

全速先行待機運転ポンプに適用する無給水軸受の開発研究

山田, 雅之

<https://doi.org/10.15017/1470593>

出版情報：九州大学, 2014, 博士（工学）, 課程博士
バージョン：
権利関係：全文ファイル公表済

全速先行待機運転ポンプに適用する
無給水軸受の開発研究

山田雅之

平成26年 博士学位論文

九州大学大学院 工学府 機械工学専攻

目次

	頁
記号、添字	iv
第1章 緒言	1
1.1 まえがき	1
1.2 立軸ポンプにおける信頼性向上、保守向上技術	2
1.3 無給水軸受の技術動向と今日の課題	4
1.4 全速先行待機運転ポンプにおける基礎特性と 新たな課題	6
1.5 本論文の構成	7
第2章 立軸ポンプにおけるセラミックス軸受の適用	8
2.1 緒言	8
2.2 セラミックス軸受の構造	8
2.3 実験装置と実験方法	10
2.3.1 実験装置	10
2.3.2 基礎摺動実験方法	11
2.3.3 破壊実験方法	11
2.4 実験結果及び考察	11
2.4.1 基礎摺動実験	11
2.4.2 破壊メカニズム	14
2.5 結言	14
第3章 全速先行待機運転ポンプの気液二相流性能と 流体加振力	24
3.1 緒言	24

3.2	実験装置と実験方法	...	25
3.2.1	実験装置	...	25
3.2.2	実験項目及び計測装置	...	26
3.2.3	実験方法	...	27
3.3	実験結果及び考察	...	28
3.3.1	供試ポンプの一般性能	...	28
3.3.2	気液二相ポンプ特性	...	28
3.3.3	気液二相運転時の流体加振力	...	31
3.3.4	先行待機運転特性	...	34
3.3.5	実験結果のまとめ	...	38
3.4	実機的设计指針	...	40
3.5	結言	...	42
第4章	全速先行待機運転ポンプへのセラミックス軸受 の適用	...	101
4.1	緒言	...	101
4.2	コンポーネント実験装置と実験方法	...	102
4.2.1	実験装置と計測装置	...	102
4.2.2	実験条件	...	103
4.2.3	実験方法及び実験項目	...	103
4.2.4	実験結果及び考察	...	104
4.3	実機ポンプによる信頼性検証	...	107
4.3.1	実験項目及び実験方法	...	107
4.3.2	実験結果及び考察	...	110
4.4	実フィールド実験	...	114
4.4.1	実験装置及び実験方法	...	114
4.4.2	実験条件	...	115
4.4.3	実験方法及び実験項目	...	116
4.5.4	実験結果及び考察	...	116

4.5 結言	…	118
第5章 全速先行待機運転ポンプにおける PEEK 軸受の適用	…	169
5.1 緒言	…	169
5.2 ハイブリッド軸受の構造	…	169
5.3 実験装置	…	171
5.4 実験方法	…	172
5.4.1 空転摺動実験	…	172
5.4.2 スラリー摩耗実験	…	172
5.5 実験結果及び考察	…	173
5.4.1 空転摺動実験結果	…	173
5.4.2 スラリー摩耗実験結果	…	173
5.5 結言	…	174
第6章 結論	…	183
参考文献	…	188
謝辞	…	191

主な記号

- B : 羽根高さ (m)
- D : 羽根外径 (m)
- D_e : 羽根車目玉径 (m)
- F_a : 軸推力 (N)
- F_r : 半径方向推力 (N)
- H : ポンプ全揚程 (m)
- H_s : 吸込み側損失ヘッド (m)
- K : 吸込み管の突き出し量による係数
- K_a : 軸推力係数
- $$K_a = F_a / (\gamma_w \cdot D^2 \cdot H)$$
- K_r : 半径方向推力係数
- $$K_r = F_r / (\gamma_w \cdot D \cdot B \cdot H)$$
- N : 回転数 (s^{-1})
- N_s : ポンプ比速度
- P : 軸受面圧 (MPa)
- P_m : 平均面圧 (Pa)
- Q_L : 水流量 (m^3/min)
- Q_G : 空気流量 (m^3/min) (羽根車入口部における値)
- Q_d : 設計点流量 (m^3/min)
- S : ゾンマーフェルト数
- $$S = (d/c)^2 \times (\eta \cdot N) / P_m$$
- T : サンプルング周期 (s)
- V : 周速 (m/s)
- V_e : 羽根車目玉流速 (m/s)
- V_1 : 小径側の平均流速 (m/s)
- V_2 : 大径側の平均流速 (m/s)
- μ : 摩擦係数

- Z : 羽枚枚数
 c : 軸受直径隙間 (mm)
 d : 軸受内径 (mm)
 h_l : 損失ヘッド (m)
 n : 回転数 (min^{-1})
 r : 軸受半径 (m)
 u : 軸受部周速 (m/s)
 α : ボイド率 (気液体積流量比) $=Q_L/(Q_L+Q_G)$
 γ_w : 水の比重量 (N/m^3)
 ζ_l ζ_l : 管路断面急縮漸拡係数
 η : 水の粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)
 ω : 角速度 (rad/s)

添字

- a 軸方向
 r 半径方向
 e 羽根車目玉部
 m 平均
 L 水
 G 空気
 s 吸込み側
 d 設計点
 1 小径側
 2 大径側

第1章 緒言

1.1 まえがき

近年、排水ポンプ機場において、ポンプが運転不能となる場合、ポンプ本体における事故によることは少なく、その大半がその周辺の補機による事故によっている。

1995年1月17日に発生した阪神・淡路大震災、2011年3月11日に発生した東日本大震災において、ポンプ本体は問題が無くても、潤滑水系統の配管が破損したために運転不能になるといった現象が多数見られた。このような背景のもと、システムの信頼性向上の観点から、立軸排水ポンプにおいて無給水軸受⁽¹⁾⁽²⁾が積極的に採用されるようになってきた。無給水軸受は潤滑水にポンプの自己揚水を用いるため外部からの潤滑水の供給が不要であり、適切な軸受材料を選定することにより、短期間の運転に限り潤滑水のない状態での無給水運転が可能である。

一方、都市部においては、市街地促進による排水区域の拡大、舗装率向上による地下浸透面積の減少、ヒートアイランド現象によるスコール型降雨の頻発により、排水ポンプ場へ急激かつ、大量の雨水が流入し、雨水排水ポンプの始動遅れにより冠水被害が発生するという問題が生じている。また、新たな用地の確保が困難なため、ポンプ機場の拡張や増設が出来ない状況である。このため、冠水被害の防止を目的に、ポンプを出水に備えて空転待機運転させ、出水時に直ちに排水できるようにする、いわゆる全速先行待機運転ポンプ⁽³⁾（図1.1参照）が採用されるようになってきた。

この全速先行待機運転ポンプは、通常の排水ポンプと比べて揚水を行わない空転運転時間が長時間となるため、無給水軸受を適用すると、軸受は必然的に長時間の無給水摺動状態となる。摩擦摺動による発熱により、軸受損傷の発生が大きく懸念されるため、全速先行待機運転ポンプへの無給水軸受の適用は非常に困難であるのが現状である。

2-3 また、空転運転から揚水運転への移行期には気液二相流運転状態でポンプは運転される。この時、羽根車内気泡のフローパターンの変化が想定され、流体加振力の増加が懸念されるため、軸受を始めとするポンプの構造設計を行う上で、流体加振力の定量的な把握が必要となっている。

本研究は、これらの新たな技術課題に対する解決策について、軸受部分を取り出したコンポーネント実験により、無給水軸受の強度及び基礎摺動特性を解析及び実験データに基づき検証する。また、その成果を実際の全速先行待機運転ポンプに適用し、実際のフィールドで得られた運転データを分析することにより、実際の設計指針を与えるものとして纏める。

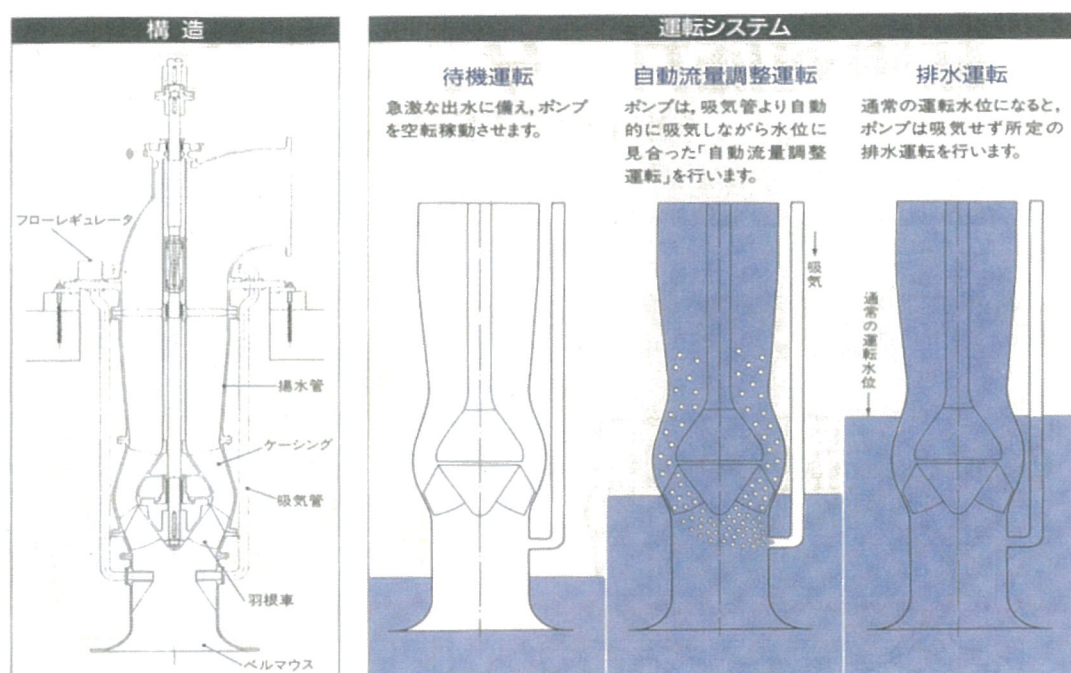
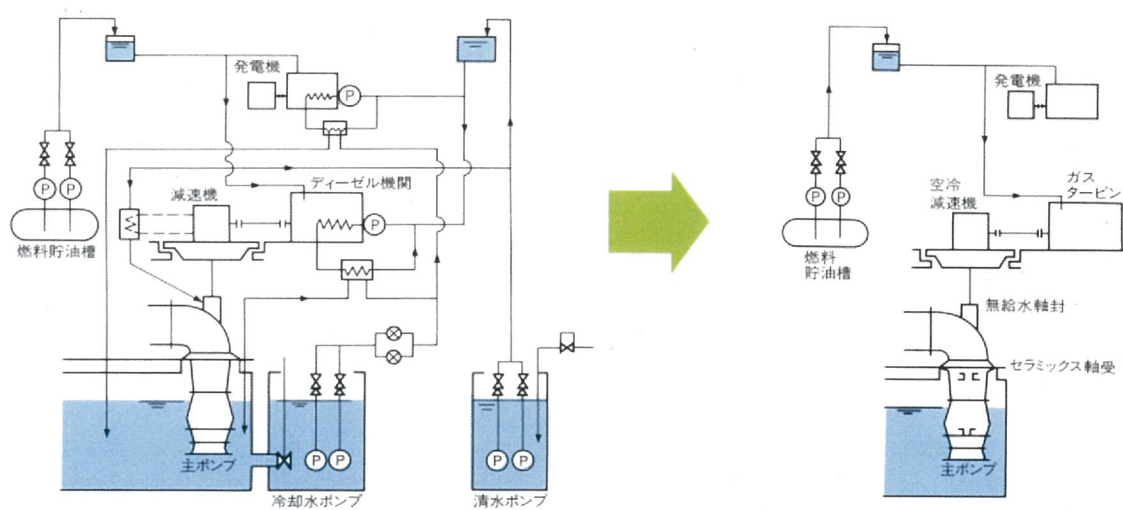


図 1.1 全速先行待機運転システム⁽³⁾

1.2 立軸ポンプにおける信頼性向上、保守向上技術

立軸ポンプにおける信頼性向上、保守向上技術として、図 1.2⁽³⁾に示すようなポンプ機場の無水化による簡素化が進められている。簡素化機場適用例⁽⁴⁾⁻⁽⁶⁾は、立軸ポンプの軸受を、例えば軸受材料にセラミックスを

使用した無給水軸受（セラミックス軸受）を採用することにより、軸受潤滑水の無水化を行い、潤滑水配管、清水ポンプを省略している。また、駆動機に空冷エンジン、空冷減速機やガスタービンを採用することにより、駆動機冷却水の無水化を実現し、冷却水配管、冷却水ポンプを省略している。この改善により、潤滑水系統や冷却水系統の配管、ポンプ等の補機類が不要となるため、故障の要因が大幅に削減され、信頼性が向上するとともに保守性も向上する。従来機場の図と比較しても、無水化技術適用機場は簡素化の状況が良く分かる。



従来機場 ディーゼル機関駆動・2次冷却方式

簡素化技術適用機場合例 ガスタービン駆動・完全空冷式

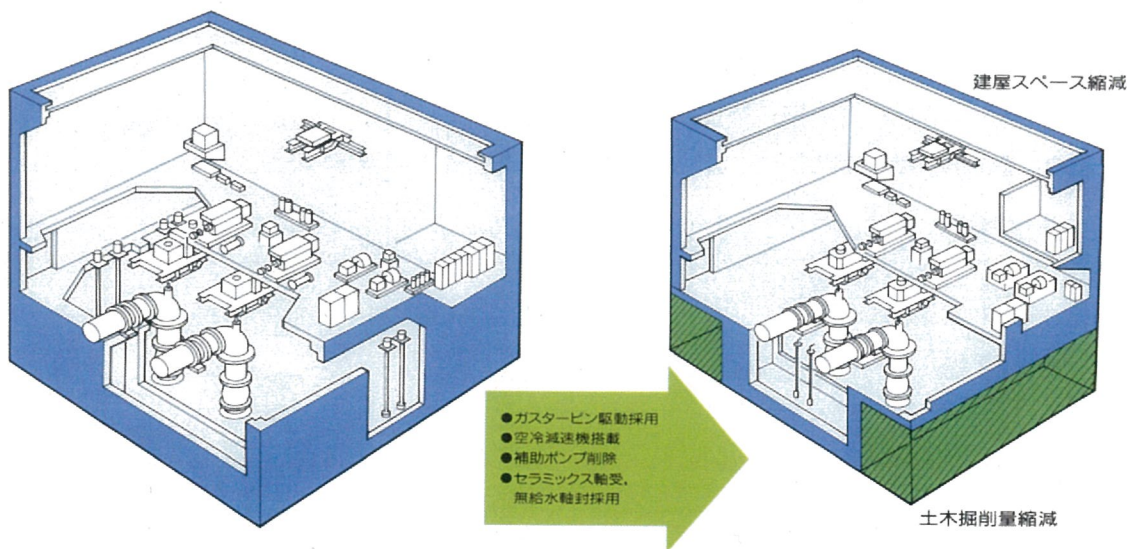


図 1.2 ポンプ機場の簡素化技術⁽³⁾

1.3 無給水軸受の技術動向と今日の課題

無給水軸受の代表的なものとしては、セラミックス軸受と PEEK（ポリエーテルエーテルケトン）樹脂軸受がある。

セラミックス軸受は、ポンプ起動時の短時間無給水運転が可能で、運転中、砂や異物の混入したポンプ自己揚水の潤滑でも長寿命を発揮出来る。しかしながらセラミックス軸受は、図 1.3 のように軸受破損状態において摺動面が粉々になることから分かるように、破損が徐々に進行するのではなく一気に進行するため、ポンプが即座に運転不能になるという問題点があり、設計上の留意が必要になる。

過去の研究においては、セラミックス軸受の設計手法や、その破損に至るメカニズムを検証する研究は、公表されていない。そこで、本研究では、セラミックス軸受を設計する上での留意点を、軸受荷重作用時の変形解析や基礎摺動実験データを基に明らかにするとともに、今まで明確にされていなかったセラミックス軸受の破壊に至るメカニズムについて実験データを基に考察する。



図 1.3 セラミックス軸受破損事例

セラミックス軸受には、これまでの研究成果⁽⁷⁾⁻⁽¹⁰⁾から、以下の課題が考えられる。

1. セラミックス材の材料の特性として、圧縮荷重には強いが引張り荷重に弱いため、運転中に引張り荷重が作用しないようにする工夫が必要である。
2. 材料が硬いためポンプ軸の傾きに追随しきれず、軸受の一部で荷重を受けるといった片当りの問題が発生しやすい。
3. 潤滑油に比べ低粘度である水を潤滑液に用いるため、水液膜が確保しづらく、軸受隙間の適正值の検証が必要である。
4. 破損するときは比較的短時間でばらばらになるため、破壊に至るメカニズムが不明である。
5. 下水や海水といった腐食性の強いポンプ取扱い液に用いる超硬スリーブ材のバインダーが溶出することによる脱 Co (コバルト) 腐食⁽¹¹⁾に対する耐食性向上が必要である。

上記問題に加えて、先行待機運転ポンプにセラミックス軸受を適用しようとすると、前述したように、揚水の無い空転運転、つまり、潤滑水が無い状態で長時間運転がされ、無給水摺動となるため、摩擦摺動による発熱による軸受損傷の発生が問題となることが強く懸念される。本研究ではこれらの課題について、軸受荷重作用時の変形解析や基礎摺動実験データに基づき、軸受適正構造と軸受荷重の適用限界について検討を行う。

さらに全速先行待機運転ポンプへの適用に対する解決策を提案・検証するため、セラミックス軸受の外周側に貯水槽を設けた回転水槽方式セラミックス軸受を考案し、軸受部分を取り出したコンポーネント実験により、貯水効果の確認と軸受摺動性能の検証を行う。また、全速先行待機運転ポンプ実機に搭載し、実際のフィールドでも問題点が生じないか検証を行う。

また、最近では無給水運転特性の向上を図るため、セラミックス軸受に変わり、PEEK 樹脂軸受の採用も検討されるようになってきた⁽¹²⁾⁽¹³⁾。

PEEK樹脂軸受は、30分程度の無給水運転は可能であるが、ポンプ揚水による潤滑運転時に潤滑液が砂や異物を含むスラリー液となる場合の耐摩耗性は、セラミックス軸受に及ばない。したがって、無給水摺動時間の長時間化が課題であるセラミックス軸受に対し、PEEK樹脂軸受は、異物に対する長寿命化の構造的な工夫が課題である。

この構造的な工夫は、PEEK樹脂軸受摺動部に潤滑液に含まれる砂や異物を入りにくくするため、PEEK軸受下端部に砂や異物侵入防止用の窒化珪素セラミックスのシールリングを設けたハイブリッド軸受構造を提案する。この構造で、軸受部分を取り出したコンポーネント実験により全速先行待機運転ポンプへの適用の可能性を検証する。

1.4 全速先行待機運転ポンプにおける基礎特性と新たな課題

これまで、全速先行待機運転ポンプに関する研究として、遠心及び斜流ポンプの、気液二相運転時の流体性能に関し、数多くの研究論文がみられる⁽¹⁴⁾⁻⁽²¹⁾。

また、全速先行待機運転ポンプの気液二相運転時には、おそらく水単相の通常運転時よりも大きな加振力が発生することが原因で、過大な振動・騒音が発生することを実際のポンプ運転時に経験した。したがって、その知見が先行待機運転ポンプの信頼性を確保する上で重要である。しかしながら、ポンプ運転時の加振力に関する研究のほとんどは水単相時のものであり⁽²²⁾⁽²³⁾、気液二相運転時の加振力に対する研究は非常に少ない。加振力の増大は、ケーシングの剛性、軸の強度、軸受の負荷等、ポンプの設計に多くの影響を与えるため、その大きさを把握する必要がある。また、先行待機運転ポンプへの無給水軸受適用に当たっては、前述の無給水摺動運転と合せて、加振力増大による軸受の負荷増大に関しても、十分に明らかにしておく必要がある。そこで本研究では、これについて渦巻斜流ポンプにおける模型実験を行い、ボイド率と加振力の関係を明確にした。また、立軸斜流ポンプにおいては、実機加振力実験とフィールド実験における結果をもとに、実機への適用の評価を行う。

1.5 本論文の構成

本論文の目的は、前節までに述べたように、全速先行待機運転ポンプにおける、空転待機運転時の無給水軸受における無給水摺動特性、気液二相運転時における軸受荷重増大時における無給水軸受摺動特性を、軸受単体のコンポーネント実験で明らかにし、その軸受を全速先行待機運転ポンプに組み込むことにより、実フィールドで、実機実験により検証し、コンポーネント実験と実機実験の相互比較により全速先行待機運転ポンプの無給水軸受適用に関する信頼性の高い評価を行い、実際のポンプの設計に、即、活用できる指針を提供することである。

第2章では、無給水軸受としてセラミックス軸受を使用し、その基礎摺動特性と破壊試験を軸受単体のコンポーネント実験により行い、セラミックス軸受を設計する上での留意点と破壊メカニズムを明確にする。

第3章では、全速先行待機運転ポンプの基礎特性を模型ポンプ実験により確認し、気液二相運転における流体性能低下、加振力増大による軸受を含めた実機ポンプの設計指針について述べる。

第4章では、全速先行待機運転に第2章で述べたセラミックス軸受を適用するため、コンポーネント実験により決定された最適構造の実機への適用結果を検証し、実際のポンプ機場での適用可能な無給水軸受の構造を提案する。

併せて、気液二相運転時の軸受荷重を測定して、第3章での渦巻き斜流ポンプ模型試験における加振力増大の結果と比較することにより、実際の設計に役立つ実機軸受荷重の大きさについても明らかにする。

第5章では、全速先行待機運転ポンプへのPEEK軸受適用の可能性について、軸受樹脂の耐摩耗性を向上させるため、ポンプ揚水内にある異物の混入防止のための窒化珪素シールリングを配置したハイブリッド軸受構造を用い、軸受単体のコンポーネント実験により確認した内容を述べる。

第6章では、本論文の結論として、前章までの結論を纏め全速先行待機運転ポンプに適用する無給水軸受の開発について総括する。

第2章 立軸ポンプにおけるセラミックス軸受の適用

2.1 緒言

立軸ポンプの軸受には、一般にゴム軸受⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾が採用されている。しかし、ゴム軸受は潤滑水が無いと短時間で焼きつく可能性があり、常に循環水を供給するための潤滑水ユニットの設置や、それに伴い運転操作、メンテナンスが複雑になるという問題点があった。また、地震等の災害が発生した際、ポンプ自身は問題が無くても、潤滑水系統の配管が破損し運転出来ないという問題が、東日本大震災の際にも発生している。

このような背景の下、システムの信頼性向上の観点から、立軸ポンプの軸受に短時間ドライ運転が可能で、砂や異物の混入したポンプ揚水の潤滑でも長寿命を発揮出来るセラミックス軸受が積極的に採用されるようになって来た。セラミックス軸受は、上述のように非常にメリットの多い軸受であるが、破損した場合、徐々にではなく、一気に破損し運転不能になるという問題点も指摘されており、設計上の留意が必要になる。これまで、ピンオンディスク方式⁽²⁷⁾での摺動特性から始まり、実際の軸受形状による摺動特性等、数多くのセラミックス軸受実用化に関する論文⁽¹⁾⁽²⁾があるが、その設計手法や、破損に至るメカニズムを検証する論文は、著者が知る限り発表されていない。そこで、本章では、セラミックス軸受を設計する上での留意点を、解析や実験データを基に調査するとともに、今まで明確にされていなかったセラミックス軸受の破壊に至るメカニズムについて実験データを基に明らかにする。

2.2 セラミックス軸受の構造

一般的に考えられるセラミックス軸受の構造を図 2.1 に示す。セラミックス軸受の構成として、軸受材に炭化珪素 SiC、スリーブ材に超硬合金 WC、バックメタルに SUS 403 を使った構造を検討すると、その材料の性質から下記のような考慮が必要である。

- (1) セラミックス SiC 及び超硬合金 WC は、圧縮荷重には強いが引張荷重には弱いため、セラミックス軸受をバックメタルに焼嵌めするなどセラミックス軸受に引張荷重が作用しないような工夫が必要である。
- (2) セラミックスは非常に固い材料であり、片当りしやすいため、片当りを軸受自身の変形で追従するなど、軸受面圧を緩和する工夫が必要である。

図 2.1(a)は剛支持構造で、セラミックス軸受をバックメタルに直接焼嵌めした構造である。剛支持では、片当りに対して追従する機能が無いため、片当りによる局部面圧過大が発生する危険性がある。図 2.1(b)は緩衝支持構造で、セラミックス軸受をバックメタルに焼嵌めし、その外周にゴムの緩衝材を持つベアリングボックスが装着されている。緩衝支持構造では、片当りに対して緩衝材が変形し追従するので軸受面圧が均等化され緩和される。このことから緩衝支持構造が片当りを緩和できるという点でセラミックス軸受に適した構造とすることが出来る。

また、焼嵌めの有効性は、図 2.2、2.3 の解析による内径 80mm セラミックス軸受の変形をみても良く分かる。図 2.2 は、隙間嵌めやセラミックス軸受の外周に直接緩衝材を配置した構造を模擬した計算モデルで、軸受に均等荷重をかけた時の軸受周方向の変位を計算した結果である。図中で寒色から暖色になるにつれ変形が大きくなることを示している。図を見ると径が膨らむ側（セラミックス軸受外周側）に変形することから、セラミックス材に引張荷重が作用することが分かる。図 2.3 は、軸受材をバックメタルに焼嵌め（焼嵌め代 $22\mu\text{m}$ ）し、あらかじめ圧縮荷重を掛けた計算モデルを用いて、軸受に均等荷重をかけた時の変位を計算した結果である。軸受荷重が作用しても、バックメタルが内径側に変形し、セラミックス軸受（青色部分）に圧縮荷重をかけたままの形になるため、あらかじめ焼嵌めしておけば、セラミックス軸受に引張荷重が作用しないことが分かる。焼嵌め代は、圧縮荷重 $>$ 軸受荷重とする必要があり、焼嵌め代をパラメータに解析した結果、内径 80mm のセラミックス軸受の場合、 $20\mu\text{m}$ 以上の焼嵌め代が必要であることが分かった。このように

バックメタルに軸受を焼嵌めした構造では、軸受荷重を負荷しても、引張荷重が作用しないが、隙間嵌めやセラミックスの外側にバックメタルを配置せず、直接片当り防止のための緩衝材を置いた構造では、引張荷重が作用し破損の原因となる。実際のポンプ設備にこのような構造のセラミックス軸受を適用した場合の破損事例がいくつか見られている。スリーブ材は、シャフトに焼嵌めすると、引張荷重が掛かることから、隙間嵌めとし、切欠きを付けずに廻り止めをする必要がある。スリーブ端面と廻り止め金属リング端面をテーパカットし、金属リングを止めネジ等で固定して廻り止めをする等の工夫が必要となる。

以上より、軸受構造としては、バックメタルにセラミックスを焼嵌めし、その外側に緩衝材を配置する図 2.1(b)の構造が最適である。この順番を変え、セラミックスの外側に緩衝材を配置し、その外側にバックメタルを配置するという構造では、一見同じ機能のように見えるが、軸受荷重が付加された場合、緩衝材の剛性が低いため、セラミックスが容易に変形し、引張荷重を作用させてしまうことから、破損の原因を内在していることが分かる。これは、剛性のある定盤の上にガラス板を置いて物を落としても割れにくいのに対し、座布団の上にガラス板を置いて、物を落とした時に割れやすい現象と同じ内容である。

2.3 実験装置と実験方法

2.3.1 実験装置

コンポーネント実験として、セラミックス軸受の摺動特性を調べるため、図 2.4 の試験装置を使い、軸受周速、面圧の限界値を把握し、軸受ギャップ、片当り、支持方法の違いによる影響を求めた。軸受面圧は、油圧シリンダにより付加した軸受荷重を軸受の投影面積で割った値である。また、片当りは、軸受取付部にシムを入れ強制的に傾きを与えることで模擬した。本実験装置は横軸であり軸受に荷重をかけた時、軸と軸受間で傾きが生じるため、軸受ギャップや片当りの影響がより出易い試験装

置になっている。なお、軸受諸元等は以下の通りである。

軸受諸元 軸受内径 80mm 軸受長さ 80mm

軸受ギャップ 0.1mm, 0.3mm の 2 種類

支持構造 剛支持、緩衝支持の 2 種類

2.3.2 基礎摺動実験方法

基礎摺動試験は、周速 1.1~5.0m/s、軸受荷重 0~2560kgf (25100N)、面圧換算 0~4.0MPa の範囲で行った。

試験は、周速一定の条件で、軸受荷重を油圧シリンダにより、徐々に上昇させ（または減少させ）て、この際のトルクを測定するという手順で実施した。

2.3.3 破壊実験方法

セラミックス軸受は、破損するとばらばらになってしまうため、これまで破壊のメカニズムが明確になっていなかった。

そこでつぎの仮説を立て実験を行った。

仮説 1 : 衝撃的な荷重により一部が欠損し、それが周囲に広がり破損に至る。

仮説 2 : 片当りの影響で局部的に面圧が上昇し、水供給不足によるドライ摺動により、スリーブにサーマルクラックが発生し、それが周囲に広がり破損に至る。

この検証を行うため、図 2.4 の試験装置を使い、徐々に軸受荷重を上げトルクが急上昇するたびに、軸受部を分解し軸受およびスリーブを観察して確認した。

2.4 実験結果及び考察

2.4.1 基礎摺動実験

トルクが急上昇する直前までの周速と面圧を求め、その結果を纏めた

ものを図 2.5 に、ストライベック線図に纏めたものを図 2.6 に示す。

図 2.5 は縦軸に軸受周速 V 、横軸に軸受面圧 P を取って纏めた図で、▲は Gap0.1mm、■は Gap0.3mm の試験結果である。図中で各周速における最大面圧の点がトルク急上昇に至る限界点である。

図 2.5(a) から分かるように剛支持では、軸受ギャップ 0.1mm では 1.5MPa 付近でトルクが急上昇するのに対し、軸受ギャップが 0.3mm では軸受面圧 2.2~3.5MPa 付近までトルク上昇点に移行する。図 2.5(b)からは緩衝支持構造を取ることで、軸受ギャップ 0.3mm では剛支持と顕著な差は見られないが、軸受ギャップ 0.1mm ではトルク上昇点が軸受面圧 2.2~4.0MPa 付近まで大幅に改善され、軸受ギャップの影響を受けにくいことが分かる。図 2.5(c)(d)からは、片当りの条件が加わると剛支持構造では、軸受ギャップによる影響がより顕著になり、緩衝支持構造では軸受ギャップの影響を受けにくいことが分かる。また、図 2.5(b)(d)の比較により緩衝支持構造は、片当りの影響も受けにくいことが分かる。

図 2.6 は縦軸に摩擦係数 μ 、横軸にゾンマーフェルト数 S を取って纏めたストライベック線図である。図中◆および▲は、軸受ギャップ 0.1mm における剛支持および緩衝支持の試験結果、■および×は 0.3mm における剛支持および緩衝支持の試験結果である。図中のゾンマーフェルト数の最小点がトルク急上昇に至る限界点である。

図 2.6(a)の結果を見ると、軸受ギャップが 0.1mm の時は、ゾンマーフェルト数が剛支持 0.009、緩衝支持 0.006 付近でトルクが急上昇するのに対し、軸受ギャップが 0.3mm になると、ゾンマーフェルト数が剛支持 0.0006、緩衝支持で 0.0005 付近までトルク上昇点がずれ、ギャップの広い方が、軸受性能が向上していることが分かる。図 2.6(b)の結果では、軸受ギャップが 0.1mm の時は、ゾンマーフェルト数が剛支持 0.02、緩衝支持 0.007 付近でトルクが急上昇するのに対し、軸受ギャップが 0.3mm になると、ゾンマーフェルト数が剛支持 0.0007、緩衝支持で 0.0005 付近までトルク上昇点がずれ、片当り荷重の場合、より顕著にギャップによる影響を受けやすいことが分かる。図 2.6(c)(d)は軸受周速 V を 5m/s から 3m/s

に変えた時の結果である。図 2.6(a)(b)と比較して分かるように同様の傾向を示している。ここで摩擦係数だけに着目してみると、均等荷重剛支持の場合、軸受ギャップ 0.1mm の時の方が摩擦係数が小さな値となっている。これは、水膜が形成されているためと考えられる。

以上の結果を整理すると、

- (1) 剛支持、緩衝支持構造のいずれも、軸受ギャップ 0.1mm の時より、0.3mm に広げた方が摺動特性は向上している。
- (2) 剛支持と緩衝支持では、緩衝支持構造の方が摺動特性は向上している。
- (3) 緩衝支持構造では、片当りの影響を受けにくい。

本来であれば、同一条件で軸受ギャップが広がればゾンマーフェルト数が小さくなるため、水膜切れを起し、トルクが急上昇しやすくなると考えられるが、この試験結果では、軸受ギャップの増大により、摺動特性が改善されるという結果が出た。この結果について、軸受ギャップが狭いと摺動部に水を巻込みにくく水温が上昇する一方、広げることにより、摺動部に水を巻込み易くなり水温上昇を抑える効果があるのではないかと仮説を立て、検証することにした。

この検証は、図 2.7 に示すように、軸受の溝部に温度センサを取付け、温度上昇の測定により行った。その結果、軸受周速 5m/s、軸受面圧 1.0MPa、剛支持構造において、水温 26℃ の時、0.3mm の軸受ギャップでは、28℃ であったのに対し、軸受ギャップ 0.1mm では、90~100℃ となり、先の仮説が裏付けられた。また、水膜形成が可能かどうか Dowson-Hamrock's の式⁽³²⁾により計算してみると、非常に微妙な数値で 0.3mm の軸受ギャップでは、軸受とスリーブの表面粗さより水膜厚さが薄く水膜形成出来ないという計算結果となった。この時はおそらく、いくつかの論文で発表されているトライボケミカル的な潤滑⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾により摺動特性が改善され温度上昇に至らないものと考えられる。

本試験結果から、水膜を期待しなくても十分軸受として使用に耐えることが確認できたので、組立性や軸受部の冷却を重視して 0.3mm の広めの軸受ギャップを採用することにした。

2.4.2 破壊メカニズム

実験により観察された破壊の過程を見ると、まず、第一段階として、スリーブ表面に微細なサーマルクラックが発生する。ただし、サーマルクラックの深さは数 μm で直接の破壊には至らない程度のものであった。更に荷重を上げていくとトルクおよび温度が急上昇した。この時点で軸受部を分解すると、図 2.8 に示すようにスリーブに軸方向に 1 本クラックが発生していた。クラックの状態から考えると、軸受部が温度上昇したため、軸とスリーブの熱膨張差により、スリーブに引張応力が発生し割れたものと考えられ、サーマルクラックから亀裂が進展したものではなく、引張応力により一気に破損に至ったものと考えられる。ただ、この時点では、亀裂段差が少ない状態のため、実際の運転時には割れに気付かずにポンプ運転は継続されるものと思われる。しかしながら、このスリーブクラック部の微小な段差により、セラミックス軸受内面が擦られ、セラミックス及び超硬合金の粉末が摺動部にたまり、摺動抵抗が増すため、更に温度上昇が続き、加速的に摩耗が進み破損に至る。水中においても、局部的に軸受面圧が高くなると、摺動部分が 100°C を超えて温度上昇し局部的に蒸発して、ドライ運転と同様な現象が起こることを確認した。

先の基礎試験において確認したように、軸受ギャップを広げることと、緩衝支持構造を取ることによって、摺動部分の温度上昇を抑えることが出来るため、この構造は破損に対しても有効な構造となることが確認できた。

2.5 結言

セラミックス軸受の設計上の留意点と破壊メカニズムに関し実験的に調べ、次の諸点を得た。

- (1) セラミックス軸受は、軸受材をあらかじめバックメタルに焼嵌めすることで、圧縮荷重を作用させるのが良い。軸受荷重が作用しても、セラミックス軸受に引張荷重が作用しないため強度向上が図れる。

- (2) 片当りを防止するため緩衝支持構造を取り、傾きに対し変形により追従させることは摺動特性向上に有効である。ただし、セラミックス軸受に引張荷重を作用させないため、セラミックス軸受のすぐ外側に緩衝材を配置するのではなく、バックメタルの外側に配置することが重要である。
- (3) セラミックス軸受の軸受ギャップについては、水潤滑の場合、水膜が形成しにくいので、むしろ広めにして、冷却を優先した方が摺動特性は向上する。
- (4) セラミックス軸受の破損のメカニズムは、スリーブ材とシャフト材の熱膨張率の差からスリーブ材に引張荷重が作用し、軸方向にクラックが発生することが基点となり発生することが確認された。

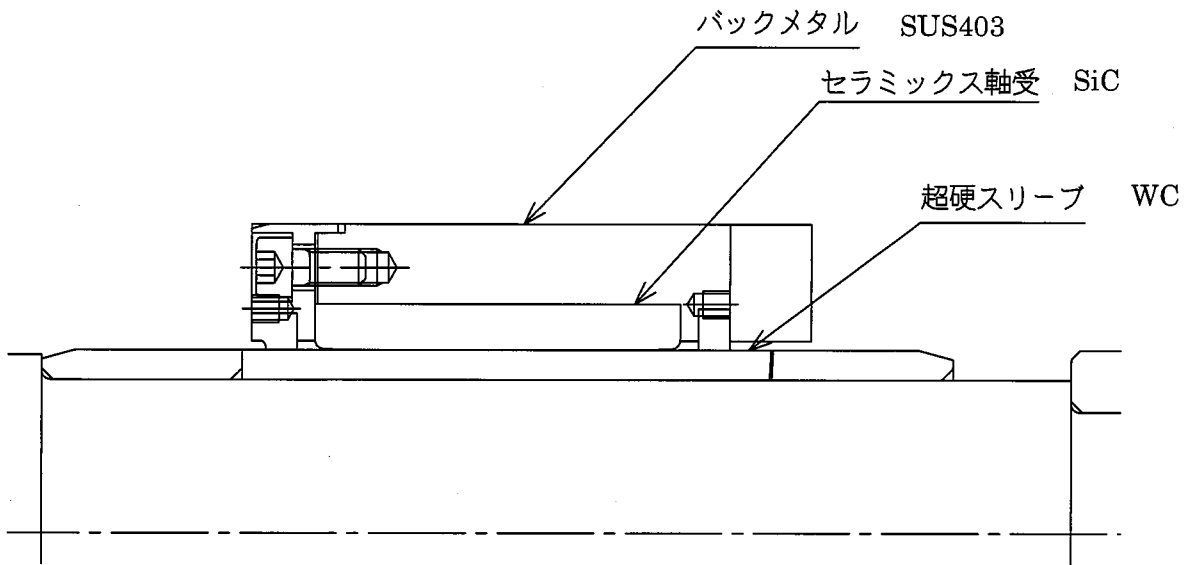


図 2.1 (a) セラミックス軸受構造図 (剛支持)

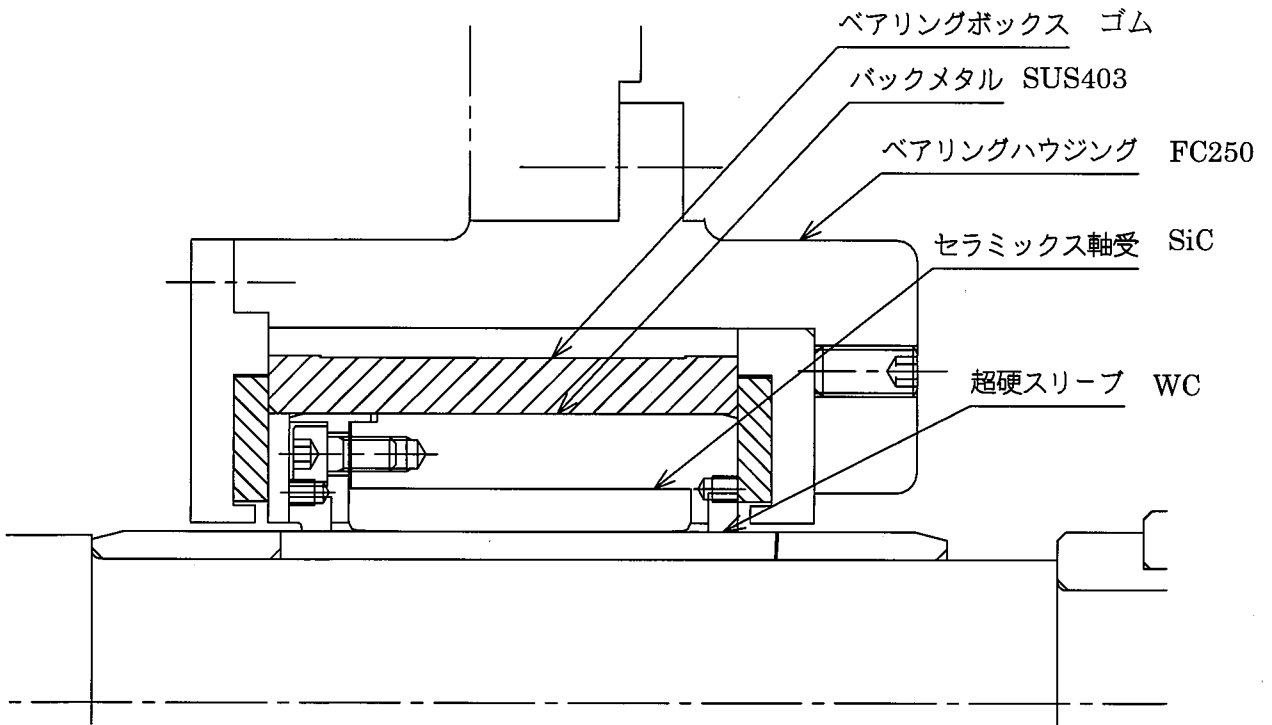


図 2.1 (b) セラミックス軸受構造図 (緩衝支持)

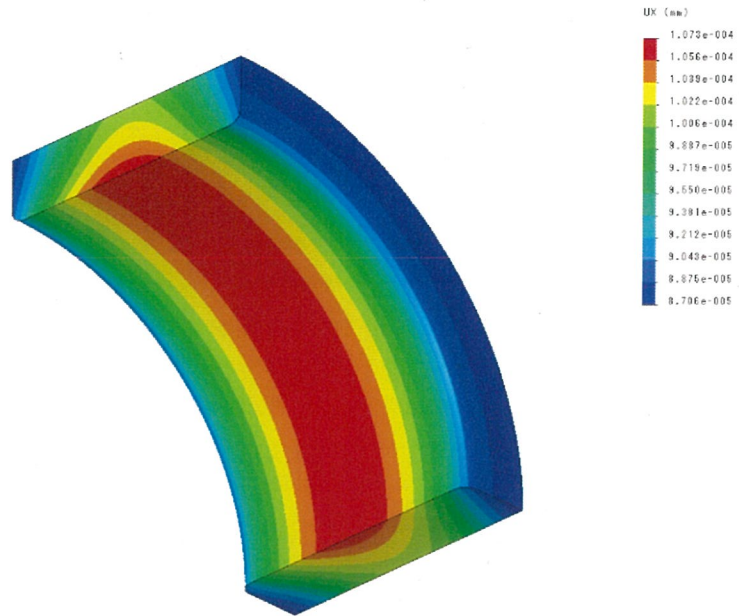


図 2.2 セラミックス軸受変形図 (均等荷重 隙間嵌め)

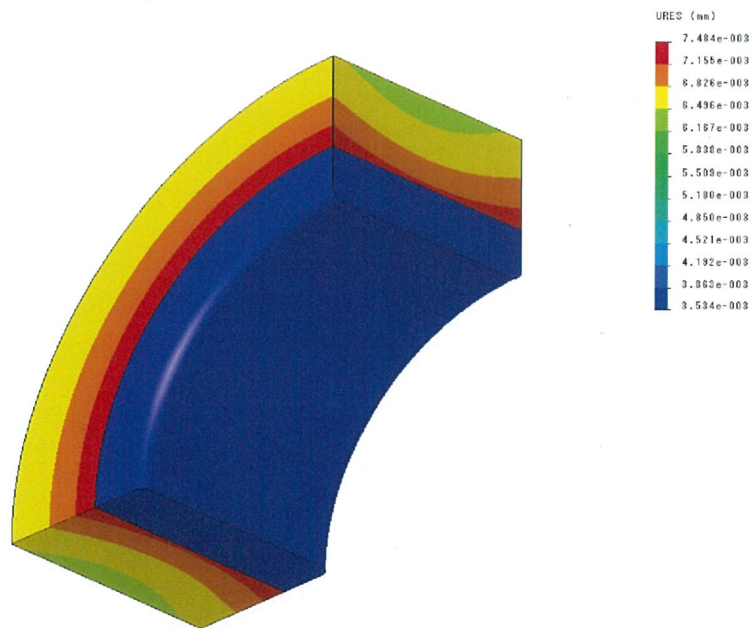


図 2.3 セラミックス軸受変形図 (均等荷重 焼嵌め)

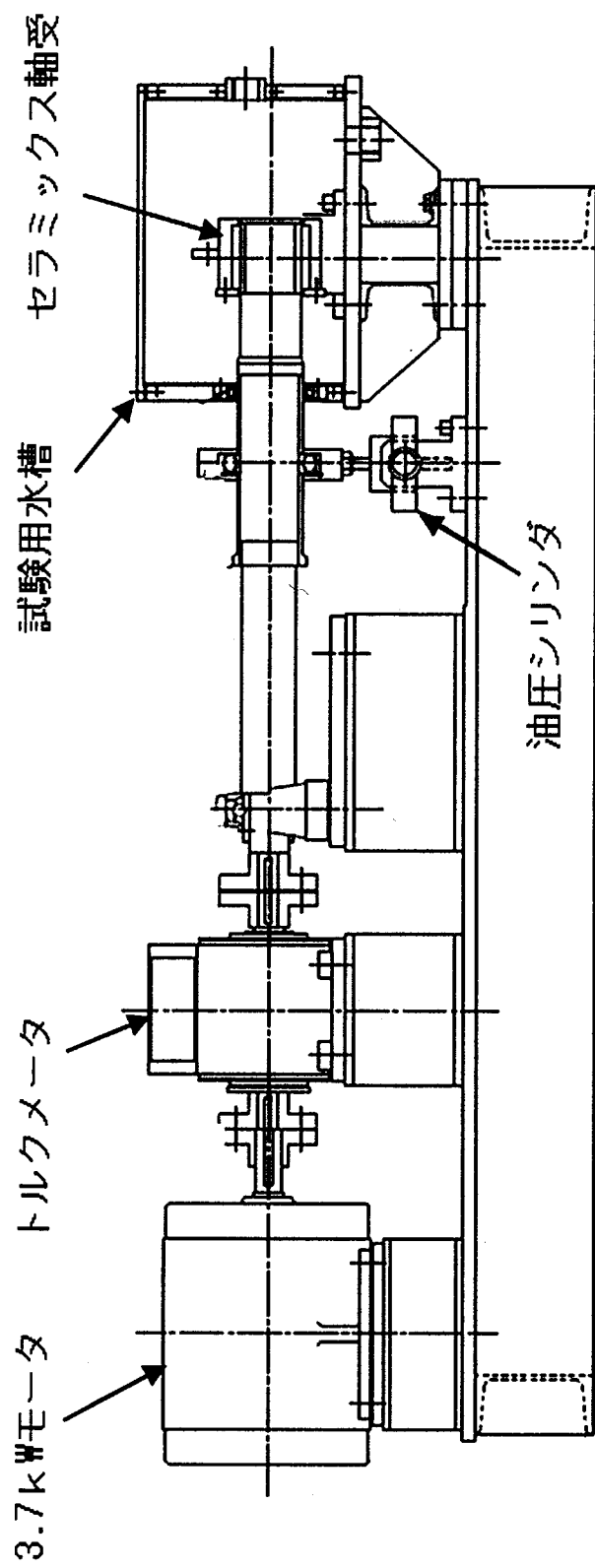


図 2.4 軸受試験装置

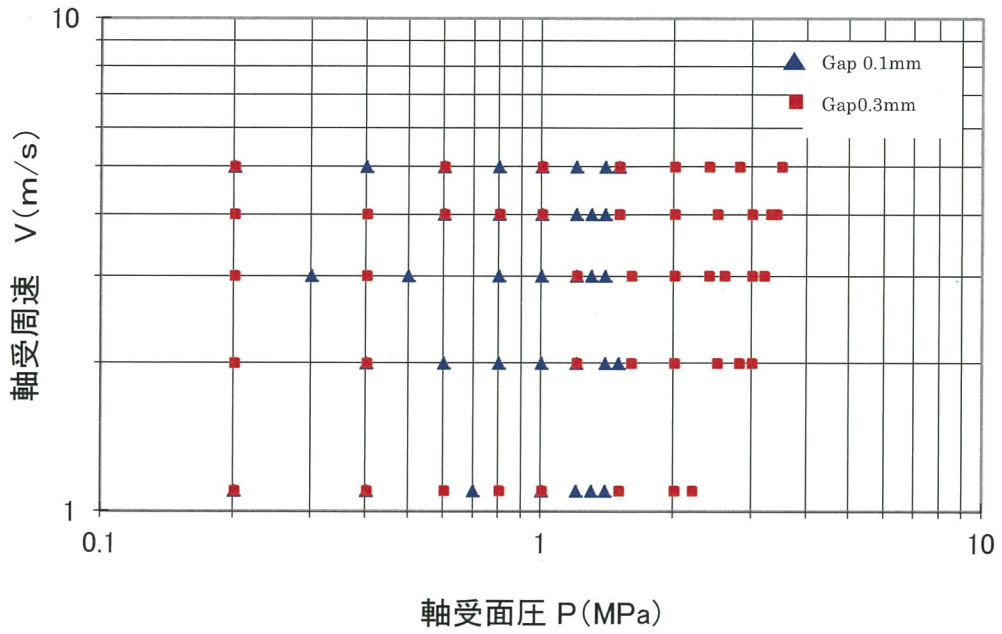


図 2.5 (a) 許容面圧 ギャップによる影響 (剛支持)

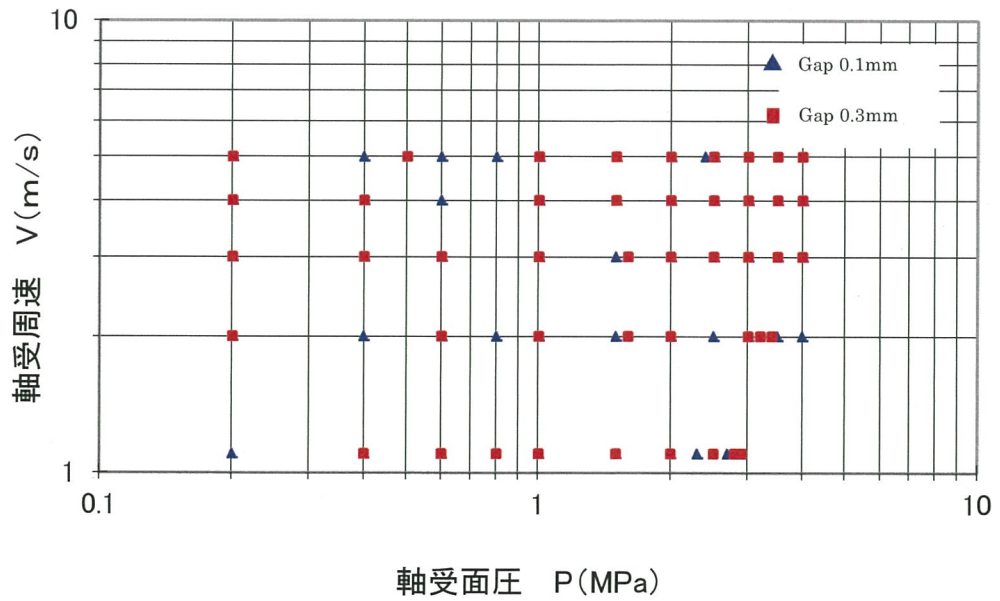


図 2.5 (b) 許容面圧 ギャップによる影響 (緩衝支持)

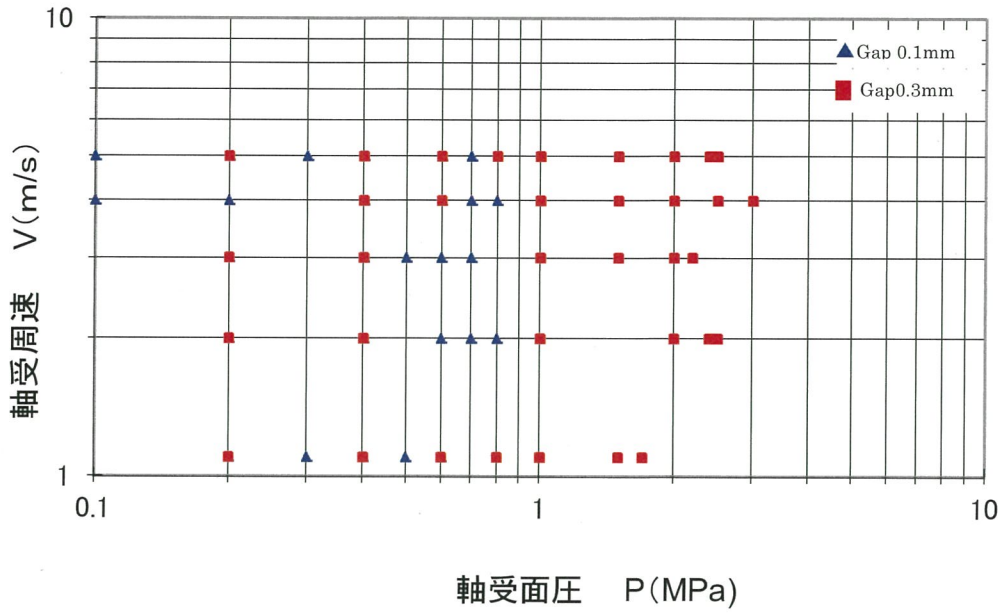


図 2.5 (c) 許容面圧 片当り荷重による影響 (剛支持)

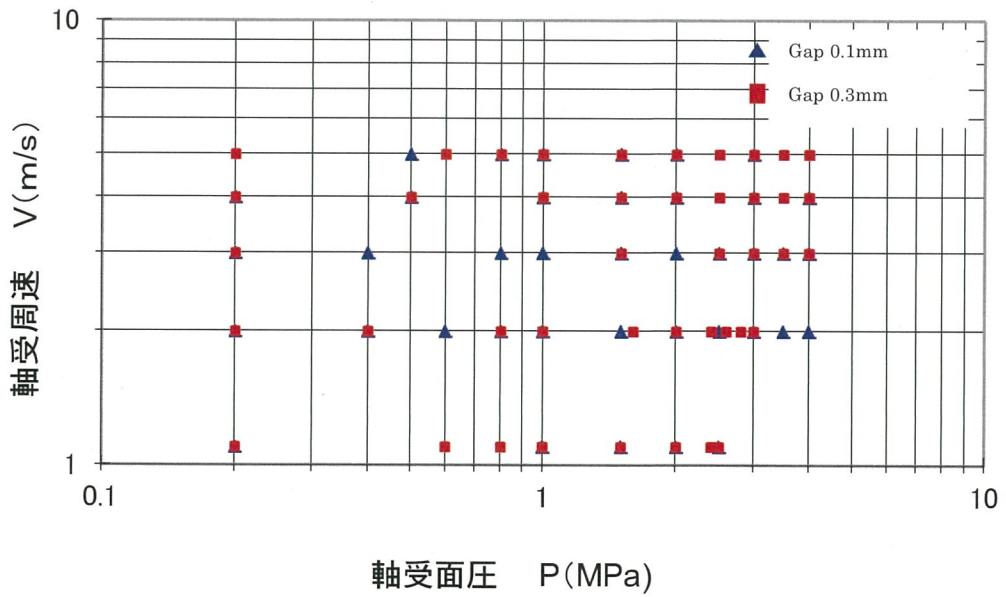


図 2.5 (d) 許容面圧 片当り荷重による影響 (緩衝支持)

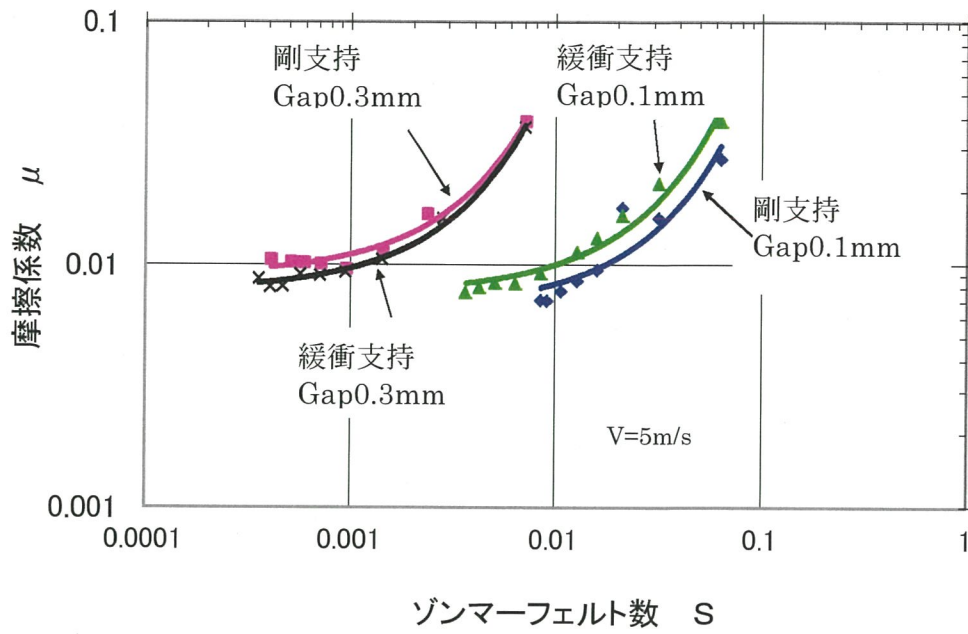


図 2.6 (a) 摺動特性 ギャップによる影響 (均等荷重)

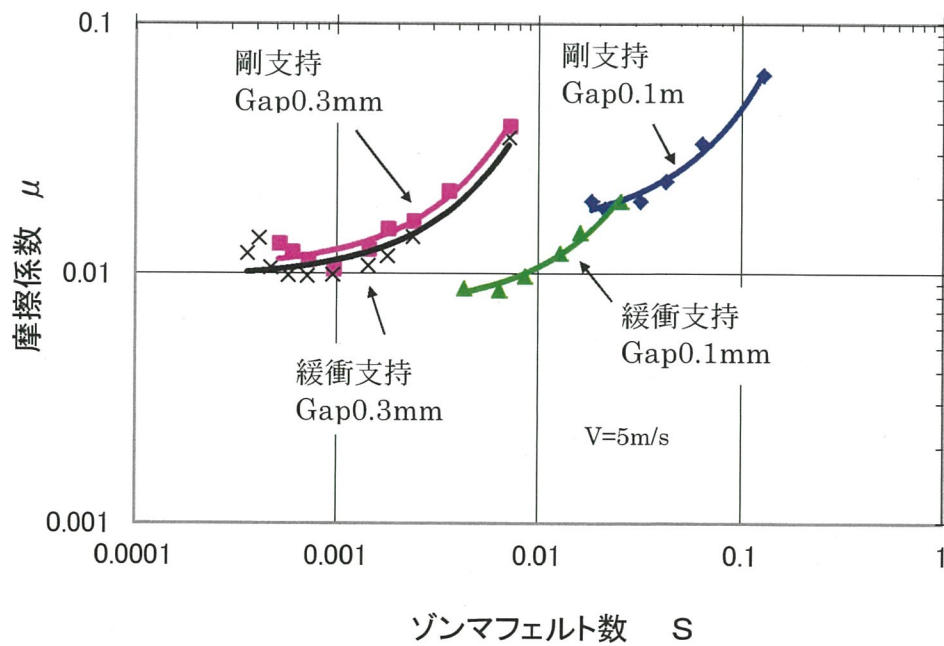


図 2.6 (b) 摺動特性 ギャップによる影響 (片当り荷重)

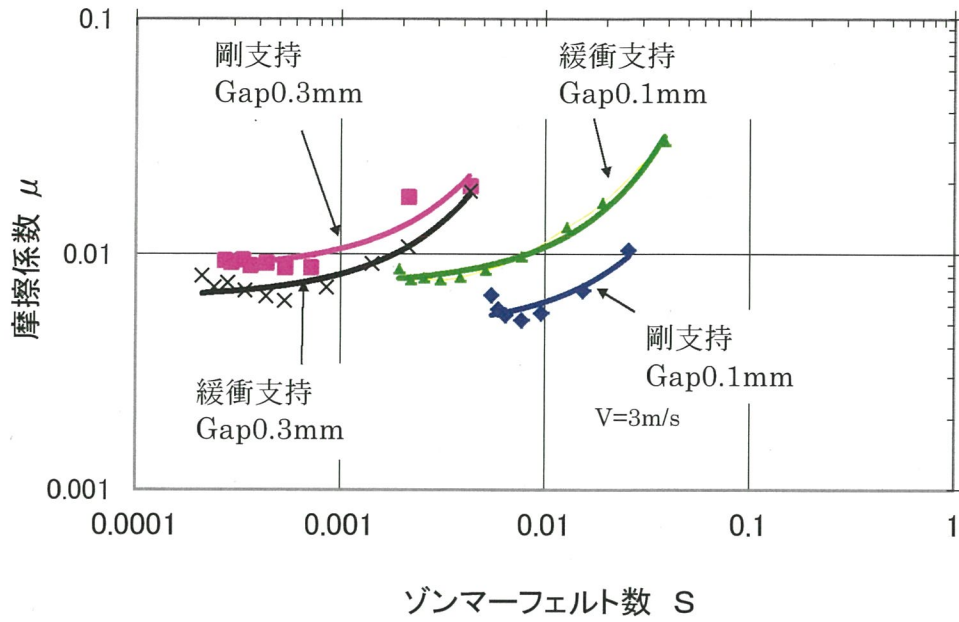


図 2.6 (c) 摺動特性 ギャップによる影響 (均等荷重)

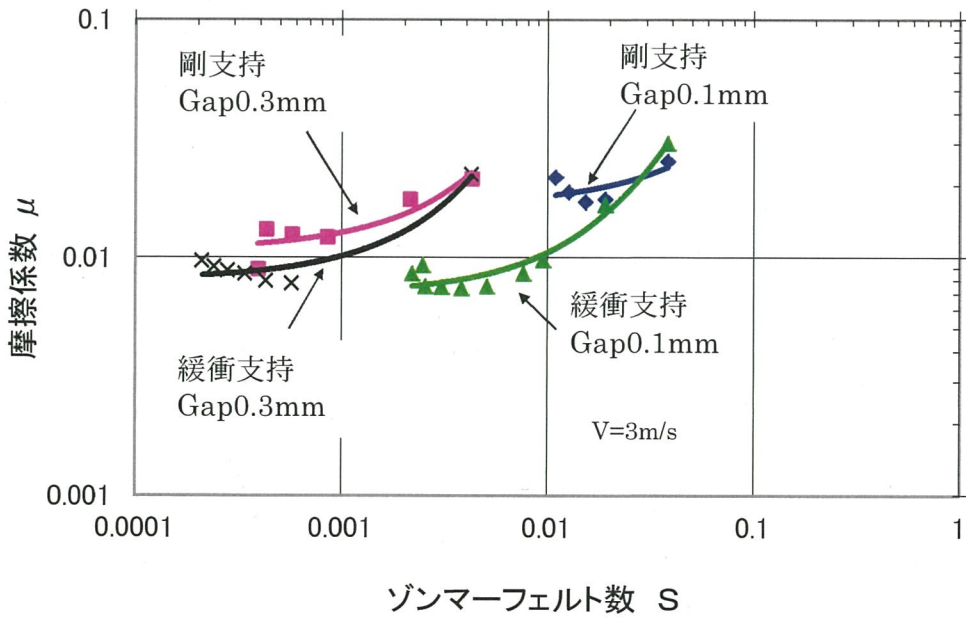


図 2.6 (d) 摺動特性 ギャップによる影響 (片当り荷重)

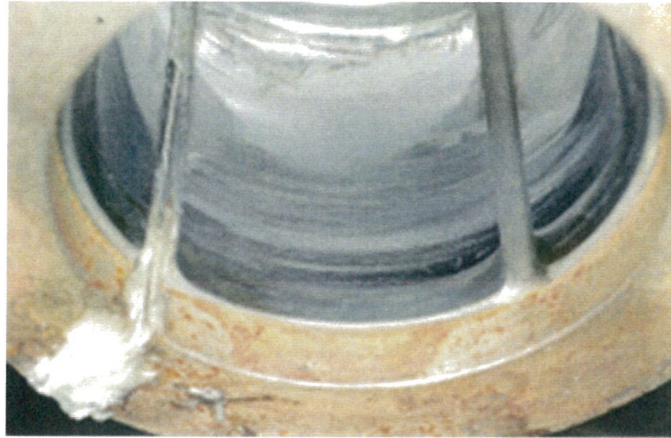


図 2.7 温度センサー取付部

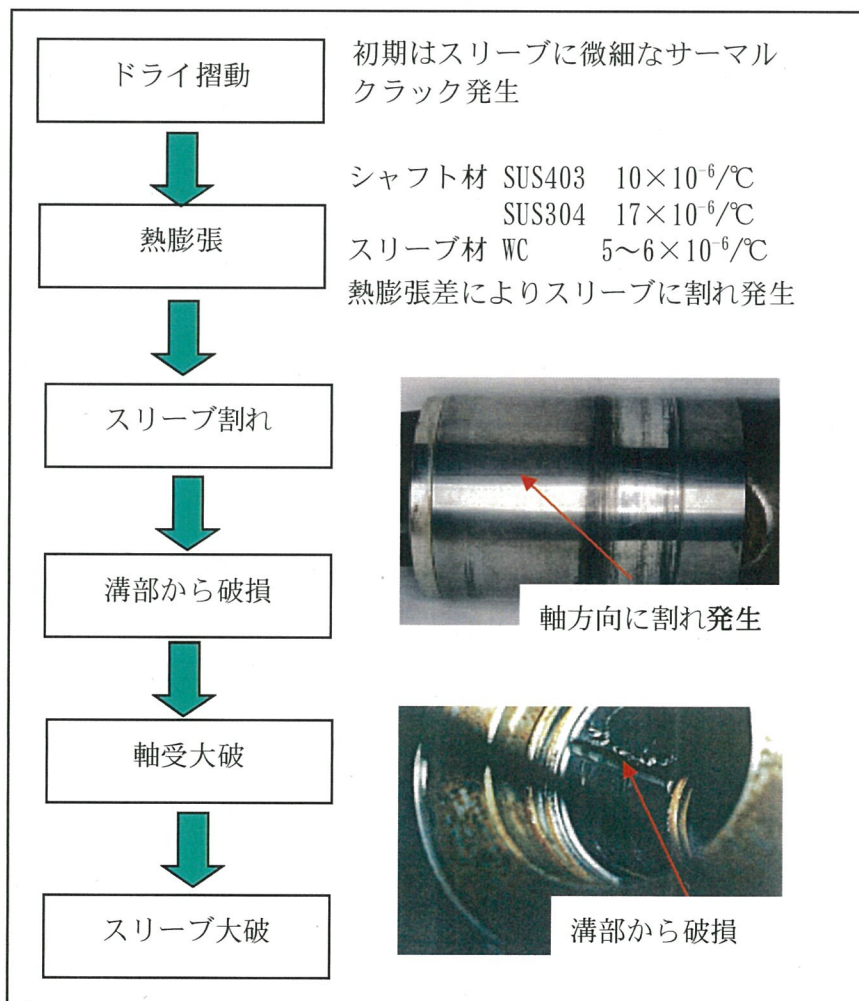


図 2.8 セラミックス軸受破壊メカニズム

第3章 全速先行待機運転ポンプの気液二相流性能と流体加振力

3.1 緒言

近年、都市部においては、市街地促進による排水区域の拡大、舗装率向上による地下浸透面積の減少、ヒートアイランド現象によるスコール型降雨の頻発等により、排水ポンプ場へ急激かつ、大量の雨水が流入し、雨水排水ポンプの始動遅れにより冠水被害が発生するという問題が生じている。一方で都市部においては、用地確保が困難なため、新たなポンプ機場の拡張や新設が困難な状況にある。このような背景のもと、冠水被害を防止するため、ポンプを出水に備えて空転待機運転させ、出水時に直ちに排水可能な、いわゆる全速先行待機システムが採用され、排水ポンプ場に導入されている。

この全速先行待機ポンプでは、吸水槽が低水位の時、吸気をしながらの小水量運転とするため、気液二相流の運転となる。全速先行待機ポンプの設計に必要な、遠心及び斜流ポンプの、気液二相運転時の流体性能に関しては、数多くの研究論文がみられる⁽¹⁴⁾⁻⁽²¹⁾。しかしながら、気液二相運転時には、おそらく水単相の通常運転時よりも大きな加振力が発生することを実際のポンプ運転時に経験した。その知見が先行待機運転ポンプの信頼性を確保する上で重要であるにも関わらず、気液二相運転時の加振力に対する研究論文は、調査した範囲では発表されていない。そこで、本章では、立軸渦巻斜流ポンプにおける、気液二相運転時の加振力に関し、実験データを基にどのように変化し、また、増大するのかを検証して、実際に全速先行待機運転ポンプを設計する上での留意点について纏める。

3.2 実験装置と実験方法

3.2.1 実験装置

図 3.1 に供試ポンプの構造図を示す。供試ポンプの仕様を下記に示す。

吐出量：18.09m³/min

全揚程：22m

回転数：1548min⁻¹

比速度：560 [min⁻¹, m³/min, m]

供試ポンプを製作するに当たり、下記の点に留意した。

- (1) 気液二相流運転時における加振力測定を行うため、ケーシング上部に半径方向推力及び軸推力を測定するためのロードセルを具備している。これらのロードセルは予め較正済のものを使用した。半径方向推力については、羽根車の中心位置に荷重をかけて較正したもので、軸受位置にかかる荷重ではなく、羽根車に作用する荷重を直接測定できるようにした。
- (2) 吸気管には、空気供給用の吸気孔を配したリブ 4 か所に設定し、この部分から空気を導入することができる。本実験では吸気口の数が性能、流体加振力に及ぼす影響を調べた。
- (3) 吸込管は透明アクリル製とし、空気の吸込状況が観察できるようにした。また、ケーシングの各部分には、内部観察用の窓を 4 か所設けた。
- (4) 供試ポンプは、インバータ制御の 110kW 電動機により駆動され、回転数を任意に設定し得るようにした。

