

高压ポンプの最近の動向

Recent Trends in High Pressure Pumps

最近の火力発電技術の進歩と並行して、火力発電用ボイラ給水ポンプも高温・高压・大容量化の傾向をたどっている。反面、原子力発電設備の建設が促進されるにつれ、負荷調整用の中容量火力プラントの需要も増加する傾向にある。このような趨勢を背景にして、ボイラ給水ポンプの設計思想にも変化が求められている。

ボイラ給水ポンプの一般的な将来動向を明らかにするとともに、構造・材質・駆動方式の現状と将来動向及び運転上の問題点について述べた。

更に製鉄用圧延設備で圧延鋼材の高品質を得るためのデスクーリングポンプについて最近の動向は大容量・高压化にあり、その内容についても言及した。

小林滋明* *Kobayashi Shigeaki*

山脇 寿* *Yamawaki Hisashi*

木暮 清* *Kogure Kiyoshi*

黒岩 稔* *Kuroiwa Minoru*

1 緒 言

我が国の火力発電設備の大容量化のテンポは目覚ましく、単機発電容量450MW以上の大容量・超臨界圧プラントが次々と建設されており、既出力1,000MWのプラントの出現をみている。発電所出力の増大に伴い、プラントの心臓部ともいえるボイラ給水ポンプも高温・高压・大容量化してきた。すなわち、亜臨界圧プラントでのポンプ吐出し圧230kg/cm²g程度、給水温度160℃前後に対し、超臨界圧プラントではそれぞれ310kg/cm²g前後、180℃前後へと上昇した。また超臨界圧プラントでは、原動機出力が10,000kWを超えるものが多数製作されており、今や20,000kWに達するまでになっている。このような情勢の中で、ボイラ給水ポンプの高性能化、高信頼性及び保守点検性に対する要求はますます高くなっている。

他方、将来における電源構成の変化に伴う原子力発電のベースロード化に対応した中容量火力プラントの増加、燃料の多様化の一環としての石炭だき火力プラントの増加、中・小容量ユニットを中心とした海外火力発電プラントの新・増設の増大など、中容量ボイラ給水ポンプの見直し開発の必要性も認められつつある。

ボイラ給水ポンプは、設計・製作上の技術的進歩、改良が最も強力、かつ急速に進められてきたポンプであるが、ポンプ本体だけでなく、ポンプの駆動方式、運転制御方式にも幾多の改良、開発が行なわれている。

本稿は、主として高压ポンプの代表的機種であるボイラ給水ポンプの動向について述べ、次いでデスクーリングポンプについて若干言及する。

2 ボイラ給水ポンプの一般的動向¹⁾

火力発電所の大容量化が進み、そのベース負荷分担機能がますます強調されるようになって以来、ボイラ給水ポンプの設計思想も各国で大きな変化をたどってきた。我が国の火力発電技術は、多少の時期的な遅れはあるにせよ、おおむねアメリカの動向に準じて著しい発展を重ねてきたといえる。

1950年代以前の化石燃料だきボイラ技術の初期段階では、蒸気圧は一般に1,500psi(105.5kg/cm²)以下で、発電設備の単機容量も150MW以下であった。ボイラ給水ポンプは水平二つ割れケーシングのクロスオーバータイプが主流であり、50%

容量のポンプが3台(2台は常用運転機、1台は予備機)、あるいは33⅓%容量のポンプが4台(3台は常用運転機、1台は予備機)設置され、ほとんどが電動機直結駆動である。

1950年代に入ると、発電設備の単機容量も300MW以上に増大し、蒸気圧も2,700psi(190kg/cm²)前後に上昇した。このため吐出し圧3,130psi(220kg/cm²)級用の新しいタイプのボイラ給水ポンプが必要となり、アメリカ、イギリスではこのクラス用としてバーレルケーシング形を、西ドイツでは輪切りケーシング形のポンプを開発した。発電設備の単機容量が250~300MWを超えると、起動電流、附属電源設備の点から、大容量給水ポンプは必然的にタービン駆動となり、合わせて高速化が可能となった。50%容量のポンプが3台、あるいは50%容量のポンプが2台と25%容量のポンプが2台(又は1台)という設置方式が多く用いられる。

1950年代の後半に至り、新材料の開発による超臨界圧用の蒸気発生器の実用化が可能となり、4,500psi(316.4kg/cm²)、1,100°F(593.3℃)の蒸気条件が試みられたが、不首尾に終わった。

1960年代の半ばごろに至り、蒸気圧3,600psi(253.1kg/cm²)を超えることにより得られる利益は少ないことが認識され、以後発電設備の単機容量450~500MW以上の火力プラントに対し、蒸気条件は圧力3,600psi(253.1kg/cm²)(ボイラ給水ポンプの吐出し圧で310kg/cm²g前後)、温度1,000°F(537.8℃)が標準となった。

一方、電力系統の相互関係の到来によって、電力情勢は大幅に変ぼうし、800MW級の単機発電容量が現実的にスケールメリットが発揮できるようになった。また、この発電設備容量の出現により原子力発電所の建設が経済的に実行可能となり、これが転じて火力発電所の負荷調整運用の必要性を高めている。

これらの観点から、火力発電プラントの将来の動向は次の二つの方向で推移していくことが看取できる。

(1) 1980年代までは2,000MW級までの火力発電プラントに対する需要が続くであろう。このようなプラントは原子力発電プラントと組み合わせてtwo-shift方式でベース負荷を担うことになり、起動が容易に行なえることが要求される。

(2) 今後、ピーク負荷用、ミドル負荷用の中容量(おそらく

* 日立製作所土浦工場

表1 超臨界圧用バーレル形ボイラ給水ポンプ納入実績 このクラスのポンプは構造が複雑精緻となるため、設計に当たっては運転の信頼性、保守の容易性が最重要検討項目となる。

電力会社名	発電所名	プラント出力 (MW)	ポンプ容量 (%)	台数	吐出し量 (t/h)	吐出し圧 (kg/cm ² g)	回転数 (rpm)	原動機・出力 (kW)	納入年
関西電力株式会社	海南#2	450	50 30	2 1	730 400	308.5 308.5	5,460 6,750	タービン, 8,500 モータ, 5,000	1969
中国電力株式会社	玉島#3	500	50 25	2 1	880 440	309 293.4	5,000 6,050	タービン, 9,700 モータ, 5,500	1973
中部電力株式会社	西名古屋#5	"	50 25	2 1	940 470	305 308	5,000 6,300	タービン, 10,400 モータ, 5,850	"
東京電力株式会社	鹿島#1	600	50 25	2 2	1,130 565	305.3 311.1	4,500 6,800	タービン, 11,900 モータ, 6,720	1970
関西電力株式会社	海南#3	"	50 30	2 1	980 560	308.5 308.5	5,700 5,950	タービン, 11,500 モータ, 7,300	1971
"	海南#4	"	50 30	2 1	980 560	309.5 309.5	5,700 5,950	タービン, 11,500 モータ, 7,100	"
東京電力株式会社	姉ヶ崎#4	"	50 25	2 2	1,130 565	305.3 315.8	4,500 6,800	タービン, 11,900 モータ, 6,820	"
関西電力株式会社	姫路#6	"	50 30	2 1	950 540	307.5 307.5	4,500 5,850	タービン, 11,000 モータ, 7,100	1972
"	多奈川#2	"	50 30	2 1	1,050 600	307.5 307.5	4,500 5,300	タービン, 12,450 モータ, 8,100	1976
東京電力株式会社	姉ヶ崎#5	"	50 25	2 1	1,130 565	305.3 315.8	4,500 6,800	タービン, 11,500 モータ, 6,820	"
"	袖ヶ浦#3	1,000	50 25	2 1	1,740 870	319 308	5,250 4,830	タービン, 19,700 モータ, 10,900	"

