

極低比速度ポンプの高性能化に関する研究

2000年 3月

横浜国立大学附属図書館



10815103

松本 一成

極低比速度ポンプの高性能化に関する研究

目次	i
記号	iii
1. 序論	1
1. 1 本研究の背景および目的	1
1. 2 本研究に関する従来 of 研究成果と問題点	5
1. 3 本論文の構成	9
参考文献	10
2. 従来設計法の問題点	12
2. 1 緒言	12
2. 2 実験装置および方法	14
2. 3 実験結果および考察	20
2. 3. 1 羽根枚数の影響	20
2. 3. 2 羽根出口幅の影響	22
2. 3. 3 羽根出口角の影響	26
2. 3. 4 中間羽根の影響	29
2. 4 結言	32
参考文献	33
3. 羽根車単体の性能	34
3. 1 緒言	34
3. 2 実験装置および方法	35
3. 3 実験結果および考察	39
3. 3. 1 羽根出口の速度分布	39
3. 3. 2 すべり係数	42
3. 3. 3 22.5° 羽根の性能曲線	47
3. 3. 4 放射羽根の性能曲線	50
3. 3. 5 中間羽根付き 90° 羽根の性能曲線	54
3. 3. 6 低比速度羽根車の設計指針	56
3. 4 結言	58
参考文献	59

4.	ケーシングとのマッチング性能	6 0
4. 1	緒言	6 0
4. 2	実験装置および方法	6 3
4. 3	実験結果および考察	6 7
4. 3. 1	ポンプ性能予測	6 7
4. 3. 2	ポンプ性能	7 0
4. 3. 3	ボリュート基礎円半径 r_3 の影響	7 4
4. 3. 4	ボリュート巻き角 γ の影響	7 9
4. 3. 5	ボリュート幅 b_3 の影響	8 2
4. 3. 6	舌部切上げの影響	8 4
4. 3. 7	舌部先端の非定常圧力変動	8 7
4. 4	結言	9 2
	参考文献	9 3
5.	高性能極低比速度ポンプの探求	9 4
5. 1	緒言	9 4
5. 2	実験装置および方法	9 6
5. 3	実験結果および考察	9 8
5. 3. 1	供試ポンプ全体性能	9 8
5. 3. 2	漏れの効果	1 0 0
5. 3. 3	羽根車主板側背面孔の影響	1 0 6
5. 3. 4	羽根車背面粗さの影響	1 0 9
5. 4	漏れがある場合の円板摩擦抵抗の計算値と 実験結果の検討	1 1 1
5. 5	結言	1 1 4
	参考文献	1 1 5
6.	結論	1 1 6
7.	極低比速度遠心ポンプの設計指針	1 2 0
	付録・付図	1 2 3
	本論文に関係した筆者の発表論文	1 3 4
	謝辞	1 3 5

記号

A	: 羽根車出口面積 ($=2\pi r_2 b_2$)
b	: 羽根幅
g	: 重力加速度
H	: 揚程
σ	: すべり係数
L	: 軸動力
L_m	: 機械損失動力
n_s	: 比速度 [m, m ³ /min, rpm]
P_f	: 円板摩擦動力
p	: 吸込口を基準とした圧力
Q	: 流量
r	: 半径
R	: 中間羽根長さ比 (= 中間羽根長さ / 羽根長さ)
R_a	: 表面粗さ (中心線平均粗さ) [μm]
R_e	: レイノルズ数 ($=\rho U_2 r_2 / \mu$, μ : 水の粘性係数 [Pa·s])
R_{\max}	: 表面粗さ (最大高さ)
z	: 羽根枚数
U	: 羽根車周速
u	: 流体の周速度
β	: 羽根出口角度
η	: 効率 ($=\rho g QH/L$)
ϕ	: 流量係数 ($=Q / (A_2 U_2)$)
ψ	: 揚程係数 ($=2gH / U_2^2$)
ν	: 軸動力係数 ($=L / (\rho A_2 U_2^3)$)
ρ	: 密度
ω	: 角速度

添字 1, 2, 3, s : 羽根車入口, 出口, ケーシング入口および吸込口

第3章に特有な記号

k	: すべり係数
V_m	: メリディアン速度成分
V_θ	: 周方向速度成分

y : 平行壁ディフューザ上壁からの距離

第4章に特有な記号

γ : ボリュート巻き角

第5章に特有な記号

c : ライナリング半径隙間

c_p : 圧力係数 $(= (p - p_s) / 0.5 \rho U^2)$

K : 流体の周速度比 $(= u / r \omega)$

n : リークホール数

第1章 序論

1.1 本研究の背景および目的

遠心ポンプは、流体機械としての歴史も古く、両吸込み渦巻きポンプも含めると比速度 n_s が $100\sim 600$ [m, m³/min, rpm] 程度の範囲で用いられ、その用途は灌漑用や上下水道用から精油所等のパイプライン輸送用、製紙・石油化学工業等のプラント設備、原子力・火力発電用などあらゆる産業分野およびライフラインの基盤設備として広く利用されている。近年は、宇宙開発のためのロケット用液体燃料供給ポンプや半導体製造工業用などの先端技術分野においても主要な働きを果たしている。

しかしながら、遠心ポンプの効率は比速度 n_s の低下とともに低下し、比速度 $n_s < 100$ [m, m³/min, rpm] ではポンプ効率が著しく低くなり⁽¹⁾ 実用的ではない。そのため従来は、この領域ではギアポンプやプランジャポンプに代表される容積形ポンプが広く使用されてきた。しかし、容積形ポンプは遠心形ポンプと比較して、

- ① 高い加工精度が要求される。
- ② 部品点数が多い。
- ③ 塵芥の影響を受けやすい。
- ④ 振動・騒音が大きい。
- ⑤ しゅう動部が多く、ポンプ作用を行う部品が磨耗する。
- ⑥ 高速化が困難。

等、加工・組立て、運用・保守、環境面に種々の問題点を抱えている。反面、低比速度領域での用途は、自動車等給油用ポンプ、中高層建築物各階個別給水用ポンプ、医療用ポンプなど拡大する一方である。そのため、極低比速度領域における遠心ポンプの実用化が望まれている。

また、筆者のこれまでの経験によると、従来設計法を極低比速度領域に拡張し適用した場合、そのポンプの効率 η は、比速度を [m, m³/min, rpm] で表示した数値のおよそ 6~7 割程度、例えば $n_s=60$ の場合の効率 η は 42% 程度になり、図 1.1 (極低比速度ポンプ第 1 世代試作機) に示す様に $n_s=62.5$ のポンプ最高効率 $\eta_{\max}=45\%$ 、仕様点での効率は $\eta=42\%$ に止まる。しかし、自動車給油用ポンプの場合、容積形では $n_s=60$ で全効率は約 60% に達するので、遠心形ポンプの効率は、容積形ポンプの効率には遠くおよばない。

同じ比速度のターボ形でそれ以上の効率を達成できれば、容積形からターボ形への代替が可能となり、その波及効果は大変大きい。

一例として、日本国内の自動車等給油用ポンプの場合を取り上げると、給油中のポンプの運転状態は、設計点で運転されることはほとんどなく、大半は低流量および締切運転となっている。容積形ポンプの場合、吐出流量の減少に伴って軸動力が急激に増加し、締切運転が不可能となる。そのため、容積形ポンプでは内部にバイパス機構を持たせ、常に設計流量を循環させることにより軸動力の急上昇を防いでいる。したがって、ポンプ運転中は給油流量によらず一定の電力を消費している。これに対して遠心ポンプは、吐出流量の減少に伴って軸動力も低下するため同一条件で給油した場合、容積形ポンプと比較すると、電力消費が抑えられる。これを年間の総給油回数で考えた場合、かなり効果のある省電力が期待でき、その経済効果と環境保全性は、微力ながら一般社会に貢献することが出来る。

これを世界規模でみた場合、例外としてアメリカ合衆国は約8割が多段(3～4段)の液中式遠心ポンプを用いているが、その他の工業先進国および発展途上国はほとんどが容積形ポンプを用いており、これらを遠心ポンプに置き換えることが出来れば、その効果は一層拡大する。

さらに、遠心ポンプを用いた場合、非設計点における運転に対してもインバータを用いた回転数制御を行うことにより、広い運転範囲を得る⁽²⁾とともに省エネルギー効果を得ることが出来る。このことは、わが国が推奨するエネルギー施策⁽³⁾に一致するものである。

また、例えばウォータカッタのポンプユニットの様に、超高揚程・極低流量タイプのポンプが求められる分野では、極低比速度領域で効率のよいポンプが開発されれば、従来多段が用いられてきた高揚程ポンプにおいても、段数を減らすことができるため、機構の簡素化・小型化が達成でき、ポンプの高速化の要求からも極低比速度領域における高性能な遠心ポンプの実用化が望まれている。

しかしながら、現状では極低比速度ポンプに関する研究報告は国内・外を通して非常に少なく、通常の比速度のポンプに比べて、その設計指針のみならず、内部流れの特性さえもほとんど明らかにされていない。

以上の背景に鑑みて、本研究では比速度100前後の低比速度領域からそれよりさらに比速度の低い極低比速度領域にわたって性能のよいポンプの開発および実用化をすることを目的として、従来設計法を極低比速度領域まで拡張適用した場合の問題点を実験的に明らかにし、それに基づき極低比速度ポ

ンプの各種設計因子を系統的に変化させることにより、内部流れ特性と性能向上を達成し得る方法を解明する。そして最終的には実用化を前提として、設計・製造・品質管理等各段階において有用性の高い、極低比速度領域に適した羽根車およびボリュートケーシングの設計指針を明らかにする。

遠心ポンプ° (6枚羽根) 特性曲線

液種：清水 回転数：3000rpm 羽根車外径160mm ケーシングB

○：吐出圧 ×：効率 *：軸出力

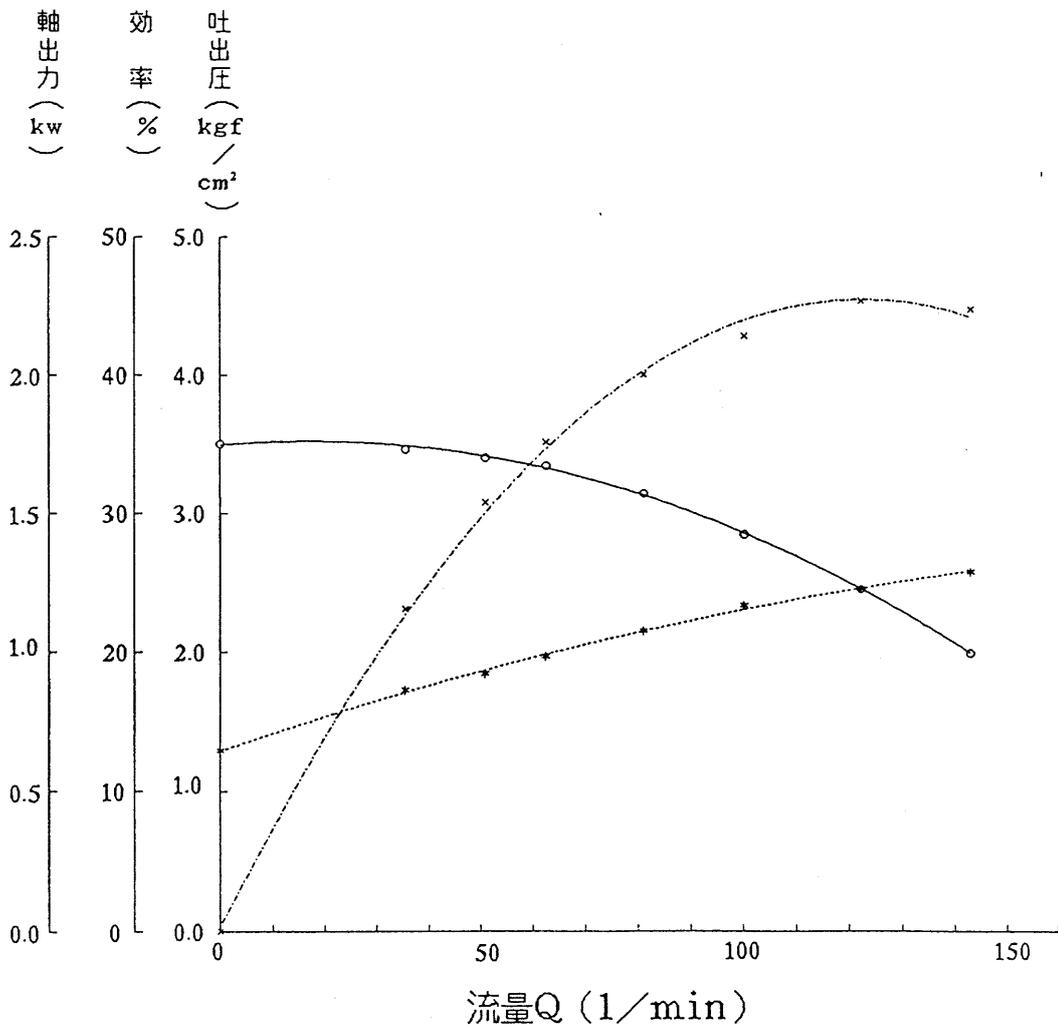


図 1-1

1. 2 本研究に関する従来研究成果と問題点

極低比速度ポンプの設計に対して従来設計法⁽¹⁾を適用して羽根車の設計を行うと、羽根出口幅が著しく狭くなるので、表面粗さがポンプの水力効率を著しく低下させると考えられてきた。そこで稲垣⁽⁴⁾は、削り出しにより製作した羽根車とケーシングを用いて $n_s=90$ の遠心ポンプで、効率 69% を達成できたことを報告している。しかしながら、この研究の場合、第 1. 1 章で述べた様に従来設計法をそのまま適用した場合より若干効率が向上した程度に止まっており、本研究が目標とする極低比速度領域ではさらに効率が低下するので、さらなる効率向上法の検討が必要である。

そのほかにも、比速度が低い遠心ポンプの報告としては、吉野ら⁽⁵⁾や築谷ら⁽⁶⁾による磁気浮上式遠心血液ポンプに関する研究があるが、このポンプは血液ポンプという特殊な用途のため、羽根車と吸い込みカバーとのクリアランスが通常のものより広いセミオープンタイプのポンプであるため、比速度は $n_s=120$ であるが効率は 50% 程度に止まっている。

そこで黒川ら⁽⁷⁾は、比速度 100 および 120 の羽根車を用いて、低比速度遠心ポンプに関する問題点を検討した結果、性能が低い原因は、円板摩擦の相対的な増加に伴う、機械効率の低下が主原因であることを明らかにし、従来言われているような羽根幅が狭いことによる水力損失の増大はほとんどないことを明らかにしている。さらに、極低比速度羽根車の性能は、羽根出口角度や羽根出口幅等の設計パラメータの変化とともに大きく変化することを明らかにし、しかも通常のポンプに対する考え方では説明しきれない点が大変多いことを解明した。しかし、この場合パラメータを個々に変化させていないので、各因子の個々の影響が明確でないため、羽根車・ケーシングおよびそれぞれのマッチングについては、なお不明な点が多い。

先ず羽根車に関する研究については、通常の比速度の範囲では従来から数多く報告されているが、特に極低比速度ポンプの場合は、先に述べた様に円板摩擦の増加により効率の低下が引き起こされる⁽⁷⁾ので、円板摩擦を低減するために羽根車出口半径 r_2 を小さくし、それに伴う揚程の低下を補うために羽根出口角度 β_2 を大きくする必要がある。

しかし、羽根出口角度の大きい羽根車の揚程曲線には、小流量域で右上がり不安定性能を生じる可能性がある⁽⁷⁾。豊倉⁽⁸⁾らの実験によると、羽根出口角度 $\beta_2=60^\circ$ のクローズド羽根車（羽根枚数 $z=6$ ）の揚程曲線には多少の右

上がり不安定性能が見られ、峯村ら⁽⁹⁾の $\beta_2=35^\circ \sim 90^\circ$ のセミオープン羽根車（羽根枚数 $z=12$ 、うち中間羽根9枚）の揚程曲線にも多少右上がりが見られるが、太田ら⁽¹⁰⁾のセミオープン羽根車では、 $\beta_2 \leq 73^\circ$ で右上がり不安定性能は生じておらず、 $\beta_2=90^\circ$ で多少右上がり不安定性能が出ている等の報告がなされており、右上がり不安定性能に対する検討が必要である。

以上のような遠心羽根車出口の絶対流れを理論的に予測する方法としては、羽根出口の逆流域も含めた幅方向速度分布の流量積分値を用いた「速度ひずみ」を導入して、ディフューザ入口の摩擦倍率式を用いた解析解が報告されており⁽¹¹⁾、さらにこれを用いて羽根車出口直後の境界層の発達および羽根車損失として逆流を考慮した衝突損失および壁面摩擦損失を考慮することにより、従来公表されている種々のディフューザ形状を持つ遠心ポンプや送風機に対し、全流量域で実測結果と良好な一致が得られたこと⁽¹²⁾⁽¹³⁾が黒川らにより報告されている。遠心ポンプの全体性能の予測法に関しても、体積効率および機械効率の簡易算定式⁽¹⁴⁾が示されており、実機の性能と良く一致することが報告されている。しかし、これらの報告が極低比速度領域において羽根車の設計に反映できるかどうかは不明であり、更なる検討が必要である。

次に、ケーシングに対しても従来設計法を適用すると、極低比速度ポンプの場合ボリュートケーシングが極端に小さくなる。これに伴って、ボリュート基礎円半径 r_3 を小さくすると、羽根車と舌部との先端隙間 $\Delta r (\equiv r_3 - r_2)$ が狭くなる。通常の比速度のポンプの場合、先端隙間 Δr を小さくすると、回転数 \times 羽根枚数の周期を持つ圧力脈動、いわゆる舌部干渉（ディフューザポンプの場合は動静翼干渉）によるNZ脈動の著しい増加^{(15)~(19)}や振動および騒音⁽²⁰⁾の増大が報告されているので、極低比速度領域でも Δr について検討する必要がある。

ボリュートケーシング内の流れは、過大流量と小流量では著しく異なった流動状況となるのでこれを簡便に見積もる方法が黒川らにより提案されている⁽²¹⁾⁽²²⁾。すなわち、渦巻きケーシング内の流れを等価な流路に置き換えて、簡明な理論式を導き従来公表されている実測データとの比較により、この解析法が全流量域で良好な結果を与えることが明らかにされている。極低比速度ポンプのボリュートは著しく狭くなるので、羽根車同様に極低比速度領域においても同様の考え方が適用可能か検討する必要がある。

ボリュートを小型化すると、最高効率点は低流量側に移行することが黒川ら⁽²³⁾により明らかにされており、極低比速度ポンプにとっては好都合である。

この場合、最高効率点流量は羽根車とポリユートケーシングのマッチングにより決まり、通常の比速度のポンプに対しては、Worster⁽²⁴⁾の方法により良好に見積もることができる。また、低比速度ポンプでは、舌部寸法が相対的に大きな影響を持つため、羽根車とポリユートケーシングとのマッチングを決定する方法として、舌部の位置形状を考慮した方法が黒川ら⁽⁷⁾により示されている。しかし、本研究で対象とする様な極低比速度領域での羽根車とポリユートケーシングのマッチング性能に関する報告は見受けられない。また、先に述べた右上がり不安定性能に対しては、セミオープン羽根車の採用や渦巻きケーシングとのマッチングの検討によりある程度は避けることが可能であると考えられ、極低比速度領域での羽根車とポリユートケーシングのマッチング性能に関しては、より詳細な検討が必要である。

次に、極低比速度ポンプの性能低下の主原因である円板摩擦は、羽根車背面と羽根車背面流れの相対的な回転速度差に起因するものであり、背面流れを詳細に検討する必要がある。羽根車背面流れに関する研究は、黒川ら^{(25)~(28)}により数多く報告されている。特に円板摩擦抵抗、軸スラストおよび漏れ損失に及ぼす表面粗さの影響の定量的な見積もり法⁽²⁵⁾が解明され、羽根車背面の漏れは半径方向内向きの流れを形成し、ケーシング外周部の角運動量が内周部まで持ち込むことにより円板摩擦を著しく減少させること、そして漏れによる体積効率の低下に対する円板摩擦抵抗の低下割合は比速度の低い羽根車において著しくなる⁽²⁹⁾ことなどは、極低比速度ポンプにおける効率向上の方法に対して重要な示唆を与えるものであると考えられる。またこのことは、実際の製造および品質管理上影響が非常に大きいため、より詳細な検討が必要であり、本論文の主要なテーマの一つとして位置付ける必要がある。

また極低比速度ポンプの場合、揚程が通常の比速度のポンプと比べて著しく高くなるため、設計段階より軸スラストを高い精度で見積もる必要がある。黒川らは、羽根車背面の流れを容器内で回転する円板に沿う流れに置き換えて、軸スラストの挙動に影響を及ぼす主な因子である漏れ流れ、軸方向間隔およびレイノルズ数の効果を理論的実験的に解明し⁽³⁰⁾、遠心形ターボ機械の軸スラストを制御し軽減するための方法⁽³¹⁾を示している。この解析法は、非設計点での流量が渦巻きケーシング内で非軸対称になる場合においても軸対称として扱っている。しかし、非設計流量域における羽根車背面流れは、非軸対称となること、それが非設計流量時の渦巻きケーシング内の非軸対称な圧力分布によって引き起こされることが示されている⁽²³⁾⁽²⁴⁾。しかし、金元ら

(32)は、非設計点での流量が渦巻きケーシング内で非軸対称になる場合においても軸対称として扱っても精度良く見積もることができることを報告している。極低比速度ポンプの場合は、既述の様に揚程が通常の比速度のポンプと比べて著しく高くなるため、羽根車背面流れに対し圧力分布の測定等を行い詳細に検討する必要がある。

最後に、遠心ポンプの設計に関しては、従来の設計法に対し羽根車やポリユートおよびポンプの寸法効果についてなど各種の検討がなされているが、例えば石堂ら⁽³³⁾の報告にある様に、検討されている比速度の範囲は $n_s=100\sim600$ [m, m³/min, rpm] であり、極低比速度領域における検討は見受けられない。

以上に述べた様に従来の研究成果のほとんどは、通常の比速度範囲に関する報告であり、極低比速度領域における研究報告はほとんど見受けられないのが現状である。

1. 3 本論文の構成

まず、第1章では低比速度ポンプの性能およびそれらに関連する従来の研究成果を簡単に紹介し、それらを踏まえて本研究の必要性和目的を明らかにした。

次に第2章では、従来設計法⁽¹⁾を拡張して設計した比速度 $n_s=60$ の羽根車を、機械加工により表面を滑らかに仕上げたポリウレタンケーシングに組み込み、羽根車の設計パラメータ（羽根車出口幅、羽根枚数、羽根車出口半径、羽根出口角度等）を様々に変化させて性能の比較を行い、従来設計法の問題点を明らかにした。

第3章では、極低比速度領域で効率の高い羽根車の開発を目指して、羽根車のみ注目し、従来設計法を拡張して設計した羽根車3種類を用いて羽根車単体性能の比較から、従来設計法を低比速度領域に適用する際の問題点を明らかにし、新しい設計法を検討した。すなわち従来設計法の問題点を改良すべく、羽根出口角度が 90° の羽根車8種類を用いた性能の比較から、効率が良好な極低比速度羽根車の設計指針を検討した。

第4章では、第3章の結果を踏まえて、性能が良好なポリウレタンケーシングの開発を目指して、第3章で用いた羽根車を形状パラメータを様々に変化させたポリウレタンケーシングに組み込んだ場合の性能を実験的に検討した。これにより羽根車とポリウレタンケーシングとのマッチング性能を明らかにし、極低比速度領域で効率の高いポリウレタンケーシングの新しい設計指針を提示した。

次に第5章では、極低比速度ポンプの性能低下の主原因である円板摩擦⁽⁷⁾の低減を目指して、円板摩擦に影響を与える諸因子（羽根車背面の漏れ量、羽根車背面粗さとその領域）を変化させてポンプ性能を比較し、通常の比速度のポンプとは全く異なる性能向上の方策を明らかにした。

最後に第6章にて、以上の各章の主な結果を総括的に論じた。

参考文献

- (1) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed.), John Wiley and Sons (1957), 69-89
- (2) 黒川・井戸・高橋, 機論, 57-537, B(1991-5), 1707-1711
- (3) 環境庁, 平成 11 年版環境白書
- (4) 稲垣, 低速度遠心ポンプの開発, 電業社機械, vol. 12 No. 1 (1988), pp. 3-8
- (5) 吉野・赤松, 機論, 60-579, B(1994-11), 3687-3692
- (6) 築谷・赤松, 機論, 61-591, B(1995-11), 3913-3920
- (7) 黒川・山田・飯田: 低比速度うず巻きポンプの性能, ターボ機械, 第 18 巻第 5 号 (1990 年 5 月), 54-61
- (8) 豊倉・黒川・金元, 高粘度渦巻きポンプの性能改善, ターボ機械, 第 7 巻第 2 号, 72-79
- (9) 峯村・ほか 3 名, 機論, 61-588, B(1995), 2996-3004
- (10) 太田・青木, 機論, 56-526, B(1990), 1702-1707
- (11) 黒川・甫出, 機論, 50-459, B(昭和 59-11), 2777-2783
- (12) 黒川, 機論, 55-517, B(1989-9), 2772-2780
- (13) 黒川・佐久間・山田, 逆流を考慮した遠心羽根車の性能予測法と損失表示, ターボ機械, 第 16 巻第 10 号, 531-539
- (14) 黒川, 機論, 56-531, B(1990-11), 3389-3396
- (15) 湯浅, 日向, 機論, 45-392, B(昭和 54-4), 484-494
- (16) 塚本・ほか 5 名, 機論, 61-586, B(1995-6), 2149-2156
- (17) 塚本・ほか 5 名, 機論, 61-586, B(1995-6), 2157-2164
- (18) 秦・塚本, 機論, 61-587, B(1995-7), 2563-2570
- (19) 塚本寛・ほか 5 名, 機論, 62-594, B(1996-2), 660-667
- (20) Flörkemeier, K.H., Doktor Dissertation (Braunschweig Univ.), (1997-10)
- (21) 黒川, 機論, 48-435, B(昭和 57-11), 2188-2197
- (22) 黒川・天坂, 機論, 49-448, B(昭和 58-12), 2735-2745
- (23) 黒川・志田, ポリュートの小型化と低流量性能の改善, ターボ機械, 第 11 巻第 6 号, 330-340
- (24) Worster, R.C.: The Flow in Volute and its Effect on Centrifugal Pump Performance, Proc. IME, Vol. 177, No. 31 (1963), 749

- (25) 黒川・豊倉・新庄・松尾, 機論, 44-380, (昭和 53-4), 1283-1291
- (26) 黒川・豊倉・新庄, 機論, 46-409, (昭和 55-9), 1625-1635
- (27) 黒川・豊倉・石綿・杉浦, 機論, 47-413, B(昭和 56-1), 44-49
- (28) 黒川・佐久間, 機論, 53-492, B(昭和 62-8), 2468-2476
- (29) 黒川・豊倉, 遠心形ターボ機械の漏れ損失および円板摩擦に損失について, ターボ機械, 第 4 巻 第 5 号
- (30) 黒川・豊倉, 機論, 41-346, (昭和 50-6), 1753-1762 黒川, 機論, 41-346, (昭和 50-6), 1763-1770
- (31) 黒川, 機論, 41-346, (昭和 50-6), 1763-1770
- (32) 金元・ほか 5 名, 遠心羽根車側板と吸い込みカバー間の流れ, 第 39 回ターボ機械協会宇部講演会講演論文集, 25-30
- (33) 石堂・大嶋, 機論, 59-559, B(1993-3), 852-857

第2章 従来設計法の問題点

2.1 緒言

第1章で述べた様に、従来の設計法⁽¹⁾を極低比速度領域に適用した場合(タツノ製極低比速度ポンプ第一世代試作機、以降「第一世代試作機」と呼ぶ)、最高効率点は設計流量の約1.3倍の大流量側に移行し、かつ効率も設計点で42%最高効率点で45%と、容積形ポンプの効率60%には、はるかに及ばない。

そこで本章では、稲垣⁽²⁾の報告にあった様に第一世代試作機に対しケーシング内壁も水力学的滑面に仕上げ、かつ従来設計のものとは比べて仕様点では高い効率が得られる様に、設計比速度を大きめに設定し(ケーシングの設計比速度を $n_s=87$ とした)最高効率を上げて仕様点では部分流量運転となる様に現段階で考えられる最適化をケーシングに施した実験装置を用いて、 $n_s=60$ 付近で性能のよいポンプを開発することを目的として、従来の設計法により設計された羽根車を用いて、従来殆ど不明であった極低比速度領域のポンプ性能を明らかにするために、羽根車性能に大きく影響する羽根出口幅、羽根枚数および羽根出口角度をパラメータとする6種類の羽根車を製作し、それらの影響を検討し従来設計法の問題点を明らかにするとともに、軸動力に対する円板摩擦の割合を低減させるべく、羽根車外径を小さくし、それに伴う揚程の低下を補うために羽根出口角度の大きな羽根車を設計してその性能を検討した。

通常の比速度領域では、羽根車性能に関しても数多く報告がされているが、一般的には、羽根枚数⁽³⁾に関しては

- ① 羽根枚数の減少にしたがって右上がり不安定性能が抑えられること。
- ② 効率に対しては、羽根枚数が極端に少ないと効率は著しく低下すること。また、最適な枚数が存在することが知られており、ステパノフは、最良な効率を与える羽根枚数 z を $z = \beta_2 / 3$ で定義している。

等が知られており、羽根出口角⁽³⁾に関しては、

- ① 出口角の低下に伴い揚程曲線は右下がりとなる。
- ② 効率に対しては、 $\beta_2=20^\circ \sim 54^\circ$ の範囲では効率は殆ど変化しない。

等が知られている。

しかし、極低比速度領域では従来設計法適用すると $\beta_2=15^\circ$ となり、上記のステパノフの式を用いると羽根枚数は3枚になる。また、羽根外径を小さ

くし揚程の低下を補償するために出口角を大きし、 $\beta_2=60^\circ$ 程度を選定すると羽根枚数は 20 枚となり、 90° 羽根の場合は 30 枚にもなり、いずれの場合も実用的ではない。

また、後述にある様に羽根枚数が多くなると羽根入口面積が減少しキャビテーションが起きるため、羽根入口面積を確保するために羽根一枚おきを中間羽根とし、その長さを変化させて性能を検討した。

2. 2 実験装置および方法

2. 2. 1 供試ポンプおよび実験方法

供試ポンプは、図 2-1 および 2-2 に示すような、2 種類の横軸単段の遠心ポンプを用いた。その仕様はそれぞれ表 2-1 に示す通りである。

図 2-1 では、羽根出口角度 $\beta_2=15^\circ$ の羽根車について、羽根出口幅 b_2 、羽根枚数 z の影響を検討し、さらに $\beta_2=90^\circ$ の放射羽根車についても検討した。また、 $\beta_2=15^\circ$ の羽根車の外径を切削していったときの羽根出口角度変化の影響についても検討した。

図 2-2 のポンプでは $\beta_2=60^\circ$ の羽根車を用いて性能を検討した。このポンプは、第 5 章において詳細に検討する予定の円板摩擦の低減を目的として新たに製作したものであるが、ここでは $\beta_2=60^\circ$ の羽根車の性能として検討の対象に加えた。

いずれのポンプもトルク計を介しモータにて駆動する。ポンプ下流側には、流量計および電動弁が配置され、電動弁にて流量調整を行う。またポンプ吸込み側および吐出側に歪み式圧力センサを取り付けポンプ揚程を測定した。

表 2-1 供試ポンプ仕様

供試ポンプ	図 2-1	図 2-2
流量 [m ³ /min]	0.15	0.15
揚程 [m]	50	55
回転数 [rpm]	3000	3000
比速度	61.8	57
R_e	2.01×10^6	3.20×10^6

供試ポンプ

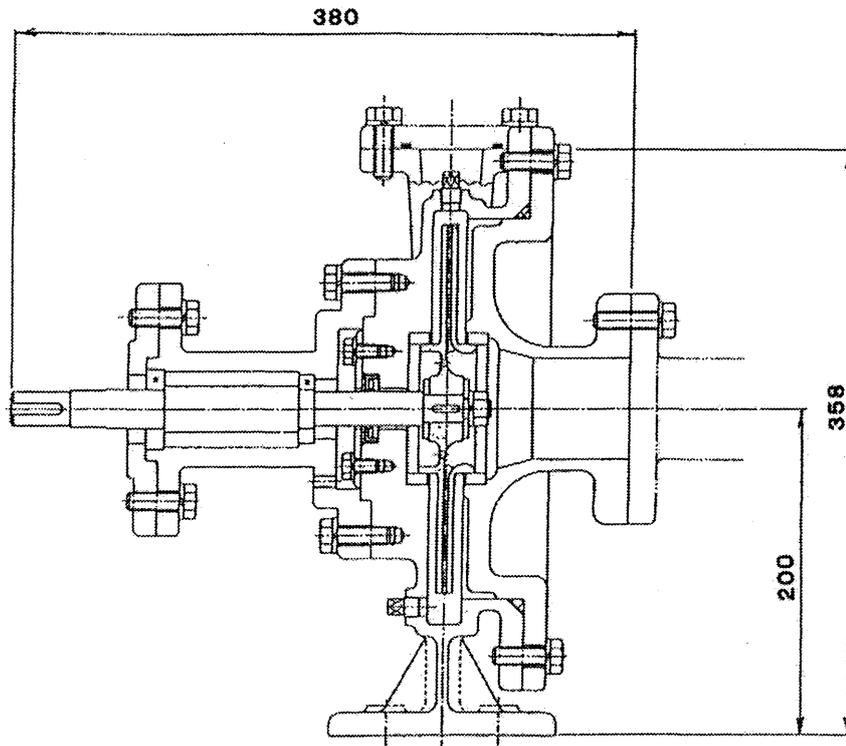


図 2 - 1

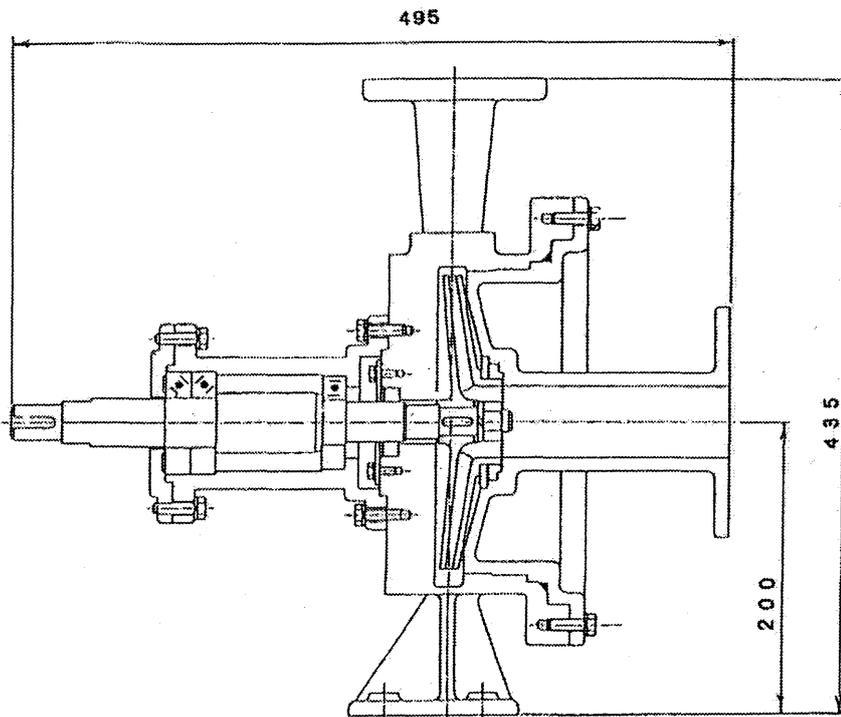


図 2 - 2

2. 2. 2 供試羽根車

2. 2. 2. 1 羽根枚数の影響

$\beta_2=15.0^\circ$ に設定して、図 2-3 および表 2-2 に示す羽根枚数の異なる $z=6, 4, 8$ の 3 種類の羽根車（いずれも羽根出口幅 $b_2=2$ [mm]）を製作して性能を比較した。それぞれを Imp. A, B, C と名付ける。

表 2-2 羽根枚数の影響

Imp. No	r_1 [mm]	r_2 [mm]	β_2 [$^\circ$]	b_2 [mm]	z
A	23	80	15	2	6
B	〃	〃	〃	2	4
C	〃	〃	〃	2	8

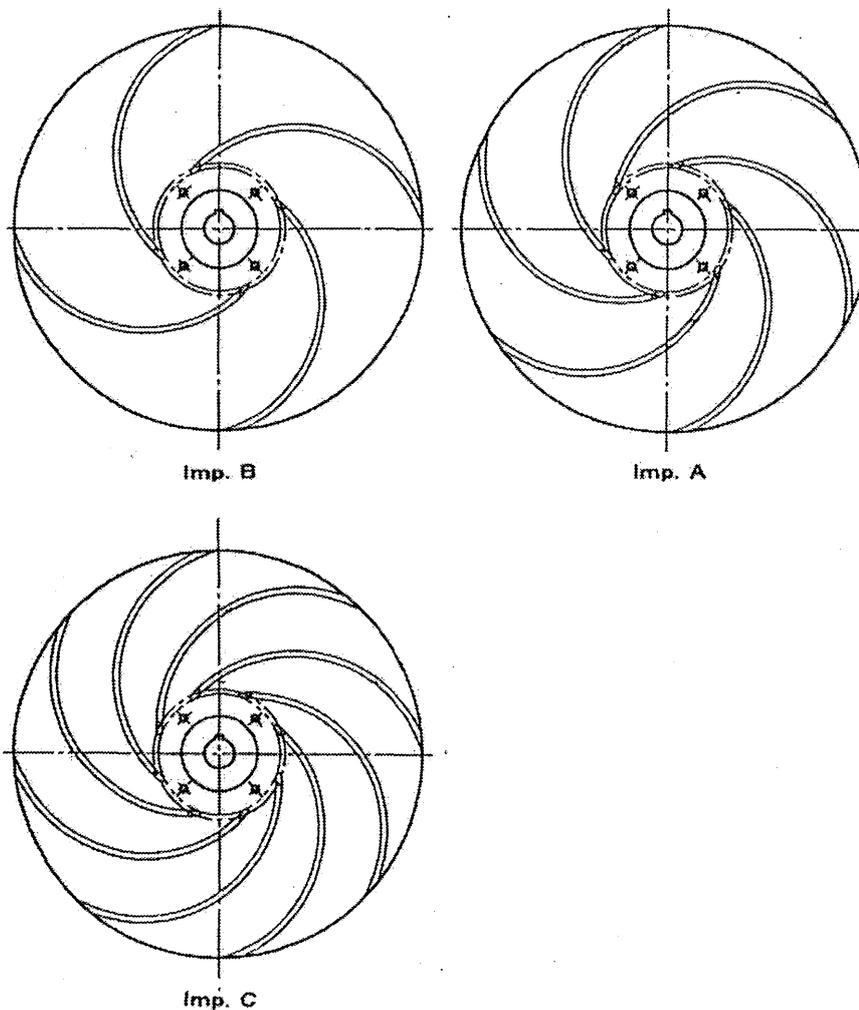


図 2-3 羽根枚数の影響

2. 2. 2. 2 羽根出口幅の影響

羽根出口幅 b_2 の影響を調べるために、 $z=6$ に固定して $b_2=3$ [mm] (Imp. D), 4 [mm] (Imp. E) の羽根車を製作した。(表 2-3) このとき、羽根車外周の円筒面の摩擦トルクの変化についても検討するために、羽根車出口の全幅を図 2-4 に示すように 7 [mm] に固定したので、 $b_2=2, 3, 4$ [mm] に対応して外周円筒部の幅は 5, 4, 3 [mm] となる。

表 2-3 羽根出口幅の影響

Imp. No	r_1 [mm]	r_2 [mm]	β_2 [°]	b_2 [mm]
A	23	80	15	2
D	〃	〃	〃	3
E	〃	〃	〃	4

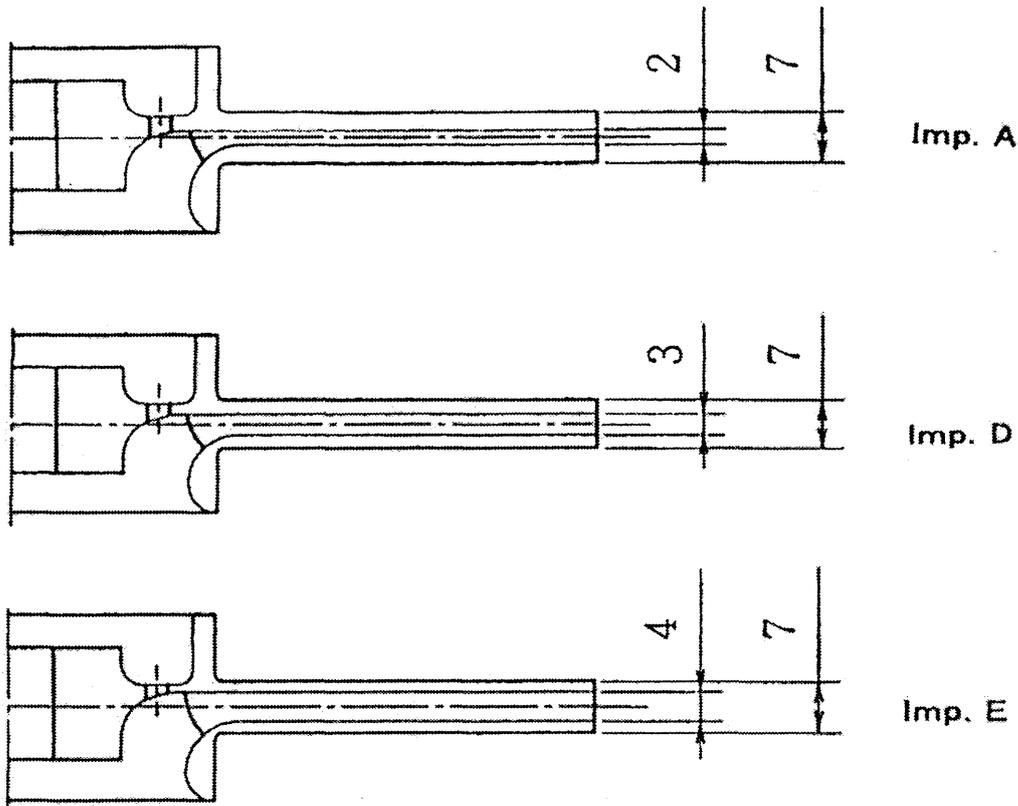


図 2-4 羽根出口幅の影響

2. 2. 2. 3 羽根出口角度の影響

Imp. A を用いて外径切削により β_2 を変化させたときの性能変化を調べた。この場合、羽根車外半径 $r_2=80$ [mm] ~ 60 [mm] まで 2.5 [mm] おきに切削したときの羽根出口角度の変化は、 $\beta_2=15.0^\circ$, 18.4° , 21.2° , 23.7° , 25.8° , 27.8° , 29.4° , 30.1° , 32.4° となる。

一般に円板摩擦は羽根車直径の 5 乗に比例するので、極低比速度羽根車では羽根車直径が小さいことが望ましい。この場合羽根車直径の低下による揚程の低下を補うためには、 β_2 を大きくする必要がある。そこでポリュートと組合せた場合のポンプ性能におよぼす羽根出口角度の影響を検討するために、羽根出口角度が大幅に異なる $\beta_2=90^\circ$ の放射羽根 (Imp. F) を製作し図 2-1 の装置を用いて実験した。また、 $\beta_2=60^\circ$ の羽根車 (図 2-5, Imp. G) を図 2-2 に示す装置にて実験し比較検討した。なお、 $\beta_2=60^\circ$ の結果は、羽根形状およびポリュート形状共に異なるので詳細な比較には適当でないが、最適な羽根角度の探求には有用な資料を与えるものと考えられる。

表 2-4 羽根車外径切削及び出口角変化

Imp. No	r_1 [mm]	r_2 [mm]	β_2 [$^\circ$]	b_2 [mm]
A	23	80	15°	2
F	23	80	90°	〃
G	25	101	60°	〃

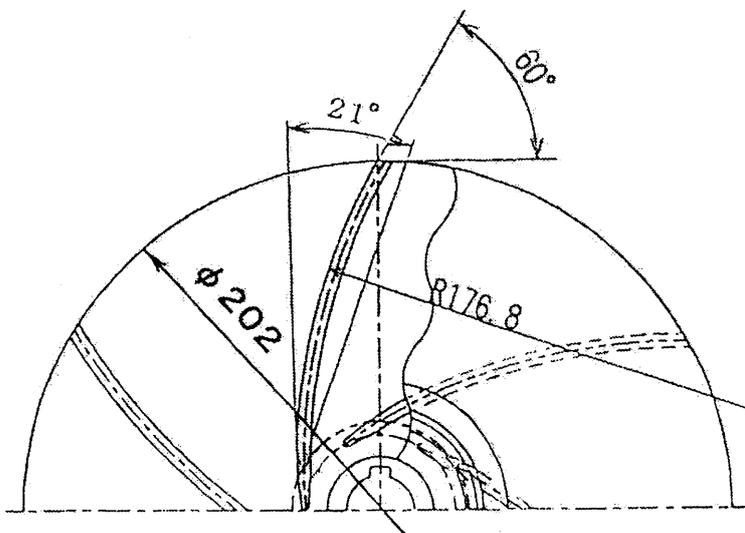


図 2-5 Imp. G ($\beta_2=60^\circ$ 羽根)

2. 2. 2. 4 中間羽根の影響

Imp. A および C を用いて、図 2-6 に示すように、羽根を 1 枚おきに入口部分から 1/4 ずつ切上げて、表 2-5 の Imp. H~M に示すように中間羽根長さ比 R を変化させたときの性能変化についても検討した。

なお、羽根車の外側(外周および背面)は、機械加工により中心線平均粗さ $R_a=6.3[\mu\text{m}]$ に仕上げた。また羽根車内面およびケーシングは $R_{\text{max}}=50[\mu\text{m}]$ の鋳肌面である。供試ポンプ図 2-2 は、ケーシング内面に機械加工を施し、表面粗さは $R_a=6.3[\mu\text{m}]$ となっており、羽根車の粗さは供試ポンプ図 2-1 の場合と同様である。

表 2-5 羽根の切り上げの影響

Imp. No	r_1 [mm]	r_2 [mm]	z	R
A	23	80	6	1.0
H	〃	〃	〃	0.75
I	〃	〃	〃	0.5
J	〃	〃	〃	0.25
C	〃	〃	8	1.0
K	〃	〃	〃	0.75
L	〃	〃	〃	0.5
M	〃	〃	〃	0.25

