

最近の高速ターボコンプレッサ

Recent High Speed Turbo-Compressor

宮野正四* 瀬賀将久*
Masashi Miyano Masahisa Sega

内容梗概

最近のターボコンプレッサは高速、小型化され、しかも効率は非常によくなつてきている。これは主として、空気力学の発達によるものであるが、そのほかに機械加工の技術面の向上も見逃しえない要因である。

ターボコンプレッサの理論としては、入口部分、羽根車、出口部分の三部分にわけて考えられるが、その内羽根車については、流れが複雑なため、まだ実験結果のすべてを満足させる理論が確立される段階に至っていない。また機械的な問題としては、高い応力に堪える羽根車、精度の高い増速装置が要求されている。したがって、高速、高圧力比のターボコンプレッサの製作は基礎的な研究のみでなく、実物に近い試作機ないしは過去の製作経験に影響される要素が多い。

日立製作所では、基礎的研究、試作機を通じ、ターボコンプレッサの性能の向上に努力してきたが、ついに試作機ではポリトロープ効率 90% を越す好成績を収め、また製品としては、わが国最初の従来のもものとはまったく形態を異にした（ダブルH型）高速ターボコンプレッサを完成した。

〔I〕 緒 言

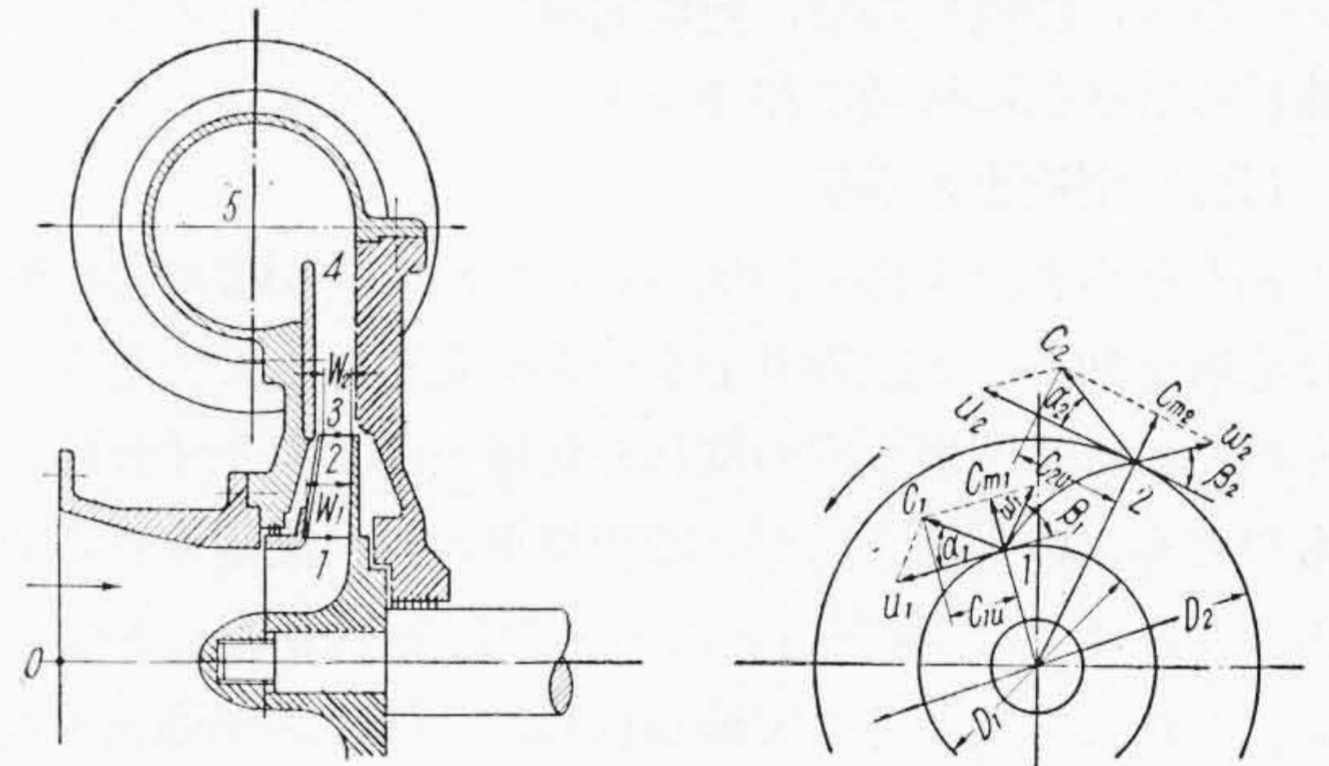
最近のターボコンプレッサは小型、高速化され、効率も往復動圧縮機のそれに匹敵する優秀なものが作られるようになった。流量が比較的小さく、しかも、段圧が高い場合、比較回転数を効率のよい範囲にえらべば、羽根車の回転数は非常に大きくなる。段圧が高くなると各部の速度が大きくなり、流体の圧縮性、すなわち、マッハ数の影響があらわれてくる。また、回転数が高くなると、羽根車そのほかの寸法が小さくなり、レイノルズ数が低くなる。このマッハ数の増加とレイノルズ数の低下はともに効率を低くする傾向があるので、高速、高圧力比の、いわゆる高い仕様のターボコンプレッサの設計には慎重な考慮を要する。

ガスタービンあるいは、スーパーチャージャのごとくタービンを原動機とするときには高い回転数も割合簡単に得られるが、一般産業用ターボコンプレッサのごとく電動機で駆動される場合には増速装置が必要であり、この高速、大容量の増速装置の製作にも多くの技術的問題が内包されている。

ターボコンプレッサの性能の向上は、もちろん最近の空気力学の発達によるものであるが、その詳細な理論は、羽根車内の流れが複雑なため、軸流圧縮機のごとくあきらかにされていない。したがって、仕様とか型式が既作機と異なつていときは、確立された理論がないだけに、正確な性能の予測は非常に困難である。

高速、高圧力比のターボコンプレッサの完成には、理論および実験の両面にわたる研究が必要であり、今なお多くの問題が残されている。以下問題点を取上げ、研究、試作の結果がいかに製品に反映されているかを述べる。

* 日立製作所川崎工場



第1図 羽根車の速度線図

〔II〕 ターボコンプレッサの概論

ターボコンプレッサの概略構造および羽根車の速度線図は第1図に示す通りであり、その作動は大體つぎの三部分にわけて考えることができる。

- (i) 入口部分 加速流
- (ii) 羽根車 エネルギー伝達
- (iii) 出口部分 減速流

以下上記各項ならびに高速ターボコンプレッサで重要な増速装置について述べる。

(1) 入口部分

羽根車入口までは増速流なので、この部分の損失はほかに比較して本質的に小さい。しかし、ハネ入口におけるハネ角度とマッハ数は全体の特性に重大な影響を及ぼす。羽根車入口の形としてはスーパーチャージャのようにインデューサをもち、空気が羽根車のハネに対し軸方向に入るものと、一般産業用のブロワのように半径方向に入るものがある。前者の方が流体に与えるエネルギーが大きく、流れの状態が簡単なので空気力学の見地からは好ましい。入口のハネ角度について、Eckert⁽¹⁾ は翼列

の理論から無衝突流, すなわち, 負のインシデンスを与えることを推奨しているが, Vincent⁽²⁾, Shepherd⁽³⁾氏などは4~10度の正のインシデンスをすすめている。高い仕様の圧縮機では羽根車入口の相対速度が大きくなり, マッハ数を考慮する必要がある。この部分のマッハ数が効率に及ぼす影響について, Eckert氏は第2図を与えている。マッハ数を低くする方法として, 入口案内翼を用い, 回転方向にプリホワールを与えることも行われているが, 一般産業用としては, マッハ数は割合低いので, 入口案内翼は風量調節のために使用されることが多い。

(2) 羽根車

(A) 羽根車の限界

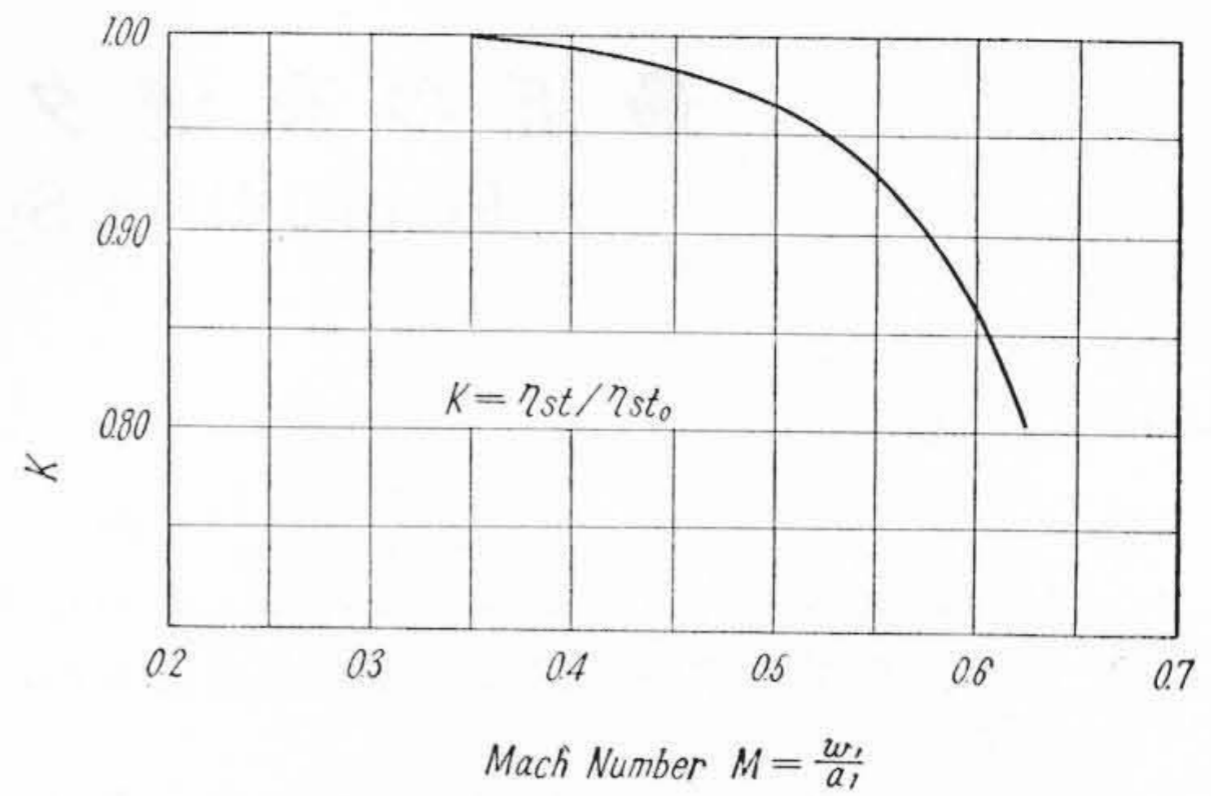
ジェット, エンジン用の圧縮機では, 圧力比4.5周速450 m/s程度が普通であるが, 一般産業用のものは, 圧力比1.8~2.0周速350 m/sが限度のようである。その理由は重量, 機械の寿命, 特性曲線などに対する要求の相違から必然的に構造に相違を生じるためである。

