

「しんかい 6500」用海水ポンプの開発

高川 真一^{*1} 高橋 憲二^{*1} 手塚 久男^{*2}
下瀬 沢生^{*3} 永田 幸明^{*4}

6500m 潜水調査船「しんかい 6500」が、海中や海底で安定した中正浮量状態が得られるよう、低温・高圧環境下で補助タンクに海水を注排水して重量調整する高性能海水ポンプが開発された。

本海水ポンプは、固定シリンダ・回転斜板式のアキシャルプランジャポンプであり、シール部のシリンダ・プランジャには耐摩耗・耐食性に富む特殊溶射表面処理法によるセラミクス等が用いられている。

本論文ではこれらの技術と諸確性試験結果につき報告する。

On the Development of Sea Water Pump for the "SHINKAI 6500"

Shinichi TAKAGAWA^{*5} Kenji TAKAHASHI^{*5}
Hisao TEZUKA^{*6} Takuo SHIMOSE^{*7}
Yukiaki NAGATA^{*8}

A high performance sea water pump was developed which was used to adjust the weight of the 6,500m deep research submersible "SHINKAI 6500" by charging or discharging sea water directly to/from the weight adjusting tank in the low temperature and high pressure environment in order for the submersible to obtain a neutral buoyancy condition.

This sea water pump is an axial plunger type pump with fixed cylinders and a rotating swash plate, and the ceramics by special thermal spraying surface treat-

*1 深海開発技術部

*2 三菱重工業(株)神戸造船所

*3 川崎重工業(株)船舶事業本部

*4 (株)スギノマシン開発部

*5 Deep Sea Technology Department

*6 Mitsubishi Heavy Industries, Inc.

*7 Kawasaki Heavy Industries, Inc.

*8 Sugino Machine Co. Ltd.

ment are used on the surface of cylinders and plungers in order to obtain good seal gap properties and abrasion-resistant and corrosion resistant properties.

This paper describes these technologies and various test results on this sea water pump.

Key word: Sea Water Pump, Axial Plunger, Ceramics, Gap Seal, Weight Adjustment.

1 はじめに

潜水調査船の海中、海底での行動様式は、丁度飛行船と同じであって、自らの重量と浮量とが一致した中正浮量状態で海中に漂うようにした上で、推進器を用いて自在に運動する。この中正浮量状態を達成するにはいくつかの方法があり、小さなおもりを少しずつ投棄する方法は最も簡単である代わりに可逆性がない。それに代わって、耐圧容器とポンプを用いて海水を注排水する方法は、装置が若干複雑になるものの、可逆性があるために、信頼性があるって小型軽量であれば、深海調査を効率的に行うには最も適しているものである。

ポンプ注排水方式にも2通りあって、図1に示すように海水を直接ポンプで注排水する方式と、耐圧容器と非耐圧容器を1つずつ設けて高压油圧ポンプで両容器間に油を移送して非耐圧容器内の海水と置換する方式とがある。後者の場合は、高压油圧ポンプ自体は製作は容易である反面、別途非耐圧容器を設けなければならないので、装置全体、ひいては潜水調査船の大型化を招く。それに

対して前者の場合は、海水を直接高压で送り出す海水ポンプの開発が必要であるが、このポンプシステムが小型軽量であれば、余分になる非耐圧容器が不要であるため全体としての小型軽量化ができる利点がある。

海洋科学技術センターが開発し、現在運用されている2000m潜水調査船「しんかい2000」では200気圧の水圧に抗して海水を直接送り出す海水ポンプが開発されて使用されており、新たに開発された6500m潜水調査船「しんかい6500」でも水深6500mの水圧にして海水を直接送り出す海水ポンプが採用された。

この海水ポンプの開発指針を以下に示す。

- (1) 水深6500mの低温高水圧に抗して海水を直接吐出できること。
- (2) 海水に対する耐食性を有すること。
- (3) 海底付近での運転に伴う砂泥等の混入に対処すること。
- (4) 小型軽量高効率で注入の際も流量制御ができること。

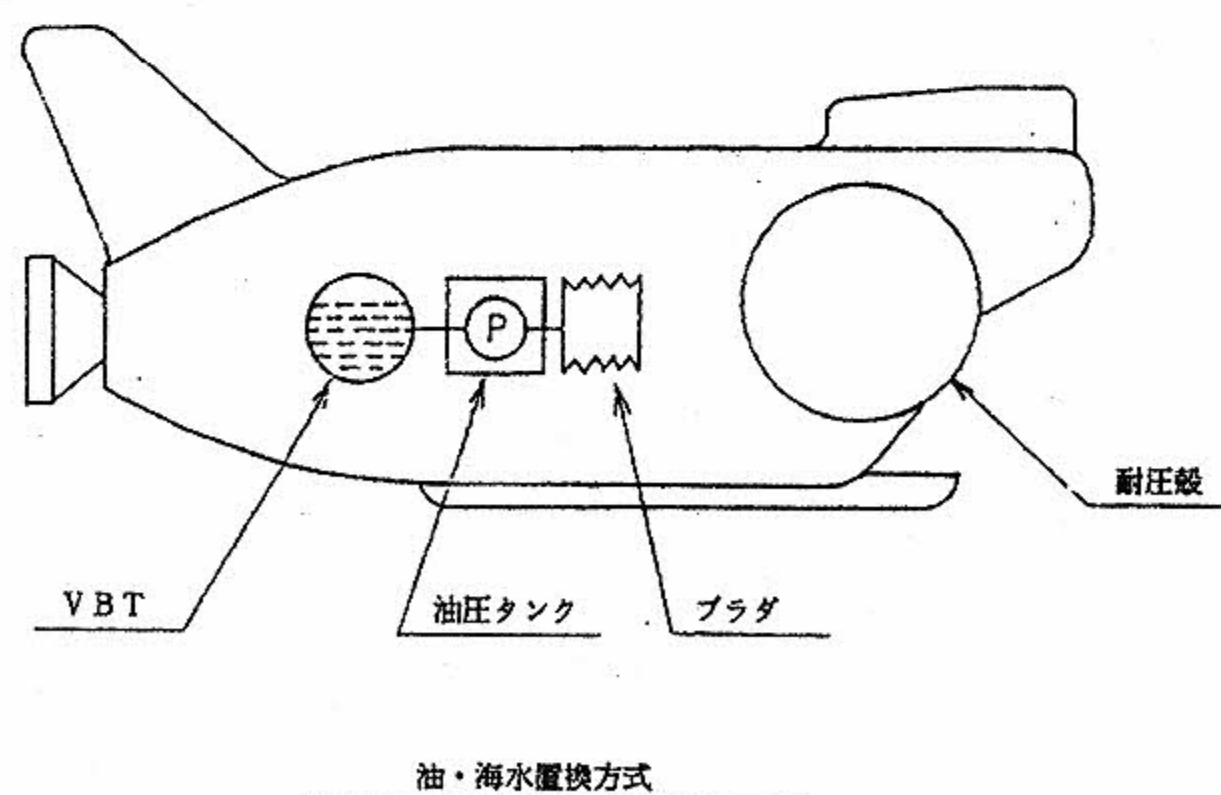
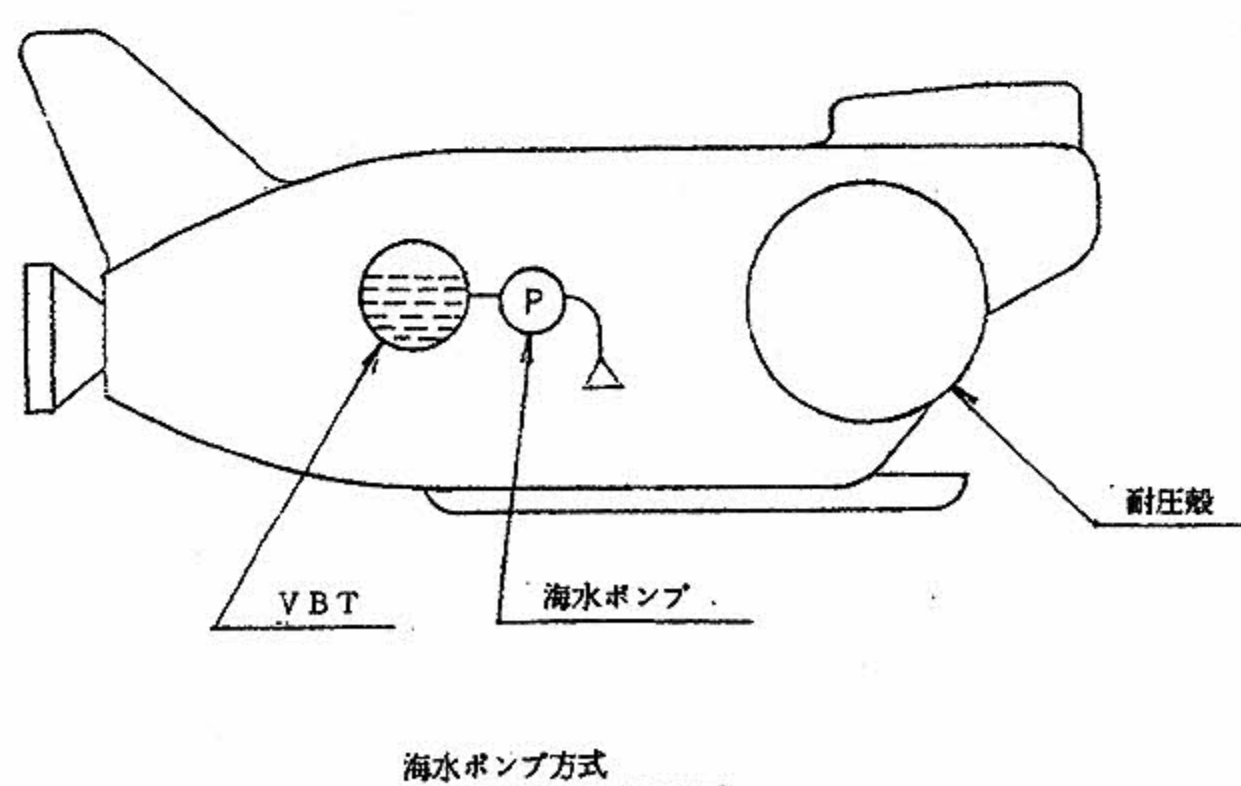


図1 重量浮量調整方式の比較

Fig. 1 Comparision of Weight Sdjusting System

そこで「しんかい6500」用として、本体に均圧機構を設けたアキシャルプランジャ式で、プランジャとシリンダにセラミック材を使用して隙間シールと呼ばれる特殊なシール構造とするとともに各部に軽量高強度で耐食性の良いチタン材を多く使用した海水ポンプとすることとした。

ここでは、海水ポンプの開発に関するシリンダ、プランジャ、チェックバルブの材質及びプランジャ、シリンダ間の隙間の検討、ならびに高圧下で運転できるアキシャルプランジャ式ポンプの構造について述べる。さらに、ポンプを評価するため実施した試験の方法及び結果について述べる。

2 問題点と基本構想

採用することとしたアキシャルプランジャ式の海水ポンプの基本構造と作動原理を図2に示す。ポンプは電動機により回転され、回転斜板を回転することにより、斜板が揺動運動し、コンロッドにより連結されたプランジャがシリンダ内を往復運動する。この往復運動により、海水は吸入口より吸入バルブを通りシリンダ内に引き込まれ、そし