図 3.2 に実験ループの概要を示す。実験ループは、供試ポンプ、気水分離タンク、バッファ水槽、吸水槽などからなる回流式ループである。

ポンプより吐出された水は、観察用アクリル製吐出管を通り、吐出圧力測定管、逆流防止弁、吐出し量調整弁、気水分離タンクへ送られる。

実験ループにて考慮した点を以下に示す。

- (1) 気水分離タンクは水流により生じる旋回流によって気水の分離が効果的に行われるようにしてあり、ここで空気と水とを完全に分離

され、水だけが吐出量計測用のオリフィスを設けた配管を通り、バッファ水槽に送られる。バッファ水槽に送られた水は、吸水槽に入り、整流板（パンチングプレート）を通り、整流されたのち吸込水路を経て再びポンプに吸込まれるようにした。

- (2) ポンプへの空気の供給は、実機は、ポンプ吸込側の吸水断面に生じる負圧を利用して行うが、供試ポンプでは、必要に応じてブロアを用いて強制吸気する方法を採用した。吸気量の調整は、吸気管に取り付けた調整弁の開度あるいはブロアの回転数を変えることにより行い、吸気量は吸気配管に取り付けた風量計により測定し、測定位置における圧力の測定結果を用いてポンプ吸込管における体積に換算した。なお、この際の体積の換算は断熱変化とした。
- (3) 供試ポンプのケーシング吸水管、吐出管、吸水槽及び吸込管路には観察用アクリル窓を設け、内部の水および空気の流動状態が観察できるようにした。
- (4) 気液二相流運転特性に及ぼす実揚程の影響を調べるために、吸込管から気水分離タンクに接続する立上り管の長さを変えて実験できるように、接続部分を2か所設けた。

3.2.2. 実験項目及び計測装置

(1) 実験項目

本実験においては、供試ポンプに空気を供給して気液二相ポンプ特性を取得するとともにその場合における羽根車に作用する流体加振力に関するデータをとる必要がある。また、供試ポンプを用いて模擬的に先行待機運転を行わせた際には、過渡現象に関するデータも測定する必要がある。そこで実験項目としては、供試ポンプの一般性能の測定の他に、吸水槽水位および吸気量を一定に保った準定常状態において気液二相ポンプ特性を測定する気液二相運転特性実験と、吸水槽の水位を変動させて過渡特性を測定する先行待機運転時の過渡特性実験を取り上げる。表3.1に各実験項目における測定項目の一覧を示す。

(2) 計測装置

前項における測定項目を計測するために構成した計測装置の系統図を図 3.3 に示す。装置は吐出し量 Q 、全揚程 H などの静的な性能を計測する部分と、半径方向推力、振動などの過渡的なデータをとる部分から構成されるが、前者については自動計測できるポンプ性能計測用プログラムを使用し、気液二相運転時の性能も計測できるようにして、データ処理の迅速化を図った。また、後者の過渡的データの処理については、実験時にデータレコーダに連続的にデータとして記録し、必要に応じて PC、FFT アナライザに接続して処理した。特に気液二相運転時に発生する流体加振力の連続データを処理するプログラムを作成し、データ処理時間の短縮を図った。

3.2.3 実験方法

(1) 気液二相特性実験

供試ポンプの定常運転時の気液二相ポンプ特性及び運転点における流体加振力の変化を把握するため、吸水槽の水位を一定に保ち、吸気させない状態で吐出し量調整弁を水体积流量 Q_L が $120\% Q_d$, $100\% Q_d$, $80\% Q_d$, $60\% Q_d$, $40\% Q_d$, $20\% Q_d$ (ただし、 Q_d は設計体積流量) となるように調整したのち、その状態から空气体積流量 Q_G を増加させてポンプに徐々に吸気させ、気液が分離して揚水不能に至るまでの運転点 (この間、運転点流量 Q_L はポンプ揚程 H に応じて変化) でポンプの特性を測定した。また、吐出し量調整弁と吸気弁の開度を一定とした状態で、吸水槽水位を変化させ、吸気運転をさせた場合の気液二相ポンプ特性を測定し、上記特性と比較した。さらに、空気供給箇所の数と気液二相ポンプ特性との相関関係を調べるため、吸気口を 4 か所とした場合の特性も測定した。なお、それぞれの運転点においては定常微小変動となった状態で流体力、振動データ、トルク変動の測定を行った。

(2) 過渡特性実験

供試ポンプにおいて、実際に先行待機運転試験を行う際には、ポンプの運転点は吸込側の水位の変動に伴い連続的に変化する。この場合の過渡特性を把握するため、吸気させない状態で吐出し量調整弁を $120\% Q_d$, $100\% Q_d$, $80\% Q_d$ となるように調整し、その状態から吸気弁を開け、吸水槽水位を連続的に低下させ、揚水不能に至るまでの流体加振力、振動データ、トルク変動の連続データを採取した。また、先行待機運転において、空転運転から水位上昇により排水を開始する瞬間のポンプの流体加振力、振動、トルク変動の過渡特性を把握するため、ポンプを空転させた状態で水位を上昇させて排水を開始させ、流体加振力、振動データ、トルク変動の連続データを採取した。なお、本実験は吸水槽水位をゆっくり上昇させた場合と、急激に上昇させた場合について行った。

3.3 実験結果及び考察

3.3.1 供試ポンプの一般性能

図 3.4 に、回転数 1584 min^{-1} 時における供試ポンプの一般性能の測定結果を示す。

3.3.2 気液二相ポンプ特性

(1) 吸込圧力（吸水槽水位）、吐出し量調整弁の開度を一定としてブローアにて強制吸気させた場合

図 3.5 に吸込圧力、吐出し量調整弁の開度を一定に保ち、供試ポンプに吸気させて気液二相運転をした場合に得られるポンプ特性のうち、立上り管の高さ 4m 、回転数 929 min^{-1} の場合の結果を示す。

図に示されるように、いずれの運転点から吸気を行った場合でも吸気量の増大に伴い性能が低下し、ある領域を超えると羽根車の入口で気水が分離してポンプは揚水不能となる。また、本研究では、吸気量を増大させていった場合（図中実線）と逆に減少させた場合（図中点線）につ

いて実験を行ったが、吐出量調整弁の開度を一定に保っているため、性能変化の経路はほぼ一致している。

図 3.6～図 3.11 は上記のようにして測定した吐出し量、全揚程をポンプ吸込管内圧力におけるボイド率（気液体積流量比） α との関係を示したものである。これらの図より、吐出し量も全揚程もあるボイド率を越えると急激に低下するが、揚水不能に至るボイド率はほぼ同一であることが分かる。また、吸気量の増加（ボイド率の増加）に対する全揚程の低下割合は回転数が高いほど大きいことがわかる。いずれの回転数においても、水単相時の水の体積流量を $40\% Q_d$ および $60\% Q_d$ となるよう吐出量調整弁を設定した際、吸気量を増加させた場合と減少させた場合で、特性の異なる二重特性（ヒステリシス）が顕著に表れている。

次に図 3.12, 3.13 は回転数 929 min^{-1} の場合において、吸気口を 2 か所から 4 か所に増やした場合の結果を示したものである。吸気口が 2 か所の場合の結果である図 3.10, 3.11 と比較すると、大流量側 $100\% Q_d$, $116\% Q_d$ の運転点から吸気させた場合においては、全揚程が急激に低下するボイド率は若干ではあるが 4 か所から吸気させた場合の方が大きいことが分かる。全揚程の急激な低下は後述するように、羽根車内の気泡のフローパターンの変化に起因するものであるため、4 か所から吸気させた場合には、2 か所から吸気させた場合に比べて、気泡がより分散して羽根車に入り、フローパターンの変化が生じにくくなり、これにより全揚程の急激な低下遅れるものと推察される。一方、 $80\% Q_d$ 以下の低流量域においては、全揚程が急激に低下するボイド率にあまり顕著な差は見られない。

図 3.14 はポンプ回転数 929 min^{-1} において、吸気が無いときに $100\% Q_d$ から吸気させ、ボイド率を上げていった場合の羽根車入り口付近の気泡の流動状態を観察したものである（写真の説明は図 3-15 参照）。ボイド率 0.01 では、羽根車負圧面のボス部部分を細かい気泡群が流動しているが、ボイド率 0.02 になるとこれらの気泡群が合体することにより、負圧面に層状となって流動し始める。さらに、ボイド率が高くなり、0.03 になる

とこの層状の空気の流れは、羽根前縁から後縁までの羽根負圧面全体に広がるようになる。さらにボイド率を上げるとこの空気層は厚みを増し、隣接する羽根前縁との重なり付近では、水流にあおられかなり不安定な流動をするようになる ($\alpha=0.1$)。さらにボイド率を上げ、あるボイド率に達すると、この空気の層が後方にある隣接羽根の前縁にかかり、羽根入口流路を気体滞留域で塞ぐため、その瞬間ポンプは揚水不能となり、羽根車入口で気水が分離し排水は停止する。一方、図 3.10, 3.11 によれば、 929 min^{-1} において、 $100\% Q_d$ に相当する運転点から吸気させた場合には、ボイド率が 0.02 と 0.03 との間で性能が急激に変化する。上記流動状態の観察結果と図 3.8 及び 3.9 より、性能の急変は羽根車内における空気のフローパターンの変化に起因するものであることが分かった。

図 3.16～図 3.19 は図 3.6～図 3.13 をもとに供試ポンプの気液二相ポンプ特性を羽根車入口におけるボイド率をパラメータにして整理したものである。図に示されるようにボイド率一定の性能曲線は、吸気量増大時と、吸気量減少時とかなり異なる二重特性を示す。また、ボイド率が小さな場合 ($\alpha < 0.01 \sim 0.02$) には、性能曲線は、ボイド率 0 の場合の性能曲線に平行である。すなわち、気泡が滞留することにより、その領域で圧力上昇が得られなくなるため、性能低下する。また、羽根前縁から後縁にかけて気泡が滞留すると、隣の羽根との間の隙間を狭めることになり、流路をふさぐため、羽根前縁への空気の滞留は、見かけ上、羽根厚みを増したのと同じ作用をして、ポンプ出口のメリディアン速度が増加し、ポンプの理論揚程が減少するものと考えられる。

図 3.20～図 3.27 は、上記図 3.6～図 3.11 をもとに回転数 1548 min^{-1} 、 1238 min^{-1} 、 929 min^{-1} についてボイド率をパラメータとした特性曲線を、揚程係数 $H/(nD)^2 \times 10^3$ と流量係数 $Q/(nD^3)$ との関係として示したものである。図中のシンボルは各回転数における値を示しており、実線はこれらのデータを回転数毎に結んだものである。なお、図中白抜きのシンボルは、吸気量を増加させた場合の結果であり、黒塗りのシンボルは吸気量を減少させた場合の結果である。図に示されるようにボイド率 0.04 程

度までは、性能はほぼ一本の曲線で整理でき、回転数に関する相似則が成り立つことが分かる。これに対して 0.04 を超えると、回転数によりかなりのばらつきが生じ、一本の曲線に整理することが出来ない。これは、羽根車出口圧力に関わらず、一律羽根車入口におけるボイド率で換算していることが影響していると考えられる。また、性能が急激に低下するボイド率を超えると、前縁から後縁にかけて羽根負圧面全体に、空気が広がって層状に流れるようになるため、羽根入口におけるボイド率 α だけでは現象をとらえることが出来なくなるためであり、気液二相流に関する他の無次元数（例えばウェーバー数）の影響を考慮する必要があると考える。これらの図より、ボイド率が 0.04 より大きい場合についてもある程度の誤差を許容すれば、供試ポンプの気液二相ポンプ特性を無次元性能により統一的に表示することが出来る。図 3.28 および図 3.29 は、それぞれ吸気量を増加させた場合と減少させた場合についての気液二相ポンプ特性を流量係数と揚程係数との関係として示したものである。

(2) 吐出し量調整弁及び吸気量調整弁の開度を一定として吸水槽水位を変化させ吸気させた場合

図 3.30～図 3.35 は吐出し量調整弁と吸気量調整弁の開度を一定として、吸水槽水位を変化させて得た気液二相ポンプ特性の変化をボイド率との関係として示したものである。図 3.36～図 3.38 はこれらのデータを用いて気液二相ポンプ特性を、ボイド率をパラメータとして表示したものである。この結果をブローにて強制吸気させた場合の結果を図 3.16～図 3.18 と比較すれば、ボイド率の低い範囲（概ね 0.03 程度）では気液二相ポンプ特性は一致しており、吸気量の調整手段にかかわらず特性はボイド率によって整理し得ることが分かった。

3.3.3 気液二相運転時の流体加振力

(1) 半径方向推力

図 3.39～図 3.41 に、回転数を 1548 min^{-1} 、 1238 min^{-1} 、 929 min^{-1} とし、吐出量調整弁の開度を一定として供試ポンプに吸気口 2 か所から吸気さ

せた場合に発生する半径方向推力とボイド率との関係を示す。データ中の上限、下限は標準偏差を示す。連続データの処理は、実験時にデータレコーダに記録したのちにパーソナルコンピュータにおいて行った。後述するように、これら半径方向推力の主成分は NZ 成分 (N : 回転数、 NZ : 回転数×羽根枚数) であり、 1548 min^{-1} を最大回転数として 200Hz 程度までの変動を対象とすればよいので、サンプリング定理(標本化定理)⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾よりサンプリング周期を、 $T=1/2.56 \times 1/200=1.95 \times 10^{-3} \text{ sec}$ とした。ロードセルからの吐出方向、吐出直角方向の出力信号をそれぞれ 1024 点ずつ取り込み、合成したのち平均化処理を行った(サンプリングタイム 2sec)。図 3.42 は、吸気口を 4 か所として吸気させた場合の半径方向推力とボイド率の関係を示したものである。図 3.41 と比較すると、いずれの運転点からボイド率を増加させた場合でも半径方向推力の値は、2 か所から吸気させた場合と 4 か所から吸気させた場合とでほぼ一致し、吸気口の数にはあまり依存しない。立軸斜流ポンプ実機における半径方向推力測定結果では、吸気口が多い方が半径方向推力は小さくなりポンプ運転時の振動が小さくなる傾向にあったが、本実験では顕著な違いは見られなかった。図 3.43～図 3.46 は、前項に示した供試ポンプの気液二相運転特性曲線上に、各回転数における半径方向推力の周波数分析結果を表示したものである。図中、大流量域を A 領域、低流量域を C 領域、その間を B 領域として区分して、周波数分析の結果を分類した。

<回転数 1548 min^{-1} >

ボイド率 0 の場合、低流量域を除いて N 成分、 NZ が卓越する。吸気させた場合、卓越周波数で分類した大流量側の A 領域では NZ 成分が卓越するが、A 領域よりも低流量域の B 領域では NZ よりも N 成分が卓越する。また、B 領域では、 N 成分と NZ 成分の間の周波数成分がランダムに存在する。さらに低流量域の C 領域では、 NZ 成分が卓越する。

<回転数 1238 min^{-1} >

概ね、回転数 1548 min^{-1} の場合と同様の傾向を示す。

<回転数 929 min⁻¹>

回転数 1548 min⁻¹、1238 min⁻¹ の場合と異なり、吸気運転領域ではつねに NZ 成分が卓越しており、80% Q_d 以下の低流量域では、 N 成分と NZ 成分の間の周波数成分がランダムに卓越する。また、本回転数のみ吸気孔の数の違いによる影響を調べるため、図 3-46 に示すように、吸気口を 4 か所とした場合においても周波数分析を行った。卓越周波数の分布は、吸気孔 2 か所の場合と比べて顕著な差異はなかった。

以上のように、本実験においては、回転数 929 min⁻¹ と他の 2 種類の回転数における結果との間で吸気運転時に卓越する周波数が異なる結果が得られた。この原因として、ポンプの主要部材の固有値を測定した結果 16Hz 近辺にあることが判明し、この固有値が羽根車回転周波数 $929/60 \doteq 15.5\text{Hz}$ に近い為であると推察される。

図 3.47 は、回転数 1548 min⁻¹ における半径方向推力を同等推力の範囲をグループ分けして供試ポンプの気液二相運転特性線図上に示したものである。図に示されるように、半径方向推力 Fr は 40% Q_d 付近の吐出領域で最大値 1830N をとり、その値は仕様点における値 380N の約 5 倍程度となる。また、100% Q_d 付近の吐出領域では、1100N で仕様点における値 380N の約 3 倍程度となる。図 3.48~図 3.50 は、回転数 1548 min⁻¹、1238 min⁻¹、929 min⁻¹ の場合に下式にて定義される半径方向推力係数 Kr の気液二相特性上における分布を示したものである。

$$Kr = Fr / (\gamma_w \cdot D \cdot B \cdot H)$$

ここで、 γ_w : 水の比重量 (N/m³)

D : 羽根外径 (m)

B : 羽根高さ (m)

H : ポンプ全揚程 (m)

(2) 軸方向推力

図 3.51~図 3.53 は回転数 1548 min⁻¹、1238 min⁻¹、929 min⁻¹ の場合に吐出量調整弁開度を一定として、供試ポンプを吸気させた場合に発生する

軸推力とボイド率の関係を示したものであり、データ中の上限、下限は標準偏差を示す。データの取り込み方、サンプリングタイム等は、半径方向推力と同一である。

図 3.54 は、回転数 1548 min^{-1} における供試ポンプと各運転点における軸推力の周波数分析結果を表示したものである。図に示されるように卓越周波数で分類した大流量側の A 領域では NZ 成分が卓越し、A 領域より低流量域の B 領域では N 成分が卓越する。さらに低流量域の C 領域では $2N$ および $2NZ$ 成分が卓越してくる。

図 3.55～図 3.57 は回転数 1548 min^{-1} 、 1238 min^{-1} 、 929 min^{-1} における下式にて定義される軸方向推力係数 Ka の気液二相特性上における分布を示したものである。

$$Ka = Fa / (\gamma_w \cdot D^2 \cdot H)$$

ここで、 γ_w : 水の比重量 (N/m^3)

D : 羽根外径 (m)

H : ポンプ全揚程 (m)

図に示されるように、いずれの回転数の場合にも軸推力係数は供試ポンプの気液二相特性上任意の運転点において $Ka = 0.6 \sim 0.7$ (ほぼ一定値) をとる。 $Ka = 0.6 \sim 0.7$ はボイド率 $\alpha = 0$ の条件においても取る値であり、この値は、気体の混入による影響が少なく、概ね全揚程に依存することが分かった。これは、軸方向推力自体が半径方向推力に比べ大きな値であるため、気体の混入により軸方向推力が増加しても、比率的に軸方向推力に与える影響が少ないためと考えられる。

3.3.4 先行待機運転特性

(1) 連続水位低下試験

本研究で作成した実験装置は、吸水槽の水位を任意に設定することが出来るので、供試ポンプに実際の先行待機運転と同じ運転モードを行わせることができる。図 3.58 は 1548 min^{-1} において供試ポンプの運転流量

が $100\% Q_d$ となるように吐出量調整弁を調整し、吸水槽水位を下げた場合のトルクと流体加振力を連続的に測定した結果を示したものである。この場合、水位が低下し、吸込ベル先端から上方 450 mm 程度の高さになると、吸水槽表面から空気を巻き込み、トルク、流体加振力ともに変動が大きくなる。さらに水位が低下し、吸込ベル先端付近になると空気を大量に吸込み、ポンプは揚水不能となる。

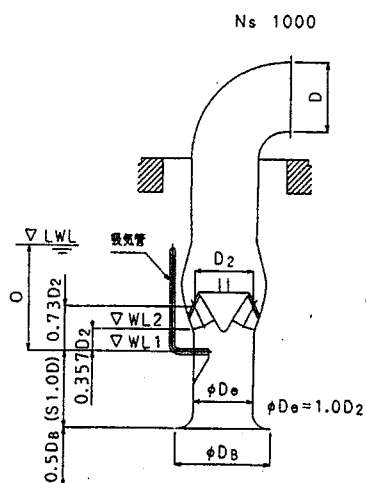
図 3.59～図 3.61 は回転数 1548 min^{-1} 、 1238 min^{-1} 、 929 min^{-1} において連続水位低下試験を行った結果を示したものである。回転数 1548 min^{-1} 、 1238 min^{-1} の実験結果はいずれも実験開始当初から、ポンプ入口部の吸気孔より空気を吸っているので、実際の先行待機運転とは異なるが、水位の低下により吸気量が増し、揚水不能にいたるまでのトルクと流体加振力の傾向はとらえることが出来る。

回転数 1548 min^{-1} において、ポンプ吸込管の吸気孔からの吸気がない状態で水位を低下させた場合（図 3.58）と吸気させながら水位を低下させた場合の結果（図 3.59）を比較すると、吸水槽表面から空気を巻き込まない水位の高い領域では前者の方がトルクの変動、半径方向推力は小さいが、空気の巻き込みが始まるとトルク変動、軸方向推力、半径方向推力ともに前者の方が大きくなる。特にトルク変動は顕著に大きくなっており、吸気孔より吸気運転を行っている後者の場合と比べて 7～8 倍の振幅になっている。これは前者が吸水槽表面から不定期に大量の空気を不均一に吸い込むのに対し、後者は吸気管入口部における水位差と動圧により、水位低下に応じた空気を 2 ないし 4 箇所吸気管から吸い込むようにコントロールしているためである。吸水槽表面から空気を吸い込ませることは、ポンプの運転にとって過酷な状況であり、原動機、減速機、ポンプシャフトなどへ支障をきたすことが予想されるため、吸気による先行待機運転では、羽根車入口付近から吸気する方法を採用すべきである。

(2) 吸気開始水位

ポンプは吸気運転を行うと吐出量、全揚程が低下するため、吸気を開

始する水位は極力低くする必要がある。吸気を開始する水位は、概ね計算より算出可能であり立軸斜流ポンプの模型及び実機で確認している。吸気開始水位についての計算式を以下に示す。



$$V_e = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \times D_e^2} \quad (\text{m/s) のとき}$$

$$0 \leq H_s + K \frac{V_e^2}{2g} \quad \text{で吸気を開始する}$$

ここで H_s は吸込み側損失ヘッド

V_e は羽根車目玉流速

D_e は羽根車目玉径

K は吸気管の突き出し量による係数

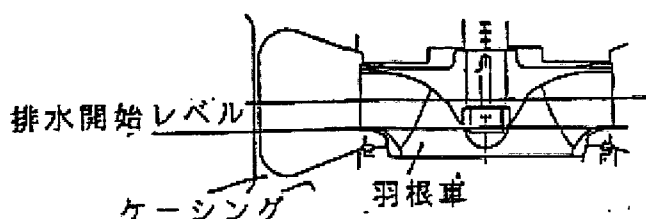
(3) 排水停止水位

羽根車入口で気水分離が起こり、ポンプが揚水不能となる水位（排水停止水位）は、吸気管に取り付けた吸気弁の調整にて行う。排水が停止する水位は、概ね吸気孔のレベルと一致しており、設計上は吸気孔レベルとすればよい。ただし、吸気配管の抵抗が大きいと排水停止水位が低くなるので、設計上は吸気配管を余裕ある口径にして、吸気弁を用いて調整するようにすべきである。

(4) 排水開始水位

排水開始水位とは、ポンプを空転で待機させた状態で吸水槽水位が上昇した場合にポンプが排水を開始する水位である。本研究では、供試ポンプを空転で待機させておき、水位を上昇させてポンプが排水を開始する水位の確認を行った。その結果ポンプが排水を開始する水位は、概ね下図に示す位置であることを目視により確認した。（ただし、ポンプケーシング内の空気が容易に抜けるように吐出配管に設けた排気弁は開いた状態である。）また、排気弁を全閉の状態では吸水槽水位を上昇させた場合

には、ポンプ内部の空気の圧縮作用により、ポンプ内部の水位は上昇しないため、排水不能であった。従って、先行待機運転ポンプには、ケーシング内の空気を抜くための排気弁が必要である。



(5) 排水開始時の過渡特性

水位上昇により、空転待機運転中の羽根車に水面が急激に衝突すると羽根車を介して電動機ローターに上向き方向の軸推力が作用する可能性がある。図 3.62 は、供試ポンプに約 1m の押込圧力をかけた状態で排気弁を閉じ、フロアによってケーシング内部に空気を送り、しかるのちにポンプを空転起動し、吐出配管頂部に設けた排気弁を一瞬のうちに開くことにより、急激な水位上昇を模擬し、排水開始時の軸推力の過渡的变化を示したものである。図に示されるように、この場合には上向きの軸推力が作用することが分かる。一方、図 3.63 はポンプケーシング内の水を抜き、羽根車を空転させた状態で吸水槽水位を徐々に上昇させた場合（約 1cm/min）の軸推力の過渡的变化を示したものである。図に示されるように上向きの軸推力は作用しない。

次に、図 3.64 は図 3.63 と同じ方法で急激な水位上昇をさせた場合の排水開始時の過渡特性を示したものであり、上から排気弁（口径 25A）を全開、6/10 開、3/10 開としたものである。すなわち、上から下に行くにしたがい水位の上昇速度が順に小さくなっている。図に示されるように、排気弁を 6/10 開、3/10 開としたものは、全開としたものに比べて上向き軸推力は緩和されており、排水開始の遅れが問題とならない場合には上向き軸推力の低減方法として排気弁を絞る方法が有効であることが分かる。

(6) 排水停止の条件

図 3.65 は、回転数 1548 min^{-1} 、 1238 min^{-1} 、 929 min^{-1} のそれぞれの回転数における揚水可能最大ボイド率と吸気前の運転点との関係を示したものである。図に示されるように、同一回転数の場合、低流量域ほど揚水可能最大空気量は小さくなる。一方、同一の運転点では回転数が高いほど揚水可能最大空気量は大きくなるのが分かる。

図 3.66 は、排水停止直前における流量係数と運転点との関係を示したものである。図に示されるように、同一運転点においては、回転数が高い方が排水停止直前の流量係数は小さな値となる。

(7) 排水停止時の過渡特性

ポンプが気液二相運転から揚水不能となる瞬間ポンプにかかる負荷は、図 3.58～図 3.60 を見れば軽減されていることが分かるが、ポンプ吐出側へ設けられた逆流防止弁は揚水の遮断により吐出側の水頭相当の圧力で急激に閉止される。本実験においては、揚水停止の瞬間に逆流防止弁が閉まる際、かなり大きな音を観察した。

3.3.5 実験結果のまとめ

本章においては、立軸渦巻ポンプへの吸気による全速先行待機運転の適用を実験的に検討した。検討結果を簡単にまとめると以下の通りとなる。

(1) 気液二相ポンプ特性

- (a) 供試ポンプの気液二相ポンプ特性は、回転数と運転点によって決まるボイド率で急激に低下し、そのボイド率は低流量域の運転点ほど低く、また回転数が高いほどボイド率は高い。さらにその性能の急低下は、羽根車内部における気液のフローパターンが変化することに起因している。
- (b) 供試ポンプの気液二相ポンプ特性は、ボイド率が 0.04 程度までは、回転数に対する相似則が成り立つ。
- (c) 供試ポンプの気液二相ポンプ特性は、空気量を増加させた場合と

減少させた場合で異なり二重特性を示す。

(2) 気液二相運転時の流体加振力特性

(a) 半径方向推力

半径方向推力は、吸気運転を行うことにより増大し、先行待機運転を行った場合に予想される最大の半径方向推力は、40% Q_d 付近の吐出量領域において発生し、その大きさは定格運転時に比べ約 5 倍である。卓越周波数は、運転点により異なり、大流量側では NZ 成分、小流量側では N 成分が主である。

半径方向推力係数は、ボイド率の増加に伴い増加する。

(b) 軸推力

軸推力係数は、気液二相運転時もあまり影響を受けず、通常運転時と同等の 0.6~0.7 である。卓越周波数は、大流量側では NZ 成分、小流量側では N 成分が主である。

(3) 先行待機運転特性

(a) 排水開始水位

ポンプケーシング内の空気を抜いた状態である空転待機運転中において、水位の上昇と共に排水を開始する水位（排水開始水位）は羽根車出口のチップ側流線のレベルである。

ポンプケーシング内の空気を空気抜き弁で抜かない時、ケーシング内空気の圧縮作用によりポンプ内水位が羽根車位置に到達せず排水が出来ない。

(b) 排水開始時の逆方向軸推力

水位の上昇速度が大きい場合には、排水開始時に通常排水時と逆の上向き軸推力が発生することがあるが、ケーシング内空気の排出速度を抑えることにより緩和出来る。

(c) 排水停止水位

吸気配管の損失を小さく抑えることにより吸気管の吸気断面付近で排水停止させることが出来る。

(d) 排水停止条件

ボイド率：排水停止直前のボイド率は回転数が高いほど大きく同一回転数の場合低流量域になるほど小さい。

吐出量：排水開始直前における運転流量は、回転数が高いほど小さく、低流量域になるほど小さい。

3.4 実機の設計指針

3.3 節で述べたように、先行待機運転を行うと、羽根車流路内での気体の滞留や閉塞状態を生じるエアロック現象⁽²⁹⁾⁻⁽³¹⁾や半径方向推力の増大等設計的に考慮しておかなければならない問題点が生じる。特に低流量域において気液二相運転を行うと、半径方向推力は单相流設計点付近の約 5 倍、单相流低流量域の約 2.3 倍にも達する。

このことを踏まえ、主要部品について、設計上考慮すべき点をまとめる。

(1) 羽根車

今回、実験したクローズドインペラの場合は、剛性強度が高いので気液二相運転時における強度的な問題は無いと考える。オープンインペラを使用する場合は、気液二相運転時の流体的なアンバランスによる繰返し応力がかかると考えられるので、羽根付根の応力をチェックする必要がある。現状は、空転運転における羽根付根の応力を有限要素法 (FEM) で計算し、肉厚を決めているが、より信頼性を向上させるため応力の実測を行うことが望ましい。また、先行待機運転時の対応として、クローズドインペラの場合はマウスリング部のギャップを、オープンインペラの場合はインペラとケーシングライナのギャップを性能低下の許容できる範囲で広げる必要がある。これは、空転時に無水状態での接触を避けること、気液二相運転時に強い摺動当りを生じないようにするためである。単純に考えれば、通常ポンプと比べ半径方向推力が低流量域で約 2.3 倍になるので、ギャップも 2.3 倍以上にする必要がある。しかし、高揚程ポンプでは性能低下も大きくなるので、後から述べるシャフトの剛性アップ

をはかり、ギャップを 2 倍以下に抑える必要がある。また、先行待機運転ポンプでは、あらかじめ効率が通常ポンプより 1 から 2% 低下することに留意する必要がある。

(2) シャフト

半径方向推力が通常のポンプと比べ 2.3 倍になることから、シャフトのたわみによるマウスリング部やケーシングライナ部の接触を防止するため剛性を 2.3 倍とする必要がある。シャフトの剛性は、シャフト径の 4 乗に比例するので、シャフト径としては 1.23 倍となる。先に摺動部のギャップを広げると述べたが、この分は過渡的における余裕と考え、シャフトとしては、加振力の増大分剛性アップを図るべきと考える。

(3) ケーシング

発生した半径方向推力は、軸受を介してケーシングを振動させる。

立軸渦巻ポンプでは、軸受が羽根車位置に対して比較的上方に位置するので、半径方向推力の増大により過大振動になることが予想される。

小型のポンプではケーシングの基礎周りの剛性アップで対応可能と考えるが、大型のポンプでは、ケーシングをコンクリートに埋めることを計画当初から考えておく必要がある。

また、渦巻ポンプでは、空転から排水開始に至る際に起こるエアロック現象が顕著でエア抜き方法についても検討する必要がある。

排水開始時にエア抜きを急速に行うと、羽根車入口の水位の上昇速度も速くなり、上向き荷重が発生する。

従って、エア抜き装置には絞りを入れ羽根車入口の水位上昇速度を抑える考慮が必要である。

(4) ラジアル軸受

ラジアル軸受には、半径方向推力が直接加わるので、通常のポンプの 2.3 倍のベアリング容量が必要となる。

シャフト径は、先に述べたように 1.23 倍となっているので、ベアリング自体も L/D を相似に設計すれば、1.51 倍の負荷容量となる。

一般にすべり軸受では負荷容量に余裕があるので、問題無いと考えるが、実績との対比では、2.3 倍の荷重がかかっていることを考慮する必要がある。

また、転がり軸受の場合の寿命評価は通常ポンプの 2.3 倍の荷重で評価する必要がある。

また、軸受位置は出来る限り羽根車に近くし、荷重点を低くするとともにベアリングハウジングについても剛性アップする必要がある。

(5) 吸気管

吸気管については、2 か所吸気と、4 か所吸気の 2 種類の条件で行い差を調べたが、両者に大きな差は見られなかった。従って、2 か所吸気を標準とする。

大型ポンプの場合はケーシングと合せ吸込管部もコンクリートに埋め込まれるので、あらかじめ吸気管の設置を忘れずにする必要がある。

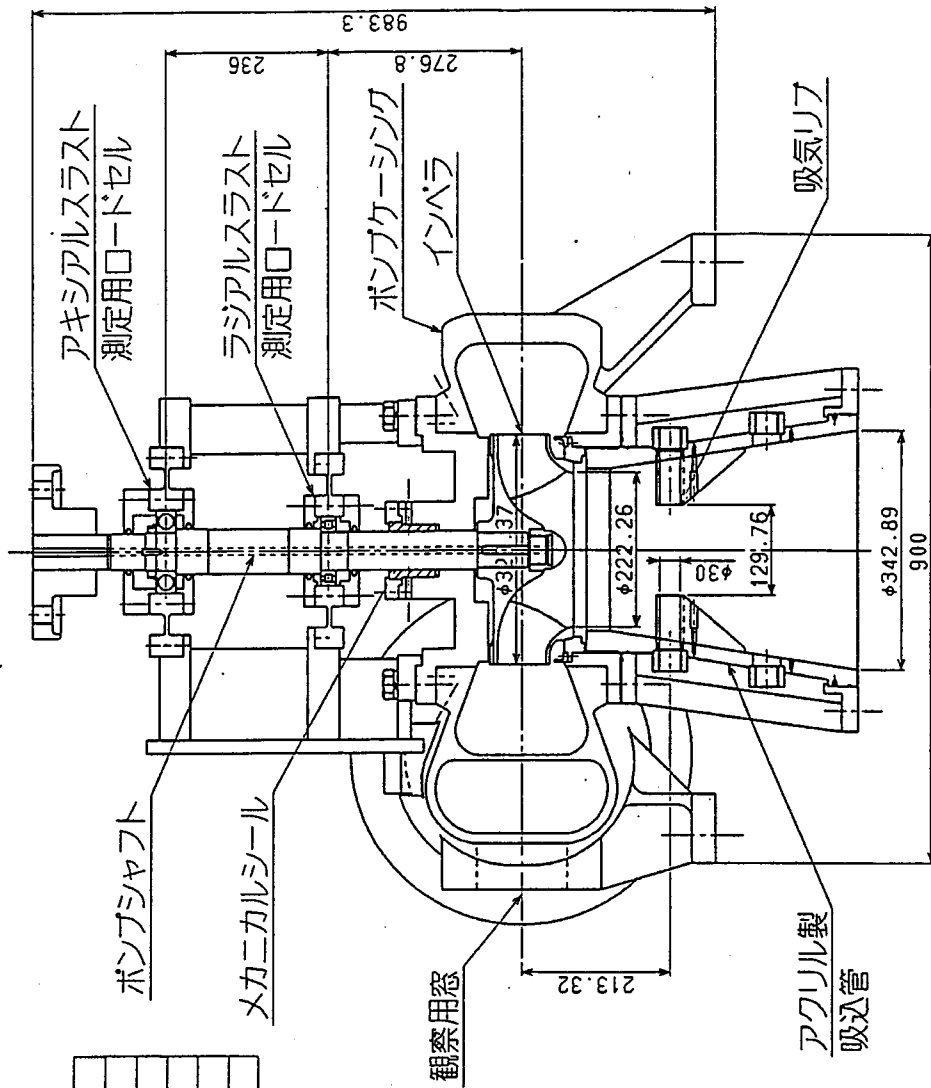
(6) 逆流防止弁

気液二相運転から揚水不能になる瞬間、逆流防止弁の急激な閉止が考えられる。揚水停止時の吐出し量やポンプ実揚程等によっては、衝撃を緩和するためダッシュポット付逆流防止弁を使用することが必要である。

3.5 結言

立軸渦巻斜流ポンプの気液二相運転時の流体性能及び加振力に関し、実験データをもとに調べ、次の諸点を得た。

- (1) 気液二相ポンプ特性は、ボイド率 0.04 程度までは回転数に対する相似則が成り立つ。
- (2) 気液二相運転時の半径方向推力は定格運転時の約 5 倍となり、40% Q_d 付近の吐出流量域で発生する。
また、100% Q_d 付近の吐出領域では、定格運転時の約 3 倍程度となる。
- (3) 気液二相運転時の軸推力係数は気体混入の影響をあまり受けず、通常運転時と大差なく、概ね 0.6~0.7 である。



ポンプ仕様	
口径	φ 341
吐出量	18.09 m ³ /min
突揚程	22 m
回転数	1548 rpm
羽根枚数	5 枚

図 3.1 供試ポンプ構造図

測定項目	測定器
流量	オリフイス+差圧変換器
吸込・吐出圧	差圧変換器
トルク	トルク検出器
回転数	回転数検出器
水温	測温抵抗体
軸受け荷重	ロードセル
吸気量	熱線風速計
吸気管圧力	圧カピックアップ
振動・振幅	振動加速度計
羽根車出口圧力	差圧変換器

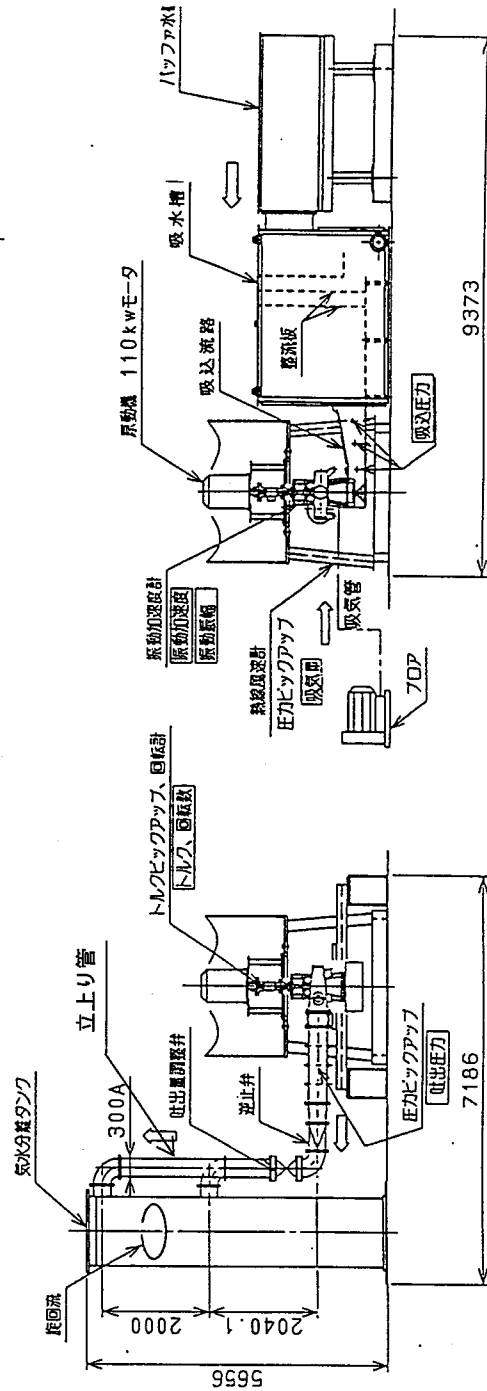
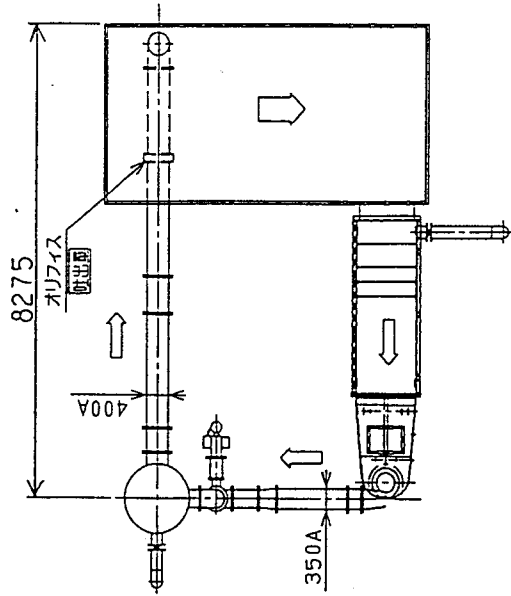


図 3.2 実験ループ概略図

表 3.1 測定項目一覧表

No.	実験項目	回転数 (min-1)	測定項目														
			性能			振動, 荷重											
			Q	H	η	L	軸動力	半径方向推力	軸受部振動	トルク							
1	一般性能	1548	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	
		1238	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
		929	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
2	気液二相運転特性	1548	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
		1238	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
		929	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
3	先行待機運転時の 過渡特性	1548	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
		1238	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×
		929	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×	×

○ : 実験実施項目
 × : 実験未実施項目

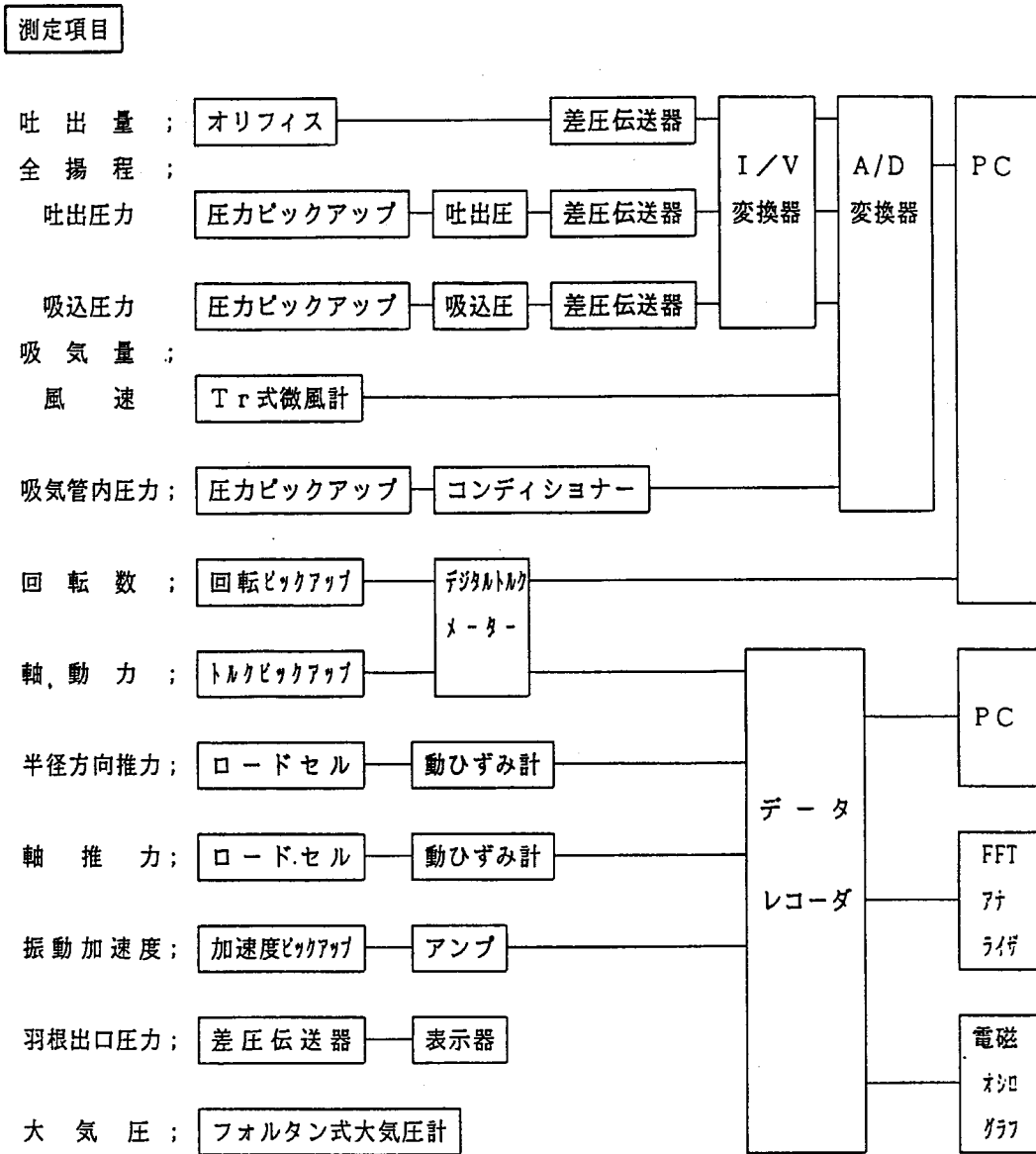


図 3.3 計測装置系統図

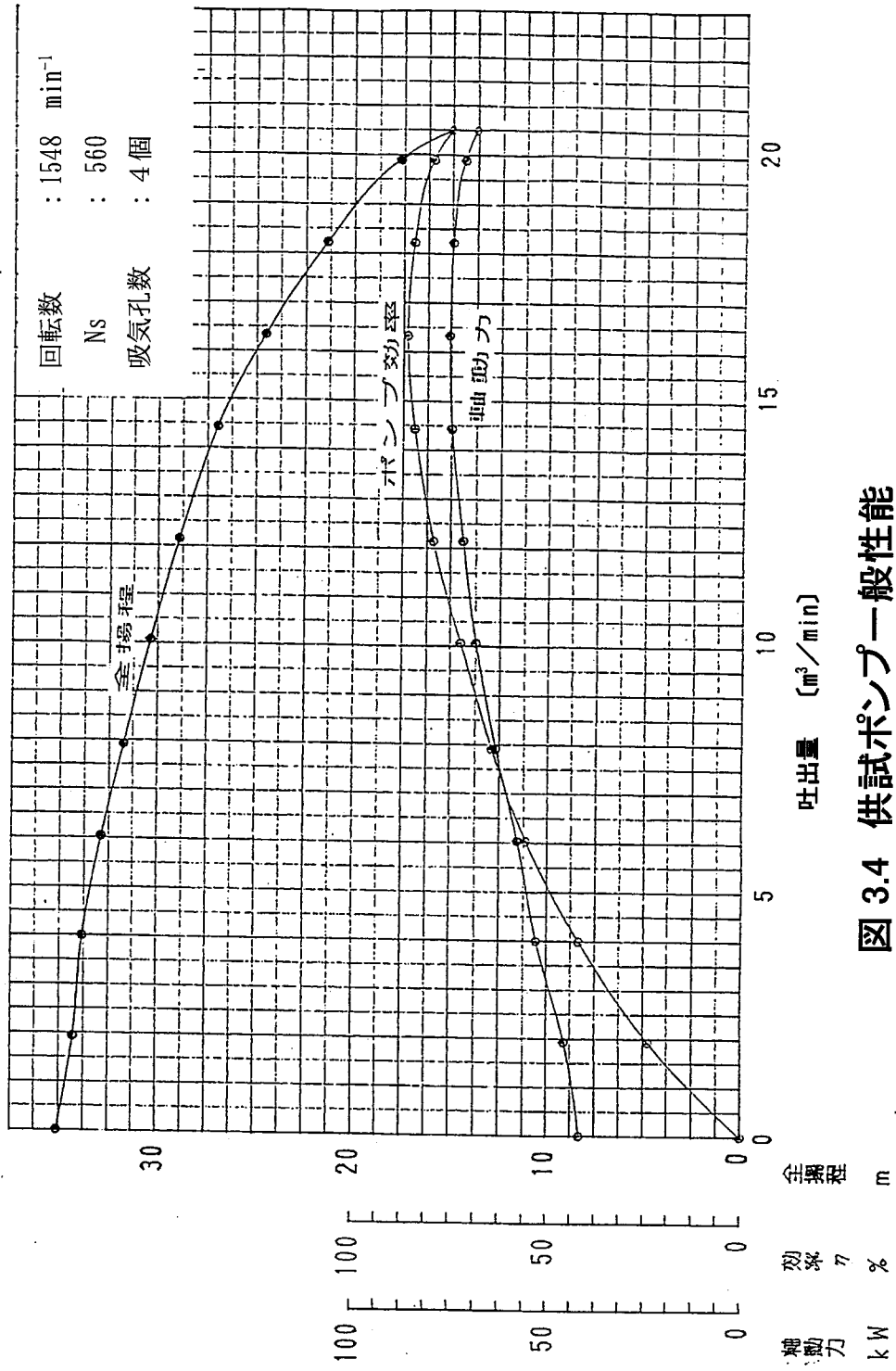


図 3.4 供試ポンプ一般性能

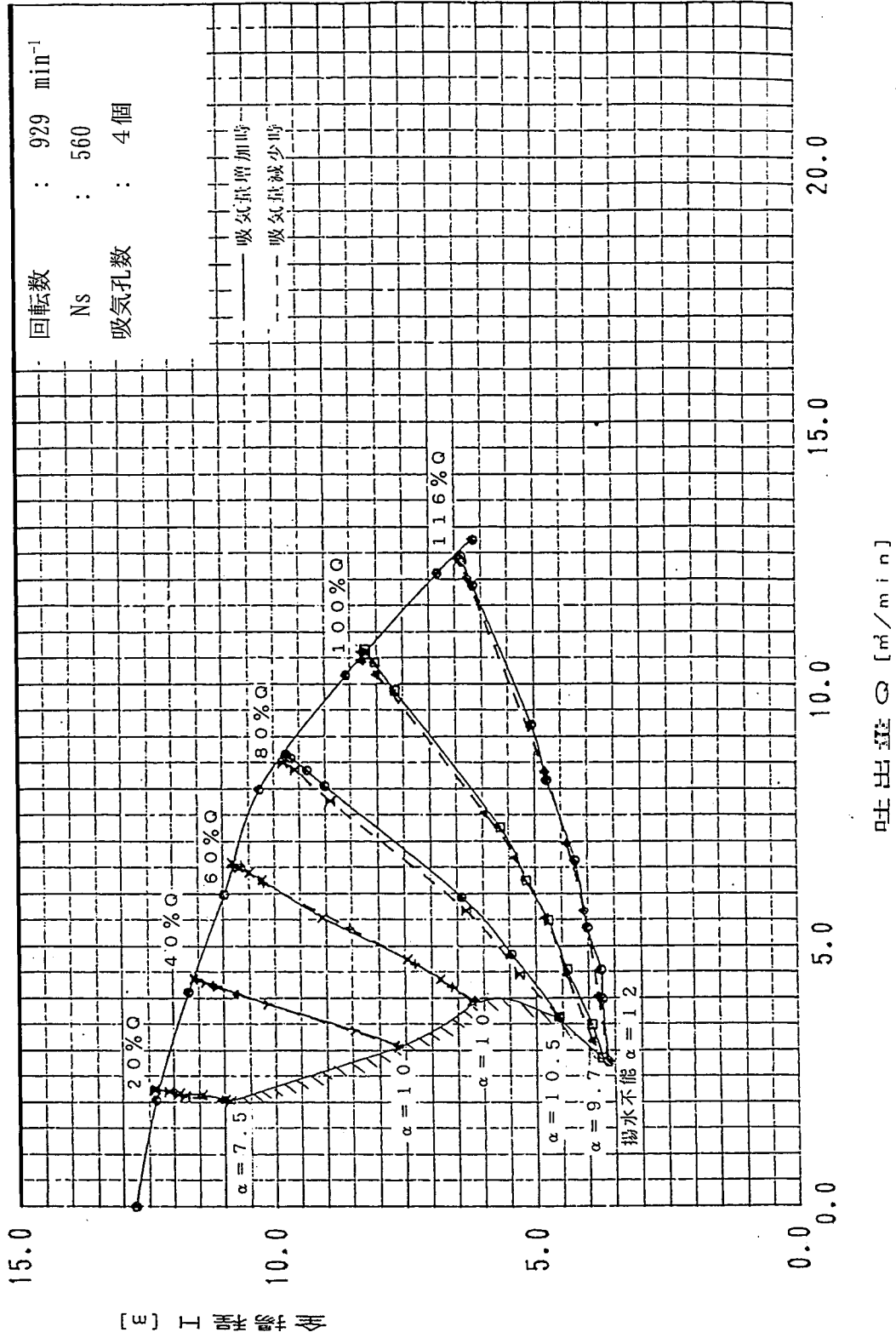


図 3.5 供試ポンプの吸気特性

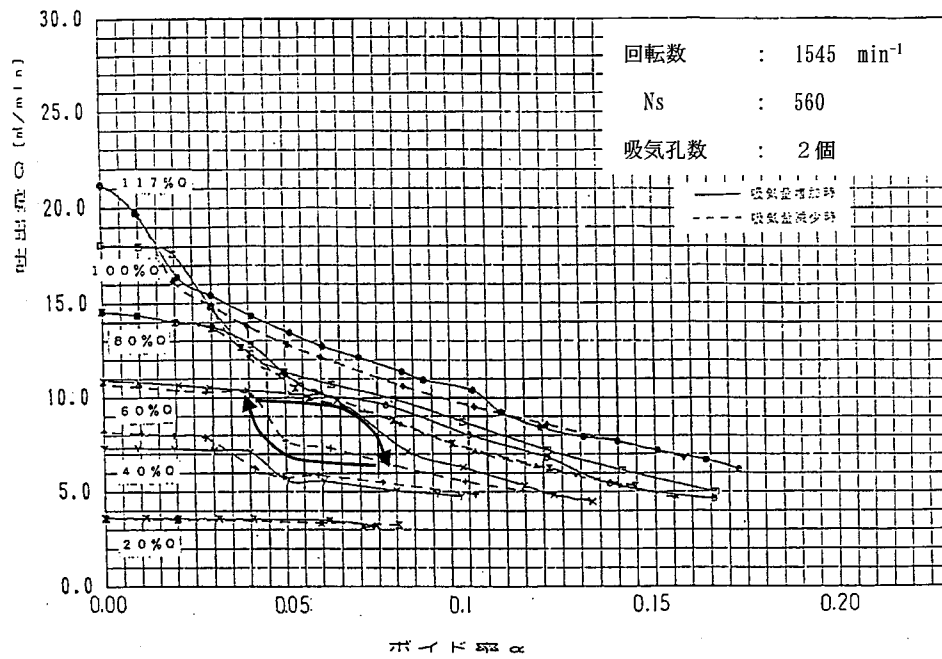


図 3.6 ボイド率と吐出量の関係(立上り管高さ 4m)

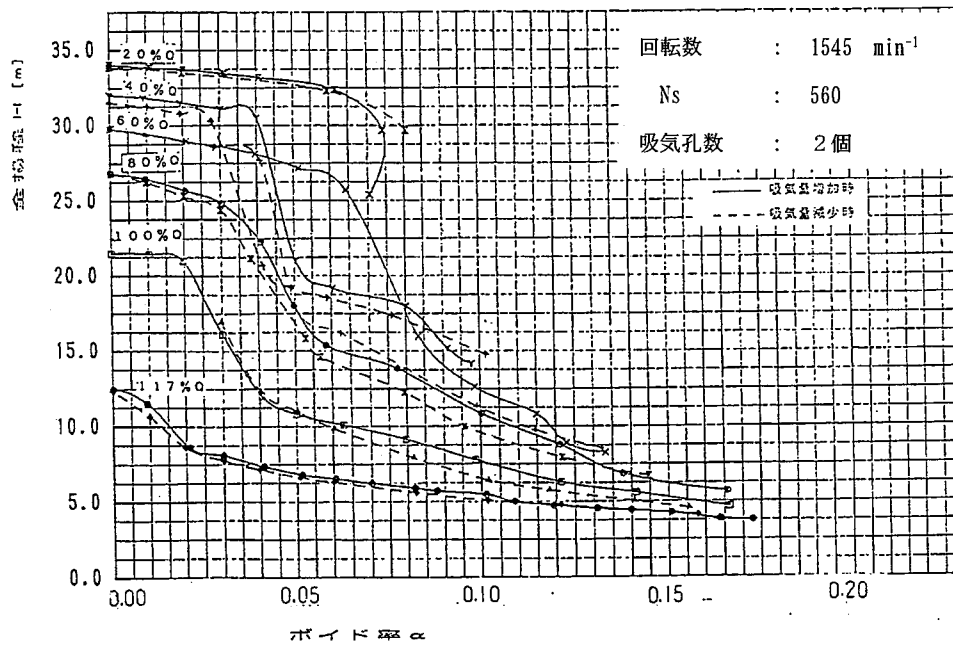


図 3.7 ボイド率と全揚程の関係(立上り管高さ 4m)

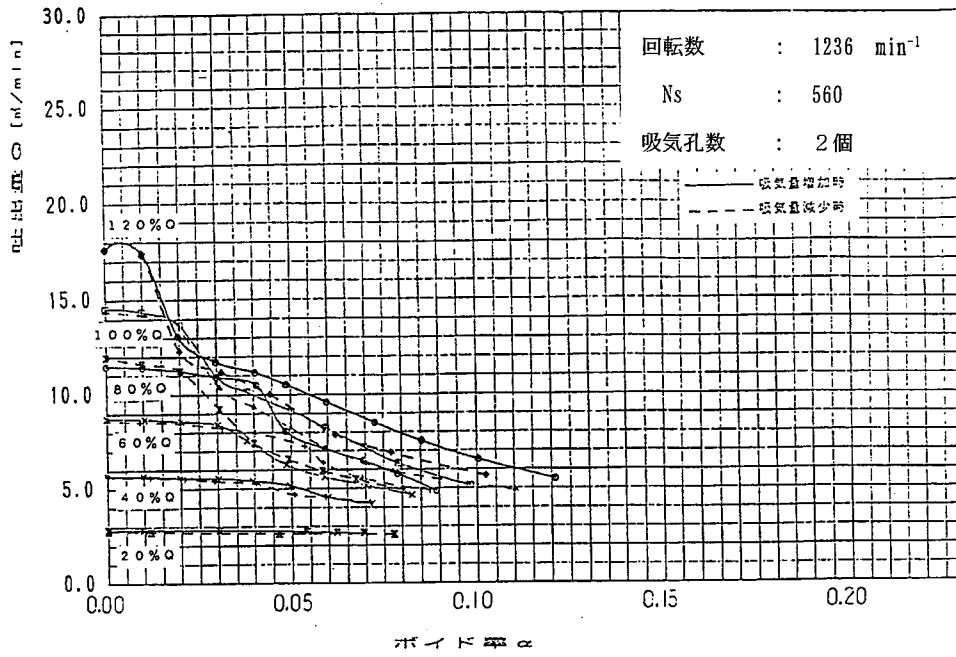


図 3.8 ボイド率と吐出量の関係(立上り管高さ 4m)

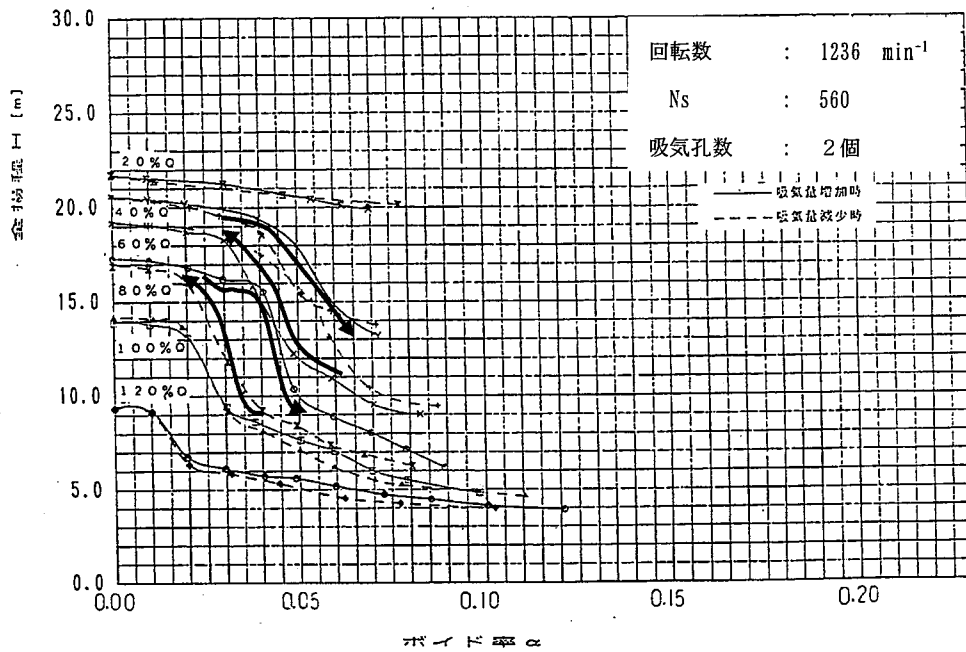


図 3.9 ボイド率と全揚程の関係(立上り管高さ 4m)

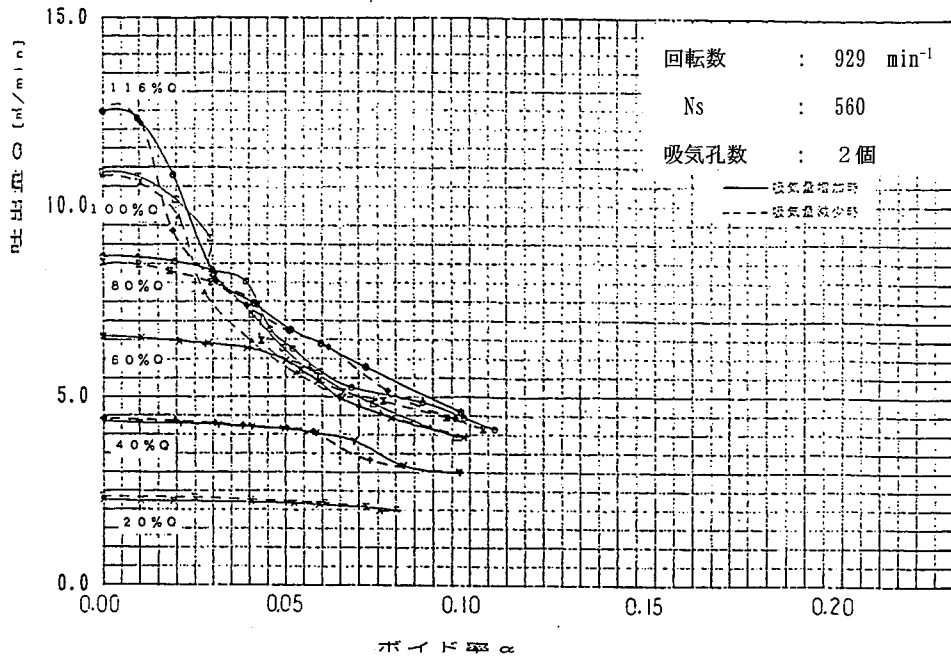


図 3.10 ボイド率と吐出量の関係(立上り管高さ4m)

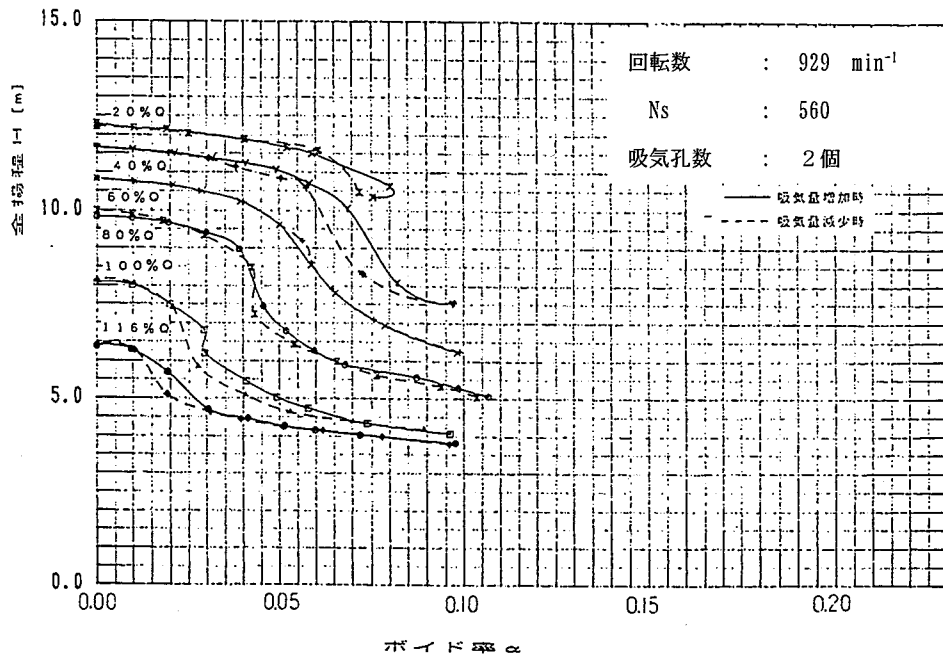


図 3.11 ボイド率と全揚程の関係(立上り管高さ4m)

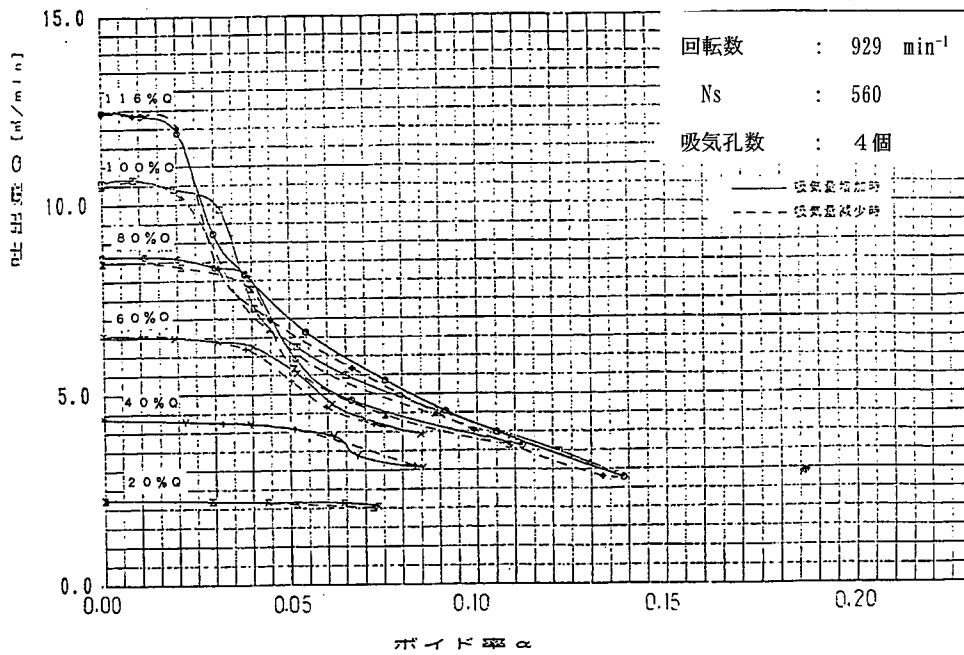


図 3.12 ボイド率と吐出量の関係(立上り管高さ 4m)

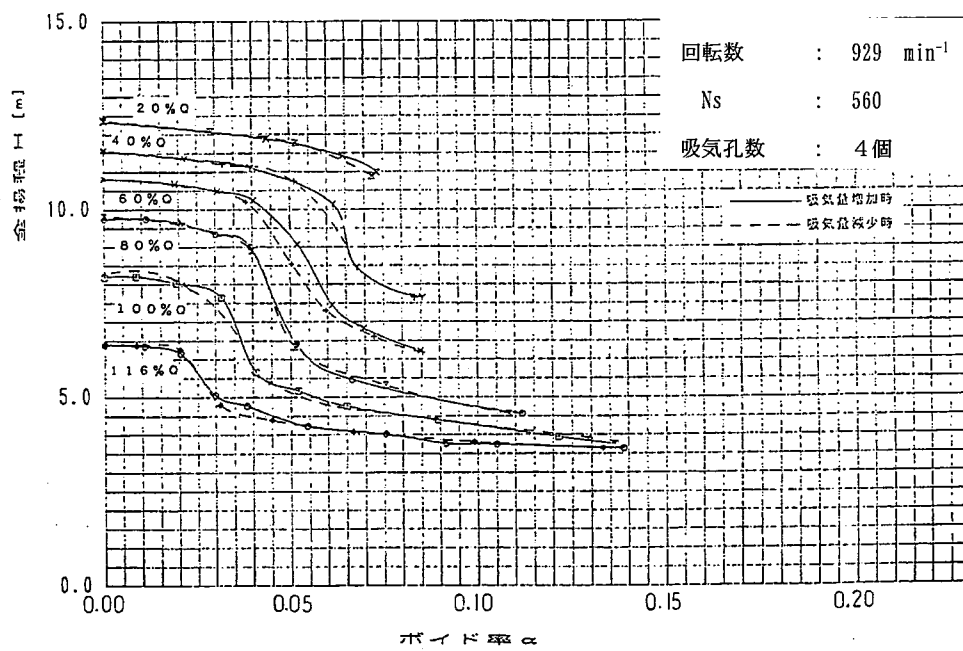
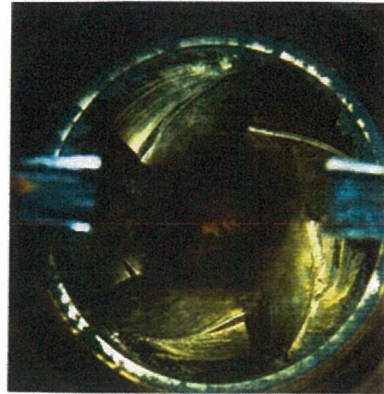


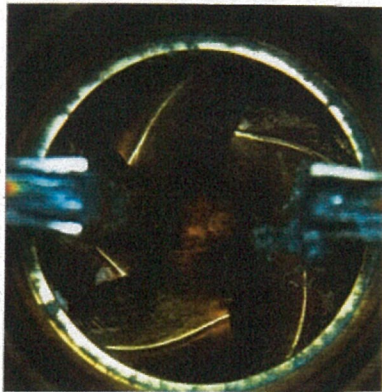
図 3.13 ボイド率と全揚程の関係(立上り管高さ 4m)