(B) 羽根車の形状

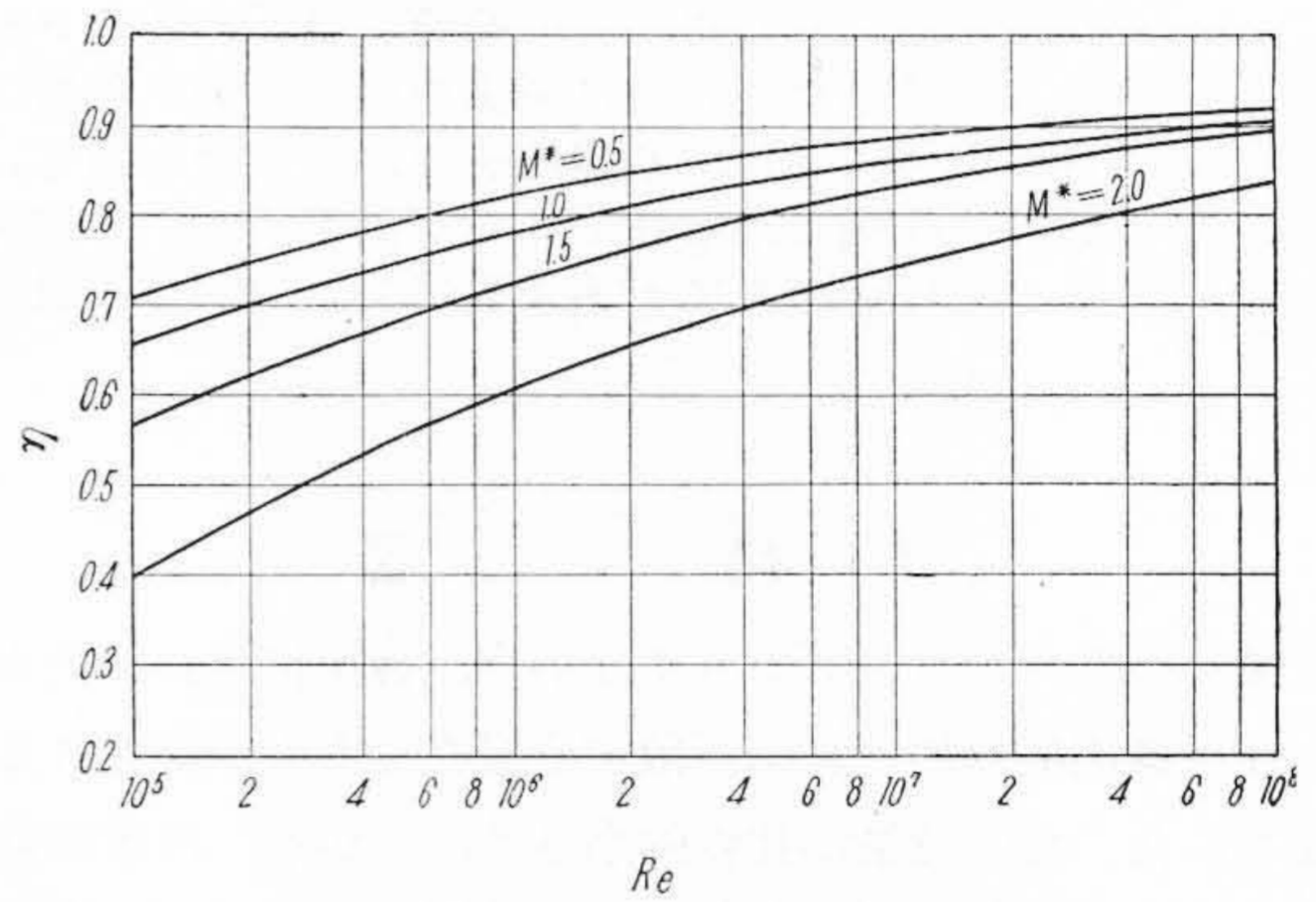
あたえられた仕様を満足させるために, 羽根車の正確な寸法を知ることは設計上もつとも重要なことであり, そのためには羽根車内の流れの状態がはつきりすれば, もつともよい効率をあたえる羽根車の形が決定されるであろう。しかし現在のところその詳細はあきらかでない。これまで数多くの実験が行われ, 種々の理論式が提案されているが, これらはいずれも実験結果のすべてを裏付けするものではなく, 実際の設計には正確な値が必要なので, 実物に近い試作機ないしは過去の経験にたよらざるを得ない。しかしStodola⁽⁴⁾, Eckert氏をはじめ多くの人々⁽⁵⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾によつてあたえられている羽根車のなす仕事をあらわす理論式などは概略の計算とか資料の整理には有力な指針となる。羽根車の性能に影響するものとしては, 羽根の枚数, 出入口角度, 幅および曲率, 内外径, 側板, 鉋の有無, 面のあらさ, 羽根車とケースの間隙などがあるが, 高速になつてくるとマッハ数のほか, レイノルズ数の影響もあり, ますます設計が困難になる。マッハ数やレイノルズ数の影響にたいしてはBalje⁽⁸⁾氏は第3図のようにあらわしているが, これも性能予測の指標とみるべきであろう。

(3) 吐出部分

羽根車の出口では流体はまだかなりの速度エネルギーをもつており, ターボコンプレッサで必要なのは静圧であるから, このエネルギーを圧縮機出口にいたる間で有効な静圧にかえなければならぬ。このエネルギーの変換と羽根車の全円周にわたつて吐出した空気を適当に集めて取出すのが吐出部の機能である。吐出部の形状としてはつぎのような種類がある。



第2図 羽根車入口におけるマッハ数の効率におよぼす影響



第3図 流量係数 $\phi=0.3$ の場合, ターボコンプレッサのレイノルズ数, マッハ数の効率に及ぼす影響 流量係数 $= \frac{Cm_2}{u_2}$

- (a) 羽根車の外周に直接渦室があるもの
- (b) デイフューザをもっているもの
 - (i) 案内翼のないもの (vaneless diffuser)
 - (ii) 案内翼のあるもの (vane diffuser)
 - (iii) 拡大管のあるもの (diffuser channel)

ハネの出口角度 β_2 が大きくなるにしたがい, 反動度, すなわち, ハネ出口の静圧の全圧に対する比が小さくなり, 圧力比の高い圧縮機では強度の点から β_2 が大きくなるのでデイフューザ効率は特に重要である。デイフューザ効率のもつともよいのは, 拡大管型デイフューザで, その拡り角度は円錐に換算して7~8度がよいとされている。案内翼のないデイフューザは, 特性曲線が平で, 作動範囲が広く, 一般産業用のターボコンプレッサにはよく用いられているが, ケーシングの外径が大きくなるのが欠点である。

(4) 増速装置

ターボコンプレッサの効率向上と使用範囲の拡大は高速化によつてなされたものであるが, ターボコンプレッサは電動機で駆動されるものが多いので増速装置が必要欠くべからざるものとなる。ところで高速になるほど非常に高精度の歯車が要求され, 現在使用している, 周速70~80 m/s, 増速比8~9に達する歯車では, 歯の表面焼

入、研磨仕上後の精度は大型歯車でも

- 単一ピッチ誤差 5μ
- 累積ピッチ誤差 10μ
- 振小角誤差 $0.01/100 \text{ mm}$

程度の精度が必要となり、かつ作動状態で歯幅方向のあたりを十分にだすことが欠くべからざる条件となつてくる。そのほか、高速になると軸受損失が多くなり、また振動、騒音の問題もこれまでよりはるかにむづかしくなるので、各部構造に細心の注意が必要になつてくる。

〔III〕 実 験

(1) 実験装置

上述の空気力学、ならびに、機械的な諸問題を追求するため、種々の実験が行われている。第4図は、羽根車自体の特性を調べるための装置で、形状の異なつた羽根車の比較実験用機で回転数は10,000 rpmである。

高速、高圧力比のターボコンプレッサで、最高どの程度の効率を得られるかを知ることは設計上非常に重要な問題である。

第5図および第6図はこの目的のために作られた試作機で、その仕様の大略は下記のとおりである。

- 圧力比： 2.0
- 回転数： 17,000 rpm
- 増速比： 8.9

本機の計画時、特に考慮した点は、流れを三次元流として取扱つたことである。そのほか、インデューサは羽根車とわけて加工、羽根車のハネは心板から削出し、それに側板を取付け、ディフューザは拡大管を用いるなど、効率に関係ある部分には、すべて細心の注意が払われている。また、増速装置の実験も同時に行えるよう、回転数、増速比とも、今までの仕様をはるかに越えるものとした。