表2 ミドル火力用バーレル形ボイラ給水ポンプの納入実績 中間負荷、あるいはピーク負荷用として計画された火力プラントへの納入実績を示す。

電力会社名	発電所名	プラント出力 (MW)	ポンプ容量 (%)	台数	吐出し量 (t/h)	吐出し圧 (kg/cm ² g)	回転数 (rpm)	原動機・出力 (kW)	納入年
中部電力株式会社	西名古屋#1	220	50	3	359	210	7,200	モータ, 2,930	1969
"	西名古屋#2	"	"	"	"	"	"	" "	1970

350MW級以下)火力発電プラントに対する需要が続くであろう。この負荷調整用ユニットは、極めて応答性に優れたプラントでなければならない。したがって、ボイラも強制貫流式に替えて、ドラム形の自然循環式あるいは強制循環式のボイラが採用されるであろう。

上記のように、火力発電所が明らかに区別された二つの方向に分化して発展していくのに伴って、ボイラ給水ポンプも大容量ユニット用、中容量ユニット用の両者につき展開されることになる。

大容量ユニット用としては、10,000rpmまでの回転数で約3,700t/hの流量を吐出しできる吐出し圧320kg/cm²g級のボイラ給水ポンプが必要になる。このクラスのポンプは構造が複雑精緻となるため、設計に当たっては運転の信頼性、保守の容易性が最重要検討項目となる。

中容量ユニット用のポンプは、吐出し量600t/h、吐出し圧210kg/cm²g級であり、従来の実績で十分にカバーできる範囲であるが設計上、運転上の問題として、

- (1) 急速起動が容易なこと
- (2) 過度状態でのサーマル ショックに対して高い吸収能力を持っていること
- (3) 急激な負荷変動に対する即応性に優れていることが要求される。

ここで、表1に大容量超臨界圧プラントへのボイラ給水ポンプの納入実績を、また表2に本格的なミドル負荷用火力プラントへのボイラ給水ポンプの納入実績を示す。

なお将来、ピーク ミドル プラントとして、高温ガス タ

ービン、排熱ボイラ及び蒸気タービンを組み合わせた複合サイクルが注目を集めており、広く採用されていくものと期待される。

3 構造・材質に関する動向

3.1 全体構造

ボイラ給水ポンプの吐出し側はプラント系統の中で最も圧力が高く、特に超臨界圧プラントでは300kg/cm²を超える。したがって、耐圧上の十分な強度と負荷変動に対する追従性を考慮した構造設計を採用している。更に運転・保守に関する取扱いが容易であるような配慮も十分に施されている。

現在、ボイラ給水ポンプとしては構造的に最も信頼性の高い二重胴形(バーレル ケーシング形)多段遠心ポンプをほぼ全面的に採用しているが、一重胴の輪切り形多段遠心ポンプの適用範囲の拡大も同時に図っている。後者の大容量プラントへの最近の適用例を表3に示す。

バーレル形のボイラ給水ポンプは、単純な厚肉円筒の外部ケーシングの中にリング状の内部ケーシングと回転体とを一体として組み込み、外部ケーシングの一端を強固なカバーとボルトとで締め込んでいる(図1)。大形のポンプでは、ボルトは熱間締めを行ない、熱的過度時でも漏れを生じない所要締付力を与えている。内部ケーシングは、外部ケーシングに対しエラスチック パッキンを介して軸方向に位置決めすることにより、両者の温度差、熱膨張係数差による膨張・収縮の吸収を図っている。

バーレル形ボイラ給水ポンプとしての納入実績は、プラン

表3 一重胴輪切り形ボイラ給水ポンプの大容量プラントへの適用例
実績があるが、将来350MW級までの亜臨界圧プラントに適用が拡大されよう。

納入先	プラント出力 (MW)	ポンプ容量 (%)	台数	吐出し量 (t/h)	吐出し圧 (kg/cm ² g)	回転数 (rpm)	原動機・出力 (kW)	納入年
昭和電工株式会社(市原#5)	75	50	3	130	133	3,000	モータ, 800	1969
中国進出口総公司(#1)	125	"	6	210	186.4	"	モータ, 1,600	1974
" (#2)	"	"	7	"	"	"	モータ, "	"
日本鋼管株式会社(扇島#1)	"	"	3	220	160	3,600	モータ, 1,550	1975

ト数にして115, 台数にして260台を数えるに至っている。

将来1,000MWを超える大容量化に当たっても、現状基本構造の大幅な変更なしに、現有技術の若干の改善によって製作可能であると思われる。

一重胴のボイラ給水ポンプは、吸込ケーシングと吐出しケーシングの間に各段の羽根車を収めた輪切り形の間ステージケーシングがはさみ込まれ、全体が10本内外のタイトニングボルトで締め付けられている(図2)。中間ステージケーシングは単純な円筒形状であり、製作が容易であるとともに相互に互換性を持ち、中間段抽水が必要なときは任意の段より抽水可能である。納入実績は、産業用火力も含めプラント数で約100, 台数で約200台に達している。現在、125MW級までの適用実績があるが、将来350MW級までの亜臨界圧プラントに拡大適用を図ることになる。

3.2 軸推力つり合せ装置

現在、軸推力つり合せ装置としては、バランスピストン方式とバランスディスク方式とが用いられている。

バランスピストン方式は、従来もっぱら大容量ポンプに使用されてきたが、最近では1,000MW級の主給水ポンプにもバランスディスク方式が採用されている。

軸推力つり合せ装置は、回転軸の動的特性に著しい影響を及ぼす。パラメータを種々に変えた詳細なコンポーネントテストを実施し、合わせて実機ポンプによる確認を行なって、精度の高い設計資料を得ている。

バランスディスク方式は、従来主として輪切り形多段ポンプに採用され、数多くの実績を持っている。

両方式とも一長一短があるので、今後はポンプの使用条件に対応して採用の選定が行なわれることになる。

3.3 軸封装置

軸封装置としては、比較的小容量のポンプに対してはグラインドパッキン、又はメカニカルシールが採用され、大形のポンプにはもっぱらフローティングリングシール、又はスロットルブッシュシールが用いられている。軸封条件の高度化に対応して、特にメカニカルシール、フローティングリングシールの研究開発を継続的に進めてきた。その結果、メカニカルシールでは給水温度150℃、軸封圧力12~36kg/cm²g、軸周速28.5m/sまでの運転実績を得ている。メカニカルシールは封水制御系統が省略できること、漏れ量が少ないことという長所を持っているので、今後幅広く採用されていくものと思われる。一方、非接触形のスロットルブッシュシールは、現在デスケリングポンプに適用されているが、封水系統、ポンプ停止時用の二次シールの改良が更に進めば、最も信頼性の高い軸封形式のひとつとしてボイラ給水ポンプにも適用が可能となる。