て吐出バルブを通り吐出口へ圧送される。

深海潜水調査船用海水ポンプは、陸上で使用する水、海水ポンプとは異なり、以下の問題点がある。これらについて多方面から検討し、基本構想を固めた。

(1) 小型軽量化及び低起動トルクのための機種選定

深海潜水調査船用海水ポンプは、可能な限り小型、軽量化を図る必要がある。また、ポンプを駆動するモータ側から見ると、起動トルクが小さくポンプの回転慣性の少ないものが望ましい。これらの構造条件をより満足するポンプの形式として、今回採用したアキシャルプランジャ式が挙げられる。この方式は、プランジャを円筒状に多数高密度に配列してコンパクトにまとめることができ、かつより高速回転が可能であることから、「しんかい2000」で採用したクランク式に比較して小型軽量化ができる。しかもアキシャルプランジャ式は主要な回転部にボールベアリングのようなころがり軸受けを使用できるのですべり摺動部分が少なく静止摩擦が小さ

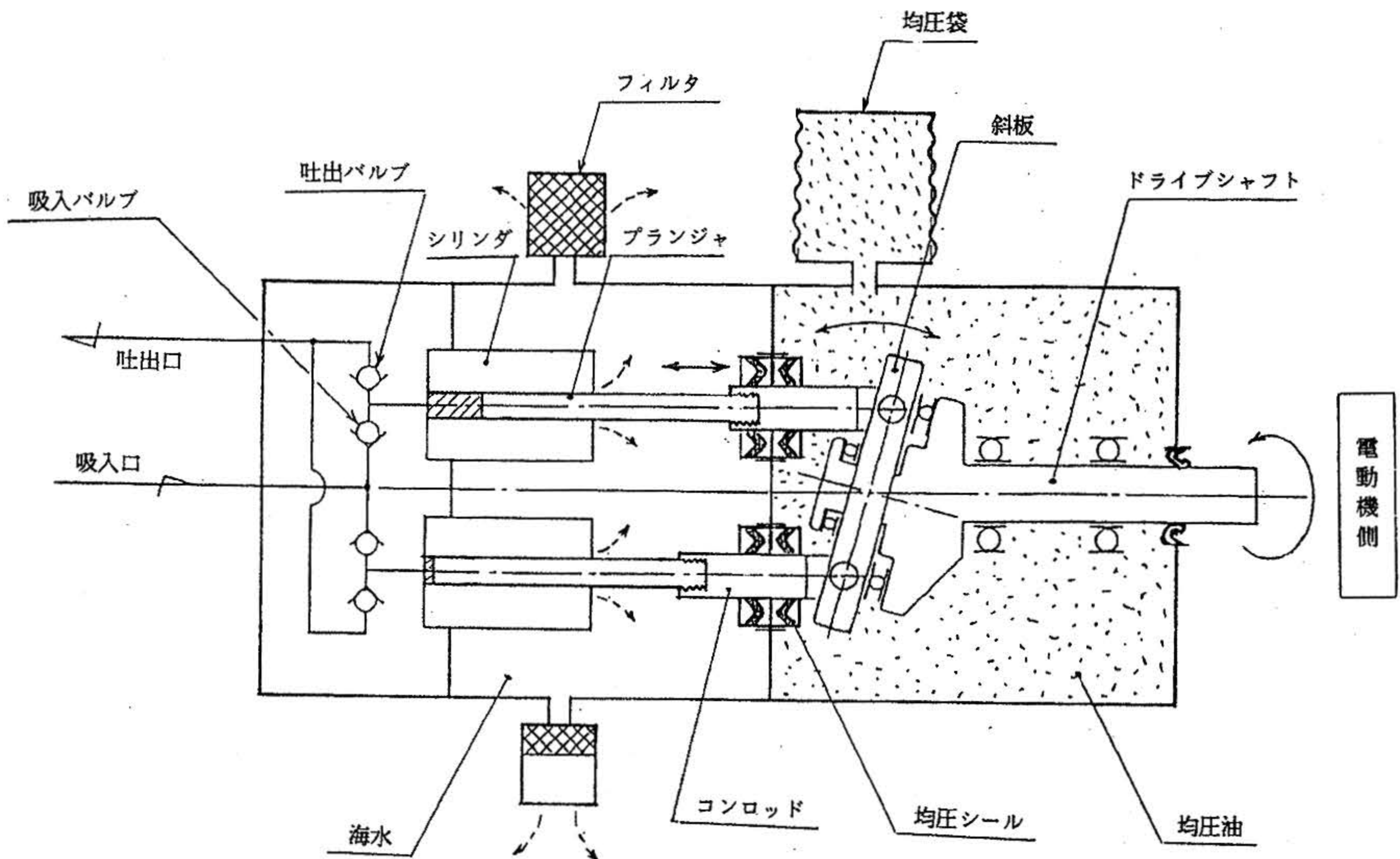


図2 作動原理図

Fig. 2 Mechanism of Seawater pump

いこと、ならびに運動部の質量が小さく回転慣性が少ないので起動トルクを小さくできる利点がある。

(2) 耐深度圧のための構造

ポンプを深海中で使用すると、深度とともに大きな外圧を受け、水深 6500 m で 680 kg/cm^2 の外圧を受ける。この外圧下で支障なくポンプを運転するために、ポンプ本体に均圧油を封入して弾性体で外と仕切る均圧構造とする。

(3) 耐食性

海水中で使用し、作動流体として海水を用いるため海水に触れる各部分は高い耐食性を必要とする。そこで、海水に触れる材料はチタン材(Ti, Ti-6Al-4V)やステンレス鋼(SUS304, SUS316, SUS630等)で製作する。

(4) シール方法

プランジャ、シリンダ部の高圧シール部は、作動流体として海水を使用するため、海底付近での使用時には砂泥等の混入が考えられる。

またポンプの小型化に伴い、高速化が必要であり、しかも海水には潤滑性はほとんどない。そこでこれらの条件下で長寿命の高圧シールを考えた場合、種々の工業材料の中で非常に優れた耐食性・耐摩耗性を有するセラミック材を使った隙間シールが最も有望であることから、隙間シール方式を採用することにした。隙間シールとは、シリンダとプランジャの間に若干隙間を設けて作動流体がわずかながらそこから漏れることにより、シリンダ・プランジャ間の冷却・潤滑を行うものであり、かつセラミクスを用いることから砂泥等の混入に対しても強い。但しこの漏れ量は微小で、昇圧吐出量にはあまり影響を与えない程度の量である。

一方、セラミクスは引張力、曲げ力、衝撃力に弱いので、シリンダセラミクスは金属外筒を焼き嵌めることにより補強して、高い内圧から守る構造とし、プランジャセラミクスは金属棒にコーティングすることにより、折損を避けるようにした。

シリンダのセラミック材の種類、プランジャコーティング材の種類については次項の基礎調査で述べる。

コンロッド部の均圧シール部は、前述のポン

プ本体の均圧油と周囲の海水とが接する部分であり、また、コンロッドがプランジャと連動し軸方向に高速摺動する部分であるため、シール性及び耐久性の面から検討が必要である。この部分のシール方式として、Uパッキンによる方式、ブーツ式による方式及びVパッキンによる方式等を検討したが、Uパッキンはシール力が、ブーツは耐久性が劣るためVパッキンを採用することとした。Vパッキンの構成及び材料については次項の基礎調査で述べる。

(5) 逆止バルブ

ポンプの高速化と、海水が潤滑性を持たないことから、通常の油圧アキシャルプランジャポンプで使用されているような高い面圧で滑りながら回転するロータリーバルブは適さない。そこで追従性、耐久性を考慮してポペット式逆止バルブとした。バルブスプリングの材質は長年の使用に耐えられるよう、耐食性に優れたチタン材で製作することとした。ポペット式逆止バルブの材質、シート面形状、バルブスプリングの強さについては、次項の基礎調査で述べる。

3 基礎調査

前章で問題点が明らかとなったシリンダ・プランジャ用セラミクスの選定、コンロッド部シール用パッキン、逆止バルブの材質、同形状、バルブスプリングについて、基礎調査を行った。

3.1 シリンダ、プランジャ用材料の選定

シリンダ用セラミック材料としては、窒化珪素、炭化珪素、高純度アルミナなどがあり、機械的性質は窒化珪素、炭化珪素が優れているが、加工性、入手の容易さでは高純度アルミナが良い。本海水ポンプでは精密な加工が必要なため、シリンダ材質として高純度アルミナHIP処理品(Hot Isostatic Press=熱間静圧プレス)の略。アルゴンなどの不活性ガスを媒体とした1000気圧、1000℃以上の高温高圧の加工処理方法)を採用することとした。

また、プランジャ用コーティング材質を選定するにあたり、各種コーティング材の機械的性質等についても調査した結果、タングステンカーバイド・コバルト系は耐食性に問題があり、クロム系とプラズマ溶射のアルミナ・チタニア系は耐剥離

性で問題があることから不採用とした。

また爆発溶射のアルミナ・チタニア系と同じく爆発溶射のタングステンカーバイト・タングステンクロム・ニッケル系の2種類が有望とされたが、高圧時における耐剥離性を重視して、爆発溶射のタングステンカーバイト・タングステンクロム・ニッケル系を採用することとした。

3.2 コンロッド部シール用Vパッキンの構成及び材料の選定

コンロッド部の均圧シール部には、当初フッ素ゴム製の往復動用に2個を1組にしたVパッキンを二重に使用したが、性能試験の過程で長期間水中に放置するとコンロッドにパッキンが粘着し、起動トルクが過大となることが判明したため、シール性、耐久性に加え、非粘着性の面から見直し、調査試験を行って検討した。

材料としては、当初計画のフッ素ゴムの他にテフロン、硬度90度ニトリルゴム、スーパーラバーを候補として各材料の組合せによるVパッキンの構成も変えて行った結果、テフロンは起動トルクは小さいが摩耗による耐久性で劣り、硬度90度ニトリルゴム、スーパーラバーはともに起動時の摩擦力が大きいことが分かった。そこで構成を含めた比較検討の結果、材料はフッ素ゴムとし、当初二重としていたものを一重にするとともに、テフロン微粒子を潤滑油中に添加することにより起動トルクを40%程度に軽減でき、漏れ量も二重パッキンの場合とほぼ同等となることが分かったため、本方式を採用することとした。

3.3 逆止バルブの材質

ポンプの高速化に伴い、逆止バルブの追従性、耐摩耗性、騒音が問題となる。候補材としてSUS630及びチタン合金が考えられ、追従性、耐摩耗性では特に両者の差はないが、バルブの軽量化と騒音低減化のためにチタン合金を選択することとした。

3.4 バルブ及びバルブシートの形状について

性能の安定したバルブとするために、図3に示すAタイプのテーパシートにテーパバルブを組み合わせたものと、Bタイプのテーパシートに球面バルブを組み合わせたものを製作し、比較作動試験を行った。

Aタイプは30時間の運転で吐出量が約10%下がり、50時間後で約20%下がった。Bタイプでは200時間後でも吐出量はほとんど変化せず、正常な運転を行うことができた。よって本ポンプにはBタイプを採用することとした。