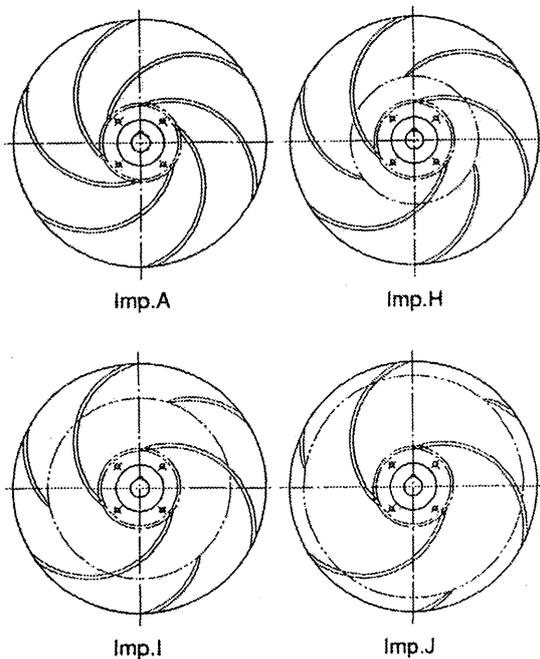


図 2-6 中間羽根の影響

2. 3 実験結果および考察

2. 3. 1 羽根枚数の影響

羽根枚数 $z=4, 6, 8$ と変化させたときのポンプ性能の比較を図 2-3-1 に示す。図中にはポンプ性能 (η, ψ, ν) の他に各流量における比速度 n_s も示しており、設計点では当初の目的通り、 $n_s=60$ がほぼ達成されているが、最高効率点は設計点よりもかなり大流量側にあることがわかる。図 2-3-1 によれば $z=4$ の場合の効率が最もよく、特に $n_s=40\sim 60$ の範囲で他の 2 種類の羽根車より効率が高く極低比速度には適しているが、このことは軸動力曲線が設計仕様点より低流量域において、羽根枚数の違いによる差異はほとんどないのに対して、 $z=4$ の場合は揚程曲線が全流量域で平坦な特性を示し流量の増加に対し揚程の低下が殆どないため、他の 2 種類に羽根車の場合の揚程曲線との差がそのまま効率の差になっている。しかし、この場合はポンプ運転範囲において揚程曲線が右下がり安定傾向を示す流量範囲がないため、広い範囲で運転が不安定になることが予想される。また $z=6$ および 8 の性能曲線にはあまり差異は見られない。特に締切点における揚程はほぼ同じ値となり、この場合の軸動力の値も同じことから、羽根枚数が $z=6$ の場合と $z=8$ の場合の水力損失はほぼ同程度であると結論される。

ポンプ性能の安定性に関しては、 $z=6$ の場合が、この中では全運転範囲で右下がり傾向を示しており、通常の場合のように羽根枚数が少ないほど右下がり傾向を示すとは限らない。一方、羽根枚数の増加にともない羽根車入口面積が減少するので、 $z=8$ の場合 $\phi=0.075$ 付近でキャビテーションが発生して揚程曲線が急低下している。以上のことから極低比速度領域においては、羽根車入口面積が確保できる範囲で羽根枚数に最適な値が存在することがわかる。

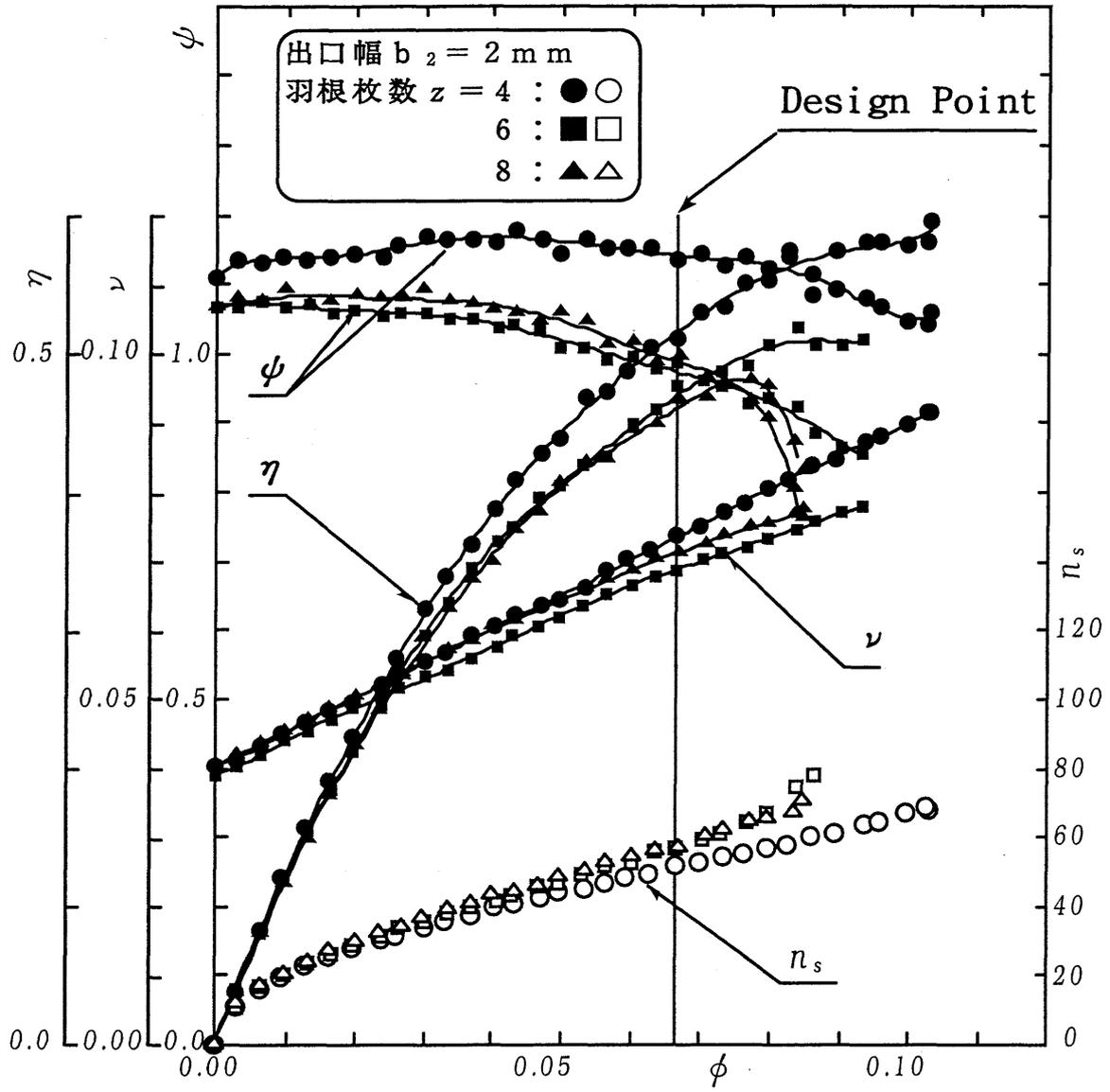


図 2 - 3 - 1 羽根枚数の影響

2. 3. 2 羽根出口幅の影響

羽根出口幅 b_2 を 2, 3, 4 [mm] と変化させたときの性能を、図 2-3-2 (a) に示す。羽根出口幅が広いほど最高効率 η_{\max} は向上し、局所比速度が $n_s=60$ の場合での効率はさらに改善されているが、反面揚程曲線の右上がり不安定性能の傾向も強くなることがわかる。また、締切点における揚程が羽根出口幅の増加にともない低下している。設計仕様点における局所比速度の値は、羽根出口幅 $b_2=2\text{mm}$ の場合は、設計比速度とよく一致するが、羽根出口幅が大きくなるにしたがい設計仕様点での局所比速度の値は小さくなる。これらは羽根出口幅が狭いと羽根車内の水力損失が大きく、羽根出口における速度分布のひずみも大きくなるので、羽根出口の混合損失も大きくなることが原因と考えられる。

図 2-3-2 (a) の効率曲線の著しい差異は、主に軸動力係数の差異に基づくものである。そこで、軸動力係数の差異を詳細に検討するために、軸動力曲線より機械損失動力 L_m (主に円板摩擦) と有効軸動力を分離・抽出することを試みる。軸動力係数 ν は羽根出口面積 A_2 が含まれているので羽根出口幅 b_2 の異なる羽根車の動力特性を比較するには適さない。そこで軸動力 L [kW] に注目し、これから有効動力 $\rho g(Q+\Delta Q)H_{th}$ (ΔQ : 漏れ量, H_{th} : 理論揚程) を差し引き、その比較を図 2-3-2 (b) に Δ , \square , \circ で示す。ここで理論揚程は

$$H_{th}=U_2^2/g(1-\sigma-\phi\cot\beta_2/\eta_v\epsilon_2)$$

で見積もった⁽⁴⁾⁽⁵⁾。また漏れ量 ΔQ および体積効率 η_v も文献(4)(5)より見積もった。 ϵ_2 は羽根厚による流路のせばまり率である。

図中に示す $b_2=4$ [mm] (●印) の最高効率点 ($Q=149.3$ [L/min]) の場合、本計算⁽⁴⁾⁽⁵⁾より導かれた体積効率 η_v 、機械効率 η_m および水力効率 η_h はそれぞれ $\eta_v=0.92$, $\eta_m=0.70$, $\eta_h=0.93$ となり、全効率 $\eta=\eta_v\cdot\eta_m\cdot\eta_h=0.599$ となる。また実験結果の全効率は $\eta=0.574$ となり、機械損失の抽出はほぼ妥当であることがわかる。また $b_2=3, 2$ [mm] の場合にはそれぞれ $\eta_m=0.65, 0.55$ にも達する。

このことから、最高効率点では全軸動力に対する機械損失の割合が約 30 ~ 45% にも達し、極低比速度ポンプが通常の比速度のポンプと比較して機械損失が著しく高いことがわかる。本実験装置では、ベアリングロスおよびオイルシールの摩擦などの初期トルクは差し引いてあるため、大流量側での機械損失の殆どは羽根車の円板摩擦により消費される軸動力であり、羽根車の全幅が一定のため出口幅が異なると円板の円筒部の長さが異なることにな

る。したがって、出口幅の差異による機械損失の差異は円筒部長さの差異によるものであり、円筒部長さを小さくすることにより効率の向上が可能となる。

ここでは、本実験で用いた羽根車を円筒部長さを考慮した円筒容器内で回転する円板に置き換えて、そこに作用する円板摩擦を計算⁽⁶⁾し実験値と比較する。

回転円板上で作用するせん断応力の円周方向成分を τ_θ で表すと、両面に働く抵抗モーメントは

$$M = 2 \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r^2 \tau_\theta dr$$

であたえられる。 r_1, r_2 は積分の限界となる内、外半径である。 r_1 による影響は小さいので通常 $r_1 \rightarrow 0$ とする。 $\tau_\theta \propto \rho \omega^2 r^2$ を仮定して積分し、 $P_{Df} = M\omega$ で与えられるので両面での円板摩擦による動力損失を次のように表す。

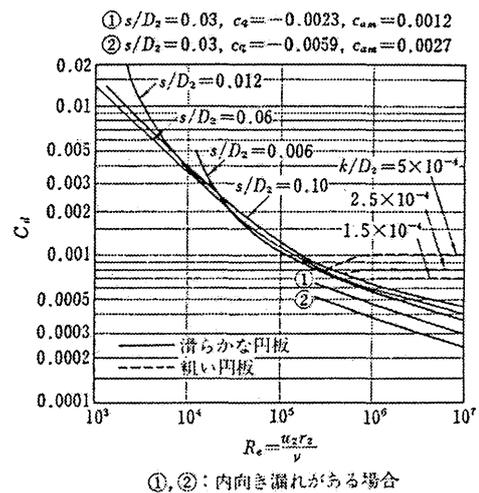
$$P_{Df} = C_d \rho u_2^3 D_2^2 \times 10^{-3} \quad [\text{kw}]$$

ここに、 u_2 は円板外周の周速、 $D_2 = 2r_2$ は円板直径、 ρ は流体の密度。円板摩擦抵抗係数 C_d は、 Re 数、 s/D_2 、壁面粗さ、 c_q および c_{am} で定まる。 C_d の値を下図に示す。本計算では $C_d = 0.00075$ を用いた。

本計算では、 $P_{Df} = 0.3524 [\text{kw}]$ となり、本実験結果より求めた機械損失動力の約 92% を円板摩擦損失が占めることとなる。

また、その他軸動力に影響を与える因子には、小流量側で、羽根入口逆流に消費される軸動力があり、図 2-3-2 (b) の小流量側で L_m が増大していることは、この原因によるものと考えられる。この L_m の増大と揚程曲線の右上がり傾向が対応していることから、入口逆流の予旋回に基づく理論揚程の低下が、揚程曲線の小流量域での右上がり性能(図 2-3-2 (b))の原因の 1 つと考えられる。

以上より極低比速度羽根車の設計においては、機械損失をなるべく小さくすることが重要になる。



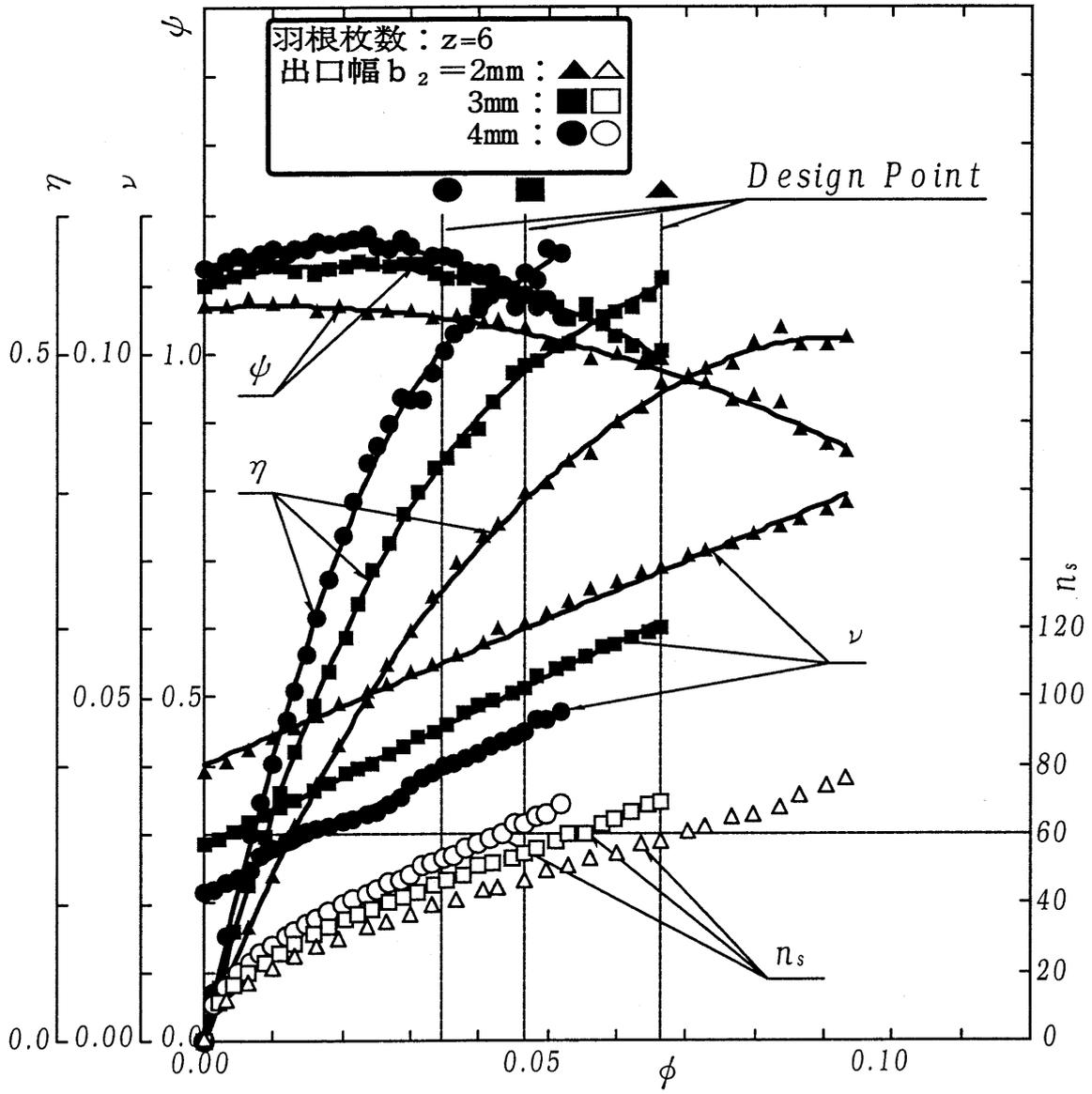


図 2 - 3 - 2 (a) 出口幅の影響

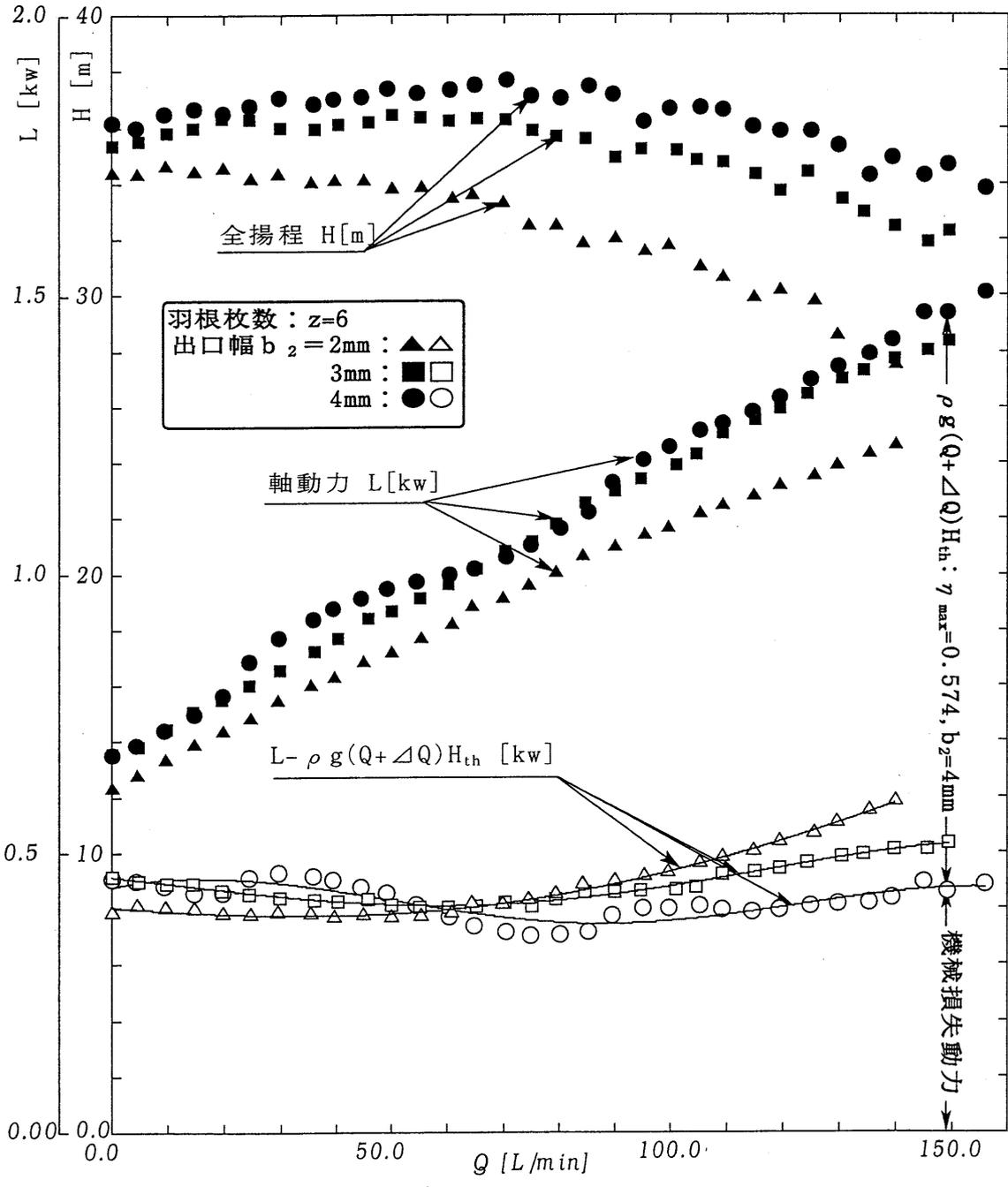


図 2 - 3 - 2 (b) 円板摩擦動力の抽出

2. 3. 3 羽根出口角度の影響

Imp. A において、羽根車外径を 160[mm] から 120[mm] まで徐々に切削することにより羽根出口角度 β_2 を 9 種類変化させた場合の性能曲線の変化を図 2-3-3 (a) に示す。

羽根出口角度の増加にともない、効率が低くなっており、羽根車外径を小さくすることにより円板摩擦を低減させ、羽根車外径の減少による揚程の低下を補償するために羽根出口角を大きくし、これにより効率が向上すると予想されたが、それとは逆の結果を示している。このことは、羽根車外径の減少にともなって、平行壁ディフューザ部が拡大することにより、摩擦損失が著しく増加すること、および軸動力の増加が効率低下の主な原因と考えられる。なお、軸動力が増加する原因は不明であり、さらなる検討を要する。

また、締切点付近に右上がり不安定性能が多少見られ、最高効率点付近では羽根出口角度との兼合いで揚程は複雑な挙動を示す。

図 2-3-3-(b) には、 $\beta_2=15^\circ$ の円弧羽根車と $\beta_2=90^\circ$ 放射羽根車、参考として比速度は若干異なるが $\beta_2=60^\circ$ の円弧羽根車の性能を比較したものを示す。図より $\beta_2=60^\circ$ の羽根車揚程が高く効率も高くなっているが、この場合羽根車形状が異なっている上に、設計比速度およびレイノルズ数が異なっているので、対等な比較はできない。 $\beta_2=90^\circ$ のポンプは、広い流量範囲で不安定傾向を示している。

上記の羽根出口角度に対するポンプ性能の変化のうちから、締切揚程、最高効率、最高効率点揚程 ψ (η_{\max}) の 3 つを取り出して、まとめて表示したものが図 2-3-3 (c) である。羽根車形状が多少異なるため対等の比較はできないが、全体的な傾向として、 $\beta_2=60^\circ$ 付近で高い効率が得られ、締切点揚程も高くなるようである。

また極低比速度ポンプでは羽根車半径の切り下げすなわち、羽根車半径 r_2 とポリュートケーシング基礎円半径 r_3 との距離の拡大は、大きな効率低下を引き起こすことに留意する必要がある。またそれとは逆に羽根車半径 r_2 とポリュートケーシング基礎円半径 r_3 との距離を狭くして、平行壁ディフューザ部を極力小さくすることにより、その部分での摩擦損失を低減させることにより、効率の向上が可能であると予想されるが、通常比速度のポンプの場合、 $r_3/r_2 > 1.1$ ではポンプの性能はほとんど差がなく⁽⁷⁾、舌部先端と羽根車が近接すると舌部干渉による圧力脈動および騒音が著しく増大⁽⁸⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾することが知られているので、詳細な検討が必要である。

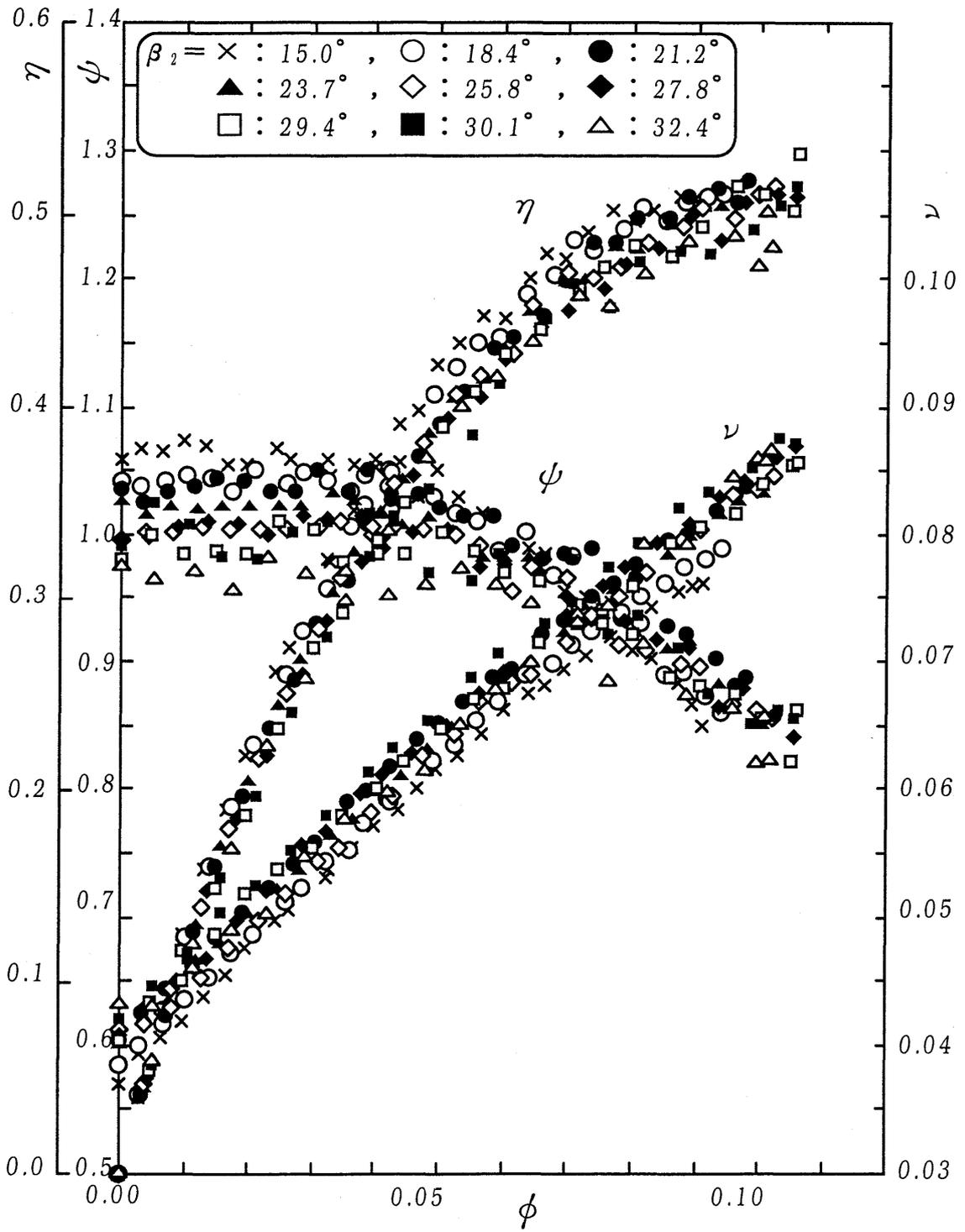


図 2 - 3 - 3 (a) 出口角度の影響

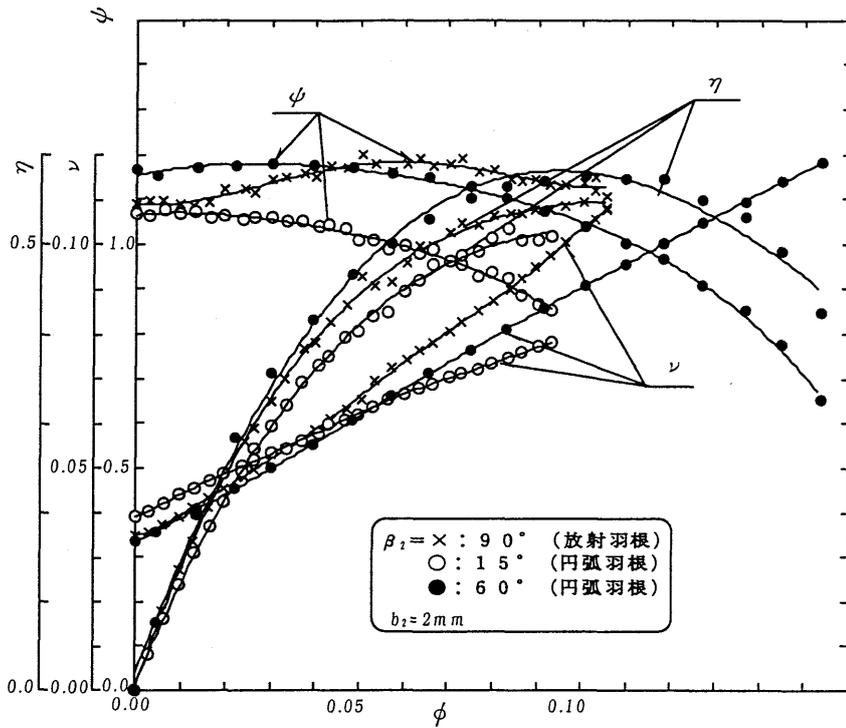


図 2 - 3 - 3 (b) 出口角度の影響

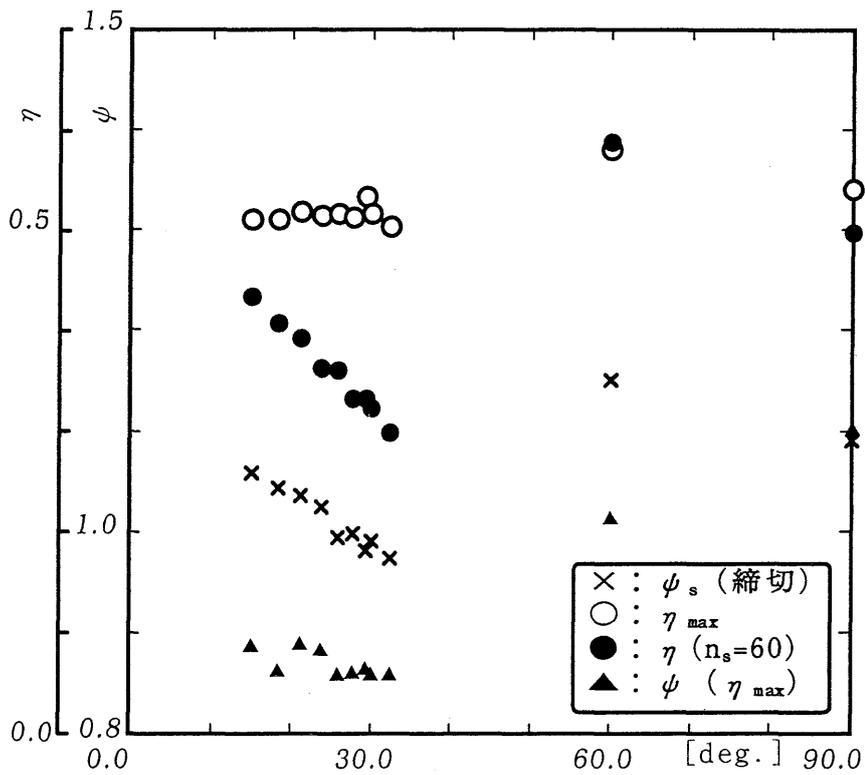


図 2 - 3 - 3 (c) 最適出口角

2. 3. 4 中間羽根の影響

$z=6$ および 8 の Imp. A, C において、1枚おきに3枚または4枚の羽根の長さを羽根の全長に対し $1/4$ ずつ切上げていった場合の性能比較をそれぞれ図2-3-4 (a), (b) に示す。いずれの図においても切上げた羽根に対して締切点での揚程はあまり変化がないことがわかる。

図2-3-4 (b) の8枚羽根の場合 ($R=1.0$ 実線のみ)、羽根入口における流路閉塞のために、大流量でキャピテーションが発生して揚程曲線の急低下が見られるが、1枚おきに計4枚の羽根の内周端を切上げた場合、羽根入口面積が大きくなりキャピテーションが回避され、中間羽根長さ比 R が小さくなるほど揚程曲線の右下がり傾向が大きくなる。

$0.25 \leq R \leq 0.75$ の場合、切上げとともに羽根作用が低下して、揚程および軸動力は切上げ量にほぼ比例して低下するが、効率は羽根切上げによってあまり変化しないことがわかる。このことから、 $z=8$ の羽根車では羽根入口付近を除く羽根の全長に亘ってほぼ一様な羽根作用が行われていると考えられる。しかし、中間羽根をすべて削除した4枚羽根では効率が著しく向上して約60%にも達している。このことから、1枚当たりの翼負荷を大きくして羽根枚数をできるだけ減らしたほうがよいといえる。このとき羽根は単に切上げたため入口角が流れと合っていないと考えられる。

一方6枚羽根の場合では(図2-3-4 (a))、羽根入口部の面積が大きいため閉塞することはないが、羽根入口を $1/4$ 切上げるだけで、揚程曲線は全流量域で大幅に低下し、最高効率も著しく低下する。このことから、6枚羽根では、羽根入口部の翼負荷が大きく、この部分で効率よく仕事をしていることがわかる。また4枚羽根と8枚羽根では出口流れが大きく異なっている可能性があり、今後検討を要する。以上より、極低比速度羽根車では、 $z=4$ 付近に最適翼負荷が存在し、羽根車入口面積も確保できるといえよう。

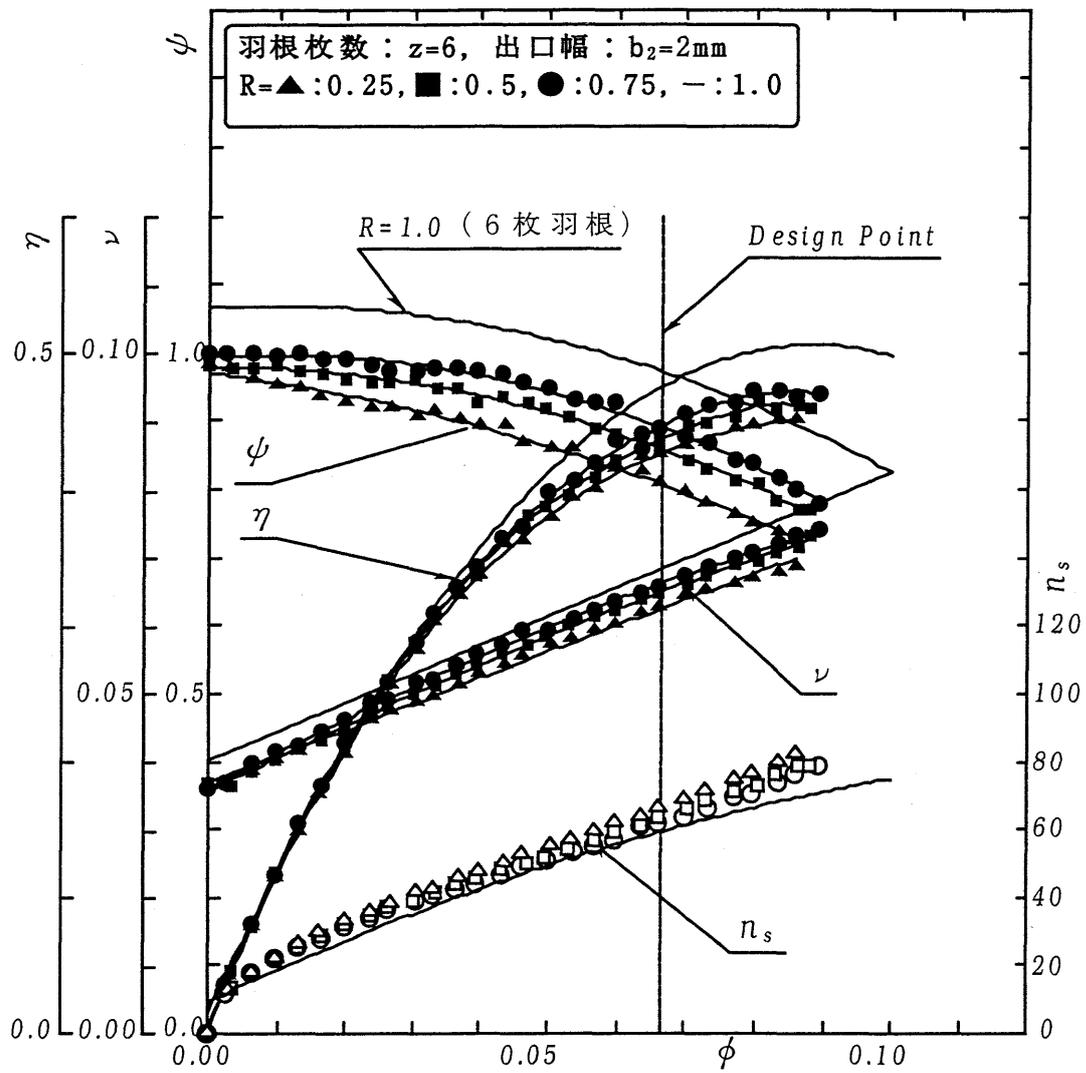


図 2 - 3 - 4 (a) 中間羽根の影響

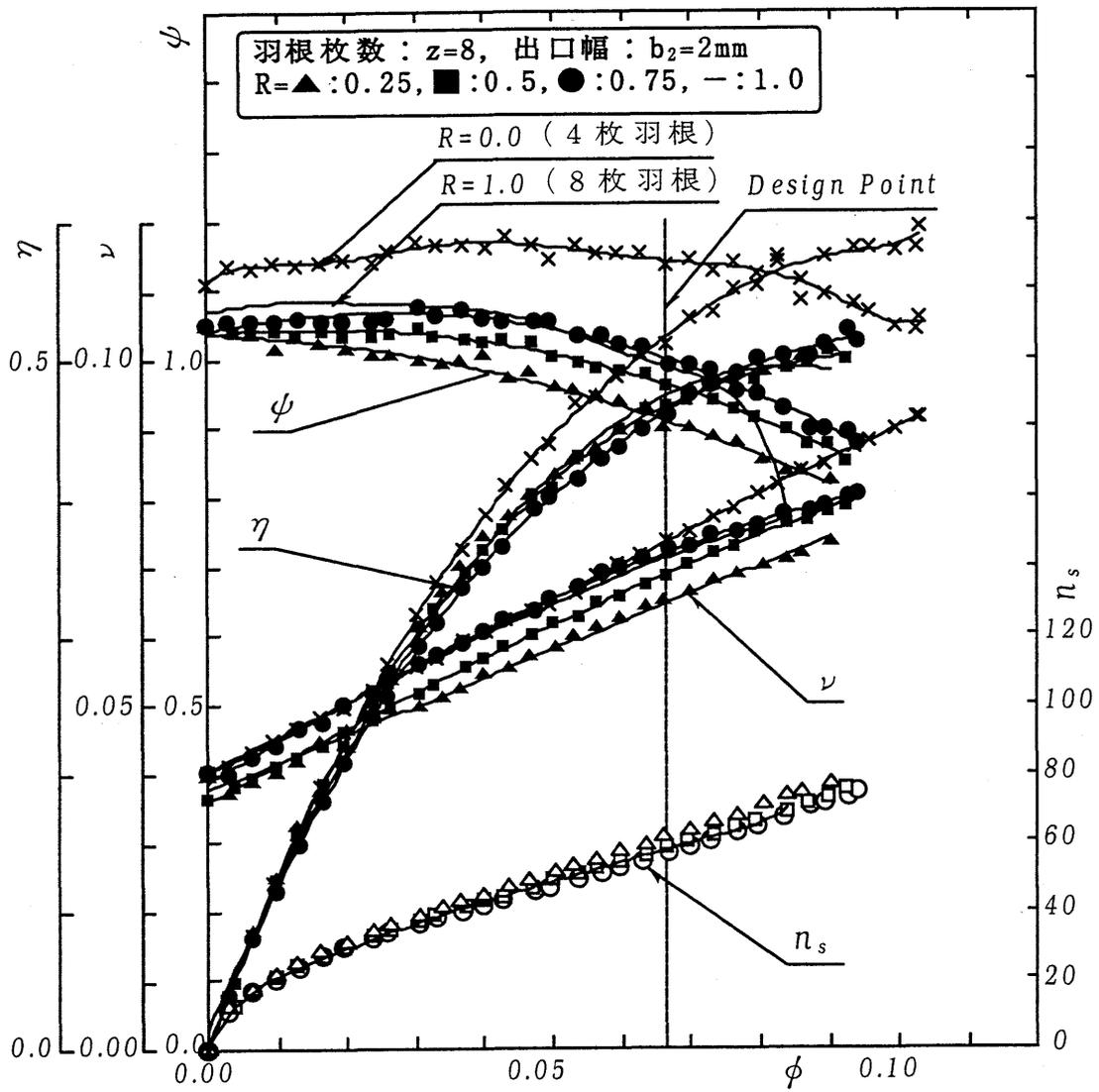


図 2 - 3 - 4 (b) 中間羽根の影響

2. 4 結言

比速度 $60 [m, m^3/min, rpm]$ の極低比速度ポンプ性能に対する諸パラメータの影響を実験的に検討した結果、以下の結論を得た。

- (1) 羽根車出口幅を増大させると不安定性能は多少増加するが、最高効率も多少増加する。羽根枚数については、効率上からは羽根枚数4枚が $n_s \geq 40$ の範囲で効率がよく極低比速度には適している。6枚にすると最高効率が7.5%程度低下し、8枚にすると入口でキャビテーションが起きやすくなる。また、羽根出口角度は、効率上からは $60^\circ \sim 90^\circ$ に最適値が存在すると考えられる。
- (2) 従来の設計法を用いると、極低比速度ポンプの最高効率点は設計点よりもかなり大流量側に移行する。
- (3) 右上がり不安定性能に対しては、中間羽根を設けることが有効である。中間羽根長さを短くしていくと、揚程曲線の安定性は増すが、同時に最高効率が低下していく。
- (4) 極低比速度遠心ポンプの場合、水力損失を減らすことよりも円板摩擦を低減することが設計のポイントであり、比速度 $60 [m, m^3/min, rpm]$ のポンプの設計点で円板摩擦は軸動力の約30~45%にも達する。
- (5) 羽根車半径 r_2 とボリュートケーシング基礎円半径 r_3 との距離の拡大は、大きな効率低下を引き起こす。

以上のことから、極低比速度領域では従来の設計法を用いて計算される各設計パラメータをそのまま用いると、効率が低いばかりではなく性能も不安定になることがわかる。また一連の実験結果より極低比速度領域におけるポンプの性能向上を達成するには、羽根車単体性能、ボリュート性能および円板摩擦の低減をそれぞれ詳細に検討する必要があることが示唆された。

参考文献

- (1) Stepanoff, A.J., Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed.), John Wiley and Sons (1957) pp.69-89
- (2) 稲垣、低速度遠心ポンプの開発、電業社機械、vol.12 No.1(1988), pp.3-8
- (3) たとえば寺田、渦巻ポンプの設計と製図、理工図書、58-61
- (4) 黒川、ターボ機械の体積効率および機械効率の簡易算定式、機論 B56 巻 第 531 号(1990)pp.3389-3396
- (5) 機械学会基準、水車およびポンプ水車の性能換算法、1999 年 1 月, pp.84-106
- (6) たとえば豊倉・喜多、渦巻ポンプ、実教出版、32-33
- (7) Flörkemeier, K.H., Doktor Dissertation (Braunschweig Univ.), (1997-10)
- (8) 塚本・ほか 5 名, 機論, 61-586, B(1995-6), 2149-2156
- (9) 塚本・ほか 5 名, 機論, 61-586, B(1995-6), 2157-2164
- (10) 秦・塚本, 機論, 61-587, B(1995-7), 2563-2570
- (11) 塚本寛・ほか 5 名, 機論, 62-594, B(1996-2), 660-667

第3章 羽根車単体の性能

3.1 緒言

極低比速度ポンプの場合第2章で述べた様に円板摩擦により消費される軸動力が全軸動力に占める割合が約30~45%にも達することが明らかになった。また、図3-1⁽¹⁾に示す様に通常比速度領域の遠心ポンプの場合、全効率は93%程度にも達する。すなわち、円板摩擦による機械効率の低下は必然的なものとして除外しても、羽根車およびケーシングが最適化できれば、極低比速度ポンプの効率は55%程度までは達成可能であると考えられる。

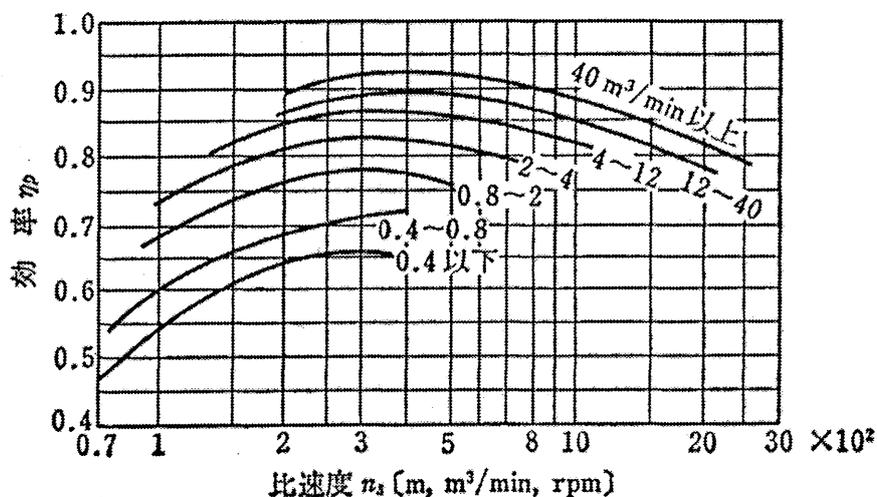


図3-1 通常比速度のポンプ効率

そこで本章では、まず羽根車単体に着目しその性能を検討するために、従来の設計法⁽²⁾により羽根出口角度 $\beta_2=22.5^\circ$ で設計された比速度 $n_s=200, 127, 84$ の3種類の羽根車の性能比較から、従来設計法を低比速度領域羽根車に適用する際の問題点を明らかにする。

次に極低比速度を目指して理論揚程をできる限り高くすべく、 $\beta_2=90^\circ$ の羽根を選定し、クローズド形で羽根幅および入口角の異なる5種類の羽根車、セミオープン形で羽根幅が異なる2種類の羽根車およびフルオープン形の羽根車の性能の比較から、性能の良好な極低比速度羽根車の設計指針を検討する。

3. 2 実験装置および方法

3. 2. 1 実験装置

極低比速度羽根車単体の性能を調べるために図3-2-1に示すような縦軸の自由羽根車試験装置に遠心羽根車を組み込み、羽根車単独の性能試験を行った。平行壁ディフューザ流路の外周には水が均等に流出する様に8本の吐出管が取り付けられ、各流量の調整および測定ができる。測定は、半径比 $r/r_2=1.10$ あるいは 1.16 における平行壁流路の断面速度分布を3孔ピトー管により、また壁面圧力はひずみゲージ式圧力変換器により行った。羽根車出口からの流れの軸対称性は羽根車周りの圧力が一樣になることで確認した。測定された断面内の全圧、静圧および速度分布から、全圧および周速度を流量平均して揚程および平均周速度を表示した。

