

新形ボイラ給水ポンプの開発

Development of Advanced Type Boiler Feedwater Pump

日立製作所はこのたび、従来形に比べ高速・小形で、かつ分解・組立が容易という特長をもつ新形のバーレル形ボイラ給水ポンプを開発した。新形ポンプは、ヘッドカバーをシャークキーによって保持し、高圧水の漏れを自緊式シールによって防ぐという新しい構造をとっている。開発に当たっては、新構造特有の技術的問題点の検討にとどまらず、従来の技術分野のいっそうの高度化を図る目的で、系統的、総合的な開発プログラムとして推進した。最終的に、実機ポンプによるプラント運転条件下での広範囲な信頼性実証の工場試験を経て、現在10台が現地で据付及び試運転中である。実機試験の結果、自緊式シールは過渡運転状態下でもシール性能は完全であり、またポンプ軸振動は $20\mu\text{m}$ 以下であり、新形ポンプの特長、特性が十分に立証された。

横井信安* Nobuyasu Yokoi
神津修二** Shūji Kōzu
坂井 彰*** Akira Sakai
今井正也**** Masaya Imai
小林滋明* Shigeaki Kobayashi

1 緒 言

最近の火力発電設備は、省エネルギー時代に対応して、高効率運転、高利用率運転への要求が高い。電力用ポンプの主要機種であるボイラ給水ポンプの運転条件も、必然的に多様化、過酷化、高性能化の傾向にある。日立製作所は、このような動向に対応するため、従来形のボイラ給水ポンプに数々の新機軸を導入した新構造のボイラ給水ポンプを開発したのでここに紹介する。

従来形のボイラ給水ポンプは、既に370台を超える納入実績をもっており、水力性能、軸強度、軸振動、軸スラスト、軸シールなどの広範囲な研究成果が適用され、高い稼動実績を挙げている。

新開発のボイラ給水ポンプは、数々の特長を盛り込むことによって、特に信頼性、保守性のいっそうの向上を図ったもので、要素試験及び実機試験によりプラント運転条件下でのそれらの特性は事前に十分に確認、実証されている。既に10台の納入実績をもち、現在更に6台を製作中である。

2 新形ボイラ給水ポンプの構造的長

本ポンプの開発に当たっては、高速運転及び変圧運転に伴う広範囲な運転での軸振動の低減、省エネルギーのためのポンプ効率の向上、及び現地での分解・組立作業の能率向上を最重点目標とした。このため、主として以下に述べる構造上の改良を施している。

- (1) 羽根車段数を従来よりも1～3段低減し、軸受スパンを短縮するとともに軸径を太くすることにより軸振動に対する信頼性を向上した。この結果、ポンプの小形・軽量化も可能となった。一般に軸径を大きくすると効率の低下を招くが、新たに高効率の羽根車、ディフューザを開発した。
- (2) ヘッドカバー部は従来の作業性の悪いタイトニングボルト方式に代わり、シャークキー方式とし、分解・組立時間の短縮を図った。
- (3) 軸受ハウジングを直接内ケーシング部に取り付けることにより、両軸受ハウジングを含むインナアセンブリの完全カートリッジ化を可能とし、分解・組立作業性のいっそうの向上を

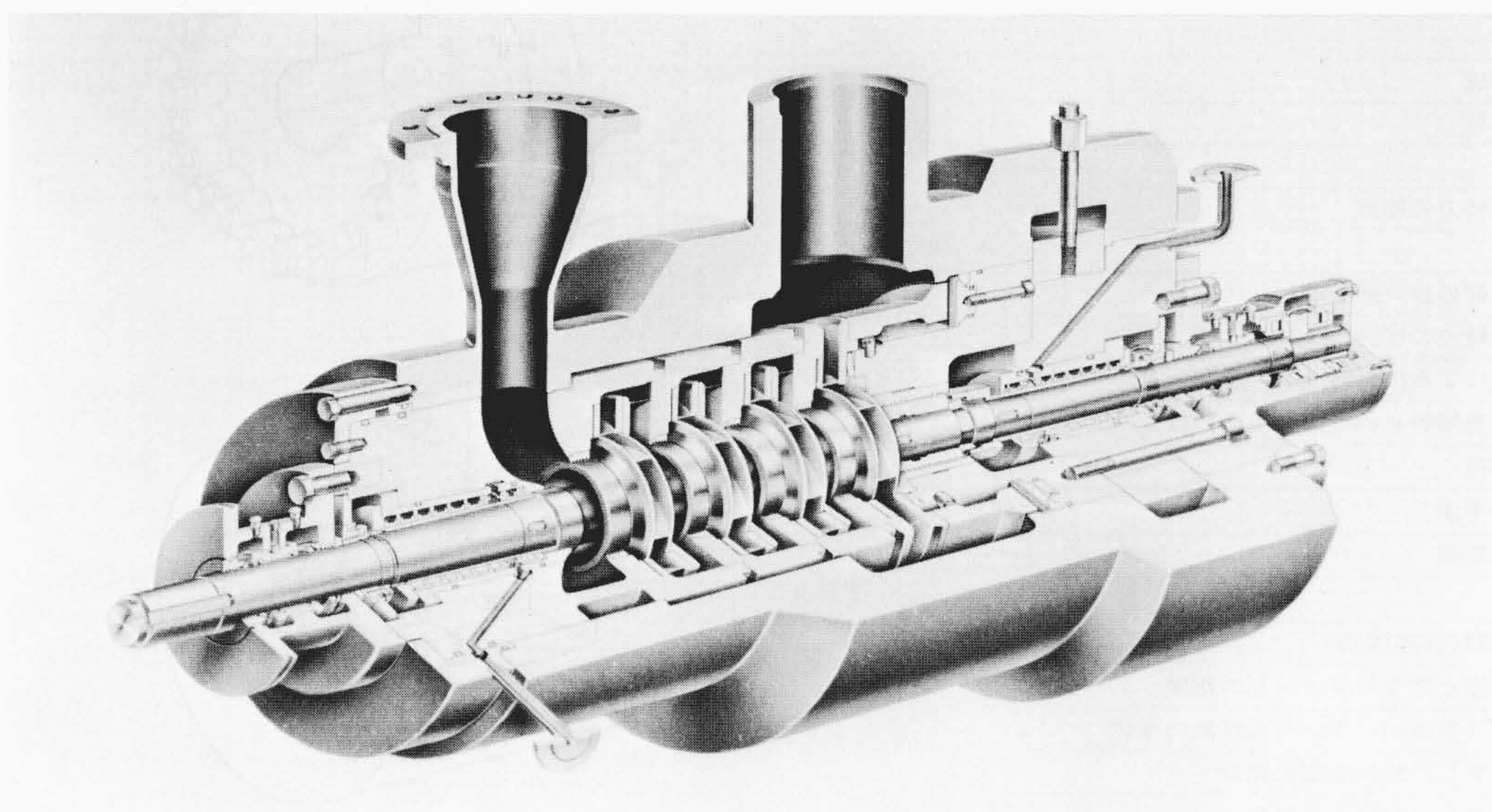


図1 新形ボイラ給水ポンプの内部構造図 従来の十数本の強固なタイトニングボルト方式に代えて、シャークキー構造を採用し、保守点検作業を容易にした。

* 日立製作所土浦工場 ** 日立製作所機電事業本部 *** 日立製作所電力事業本部 **** 日立製作所機械研究所

図った。また、インナアセンブリの予備品をもつことにより分解・組立時間は従来に比べ約60%低減が可能となった。

(4) 高温・高圧の内圧水をシールするためのガスケットとして、自緊式コーンシールを採用し、過渡運転状態に対する信頼性を高めた。

図1に新形ボイラ給水ポンプの内部構造図を示す。

3 開発計画

ボイラ給水ポンプに要求される三大条件、すなわち、高性能、高信頼性及び高保守性に関して、従来レベルを超える高い目標を具体的に掲げ、開発の推進を図った。表1に技術的検討項目を、技術分野別に分類整理して示す。

ボイラ給水ポンプの基礎技術確立のために、従来から関連技術分野ごとに広範囲にわたる研究・開発を進めてきたが、今回新構造のボイラ給水ポンプを開発するに当たり、固有の特殊技術の検討確認だけにとどまらず、従来技術のいっそうの精緻化、総合化を図るという観点から系統的な開発プログラムを立案した。

4 開発結果の概要

表1に示した一連の検討項目のうち、主要な項目について結果の概要を以下に述べる。

4.1 高速小形化及び性能向上

回転機械の小形・高速化の追求は、単に経済性の実現だけにとどまらず、振動・熱変形などに関する運転の信頼性の確保という観点からも重要な課題である。高速化に当たっては、キャビテーション性能、適正比速度の選定、羽根車の周速限界などを検討しなければならないが、個々の要因について従来実績を踏まえた上で詳細に検討した結果、ポンプ容量により20～40%の高速化が十分可能であるという見通しが得られた。これにより、ポンプ段数は1～3段の低減が可能となっ

