

# 高速・大容量複合形可変速流体継手

## Adjustable Speed Fluid Coupling with Step-up Gear for High Speed and Large Capacity Pumps and Blowers

黒岩 稔\* Kuroiwa Minoru

五葉正泰\* Goyô Masayasu

中内良明\* Nakauchi Yoshiaki

流体継手部分と歯車部分とを一体化した、いわゆる複合形変速機は各を別々に配置したものに比べて、変速機全体が大幅に軽量・小形になる。そのため、設置面積の縮小、潤滑装置の簡素化などによるレイアウト上の効果及び部品点数の減少、並びに保守の簡易化による信頼性の向上など大きな効果をもたらす。

日立製作所は、この効果の実現を図るために、流体継手入力側に増速歯車を組み込んだ高速・大容量(定格伝達動力4,000kW, 出力回転数6,750rpm)複合形可変速流体継手を製作し、従来の装置に比べて重量を $\frac{1}{5}$ に、全長を $\frac{1}{3}$ に低減した。

本機の製作に当たっては、高速回転する流体継手の羽根車の応力と伝動特性とを実測し、動力循環式による1,000時間耐久運転などを実施して性能及び信頼性を確認し、十分満足できる結果を得た。

本機はボイラ給水ポンプ、ブロワの速度制御用を主眼として製作したが、各種回転機械の変速駆動装置、圧縮機、原子炉給水ポンプ用としても使用可能であり、広範囲での活用が期待される。

### 1 緒 言

火力発電所、化学工場、製鉄所などで使用されるボイラ給水ポンプ、ブロワなどはほとんど1,000kW, 3,000rpm以上の高速・大容量機であり、これらの流量制御方法には、弁による絞り制御方式と流体継手による速度制御方式とがある。弁による絞り制御方式では、ポンプ、ブロワなどは常時、定格速度で運転され、吐出し側に設けた弁の絞りによって流量を制御するので弁内部の圧力損失が動力損失になる。これに比べて、流体継手による速度制御方式では、この損失がないので消費動力が節減できるばかりでなく、常時、高圧下で作動する弁の摩耗がなく、保守・管理の面からも有利な点が多い。そのため、最近、内外において盛んにこの方式が採用されつつある。表1に高速・大容量のポンプ、ブロワなどに日立製作所の流体継手を使用した具体的事例の一部を示す。

従来、高速・大容量のポンプ、ブロワなどに流体継手を使用する場合には、電動機の次に流体継手と歯車増速機をタン

デムに配置し、流体継手の出力速度を増速する方式を採用してきた。しかし、流体継手入力側を電動機に直結する方式では、流体継手入力回転数が低いので羽根車が大きくなり、流体継手全体が大きくなる。流体継手は高速回転するほど同一の容量を伝達するのに必要な羽根車径を小さくできるので、流体継手の入力側を増速歯車で高速駆動し、更に両者を一体ケース内に収納すれば大幅に小形化することができる。

今回、この方式による高速・大容量複合形可変速流体継手を製作し、試験を行なったのでその概要について述べる。本稿は、高速で駆動される流体継手の羽根車の強度、伝動特性、及び小形化のための主油循環回路の問題点、増速歯車と流体継手とを一体化した場合の油の共用の適否などを試験し、その性能、信頼性がともに高いことを確認したので、それらの点について紹介する。

### 2 構造と機能

本機の計画に当たっては、高速化に伴う流体継手の羽根車、すくい管などの強度の向上及び製品の信頼性の向上を最重点とし、更に全体の伝達効率の向上を目指した。

本機の特徴を要約して次に述べる。

- (1) 流体継手入力側に増速歯車を内蔵して、流体継手の羽根車を小形化し、且つ両者を一体ケース内に収納することにより全体を小形・軽量化した。
- (2) 部品点数を節減し、且つ電動機と被動機の潤滑を本機と共用させ、潤滑系統の簡素化を図ることによって保守を容易にさせ、信頼性を向上させた。
- (3) すくい管ですくった油を直接、油タンクに戻さずに作動室内に循環させる、いわゆる閉回路方式を採用し、タンク内の泡立ちを少なくすることにより油タンク容量を節減した。

本機の主な仕様を表2に、上ケースを外して上からみた主断面の構造及び外観を各、図1, 2に示す。

表1 日立製作所製の流体継手を使用した具体的事例 可変速流体継手を使用して、高速・大容量のボイラ給水ポンプ、ブロワを回転数制御した事例の一部を示した。

用 途	流体継手伝達容量 (kW) (流体継手入力回転数)	被動機回転数範囲 (rpm)
ボイラ給水ポンプ	3,150 (1,460rpm)	7,200~5,000
	3,500 ( " )	6,800~4,900
	3,000 ( " )	7,000~5,000
	3,350 ( " )	6,700~4,750
硫酸ガス ブロワ	3,500 (1,780rpm)	5,000~1,000
	3,000 (1,460rpm)	5,200~1,500
	2,300 ( " )	4,800~1,200
高速回転機用試験装置	4,000 ( " )	6,960~1,400
	10,000 ( " )	7,500~3,000

\* 日立製作所土浦工場



表2 高速・大容量複合形可変速流体継手の主な仕様 主電動機及びポンプ、ブロワなどの被動機への潤滑は、本機の潤滑装置と共用している。

形 式		増速歯車内蔵形可変速流体継手
電動機定格出力		4,000kW × 1,460rpm
流体継手定格出力		3,700kW × 6,750rpm
定格点の滑り		約2%
変速範囲		6,750~1,350rpm
潤滑方式		内蔵歯車ポンプによる強制潤滑
すくい管操作方式		油圧サーボ弁
作動油回路方式		すくい管先端の発生動圧による自己循環式閉回路
流体継手	羽根車回路最大径	422mm
	羽 根 車	高張力合金鋼鍛造材の電解加工
	ケーシング	高張力合金鋼鍛造材の削り出し
増速歯車	増 速 比	4.8
	形 状	シングル ヘリカル歯車
	材質, 熱処理, 仕上	高張力合金鋼鍛造材の浸炭 I 級研削
軸 受		平軸受
使 用 油		JIS 1号相当 (添加剤入り)

全体構造を大別すると次の各部から構成される。

- 増速歯車部
- 流体継手部
- 給油装置部
- すくい管制御部
- ケース部

以下に前記の各部について重点施策を簡単に説明する。

### 2.1 増速歯車部

大歯車と小歯車は高張力合金鋼を浸炭焼入後、JIS 1級の精度で研磨したはすば歯車を使用した。歯車と軸との結合はキーを入れない冷しばめ方式とし、キーによる歯車精度の低下を防止し、且つバランスの向上を図った。小歯車軸には専用のスラスト軸受を設け、歯車スラストと流体継手の羽根車内部で発生する流体スラストを相殺させ、残留スラストをこの軸受で受けるようにした。

### 2.2 流体継手部

羽根車とこれに結合するケーシングを小歯車軸にフランジ結合して流体継手の入力軸を小歯車軸と兼用し、軸方向の長さを短縮するとともに、羽根車側の流体スラストは(1)で述べたように専用スラスト軸受で受ける構造にした。一方、ランナは出力軸にフランジ結合され、出力軸を支持する2個のラジアル軸受の間隔をできるだけ広くとって安定した軸受支持構造にした。出力軸の中央部には、ランナ側の流体スラストを受ける専用のスラスト軸受を設けた。更に、すくい管の支持、流体継手の作動油通路などの諸機能を軸受ハウジングに集約して構造の簡素化を図った。

羽根車、ケーシング及びランナは最大周速 180m/s の高速回転体であり、応力が高くなる。この問題を合理的に解決するために次の諸施策を実施し、信頼性の向上を図った。

- (1) 設計に当たっては、有限要素法により応力値及び応力分布を求めて、材料の選定及び羽根車形状の決定を行なった。図3に有限要素法による羽根車、ケーシングの要素分割の状況を示す。また、後述するように応力の実測を行ない、安全性を確認した。
- (2) 材料には超音波探傷を施した高張力鍛鋼を用い、電解加工により羽根車、ランナを製作した。
- (3) 更に、電解加工表面にはショットピーニングを施して疲労強度の向上を図った。