実験レイノルズ数は $R_e=U_2r_2/\nu=(2\sim 3.5)\times 10^6$ である。

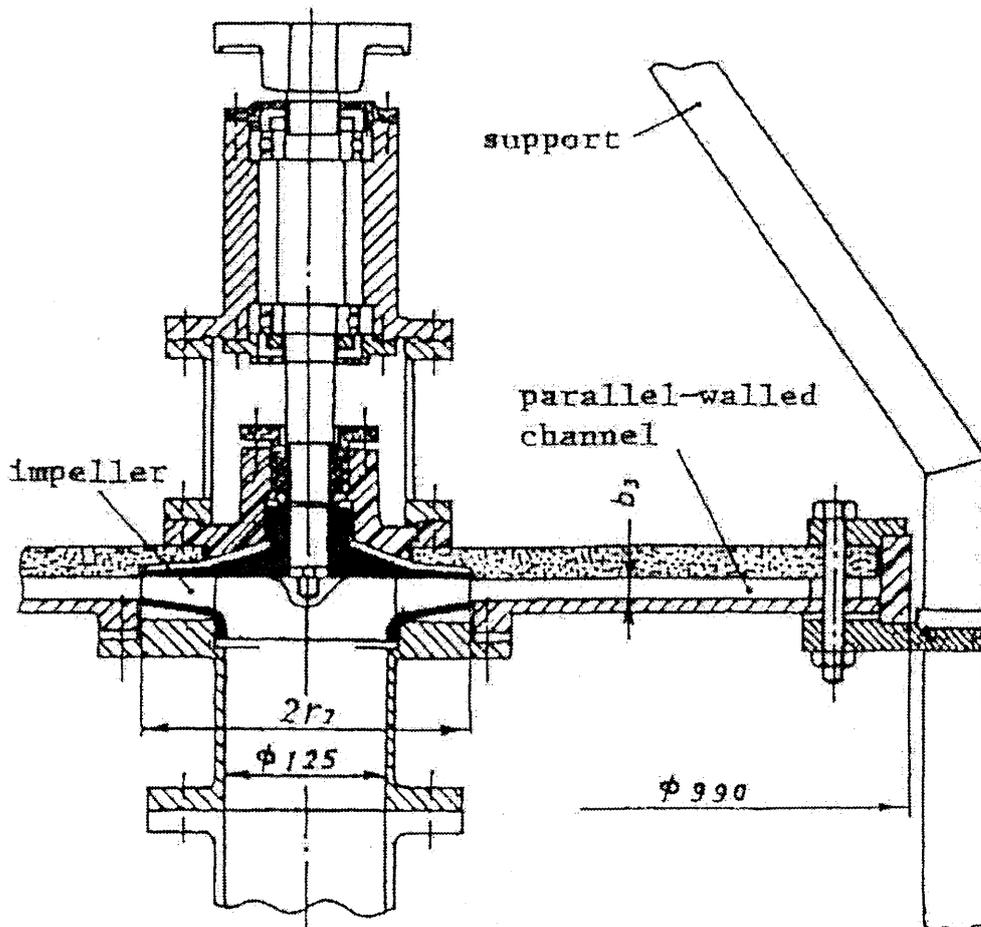


図3-2-1 自由羽根車実験装置

3. 2. 2 供試羽根車

従来の設計法により低比速度羽根車を設計すると、羽根車出口幅 b_2 が大変小さくなり、例えば直径 250mm の羽根車では、 $n_s=80$ では $b_2=4\text{mm}$ また $n_s=60$ になると $b_2=2\text{mm}$ 程度になってしまう。

そこで先ず、従来設計法の問題点を検討するために、従来設計法にしたがって、図 3-2-2 (a) および表 3-2-2 (a) に示すような羽根出口角 $\beta_2=22.5^\circ$ で比速度 84, 127 および 200 の 3 種類の二次元羽根 (A~C) を製作した。これらの羽根車の主な相違は、図示の様に羽根流路幅が比速度とともに変化することである。これらの性能比較の結果、後述する様に低比速度領域では軸動力に占める円板摩擦動力の割合が著しいことが判明した。すなわち、高性能な極低比速度羽根車を得るには、円板摩擦を減らすために羽根車外径をできるだけ小さくし、外径減少による理論揚程を補償するために羽根出口角をできるだけ大きくすることがキーポイントであることが示唆された。円板摩擦を減らすためのもう一つの可能性は、オープン羽根を採用することであろう。

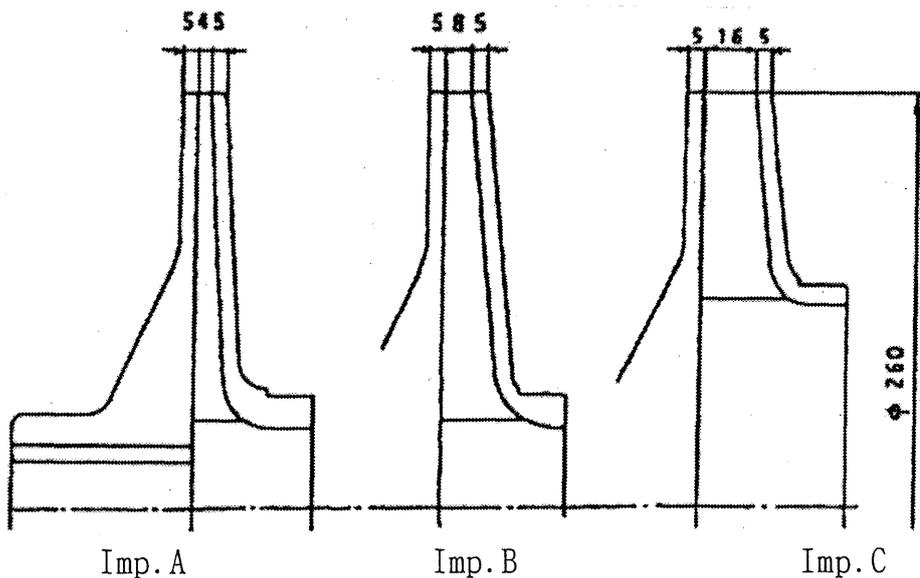


図 3-2-2 (a) 22.5° 羽根

表 3-2-2 (a)

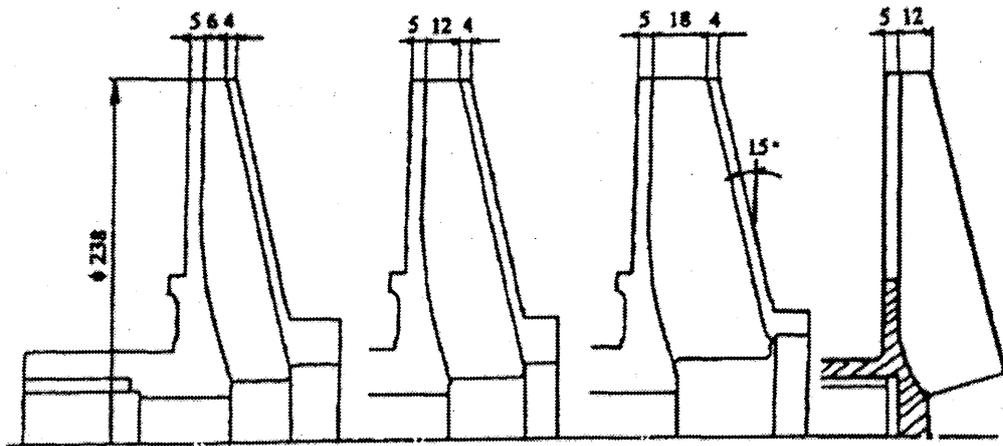
Imp.	n_s	β_2	z	b_2	r_2
A	84	22.5	5	4	130
B	127			8	
C	200			16	

そこで次に、極低比速度羽根車の設計指針を得るために図 3-2-2 (b) およびひょう 3-2-2 (b) に示すような放射羽根を持ち、出口幅の異なる 3 種類のクローズド羽根 (D~F)、およびフルオープン羽根 (G) を製作した。従来の設計と比較して羽根入口が広く設計されているため、流れが入口で急減速して大きな剥離を発生することが予想されるが、羽根仕事に対する円板摩擦割合の低下による効率向上が期待される。なお放射羽根の設計比速度は明確ではないので、参考値として実績に基づく目標比速度を記載した。

さらに、入口衝突損失を低減すべく、図 3-2-2 (c) およびひょう 3-2-2 (c) に示すように羽根入口を設計流量に合わせ出口角度 $\beta_2=90^\circ$ とし、羽根幅の異なる 2 種類のクローズド羽根 (H, I) を製作した。この場合、入口角が著しく小さくなるので流路面積を確保するために、主羽根を 2 枚とし残り 6 枚は中間羽根としており、さらに前面シュラウドを取り外すことによりセミオープン羽根 (J, K) の実験もできる構造とした。

なお、セミオープン形およびフルオープン形の場合には壁面にスペーサを取付けて羽根先端隙間を 2mm とした。また、ライナリングの半径隙間は Imp. I 以外では、0.4mm もあり、測定圧力から求めた最高効率点の体積効率は 76% とかなり低いため、羽根車効率の絶対値は実用羽根に対してあまり高くない。Imp. I のみは半径隙間 0.2mm で体積効率は 86% である。

測定結果と比較して、羽根間流れを検討するために、準三次元数値シミュレーションも行った。



Imp. D

Imp. E

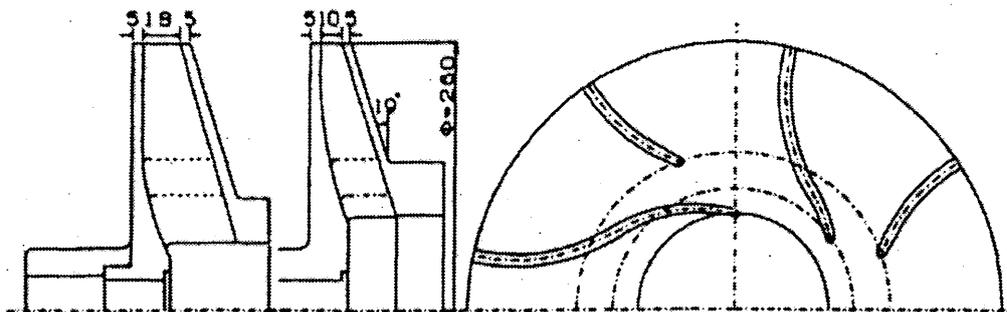
Imp. F

Imp. G

図 3 - 2 - 2 (b) 90° 放射羽根

表 3 - 2 - 2 (b)

Imp.	n_s	β_2	z	b_2	r_2
D	50	90	8	6	119
E	70			12	
F	90			18	
G				12	



Imp. H, J

Imp. I, K

図 3 - 2 - 2 (c) 中間羽根つき 90° 羽根

表 3 - 2 - 2 (c)

Imp.	n_s	β_2	z	b_2	r_2
H	60	90	8	18	130
I	127			10	
J	Imp.H と同一、但しセミアフン				
K	Imp.I と同一、但しセミアフン				

3. 3 実験結果および考察

3. 3. 1 羽根出口の速度分布

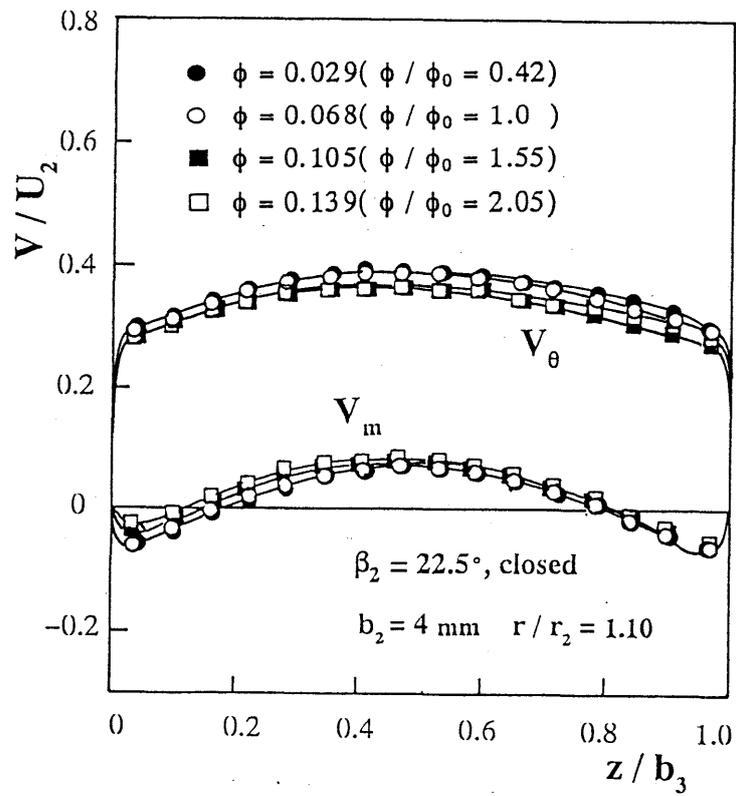
一例として、出口角度 22.5° の羽根および放射羽根の半径比 $r/r_2=1.10$ および 1.16 において測定された断面速度分布の比較を、図 3-3-1-1 (a)、(b) に示す。全流量域で壁面付近に三次元逆流が見られ、放射羽根の周速度 V_θ は 22.5° 羽根よりも著しく大きく、その変化に特徴的な傾向が見られる。すなわち放射羽根では流量係数 ϕ の増加とともに周速度 V_θ は著しく増加するが 22.5° 羽根ではほとんど変化しない。羽根出口の速度三角形から判断すると、放射羽根では V_θ は ϕ によらず一定に、また 22.5° 羽根では V_θ は ϕ とともに直線的に減少するはずであるが明らかに矛盾している。

この矛盾の理由を明らかにするために、流量平均速度 $\overline{V_{\theta 2}}$ の変化を図 3-3-1-2 に示す。

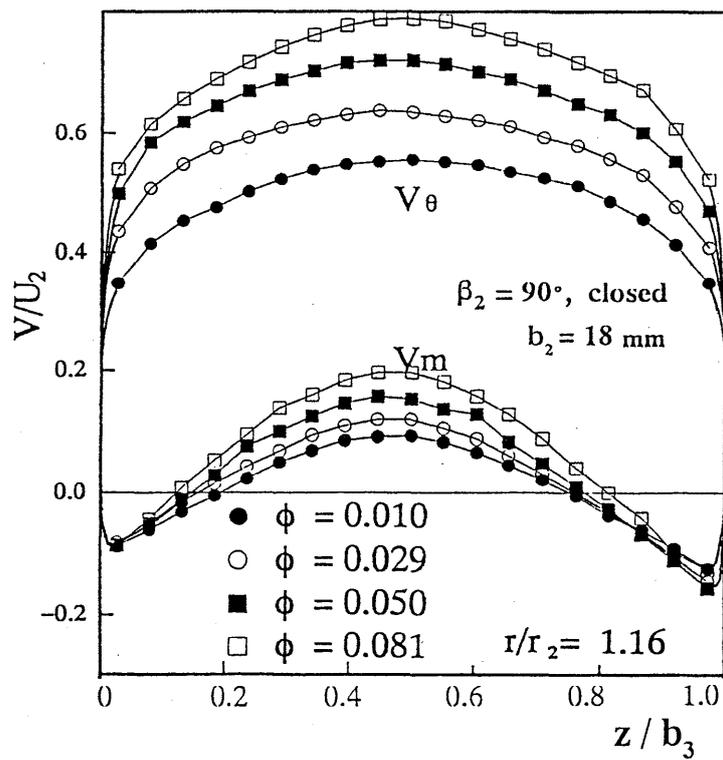
流量平均速度は以下の様に定義する。

$$\overline{V_\theta} = \int_0^b v_\theta \cdot v_m \cdot dz / \int_0^b v_m \cdot dz$$

放射羽根の $\overline{V_{\theta 2}}$ は全流量域でほぼ一定となり、 22.5° 羽根では ϕ とともに直線的に減少しており、速度三角形から予測される結果と完全に合致する。この場合、図示はしていないが、周速度の面積平均値は ϕ に対して、いずれの羽根車も曲線変化をする。以上のことから、極低比速度領域においても周速度は流量とともに直線的に変化し、理論的に予測される結果と一致するのは、周速度に流量平均値を使う場合にのみである、と結論される。ここで注目すべきは、放射羽根の流量平均周速度が 22.5° 羽根のそれよりも著しく大きくなること、およびフルオープン形の流量平均周速度は全く異なった挙動を示すことである。



(a) 22.5° 羽根



(b) 放射羽根

図 3 - 3 - 1 - 1 羽根出口の断面速度分布

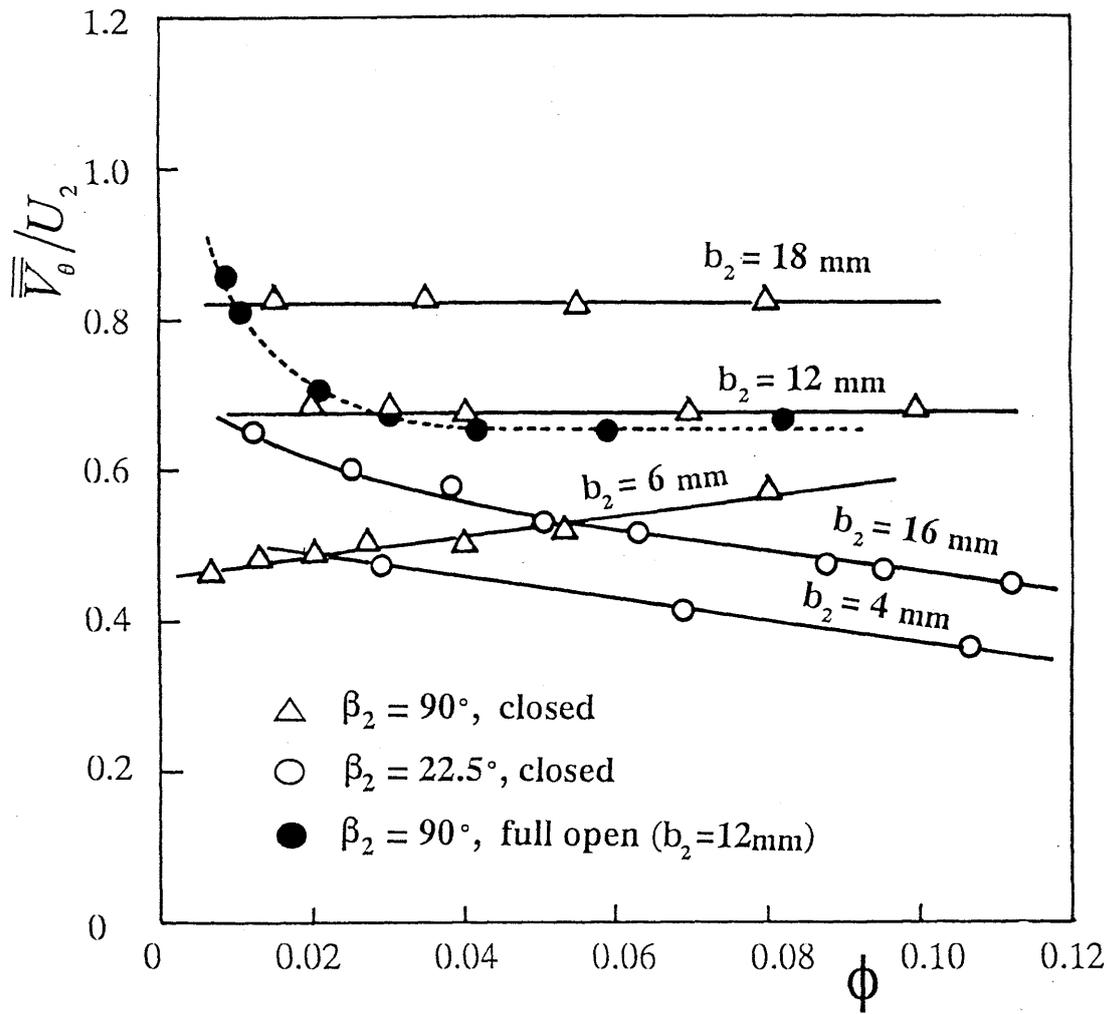


図 3 - 3 - 1 - 2 流量平均速度の比較

3. 3. 2 すべり係数

すべり係数は通常 $k = (\overline{V_{\theta 2\infty}} - \overline{V_{\theta 2}}) / U_2$ で定義される。ここに $\overline{V_{\theta 2\infty}}$ は羽根枚数無限の場合の周速度であり $\overline{V_{\theta 2}}$ は半径比 1.10 または 1.16 における測定値から羽根出口に換算した流量平均周速度である。

換算は、以下の黒川の導いた計算式⁽³⁾を用いて行った。

境界層厚さ δ はディフューザ入口 $m=0$ から発達して $m=m_i$ (干渉点) で流路幅の半分を占める。流線を $\alpha_2 = \tan^{-1}(\overline{V_{m2}} / \overline{V_{\theta 2}})$ の対数らせんで近似して、平板境界層の厚さの式を導入すれば滑面に対して δ は以下の様に表せる。

$$\delta = \begin{cases} 0.37(m^4 \mu / V_{\max} \sin^4 \alpha_2)^{0.2} \dots (0 \leq m \leq m_i) \\ b_3 / 2 \dots (m_i \leq m) \end{cases}$$

i 干渉点までの流れ ($0 \leq m \leq m_i$)

$$r\overline{V_{\theta}} = r_2 \overline{V_{\theta 2}} \left\{ 1 + cA \frac{r_2 (\overline{V_{\theta 2}} / U_2)^n}{\phi b_2 (K' \cos \alpha_2)^{1+n}} \right\}^{-1/n}$$

パラメータ c および n は、

$$\text{滑面: } n=0.816, c=0.0400 (\sin \alpha_2 / R_e)^{1-n}$$

$$\text{粗面: } n=1.05, c=0.0215 \{R_e^{0.2} (\sin \alpha_2) 0.8k_s / r_2\}^{0.250}$$

A はディフューザ流路形状を表すパラメータで

$$\text{滑面: } A \equiv \int_0^m \left(\frac{r}{m}\right)^{0.184} \frac{dm}{r_2} \doteq 1.23 \frac{m^{0.816} r_m^{0.184}}{r_2}$$

$$\text{粗面: } A \equiv \int_0^m \frac{dm / r_2^{0.75}}{(rm^4)^{0.05}} \doteq 1.25 \left(\frac{r_2}{r_m}\right)^{0.05} \left(\frac{m}{r_2}\right)^{0.8}$$

ii 干渉点以降の流れ ($m_i \leq m$)

$$r\overline{V_{\theta}} = r_i \overline{V_{\theta i}} \left\{ 1 + cA \frac{r_2 (r_i \overline{V_{\theta i}} / r_2 U_2)^n}{\phi b_2 (K' \cos \alpha_i)^{1+n}} \right\}^{-1/n}$$

ここにパラメータ n , c および A は以下の通りである。

$$\text{滑面: } n=0.770, c=0.0350 (r_2 / R_e b_3)^{1-n}$$

$$A \equiv \int_{m_i}^m (r / r_2)^{0.230} dm / r_2 = (r_m / r_2)^{0.230} (m - m_i) / r_2$$

$$\text{粗面: } n=1, c=0.0190 (k_s / b_3)^{0.250}$$

$$A \equiv \int_{m_i}^m dm / r_2 = (m - m_i) / r_2$$

ここに、 k_s ：壁面粗さ、 $r_m=(r+r_i)/2$ である。

なお、干渉点のメリディアン距離 m_i は $\delta=b_3/2$ とおくことにより得られる。

$$m_i = 1.46(R_e v_{\theta} b_3^5 / K' r_2 U_2 \cos \alpha_2)^{1/4} \sin \alpha_2$$

この様にして求めたすべり係数は、いずれの羽根車でも軸動力の測定値に円板摩擦を考慮して求めたすべり係数と良好に一致した。図 3-3-2-1 (a)~(c) は、すべり係数の測定値を準三次元解析⁽⁴⁾の結果および Wiesner の式と比較したものである。

Wiesner の式は以下の通りである。

$$r_1/r_2 < \varepsilon : k = \sqrt{\sin \beta_{2b}} / z^{0.7}$$

$$r_1/r_2 > \varepsilon : k = 1 - (1 - \sqrt{\sin \beta_{2b}} / z^{0.7}) \{1 - (r_1/r_2 - \varepsilon)^3 / (1 - \varepsilon)^3\}$$

ただし、 $\varepsilon = 1/\exp(8.16 \sin \beta_{2b}/z)$ である。

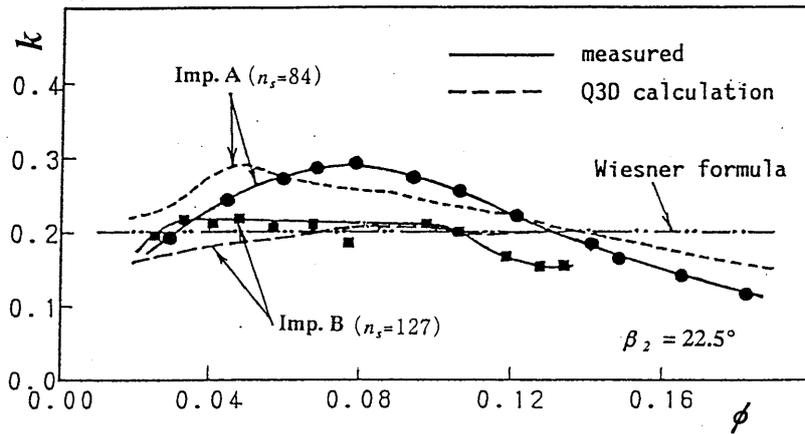
すべり係数 k は、通常の比速度の羽根車では流量によらずほぼ一定値になり、Wiesner の式と良好に一致する。図 3-3-2-1 (a) の $n_s=127$ の羽根車の測定値および準三次元解析結果はほぼ一定であるが、 $n_s=84$ の羽根車 Imp. A では測定値および準三次元解析結果ともに ϕ とともに大きく変化している。しかも、大流量域では k は小さくなり、その分だけポンプ揚程が増加することになる。この原因を検討するために、 22.5° 羽根の速度ベクトルおよび流線の準三次元解析結果⁽⁴⁾を図 3-3-2-2 に示す。これより羽根間流路には、設計点においてさえ大きな再循環流領域が形成され、設計流量 ϕ_0 の 3 倍に至ってはじめて消滅することがわかる。この再循環流のために、すべり係数は流量とともに大きく変化するようになる。

一方、図 3-3-2-1 (b) の放射羽根のすべり係数は、 22.5° 羽根の結果と著しく異なっている。興味深いのは、羽根出口幅 18mm の場合すべりが 0 近くになること、そして羽根出口幅 6mm の場合は Wiesner の式とほぼ一致することである。この場合準三次元解析の結果は両羽根車とも Wiesner の式とほぼ一致し、再循環流域はともに図 3-3-2-2 よりもさらに大きくなる。0 スリップとは、羽根出口流体が羽根と同じ速度で回転しながら流出することを意味する。羽根出口幅が広い場合のこの傾向は、羽根間流路の大きな再循環流およびそれに基づく大きな後流の存在が原因と考えられる。再循環流域はほぼ羽根と等しい周速で回転するので、その後流も羽根周速で回転することになり、主流と混合する際主流の周速度を著しく増大させるのであろう。羽根車出口幅が狭い $b_2=6\text{mm}$ の場合には、羽根間の 2 次流れが著しく強

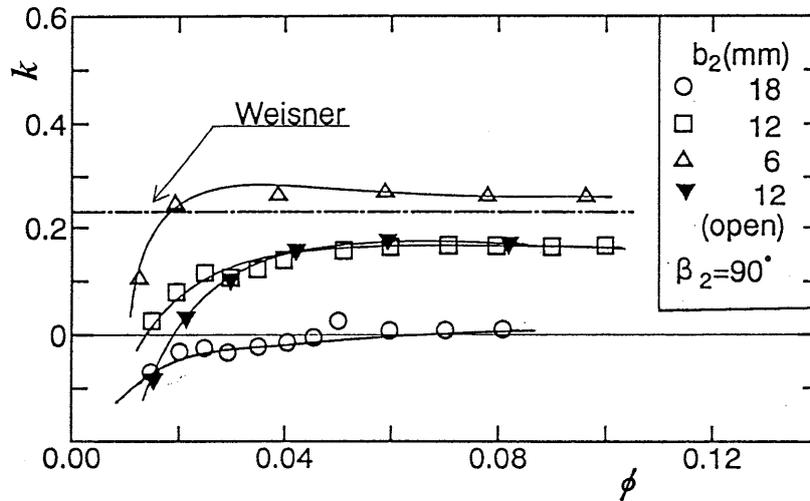
くなるので、羽根面上の再循環流をすぐ消滅させると考えられ、これがすべりを大きくする原因であろう。

しかし、図 3-3-2-1 (c) によると羽根入口を滑らかにした中間羽根付き 90° 羽根では、上記の傾向と異なって、クローズド形ではほぼ Wiesner の式と一致している。これは羽根への滑らかな流入により羽根間流路の再循環流が放射羽根に比べて著しく抑制されたためと考えられる。オープン形では、主流と先端隙間内の流体との混合および羽根先端からの漏れがすべりを抑えていることが分かる。

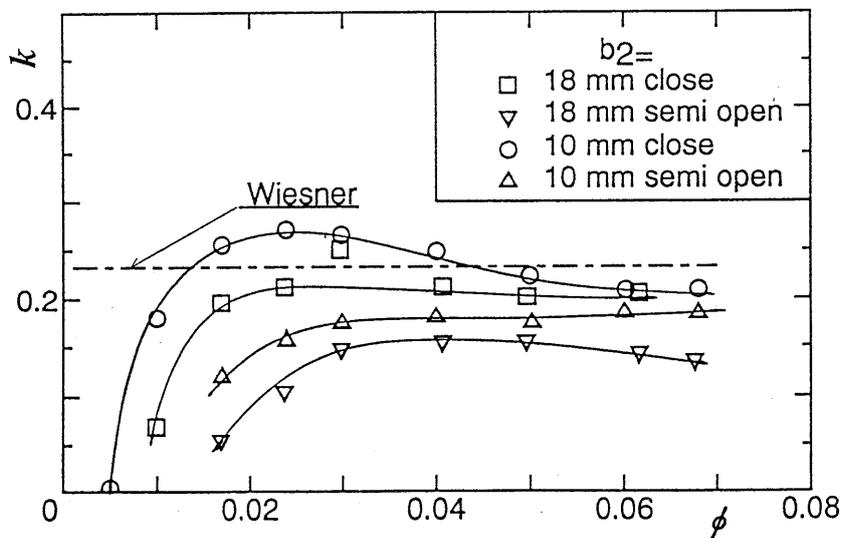
以上の結果から、放射羽根やオープン羽根のすべりを正しく見積もるには、2次流れおよび剥離を正しく予測できる粘性解析が必要であり、これが低比速度羽根車の設計を困難にしている。



(a) 22.5° 羽根



(b) 放射羽根



(c) 中間羽根付き 90° 羽根

図 3 - 3 - 2 - 1 種々の羽根車に対するすべり係数と流量係数に対する変化

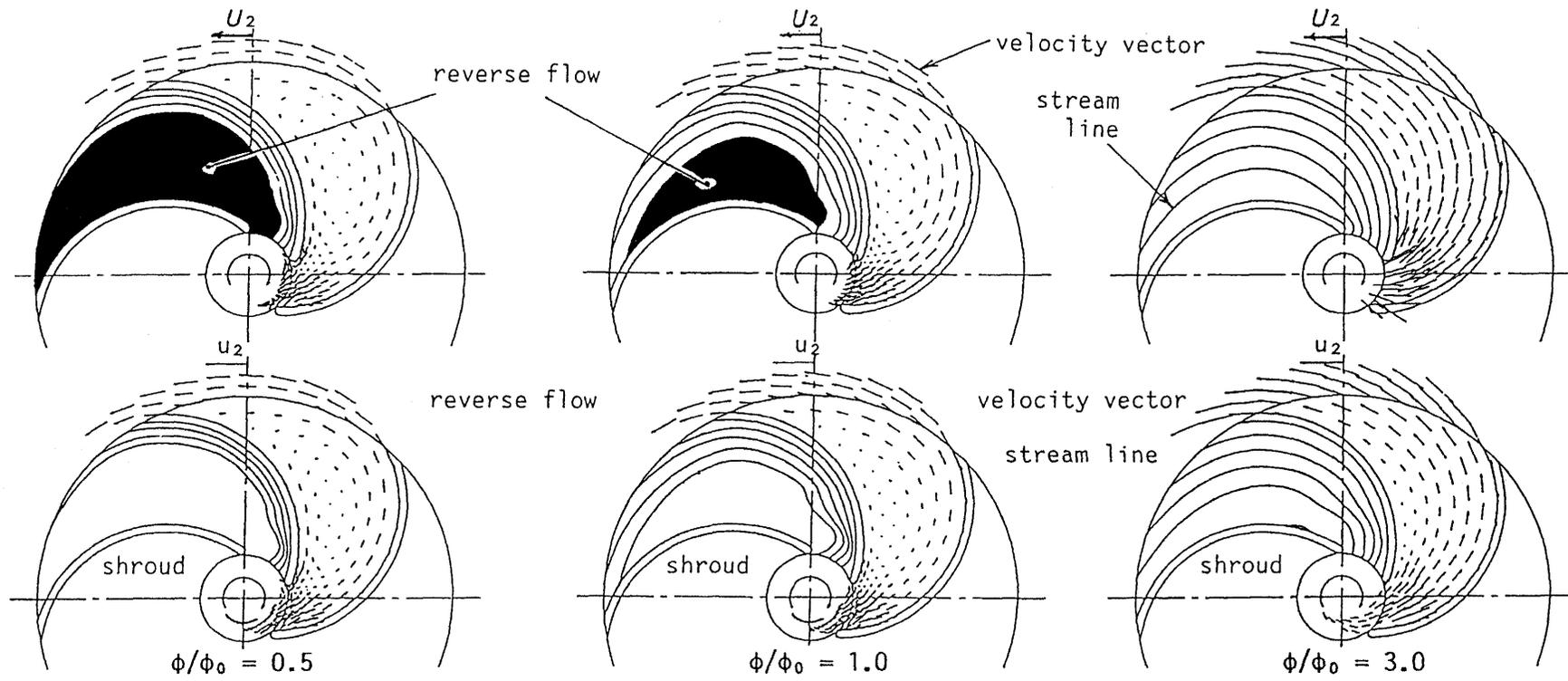


図 3 - 3 - 2 - 2 22.5° 羽根の流線と速度ベクトル⁽⁴⁾

3. 3. 3 22.5° 羽根の性能曲線

比速度の異なる羽根車 Imp. A, B および Imp. C の性能曲線の比較を、図 3-3-3-1 に示す。先ず揚程曲線を見ると、比速度の大きな差異にも関わらず大きな差異はなく、また Imp. B および Imp. C の揚程曲線は、ほぼ直線的に降下することがわかる。3つの羽根車で理論揚程はほとんど変わらないので、単位吐出し量（あるいは羽根単位幅）当たりの水力損失が、3つの比速度の羽根車であまり変わらないことを意味する。羽根流路の等価直径は Imp. C で 27mm、Imp. A で 8mm であり、Imp. A の摩擦損失は著しく大きいと予想されたにも関わらず、揚程の差異は少ない。これは、羽根幅が広い場合には主流が圧力面に著しく偏って摩擦損失が大きくなるが、羽根幅が狭い場合には粘性に基づく 2 次流れが強くなって羽根流路の剥離再循環流を抑え、羽根間で様な速度分布に近づくためであろう。

図 3-3-3-1 中には矢印で設計点を示しており、通常 of 比速度を持つ Imp. C では設計点はほぼ最高効率点 (BEP) に一致しているが、低比速度羽根車では設計点は BEP よりもかなり低流量側にくること、そして最高効率値は低いが、高効率の範囲が著しく広がること of わかる。

軸動力曲線だけ見ると、比速度 of 低い羽根車 Imp. A の軸動力だけが異常に大きい。そこで、羽根車 Imp. A と Imp. B の軸動力 of 測定値 ν から円板摩擦動力 ν_f of 計算値⁽⁵⁾を差し引いて、正味動力を比較したものが図 3-3-3-2 である。

円板摩擦動力 ν_f は、以下の計算により求めた。

摩擦トルクにより消費される動力 P_f (片面当たり) は、摩擦トルク係数 C_M を用いて次式で計算される。

$$P_f = C_M \cdot \rho D_{s2} u_s^3 / 8$$

インペラの外壁形状を円板部分と円筒部分に分け、それぞれの摩擦トルク係数を C_{MD} および C_{MC} とすれば、機械全体の全摩擦トルク係数 C_M は以下の様になる。

$$C_M = C_{MD} + \Sigma C_{MC}$$

C_M of 各成分 of 求め方を以下に示す。

i 円板摩擦トルク係数 C_{MD}

$$C_{MD} = 0.051 S^{0.25} / R_{es}^{0.2} F \quad (e_w \leq e_{adm})$$

$$C_{MD} = 0.035 S^{0.15} / (\log_{10} K_s + 0.63 S^{0.25})^2 F \quad (e_w > e_{adm})$$

ここに、 e_{adm} は許容粗さであり $e_{adm} = (25 \nu / u_s)$ で与えられる。

また F は、漏れの予旋回数 X_s およびシュラウドの傾斜角 θ の影響を考慮した修正項で、

$$F = (S^{0.15} + 92.6 X_s C_q) \sin \theta / (1 - R_i^{4.6})$$

ここに、 $C_q = 2 \angle QR_{es}^{0.2} / \pi D_s^2 u_s$, $X_s = U / u_s$, $R_{es} = D_s^2 \omega / 4 \nu$, $R_i = D_i / D_s$, $S = s / (D_s / 2)$, である。

ii 円筒部分摩擦係数 C_{MC}

円筒面摩擦係数 C_{MC} は旋回速度比 X を用いて以下の様に求まる。

$$\begin{aligned} C_{MC} &= 16 \pi r_w^2 l_w \nu_{RB} / D_s^2 u_s^3 \\ &= 0.337 L R^{3.75} (1-X)^{1.75} / (R_{es} B)^{0.25} \quad (e_w \leq e_{adm}) \end{aligned}$$

$$C_{MC} = 0.379 L R^4 (1-X)^2 / \{ \log(K_s / B) - 1.18 \}_2 \quad (e_w > e_{adm})$$

インペラの外周における隙間が十分広い場合は、

$$C_{MC} = 0.356 L (1-X_s)^{1.5} / R_{es}^{0.2}$$

ここに、 $R = 2r_w / D_s$, $L = 2l_w / D_s$, $B = 2b_w / D_s$, $K_s = 4e_w / (D_s / 2)$ である。

正味動力係数は比速度によらず 2 つの羽根車でほぼ同一になること、そして円板摩擦動力の軸動力に占める割合は、比速度 127 の羽根車で 24% 程度であるが、比速度 84 の羽根車では 36% にも達することがわかる。

以上の結果から、低比速度羽根車の効率が低い原因は、円板摩擦動力の占める割合が大きいことであり、水力損失は必ずしも大きくないことが判明する。

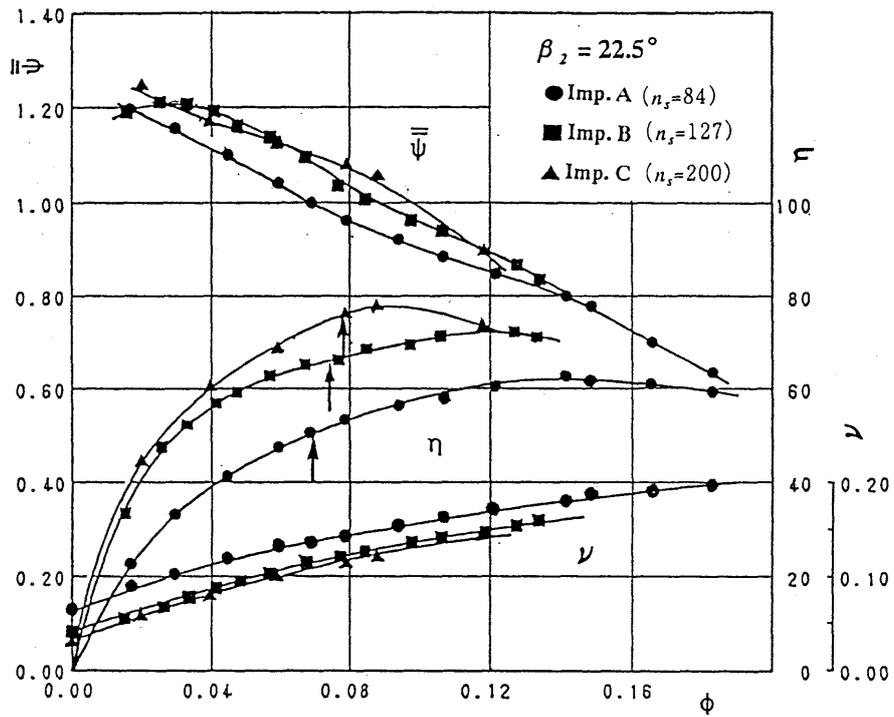


図 3 - 3 - 3 - 1 22.5° 羽根の性能曲線

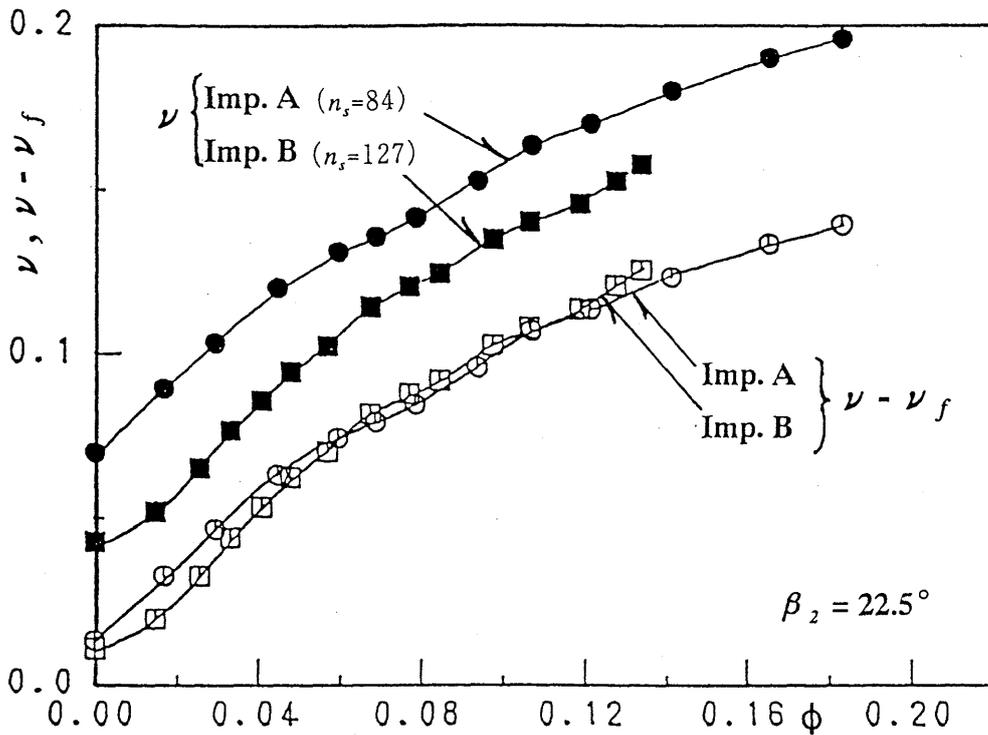


図 3 - 3 - 3 - 2 軸動力係数 ν および正味動力係数 $\nu - \nu_f$ の比較

3. 3. 4 放射羽根の性能曲線

羽根車入口角・出口角ともに 90° の放射羽根の性能曲線の比較を図 3-3-4-1 に示す。揚程曲線は図 3-3-3-1 の出口角 22.5° の羽根車とは全く異なった挙動を示し、予想通り右上がり不安定性能が見られるが、その範囲は羽根出口幅 $b_2=6\text{mm}$ のもの以外では比較的狭い。また揚程係数の値は 22.5° 羽根に比べて全流量域で著しく大きくなり、低比速度に適していることがわかる。しかも効率曲線を見ると羽根幅の広い $b_2=18\text{mm}$ では運転範囲全域で低比速度羽根車としてはかなり高い値を示し、通常の比速度を持つ 22.5° 羽根の Imp.C のそれに匹敵する。しかし、羽根幅の狭い $b_2=6\text{mm}$ の場合には、円板摩擦の割合が増えて軸動力係数が大きくなり、揚程も低比速度領域で極端に低いため、効率は大変低くなる。また BEP 点の流量が著しく大きくなるので、低比速度には適さないことがわかる。

一方、フルオープン羽根の場合には、大きな先端隙間にも関わらず最高効率は比較的高く、揚程曲線には右上がり不安定は見られない。このことは低比速度羽根車として重要な示唆を与える。すなわち、先端隙間を小さくすれば、低比速度領域で効率が高く不安定性能が生じないものが得られる可能性がある。しかし、フルオープンの場合主板・側板ともにないため円板摩擦がほとんどないので軸動力が最も小さくなることが期待されたにも関わらず、実際には軸動力係数が低流量域でかなり大きい。これは、羽根流路内および羽根入口で大きな再循環流領域が形成され、大きな動力が消費されているためと推察される。

放射羽根車の場合、羽根入口の流れ角と羽根車入口角度が著しく異なるため、入口衝突損失を見積もっておく必要がある。

衝突損失 h_{is} は羽根入口の流れが羽根の方向と合致しない時に羽根入口の周方向速度成分が $v_{\theta 1}'$ ($'$ は羽入口直前) から $v_{\theta 1}$ に急激に変化することにより引き起こされる。

$$h_{is} = \Delta v_{\theta 1}^2 / 2g$$

$$\text{ただし } \Delta v_{\theta 1} = v_{\theta 1}' - v_{\theta 1}$$

遠心羽根車では予旋回なしと近似できるので

$$v_{\theta 1}' = u_1$$

$$v_{\theta 1} = v_{m1} \cot \beta_1$$

となる。

また、ある入射角を持った流れが羽根入口付近の短い区間で急に方向を変えて羽根に沿った一様流になるとして取扱うと、無衝突流量を境として低流量

側では急拡大流れ、大流量側では急縮小流れとみなせ、低流量時の逆流を考慮すると逆流域の幅を q_{r0} 、流路幅を q_0 とすると逆流域の大きさは

$q_{r0}/q_0 = (1 - \phi/\phi_0)^3$ で表せる⁽⁶⁾。

したがって $\phi < \phi_0$ の場合

$$\Delta v_{01} = u_1 - v_{m1} \cot \beta_1 / \{1 - (1 - \phi/\phi_0)^3\}$$

となる。

低流量域で逆流を考慮した衝突損失 θ_{is} は黒川らにより導かれた以下の式⁽⁶⁾で求めることができる。

$$\theta_{is} = \frac{[U_1 - \overline{v_{m1}} \cot \beta_1 / \{1 - (1 - \phi/\phi_0)^3\}]^2}{U_2^2}$$

上の式を用いて放射羽根車の入口衝突損失と後述の中間羽根つき羽根車の入口衝突損失を見積もったものを図 3-3-4-2 に示す。図より放射羽根車と中間羽根つき羽根車の入口衝突損失による揚程の低下の差は、最大でも約 3% 程度であり円板摩擦損失と比べ十分小さいことがわかる。このことは極低比速度羽根車の場合、 r_2 に比べて r_1 が小さく羽根車の周速度が出口側に比べ入口側が小さいため、衝突粗損失はあまり問題とならない。