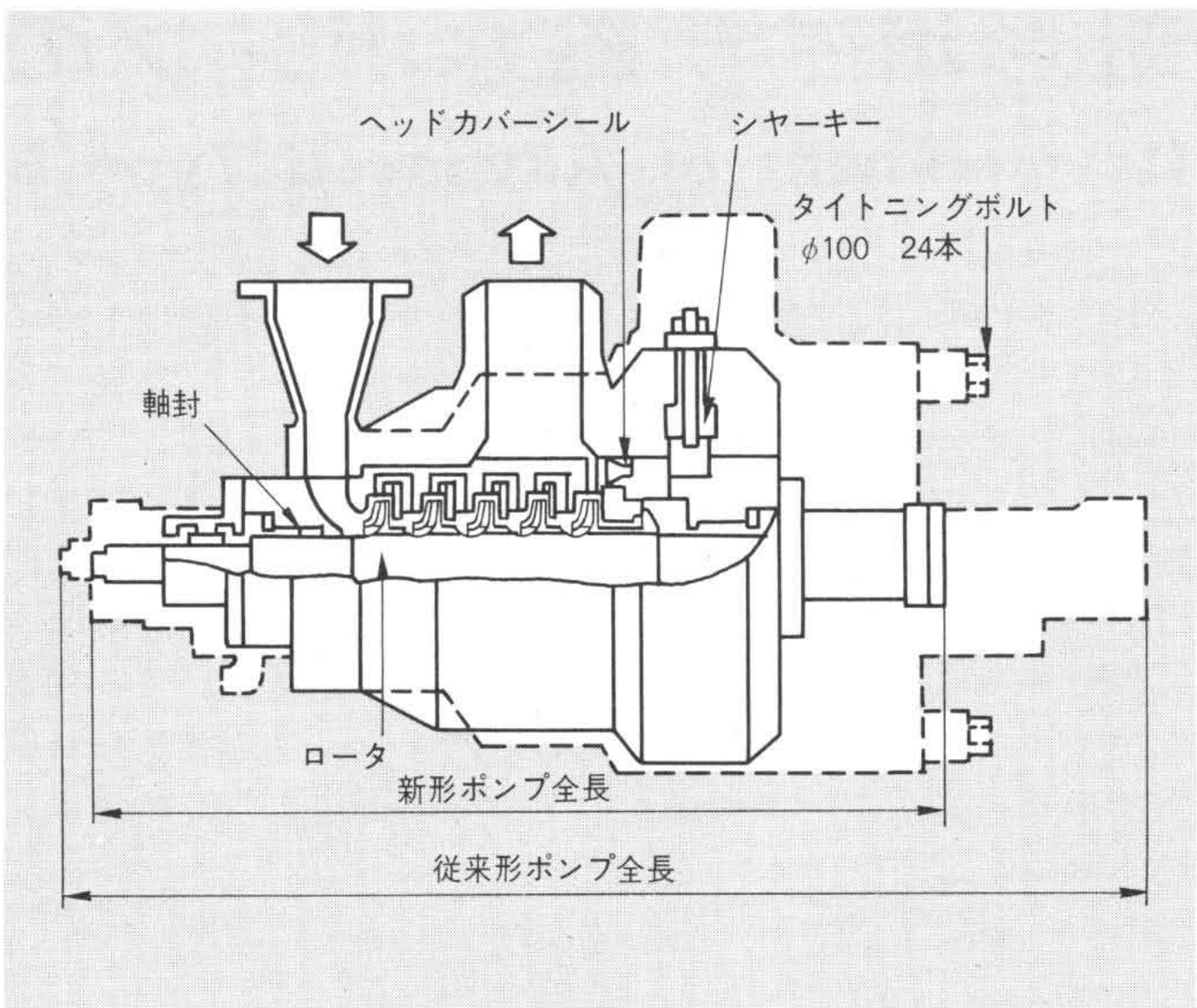


図2 ポンプ外形寸法の比較 600MW級用のボイラ給水ポンプで比較すると、新形構造では従来形に比べ、ポンプ全長で約25%短縮が可能となった。

た。図2に600MW級用のボイラ給水ポンプに対して、小形化の効果を略図的に比較して示す。段数が従来の8段から5段に低減できたことに加え、構造改良の効果も合わせ、ポンプの全長は約25%短縮が可能となった。

一般に高速化を図ると、関連寸法との関係で軸径が相対的に大となり、性能の低下傾向がある程度避けられないが、今回改めてポンプ内部の損失分析と流れの解析を詳細に行ない、羽根車目玉径、羽根車羽根入口角・出口角、羽根車羽根巻角、案内羽根拡大角などの設計因子について最適の形状選定を行なうことにより、従来実績を1～2%超えるポンプ効率を得ることができた。

表1 検討項目 関連技術分野別に検討項目を掲げ、系統的・総合的開発プログラムを組んで開発の推進を図った。

技術分野	検討項目
水力性能	1. 羽根車羽根形状の検討
	2. 羽根表面粗さの影響の把握
	3. 高効率ディフューザの開発
	4. 入口案内装置の検討
流体力	1. ポンプ各部に作用する流体力の把握
	2. 細隙部動特性の把握
	3. 動的安定性及びシール性能の良い細隙部形状の開発
	4. 軸スラスト平衡装置過渡特性の検討
振動	1. 細隙部のアラインメントによる振動特性
	2. ポンプ回転軸系の動的応答解析とバランス手法の確立
	3. 水中での羽根車の振動解析
	4. 羽根車とディフューザの干渉
強度	1. 各部材に作用する荷重の把握
	2. 羽根車の強度解析
	3. ポンプ回転軸系の強度検討(含過渡的)
	4. バレルケーシングの変形とアラインメントの相関
シール	1. バレルケーシングとヘッドカバーのシール性能の確認
	2. メンテナンスフリーを考慮した軸封装置の開発
材料	1. 耐摩耗性、耐焼付性に優れた攪動部材の開発
	2. 精密鋳造法の確立
軸受	1. すべり軸受油膜動特性の定量的把握
	2. 制振効果の高い軸受の開発

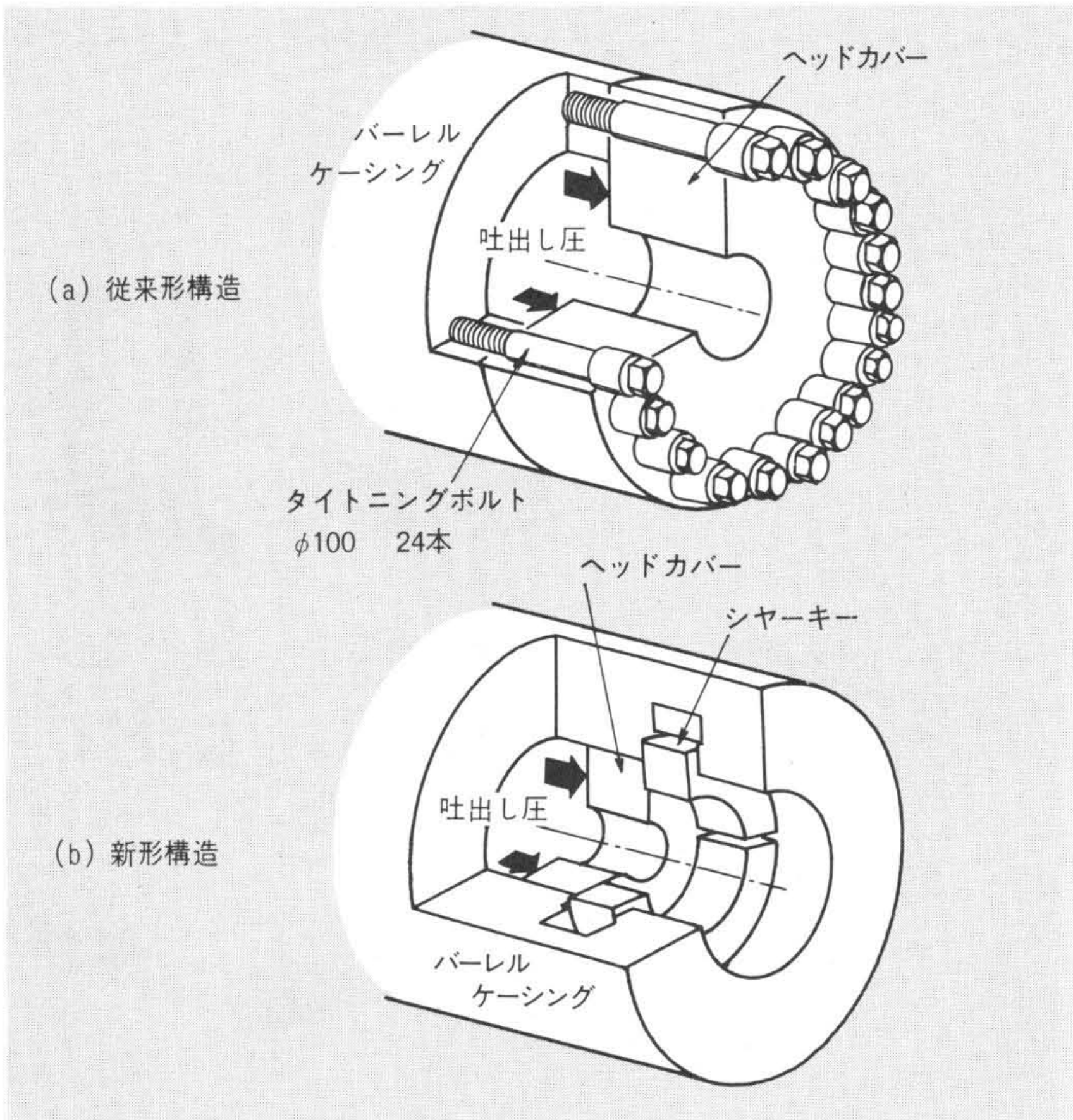


図3 ケーシングの構造 従来形構造では、強固なタイトニングボルトによりヘッドカバーをバレルケーシングに取り付けているが、新形構造では単純なシャークキーによりヘッドカバーを保持する方法を採用している。

4.2 シヤーキー構造をもつポンプケーシング

ヘッドカバーをバーレルケーシングに固定するために、多数の大径の植込みボルトを使用する従来方式は、ポンプの分解・組立ごとに多大の労力と時間を要し、保守性の面で大きな難点となっていた。新形構造では、この締結方式をやめ、新たにシヤーキー構造を採用している(図3)。

シヤーキー構造は、バーレルケーシングの内面に円周方向に削り込まれた溝に数個に分割された環状リング(すなわち、シヤーキー)を挿入し、その軸方向の剪断剛性を利用してヘッドカバーが受ける水圧によって生じた軸方向荷重をバーレルケーシングに伝えるとともに、ヘッドカバーが軸方向に移動しようとする動きを固定する。

分解と組立の繰返し、あるいは長期間の使用に対する強度信頼性を確認するために、

- (1) シヤーキー部の接触面圧分布
- (2) 接触面に生ずる塑性変形(許容面圧)