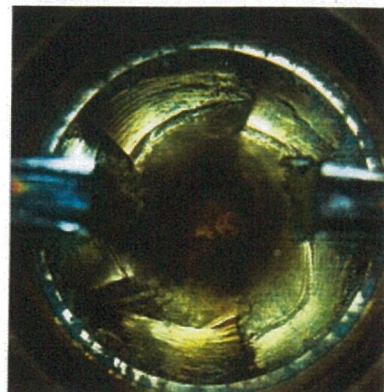
$\alpha = 0$ $Q=10.81\text{m}^3/\text{min}$
 $H=8.03\text{m}$



$\alpha = 0.030$ $Q=9.93\text{m}^3/\text{min}$
 $H=7.36\text{m}$



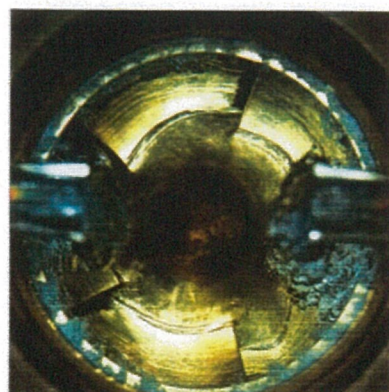
$\alpha = 0.010$ $Q=10.74\text{m}^3/\text{min}$
 $H=8.01\text{m}$



$\alpha = 0.047$ $Q=6.67\text{m}^3/\text{min}$
 $H=5.03\text{m}$



$\alpha = 0.020$ $Q=9.72\text{m}^3/\text{min}$
 $H=7.41\text{m}$



$\alpha = 0.115$ $Q=4.25\text{m}^3/\text{min}$
 $H=4.07\text{m}$

図 3.14 羽根車入口観察結果 929min^{-1}
(100%Qから吸気を増加させた場合)

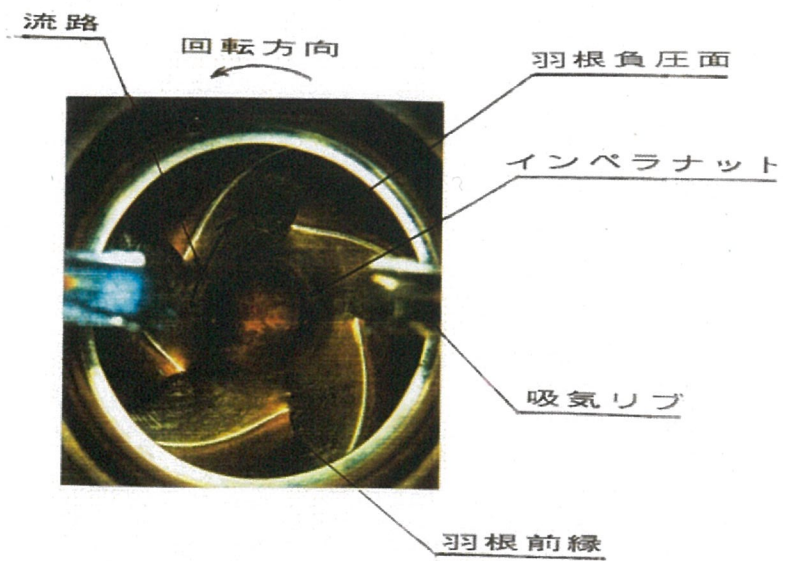
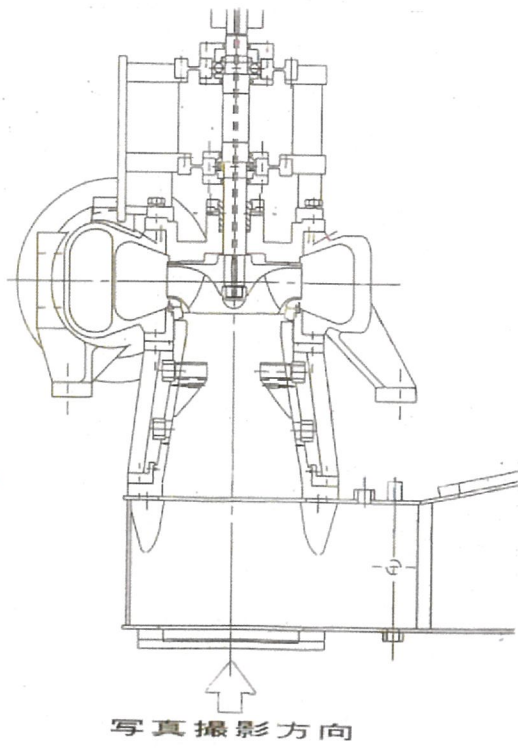


図 3.15 羽根車入口写真解説図

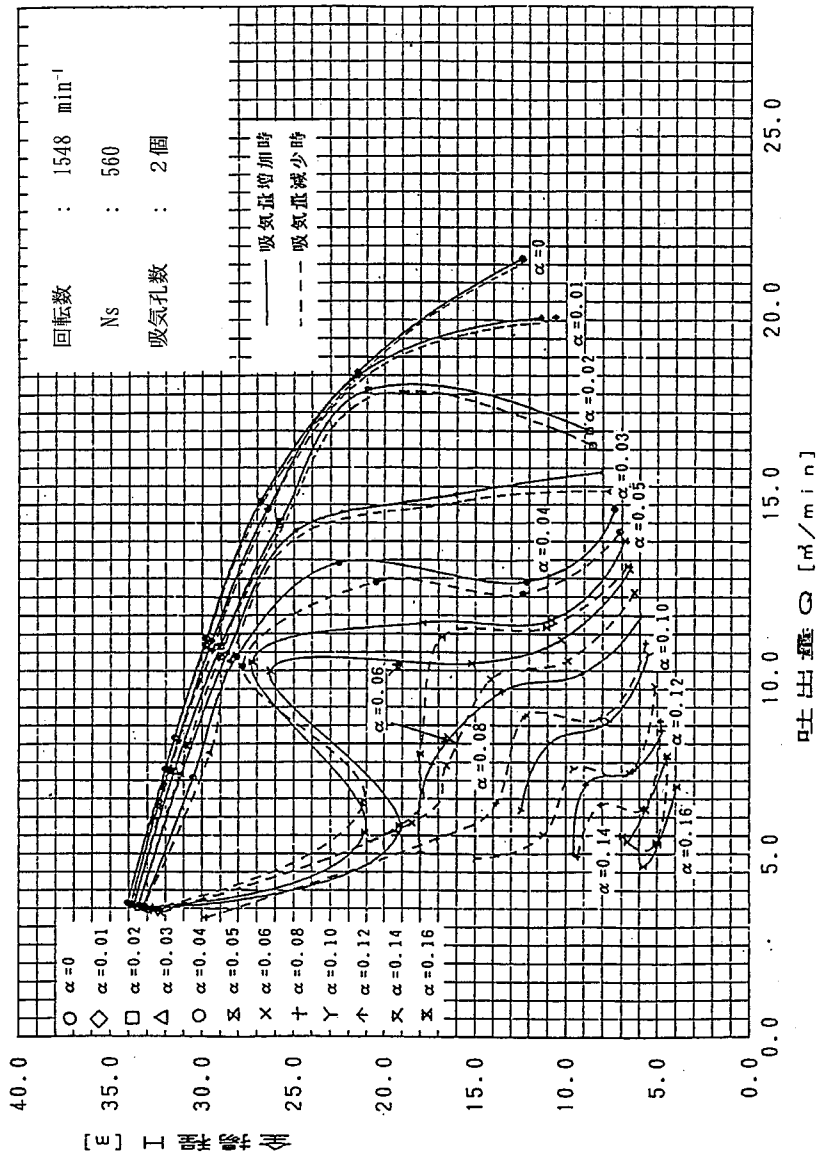


図 3.16 供試ポンプの気液二相ポンプ特性

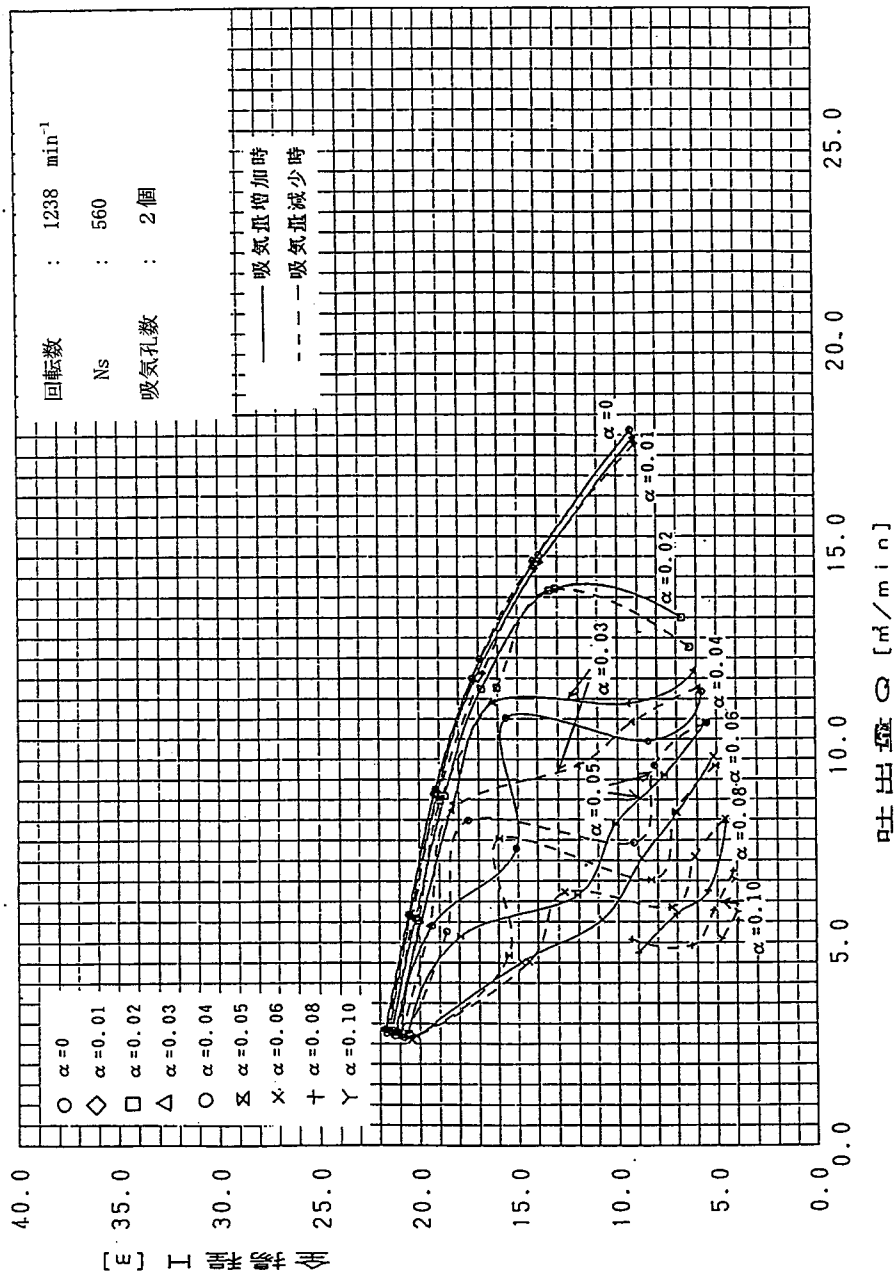
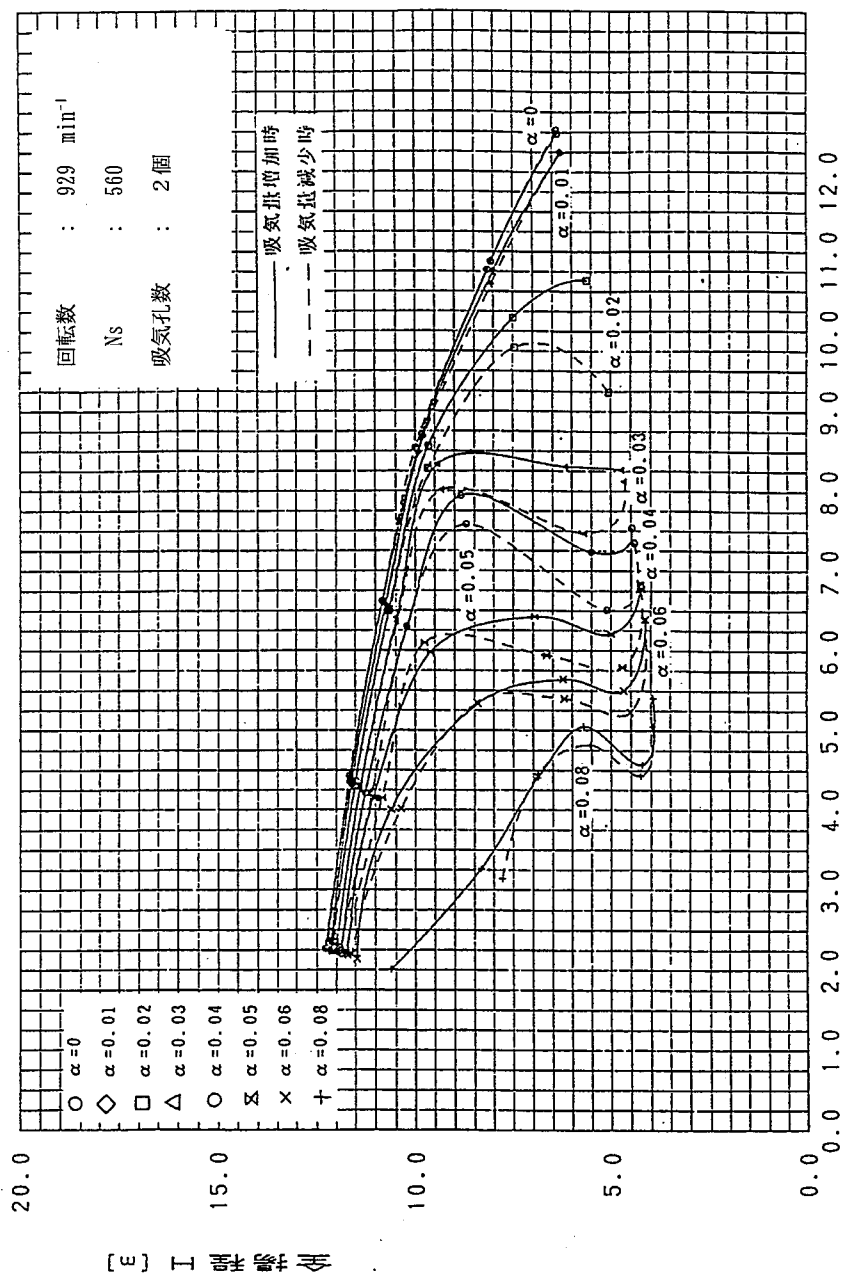


図 3.17 供試ポンプの気液二相ポンプ特性



吐出量 Q [m^3/min]

図 3.18 供試ポンプの気液二相ポンプ特性

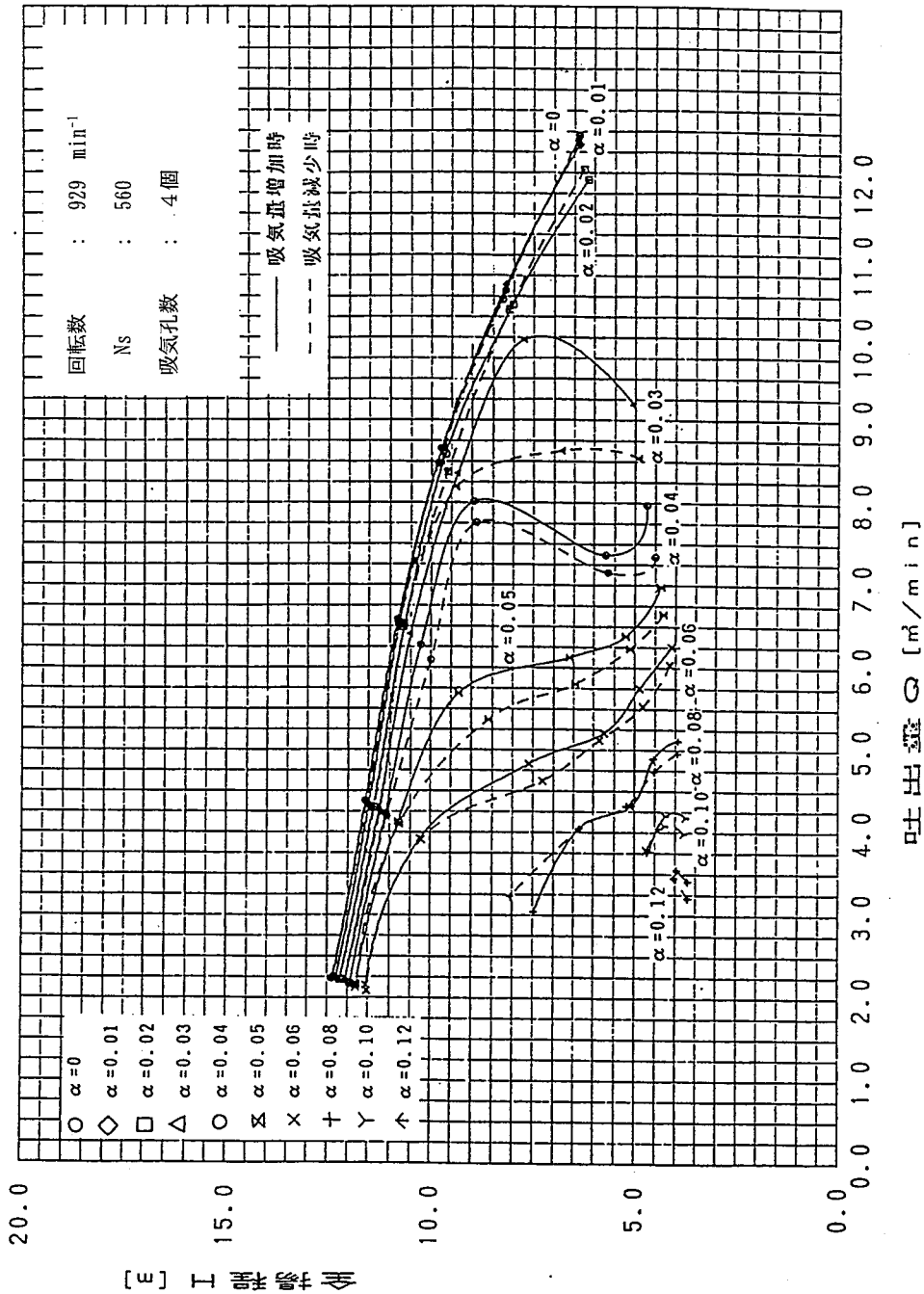


図 3.19 供試ポンプの気液二相ポンプ特性

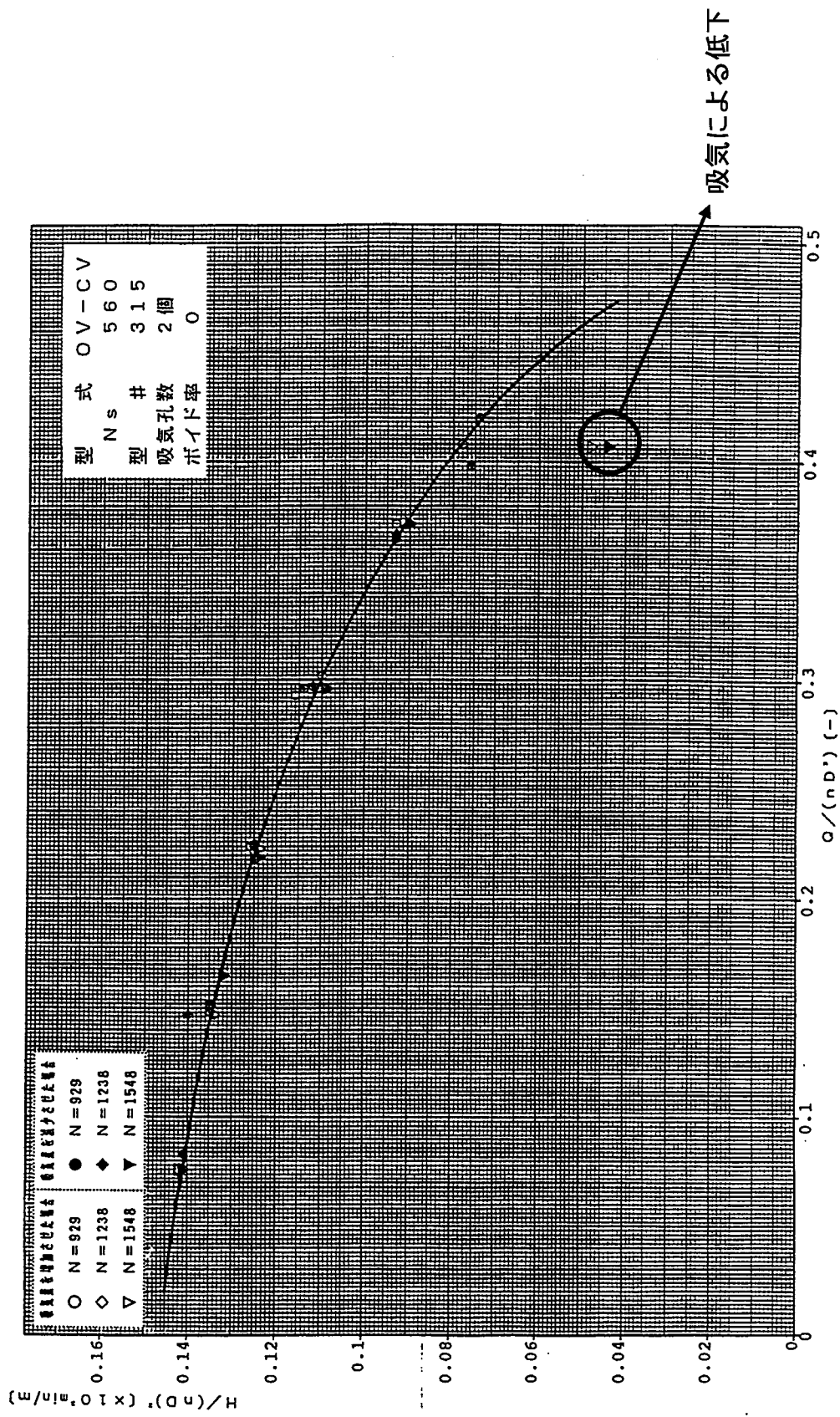


図 3.20 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

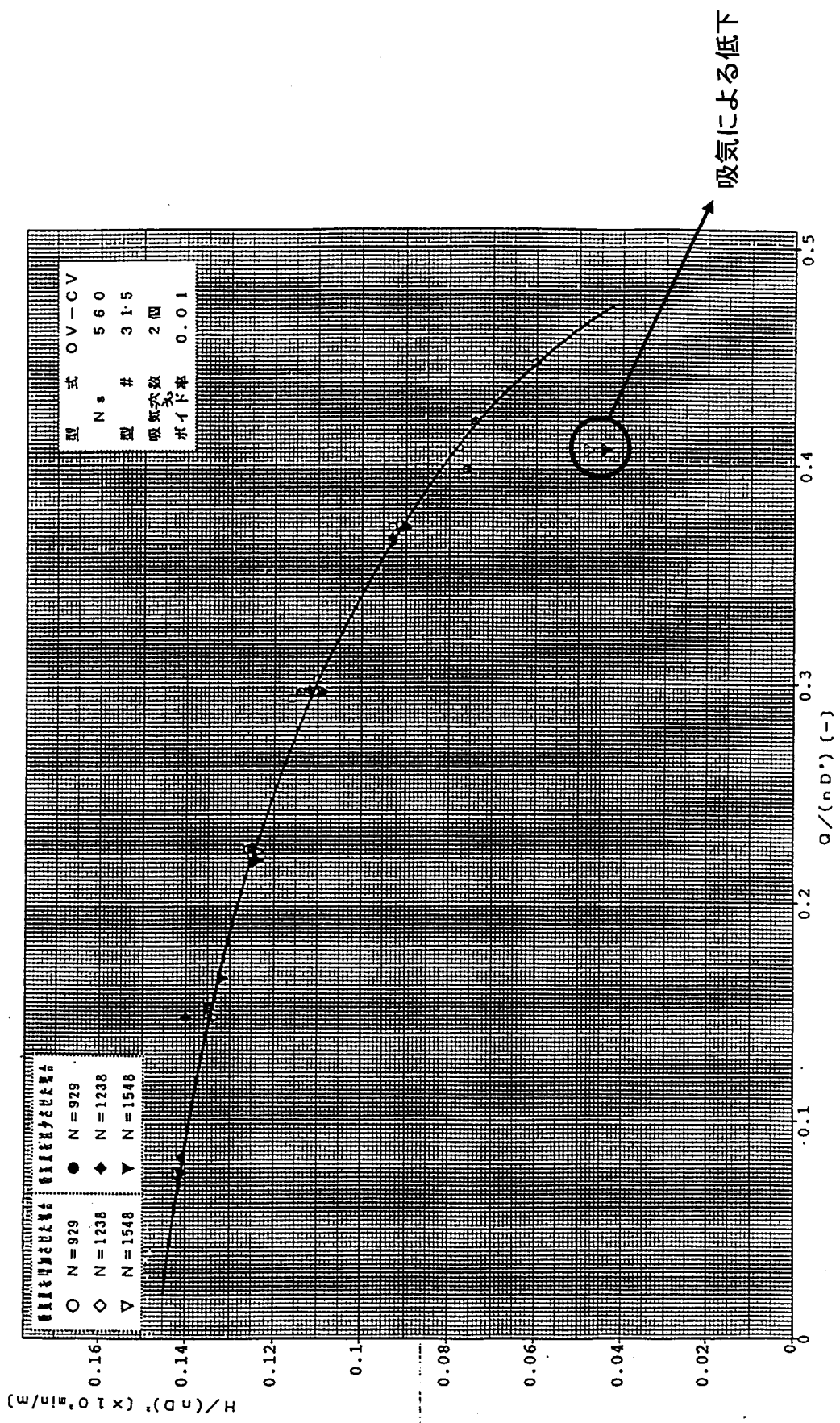


図 3.21 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

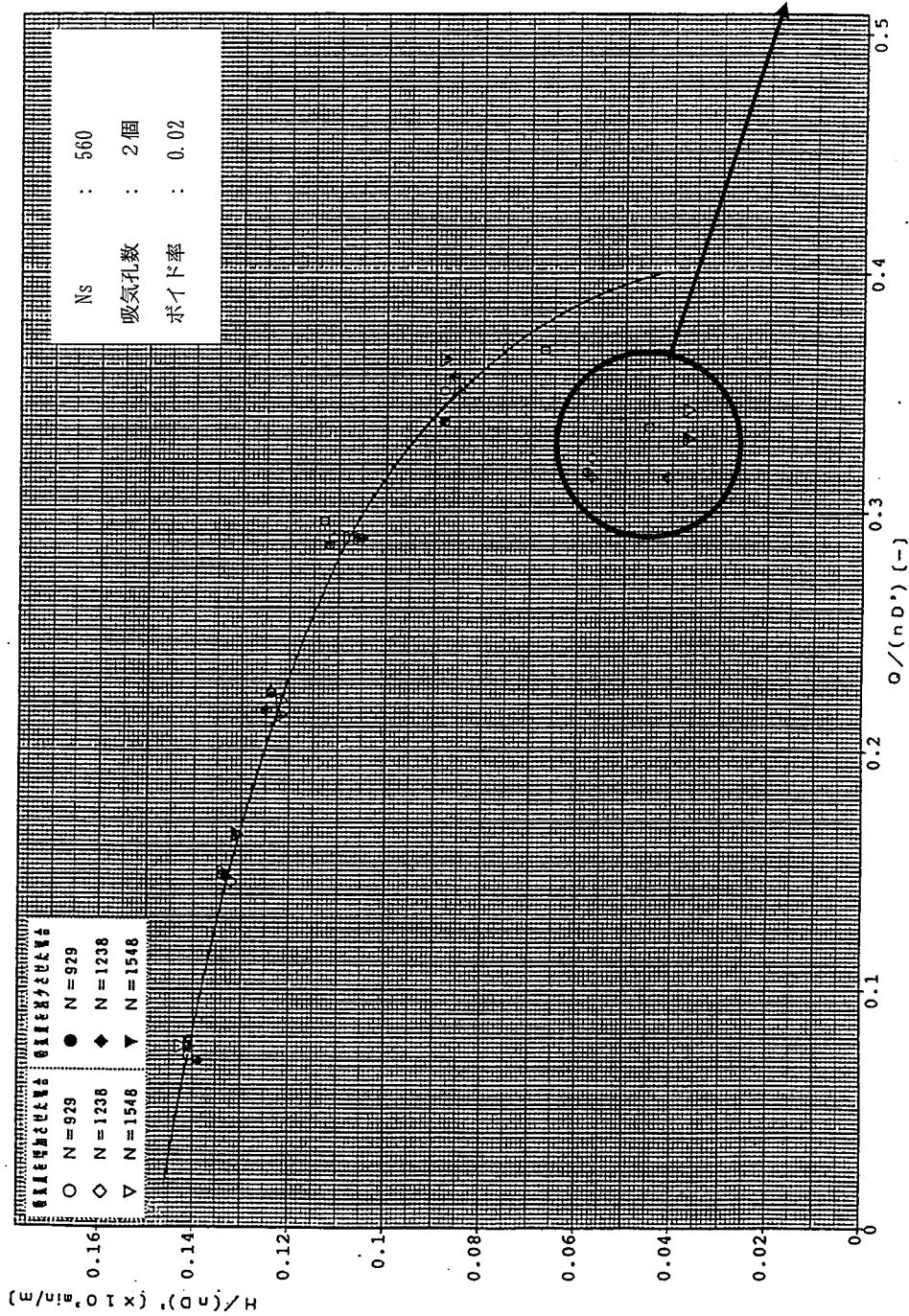


図 3.22 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

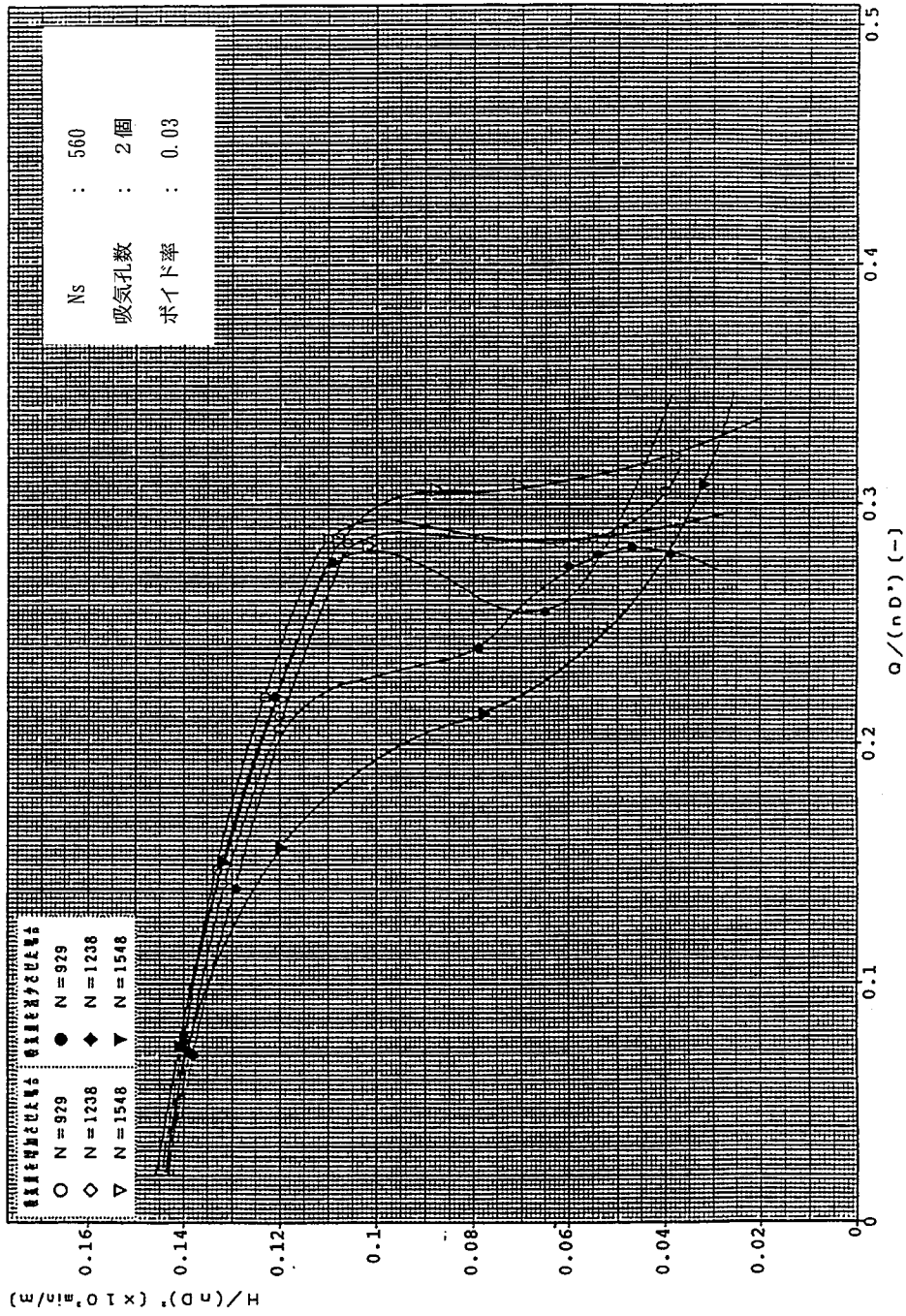


図 3.23 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

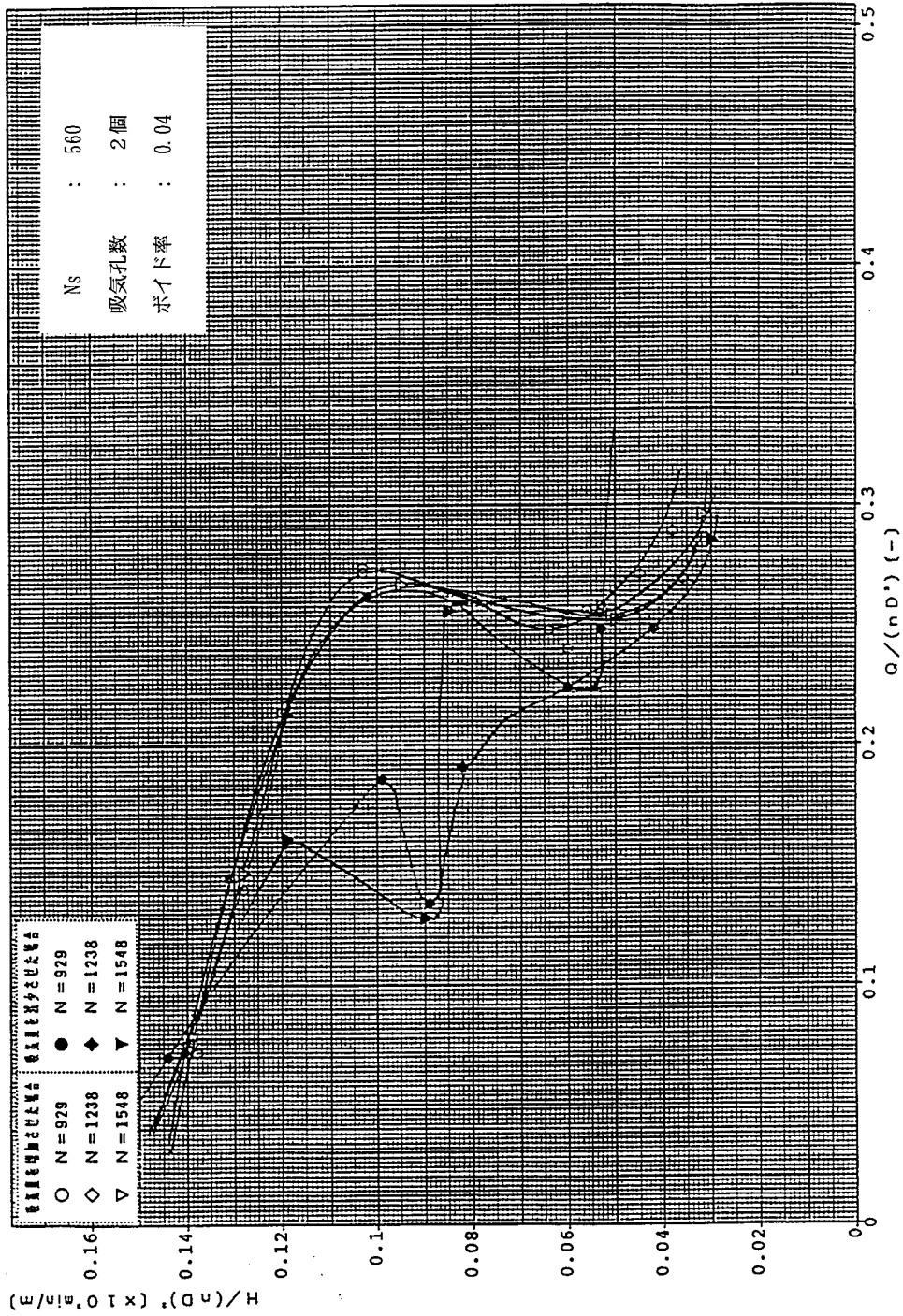


図 3.24 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

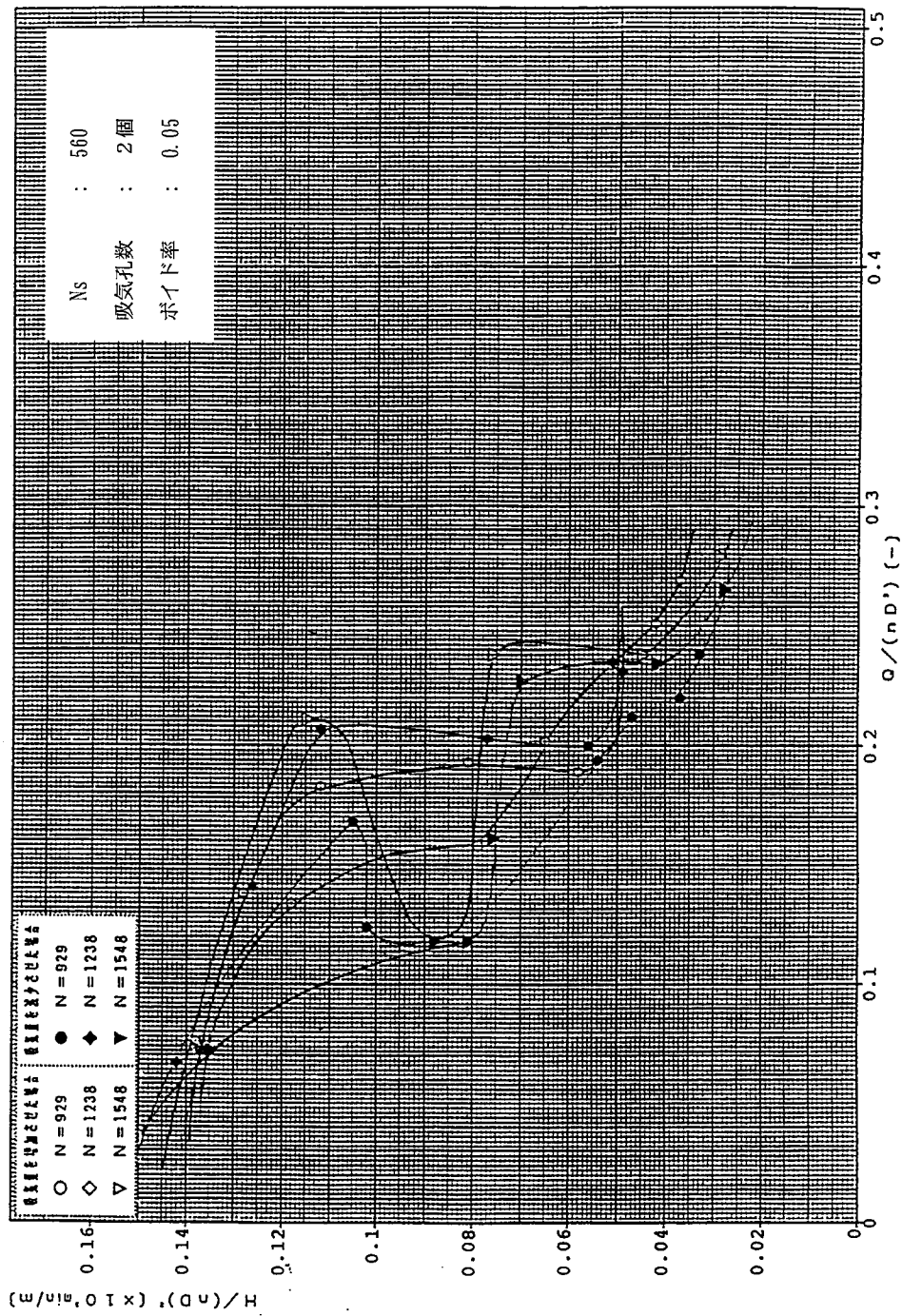


図 3.25 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

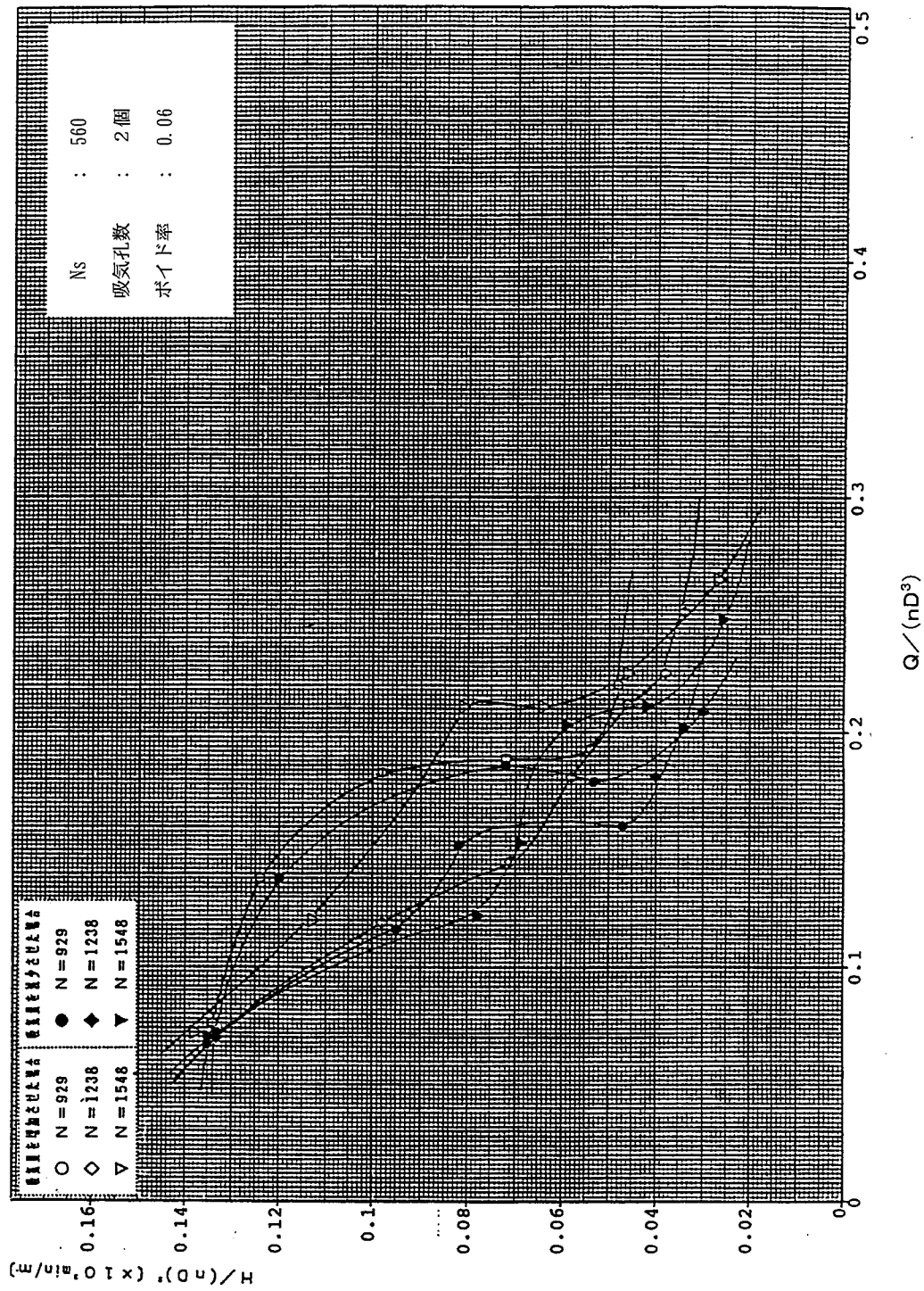


図 3.26 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

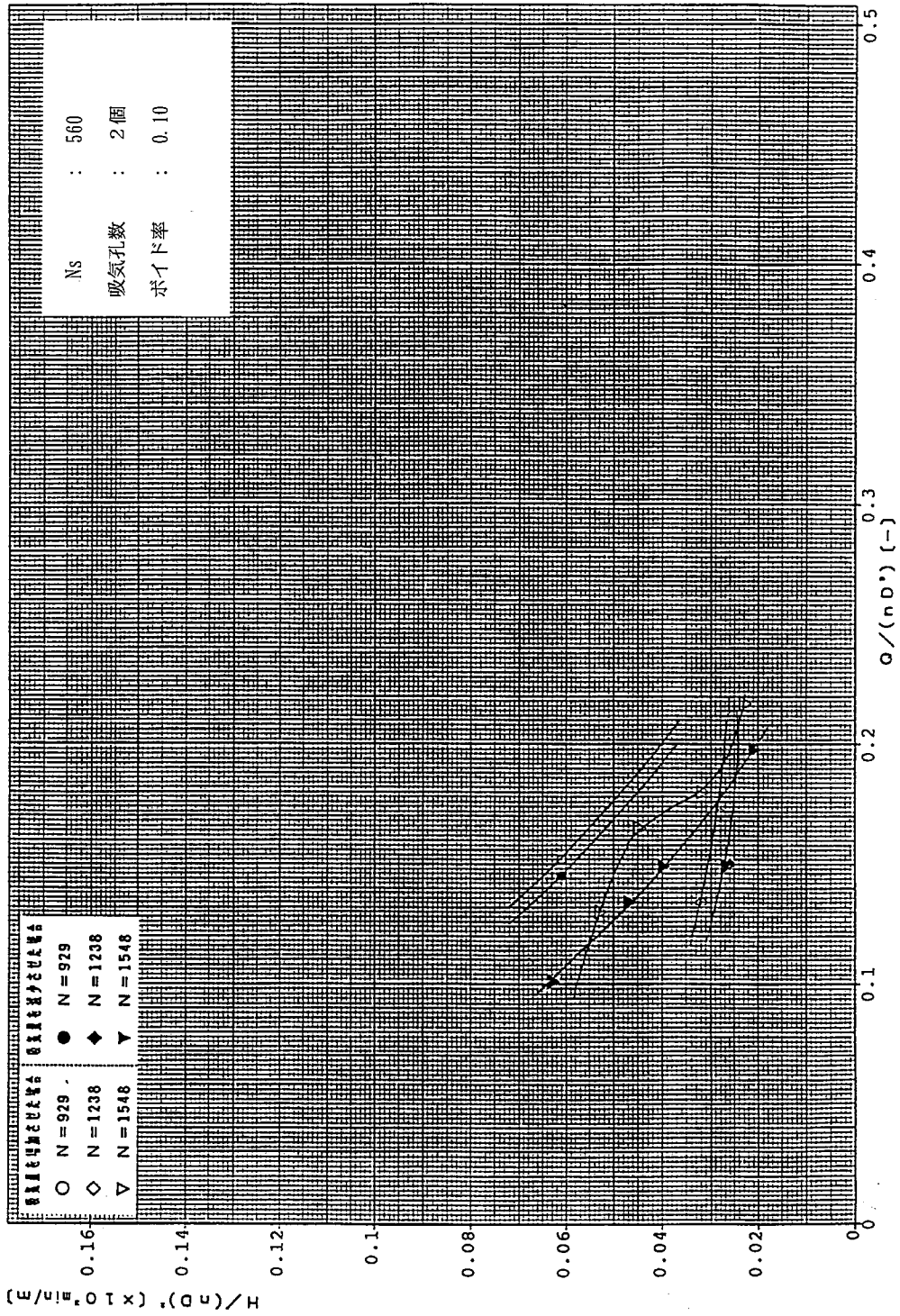


図 3.27 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

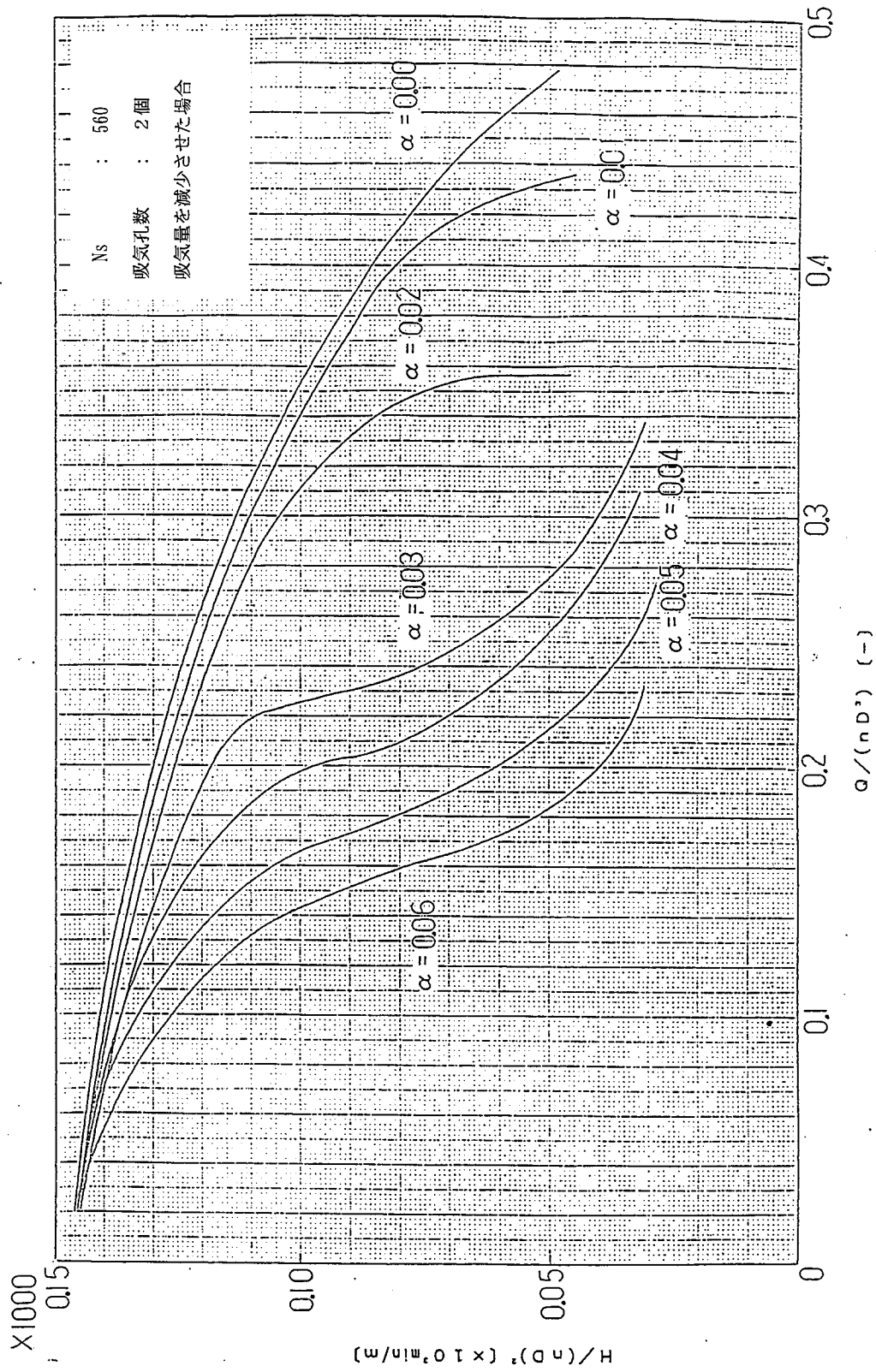


図 3.28 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

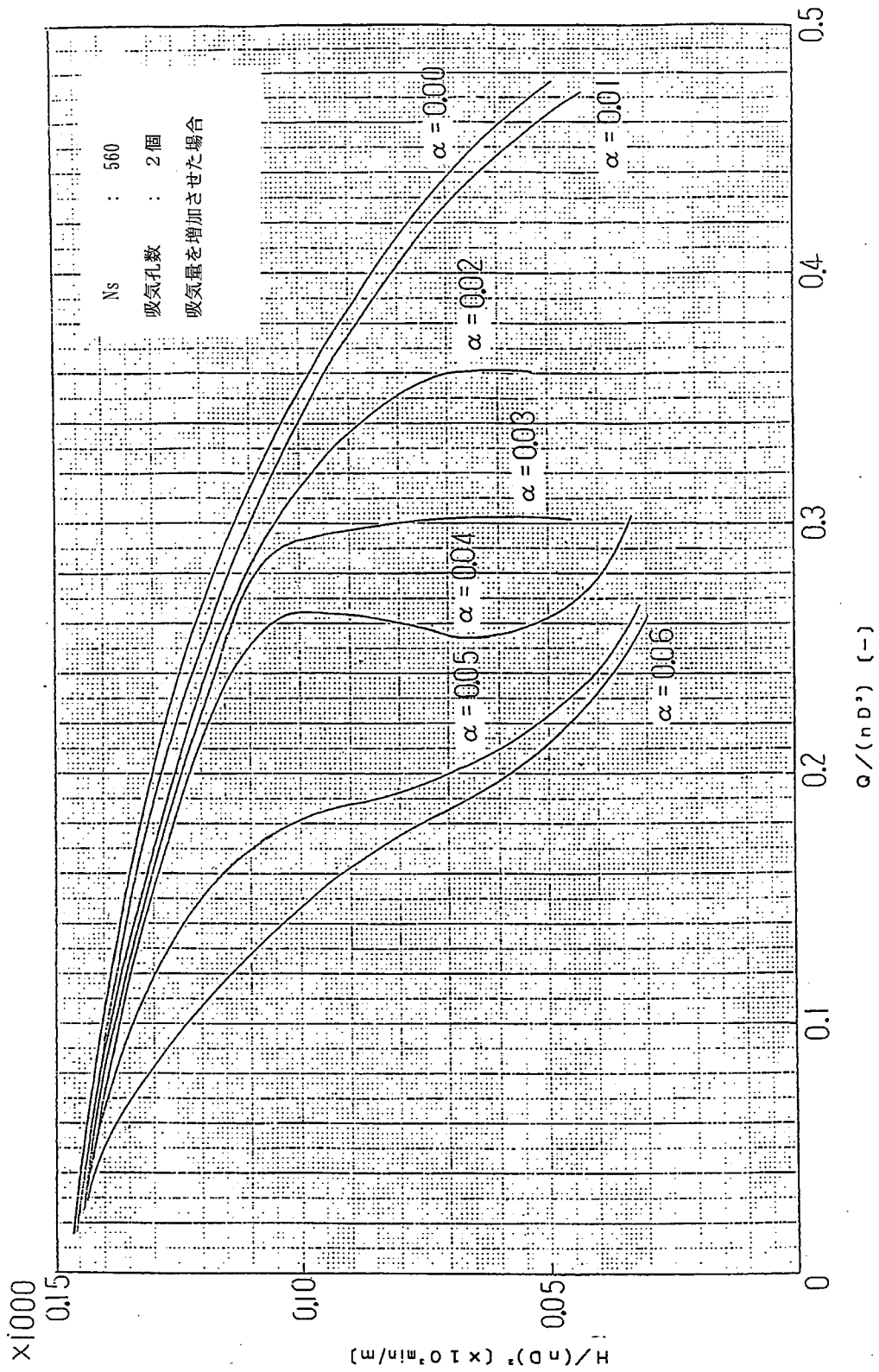


図 3.29 $Q/(nD^3)$ と $H/(n^2D^2)$ との関係

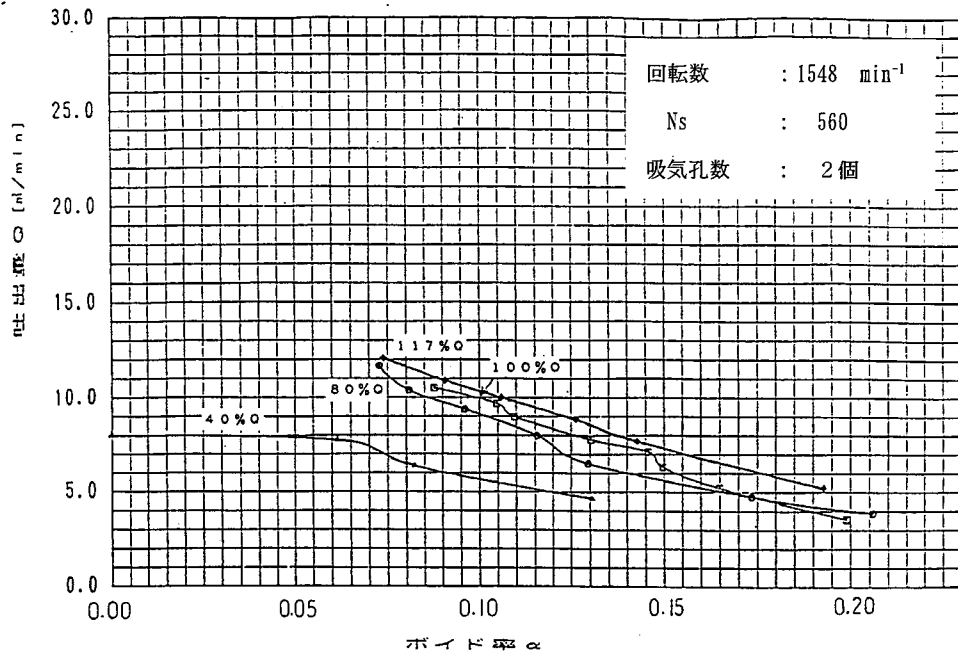


図 3.30 ボイド率と吐出量の関係

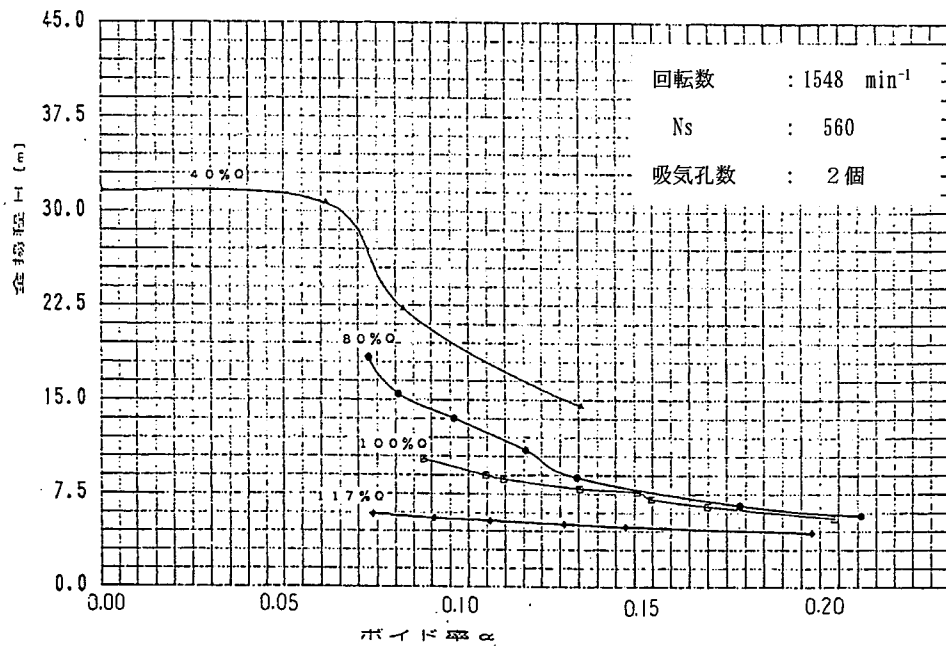


図 3.31 ボイド率と全揚程の関係

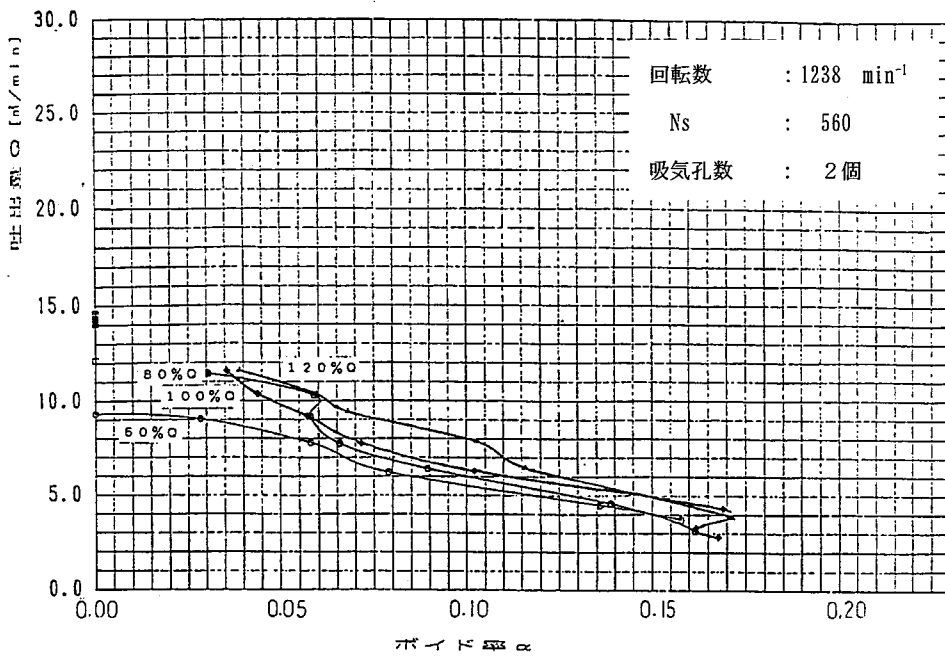


図 3.32 ボイド率と吐出量の関係

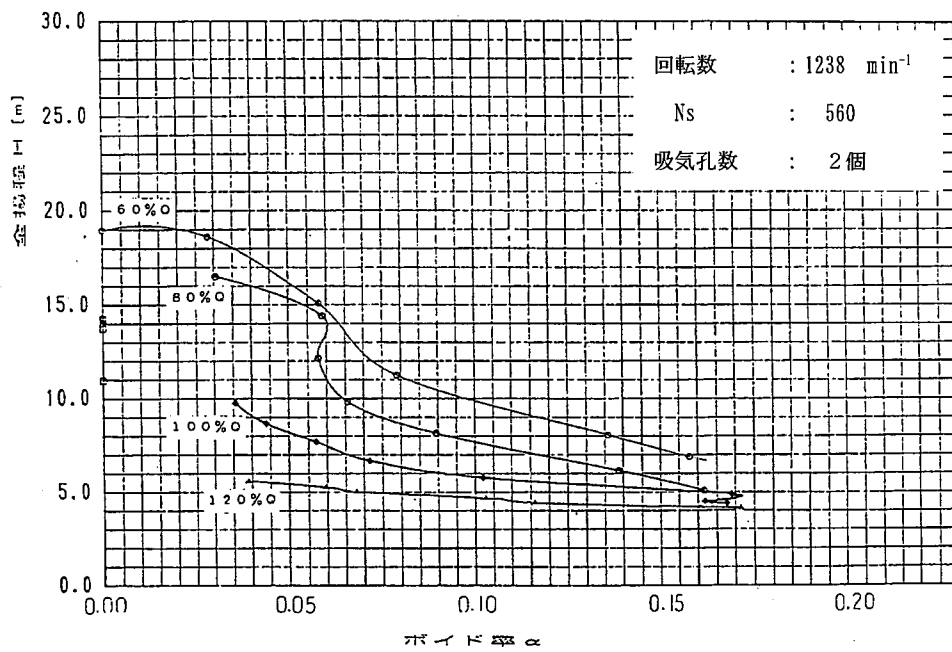


図 3.33 ボイド率と全揚程の関係

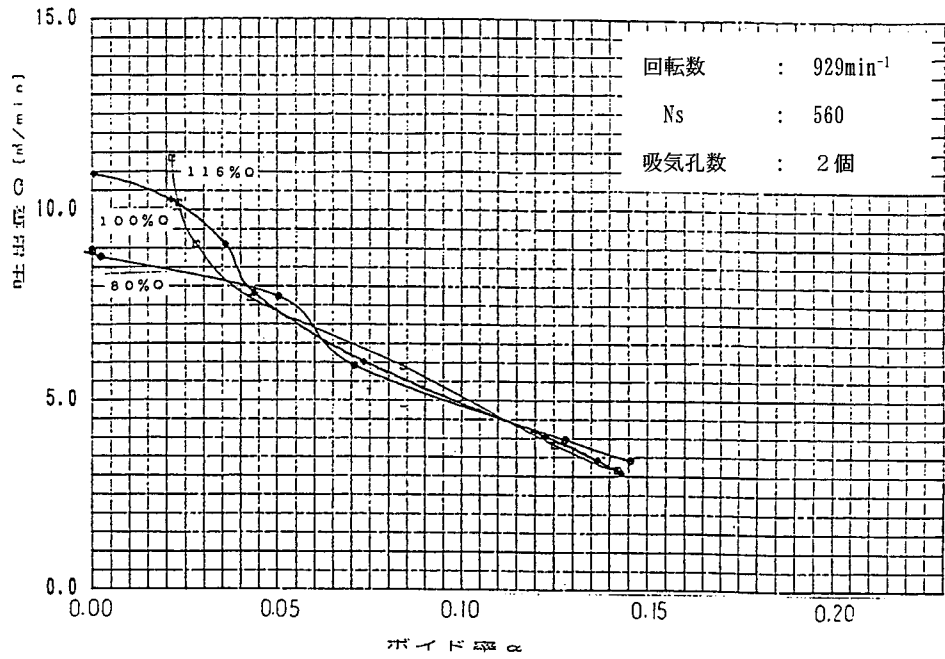


図 3.34 ボイド率と吐出量の関係

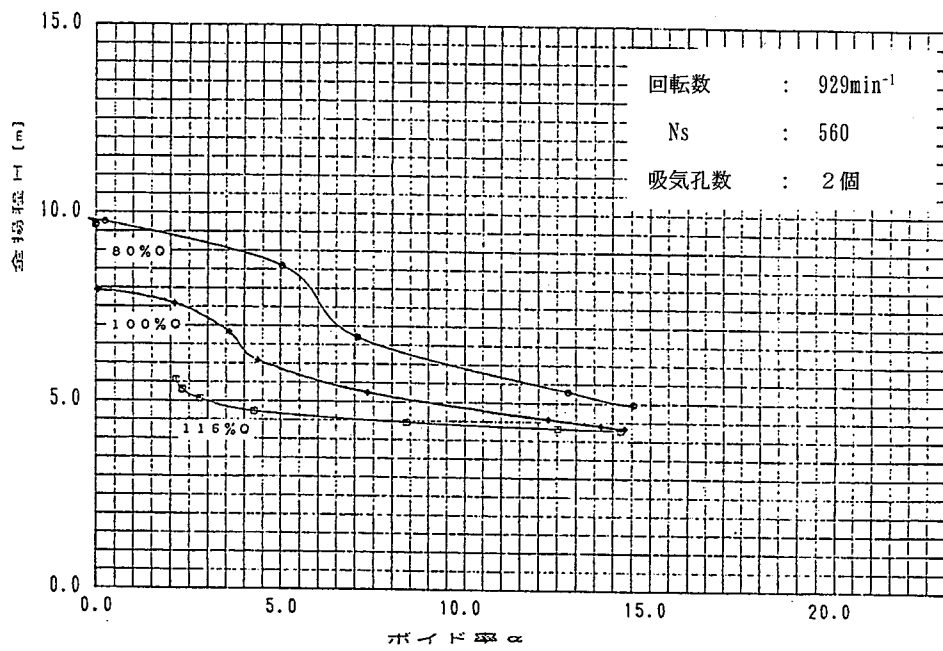


図 3.35 ボイド率と全揚程の関係

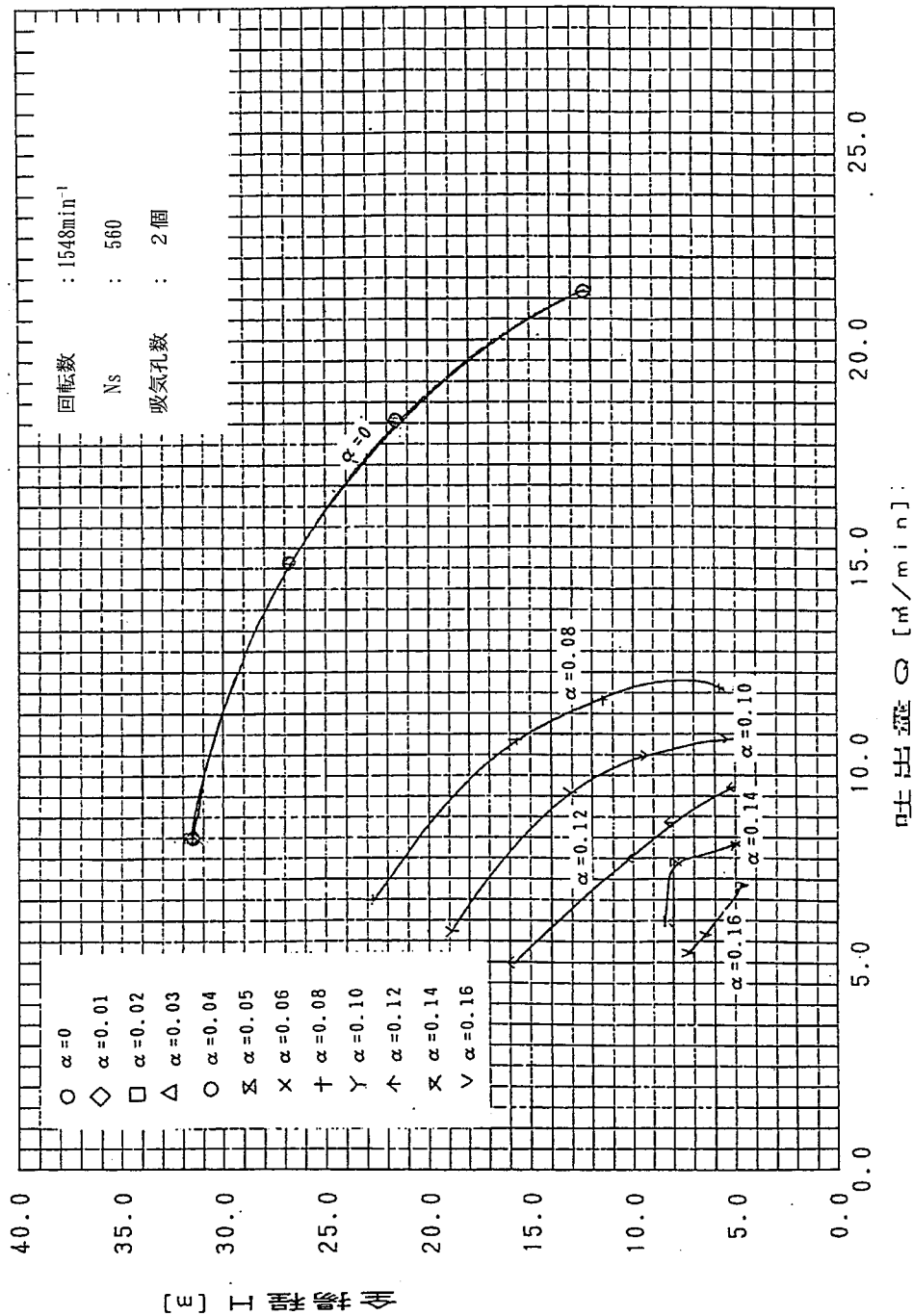


図 3.36 供試ポンプの気液二相ポンプ特性
(水位低下時)