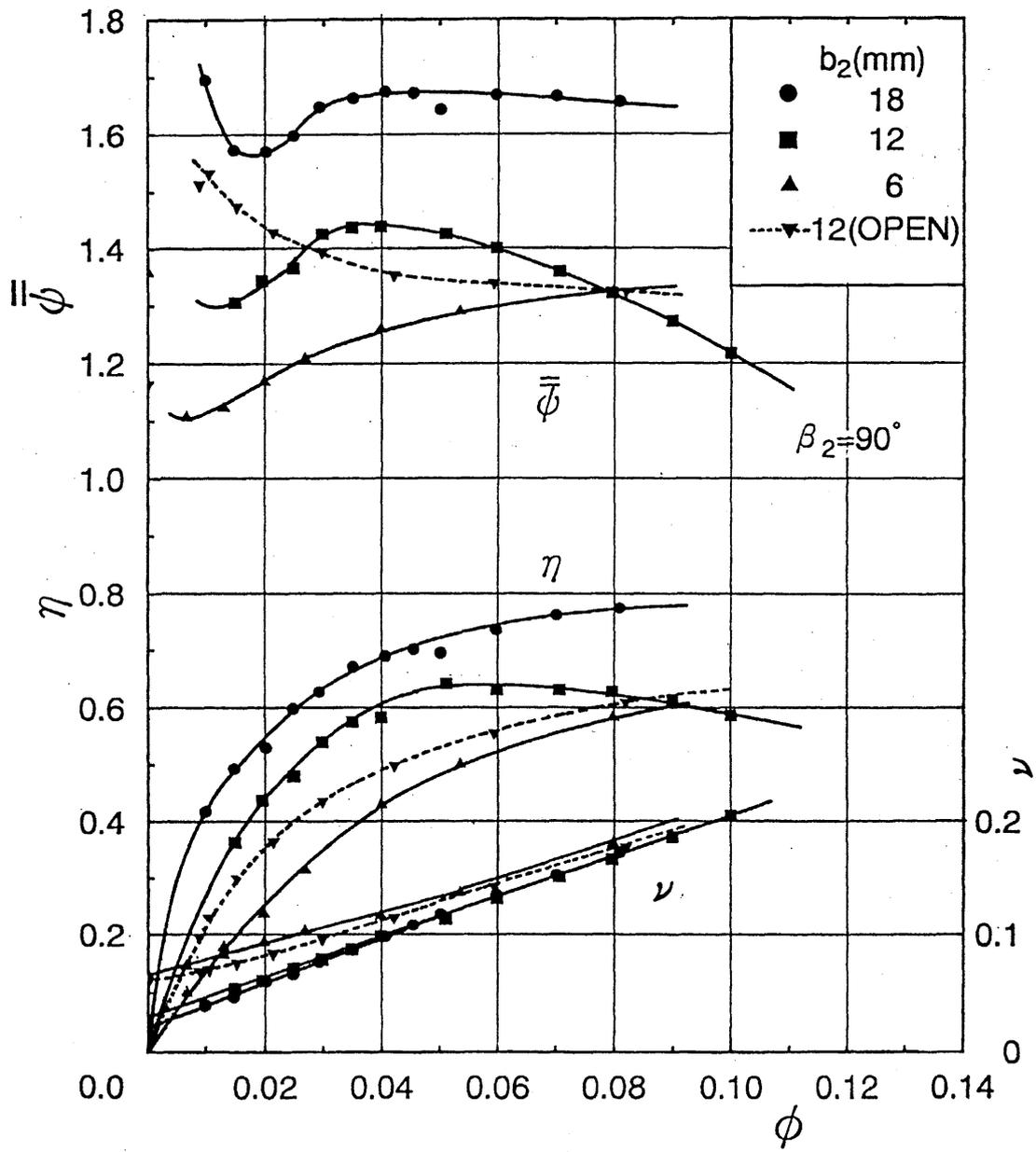
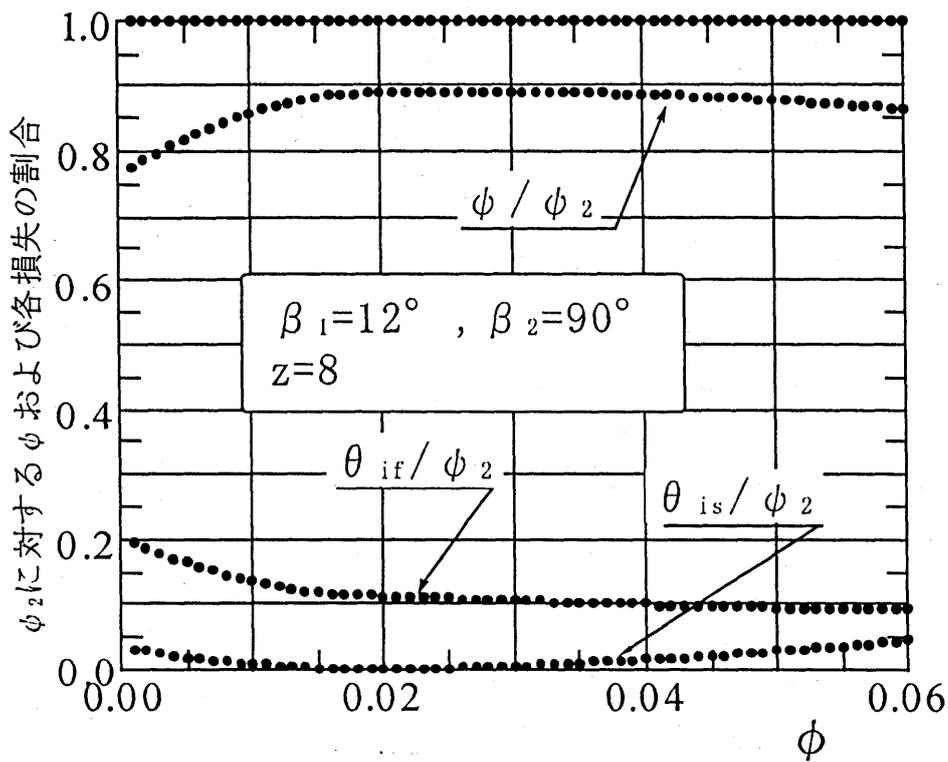
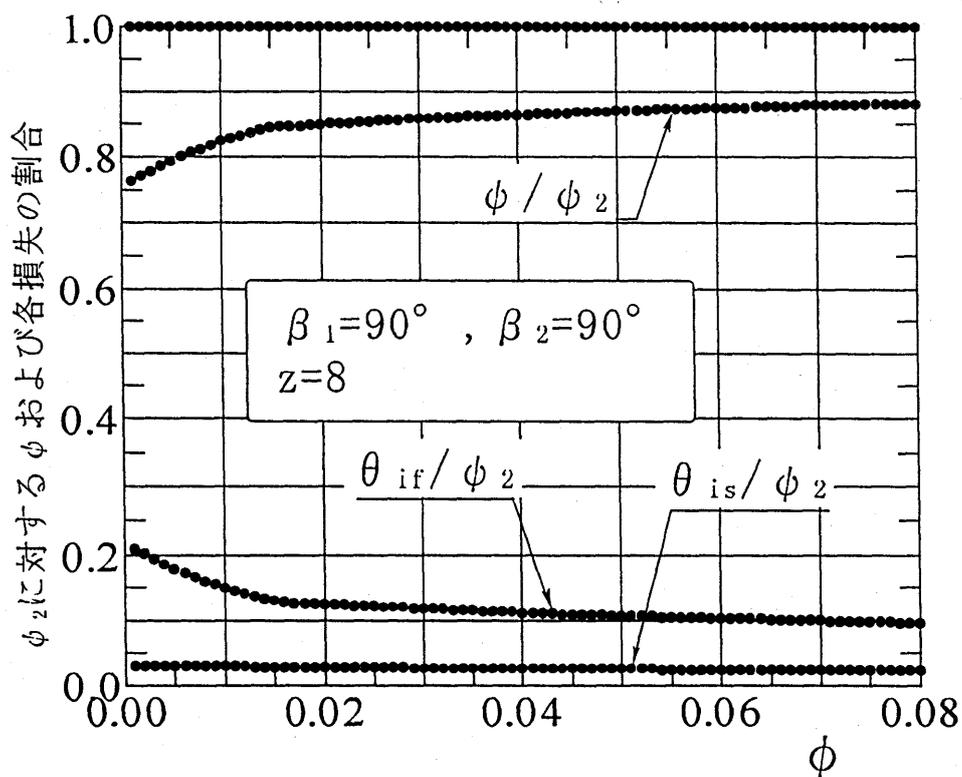


図 3 - 3 - 4 - 1 放射羽根の性能曲線



$\beta_1=12^\circ$ の場合



$\beta_1=90^\circ$ の場合

図 3-3-4-2 入口衝突損失の見積もり

3. 3. 5 中間羽根付き 90° 羽根の性能曲線

図 3-3-5-1 にクローズド形およびセミオープン形の中間羽根付き羽根車の性能曲線を示し、フルオープン形 (Imp. G) も比較している。揚程曲線は、図 3-3-4-1 の放射羽根と比べて右上がり部分が少なくなり、特にセミオープン形では右上がり不安定部分がほとんどない平坦な形状に、フルオープン羽根車では右下がり安定性能を示す。

効率曲線を見ると、羽根出口幅 b_2 が同じならクローズド形およびセミオープン形でほとんど差がないこと、そして b_2 が狭い方が効率が低下することがわかる。しかし、既述の様に $b_2=18\text{mm}$ の羽根車の体積効率は $b_2=10\text{mm}$ のものより約 10% 高く、しかも円板摩擦動力による機械効率の差異を考慮すると、2つの羽根車の水力効率はあまり差がない。また、図中の矢印で設計点を示したが、設計点は最高効率点よりも著しく小流量側にくることがわかる。

また、軸動力線についても羽根出口幅 b_2 が同じならクローズド形およびセミオープン形でほとんど差がなく、フルオープンの羽根車のみ軸動力が高くなっている。さらに、フルオープンの場合は締切から低流量域において軸動力がクローズド形およびセミオープン形と比べてさらに高くなっており、90° 放射羽根の場合と同様の傾向を示している。

$b_2=18\text{mm}$ の羽根車の効率曲線を図 3-3-4-1 の同じ羽根幅の放射羽根のものと比較すると、両者はあまり差がない。すなわち、羽根入口で滑らかに流入させることにより、揚程曲線の不安定部分はかなり解消できるが、水力損失はほとんど変化しないと結論される。特に揚程曲線の右上がり不安定性能に関しては、それを完全な右下がり安定性能にするには 90° 放射羽根の場合と同様にフルオープン羽根を採用するのがよいと考えられる。

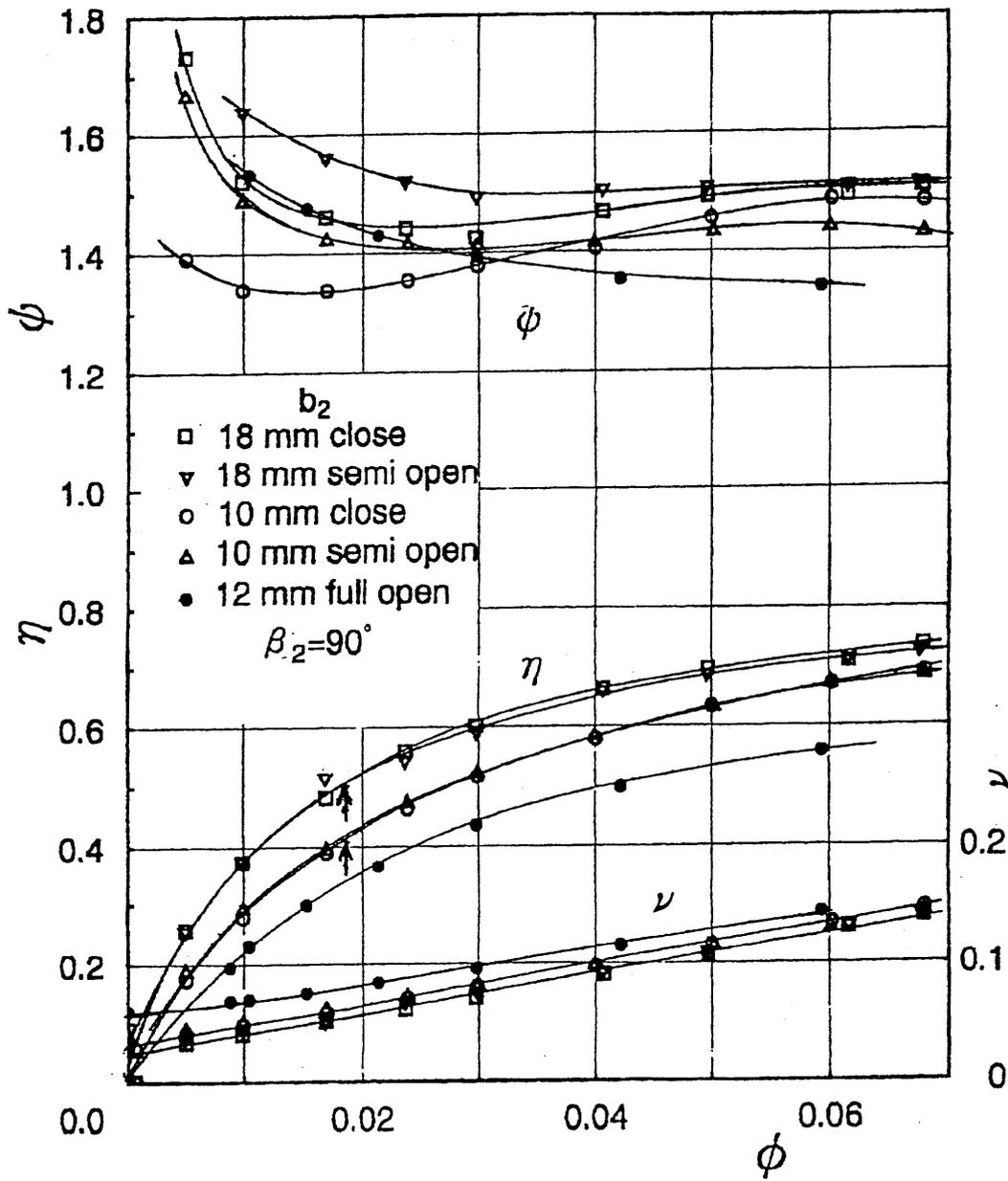


図 3 - 3 - 5 - 1 中間羽根付き 90° 羽根の性能曲線

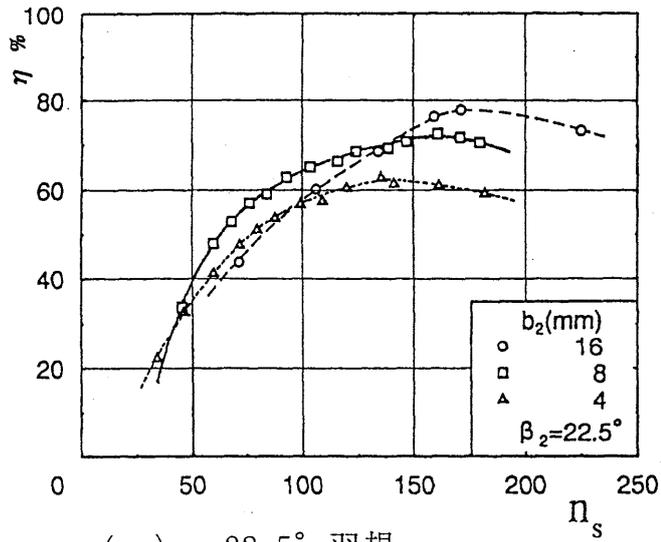
3. 3. 6 低比速度羽根車の設計指針

最後に低比速度羽根車の設計指針を得るために効率を比速度に対してプロットしたものが図 3-3-6-1 (a) ~ (c) である。比速度は通常最高効率点に対して定義されるが、低比速度羽根車では BEP は設計点より著しく大流量側になり、BEP 性能は羽根車設計に役立たないことが判明したので、各流量における揚程を用いて比速度 n_s を求めた。

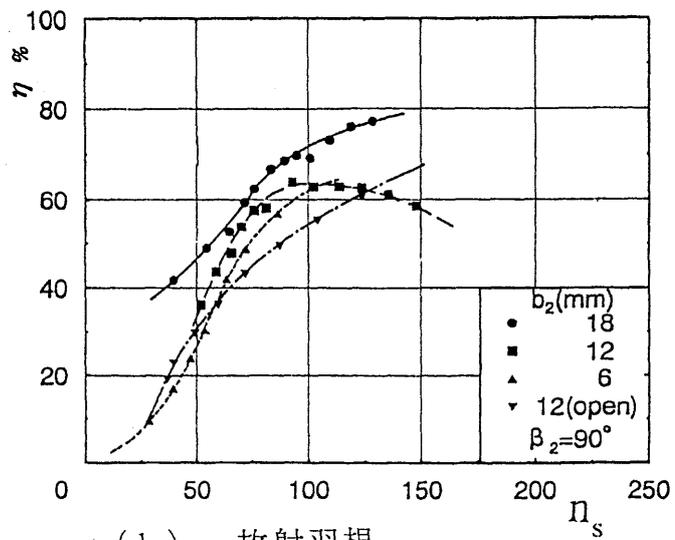
これらの 3 つの図を比較すると、 $n_s < 75$ の極低比速度の全域において、放射羽根で羽根幅最大のもの (Imp. F) が最も高い効率を与えること、そして従来設計法を低比速度領域に適用して設計されたもの (Imp. A) が効率が最も低いことが判明する。また、高い比速度 $n_s = 200$ で設計された Imp. C は極低比速度領域でさらに効率が低くなる。また、中間羽根付き 90° 羽根の場合は羽根出口幅およびクローズ形、セミオープン形の違いによる比速度に対する効率の差異はあまりなく、極低比速度領域での効率は従来設計法により $n_s = 127$ で設計された Imp. B とほぼ同程度である。以上のことから従来の設計法は低比速度領域には適していないこと、および極低比速度領域ではむしろ羽根幅は大きめに選定すべきことが結論される。また、低比速度範囲に BEP を有する羽根車の実現は大変困難であることもわかる。なお、図 3-3-6-1 (a) によれば、従来設計法により $n_s = 127$ で設計された Imp. B が極低比速度領域でかなり良好な効率を示していることは興味深い。

以上の結果より、極低比速度領域の羽根車の設計指針としては、以下の結論が導き出されよう。

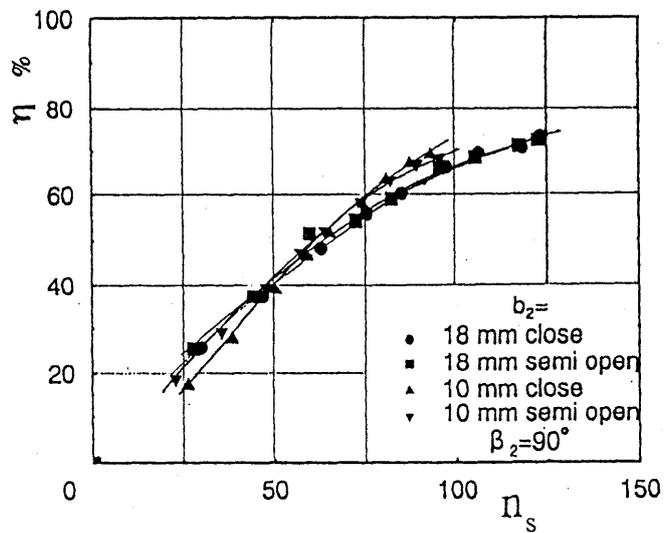
羽根車の設計点を最高効率点に一致させることは大変困難なので、部分流量域で高い効率を達成できるように、設計比速度は高めに設定し最高効率値の高い羽根車を選定し、羽根出口幅および羽根出口角はなるべく大きいものを用いる。この場合、揚程曲線の右上がり不安定はセミオープンあるいはフルオープン形の採用によりかなりの程度に緩和することができる。あるいはまた、羽根出口角が小さいものを用いる場合には羽根幅は大きめに選定する。ただし、この場合は、設計仕様での比速度と羽根車の設計比速度が極端に異なる場合は、極低比速度領域で効率が著しく低下するため、運転範囲流量域での効率に留意する必要がある。また、部分流量域での運転は羽根車をボリュートケーシングに組込んだ場合、ボリュートにおける非設計点での運転になると半径スラストが生じる可能性があるためこの点においても留意が必要である。



(a) 22.5° 羽根



(b) 放射羽根



(c) 中間羽根付き 90° 羽根

図 3 - 3 - 6 - 1 羽根車効率と比速度の関係

3. 4 結言

羽根車単体性能に関して以下のことが明らかになった。

- ① 極低比速度領域では、円板摩擦が著しく大きくなり、これが羽根車効率が低い主な原因である。円板摩擦動力の軸動力に占める割合は比速度の低下とともに著しく増大し、比速度 127 で 24%程度、比速度 84 では 36%程度にもなる。しかし、羽根車の水力損失は、通常の比速度のものとあまり大きな差異はない。
- ② 低比速度領域では、比速度の低下とともに設計点と最高効率点の差異が著しく広がる。その原因は、準三次元解析シミュレーションによれば、設計点においてさえ羽根間流路に存在する著しく大きな再循環流のためである。なお、羽根間流路の再循環流が消滅するのは、例えば比速度 84 では、設計流量の 3 倍もの大流量である。
- ③ 従来の設計法は、そのままでは極低比速度領域には適していない。極低比速度羽根車としては、最高効率点性能ではなく部分流量で高効率が達成できるような羽根を選定し、羽根出口幅および出口角はなるべく大きいものを用いるのが良い。
- ④ 羽根出口角を大きくすると揚程曲線の右上がり不安定性能は顕著に現れるが、オープン形あるいはセミオープン形の採用によりかなりの程度に緩和することができる。
- ⑤ 放射羽根では羽根出口幅が広い場合にはすべりはほぼ 0 になり、羽根幅の減少とともにウイスナーの式に近づく。羽根入口を無衝突にした中間羽根付きにすれば羽根出口幅が広い場合でもウイスナーの式に近づき、羽根幅は効率にあまり影響しなくなる。

参考文献

- (1) たとえば今木、流体機械工学、コロナ社、24
- (2) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed.), John Wiley and Sons (1957) pp. 69-89
- (3) 黒川, 機論, 55-517, B(1989-9), 2772-2780
- (4) 橋爪、低比速度ポンプの性能予測に関する研究、横浜国立大学大学院修士論文、(1990)
- (5) 黒川, 機論, 56-531, B(1990-11), 3389-3396
- (6) 黒川・佐久間・山田, 逆流を考慮した遠心羽根車の性能予測法と損失表示, ターボ機械, 第16巻 第10号, 531-539

第4章 ケーシングとのマッチング性能

4.1 緒言

第3章での羽根車単体性能の研究を通して、極低比速度領域に従来設計法を適用した場合の問題点および羽根車に対する設計指針が明らかになった。そこで、ここではボリュートケーシングの性能を検討するために、比速度 $n_s=60\sim 75$ [m, m³/min, rpm] 付近に目標を絞って、ボリュートの形状パラメータであるボリュート基礎円半径 r_3 、舌部隙間 Δr 、渦巻きの巻き角 γ 、ボリュート流路幅 b_3 およびボリュート舌部長さを、それぞれ変化させた6種類のボリュートケーシングに対し、性能が良好なポンプを開発するために、従来極低比速度領域ではほとんど不明であった、羽根車と渦巻きケーシングとのマッチング性能を中心に、第3章で性能が明らかになった羽根車を種々のボリュートに組込んでそれぞれの性能の比較から性能が良好なボリュートケーシングの検討を行う。

ボリュートの形状パラメータの1つである舌部隙間 Δr の影響に関して、通常の比速度のポンプでは羽根車と舌部との隙間を小さくすると、回転数 $N \times$ 羽根枚数 Z の周期を持つ圧力脈動、いわゆる舌部干渉による NZ 脈動が著しく増加する⁽⁴⁾⁽⁵⁾が、極低比速度ポンプではこの隙間を狭くしても圧力脈動があまり増加しないことが示唆されたこと、また第3章で明らかになった「効率向上の指針の1つとして、部分流量域で高い効率を達成できるように、設計比速度高めに設定し最高効率値の高い羽根車を選定し、それを部分流量域で運転すること」についてこの場合、ボリュートにおける非設計点での運転になると半径スラストが生じる可能性があるので、そこで新たにポンプ装置を作って、舌部隙間と圧力脈動の関係およびケーシング内壁周方向圧力分布についても検討する。

羽根車とボリュートのマッチングに関しては、Bowerman-Acosta⁽¹⁾らは、羽根車単独の性能において広い流量範囲で高い効率を示しているも、ボリュートと組合せた場合のポンプ性能は、高い効率を示す範囲が著しく狭くなることを報告している⁽¹⁾。また、Worsterは、ポンプの最高効率点(BEP)の流量 ϕ_{BEP} が羽根車単独の性能 ϕ_{imp} とボリュート性能 ϕ_{vol} との交点として与えられることを明らかにしている⁽²⁾。このマッチング点を何処に選定するかによってポンプ効率の大きさが定まる。極低比速度ポンプの場合、マッチング点は ϕ_{vol} の傾きを大きくして低 ϕ ・高 ϕ の点に選定するため最高効率点は必然

的に著しく低下し、 ψ_{vol} の傾きのわずかな変化がBEP性能を大きく変化させることになる。したがって、極低比速度ポンプの場合ポリュート性能 ψ_{vol} が全体性能に強い影響を与える。

マッチング点を定めるWorsterの方法は、ポリュート舌部の位置形状を考慮していないため、舌部寸法が相対的に大きな影響を持つ極低比速度ポンプに適用すると、誤差が大きくBEP点が正しく定まらない。そこで以下に、舌部寸法を考慮して、羽根車とポリュートのマッチング点を定める方法⁽³⁾を示す。

$$\phi_{imp} = \frac{2v_{u2}}{u_2} = 2(1 - k - \phi \cot \beta_2 \eta_v \varepsilon_2)$$

k : すべり係数 (Wiesnerの式による)

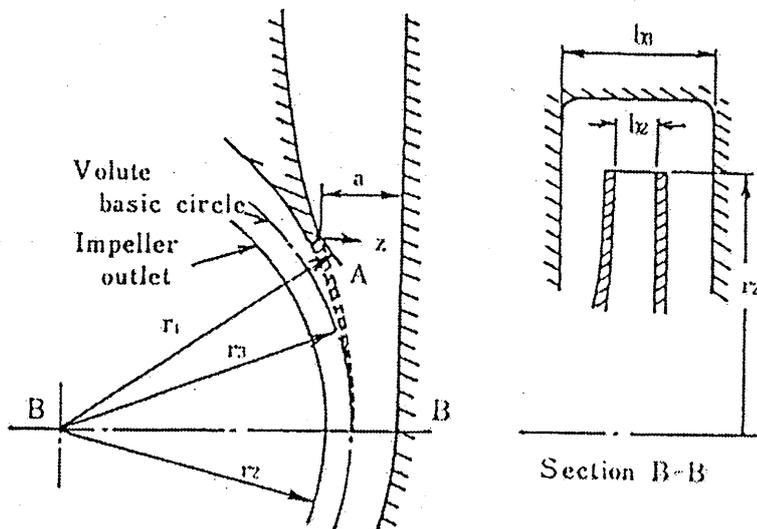
η_v : 体積効率

ε_2 : 羽根車出口流路の狭まり率

$$\varepsilon_2 = 1 - \frac{zt}{2\pi r_2 \sin \beta_2}$$

z : 羽根枚数

t : 羽根厚さ



また、ポリュート内の流れはBEP点でほぼ軸対称となり、周速度成分 v_u の分布は自由渦で近似できる。半径 r の点では、

$$rv_u = r_2 v_{u2}$$

また、ポリュート舌部外側の絶対速度 v もほぼ自由渦に近いので、 z を上図の様に舌部先端から半径方向に水平に取り $v \doteq v_u(r=r_4+z)$ と近似すると、

$$Q = b_3 \int_0^a v dz = r_2 v_{u2} b_3 \ln \left(1 + \frac{a}{r_4} \right)$$

上式より、

$$\phi_{vol} = \frac{2v_{u2}}{u_2} = \frac{4\pi b_2 \phi}{b_3 \ln\left(1 + \frac{a}{r_4}\right)}$$

以上よりポンプのマッチング点は、 ϕ_{imp} と ϕ_{vol} の交点として

$$\phi_{BEP} = \frac{1-k}{\frac{\cot \beta_2}{\eta_v \varepsilon_2} + \frac{2\pi b_2}{b_3 \ln\left(1 + \frac{a}{r_4}\right)}}$$

のように与えられる。

4. 2 実験装置および方法

4. 2. 1 実験装置および方法

実験装置は、第3章で用いた（図3-2-1）縦軸の遠心羽根車装置に自由羽根車状態での性能が明らかな種々の羽根車とボリュートを組込んで渦巻きポンプとしての性能を測定した。ボリュートの基礎円半径 r_3 、巻き角 γ 、幅 b_3 および舌部切り上げ量を種々変化させたときのポンプ性能の変化を検討した。実験レイノルズ数 $Re=U_2r_2/\nu=(2\sim 3.5)\times 10^6$ である。

上記の結果、羽根車とボリュート舌部の隙間は小さい程効率が向上することが判明し、隙間が減少しても舌部干渉による圧力脈動はあまり増大しなかった。通常の比速度の場合、隙間の減少とともに圧力脈動は著しく増大する⁽⁶⁾。そこで、第2章で用いた（図2-2）横軸遠心ポンプにて、舌部先端の非定常圧力変化を測定し、舌部をどこまで羽根車に近づけることができるか評価した。このときの実験レイノルズ数 $Re=U_2r_2/\nu=3.02\times 10^6$ である。

4. 2. 2 供試羽根車

供試羽根車を表4-2-2および図4-2-2に示す。先ず従来設計法⁽⁴⁾の問題点を検討するために、従来設計法により設計した $\beta_2=22.5^\circ$ で羽根出口幅 b_2 の異なる3種類の羽根車 (Imp. A, Imp. B, Imp. C) を用いた。各羽根車の設計比速度 n_s はそれぞれ 200, 127, 84 である。

次に、従来の設計法を低比速度領域に拡張して羽根車を設計すると、 b_2 が著しく狭くなってしまい、軸動力に占める円板摩擦の割合が著しく大きくなる。そこで円板摩擦を低減するために r_2 を小さくし、それに伴う揚程の低下を補うために β_2 を大きくした放射羽根車 (Imp. D, Imp. E) を用いて、極低比速度羽根車とボリュートとのマッチング性能を検討した。なお、放射羽根は設計比速度が明確ではないので、参考値として実績に基づく比速度を記載した。この場合入口角を設計流量に合わせると羽根入口面積が著しく狭くなってしまうので、2枚の羽根以外を中間羽根とする2種類の羽根車 (Imp. F, Imp. G) を用いて入口衝突損失の影響も調べた。

最後に舌部干渉の影響を調べるために、 $n_s=60$ 、 $\beta_2=60^\circ$ の羽根車 (Imp. H) を図2-2のポンプに組込んで実験した。

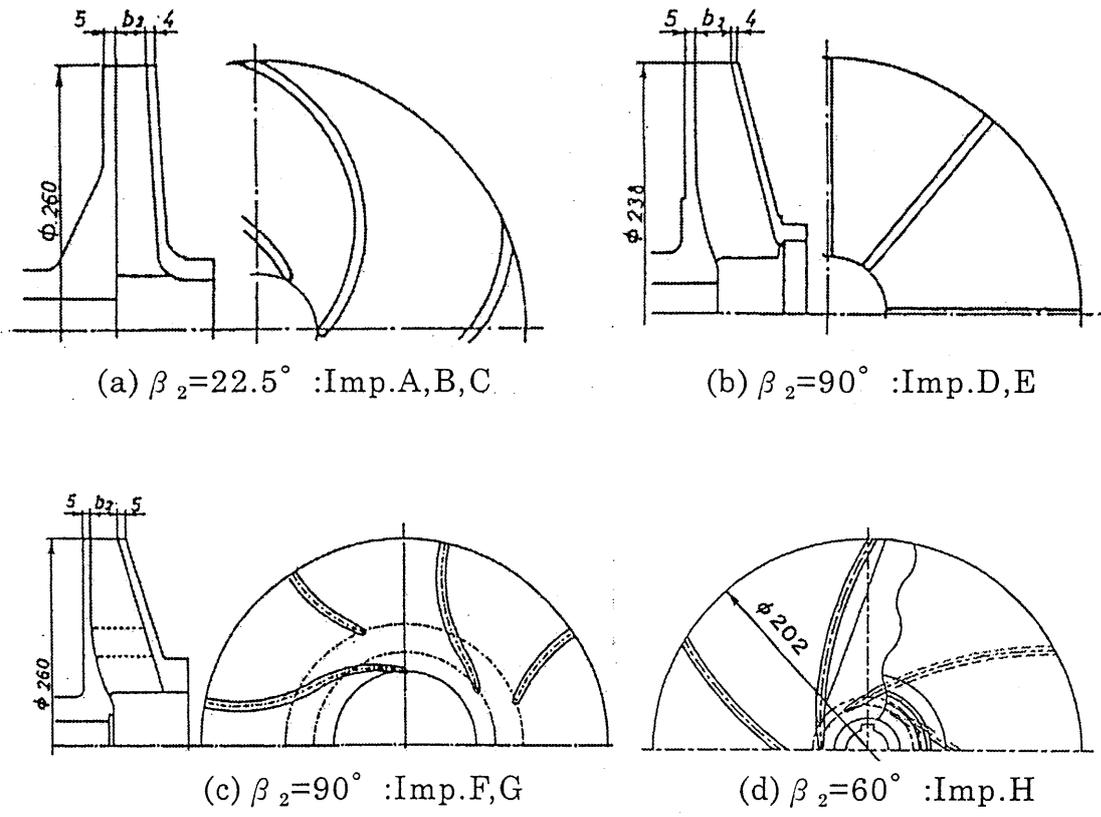


図 4 - 2 - 2 供試羽根車

表 4 - 2 - 2 供試羽根車仕様

Imp.	n_s	β_2	z	b_2	r_2
A	200	22.5	5	16	130
B	127			8	
C	84			4	
D	90	90	8	18	119
E	50			6	
F				18*	130
G		10*			
H	60	60	6	2	101

*中間羽根 [β_2 :deg., b_2, r_2 :mm]

4. 2. 3 供試ボリュート

供試ボリュートを表 4-2-3 および図 4-2-3 (a), (b) に示す。本研究では、羽根車と渦巻きケーシングのマッチング性能を検討するために、以下の形状パラメータの影響について実験的に検討した。

- (1) ボリュート基礎円半径 r_3 および舌部隙間 Δr
- (2) 渦巻きの巻き角 γ
- (3) ボリュート流路幅 b_3
- (4) ボリュート舌部長さ

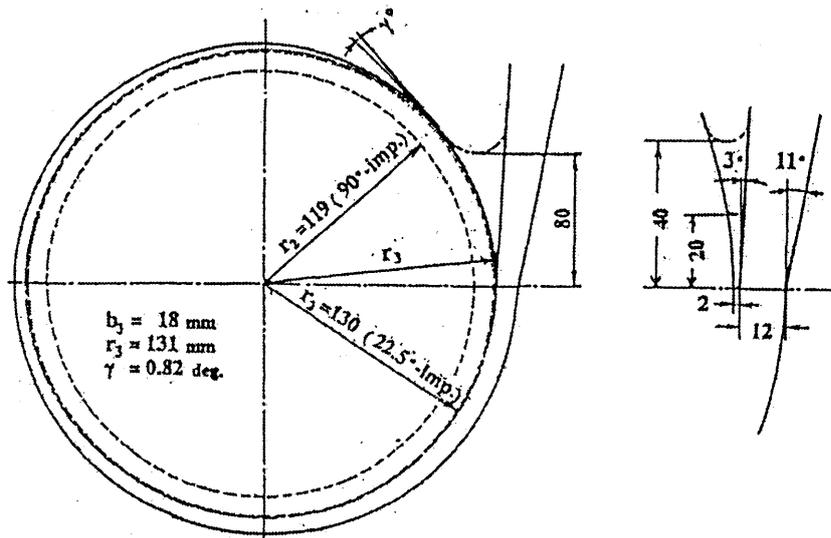
供試ボリュートは、いずれも矩形断面で対数螺旋形状 $r=r_3 e^{(\theta \tan \gamma)}$ (θ : 舌部からの周方向角度) であり、基礎円半径 r_3 、巻き角 γ 、ボリュート幅 b_3 の異なる 6 種類のボリュートを用意した。ボリュートは Imp.D と組合せるものとして設計し、ボリュートの巻き角、設計比速度は自由羽根車状態の測定値⁽³⁾ に一致する様に選定した。ボリュート 1 と 2、ボリュート 3 と 4 と 5 では、それぞれ設計流量が等しくなるように、自由渦を仮定して巻き角 γ を決定している。

ボリュート 1 と 2 の比較から基礎円半径 r_3 と舌部隙間 $\Delta r \equiv r_3 - r_2$ の影響、ボリュート 2, 3, 6 (b_3, r_3 とともに等しい) の比較から巻き角 γ の影響、そしてボリュート 3, 4, 5 ではボリュート幅 b_3 の影響をそれぞれ調べた。

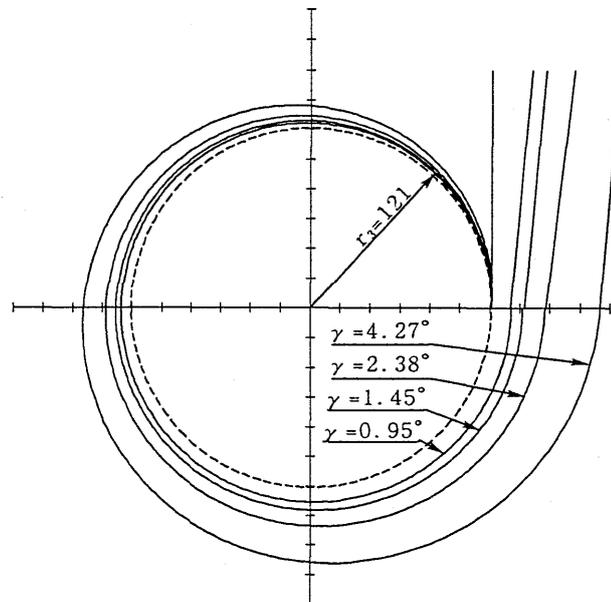
また、ボリュート 1, 2 については図 4 (a) の右に示すように舌部先端を 0~80mm の範囲で 5, 10, 20, 40, 80mm と切上げてその影響も検討した。

4. 2. 4 舌部先端の非定常圧力変動の測定

図 2-2 に示すポンプに着脱可能な舌部(図 4-2-4)を組み込み、舌部先端の圧力の測定を行った。舌部先端は、容易に変形できるように真鍮で製作され、図 5 に斜線で示すように舌部を先端より 30mm 位置から大きな曲率半径で内側に変形させ、先端隙間 $\Delta r=4.5, 2.5, 0.8\text{mm}$ (羽根車出口半径 $r_2=101\text{mm}$) と変化させ、そのときの舌部先端の非定常圧力変動およびケーシング振動を半導体圧力変換器(1 次共振周波数 10kHz)および加速度計を用いて測定した。また、参考値としてケーシング外周壁に沿った周方向の定常圧力も $\theta=120, 180, 240, 300^\circ$ の位置で測定した。



(a) 舌部長さの変化



(b) 巻き角の変化

表 4-2-3 供試ポリユート仕様

Volute	n_s	γ	b_3	r_3
1		0.82	10	131
2		0.95		
3		1.45		
4		2.38		
5		4.27		
6	90	2.38	18	

[γ :deg., b_3, r_3 :mm]

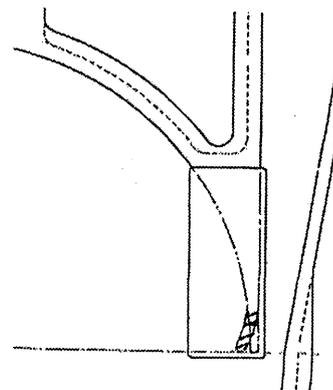


図 4-2-4 舌部先端形状

4. 3 実験結果および考察

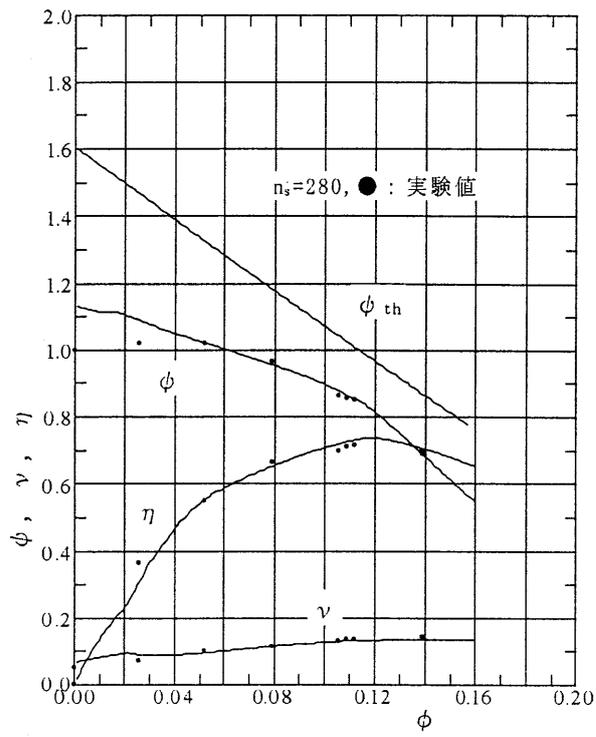
4. 3. 1 ポンプ性能予測

ボリュートとのマッチング性能を検討するに当たりポンプの各損失を見積もっておく必要がある。そこで、本研究室にて開発されたポンプ性能予測法⁽¹¹⁾を用いて、通常比速度領域におけるポンプ性能予測結果および実験結果と極低比速度領域におけるポンプ性能予測結果及ぶ実験結果を図4-3-1-1に示す。

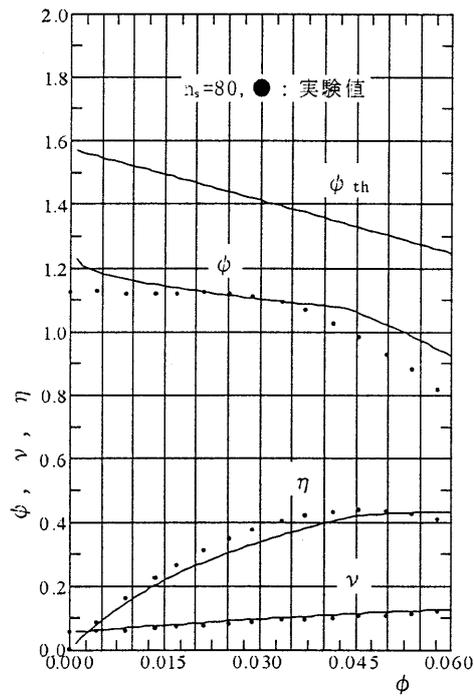
図によると、通常の比速度領域では性能予測は実験結果と良好に一致しているが、極低比速度領域では実験結果とあまり一致しない。従って極低比速度領域における損失を定量的に見積もることは困難であるが、概略を見積もってその傾向を検討することは可能であると考えられる。

性能予測の結果より計算された各損失の理論揚程係数に対する割合を流量係数で整理したものが図4-3-1-2である。ここに、 θ_{is} は羽根車入口衝突損失係数、 θ_{if} は羽根車摩擦損失係数、 θ_{vmix} はボリュート混合損失係数、 θ_{vf} はボリュート摩擦損失係数である。

図によると極低比速度ポンプの場合、通常の比速度のポンプと比較してボリュートの摩擦損失の割合が大きいこと、羽根車衝突損失の割合が小さいことがわかる。従ってボリュートの摩擦損失の低減が極低比速度ポンプの効率向上のポイントの一つであると考えられる。

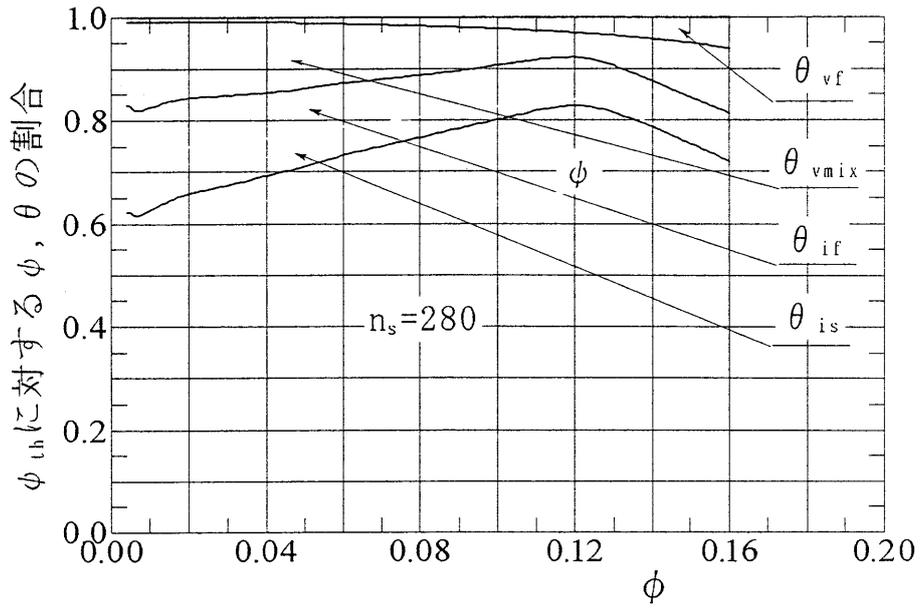


ポンプ性能 ($n_s = 280$)

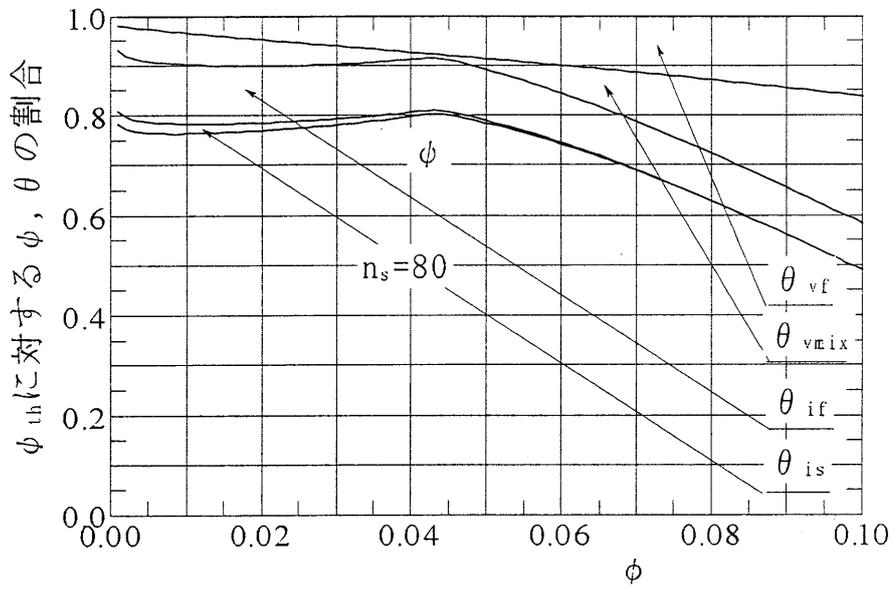


ポンプ性能 ($n_s = 80$)

図 4-3-1-1 ポンプ性能予測結果と実験値の比較



理論揚程に対する損失の割合 ($n_s = 280$)



理論揚程に対する損失の割合 ($n_s = 80$)

図 4-3-1-2 各損失の見積もり

4. 3. 2 ポンプ性能

図4-3-2-1は、代表的なポンプ性能の一例として、羽根車出口幅 b_2 を変化させた場合の、ポンプ性能の変化を示している。右図は $\beta_2=22.5^\circ$ 、左図は $\beta_2=90^\circ$ (中間羽根)の場合で、ボリュート 1 を用い舌部先端を 20mm 切上げた場合である。図4-3-2-1の左図中の一点鎖線は○印 (Imp. F, $n_s=60$) に対する自由羽根車の効率曲線(第3章の結果)を再録したものであり、 $n_s=60$ で設計されたボリュートケーシングに組込むと、ボリュートケーシングの存在により最高効率点よりも大流量側の効率のみが急激に低下し、低流量側ではほとんど変化しないことがわかる。このことから、「部分流量域で高い効率を達成できるように、設計比速度高めに設定し最高効率値の高い羽根車を選定し、それを部分流量域で運転する」ことは、極低比速度ポンプ効率向上の指針の1つとして有効であることが確認される。

また、第3章の結果によると、羽根車単体の効率は羽根出口幅の最も広い Imp. A (右図○印) が最も高い効率を示し、出口幅の狭い Imp. C (右図△印) が最も低い効率を示した。しかし図4-3-2-1右図によれば、 $n_s=60$ のボリュートケーシングに組込むとその傾向は全く逆転し、最高効率 η_{max} は△, □, ○の順になる。Imp. A 単体の最高効率点での比速度は 200、Imp. C は 84 であることから、ポンプ効率は羽根車よりも、むしろボリュートケーシング性能により支配的な影響を受けること、そして羽根車とボリュートケーシングの設計比速度はなるべく近い値にした方が、高い効率が達成できることがわかる。また、 ϕ 曲線は自由羽根では全域で右下がりの安定性能を示したが、図4-3-1-2によれば、△印を除いた全ての羽根車でわずかな右上がり不安定性能が生じている。

