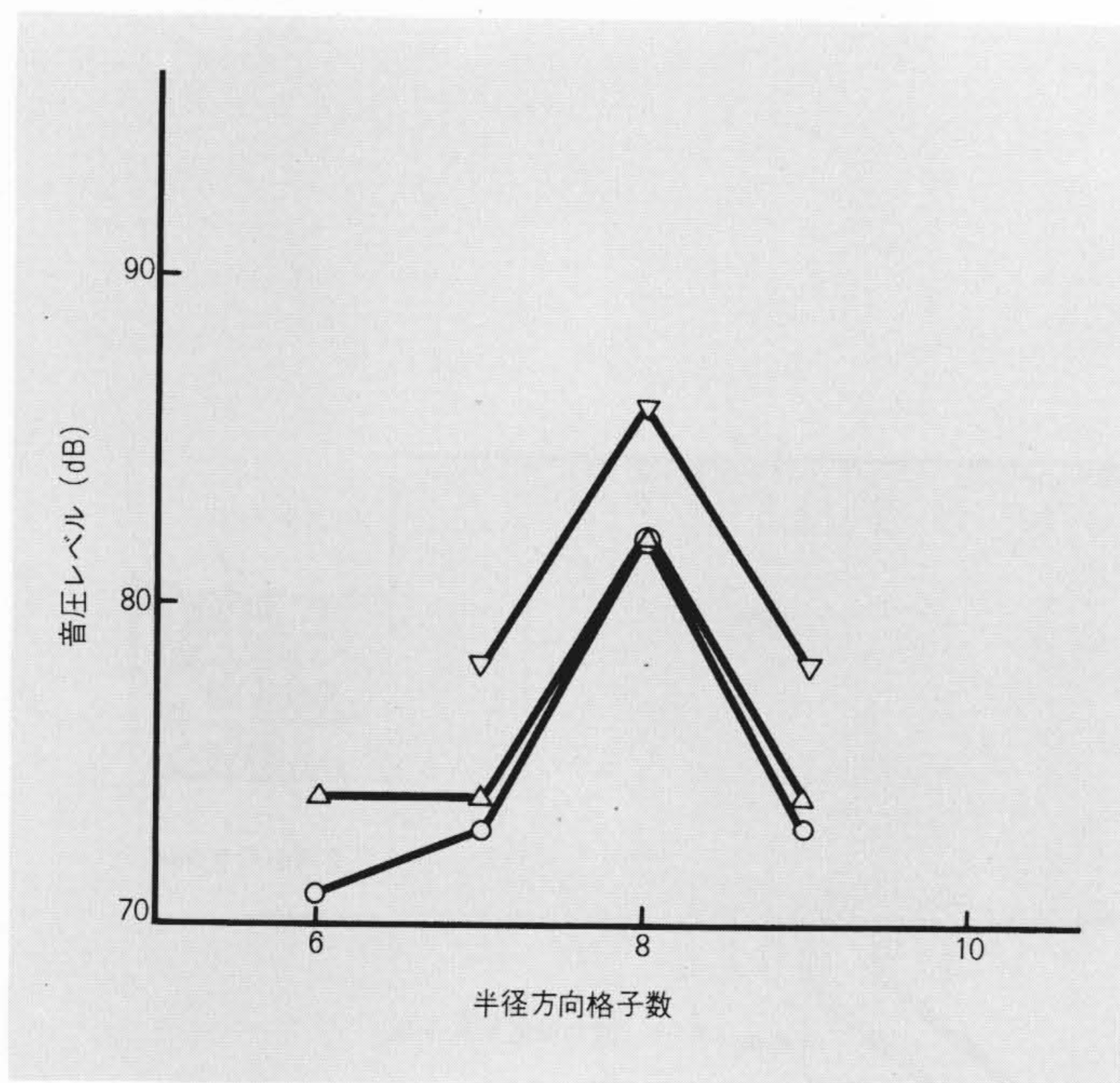


図7 半径方向格子数と音圧レベル 格子数8の個所で羽根と干渉が生じ、音圧レベルが著しく増している。

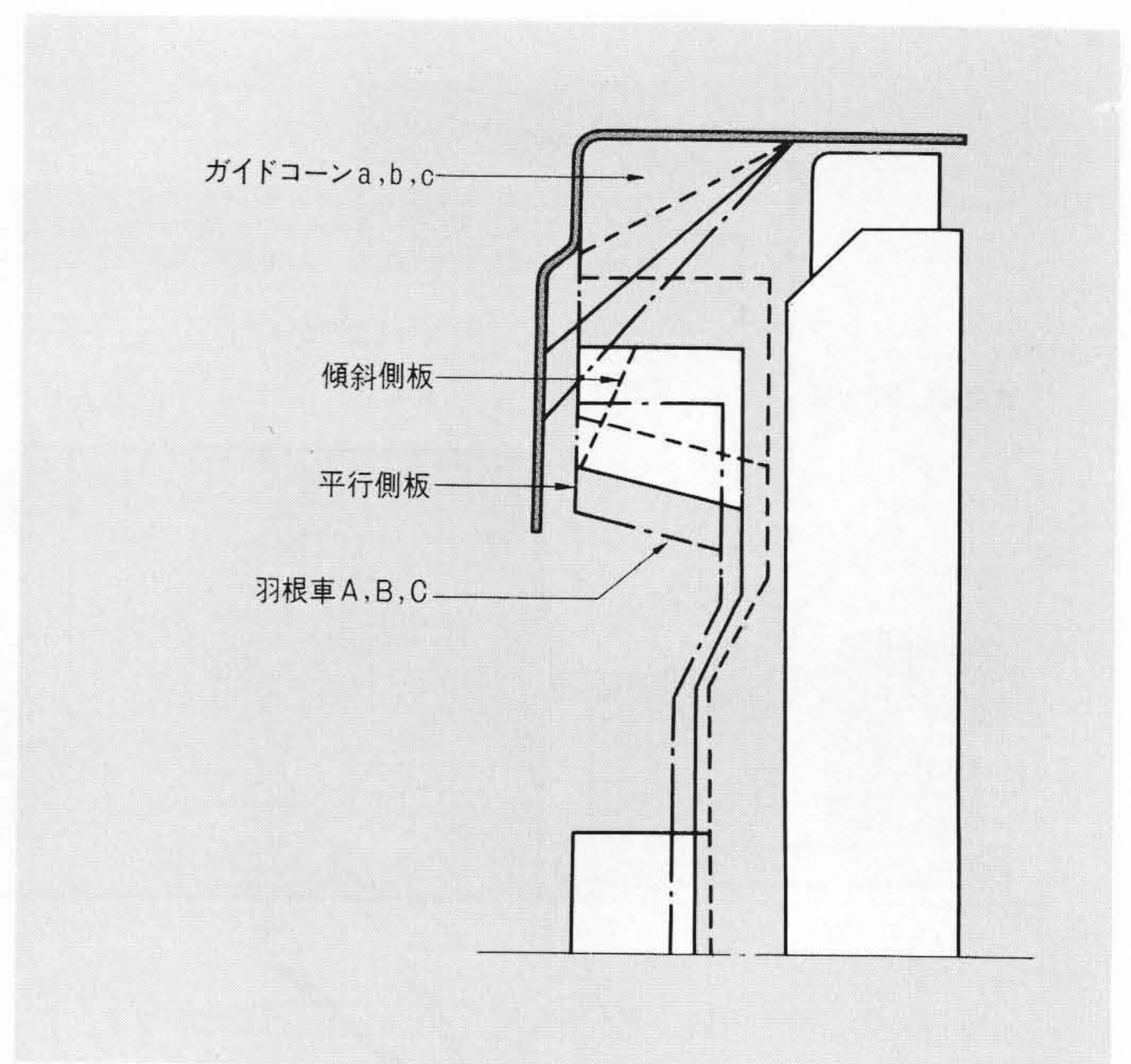


図9 羽根車周辺の流路形状(2) 正・逆両回転用の羽根車は、一方方向回転用の羽根車に比べて相対的に大きくなる。

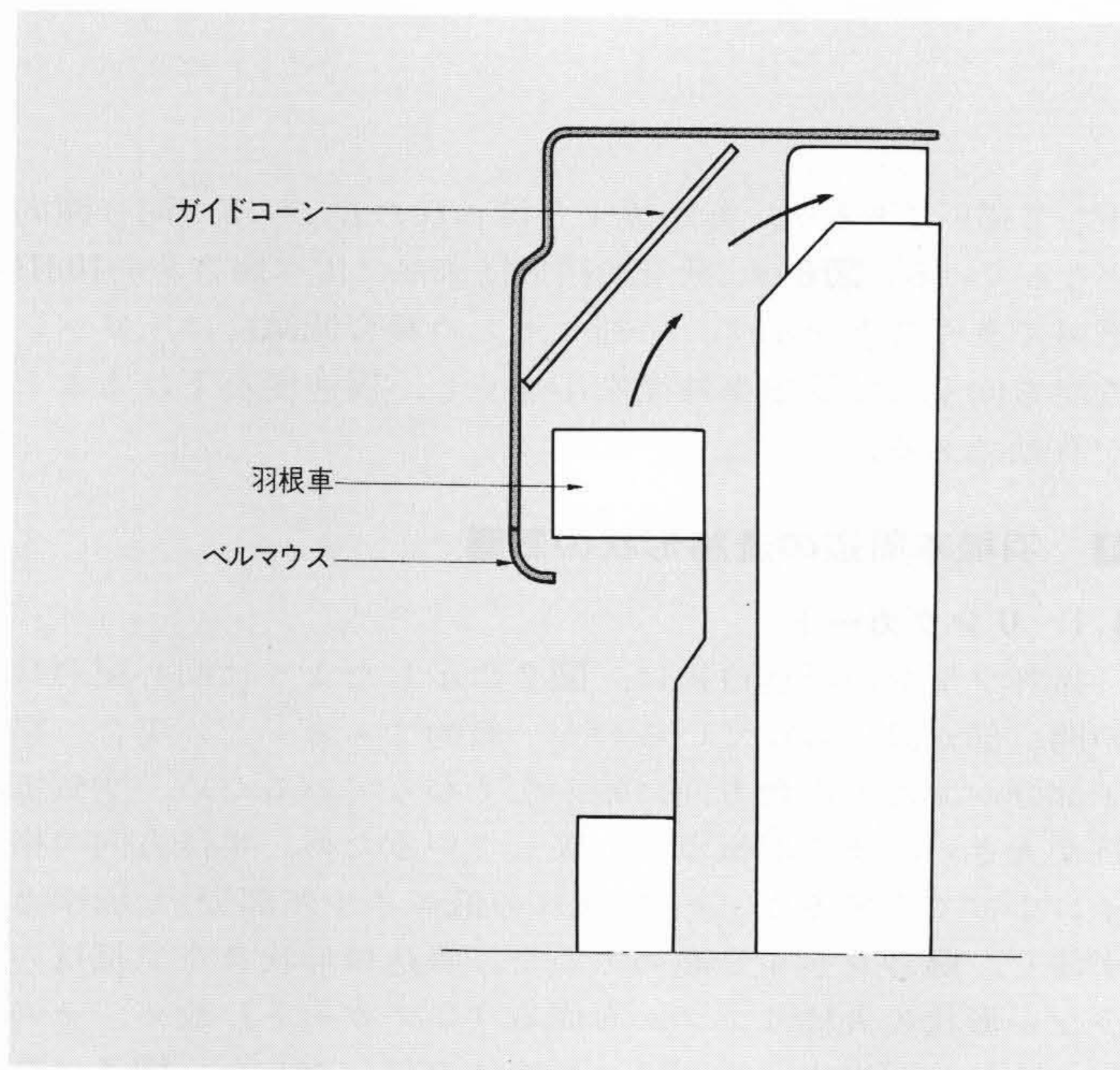


図8 羽根車周辺の流路形状(1) 吸込口にベルマウスを取り付けると流れが整流され、またガイドコーンで流路断面積の急激な変化をなくすと風量増加、騒音低減に効果がある。

果、騒音が低減するとともに風量増加に著しい効果が認められた。

## 5 正・逆両回転用冷却ファンの性能改善

### 5.1 正・逆両回転用冷却ファン

3.では、羽根が円周方向に傾斜している一方向回転用(主に2極中容量電動機に用いる)の冷却ファンについて述べた。ここでは正・逆両回転を要求される電動機(主に小容量機と4極以上の低速電動機)に使用する正・逆両回転用冷却ファンについて述べる。正・逆両回転用冷却ファンも一方向回転用冷却