電解加工後の羽根車の外観を図4に示す。鑄造による羽根車に比べて流路表面を円滑にできるのは電解加工による羽根車の利点の一つである。

### 2.3 給油装置部

図5に本機の油系統図を示す。歯車及び軸受の潤滑は、入力軸よりかさ歯車を介して駆動される歯車ポンプを用いて行ない、常用運転及び主電動機トリップの際の慣性運転中の給油の確保を図った。また、主電動機の起動、停止に先立ち、下ケース側面にフランジマウンティングした電動機駆動による歯車ポンプを用いて各部の潤滑を行なうようにした。歯車ポンプと本体各給油系統との配管はすべて下ケース内部で連結し、油漏れの防止、給油装置のコンパクト化を図った。

次に、羽根車室内に供給される作動油の回路について説明する。従来の流体継手では、作動油供給ポンプから供給され

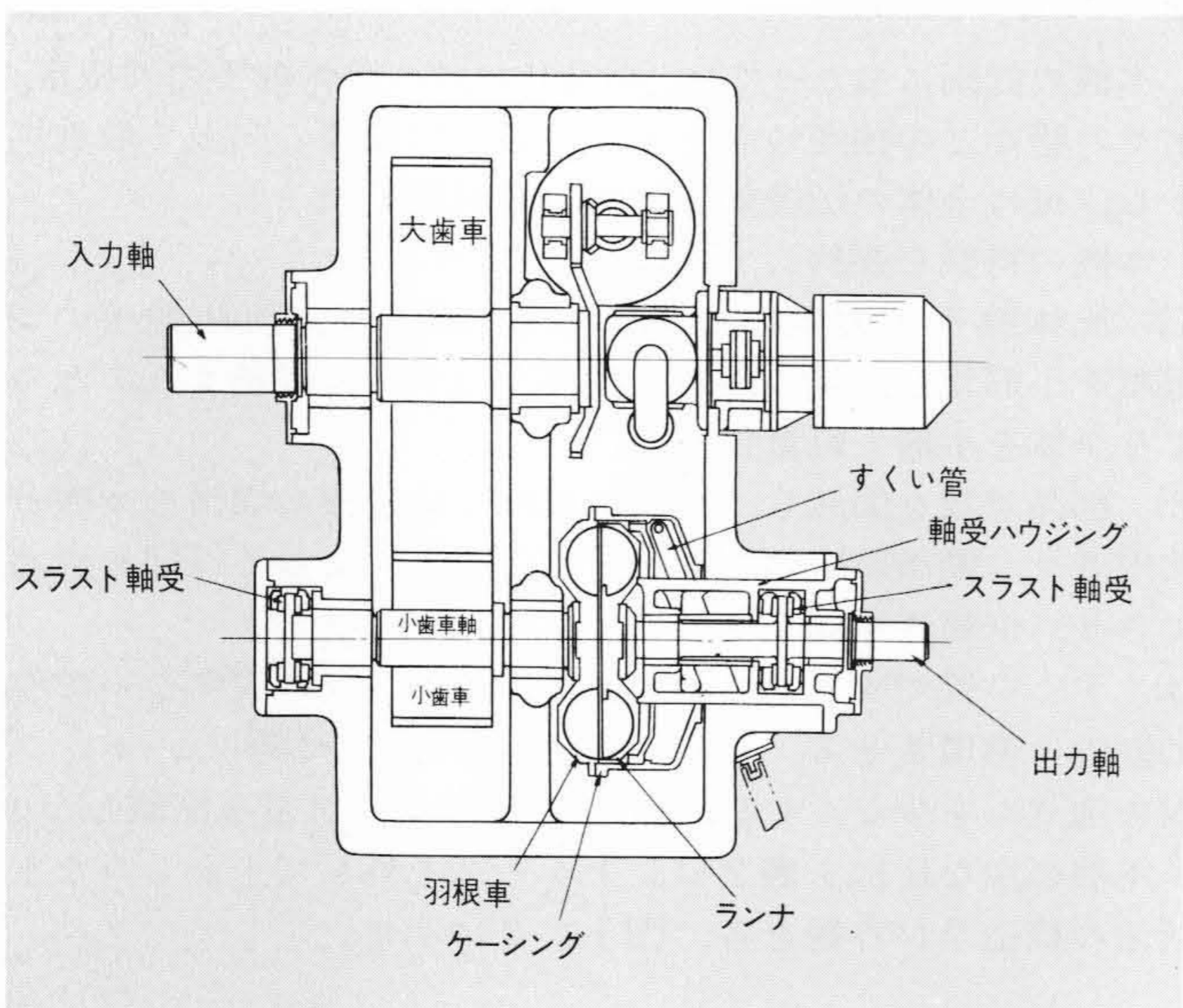


図1 主断面構造 上ケースを外し、水平二つ割り面で割った断面構造を示す。

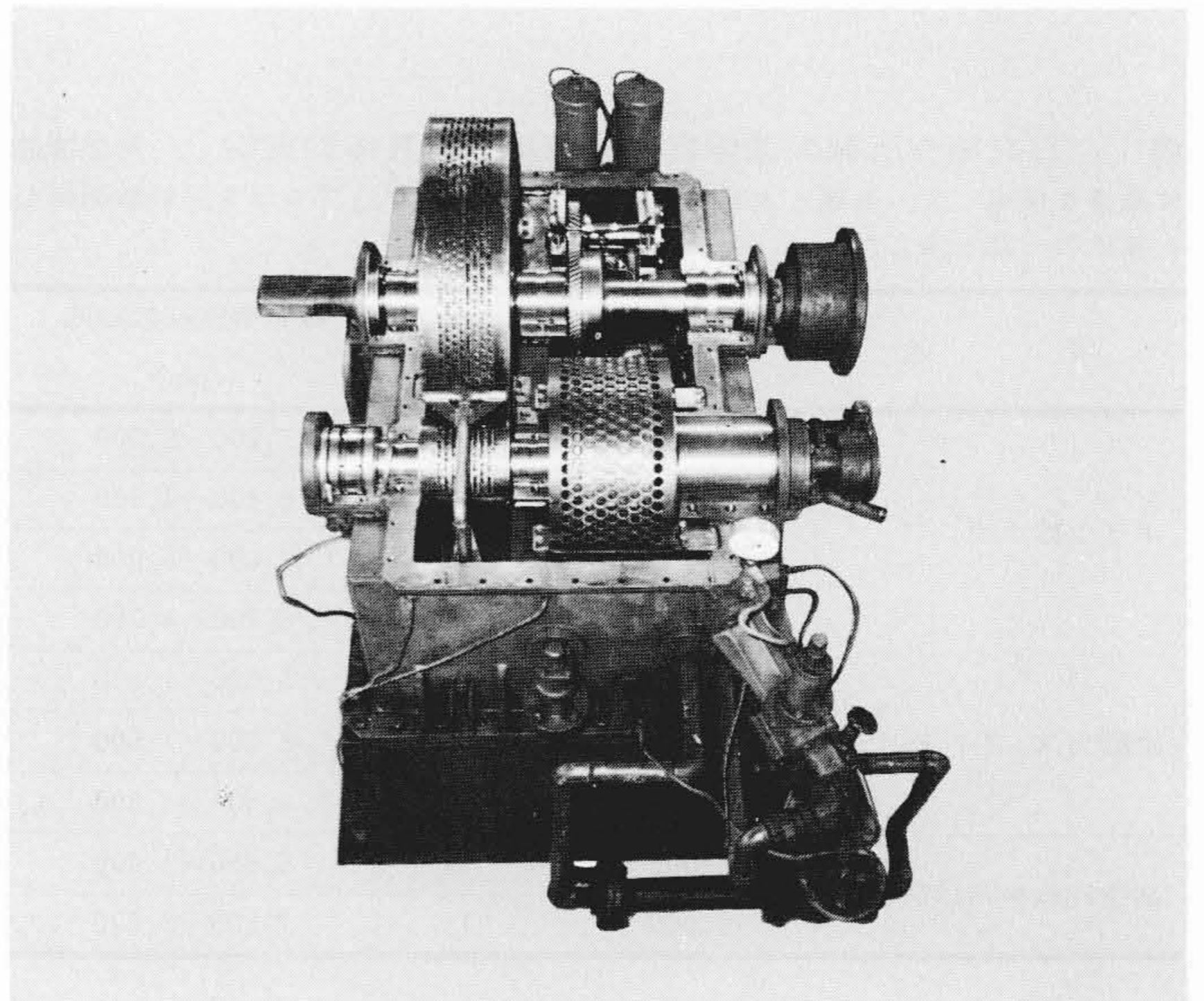


図2 高速・大容量複合形可変速流体継手 上ケースを外した外観を示す。



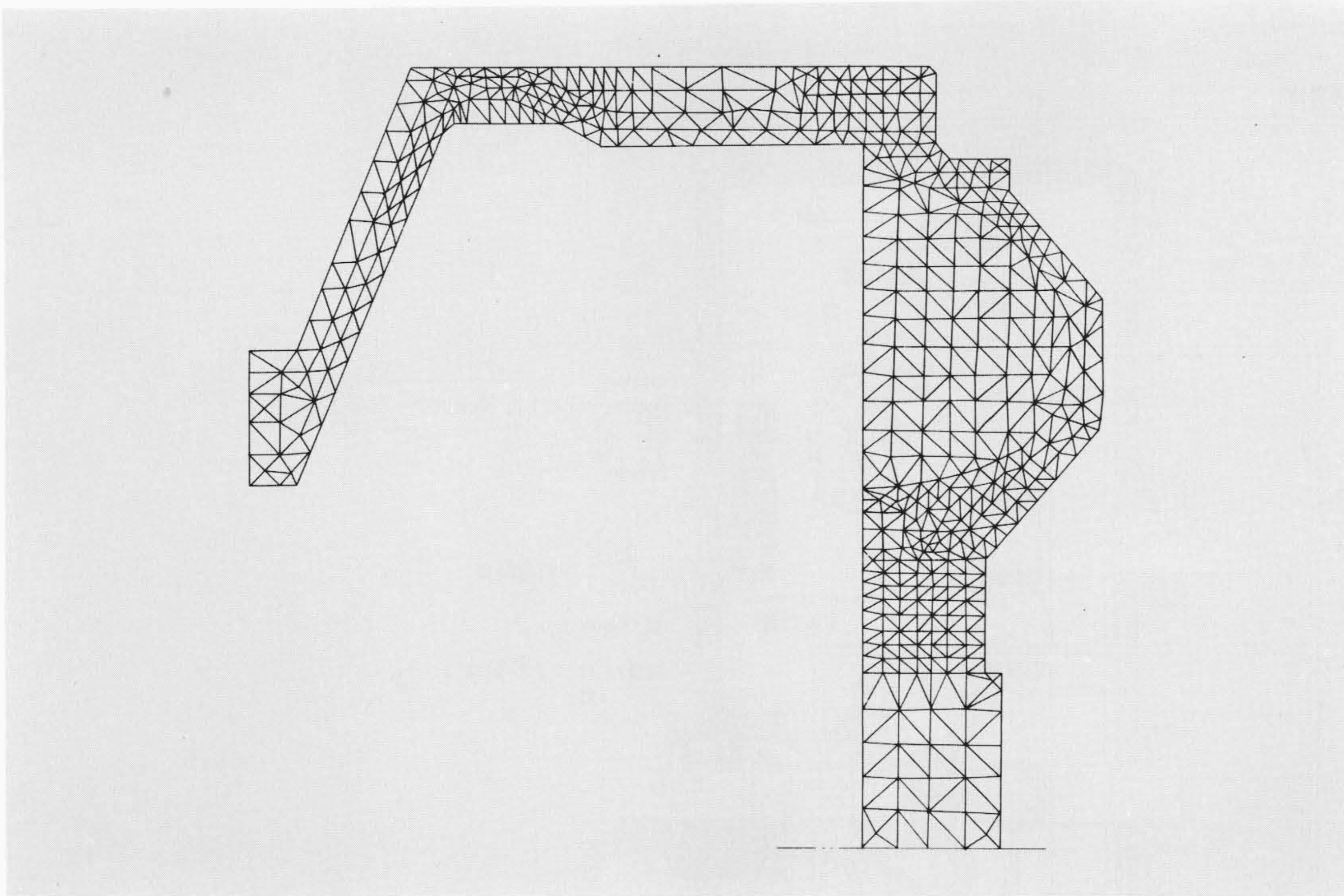


図3 有限要素法による羽根車、ケーシングの要素分割 高い応力の発生が予想される部分を細かく要素分割して、計算精度の向上を図った。