一方、 $\beta_2=90^\circ$ の羽根車では、羽根車単体の性能でも b_2 を大きくしたほうが良好な性能が得られており、 $n_s=60$ のボリュートケーシングに適合しているようである。

本研究の目的は、極低比速度領域で効率の高いポンプを開発することにあるので、 η_{max} 点における比速度が目標とする設計比速度から大幅に異なっている場合は意味がない。そこで比速度に対する効率を検討するために、図4-3-2-1の効率曲線を、各点における局所比速度に対してプロットし直したものを図4-3-2-2に示す。図によると全ての羽根車の η_{max} はボリュートケーシング比速度にほぼ一致し、特にマッチングの悪い●印 (設計比速度 200 の羽根車と設計比速度 60 のボリュートケーシングの組み合わせ) を除けば、 η_{max} の差異は羽根車単体性能の場合と比較して著しく少なくなっている。

このことから、ポンプとしての η_{\max} は、羽根車とボリュートケーシングとのマッチングが特に悪くない限り、羽根車による差異は少なく、極低比速度領域では羽根車形状よりも、ボリュート形状の最適化が重要となることが判明する。

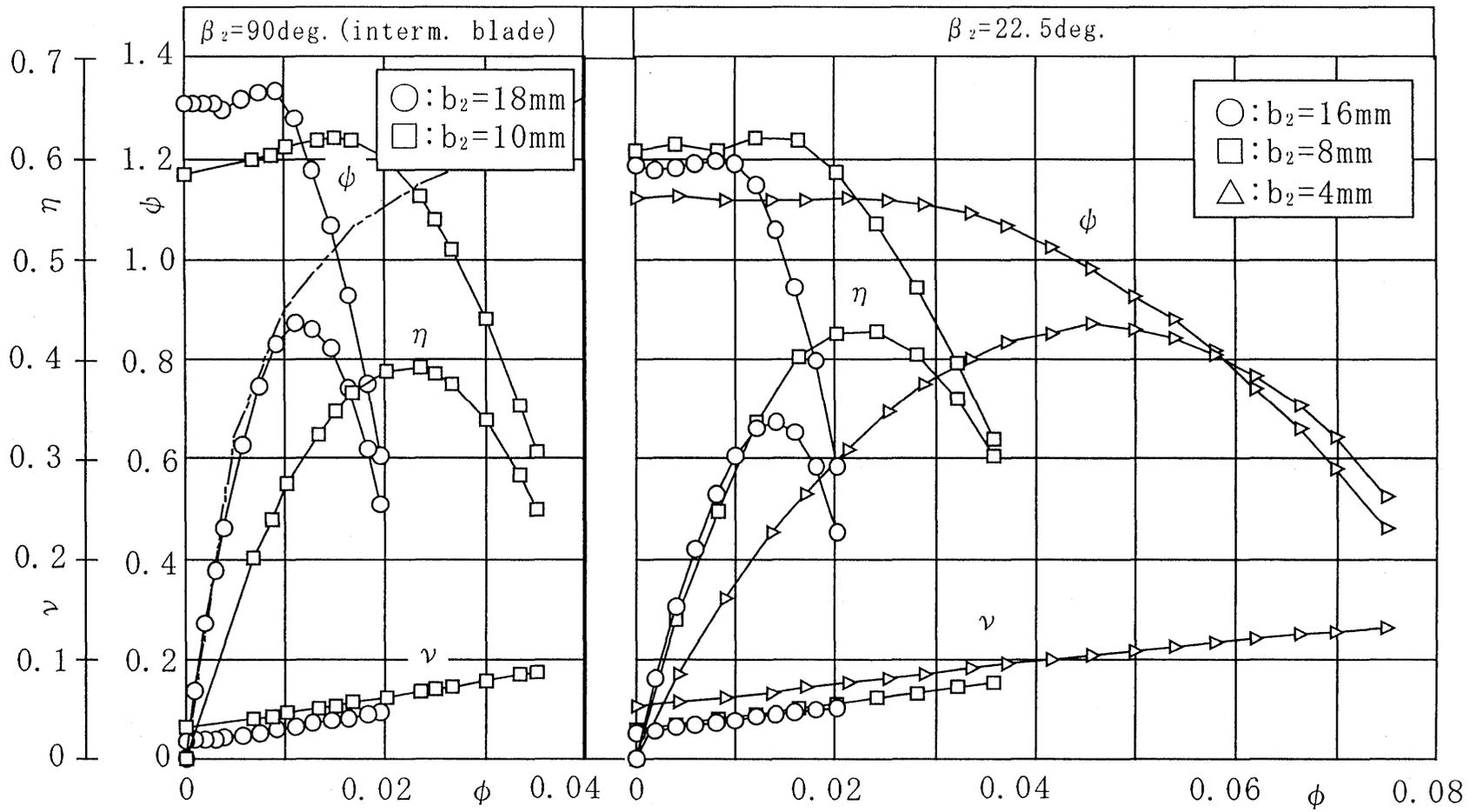


図 4-3-2-1 ポンプ性能曲線

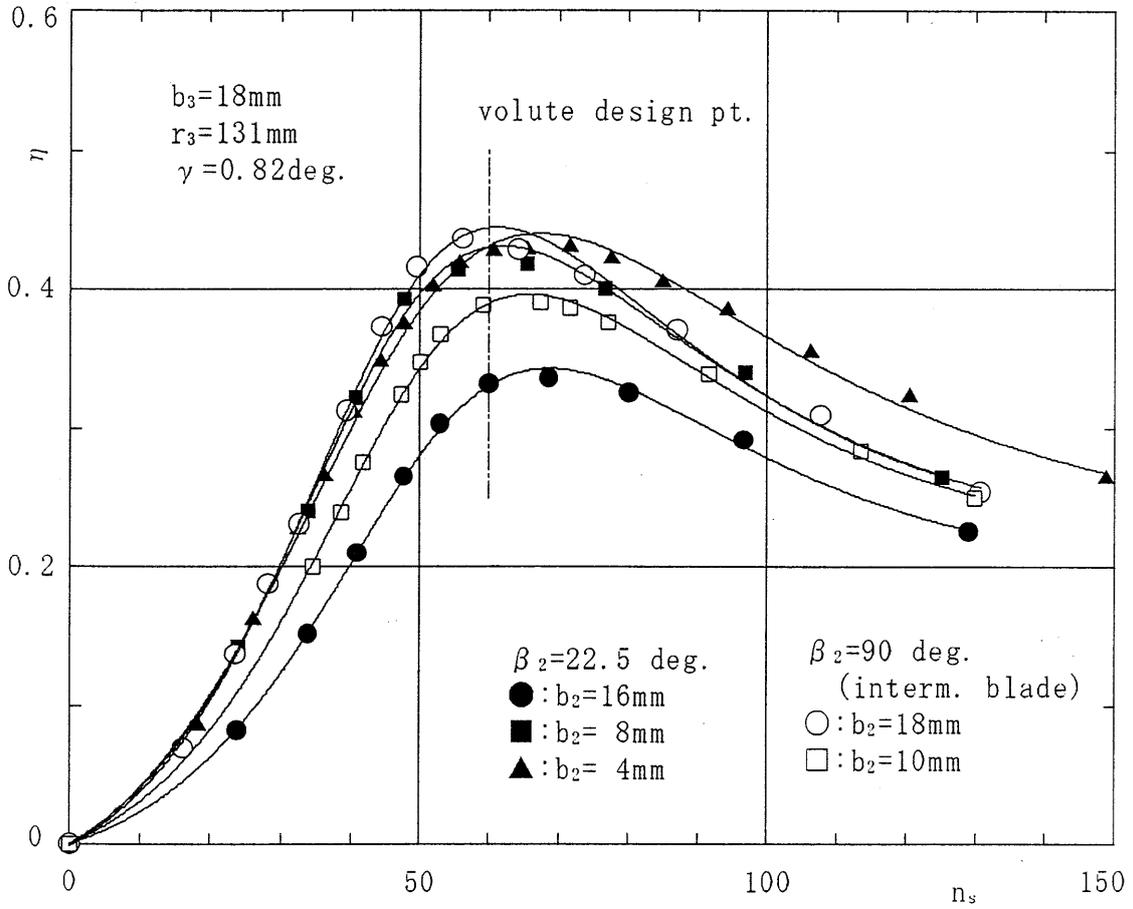


圖 4 - 3 - 2 - 2 效率 - 局所比速度曲線

4. 3. 3 ポリユート基礎円半径 r_3 の影響

ポリユート基礎円半径および舌部先端と羽根車との隙間の影響を調べるために、Imp. D を基礎円半径の異なるポリユート 1, 2 に組み込み、性能の比較検討を行った。2 つのポリユートは設計流量および設計比速度が等しく、ポリユート基礎円半径と巻き角のみ異なる。

図 4-3-3-1 (a) には性能曲線を図 4-3-3-1 (b) には局所比速度に対する効率をそれぞれ示す。通常の比速度のポンプでは、基礎円半径比を $r_3/r_2=1.0\sim 1.1$ の範囲に変化させても性能はあまり変化しない⁽⁵⁾ ので、舌部干渉に基づく騒音・振動と圧力脈動低減のために $r_3/r_2=1.06\sim 1.10$ 程度に選定される。しかし、ポリユート 1 は $r_3/r_2=1.10$ 、ポリユート 2 は $r_3/r_2=1.01$ と、いずれも半径比が $r_3/r_2\leq 1.10$ の範囲内にあるにも関わらず、 Δr の違いにより性能が大きく異なっている。 Δr が小さい方が揚程、効率ともに高く、 η_{\max} は約 12% も向上して、性能曲線は大流量まで伸びている。また、図 4-3-2-1 (b) より設計比速度 $n_s=60$ のときの効率 $\eta_{n_s=60}$ は、9% 程度も増加しており、極低比速度領域に適していることがわかる。また、両ポリユートともに設計比速度は $n_s=60$ であるが、基礎円半径比 $r_3/r_2=1.10$ のポリユート 1 の方は、最高効率点と設計比速度はほぼ一致しているのに対し、基礎円半径比 $r_3/r_2=1.01$ のポリユート 2 の方は、最高効率点が設計比速度より若干高くなっている。

一般に極低比速度羽根車の出口では、流れ角が通常の比速度の場合よりも小さいため、 Δr 区間の摩擦損失が著しく大きくなる。図 4-3-3-1 (a) によると、 Δr の異なる 2 つのポリユートにおいて、 ϕ の差がほぼ ϕ^2 に比例して増大することから、この差異は主に Δr 区間の摩擦損失によるものと推測される。なお、締切点付近の揚程および軸動力は Δr によらずほぼ等しいことから、締切点付近の水力損失はほぼ同程度あることがわかる。したがって、舌部先端を通過してポリユート巻き始めに戻る再循環流の差異が性能曲線に及ぼす影響は、比較的少ないと思われる。

また、 Δr の変化に対し揚程曲線は大幅に変化するが、図 4-3-3-1 (b) より η_{\max} における比速度は先に述べたように若干高くなる程度で揚程の変化割合いと比較してほとんど変化していない。したがって、極低比速度ポンプでは、舌部隙間 Δr はできるだけ小さくした方が効率が向上するといえる。また、 Δr 区間の摩擦損失を低減するためにその区間を水力学的滑面に仕上げるが大変重要になる。

次に、 Δr 区間の摩擦損失の理論的な導出を考える。羽根車出口直後の流

れを非圧縮性定常軸対称流れとして扱おうと（ただし羽根幅方向の速度分布は断面ひずみ(逆流も含む)のある流れを考える)、遠心羽根車では $r \gg b_3$ なのでせん断応力 τ は、両壁面ではほぼ等しいとみなしてよく、圧力も断面内ではほぼ一様を仮定できるので半径 r での微小部分 dm における運動量, 角運動量の釣り合い式および連続の式は以下のように記述できる。⁽⁹⁾

$$\rho \frac{d}{dm} \left(\int_0^{b_3} r^2 v_m v_\theta dz \right) = -2r^2 \tau_\theta \quad \dots (1)$$

$$\rho \frac{d}{dm} \left(\int_0^{b_3} r v_m^2 dz \right) = -b_3 r \frac{dp}{dm} - 2r \tau_m - \rho \int_0^{b_3} v_\theta^2 dz \left(\frac{dr}{dm} \right) \quad \dots (2)$$

$$r b_3 \overline{v_m} = \text{const.} \quad \dots (3)$$

遠心羽根車出口流れの周速度 v_θ は通常メリジアン速度 v_m より十分大きいので、式(1), (2)は式(3)を用いて以下のように近似できる。

$$b_3 \overline{v_m} \frac{d}{dm} \left(r \overline{v_\theta} \right) = -\frac{2r}{\rho} \tau_\theta \quad \dots (4)$$

$$r \frac{dp}{dm} = \rho \overline{v_\theta}^{-2} \frac{dr}{dm} \left(\text{or } \frac{dp}{dr} = \rho \frac{\overline{v_\theta}^{-2}}{r} \right) \quad \dots (5)$$

次に、断面速度分布のひずみ度 K, K' は、周速度間の比 $K \equiv \overline{v_\theta} / v_{\theta, \max}$ は、断面速度分布におけるひずみの大きさを代表するもので黒川らにより実験的検討され、以下の実験式を与えている⁽¹⁰⁾。

$$\begin{aligned} K &= c_1 (\phi - 0.009)^{c_2} \\ c_1 &= 1.07 - 1 / \{ 2.20 + 7.51 (b_3 / b_2 - 1.70)^2 \} \\ c_2 &= 1.0 / \{ 3.60 + 22.1 (b_3 / b_2 - 1.70)^2 \} \\ K' &= 0.880 K \quad \dots (6) \end{aligned}$$

平行壁ディフューザ内の圧力は式(5)を積分することにより与えられ、羽根車入口を基準とした圧力係数は、

$$P = P_2 + \Delta P, \Delta P = 2 \int_1^R \left\{ \left(\overline{v_\theta} / K u_2 \right)^2 / R \right\} dR \quad \dots (7)$$

$\overline{v_\theta}$ は、3. 3. 2の式(1)~(4)による。

式(7)は3. 3. 2の式(2)より

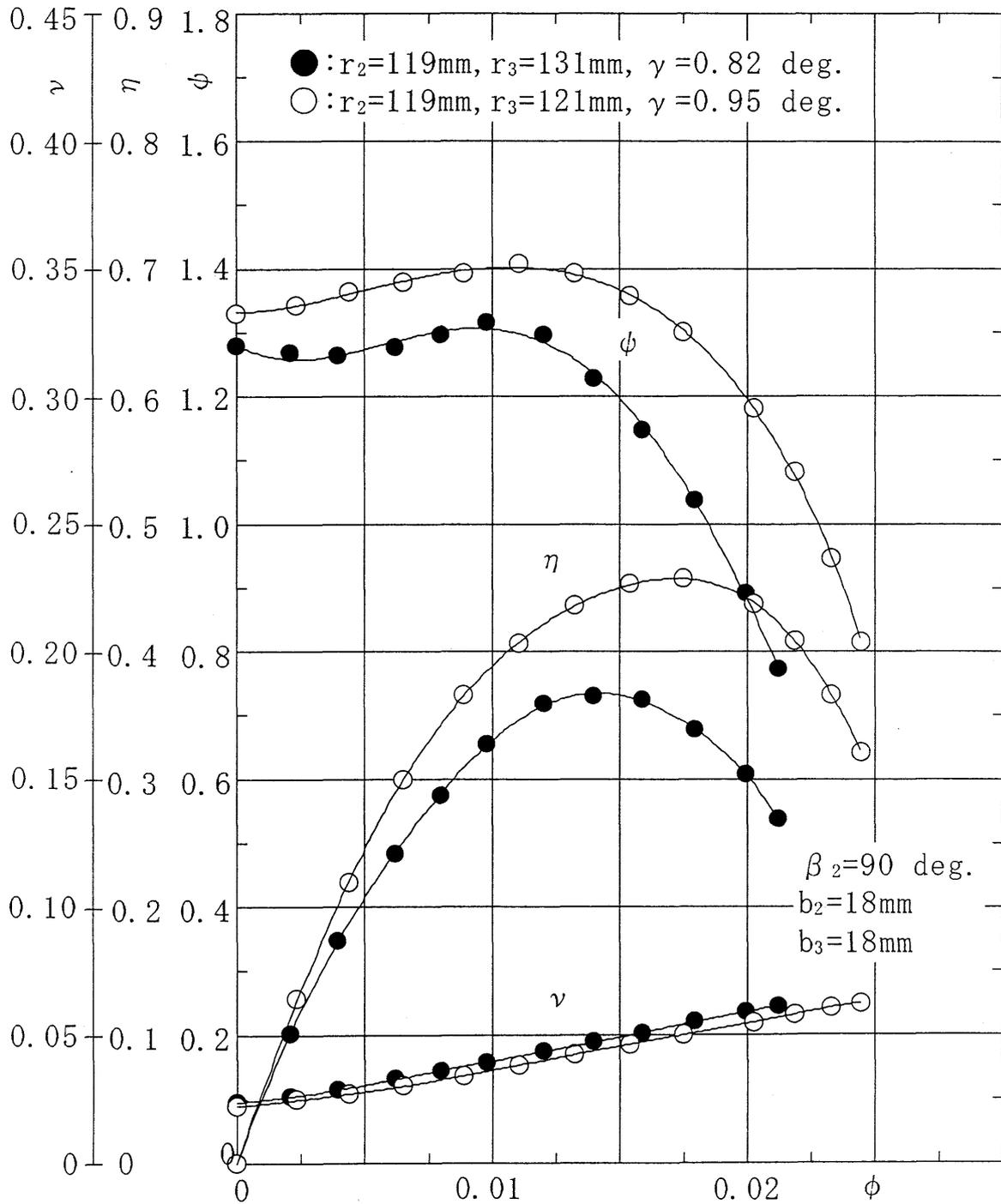
$$\Delta P = 2 \int_1^R c_4^2 / R^3 \cdot dR = -c_4^2 [R^{-2}]^R = c_4^2 \left(1 - \frac{1}{R^2}\right) \quad \dots (8)$$

$$\therefore \Delta P_3 = c_4^2 \left\{ 1 - \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2 \right\} \quad \dots (9)$$

$$c_4 = c_3 \overline{v_{\theta 2}} / K u_2$$

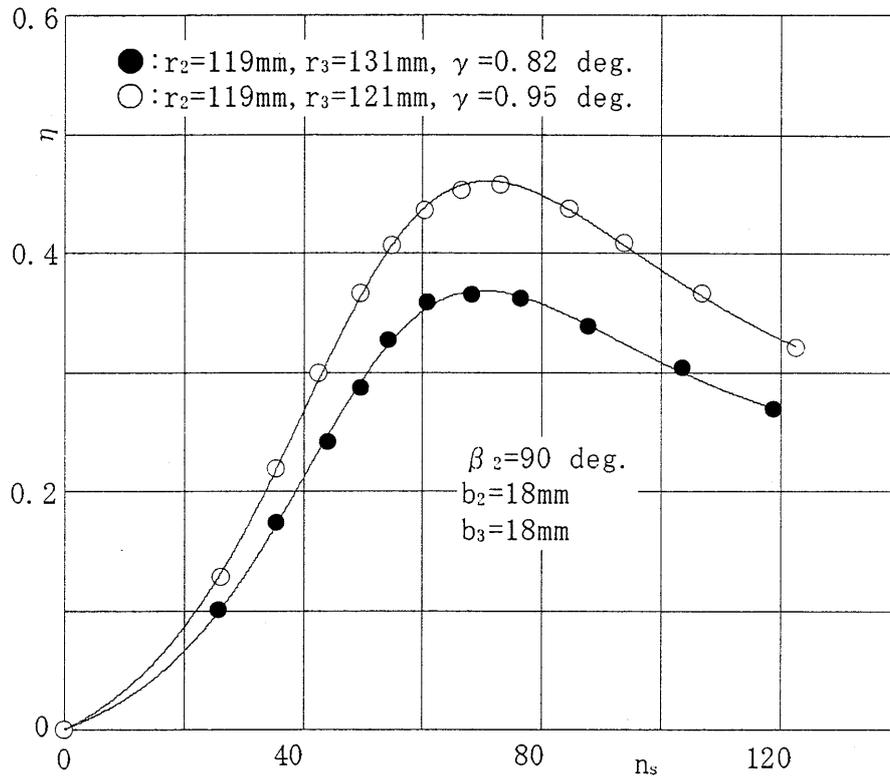
$$c_3 = \left\{ 1 + cA \frac{r_2 (\overline{v_{\theta 2}} / u_2)^n}{\phi b_2 (K' \cos \alpha_2)^{1+n}} \right\}^{-1/n}$$

これらの式により $\phi = 0.0175$ の場合で計算されたディフューザ内圧力係数とポンプ吐出圧をスロート部から吐出管による圧力回復を差し引いた実験値の基礎円半径比 r_3/r_2 との関係を図 4-3-3-2 に示す。図から、計算値と実験値がよく一致することがわかる。このことから基礎円半径比の増加に対する揚程の低下は、 Δr 区間での摩擦損失が主要原因であることが確認できる。



(a) ポンプ性能曲線

図4-3-3-1 舌部先端隙間の影響



(b) 効率-局所比速度曲線

図 4 - 3 - 3 - 1 舌部先端隙間の影響

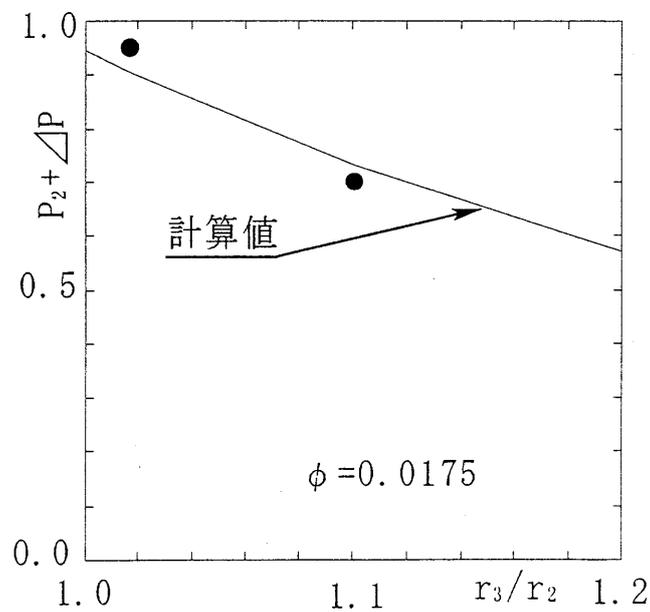


図 4 - 3 - 3 - 2 基礎円半径比と揚程係数の関係

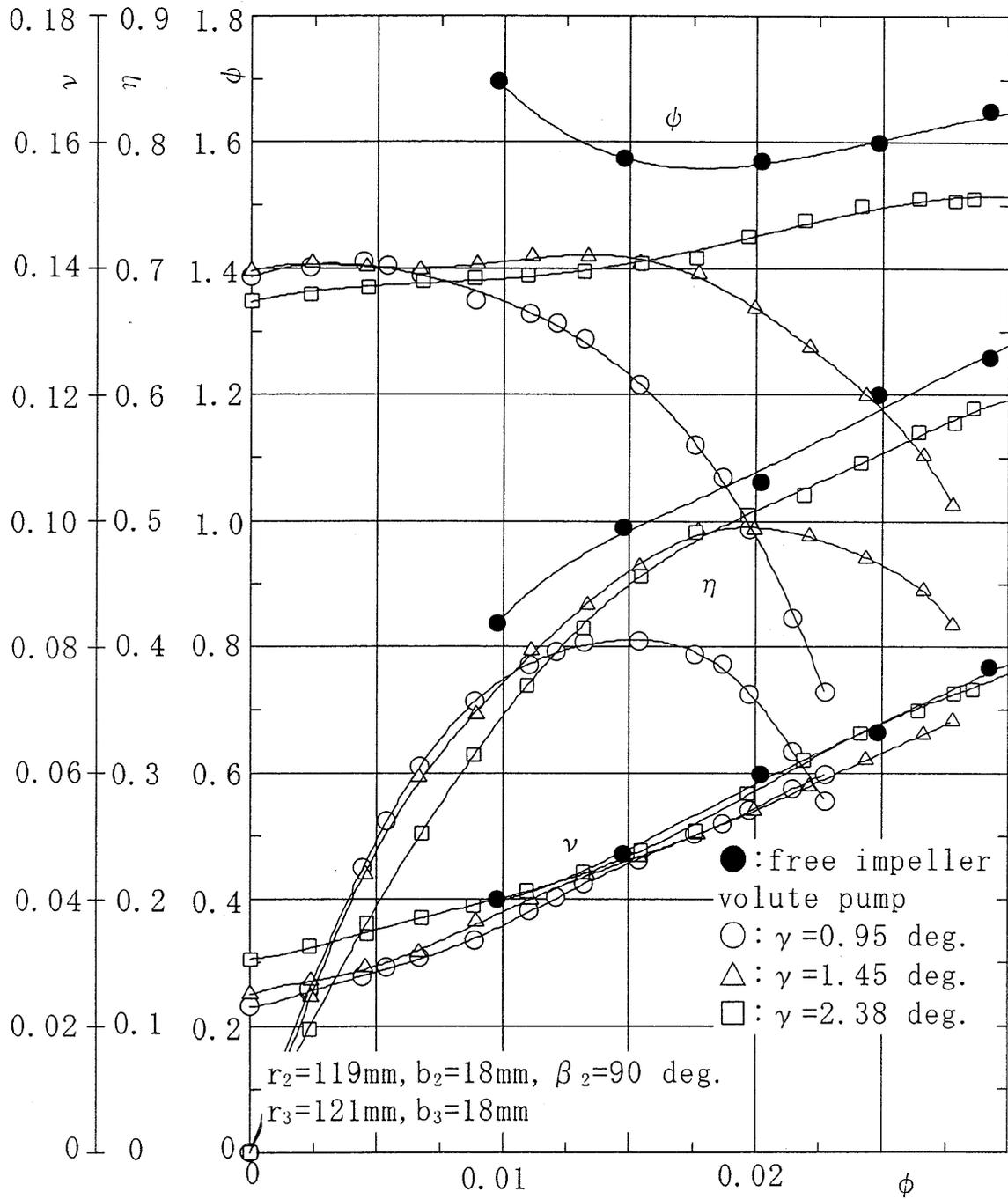
4. 3. 4 ボリュート巻き角 γ の影響（設計比速度の検討）

ボリュートの基礎円半径 r_3 および幅 b_3 を一定に保って、巻き角 γ を変化させると、ボリュートの設計比速度を変化させることができる。ポンプのマッチング点は、ボリュートの性能と羽根車性能との交点で与えられる⁽²⁾ が、第3章の結果から極低比速度羽根車の単体の η_{\max} 点の比速度は、設計値よりもかなり高い値になることが判明し、設計比速度を高め設定し最高効率値を上げて目標とする比速度で部分流量での運転となる様にした方が高い効率を得られることも明らかになった。したがって、 $n_s=60$ で性能の良いポンプを開発するには、ボリュート設計比速度も $n_s=60$ より大きめに設定した方がよいものと考えられる。

そこで、ボリュートの設計比速度が 60, 75, 90 となる様に、巻き角 $\gamma = 0.95^\circ, 1.45^\circ, 2.38^\circ$ としたボリュート 2, 3 および 6 に、Imp. D を組込んで性能比較を行った結果が図 4-3-4-1 (a) (b) である。

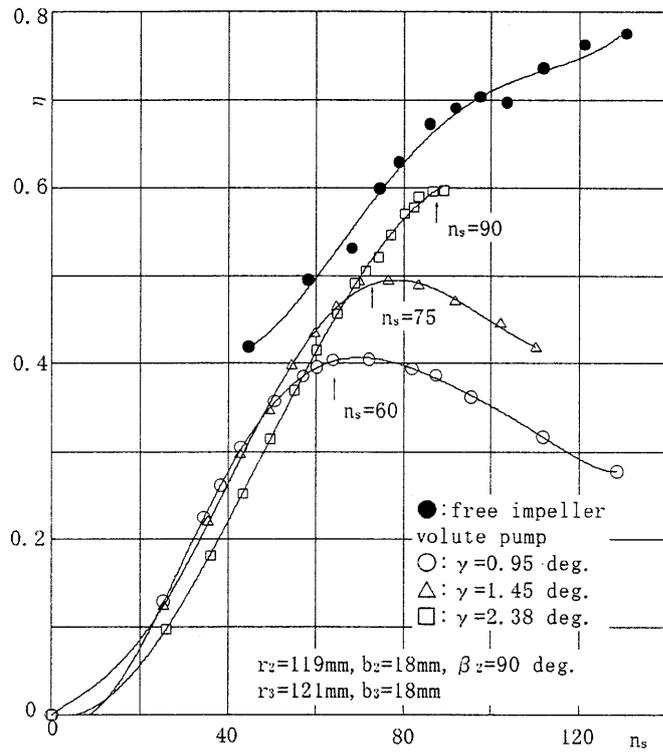
ボリュート巻き角を増やしていくと、ボリュートの出口面積が増え設計流量が増えるので、図 4-3-4-1 (a) に示すように最高効率点流量が増大し、揚程曲線が大流量側に著しく伸びる。その結果、 η_{\max} の比速度が増大し、 η_{\max} はそれぞれ約 10% ずつ向上していくが、揚程曲線の右上がり傾向も増大している。また図 4-3-4-1 (b) より、各ボリュートの η_{\max} 点における比速度はそれぞれの設計比速度と良く一致し、羽根車の設計比速度とボリュートの設計比速度のマッチングがよいボリュート 6 が、自由羽根での効率に対する低下割合が最も低いことがわかる。

図 4-3-4-2 は図 4-3-4-1 (b) で得られた $\eta_{n_s=60}$ および η_{\max} を設計比速度に対してプロットしたものである。 η_{\max} は設計比速度が大きくなるほど高くなるが、 $n_s=60$ における効率に注目すると、設計比速度には最適値が存在することがわかる。すなわち、ボリュートを $n_s=60$ で設計するよりも $n_s=75$ で設計した方が $n_s=60$ における効率が 4% 程度高くなることから、ボリュートは目標比速度より少し大きめに設計した方がよいことが分かる。この場合 $n_s=60$ におけるボリュート流れは、設計点より低流量側になるため多少非軸対称になると予想される。したがって、ボリュート流れの非軸対称による周方向圧力変化への影響により半径スラストが懸念されるが、後述のように極低比速度ポンプではボリュートケーシング内壁の周方向の圧力変化は著しく小さいため、半径スラストはほとんど問題にならない。



(a) ポンプ性能曲線

図4-3-4-1 巻き角の影響



(b) 効率—局所比速度曲線

図 4 - 3 - 4 - 1 巻き角の影響

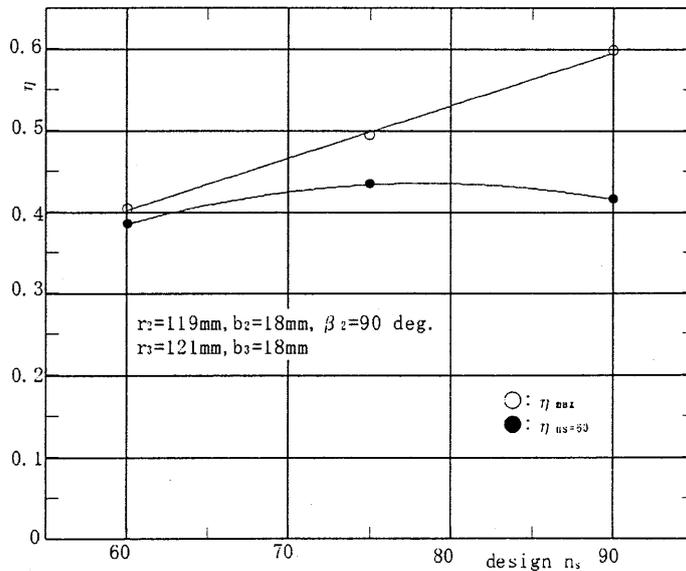


図 4 - 3 - 4 - 2 効率—設計比速度

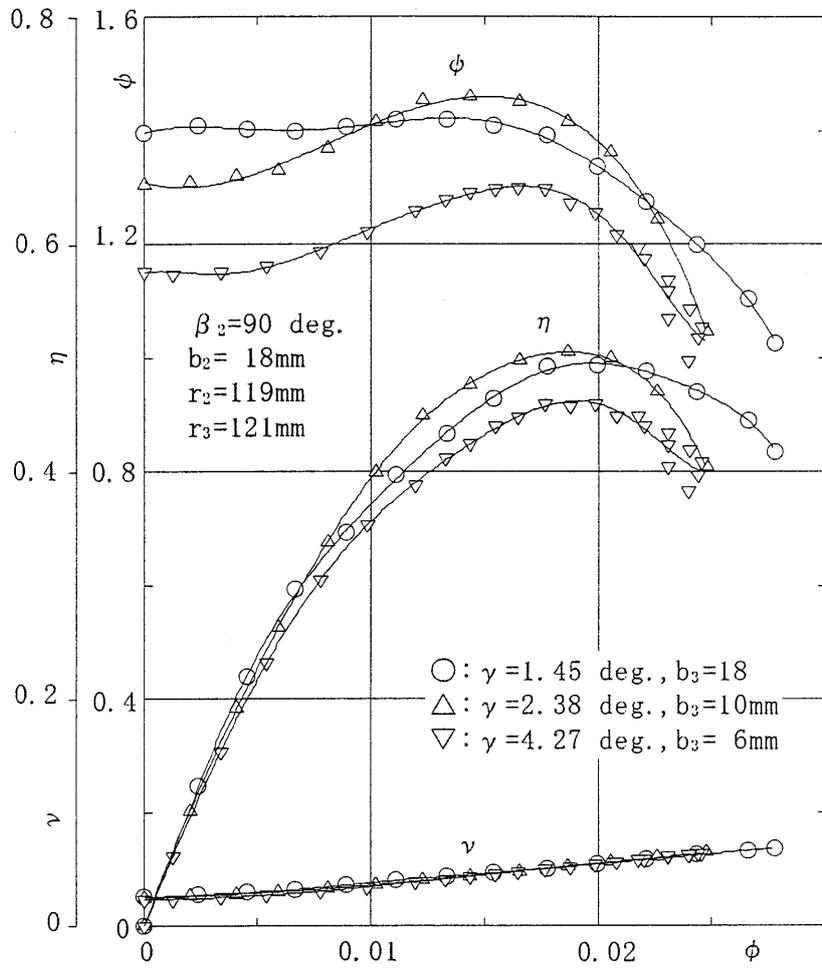
4. 3. 5 ボリュート幅 b_3 の影響

通常のポンプでは、羽根出口幅 b_2 からボリュート流路幅 b_3 へは流路が広がることも多く、通常比速度の場合 $b_3=b_2+2\delta$ 程度に設計される⁽⁶⁾。ここに $\delta=(0.03\sim 0.05)D_2$ である。

また、羽根出口角の大きい羽根車では、羽根出口流れの周速度が著しく大きくなるので、 b_3 を小さくすると壁面摩擦の増大による水力損失の増大が予想されるが、反面出口流れのメリディアン速度が増大して流れ角が大きくなるので、壁面付近の逆流による水力損失と軸動力の増大を減らすことができることが期待される。そこでここでは、Imp. D ($b_2=18\text{mm}$) を、設計比速度が $n_s=75$ と等しく幅 b_3 を 18, 10, 6mm と小さくしたボリュート 3, 4, 5 (この場合設計流量が等しく、幅 b_3 が異なるため、巻き角 γ もそれぞれ $\gamma=1.45, 2.38, 4.27^\circ$ と変化する) に組み込み、効率の変化を検討した。そのときの結果を図 4-3-5-1 に示す。

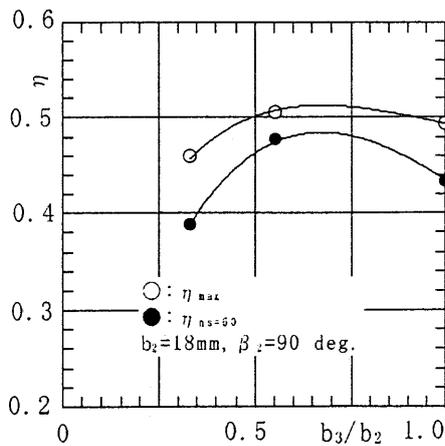
図 4-3-5-1 (a) より $b_3=b_2$ (○) の場合に比べて b_3 を b_2 の約半分の 10mm にした \triangle 印の方が η_{\max} および低流量側の効率が多少向上し、出口流れのメリディアン速度増大の効果が現れている。しかも η_{\max} 点が低流量側に移動しており、極低比速度ポンプとしては都合が良いが、揚程曲線の右上がり傾向が著しく増大している。一方、 $b_3=b_2/3$ (∇) と狭くしすぎると、ボリュート内の摩擦損失が全流量域で増大し、揚程曲線が全流量域で著しく低下し、右上がり不安定性能も現れている。

図 4-3-5-1 (b) にボリュート幅と η_{\max} および $\eta_{n_s=60}$ の関係を示す。図より $b_3/b_2=0.72$ 付近で最も効率が高くなり、 b_3 には最適値が存在することがわかる。



(a) ポンプ性能曲線

図 4-3-5-1 ボリュート幅の影響



(b) 効率-ボリュート幅曲線

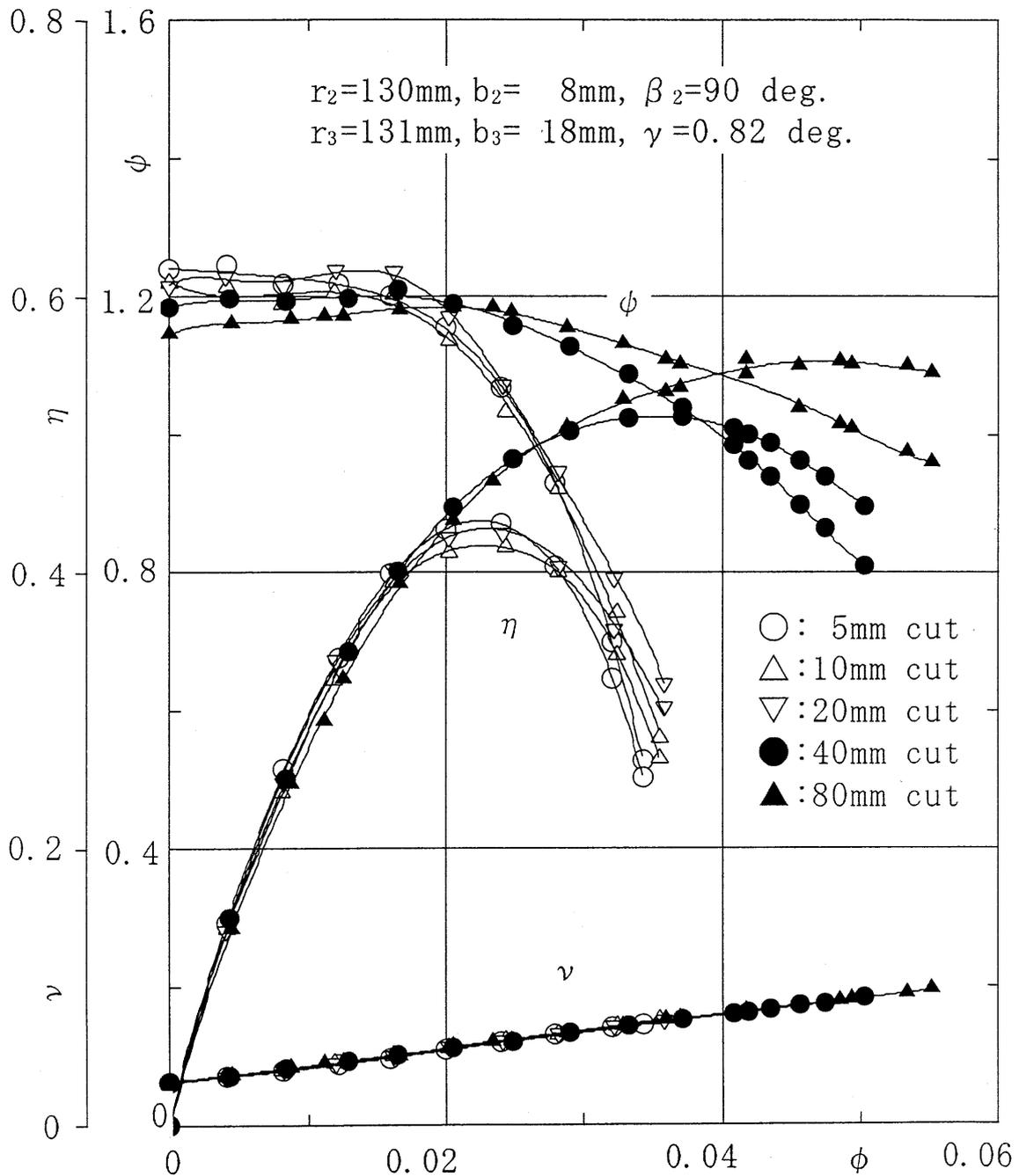
図 4-3-5-1 ボリュート幅の影響

4. 3. 6 舌部切上げの影響

ボリュートの舌部先端を 5, 10, 20, 40, 80mm と切上げて行った場合 (ボリュート 1 および Imp. B) の性能曲線の変化の一例を図 4-3-6-1 (a) に、そして Imp. A~E を用いて得られた舌部切上げ量と $\eta_{ns=60}$ との関係を、図 4-3-6-1 (b) に示す。なお、40mm, 80mm の切上げ量の場合は舌部先端半径が著しく大きくなり、40mm の場合で先端アール 5mm、80mm の場合では 25mm 程度となる。また、ボリュート喉部の幅は 12mm(0mm カット) から 15mm(20mm カット), 17.5mm(40mm カット), 23.0mm(80mm カット) と拡大する。

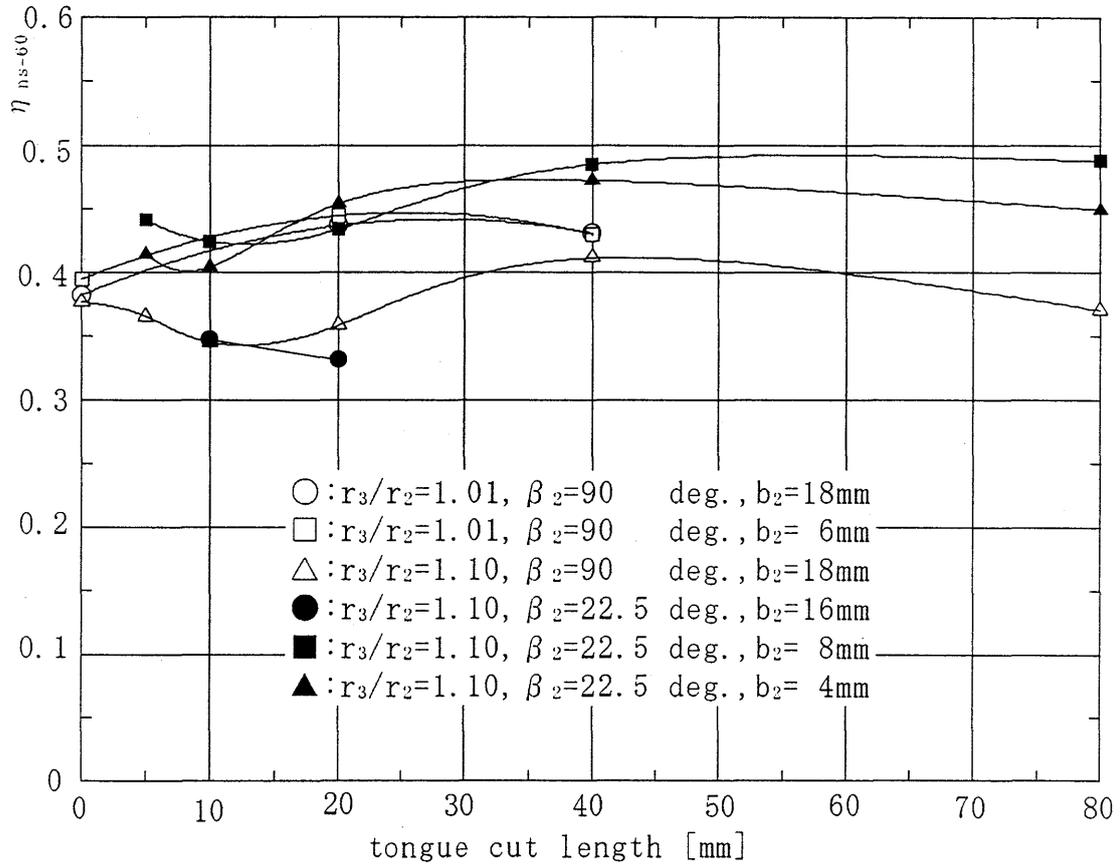
通常の見速度のポンプでは、ボリュート喉部の断面積の増大に比例して η_{max} 点流量も増大するが、図 4-3-6-1 (a) によると極低見速度ポンプでは、切上げ量が 20mm まではポンプ性能の変化は比較的小さく、 η_{max} 点の移動量も小さい。しかも、切上げ量がそれ以上になると、 η_{max} および η_{max} 点流量ともに、ボリュート喉部面積の増大率にほぼ比例して急激に増大するようになる。この場合、軸動力曲線はほとんど変化していないことから、効率の増大は、大流量域においてボリュート喉部の水力損失の著しい減少により引き起こされたことがわかる。

図 4-3-6-1 (b) によると、舌部切上げ量に対する効率の変化は、羽根車の出口幅によって異なった変化を示すが、 $\eta_{ns=60}$ が最高となる最適切上げ量が存在することがわかる。この場合、切上げ量に対する $\eta_{ns=60}$ の変化は羽根車によってかなり異なるが、2~3 の例外を除き、切上げ量の増加とともに $\eta_{ns=60}$ は一度低下してから最適値をとる様である。



(a) ポンプ性能曲線

図4-3-6-1 舌部長さの影響



(b) 効率-舌部長さ曲線

図4-3-6-1 舌部長さの影響

4. 3. 7 舌部先端の非定常圧力変動

前述までの実験結果から、舌部隙間 Δr が小さいほどポンプ効率が高くなることが判明したので、ここでは新たなポンプ装置(図2-2)を用いて Δr を著しく小さくした場合の舌部先端の圧力変動を調べた。このポンプの性能曲線は図4-3-7-1に示す様に Δr を変化させてもあまり変化しない。これは Δr を変化させるのに、舌部先端部分のみを変形させているだけで、他の部分は最適化されていないためである。しかし、舌部のわずかな変化に対して、低流量域での軸動力曲線および大流量域での ϕ 曲線の変化は大きく、 η_{\max} は大流量域で Δr の低下とともに増加している。

また、図4-3-7-2には隙間比 $\Delta r/r_2=0.045$ の場合のケーシング外周壁に沿った周方向の圧力分布を示しているが、極低比速度ポンプの場合、ボリュートケーシングが極端に小さくなるため、ボリュート流れの非軸対称による周方向圧力変化への影響はきわめて小さく、いずれの流量係数の場合も周方向の圧力分布はほぼ一定となる。

次に、舌部先端の非定常圧力変動の一例として、図4-3-7-3に舌部先端と羽根車の隙間比 $\Delta r/r_2=0.045$ の場合の流量に対する圧力変動周波数を示す。

図4-3-7-3よりいずれの場合も卓越周波数は、回転数 $N \times$ 羽根枚数 Z の整数倍となっており圧力変動の原因は舌部干渉であるが、高調波が減衰しない傾向にあり、他の隙間比の場合も同様の傾向を示した。