3.5 バルブスプリングについて

バルブスプリングの材質は耐久性を考慮してチタン製とした。またスプリング力については、計算上良いと思われる強さと、その前後の計3種類製作し、ポンプに装着して試験を行い、最も適当なスプリングを選ぶこととした。結果は計算上よりやや強めのスプリングが良好でこれを採用することとした。

4 海水ポンプの構造

以上の設計、検討、要素試験を経て製作された海

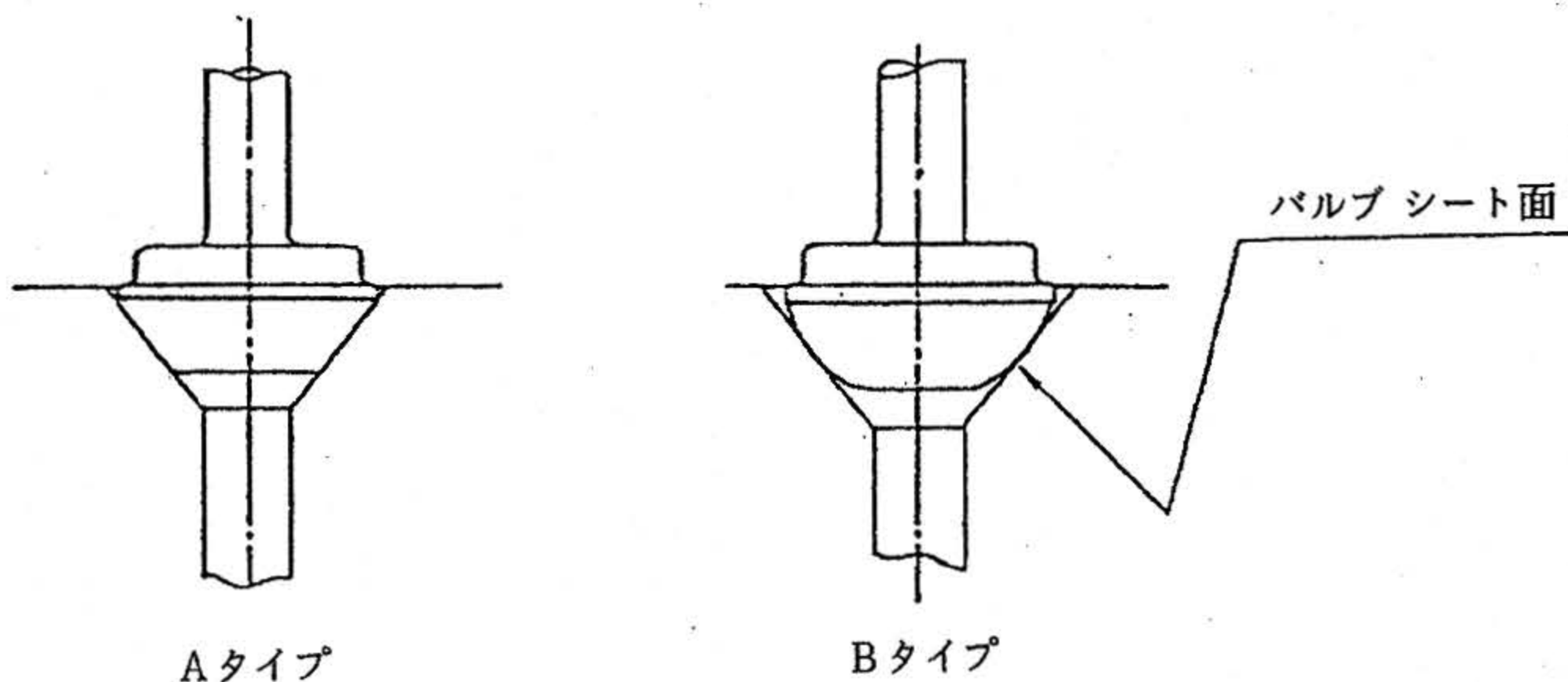


図3 バルブシート図面

Fig. 3 Section of Seawater Valve Seat

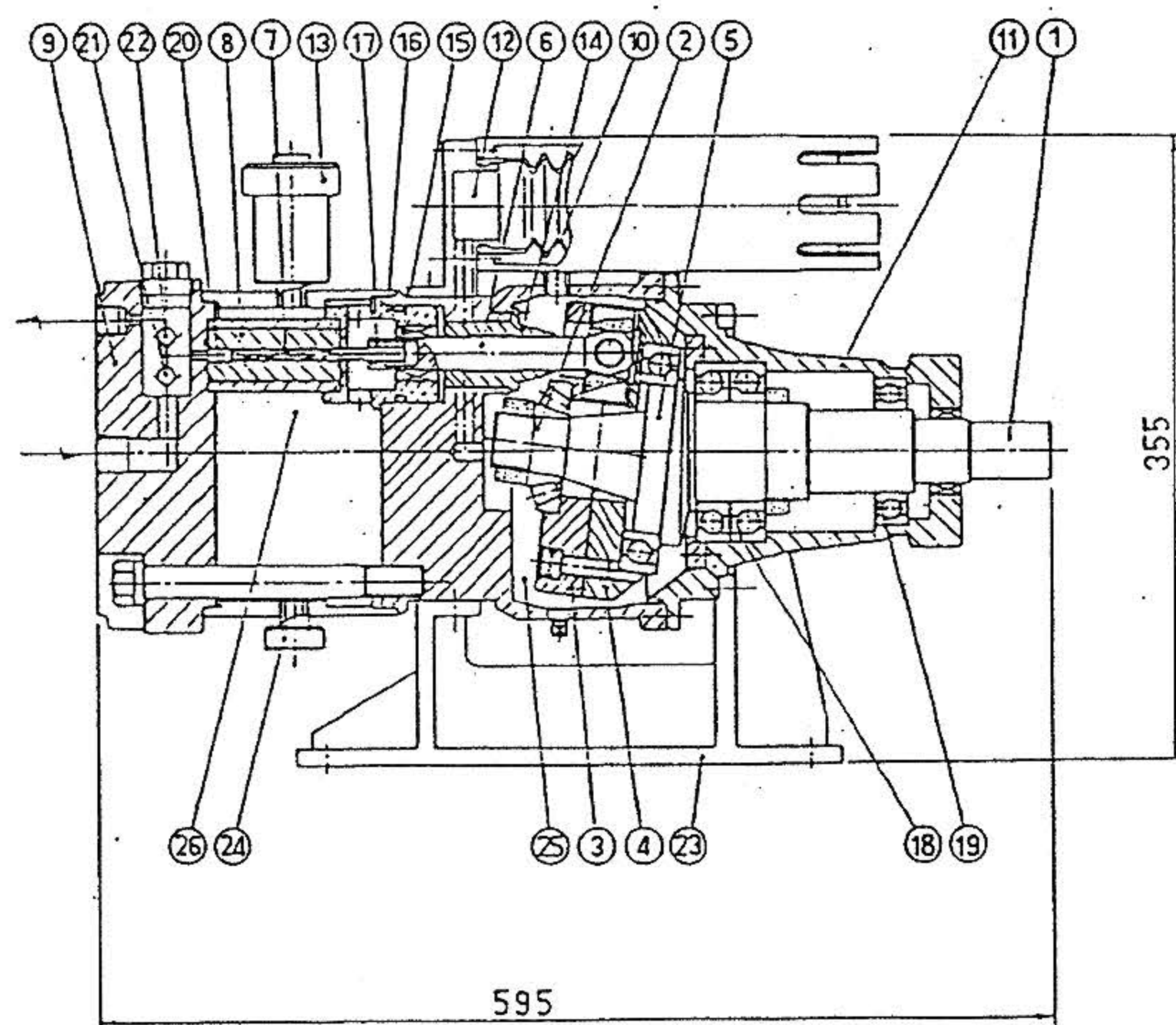


図 4 ポンプ構造図

Fig. 4 Structure of Seawater Pump

水ポンプの構造を図4に示す。またその基本仕様と完成外観をそれぞれ表1, 写真1に示す。

図4において、ポンプ駆動軸①と斜軸②ならびに回転斜板⑤は一体に成形されている。③は斜軸②に嵌め合わされた第1の揺動斜板で、第2の揺動斜板④とはネジで結合され、斜軸②に対して一体に揺動できるよう構成されている。

コンロッド⑥は、揺動斜板③及び④に対して回転可能でかつ半径方向にスライドできるよう支持され、また⑭の軸受部材でガイドされることにより完全な直線往復運動ができるようになっている。そして他端に嵌め込まれたプランジャ⑦を軸線方向に往復動させる。これらのプランジャ、シリンダ、コンロッド等のセットは、ポンプ円周上に5組、装着されている。

⑩はゴム製のベローズで、ポンプ外圧とポンプ内圧を等しくする均圧用部材であり、均圧器室⑫と連通した斜板室⑮と外圧を等しくしている。

⑬はシリンダ室⑮へ出入りする海水のフィルタで、シリンダ・プランジャ間の隙間シールから漏れ出た海水はシリンダ室に入る。

海水は、プランジャが下がることによって逆止

表 1 海水ポンプ基本仕様

Table 1 Specification of Seawater Pump

項 目	要 目
形 式	海水浸漬型, アキシアルプランジャ式
計 画 吐 出 量	6 l/min
計画吐出圧力(連続)	685 kg/cm ²
最大試験吐出圧力(連続)	750 kg/cm ²
最大設計吐出圧力	820 kg/cm ²
計 画 吸 入 圧 力	0 ~ -0.3 kg/cm ²
回 転 速 度 及 び 方 向	2250 rpm, 電動機側から見て反時計方向
耐 久 性	200 時間
所 要 ト ル ク	約 4.4 kg-m
潤 滑 方 式	油封入潤滑
均 圧 方 式	ポンプ固有の均圧器
使 用 流 体	海水
起 動 方 式	無負荷
プランジャ径×ストローク	φ 8 mm×14.2 mm
重 量	自重 58 kg以下×封入油約 2 kg
ポンプ 入力動力	計画吐出量計画吐出圧力時
	約 10.0 kw (常温にて)
ポンプ 入力動力	最大試験吐出圧力時
	約 10.5 kw (常温にて)