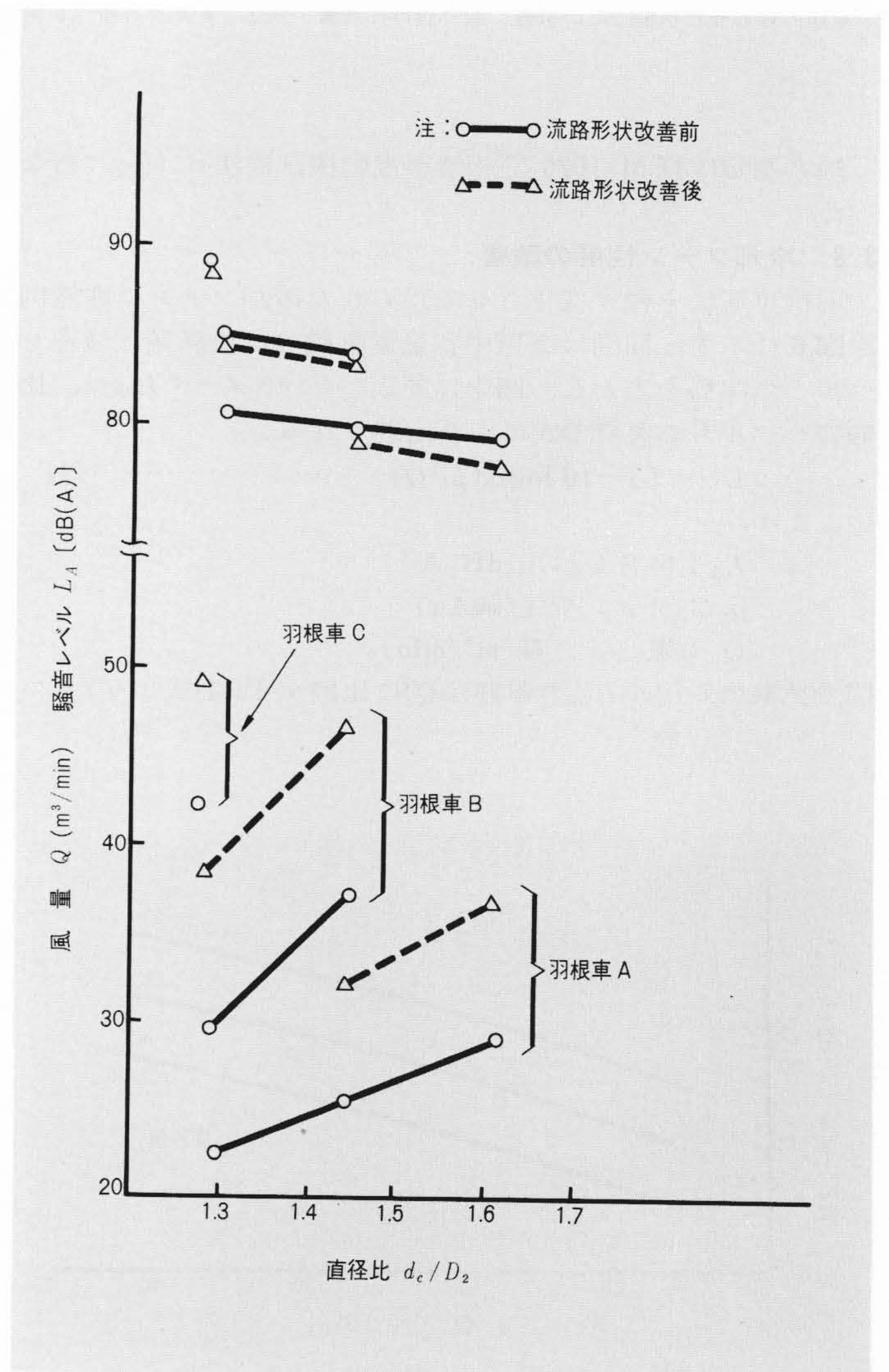
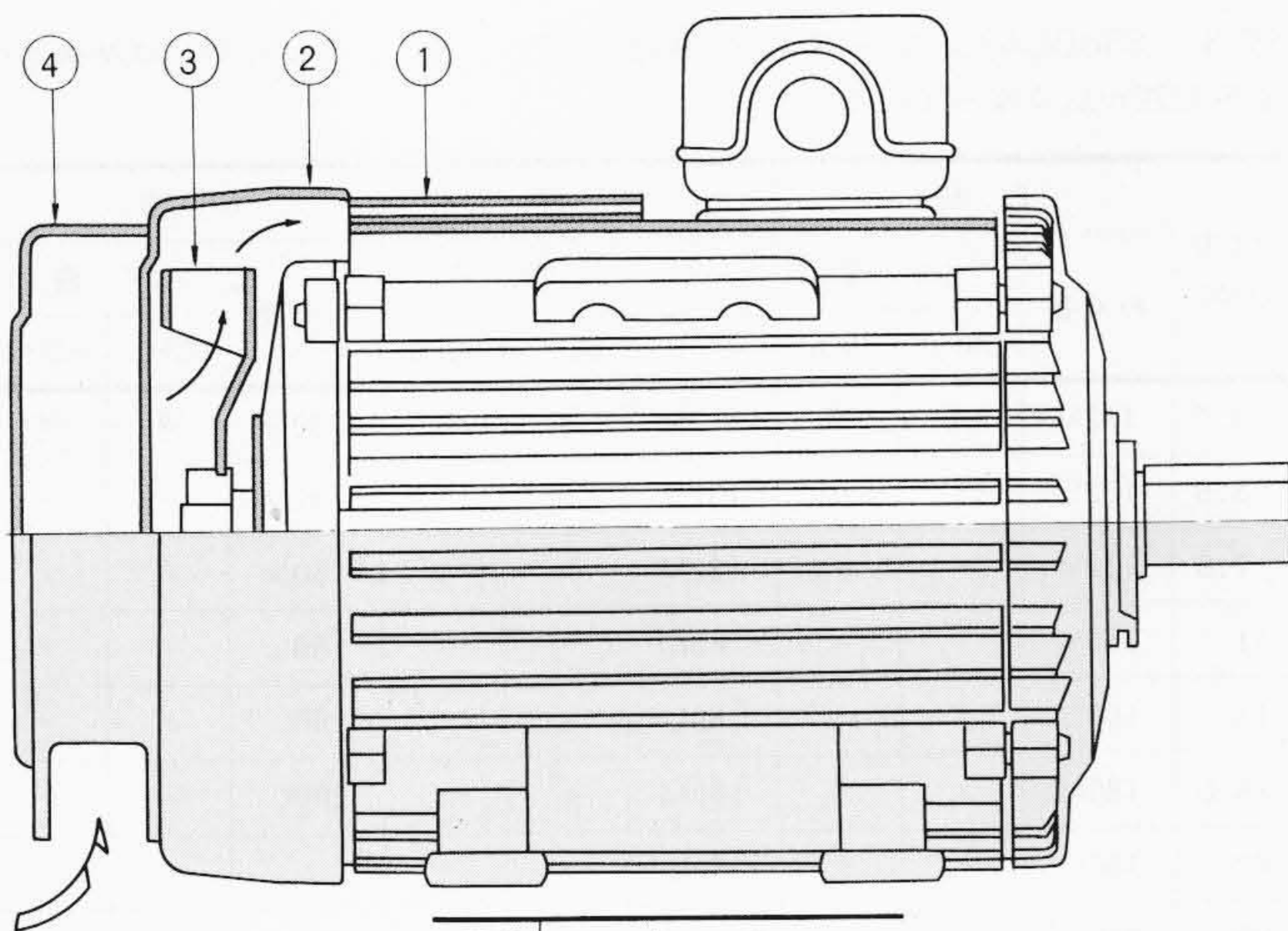