上記の場合の非定常圧力の変動振幅を流量に対してプロットすると、図4-3-7-4の様になる。ここに p_{tong} :舌部先端圧力、 p_d :吐出圧である。また η_{\max} 点における非定常圧力変動の最大及び最小値を隙間比に対して示すと図4-3-7-5の様になる。

図4-3-7-4より舌部先端圧力の変動幅は、流量の増加とともに大きくなり、過大流量では吐出圧に対して1.8~0.3倍の圧力変動を示すが、図4-3-7-1からもわかる様に圧力 p_d は流量の増加に従い低下するため、舌部先端の変動応力は流量の増加に対して必ずしも大きくはならない。また、通常の比速度のポンプの場合の湯浅ら⁽⁷⁾の実験によると、無次元静圧変動幅 $\Delta \phi$ も流量係数の増加とともに大きくなり同様の傾向を示す。

次に図4-3-7-5によると、舌部先端隙間を著しく小さくしても、舌部先端の圧力脈動は驚くほど小さいことがわかる。通常比速度のポンプでは、 $\Delta r/r_2 \leq 0.02$ では騒音が大きくなって使用できなくなった⁽⁵⁾という報告があるが、極低比速度ポンプでは $\Delta r=0.8\text{mm}$ ($\Delta r/r_2=0.008$)でも、騒音・振動には

ほとんど変化がなかった。

塚本ら⁽⁸⁾のディフューザポンプの実験によると $r_3/r_2=1.03$, $\phi=0.1$ におけるガイドベーン先端付近の壁面静圧の変動振幅は、ほぼ 1.17~0.83 の範囲内であり、隙間比が 0.03 程度であれば、通常の比速度のポンプと極低比速度ポンプの非定常圧力変動幅はほぼ同程度である。また舌部先端の平均圧力は、図 4-3-7-5 より、舌部先端隙間が減少しても半径によらずほぼ一定になった。

通常比速度の場合、羽根車出口流れはジェットウエイクが顕著に表れる⁽⁷⁾が、極低比速度羽根車の場合、羽根出口流れは、半径方向速度に対し周方向速度が大きい流れになっているためジェットウエイクの影響が小さいことが原因と考えられる。

以上のことから極低比速度ポンプでは、舌部先端隙間を通常の比速度のものより著しく小さくして、効率向上を達成しうることが判明した。

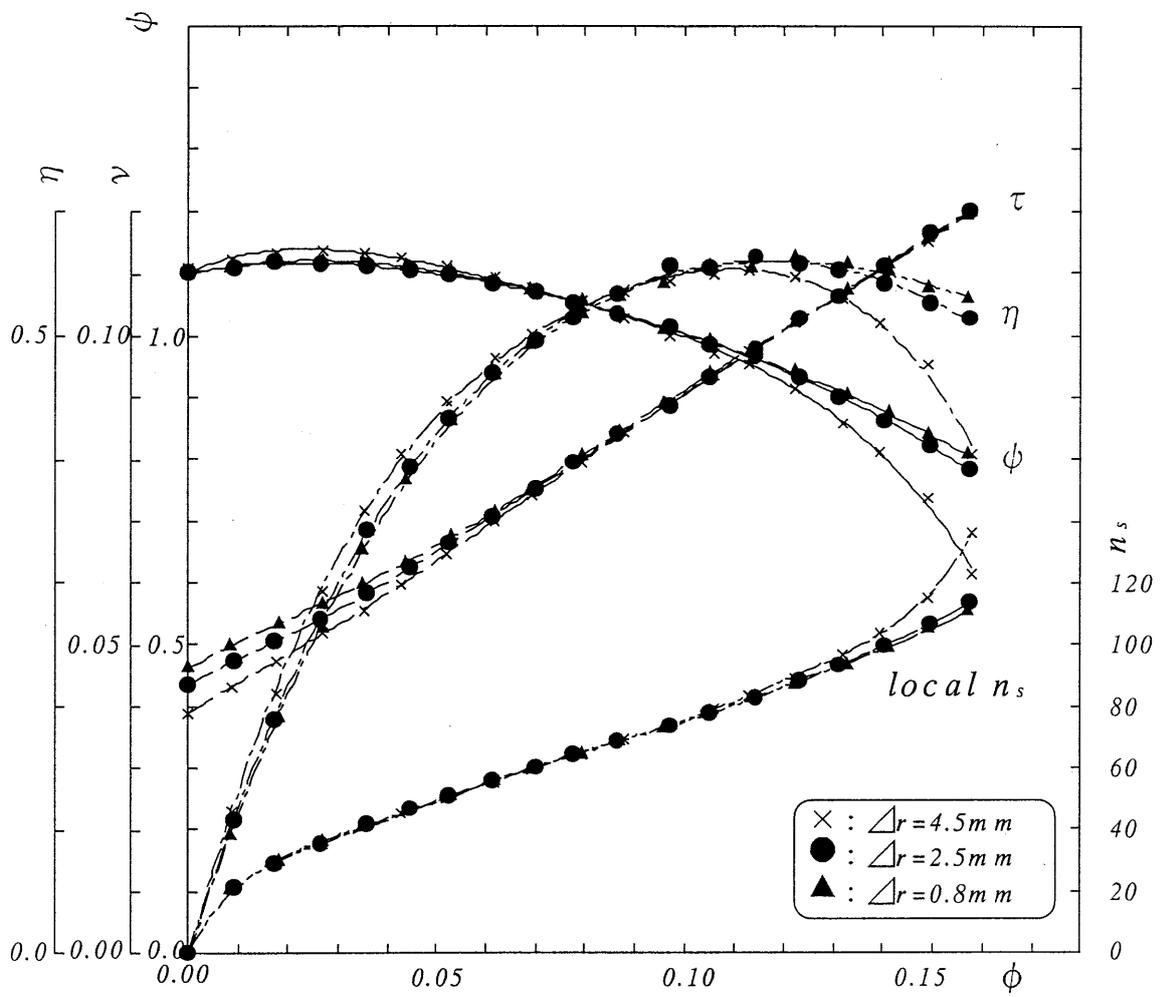


図 4 - 3 - 7 - 1 ポンプ性能曲線

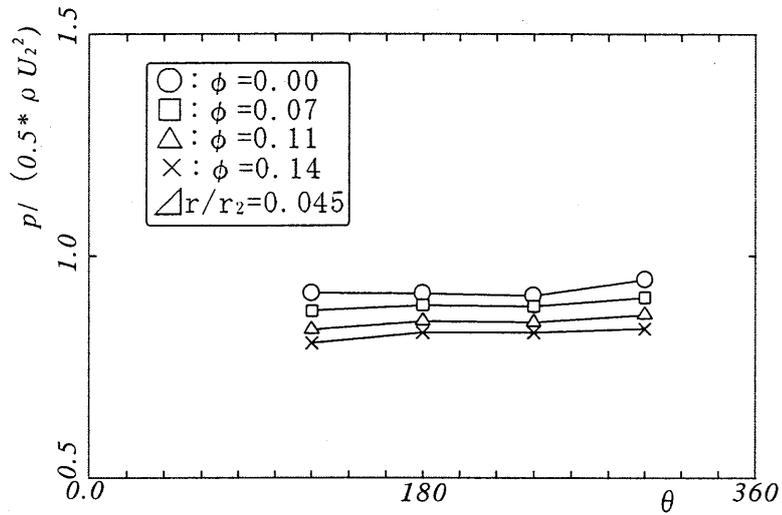


図 4-3-7-2 ケーシング壁面静圧分布

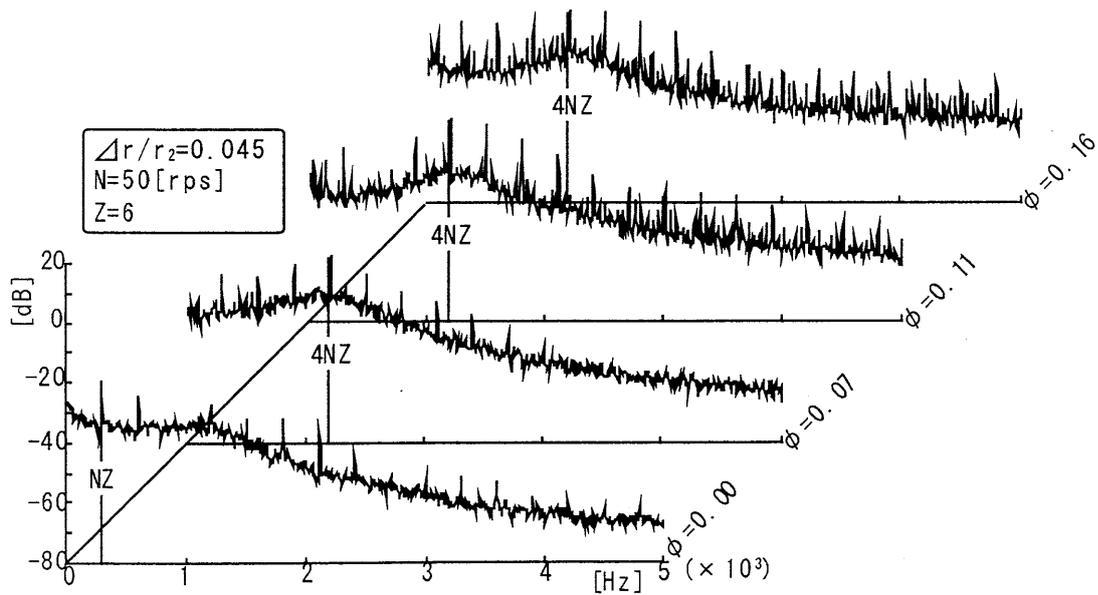


図 4-3-7-3 舌部先端圧力変動周波数解析

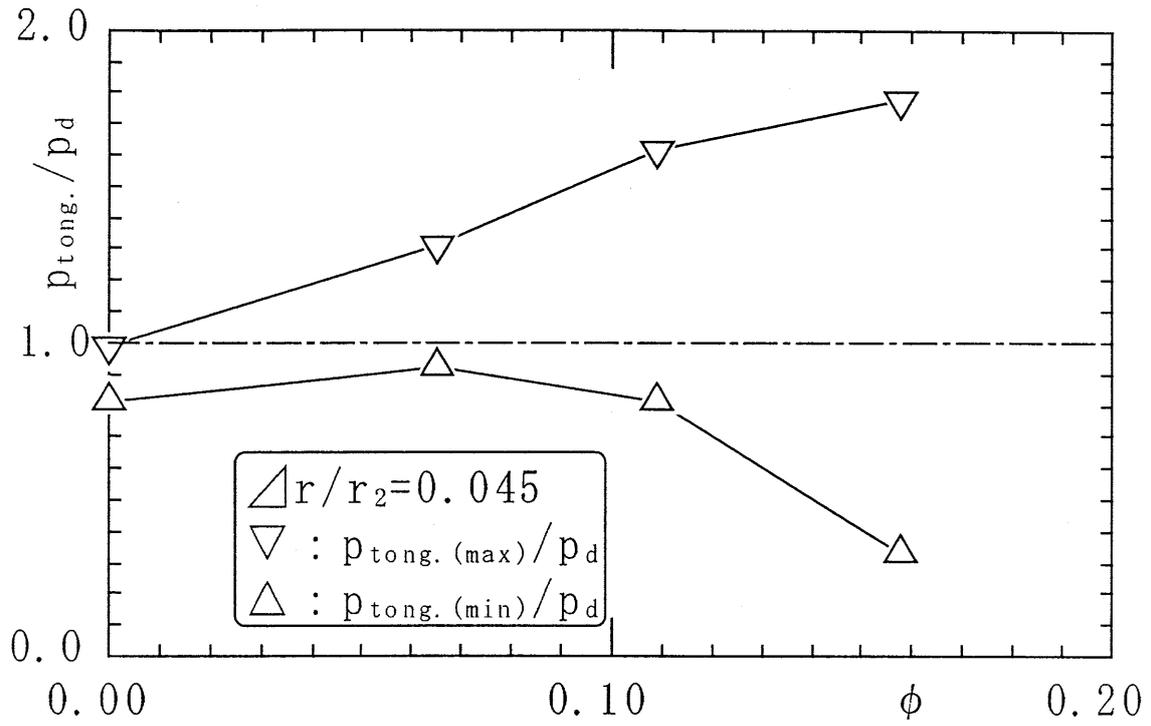


図 4 - 3 - 7 - 4 舌部先端压力変動幅

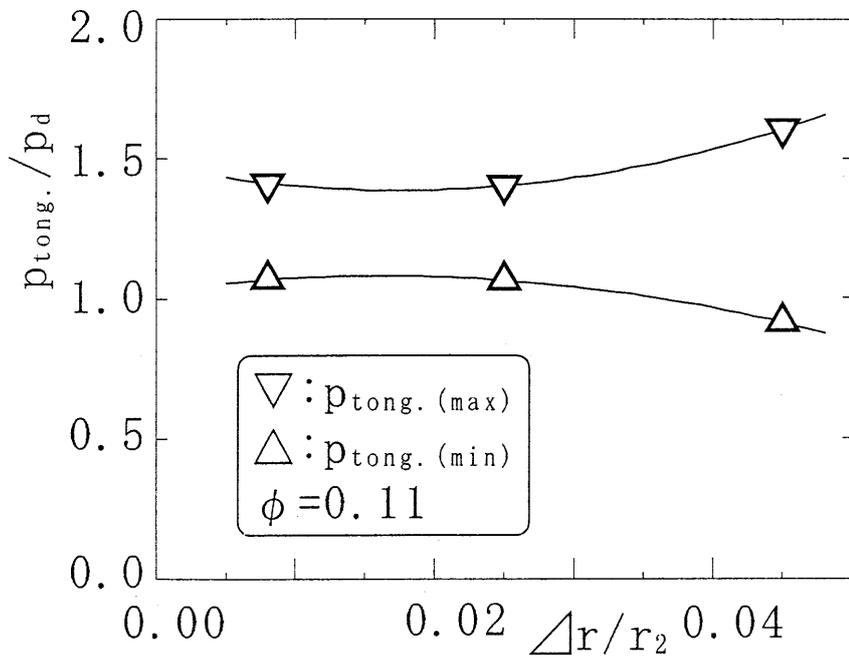


図 4 - 3 - 7 - 5 舌部先端隙間 - 舌部先端压力変動幅

4. 4 結言

極低比速度渦巻きポンプの性能向上を目指して、主に羽根車とケーシングのマッチング性能について実験的に検討した結果、次のことが明らかになった。

- (1) ポンプの最高効率点の比速度はボリュートの設計比速度にほぼ一致し、羽根車による差異は少ない。また、ボリュートの形状パラメータがポンプの性能曲線及び最高効率に及ぼす影響が大きい。
- (2) ケーシングの基礎円半径を小さくして、舌部と羽根車の隙間を通常のポンプよりも著しく小さくすることにより、効率を顕著に向上させることができる。この場合、舌部先端隙間を著しく減少させても、舌部干渉による圧力変動および騒音の増加はほとんどない。
- (3) ボリュートは目標比速度よりも大きめに設計した方が効率は良く、ボリュート幅および舌部長さには効率を最高にする様な最適値が存在する。したがって、ボリュートの設計比速度を高くするためには、ボリュート巻き角 γ を大きくすることとなる。
- (4) 極低比速度ポンプの場合、ケーシングの設計点から外れた低流量および大流量の非設計点で運転しても、ケーシング内周方向静圧分布は、ほぼ一様となり半径スラストは問題とはならない。

参考文献

- (1) Bowerman, R. D. and Acosta, A. J., Effect of the Volute on Performance of a Centrifugal-Pump Impeller, Trans. ASME, Vol.76, (1954), 558
- (2) Worster, R. C., The Flow in Volute and its Effect on Centrifugal Pump Performance, Proc. IME, Vol.77, No.31, (1967), 558
- (3) 黒川, 山田, 飯田, タ-ボ 機械, 18-5, (1990), 54-64
- (4) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed.), John Wiley and Sons (1957), 69-89
- (5) Flörkemeier, K.H., Doktor Dissertation (Braunschweig Univ.), (1997-10)
- (6) たとえば寺田、渦巻ポンプの設計と製図、理工図書、80
- (7) 湯浅, 日向, 機論, 45-392, B(昭和54-4), 484-494
- (8) 塚本・ほか5名, 機論, 61-586, B(1995-6), 2149-2156
- (9) 黒川, 機論, 55-517, B(1989-9), 2772-2780
- (10) 黒川, 甫出, 機論, 50-459, B(昭和59-11), 2777-2783
- (11) 付, うず巻ポンプの性能予測と不安定性能に関する研究, 横浜国立大学大学院修士論文, (2000)

第5章 高性能極低比速度ポンプの探求

5.1 緒言

低比速度遠心ポンプの性能に関する研究を進めてきた結果、ケーシング内壁・羽根車を滑らかに仕上げることでポリュートの設計比速度を大きめにする、および羽根車とポリュートのマッチングにより効率は60%程度に達することが確認できた。しかしながら、容積形ポンプの効率を凌駕する高性能を有するまでには至っていない。さらなる効率向上を目指し、容積形ポンプを越える高効率な極低比速度ポンプを実現するには、円板摩擦の低減しか方策はないと考える。

従来の低比速度遠心ポンプの効率向上に対する考え方。

- ① ケーシング内壁および羽根車を水力学的滑面に仕上げ水力損失を低減する。
- ② 極低比速度領域では高揚程・低流量のため少しの漏れ量からの著しく体積効率の低下を招くため、隙間を極力小さくし漏れを抑えて体積効率の低下を防ぐ。

一方、円板摩擦に関して黒川らは容器内で回転する円板流れの研究⁽¹⁾⁽²⁾を通じて以下の2点を明らかにしてきた。

- ① 半径方向内周側に向かう漏れが増加すると、外周の角運動量が内周に持ちこまれ円板に沿う流体の周速が著しく増大し、円板と流体の相対的な周速度差が小さくなり円板摩擦は減少する。

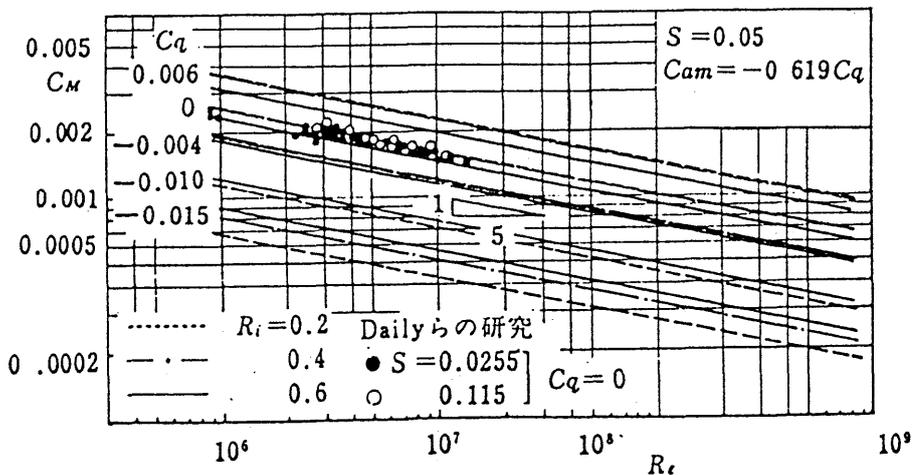


図5-1 (a) C_M の R_e に対する変化および漏れ流れの影響⁽¹⁾

図5-1(a)に回転円板の摩擦モーメント係数の R_e に対する変化および流れの影響⁽¹⁾を示す。ここに、 C_M は摩擦モーメント係数、 c_q は流れ流量係数($c_q < 0$ 内向き)である。図より、内向き流れの流量の増加とともに円板摩擦が減少することがわかる。

- ② 円板の表面粗さを粗くすると本来円板摩擦を増大させるが、流体の周速度も増加させる。

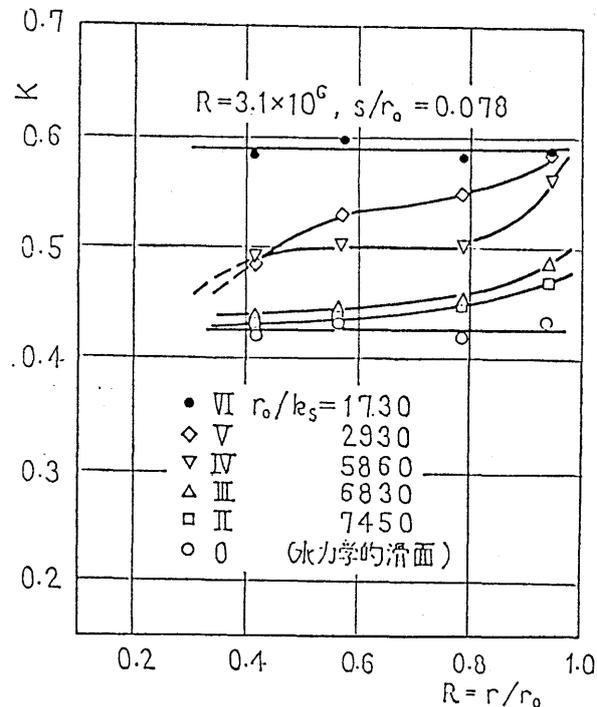


図5-1(b) 粗さによる周速度比 K の変化(円板のみ粗面)⁽²⁾

図5-1(b)に容器内回転円板に沿う流れの粗さによる周速度比 K の変化(円板のみ粗面)⁽²⁾を示す。ここに、 k_s は有効粗さ、 s は円板と容器の軸方向隙間、添え字0は円板外端における値を示す。図より、回転円板の表面粗さが粗くなるにしたがい K の増加が確認でき、円板背面の流れの周速度が増加していることがわかる。

そこで、本研究では極低比速度ポンプの性能を向上させるために、敢えて従来の常識に反する方策を用いて、

- (1) ライナリング部での流れ流量を増やすことにより円板摩擦を低減する。
- (2) 羽根車背面の表面粗さを増すことにより羽根車背面の周速を増加させる。

ことによる性能向上を実験的に検討する。

5. 2 実験装置および方法

5. 2. 1 実験装置

漏れおよび羽根車背面粗さの効果を基礎的に調べるには、自由羽根あるいは回転円板のような軸対称流れを用いた方がよい。しかし、実際の遠心ポンプの非設計点では、羽根車背面流れは著しく非軸対称になるため、漏れおよび円板摩擦の効果については非軸対称な流れに対して説明する必要がある。そこで本研究では実際のポンプを用いて性能を調べることにした。

実験装置は図 2-2 (第 2 章) に示すような横軸単段遠心ポンプであり、その仕様は次の通りである。

流量	$Q=0.0025[\text{m}^3/\text{s}]$
揚程	$H=55[\text{m}]$
回転数	$n=3000[\text{rpm}]$
設計比速度	$n_s=57.5[\text{m}, \text{m}^3/\text{min}, \text{rpm}]$
レイノルズ数	$Re = \rho U_2 r_2 / \mu = 3.02 \times 10^6$

なお、効率の高いポンプを開発することが本研究の目的であるため、ボリュートケーシング内面は機械加工を施し、表面粗さは $R_{\text{max}}=25 \mu\text{m}$ に仕上げた。

5. 2. 2 供試羽根車

極低比速度領域における羽根車の設計法は未だ確立されていないため、従来の遠心羽根車の設計法⁽³⁾を $n_s=60$ まで拡張して設計した。この場合、羽根出口角度 β_2 を 22.5° にしてもポンプ性能は、右上がり不安定性能を示す⁽⁴⁾ことが知られているが、これまでの研究より、羽根車諸元の差異がポンプ効率に及ぼす影響は比較的小さいことが判明している。そこで、ここでは図 4-2-2 (d) (第 4 章) に示すような、 $\beta_2=60^\circ$ で羽根出口幅 b_2 の異なる 2 種類の羽根車を用いた。その諸元は以下の通りである。

形式	: クローズド羽根
羽根枚数	: $z=6$
入口幅	: $b_1=10[\text{mm}]$
出口幅	Imp. A: $b_2=2.0[\text{mm}]$ Imp. B: $b_2=4.0[\text{mm}]$
羽根車半径	: $r_2=101[\text{mm}]$
入口角	: $\beta_1=21^\circ$
出口角	: $\beta_2=60^\circ$
表面粗さ	: 羽根車背面 $R_a=6.3(R_{\text{max}}=25)$

5. 2. 3 実験方法

5. 2. 3. 1 漏れ量の影響

供試ポンプは、バランスホールのない片吸込みうず巻きポンプであるが、漏れの影響がかなり大きいことが判明したので、以下の2つの項目について実験を行った。

(a) 側板側のライナリング部の漏れ量の影響

まずライナリングの代わりにオイルシールを用いて漏れ量0（体積効率 $\eta_v=1.0$ ）を実現した。このとき、オイルシールにより消費される軸動力（空転時の軸動力）を測定軸動力から差し引いて、これをライナリング隙間 $c=0$ のときの軸動力とした。次にライナリング隙間を表5-2-3-1のように変化させてポンプ性能を測定した。なお、従来用いられる通常の間隙は、出口半径 $r_2=100\text{mm}$ の場合 $c=0.22\sim 0.32\text{mm}$ である⁽⁵⁾が、本ポンプは通常の間隙よりもはめ合い個所が多いため $c=0.5\text{mm}$ の場合を通常の間隙の場合と呼ぶことにする。

表5-2-3-1 ライナリング隙間

No.	c[mm]	c/r ₂	No.	c[mm]	c/r ₂
①	0.0	0.000	⑤	2.5	0.025
②	0.5	0.005	⑥	3.0	0.030
③	1.0	0.010	⑦	3.5	0.035
④	2.0	0.020	⑧	5.0	0.050

(b) 主板側背面の漏れの影響 主板の半径比 $r/r_2=0.18$ の位置にバランスホールに類似した $\phi 5\text{mm}$ の孔（リークホールと呼ぶ）を設け、この孔の数を変化させることによりその効果を検討した。

5. 2. 3. 2 羽根車背面粗さの影響

羽根車背面（側板側のみ）に十分粗い耐水研磨紙（ $R_{\text{max}}=125\mu\text{m}$ ）をほぼ全域あるいは部分的に、表5-2-3-2に示すように貼り付けてポンプ性能の変化を測定した。

表5-2-3-2 耐水研磨紙貼付領域

Pasted area	Ratio of pasted area to shroud area
$r/r_2=0.366\sim 1.0$	95%
$r/r_2=0.366\sim 0.84$	63%
$r/r_2=0.366\sim 0.60$	25%

5. 3 実験結果および考察

5. 3. 1 供試ポンプの全体性能

図5-3-1は、ライナリング隙間を $c=1\text{mm}$ に保ち、羽根車出口幅 b_2 が 2mm (■) および 4mm (□) の羽根車 A, B の性能を比較したものである。ポンプ性能 (ϕ , ν , η) のほかに各流量における比速度 n_s も示してある。

いずれの羽根車も最高効率点 (η_{\max}) は、約 $0.57\sim 0.6$ と高い効率が達成されている。これは、うず巻きケーシング内および羽根車背面の表面粗さを極力小さくしたことによるものであろう。また、設計点(D.P.)では当初の目的通りほぼ $n_s=60$ が達成されているが、最高効率点 (η_{\max}) は、いずれの羽根車とも $n_s=70$ 程度、すなわち設計点(D.P.)の約 1.6 倍の流量点にきている。これより、従来の設計法を極低比速度領域に適用すると η_{\max} 点が著しく大流量側に偏り、 η_{\max} 点の比速度も大きくなることがわかる。

一方、図5-3-1において出口幅の異なる羽根車の性能を比較すると、出口幅が広い方が最高効率は高くなるが揚程曲線の右上がり不安定性が強くなることがわかる。そこで以降の性能評価はすべて、 $b_2=2\text{mm}$ のものについて行うこととする。

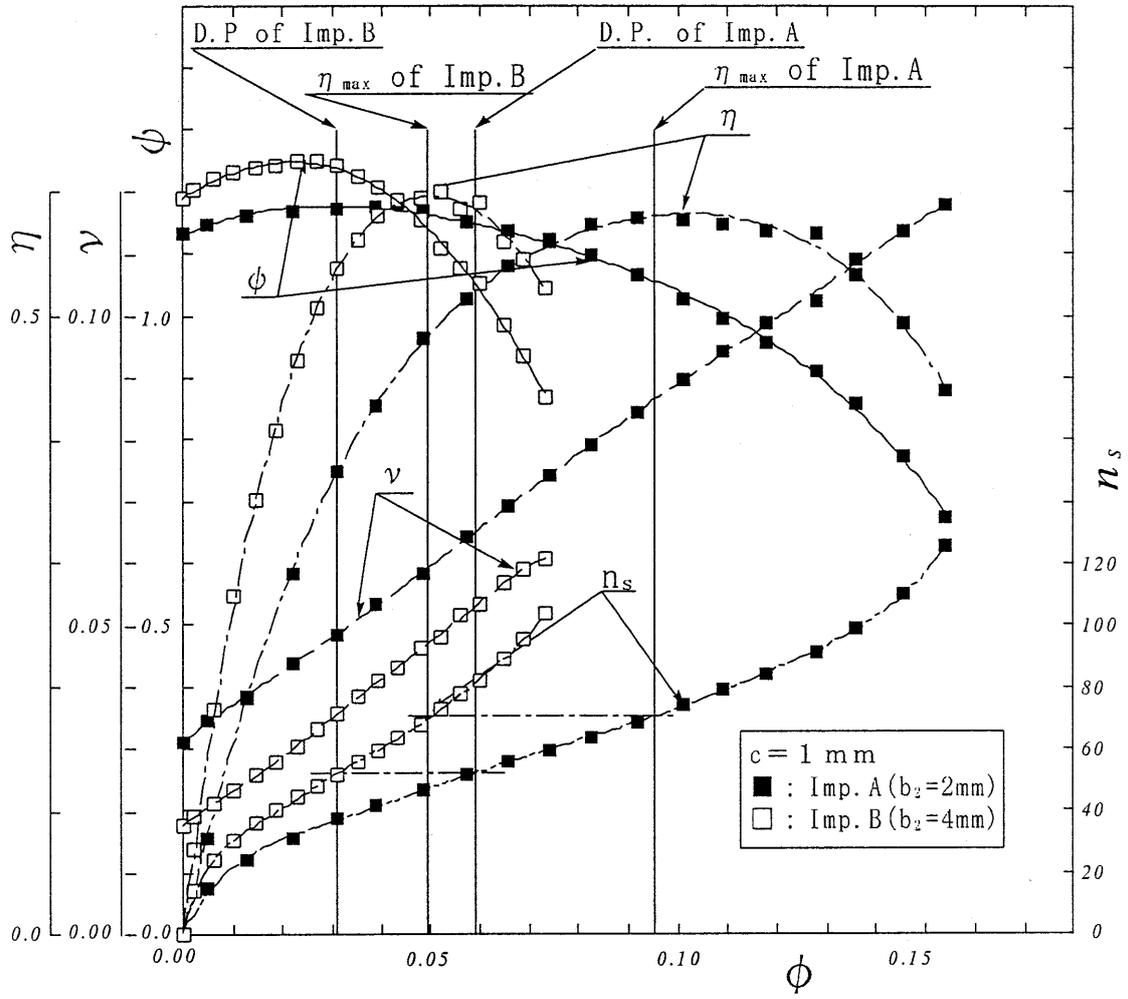


図 5 - 3 - 1 ポンプ性能曲線

5. 3. 2 漏れの効果

ライナリング隙間 c を 0mm (●), 1.0mm (○), 2.5mm (▽), 3.5mm (△), 5.0mm (×) と増加させたときのポンプ性能の比較を図 5-3-2-1 に示す。

隙間の増大とともに η_{\max} が上昇し 3.5mm 付近で最大となり、それ以上になると再び急低下する。すなわち極低比速度ポンプでは、従来の常識に反して漏れをある程度増やした方が、効率が向上すること、そしてライナリング隙間には最適値が存在することが判明する。

図 5-3-2-1 によれば、ライナリング隙間の増大つまり漏れ量の増加とともに軸動力曲線がほぼ平行に低下し、揚程曲線はほとんど変化しないことから、ポンプ効率の向上は漏れによる円板摩擦の一般的な低下が原因であることが明瞭に示されている。

c を 3.5mm 以上にすると、実流量で 20[L/min] 程度の漏れが発生し、その分羽根車を通る流量が増加して軸動力が増加し体積効率も低下するので、円板摩擦の減少による機械効率の向上を上回って η_{\max} は再び低下することになる。この場合、揚程曲線の変化が比較的少ないので、漏れ量はほぼ全流量域であり変化しないと考えられ、漏れに使われる余分の軸動力もほぼ一定となり、軸動力曲線は平行に増大することになる。

なお、漏れ量は $c=0$ mm の場合の揚程曲線を横軸に平行に移動して、 $c \neq 0$ の場合の揚程曲線と重なるまでの移動量 $\Delta \phi$ から推定した。

ライナリング隙間の最適値を求めるために、最高効率 η_{\max} を c に対してプロットすると図 5-3-2-2 のようになる。ライナリング隙間 $c=3.5$ mm 付近で効率 η が最大となることがわかる。通常隙間 $c=0.5$ mm では効率が最も低くなることは特に留意する必要がある。

また、 c を変化させても、 ϕ_{\max} および設計点での揚程係数 $\phi_{D.P.}$ は変化していない。従って、設計時においては隙間増大による揚程の低下には留意する必要はなく、効率が最大となるようなライナリング隙間を選定すれば良い。

極低比速度領域で高性能なポンプを検討するためには、図 5-3-2-3 に示す $\eta-n_s$ 曲線を調べる必要がある。図より、ライナリング隙間を広範囲に変化させても最高効率はほぼ同じ比速度で得られること、そして最高効率点は設計比速度より 20% 程度も高比速度側に移動していることがわかる。この場合も設計比速度において効率が最大となる最適隙間を選定すれば良い。

以上に示したライナリング隙間による効率の向上は、円板摩擦の軸動力に占める割合が大きい羽根車ほど、すなわち比速度が低い羽根車ほど顕著にな

る。そこで、本ポンプにおける円板摩擦の軸動力に占める割合を検討したものが図 5-3-2-4 である。

一般に円板摩擦動力は、羽根車を通過する流量によりほとんど変化せず、 $c=0\text{mm}$ の場合の締切点軸動力がほとんど円板摩擦損失によるものと考えられるので、その全軸動力に対する割合を各 ϕ に対しプロットした。図 5-3-2-4 より設計流量で円板摩擦の占める割合は約 47% にも達することがわかる。

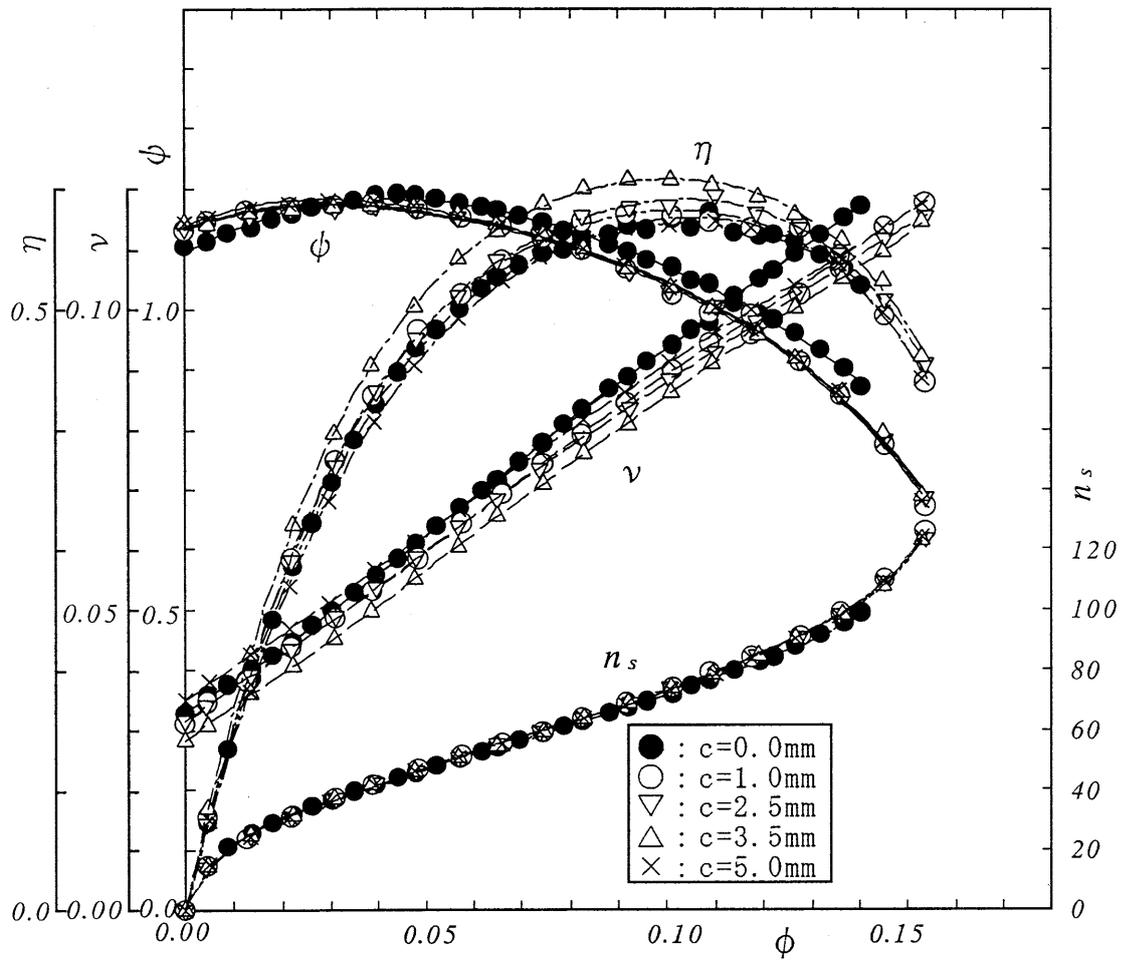


図 5-3-2-1 ライナーリング隙間の影響

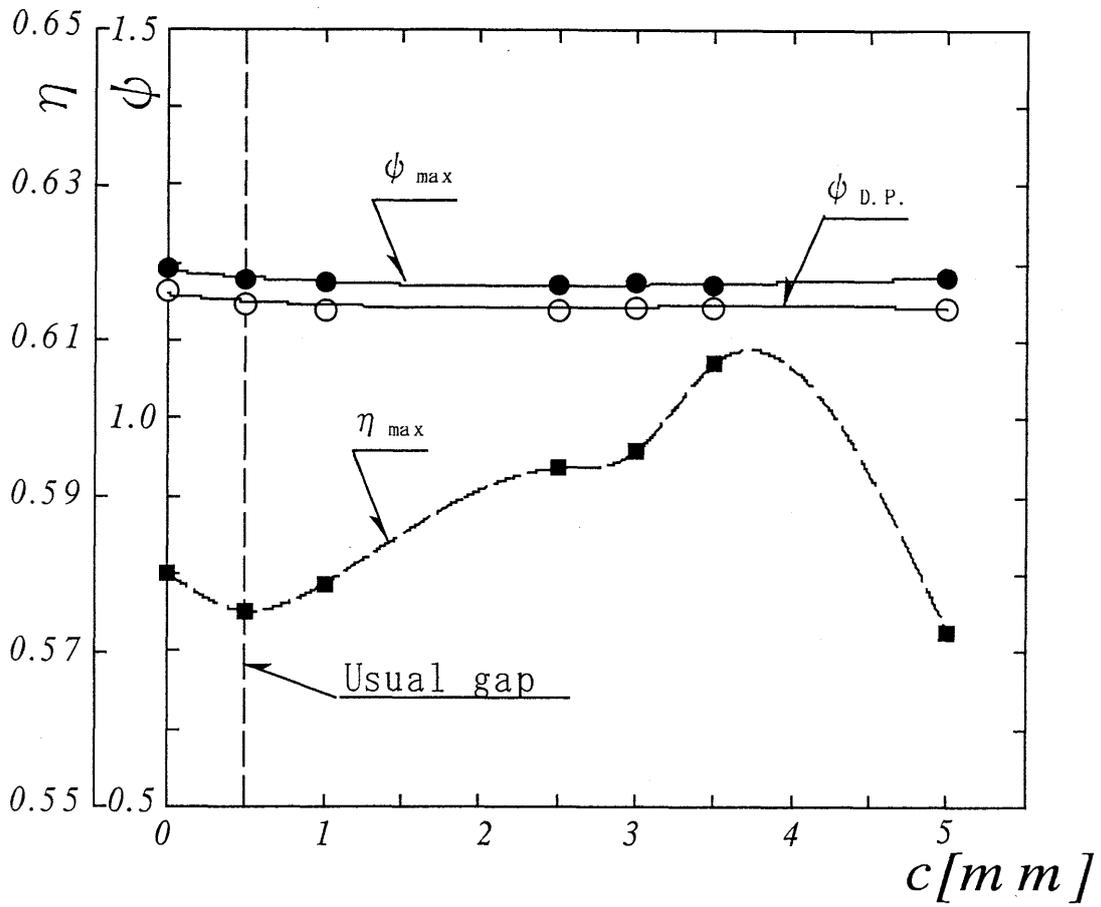


図 5 - 3 - 2 - 2 効率および揚程—ライナリング隙間曲線

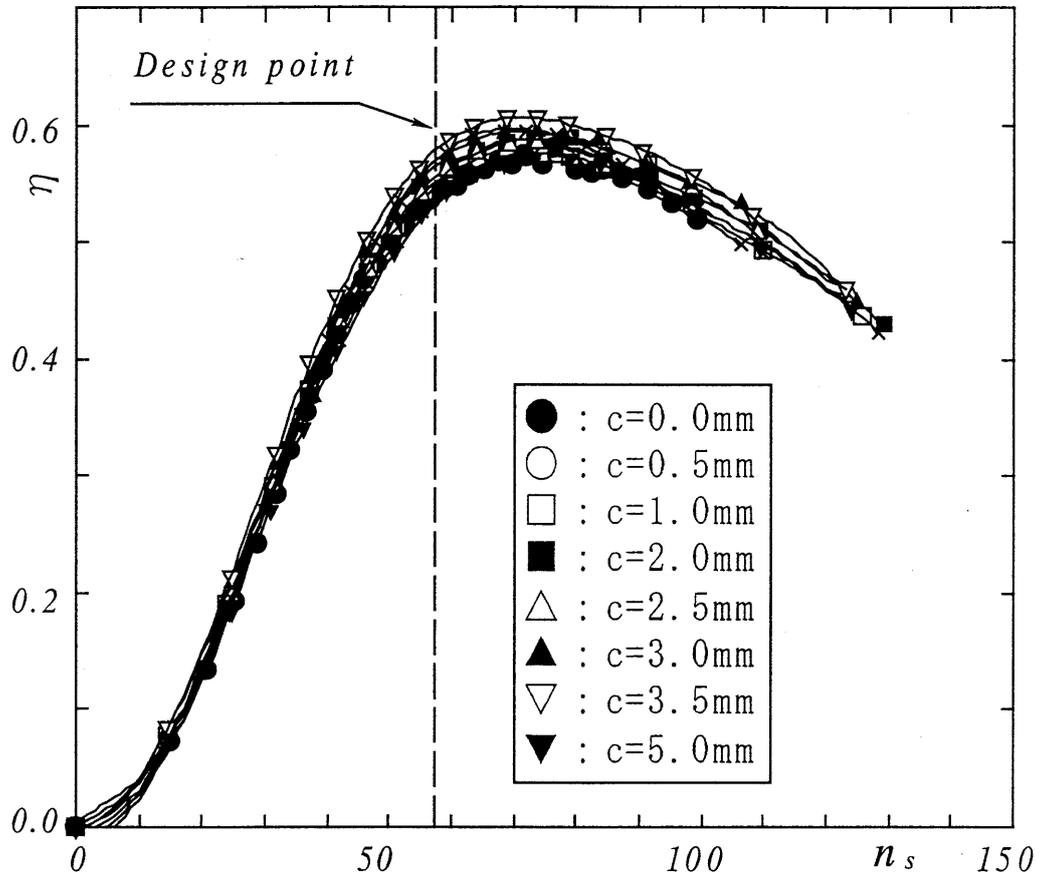


圖 5 - 3 - 2 - 3 效率—局所比速度曲線

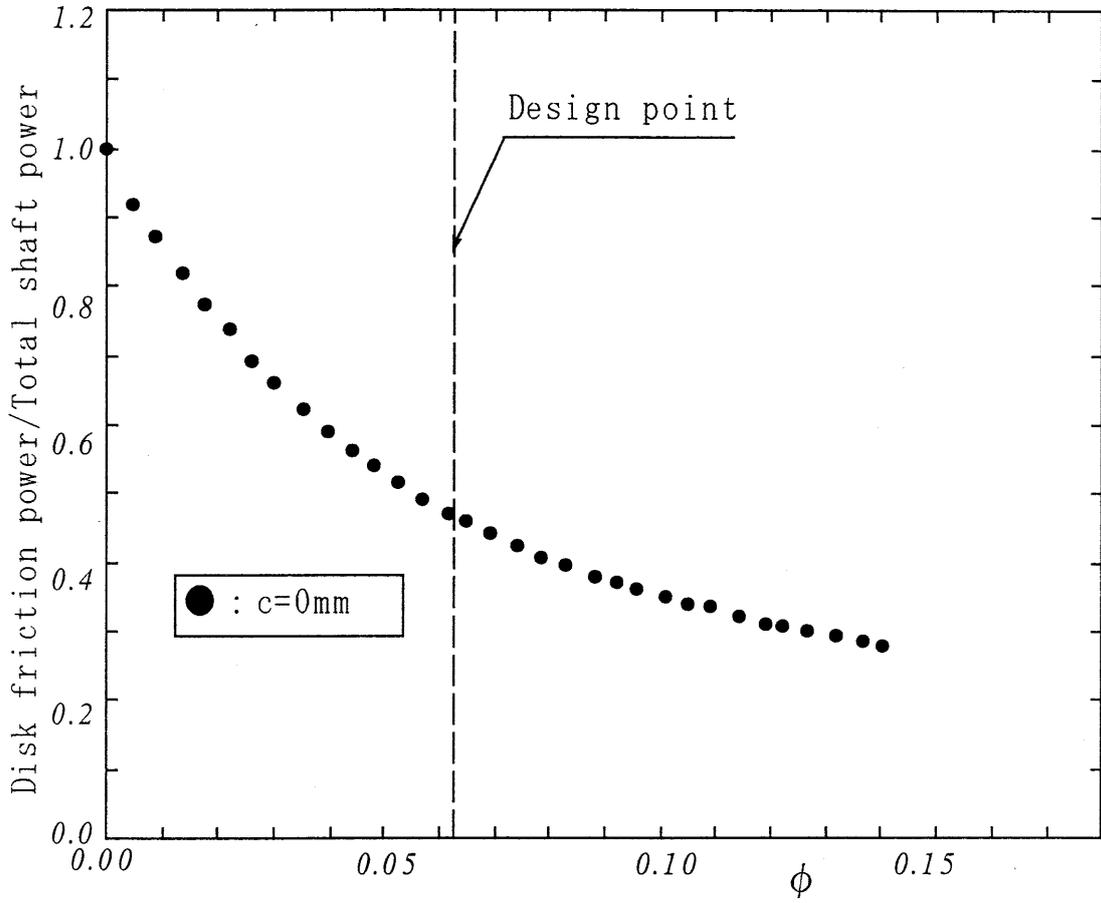


図 5 - 3 - 2 - 4 全軸動力に対する円板摩擦動力

5. 3. 3 羽根車主板側背面孔の影響

羽根車背面の側板側のみにおいて漏れ量を変化させた結果、かなりの効率向上が達成されたので、主板側にも漏れを生じさせるべく、バランスホールと同様の孔（リークホール）を半径比位置 $r/r_2=0.18$ に設けて漏れを与えることを試みた。