トバルブ②①が開, 同②②が閉となってシリンダ内に入り, 逆にプランジャが上がることによって②①が閉, ②②が開となって吐出される。

ポンプの吐出圧は圧力調整弁で所定の圧力に設定される。使われた海水は熱交換器で十分に冷却した後, タンク内へ入りポンプを冷却し, また吸入

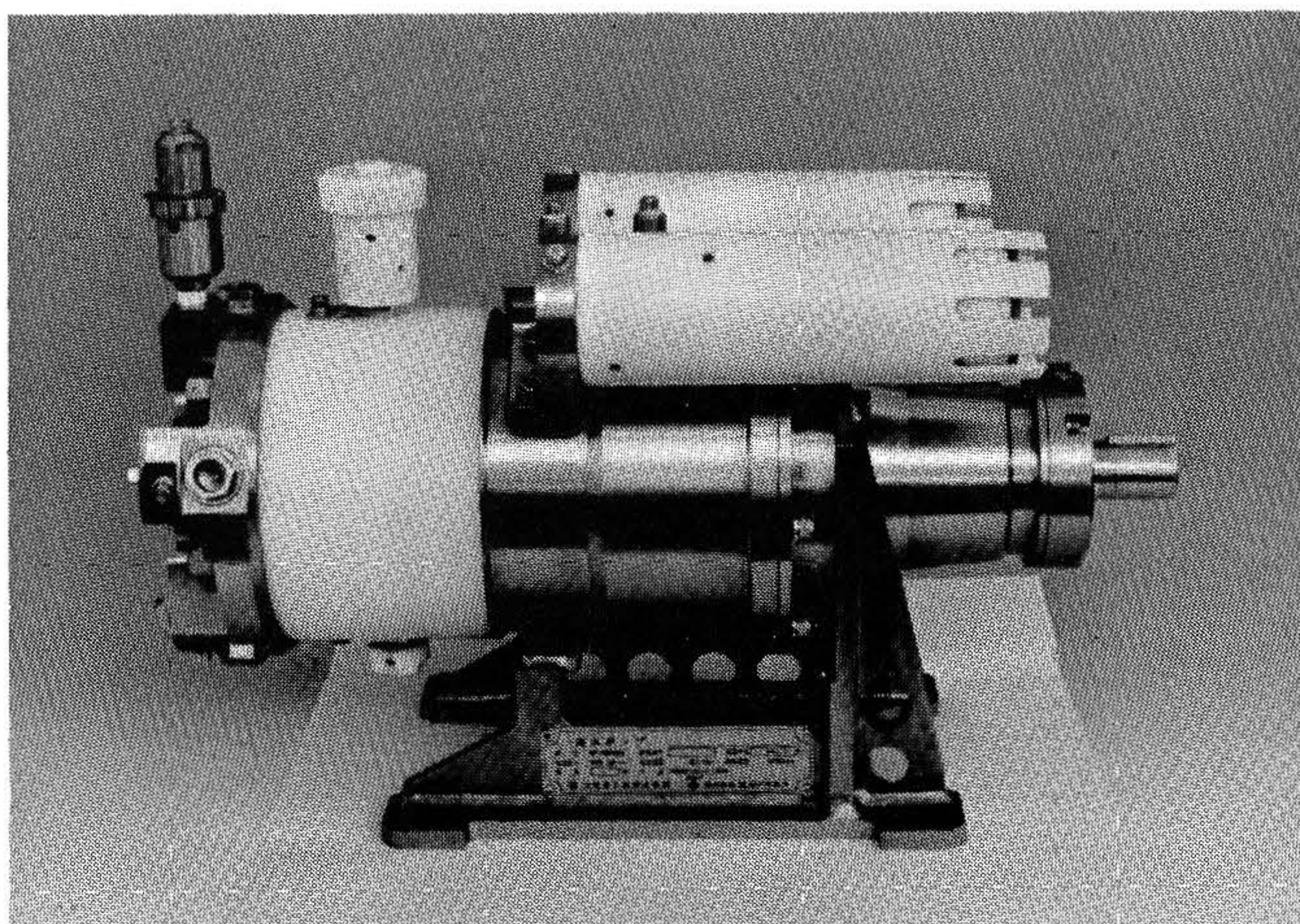


写真1 海水ポンプの外観

Photo 1 Configuration of Seawater Pump

5 性能試験

開発した本海水ポンプの性能を確認するため, 常圧水中での試験と高圧水中での試験を行った。また, 深海水下での使用を想定した場合, 冷水中での起動試験が必要であり, ポンプの性能として耐久性も大きな要素である。従って, 常圧水中及び高圧水中において冷水中試験ならびに200時間の耐久試験もそれぞれ行って性能を確認した。

5.1 常圧水中試験装置

図5ならびに写真2に常圧水中における海水ポンプの試験装置を示す。

ポンプ駆動には試験用空中電動機を使用し, 回転数検出器で回転数を確認しながら, インバータにて所定の回転速度に設定する。またトルク検出器でランニングトルクを検出する。

入力軸はカップリングで海水ポンプと固定される。水槽は海水ポンプを固定した状態で完全にポンプが水没するよう十分な容積を持っている。またポンプの吸入ライン内に絞り弁をおき, 吸入圧力を任意に設定できるようにしている。

水として再度使用される。

5.2 高圧水中試験装置

図6にポンプの高圧水中下性能試験を実施した海洋科学技術センターの高圧実験水槽における試験装置を, 図7と写真3に高圧水中200時間耐久試験を実施した試験装置をそれぞれ示す。

高圧実験水槽では, 「しんかい6500」に実際に装備する水中電動機と組合せた海水ポンプユニットの状態ユニット全体を水槽に入れ, 高圧雰囲気下で試験を行った。ポンプへの入力動力は, 高圧水中下での直接計測が困難なため, インバータの出力値を計測し, 水中電動機の高圧下特性から算出することとした。

高圧水中200時間耐久試験に用いた試験装置は, 常圧水中試験で使用した装置の水槽を海水ポンプが収納可能な超高圧容器に換装したものである。

超高圧容器内のポンプへ駆動力を伝えるためには, 高圧シールが必要となる。そこで今回, 独自の超高圧隙間シール方式を採用した。このシールは若干の漏れは伴うものの, 摩耗等がなく, シール性