フローティングリングシールは、厳しい軸封条件に対して現在最も多くの運転実績を持っているが、信頼性、保守性及び経済性の比較という観点から他形式のシールと競合関係

現在125MW級までの適用

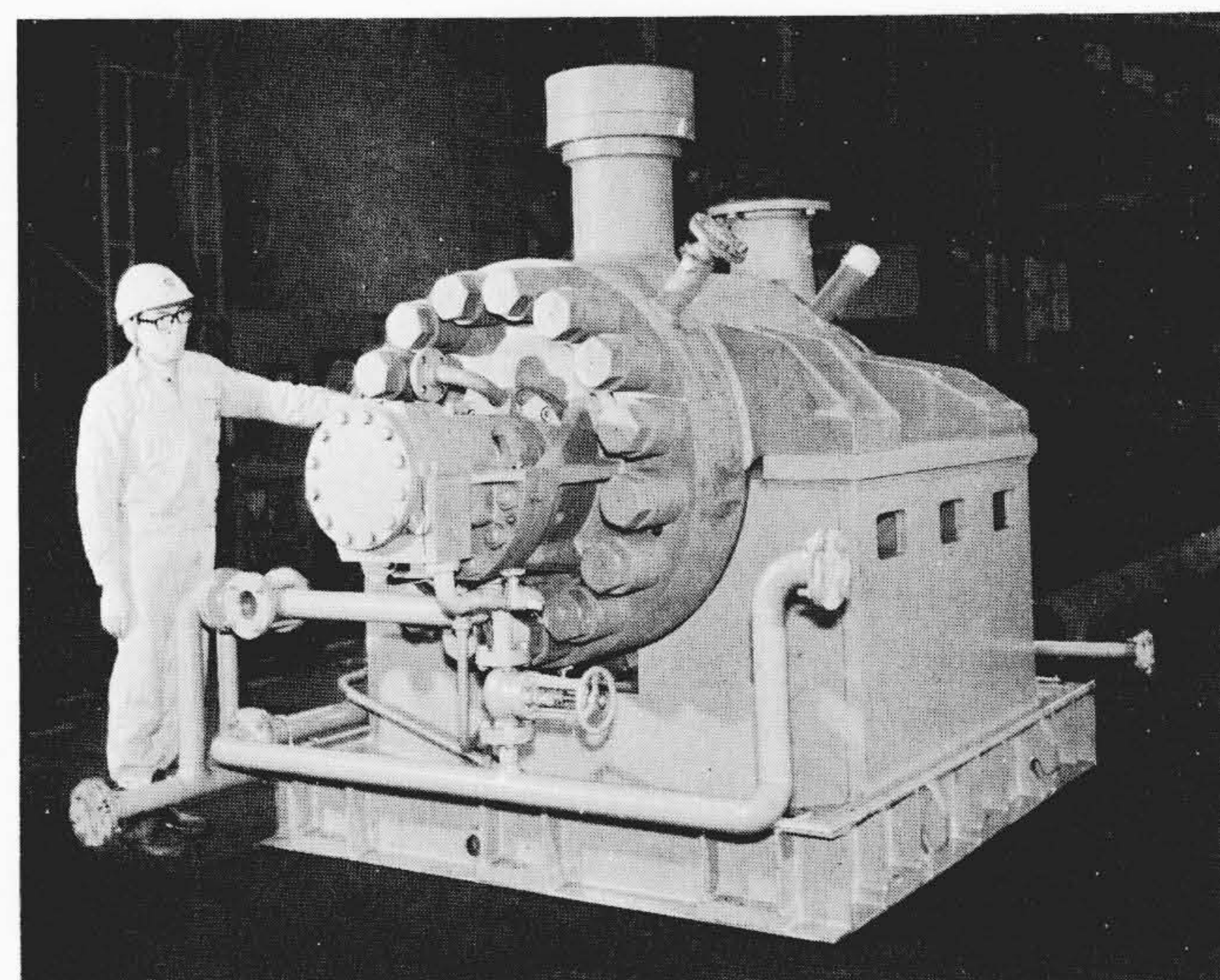


図1 バレル形ボイラ給水ポンプ 単純な厚肉円筒の外部ケーシングの中に、リング状の内部ケーシングと回転体を一体として組み込み、外部ケーシングの一端を強固なカバーとボルトで締め込んでいる。

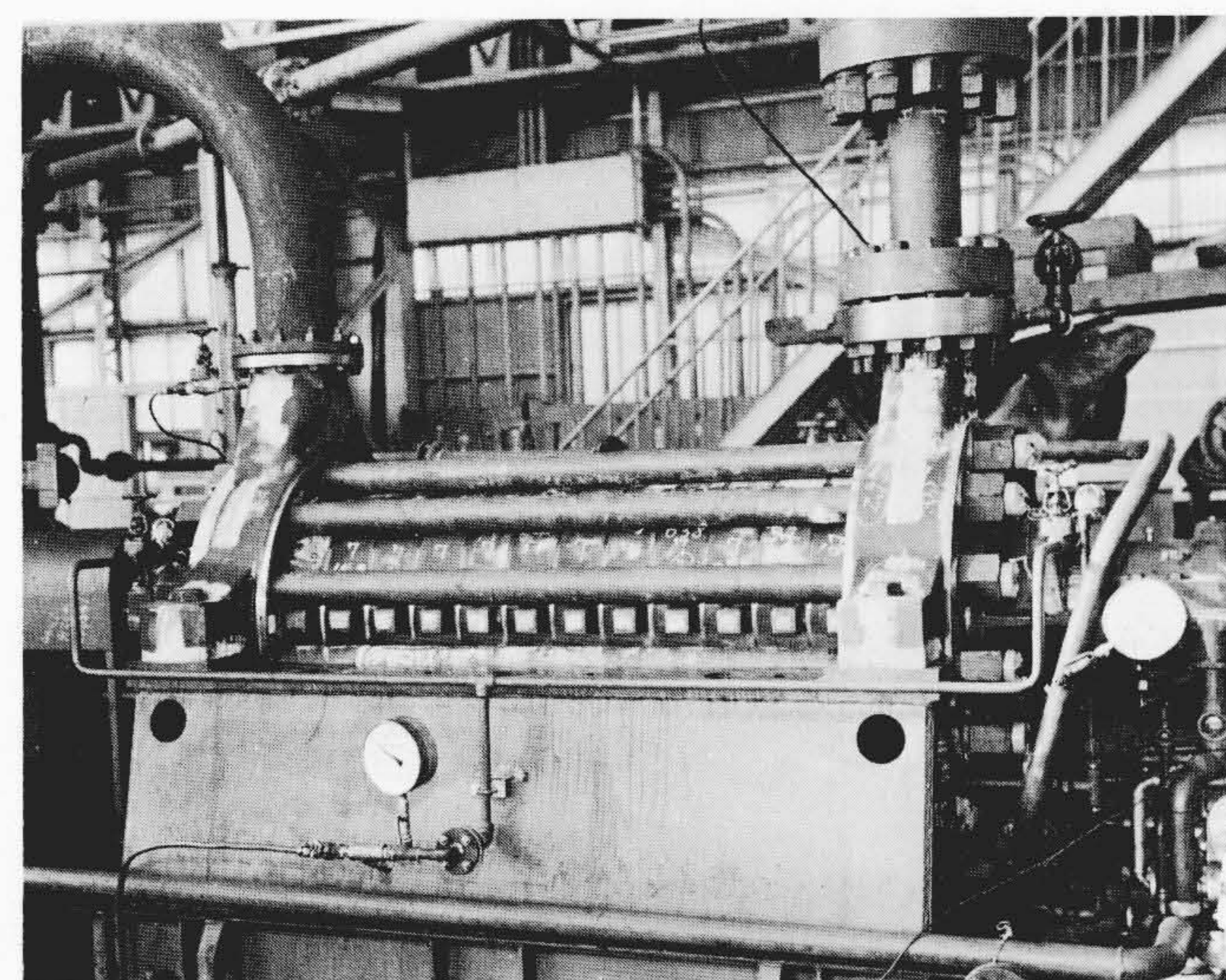


図2 一重胴輪切り形ボイラ給水ポンプ 吸込ケーシングと吐出しケーシングの間に各段の羽根車を収めた輪切り形の間ステージケーシングがはさみ込まれた全体が、10本内外のタイトニングボルトで締め付けられている。