リークホールの数を変化させたときのポンプ性能と、比較のためライナリング隙間を変化させたときのポンプ性能を併せて図 5-3-3-1 に示す。

リークホールのない●印に比してリークホール数を 1 個設ける(◆)と η_{max} が約 3.5% 向上するがそれ以上増やしても(△:2 個, ▲:4 個)、 η_{max} は却って低下することがわかる。またリークホール数 1 個の場合、図示はしていないが側板側隙間 c を、0.5~3.5mm に変化させても η_{max} はあまり変化しなかった。

リークホールによる主板側背面流れの変化を定量的に明らかにするために、主板側背面の壁面静圧分布を測定した。図 5-3-3-2 に、リークホールの有無による半径方向の圧力分布の比較を示す。図より流れは軸対称で、リークホールがある場合の圧力変化が極めて大きいことがわかる。

そこで、図 5-3-3-2 から羽根車背面の流体の平均旋回速度を予測してみる。

まず羽根車背面流れの圧力を p とすると、

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{u^2}{r} \quad \dots (1)$$

ここに $u=Kr\omega$ とおくと式(1)は以下のようなになる。

$$K = \sqrt{\frac{dp/dr}{\rho r \omega^2}} = \sqrt{\frac{dc_p/dR}{2R}} \quad \dots (2)$$

ここに $R=r/r_2$ は半径比である。

図 5-3-3-3 に式(2)に対して図 5-3-3-2 の c_p を用いて求められた K の半径方向分布を示す。

リークホール数の増加と共に、羽根車背面の流体の旋回速度が著しく増加し、内周部では外周部の 2 倍以上にも達する。流体の周速度比 K の増加は羽根車背面の流体の周速度と羽根車の周速度の速度差の減少を意味し、円板摩擦は低下する。

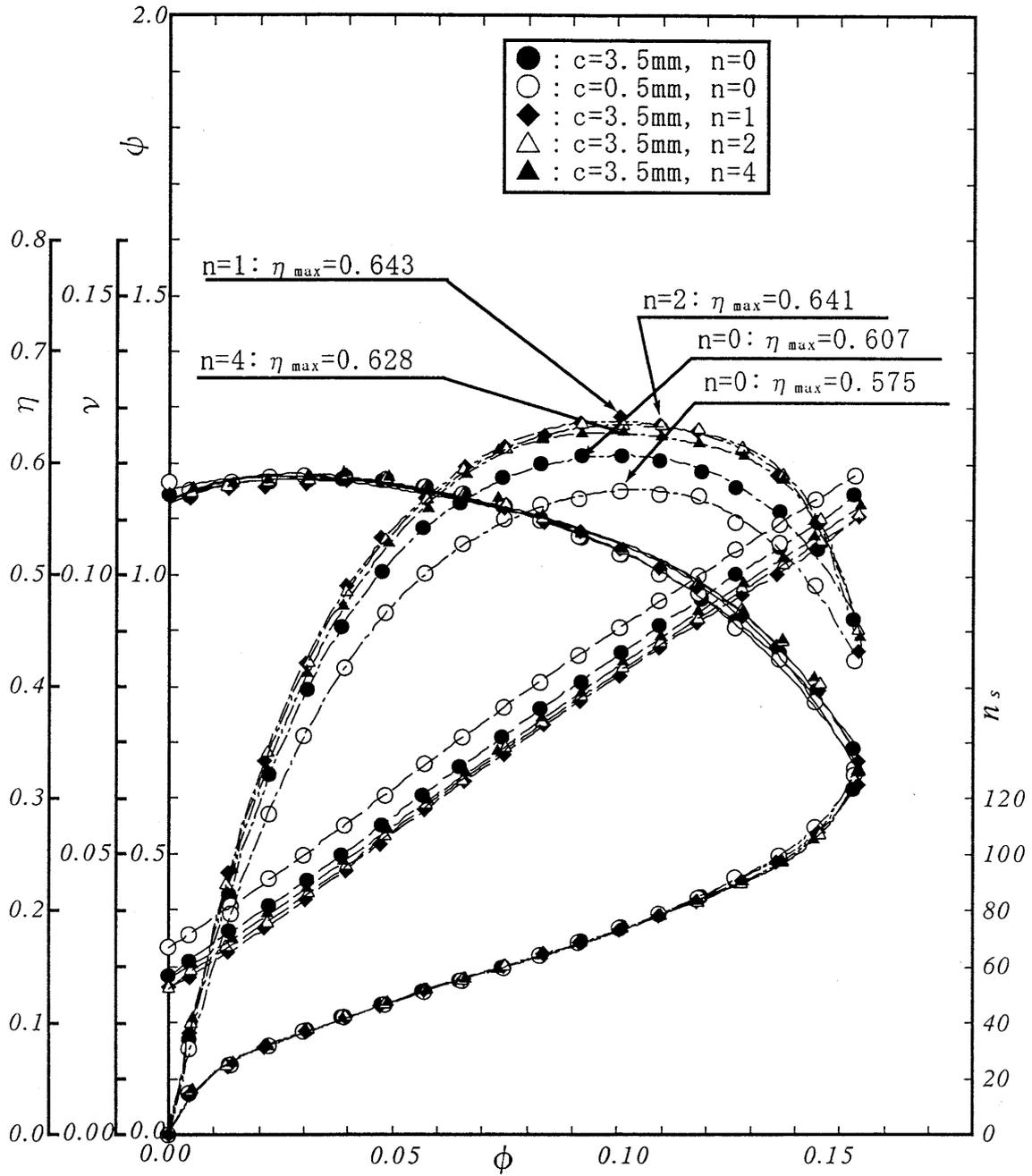


図 5-3-3-1 リークホールの影響

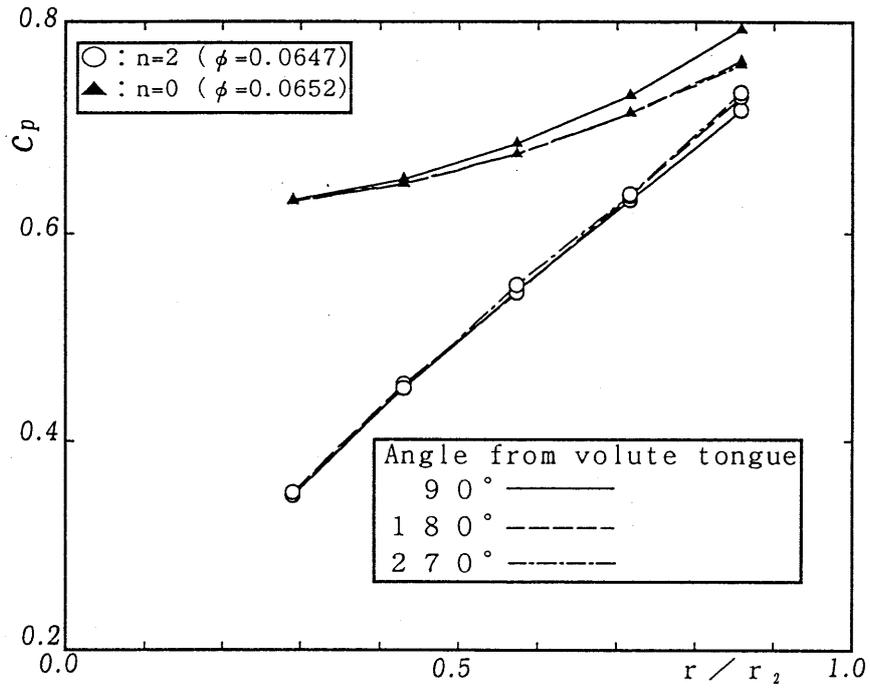


図 5-3-3-2 ケーシング壁面静圧分布

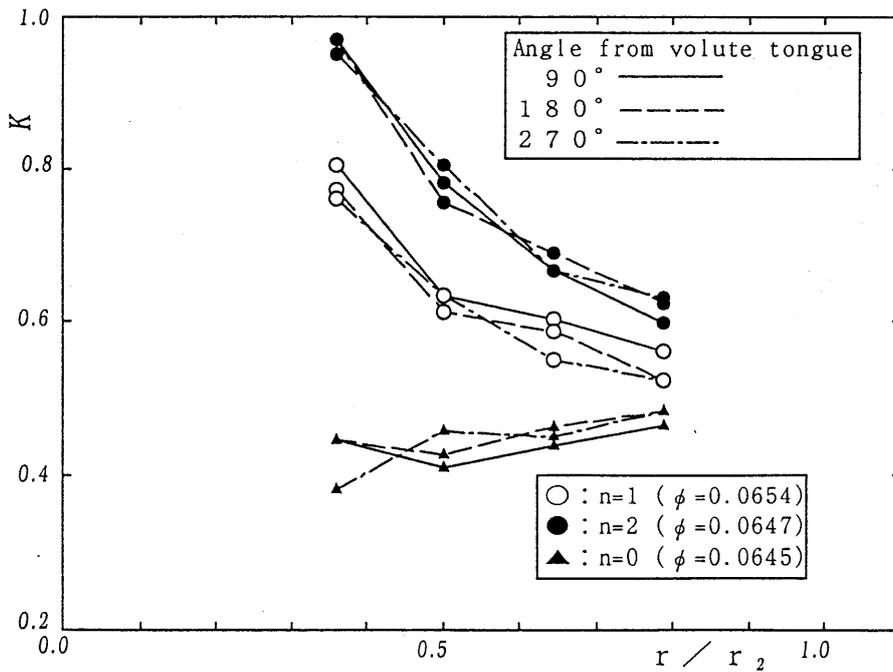


図 5-3-3-3 羽根車背面流体の周速度比

5. 3. 4 羽根車背面粗さの影響

羽根車背面は機械加工面でありその粗さは中心線平均粗さで $R_a=6.3\mu\text{m}$ (最大粗さで $R_{\text{max}}=25\mu\text{m}$) である。円板の許容粗さは Schlichting の式 $(R_a)_{\text{adm}}=100\nu/u^{(2)}$ で与えられ、本実験レイノルズ数の場合 $(R_a)_{\text{adm}}=7.5\mu\text{m}$ となり、羽根車背面粗さは水力学的滑面として扱える。そこで羽根車背面を完全粗面にして、流体の周速度を高めることによる円板摩擦の低下の可能性を調べるために、十分粗い耐水研磨紙 ($R_{\text{max}}=125\mu\text{m}$) を羽根車の側板側背面 ($R_{\text{max}}=25\mu\text{m}$) のみに、ほぼ全域あるいは内周側に部分的 (63%, 25%) に貼り付けて、性能曲線の変化を調べたものが図 5-3-4-1 である。この程度の粗さを全面貼り付けると、円板摩擦は約 23% (片面) 程度上昇する⁽⁵⁾。

図によると、羽根車背面を粗面とした場合は、いずれの場合も η_{max} が滑面 (●) の場合より高くなること、そして羽根車背面の内側の約 63% を粗面にした場合 (△) が効率が最も良くなる (約 1.5% 向上) ことである。すなわち、羽根車背面を部分的に十分粗くすることにより、流体の周速増加による円板摩擦の低下が、粗さによる円板摩擦の増加を上回り、ほぼ全流量域で効率向上を達成させることがわかる。

なお、背面全面を粗くしたほぼ全域貼付けの場合 (○) は、軸動力が全流量域で平行に増加しているが、揚程もほぼ全域で増加した結果、 η_{max} 点はかなり大流量側に偏ってくる。このことは背面流れが揚程曲線にも影響を与えることを示し、ポンプ性能を考える場合、留意する必要がある。

以上ことは、羽根車背面に対し全面に機械加工を施すよりも、外周の一部に対し機械加工を施した方が却って性能が向上することを示し、製作上からも大変望ましいことである。

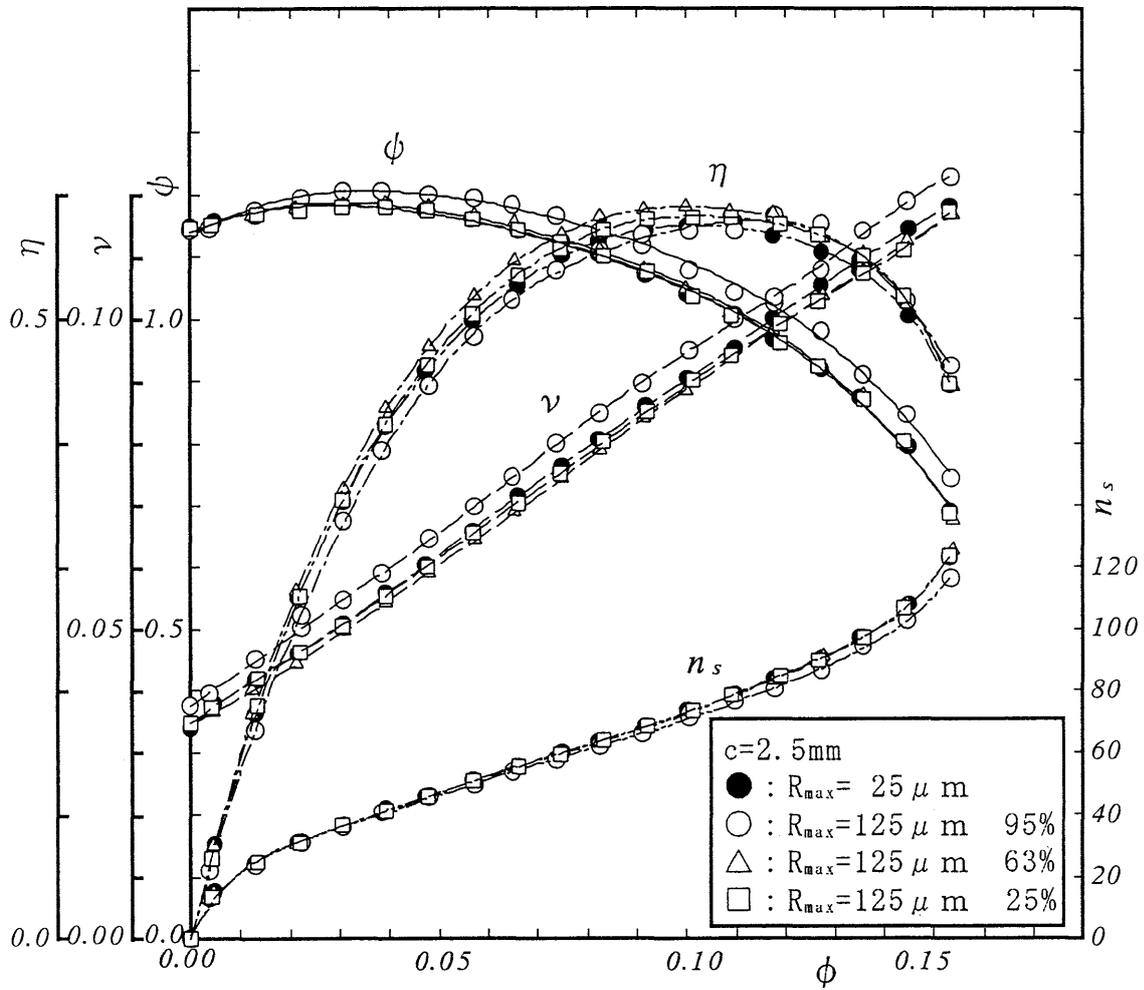


図 5 - 3 - 4 - 1 羽根車背面粗さの影響

5. 4 漏れがある場合の円板摩擦抵抗の計算値と実験結果の検討

5. 4. 1 漏れ流量の決定

ライナリングの環状隙間を通過する漏れ流量 Q_l は、ライナリング前後のヘッド差 ΔH 、通路面積 A および重力加速度 g を用いて次のように表される。(1)

$$Q_l = CA\sqrt{2g\Delta H}$$

ここに C は隙間の寸法形状あるいは片側壁面の回転速度などにより決まる流量係数であり例えば、

$$C = 1/\sqrt{\lambda l/(4m + \alpha n + 1.5)}$$

により求めることができる(6)。ただし λ , l , m , n はそれぞれ摩擦係数, 隙間長さ, 隙間の流体平均深さおよびラビリンス溝の数であり, α は係数でラビリンス溝が充分大きいときは $\alpha=1$ となる。

隙間前後のヘッド差 ΔH は、羽根車出口周速を u_2 , 羽根車の入口を基準とした出口の圧力ヘッドを H_p とすると次式で与えられる。

$$\Delta H = H_p - C_{pi} \cdot u_2^2 / 2g$$

C_{pi} は羽根車出口圧力 p_2 からライナリング位置 ($r=r_i$) の圧力 p_i までの圧力降下量を無次元化したもので次式で定義される。

$$C_{pi} = (p_2 - p_i) / (\gamma u_2^2 / 2g)$$

ただし γ は液体の重量である。

5. 4. 2 漏れがある場合の円板摩擦抵抗の計算

羽根車主板および側板に働くせん断応力 τ により生じる円板摩擦モーメント M は次のように表される。(1)

$$M = \int_{r_i}^{r_2} 2\pi r^2 \tau_\theta dr = C_M \cdot \rho r_2^5 \omega^2 / 2$$

ここに τ_θ は τ の周方向成分、 C_M は摩擦モーメント係数を表す。

C_M の値は、従来密閉容器内で回転する円板を用いて理論的あるいは実験的に定められている。漏れがある場合には、漏れがない密閉容器内の回転円板の結果と著しく異なり上式の τ_θ として Blasius 型のせん断応力の仮定を適応すれば、

$$C_M = 0.385 \int_{R_i}^1 R^{\frac{18}{5}} (1-K)^{\frac{5}{4}} dr / R_e^{\frac{1}{5}}$$

となる(1)。

ここで、 $dp/dR \doteq C_1 RK^2$

とおく。また、 $K(R)$ は以下のように表される(7)。

$$\left\{ \frac{5}{6} \frac{c_q}{R^{13/5}} - \frac{49}{240} a^* b (1-K)^2 \right\} R \frac{dK}{dR}$$

$$= -\frac{5}{3} \frac{c_q}{R^{13/5}} K - \frac{1127}{3600} a^* b (1-K)^3 + c \left\{ \frac{(a^*+1)}{b^{1/4}} (1-K)^{5/4} - \frac{(a^2+1)^{3/8}}{f^{1/4}} K^{7/4} \right\}$$

$$c_q = (Q_l / 2\pi r_2^3 \omega) \cdot R_e^{1/5}$$

$$f = \frac{1}{aK} \left\{ a^* b (1-K)^3 - \frac{120}{49} \frac{c_q}{R^{13/5}} \right\}$$

a, a^*, b および c は定数で次のようになる。

$$a=0.374, a^*=0.220, b=0.526, c=0.0225$$

また、羽根車裏側の流れは、羽根車とケーシングとの間隔 s が特に狭くない限り核の周速度 $Kr\omega$ により定まる。 K および C_{pi} は半径比 $R=r/r_2$ 、軸方向隙間比 $S=s/r_2$ 、漏れ流量係数および漏れの持ち込み角運動量係数の関数として定まるが、 C_{pi} は以下の半径方向の釣り合い式で近似できる⁽¹⁾。

$$C_{pi} = 2 \int_R^1 RK^2 dR$$

漏れがある場合の持ち込み角運動量代表する C_{am} は角運動量 L を用いて、

$$C_{am} = (L / 2\pi r_2^5 \omega^2) \cdot R_e^{1/5}$$

と定義される。内向き漏れの場合 L は羽根車出口の周方向速度成分と漏れ流量の積に比例するから、流量係数 $\phi = v_{a2}/u_2$ および羽根車出口における相対流れの方向 β_2 を用いると

$$C_{am} = -(1 - \phi \cot \beta_2) c_q \text{ で与えられる。}$$

以上により導かれた最高効率点における円板摩擦により消費される軸動力係数の計算値と締切軸動力係数の実験値および最高効率値（実験値）のライナリング隙間との関係を図5-4-1に示す。

図より、計算より求められた最高効率点での円板摩擦により消費される軸動力係数と実験値の締切軸動力係数が良く一致していることがわかる。円板摩擦により消費される軸動力は吐出流量によらずほぼ一定であるので、締切点における軸動力はその大部分が円板摩擦により消費されていると結論付けられる。計算によれば、円板摩擦動力係数はライナリング隙間が0の場合に最大になり、隙間が0.5mmに広がると円板摩擦軸動力係数は急激に低下し、それより隙間を大きくしていくと円板摩擦はする。このことは、ライナリング隙間がある程度以上になるとライナリング前後の圧力差が殆どなくなり、その結果漏れ量があまり変化せず、円板摩擦動力はライナリング隙間に対し変化しなくなる。これに対し実験結果の方は、ライナリング隙間の増加に従い徐々に円板摩擦動力が計算とほぼ同じ値まで減少し、隙間が3.5mm以上

になると円板摩擦は増加する。これらのことから、計算により極低比速度ポンプの場合でも円板摩擦動力を見積もることが可能であり、かつ効率に対し最適なライナリング隙間が存在すると結論付けられる。

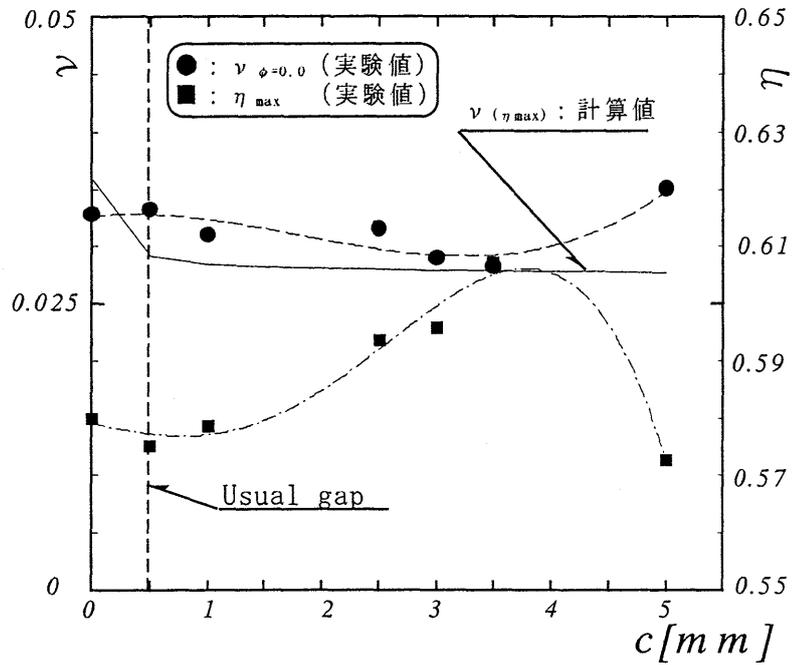


図 5-4-1 ライナリング隙間と円板摩擦動力 (計算値), 縮切軸動力および最高効率値の関係

5. 4 結言

比速度 $n_s=60$ の極低比速度ポンプの性能に関して、以下のことを明らかにした。

- (1) 適当な漏れ量を与えることにより、円板摩擦を低減させ、ポンプ効率を向上させることができる。ライリング隙間比 $c/r_2=0.03$ にすると、通常隙間の場合に比べて効率は約 3.5% 向上した。
- (2) 羽根車の主板側背面にもリークホールを設けて、適当な漏れ量を与えることにより、効率をさらに向上させることができる。本実験の場合、羽根車の両側背面における漏れ量を最適化することにより、効率は約 7% 向上した。
- (3) 羽根車背面粗さを部分的に完全粗面にすることにより、効率を向上させることができる。外周部の半径比で 1/6 程度を水力学的に滑面とし、その内側を完全粗面にすることにより効率は、片面当たり約 1.5% 程度向上させることができた。
- (4) 上記の結果を組合せることにより、本ポンプの場合、全体で約 10% の効率向上を達成することができる。
- (5) 従来の設計法を用いると、最高効率点 η_{max} は設計点より流量で約 1.6 倍、比速度で約 1.2 倍大流量側に偏ることが明らかになった。

最後に以上の結果は、軸動力に占める円板摩擦の割合が大きいポンプほど、すなわち比速度の低いポンプほど効率上昇が大きいことを示唆している。

以上のことから極低比速度の領域では、漏れおよび円板摩擦に関して従来の常識に反した設計が良好な性能を与えることが判明した。しかも (1), (3) については、製作上そして寸法管理からも非常に有利である。

参考文献

- (1) 黒川, 豊倉, 遠心形ターボ機械の漏れ損失および円板摩擦損失について, ターボ機械, 4-5 (1976)
- (2) 黒川, 豊倉, 新庄, 松尾, 容器内回転円板に沿う流れに及ぼす表面あらさの影響, 機論 (2), 44-80 (1978), 1283-1291
- (3) Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps (2nd ed.), Joho Wiley and Sons (1957), 69-89
- (4) 黒川, 山田, 飯田, 低比速度渦巻きポンプの性能, ターボ機械, 18-5, (1990), 54-64
- (5) たとえば寺田進, 渦巻ポンプの設計と製図, 理工図書, (昭 53) 172-173
- (6) たとえば機械工学便覧, 日本機械学会, (叢 49), 9-43
- (7) 黒川, 豊倉, 遠心形ターボ機械の軸スラストの算定法, ターボ機械, 3-2, (1975), 602-611

第6章 結論

本論文は、比速度 $n_s=60\sim75$ 程度の極低比速度領域において、従来この領域で用いられてきた容積形ポンプの効率を凌駕する、高性能な遠心ポンプの開発および実用化をすることを目的として、従来設計法を極低比速度領域まで拡張適用した場合の問題点を実験的に明らかにし、それに基づき極低比速度ポンプの各種設計因子を系統的に変化させることにより、性能向上を達成し得る方法を明らかにしたものである。

この比速度領域では、遠心ポンプは効率が低く過ぎて実用的ではなかったが、通常の低比速度領域における効率向上の方法としては、

- ① ケーシング内壁および羽根車に機械加工を施し、表面を滑らかに仕上げ水力損失を低減させること。
- ② ライナリング部等の隙間を極力小さくし、漏れを抑えて体積効率を維持すること。

などが、用いられてきた。これらの方法は加工部位および領域が増えること、高い加工精度が要求されるなど、加工工数の割にはその効果が大きくなく、効率向上に対し効果の大きい方法は不明であった。

本研究の第2章では、従来設計法を極低比速度領域に適用し設計した遠心ポンプを用いて、羽根車の設計パラメータ（羽根車出口幅、羽根枚数、羽根車出口半径、羽根出口角度等）を系統的に変化させて性能の検討を行った結果、以下のことを明らかにした。

- ① 羽根車出口幅を増大させると不安定性能は多少増加するが、最高効率も多少増加する。羽根枚数については、効率上からは4枚がよい。6枚にすると最高効率が7.5%程度低下し、8枚にすると入口でキャビテーションが起きやすくなる。また、羽根出口角度は、効率上からは $60^\circ\sim90^\circ$ に最適値が存在する。
- ② 従来の設計法を用いると、極低比速度ポンプの最高効率点は設計点よりもかなり大流量側に移行する。
- ③ 極低比速度遠心ポンプの場合、水力損失を減らすことよりも円板摩擦を低減することが設計のポイントであり、比速度60 [m, m³/min, rpm] のポンプの設計点で円板摩擦は軸動力の約30~45%にも達する。
- ④ 右上がり不安定性能に対しては、中間羽根を設けることが有効である。中間羽根長さを短くしていくと、揚程曲線の安定性は増すが、同時に最

高効率が低下していく。

これらのことから、極低比速度ポンプの場合円板摩擦により消費される軸動力が全軸動力に占める割合が約 30~45%にも達することが判明したが、通常比速度領域の遠心ポンプの場合、全効率は 93%程度にも達する。すなわち、円板摩擦による機械効率の低下は必然的なものとして除外しても、羽根車およびケーシングが最適化できれば、極低比速度ポンプの効率は 55%程度までは達成可能であると考えられる。したがって、羽根車単体性能および羽根車とボリュートのマッチング性能を詳細に検討する必要がある。

第 3 章では、極低比速度領域で効率の高い羽根車の開発を目指して、羽根車のみ注目し、従来設計法を拡張して設計した羽根車 3 種類を用いて羽根車単体性能の比較から、従来設計法を低比速度領域に適用する際の問題点を明らかにし、新しい設計法を検討した。さらに、従来設計法の問題点を改良すべく、羽根出口角度が 90° の羽根車 8 種類を用いた性能の比較から、効率が良好な極低比速度羽根車の設計指針を検討した。その結果以下のことを明らかにした。

- ① 極低比速度領域では、円板摩擦が著しく大きくなり、これが羽根車効率が低い主な原因である。円板摩擦動力の軸動力に占める割合は比速度の低下とともに著しく増大し、比速度 127 で 24%程度、比速度 84 では 36%程度にもなる。しかし、羽根車の水力損失は、通常の比速度のものとはあまり大きな差異はない。
- ② 比速度 100 程度の低比速度領域では、比速度の低下とともに設計点と最高効率点の差異が著しく広がる。その原因は、準三次元解析シミュレーションによれば、設計点においてさえ羽根間流路に存在する著しく大きな再循環流のためである。なお、羽根間流路の再循環流が消滅するのは、例えば比速度 84 の羽根車では、設計流量の 3 倍もの大流量である。
- ③ 従来の設計法は、極低比速度領域には適していない。極低比速度羽根車としては、最高効率点性能ではなく部分流量で高効率が達成できるような羽根を選定し、羽根出口幅および出口角はなるべく大きいものを用いるのが良い。
- ④ 羽根出口角を大きくすると揚程曲線の右上がり不安定性能は顕著に現れるが、オープン形あるいはセミオープン形の採用によりかなりの程度に緩和することができる。
- ⑤ 放射羽根では羽根出口幅が広い場合にはすべりはほぼ 0 になり、羽根幅の減少とともにウイスナーの式に近づく。羽根入口を無衝突にした中間

羽根付きにすれば羽根出口幅が広い場合でもウイスナーの式に近づき、羽根幅は効率にあまり影響しなくなる。

- ⑥ 羽根入口を無衝突にした中間羽根付き羽根車と 90° 放射羽根車の効率は、極低比速度領域ではあまり変わらない。

以上で極低比速度領域で良好な性能を示す羽根車の設計指針が明確になってきたが、ポンプ性能は羽根車と渦巻きケーシングとのマッチングによって最終的に決まってくる。

第4章では、従来極低比速度領域の羽根車と渦巻きケーシングとのマッチング性能は殆ど不明であったが、第3章の結果を踏まえて、マッチング性能が良好なポリュートケーシングの開発を目指して、第3章で用いた羽根車を、形状パラメータを系統的に変化させたポリュートケーシングに組込んだ場合の性能を実験的に検討し、以下のことを明らかにした。

- ① ポンプの最高効率点の比速度はポリュートの設計比速度にほぼ一致し、羽根車による差異は少ない。また、ポリュートの形状パラメータがポンプの性能曲線及び最高効率に及ぼす影響が大きい。
- ② ケーシングの基礎円半径を小さくして、舌部と羽根車の隙間を通常のポンプよりも著しく小さくすることにより、効率を顕著に向上させることができる。この場合、舌部先端隙間を著しく減少させても、舌部干渉による圧力変動は通常隙間の場合とあまり変わらない。
- ③ 非設計流量においてもケーシング内の周方向静圧分布はほぼ一様となり、半径スラストは問題にならない。
- ④ ポリュートは目標比速度よりも大きめに設計した方が良く、ポリュート幅および舌部長さには効率を最高にする様な最適値が存在する。

これら一連の研究成果に加えて、ケーシング内壁・羽根車を滑らかに仕上げることで、そしてポリュートの設計比速度を大きめにすることにより、 $n_s=60\sim75$ の遠心ポンプの効率は60%程度にまで高めることができ、容積形ポンプと同等の効率にまで高めることができた。さらなる効率向上を達成し、容積形ポンプを越える高効率な極低比速度ポンプを実現するには、最後に残された円板摩擦の低減しか方策はない。

そこで、第5章では極低比速度ポンプの性能低下の主原因である円板摩擦の低減を目指して、円板摩擦に影響を与える諸因子（羽根車背面の漏れ量、羽根車背面粗さとその領域）に関する検討から、従来の常識に敢えて挑戦するような手法を適用した結果、以下のことを明らかにした。

- ① 適当な漏れ量を与えることにより、円板摩擦を低減させ、ポンプ効率を

向上させることができる。円板摩擦損失動力を低減させ、ポンプ効率を最適化する漏れ量が存在する。 $n_s=60$ のポンプにおいては、ライナリング隙間比 $c/r_2=0.03$ のとき、通常隙間の場合に比べて効率は約 3.5% 向上した。

- ② 羽根車の主板側背面にもリークホールを設けて、適当な漏れ量を与えることにより、効率をさらに向上させることができる。本実験の場合、羽根車の両側背面における漏れ量を最適化することにより、効率は約 7% 向上した。
- ③ 羽根車背面粗さを部分的に完全粗面にすることにより、効率を向上させることができる。外周部の半径比で 1/6 程度を水力学的に滑面とし、その内側を完全粗面にすることにより効率は、片面当たり約 1.5% 程度向上させることができた。
- ④ 上記の結果を組合せることにより、本ポンプの場合、全体で約 10% の効率向上を達成することができる。
- ⑤ 従来の設計法を用いると、最高効率点 η_{max} は設計点より流量で約 1.6 倍、比速度で約 1.2 倍大流量側に偏る。

最後に以上の結果は、軸動力に占める円板摩擦の割合が大きいポンプほど、すなわち比速度の低いポンプほど効率上昇が大きいことを示唆している。

以上のことから極低比速度の領域では、漏れおよび円板摩擦に関して従来の常識に反した設計が良好な性能を与えることが判明した。しかも①、③については、製作上そして寸法管理からも非常に有利である。

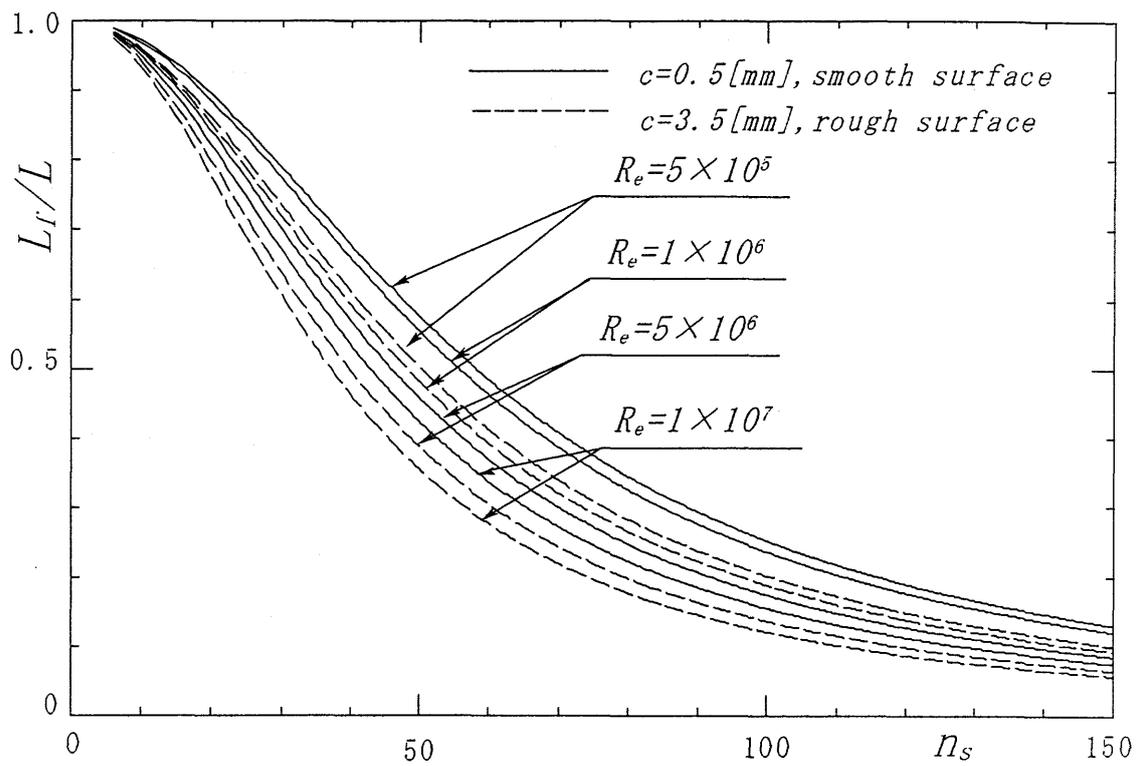
第7章 極低比速度遠心ポンプの設計指針

本研究の成果を総括した結果、以下のポンプ効率を向上させる設計指針を得た。

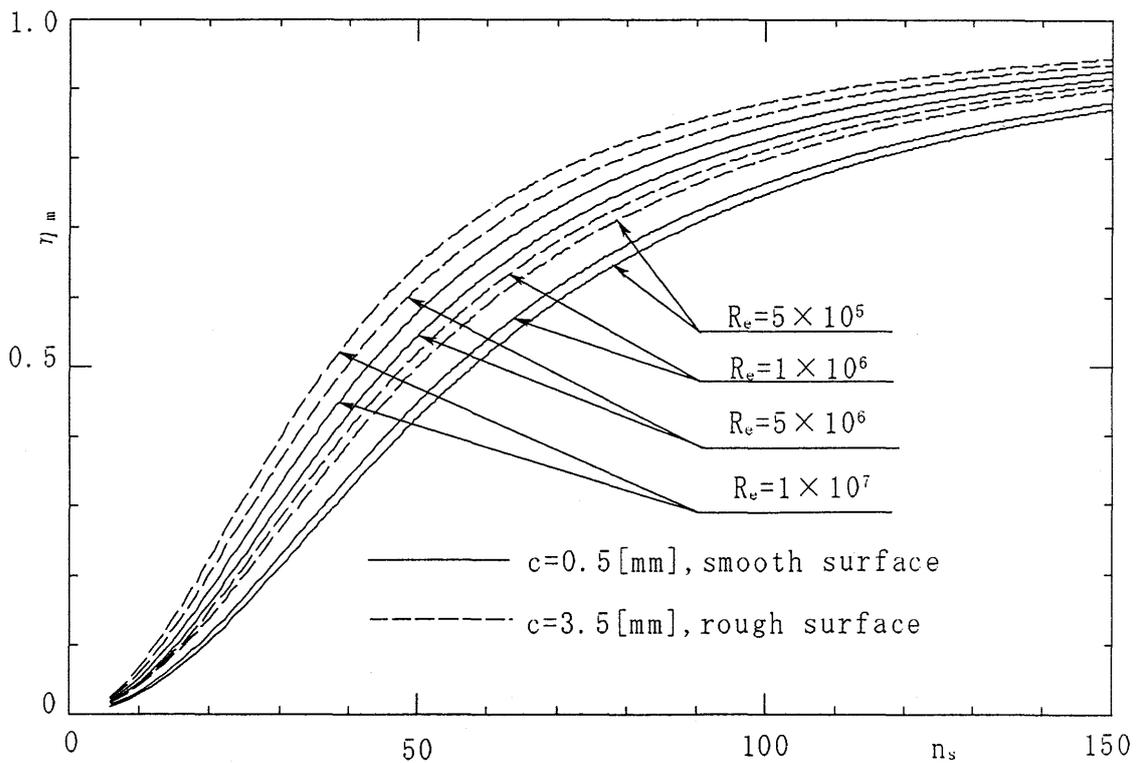
- I. 従来の設計法はそのままでは、極低比速度領域には適しておらず、すべり係数は従来の方法では見積もることが困難であり、粘性解析等を用いて見積もる必要がある。
- II. 羽根車の設計点を最高効率点に一致させることは大変困難なので、部分流量域で高効率を達成できるよう羽根車の設計比速度を高めを選定する。具体的には目標とする比速度に対し、設計比速度はその1.5倍程度として設計すると部分流量域で効率を向上できる。この場合、羽根出口幅を広くすることが有効である。
- III. 羽根車の出口角は効率に対し最適値が存在し、 $n_s=60\sim 75$ の場合 $\beta_2=60^\circ$ 程度がよい。ただし、羽根車製作上の簡便さを考慮した場合 90° 放射羽根車も、非常に有効な羽根車である。
- IV. 羽根車背面の表面粗さを最適化することにより、円板摩擦を低減し機械効率を向上させる。具体的には、半径比 $r/r_2=0.75$ より外周を機械加工により水力学滑面とし、内周部は鋳肌のままとする。
- V. ポンプの性能はポリウレタンケーシングの性能に支配され、比速度はポリウレタンの設計比速度とほぼ一致し、羽根車とポリウレタンの設計比速度のマッチングがよいものが良好な効率を示す。したがって、ポリウレタンの設計比速度も目標とする比速度に対し、設計比速度はその1.5倍程度として羽根車の設計比速度と一致させることがポイントとなる。この場合目標比速度での運転は非設計点での運転となるが、非設計流量においてもケーシング内の周方向静圧分布はほぼ一様となり、半径スラストは問題にならない。
- VI. ポリウレタンの内壁を水力学的滑面とし、ポリウレタン基礎円半径 r_3 を小さくして羽根車と舌部先端との隙間 Δr を小さくすることにより効率は著しく向上する。 Δr は小さいほどよいが、加工公差および幾何公差を考慮すると $r_3/r_2=1.01$ 程度が適当である。この場合、羽根車と舌部隙間を著しく小さくしても舌部干渉による圧力脈動および騒音が増大することはない。

- VII. 羽根車背面の漏れを最適化することにより、円板摩擦を低減し機械効率を向上させる。 $n_s=60$ のときライナリング隙間比 $c/r_2=0.03$ の場合に効率が最大となる。また羽根車に関しても、ライナリング部での漏れと同等の漏れを主板側にも与えるために適当なリークホールを設けると羽根車の前後両背面で円板摩擦を低減できる。
- VIII. ボリュート幅には、最適値が存在し、 $n_s=60\sim 75$ の場合 $b_3/b_2=0.72$ 付近で最も効率が高くなる。
- IX. ボリュートの巻き角 γ は、ボリュートの設計比速度を支配するパラメータであり、その値は、上記の“V, VI, VIII”を考慮して決める。
- X. 舌部長さを短くすると、大流量域において水力損失を低減させることができるが、喉部面積が拡大するため設計比速度も大きくなる。したがって舌部長さは、上記の“V, VI, VIII, IX”を勘案して決める必要がある。

以上に述べたことは比速度 $n_s=60\sim 75$ の範囲についてであるが、比速度に対する全軸動力に占める円板摩擦動力の割合、および機械効率を各レイノルズ数で整理したものを図7-1に示す。本研究の極低比速度領域における効率向上に対する方法は、円板摩擦の全軸動力に占める割合が大きいほど有効であり、図より $30 < n_s < 80$ の範囲で効果的であることがわかる。



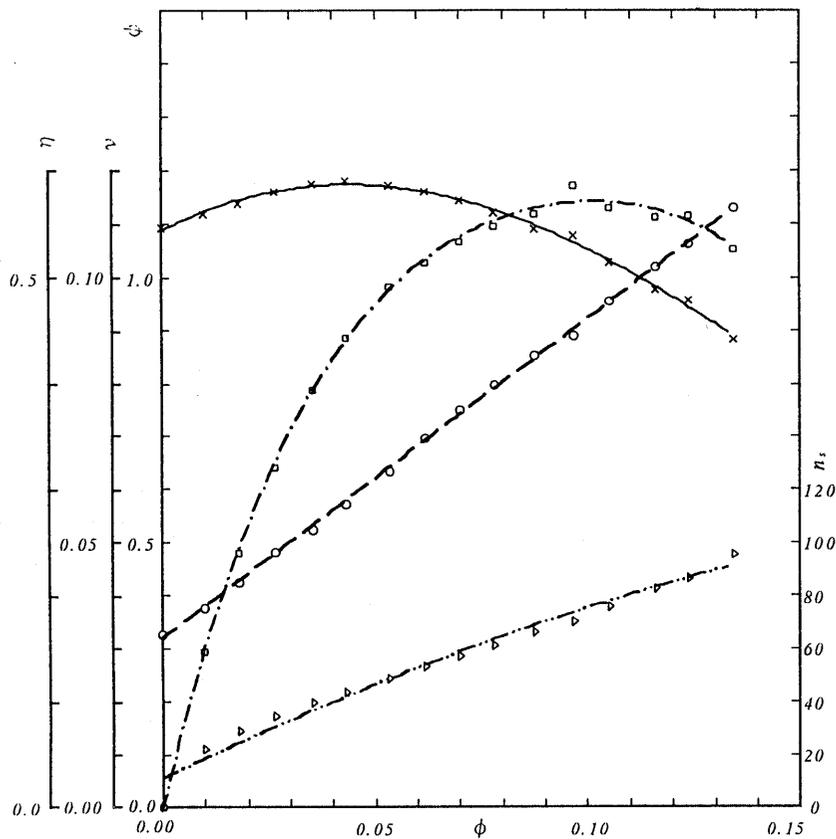
全軸動力に占める円板摩擦動力の割合



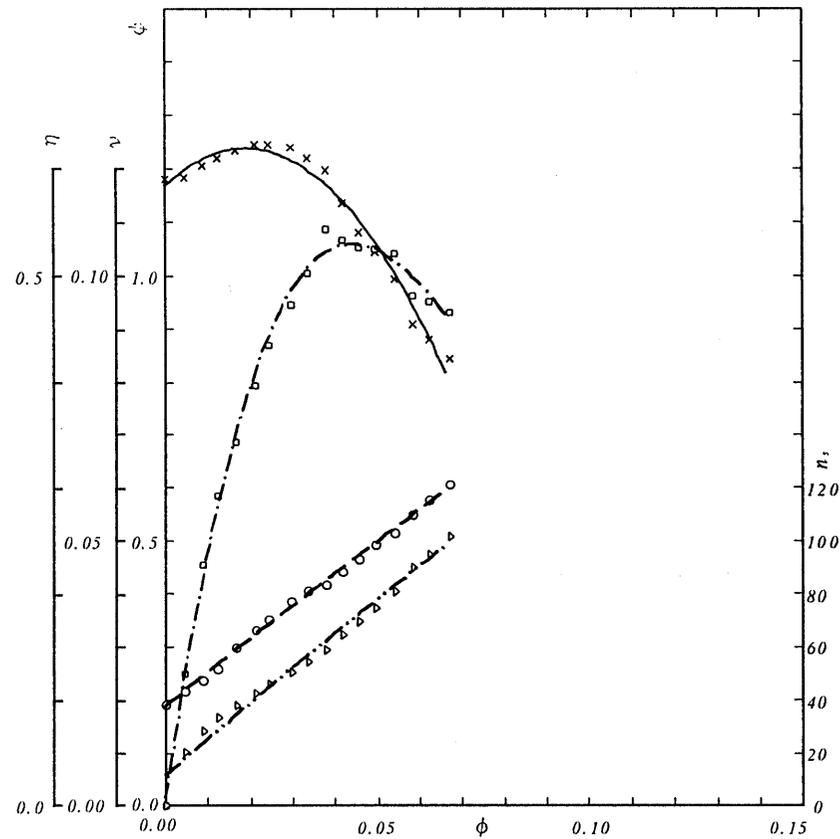
比速度に対する機械効率

図 7 - 1 比速度に対する円板摩擦・機械効率の関係

付録・付図

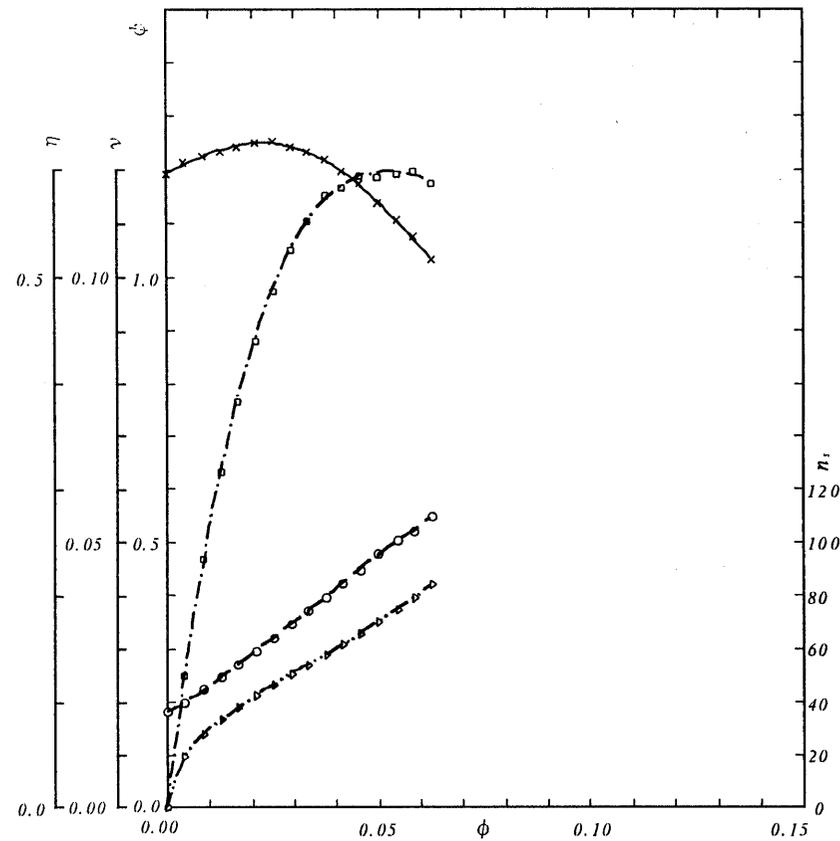
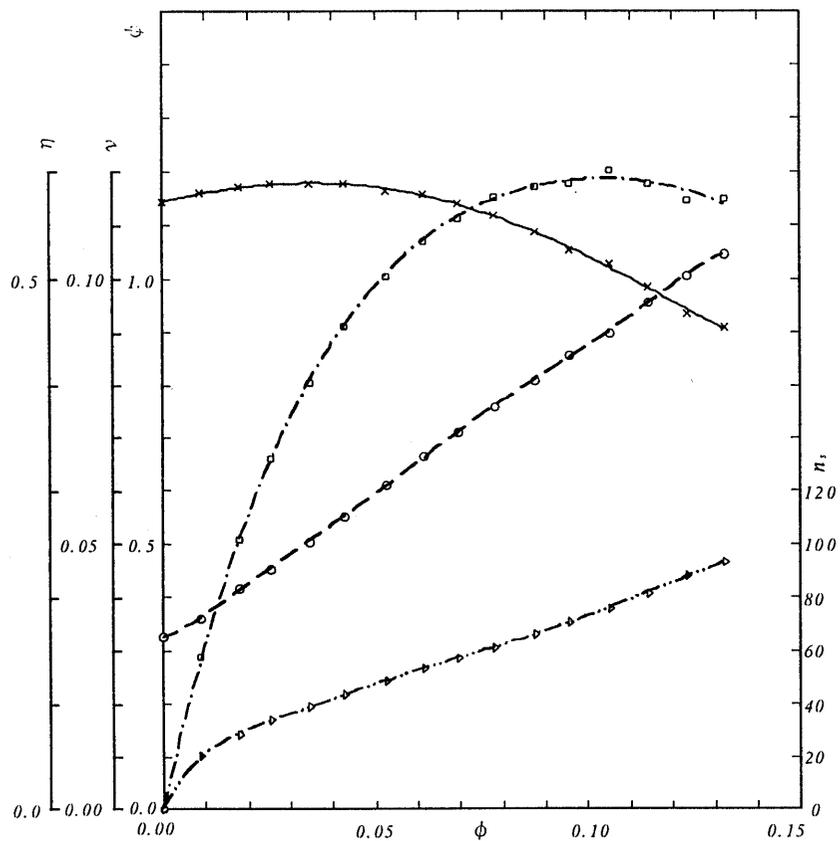