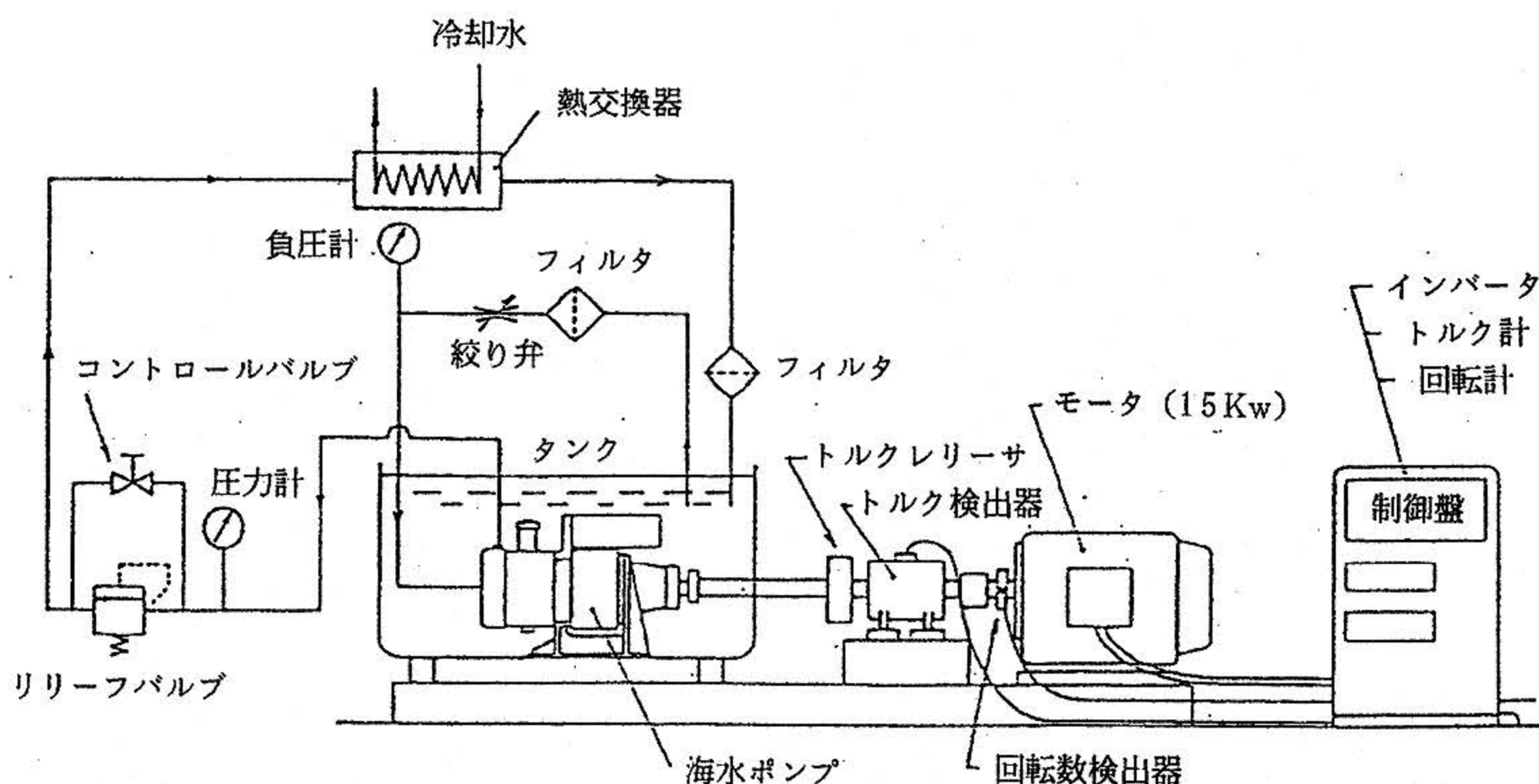


図 5 常圧水中テスト装置構造図

Fig. 5 Equipments for Submerged Performance test in Normal Pressure

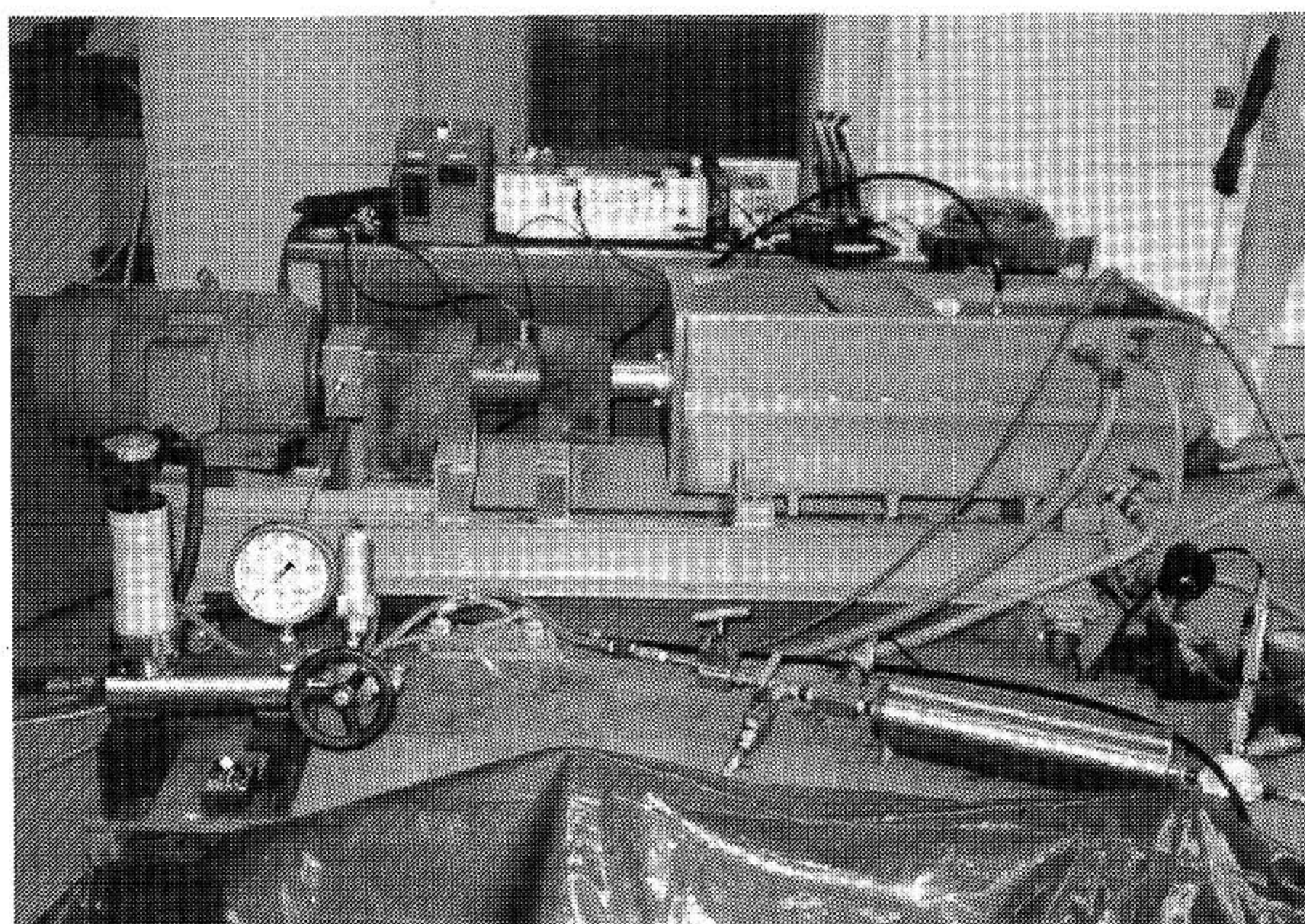


写真 2 常圧水中テスト装置の外観

Photo 2 Equipments for Submerged Normal Pressure test

能及び漏れ量が安定し、またシール抵抗も極めて小さく安定したものである。超高圧容器は1500kg/cm²もの高い内圧に耐えるよう製作されている。

ポンプの吸入圧力は大気圧であり、耐圧配管で超高圧容器内のポンプに接続している。海水ポンプは直接超高圧容器内へ吐出し、ポンプ本体からの吐出圧で容器内を昇圧し、ポンプ吐出圧力と雰