(2) 実験結果

以下二、三の実験について簡単に述べる。

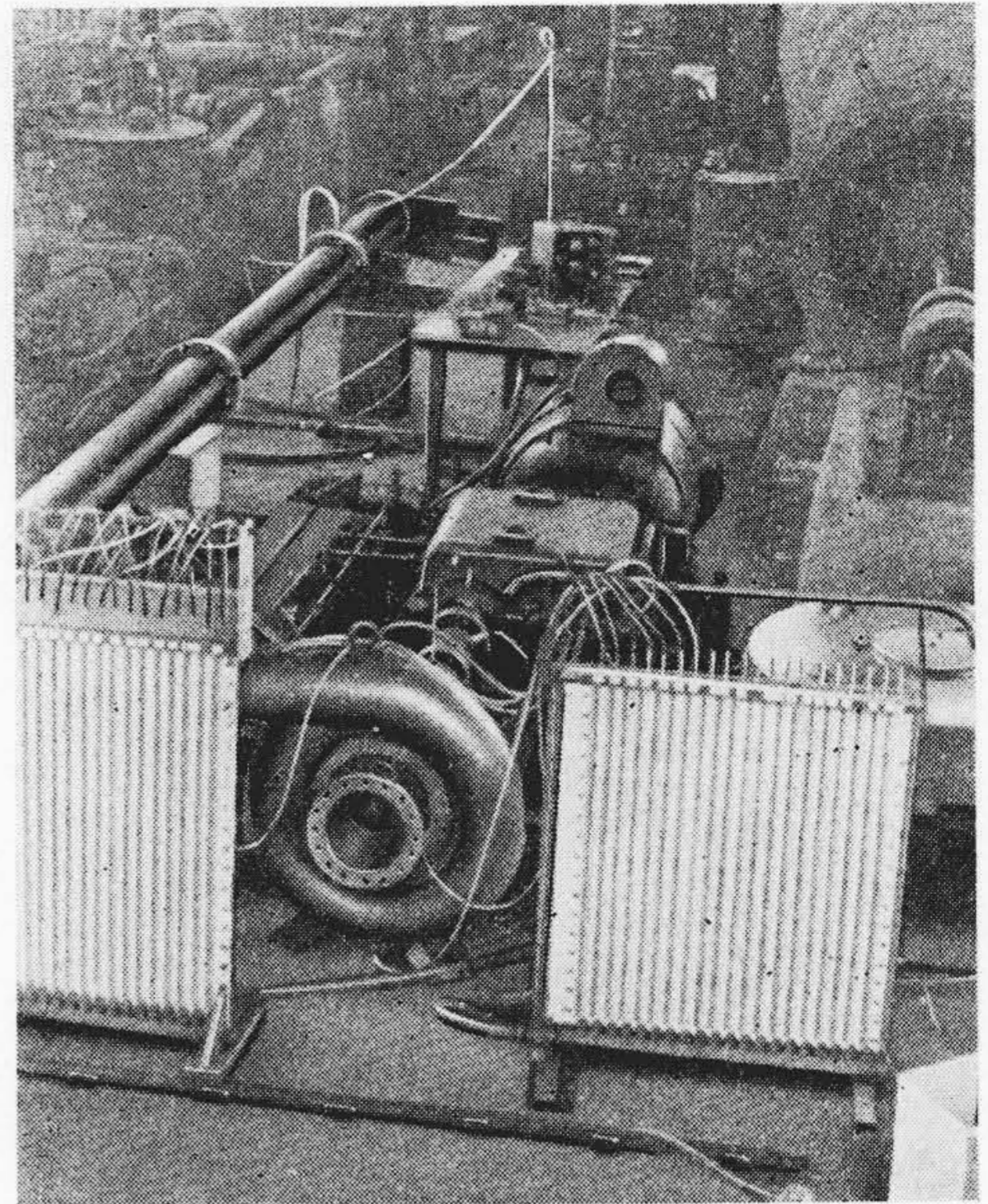
(A) 羽根車が性能に及ぼす影響

スパイラルケース、入口部分、羽根車の内外径および回転数を一定とし、羽根車の各部寸法を第1表のように変えたものを製作し、その性能に及ぼす影響を調べた。

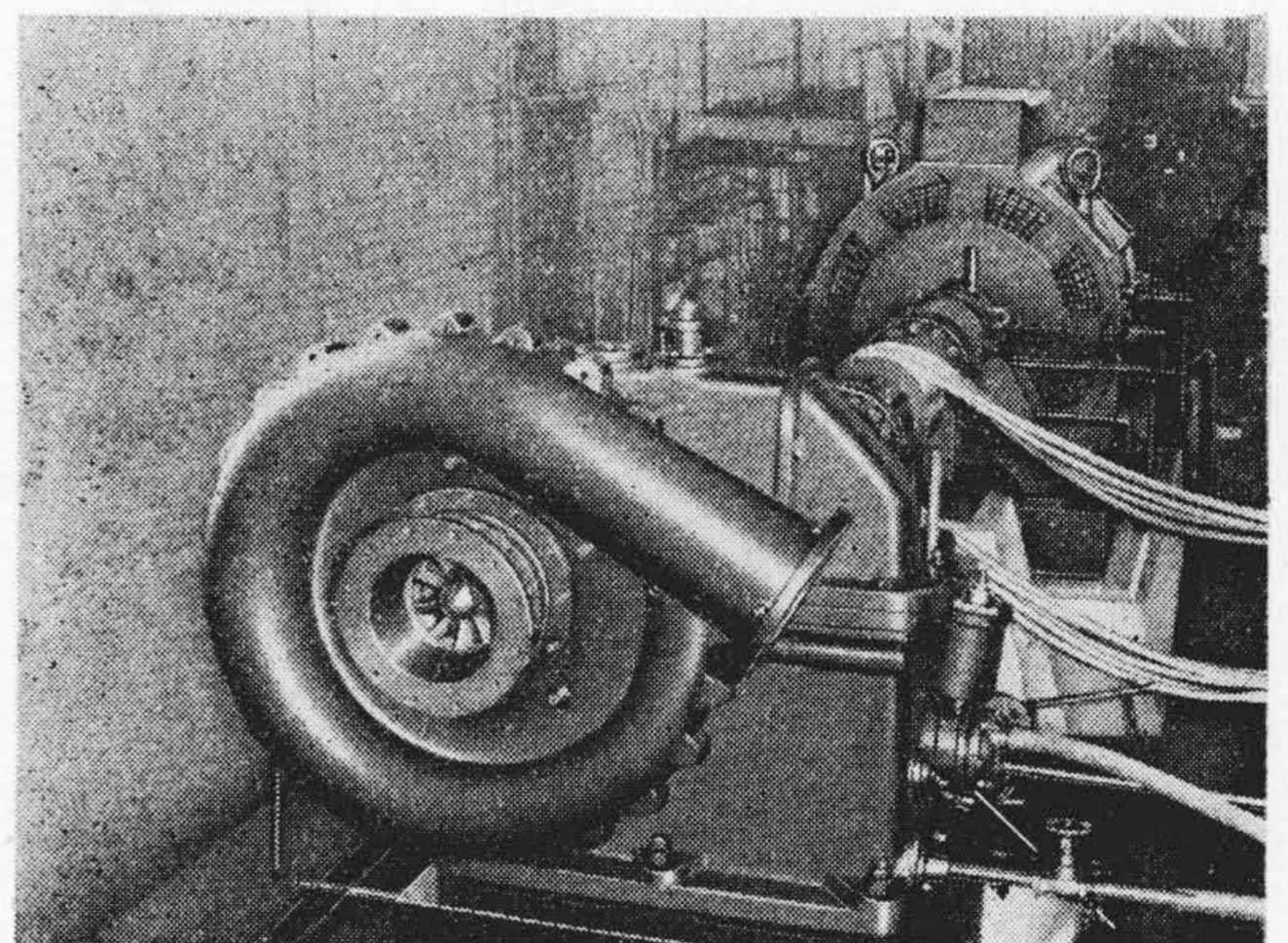
各実験番号にたいする結果を第7、8図および第9図に示す。

(3) 羽根車の滑り係数

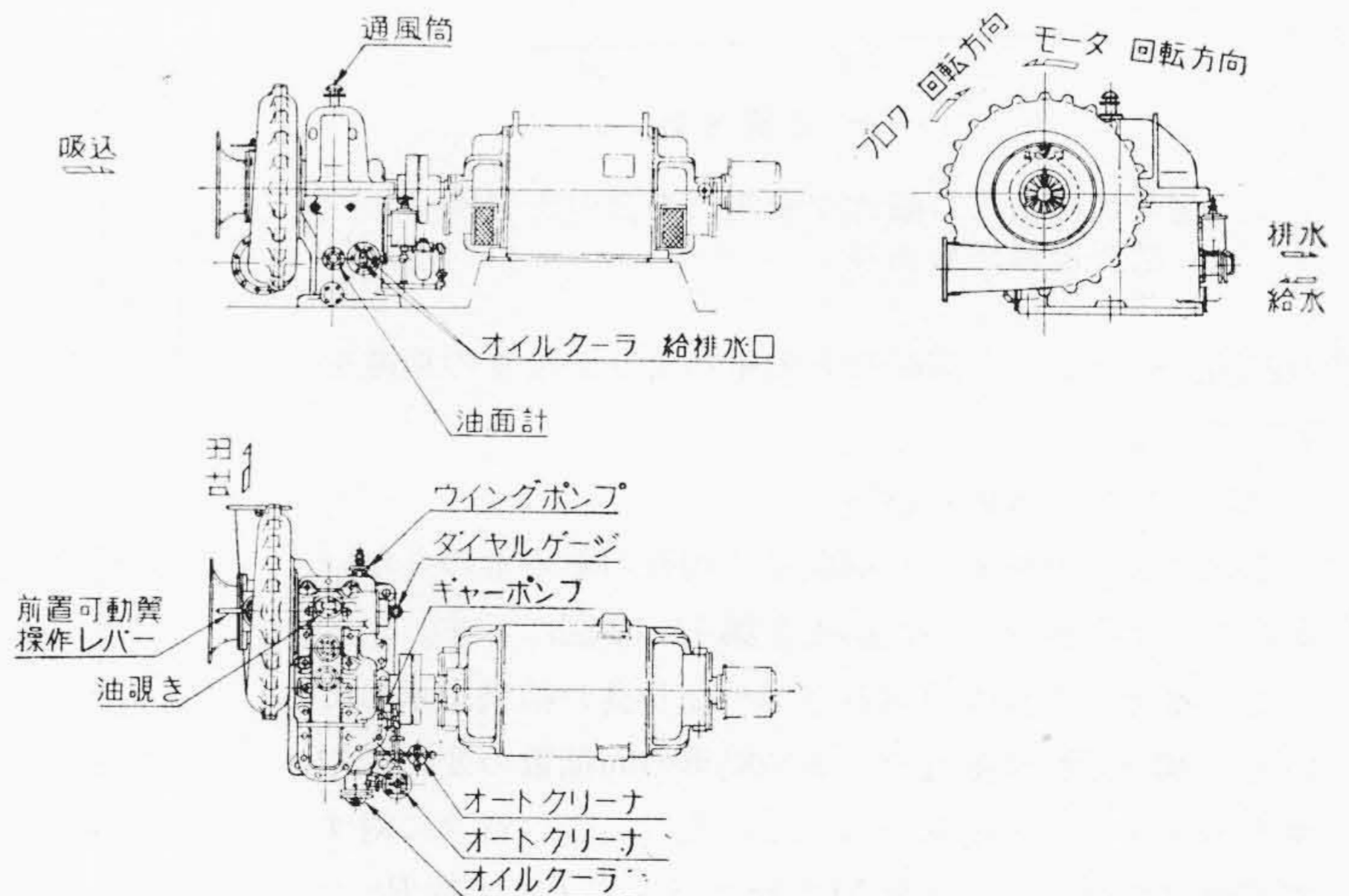
高速ターボコンプレッサにおける滑り係数を各種回転数について測定した結果を第10図に示す。Stodola氏やEckert氏