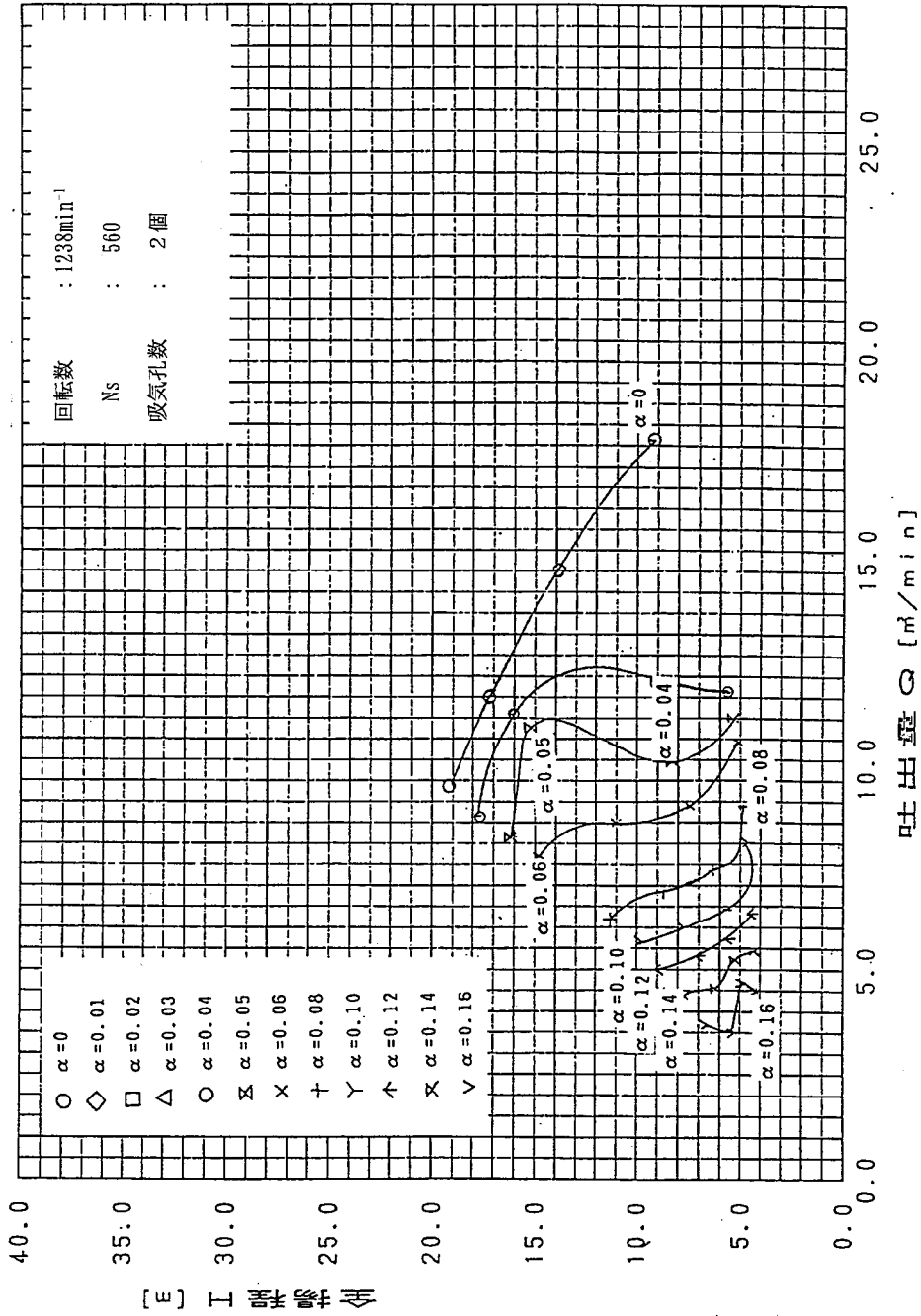


図 3.37 供試ポンプの気液二相ポンプ特性

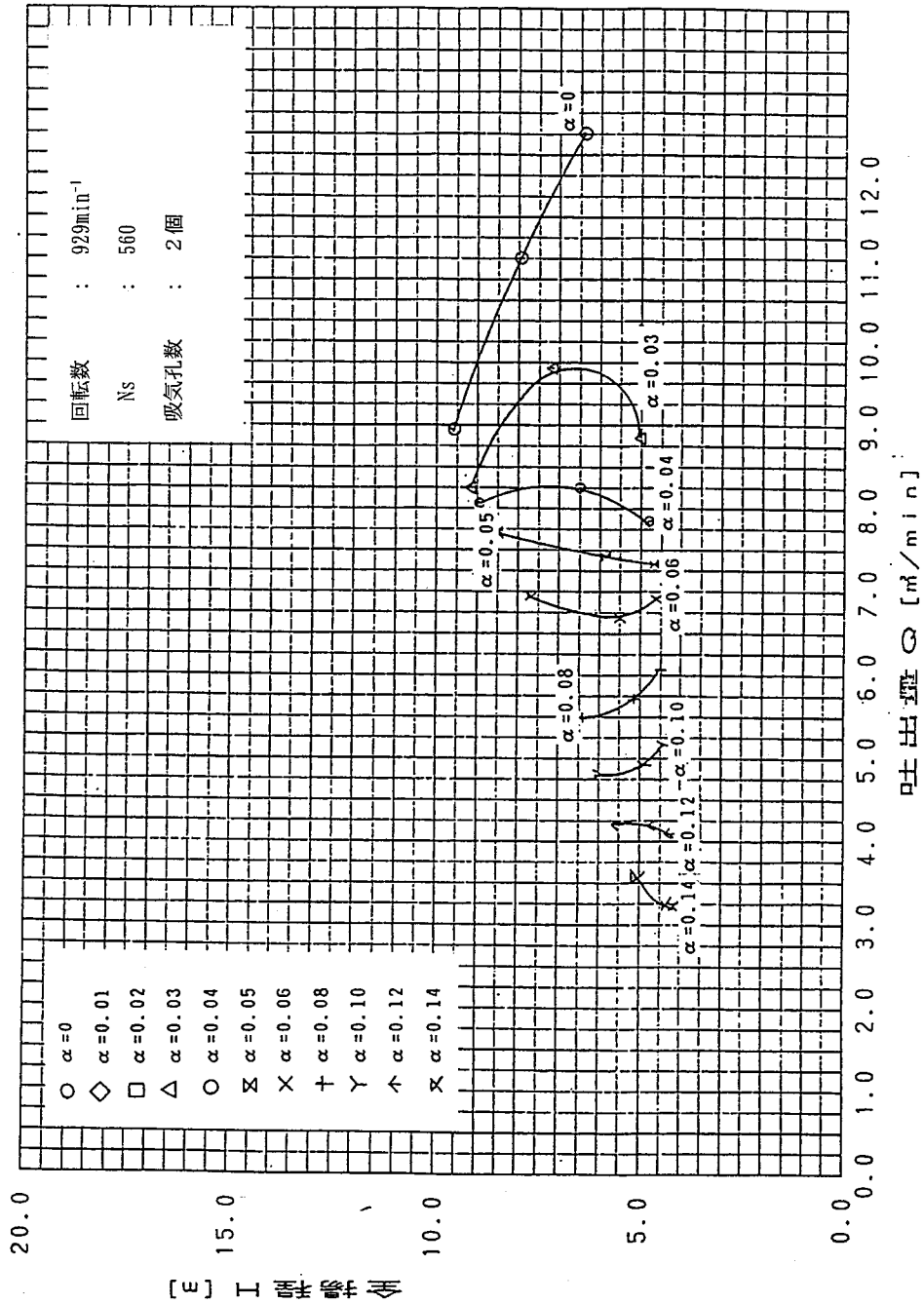


図 3.38 供試ポンプの気液二相ポンプ特性

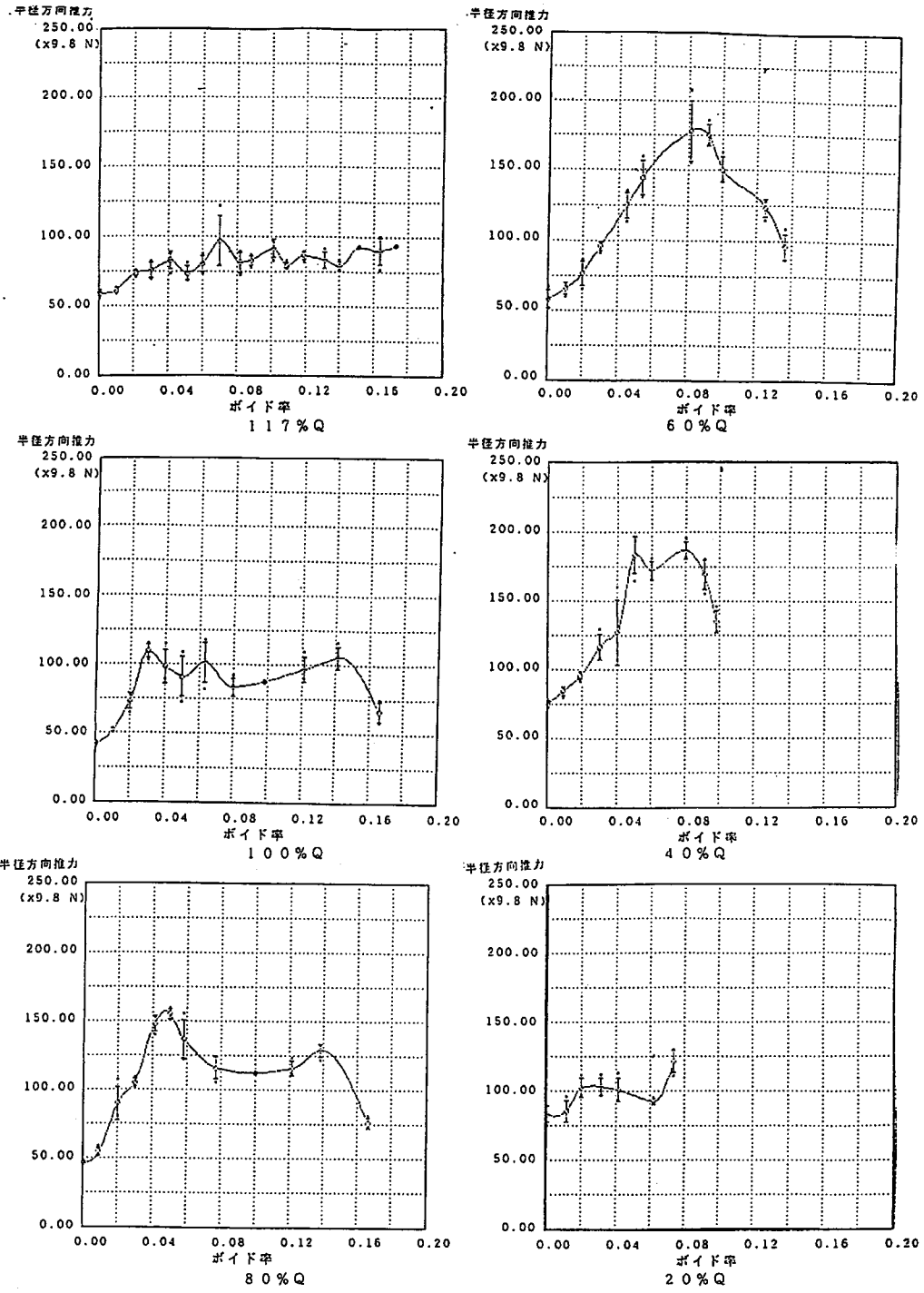


図 3.39 ボイド率と半径方向推力の関係(1584min⁻¹)

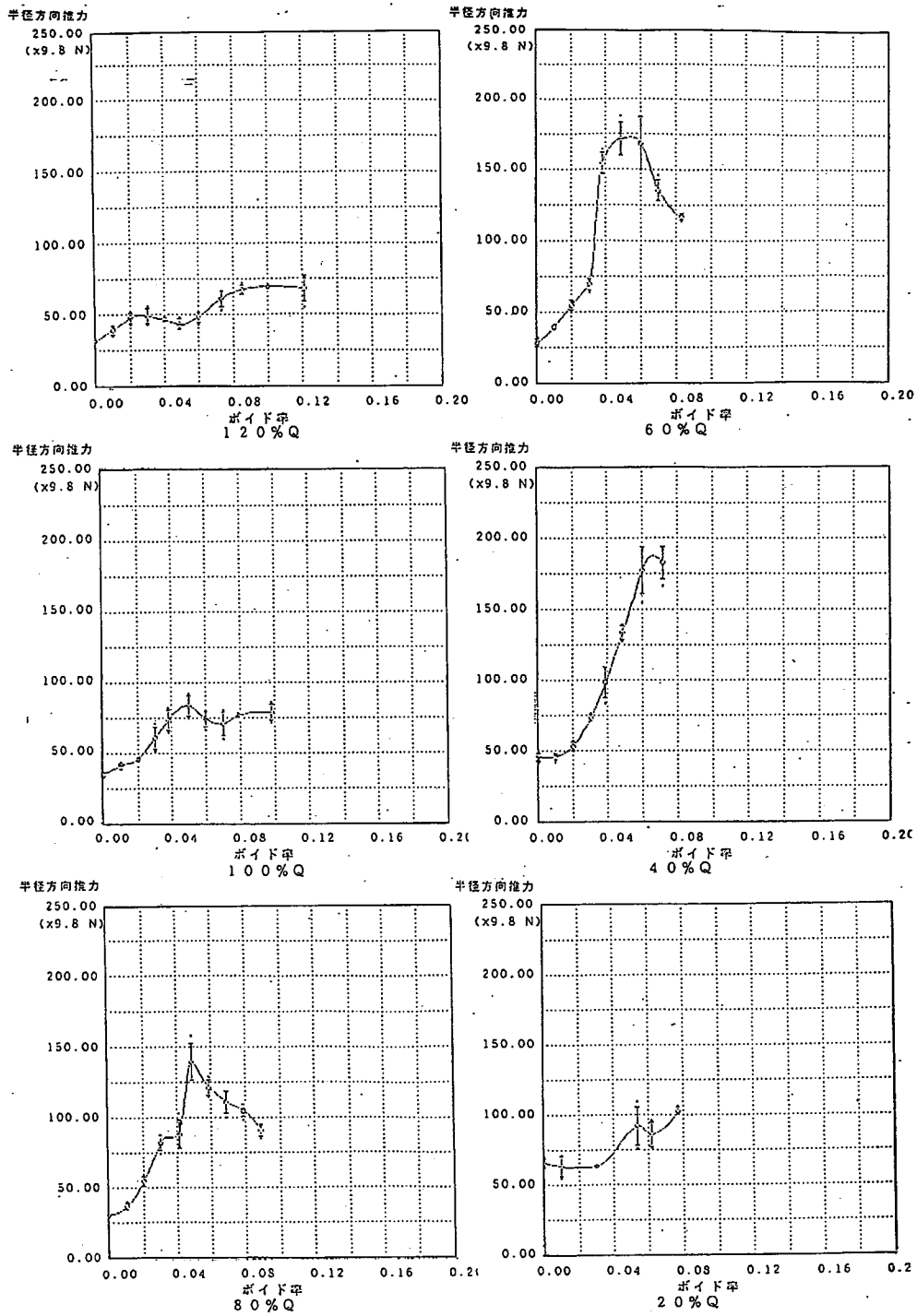


図 3.40 ボイド率と半径方向推力の関係(1238min⁻¹)

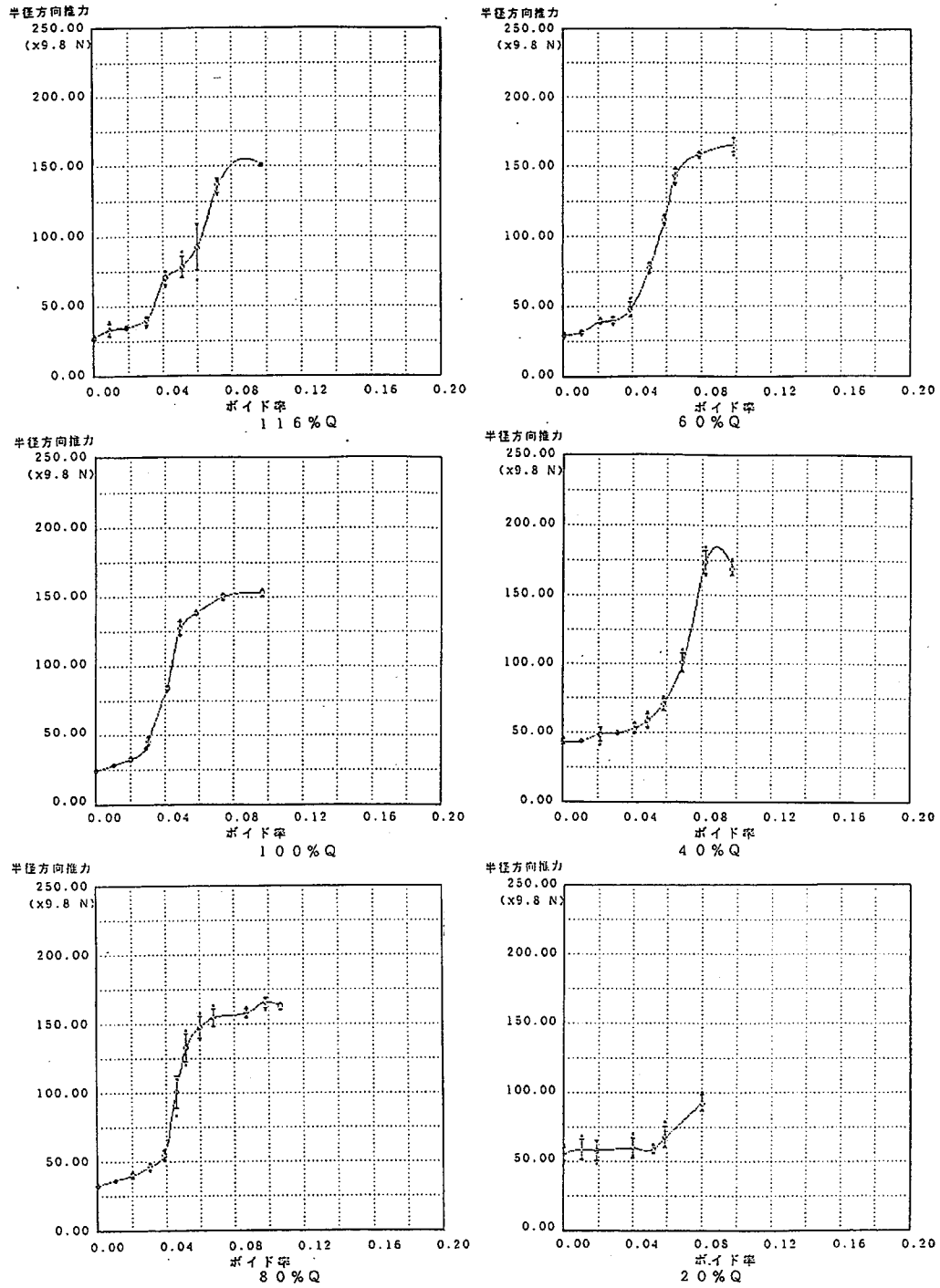


図 3.41 ボイド率と半径方向推力の関係(929min⁻¹)

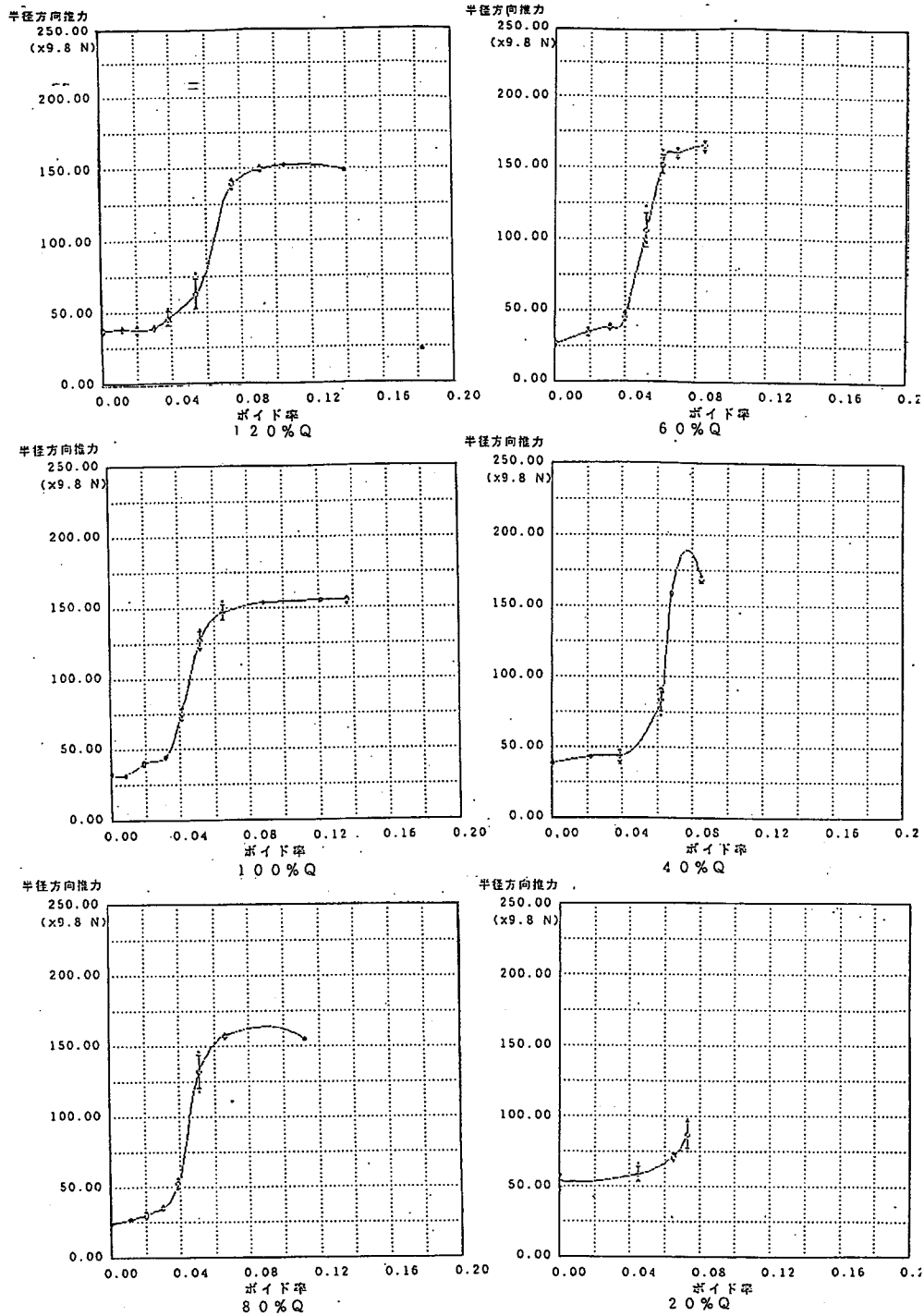


図 3.42 ボイド率と半径方向推力の関係 (929min⁻¹) 吸気孔 4 か所

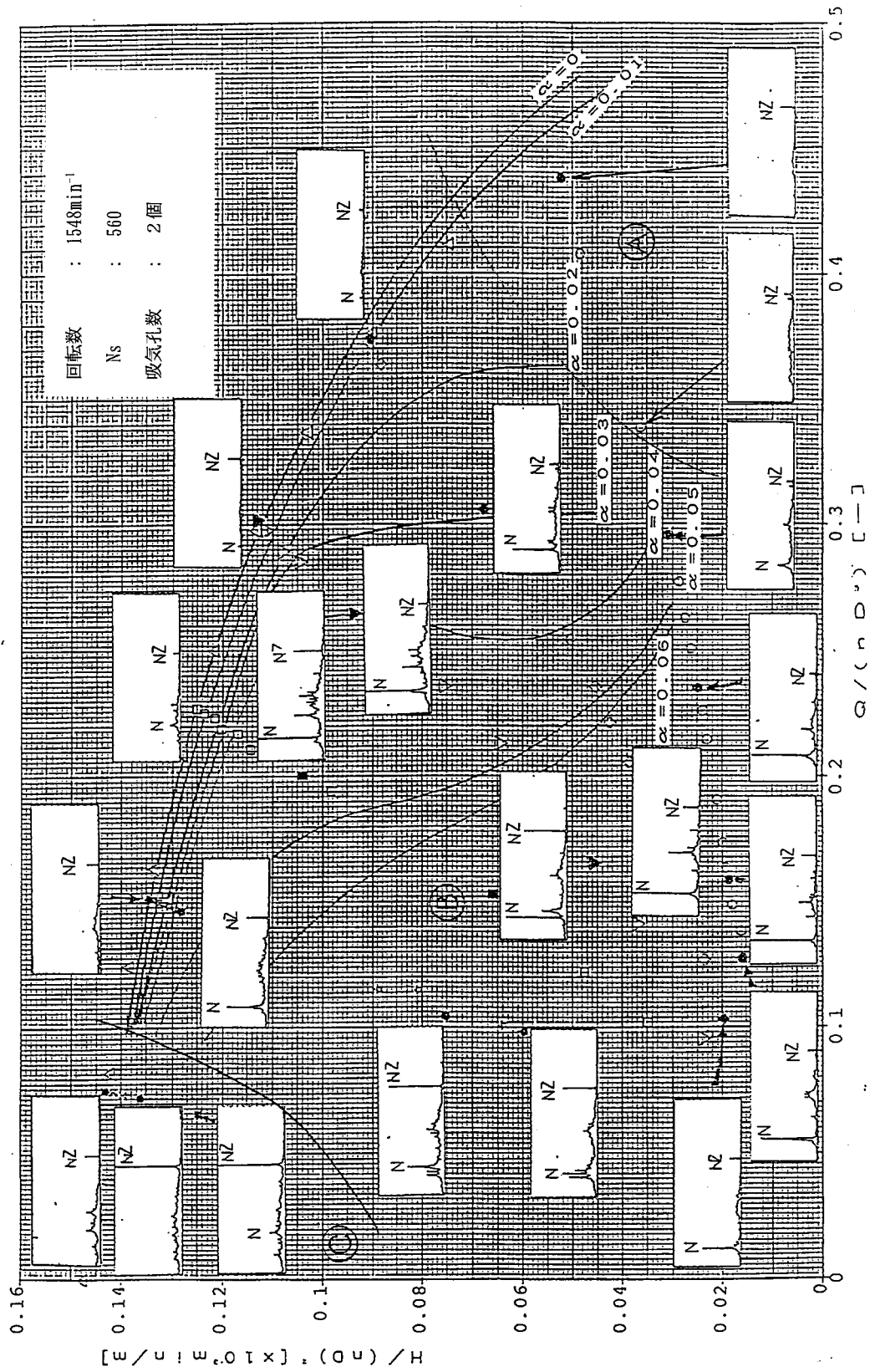


図 3.43 半径方向推力の周波数分析結果

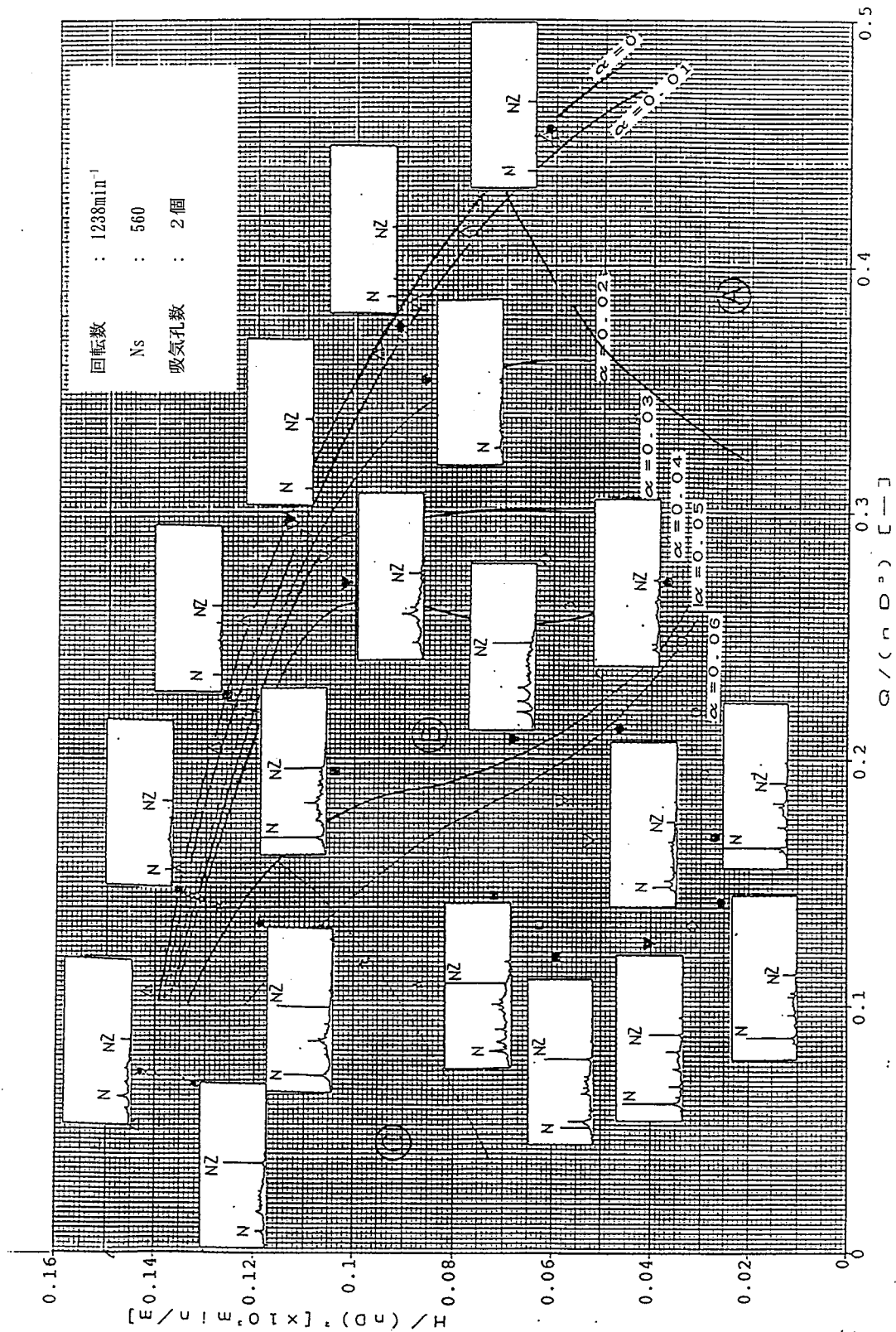


図 3.44 半径方向推力の周波数分析結果

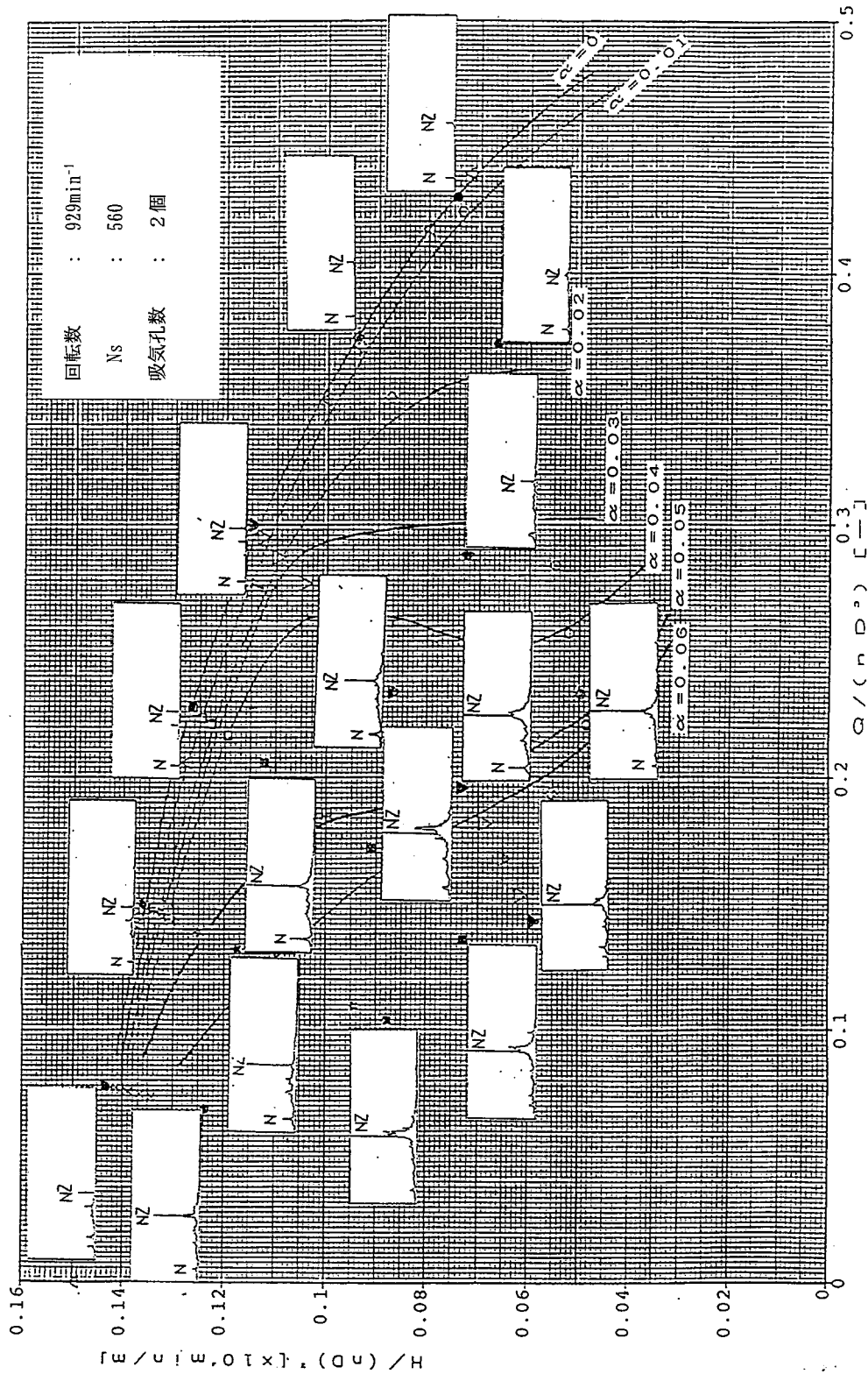


図 3.45 半径方向推力の周波数分析結果

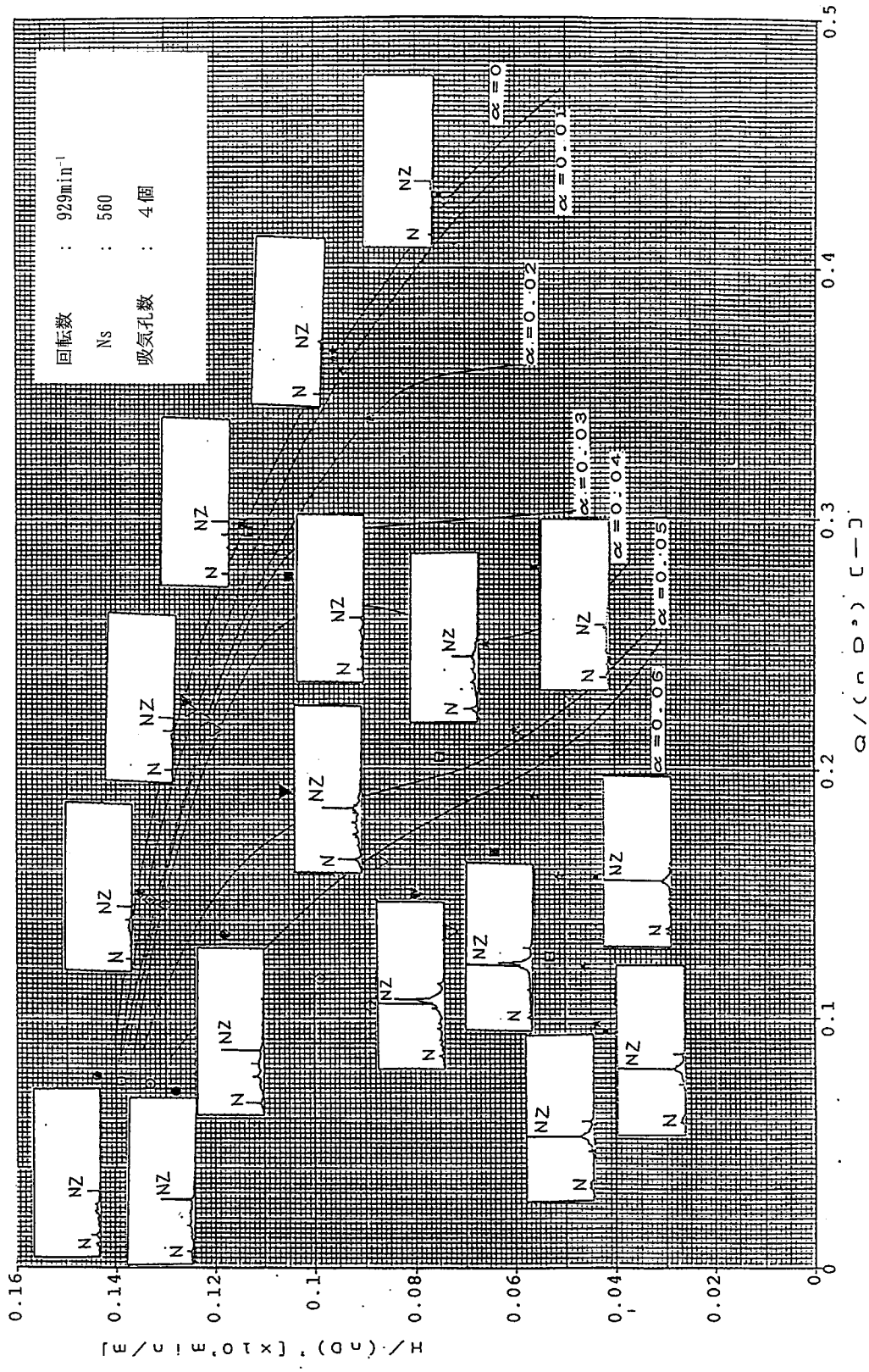


図 3.46 半径方向推力の周波数分析結果

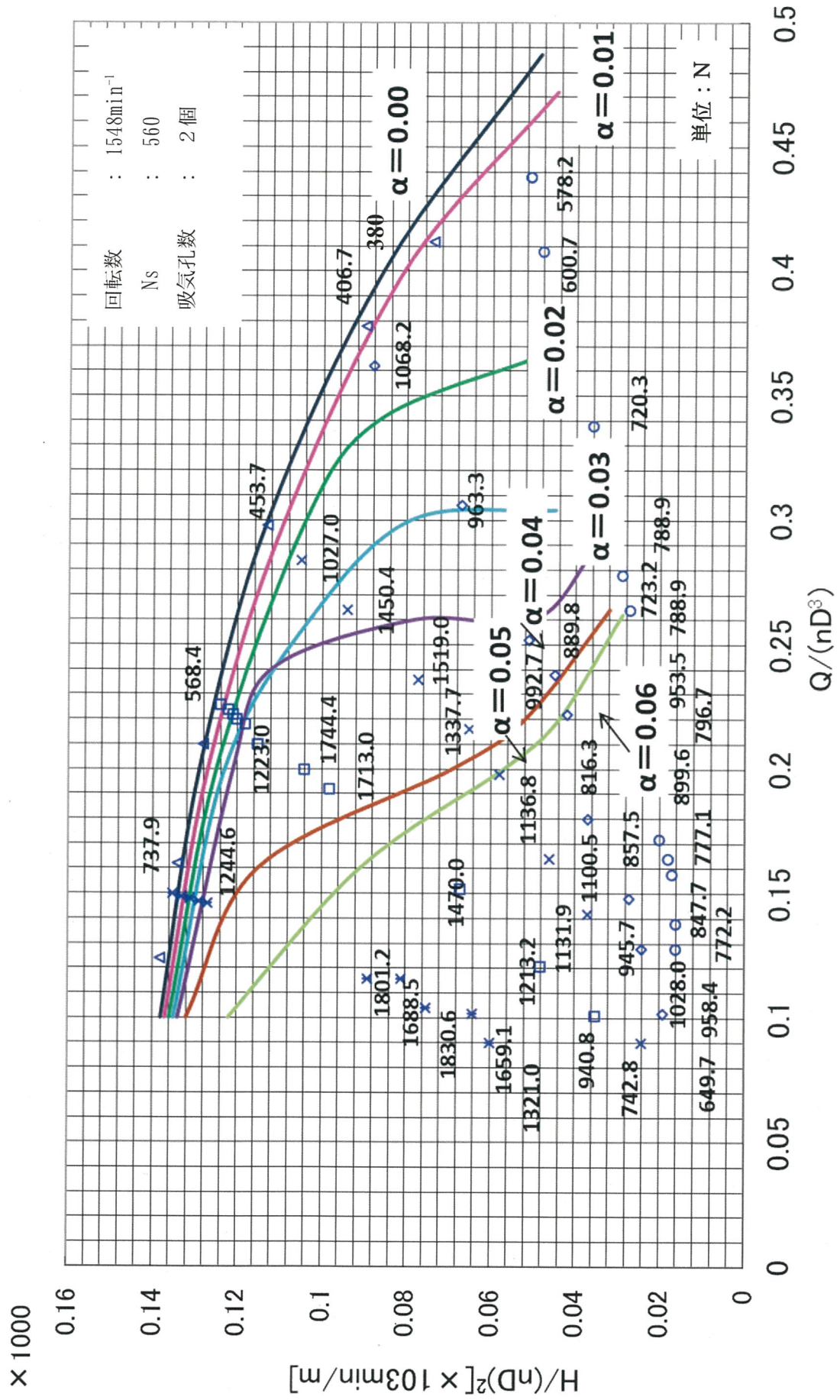


図 3.47 半径方向推力の分布

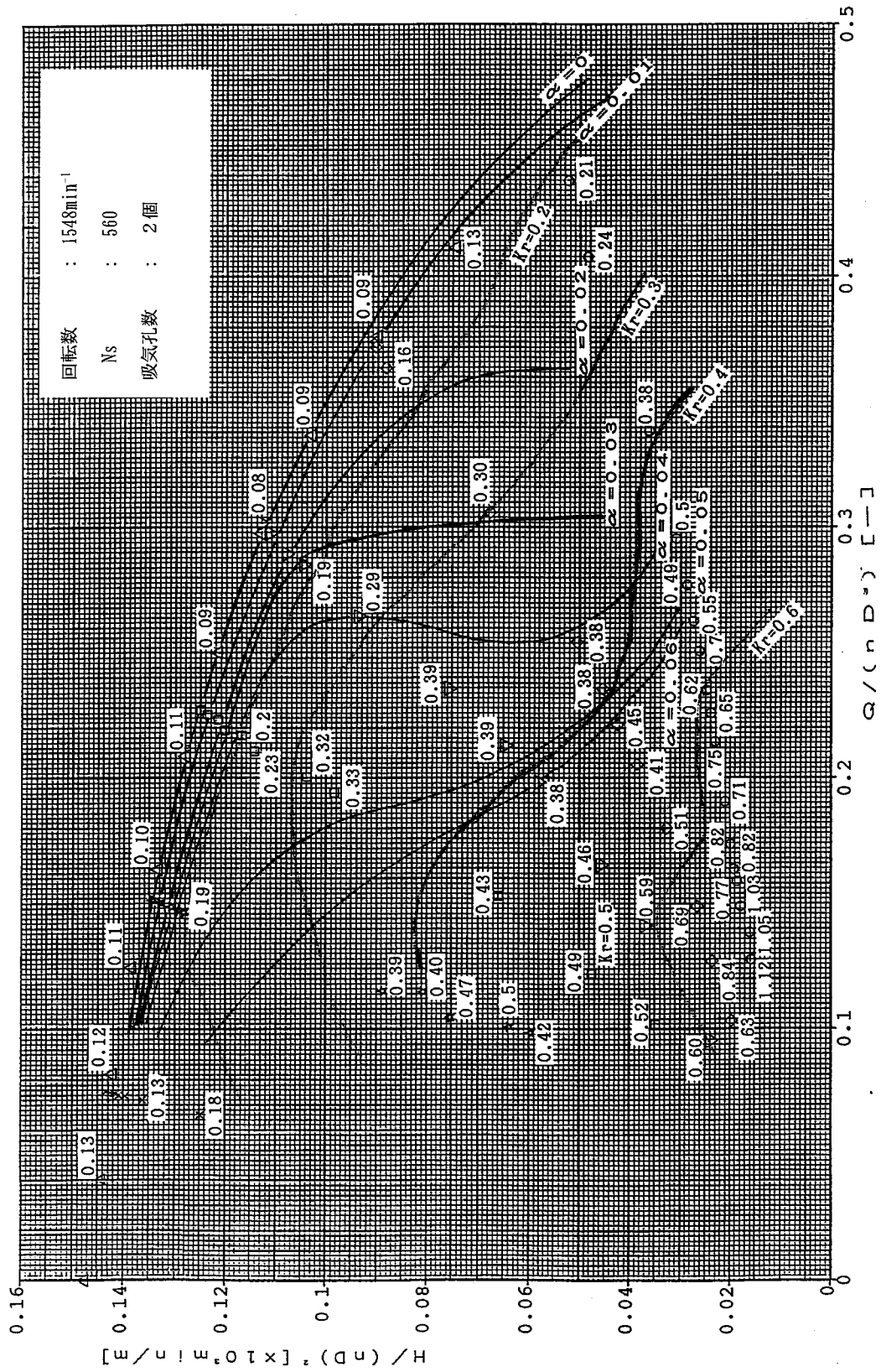


図 3.48 半径方向推力係数 K_r の分布

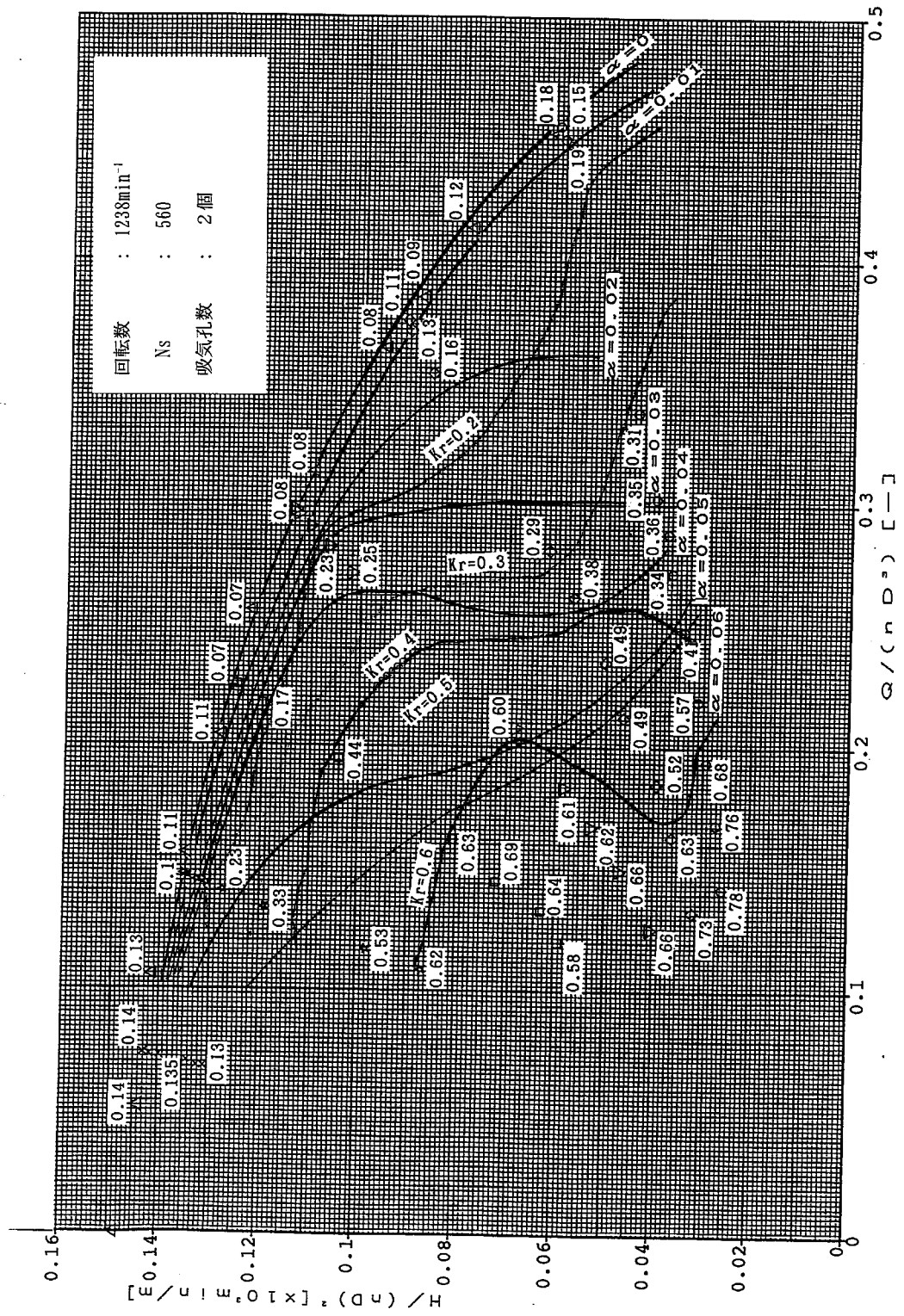


図 3.49 半径方向推力係数 K_r の分布

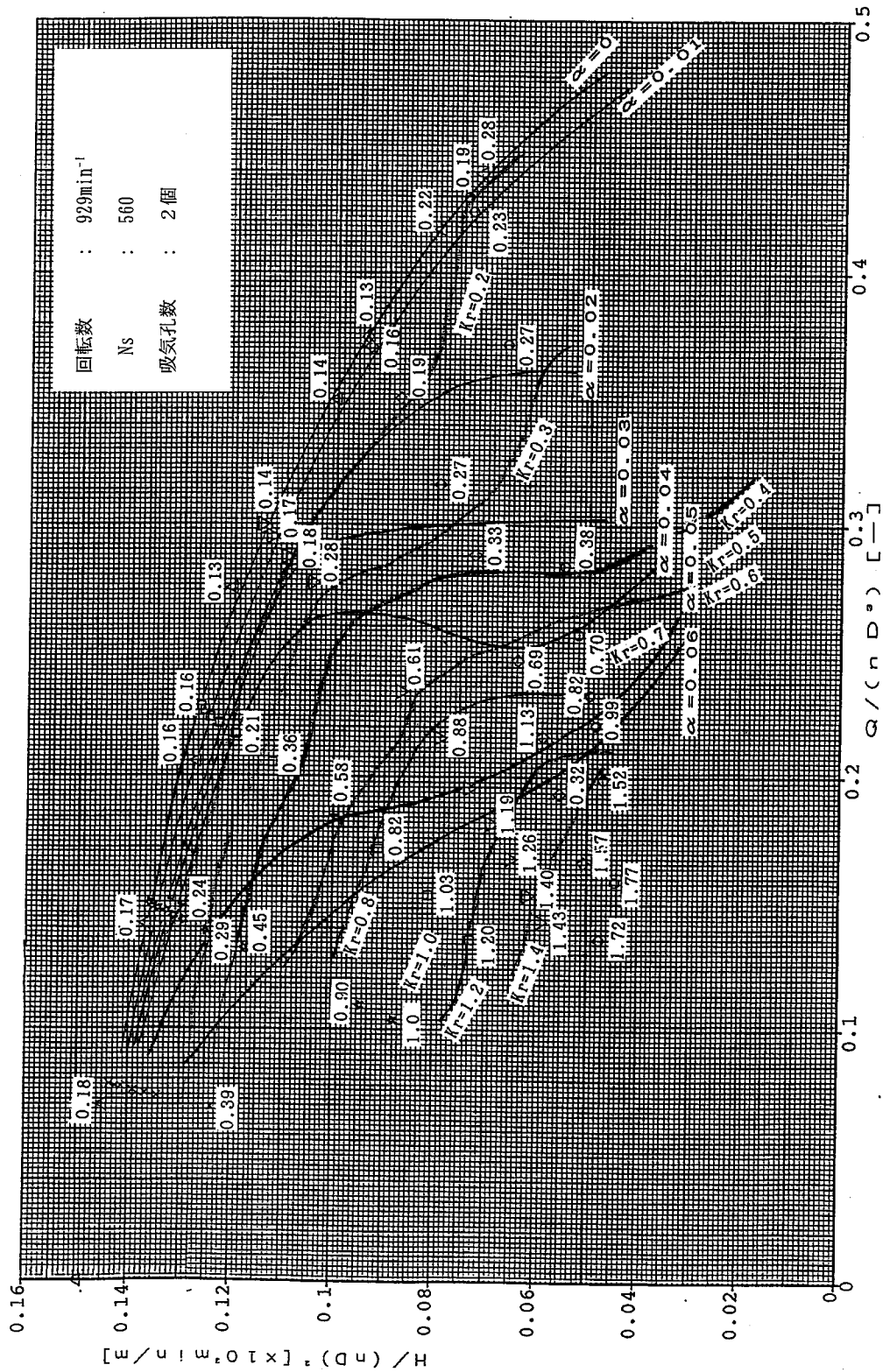


図 3.50 半径方向推力係数 K_r の分布

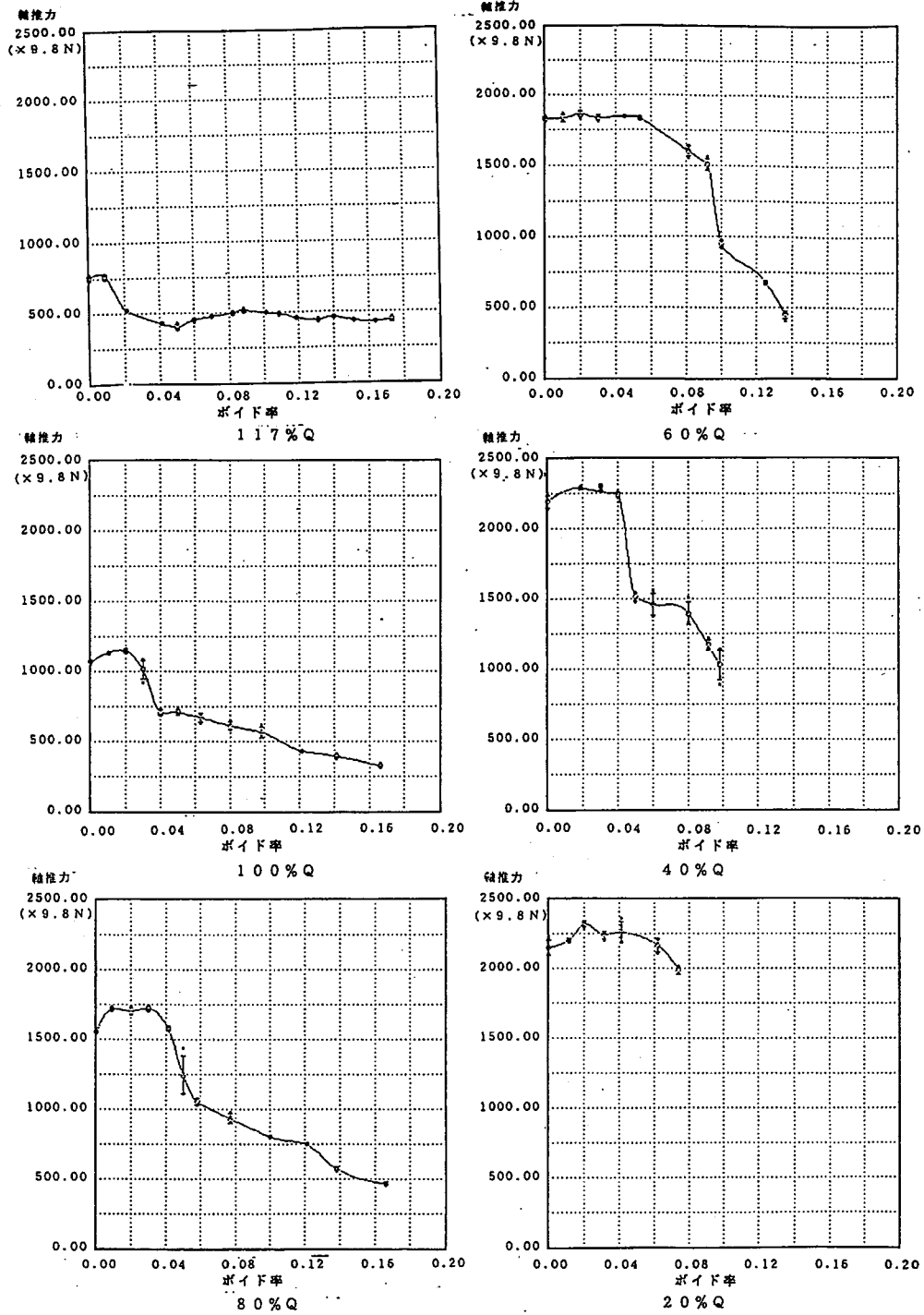


図 3.51 ボイド率と軸推力の関係(1548min⁻¹)

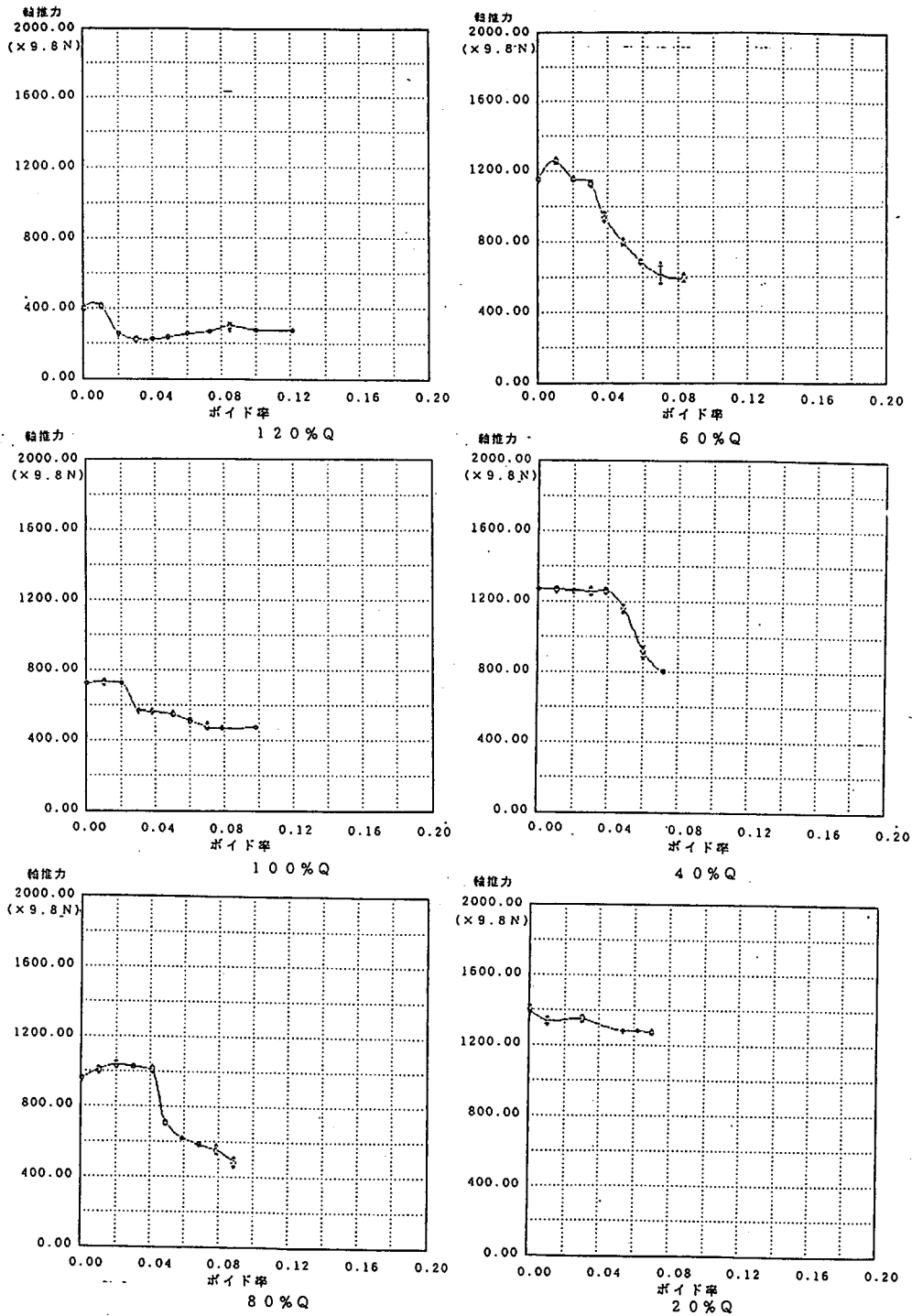


図 3.52 ボイド率と軸推力の関係 (1238 min^{-1})

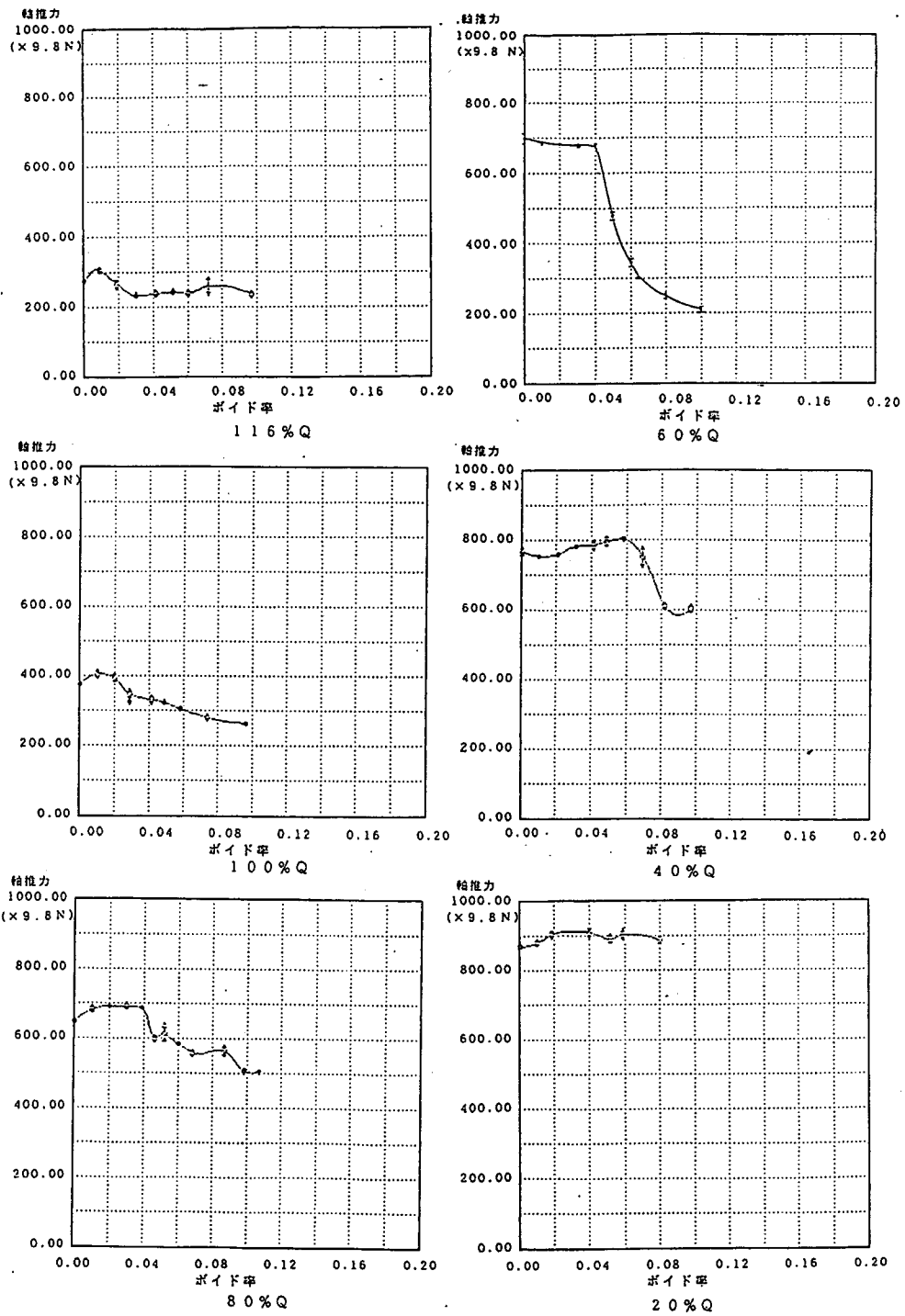


図 3.53 ボイド率と軸推力の関係(928min⁻¹)