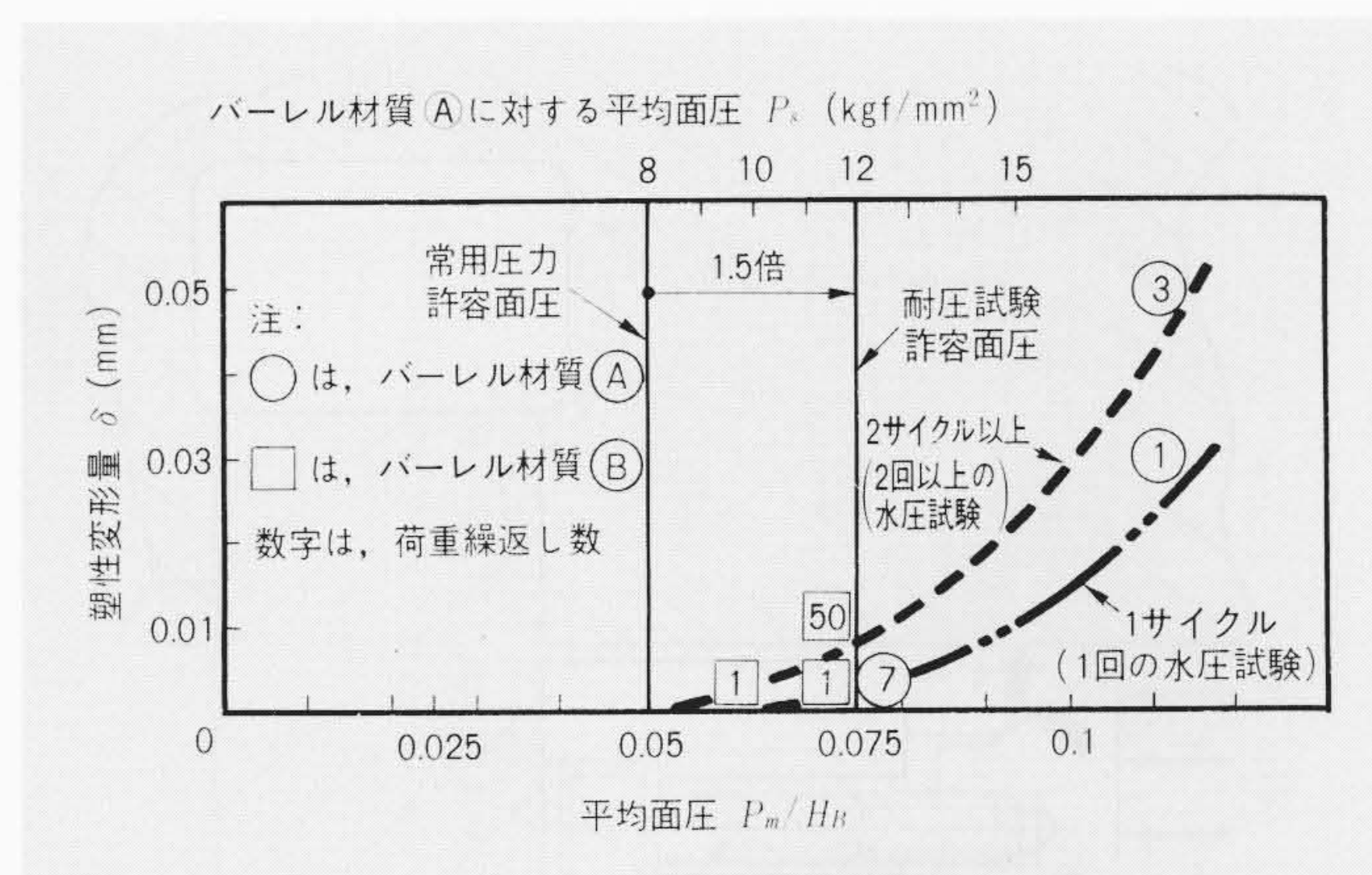


図4 バーレルケーシングの塑性変形量と平均面圧の関係 耐圧試験時の平均面圧 P_m/H_B を0.075にとれば、バーレルケーシングの塑性変形量は0.01mm以下に抑えられる。

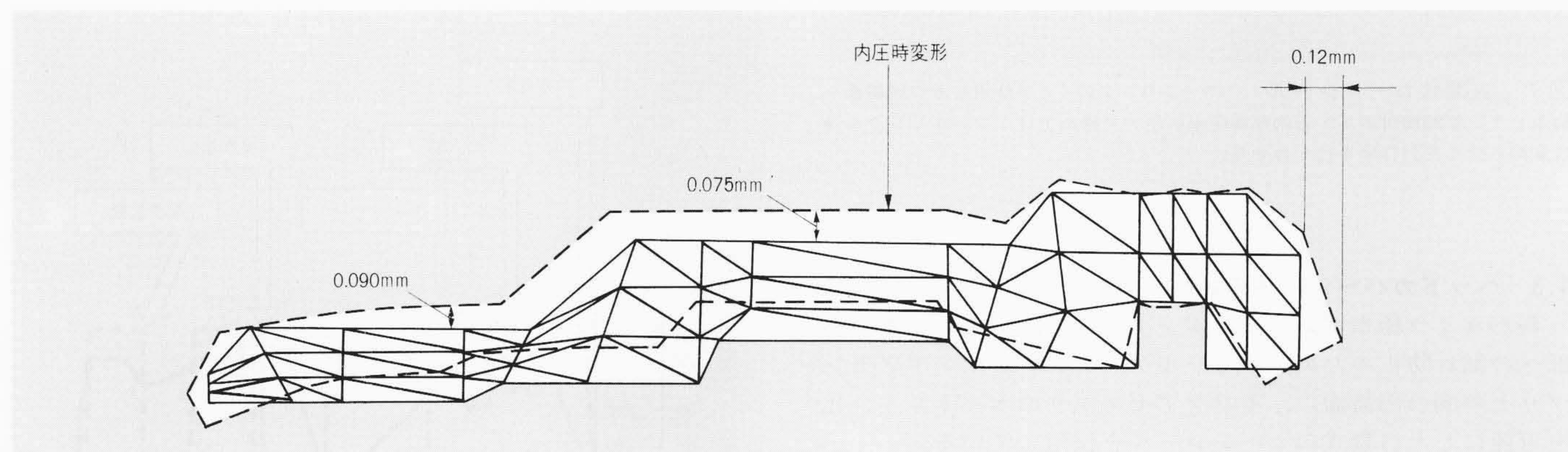


図5 バーレルケーシングの変形計算〔内圧300kg/cm²{29.4MPa}〕

有限要素法“HISTRAN S-5”による計算結果を示す。

- (3) シヤーキー溝底の強度
- (4) シヤーキー、ヘッドカバー及びバーレルケーシングの変形について検討した。

シヤーキーに大きな塑性変形が生ずるとキー溝に格納できなくなり、分解が不可能になる。実験の結果によれば、シヤーキーに塑性変形を発生させないためには、シヤーキーの硬度をバーレルケーシングやヘッドカバー材質の硬度よりもショア硬度で10～15高めておけば十分であることが分かった。そのとき、バーレルケーシングやヘッドカバーの材料に対して塑性変形開始の面圧を把握しておけばよい。

図4にバーレルケーシングの塑性変形量と平均面圧の関係を示す。横軸には表面硬度(ブリネル硬度 H_B)で平均面圧 P_m を無次元化した値をとっている。検討した2種類の材質についてよい相関を示している。すなわち、1サイクルの水圧試験で生ずる塑性変形は、平均面圧 P_m/H_B の値を0.075とすれば0.01mm以下に抑えられ、この値を耐圧試験に対する許容面圧にとれば、運転中の圧力はその $\frac{1}{1.5}$ であり、起動や停止に伴う圧力サイクルでキー溝に塑性変形は生じない。

図5に内圧 $p = 300 \text{ kg/cm}^2 \{29.4 \text{ MPa}\}$ のときのバーレルケーシングの変形の有限要素法“HISTRAN S-5”(Hitachi Structure Analysis System S-5)による計算結果を示す。また、図6にヘッドカバーの変形の有限要素法による計算結果を示す。いずれも実測値にはほぼ一致する結果が得られた。