に立たされており、更に高性能化への追求が行なわれるであろう。

3.4 主要部材質

高温の高流速にさらされる羽根車、ディフューザ及びケーシングには、5%Cr鉄鋼あるいは13%Cr鉄鋼が使用されている。将来高速化が進み、耐エロージョン性が問題になる場合は、折出硬化型の17-4PH鋼の採用が検討されるであろう。

摺動部分は特殊な熱処理により表面硬化を施し、耐焼付き性、耐摩耗性の向上を図っている。また、ドライ運転やサーマル ショックに耐える要求に対しても検討を進めている。

回転軸は13% Cr鋼製であるが、特殊な元素の添加により破壊靱性などの疲労強度特性値の向上を図っている。

バーレル形の外部ケーシングは、特に高流速部分、インローの合せ面、ガスケットのシール面は18-8 ステンレス鋼の肉盛を施し、浸食防止を図っている。

4 部分負荷運転に関する問題²⁾

ボイラ給水ポンプは、建設当初再循環流量(ミニマム フロー)で長期間運転されるほか、夜間の負荷低下時に部分流量域で運転されることが多い。このような部分負荷での運転に関連して生ずる問題として、振動、キャビテーション、水圧脈動、軸推力などが挙げられる。これらの現象は、当該ポンプの水力的特性、幾何形状、及び力学的特性の複雑な相互作用の結果として生ずるものである。詳細な特性解明のため、実機大のモデル ポンプによる実働条件下の一連の模型試験を実施した(図3)。

4.1 振動と軸強度

部分負荷運転時に特に激しい振動を生ずることがあり、このため従来は予想もしなかった大きな変動荷重がポンプ軸に作用する可能性がある。軸の強度設計上非常に重要な問題であると同時に、回転軸系の不安定振動の解析も必要となる。このため、従来十分には把握されていなかったポンプ内部の水力的力の発生様相を明らかにするとともに、軸の実働応力、軸材の実体強度の把握、軸素材のや金的検討、軸受特性の解析などを総合的に行ない、多円板多軸受系の動的強度設計法を確立するとともに、安定解析が可能となった。図4にボイラ給水ポンプの部分負荷運転時での実働応力測定結果の一例を示す。

4.2 キャビテーション

部分水量で長時間運転されるボイラ給水ポンプや、負荷変動の激しいデスケーリング ポンプの1段目羽根車にキャビテーションによるエロージョンが生ずることがある。詳細な実験的研究の結果、低流量域で羽根車入口付近に生ずる逆流に起因する渦糸状のキャビテーションによるものであることが確認された(図5)。この渦糸状のキャビテーションの発生を抑制するには、羽根入口角、あるいは目玉径を小さくすることが有効である³⁾。

4.3 水圧脈動

低サイクル、高振幅の水圧脈動は、ポンプ、接続配管の振動及び吐出し流量の脈動を生じさせる。高サイクル、高振幅

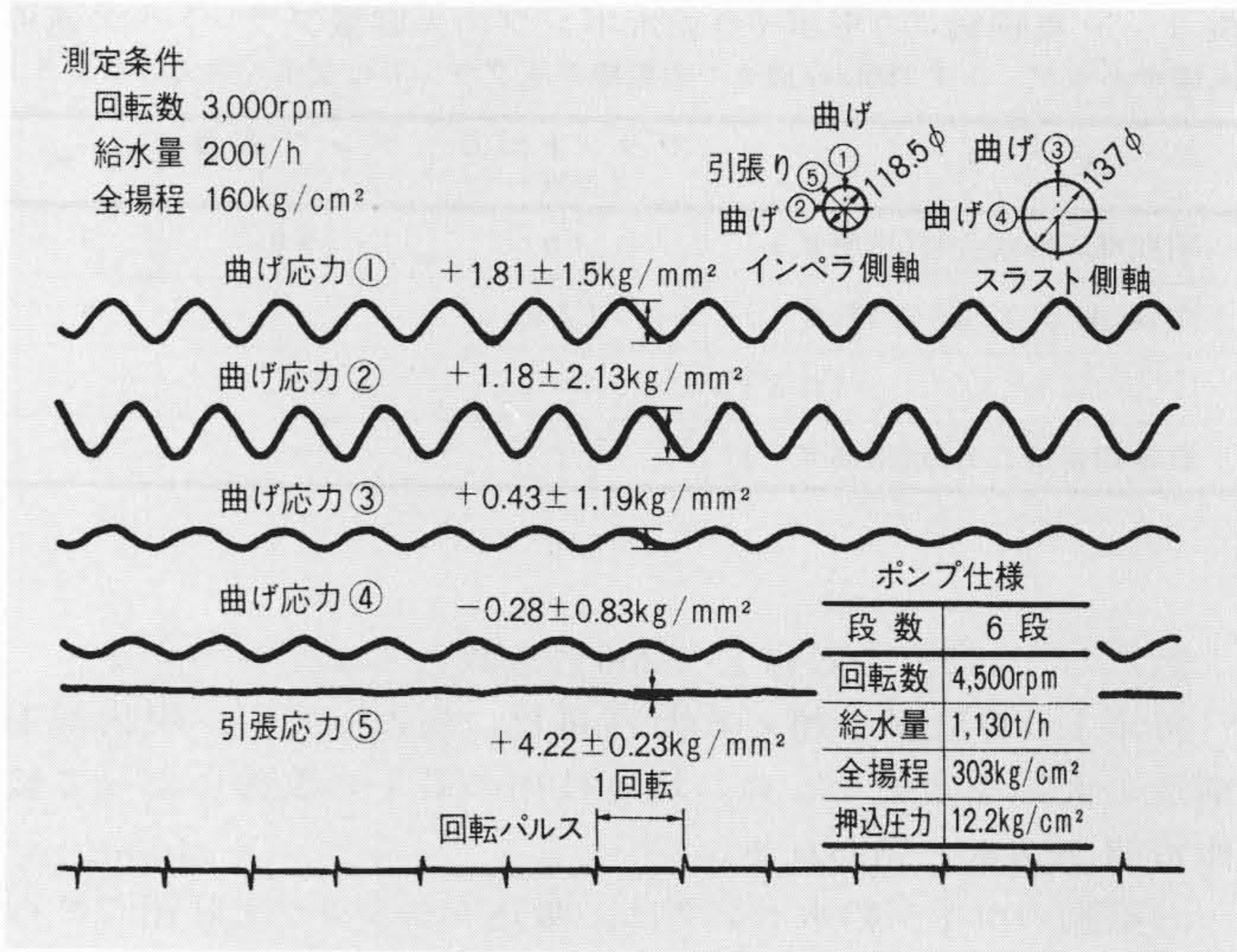


図4 ボイラ給水ポンプ回転軸の実働応力測定結果 部分負荷運転時の測定結果を示す。

の水圧脈動は、羽根車、ディフューザの損傷を招く。大容量給水ポンプでは、低流量域の水圧脈動が問題になるが、その軽減策として再循環流量(ミニマム フロー)を大きくとることが行なわれる。

4.4 軸推力

多段ポンプの軸推力を流体的に平衡させる場合の残留軸推力の大きさと向きは、多くの要因に影響されるため、その計算値には常に若干の不確かさが伴う。特に部分流量域での軸推力の大きさは最も予測困難なもののひとつであるが、影響因子を組織的に変えた一連の実験によって、全運転域にわたって適用可能な精度の高い計算プログラムが得られている。実測値と計算値との比較を図6に示す。