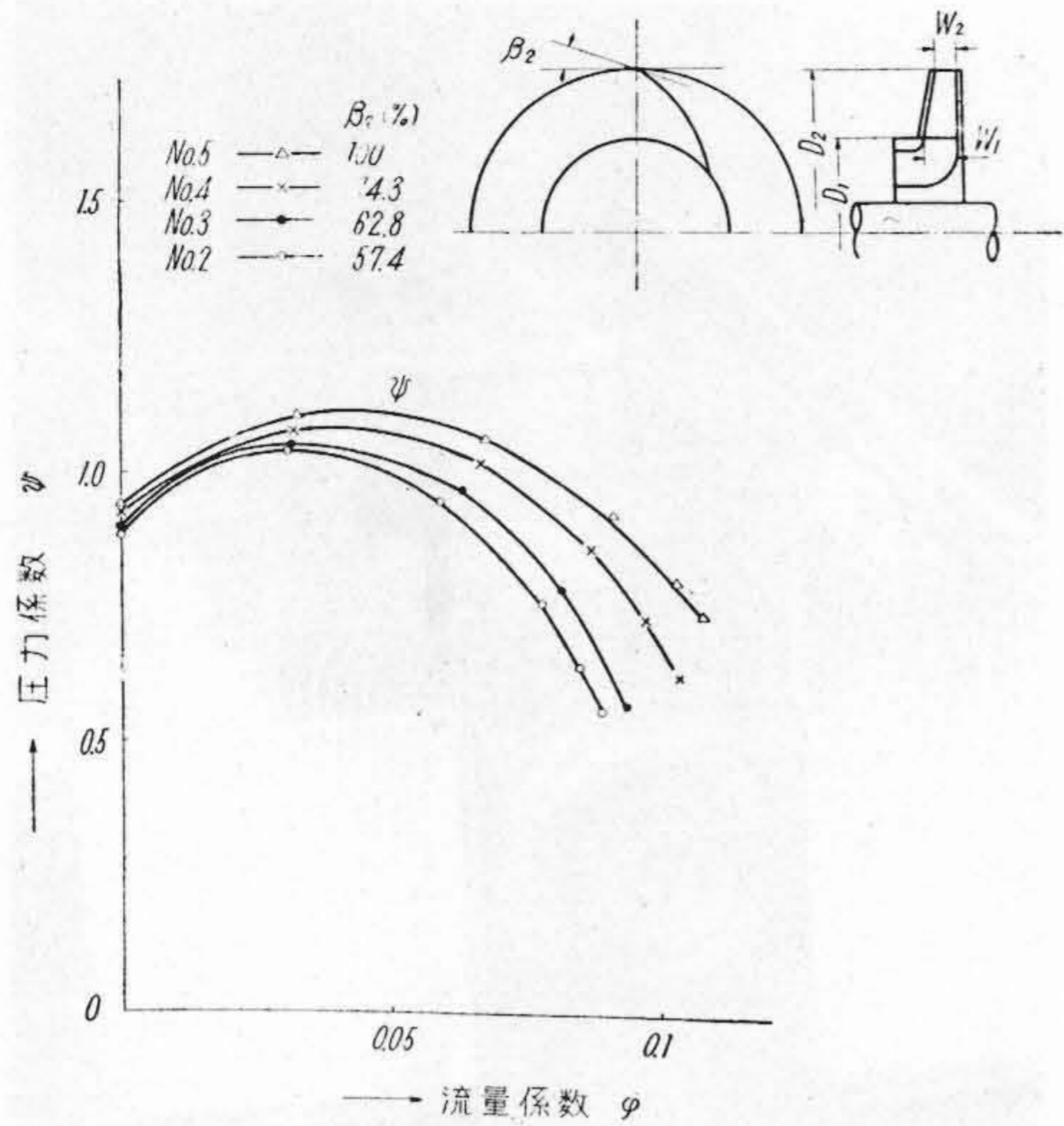
第4図 羽根車の比較実験装置回転数 10,000 rpm



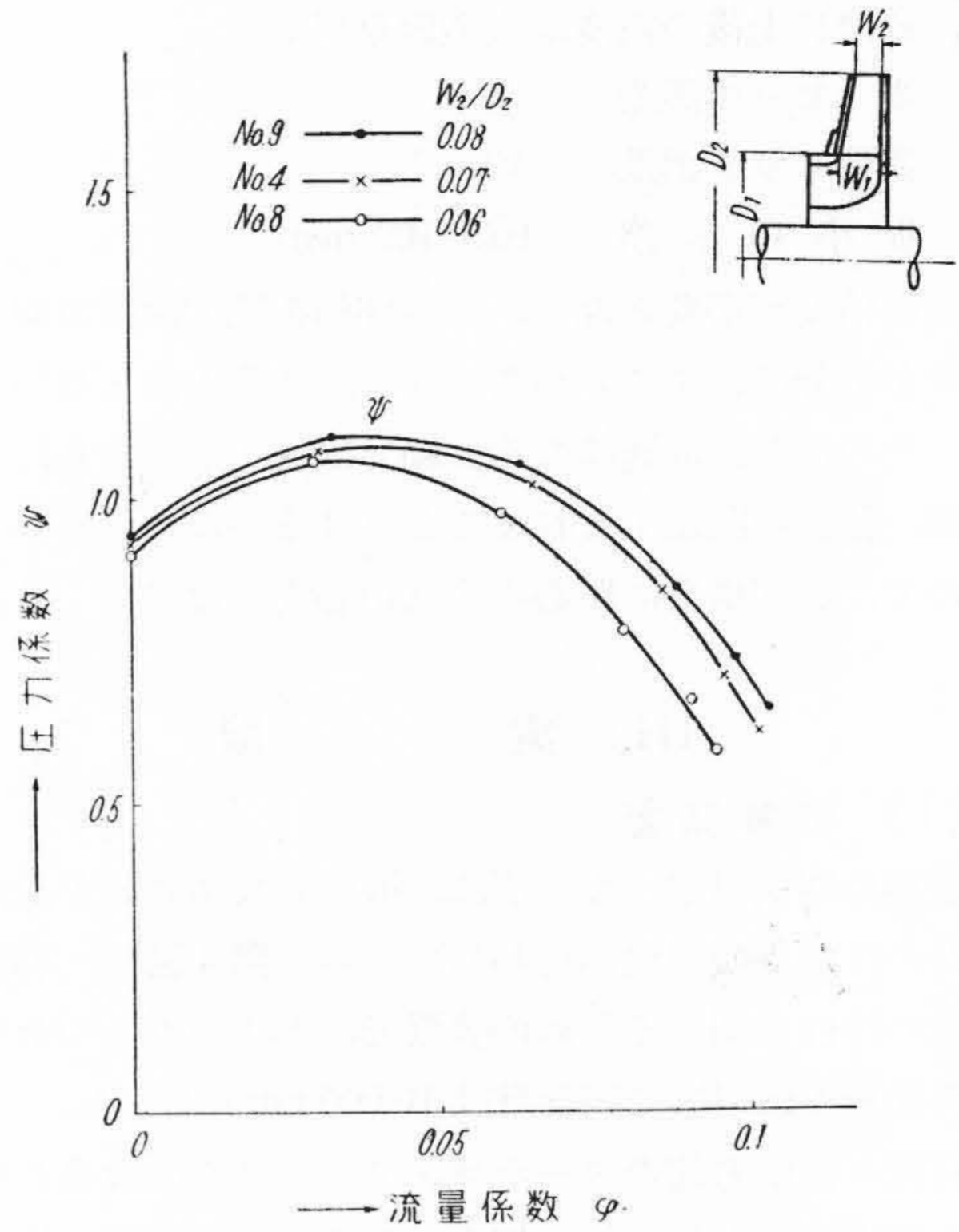
第5図 260φ/220φ POB-GH 高速、高圧力比用試作機



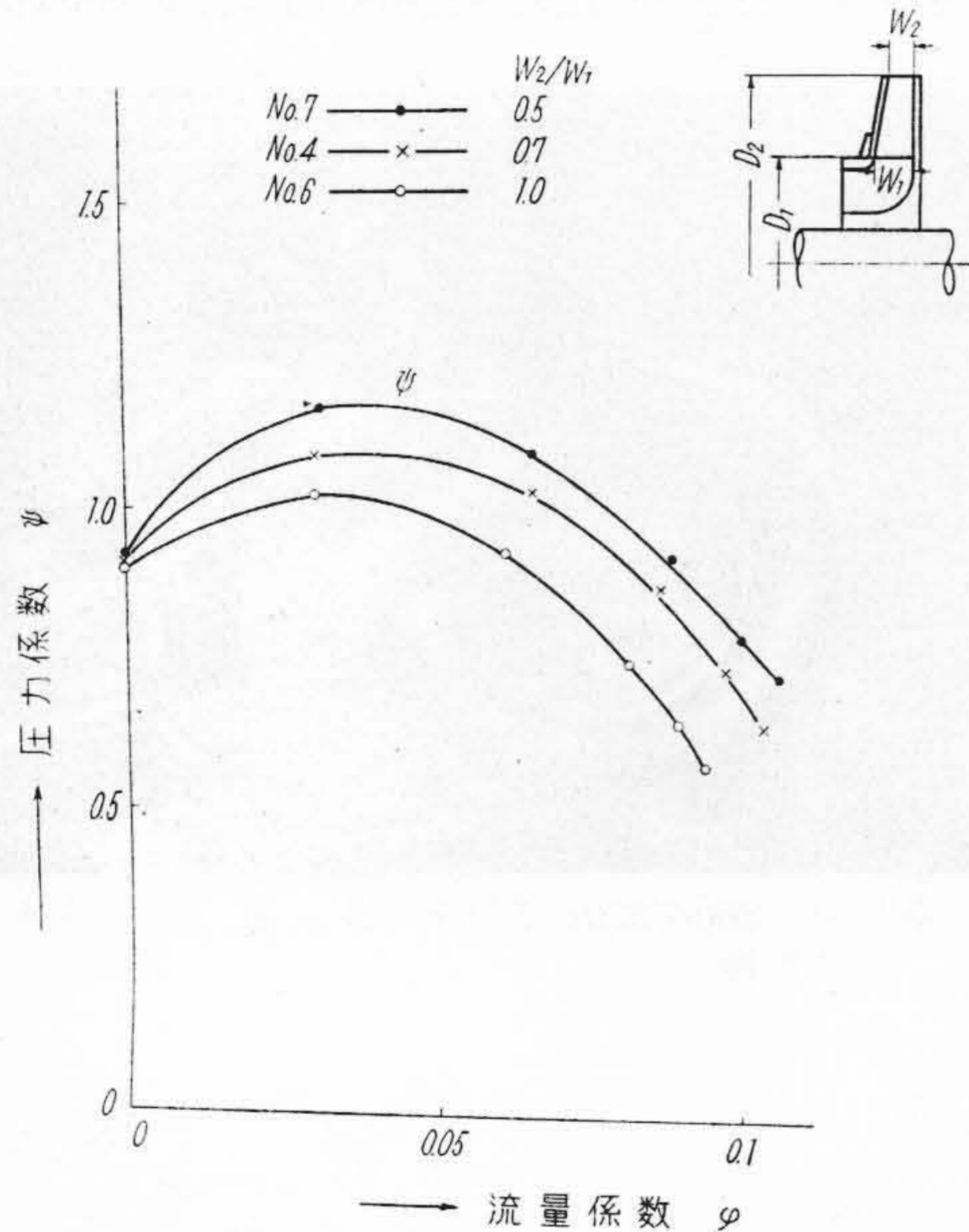
第6図 260φ/220φ POB-GH 高速、高圧力比用試作機



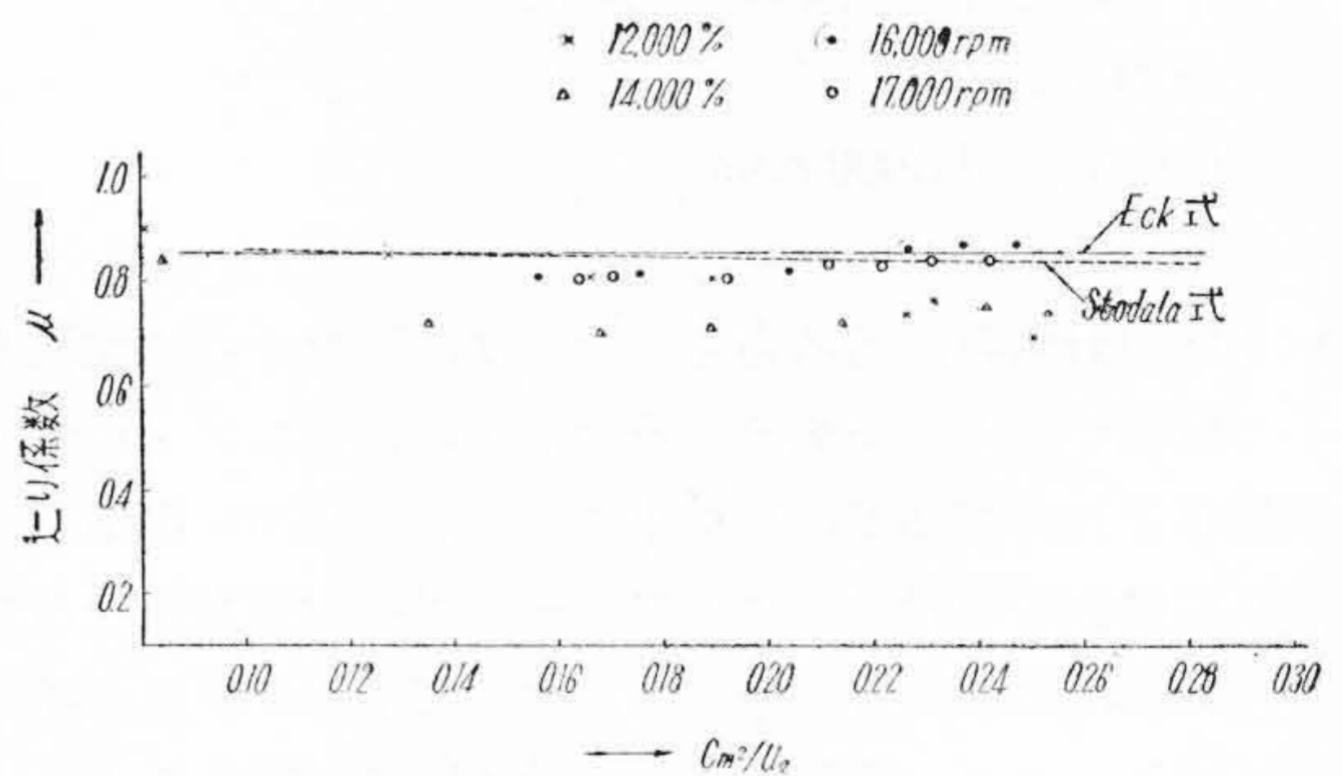
第7図 出口角度を変えた場合の圧力係数—流量係数曲線



第9図 外径に対する出口幅比を変えた場合の圧力係数—流量係数曲線



第8図 出入口幅比を変えた場合の圧力係数—流量係数曲線



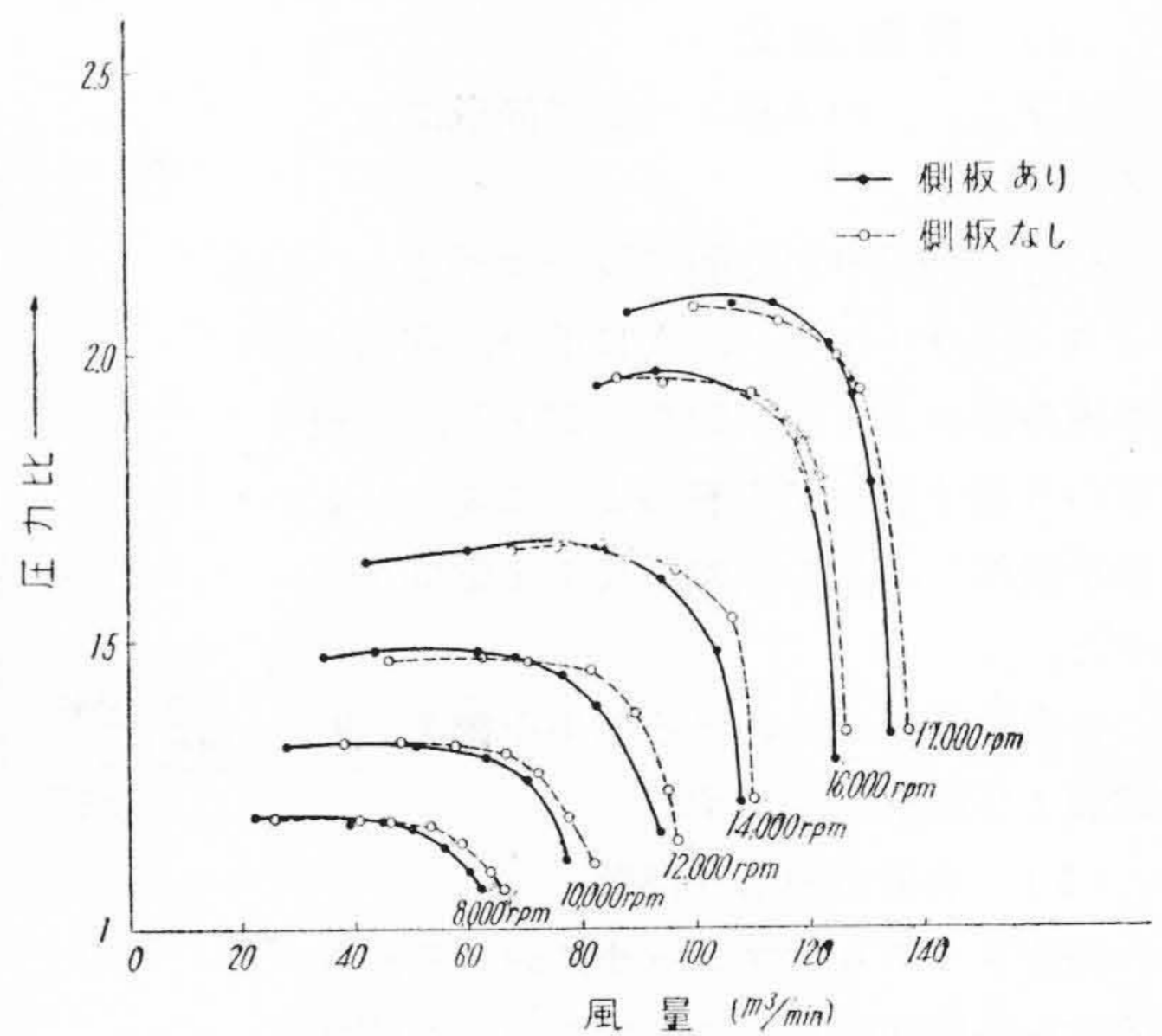
第10図 流量変化の滑り係数に及ぼす影響