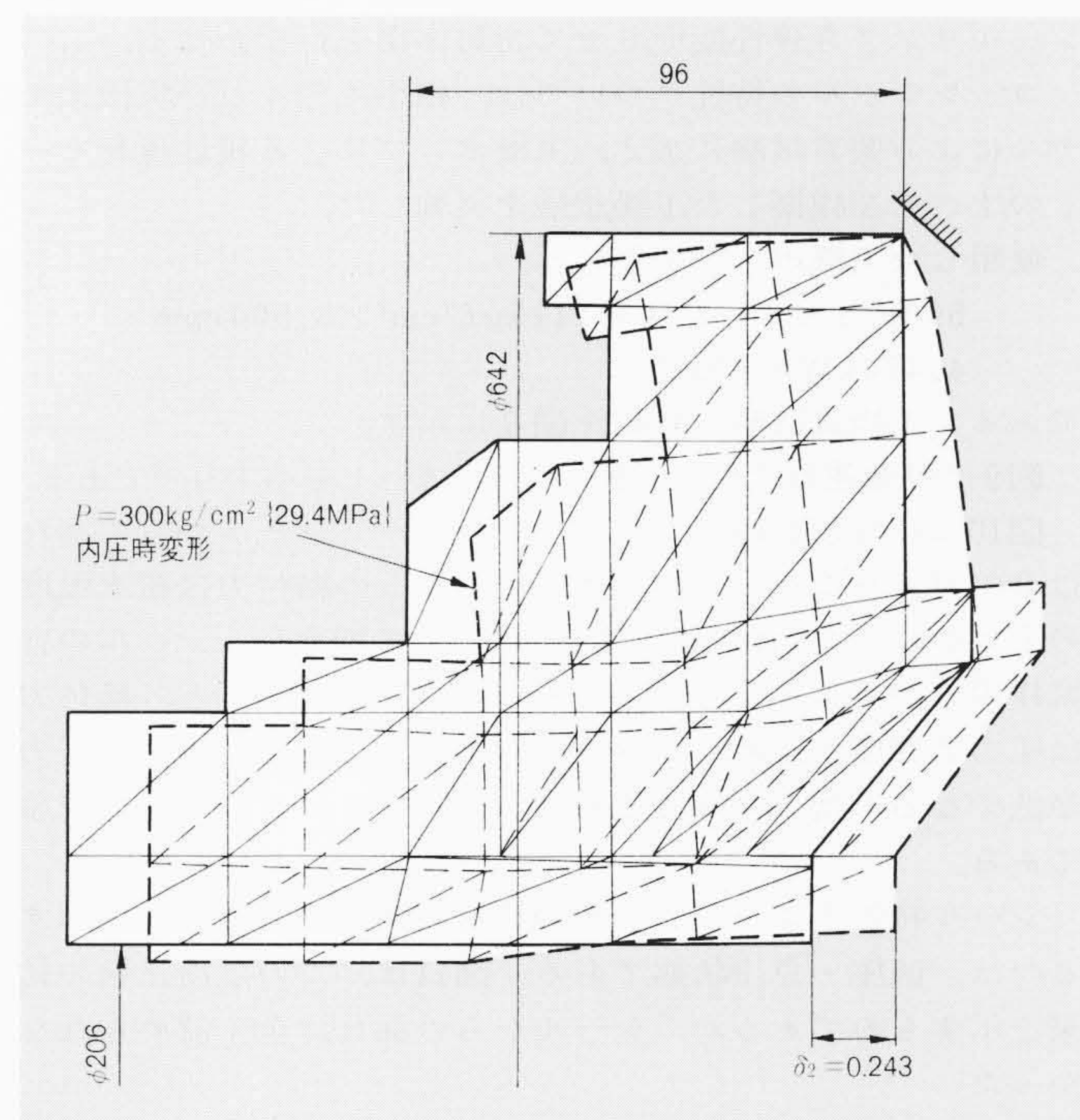


図6 有限要素法によるヘッドカバー変形の計算結果 有限要素法によるヘッドカバー変形の計算結果を示す。 δ_2 に対応する値は0.243mmであり、図5に示す実測値0.25mmにほぼ一致する。

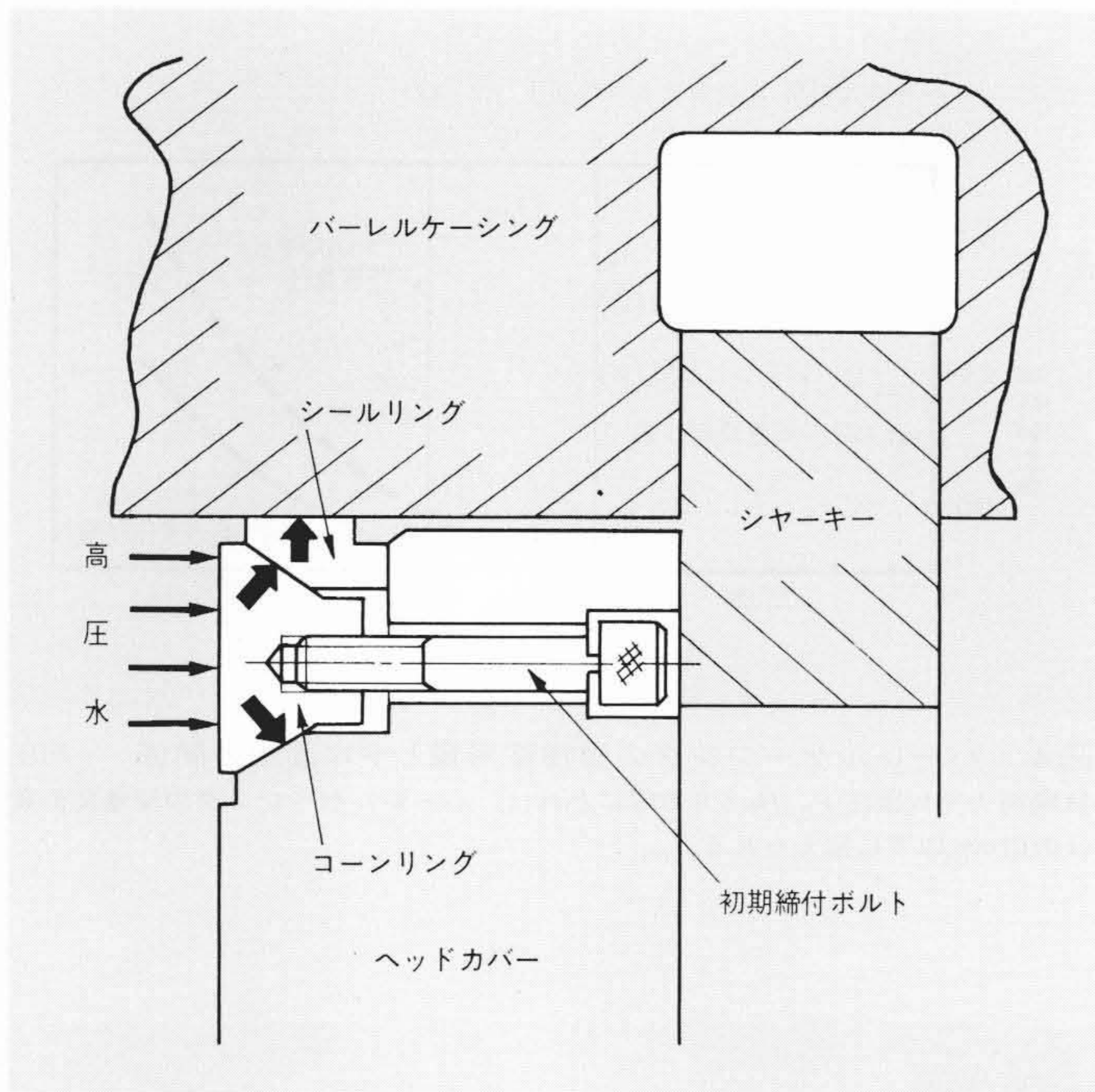


図7 自緊式コーンシール コーンリングのくさび作用をもつ傾斜面を利用して、初期締付ボルトと内部高圧水の圧力で締め上げ、シールリングを弾性変形させて密封作用を行なわせる。

4.3 ヘッドカバーシールの特性

新形ボイラ給水ポンプは、ポンプ内部の高温・高圧水の外部への漏れ防止のため、バーレルケーシングとインナアセンブリとの間の円筒面に、インナアセンブリのカートリッジ化を可能にした自緊式のコーンシールを採用している。

自緊式コーンシール(図7)は、バーレルケーシングとヘッドカバーとの円筒はめあい面に配置されたシールリングを、コーンリングのくさび作用をもつ傾斜面を利用して、初期締付ボルトとポンプで発生する内部高圧水の圧力で締め上げ、シールリングを弾性変形させて密封作用を行なわせる。

コーンシールの特性については、縮小モデル及び実機大モデルによる要素試験に加え、実機ポンプによる現地運転モードのすべてを模擬した工場試験を実施した。

使用した実機ポンプの仕様は、

$$590\text{t/h} \times \text{ゲージ圧力 } 211\text{kgf/cm}^2 \times 5,500\text{rpm} \times 4,470\text{kW} \times 170^\circ\text{C}$$

である。工場試験時の外観を図8に示す。

図9は現地運転状態を考慮した試験モードを示すものである。

図10に正常運転時の結果を示す。コーンシールからの漏れは全く見られなかった。初期締付ボルトの締付力は給水温度の上昇(ポンプ本体の温度上昇)に伴って増大し、シールの自緊作用をバックアップしている。温度が安定すると、締付力は圧力依存度が顕著になり、圧力が高くなると減少し、圧力が低くなると増大する。これはシールにとって好ましい現象である。

シール特性上コーンシールの負荷条件で最も厳しく作用するのは、低圧・急冷状態である。図11は、この急冷試験の結果を示すものであるが、シールからの漏れは全く認められなかった。