囲気圧力とを等しくしている。

5.3 常温水中性能試験

図5に示した試験装置を用いて常温常圧水中性能試験を行い、表2のような結果が得られた。図8に吐出圧力と、吐出流量及びポンプ効率の関係を示す。

圧力 300kg/cm²以下で効率が低いのは、均圧油

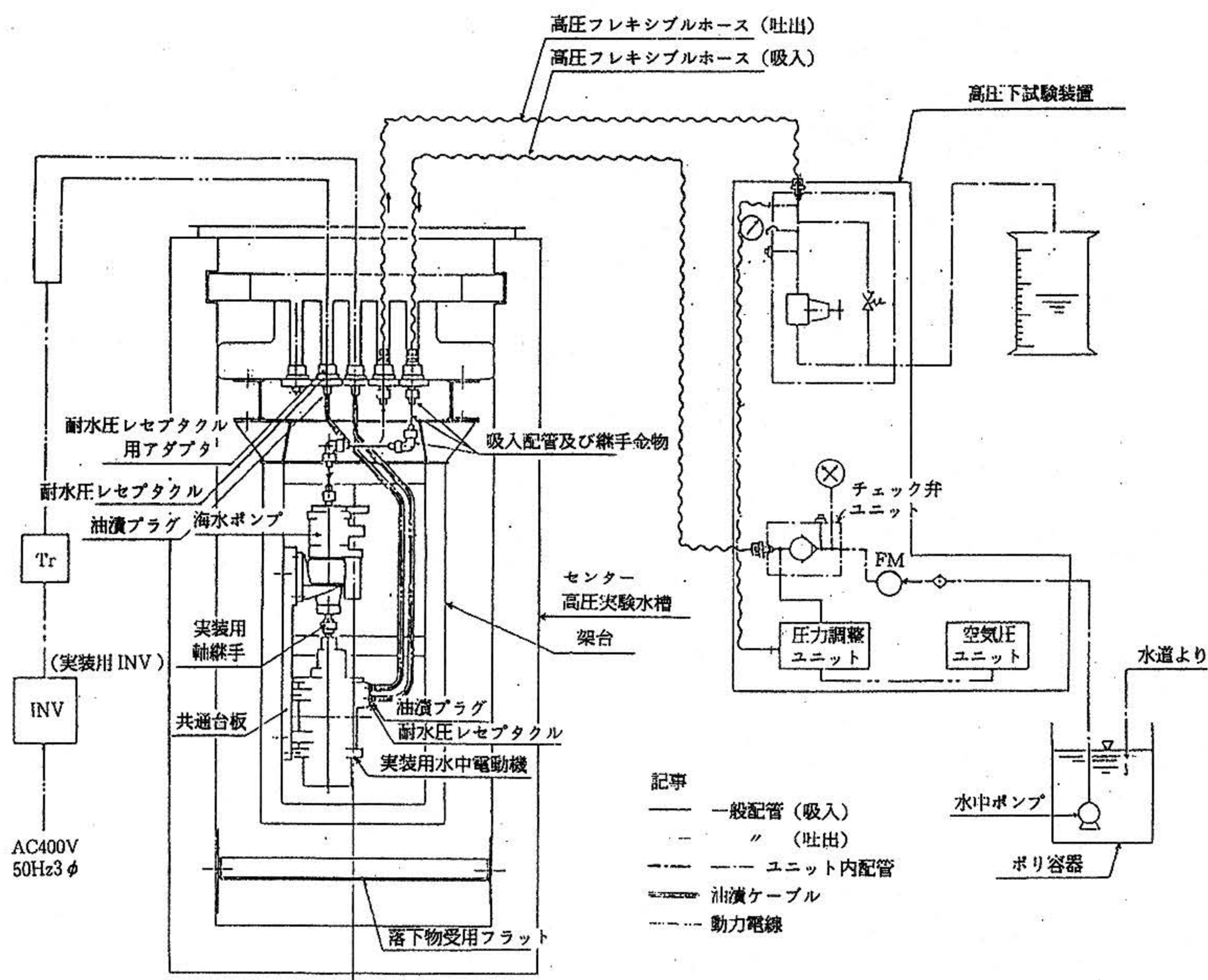


図 6 高圧下性能試験装置

Fig. 6 System for Submerged Performance test

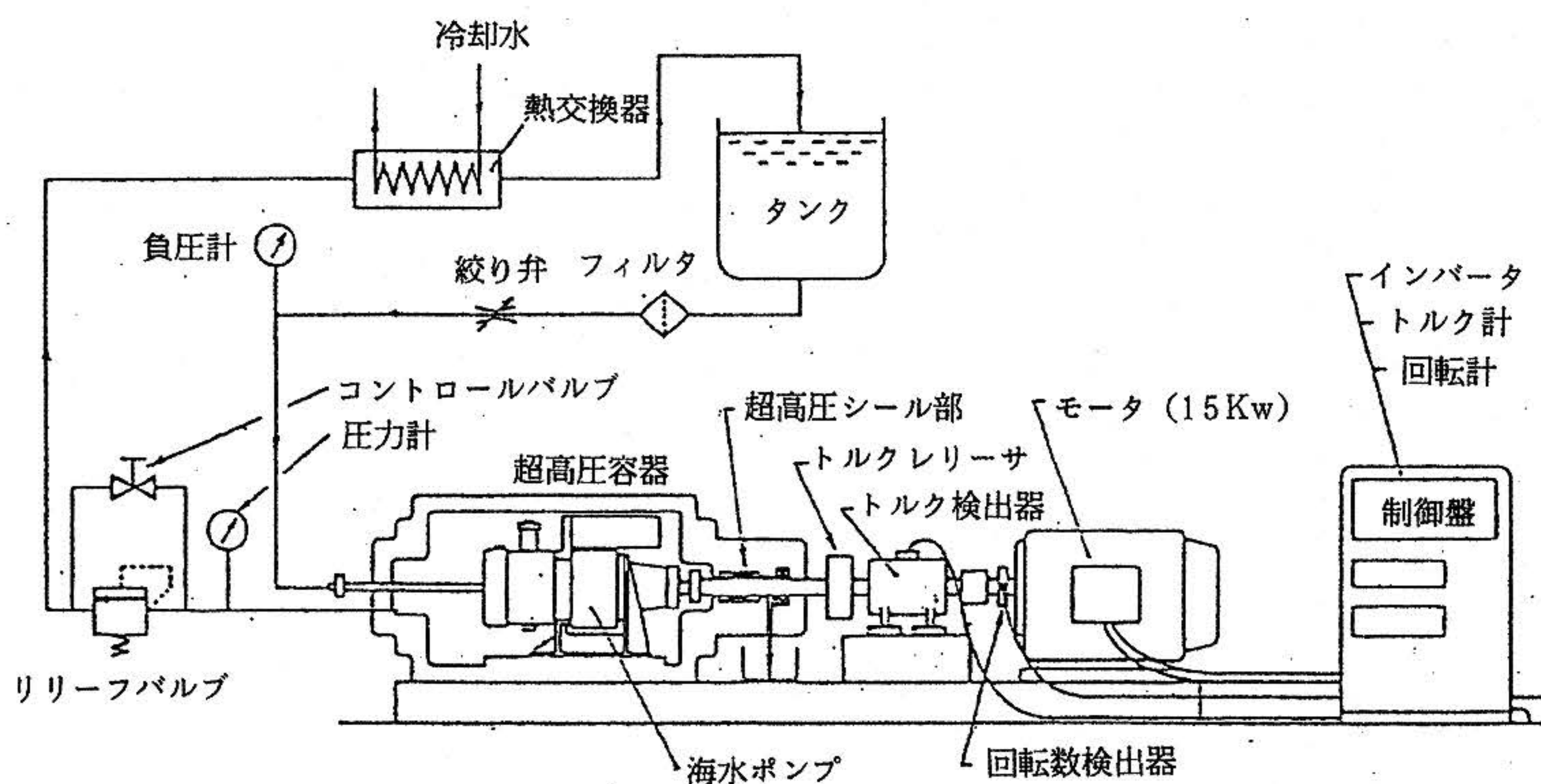


図 7 高圧水中テスト装置構造図

Fig. 7 Equipments for Submerged Performance test in High Pressure

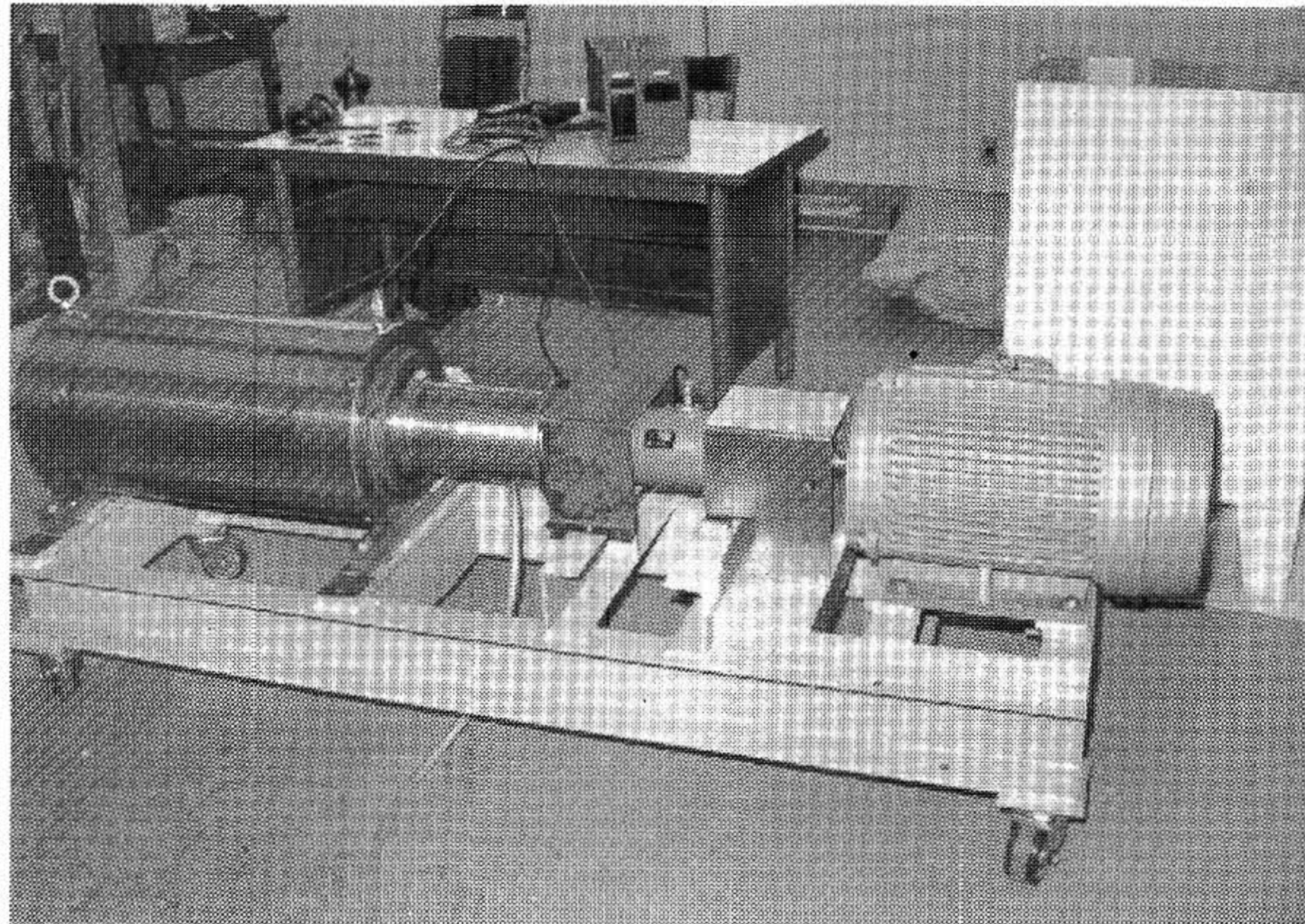


写真3 高圧水中テストスタンドの外観

Photo 3 Test Stand for submerged High Pressure Test

表2 常温常圧水中性能試験結果

Table 2 Submergence Test in Normal Temp. Pressure

海水温度25℃

吐出圧力	P_o (kgf/cm ²)	0	200	400	685	750
吸入圧力	P_i (kgf/cm ²)	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3	-0.3
回転数	n (r.p.m.)	2253	2248	2254	2256	2253
ランニングトルク	T (kgf-m)	0.54	1.62	2.60	3.81	4.08
吐出流量	Q_o (ℓ/mm)	8.0	7.53	7.0	6.25	6.12
理論吐出量	Q_{th} (ℓ/mm)	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
容積効率	η_v (%)	100	94.1	87.5	78.1	76.5
出力水道力	L_w (kW)	0	2.46	4.58	7.00	7.50
入力軸動力	L_s (kW)	1.25	3.74	6.02	8.82	9.44
ポンプ効率	η (%)	0	65.8	76.1	79.4	79.5

表3 常温高圧水中性能試験結果

Table 3 Submerged Performance Test in Normal Temp. High Pressure

吐出圧力	P_o (kgf/cm ²)	3	204	401	687	752	816
吸入圧力	P_i (kgf/cm ²)	-0.3	-3.0	-0.3	-0.3	-3.0	-0.3
回転数	n (r.p.m.)	2361	2348	2336	2314	2307	2301
ランニングトルク(計算値)	T (kgf-m)	0.82	1.80	2.88	4.19	4.37	4.57
吸入流量	Q_i (ℓ/mm)	8.35	7.75	7.15	6.30	6.15	6.05
理論吸入流量	Q_{th} (ℓ/mm)	8.43	8.38	8.34	8.26	8.23	8.21
容積効率	η_v (%)	99.0	92.5	85.7	76.3	74.7	73.7
出力水道力	L_w (kW)	0.04	2.59	4.69	7.08	7.56	8.07
入力軸動力	L_s (kW)	2.0	4.35	6.90	9.95	10.35	10.80
ポンプ効率	η (%)	2.3	59.5	68.0	71.2	73.0	74.7

※ポンプ雰囲気圧とポンプ吐出圧を等しくしてテストを行った。

の攪拌抵抗の影響が大きく作用するためと考えられる。高圧になるにしたがって流量が減るのは水が圧縮されて1吐出行程あたりの吐出体積が小さくなることと、シリンダ・プランジャ間の隙間シー

ルからの漏れ量が若干増えるためである。

また図6に示した試験装置を用いて常温高圧水中性能試験を行い、表3のような結果が得られた。図9に吐出圧力と、吐出流量及びポンプ効率の関

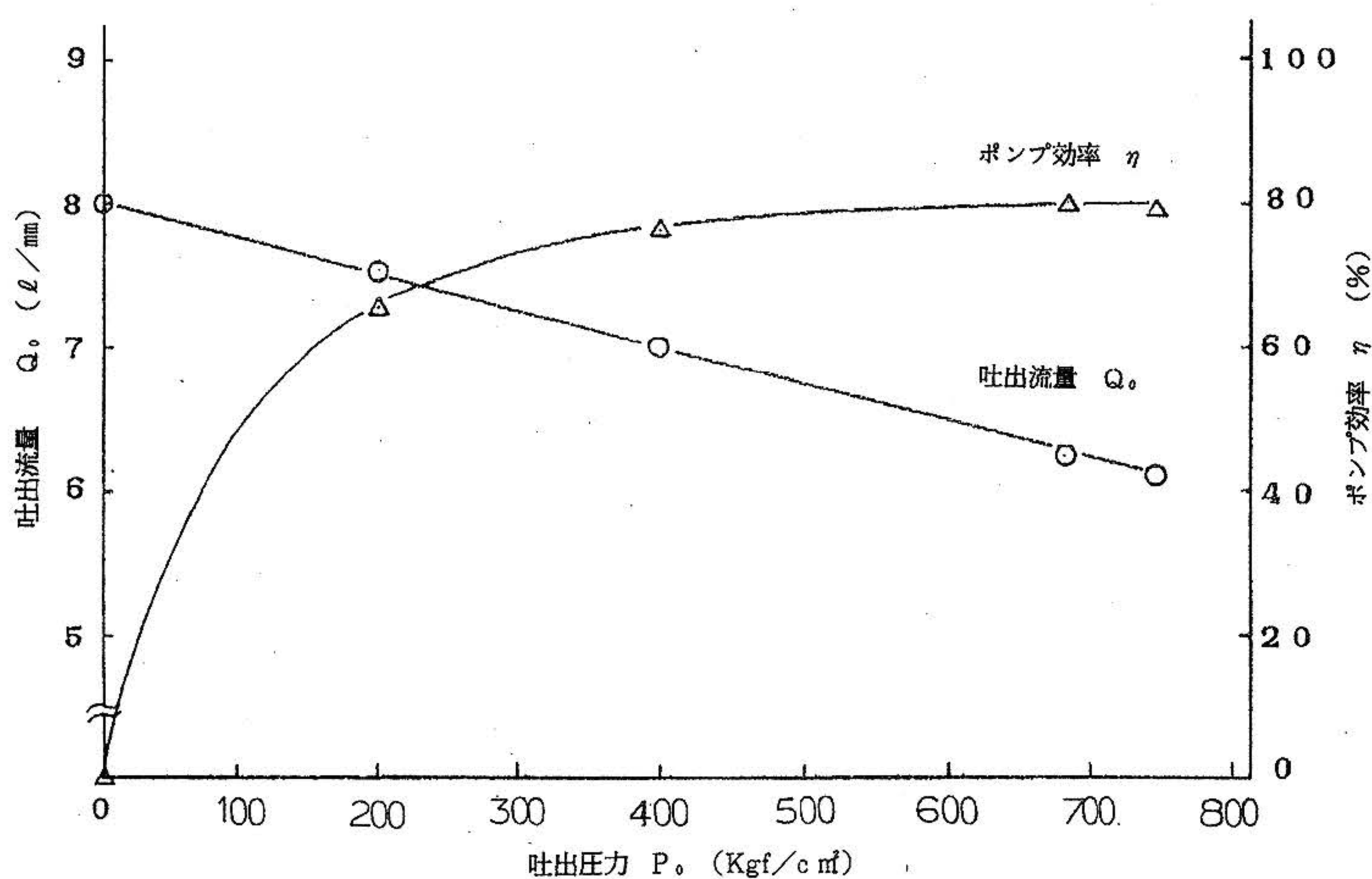


図 8 常圧水中性能テストにおける吐出圧力と吐出流量及びポンプ効率の関係
 Fig. 8 Outlet Volume, Outlet Pressure And Pump Efficiency in Submerged