の理論式にたいし、回転数と風量によりかなりの相違を示している。

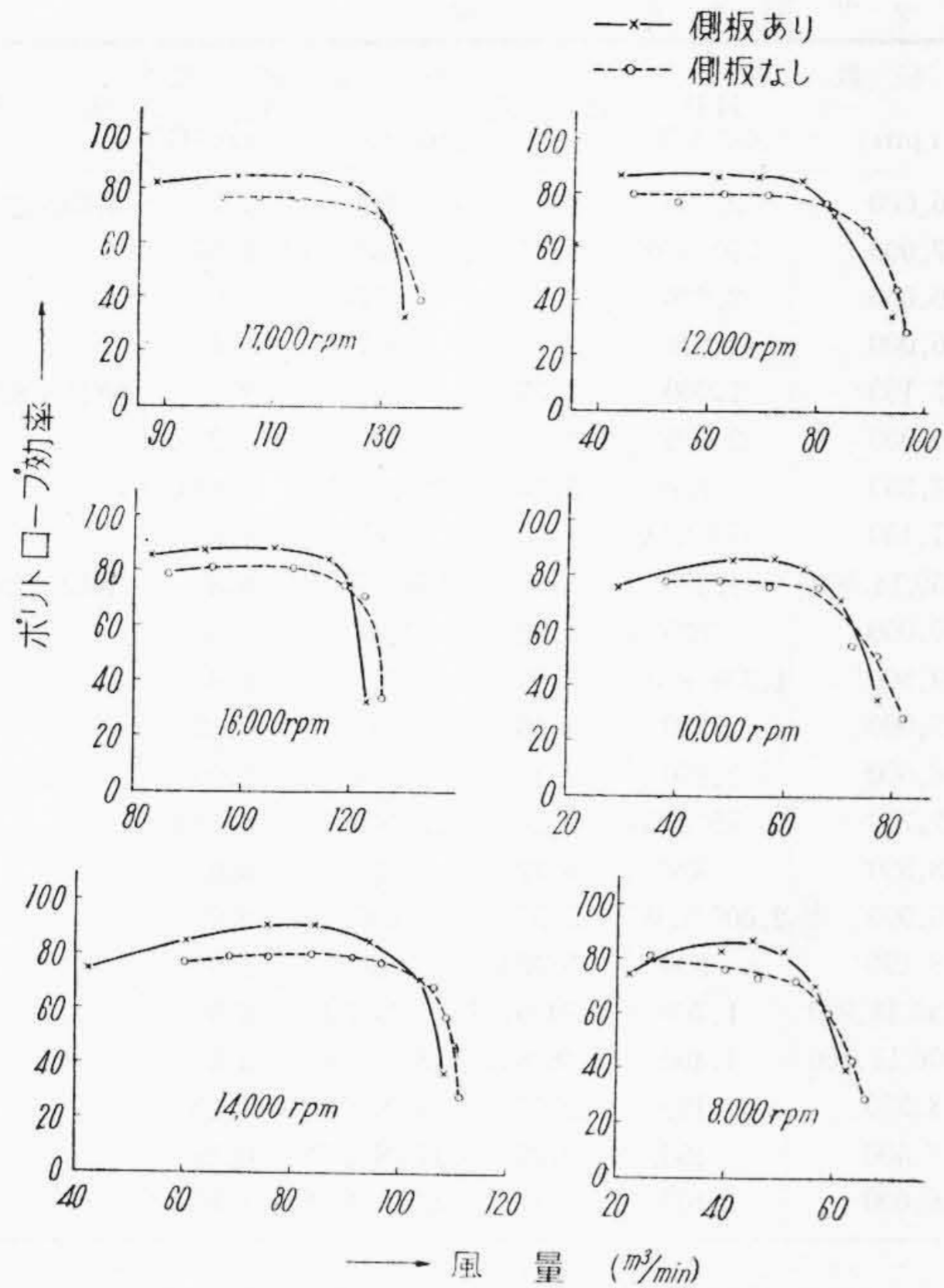
(C) 羽根車側板の影響

インデューサをもつた羽根車で側板のあるものとなしものにつき実験を行つた結果を第11, 12図に示す。

この場合では側板のある方がかなり良い結果を示している。第13図は側板のある羽根車の回転数の変化に対するポリトロップ効率 $\eta_{pol-max}$ 入口温度の音速に対する羽根車周速のマッハ数 M^* , およびレイノルズ数 Re の変化を示したものである。



第11図 圧力比の比較



第12図 ポリトロップ効率の比較

第1表 羽根車の種類

実験番号	不変部分	変更部分
1	羽根, 出入口幅	出口角度を4種類に変更
2	羽根出口幅, 出口角度	羽根出入口幅比を3種類に変更
3	出口角度, 側板のテーパ	外径にたいする出口幅の比を3種類に変更