実機ポンプの試験結果から、適正な傾斜シール面と初期締付力を与えることにより、あらゆる運転モード下で良好な密封性が得られることが確認できた。

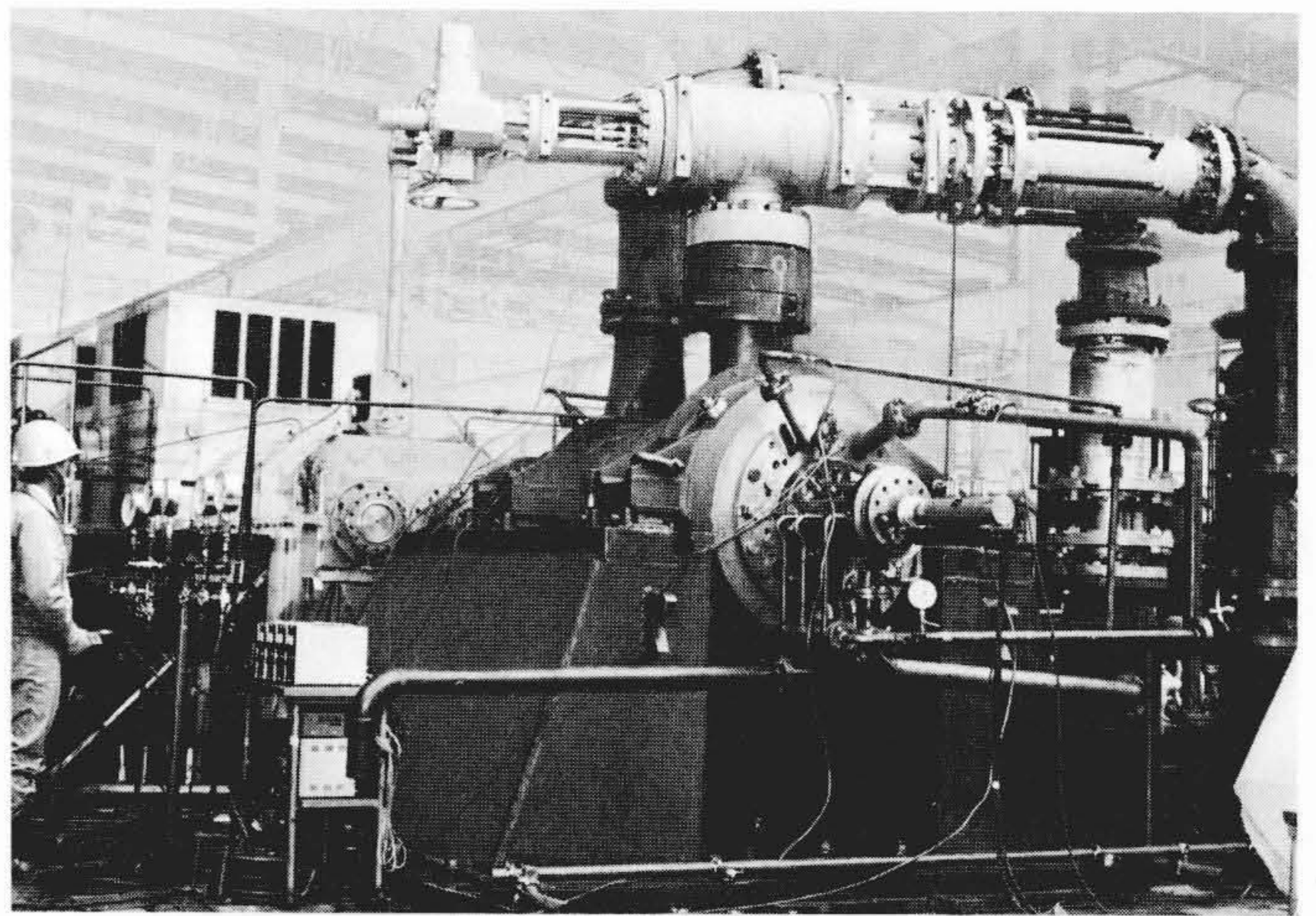


図8 負荷試験中の新形ボイラ給水ポンプ 実機ポンプによって、プラント運転モードを模擬した工場試験を実施した。

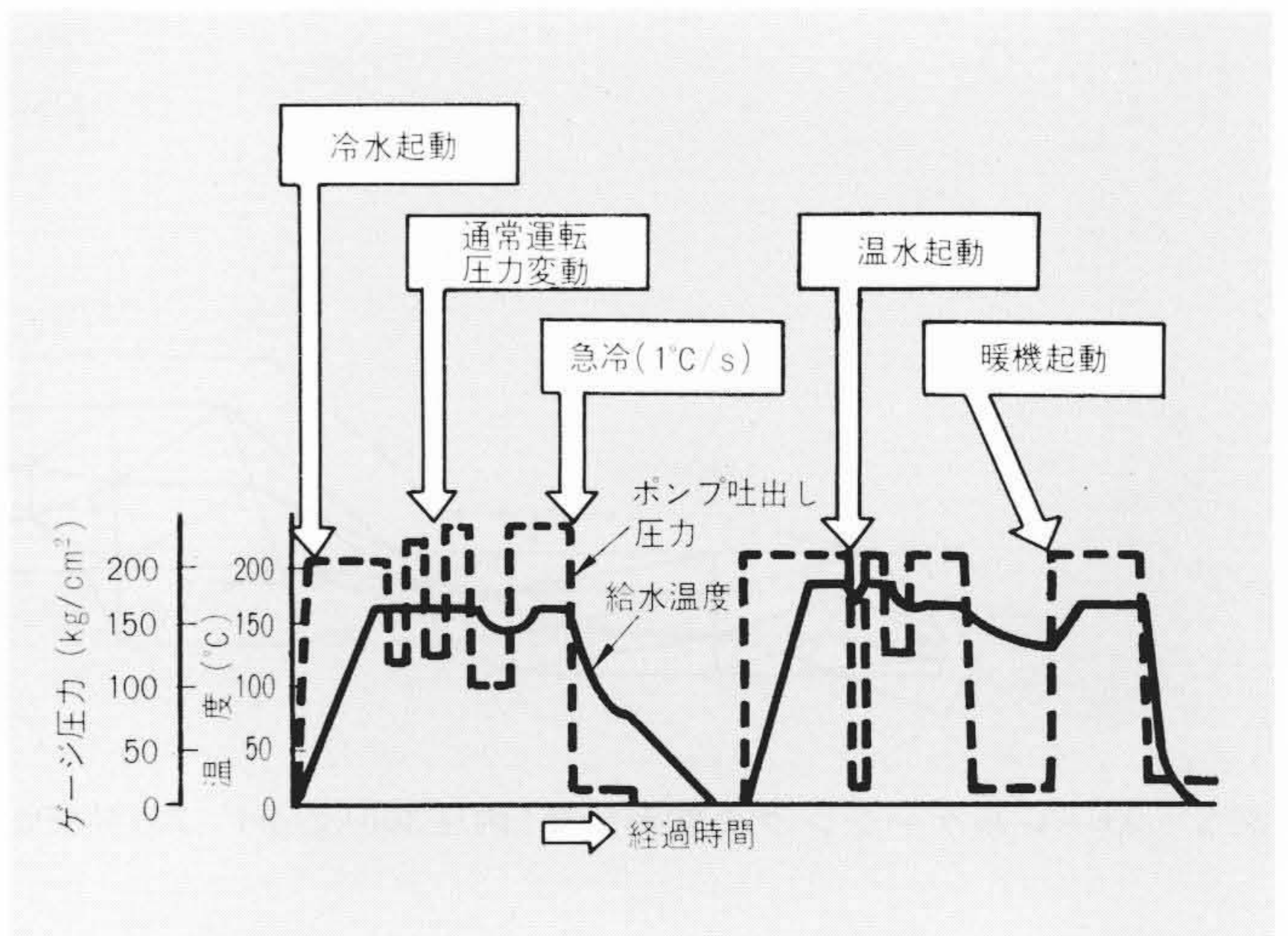


図9 現地運転を考慮した試験モード コーンシールの密封特性にとって、急冷運転状態が最も厳しい。

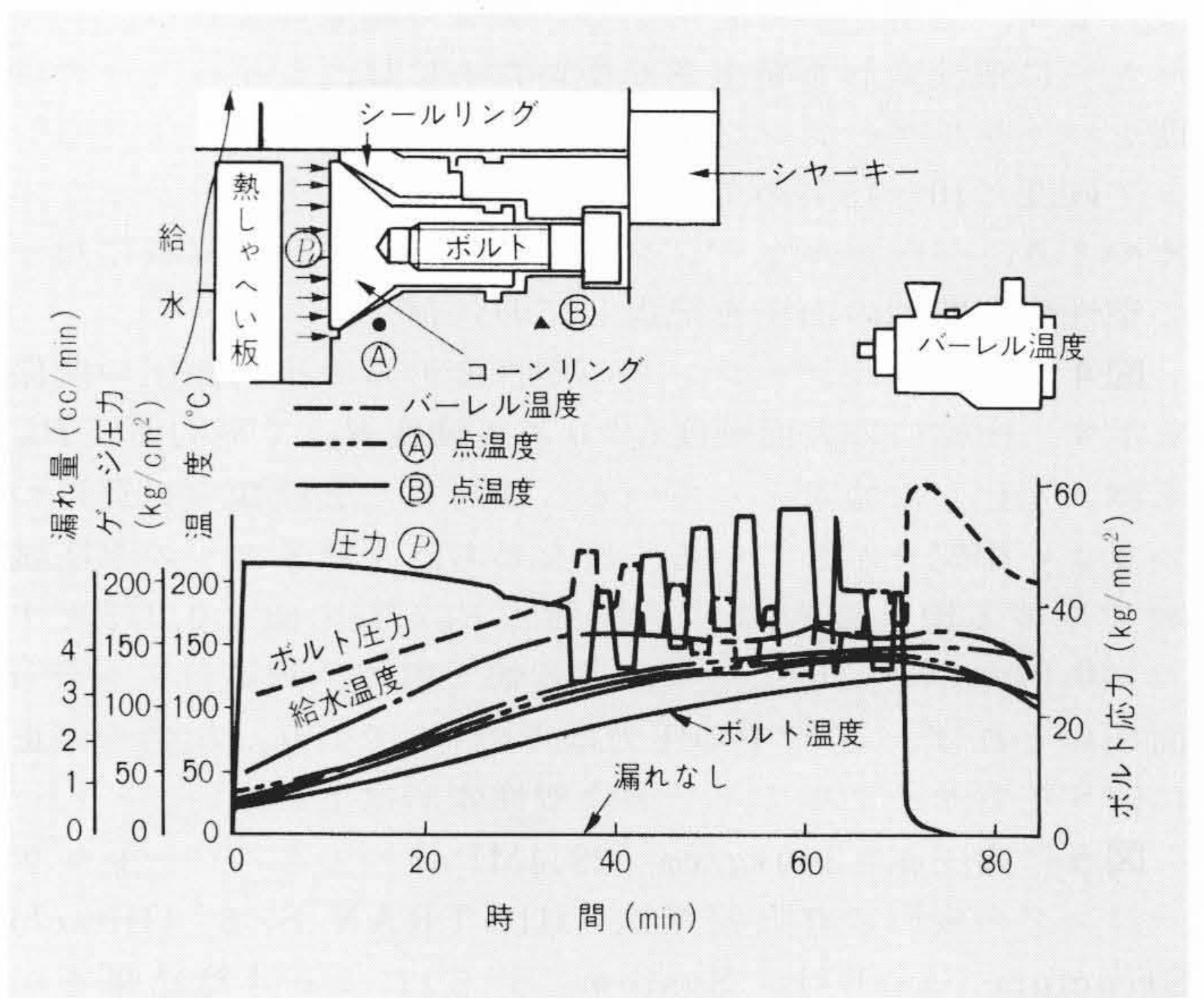


図10 現地運転を考慮した正常運転時の試験モード 正常運転時の温度上昇過程及び圧力サイクル(最小流量↔定格流量)の過程で、コーンシールからの漏れは全く見られなかった。