る作動油はオイルクーラを経て羽根車室内へ流入し、すくい管ですくわれた後、油タンクに排出される、いわゆる開回路方式を採用している。本機では、この従来の回路方式を改良し、いわゆる閉回路方式を採用した。すなわち、前述のかさ歯車を介して駆動される歯車ポンプと同一軸上に設けた遠心ポンプにより油タンクより吸い上げられた作動油は、軸受ハウジングの作動油通路を介して羽根車室内へ流入する。羽根車室内の作動油はすくい管ですくわれた後、油タンクには排出されず、すくい管の先端に発生する動圧により、再び羽根車室内へ循環する。ここで、この作動油の自己循環回路方式を閉回路と呼ぶことにする。閉回路方式では、流体継手の出力軸回転速度が一定のときには、すくい管の位置が一定なので羽根車室内を含めた閉回路内の充填油量は一定である。それゆえ、遠心ポンプはその吐出し油の一部をこの閉回路内の循環油の漏れ量に見合った量だけ閉回路内に補給し、残りはすべてポンプ吐出し側に設けたリリーフ弁を介して油タンクに排出している。リリーフ弁のセット圧力が遠心ポンプの吐出し圧なので、リリーフ弁セット圧力を適切に設定しておけば、遠心ポンプの特性上、吐出し量は少なく、従って油タンクへの戻り量が少ないためタンク内の泡立ちが減少する。このことは油タンク容量を節減できることを意味する。流体継手の出力軸回転速度を増加させるときには、すくい管を羽根車室内の充填油量が増大する方向に移動させるので、遠心ポンプの特性上、ポンプ吐出し油は増大し、急速に羽根車室内に充填される。すなわち、増速過渡時には閉回路内へポンプ吐出し油が有効、且つ短時間に充填されるので増速応答性が向上する。流体継手の出力軸回転速度を減少させるときには、すくい管を羽根車室内の充填油量が減少する方向に移動させるので、閉回路内の油量は所要量だけリリーフ弁より油タンクに排出される。遠心ポンプと閉回路方式の利点を要約すると次のようになる。