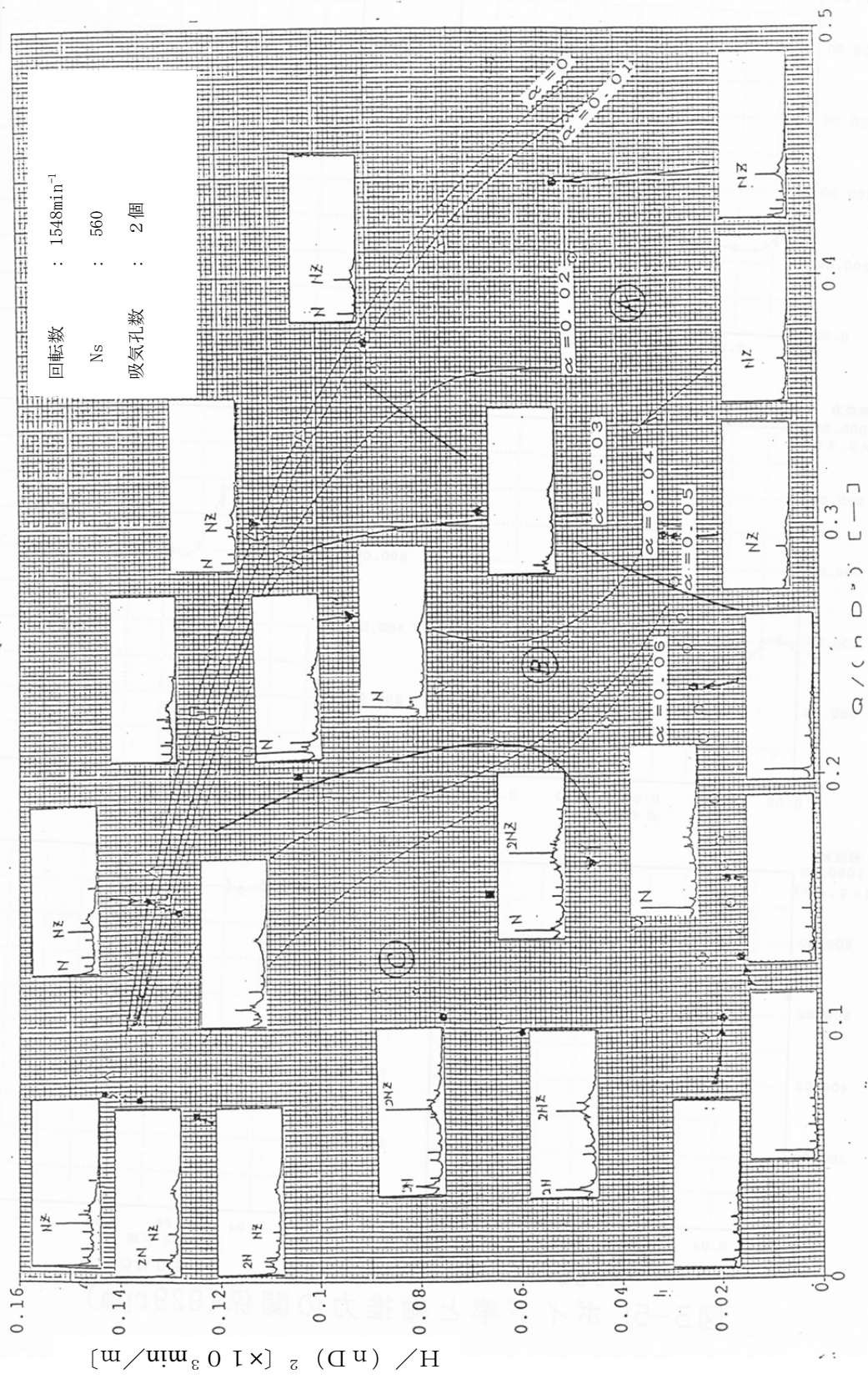


図 3.54 軸推力の周波数分析結果

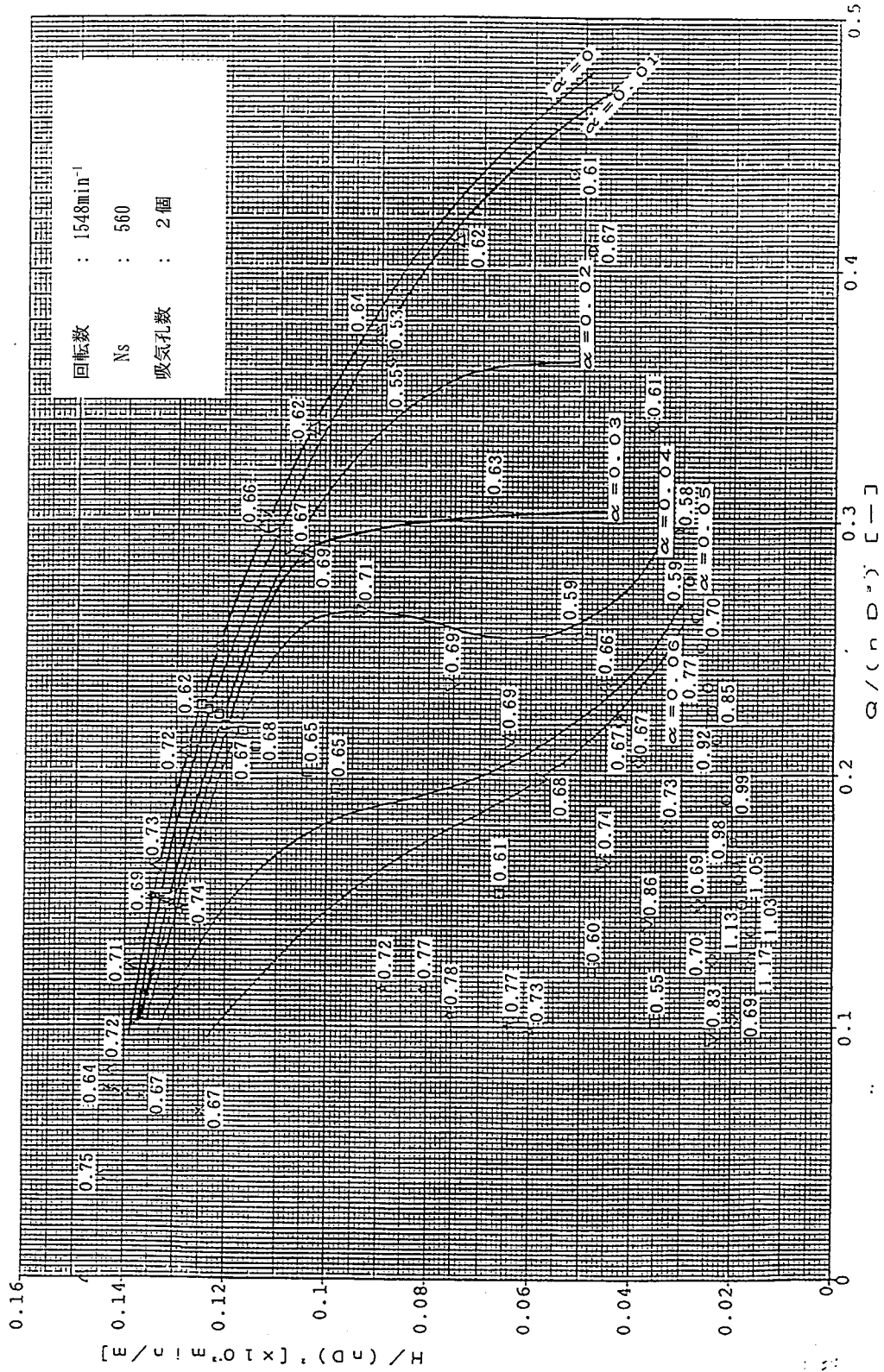


図 3.55 軸推力係数Kaの分布

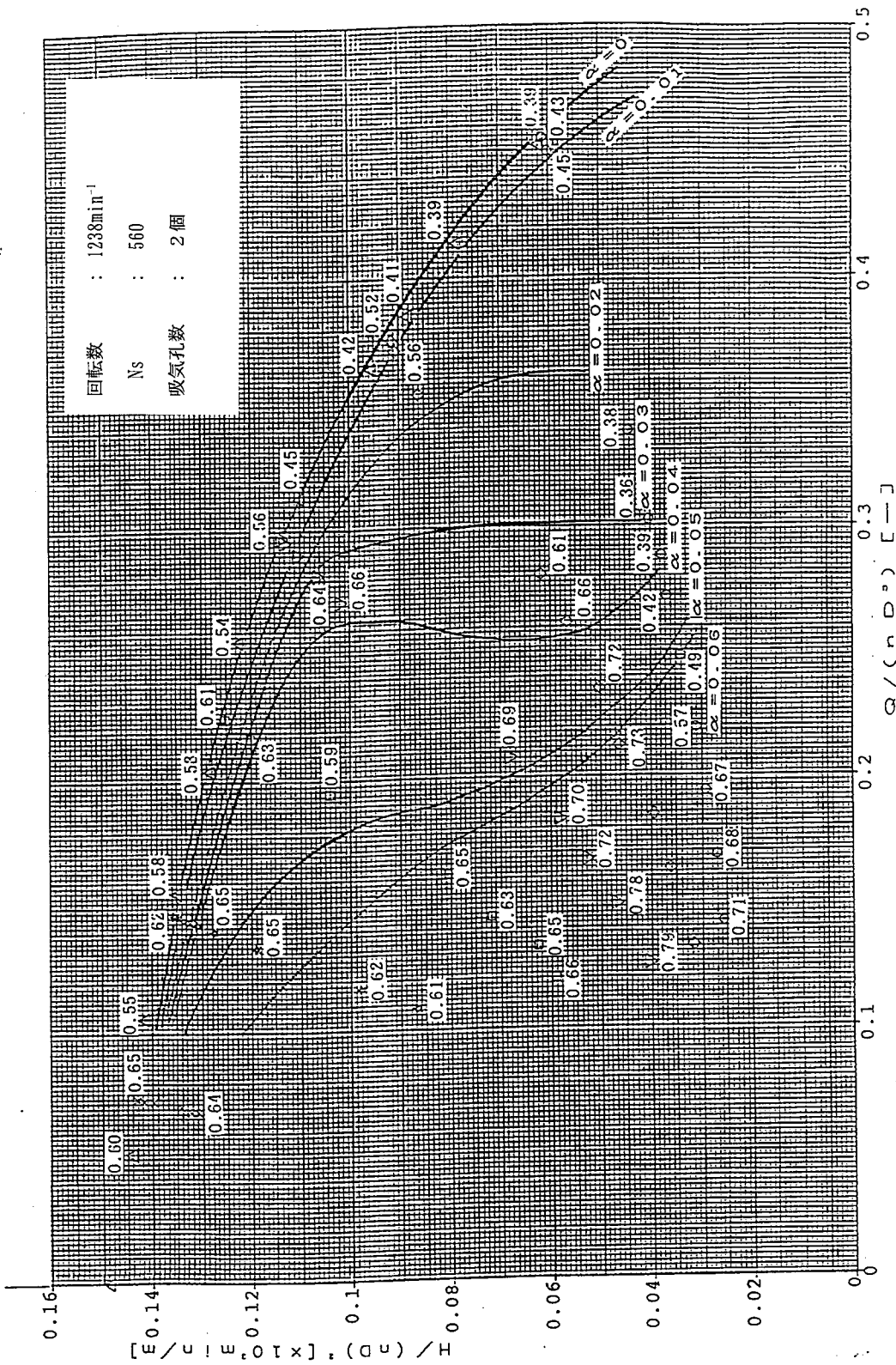


図 3.56 軸推力係数 K_a の分布

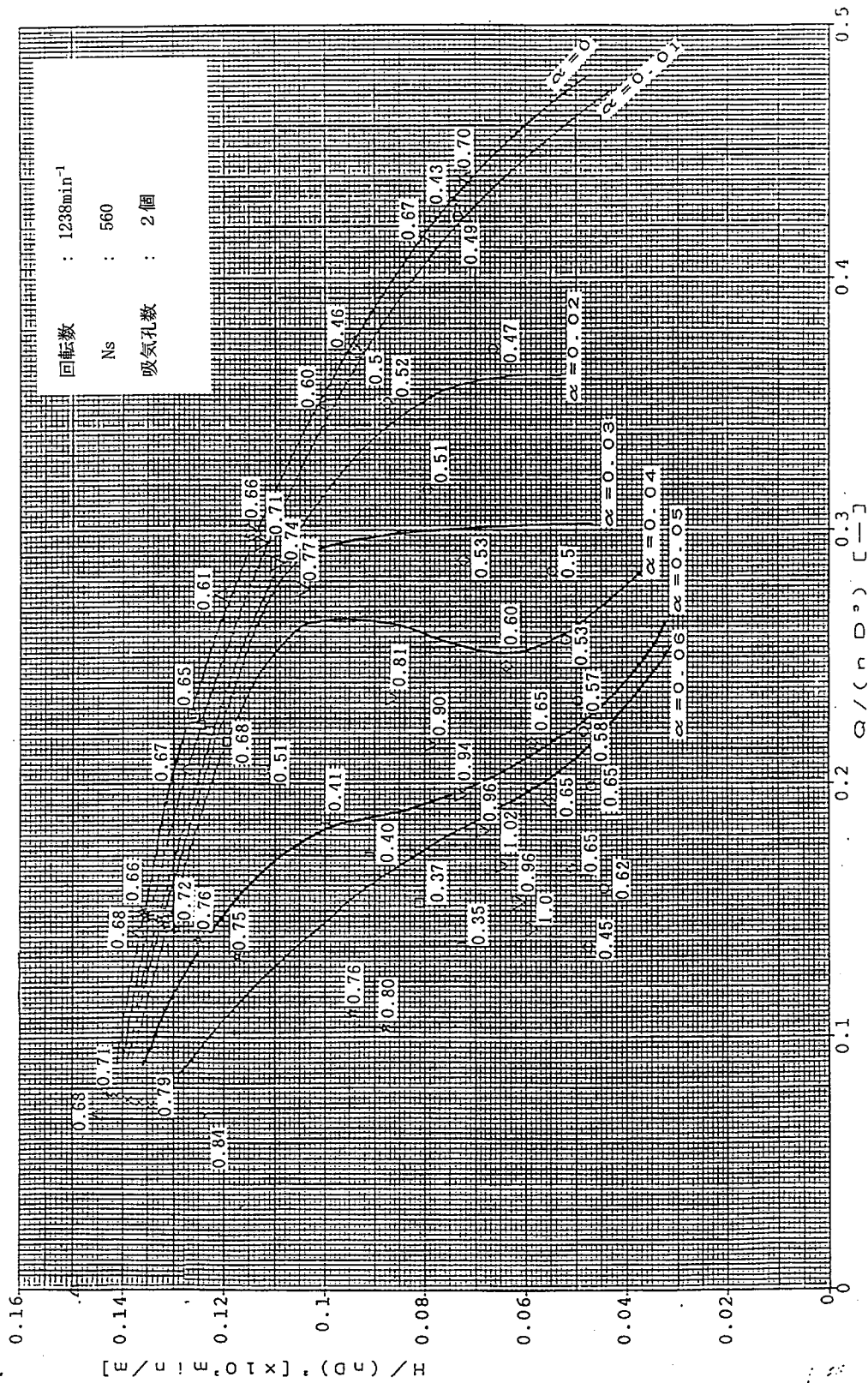


図 3.57 軸推力係数Kaの分布

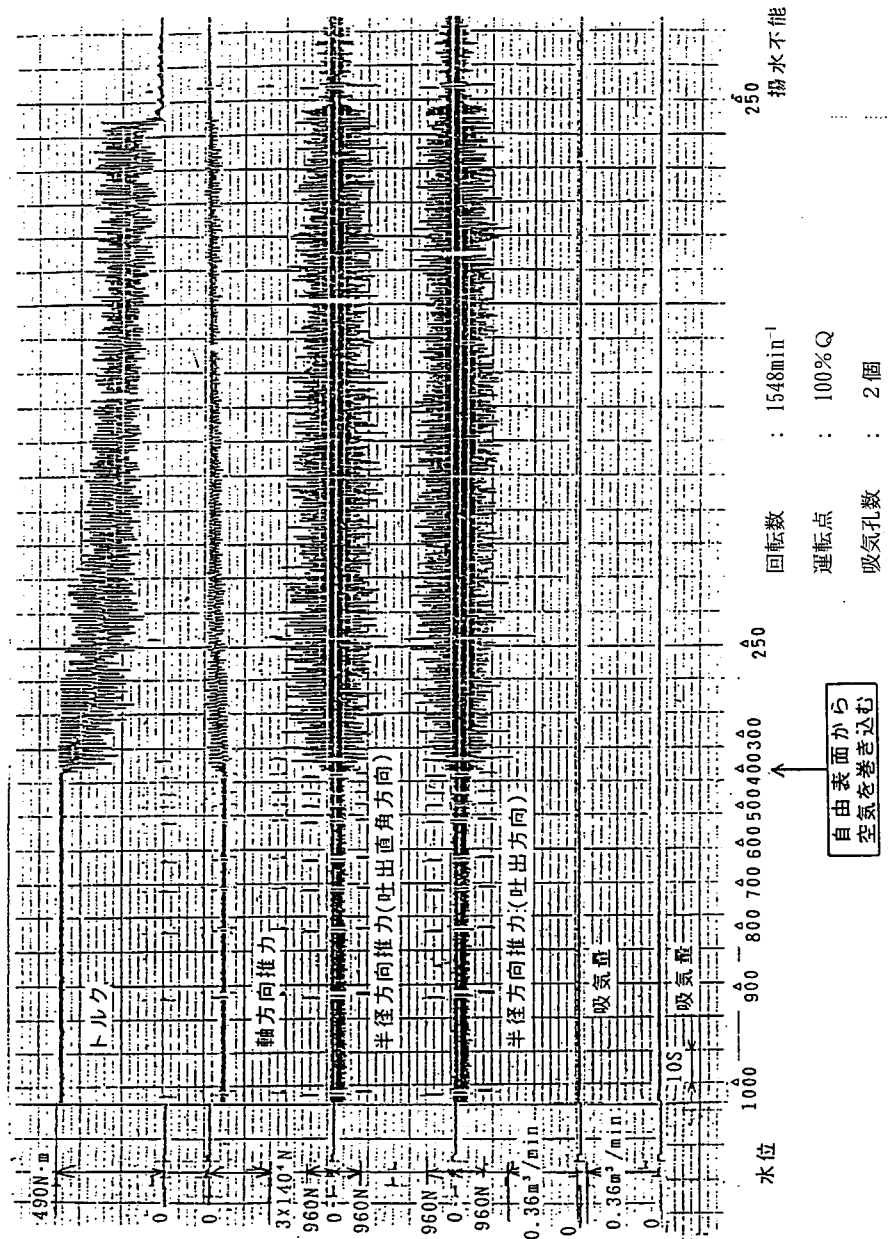
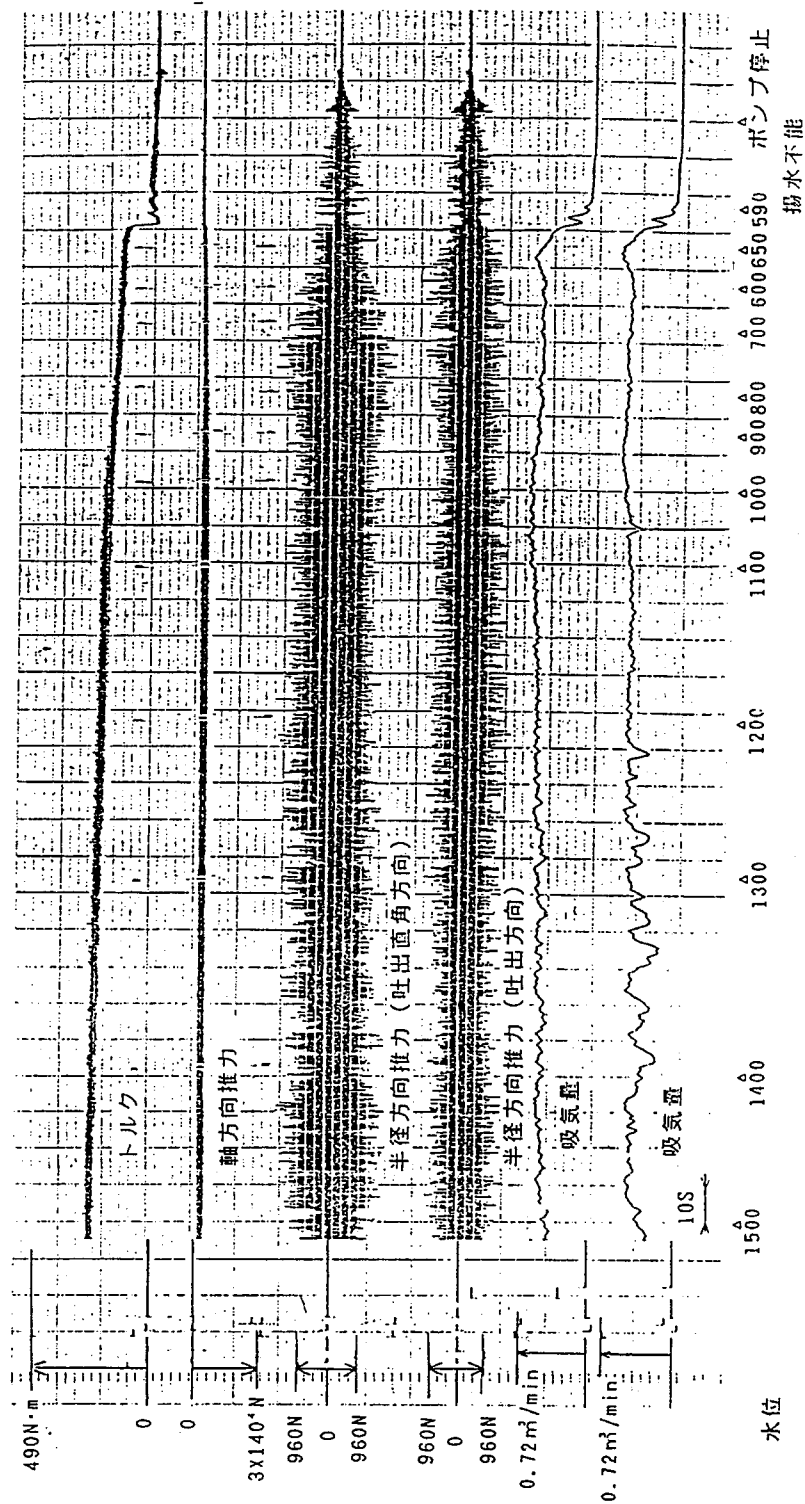
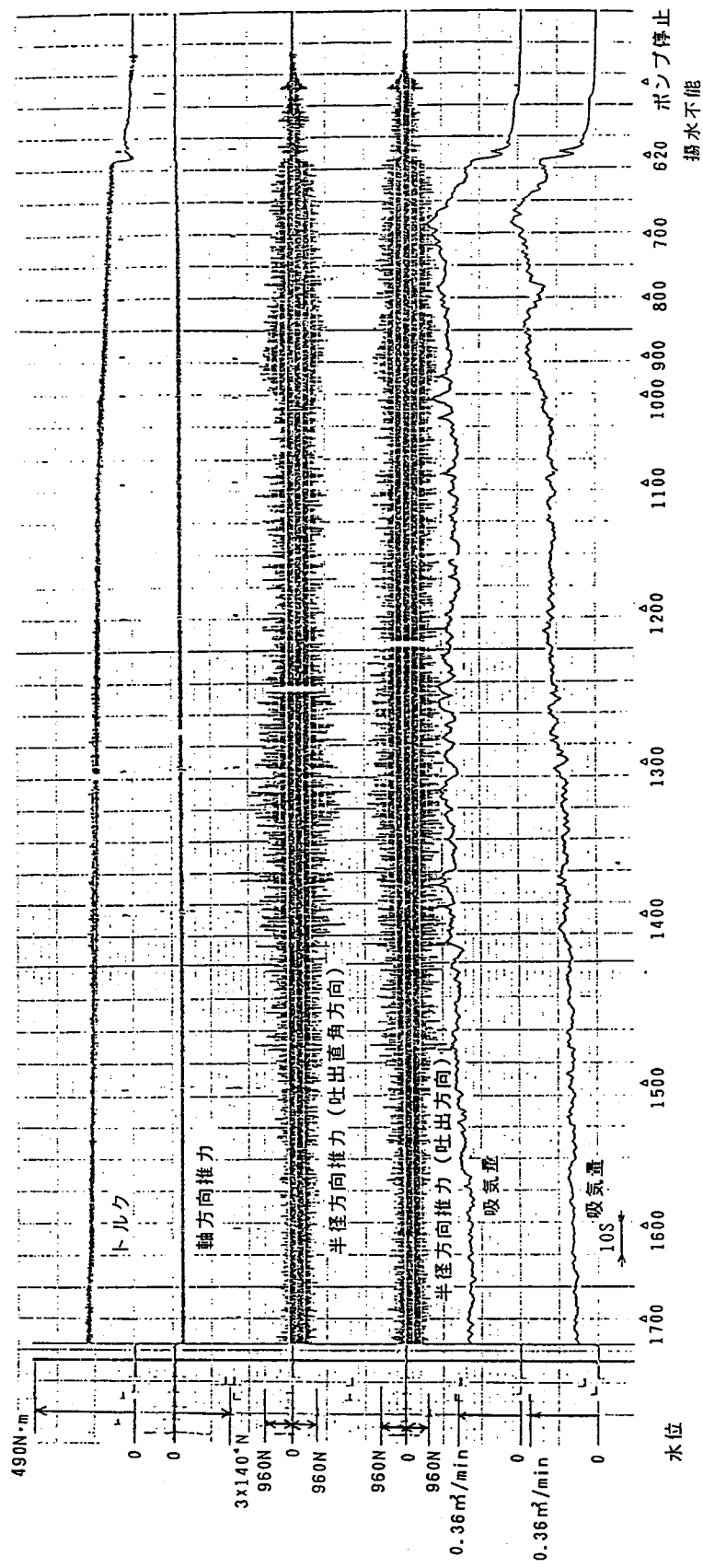


図 3.58 連続水位低下試験時の過渡特性(吸気管からの吸気なし)



回転数 : 1548min⁻¹
 運転点 : 100%Q
 吸気孔数 : 2個

図 3.59 連続水位低下試験時の過渡特性 (吸気管からの吸気あり)

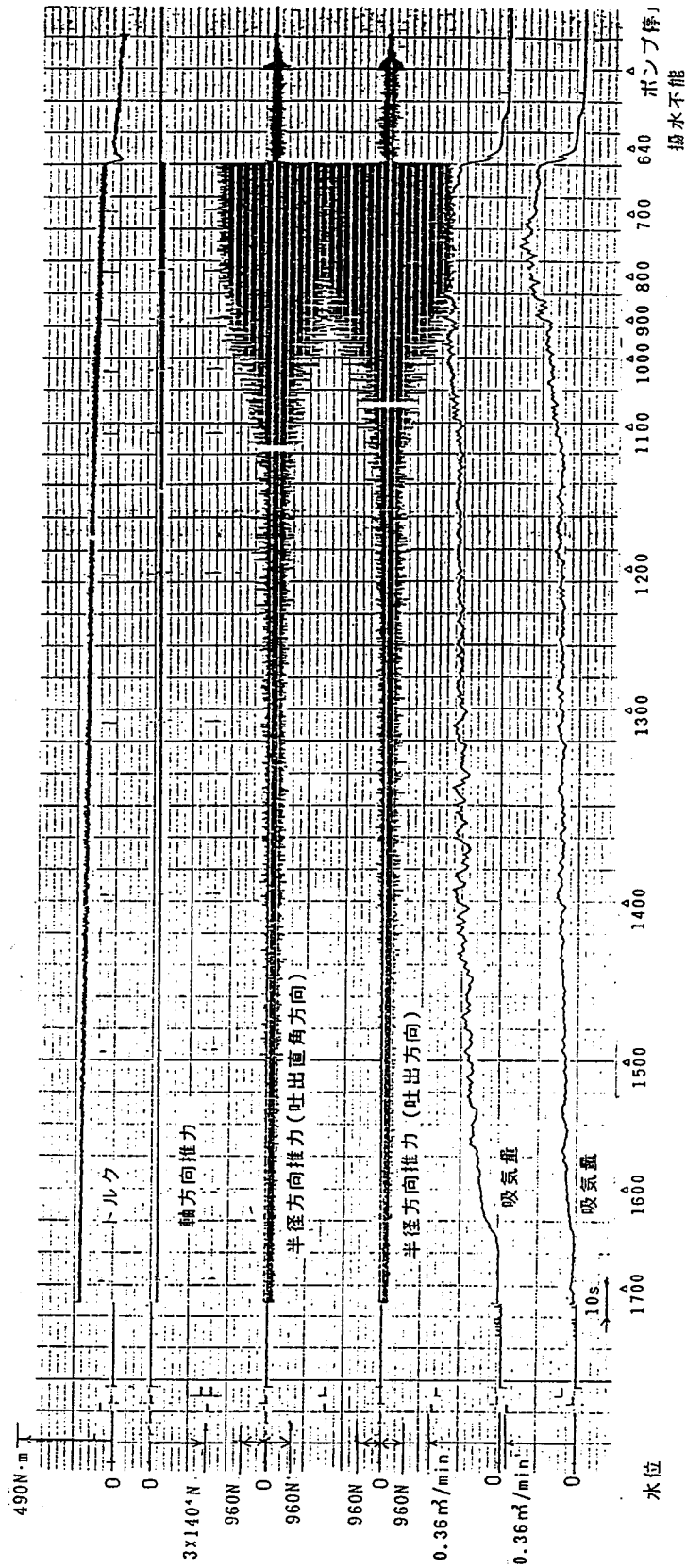


回転数 : 1238min⁻¹

運転点 : 100%Q

吸気孔数 : 2個

図 3.60 連続水位低下試験時の過渡特性(吸気管からの吸気あり)



回転数 : 928min⁻¹
 運転点 : 100%Q
 吸気孔数 : 2個

図 3.61 連続水位低下試験時の過渡特性(吸気管からの吸気あり)

10Hz A:DC/0.5V B:AC/50V INST 0/16 DUAL 1k

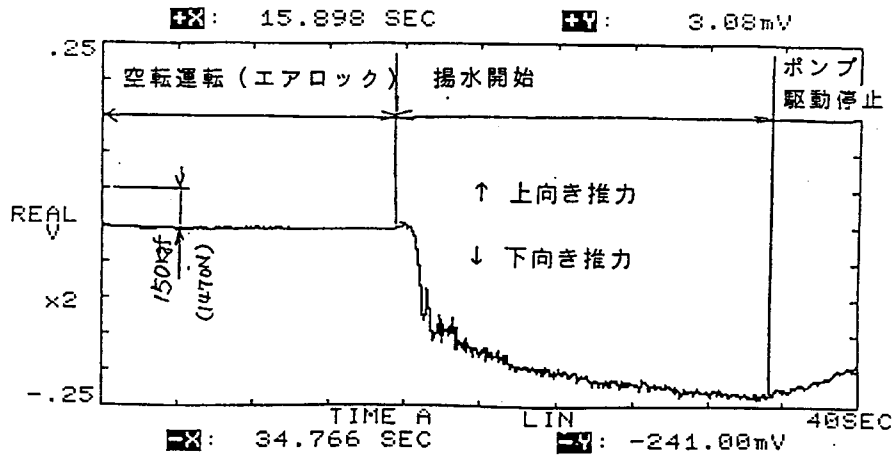


図 3.62 揚水開始時の軸推力の過渡特性(1548min⁻¹)
(急激に水位を上昇させた場合)

10Hz A:DC/0.5V B:AC/50V INST 0/16 DUAL 1k

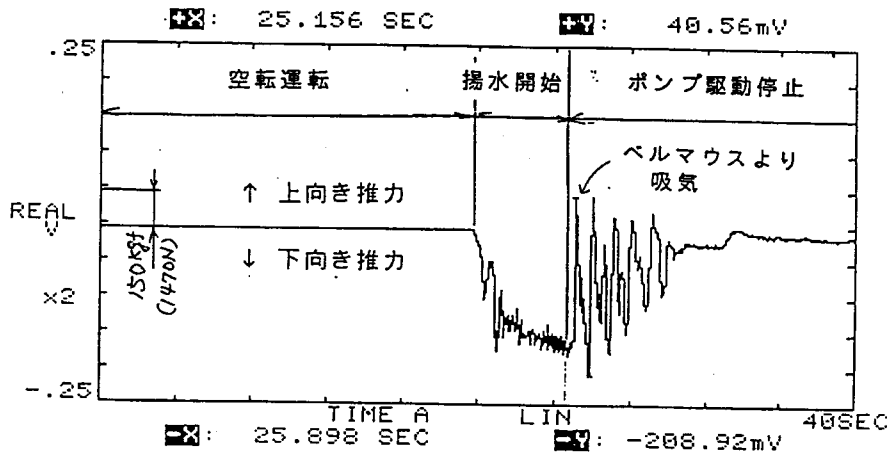
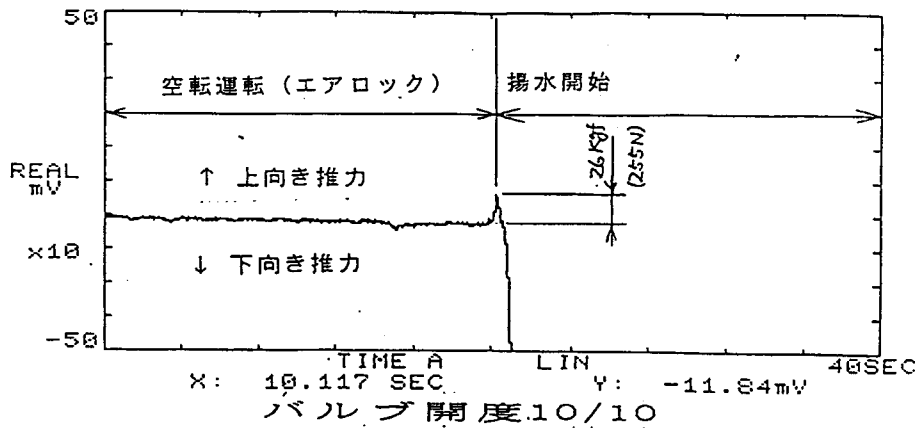
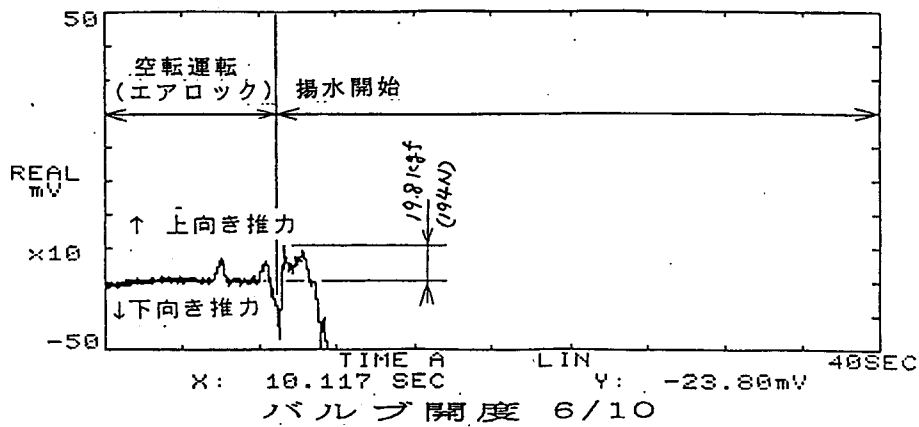


図 3.63 揚水開始時の軸推力の過渡特性(1548min⁻¹)
(ゆっくり水位を上昇させた場合)

10Hz A:DC/0.5V B:AC/50V INST 0/16 DUAL 1k



10Hz A:DC/0.5V B:AC/50V INST 0/16 DUAL 1k



10Hz A:DC/0.5V B:AC/50V INST 0/16 DUAL 1k

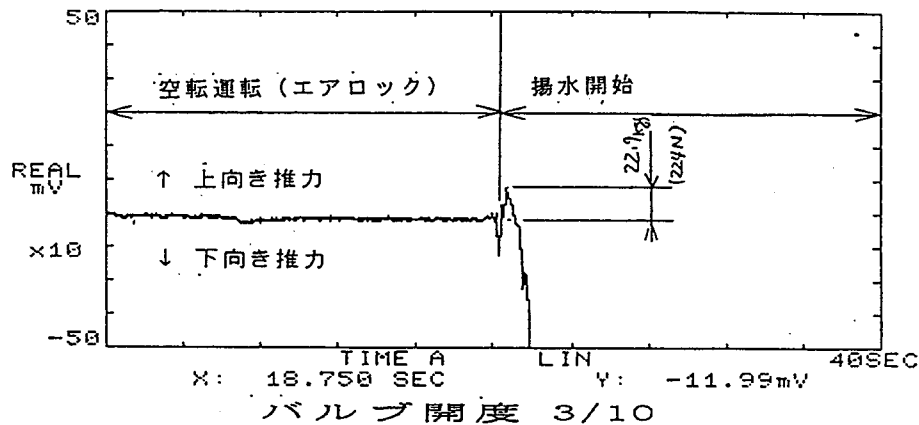


図 3.64 揚水開始時の軸推力過渡特性

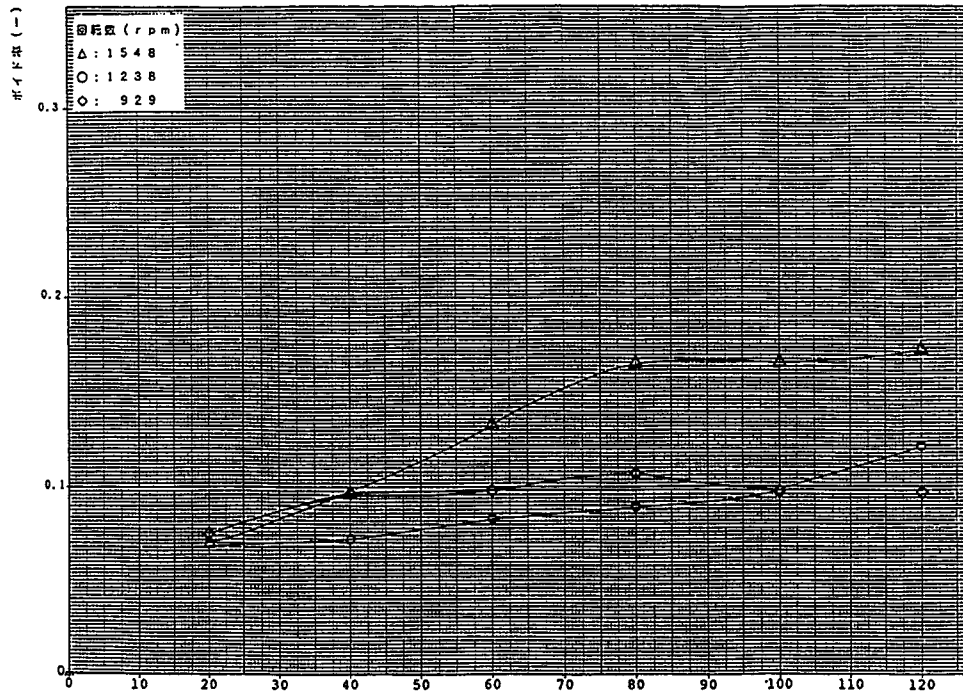


図 3.65 吐出量と揚水可能最大空気量との関係

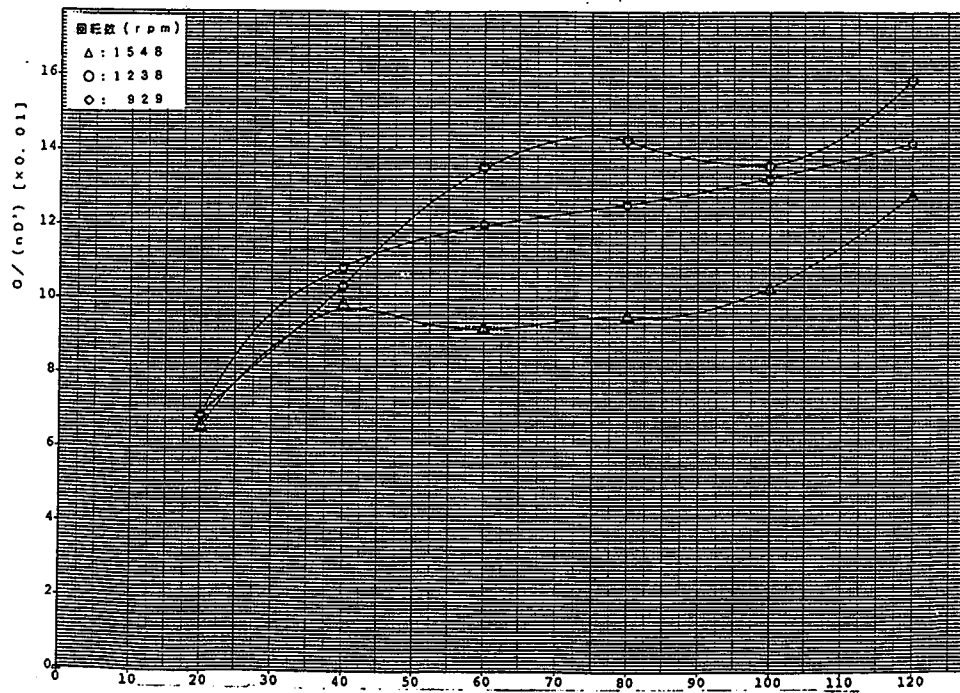


図 3.66 吐出量と $Q/(nD^3)$ との関係

第4章 全速先行待機運転ポンプへのセラミックス軸受の適用

4.1 緒言

近年、都市部においては、市街地促進による排水区域の拡大、舗装率向上による地下浸透面積の減少、ヒートアイランド現象によるスコール型降雨の頻発等により、排水ポンプ場へ急激かつ、大量の雨水が流入し、雨水排水ポンプの始動遅れにより冠水被害が発生する等の深刻な問題が生じている。このような冠水被害を防止するため、ポンプを出水に備えて空転待機運転させ、出水時に直ちに排水できるようにする、全速先行待機システムが採用され、排水ポンプ場に導入されている。

一方、ポンプシステムの給水装置の簡素化による信頼性向上の観点およびポンプ設備のメンテナンスフリー化に対する要求から、その解決策の一つとして、水中軸受をポンプ揚水により潤滑し、したがって外部からの潤滑水の供給を必要としない無給水軸受（セラミックス軸受）⁽¹⁾⁽²⁾が開発され、実用化されている。しかしながら、全速先行待機運転ポンプでは、全速先行待機運転時に揚水の無い空転運転が必要であり、したがって潤滑水が無い状態で30分程度の比較的長時間の運転が要求される。その間の軸受は無給水摺動となり、従来型セラミックス軸受構造では摩擦係数の増大による発熱によりスリーブにクラックが発生するため、全速先行待機運転ポンプへの採用は不可能であった。

そこで、本研究では空転運転時に潤滑水を確保するためにセラミックス軸受の外側に回転水槽を設けた、回転水槽方式セラミックス軸受を使用した軸受構造について検討し、その全速先行待機運転ポンプにおける適用について、軸受部分のみを対象としたコンポーネント実験と口径700mm立軸斜流ポンプ実機実験の運転データを基に検証し、さらに実フィールドにおいて同軸受を組み込んだ口径1200mmの立軸斜流ポンプに適用し、その有効性を確認した。

4.2 コンポーネント実験装置と実験方法

回転水槽方式セラミックス軸受の当初構造を図 4.3 に示す。図中赤で示された部分は回転部で、緑色で示された部分は固定部である。空転運転時に潤滑水を確保するために主軸に取り付けられ、主軸とともに回転する回転水槽により、セラミックス軸受を覆っている。セラミックス軸受は固定部の軸受ブラケットに取り付けられ、その外周に固定円筒が設けられている。運転時潤滑水の漏れを最少にするため、回転水槽上部には水返し板が取り付けられている。本構造は空転運転時にいかに貯水が出来るかが重要であり、コンポーネント実験で部品形状のパラメータを変更し最適形状を見出すことにした。

4.2.1 実験装置と計測装置

回転水槽方式セラミックス軸受の貯水効果確認実験として、軸受内径 100 mm（ポンプ口径 700 mm 相当）の軸受可視化モデルを製作し、本軸受構造における水の貯水効果及び軸受摺動面水位の安定化について実験を行った。図 4.1 にコンポーネント実験装置の構造図を示す。また、図 4.2 にコンポーネント実験装置の全景を示す。実験装置においては、下記の点に留意した。

- (1) 回転水槽を駆動するモータはインバータ制御とし、回転数を任意に設定できるようにした。
- (2) 本実験においては、回転水槽内の水の挙動を把握できるようにすることが重要ポイントとなるため、軸受構成部品をすべてアクリルで製作し、架台にはアクリル窓を設け回転水槽内の水を観察できるように考慮した。

計測装置は、回転水槽内の水の挙動を把握するために、軸受摺動面側、固定水槽内側にそれぞれ電極式の水圧センサーを組み込み、固定水槽内および軸受摺動面の水位変化を表示器にリアルタイムに表示させた。

また、実験中は、回転水槽内の流れをカメラ、ビデオカメラで撮影し、流れの観察の補助手段とした。

4.2.2 実験条件

軸受構造上、回転水槽が貯水効果、軸受摺動面の安定に大きく影響すると考えられるため、モータをインバータ制御することにより回転水槽の回転数を $0\sim 800\text{min}^{-1}$ まで変化させ、それぞれの回転速度における空転運転状態を観察した。空転運転時間は、先行待機運転ポンプの一般的な空転待機制限時間である 30 分を目標とし、その 2 倍の 60 分まで状況確認した。

当初考えた軸受構造を図 4.3 に、表 4.1 にその高速回転時における実験結果を示す。表内の水位の数値は水が確保されているセンサーの鉛直方向位置（図 4.5 参照）を示している。回転数 300min^{-1} 以上において、遠心力により水が外周側に移動するため、軸受摺動面部水位が低下し、当初考えていた単純形状では、運転中、摺動面に水を保持できないことが分かった。そこで、開発目標を達成する軸受構造を見出すために、軸受構造の部品形状をパラメータとし、最適化実験を行った。回転水槽方式の形状パラメータとしては、図 4.4 に示す A～F の形状、寸法を変更した。また、実験条件としては、表 4.2 の回転数、起動方法、回転水槽内初期水位を設定した。ここで回転水槽内の初期水位は、水の有無を検知する水位センサーの取付位置で確認する。

4.2.3 実験方法及び実験項目

(1) 実験方法

回転水槽内の水の挙動及び貯水効果を把握するために、停止状態で回転水槽内に水を満水にしたのちに 30 分間の運転を行い、回転中の軸受摺動面水位、固定水槽内水位を 5 分経過毎に測定する。回転水槽の回転速度は、 $100\text{min}^{-1}\sim 800\text{min}^{-1}$ までの 100min^{-1} 毎とした。また、回転速度をゆっくり上げた場合（インバータにより徐々に増速）と、急激に上げた場合（電源直入）で、実験結果が異なることも考えられるので、双方の比較試験を実施した。さらに、初期停止状態における回転水槽内水位の違いによる摺動特性の違いを確認するため、初期水位を変化させて実験を行った。

なお、それぞれの軸受構造、回転速度において 30 分間の運転が出来ないものについては、測定不能になった時点で実験をやめ、その時間を測定した。

(2) 実験項目

回転水槽方式セラミックス軸受構造において、回転数を変化させ実験を行った。これは、小型で高速回転する仕様から大型で低速回転する仕様まで検討した構造が適用可能かを評価するための実験である。

回転水槽内外の改造を行いながら、定格回転数 (800 min^{-1}) 以上において、軸受構造を種々変化させ、軸受摺動面水位と貯水効果を調べるとともに、良好と思われる最終形状においては、回転速度を上げた場合 (1000 、 1200 min^{-1}) について実験を行った。

4.2.4 実験結果及び考察

表 4.3 ならびに表 4.4 に構造を変化させた実験結果を示す。また、図 4.5 にセンサー取付位置を示す。

この結果、高速回転時 (300 min^{-1} 以上) には、回転水槽内の水が遠心力の影響で瞬時に外部へ飛散してしまうことが分かった。回転の開始と同時に水槽内の水は、遠心力の影響で回転水槽と固定水槽の間を上方に流れ、かえし板により固定水槽内へ流入する。しかし固定水槽内には 6 枚のじゃま板があるため、固定水槽内の回転した水は、じゃま板にぶつかり上方に流れる。そのためかえし板より戻ってくる流れとぶつかり、局部的に水位が上昇する。外周側を回ってくる流れは、回転中常に一定量固定水槽内に戻ってくるため、固定水槽内で水がオーバーフローし、外部へ飛散する。このことから、回転水槽内の水流は、回転水槽構造と軸受摺動面の周速及び回転水槽の高さ (軸方向) に関係しているということが分かる。

そこで周速と回転水槽高さについて図 4.6 を用いて説明する。回転する容器内の水の水面は、よく知られているように、遠心力の影響で中心部が低く外周部が高い放物線状になる。放物線の最低部と最高部の水面高さの差 h は、回転速度および容器の大きさで決まり、同一の回転速度で

あれば、容器が小さいか、深さ（高さ）が無い方が水が溢れやすいため、外部へ水が飛散する。

軸受部の周速 u は下式で表される。

$$u=r\omega \quad r: \text{軸受半径} \quad \omega: \text{角速度}$$

回転水槽の形状を相似的にスケールダウンすると、相対的に回転速度が速くなり、回転水槽の必要高さ（深さ）は高くなる。このことから、小型で高速回転の軸受、すなわち口径の小さいポンプの方が、水を保持するという観点からは、条件が厳しいと考えられる。そこで、小型で高速回転に耐えられる構造を見出すために、軸受構成要素を改造し、表 4.3、4.4 に示す実験を行った。

表 4.3、4.4 に示す通り 8 種の実験を行い、回転部と固定部の二重構造とする No. 8 の構造により、軸受摺動面水位、固定水槽内水位を保持することができた。そこで、この最終形状にて、貯水効果に及ぼす起動方法、最高到達回転数、初期水位の影響を確認する実験を行った。

(1) 起動方法の影響

起動方法と水位保持位置に関する実験結果を表 4.5 に示す。モータをインバータ制御することにより、回転数をゆっくり上げた場合と直入起動により瞬時に上げた場合でも、実験結果に違いは見られず起動方法による影響は無い。すなわち、回転水槽内水位は、回転速度（遠心力）により一義的に決まる。

(2) 最高回転速度の影響

最高到達回転速度と水位保持に関する実験結果を表 4.6 に示す。回転数が高い方が、定常運転時の軸受摺動面水位は低い。本研究では、比速度 $Ns=1,000$ [min^{-1} , m^3/min , m] 程度の全速先行待機運転ポンプへの本軸受の適用を考えており、回転速度から $Ns=1,000$ [min^{-1} , m^3/min , m] における全揚程を算出すると、 1200 min^{-1} 時では全揚程 23m となる。しかし、 $Ns=1,000$ [min^{-1} , m^3/min , m] における標準全揚程は 15m 程度であるので、回転速度 1200 min^{-1} において本軸受の適用性を評価すれば十分である。

回転速度 1200 min^{-1} において、運転中軸受摺動面水位が 5 となっているが、これは軸受中心から 18 mm 下側、軸受下端面から 32 mm 上がった位置

である。この状態においても、摺動抵抗によるトルク上昇は見られず、回転水槽方式セラミックス軸受は、良好な運転を継続することが出来たので、セラミックス軸受下端面がある程度水に浸かっているならば、潤滑は保たれていると考えられる。

(3) 初期水位

初期水位と水位保持位置に関する実験結果を表 4.7 に示す。回転速度 800, 1000, 1200 min^{-1} それぞれにおいて初期水位を 13, 11, 9 目盛りとして実験を行った。それぞれの回転速度において初期水位を低下させると、運転中の水位も下がるが、停止後の水位は初期水位と同じである。以上の結果より、初期状態で満水にしておけば、回転水槽内の水が外部へ一定量飛散しても、それ以上は飛散せず、安定した水位が得られるということが分かる。

次に各軸受構造について、観察結果と比較するために流れ解析を行った結果について述べる。表 4.8 に流れ解析の結果を示す。流れ解析には非構造格子有限体積法汎用熱流体解析プログラム「STAR-CD」を使用し、三次元乱流解析を行った。本解析プログラムにおいては、自由表面を考慮することが出来ないが、フローパターンを評価する上では問題はない。回転水槽の壁面と軸については、回転速度を与える壁面境界条件を用いた。図中の速度ベクトルおよび圧力分布はともに、暖色ほど値が大きいことを示し、寒色ほど小さいことを示している。表 4.8 に示されるように当初構造では、固定水槽内のじゃま板（放射状リブ）に水がぶつかることにより圧力が立ち、上方へ水が流れていることが分かる。ゆえに、かえし板より固定水槽内に戻ってきた水とぶつかり、固定水槽内の水位が上昇し、オーバーフローするという観察結果と一致している。

最終構造では、固定水槽内を上方に向かう流れは無くなり、回転水槽内の流れがスムーズになっている、外周側の圧力分布については当初構造に比べて高い値を示しているが、回転水槽内の水の流れを阻害するものが無いので、安定した水位を保つことが出来る。この結果は、実験による観察結果と同じ傾向を示しており、実験データの正当性を評価できるものと考えられる。

4.3 実機ポンプによる信頼性検証

本節では、回転水槽方式セラミックス軸受を実機ポンプに組み込んで信頼性検証を行った結果について述べる。実験に使用した実機ポンプの仕様及び寸法図を図 4.7 に示す。実機ポンプは、口径 700mm、比速度 $Ns=1,000$ [min^{-1} , m^3/min , m]の立軸斜流ポンプである。

実機ポンプの構造上配慮した点を以下に示す。

- (1) 第 3 章で見られたように、立軸渦巻斜流の先行待機運転ポンプにおいて、気液二相運転時に流体加振力の増大が発生したので、本節で用いる立軸斜流ポンプにおいても、同様の現象が発生することを想定し、ケーシング内部の回転水槽方式セラミックス軸受に半径方向推力を測定するためのロードセルを設置した。
- (2) 前節のコンポーネント実験において見出された最終構造と同じ回転水槽方式セラミックス軸受を採用した。
- (3) 吐出しケーシング部に観察用の窓を 3カ所設け、回転水槽方式セラミックス軸受の運転状態が観察出来るようにした。

4.3.1 実験項目及び実験方法

(1) 実験項目

本実験においては、ポンプ運転状態の違いによる、回転水槽方式セラミックス軸受構造の信頼性に関するデータを取得する。そこで、実機ポンプの一般性能測定実験に加えて、回転水槽方式セラミックス軸受構造の機能確認実験として、ポンプ空転運転状態で軸受温度を測定する空転運転実験、吸水槽の水位を変動させて実際の先行待機運転モードを再現し、軸受に関する特性を測定する先行待機運転実験、吸水槽水位を全速先行待機運転ポンプが空気を吸い込み始める吸気開始水位に保った状態で、特性を測定する連続吸気運転実験、排水停止後の空転運転時に羽根車上部に滞留している水の落水時間と軸受温度を測定する落水実験ならびに回転水槽部の損失測定を行うこととした。

また、羽根車にアンバランス荷重を付け半径方向推力を強制的に増

すことにより、全揚程 9m における口径 2000 mm ポンプ相当の軸受面圧が得られる状態で、空転運転、先行待機運転実験を行い、シリーズ化に対するデータを取得するとともに、過酷条件における回転水槽方式セラミックス軸受構造の信頼性を確認する。表 4.9 に各実験項目における測定項目の一覧を示す。

(2) 計測装置

前項における測定項目を測定するために構成した計測装置の系統図を図 4.8 に示す。計測装置は、吐出し量、全揚程などの静的な性能を計測する計測器系と、半径方向推力、軸受温度などの連続的なデータを取得する連続計測器系から構成される。連続的データの処理については、実験時に連続的にデータとして記録し、必要に応じて、FFTアナライザ、電磁オシログラフに接続し処理した。また、回転水槽内の水の保持の状況については、光センサー式水面検知器により確認した。

(3) 実験方法

(a) 空転運転試験

実機ポンプにおける回転水槽方式セラミックス軸受の機能確認実験として、軸受温度の上昇を把握するため、一度ポンプを通常運転させ回転水槽内に水を供給し、ポンプを止めたのちバーレル内の水をバーレル下部のドレン穴より排水し、回転水槽にのみ水が入った状態で実験を行い、軸受温度を測定した。また、起動回数による本軸受の貯水効果を確認するため、ポンプを 30 分間空転させたのち 5 分間ポンプを停止するサイクルを連続 4 回行った。

(b) 先行待機運転実験

実機ポンプにおいて、実際に先行待機運転を行った際には、ポンプの運転点は吸い込み側の水位の変動に伴い連続的に変化する。このときのポンプの過渡特性、軸受温度等を把握するため、ポンプを空転させた状態で、バーレル内水位を上昇させ、通常排水状態になった後、水位を下降させて空転させるというサイクルを 50 回行い、データを連続的に採取した。なお、本実験は吸水槽水位の上昇下降

速度を 0.3～1.8m/min まで変化させて行った。

(c) 連続吸気運転実験

先行待機運転において、吸気運転時は流体加振力が大きく、軸受にとって最も厳しい条件である。吸水槽水位を吸気運転状態となる水位に保ち、2時間の連続運転実験を行い回転水槽方式セラミックス軸受の信頼性を確認した。

(d) 落水実験

排水停止後の空転運転時においては、ポンプは羽根車上部に水を保持した状態で待機しているため、通常排水運転時の約 20%の動力を必要とする。(この状態をエアロック運転という。)また、羽根車により水が攪拌されるため水温が上昇し、軸受部材に悪影響をおよぼすことが考えられる。そこでポンプを一度通常排水運転させた後、バーレル内水位を下降させて、空転運転状態にし、羽根車上部の水が落水するまでの時間と軸受温度を測定した。

上記実験(a)(b)については、静バランス(等級 G6.3)をとった状態とアンバランス荷重を付加した状態の二通り行い、(c)(d)については、アンバランス荷重を付けた状態のみで行った。

インペラに付加するアンバランス荷重は、口径 700 mmの軸受面圧(0.11MPa)を口径 2000 mm相当(0.21MPa)とするために、インペラシュラウド出口側端面に質量 840gの付加荷重を取り付けることにした。

軸受面圧と周速の関係を図 4.9 に示す。破線で囲んだ範囲が、口径 700～2000mm、全揚程 9m までの全速先行待機運転ポンプにおける軸受面圧と周速の計算値である。

4.3.2 実験結果及び考察

(1) 実機ポンプの一般性能

図 4.10 に実機ポンプの回転数 730min^{-1} における一般性能の測定結果と設計予想値を示す。設計予想値と実験値とは異なっているが、その要因としては、

- 1) モデルと実機の製作公差によるもの
- 2) 軸受形状の差異による損失水頭差
- 3) 吸水槽形状による差

が考えられる。ここでは、2) 軸受形状とポンプ損失の点について、以下の通り考察する。

本実験のポンプ内部の流体損失を評価するに当たり、回転水槽部における損失を流路の拡大、縮小による損失と考えた。揚水管内を上がってきた水は、回転水槽下部（吸込み側）で漸縮され、上部（吐出し側）で漸拡される。管路断面の漸縮、漸拡による損失は次式で表される。

$$\text{漸縮} : h_l = \zeta_1 \times v_1^2 / 2g \qquad \text{漸拡} : h_l = \zeta_2 \times (v_1 - v_2)^2 / 2g$$

h_l : 損失ヘッド ζ_1, ζ_2 : 管路断面急縮漸拡係数

v_1 : 小径側の平均流速 v_2 : 大径側の平均流速

上式を用いて、軸受部における損失をポンプ設計点流量 $60\text{m}^3/\text{min}$ で計算すると約 0.94m となり、ポンプ全体の内部損失を計算すると、 1.24m となることから、軸受部における損失が大きいことが分かる。実測値との比較を図 4.11 に示す。実測値と計算値にバラツキがあるため、今後データを蓄積し評価することとしたい。

半径方向推力については、従来、設計時の余裕を見込み、ポンプ締切運転時の半径方向推力(スラスト)係数 Kr を 0.025 として計算していた。しかし、実測データに基づいてスラスト係数 Kr を算出した結果である、図 4.12 を見ると、同運転点において $Kr=0.014$ となっており、設計時の予想値より小さく、十分余裕あることが分かった。

(2) 連続空転運転実験

(a) アンバランス荷重なし

連続空転運転時の軸受温度測定結果を図 4.13 に示す。軸受温度測定は、吸い込み側、吐き出し側の上下 2 段の軸受に対して、一つの軸受につき円周 4 等分位置において行った。図 4.14 にその結果を示す。この結果より、8 か所それぞれにおいて、温度上昇の傾向はほぼ同じであることが分かる。図 4.13 からは、軸受温度は 4 ヲ所とも運転時間と共に上昇するが、運転開始後 70 分で約 10 度上昇し一定となることが分かる。これは、摺動面での発熱、回転水槽からの放熱、外気からの冷却がバランスするためと考えられる。セラミックス軸受の耐熱温度は、片当たりを緩和するために用いている緩衝ゴムにより決まる 120℃ であり、実験結果はそれ以下で十分余裕が有るため、本軸受は実機に適用可能であることが分かった。

ケーシング部軸振動の測定結果を図 4.15 に、周波数分析結果を図 4.16 に示す。回転体の周波数成分は、主に N 成分と NZ 成分 (N : 回転速度、 NZ : 回転速度×羽根枚数 5) であり、実験の回転数の上限である 750 min^{-1} を最高回転速度として、軸振動の周波数成分として 100Hz 程度までを考えれば良いので、サンプリング定理よりサンプル周期を

$$T=1/2.56 \times 1/100=3.9 \times 10^{-3} \text{ sec}$$

とした。このとき、吐出し方向、吐出し直角方向の出力信号をそれぞれ 1024 点ずつ取得した。

まず、図 4.15 に示されるように、図から空転時における軸の振れは、最大 0.117 mm であり、平均的には 0.06 mm の振れ回りを行っている。次に半径方向推力の測定結果を図 4.17 に、周波数分析の結果を図 4.18 に示す。半径方向推力は、ロードセルに付加した較正荷重と出力されるひずみをプロットすることにより得られる較正值を用い、実験中のひずみ量による較正荷重とした。図 4.19 に較正図を示す。ロードセルの較正值は、実機ポンプにロードセルを組み込んだ状態で、インペラの重心部に荷重を付加し、その時の荷重とひずみの関係により求めた。図 4.17 に示されるように空転時における半径方向推力は最大で 133N であり、設計予

想の 142N より低い値である。設計予想値の計算条件として、インペラのアンバランス量を静バランス等級 G6.3 における最大値としているため、実機インペラのアンバランス量に対して大きな値となっている。また、周波数成分については、 N 成分と NZ 成分の間の周波数成分がランダムに存在することが分かった。

(b) アンバランス荷重有

インペラに付加荷重を付けた過酷状態で、軸受温度、半径方向推力を測定した。軸受温度については、180 分の空転運転で安定し、温度上昇も約 10°C であった。このことから本軸受構造における貯水効果を確認することが出来た。

半径方向推力の測定結果を図 4.20 に、周波数分析結果を図 4.21 に示す。図に示されるように、インペラに付加荷重を取り付けたため、半径方向推力が付加荷重取付前に比べ、増加していることが分かる。最大値で約 4 倍となっており、軸受面圧としては、 0.048MPa となる。口径 $700\sim 2000\text{ mm}$ までのポンプにおける空転時の軸受面圧を、全揚程 9m 時の条件で比較すると、図 4.22 に示されるように、口径 700 mm のものが最も厳しいことが分る。一方、本実験により軸受面圧 0.048MPa まで信頼性が確認できたことから、口径 2000 mm まで適用可能と判断する。

(3) 起動回数実験

アンバランス荷重なし状態で、回転水槽にのみ水が入った状態で 30 分間空転させ、5 分間の停止状態とするサイクルを 4 回行い、軸受温度、回転水槽内水位を測定した。起動回数実験における軸受温度測定結果を図 4.23 に示す。図に示されるように 30 分の空転中、軸受温度はそれぞれ上昇し、5 分間の停止期間中に軸受は外気で冷やされるため、温度が低下する。回数を重ねるたびに軸受温度は上昇していくが、前項の連続空転運転実験時と同様に約 10°C の上昇後一定となる。また、回転水槽内の水位を光センサ式水面検知器により測定した結果、繰り返し起動を行っても回転水槽内水位は、軸受上端面で安定しており、初期起動時の飛散後は水が外部へ飛散しないことが確認できた。

(4) 先行待機運転実験

(a) アンバランス荷重なし

図 4.24 に、先行待機運転実験時における、吸水槽水位、半径方向推力、吸気量、吐出圧の過渡特性を示す。図に示されるように、吸水槽水位を上昇、下降させた場合、吸気開始後に半径方向推力が増大して最大値を示したのち、排水停止直前に再び小さくなることが分る。実験中の最大推力は 834N で、定格運転時に比べ約 3 倍となっている。第 3 章の渦巻斜流ポンプにおける実験結果から、先行待機運転時の半径方向推力は、定格運転時の 4 倍として暫定的に設計していたが、本実験値も設計値内にあり、従来通りの設計を行えばよいとの確証を得た。図 4.25 並びに図 4.26 に示すように、半径方向推力は吐出し側に片寄った方向となっている。これは、吸水槽へ水が流入する方向と一致しており、流入する水の編流による影響であると考えられる。また、周波数成分については、 N 、 NZ 成分が吐出し方向、吐出し直角方向とも卓越している。軸受温度については、実験中ほぼ一定値で安定することを確認した。これは水を揚水しているため、回転水槽が取扱液により冷却され、回転水槽内の温度が一定に保たれるためであると考えられる。

(b) アンバランス荷重あり

図 4.27 にアンバランス荷重を付与した場合の先行待機運転実験時における、吸水槽水位、半径方向推力、吸気量、吐出圧、軸動力の過渡特性を示す。半径方向推力は、インペラにアンバランスを付加したため増大していることが分る。図 4.28 ならびに図 4.29 に示すように、半径方向推力の分布をみると、かなり乱れていることが分る。これは付加したアンバランスにより、回転体の偏心量が増えたためと考えられる。また、軸受温度については、運転開始と同時に上昇傾向を示し、約 11℃ の上昇で安定する。この結果より軸受面圧については、口径 2000 mm 相当（全揚程 9m）まで確認できたことから、口径 2000 mm まで適用可能であると判断する。

(5) 連続吸気運転実験

連続吸気運転時における、回転水槽構造の信頼性を確認するために、吸水槽水位をバーレル内水位 1.0~1.4m に保ち、2 時間の連続運転を実

施し、回転水槽方式セラミックス軸受に問題がないことを確認した。なお、実験は口径 2000 mm 相当の面圧になるよう、アンバランス荷重を取付けた状態で行った。図 4.30 に半径方向推力などの過渡特性を図 4.31 に連続吸気運転中の軸受温度変化を示す。図に示されるように連続吸気運転を実施しても、軸受温度は一定温度で安定し、問題なく運転できることが分った。このことより、軸受面圧の観点からの評価として、口径 2000 mm (全揚程 9m) までは、セラミックス軸受搭載先行待機運転ポンプは実現可能と言える。また、周波数成分については、図 4.32 ならびに図 4.33 に示すように、 N 成分と NZ 成分の間の周波数成分がランダムに卓越する。

(6) 落水実験

ポンプを一度通常排水運転させた後、パーレル内水位を下降させ、空転運転 (エアロック運転) 状態にし、羽根車上部の水が落水するまでの時間と軸受温度を測定した。図 4.34 に軸受温度測定結果を示す。空転開始後軸受温度は、それぞれ上昇するが、図 4.7 に示す軸受 3, 4 に比べ、軸受 1, 2 の温度上昇が急である。これは羽根車による水の攪拌により水温が上昇し、その影響を受けるためである。時間が経過するにつれて羽根車上部の水は、徐々に落水し軸受 1 のみが急激に上昇する。120 分を過ぎると、軸受 1 の温度が下降してくるが、これは軸受 1 の周りの水が落水し、水温による温度上昇が無くなるためである。実験は 160 分で終了したが、この後それぞれの軸受温度は安定すると考えられる。また、最高温度は、耐熱温度 120℃ に対し、42℃ であるため問題ないと言える。

4.4 実フィールド実験

4.4.1 実験装置及び実験方法

(1) 実験装置

工場内では、実機場の取扱液を模擬出来ないため、実際の排水機場において、口径 1200mm 立軸斜流ポンプで 8 か月間のフィールド実験を行

い、コンポーネント実験で抽出されない問題点が無いか確認を行った。
フィールドテストポンプの構造及び計測位置を図 4.35 に示す。

(2) 計測装置

フィールド実験における測定項目、測定機器、判定基準を表 4.10 に示す。上記測定項目中、No. 1, 2, 4, No. 9, 10, 11 はデータレコーダで自動記録した。No. 5 の軸受への異物付着確認は、水中軸受支え部の軸受を 1 回/月程度ファイバースコープにて確認した。

4.4.2 実験条件

空転運転時間は、開発目標である 60 分とした。又、軸受摺動面水位は、運転中に軸受下端面が水に浸かっていたら十分な摺動特性が得られることが、4.2 節のコンポーネントテストで確認できているので、60 分の空転運転後の水面が軸受下端より 15 mm 以上確保されていることを目標とした。また、回転水槽に異物が付着した場合にポンプ運転に支障を来す可能性があるため、異物の付着についてもフィールドテスト中に確認することとした。

使用した無給水軸受の諸元を、無給水軸封の諸元と併せて以下に示す。

<無給水軸受>

軸受形式：回転水槽方式セラミックス軸受

軸受径　　：Φ160 mm

軸受周速：2.0m/s

軸受面圧：下部軸受 0.068N/mm²

上部軸受 0.009N/mm²

<無給水軸封>

軸封形式：水自蔵方式メカニカルシール

シール平均直径：Φ190 mm

平均直径部周速：2.4m²

シール部圧力：最大 0.08MPa

最小 0.01MPa

4.4.3 実験方法及び実験項目

現地で据付け8か月間フィールドテストを実施した。フィールドでは、試験のための運転は出来ないため、ポンプの運転状態を把握するため自動計測装置を設置し、自動計測項目の中に吸込み水位、吐出し水位も取り込み、実稼働に回転水槽方式セラミック軸受が問題ないことを確認することとした。

4.4.4 実験結果及び考察

(1) フィールドテスト結果

フィールドテストポンプの運転時間は以下の通りである。

空転運転	: 21分
連続吸気運転	: 21時間52分
排水運転	: 15分
エアロック運転	: 1時間8分

1) 気温、軸受温度、水温

ポンプ運転時

空転運転で21分運転

モータ室温度: 最高 32℃

軸受温度、水温: 最高 30℃ (軸受許容温度 120℃)

メカニカルシール摺動部温度: 最高 39℃ (許容値 100℃)

許容値以下であり問題なし。

排水運転時

モータ室温度: 最高 34℃

軸受温度: 最高 38℃ (軸受許容温度 120℃)

水温: 最高 36℃

メカニカルシール摺動部温度: 最高 41℃ (許容値 100℃)

許容値以下であり問題なし。

2) 水面

軸受部の異物付着状況確認時に、軸受部の水面をセンサーにて確認した。

水面は軸受下端部から 15 mm 以上確保されており、問題ないことを確認した。

3) メカニカルシール漏れ量

メカニカルシールカバーを取り外しメカニカルシール上部の目視点検を実施した。メカニカルシール上部に、多少の漏水が確認されたがポンプ周りに水は飛散しておらず、ドレン配管にて排水できており問題ないことを確認した。

4) 軸振動、ポンプ地下部振動

軸振動、軸受部振動は実排水運転開始時とその後の排水運転の値に変動がみられないことから問題ないと判断した。

5) 軸受への異物等の付着状況

吐出しエルボ部のマンホールカバーを取り外し、上部軸受部外観を観察した。写真を図 4.36～4.38 に示す。図 4.36～4.38 に示すように、軸受外部への異物の付着は見られず問題ないことが確認できた。

(2) 実機搭載軸受の分解、点検結果

実機搭載軸受のフィールドテスト前後の状況確認を行い下記の結果を得た。

1) セラミックス軸受、スリーブの損傷状況

フィールドテスト前後のセラミックス軸受、スリーブの摺動部はともに異常な摺動傷等はなく良好であり問題ないことが確認できた。

2) セラミックス軸受、スリーブの摩耗量

軸受の摩耗は、フィールドテストの運転時間が、約 24 時間と短いこともあり、摩耗は計測できないほど軽微なものであった。参考として表面粗さの測定結果を図 4.39～4.42 に示す。フィールドテスト時間約 24 時間における表面粗さの変化は、最大で $0.75\mu\text{m}$ であった。

(3) 結果の検討

以上の実験結果より、回転水槽方式セラミックス軸受構造は実機適用可能と判断する。

4.5 結言

本章では、全速先行待機運転ポンプに適用可能な回転水槽方式セラミックス軸受を提案し、軸受単体によるコンポーネント実験、口径 700mm 立軸斜流ポンプ実機実験、口径 1200mm 立軸斜流ポンプフィールド実験を行い、以下の知見を得た。

- (1) 回転水槽方式セラミックス軸受の構造検討を進めた結果、セラミックス軸受の潤滑に必要な水位を確保出来る構造を見出した。
- (2) 回転水槽方式セラミックス軸受は下端部（軸受長さの 1/3 程度）が水に浸かっているならば、良好な運転を継続することが可能である。
- (3) コンポーネント実験のみでなく、口径 700mm、1200mm 立軸斜流ポンプにおいても、上記内容は確認された。
- (4) 立軸斜流ポンプにおいても、気液二相運転時には流体加振力が約 3 倍になることが確認され、この時の軸受荷重においても回転水槽方式セラミックス軸受が適用可能であることが実証された。
- (5) ポンプの排水が停止し、羽根車上部に水のある状態であるエアロック運転時には、羽根車の攪拌により羽根車上部の水温が上昇し、軸受温度も高くなるが、許容温度 120℃ に対し、実験で確認された最高温度は 42℃ であり、口径 700mm、全揚程 9m の立軸斜流ポンプでは、問題ないことが確認された。但し、揚程がそれ以上になれば、水温上昇がさらに高くなることが考えられるので、エアロック運転時の軸受温度については注意が必要である。