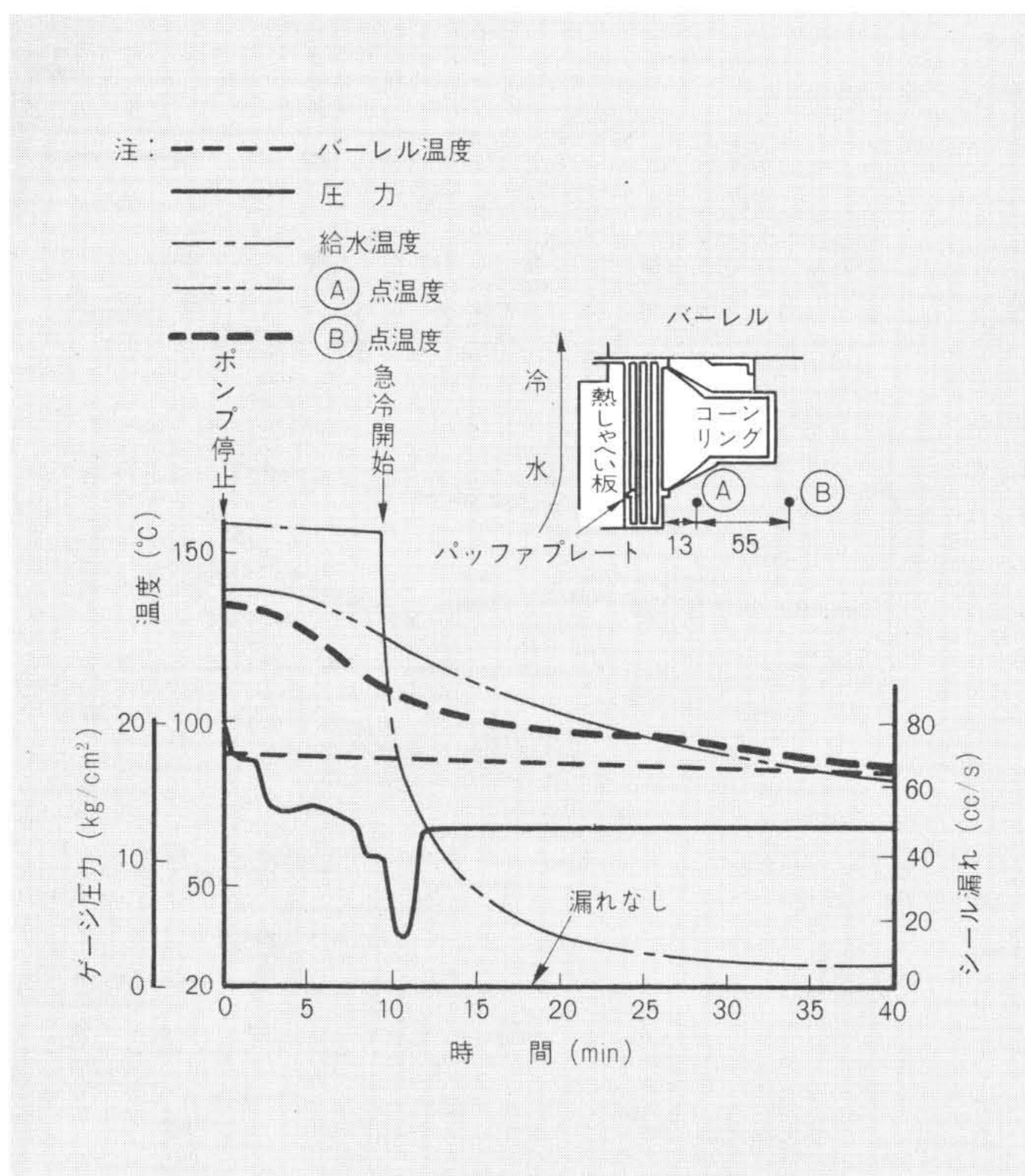


図11 急冷試験の結果 ポンプが低圧状態で急冷される場合が、コーンシールの密封性維持にとって最も厳しい条件となるが、この場合でも漏れは全く認められなかった。

4.4 ポンプの軸振動

従来、ポンプの軸振動については環状シール部の水の減衰作用が大きい問題となることは少なかったが、高速化に伴い軸自励振動の現象解明が重要なテーマとなってきた。これに対しては、既にポンプ軸に作用する流体力の理論的、実験的解明がなされ、ロータダイナミックスの解析手法も確立されており、これらの成果をもとに多段タービンポンプ軸自励振動安定性計算プログラム、及び多段タービンポンプ軸回転曲げ応力計算プログラムが開発されている。

これらの計算プログラムを基に、軸系の不つりあい及び軸曲りによる定常不つりあい応答を求めるための、多段タービンポンプ不つりあい応答計算プログラムを新たに作成した。

新形ボイラ給水ポンプは、軸受スパンの短縮、軸径の増大などにより、軸振動の低減を図っているが、更に製作、組立上の精度が軸振動に及ぼす影響も広範囲にわたって検討した。

図12に通常の組立状態(心出し精度など)での応答曲線を示す。過減衰となっており共振ピークは存在しない。計算は実測の軸曲り量と JIS 2級のアンバランスを仮定しているが、実測値との誤差の原因は、実機の不つりあい分布と計算での不つりあい分布の仮定との差、軸受や細隙部の動特性の誤差、羽根車などの焼ばめ効果のモデル化の誤差などが考えられる。

図13に定格流量($Q=100\%$)と最少流量($Q=\text{min. flow}$)での振動オシログラムを示す。定格流量時は回転同期の不つりあい振動となっており、最少流量時は不つりあい振動成分以外の非定常の低周波数振動が発生しているが、周波数分析結果によれば、顕著なピークは発生していない。図14に各流量でのオーバーオール値と回転同期の不つりあい振動成分の変化を示す。流量が60%程度まではオーバーオール値と不つりあい振動値とは一致しており、低流量になるに従い低周波成分が