- (1) 増速応答性が向上する。
- (2) タンク容量を節減できる。
- (3) 滑りによる損失熱を除去するための閉回路内循環油は

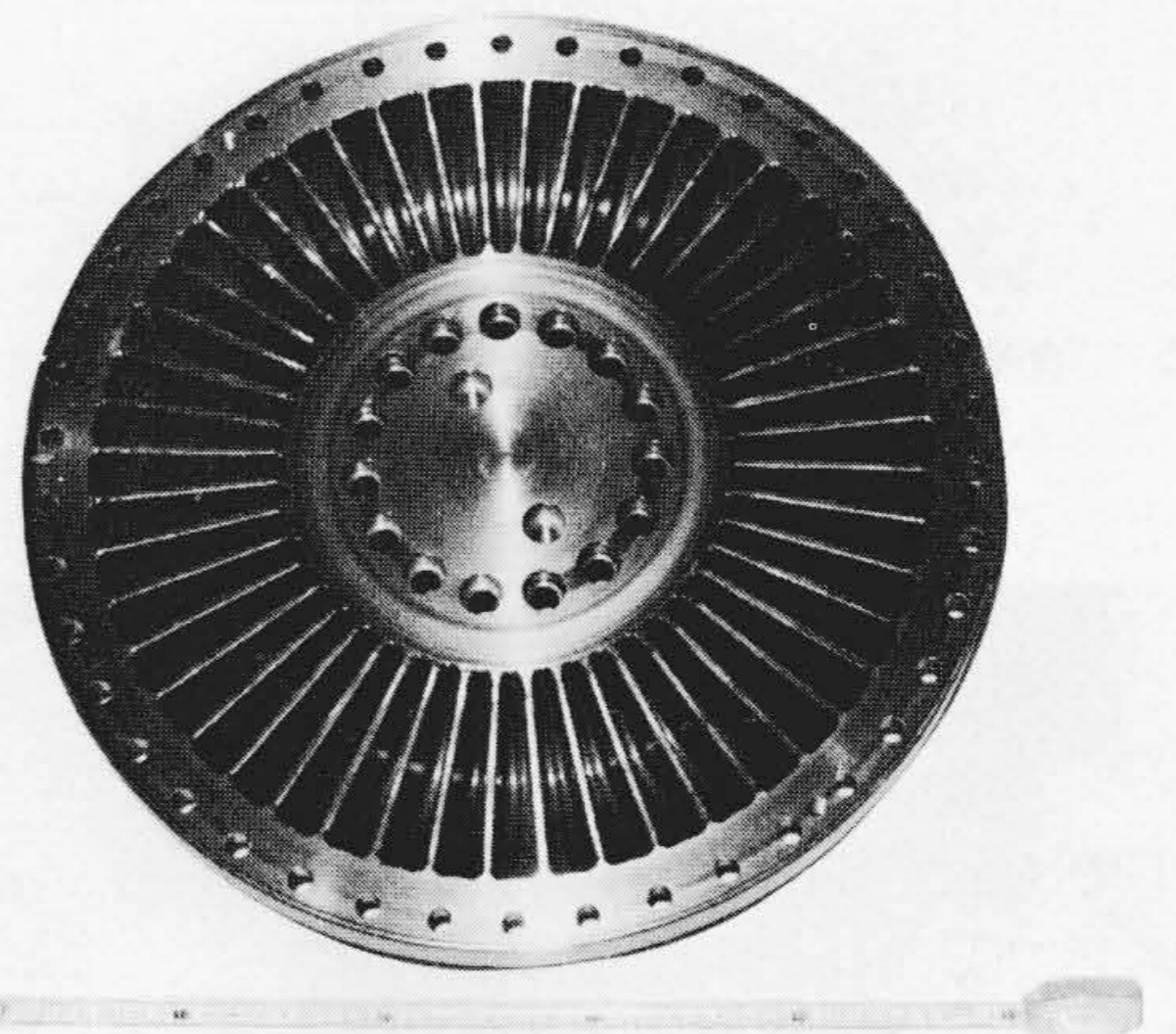


図4 電解加工後の羽根車の外観 鋳造、又は製罐の羽根車に比べて回路表面が円滑に仕上がるのが特徴である。

自己循環式であり、作動油供給ポンプ容量を節減できる。

#### 2.4 すくい管制御部

すくい管の操作は潤滑油ポンプからの供給油を利用した油圧サーボ制御方式を用いた。すくい管は流速  $150\text{m/s}$  近い高速の回転油タンクに挿入されて大きな動圧を受けるので、疲労強度の向上を図るため高圧配管用高張力鋼管を使用した。

#### 2.5 ケース部

ケースは上下二つ割りにし、分解・保守・点検の容易な構造にした。軸受部は上ケースと下ケースとを通しボルトで結合し、ケースの剛性を有効に利用できる構造にした。下ケースは据付高さをできるだけ低くして支持を安定させた。更にケース下部に軽量の油タンクを設けてタンク自体には荷重がかからない構造にするなど、各ケースを機能別に適正設計し、全体の軽量化を図った。

流体継手の外観を図6に示す。また、前記2.1～2.5で述べた諸施策を実施した結果、図7からも明らかのように、歯車増速機を別個に配置した従来の流体継手に比べ、全長を $\frac{1}{3}$ 、重量を $\frac{1}{5}$ に低減でき、小形・軽量化を達成した。