以上より、全速先行待機運転ポンプへのセラミックス軸受の適用は、回転水槽方式を採用することにより可能になったと判断する。

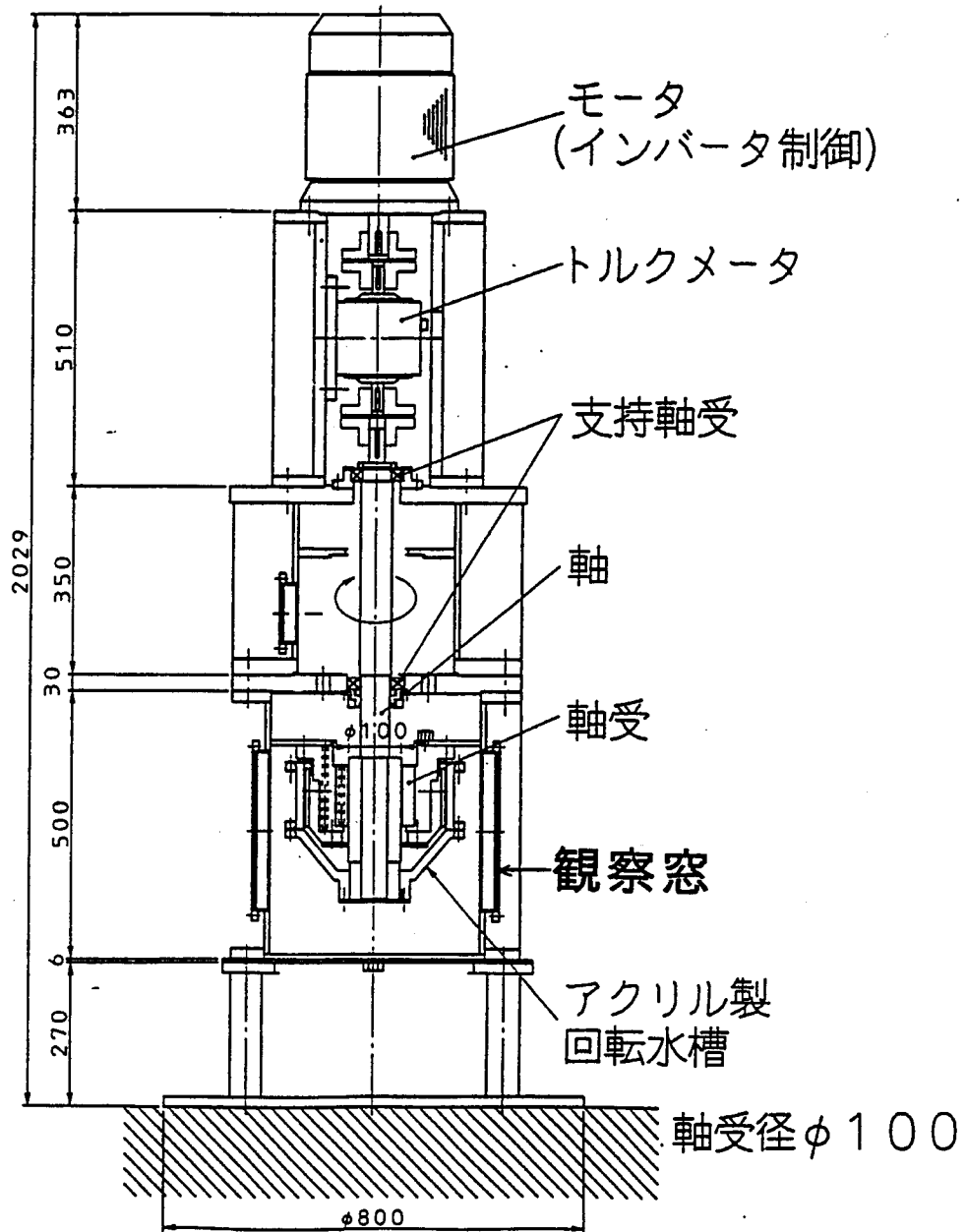


図 4.1 コンポーネント実験装置構造図

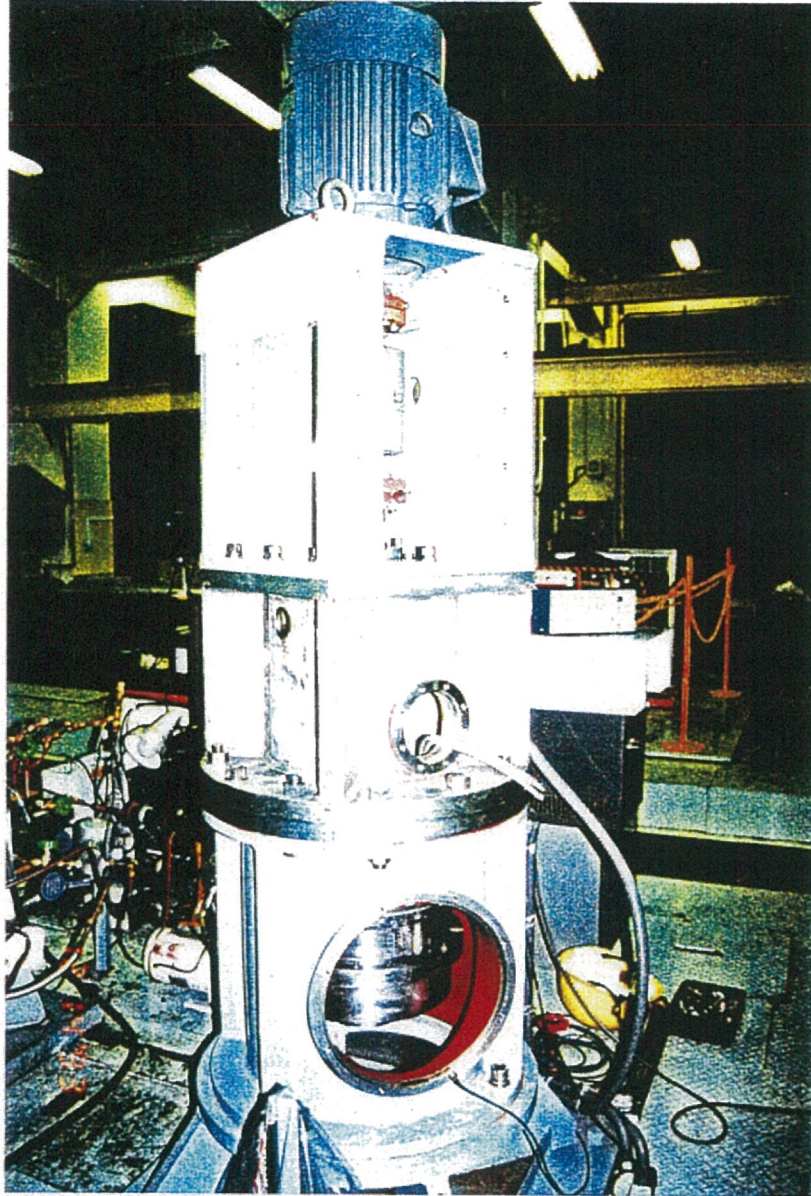


図 4.2 コンポーネント実験装置全景

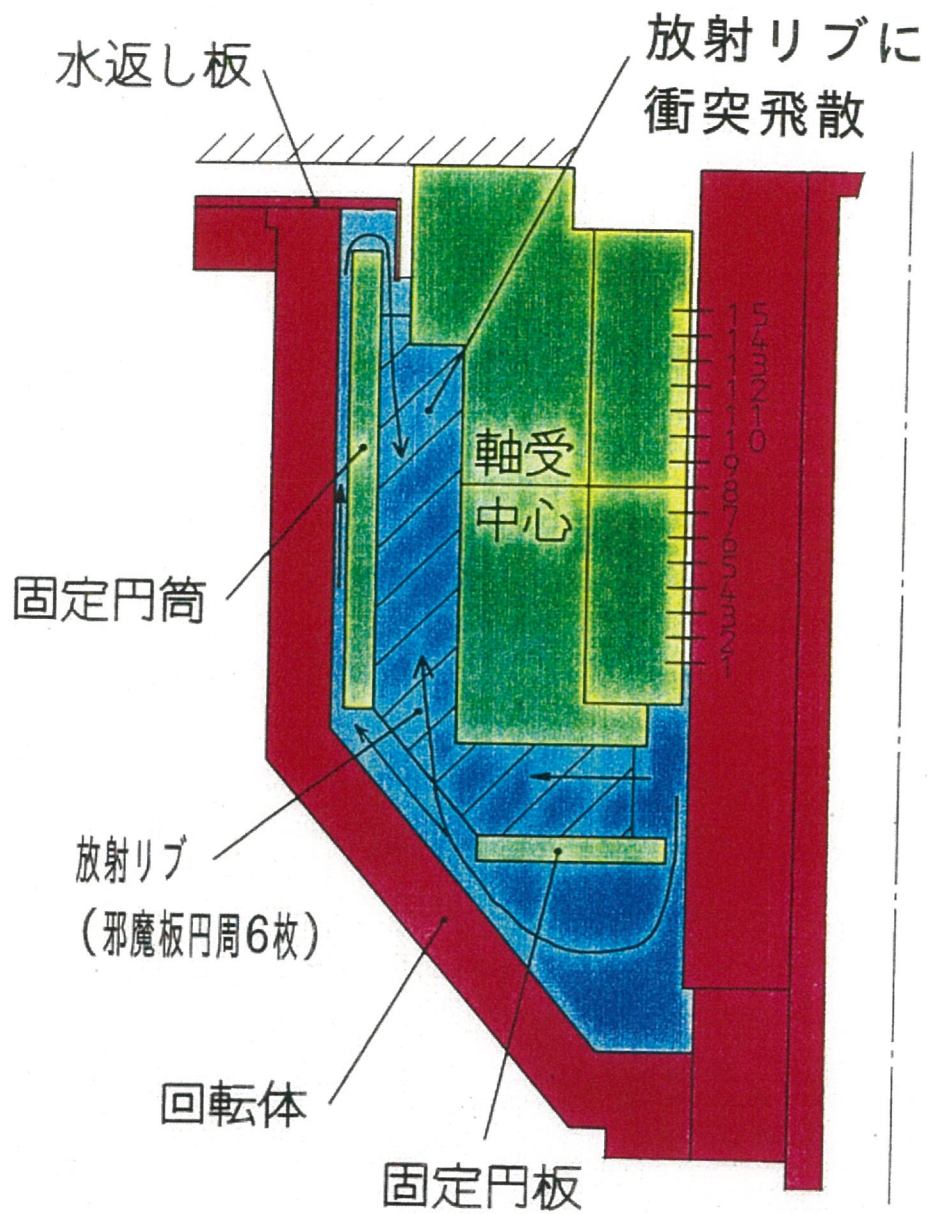


図 4.3 回転水槽方式セラミックス軸受当初構造図

表4.1 当初構造の高速回転実験結果

時間(分)		回転速度(min^{-1})															
		100		200		300		400		500		600		700		800	
		水位		水位		水位		水位		水位		水位		水位		水位	
	内周側	摺動面	内周側	摺動面	内周側	摺動面	内周側	摺動面	内周側	摺動面	内周側	摺動面	内周側	摺動面	内周側	摺動面	
0	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	
5	15	15	15	15	15	9	8	8	1	4分35秒で0		1分30秒で0		57秒で0		22秒で0	
10	15	15	15	15	15	6	5	6分20秒で0									
15	15	15	15	15	15	5	3										
20	15	15	15	15	15	3	2										
25	15	15	15	15	15	2	1										
30	15	15	15	15	15	2	1										
停止後	15	15	15	15	15	4	4	4	4	3	3	5	5	6	6	6	

表内の水位数値は、水が確保されているセンサーの位置を示す。

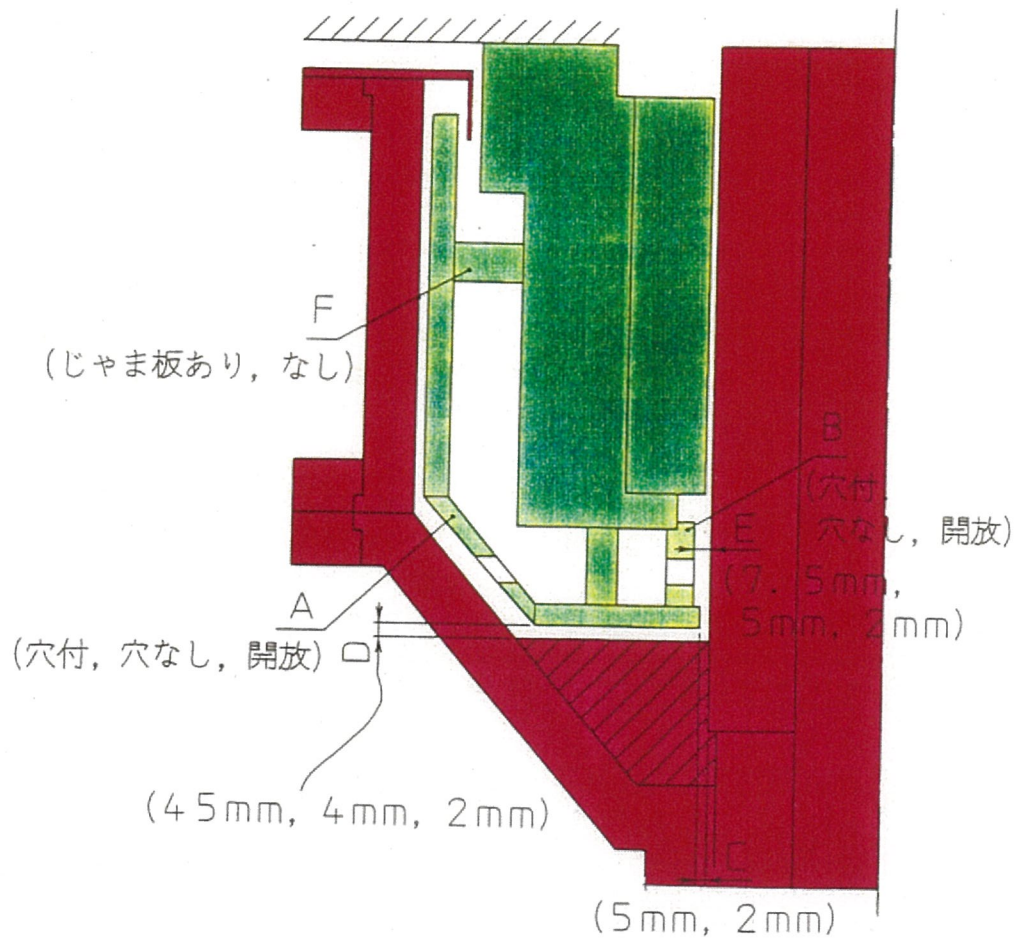


図 4.4 形状パラメータ説明図

表4.2 実験条件

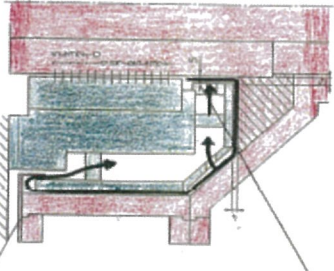
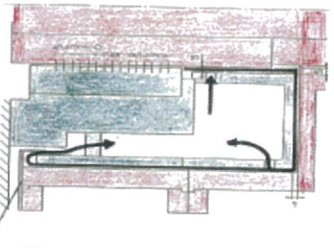
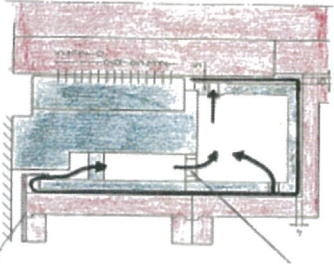
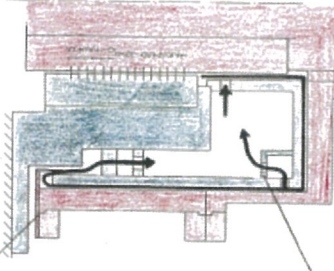
<p>回 転 速 度 (min^{-1})</p>	<p>100~800</p>
<p>起 動 方 法</p>	<p>直入, インバータ制御 (徐々に昇速)</p>
<p>回 転 水 槽 内 初 期 水 位</p>	<p>水 位 セ ン サ レ ベ ル 15 水 位 セ ン サ レ ベ ル 13 水 位 セ ン サ レ ベ ル 11 水 位 セ ン サ レ ベ ル 9</p>

※軸受中心 : 水位センサレベル8

表4.3 コンポナーネット実験結果(その1)

No.	説明図	1	2	3	4																																																																																																																																																																																	
	<p>かえし板</p> <p>固定水槽外周側をかバーでふさぐことにより、回転水槽による内部の水のつれ回りを防止する。</p> <p>円周にかバーを取付ける。</p>	<p>かえし板</p> <p>1)において、固定水槽内のじゃま板を角ビスにすることにより、固定水槽内の水が回転しても、上方流が生じないようにする。</p> <p>固定水槽角ビス(6ヶ所)にて支持。</p>	<p>かえし板</p> <p>2)において、固定水槽内周側に穴付のリングを設け、軸の回転による固定水槽内の水のつれ回りを防止する。但し、完全にふさぐと、流量ハラスがくずれ、揺動面水位が低下するので穴付とした。</p> <p>水を連通させる穴付リングを設ける。</p>	<p>かえし板</p> <p>固定水槽と回転水槽の軸方向キヤブをせぼめ、回転する水の絶対量を減らし、回転流れによる上方流れが生じないようにする。固定水槽外周側に穴をあけ、外周側を流れる水量を、一部固定水槽内へ戻し、外周側を流れる水量を減らし、オーバーフローする水量を減らす。</p> <p>固定水槽下部にスペースを取り付ける。</p>																																																																																																																																																																																		
	<p>実験結果</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">時間(分)</th> <th colspan="5">回転速度 min⁻¹</th> </tr> <tr> <th>300</th> <th>400</th> <th>500</th> <th>600</th> <th>800</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>15</td> <td>15</td> <td>15</td> <td>15</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>11</td> <td>4</td> <td>0</td> <td>2分</td> <td>45秒</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>8</td> <td>7分</td> <td>40秒</td> <td>25秒</td> <td>で0点</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>6</td> <td>15秒</td> <td>で0点</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>5</td> <td>5</td> <td>で0点</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>25</td> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>4</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>停止後</td> <td>7</td> <td>4</td> <td>3</td> <td>5</td> <td>6</td> </tr> </tbody> </table>	時間(分)	回転速度 min ⁻¹					300	400	500	600	800	0	15	15	15	15	15	5	11	4	0	2分	45秒	10	8	7分	40秒	25秒	で0点	15	6	15秒	で0点			20	5	5	で0点			25	5					30	4					停止後	7	4	3	5	6	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">時間(分)</th> <th colspan="5">回転速度 min⁻¹</th> </tr> <tr> <th>300</th> <th>400</th> <th>500</th> <th>600</th> <th>800</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>15</td> <td>15</td> <td>15</td> <td>15</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>4.5</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>4.5</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>3.5</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>2.5</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>2.5</td> </tr> <tr> <td>停止後</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>9</td> </tr> </tbody> </table>	時間(分)	回転速度 min ⁻¹					300	400	500	600	800	0	15	15	15	15	15	5					5	10					4.5	15					4.5	20					3.5	25					2.5	30					2.5	停止後					9	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">時間(分)</th> <th colspan="5">回転速度 min⁻¹</th> </tr> <tr> <th>300</th> <th>400</th> <th>500</th> <th>600</th> <th>800</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>停止後</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>13</td> </tr> </tbody> </table>	時間(分)	回転速度 min ⁻¹					300	400	500	600	800	0					15	5					7	10					7	15					7	20					7	25					7	30					7	停止後					13	<p>じゃま板に衝突し、上方流となって飛散する水量を持つ研形状より低減することができた。</p>	<p>回転水槽により生じた回転流の影響をうける水量が減ったため、飛散する水量を減らすことができた。</p>
時間(分)	回転速度 min ⁻¹																																																																																																																																																																																					
	300	400	500	600	800																																																																																																																																																																																	
0	15	15	15	15	15																																																																																																																																																																																	
5	11	4	0	2分	45秒																																																																																																																																																																																	
10	8	7分	40秒	25秒	で0点																																																																																																																																																																																	
15	6	15秒	で0点																																																																																																																																																																																			
20	5	5	で0点																																																																																																																																																																																			
25	5																																																																																																																																																																																					
30	4																																																																																																																																																																																					
停止後	7	4	3	5	6																																																																																																																																																																																	
時間(分)	回転速度 min ⁻¹																																																																																																																																																																																					
	300	400	500	600	800																																																																																																																																																																																	
0	15	15	15	15	15																																																																																																																																																																																	
5					5																																																																																																																																																																																	
10					4.5																																																																																																																																																																																	
15					4.5																																																																																																																																																																																	
20					3.5																																																																																																																																																																																	
25					2.5																																																																																																																																																																																	
30					2.5																																																																																																																																																																																	
停止後					9																																																																																																																																																																																	
時間(分)	回転速度 min ⁻¹																																																																																																																																																																																					
	300	400	500	600	800																																																																																																																																																																																	
0					15																																																																																																																																																																																	
5					7																																																																																																																																																																																	
10					7																																																																																																																																																																																	
15					7																																																																																																																																																																																	
20					7																																																																																																																																																																																	
25					7																																																																																																																																																																																	
30					7																																																																																																																																																																																	
停止後					13																																																																																																																																																																																	
	<p>効果</p>	<p>回転流が生じて、上方流が生じないため、飛散する水量を1より低減することができた。</p>	<p>軸による内部の水のつれ回りが抑制された分、飛散する水量を2より低減することができる。</p>	<p>回転水槽により生じた回転流の影響をうける水量が減ったため、飛散する水量を減らすことができた。</p>																																																																																																																																																																																		
	<p>結果</p>	<p>軸の回転による内部の水のつれ回りにより、生じる上方流と、かえし板により戻る水とが衝突し、高速回転数では時間の経過と共に、水が飛散する。</p>	<p>軸の回転による内部の水のつれ回りにより、生じる水量が多く、かえし板、穴付リングを通して、全てが戻りきれず、水が飛散したものと推定できる。</p>	<p>軸の回転による内部の水のつれ回りにより、軸受揺動面の水位が下がる。</p>																																																																																																																																																																																		

表4.4 コンポーターネット実験結果(その2)

No.	説明図	1	2	3	4																																																																																																																																																																																																																																											
	<p>かえし板</p> <p>固定水槽内周側と軸とのギャップをせはめて、周速を小さくすることにより、内部の水のつれ回りを防止する。</p> <p>軸とのギャップを狭める。</p> 	<p>かえし板</p> <p>固定水槽下部に異物溜めを設ける。但し、異物が遠心力により上昇する恐れがあるため、円筒状に形状変更する。</p> 	<p>かえし板</p> <p>固定水槽内に穴あきの円板を設け、固定水槽内の圧力上昇を押さえる。</p> <p>穴あき円板追加</p> 	<p>かえし板</p> <p>7において、外周側連通穴部を固定水槽内でしきることにより、固定水槽内の水を回転させない。</p> <p>水のつれ回り防止。</p> 																																																																																																																																																																																																																																												
実験結果	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">時間(分)</th> <th colspan="5">回転速度 min⁻¹</th> </tr> <tr> <th>300</th> <th>400</th> <th>500</th> <th>600</th> <th>800</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>8.5</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>8.5</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>8.5</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>8.5</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>8.5</td> </tr> <tr> <td>停止後</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>13</td> </tr> </tbody> </table>	時間(分)	回転速度 min ⁻¹					300	400	500	600	800	0	水位	水位	水位	水位	水位	5					15	10					8.5	15					8.5	20					8.5	25					8.5	30					8.5	停止後					13	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">時間(分)</th> <th colspan="5">回転速度 min⁻¹</th> </tr> <tr> <th>300</th> <th>400</th> <th>500</th> <th>600</th> <th>800</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>20分 で0点</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>停止後</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>7</td> </tr> </tbody> </table>	時間(分)	回転速度 min ⁻¹					300	400	500	600	800	0	水位	水位	水位	水位	水位	5					15	10					7	15					7	20					3	25					20分 で0点	30					7	停止後					7	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">時間(分)</th> <th colspan="5">回転速度 min⁻¹</th> </tr> <tr> <th>300</th> <th>400</th> <th>500</th> <th>600</th> <th>800</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>停止後</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>14</td> </tr> </tbody> </table>	時間(分)	回転速度 min ⁻¹					300	400	500	600	800	0	水位	水位	水位	水位	水位	5					15	10					5	15					5	20					5	25					5	30					5	停止後					14	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">時間(分)</th> <th colspan="5">回転速度 min⁻¹</th> </tr> <tr> <th>300</th> <th>400</th> <th>500</th> <th>600</th> <th>800</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> <td>水位</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>15</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>停止後</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>14</td> </tr> </tbody> </table>	時間(分)	回転速度 min ⁻¹					300	400	500	600	800	0	水位	水位	水位	水位	水位	5					15	10					9	15					9	20					9	25					9	30					9	停止後					14
時間(分)	回転速度 min ⁻¹																																																																																																																																																																																																																																															
	300	400	500	600	800																																																																																																																																																																																																																																											
0	水位	水位	水位	水位	水位																																																																																																																																																																																																																																											
5					15																																																																																																																																																																																																																																											
10					8.5																																																																																																																																																																																																																																											
15					8.5																																																																																																																																																																																																																																											
20					8.5																																																																																																																																																																																																																																											
25					8.5																																																																																																																																																																																																																																											
30					8.5																																																																																																																																																																																																																																											
停止後					13																																																																																																																																																																																																																																											
時間(分)	回転速度 min ⁻¹																																																																																																																																																																																																																																															
	300	400	500	600	800																																																																																																																																																																																																																																											
0	水位	水位	水位	水位	水位																																																																																																																																																																																																																																											
5					15																																																																																																																																																																																																																																											
10					7																																																																																																																																																																																																																																											
15					7																																																																																																																																																																																																																																											
20					3																																																																																																																																																																																																																																											
25					20分 で0点																																																																																																																																																																																																																																											
30					7																																																																																																																																																																																																																																											
停止後					7																																																																																																																																																																																																																																											
時間(分)	回転速度 min ⁻¹																																																																																																																																																																																																																																															
	300	400	500	600	800																																																																																																																																																																																																																																											
0	水位	水位	水位	水位	水位																																																																																																																																																																																																																																											
5					15																																																																																																																																																																																																																																											
10					5																																																																																																																																																																																																																																											
15					5																																																																																																																																																																																																																																											
20					5																																																																																																																																																																																																																																											
25					5																																																																																																																																																																																																																																											
30					5																																																																																																																																																																																																																																											
停止後					14																																																																																																																																																																																																																																											
時間(分)	回転速度 min ⁻¹																																																																																																																																																																																																																																															
	300	400	500	600	800																																																																																																																																																																																																																																											
0	水位	水位	水位	水位	水位																																																																																																																																																																																																																																											
5					15																																																																																																																																																																																																																																											
10					9																																																																																																																																																																																																																																											
15					9																																																																																																																																																																																																																																											
20					9																																																																																																																																																																																																																																											
25					9																																																																																																																																																																																																																																											
30					9																																																																																																																																																																																																																																											
停止後					14																																																																																																																																																																																																																																											
効果	<p>固定水槽内周側と軸とのギャップをせはめて、損失を大きくすることにより、圧力を立て、軸受摺動面水位を上げることができた。</p>	<p>異物溜めを設けることにより、異物流入時における信頼性を向上させることができる。</p>	<p>回転流れが生じても、上方流が穴あき円板で抑制されるため、飛散する水量を減らすことができた。</p>	<p>回転水槽により生じる、回転流れ影響を立ちきることができ、軸受摺動面水位を上げることができた。</p>																																																																																																																																																																																																																																												
結果	<p>目標は達成できたが、異物に対する考慮必要。</p>	<p>回転水槽による内部の水のつれ回りにより生じる上方流と、かえし板により戻る水とが衝突し、水が飛散する。</p>	<p>回転水槽による、内部の水のつれ回りにより、軸受摺動面水位が下がる。</p>	<p>最終構造とする。</p>																																																																																																																																																																																																																																												

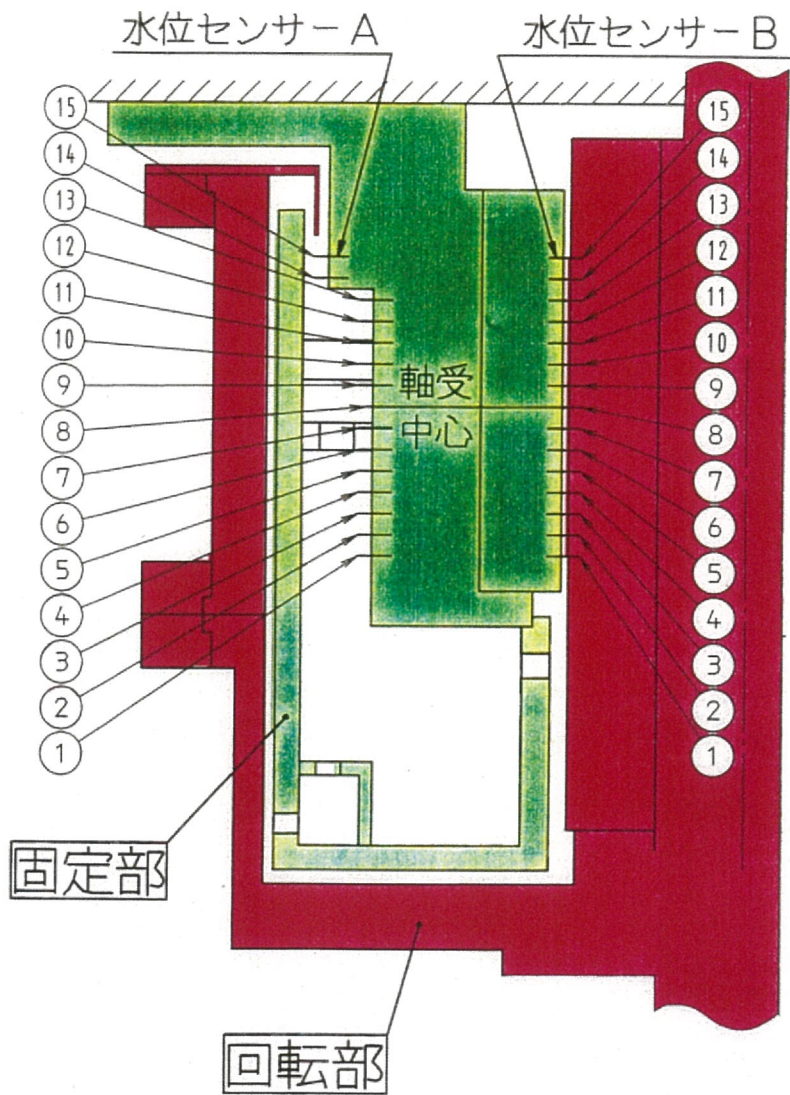
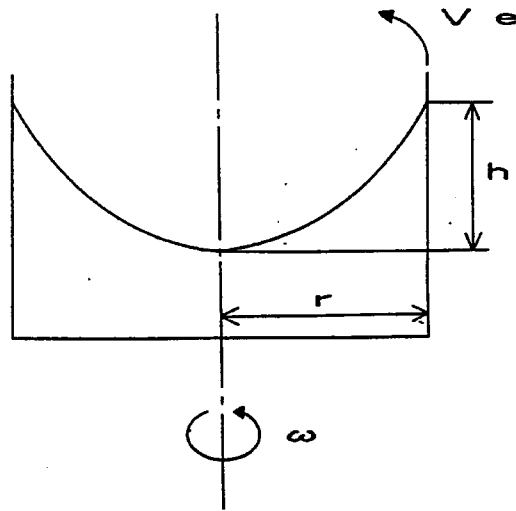


図 4.5 センサー取付位置



上図のように鉛直軸のまわりの液体容器の回転における水頭を与える式は、以下のようになる。

$$h = \frac{r^2 \omega^2}{2g} = \frac{V e^2}{2g}$$

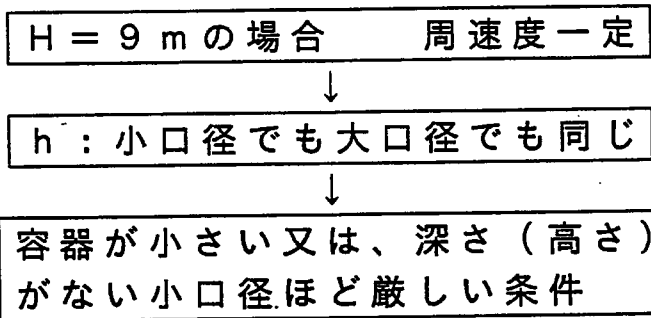


図 4.6 周速と回転水槽高さ

表 4.5 起動方法と貯水位置実験結果

時 間 (分)	起 動 方 法	
	インバータ	直 入
0	1 5	1 5
5	9	9
1 0	9	9
1 5	9	9
2 0	9	9
2 5	9	9
3 0	9	9
停止後	1 4	1 4

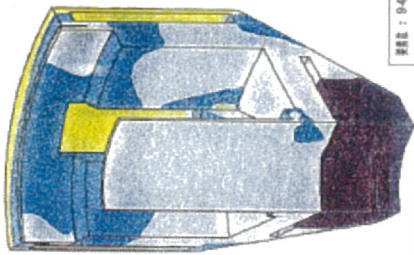
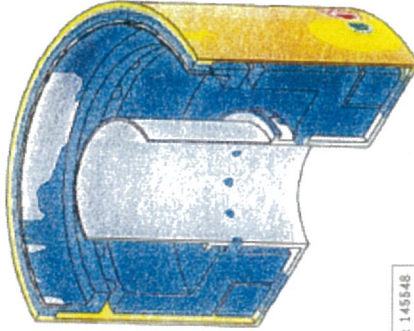
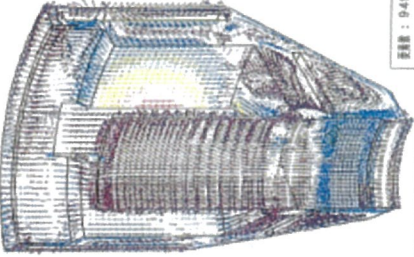
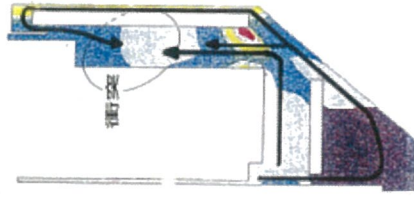
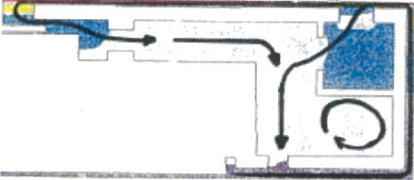
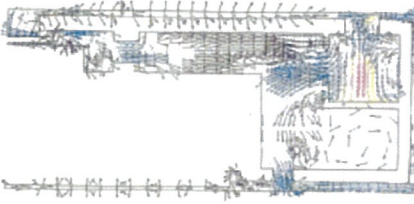
表 4.6 最高回転速度と貯水位置実験結果

時 間 (分)	回 転 速 度 (min ⁻¹)		
	8 0 0	1 0 0 0	1 2 0 0
	水 位	水 位	水 位
0	1 5	1 5	1 5
5	9	6	5
1 0	9	6	5
1 5	9	7	5
2 0	9	7	5
2 5	9	7	5
3 0	9	7	5
停止後	1 4	1 4	1 3

表 4.7 初期水位と貯水位位置実験結果

時間 (分)	回転速度と回転水槽内初期水位											
	800min ⁻¹			1000min ⁻¹			1200min ⁻¹					
0	13	11	9	13	11	9	13	11	9	13	11	9
5	7	5	4	5	4	3	4	4	3	4	4	3
10	7	5	4	5	4	3	4	4	3	4	4	3
15	7	5	4	5	4	3	4	4	3	4	4	3
20	7	5	4	5	4	3	4	4	3	4	4	3
25	7	5	4	5	4	3	4	4	3	4	3	3
30	7	5	3	5	4	3	5	4	3	4	3	3
停止後	13	11	9	13	11	9	13	11	9	13	11	9

表 4.8 流れ解析結果

	特研にて開発された構造	今回開発した構造	速度ベクトル
モデル図	 <p>回転速度 730min⁻¹ 質量: 94958 質量: 82450</p>	 <p>回転速度 730min⁻¹ 質量: 145548 質量: 125416</p>	 <p>回転速度 730min⁻¹ 質量: 94958 質量: 82450</p>
モデル図断面	 <p>衝突</p>		

口 径	700
N s	1000
吐出量 (m ³ /min)	60
全揚程 (m)	9
回転速度 (min ⁻¹)	750

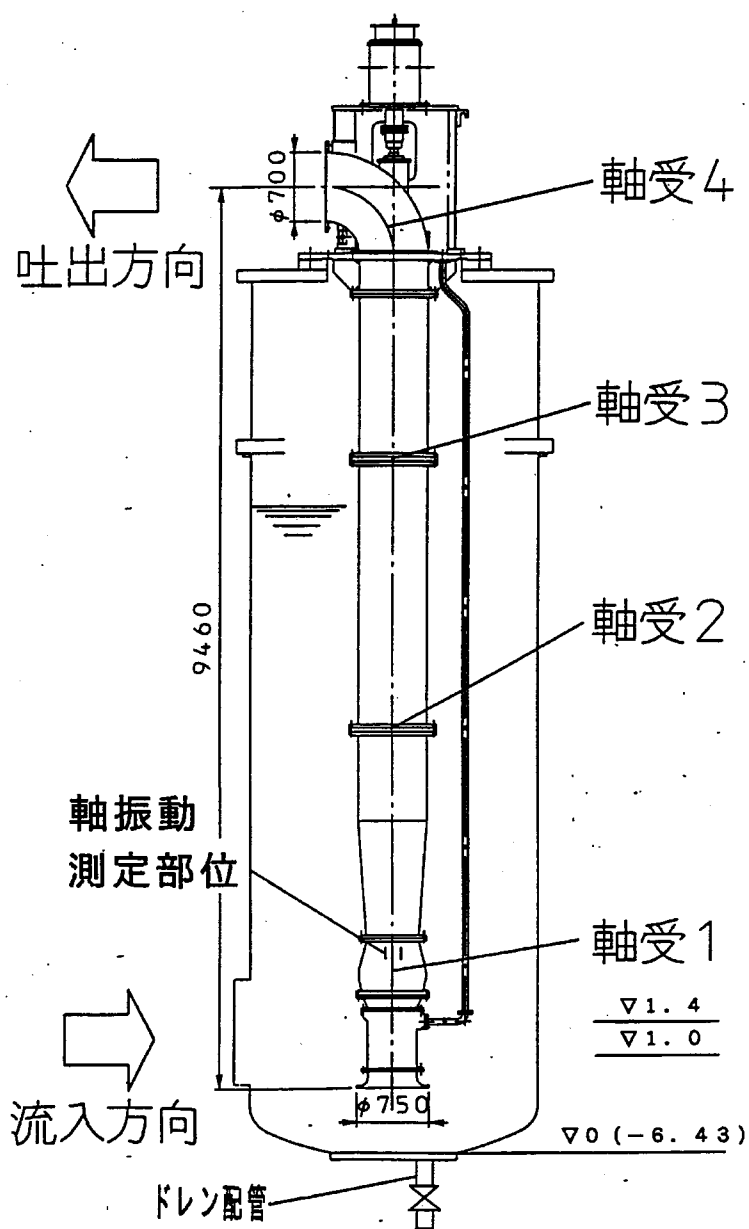


図 4.7 実機ポンプ寸法図

表 4.9 測定項目一覽表

No	実験項目	測定項目							
		性能				振動、荷重			
		吐出量	全揚程	効率	軸動力	軸受荷重	軸振動	軸受温度	
1	一般性能	○	○	○	○	○	○	○	○
2	空転運転	—	—	—	○	○	○	○	○
3	先行待機 運転	—	—	—	○	○	○	○	○
4	連続吸気 運転	—	—	—	○	○	○	○	○

測定項目

吐出し量 : せき

全揚程 :

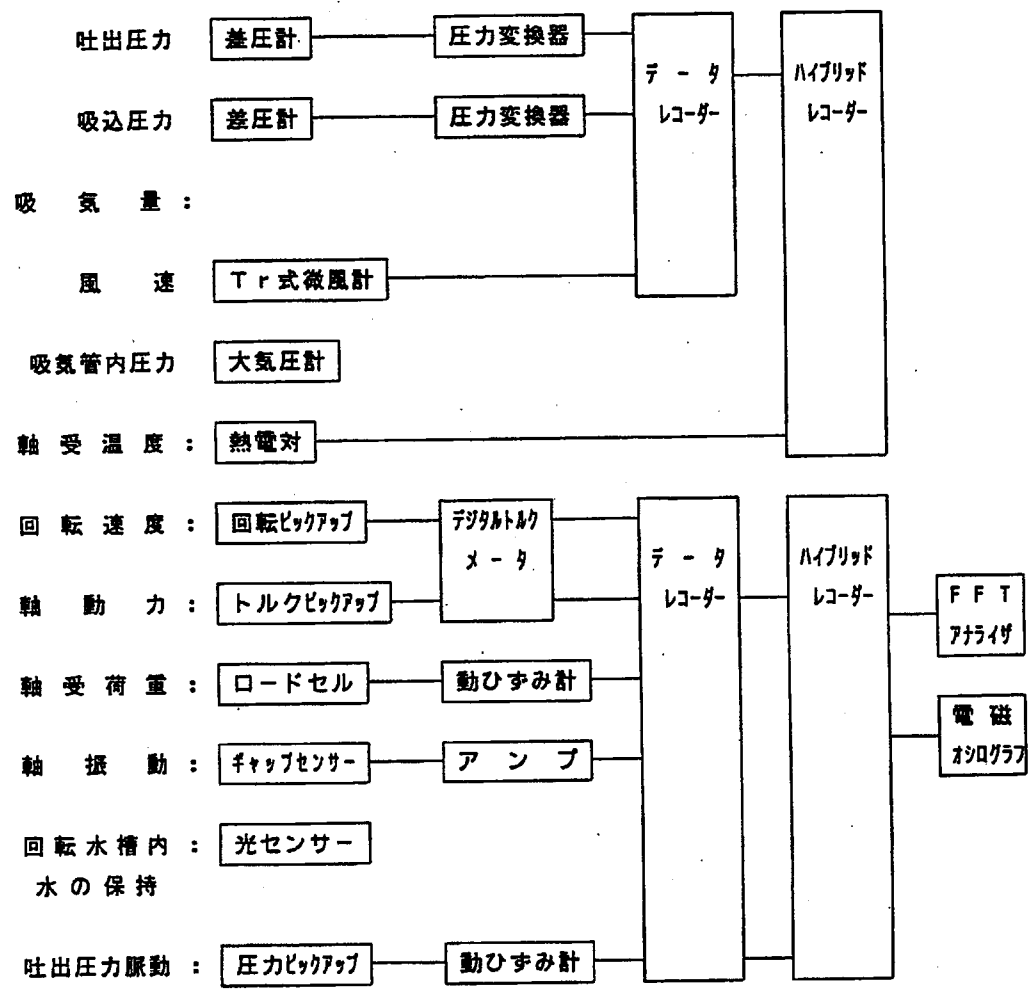


図 4.8 計測装置系統図

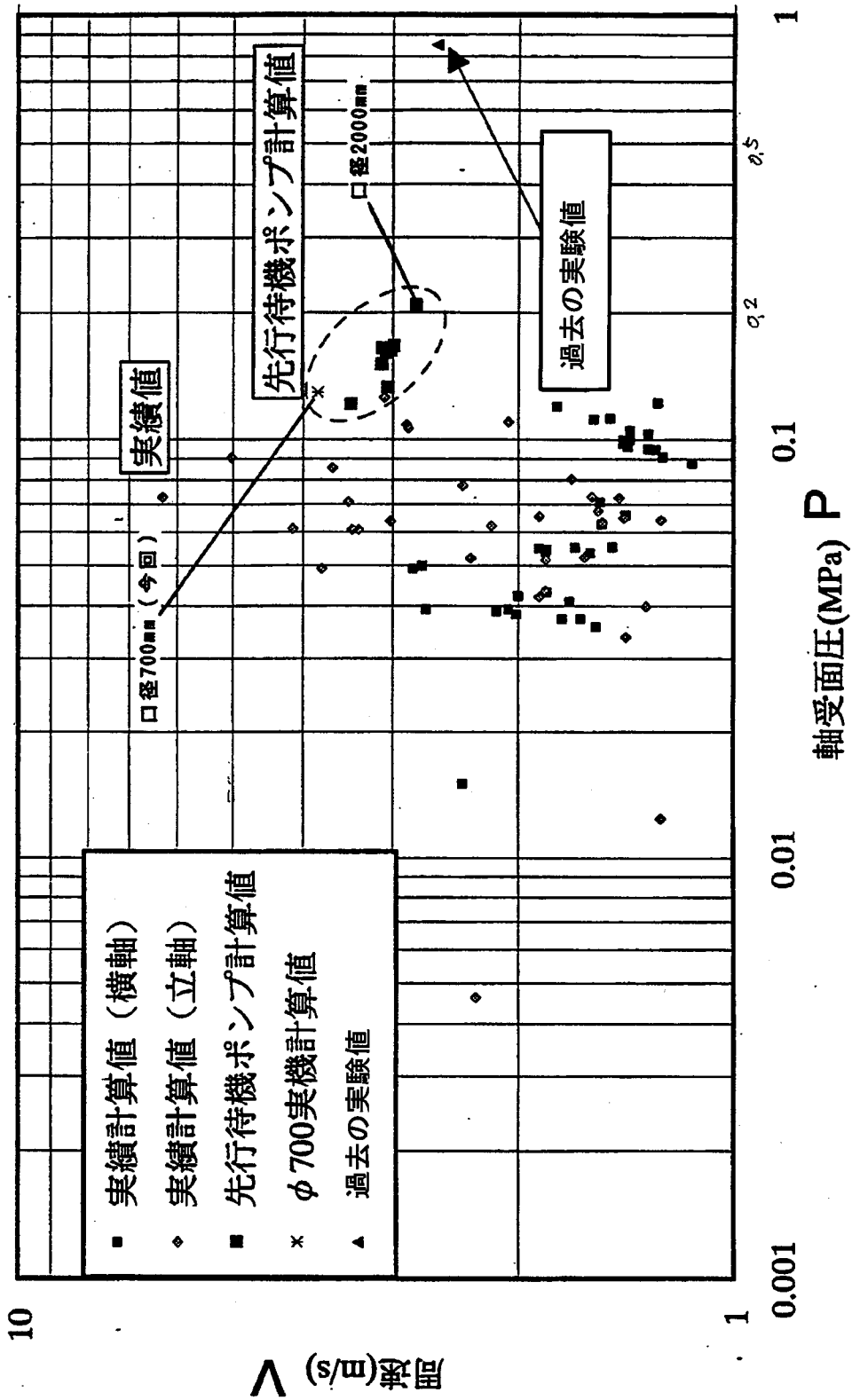


図 4.9 P-V 線図

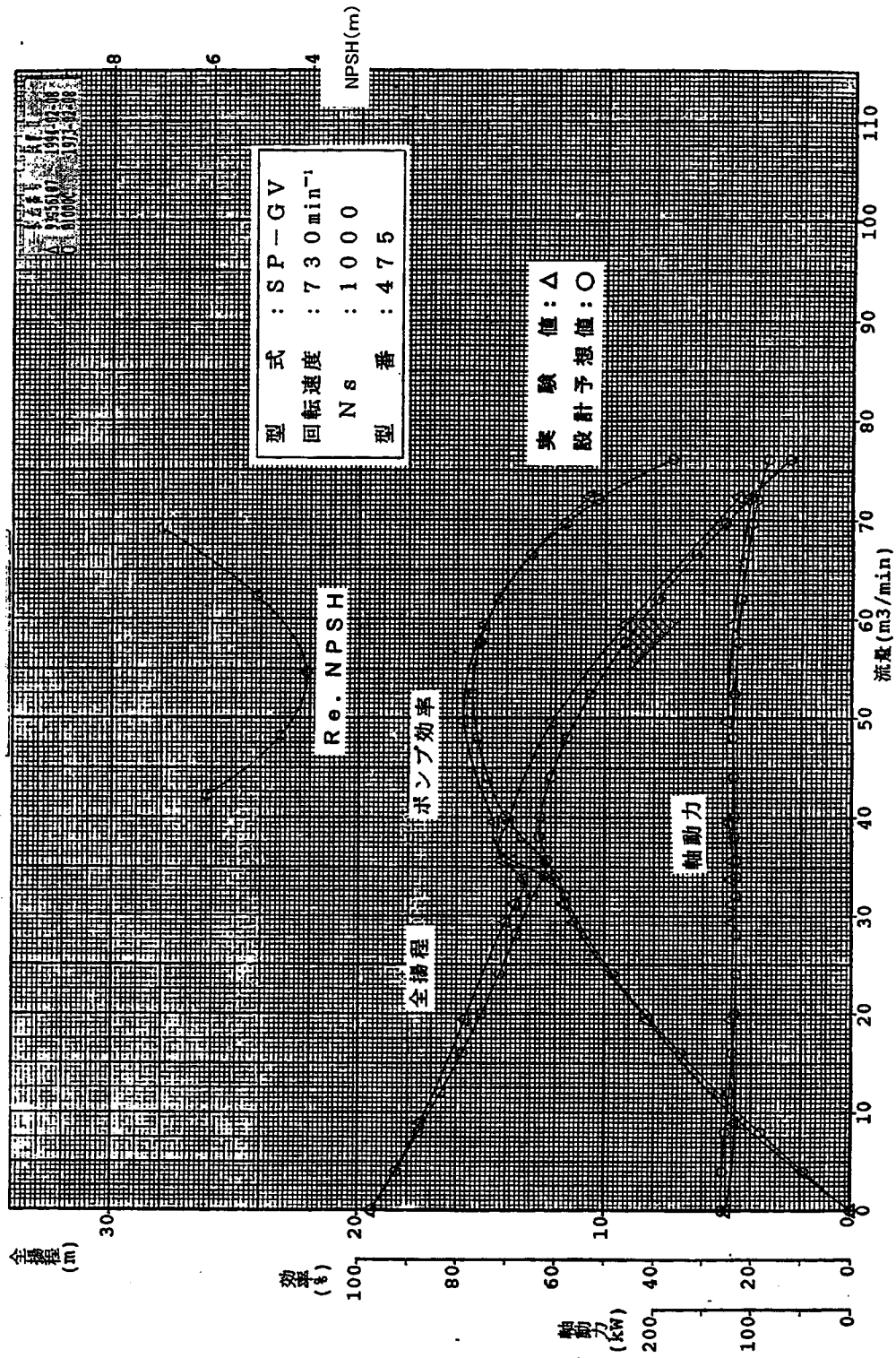


図 4.10 実機ポンプの一般性能

回転水槽部の損失検討

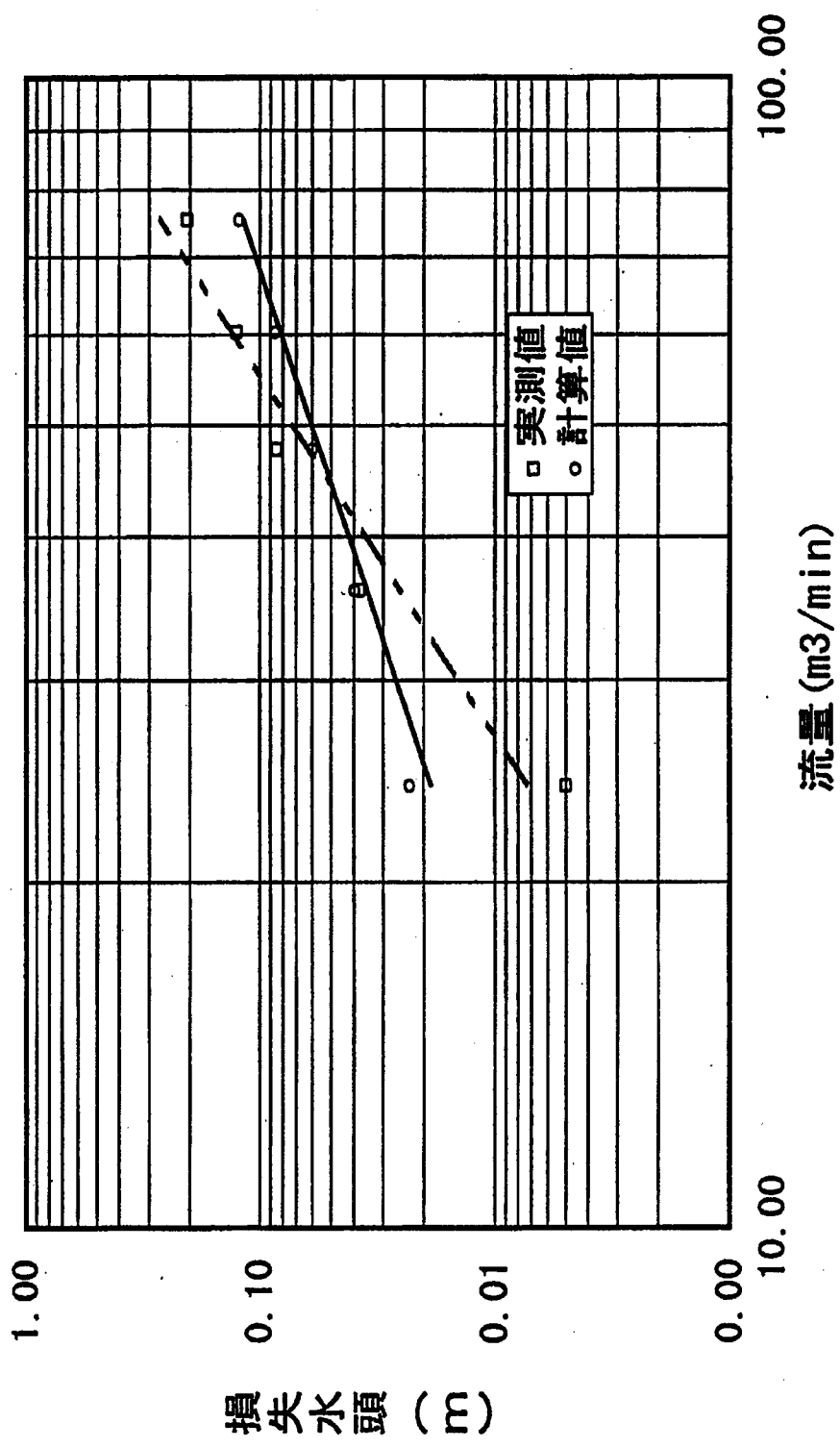


図 4.11 軸受部損失比較

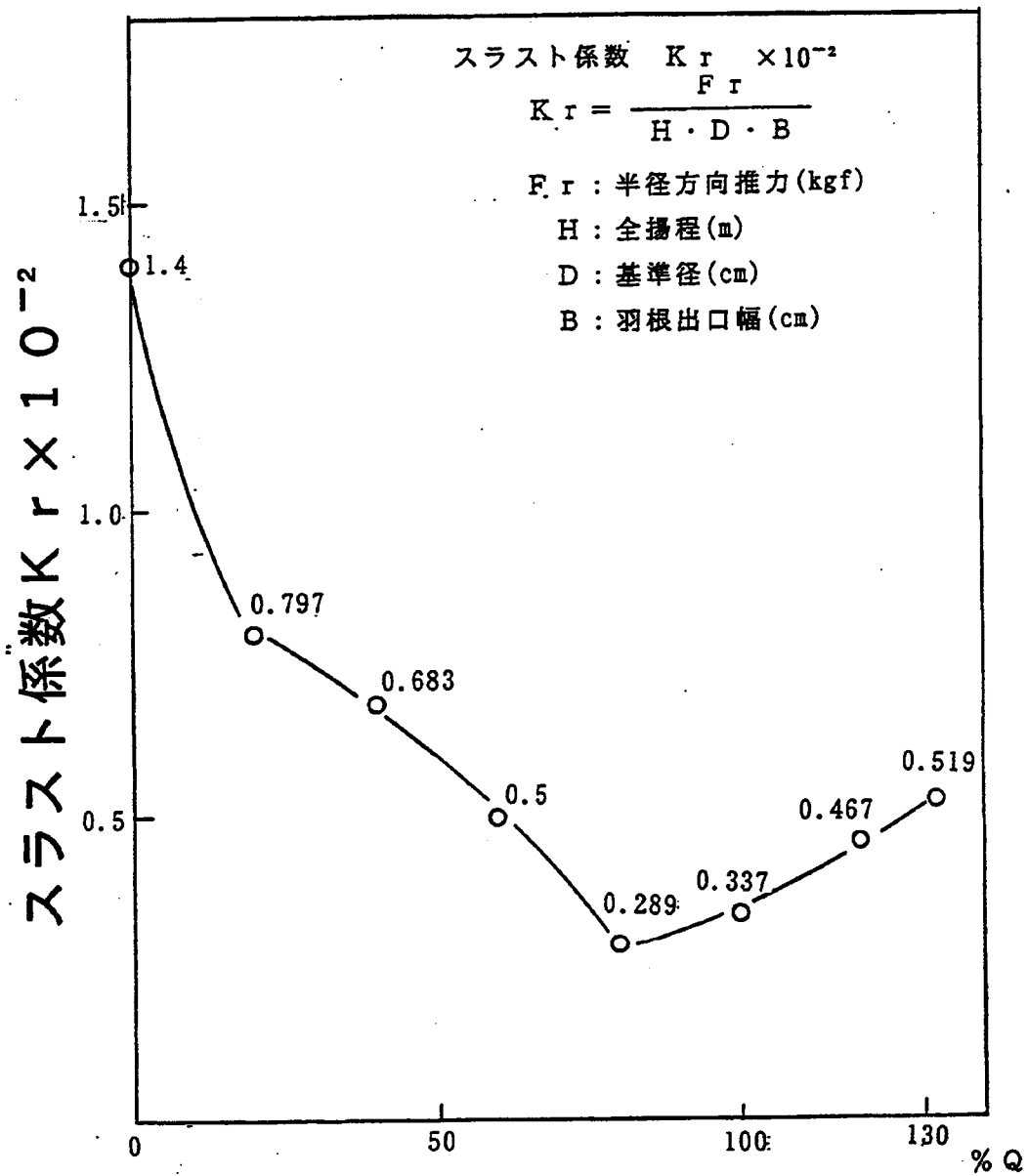


図 4.12 スラスト係数 流量

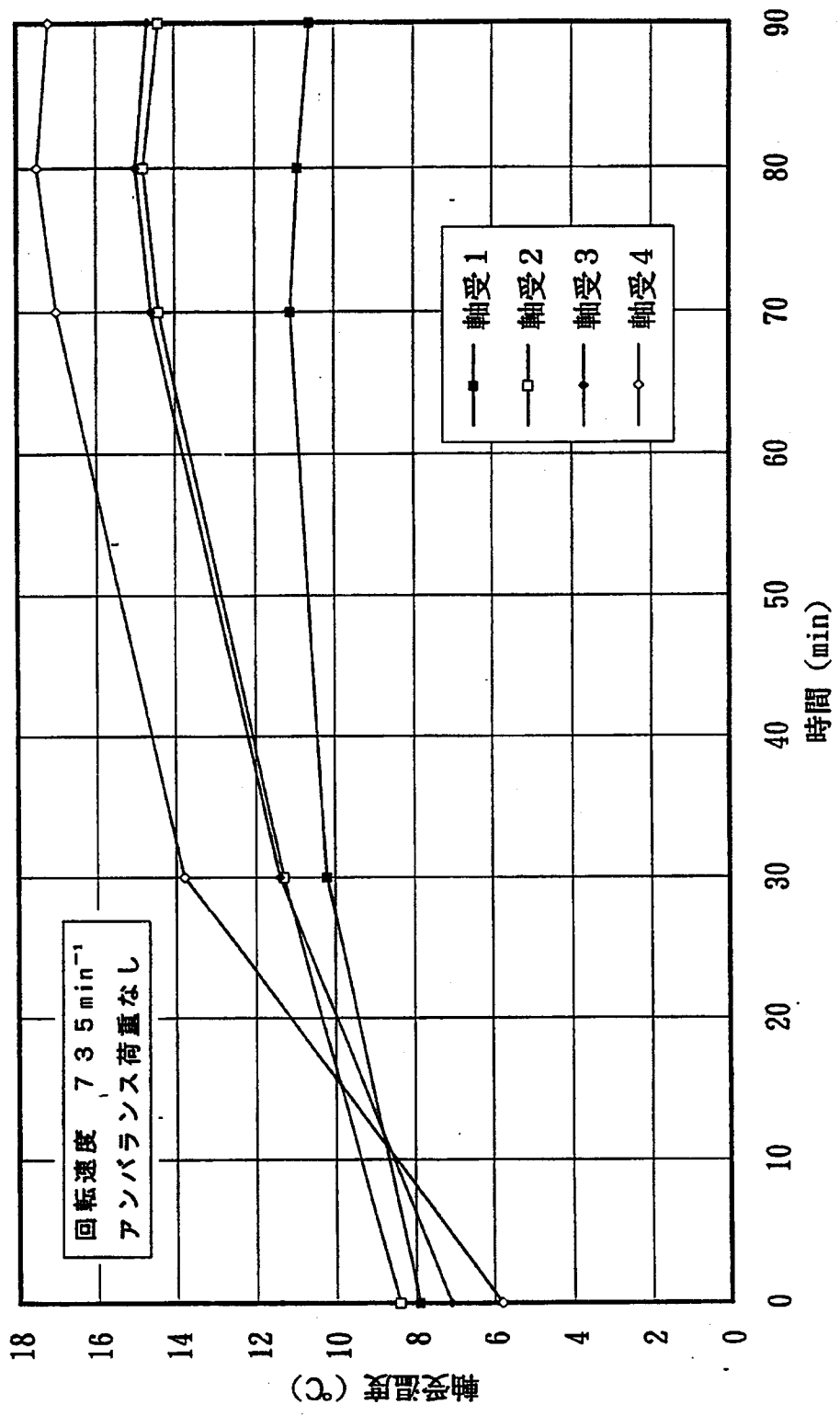
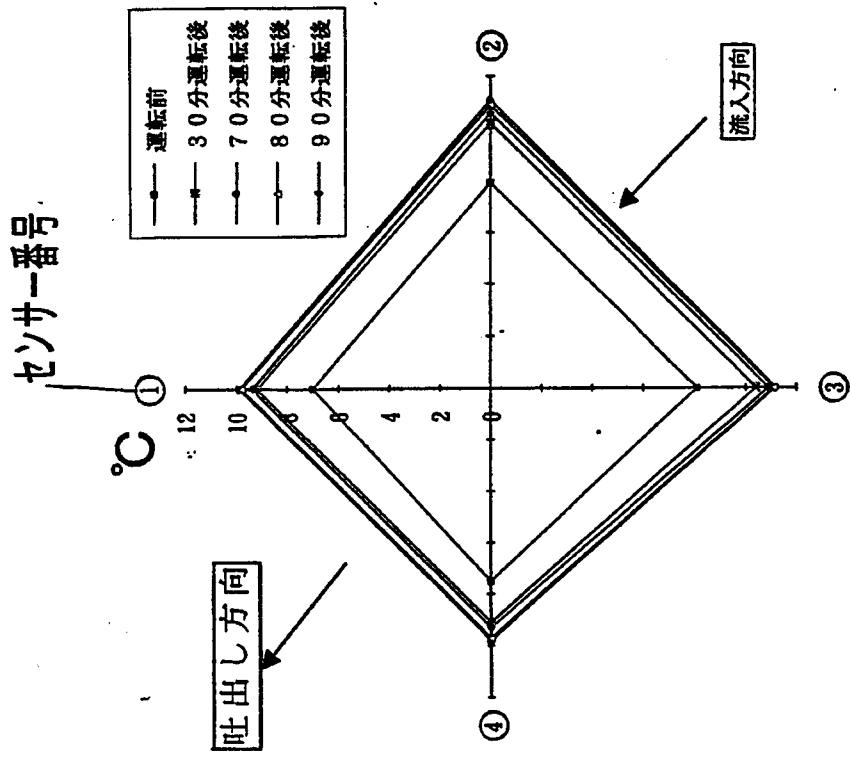
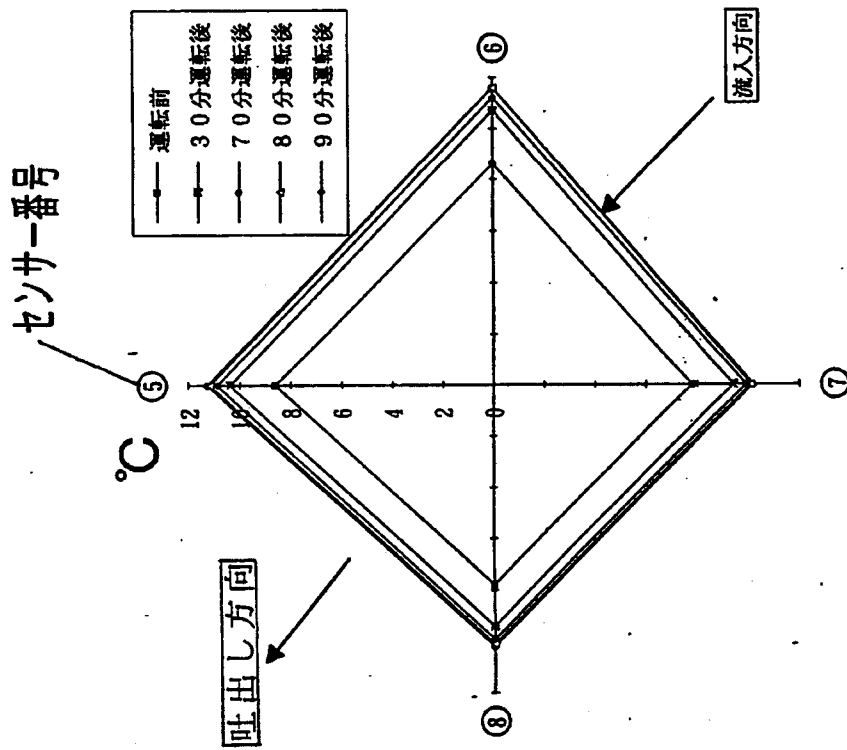


図 4.13 連続空転運転時の軸受温度



ケーシング部軸受吸込側



ケーシング部軸受吐出し側

図 4.14 ケーシング部軸受受温度

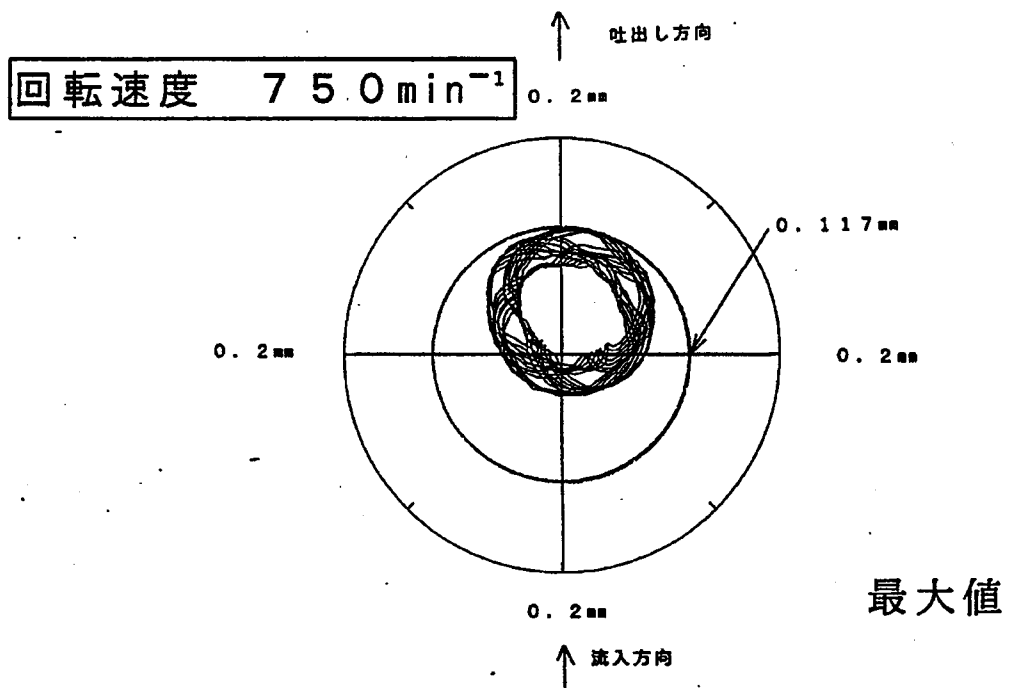
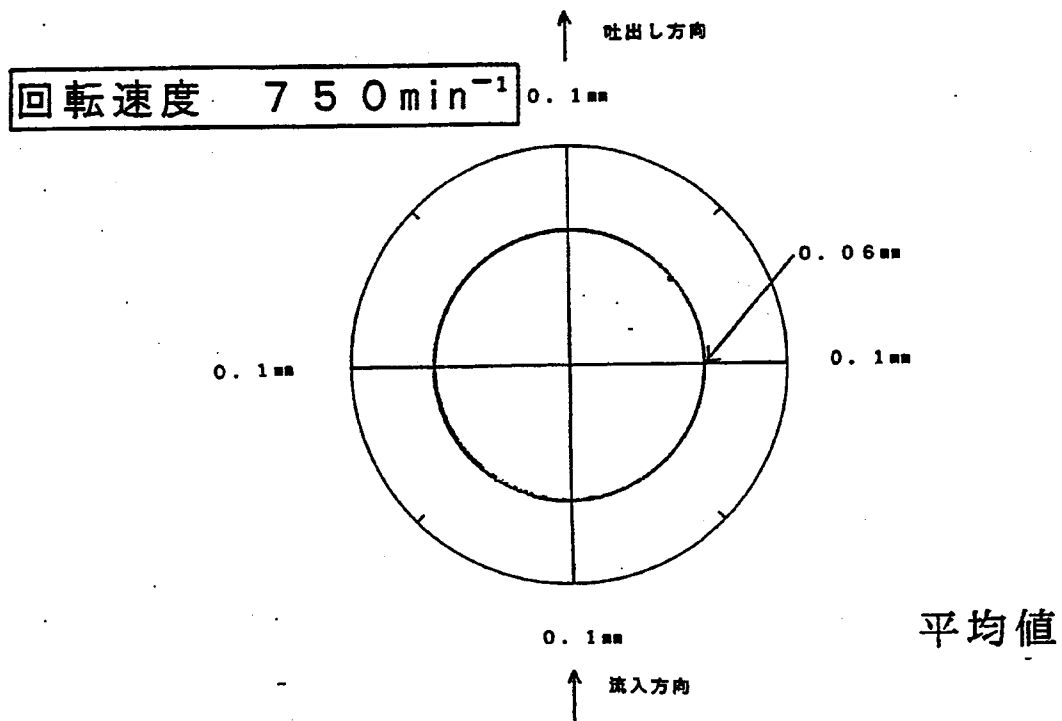