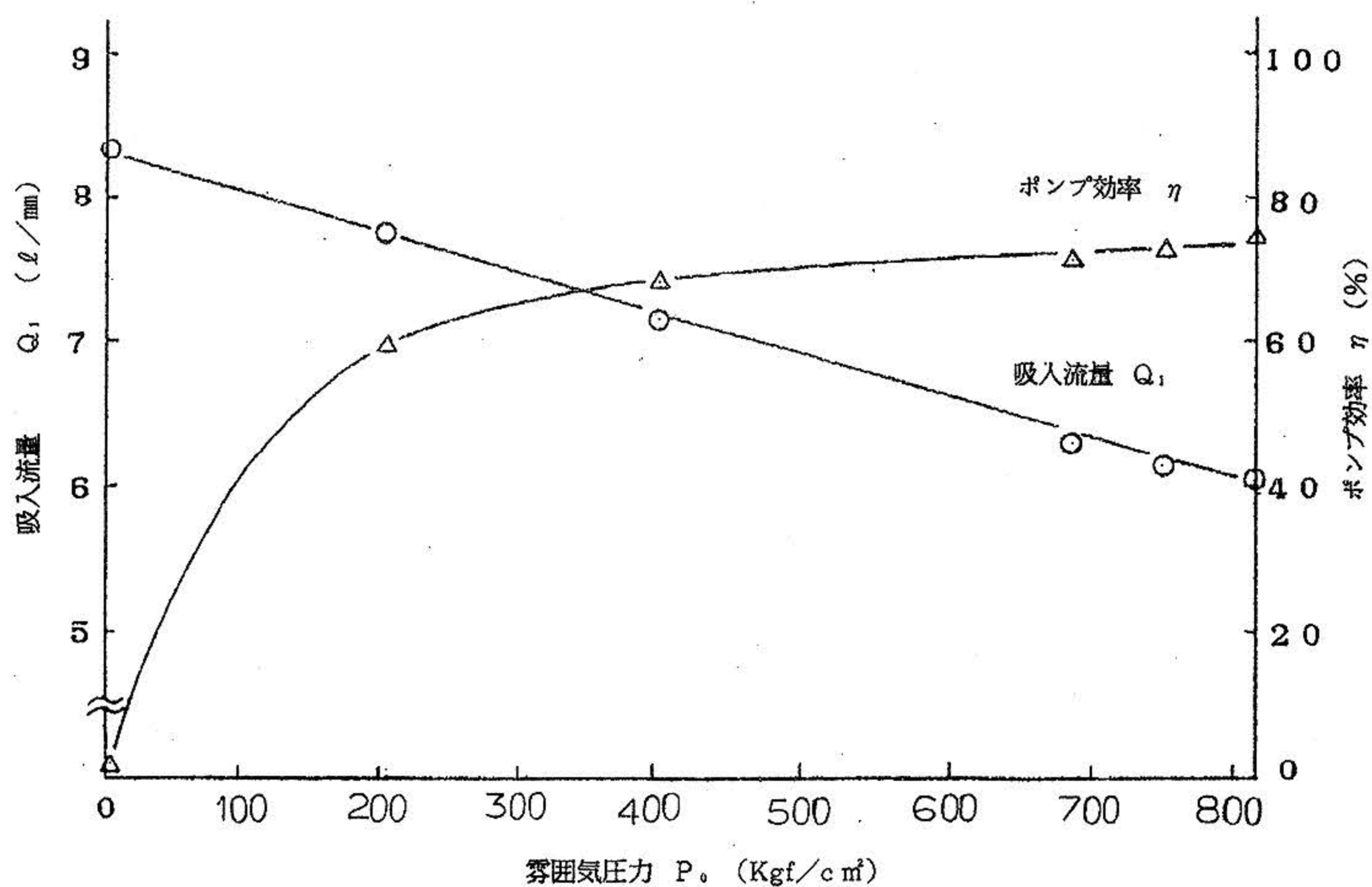


図 9 高圧水中性能テストにおける吐出圧力と吐出流量及びポンプ効率の関係
 Fig. 9 Outlet Volume, Outlet Pressure And Pump Efficiency in Submerged High Pressure Test

係を示す。

全体的な傾向は常圧水中性能試験と同じであるが、ポンプ効率が常圧水中の場合より低いのは、雰囲気圧力により、均圧油の粘性が高くなり、攪拌抵抗と滑り抵抗が増加したためと考えられる。

5.4 低温水中起動試験

深海の状況の1つである低温状況での性能を調べるために、まず常圧下で図5に示した試験装置に冷水を満たしてポンプを運転して、そのランニ

ングトルクの変化を調べた。図10にその運転時間推移図を示す。起動時トルクは安定時より約3%高いだけで、しかも2分後には安定する。このことから、常圧下では冷水による影響は少ないものと考えられる。

また次に高圧低温状況での性能を調べるために、図7に示した試験装置に冷水を用いて、ポンプを運転し、そのランニングトルクの変化を調べた。図11にその運転時間推移図を示す。起動時トルク

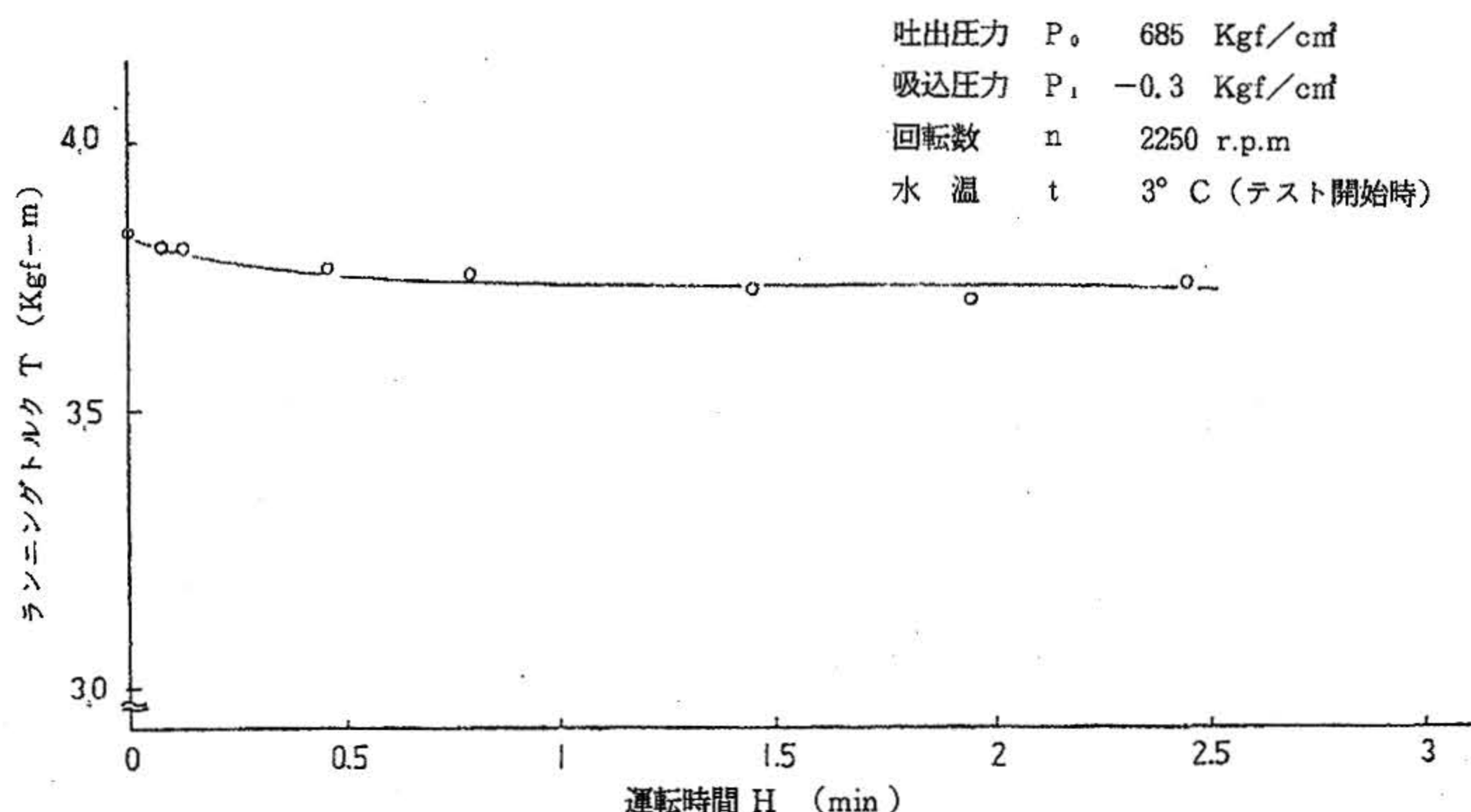


図 10 常圧冷水中起動テストにおけるランニングトルクの時間推移図
Fig. 10 Time Variation of Starting Torque in Cold-water Normal Pressure

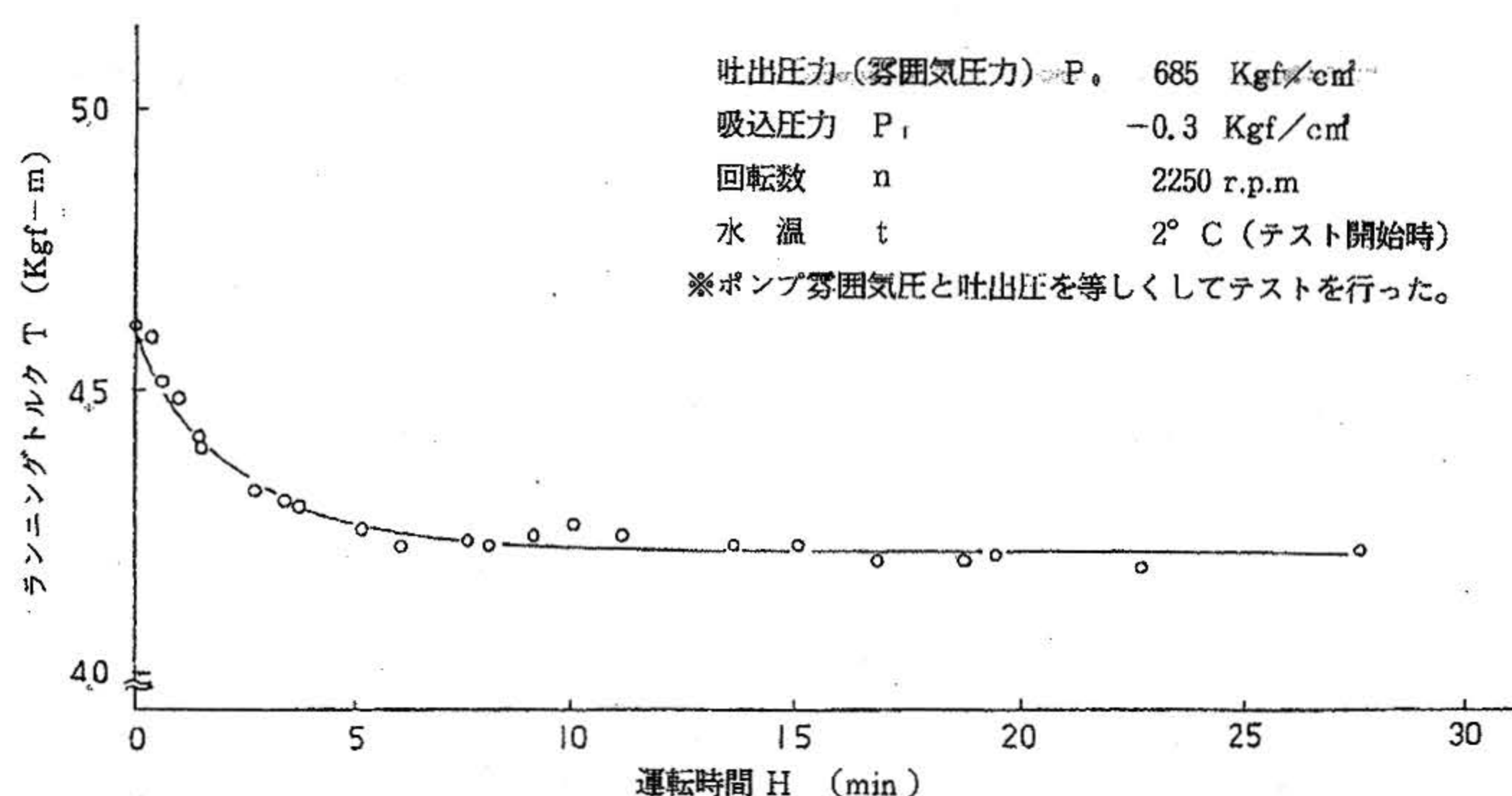


図 11 高圧冷水中起動テストにおけるランニングトルクの時間推移図
Fig. 11 Time Variation of Starting Torque in Cold-water High Pressure