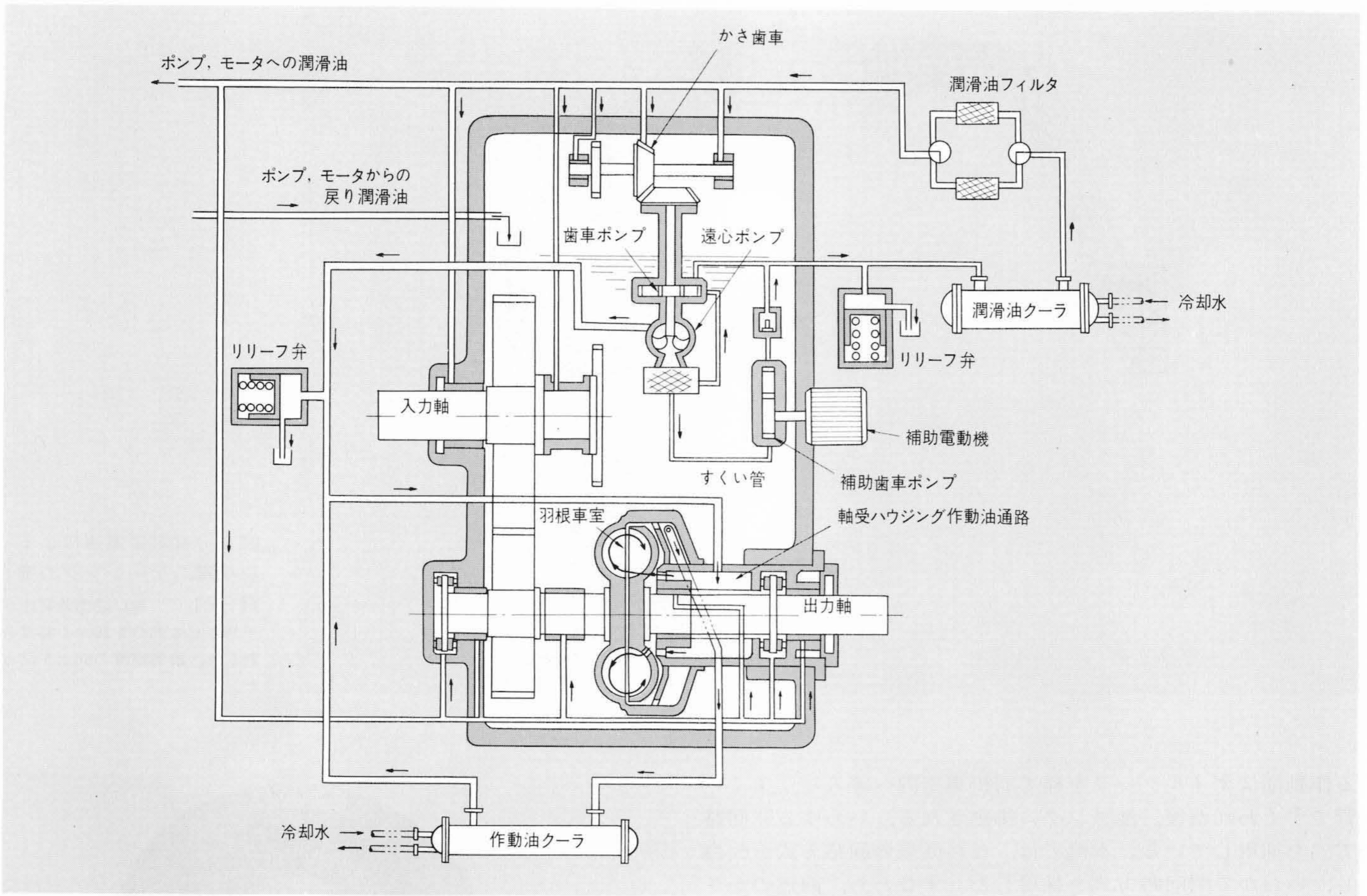


図5 油系統図 作動油ラインと潤滑油ラインを別のラインに分け、油系統の合理化を図っている。

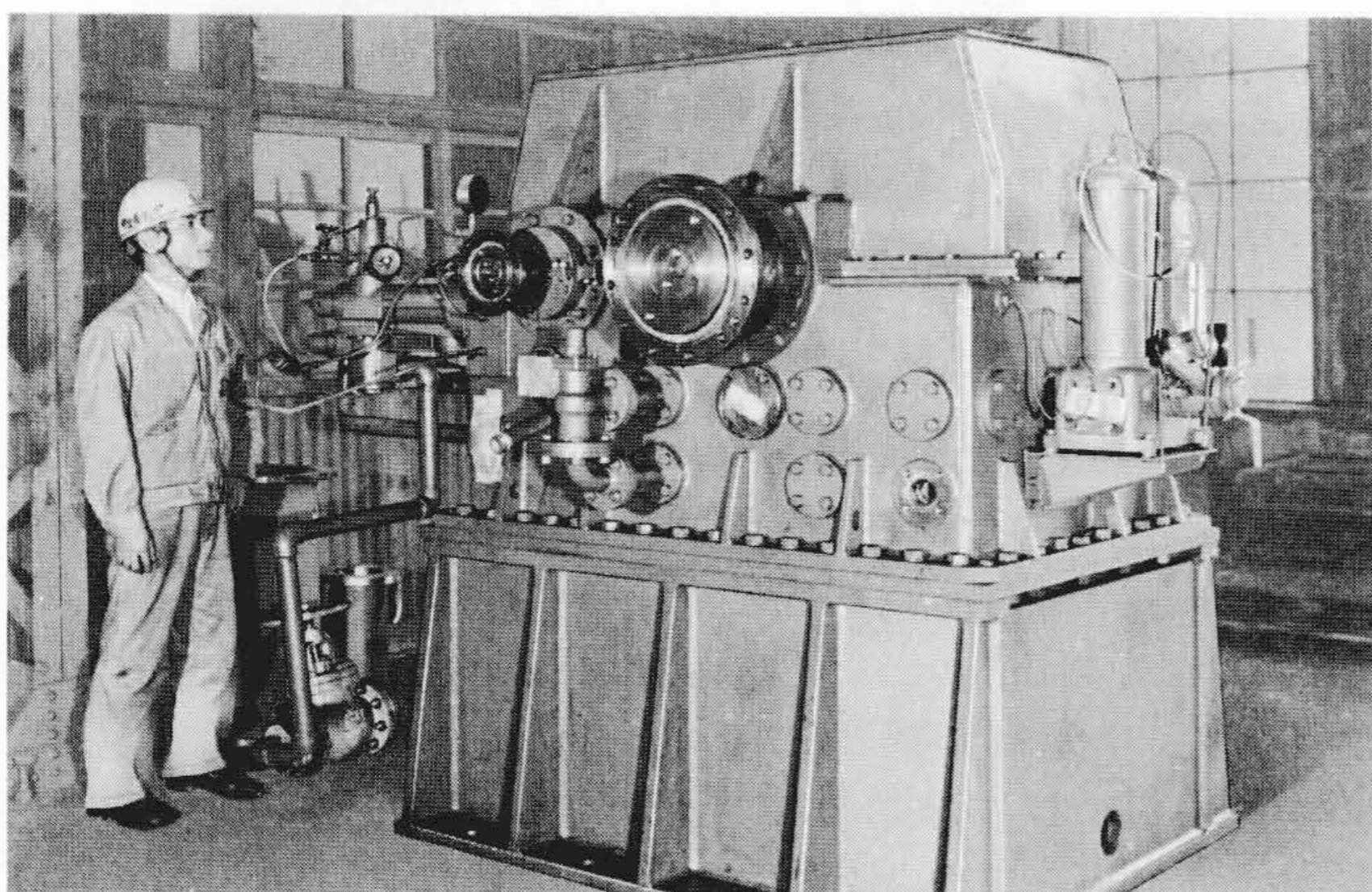


図6 高速・大容量複合形可変速流体継手の外観 上下ケースは罐物構造であり、配管類は極力内部に集約的に収納した。

### 3 試験結果と検討

#### 3.1 伝動特性

##### (1) 無負荷損失動力

定格動力伝達に見合ったすくい管位置100% (羽根車室内の充填油量最大時) での無負荷固定損失動力を測定した。この損失動力には、内蔵給油ポンプの消費動力、すくい管先端に生ずる流体抵抗損失、軸受抵抗損失、回転体の風損、歯車のかみあい損失など、本機内のすべての損失が含まれている。測定の結果、定格伝達動力の約2%という良好な値を得た。

##### (2) トルク-滑り特性と伝達効率

図8に示す動力循環装置により負荷試験を行なった。流体継手の出力軸に平行軸歯車減速機の入力軸を連結し、減速機出力軸を増速歯車の入力軸に連結させて、流体継手に強制的に滑りを生じさせるように減速比を設定した。この装置を用いれば、動力は流体継手入力軸→流体継手出力軸→歯車減速機入力軸→歯車減速機出力軸→増速歯車入力軸へと循環し、すくい管の位置及び流体継手の滑りに応じて循環動力が決定される。原動機は循環動力系の損失動力を補給するだけでよく、大幅な試験電力の節減が可能である。図9に歯車減速機の減速比を変えて滑りを変化させたときの流体継手の出力トルクを、各すくい管位置に応じて測定した結果について示す。測定の結果、定格点における滑りは1.4%、歯車増速機を含めた流体継手の総合伝達効率は94%以上という予想値を上回る良好な値を得た。これは軸受の配置及び構造の改良、並びに回転体に取り付けたカバーによる風損低減、羽根車の回路形状の改良、面粗さの向上、すくい管形状の改良などの伝達効率向上のための諸施策によるものである。

##### (3) 充填速度応答性

前述の動力循環試験において、すくい管位置を0↔100%に変化させたときの流体継手出力トルクの応答性をオシログラフで測定した結果を図10に示す。すくい管操作時間(0→100%)はボイラ給水ポンプの場合、15~30秒なので17秒に設定した。同図から明らかのようにすくい管操作終了後、応答遅れはなく出力トルクが安定している。この傾向は他のすくい管位置の増減(例えば0↔25%、50↔75%、75↔100%)の場合でも同様である。



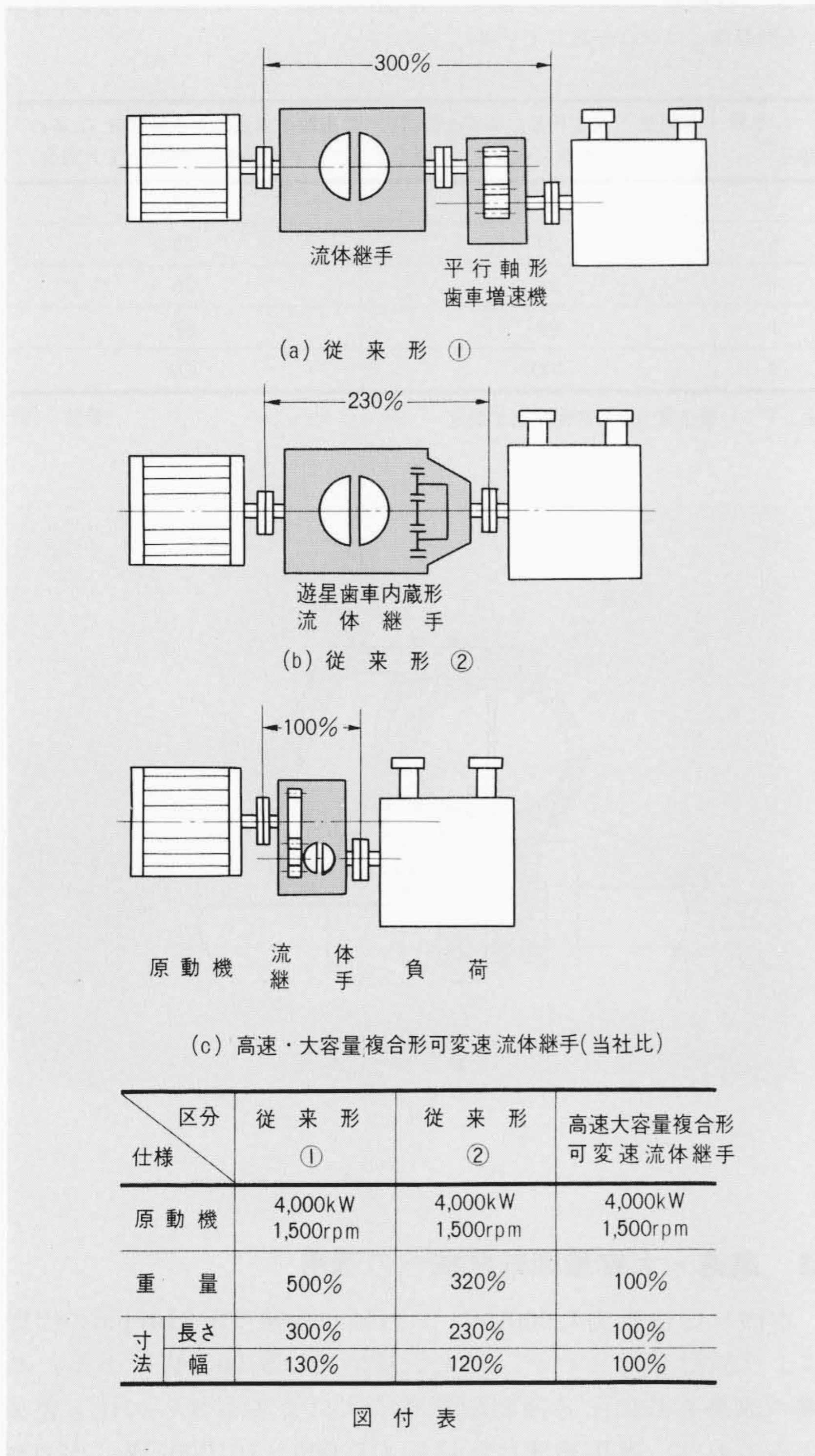


図7 高速・大容量複合形可変速流体継手と従来形流体継手との比較 従来形に比べて重量は $\frac{1}{5}$ に、寸法は $\frac{1}{3}$ に低減した。