付図1 ポンプ性能曲線 $b_2=2\text{mm}, c=0\text{mm}$



付図2 ポンプ性能曲線 $b_2=4\text{mm}, c=0\text{mm}$

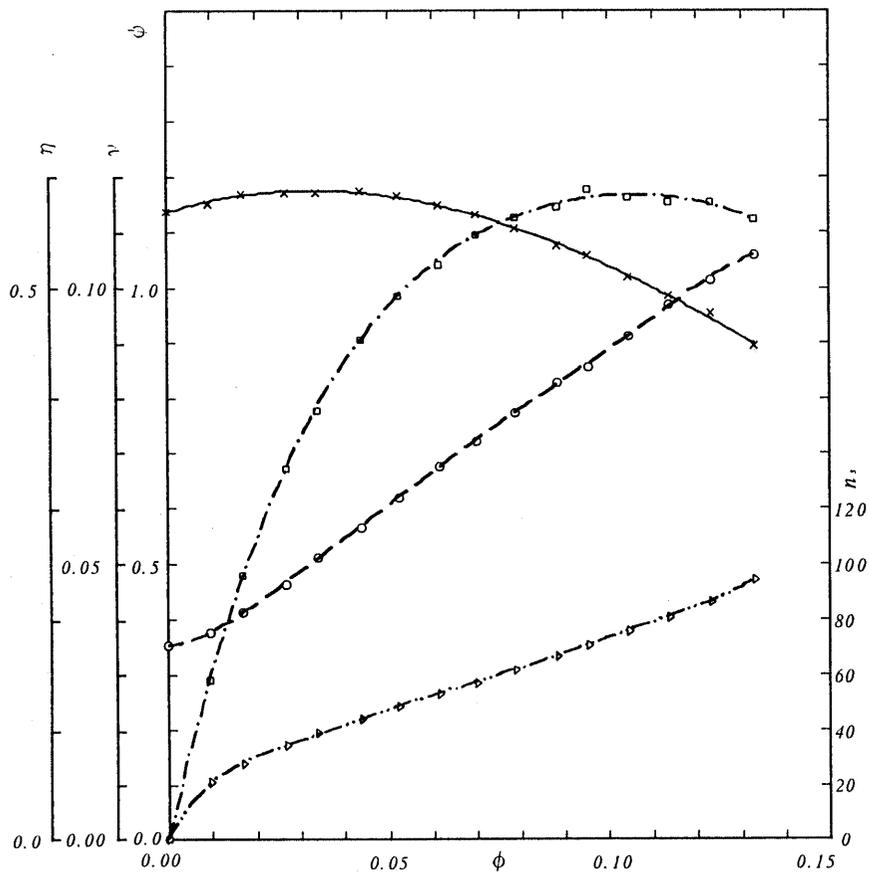
ライナリング隙間の影響



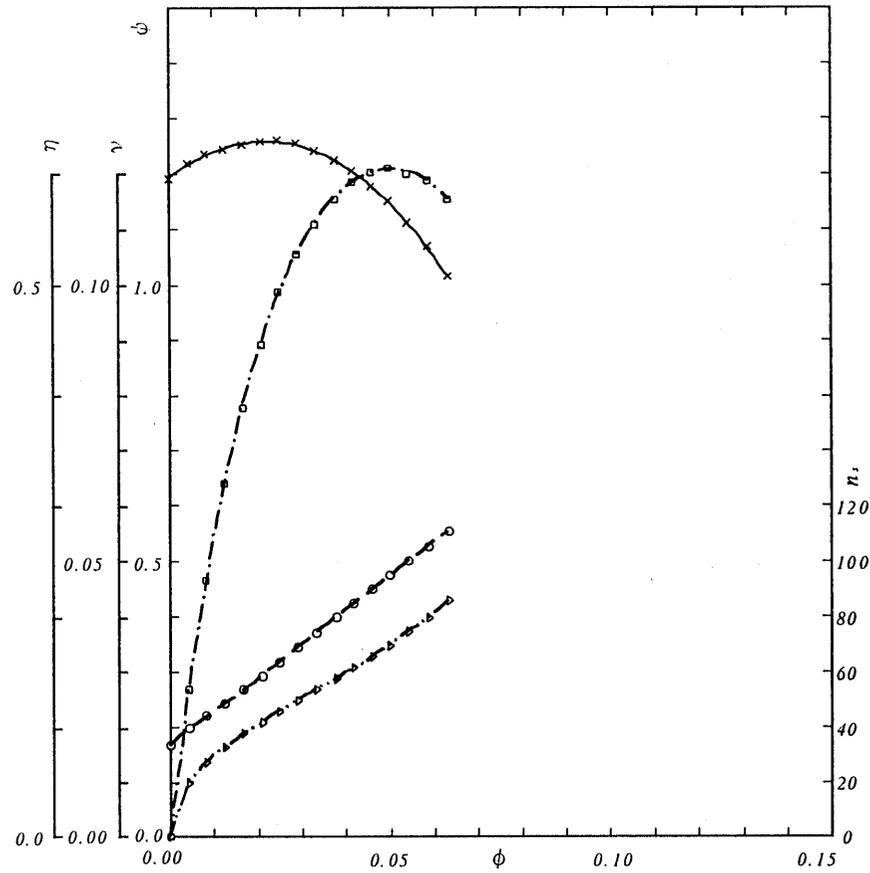
付図3 ポンプ性能曲線 $b_2=2\text{mm}$, $c=1\text{mm}$

付図4 ポンプ性能曲線 $b_2=4\text{mm}$, $c=1\text{mm}$

ライナリング隙間の影響

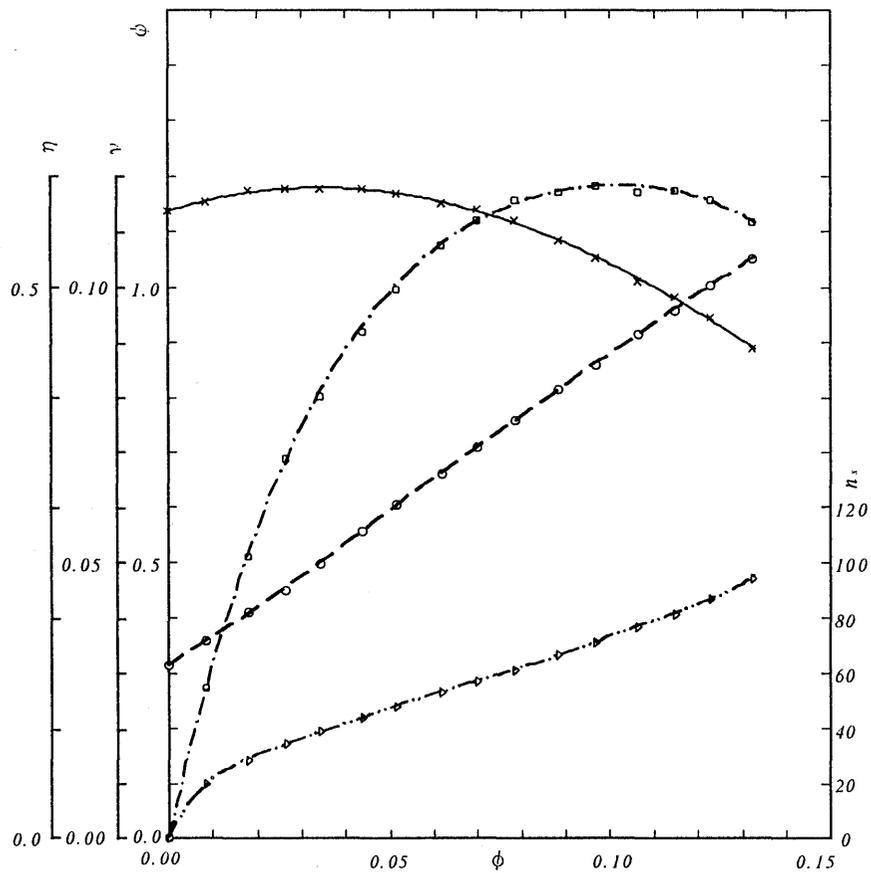


付図5 ポンプ性能曲線 $b_2=2\text{mm}, c=2\text{mm}$

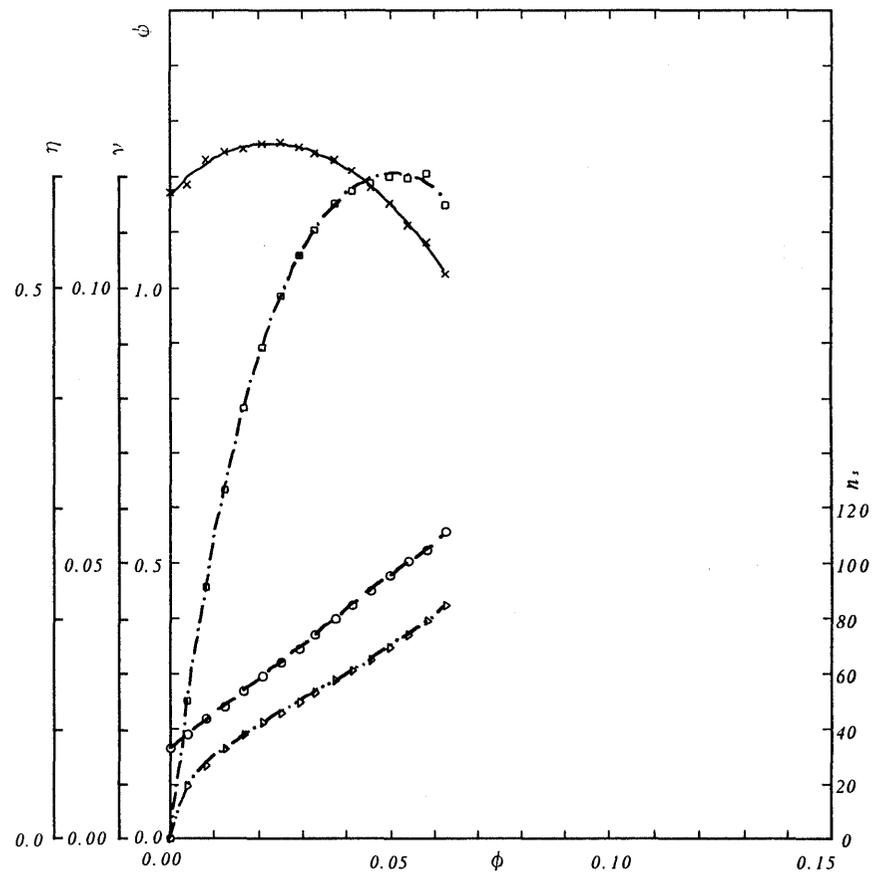


付図6 ポンプ性能曲線 $b_2=4\text{mm}, c=2\text{mm}$

ライナリング隙間の影響

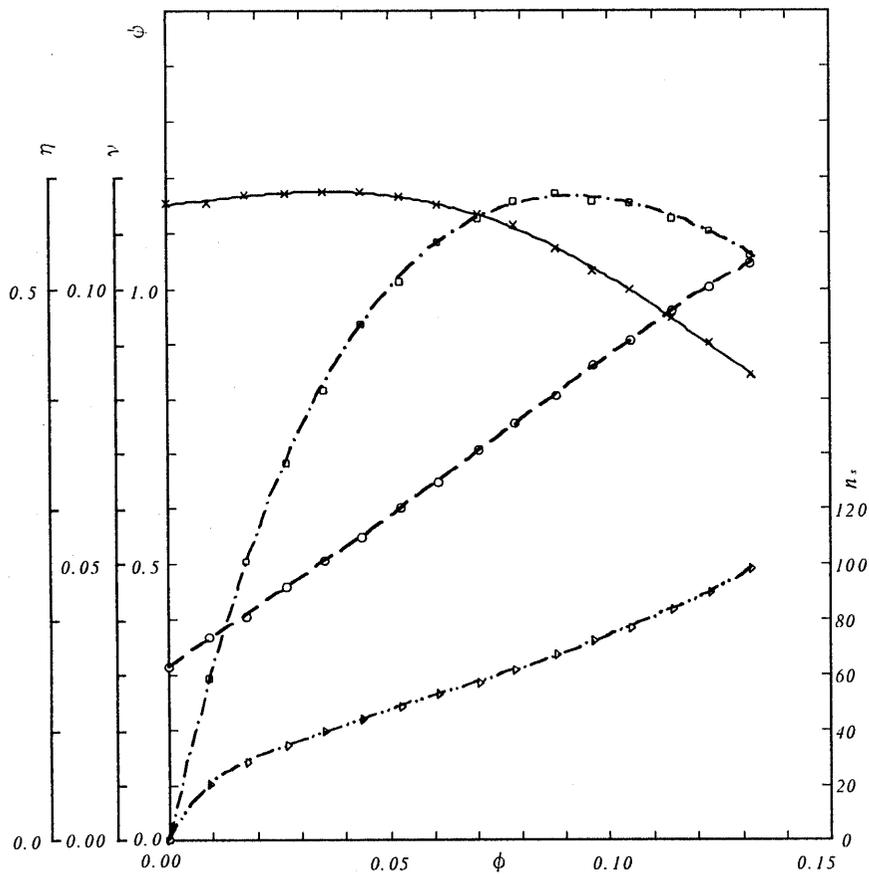


付図7 ポンプ性能曲線 $b_2=2\text{mm}$, $c=2.5\text{mm}$

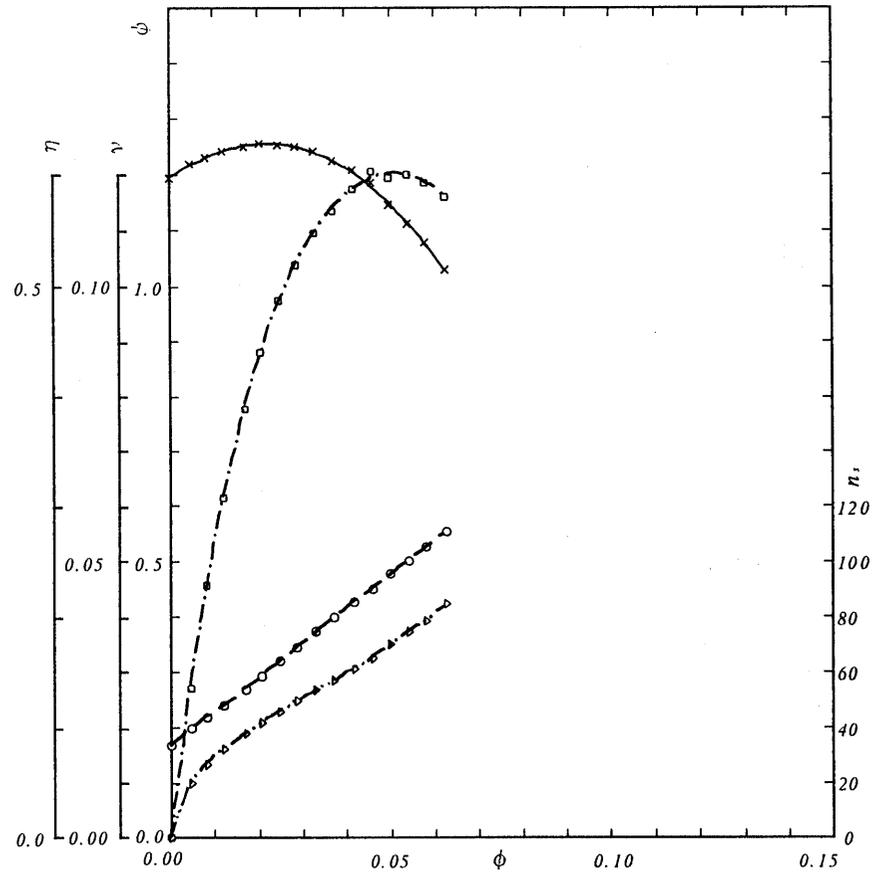


付図4 ポンプ性能曲線 $b_2=4\text{mm}$, $c=2.5\text{mm}$

ライナリング隙間の影響

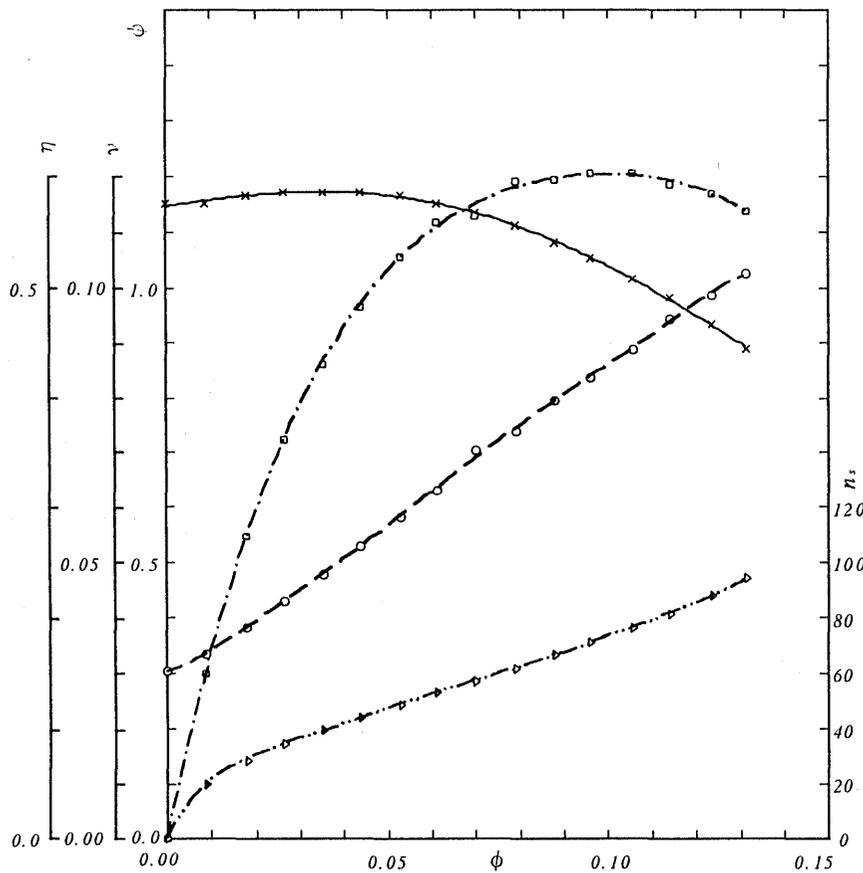


付図9 ポンプ性能曲線 $b_2=2\text{mm}$, $c=3\text{mm}$

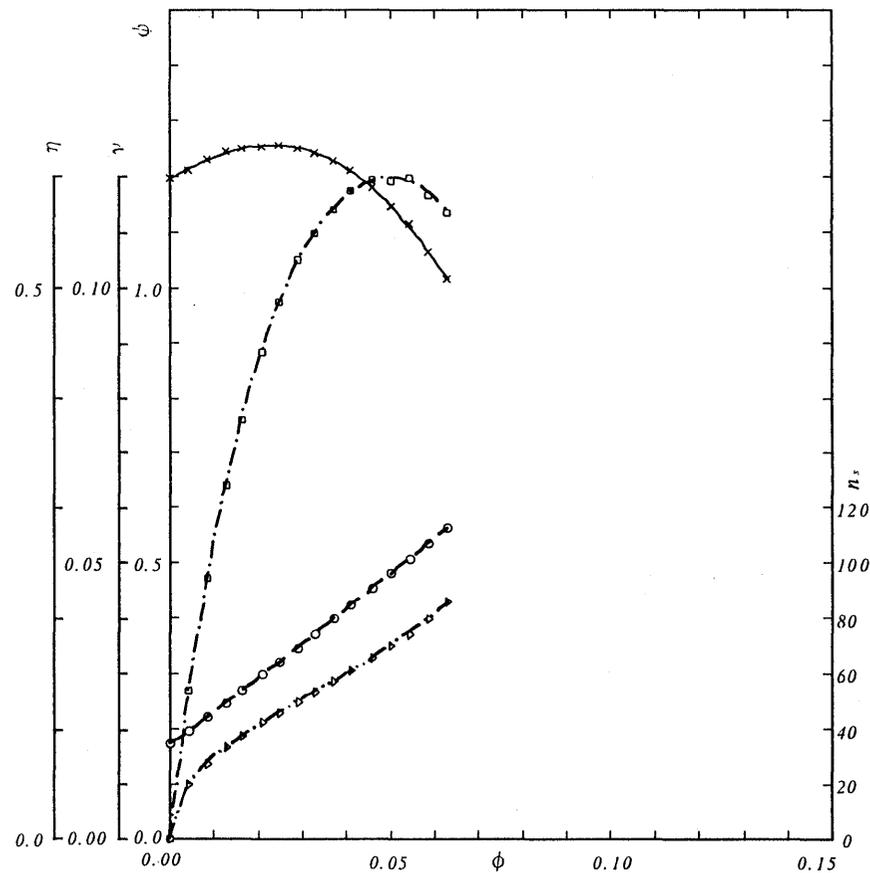


付図10 ポンプ性能曲線 $b_2=4\text{mm}$, $c=3\text{mm}$

ライナリング隙間の影響

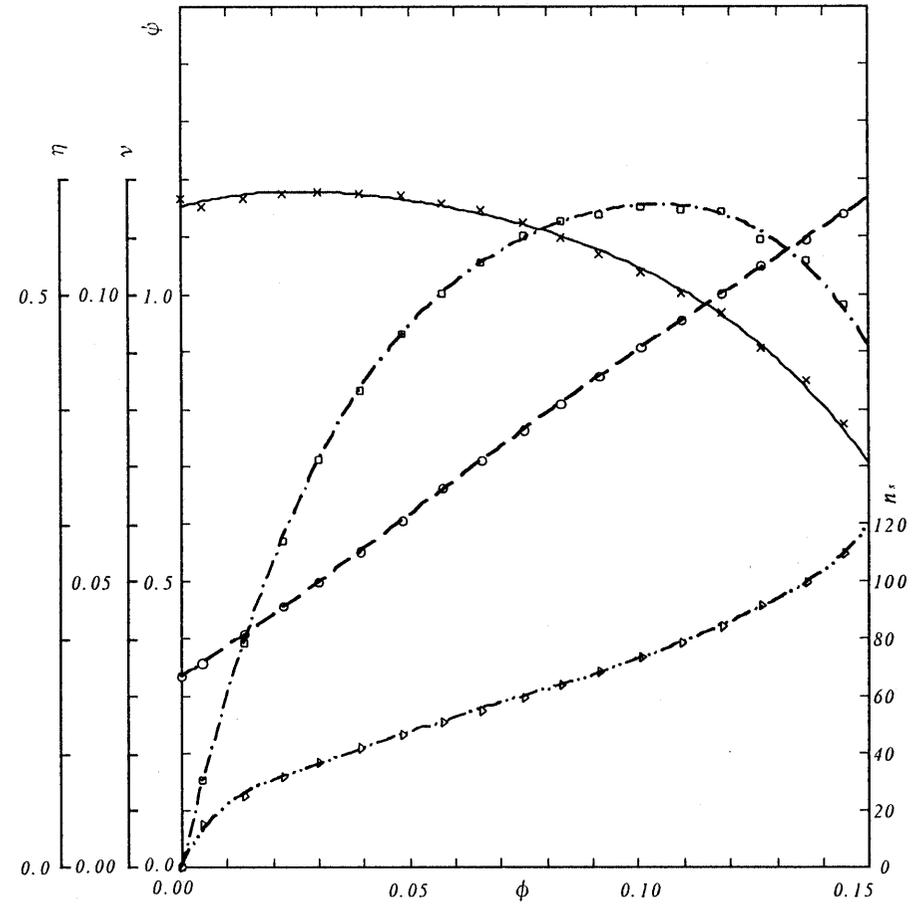
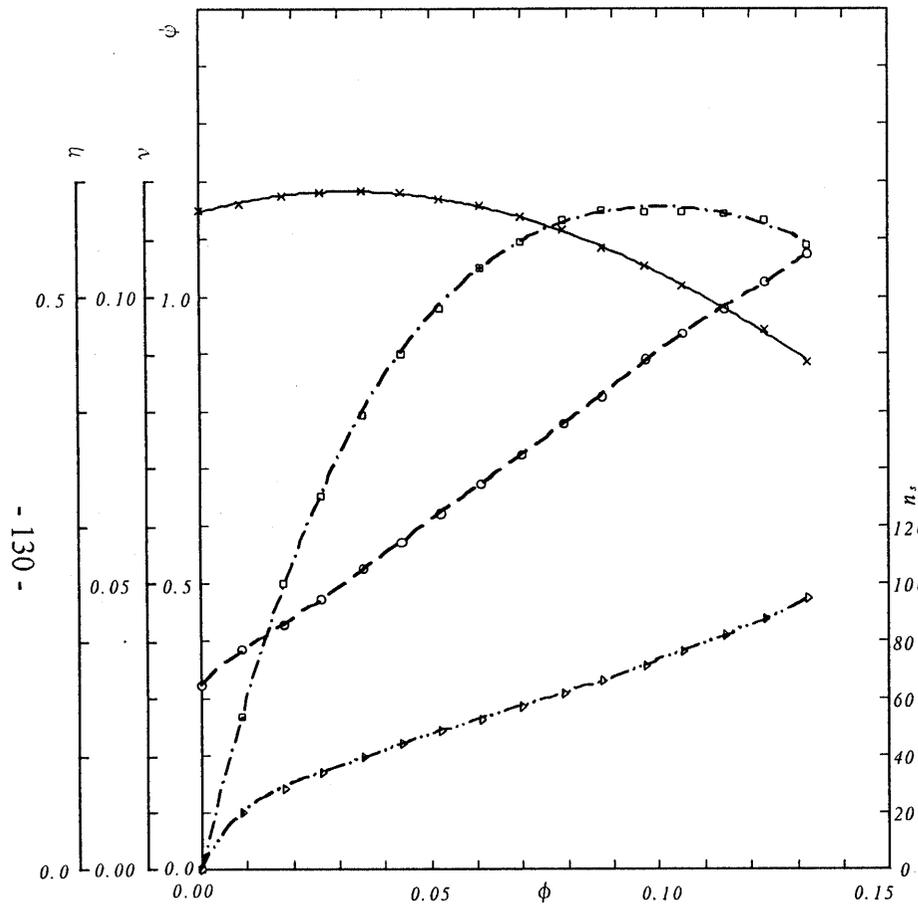


付図 1 1 ポンプ性能曲線 $b_2=2\text{mm}$, $c=3.5\text{mm}$



付図 1 2 ポンプ性能曲線 $b_2=4\text{mm}$, $c=3.5\text{mm}$

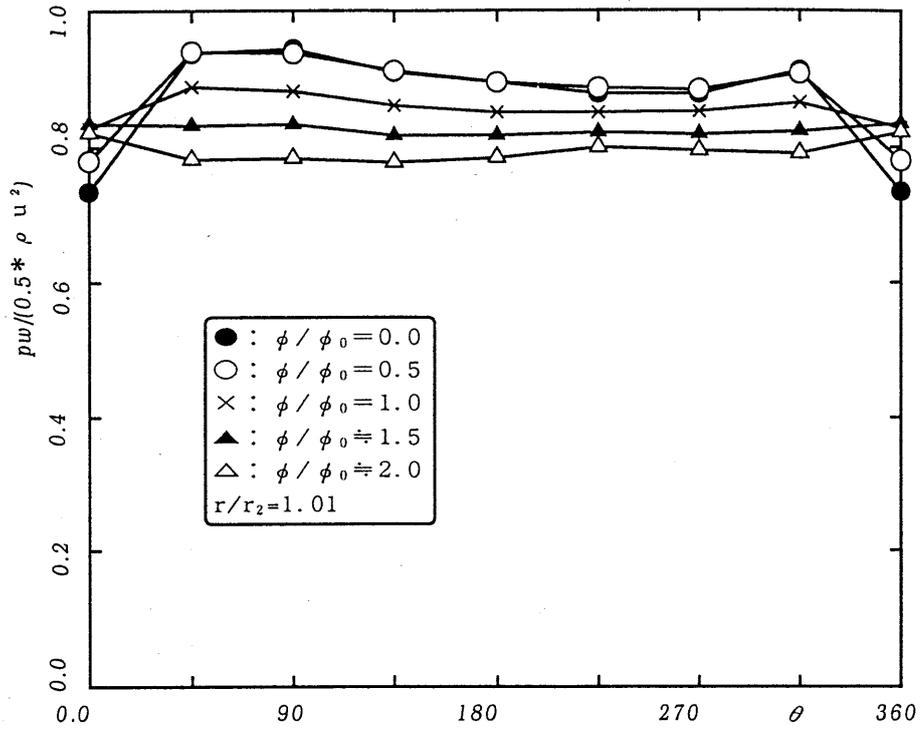
ライナリング隙間の影響



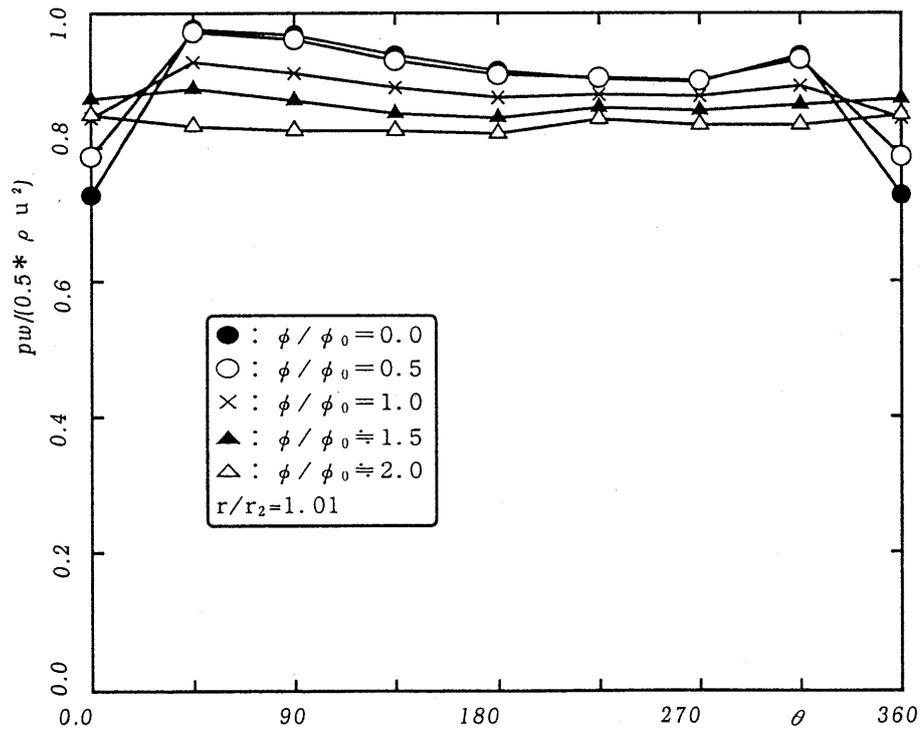
付図 1 3 ポンプ性能曲線 $b_2=2\text{mm}$, $c=5\text{mm}$

付図 1 4 ポンプ性能曲線 $b_2=2\text{mm}$, $c=0.5\text{mm}$

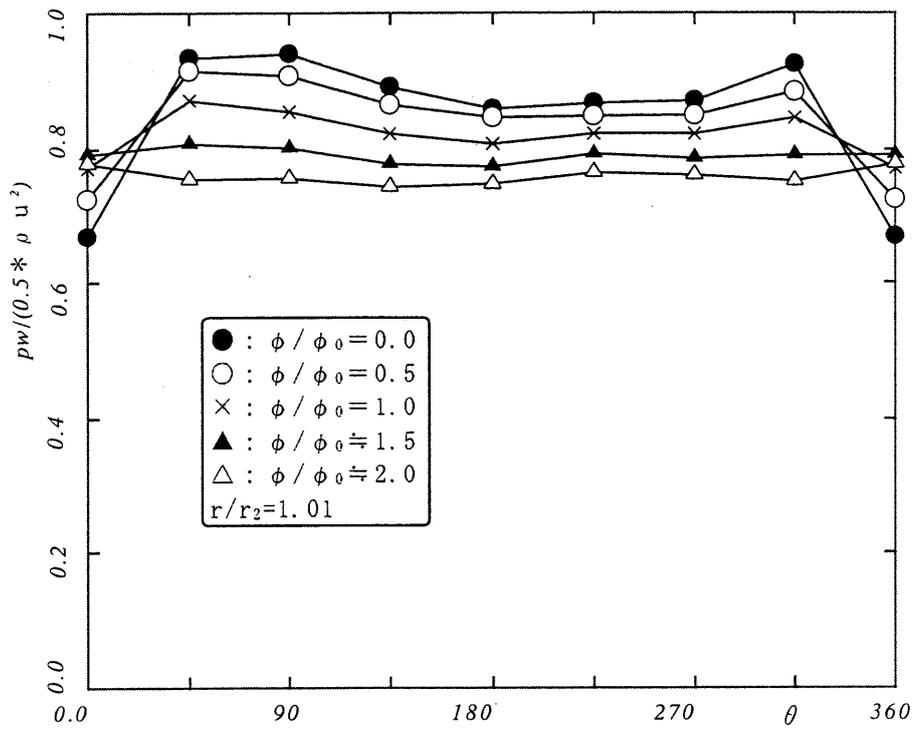
ライナリング隙間の影響



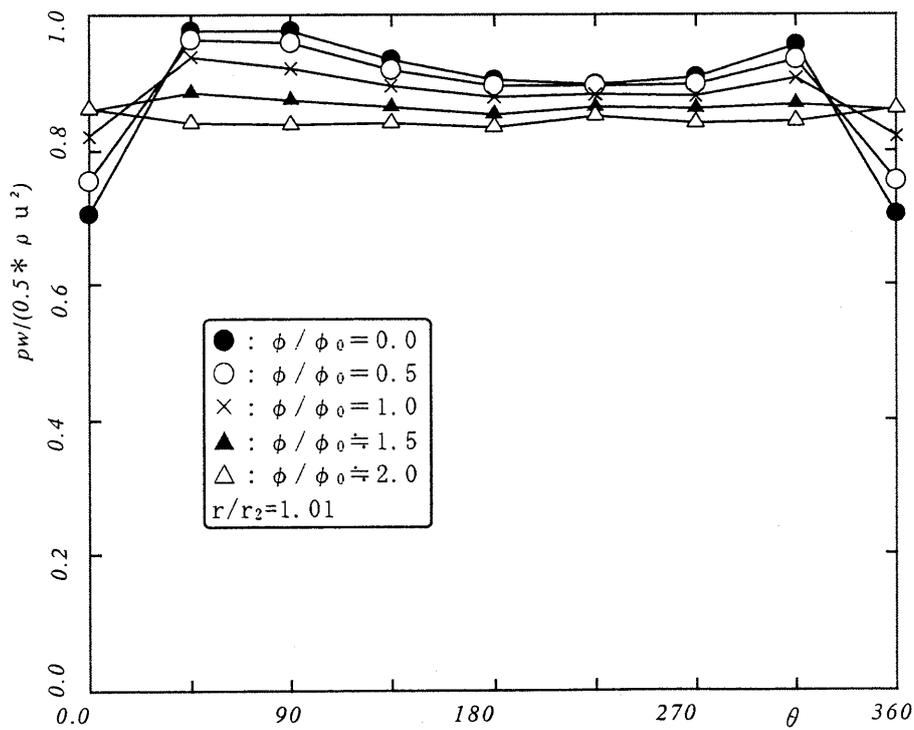
付図 15 ケーシング壁面静圧分布 $b_2=2\text{mm}$, $c=0\text{mm}$
ライナリング隙間の影響



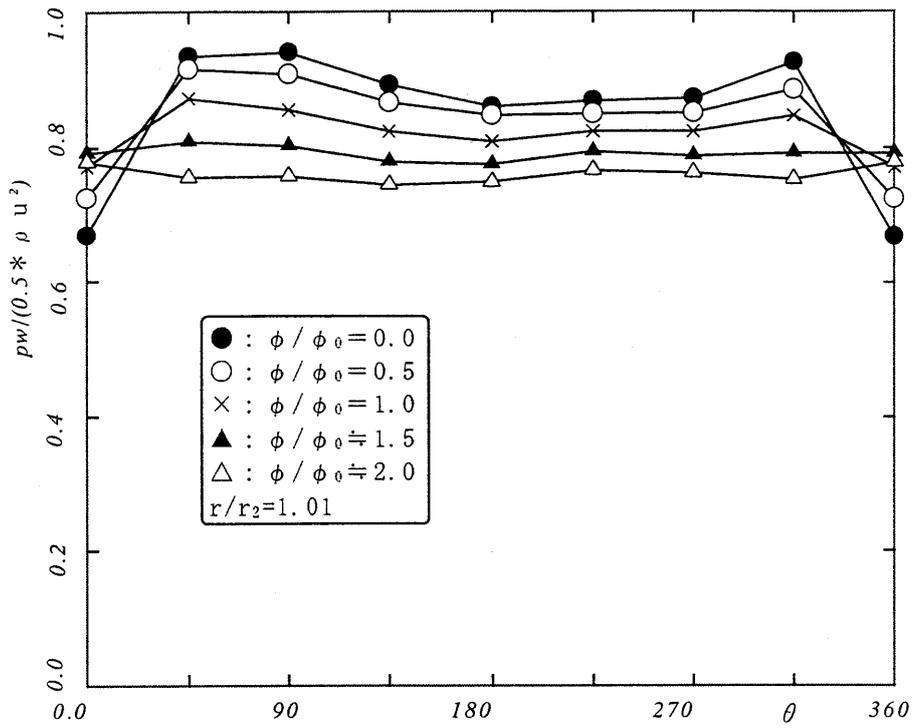
付図 16 ケーシング壁面静圧分布 $b_2=4\text{mm}$, $c=0\text{mm}$
ライナリング隙間の影響



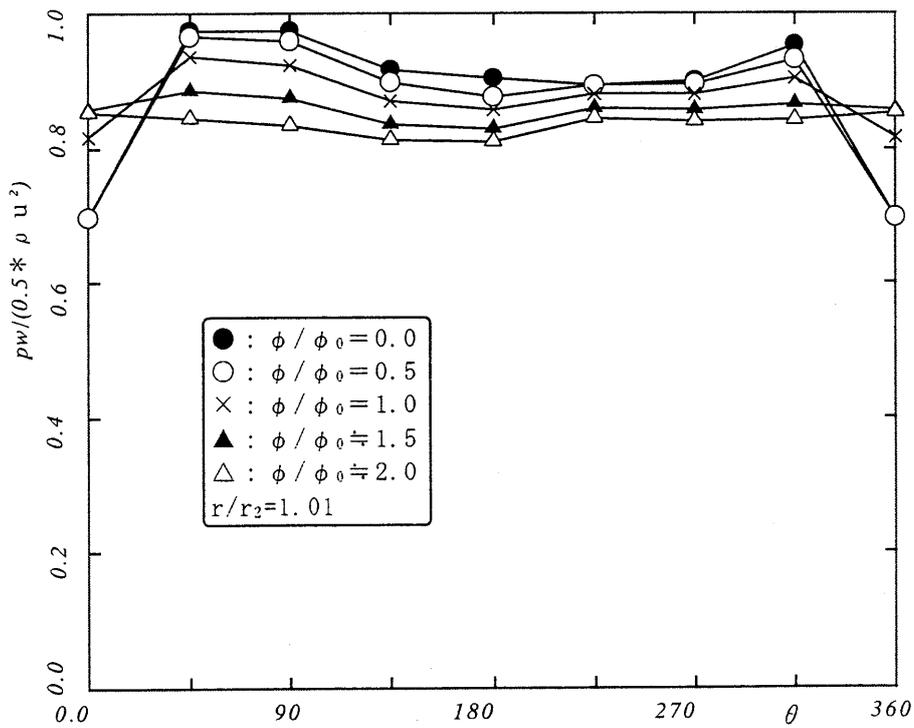
付図 1 7 ケーシング壁面静圧分布 $b_2=2\text{mm}$, $c=1\text{mm}$
ライナリング隙間の影響



付図 1 8 ケーシング壁面静圧分布 $b_2=4\text{mm}$, $c=1\text{mm}$
ライナリング隙間の影響



付図 19 ケーシング壁面静圧分布 $b_2=2\text{mm}$, $c=2\text{mm}$
ライナリング隙間の影響



付図 20 ケーシング壁面静圧分布 $b_2=4\text{mm}$, $c=2\text{mm}$
ライナリング隙間の影響

本論文に関係した筆者の公表論文

- (1) 黒川・松井・北洞・サハ・松本・筒井, 極低比速度羽根車の性能,
ターボ機械, 25-7(1997-06), 337-345
- (2) KUROKAWA, J., MATSUMOTO, K., MATSUI, J., and KITAHORA T.,
“Performances of centrifugal pumps of very low specific speed” Proc.
19th IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Cavitation (Singapore)
Vol.2, (1998-7), 833-842
- (3) 松本・黒川・松井・今村, 極低比速度ポンプの性能と諸パラメータの影響,
ターボ機械, 27-12(1999-12), 747-755
- (4) 松本・黒川・松井・今村, 極低比速度ポンプの性能向上と円板摩擦・漏れの特異な挙動, 機論, 65-640, B(1999-12) , 4027-4032
- (5) 黒川・松本・矢尾・松井・今村, 極低比速度渦巻きポンプの最適形状の探求,
機論, B, (掲載決定巻号未定), 論文No.99-1436

本論文に関係した著者の講演論文

- (1) 松本・黒川, 低比速度ポンプの性能, 機講論, 96-15, (1996-9), 7-8
- (2) 松本・黒川・松井, 極低比速度ポンプの性能, ターボ機械第40回講演論文, 7-12
- (3) 松本・黒川・松井, 極低比速度ポンプにおける円板摩擦と漏れの意外な挙動, ターボ機械第41回講演論文, 117-122
- (4) 松本・黒川・松井・矢尾, 極低比速度ポンプの最適形状の探求, 機講論, 98-15, (1998-8), 391-392
- (5) 松本・黒川・松井・今村, 極低比速度ポリウレタンポンプの舌部圧力脈動, CD-ROM版 機講論,
99-19, (1999-10), ¥0SandGS¥436.pdf

謝辞

本研究に際し終始懇篤な御指導と御鞭撻を賜った横浜国立大学 黒川淳一教授に深甚なる感謝の意を表します。

本論文をまとめるに際し、貴重なご教示とご検討を頂いた横浜国立大学の鳥居薫教授、亀本喬司教授、松本裕昭助教授、松井純助教授に深く感謝の意を表します。

貴重な助言を頂いた、横浜国立大学の宇高義郎教授、湘南工科大学の北洞博士、日機装株式会社の研究開発本部長 筒井俊明氏、研究開発本部参事 小西義昭氏、R&D センター 服部雅威氏に、ここに謹んで感謝の意を表します。

黒川・松井研究室の今村博助手、並びに流体力学研究室の卒業生、在校生諸氏には研究にご協力頂いた。特に、卒業生の槌田氏、徳永氏、矢尾氏、横山氏、奥氏、尾崎氏、修士2年の笠原、鬼島、松橋、付、修士1年の原、梶ヶ谷、神谷、諸氏には本論文をまとめる際しデータ整理等を手伝って頂いた、ここに心から感謝の意を表します。

本研究は著者の所属する㈱タツノ・メカトロニクスの業務の一環として行ったものであり、横浜国立大学の特別適用制度である[社会人学生]として、長期に亘り研究を行ってきた。研究の場と機会を与えていただいた大学の関係各位、並びに当社の関係各位に感謝の意を表します。

最後に、本論文完成までいつも励まし支えてくれた妻 広美と、スランプに陥った時、体当たりで元気を与えてくれた息子 響平と、研究に行き詰まり挫けそうになったとき、輝く笑顔で勇気を与えてくれた娘 栞理に心から「ありがとう」と御礼を申し述べます。

松本一成