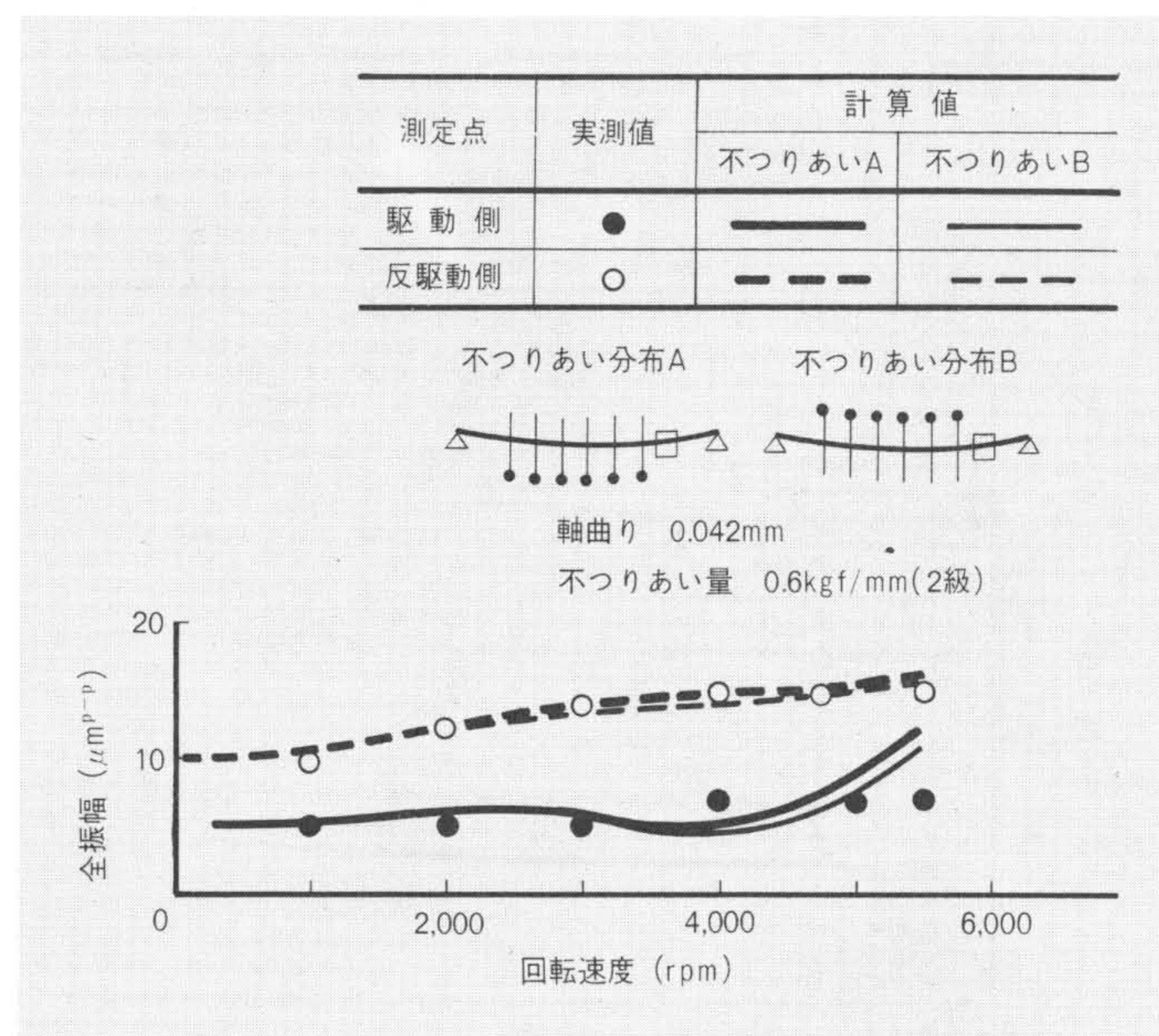


図12 軸振動応答曲線(通常組立時, 100%流量) 過減衰となっており、共振ピークは存在しない。

増加してオーバーオール値が大きくなる。しかし、不つりあい振動成分はほとんど変化していない。

いずれにしても、軸振動は全振幅で $20\mu\text{m}$ 以下で、目標の $30\mu\text{m}$ 以下であり、自励振動の発生もない。

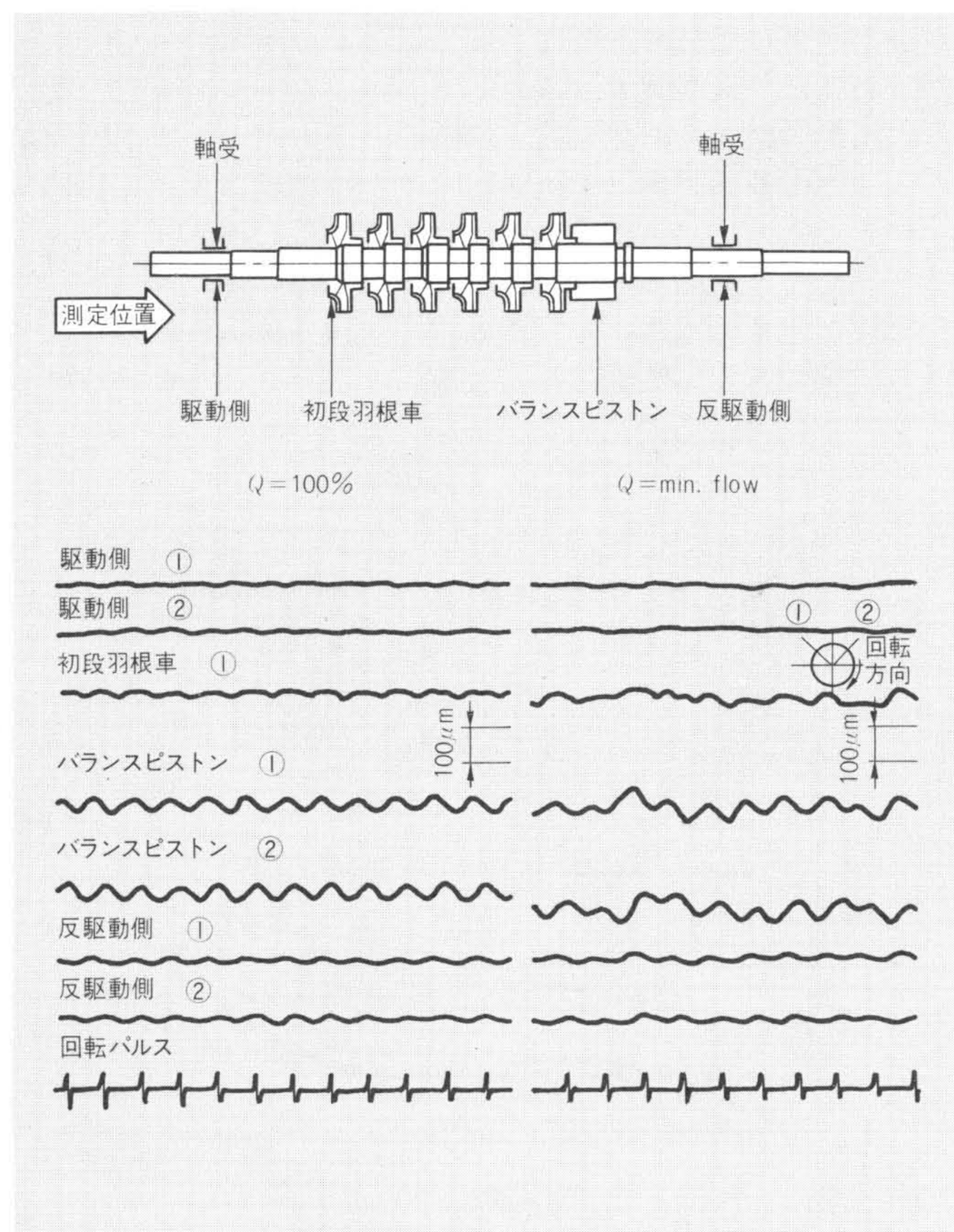


図13 軸振動オシログラム(5,500rpm) 定格流量時は回転同期の不つりあい振動となっており、最少流量時は非定常の低周波数振動が発生しているが、顕著なピークは発生していない。

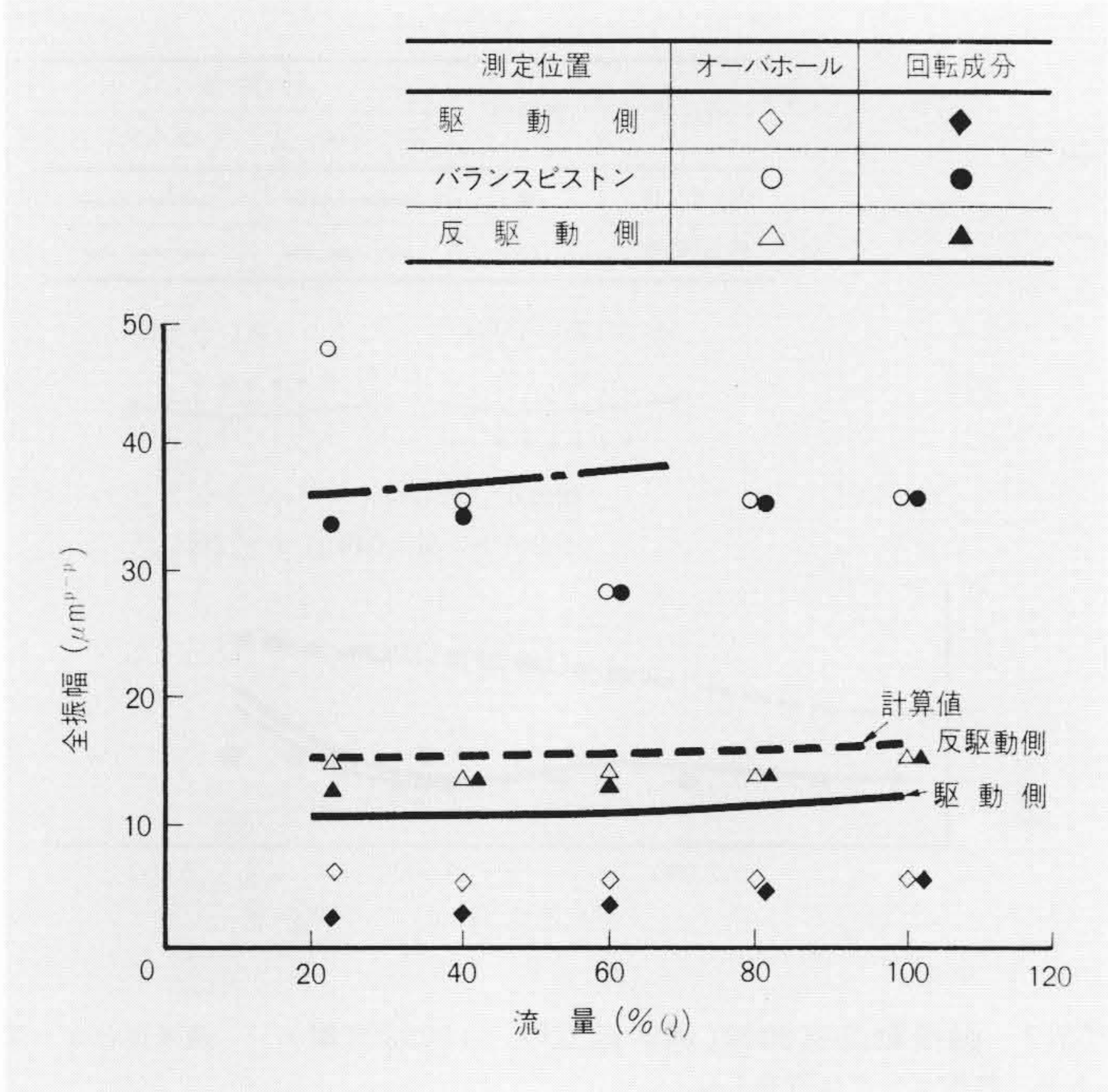


図14 軸振動に及ぼす流量の影響 低流量になるに従い低周波成分が増加して、オーバーオール値が大きくなる。つりあい振動成分は、流量によりほとんど変化していない。

(1) 細隙部のミスアラインメントの影響

図15は回転体とインナケーシングの心出し状態（アラインメント）が軸振動に及ぼす影響を示したものである。軸振動に及ぼす影響は小さく、多少のミスアラインメントがあっても軸振動には悪影響を及ぼさないことが分かる。