また図10は、流体継手自体の水力的応答遅れ、すなわち充填速度応答遅れがないことを示している。実際の負荷との組合せ運転時には、負荷の慣性に基づく速度応答遅れが生ずることは避けられないが、ボイラ給水ポンプの場合は、ポンプの慣性が比較的小さいため、実用上問題にならない。なお、本機の充填速度応答性が良好であるのは、作動油供給ポンプを羽根車室内への作動油の急速充填が可能な遠心ポンプとしたこと、及び流体継手自体を高速・小形化し、羽根車の回路内容積を小さくして充填時間を短くしたことなどの効果によるものである。

### 3.2 流体継手の羽根車の応力

流体継手の羽根車には、質量による遠心応力と羽根車室内の油の遠心力による応力とが同時に作用し、高速になるほど羽根車は応力的に過酷な条件に置かれる。従って、高速回転の羽根車強度を確認することは信頼性の面から必要で欠かすことができない。表3に応力的に最も過酷なすくい管位置100%、定格動力伝達時の羽根車応力の実測値と計算値との比較を示す。同表からも明らかのように、実測値と計算値とは比較的よく合致し、有限要素法による応力計算結果の妥当なことを確認した。また、羽根車応力を実測した結果、使用材料の強

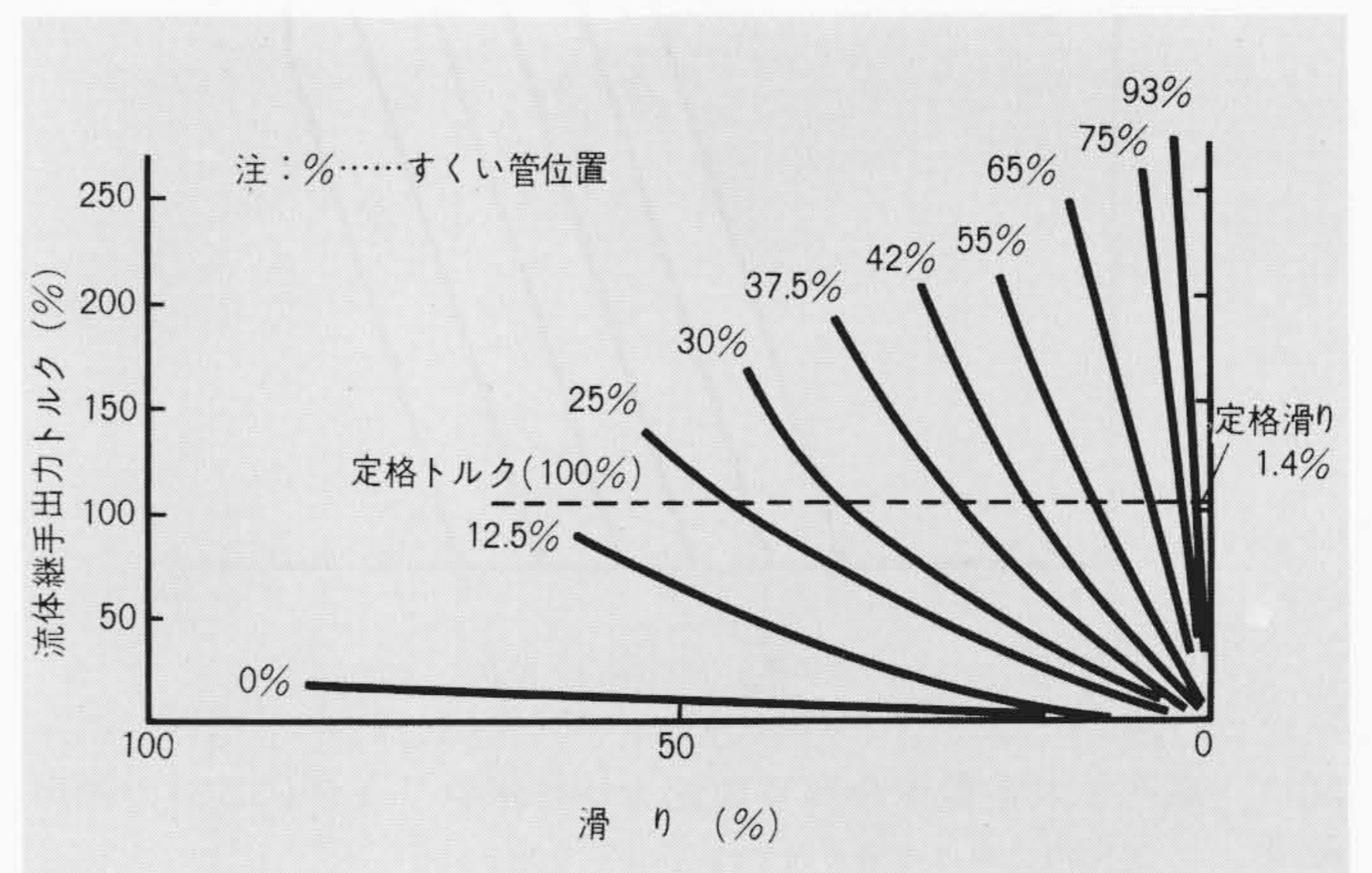


図9 出力トルク-滑り特性 滑りによる出力トルクの変化を各すくい管位置において実測した。

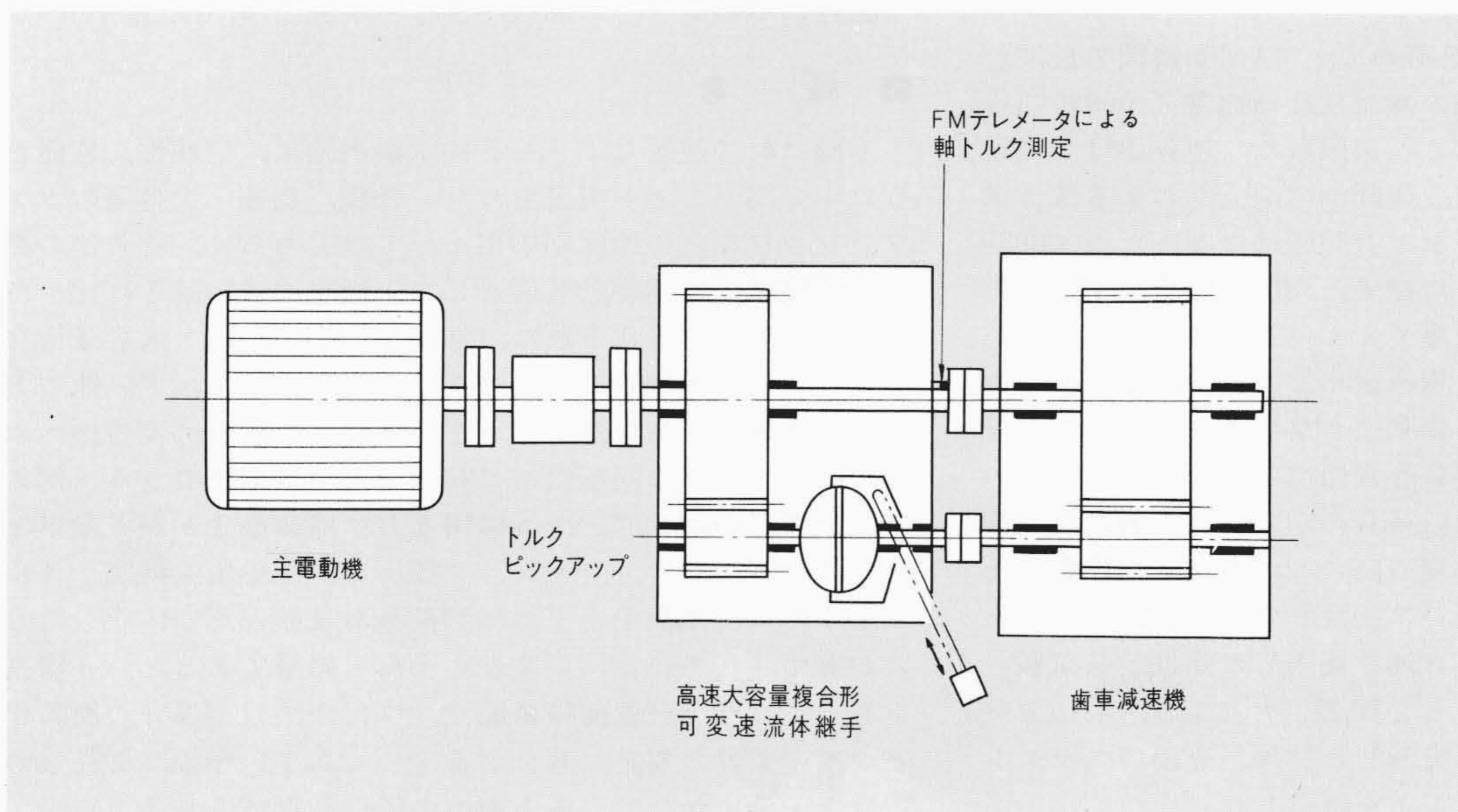


図8 動力循環式負荷試験装置 流体継手出力側に歯車減速機を設け、動力循環させて負荷試験を実施した。



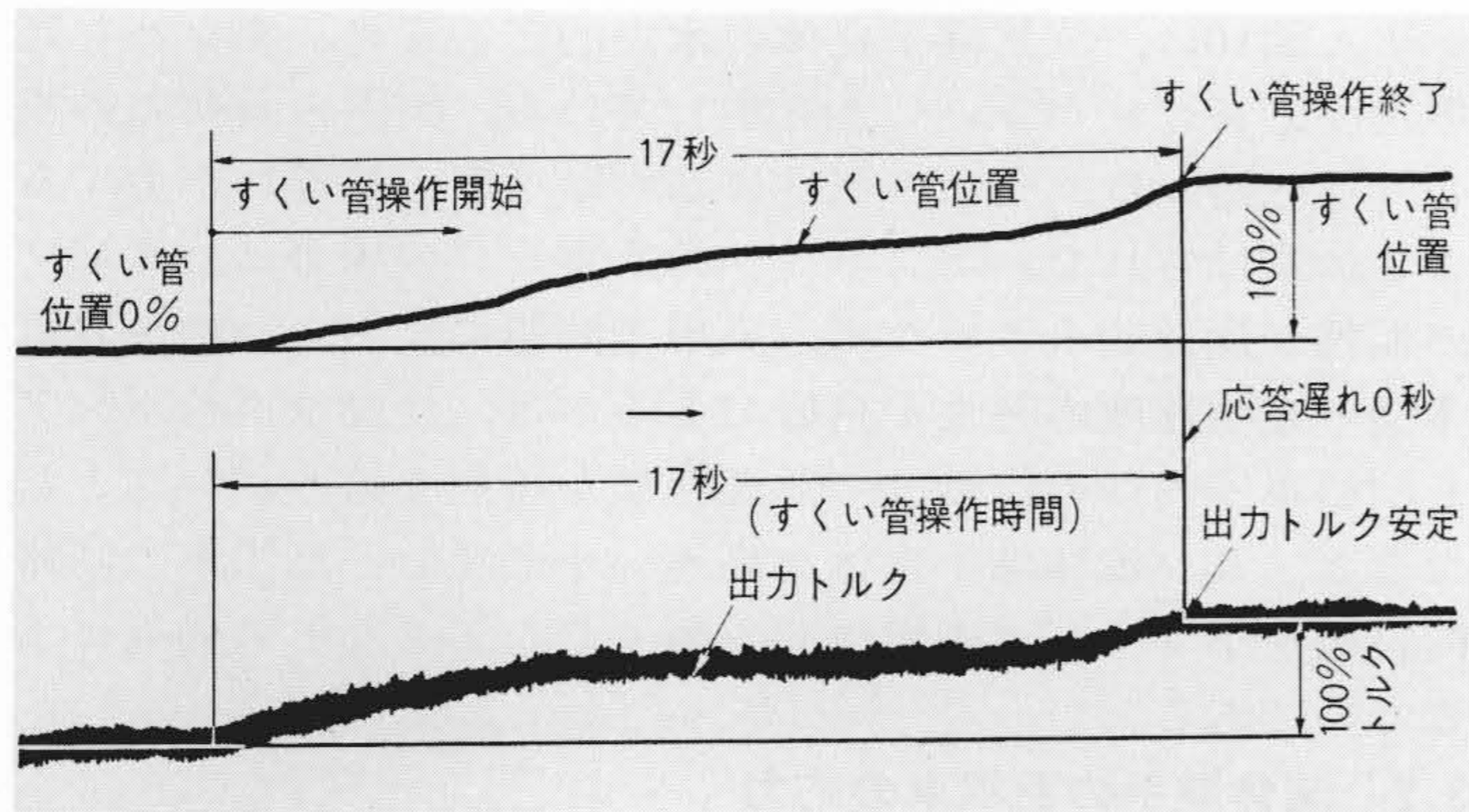


図10 出力トルクの応答性 油の充填による出力トルクの応答遅れはほとんどない。