5 ボイラ給水ポンプの駆動・制御方式の動向

ユニット容量が大形化するにつれ、ボイラ給水ポンプの駆動方式も制御性、信頼性及び経済性についての要求に沿って幾多の進歩、改良が加えられている。

表4に常用機・予備機の容量、台数、及び駆動方式をプラント出力別に示す。

給水ポンプの駆動動力が増大するにつれ、電動機駆動での起動電流と附属電気設備が制約要因となって、プラント出力が250MW以上の主給水ポンプにはもっぱらタービン駆動が用いられる。予備ポンプは起動用も兼ねるため当然電動機駆

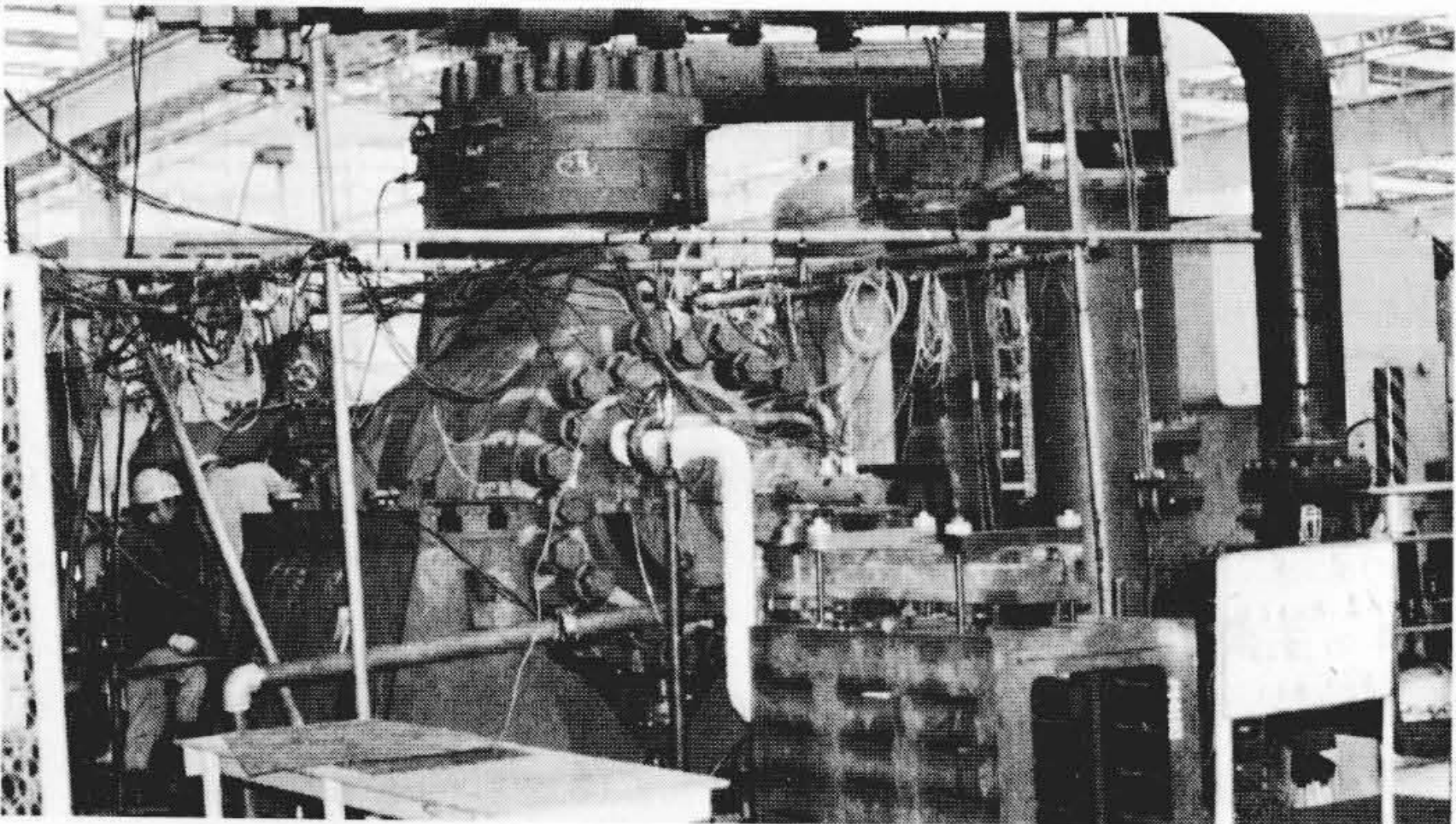


図3 テスト用ボイラ給水ポンプ テスト中の実機大のボイラ給水ポンプを示す。

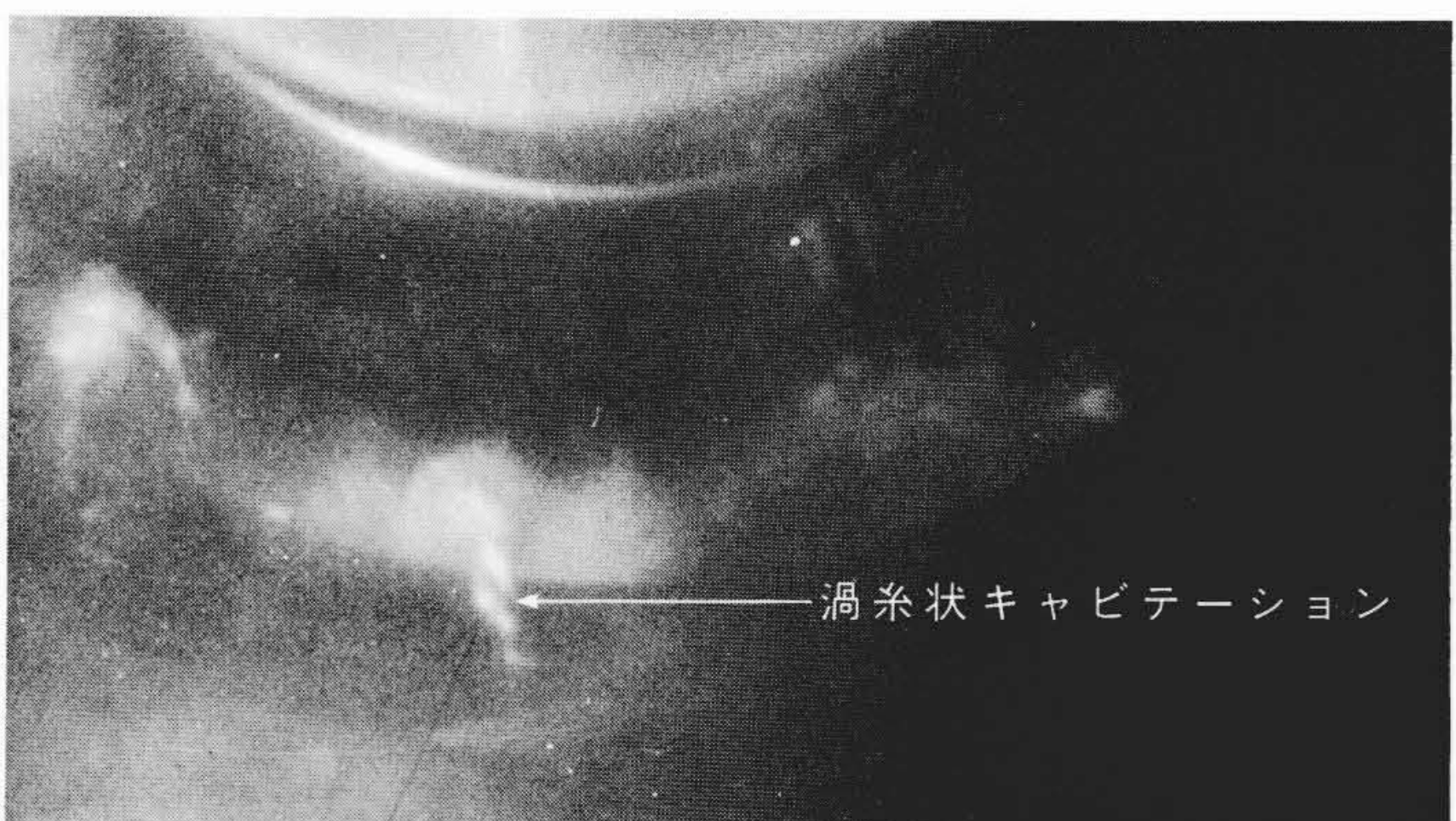


図5 部分水量において生ずるキャビテーション 渦糸状キャビテーションが認められる。

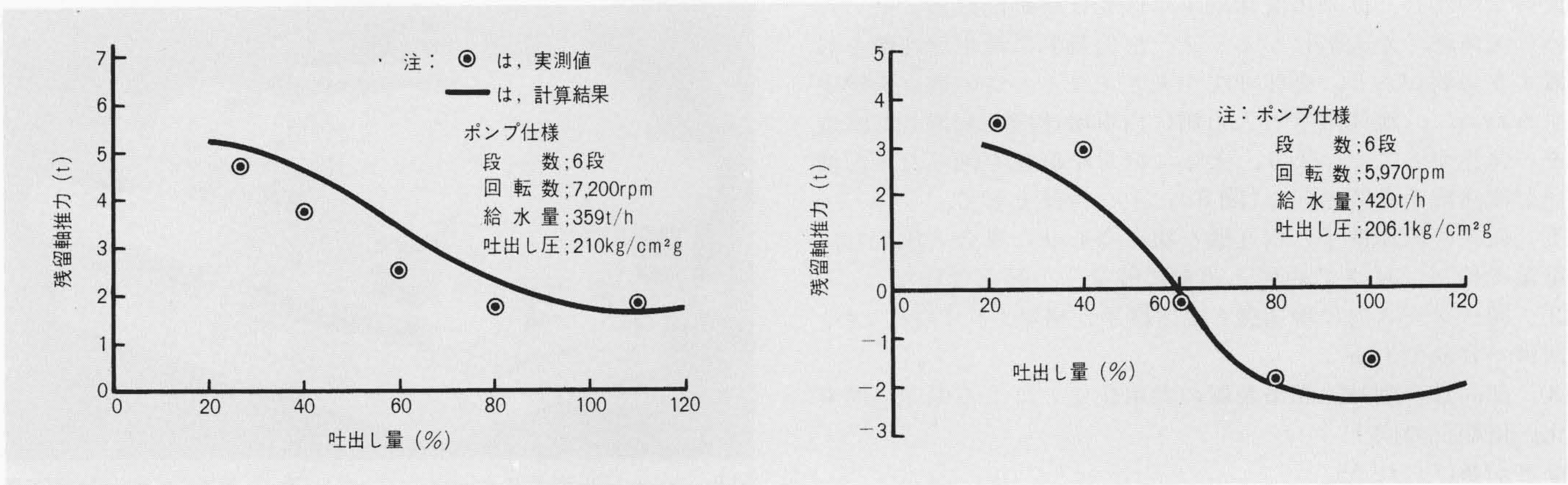


図6 軸推力の実測値と計算値の比較
 測定結果と計算値はよく一致している。

表4 プラント出力別の機器の構成・配置
 おおむね、常用機は220MW以下はモータ駆動で、250MW以上はタービン駆動である。

プラント出力 MW	常 用 機	予 備 機	備 考
75	M — 50%P	M — 50%P	BPなし
	M — F — 50%P	M — F — 50%P	
120	BP — M — GF — 100%P	BP — M — GF — 100%P	
125	M — 50%P	M — 50%P	BPなし
156 220	M — G 50%P	M — G 50%P	BPなし1段目両吸込
	BP — M — F — G — 50%P	BP — M — F — G — 50%P	
	BP — M — G 50%P	BP — M — G 50%P	
250	T — 50%P	T — 50%P	常用機のBPは別置
	T — 50%P	T — 50%P	同 上
	T — 50%P	T — 50%P	同 上
	T — 50%P	T — 50%P	同 上 ただし、予備機の1段目両吸込
265	BP — M — F — G — 33⅓%P	BP — M — F — G — 33⅓%P	
	BP — M — F — G — 33⅓%P	BP — M — F — G — 33⅓%P	
350	T — 50%P	T — 50%P	常用機のBPは別置
	T — 50%P — G — BP	T — 50%P — G — BP	
450	T — 50%P	T — 50%P	常用機のBPは別置