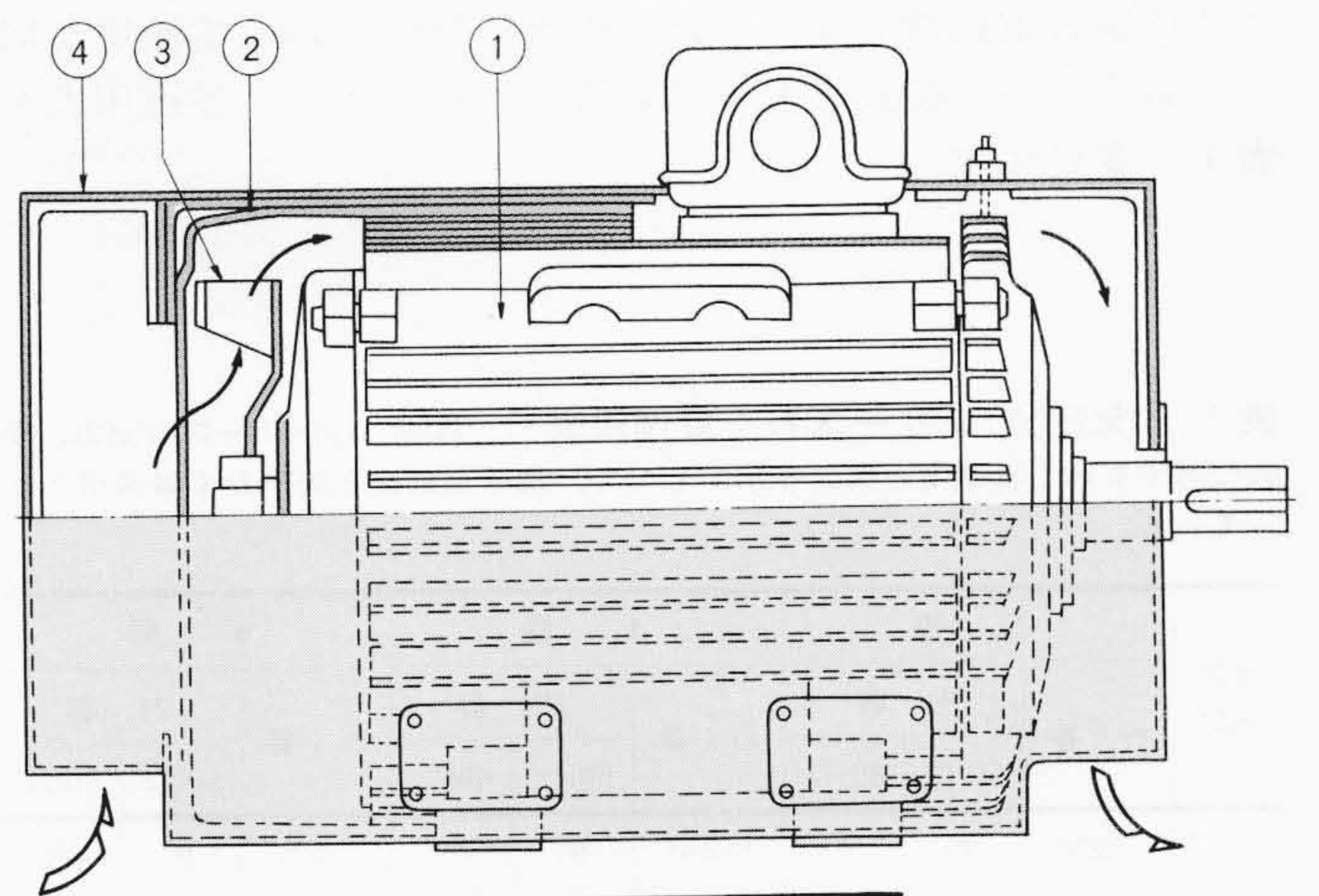
図10 直径比( $d_c/D_2$ )と開放風量、及び騒音レベルの関係  
カバー、羽根車の直径比 $d_c/D_2$ が大きいほど風量が増加し、騒音が低下する。  
羽根車周辺の流路形状の影響は顕著である。





項番	名 称
①	電 動 機
②	エンドカバー
③	フ ァ ン
④	消 音 器

図11 A形低騒音電動機の構造 吸気部(カバー)に消音器を取り付けて、騒音低減を図った構造を示す。



項番	名 称
①	電 動 機
②	エンドカバー
③	フ ァ ン
④	消 音 器

図12 B形低騒音電動機の構造 電動機全体を消音器でおおい、騒音低減を図った構造を示す。

ファンも基本的に変わることはないが、正・逆両回転用冷却ファンは低速回転で使用するので、一般的に外径寸法が大きくなる傾向にある。

## 5.2 検討事項及び実験結果

羽根車の形状については3.に述べたと同じ諸要素を変化させて実験を行なったが、正・逆両回転という要因から羽根の形状は、半径方向の真っすぐな平板翼及び翼形翼( $\beta_1 = \beta_2 = 90$ 度)とした。正・逆両回転用の羽根車は相対的に大きな寸法となる(図9)ことから、羽根車のメリディアン面形状(側板の傾斜、羽根前縁が軸方向となす角、ボスの大きさなど)がファン性能に与える影響も大きなものとなる。斜流形の羽根車も風量や騒音のうえで効果があることが分かったが、最終的には遠心形の平板翼羽根車を採用した。