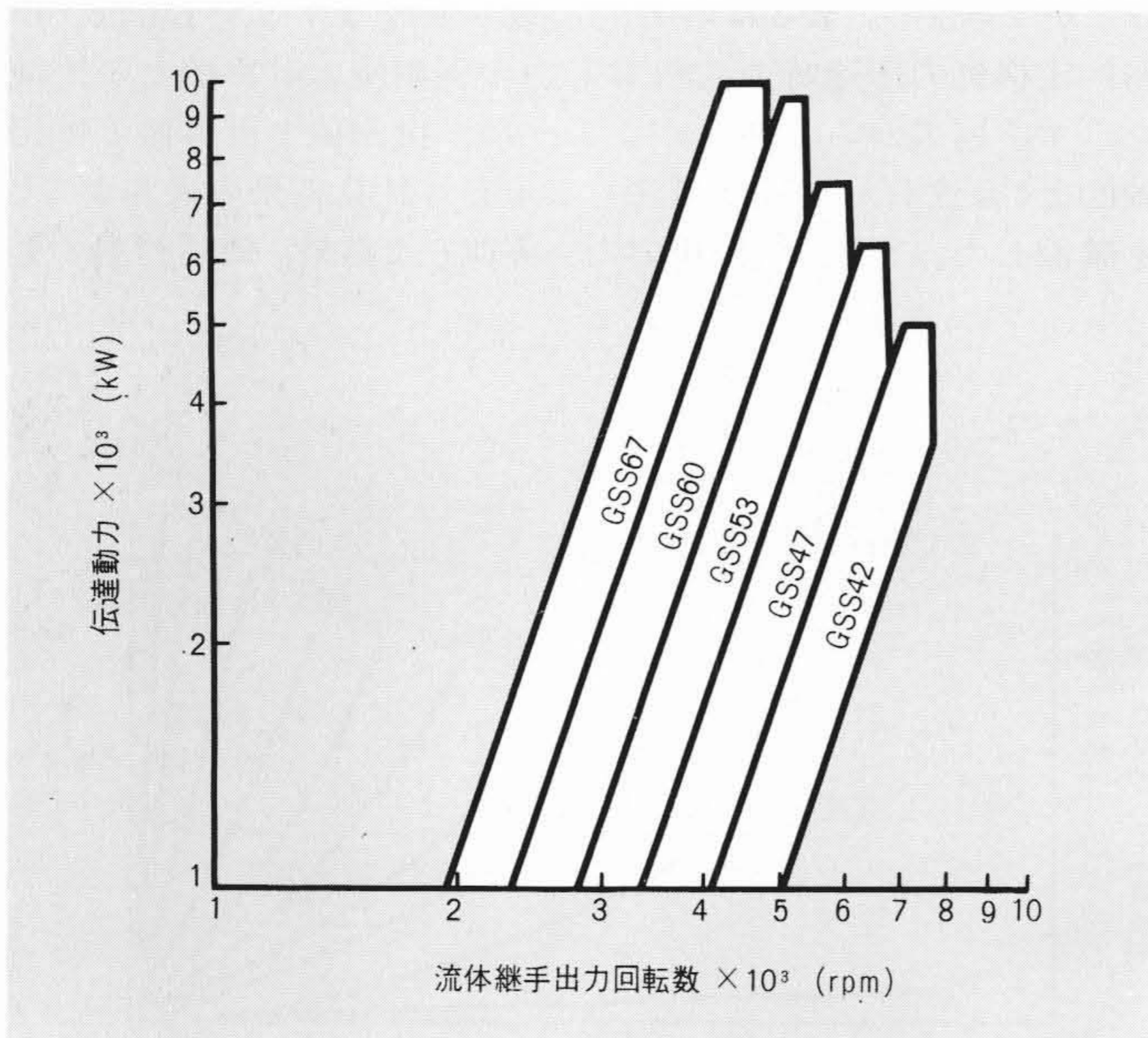


図11 高速・大容量複合形可変速流体継手シリーズ(GSS)の適用範囲 定格点における滑りは約3%以下である。

度、他の高速回転体の応力の実績などからみて、強度上、羽根車は十分に信頼性があり、実用上問題がないことを確認した。

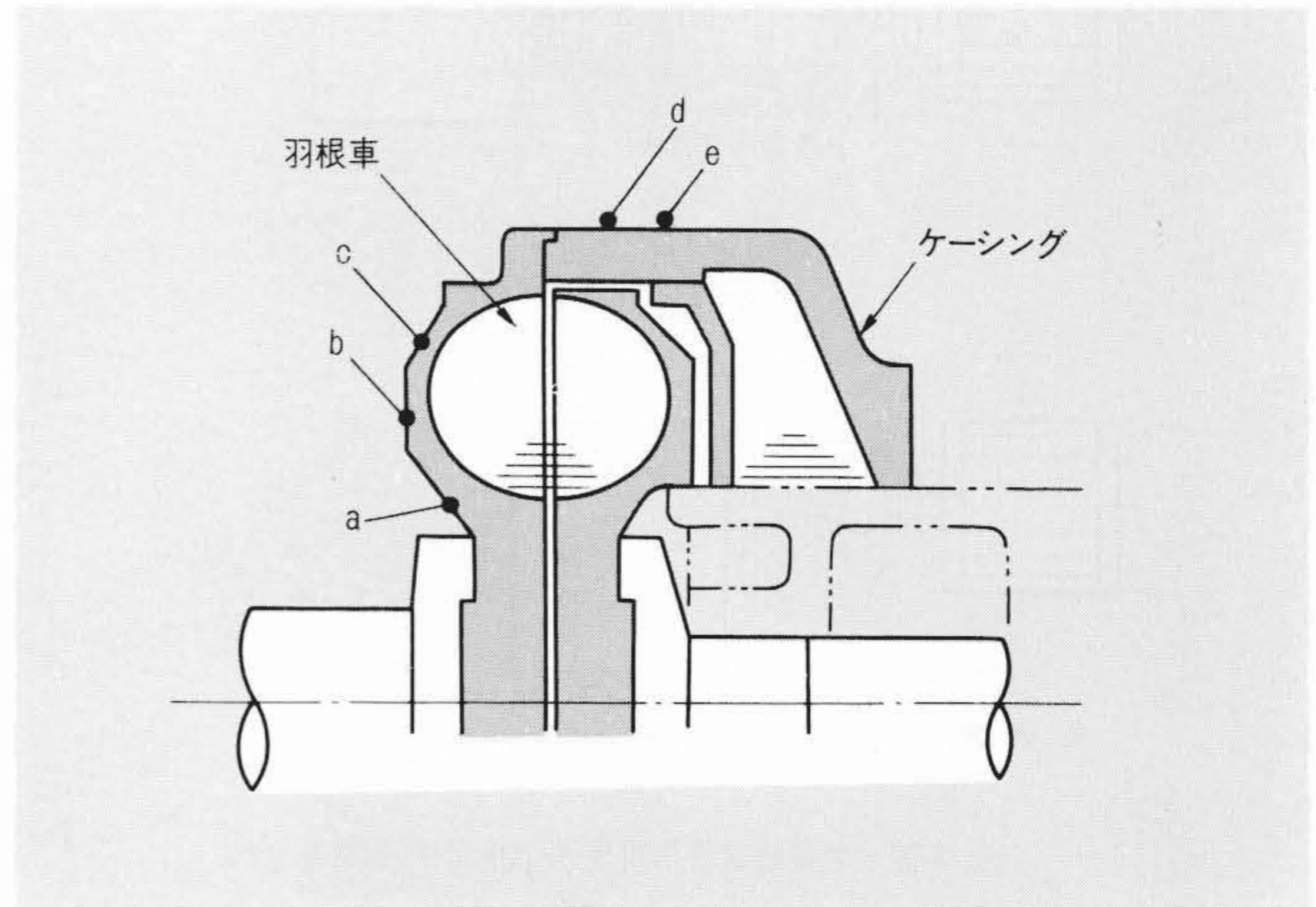
### 3.3 耐久性

動力循環装置による100%負荷のもとで1,000時間の長期耐久試験を行なった。回転機械の寿命試験は通常1,000時間程度を目安にしており、本機もこれに倣った。運転中は、軸振動を含めた各部の振動、騒音、作動油の泡立ちによる流体継手の伝達能力の低下、油漏れなどの問題はなかった。1,000時間の耐久試験後、分解点検した結果、歯面、軸受、すくい管摺動部などの異常摩耗、羽根車やすくい管などの強度メンバーの異常はなかった。また、増速歯車と流体継手との油の共用による問題もなく、全体の作動性が良好であることを確認した。なお、本機のような複合形変速機の場合、流体継手の作動油は消泡性のある粘度の低いものがよく、一方、増速歯車のかみあい部の潤滑油は粘度の高いものがよい。作動油と潤滑油に要求される性能は互いに相反しているが、添加剤を含んだJIS 1号相当のタービン油を使用した長期耐久試験の結果、この油が適切であることを確認した。なお、羽根車室内に発生する流体スラストを実測した結果、専用のスラスト軸受容量の選択が妥当であることを確認した。

表3 羽根車応力の実測値と計算値の比較 実測値と有限要素法による計算値とはほぼ一致している。

比較個所	実測値 (最大円周応力発生個所のe点を100%とした場合)	有限要素法による計算値 (e点の実測値を100%とした場合)