	T — 50%P — G — BP	T — 50%P — G — BP	
500	T — 50%P	T — 50%P	常用機のBPは別置
600	T — 50%P	T — 50%P	常用機のBPは別置
	T — 50%P — G — BP	T — 50%P — G — BP	
1,000	T — 50%P	T — 50%P	常用機のBPは別置

注：M＝モータ、T＝タービン、G＝増速機あるいは減速機、F＝流体継手、GF＝入力増速形流体継手、
 P＝ボイラ給水ポンプ（パーセントはポンプのdutyを示す）、BP＝ブースタ ポンプ

動となるが、超臨界圧プラントになると電動機出力も5,000kWを超えるため、電動機を2台に分割し順次起動することによって過大な電圧降下を避ける方式を採用している。250MW級以上はすべてギヤにより増速しているが、1,000MWになると電動機出力も10,000kWを超えるため、大容量・高性能の増速機が要求される。既に従来形に比べ小形化・高性能化を図った新形高速平行軸変速機（HCS形）のシリーズ化を完成しており、15,000kWまで製作可能である（図7）。多数の納入実績を持っているが、その主な特長は、
 (1) 歯車の許容面圧を従来の18kg/cm²から22kg/cm²まで上

げて小型化を図っている。
 (2) 浸炭焼入れ後、歯面をJIS 0～1級の精度に仕上げたはすば歯車の使用により、振動・騒音が極めて小さい。
 (3) 歯車、軸受などの許容面圧を上げることによりロータ部分が大形化され機械的損失が少なくなったため高い効率（約98.5%）が得られる。
 (4) ギヤ ケースを鋼板溶接構造とし軽量化を図っている。ことなどが挙げられる。
 電動機駆動給水ポンプの給水量制御方式として可変速流体継手が広く用いられるが、1,000kW、3,600rpm以上の高速・

大容量の場合、従来の流体継手単体では駆動回転数が低いために流体継手が大形になるうえ、出力軸側に歯車増速機を設置する必要があり、全体寸法が大きくなる。この難点を解決するために、流体継手の入力側に歯車増速機を配置して構造を一体化することにより、大幅に軽量小形化を図った入力増速形流体継手を開発した(図8)。主な特長として、

- (1) 従来の流体継手と増速機を組み合わせた場合と比較し、重量で約 $\frac{1}{2}$ 、長さで約 $\frac{1}{3}$ と非常に軽量、小形化された
- (2) 同一ケース内に増速機と流体継手が格納されているため、据付が容易である
- (3) 部品数の削減、潤滑装置の共用化などによる保守の簡素化、信頼性の向上などが挙げられる。