リングガード、ベルマウス、ガイドコーンなどの羽根車周辺の流路を構成する要素も、その形状の及ぼす影響が顕著である。図10に3種類の羽根車と、同じく3種類のカバーを組み合わせ、更に羽根車周辺の流路形状を変化させて直径比 $d_c/D_2$ ( $d_c$ :カバー内径)と騒音レベル及び開放風量との関係を求めた一例を示す。これらの諸実験に基づき、所要風量を満たす最適の羽根車及び流路形状寸法を求め、騒音を約5~10dB低減することができた。

## 6 消音器による騒音低減

冷却ファンの改善による通風騒音の低減には経済的な面から制限があり、このような場合には、一般に消音器を用いている。筆者らは消音器についても改善を図った。

日立製作所では、消音器の構造が比較的簡単で減音量が少ないものをA形消音器(3dB程度)次に減音量が多いものをB形消音器(10dB程度)と呼んでいる。A形消音器の構造を図11に、B形消音器の構造及び外観を図12、13に示す。

これら消音器の構造と吸音材の改善を図り、減音量を増した。B形消音器の効果例を図14に示す。以上の結果3.~5.において述べた冷却ファンの改善と消音器の改善によって低騒音電動機75dB(A)、80dB(A)、85dB(A)シリーズの改良を図った。