a	43	41
b	24	25
c	25	26
d	94	87
e	100	102

注：すくい管位置100%の定格点で測定 (単位：%)



## 4 高速・大容量回転機械への適用

本機は伝達動力4,000kW、出力軸回転速度6,750rpmの仕様により設計製作したが、最大伝達能力は5,000kWである。本機の成果を基に、各種羽根車サイズによるシリーズ化も完成をみており、適用範囲は伝達能力1,000~10,000kW、出力軸回転速度は2,000~7,700rpmとなっている。高速大容量域の一例として、本機と同一の構造の高速・大容量複合形可変速流体継手が10,000kW、4,000~7,500rpmのボイラ給水ポンプ変速試験装置として好調に稼動している。

図11に本機シリーズ品(GSS形と呼ぶ)の適用範囲を示す。

## 5 結 言

本機は4.で述べたような各種試験の結果、信頼性、性能ともに十分高いことが実証された。今後、高速・大容量のポンプ、ブロワなどの速度制御用としてはもちろん、その他の高速回転機械の変速駆動装置として、従来の流体継手に比べて大幅に小形・軽量化された、信頼性の高い高速・大容量複合形の可変速流体継手が提供できるようになった。更に他の方式の流体継手と歯車変速機とを一体化した複合形変速機への道が開け、種々の回転機械に対する応用が期待できる。例えば、立て形のポンプ、攪拌機用などに流体継手とかさ歯車とを一体化したもの、ファン、クラッシャ、船用主機関、キルン用などに流体継手と平行軸形歯車減速機とを一体化したものが実用されている。いずれも小形・軽量であるという特長をもっており、設置面積の節減、据付作業及び保守の簡素化という産業界の要請に適合するものである。今後、これらの特長を十分生かして、各方面への活用が期待される。