6 デスケーリング ポンプの最近の動向

製鋼用圧延設備で、圧延鋼材の高品質を得るためのデスケーリング ポンプは、ボイラ給水ポンプとは異なり、常温の水を取り扱う代わりに、過酷な負荷変動に耐えることを要求される。この運転条件が、ポンプの構造、材質、強度及びシステム全体に影響を及ぼしているが、近年の高圧・大容量化に際しては、これらの問題をすべて克服し、技術的成果を挙げている。

吐出し圧 $100\text{kg/cm}^2\text{g}$ 、流量 $5\text{m}^3/\text{min}$ が限界であった1950年代にはポンプ構造として二重胴の水平二つ割れ多段ボリュー

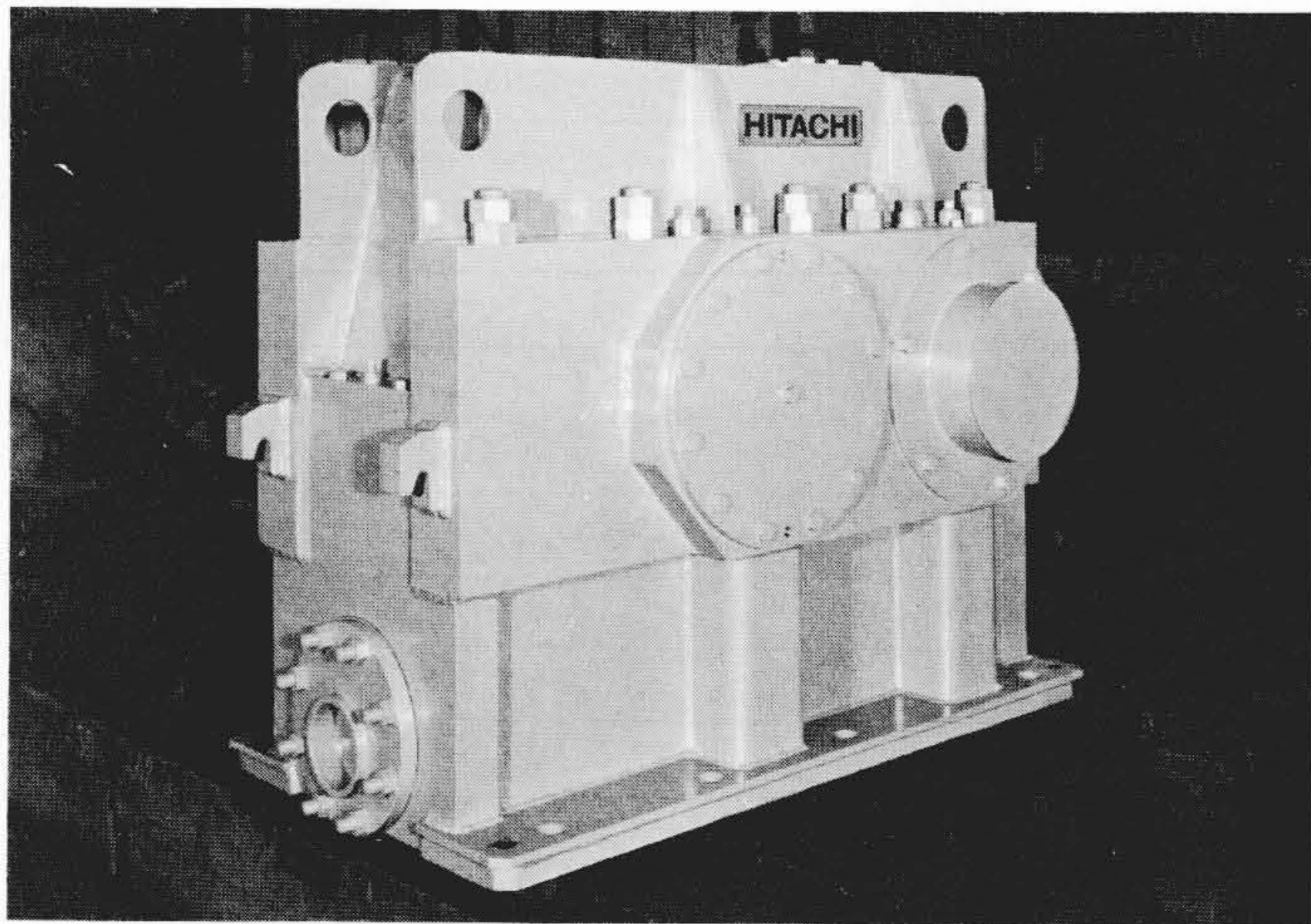


図7 新形高速平行軸変速機(HCS形) ギヤケースは鋼板溶接構造であり、歯車は浸炭焼入れ後研削仕上げされ、JIS1級相当以上の精度である。従来形に比べ、重量・寸法とも大幅に小形化されている。