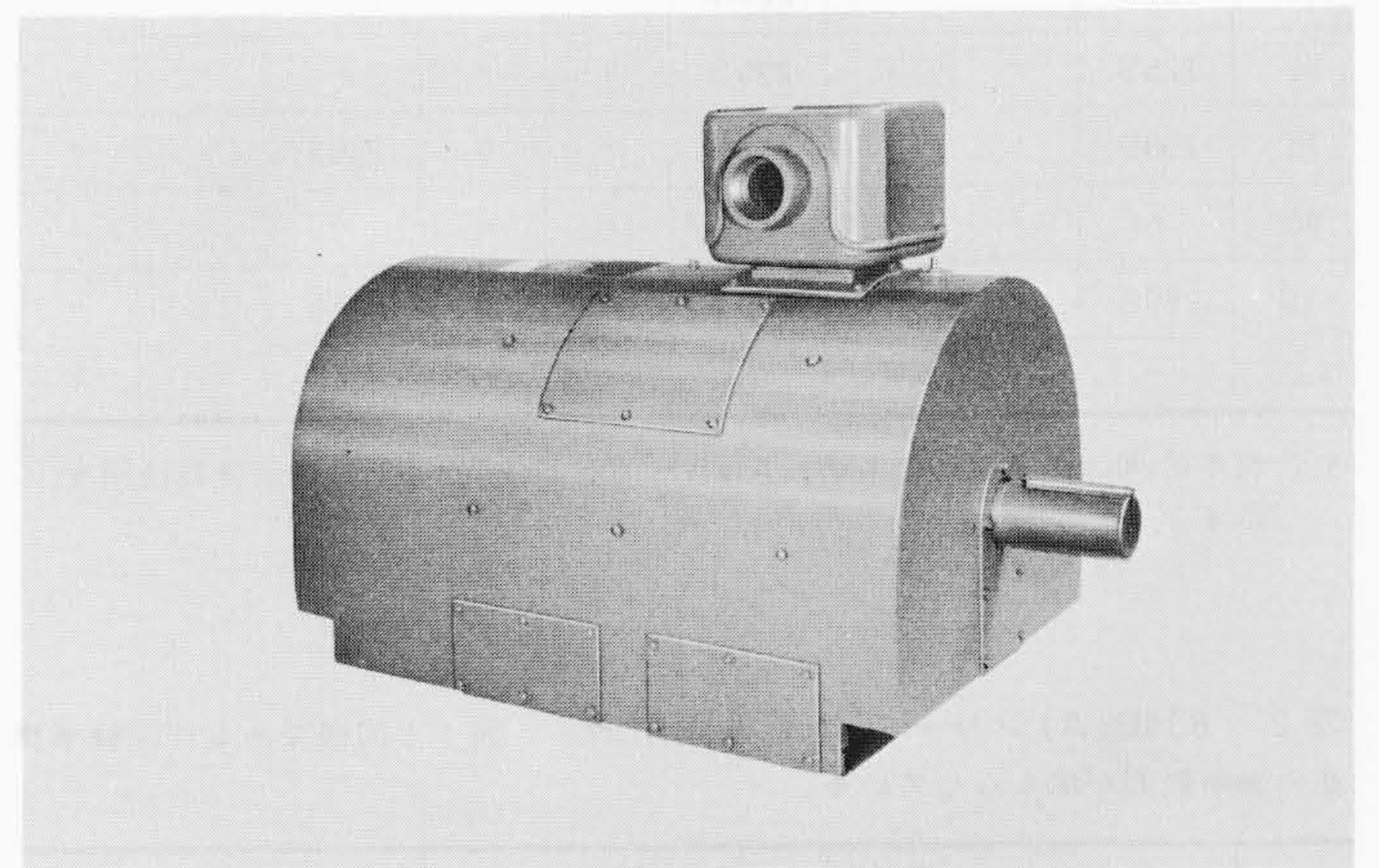


図13 B形低騒音電動機 電動機全体を消音器でおおった電動機である。

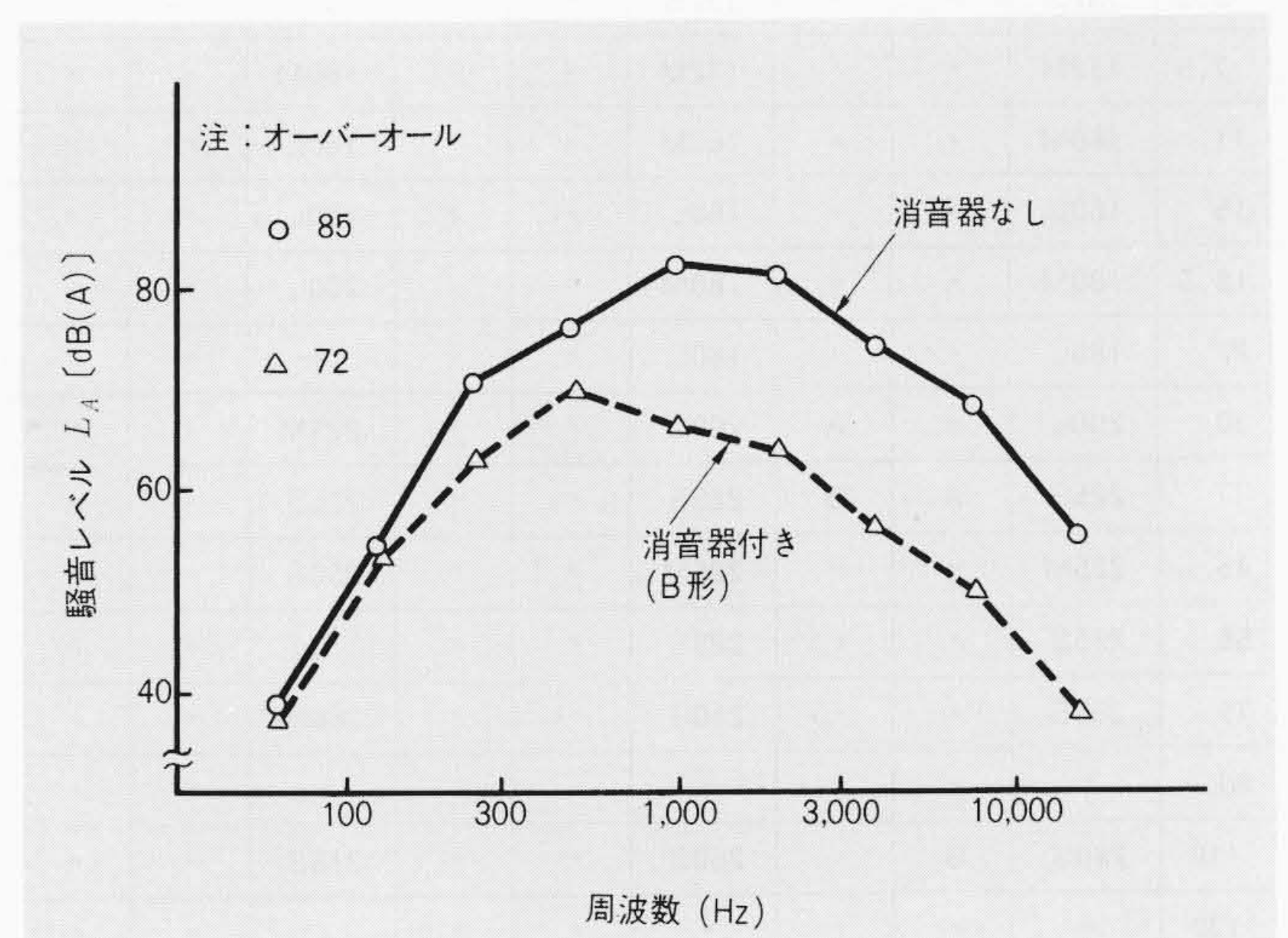


図14 消音器有無の比較 B形消音器で電動機をおおうことにより、高周波域のレベルを下げることで、騒音低減が可能である。



この低騒音電動機シリーズは、標準電動機とわく番適用が同じであるという特長をもっている。これらのわく番適用表を表1～3に示す。

表1 75dB(A)シリーズわく番適用表 75dB(A)シリーズの出力、極数に対するわく番適用と構造を示すもので、標準電動機と同一わく番適用となっている。

出力 (kW)	2 極			4 極			6 極		
	わく番	内 容		わく番	内 容		わく番	内 容	
		50Hz	60Hz		50Hz	60Hz		50Hz	60Hz
3.7	I12M	Ⓢ	Ⓢ	I12M	Ⓢ	Ⓢ	I32S	Ⓢ	Ⓢ
5.5	I32S	"	"	I32S	"	"	I32M	"	"
7.5	I32M	"	"	I32M	"	"	I60M	"	"
11	I60M	"	A	I60M	"	"	I60L	"	"
15	I60L	"	"	I60L	"	"	I80L	"	"
18.5	I80M	A	B	I80M	"	"	200L	"	"
22	I80L	"	"	I80L	"	"	"	"	"
30	200L	B	"	200L	"	"	225M	"	"
37	225S	"	"	225S	"	"	225S	"	"
45	225M	"	"	225M	"	"	250S	"	"
55	225S	"	"	225S	"	"	"	"	"
75	250S	"	"	250S	"	A	280S	"	"
90	"	"	"	"	"	"	"	"	"
110	280S	"	"	280S	A	B	315S	"	"
132	"	"	"	"	"	"	"	"	"