(3) 考察

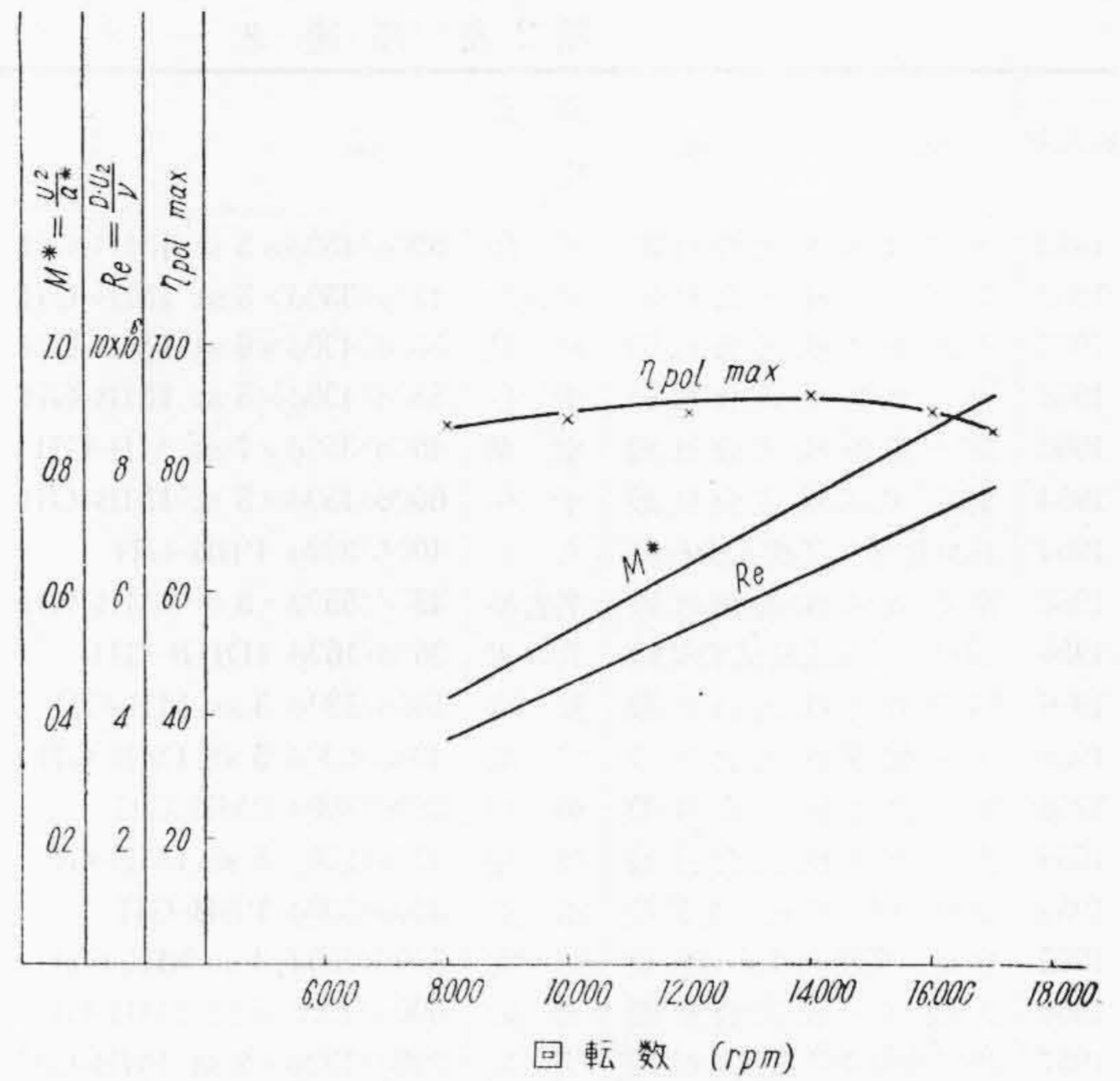
以上実験の一部を示したが、これを要約すると次のごとくである。

(i) 入口部分

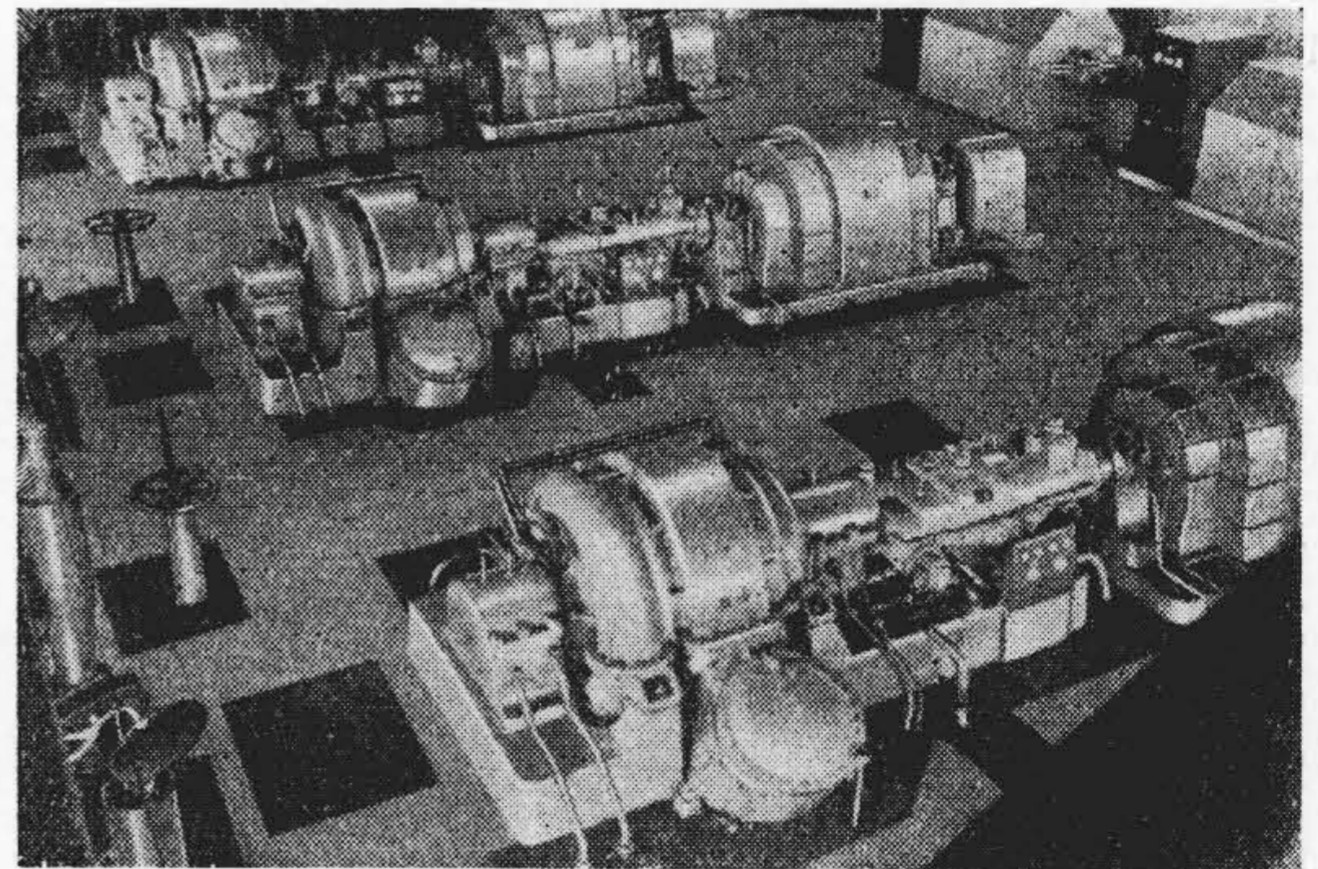
入口部分の形状は全体の特性に大きな影響を及ぼし、ハネ入口の速度分布には特に注意する必要がある。インデューサがある羽根車の入口角度は負より正のインデンスをあたえた方が良い結果が得られる。

(ii) 羽根車

羽根出口角度が大きくなると当然風量、風圧とも全体的に大きくなる。しかし羽根出入口幅比を変えるのみでも風量ゼロの点以外では風量、風圧ともかなり変化する。これは羽根車内流体の半径方向速度比によるもので、この場合は出入口の速度比がほとんど等しい場合一番すぐれた特性を示した。また外径にたいする出口幅比を変えると、たとえ出口角度が一定でも ϕ はかなり変化する。すなわち羽根車の性能は各部の寸法比により相当変化するの各要素の影響を一義的に論ずることはできない。滑り係数 μ も出口角度および羽根車の形状によつてかなり変化するがそのほかマツハ数、レイノルズ数



第13図 回転数に対するポリトロップ効率, 羽根車のマツハ数 M^* , レイノルズ数 Re の変化



第14図 600φ/450φ×5 st IMB-GH 高速ターボコンプレッサ 回転数 6,000 rpm

の影響も相当にあるので、正確な滑り係数をあらかじめきめることは現段階では困難である。また実験の範囲内では側板はある方がないものよりよい効率を示した。

(iii) 出口部分

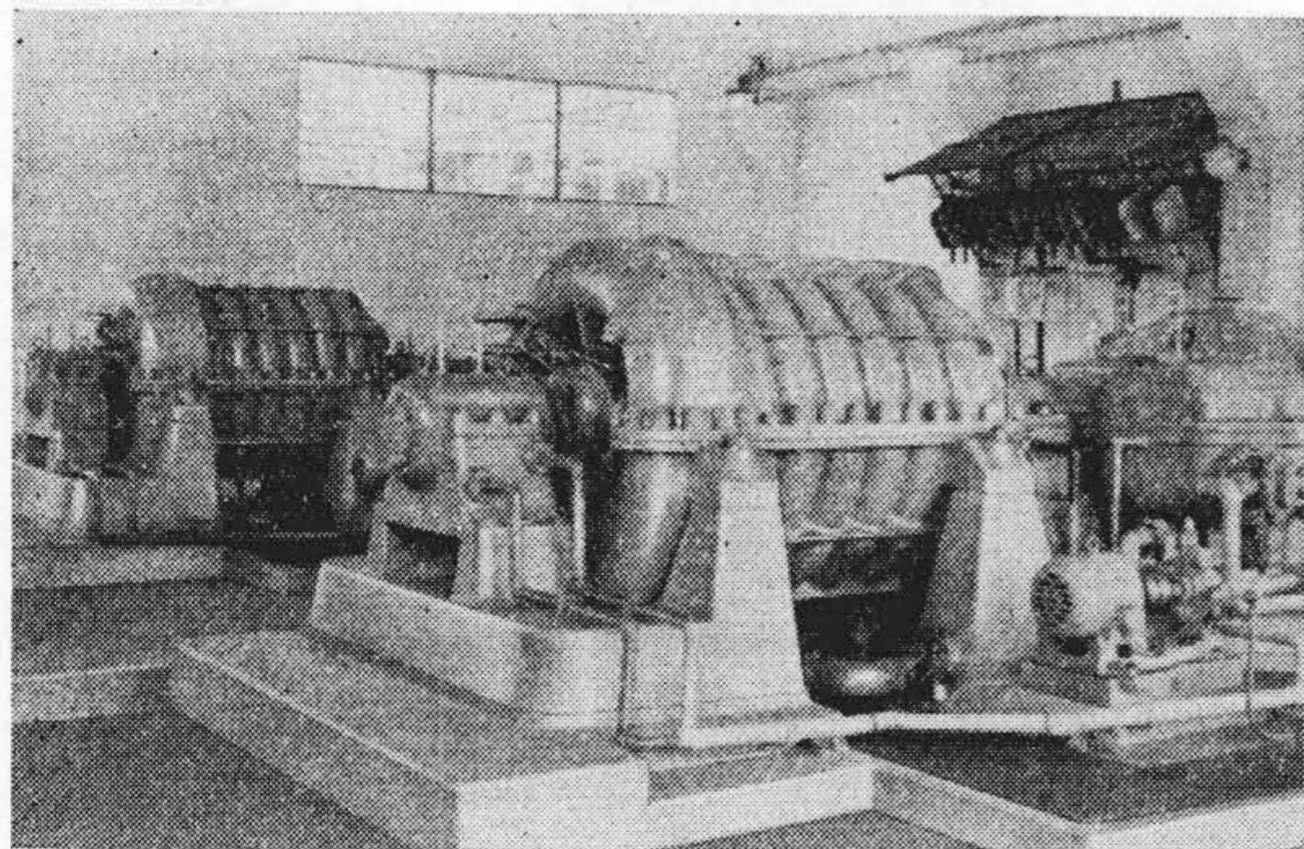
ディフューザをもつた圧縮機の特徴は、案内翼の有無、案内翼のあるものでは、その形状により非常に異なってくる。第5図に示す試作機の拡大管型のディフューザ効率は設計点附近の流量では非常にすぐれているが、設計点をはなれると急に低下する。第12図は第5図の試作機の効率曲線であるが、その内部効率(ポリトロップ効率)の最高点は90%をこえており、従来のものより約10%高い。これはおそらくターボコンプレッサとして出しうる最高に近いものと思う。