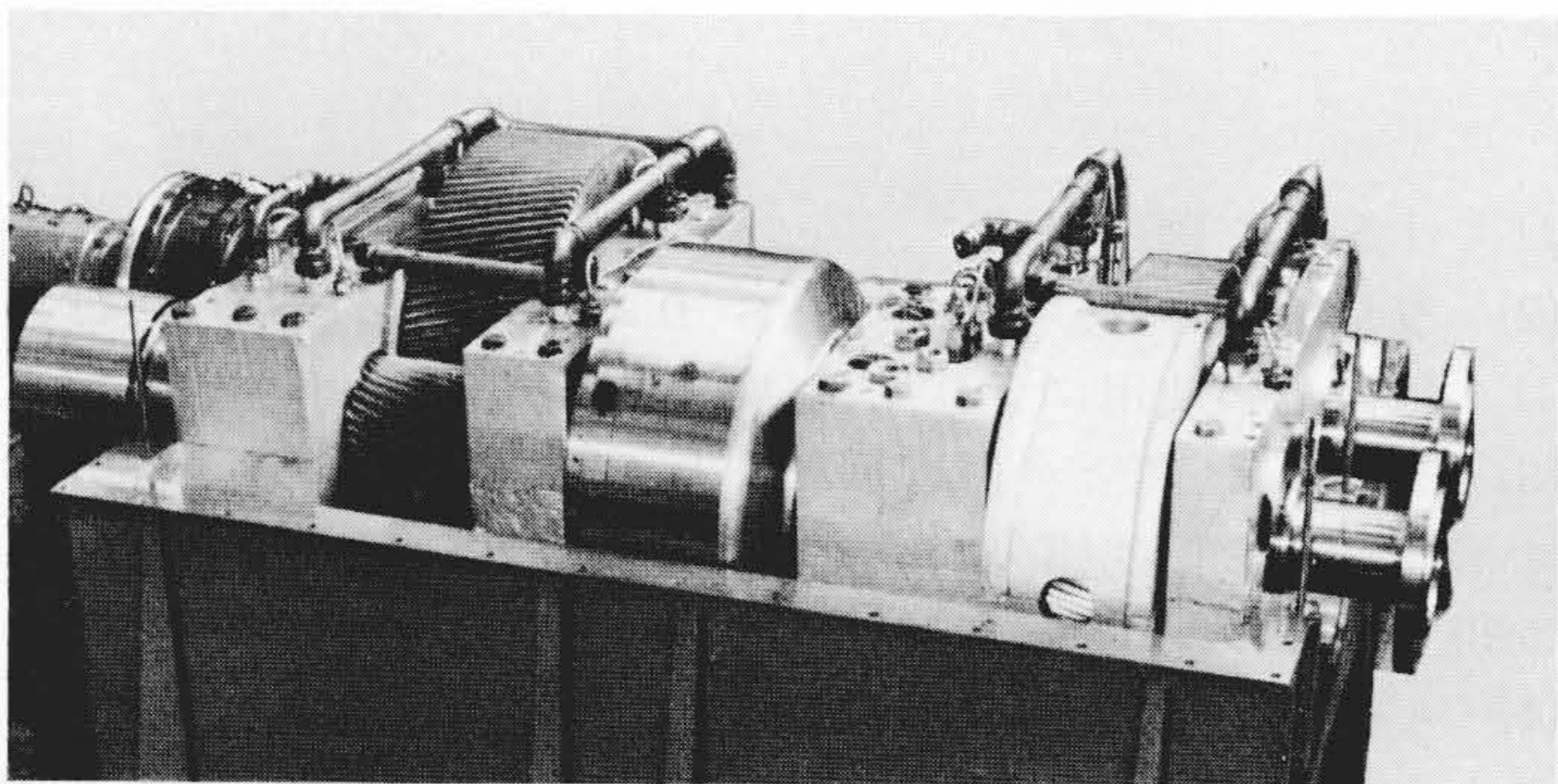


図8 入力増速形流体継手 変速機の上ケースを取り外した状態を示す。左上の大歯車が入力軸になり、小歯車を介して中央に流体継手ロータ部を、右側に高・低速の出力軸を配している。

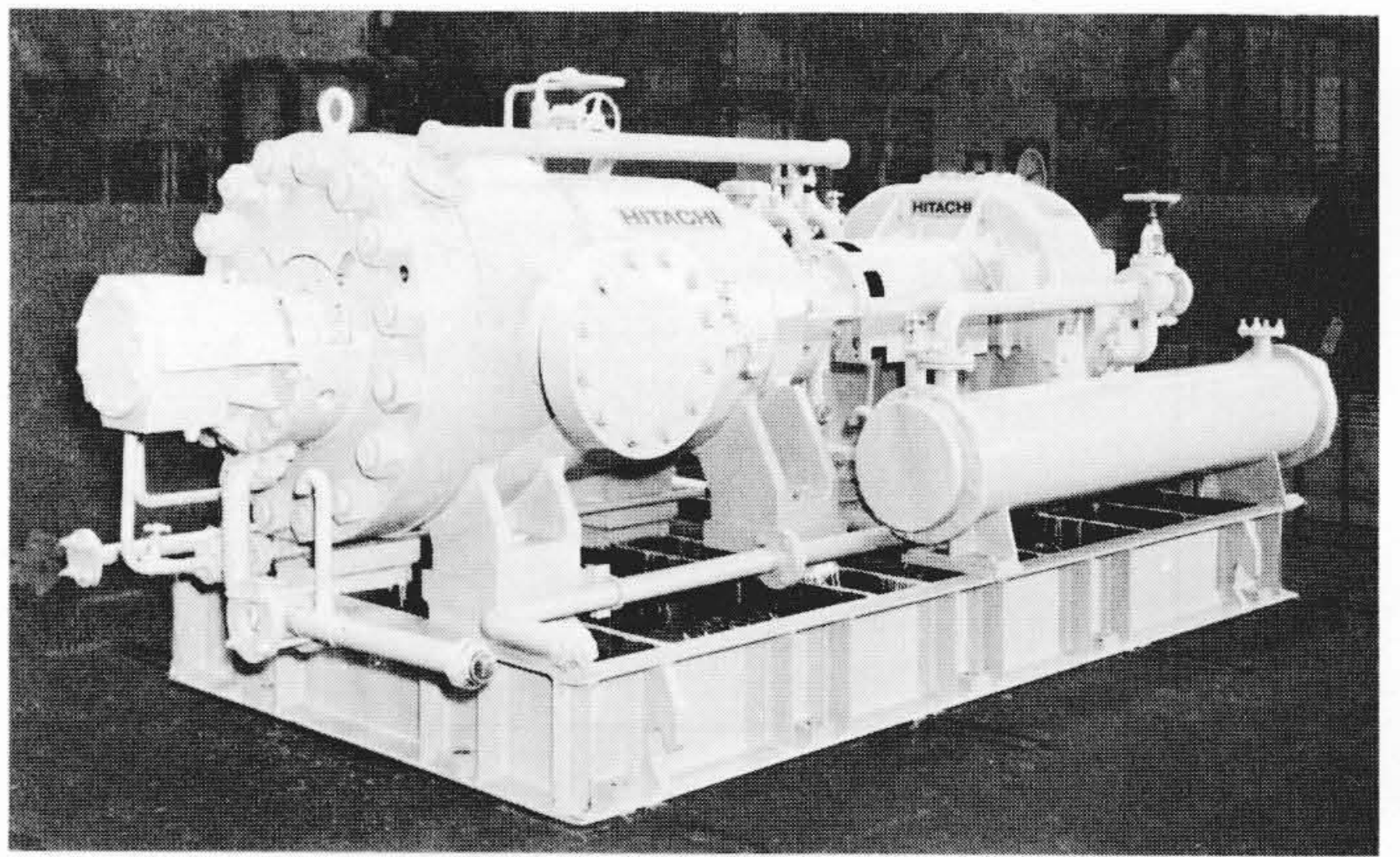


図9 バレル形デスケーリング ポンプ 構造的に最も信頼性の高い、二重胴形多段遠心ポンプである。

ト ポンプが採用されていた。吐出し量が $10\text{m}^3/\text{min}$ 、吐出し圧 $150\sim 170\text{kg/cm}^2\text{g}$ 級に達した1960年代に至り、コンパクトであり過酷な負荷変動に対して信頼性の高い輪切形多段ポンプが採用されるようになった。これらの実績を基に、1974年に吐出し圧 $200\text{kg/cm}^2\text{g}$ のデスケーリング ポンプが製作され、順調に稼動している。現在までの納入実績は110台を数えている。

ケーシングの構造は、大容量ポンプに対しては実績重視の観点からバレル形を採用しているが(図9)、デスケーリング ポンプの仕様範囲に限っていえば、一重胴輪切形多段ポンプで十分にカバーできる分野であり、今後このタイプのポンプの適用の拡大を図っていく予定である。

ポンプ軸は、負荷変動の影響を最も敏感に受けるため、数多くの実働応力の測定を行ない、実験係数に基づく強度設計を行なっている。また応力集中部を取り除いた軸形状を採用している。

接水部分の材質は現在ほとんど13Cr 鋳鋼、あるいは13Cr 鋼を採用している。これは鉄鋼プラントで使用される水が、公害規制、あるいは水資源の有効利用の目的で、循環使用されるため、腐食因子の濃縮により使用に耐えないことによる。この傾向は今後ますます強まるものと考えられる。

デスケーリング ポンプ設備でのアキュムレータは、負荷変動を平均化し、動力節減を図っている。今後はいっそう省動力の観点から、各種のレイアウトの経済比較が進められることになると思われるが、回転数制御による駆動方式も有力な方法として具体的に検討されることになろう。

7 結 言

高圧ポンプの代表機種であるボイラ給水ポンプ、デスケーリング ポンプは、最新のポンプ技術を駆使して設計・製作されているが、信頼性・保守性・経済性に対する要求は非常に高度であり、なおいっそう技術の向上が必要である。高温・高圧・高速の回転体に関する基礎技術確立のため、関連技術分野ごとの固有技術の向上と総合化を進めており、現行レベルに対するいっそうの飛躍を期している。

参考文献

- 1) D. W. Chalmers, P. A. Duggan: "Trends in utility boiler feed pumps", Modern Power and Engineering (1970)
- 2) E. Makay: "Eliminating pump-stability problems", Power (1970)
- 3) 岡本: 「遠心ポンプの低流量域のキャビテーション」日本機械学会講演論文集, No. 750-17 (昭50-10)