注：表中のⓈは標準構造のもの、AはA形消音器使用、BはB形消音器使用を示す。

表2 80dB(A)シリーズわく番適用表 表1と同様であるが、標準構造の適用範囲が広がっている。

出力 (kW)	2 極			4 極			6 極		
	わく番	内 容		わく番	内 容		わく番	内 容	
		50Hz	60Hz		50Hz	60Hz		50Hz	60Hz
3.7	I12M	Ⓢ	Ⓢ	I12M	Ⓢ	Ⓢ	I32S	Ⓢ	Ⓢ
5.5	I32S	"	"	I32S	"	"	I32M	"	"
7.5	I32M	"	"	I32M	"	"	I60M	"	"
11	I60M	"	"	I60M	"	"	I60L	"	"
15	I60L	"	"	I60L	"	"	I80L	"	"
18.5	I80M	"	"	I80M	"	"	200L	"	"
22	I80L	"	"	I80L	"	"	"	"	"
30	200L	"	A	200L	"	"	225M	"	"
37	225S	A	B	225S	"	"	225S	"	"
45	225M	"	"	225M	"	"	250S	"	"
55	225S	"	"	225S	"	"	"	"	"
75	250S	"	"	250S	"	"	280S	"	"
90	"	"	"	"	"	"	"	"	"
110	280S	B	"	280S	"	"	315S	"	"
132	"	"	"	"	"	"	"	"	"

注：表中Ⓢは標準構造のもの、AはA形消音器使用、BはB形消音器使用を示す。

表3 85dB(A)シリーズわく番適用表 表1、2より更に標準構造の適用範囲が広がっている。

出力 (kW)	2 極			4 極			6 極		
	わく番	内 容		わく番	内 容		わく番	内 容	
		50Hz	60Hz		50Hz	60Hz		50Hz	60Hz
3.7	I12M	Ⓢ	Ⓢ	I12M	Ⓢ	Ⓢ	I32S	Ⓢ	Ⓢ
5.5	I32S	"	"	I32S	"	"	I32M	"	"
7.5	I32M	"	"	I32M	"	"	I60M	"	"
11	I60M	"	"	I60M	"	"	I60L	"	"
15	I60L	"	"	I60L	"	"	I80L	"	"
18.5	I80M	"	"	I80M	"	"	200L	"	"
22	I80L	"	"	I80L	"	"	"	"	"
30	200L	"	"	200L	"	"	225M	"	"
37	225S	"	"	225S	"	"	225S	"	"
45	225M	"	"	225M	"	"	250S	"	"
55	225S	"	"	225S	"	"	"	"	"
75	250S	"	"	250S	"	"	280S	"	"
90	"	"	"	"	"	"	"	"	"
110	280S	"	"	280S	"	"	315S	"	"
132	"	"	"	"	"	"	"	"	"

注：表中Ⓢは標準構造のものを示す。

7 結 言

電動機の騒音源のうち最も大きい通風騒音について研究を行ない、冷却ファンの羽根車形状とその周辺の流路形状、及び消音器を改善して騒音を低減した。得られた主な結果を次に述べる。

- (1) 羽根車の形状要素を種々変化させて実験を行ない、風量及び騒音に対する影響を調べた。騒音低減のためにはファン性能を向上して、羽根車外径を小さくし周速度を下げるこゝが有効である。
- (2) 冷却ファン吸込口形状を丸棒リングからなるリングガードに変え、また羽根車との距離を最適に決めると、羽根との干渉による騒音を低減できる。リングガードの半径方向格子数は羽根との干渉を生ぜぬように選ぶ必要がある。
- (3) 吸込口にベルマウスを取り付け、羽根車吐出し側に流路断面積を急変させないガイドコーンを取り付けると、風量増加及び騒音低減に効果がある。
- (4) 以上の結果と併せて消音器の改善を行ない、低騒音電動機75dB(A)、80dB(A)、85dB(A)シリーズの改良を図った。

以上の研究に基づき、筆者らは出力の異なる誘導電動機に対する冷却ファンの設計法を確立した。この研究の結果を生かし、今後もより優れた低騒音電動機の製作に努力する考えである。

参考文献

- (1) 例えば、生井：「遠心・軸流送風機と圧縮機」朝倉書店(昭35-12)
- (2) JIS B8330 送風機試験方法
- (3) 例えば、辻：日本機械学会第252回座談会資料(昭43-11)  
送風機の騒音調査研究分科会から報告されたものである。