〔IV〕 高速ターボコンプレッサの実績

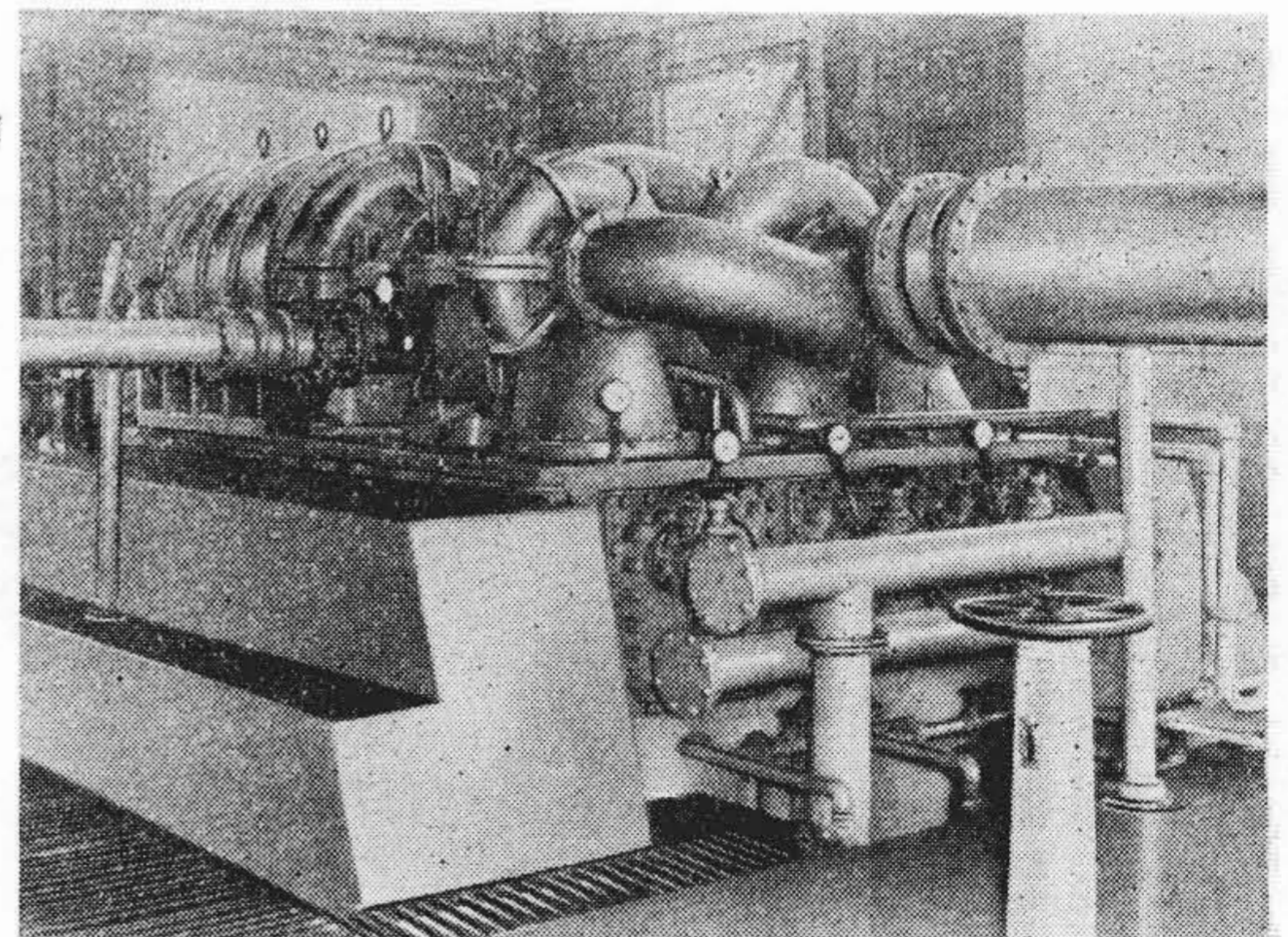
高速、高圧力比、高効率のターボコンプレッサは、常に苛酷な条件の下で運転され、しかも、一般産業用機械

第2表 高速ターボコンプレッサ納入先一覧表

納入年	納入先	設置場所	品名	台数	回転数 (rpm)	馬力 HP (又は kW)	増速比	風量 (m ³ /min)	風圧 (kg/cm ² G)	備考
1952	東京ガス株式会社殿	千住	600φ/450φ×5 st IMB-GH	2	6,000	2,200	2	500	1.7	第10図参照
1952	東邦ガス株式会社殿	名古屋	450φ/350φ×5 st IMB-GH	2	7,000	500 kW	4.05	167	1.06	
1953	東京ガス株式会社殿	鶴見	550φ/400φ×6 st IMB-GH	1	6,000	2,200	2	417	2.0	
1953	東京ガス株式会社殿	千住	550φ/400φ×5 st IMB-GH	1	6,000	1,800	2	417	1.7	
1953	富士製鉄株式会社殿	室蘭	450φ/350φ×7 st MB-GH	2	7,150	1,000	4.77	234	1.2	第11図参照
1954	東京ガス株式会社殿	千住	600φ/450φ×5 st IMB-GH	1	6,000	2,500	2	500	1.7	
1954	日東化学工業株式会社殿	八戸	400φ/300φ PBB-GH	1	7,550	100	3.20	120 NTP	0.174	
1955	東邦ガス株式会社殿	名古屋	450φ/350φ×5 st IMB-GH	2	7,150	550 kW	4.00	167	1.06	
1956	別府化学工業株式会社殿	兵庫	360φ/160φ IDHB-GH	1	11,250/14,500	1,400	8.16	167 NTP	4.8	第12図参照
1956	西部ガス株式会社殿	福岡	160φ/130φ 5 st MB-GH	1	10,000	125	3.52	34	1.0	
1956	山陽化学株式会社殿	宇部	400φ/200φ 5 st IMB-GH	1	9,500	1,300 kW	3.73	250	4.8	
1956	第一倉庫株式会社殿	神戸	360φ/300φ 2MB-GH	1	7,000	200	4.26	137	-0.35	
1956	東京ガス株式会社殿	豊州	400φ/200φ 5 st IMB-GH	3	6,000	2,100	4.1	515	1.80	
1956	日東化学工業株式会社殿	横浜	400φ/300φ PBB-GH	1	7,750	75 kW	3.2	120 NTP	0.174	
1956	住友金属鉱山株式会社殿	国富	300φ/260φ 3 st MB-GH	1	8,500	320	5.79	115	0.9	
1956	大阪ガス株式会社殿	大阪	600φ/400φ 5 st IMB-GH	1	6,000	2,000 kW	3.57	500	2.0	
1957	株式会社中山製鋼所殿	大阪	200φ/130φ×2 st IMB-GH	1	18,190	200	5.154	33	1.9	
1957	株式会社中山製鋼所殿	大阪	360φ/200φ IDHB-GH	1	11,250/13,900	1,700	7.84/6.32	190 NTP	4.8	
1957	日本鉱業株式会社殿	日立	360φ/200φ IDHB-GH	1	12,000/13,100	1,400	8.18/8.9	150 NTP	4.8	
1957	日本鉱業株式会社殿	日立	160φ/130φ 5 st MB-GH	1	8,300	180	8.91	40 NTP	1.25	
1957	大阪ガス株式会社殿	京都	450φ PBB-GH	2	7,500	150	4.27	175 NTP	0.15	
1957	東京ガス株式会社殿	豊州	600φ/400φ 5 st IMB-GH	3	6,000	2,100	4.1	467 NTP	1.80	



第15図 450φ/350φ×75 t MB-GH 高速ターボコンプレッサ 回転数 7,150 rpm



第16図 360φ/160φ IDHB-GH 高速ターボコンプレッサ 回転数 11,250/14,500 rpm

としての長い寿命が要求される関係上、上記空気力学的問題のほかに、機械的な問題、たとえば、軸受荷重、増速歯車および羽根車の強度、ならびに、振動、音響などの高速化に伴う幾多の問題があり、その実用への道は決してたやすいものではないが、たゆまぬ研究により、これらの技術的困難は次第に克服され、着実に成果をあげている。第2表はこの道程を示したもので、第14図ないし第17図は、その代表的な写真である。

第2表からわかるように、高速、高圧力比のターボコンプレッサの製作台数は年とともに増加している。これらのターボコンプレッサには上記の理論および実験の結果が適用されており、ますます高速、小型化され、回転数18,000 rpm、周速 300 m/s 以上のものも製作されている。このように高速になると、羽根車の寸法が小さくなると同時に、流体通路の各部寸法もそれに比例して小さ

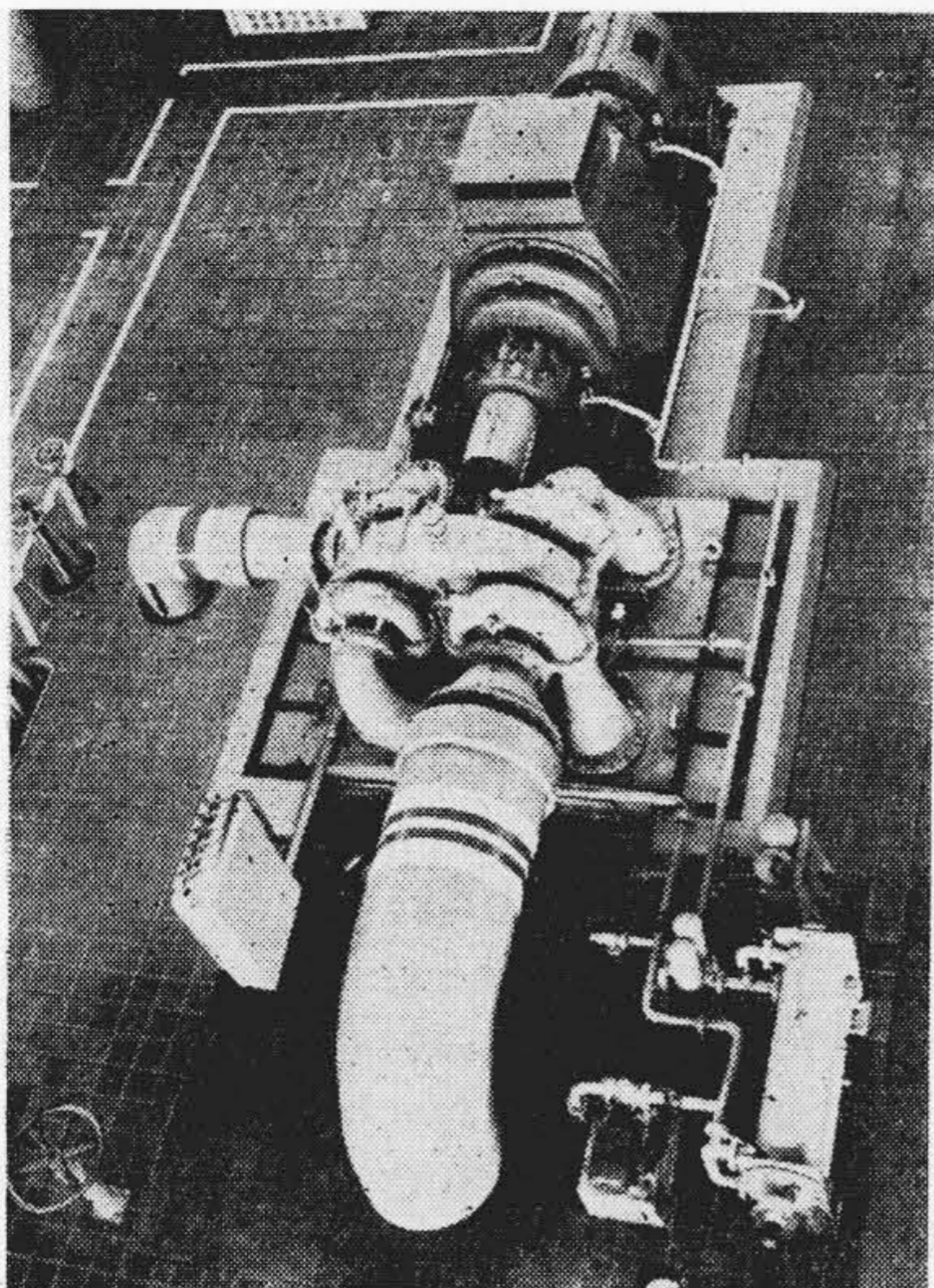
くなり、設計、製作には特に慎重な考慮が必要となる。これらの設計、製作上考慮されている点を簡単に述べると次の通りである。