(2) 細隙部の径方向スキマの影響

細隙部の摩耗時を想定し、細隙部の径方向スキマを拡大したときの応答を図16に示す。正常時との差異は少なく問題はないといえる。

(3) ロータの熱曲りの影響

図17は定常熱水運転したあと、5～10分後に再起動したときの応答である。熱水運転したあと、ポンプを停止状態にす

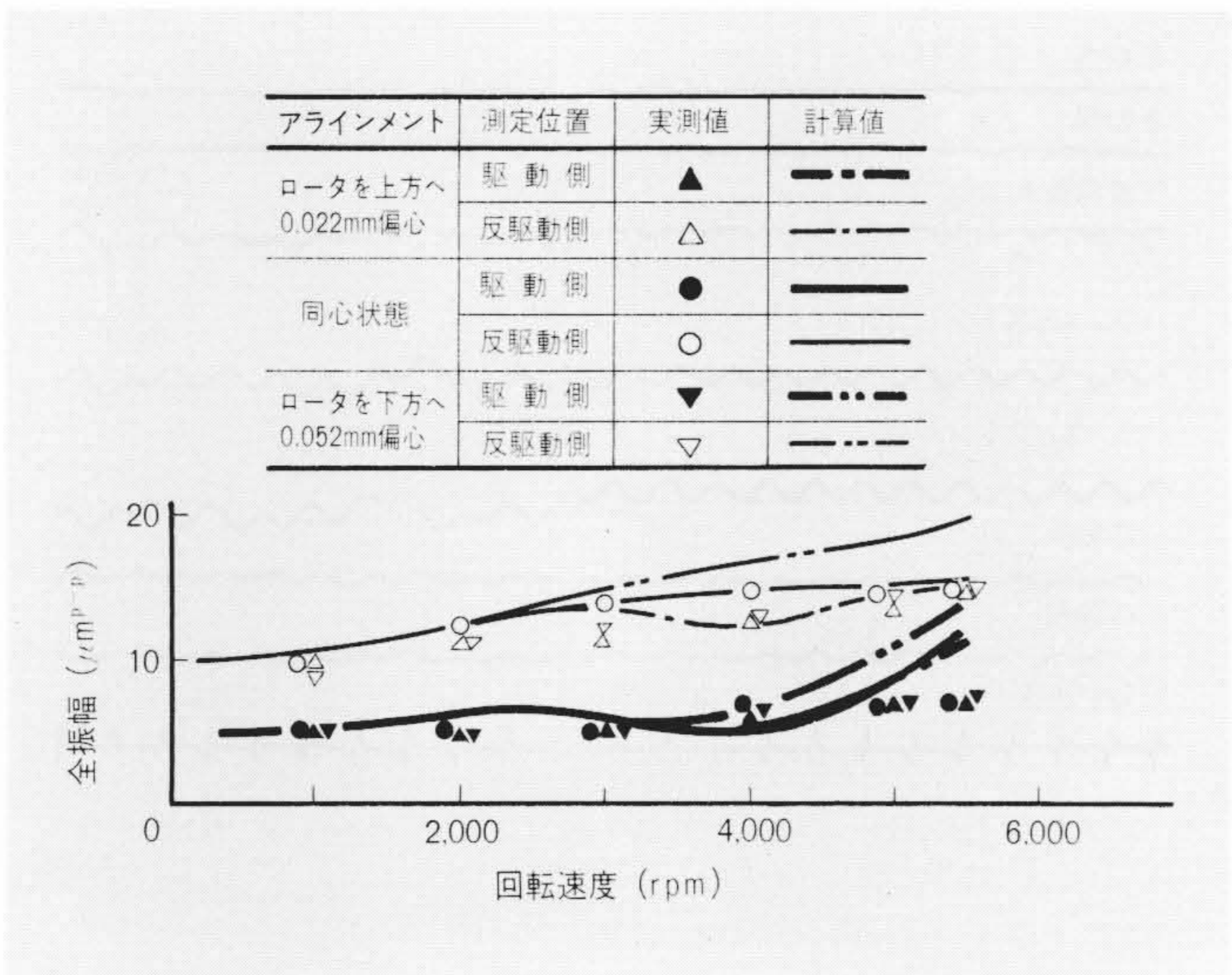


図15 細隙部のミスアラインメントの影響(100%流量) 多少のミスアラインメントがあっても、軸振動には悪影響を及ぼさない。

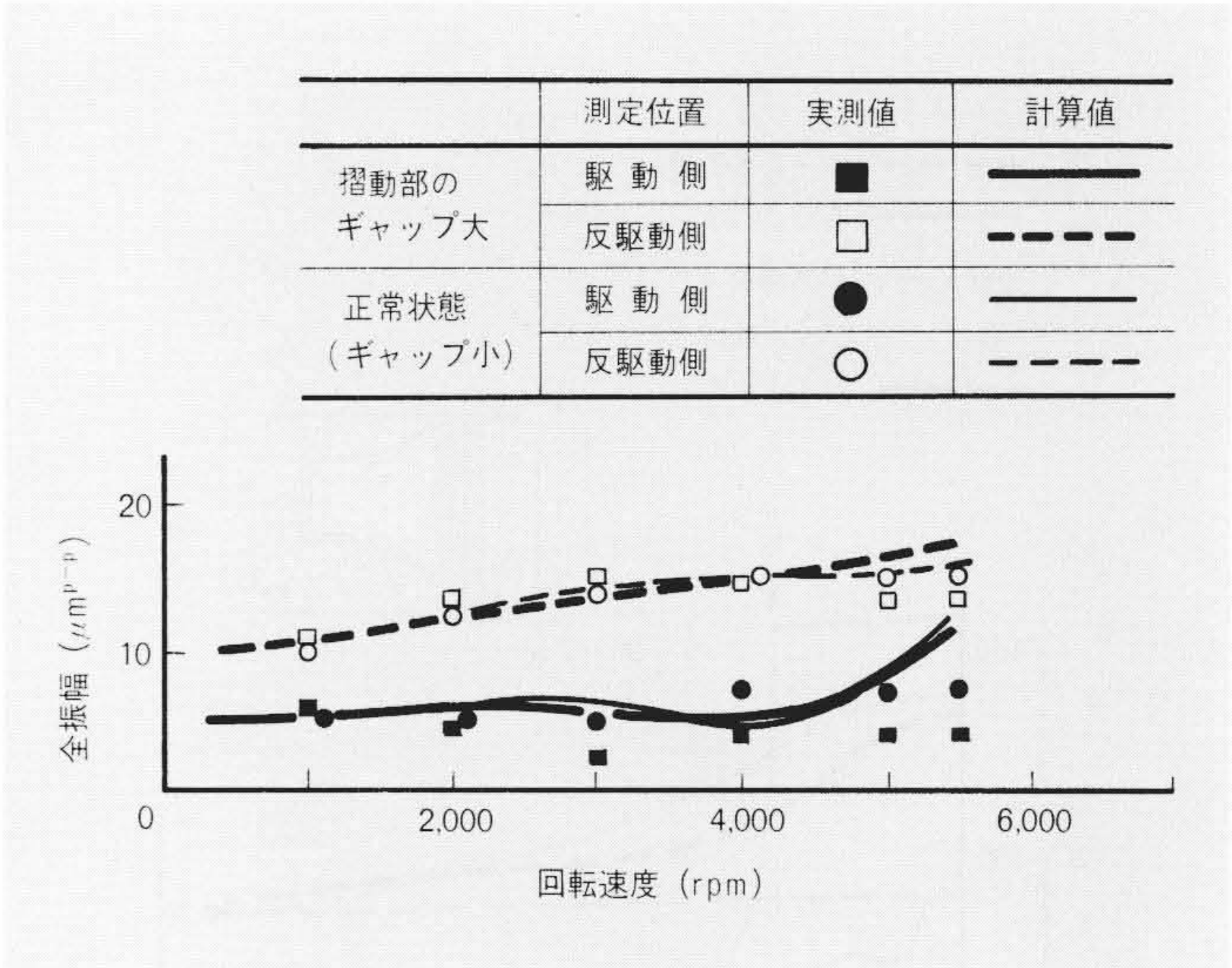


図16 細隙部の径方向スキマ拡大の影響 細隙部の径方向スキマが、初期値の2倍程度に拡大しても、振動値に大差はない。

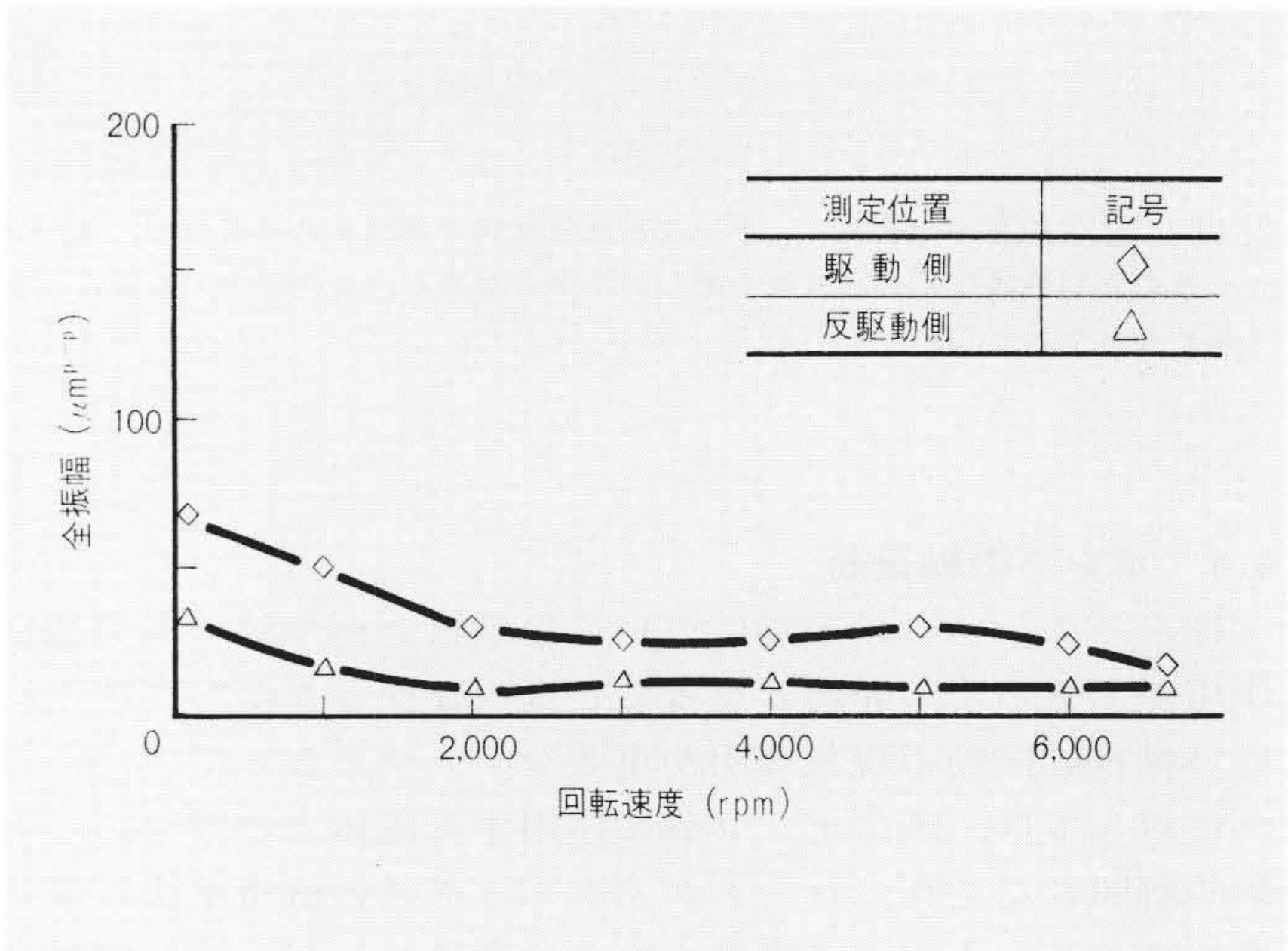


図17 ロータの熱曲りの影響 熱水運転後、5～10分経過後の再起動では、起動直後の振動振幅は若干大きくなるが、その後急速に減少し、定格運転点到達時点にはほぼ元の振幅値にもどる。

ると軸封部の冷却水の影響でロータが熱変形するため、再起動直後は振動振幅が大きい。その後急速に減少し、定格回転数ではほぼ元の振幅値にもどる。また、この状態で細隙部でのかじりつきなどは生じなかった。

5 結 言

新形ボイラ給水ポンプの構造的長と開発の過程で得られた実験的・解析的結果について述べた。紙数の都合で開発項目のすべてについて詳細に説明できなかったが、これらについては次の機会に譲りたい。

新形ボイラ給水ポンプは、設計の段階でのシリーズ化・標準化も完成しており、高い品質管理の下での製作工程とあいまって、あらゆる仕様条件に対して高品位をもって対応できる新形ポンプである。しかし、信頼性、保守性及び経済性に対する要求は常に高度であり、なおいっそうの技術の向上に努めたいと考えている。関係各位の御指導をお願いする次第である。