は安定時より約10%高い。しかも安定するまで20分必要とする。これは冷水高圧下では均圧油の粘性がかなり高くなっているためで、攪拌抵抗や、滑り抵抗損失が非常に大きくなり、トルクが増大する。時間と共にトルクも減少するのは、ポンプが温まって油の粘性が下がったためと考えられる。

5.5 200時間耐久試験

潜水調査船は、バラストである積層鉄板の投棄だけでかなりの精度で中正浮量を得ることができる。従って本海水ポンプは潜航中常に運転してい

るものではなく、中正浮量の微調整時や着底時、あるいは試料採取時等に適宜用いるものであり、「しんかい2000」の運用実績から海水ポンプの使用状況を調べると、1回の潜航あたり累積で約1時間程度の運転である。また毎年必ず年次点検整備を行うので、あまり長時間の耐久性は要求されない。そこで「しんかい2000」の運用実績を鑑みて、200時間の耐久試験を行うこととした。そしてこの試験を、常圧下と高圧下で行った。

常圧下耐久試験における吐出流量及びランニングトルクの運転時間推移を図12に示す。この試験

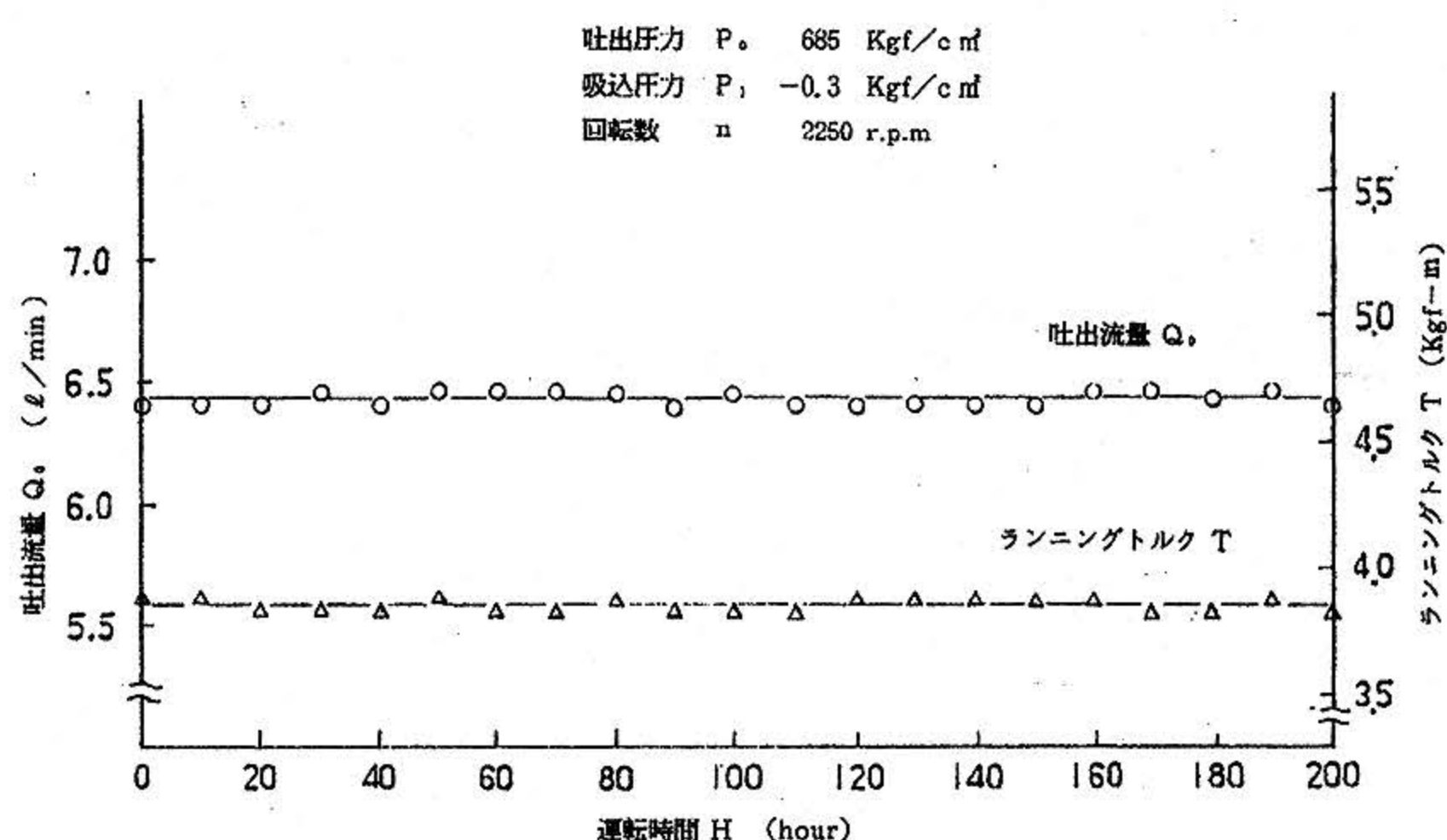


図 12 常圧水中200時間耐久テストにおける吐出流量とランニングトルクの時間推移図

Fig. 12 Time Variation of Outlet and Running Torque in 200 Hours
Endurance Test With Normal pressure

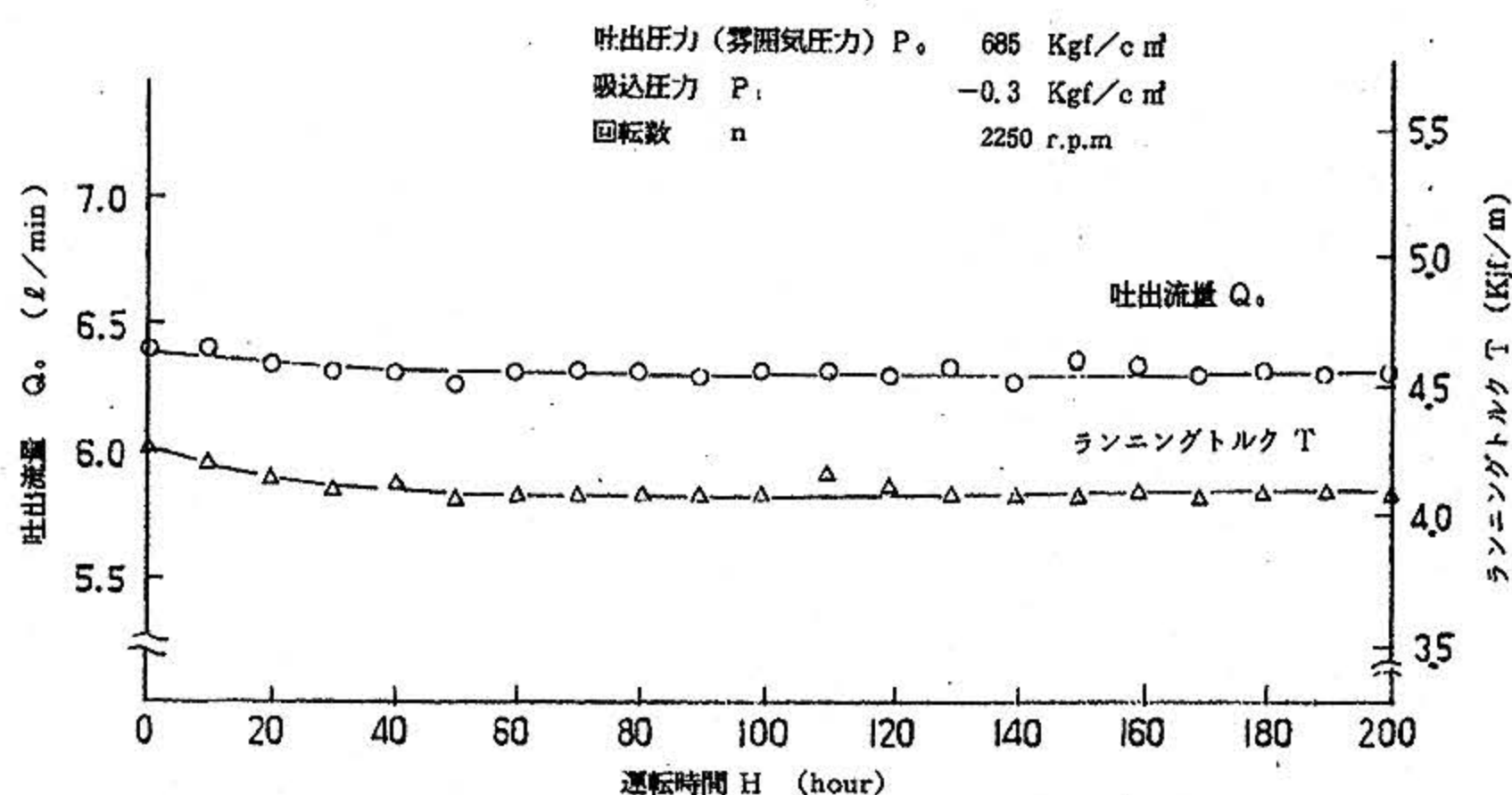


図 13 高圧水中200時間耐久テストにおける吐出流量とランニングトルクの時間推移図

Fig. 13 Time Variation of Outlet and Running Torque in 200 Hours
Endurance Test With High Pressure

では、吐出量、ランニングトルク値にはほとんど変化が見られなかった。

また高圧下耐久試験における吐出流量及びランニングトルクの運転時間推移を図13に示す。この試験では、吐出流量の変化はほとんど見られなかった。ただトルクが開始約30時間までゆるやかに低下しているが、これは運転に伴うシールのなじみによるものと考えられる。

6 まとめ

6500m潜水調査船「しんかい6500」用のアキシャルプランジャ式超高压海水ポンプの開発として基礎調査、ポンプの設計を行い、下記の項目の事柄について知ることができた。

- (1) シリンダの材質、焼き嵌め法、高精度加工法
- (2) プランジャのコーティング材質、コーティング法、高精度加工法
- (3) シリンダ、プランジャ間の適切な隙間
- (4) コンロッド部の均圧シール
- (5) チェックバルブの材質
- (6) チェックバルブ及びバルブシート面の形状
- (7) バルブスプリングの適切なバネ力

これらの知見に基づき、海水ポンプを製作し、常圧、高圧それぞれの水中性能試験、冷水中起動試験、水中耐久試験を行い、ランニングトルク、吐出量、ポンプ効率等を計測して目標性能を満足することを確認した。

このように、本海水ポンプは目標性能を満足するとともに必要な耐久性を示すことが確認された。また目的とした耐摩耗性、耐食性に優れ、小型軽量、低起動トルクにして高吐出圧が得られる高性能なアキシャルプランジャ式海水ポンプの製作技術を確立することに成功した。

本ポンプは「しんかい6500」に搭載後、試験潜航で毎回使用されたが、1回のトラブルもなく、その性能をいかに発揮することができた。

(原稿受理: 1989年12月6日)