(i) 入口部分

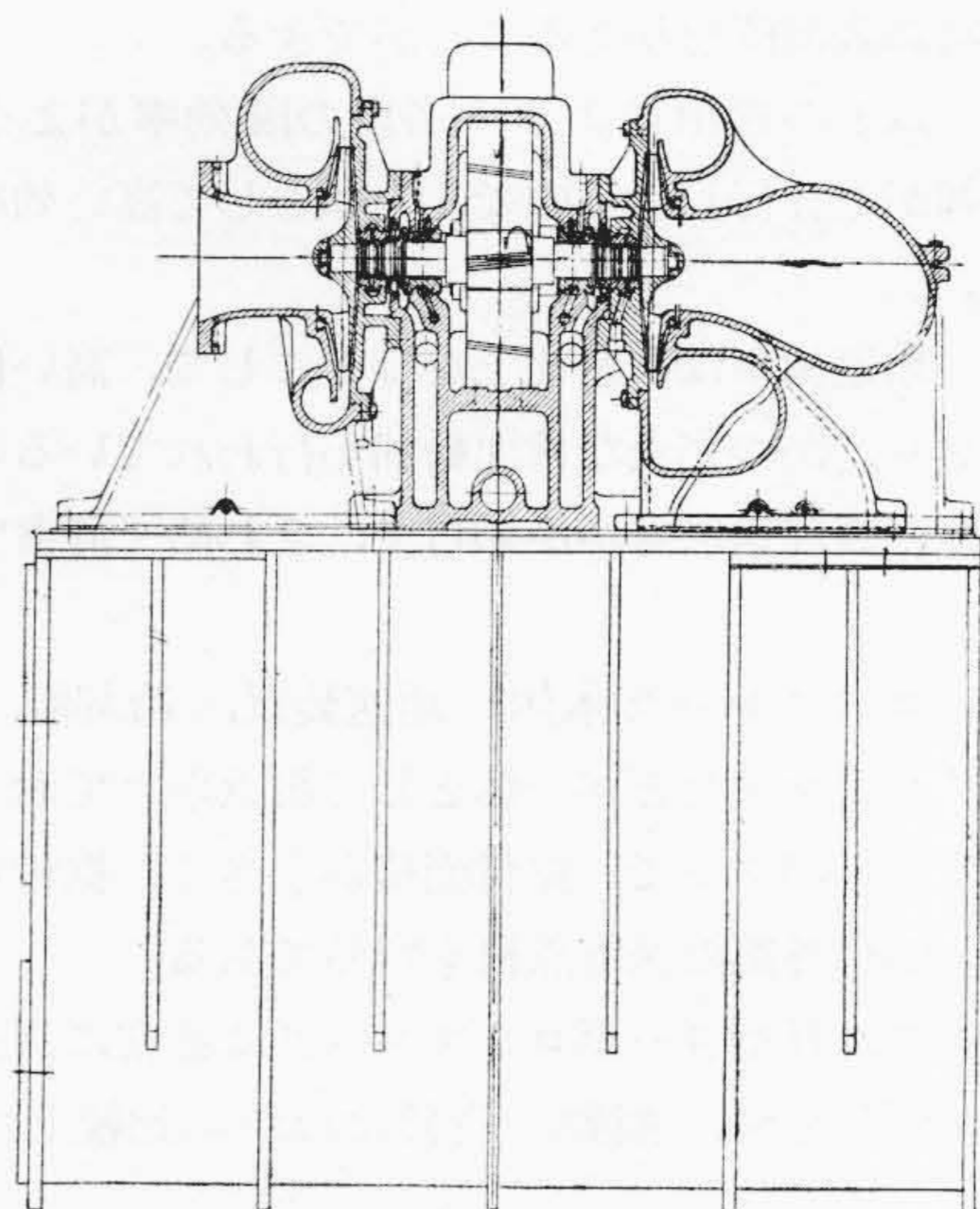
入口部分の導入部の速度は可能な限り低くし、羽根車直前で急に加速し羽根車入口の速度分布の一様化を計っている。

(ii) 羽根車

羽根車は周速にたいする圧力比を大きくするため、単位流量当りの流体に与えられるエネルギーが大きく、しかも摩擦、衝突、剥離の損失が小さくなるよう考慮してあり、羽根の取付も流体通路に鉤の頭が出ない構造を採用したり、場合によつては羽根を削出す構造を用いている。高周速になると各部応力は急増するので材料、熱処



第17図 型式 IDHB-GH ダブル H 型ターボコンプレッサ



第18図 型式 IDHB-GH ダブル H 型ターボコンプレッサの構造図

理方法，構造にたいしては実験を基にして設計製作を行い十分な安全度をもたせている。

(iii) 出口部分

出口部分のディフューザの型式には，案内翼のないもの，案内翼のあるもの，拡大管型のものなど使用目的に応じそれぞれの特長を生かすよう使い分けられているが，ディフューザの損失の割合はかなり大きいので，この部分の流体通路面の形状には慎重な注意が払われている。また吐出部渦室はすべてスクロール型を用い効率の向上を計っている。

(iv) 冷却器

高圧になると冷却が十分に行われるか否かは効率に影響するところが非常に大きくなる。したがって抵抗が少く，かつ十分な冷却が行われるよう出入口，および内部のガス通路には十分な注意を払っている。このため，たとえば特殊な整流板を用いたり，多段のものの中間冷却器ではケース外周に大きくまきついた形のスパイラルケースを経て無理なく冷却器に入るような構造もとっている。

以下特殊な構造をもつた第16, 17図のターボコンプレッサについて述べる。本機は回転数，増速比，および段圧は，この種のものとしては，わが国最高のものである。第17図および第18図にその内部構造の大略を示すように，このターボコンプレッサは，従来のものとまったく形態を異にしており，高速ダブルH型ターボコンプレッサと称されているものである。すなわち，電動機に直結されたギヤの両側に，低圧および高圧用のピニオン軸があり，それぞれのピニオン軸の両端に羽根車，合計4個がオーバーハングされ，Hが二重に組合された形になっている。この型式のターボコンプレッサの特長を略述す

ると次の通りである。

(1) ピニオン軸が2本あるため，1対の増速歯車の伝達する馬力はコンプレッサ全体の約半分になり，大容量のものでも歯幅を狭くすることができると同時に，増速比を大きくして，回転数を非常に高くすることが可能で，しかも軸の危険回転数は常用回転数より高くとつてあるので振動にたいしても十分安全である。また軸受の荷重は小さい。

(2) 低圧および高圧側の2本のピニオン軸にわかれていたため，圧縮による風量の減少に応じ，比較回転数が適当になるよう，高圧側は低圧側より高速にすることができる。

(3) (1)および(2)の理由により，高速で2種類の回転速度が選らべるため，比較的風量が小さくても，段当りの圧力比を大きくして，しかも各段の羽根車の形を効率のもつともよいものにすることができるので，わずか4段で7 kg/cm² gauge の吐出圧力が得られる。

(4) 4個の羽根車のすべてが独立してオーバーハングされているため，入口および出口部分は普通の多段のターボコンプレッサに比較してはるかに効率のよい形態を採用しうる。すなわち，入口部分では，空気の方角変換は速度の小さいとき行われ，羽根車入口を軸でふさぐ心配がない。また，吐出部はケーシングが独立しているため，各段ごとに効率のよいスクロール型渦室を採用できる。

(5) コンプレッサの下部は，インタークーラを内包したベースになつており，各段間ごとにクーラが入っている。これらのクーラの容積はガス通路に無理をしなくとも十分大きくとることが可能なため，空気および水による伝熱壁のよごれからおこる性能低下を考慮した余裕

のある冷却表面積を与えることができる。

(6) 以上の理由により, 各段の段効率がよく, また, 冷却が十分行われるので, 全体として高い効率が得られる。

(7) 増速歯車は研磨仕上をほどこして, 高い精度になつており, かつ完全な歯面給油が行われているので, 高速回転, 高周速にもかかわらず, きわめて静粛で振動もない。

(8) コンプレッサ本体, 増速装置, 冷却器, ベース, オイルタンクなどが一体として組立られており, 全体としてコンパクトで, 据付面積が小さく, 据付も簡単であり, かつ各部の保守点検も容易である。

このダブルH型ターボコンプレッサは非常に高速であるにもかかわらず, 振動, 音響はほかに比較して小さい。

[V] 結 言

以上, ターボコンプレッサの理論と実際について略述した。圧縮機の性能に関係するもつとも重要な滑り係数, レイノルズ数, およびマッハ数などについては今なお明確にされておらず, 今後の研究にまつところ大である。しかし試作, 研究の結果, 次第に優秀な, 高い仕

様のターボコンプレッサが作られるようになり, 我国最高の回転数, 増速比, 圧力比のダブルH型高速ターボコンプレッサを完成するにいたつた。

終りにのぞみ, 種々御教示戴いた東京大学岡崎助教授, 日立製作所川崎工場伊藤茂氏, 実験に御協力戴いた家坂秀信氏はじめ関係各位, ならびに増速装置の完成に有力な御援助をいただいた亀有工場森田一弘氏に厚く御礼申し上げます。

参 考 文 献

- (1) B. Eckert: Axialkompressoren und Radialkompressoren (1953)
- (2) E. T. Vincent: The theory and design of gas turbines and jet engines (1950, McGraw-Hill)
- (3) D.G. Shepherd: Principles of Turbomachinery (1956, The Macmillan Company)
- (4) B. Eck: Ventilatoren, 2 Aufl. (1953, J. Springer)
- (5) A. J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps (1947, John Wiley & Sons, Inc.,)
- (6) J. D. Stanitz: Trans. A.S.M.E Vol. 74 p. 473 (May 1952)
- (7) J. F. Peck: Proc. I. Mech. E., Vol. 164 No. 1, p. 1 (1951)
- (8) O. E. Balje: Trans. A.S.M.E. Vol. 74 p. 451 (May 1952)



**室内の空気調和が
簡単にできる**

特 長

- 洗練されたデザインによる優美な体裁
- 故障のない, 性能の良い密閉型圧縮機
- 独得な振動防止装置による静粛な運転
- 静粛で効率の良い独得な送風機を使用
- 小型軽量でキャビネットは分割できる

パッケージ型

日立エアコンディショナー

日立製作所