図 4.15 気中運転時の軸振動(アンバランス荷重なし)

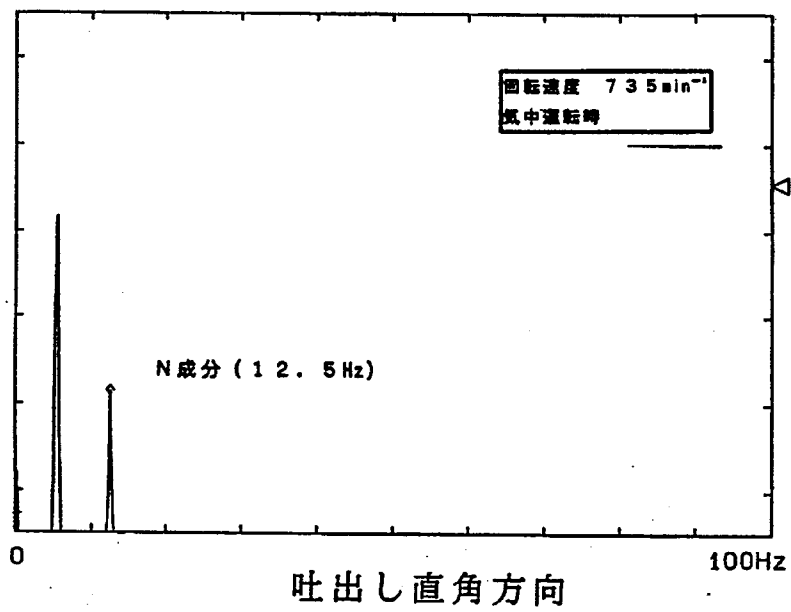
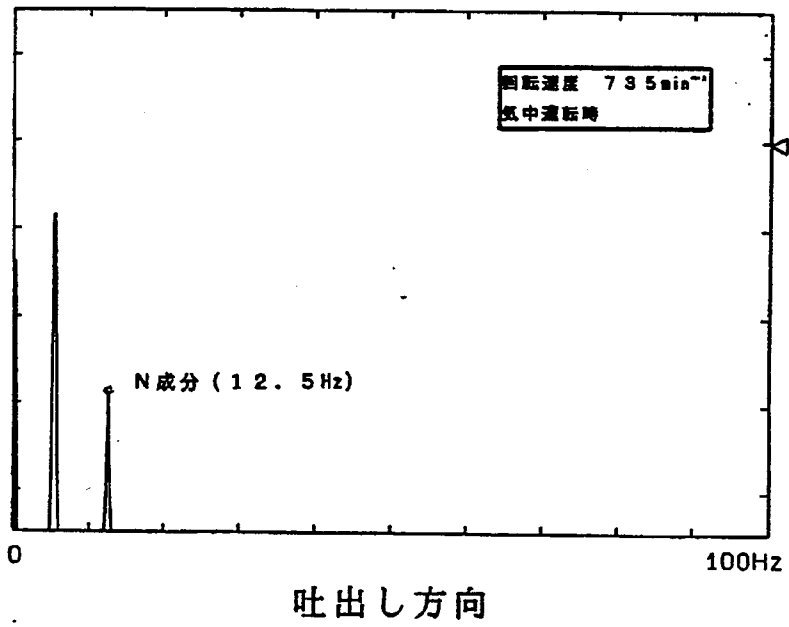


図 4.16 軸振動の周波数分析結果(アンバランス荷重なし)

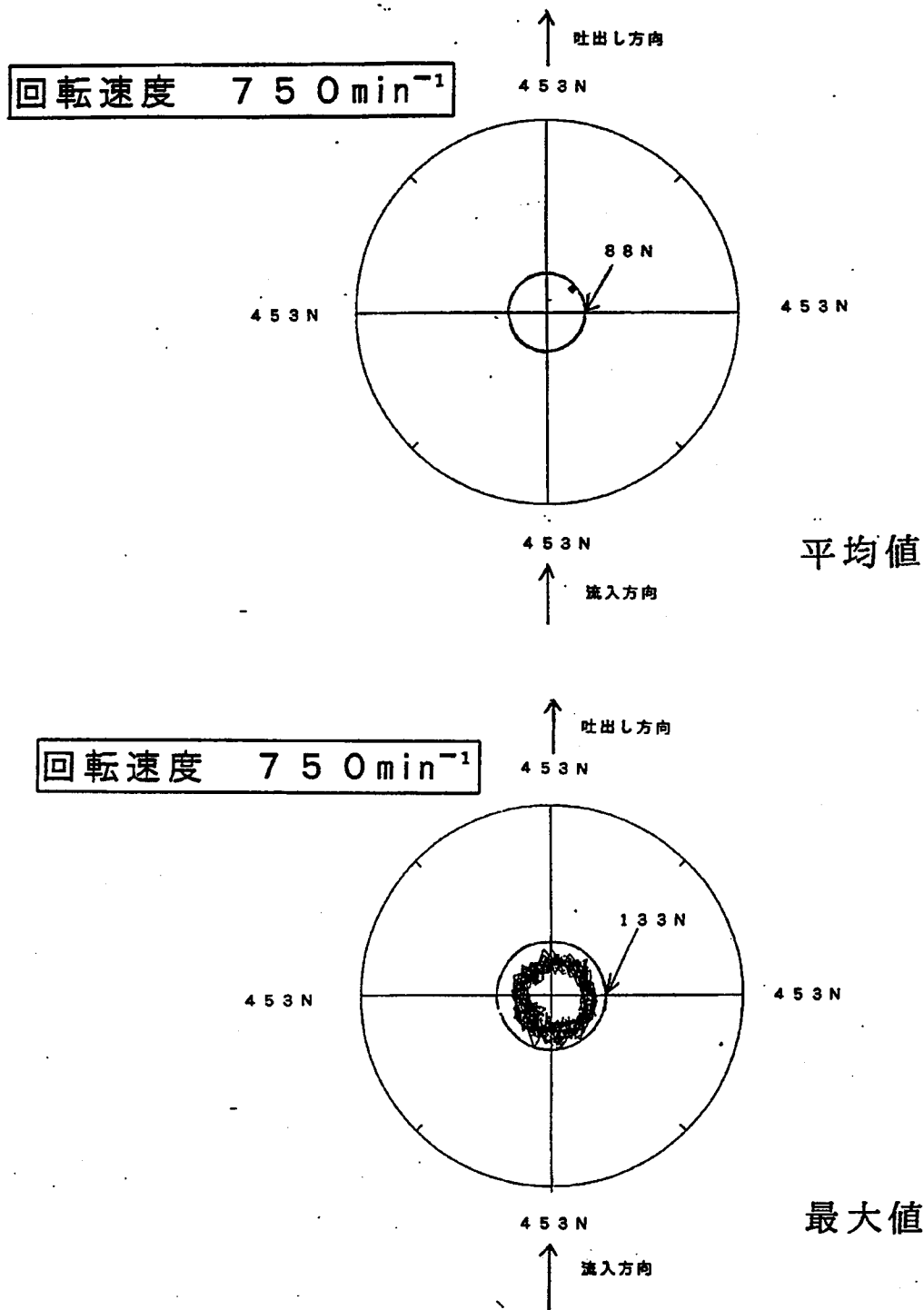


図 4.17 気中運転時の半径方向推力(アンバランス荷重なし)

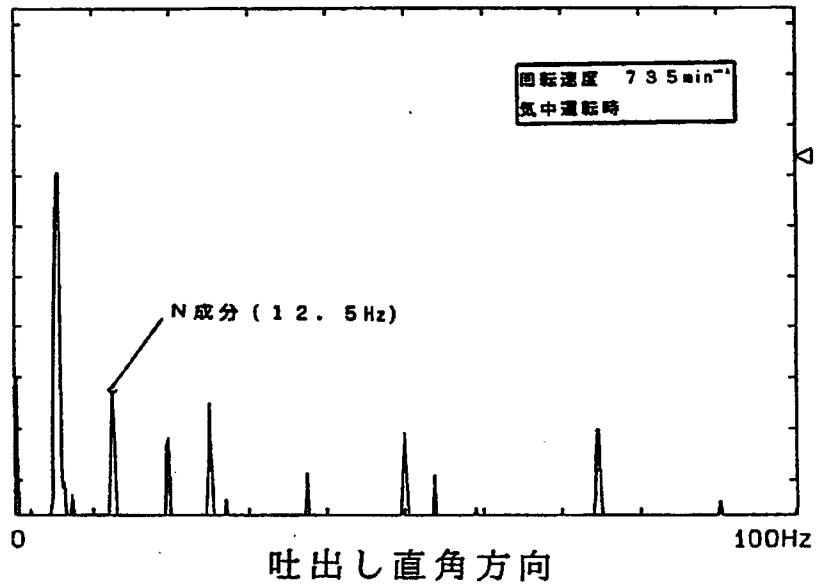
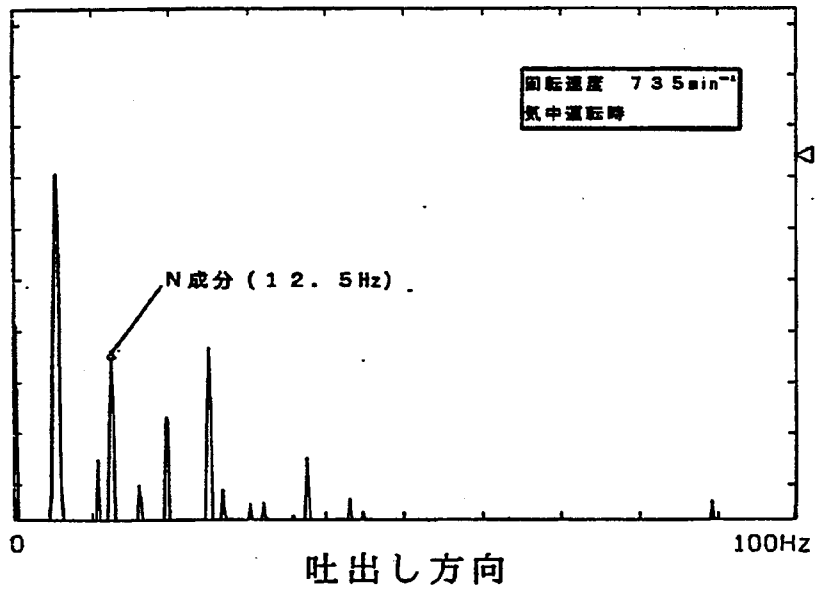


図 4.18 半径方向推力の周波数分析結果
(アンバランス荷重なし)

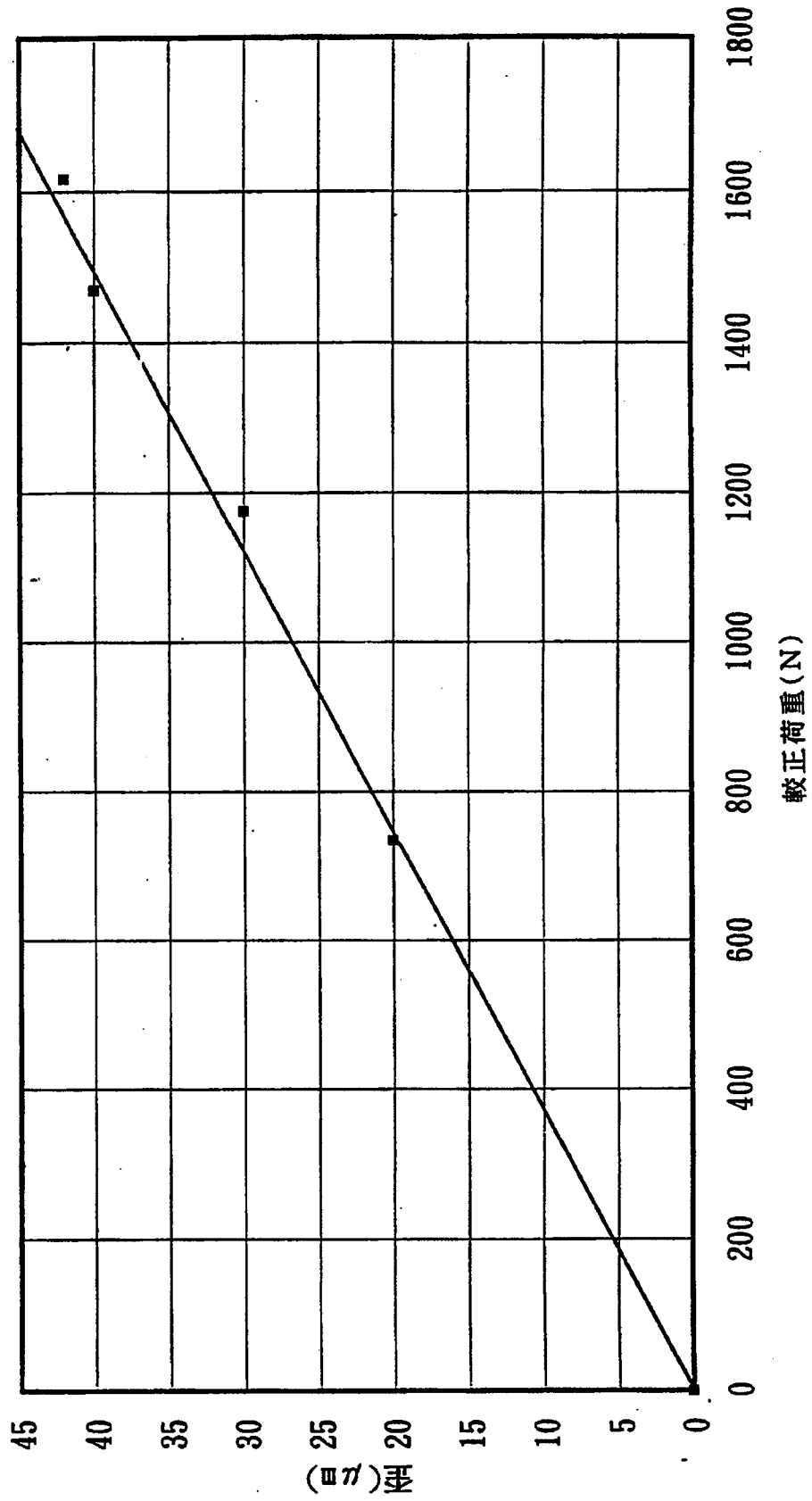


図 4.19 ロードセル較正図

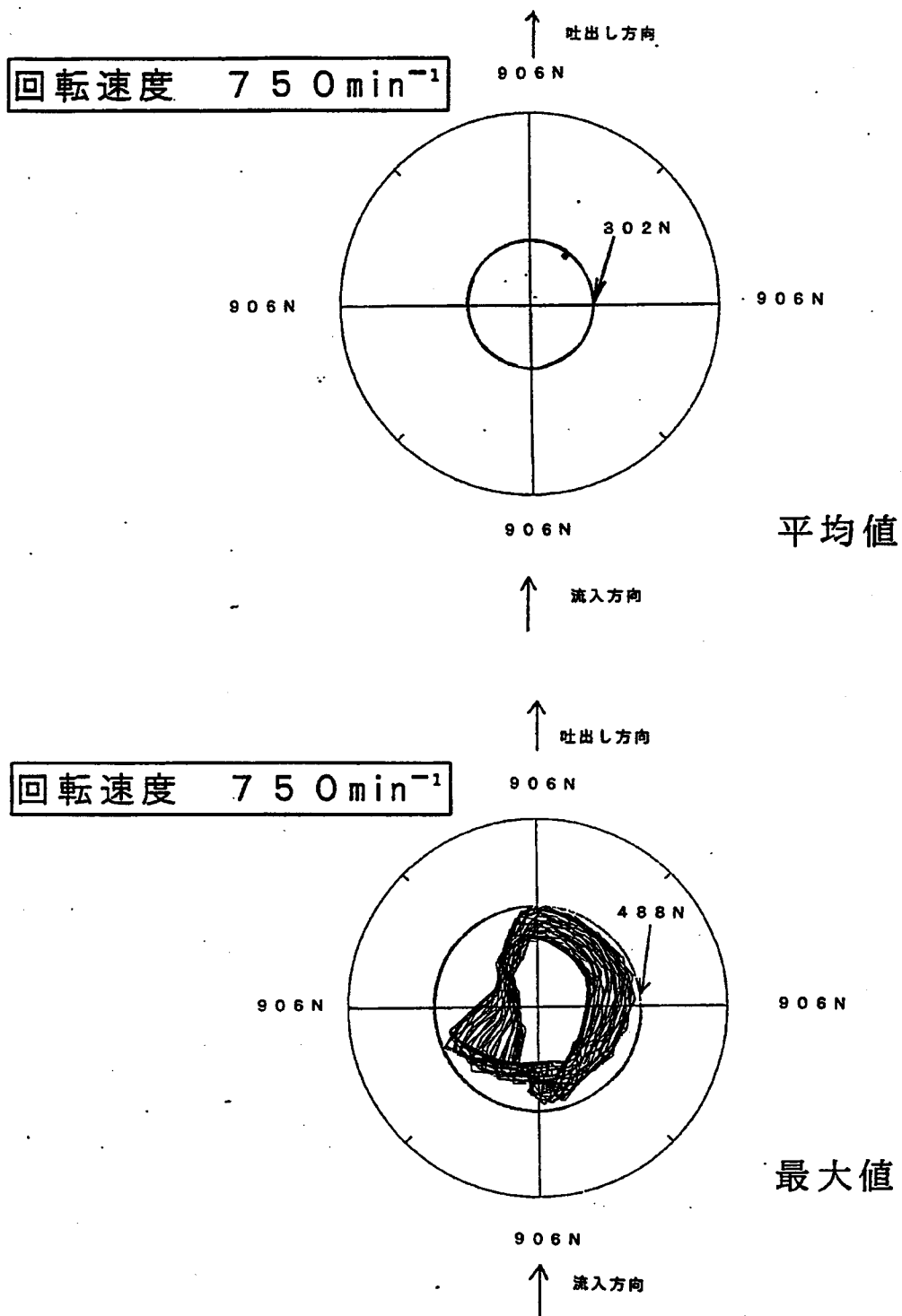


図 4.20 氣中運轉時の半径方向推力
(アンバランス荷重あり)

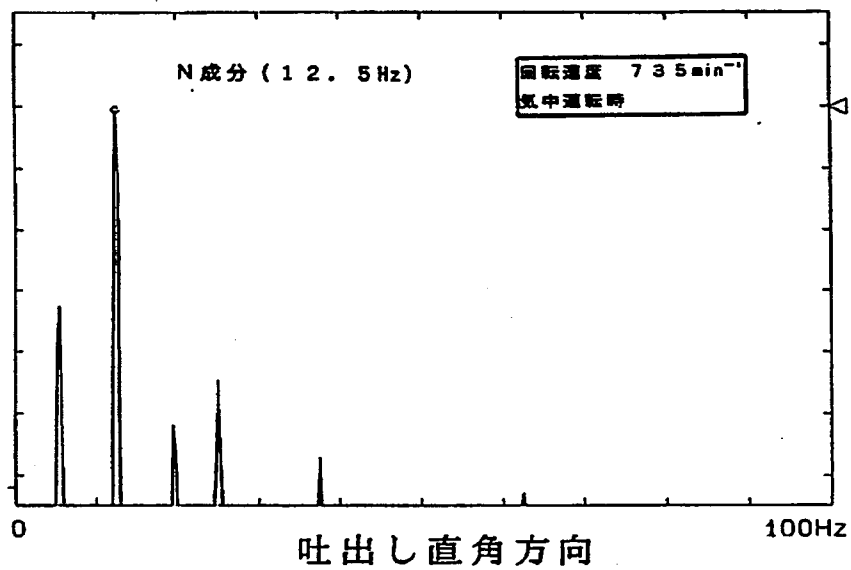
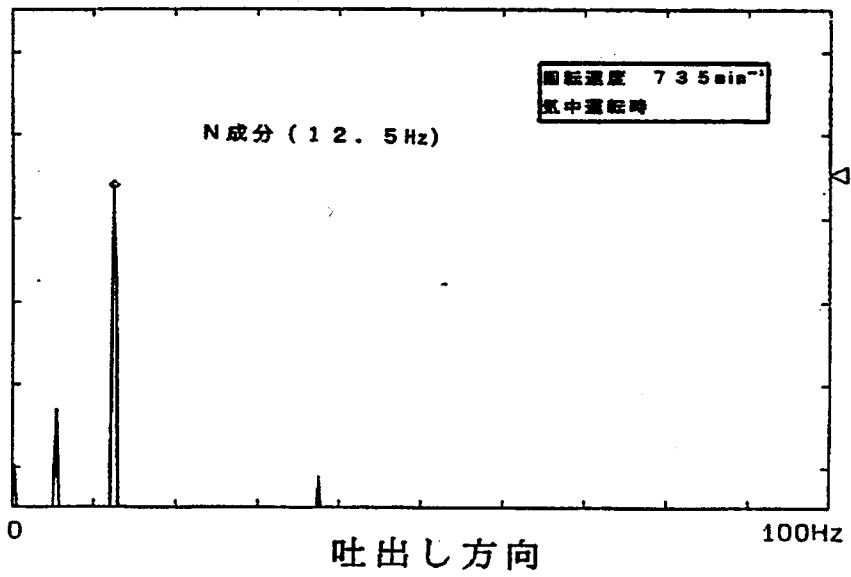


図 4.21 半径方向推力の周波数分析結果
(アンバランス荷重あり)

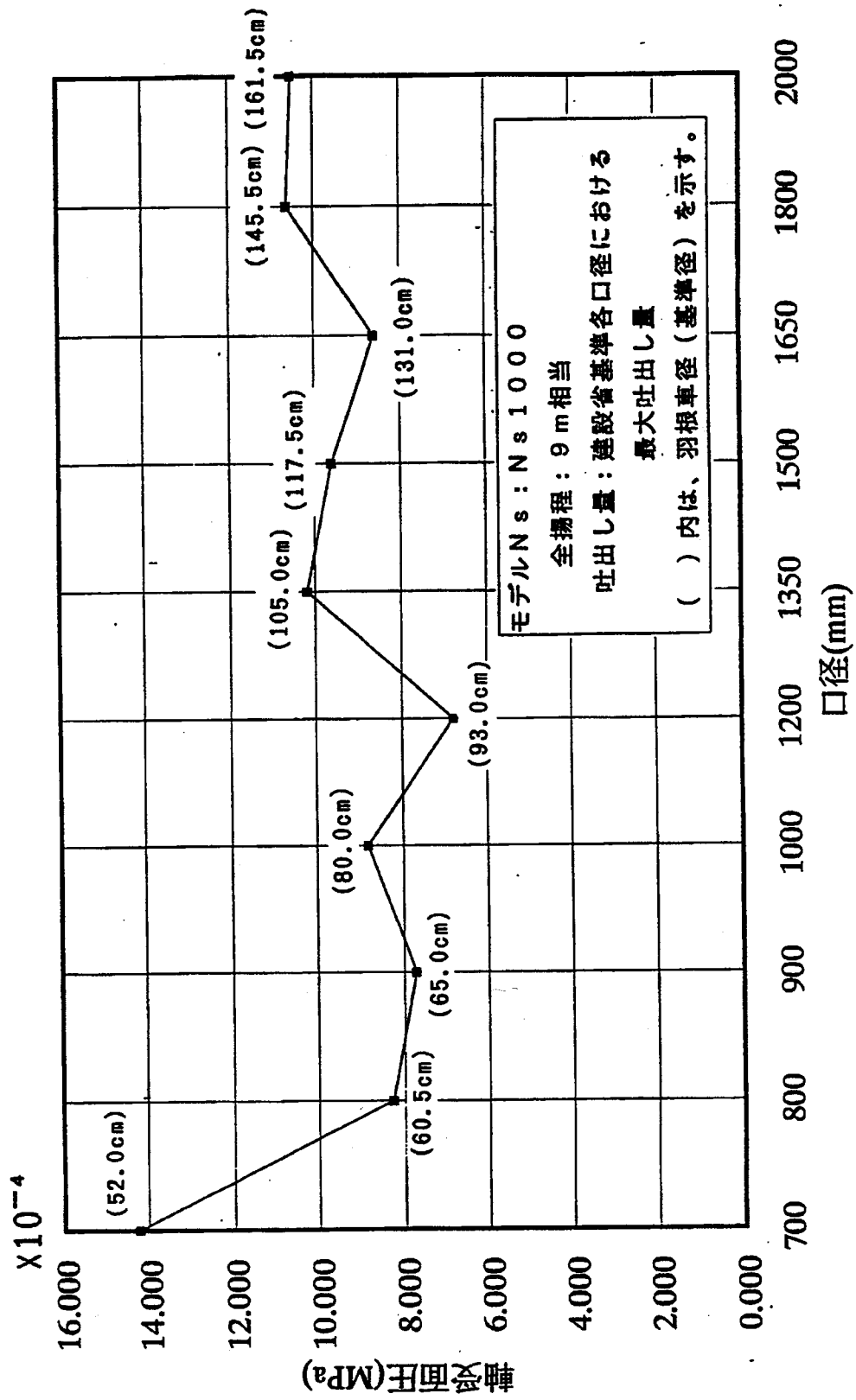


図 4.22 空転運転時の軸受面圧

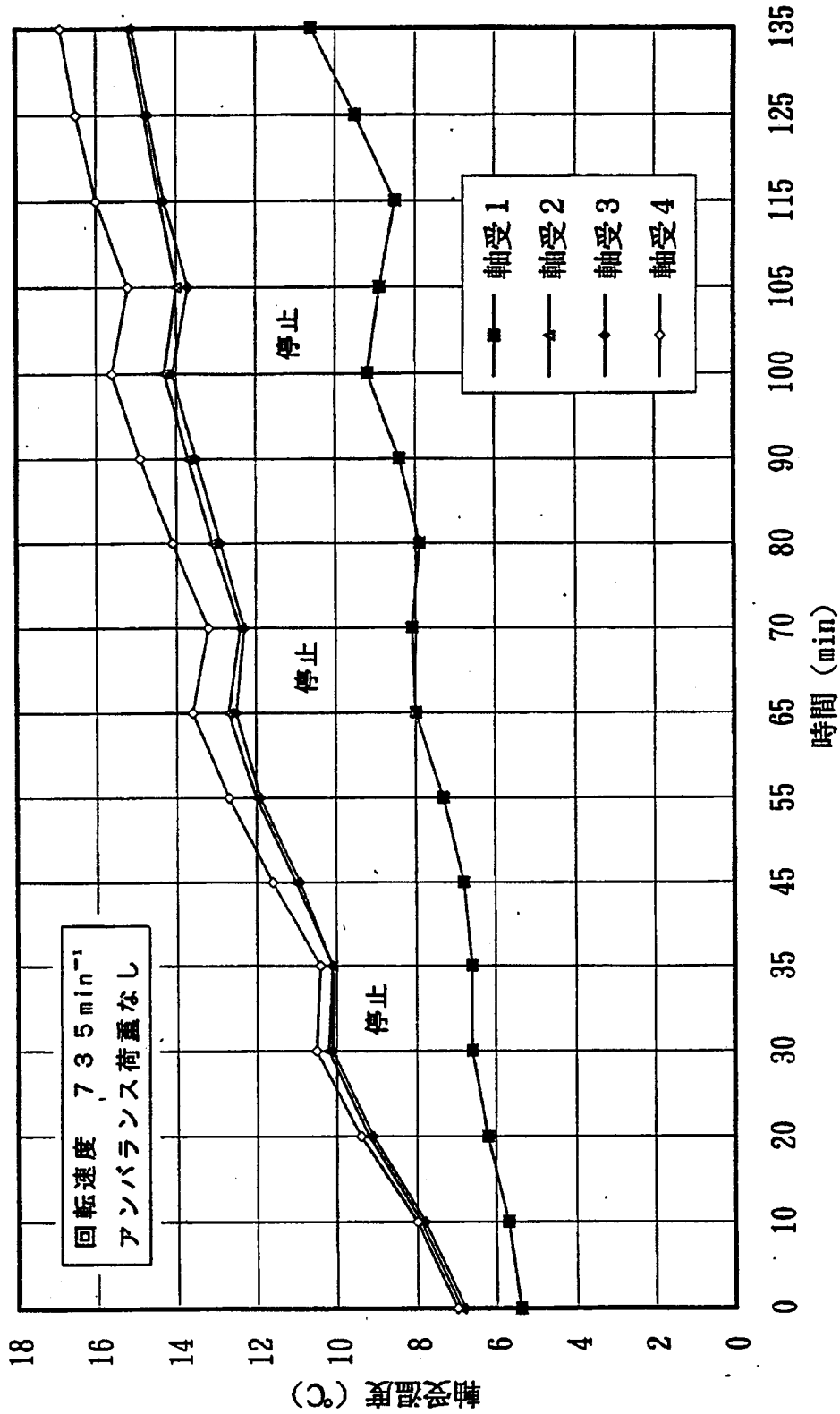


図 4.23 起動回数実験における軸受温度
(アンバランス荷重なし)

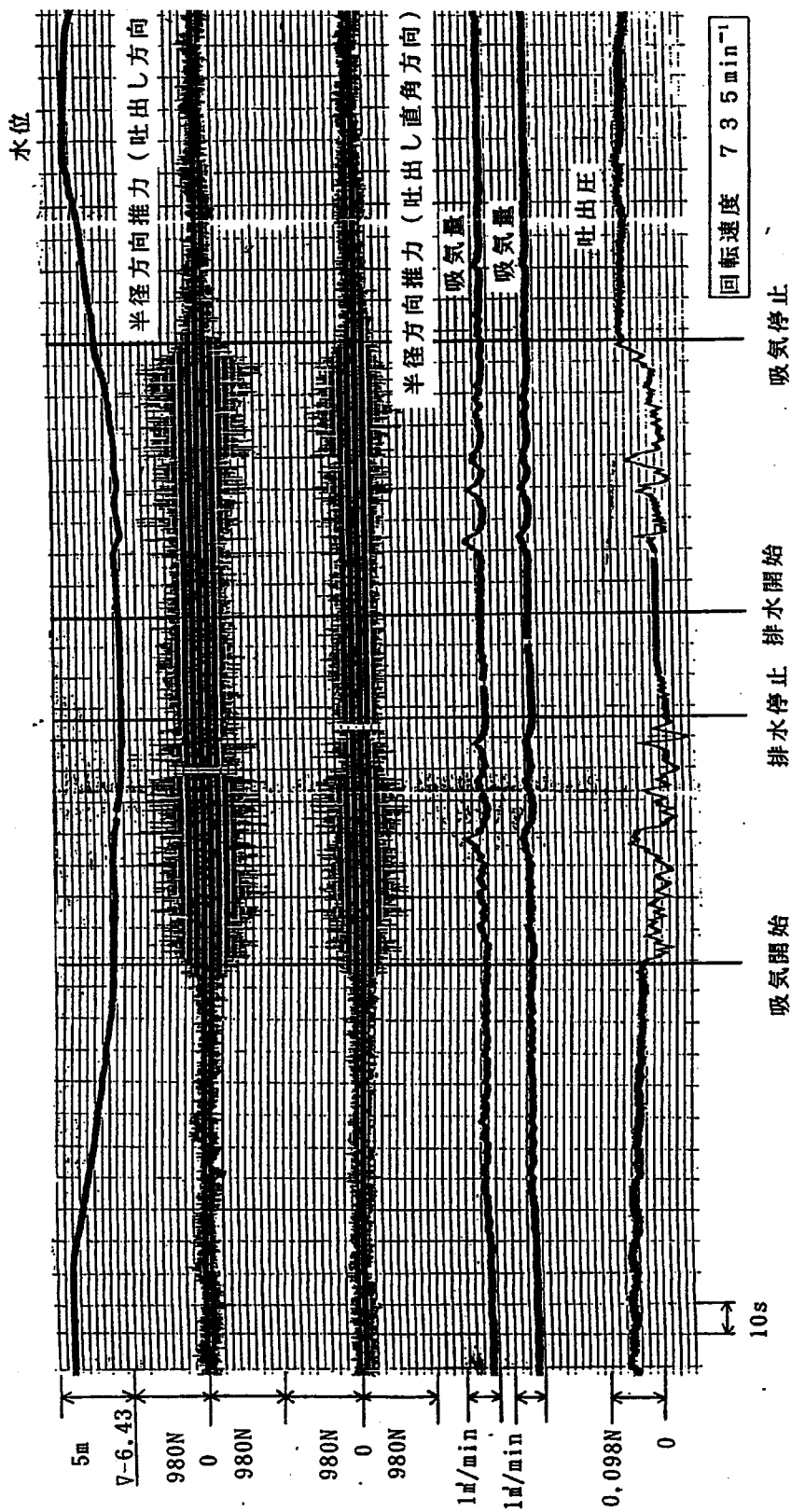


図 4.24 先行待機運転時の過渡特性
(アンバランス荷重なし)

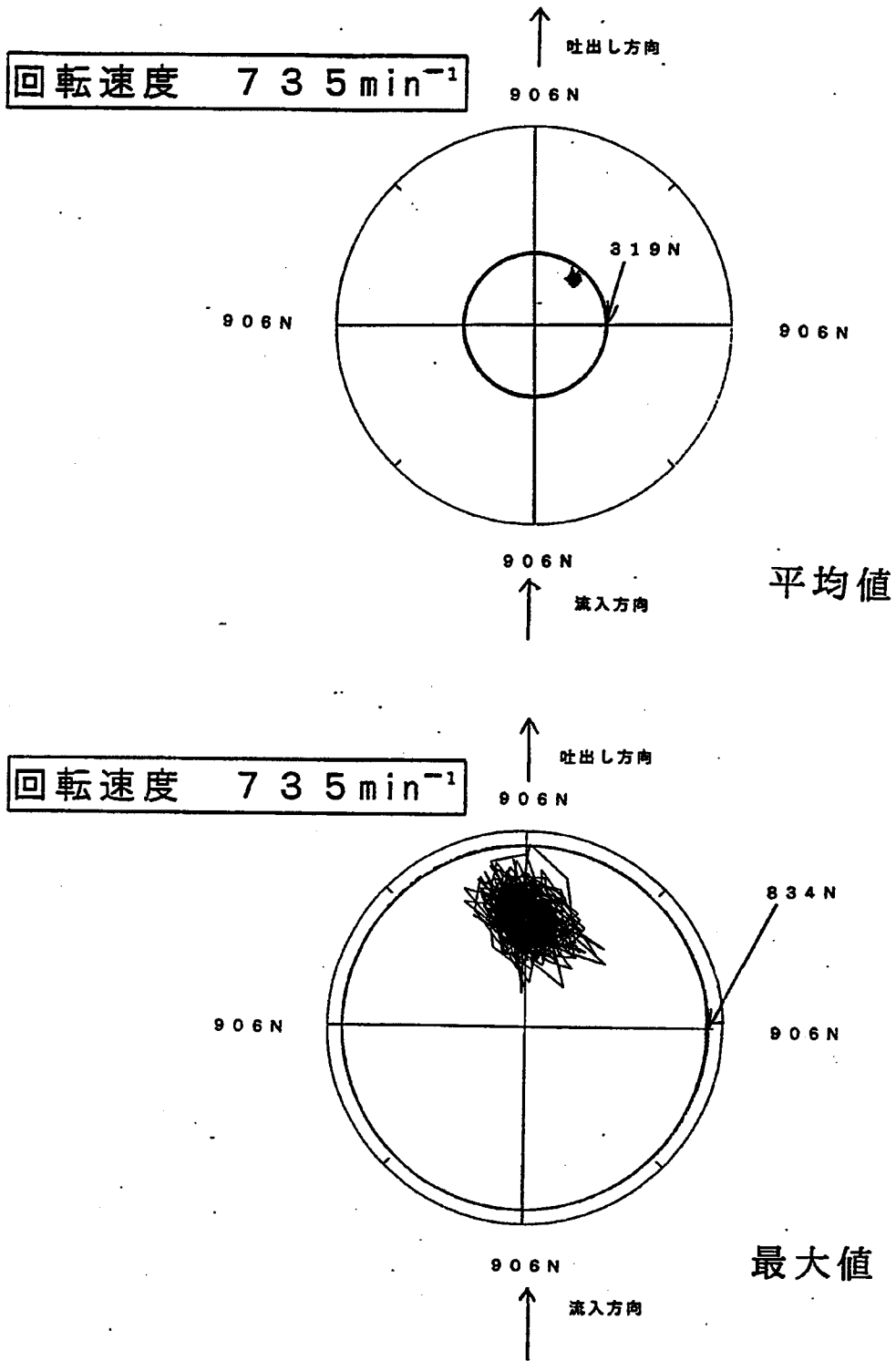


図 4.25 先行待機運転時の半径方向推力
(アンバランス荷重なし)

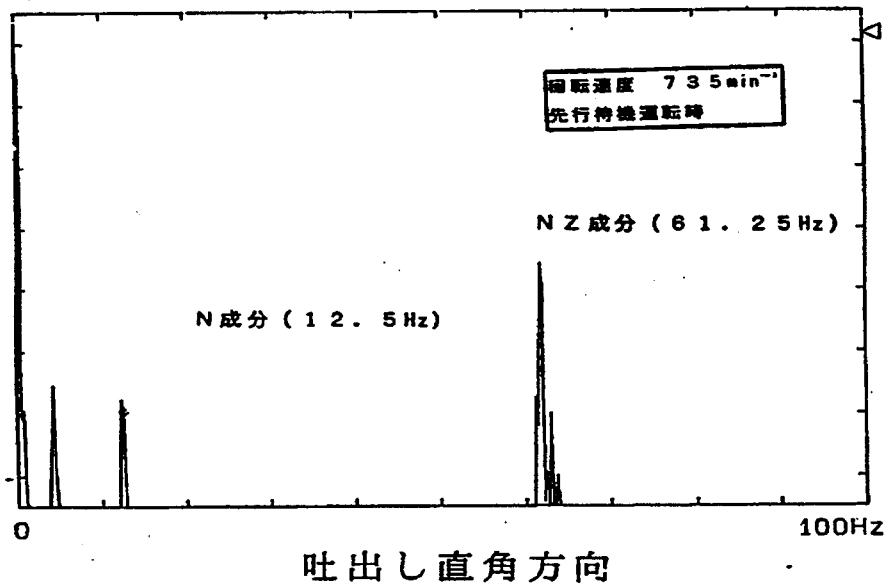
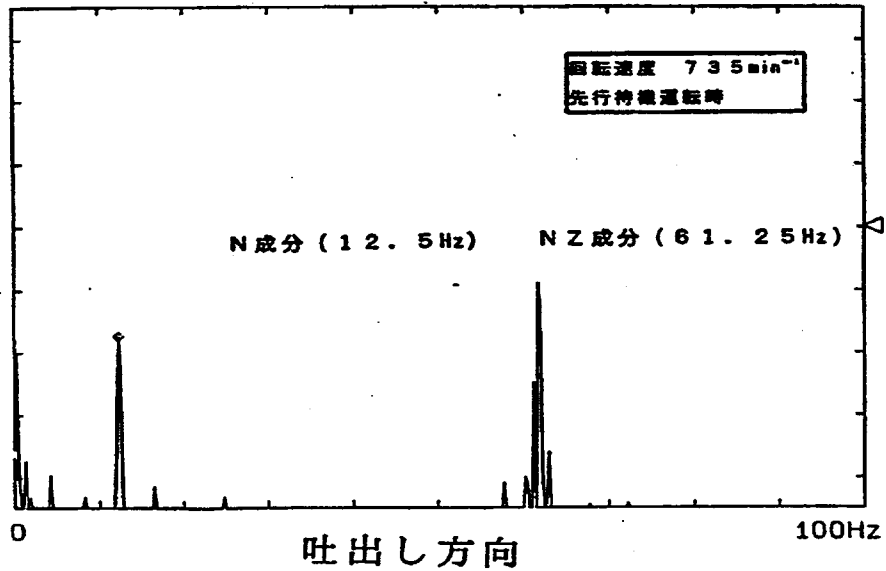


図 4.26 半径方向推力の周波数分析結果

(アンバランス荷重なし)

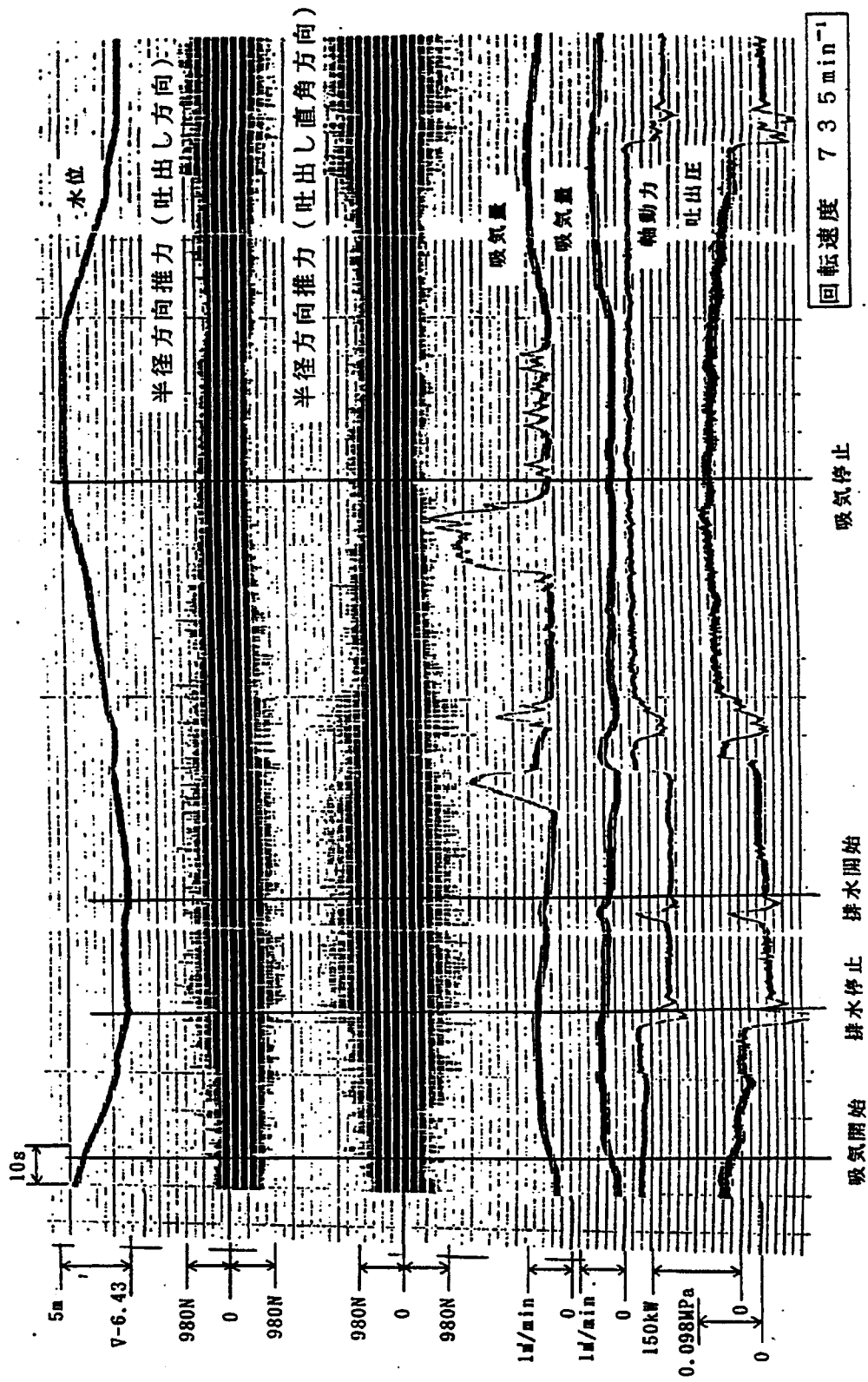


図 4.27 先行待機機運転時の過渡特性(アンバランス荷重あり)

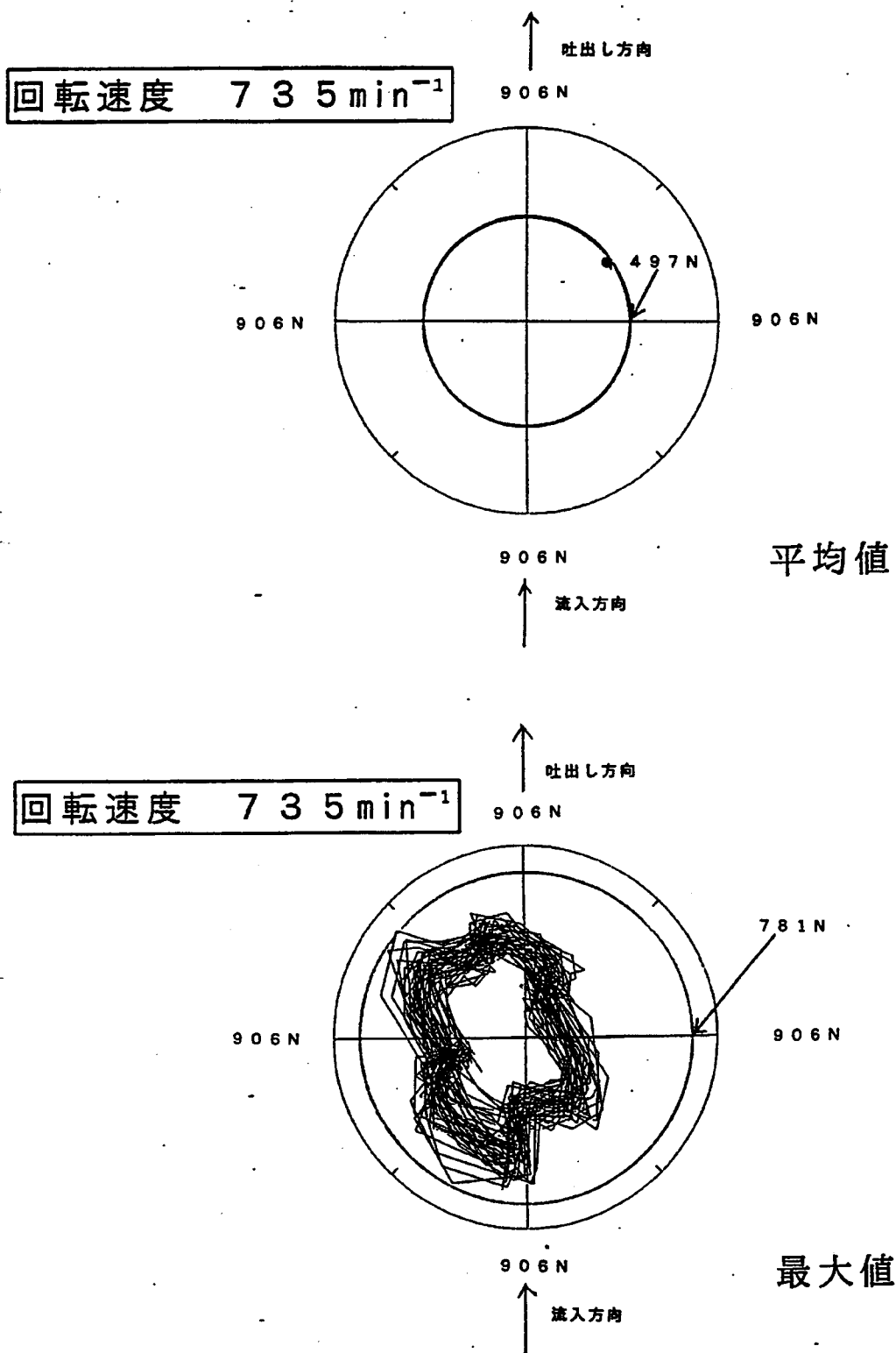


図 4.28 先行待機運転時の半径方向推力
(アンバランス荷重あり)

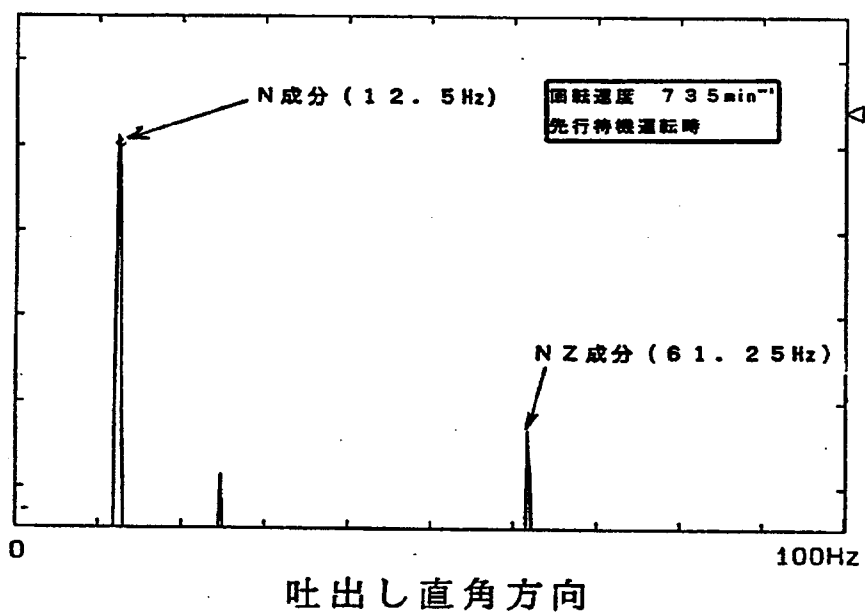
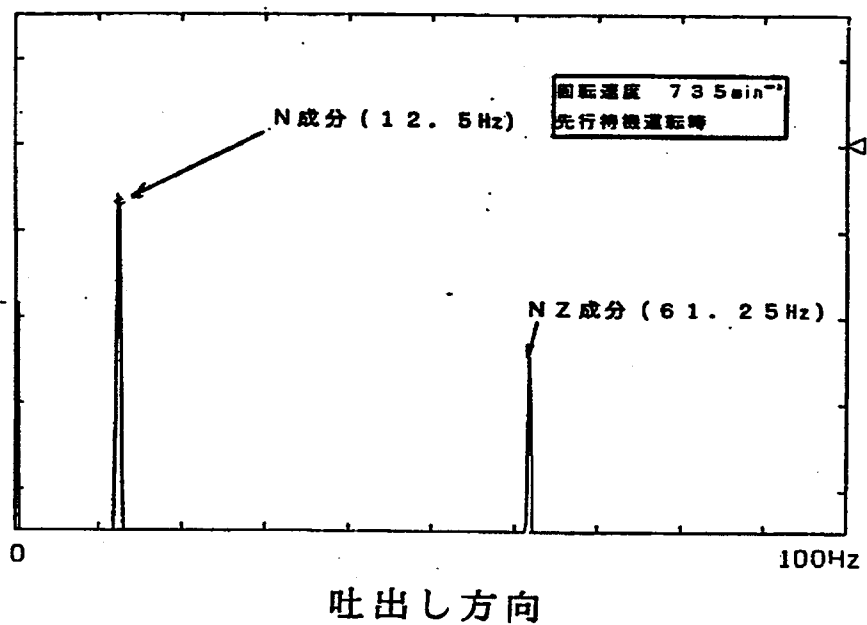


図 4.29 半径方向推力の周波数分析結果
(アンバランス荷重あり)

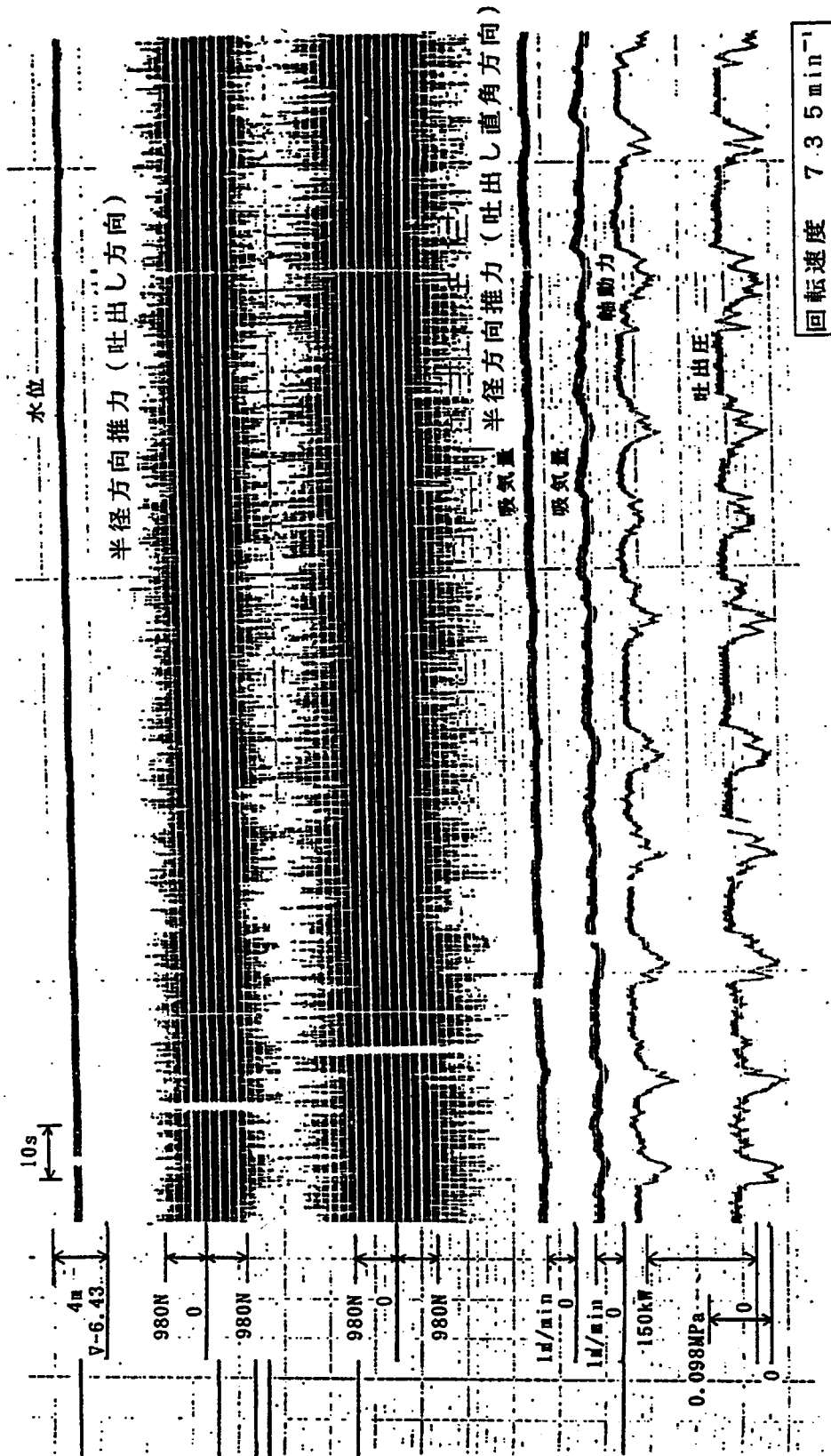


図 4.30 吸気運転時の過渡特性
(アンバランス荷重あり)

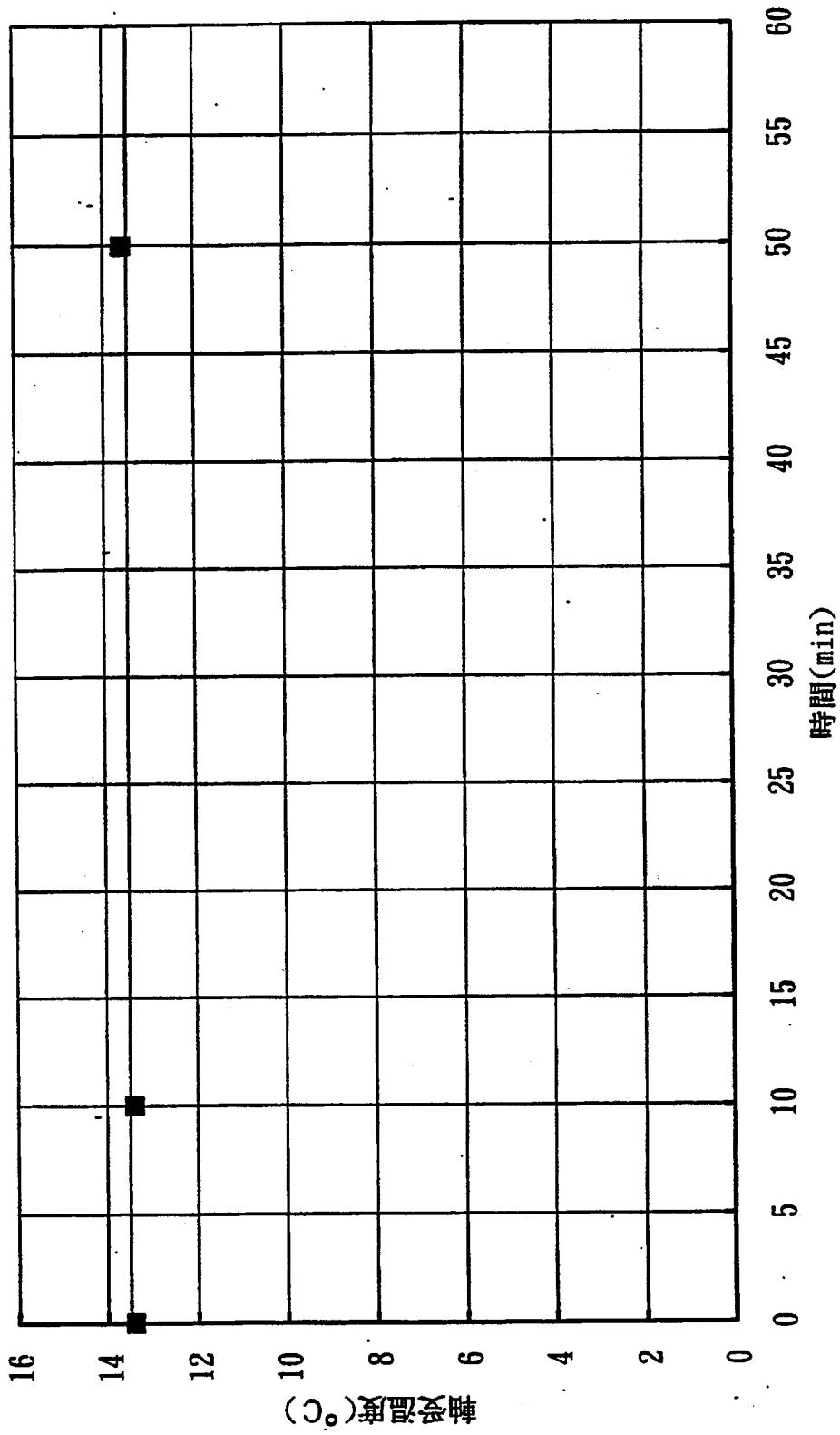


図 4.31 先行待機運転時の軸受温度(ケーシング部)
(アンバランス荷重あり)

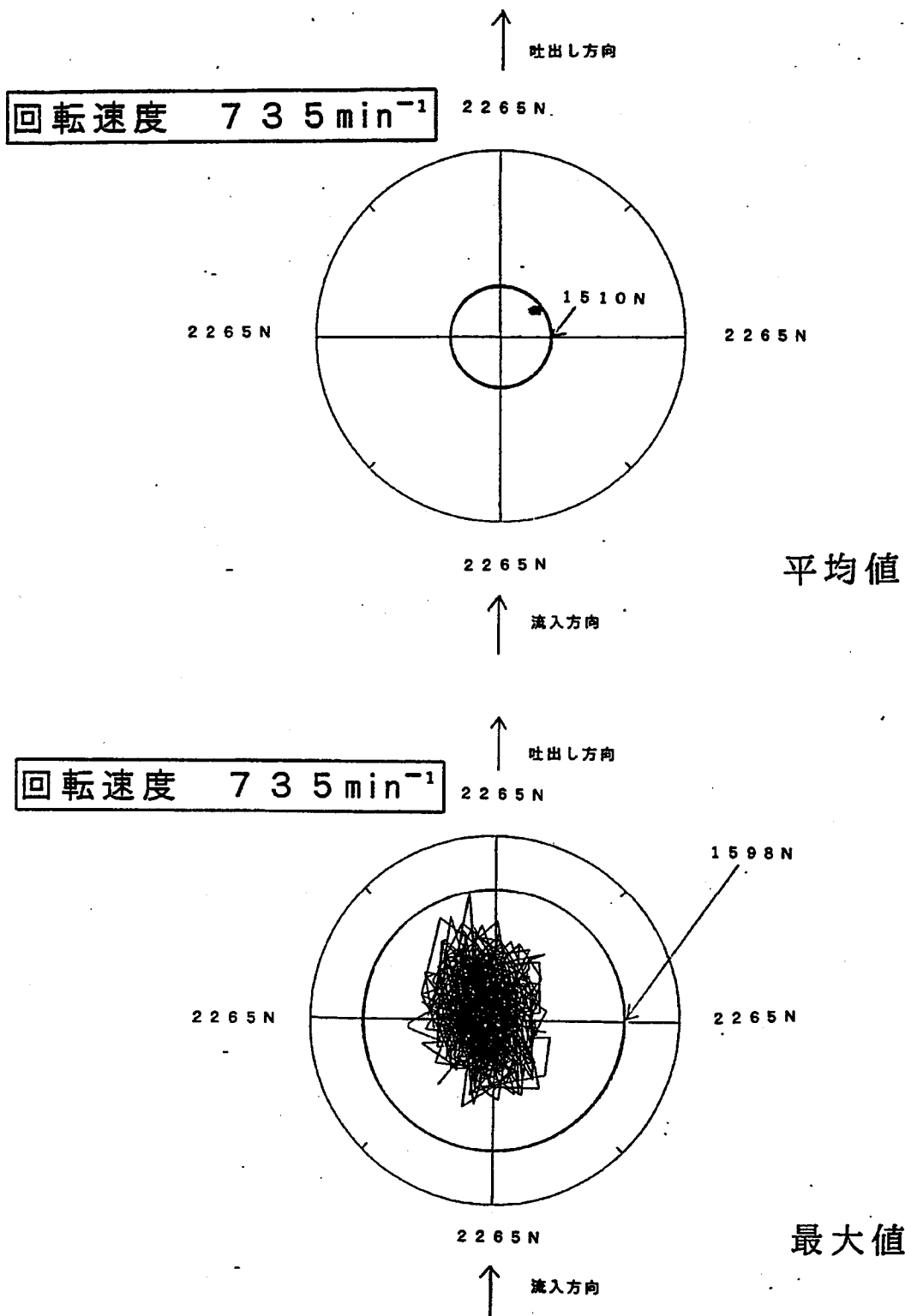


図 4.32 吸気運転時の半径方向推力
 (アンバランス荷重あり)

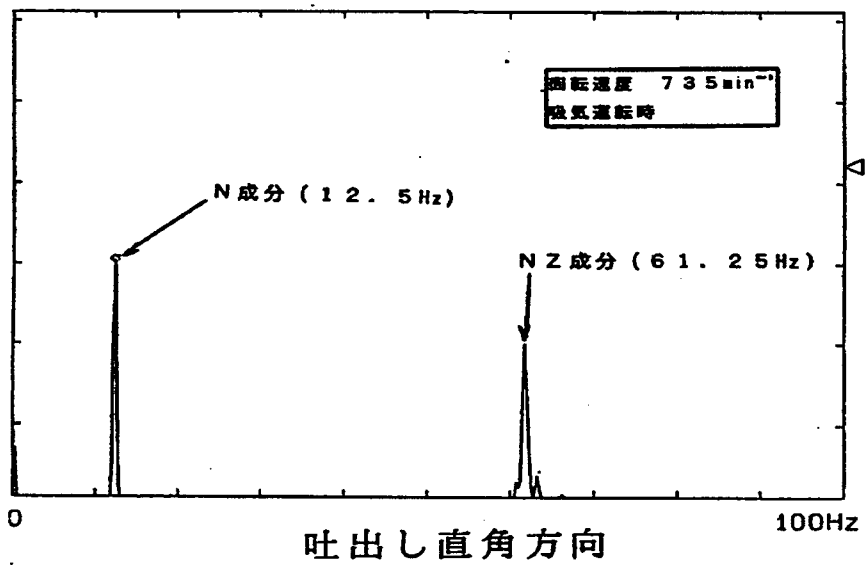
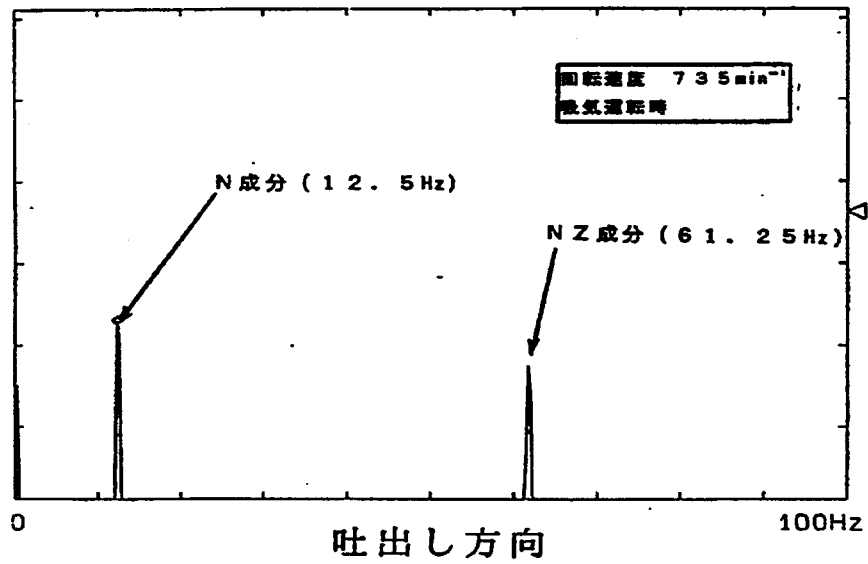


図 4.33 半径方向推力の周波数分析結果
(アンバランス荷重あり)

待機運転時の落水試験

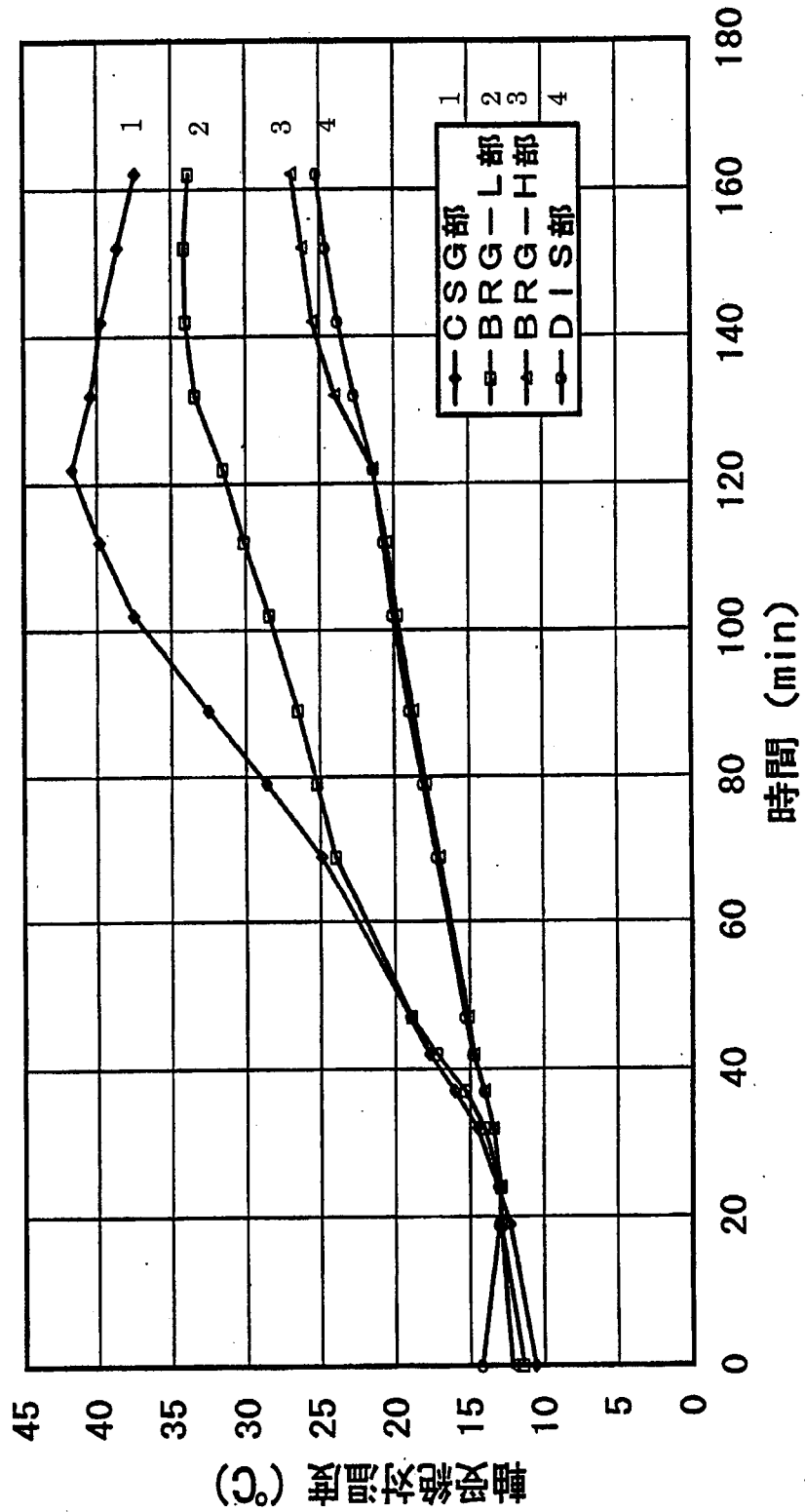


図 4.34 落水実験軸受温度測定結果

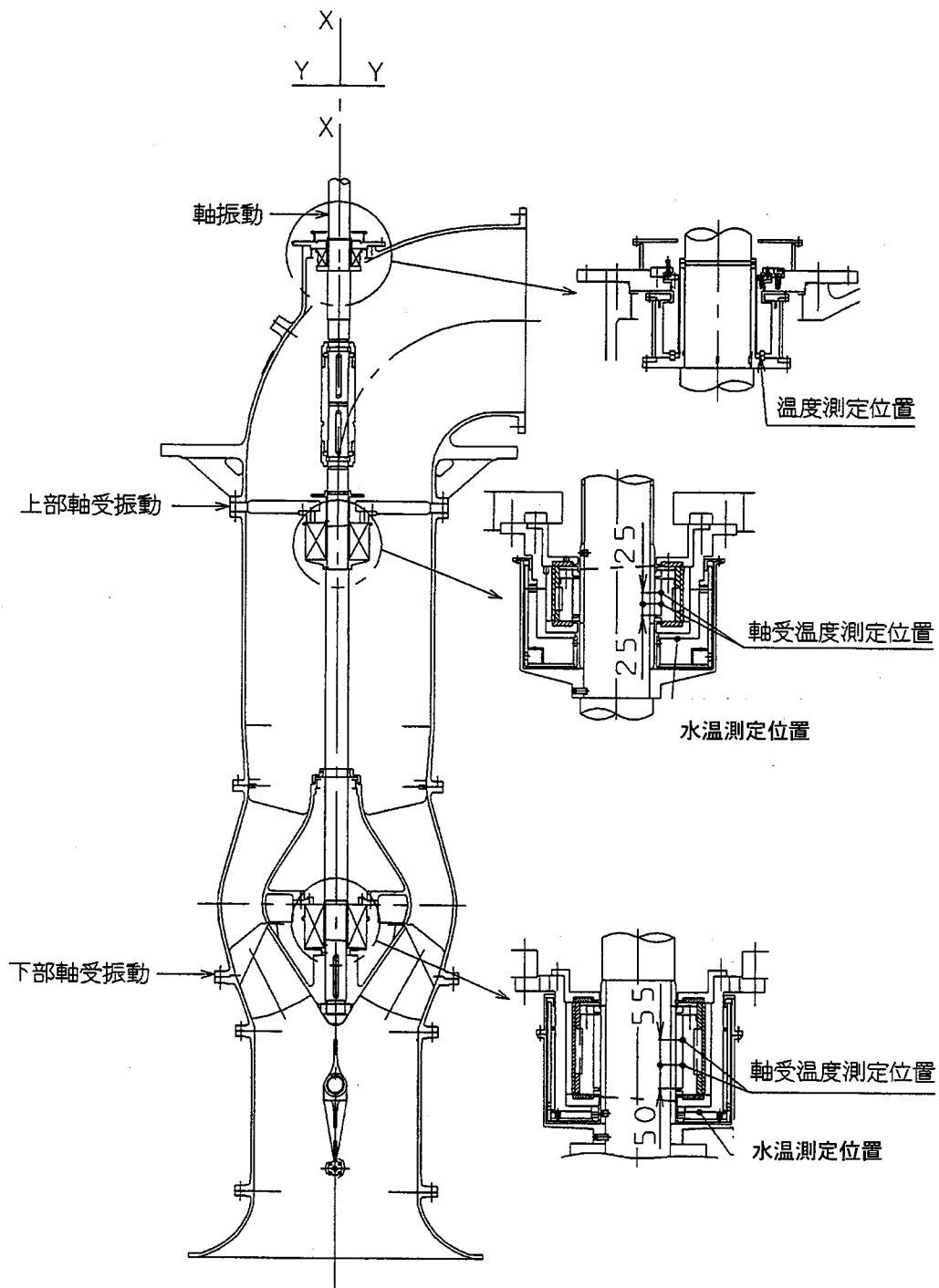


図 4.35 ポンプ構造と測定位置

表 4.10 測定項目及び判定基準

No.	測定項目	測定機器	判定基準
1	気温、軸受温度、油温	温度センサー	油温：70℃以下 軸受温度：100℃以下 メカニカルシール摺動部 温度：100℃以下
2	メカニカルシール摺動部温度		
3	油面	油面センサー	軸受部内の下面水位(=油面)を検知し、軸受性能に支障が無い油面であること
4	メカニカルシール部、ポンプ吐出し圧力	圧力計	参考データ
5	軸受への異物等の付着状況	目視、及びカメラ	ポンプ運転に支障が無いこと
6	セラミックス軸受、スリーブの損傷状況	目視、及びカメラ (ポンプ引き上げ後)	
7	セラミックス軸受、スリーブの摩耗量	表面粗さ測定器 (ポンプ引き上げ後)	寿命予測の参考データ
8	メカニカルシール漏れ量	目視、及び容積確認	ドレン配管で排出できること
9	軸振動	振動計	参考データ
10	ポンプ地下部振動	振動計	
11	ポンプ吸込、吐出水槽水位	-	

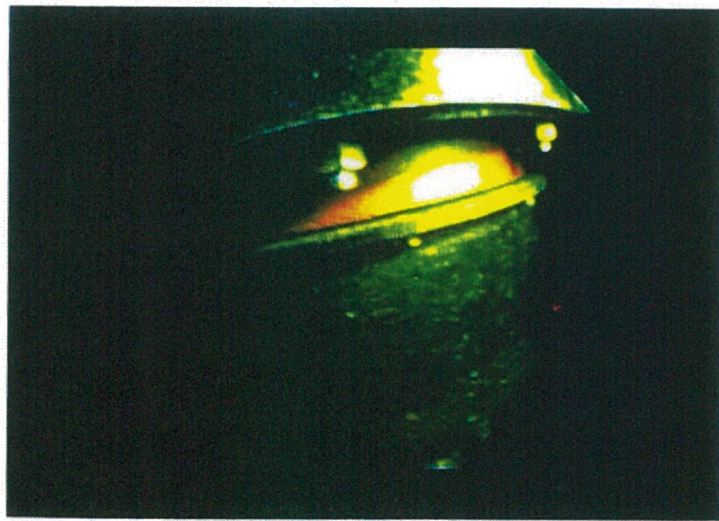
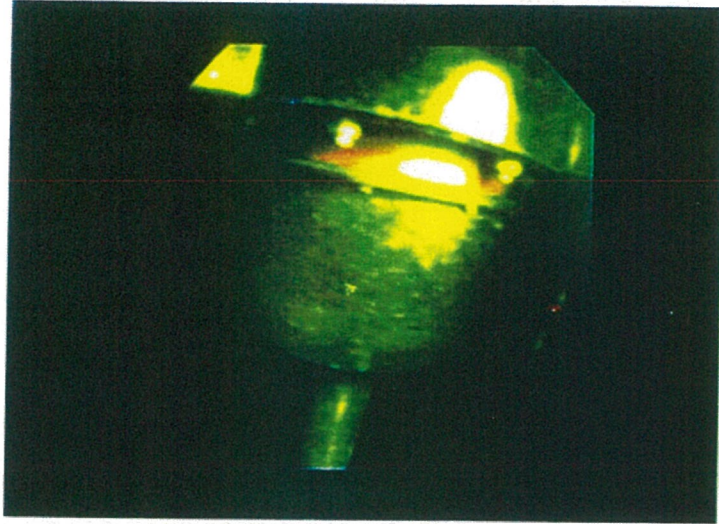


图 4.36 上部軸受外觀写真（第1回点検時）

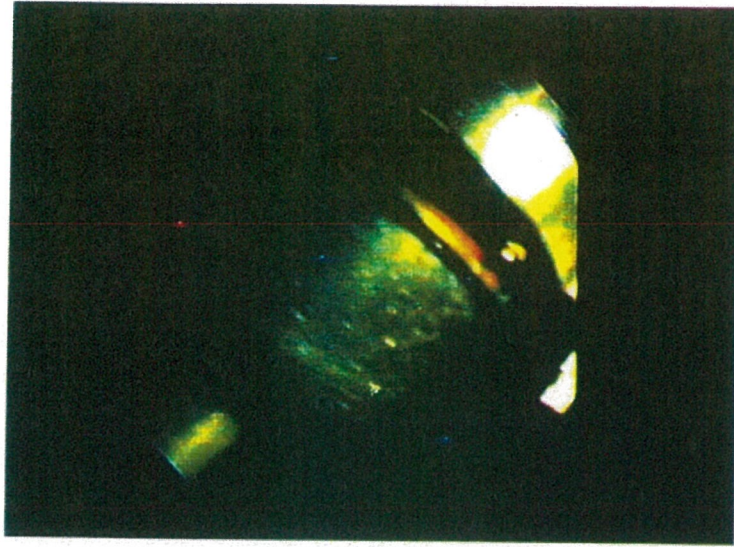


图 4.37 上部軸受外觀写真（第2回点検時）

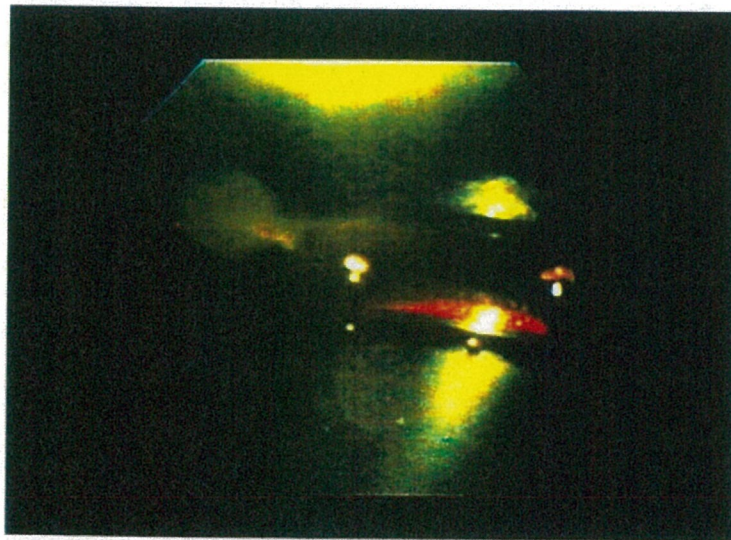


图 4.38 上部軸受外觀写真（第3回点検時）

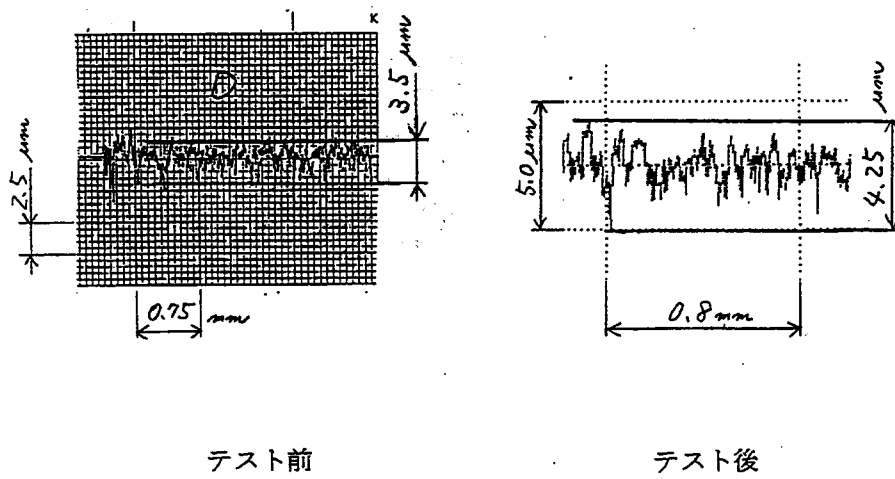


図 4.39 フィールドテスト前後の上部軸受部スリーブ表面粗さ

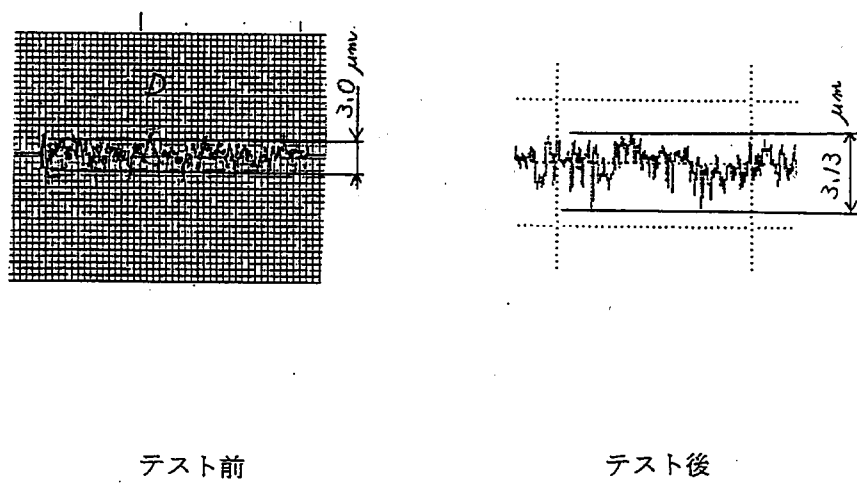


図 4.40 フィールドテスト前後の下部軸受部スリーブ表面粗さ

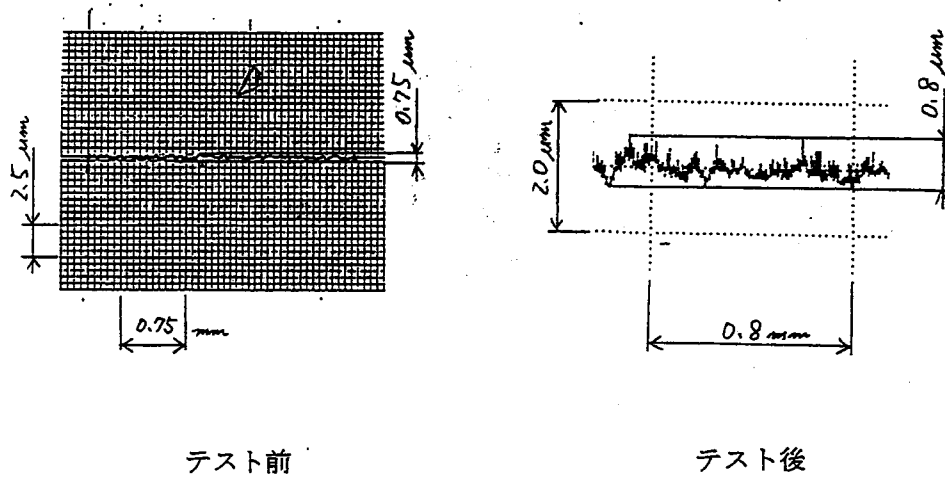


図 4.41 フィールドテスト前後の上部軸受表面粗さ

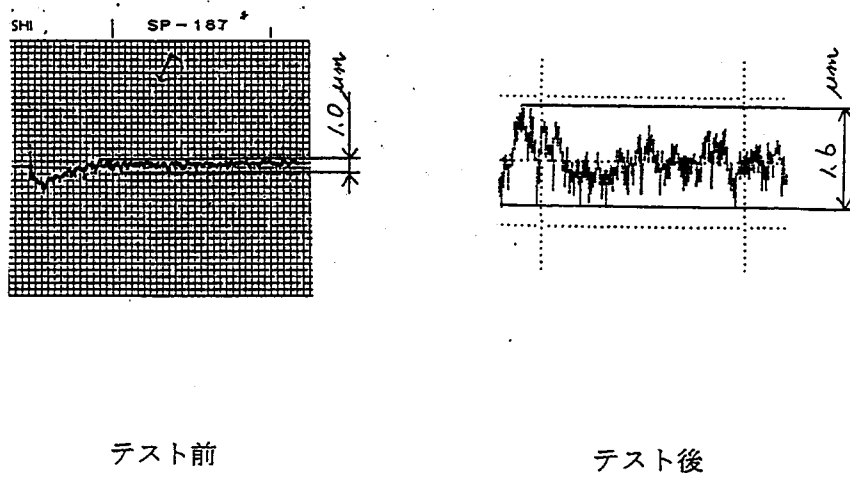


図 4.42 フィールドテスト前後の下部軸受表面粗さ

送り

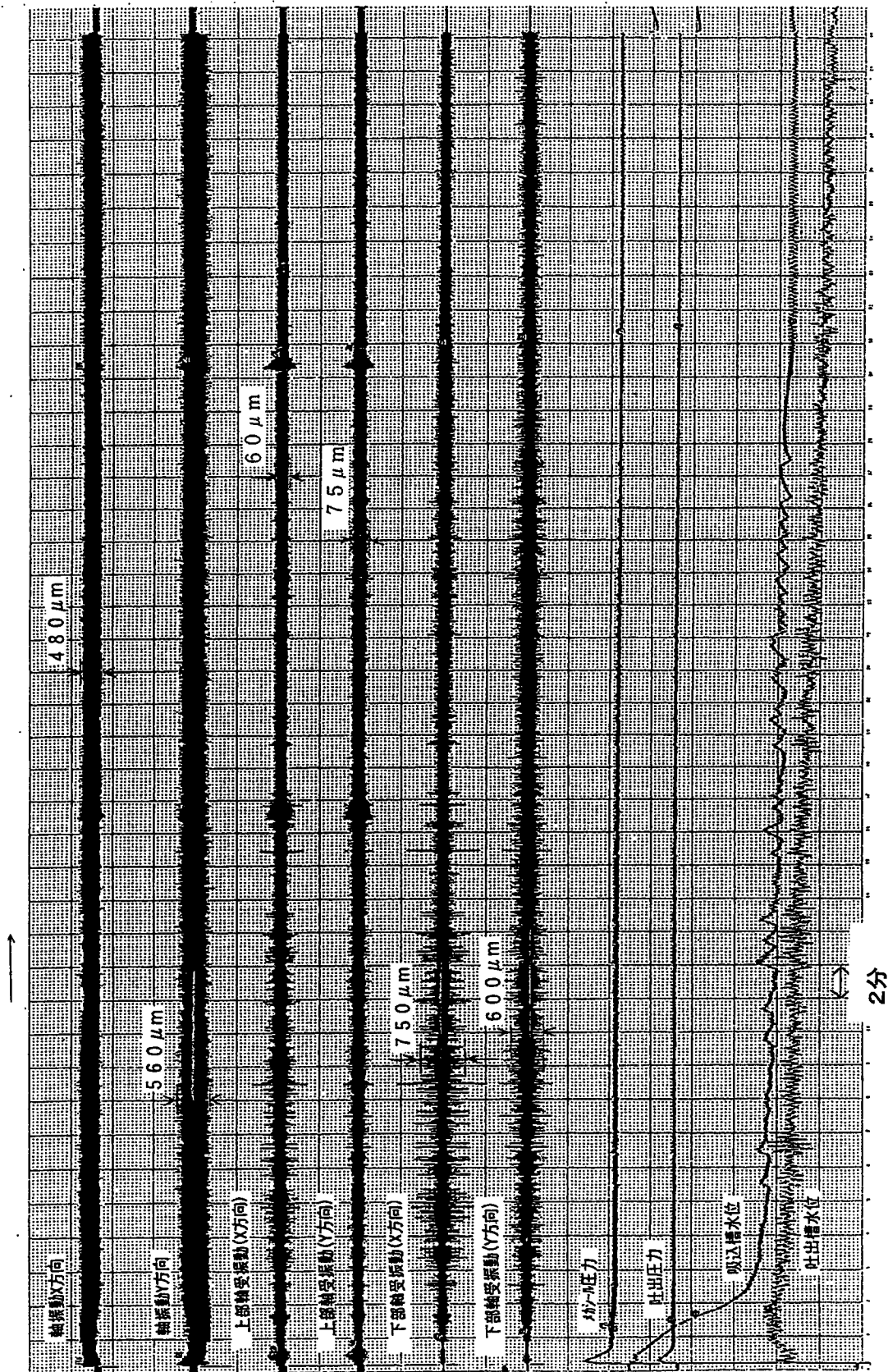


图 4.43 先行待機運転于一タ (1例)

第 5 章 全速先行待機運転ポンプにおけるハイブリッド軸受の適用

5.1 緒言

先行待機運転ポンプにおける無給水軸受適用技術として、第 4 章で述べた回転水槽方式のセラミックス軸受が開発され、30 分以上の空転運転が可能であることから実機にも適用されている。

しかし、最近では構造の簡素化とコスト低減の両面から、回転水槽を用いない完全無給水軸受構造が要求されるようになってきた。ところが、セラミックス軸受において完全無給水化を達成しようとする、長時間の無給水運転に耐える材料開発が必須で困難な状況にある。そこで、無給水運転可能な高耐熱性樹脂材料を取上げ、完全無給水軸受の開発を目指すことにした。

先行待機運転ポンプでは、空転運転時における無給水摺動と排水運転時における異物に対する耐摩耗性を兼ね備えた軸受性能が要求される。しかし従来の樹脂軸受材料単体の軸受では、無給水摺動については対応可能と考えられるが、ポンプ揚水中の異物に対しては摩耗が早く採用が困難であった。⁽¹²⁾

本章では、この要求に応えるため、空転摺動には比較的強いが異物による耐摩耗性に劣る PEEK（ポリエーテルエーテルケトン）を樹脂軸受に採用し、耐摩耗性向上を目的に異物侵入防止のシールリングを配置したハイブリッド軸受構造を提案し、その有効性の検証を行った。

5.2 ハイブリッド軸受の構造

先行待機運転ポンプ用無給水軸受として採用を検討するハイブリッド軸受の構造を図 5.1 に示す。ハイブリッド軸受は、軸受の機能と異物侵入防止のシール機能を合せ持つ構造であることから名付けられている。ハイブリッド軸受は立軸ポンプの揚水路中に設置され、ポンプ自身による揚水を潤滑水として用いる。図中の矢印は揚水の流れ方向を示す。軸受

樹脂材料には、PEEK 樹脂（WR525）を用いる。軸受樹脂はケースに圧入固定され、軸受ハウジング、リブを介してポンプケーシングに取付けられている。樹脂軸受下端部には弾性支持したシールリングが設けられている。シールリングの材質は、異物よりも高硬度で耐土砂摩耗性、耐熱衝撃性に優れた窒化珪素を採用した。

WR525 物性値

比 重	ASTM D792	1.63
ショア D	ASTM D2240	98
圧縮モデュラス	ASTM D695	124000 [MPa]
繊維と平行方向		
圧縮強さ	ASTM D695	1360 [MPa]
繊維と平行方向		
引張モデュラス	ASTM D3039	138000 [MPa]
繊維と平行方向		
引張モデュラス	ASTM D3039	10200 [MPa]
繊維と垂直方向		
引張強さ	ASTM D3039	2070 [MPa]
繊維と平行方向		
引張強さ	ASTM D3039	86 [MPa]
繊維と垂直方向		
最大使用温度		273 [°C]

シールリング部の詳細図を図 5.2 に示す。金属リングに焼き嵌めされたシールリングと金属リングの上下面に設置したフッ素ゴム O リングとで構成されている。フッ素ゴム O リングはシールリングをフローティング支持し、またシールリング外周部への揚水侵入を防止する機能を有する。金属リングの外周部には回り止めピンが設けられ、シールリングの連れ周りを防止している。PEEK 材自身は比較的柔かい材質のため、摩耗のメカニズムは、摺動面に異物が入り込むことによる、アブレイブ摩耗によ

ると考えられる。従って、侵入する異物を小さいものに抑制すれば、異物は軸受摺動面隙間を通過しやすくなり、軸受摩耗損傷を低減できると考えられる。そこで、主軸径を 80mm とした時、シールリングと主軸の隙間を、軸受と主軸の隙間 0.275mm の約 1/2 となる 0.135mm にすることにより、軸受摺動面隙間に異物が侵入し難い構造とし、シールリングはフッ素 O リングの弾性支持により、運転時にシールリングに作用する加重を小さく抑え、空転運転時の損傷を軽減できるよう考慮した。また、図 5.1 のように樹脂軸受およびシールリングが対向する主軸側には、耐食性を有する Ni (ニッケル) をバインダーとした超硬スリーブ (NR11) を使用している。さらに、樹脂軸受上面には円筒状のリングが固定され、このリングの上部外周面を囲むように主軸側にデフレクタが設置されている。デフレクタを設置することにより、ポンプ運転が終了した後の落水に伴う樹脂軸受への異物の侵入を防止することが出来る。

表 5.1 にハイブリッド軸受の開発目標値を示す。寿命は、排水ポンプにおける年間総運転時間 (約 200 時間) に対し、保守期間 10 年を設定した。

5.3 実験装置

実験装置を図 5.3 に示す。本実験装置は、立軸排水ポンプを模擬したもので、主軸上部を自動調芯玉軸受で支持するとともに、主軸にアンバランス荷重を付加し振れ回りを与える構造にしている。主軸は装置中央部に装着された供試軸受と自動調芯玉軸受で支持される。インバータ駆動の電動機はトルクメータを介して主軸に連結されている。回転数はインバータによってコントロールされる。供試軸受への荷重は面圧 0.02~1.0MPa に相当するアンバランス荷重を付加して作用させた。図 5.4 に実験装置に接続された給排水の配管系統を示す。下部の給水側から供給された実験水は、供試軸受部を通過し排水側からタンクに戻るようになっている。このように実験水は循環するようにした。また、タンクの底板は傾斜させて、異物の停留を防止した。

図 5.5 に供試軸受の形状、寸法を示す。

5.4 実験方法

ハイブリッド軸受の採用が検討されている全速先行待機運転ポンプにおいて、軸受の運転条件は、先行待機時の空転摺動と排水運転時の水中摺動に大別され、前者においては長時間空転摺動による焼き付きが、後者においては揚水に含まれる異物（スラリー）による摩耗の急速な進展が懸念される。そこで、各運転での課題に焦点を絞り、以下の実験を行う。

5.4.1 空転摺動実験

ハイブリッド軸受の耐焼き付き性の把握のため、軸受樹脂およびシール材の温度の経時変化を計測する。本実験で用いるハイブリッド軸受における空転摺動実験時の温度測定位置を図 5.6 に示す。

軸受運転条件として複数の周速と面圧を設定し、各条件において約 1 時間の空転摺動を行い、軸受の各部位の温度変化を計測した。実験条件を表 5.2 に示す。周速と面圧の組合せが異なる計 31 通りの実験条件で実施した。

また、実験により得られた PV 値の適正值に近い周速 6m/sec、面圧 0.02MPa の条件において、実際の全速先行待機運転ポンプの運用を想定した、起動、停止 3 回を含む連続空転摺動実験を実施した。

5.4.2 スラリー摩耗実験

排水運転時におけるハイブリッド軸受のスラリー摩耗性能を確認するため、ハイブリッド軸受および樹脂単独軸受のスラリー摩耗の経時変化を計測した。

スラリー摩耗実験の実験手順としては、給水ポンプを駆動しておき、スラリー含有水が循環してからインバータ電動機を駆動し主軸を回転させた。実際の揚水である河川水に近いスラリー含有水を模擬するため、スラリーには珪砂 6 号を用い、外部タンク内の水に 3000ppm (0.3wt%) 相当の珪砂 6 号を入れた。珪砂の混合濃度を一定に保つため、図 5.4 に示すようにタンクの底部に傾斜をつけた。スラリー摩耗実験では、軸受摩

耗量を測定項目とし、摩耗に対する軸受の耐久性確認のため、500時間の長時間運転を実施した。実験条件としては、排水時の軸受運転条件を想定し、周速 6m/sec、面圧 1.0MPa とした。

5.5 実験結果及び考察

5.5.1 空転摺動実験結果

ハイブリッド軸受の空転摺動運転について、面圧と周速を変化させた時の軸受最高温度に関する実験結果を図 5.7 に示す。プロット点が試験を行った点である。各面圧、周速条件において、試験開始から 1 時間以内の軸受最高到達温度を抽出し、50℃未満、50℃以上 100℃未満、100℃以上の 3 段階に分類した。この結果からは、許容 PV 値 ($PV=0.15$) は 50℃以上 100℃未満の階級内にあった。また、周速と面圧の値が大きくなるほど、温度が上昇する傾向が確認できた。なお、同時に計測を行ったシールリングの温度は、最大で 80℃程度であり、その損傷は見受けられなかった。

次に、許容 PV 値に近い運転条件である周速 6m/sec、面圧 1.0Mpa における、連続空転摺動実験結果を図 5.8 に示す。シールリングの最高温度は約 90℃、軸受部の最高温度は約 63℃であり、樹脂材料およびシールリングの耐熱性から決めた許容温度 150℃以下に収まっており、急激な温度変化も確認されなかった。

以上の結果より、本ハイブリッド軸受は、少なくとも空転待機運転時間である 30 分の空転運転は可能であると判断した。

5.5.2 スラリー摩耗実験結果

樹脂単独軸受およびハイブリッド軸受について、スラリーを含む揚水を想定した水中摺動運転時における軸受摩耗量と試験時間の関係を図 5.9 に示す。許容軸受摩耗量は、立軸ポンプで実績のあるゴム軸受の交換目安である 0.55mm (軸受ギャップの 2 倍) としている。

樹脂単独軸受の場合、摩耗量は運転時間に比例し 70 時間で許容値に達

する。一方、ハイブリッド軸受の場合、摩耗量は初期の 10 時間から 50 時間までは初期摩耗的に増加しているが、その後の 50 時間から 500 時間までの間摩耗は進展せず、スラリーの影響が限定的であることが分かった。

5.6 結言

本章では、PEEK 樹脂を軸受樹脂材料に用いたハイブリッド軸受構造を検討し、ハイブリッド軸受のコンポーネント実験を行うことにより、以下の知見を得た。

- (1) 適用されるポンプの先行待機運転時を想定した空転摺動実験により、提案したハイブリッド軸受が許容温度以下で運転できる PV 値範囲を確認し、実機において、30 分以上の空転運転が可能である見通しを得た。
- (2) 連続無給水摺動実験により、軸受の温度は許容値以内であり、急激な温度上昇も無く安定していることが分かった。
- (3) ポンプの排水運転時を想定したスラリー摩耗実験により、ハイブリッド軸受のシールリング機能の有効性が確認され、スラリー摩耗に対して影響を受けにくいことが確認された。

以上より、全速先行待機運転ポンプにおけるハイブリッド軸受適用の見通しが得られた。

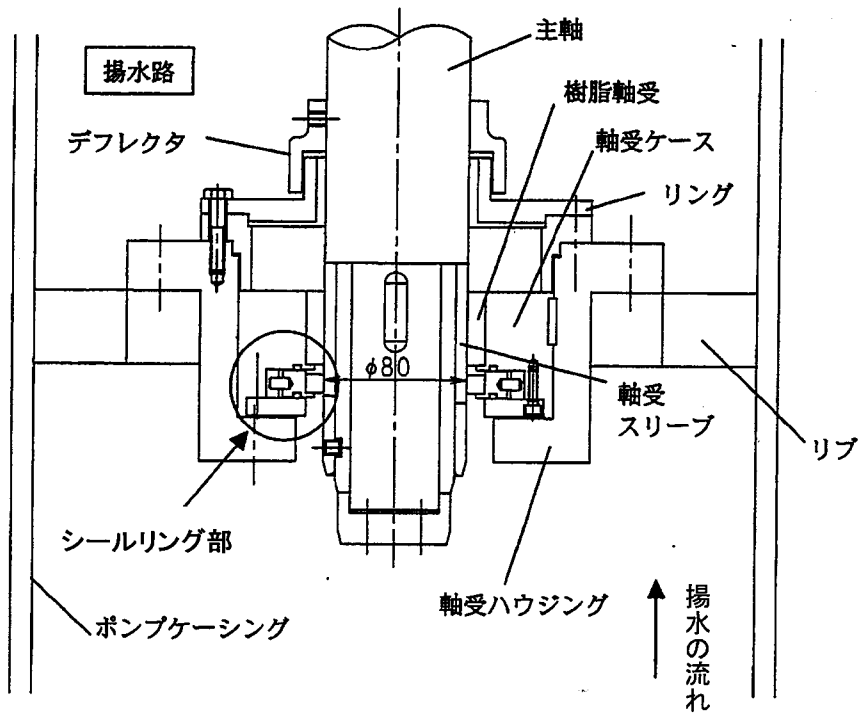


図 5.1 ハイブリッド軸受構造図

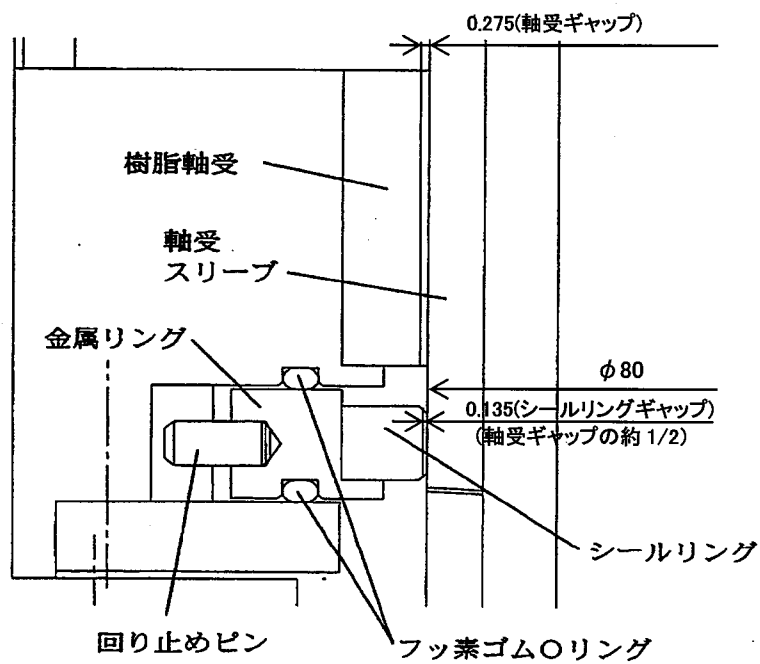


図 5.2 シールリング部詳細図

表 5.1 開発目標

項目	目標仕様	
取り扱い液	河川水	空気
周速 (m/s)	6	
面圧 (MPa)	1	0.02
スラリ濃度 (ppm)	3000	-
寿命 (h)	2000	500
軸受材質	PEEK樹脂	
スリーブ材質	超硬合金	

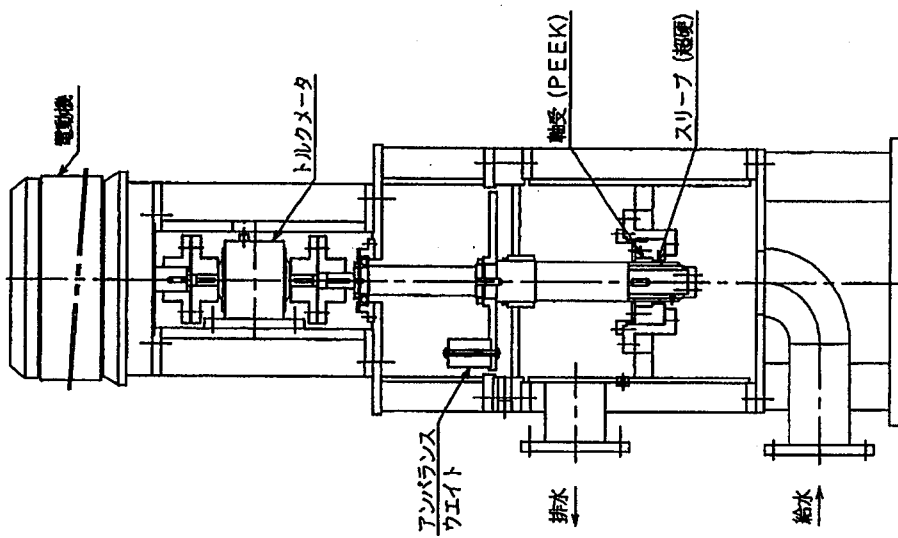


図 5.3 実験装置構造

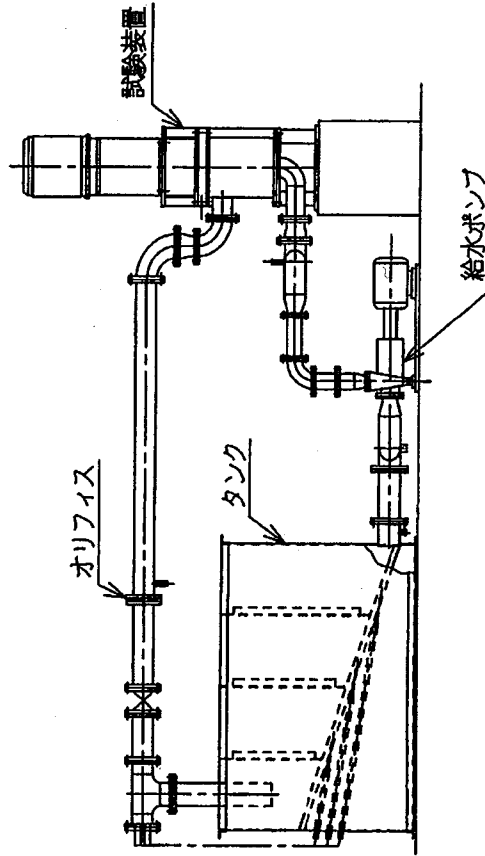


図 5.4 実験装置配管系統

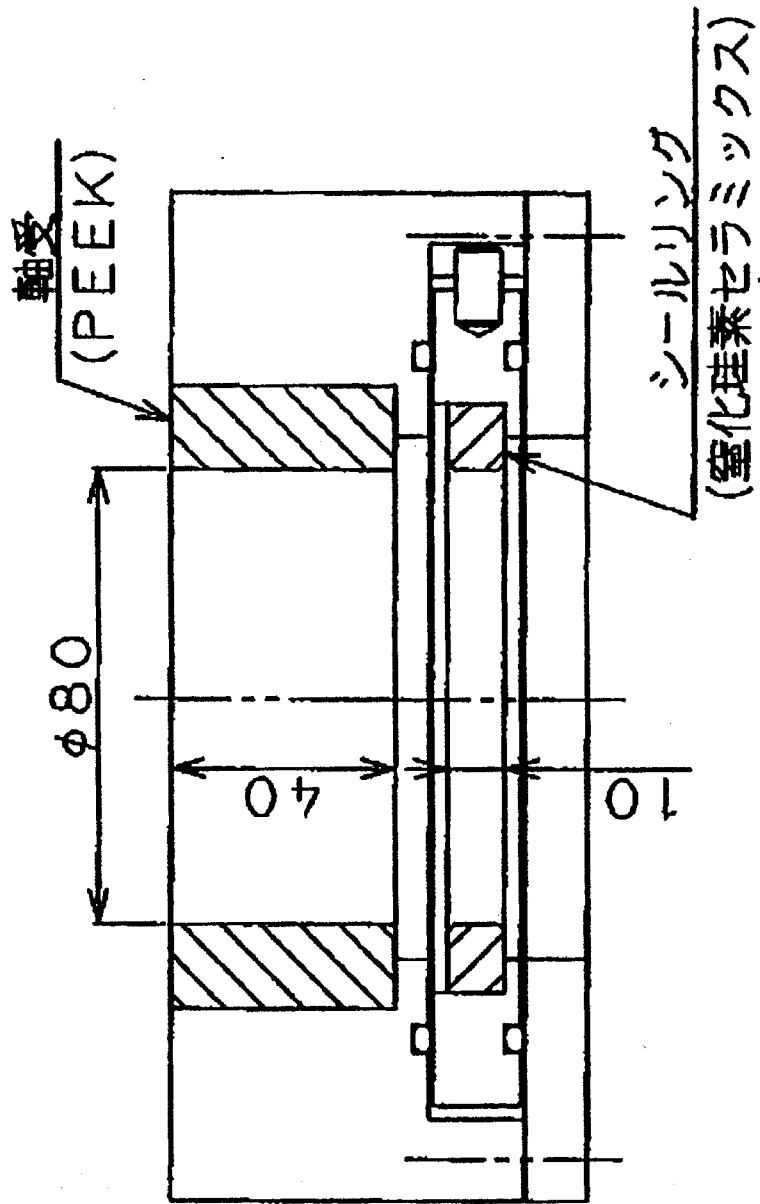


図 5.5 供試軸受構造図

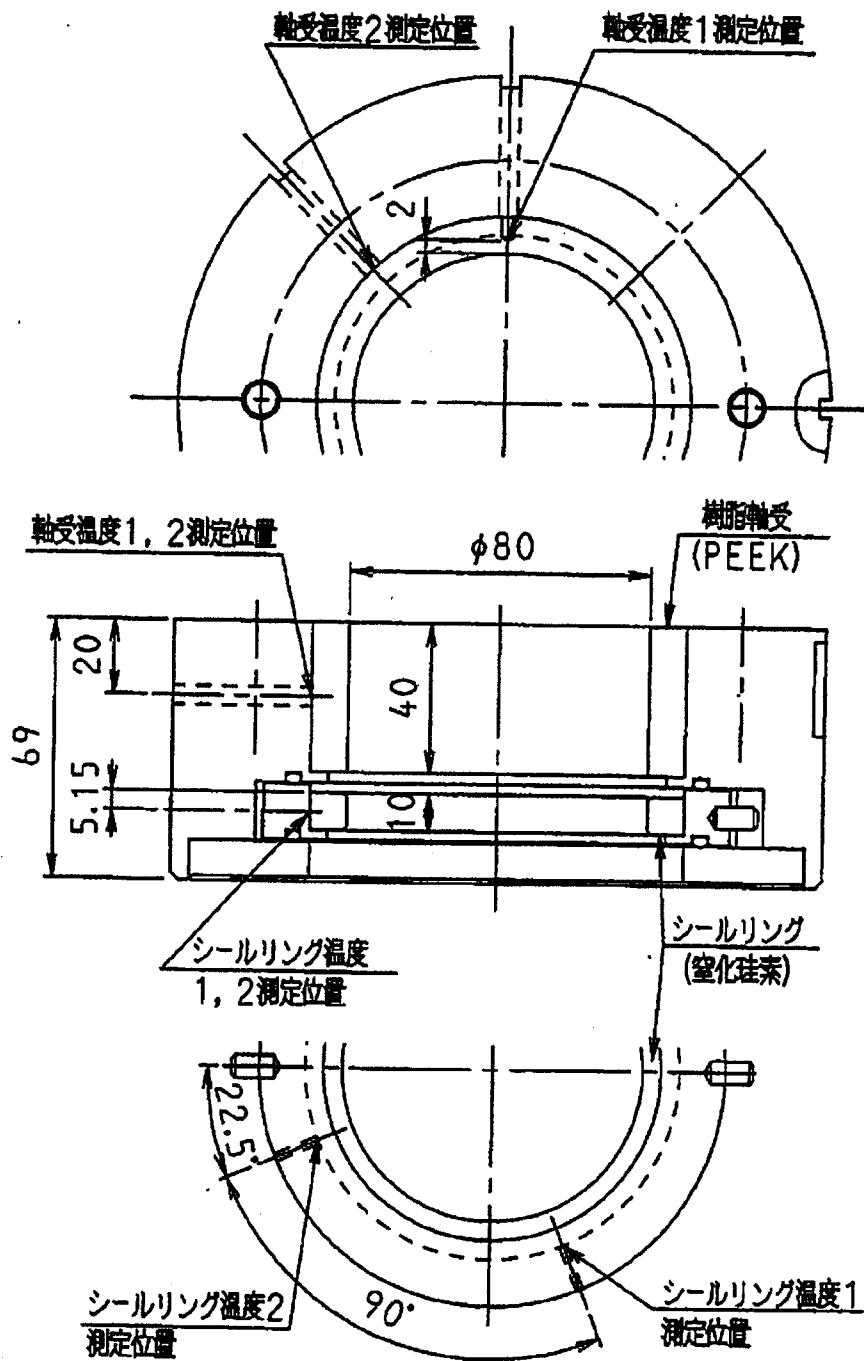


図 5.6 無給水摺動実験時温度測定位

表 5.2 実験条件組合せ

面圧 [MPa]	0.010	0.020	0.029	0.037	0.040	0.045
	0.050	0.054	0.060	0.063	0.070	0.080
周速 [m/s]	2	3	4	5	6	—

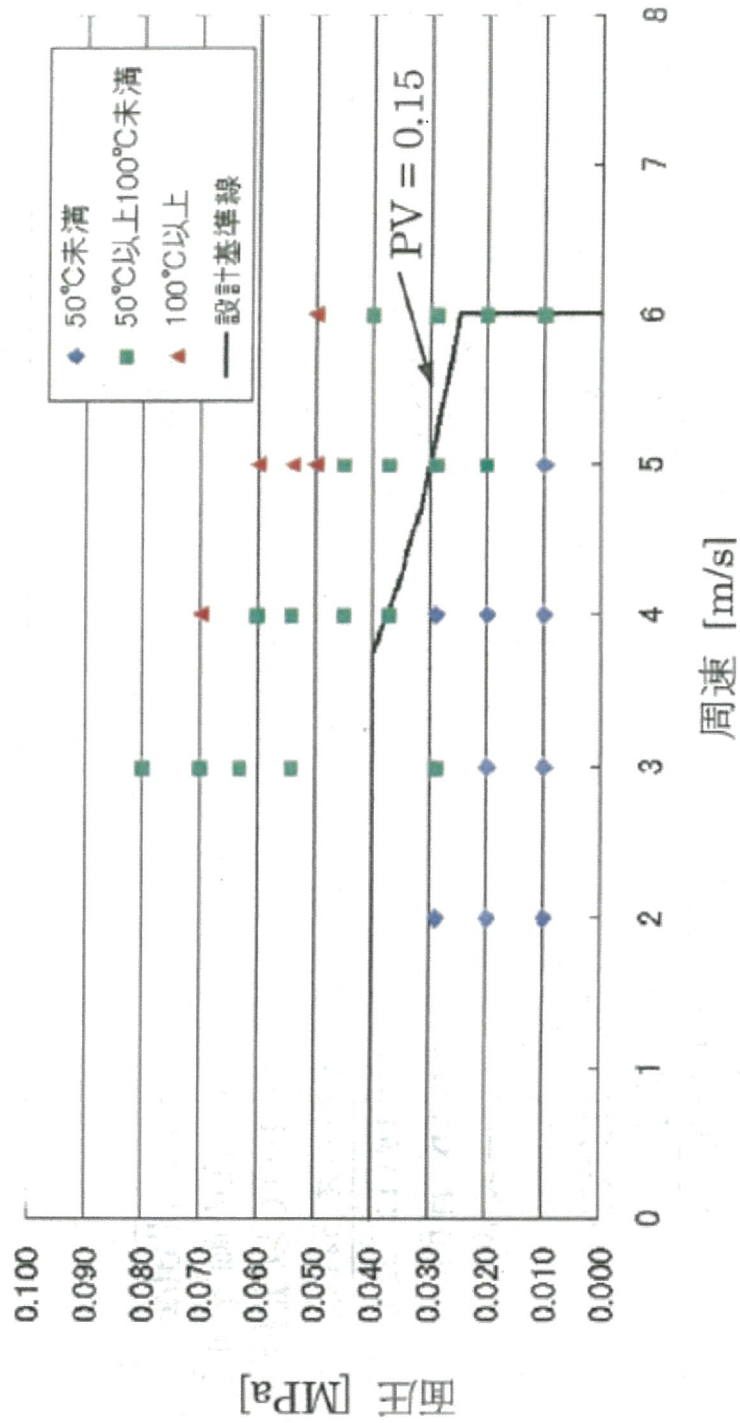


図 5.7 計測点と軸受最高温度

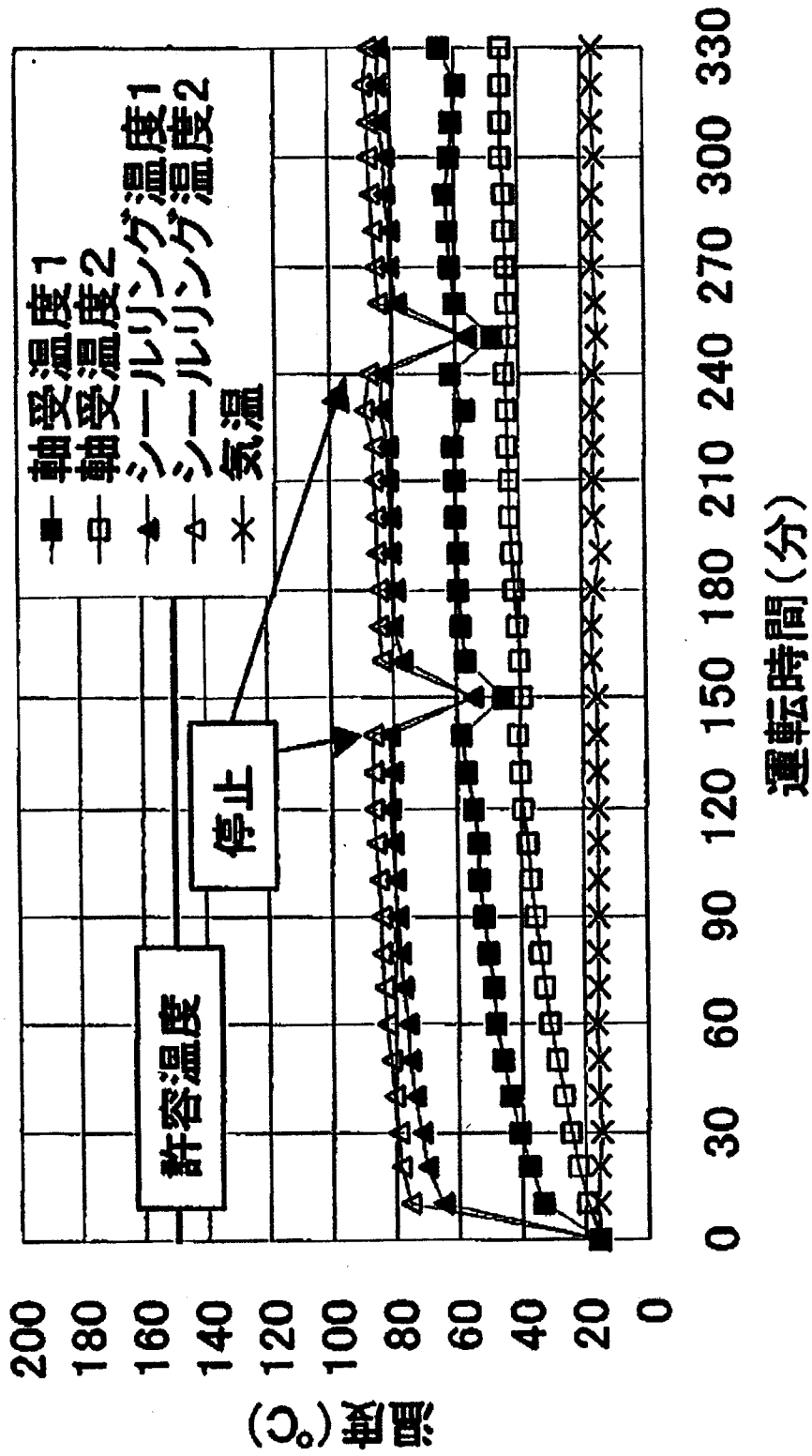


図 5.8 連続無給水摺動実験結果

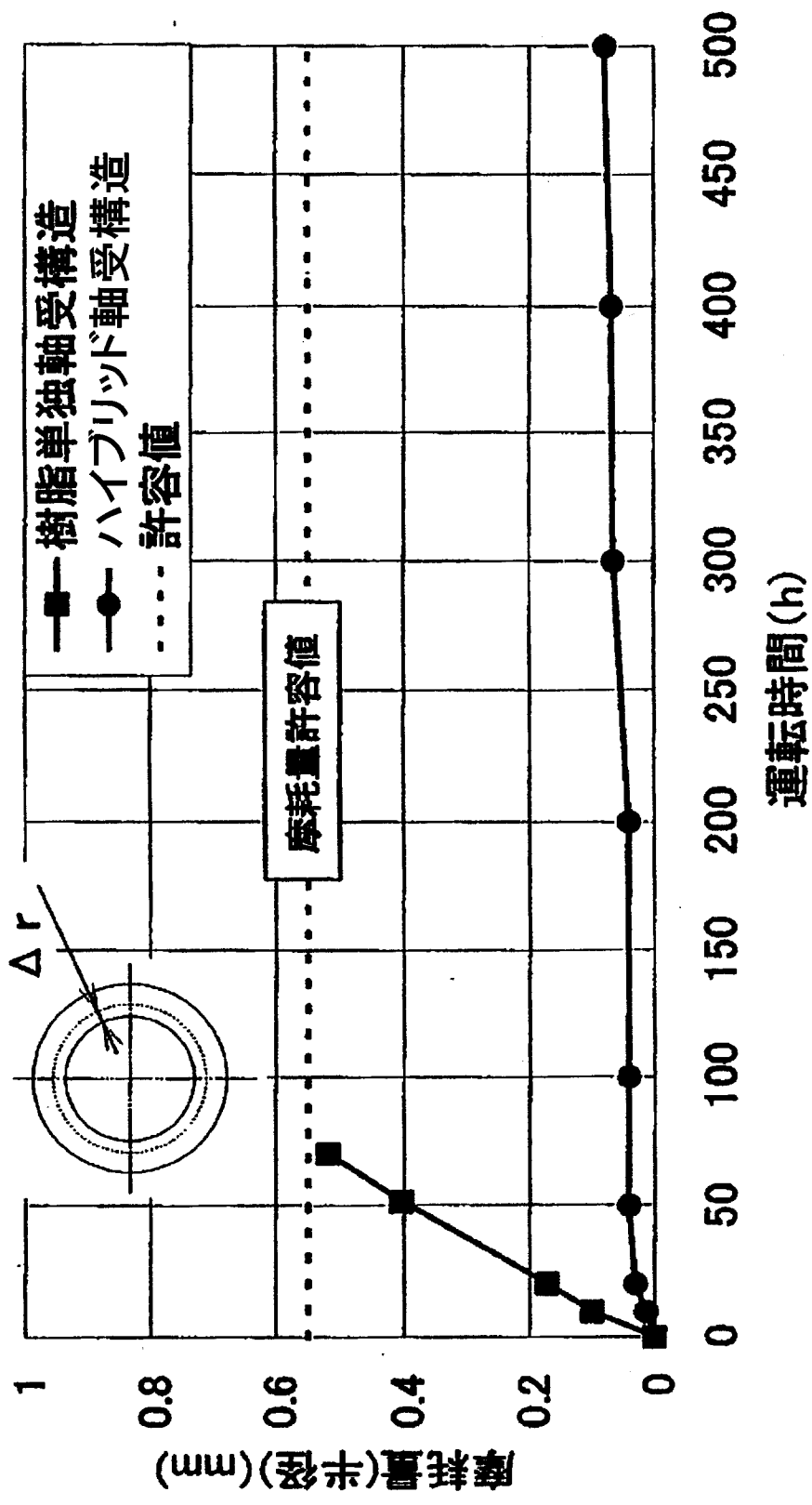


図 5.9 スラリ- 摩耗実験結果

第6章 結 論

これまで立軸排水ポンプに適用する無給水軸受は、軸受材料にセラミックス、または樹脂を採用することにより確立され、その実績も数多くあげられてきた。しかし、全速先行待機運転ポンプは、通常の排水ポンプと比べて揚水を行わない空転運転時間が長時間となるため、無給水軸受を適用すると、軸受は必然的に長時間の無給水摺動状態となる。摩擦摺動による発熱により、軸受損傷の発生が大きく懸念されるため、全速先行待機運転ポンプへの無給水軸受の適用は非常に困難であった。また、空転運転から揚水運転への移行期には気液二相流運転状態でポンプは運転される。この時、羽根車内気泡のフローパターンの変化が想定され、流体加振力の増加が懸念されるため、軸受の設計を行う上で、流体加振力の定量的な把握をすることが必須の課題であった。

本研究は、これらの新たな技術課題に対する解決策について、軸受部分を取り出したコンポーネント実験により、無給水軸受の強度及び基礎摺動特性を変形解析及び実験データに基づき検証した。また、その成果を実際の全速先行待機運転ポンプに適用し、ポンプ機場におけるフィールドで得られた運転データを分析した結果に基づいて、全速先行待機運転ポンプに適用する無給水軸受の設計要件を提示した。各章において得られた結論をここに再掲する。

まず第2章では、立軸排水ポンプに適用する無給水軸受としてセラミックス軸受を設計する上での留意点を、解析や実験データをもとに検証した。セラミックス軸受は、引張荷重には弱いですが圧縮荷重には強いという性質を考え、焼嵌めすることによりあらかじめセラミックス軸受に圧縮荷重を作用させ、軸受荷重が作用してもセラミックス軸受に引張荷重が作用しないようにして強度を保たせることにした。この確認のため変形解析を用いて焼嵌め時セラミックス軸受に引張荷重が働かないことを確認した。基礎摺動実験では、軸受荷重に対する片当たりの追従性を良

くするため緩衝構造とし、軸心の傾きに対する軸受の追従性を良くすることにより、摺動特性が向上することを確認した。また、軸受内の水膜形成を優先するために軸受ギャップを狭くするよりも、冷却を優先して軸受ギャップを拡げる方が摺動特性を改善できることが分かった。これは、もともと水の粘性が低いために水膜形成が難しいことと、セラミックス軸受特有のトライボケミカル的な潤滑によるものと考えられる。また、今まで解明されていなかったセラミックス軸受の破損に至るメカニズムについて実験データを基に検証し、主軸とスリーブの熱膨張差により超硬スリーブ材に引張荷重が作用し、超硬スリーブに軸方向のクラックが発生することが基点となってセラミックス軸受の破損が進行することを確認した。

以上を纏め、次の結論を得た。

- (1) セラミックス軸受は、あらかじめバックメタルに焼嵌めすることにより、圧縮荷重を作用させるのが有効である。この場合、軸受荷重が作用してもセラミックス軸受に引張荷重が作用しないため、軸受強度の向上が図れる。
- (2) 片当りを防止するため緩衝支持構造を取り、軸心の傾きに対して軸受自身の変形により追従させることは摺動特性向上に有効である。ただし、セラミックス軸受に引張荷重を作用させないため、セラミックス軸受のすぐ外側に緩衝材を配置するのではなく、バックメタルの外側に配置することが重要である。
- (3) セラミックス軸受の軸受ギャップについては、水潤滑の場合、水膜が形成しにくいので、むしろ広めにして、冷却を優先した方が摺動特性は向上する。
- (4) セラミックス軸受の破損は、スリーブ材とシャフト材の熱膨張率の差からスリーブ材に引張荷重が作用し、軸方向にクラックが発生することが基点となり発生することが確認された。

次に第3章では、立軸渦巻ポンプにおける気液二相運転時の流体性能および流体加振力に関し、実験データおよび観察結果を基に流体加

振力がどのように変化し、また、増大するのかを確認して、実際に全速先行待機運転ポンプを設計する上での留意点について纏めた。気液二相ポンプ特性は、ボイド率により変化するが、ボイド率が 0.04 を超えると性能の変化が著しく、回転数に対するばらつきが大きくなることが分かった。供試ポンプにおいては、気液二相運転時の半径方向推力は設計点流量の 40% 流量付近で最大値を取り、設計点における半径方向推力の約 5 倍となることが確認された。一方、軸方向推力については、気液二相運転時においても通常運転時と大差なく、概ね全揚程に依存することが分かった。

以上を纏め、次の結論を得た。

- (1) 供試立軸渦巻斜流ポンプにおける気液二相ポンプ特性は、ボイド率 0.04 程度までは回転数に対するばらつきが少なく相似則が成り立つことが確認された。
- (2) 供試ポンプにおける気液二相運転時の羽根車に作用する推力の内、半径方向推力は設計点での運転時の約 5 倍となり、40% 流量付近の吐出領域で発生することが確認された。
- (3) 一方、気液二相運転時の軸推力係数は気体混入の影響をあまり受けず、通常運転時と大差なく、概ね 0.6~0.7 であることが確認された。

次に第 4 章では、全速先行待機運転ポンプに適用する無給水軸受として回転水槽方式セラミックス軸受を提案し実用化した。これは第 2 章で述べたセラミックス軸受を長時間の無給水摺動運転において使いこなすための技術として開発したものである。空転運転時に潤滑水を確保するためにセラミックス軸受の外側に回転水槽を設けた構造で、軸受部分のみを対象としたコンポーネント実験により貯水効果の確認を行い、運転時潤滑水がこぼれにくい最適構造を決定するとともに、口径 700 mm 立軸斜流ポンプ実機に組み込みの運転データを基に信頼性の検証を行った。さらに実フィールドにおいて同軸受を組み込んだ口径 1200mm の立軸斜流ポンプに適用し、その有効性を確認した。

以上を纏め、次の結論を得た。

- (1) 回転水槽方式セラミックス軸受の構造検討を進めた結果、潤滑水が溢れずセラミックス軸受の潤滑に必要な貯水位を確保出来る構造を見出した。
- (2) 回転水槽方式セラミックス軸受は下端部が水に浸かっているならば、空転運転時にも良好な運転を継続することが可能であることが確認された。
- (3) コンポーネント実験のみでなく、口径 700mm、1200mm 立軸斜流ポンプにおいても、回転水槽方式セラミックス軸受を搭載することにより、空転運転時にも良好な運転を継続することが可能であることが確認された。
- (4) 立軸斜流ポンプにおいても、気液二相運転時には流体加振力が液単相運転時の約 3 倍になることが確認され、この時の軸受荷重においても、第 2 章において確認された軸受荷重の適用範囲内であり、全速先行待機運転ポンプに回転水槽方式セラミックス軸受が適用可能であることが実証された。
- (5) ポンプの排水が停止しエアロック運転に入ると、羽根車上部にある水は、羽根車の攪拌により水温が上昇し、軸受温度も高くなるが、許容温度 120℃に対し、実験で確認された最高温度は 42℃であり、口径 700mm、全揚程 9m の立軸斜流ポンプでは、余裕も十分あり問題ないことが確認された。但し、揚程がそれ以上になれば、水温上昇がさらに高くなることが考えられるので、エアロック運転時における軸受温度については注意が必要である。

次に第 5 章では、構造の簡素化とコスト低減の観点から、回転水槽を用いない、よりシンプルな完全無給水軸受を達成するため、軸受材料として高耐熱性樹脂材料を使いこなすための研究開発を行った。空転摺動には比較的強いが異物による耐摩耗性に劣る PEEK (ポリエーテルエーテルケトン) を樹脂軸受に採用し、耐摩耗性向上を目的に異物侵入防止の窒化珪素 (Si₃N₄) 製のシールリングを配置したハイブリッド軸受構造を提案し、軸受部分のみを取り出したコンポーネント実験装置により、空

転摺動実験、スラリー摩耗実験を行った。空転運転実験では、周速と面圧の組合せを 31 通りの実験条件で行い、PV 線図上で適用範囲を明確にした。実機の運転状態に近い周速、面圧の条件で連続無給水摺動実験を行い、空転待機運転時間の目安となる 30 分以上の空転運転が可能であることを確認した。スラリー摩耗実験では、異物進入防止のため設けたシールリングの有効性を確認し、PEEK 樹脂に窒化珪素製のシールリングを取付けたハイブリッド軸受構造とすることにより、異物に対する耐摩耗性が向上することが確認された。

以上を纏め、次の結論を得た。

- (1) 適用されるポンプの先行待機運転時を想定した空転摺動実験により、提案したハイブリッド軸受が許容温度以下で運転できる PV 値範囲を確認し、実機において、空転運転時間の目安である 30 分以上の空転運転が可能である見通しを得た。
- (2) 連続無給水摺動実験により、軸受の温度は許容値 120℃ 以内であり、急激な温度上昇も無く、安定していることが確認された。
- (6) ポンプの排水運転時を想定したスラリー摩耗実験により、ハイブリッド軸受のシールリング機能の有効性が確認され、スラリー摩耗に対して影響を受けにくいことが確認された。

以上述べた回転水槽方式セラミックス軸受、PEEK 材を採用したハイブリッド軸受の開発成果により、従来摩擦摺動発熱により困難であった全速先行待機運転ポンプへの適用が可能となった。台風や大雨時の洪水防止のインフラ設備において、全速先行待機運転ポンプに適用する無給水軸受を提供できたことで、排水設備における信頼性向上に大きく寄与している。

参考文献

- (1) 湧川朝宏・他3名, 立軸ポンプ用セラミックス軸受に関する研究, 機論 B, 53-491, (1988), 2094-2098.
- (2) 相吉澤俊一・他3名, 立軸ポンプ用セラミックス軸受に関する研究, 機論 B, 55-509, (1989), 176-181.
- (3) 山田雅之, 都市排水用ポンプ, 産業機械, 巻 582, (1999-3), 31-33
- (4) 川崎和來, 社会資本メンテナンス元年, JCMS 関西 103, Summer2013, (2013) 1-3.
- (5) 土肥昭昌・他5名, 大型排水機場向け新技術開発, 三菱重工技報, Vol. 35, No. 3, (1998-5), 186-189
- (6) ターボ機械協会, 2011年のターボ機械の動向と主な製作品, ターボ機械 第40巻第8号, (2012-8), 492-510
- (7) 翁和傑・他3名, 水潤滑セラミックス軸受の基礎研究, 機論 C, 61-590, (1995-10), 4027-4032
- (8) 吉田彰・他4名, 水潤滑セラミックススラスト軸受のトライボロジー特性, 機論 C, 62-599, (1996-7), 2798-2803
- (9) 泉貴士・他1名, 水中における炭化ケイ素の低摩擦に及ぼすトライボケミカル生成物の影響, 機論東北, 38-39
- (10) 尾谷宗之・他2名, 無潤滑下における炭化ケイ素セラミックスとWC系超硬合金のすべり摩耗特性, 機論東北, (2006-9), 113-114
- (11) 春山義夫・他4名, セラミックス軸受の海水中におけるトライボロジー特性, 機論, 巻 2006vol, (2006-9), 301-302

- (12) 内田義弘・他2名, 新型立軸ポンプの製品化, エバラ時報, No. 217, (2007-10), 30-31
- (13) 山下一彦・他2名, ポンプ用無注水軸受の技術動向, ターボ機械, 32-7, (2004-7), 420-425
- (14) 峯村吉泰・他3名, 斜流ポンプの気液二相流時の性能, 機論 B, 52-478, (昭 61-6), 2404-2411
- (15) 峯村吉泰・他5名, 一次元粘性二流体モデルによるターボ形ポンプの気液二相流性能の予測法, 機論 B, 63-611, (1997-7), 2377-2385
- (16) 村上光清・他2名, 気液二相流時の羽根車内圧力分布, 機論 B, 49-438, (昭 58-2), 406-414
- (17) 峯村吉泰・他1名, 渦巻ポンプ羽根車内の気液二相流に対する気泡流モデルによる三次元数値解析(第1報), 機論 B, 53-516, (1989-8), 2364-2373
- (18) 峯村吉泰・他1名, 渦巻ポンプ羽根車内の気液二相流に対する気泡流モデルによる三次元数値解析(第2報), 機論 B, 55-516, (1989-8), 2374-2382
- (19) 古川明德・他4名, 気液二相流遠心ポンプの開発とその揚水特性, 機論 B, 71-701, (2005-1), 140-146
- (20) 古川明德・他2名, 回転-静止円形翼列と還流孔を持つ遠心ポンプ羽根車の気液二相流性能試験, 機論 B, 60-578, (1994-10), 3421-3427
- (21) 古川明德・他4名, 二重反転形軸流ポンプの気液二相流性能と後段翼車の回転数制御, 機論 B, 71-708, (2005-8), 2047-2052
- (22) 郭士傑・他2名, 遠心ポンプ動静翼干渉の流体加振力に関する実験的研究, 機論 B, 71-706, (2005-6), 1603-1610
- (23) 郭士傑・他2名, 立軸ポンプのロータとケーシングの連成振動解析と流体加振力の推定, ターボ機械, 24-6, (1996-6), 344-349

- (24) 佐藤洋司・他 2 名, 立軸ポンプ用水中軸受が振動特性に及ぼす影響, 機論 C, 60-578, (1994-10), 3233-3237
- (25) 佐藤洋司・他 3 名, 立軸ポンプ用複合構造水中軸受に設けた溝の効果, 機論 B, 60-571, (1994-3), 1033-1038
- (26) 棚垣貴光・他 4 名, 高負荷・低摩擦樹脂製すべりねじの開発 (ピンオンディスク試験によるすべりねじ用樹脂材料の摩擦摩耗特性の検討), 機論 C, 71-711, (2005-11), 3262-3269
- (27) 湯浅富久子・他 1 名, 一般化された標本化定理と近似的な標本化関数, 愛知工大, 第 28 号 A, (平 5), 1-12
- (28) 長島知正・他 1 名, 標本化定理の構造について, 北大工学研報, 120, (昭 59), 99-107
- (29) 山本幸広・他 2 名, 立軸ポンプのエアロック運転状態における振動, ターボ機械, 第 26 巻第 8 号, (1998-8), 463-471
- (30) 黒川淳一・他 4 名, 遠心ポンプの極低流量における気泡が関与した自励振動, 機論 B, 61-591, (1995-11), 3892-3899
- (31) 村上光清・他 1 名, ターボ機械における気液二相流, 機論 B, 48-426, (昭 57-2), 179-185
- (32) 林礼明, 転がり滑り潤滑下における摩擦係数への表面粗さおよびオイル粘性の影響評価 (EHL 理論計算による潤滑形態の解析), KOMATSU TECHNICAL REPORT Vol. 59-166, (2013), 1-7

謝 辞

全速先行待機運転ポンプに適用する無給水軸受の開発研究を纏めるにあたり、終始懇切かつ適切なる御指導と御鞭撻を賜りました大分工業高等専門学校長 古川明德先生、九州大学大学院工学研究院教授 渡邊聡先生に心より感謝申し上げます。

古川明德先生には社会人大学院生としての機会をお与え下さり、研究に関するご指導はもちろん、仕事の忙しさに負けて論文の進行が遅れた時にも、励ましの御言葉をいただき軌道修正をしていただきました。また、渡邊聡先生には書きなれていない論文の内容について懇切丁寧に御指導をいただきました。ここまで論文を纏めてこられたのも、両先生の御指導の賜物と考えております。本当にありがとうございました。

加えて、論文を纏めるにあたり貴重な時間を割いていただき、副査として丁寧な御助言を賜りました、九州大学大学院工学研究院教授 澤江義則先生に厚く御礼を申し上げます。

本論文の内容は、(株)日立製作所の製品開発と密接な関係にあり、研究計画、実験計画および実験実施に際して、会社を上げて種々ご協力いただきましたことに関し感謝申し上げます。また、若手の代表として、技術を引継ぐことも含め、実験データの整理、取纏めを始めとして論文纏めの手助けをいただきました大豆生田祐介氏に感謝の意を表します。

最後に、(株)日立プラントテクノロジー執行役専務在職時に、社会人大学院生として研究開発の機会を与えていただいた三角洋史氏に感謝の意を表します。

平成 26 年 6 月 16 日

山 田 雅 之