

大 容 量 可 変 速 流 体 継 手

Large-Capacity Fluid Coupling for Speed Control

畑 慶 忠*
Yoshitada Hata

内 容 梗 概

このたび日立製作所において、一般産業用としてはわが国最大の高速大容量可変速流体継手を完成した。本機はおもに火力発電所用ボイラ給水ポンプの回転速度制御用に製作されたものであるが、そのまま一般ポンプ、ブロワなどにも広い範囲に使用できるものである。試験の結果、予期どおりのすぐれた性能が得られ、高い信頼性を要求される火力発電所用としても十分実用しうることがわかった。

1. 緒 言

最近、各種産業の躍進に伴う電力需要の増加に呼応して、各地で大容量火力発電所が建設されているが、これの自動運転化の一環として、ボイラの負荷変動に応じて給水ポンプの吐出量を自動的に調節することが行なわれている。ボイラ給水ポンプの吐出量調節方法には、弁の絞り制御によるもの（以下弁制御という）とポンプの回転速度制御によるものがあるが、最近の強制貫流式ボイラでは負荷変動に応じて給水量を迅速かつ正確に制御する必要があるため、後者の方法が広く行なわれる傾向にある。現在行なわれている回転速度制御方法には、蒸気タービン駆動によるもの（以下蒸気タービン制御という）と誘導電動機と可変速流体継手の組み合わせによるもの（以下流体継手制御という）とがあるが、たとえ前者の場合でも、起動用または非常用として必ず電動機駆動による給水ポンプが併置されるので、流体継手の需要は大きい。

流体継手制御を他の2方法（弁制御と蒸気タービン制御）と比較すると次のことがいえる。

（a）動 力 消 費

弁制御と回転速度制御の消費動力の比較を第1図に示す。弁制御ではポンプの揚程を運転点の給水揚程まで弁で絞るだけで動力消費はあまり変化しない。しかし、回転速度制御ではポンプ回転速度を変えて吐出量・揚程曲線を給水揚程曲線上の運転点に合わせてやるので、図に示すような大幅な動力節減が可能となる（この利点は蒸気タービン制御の場合も同様である）。

（b）寿 命

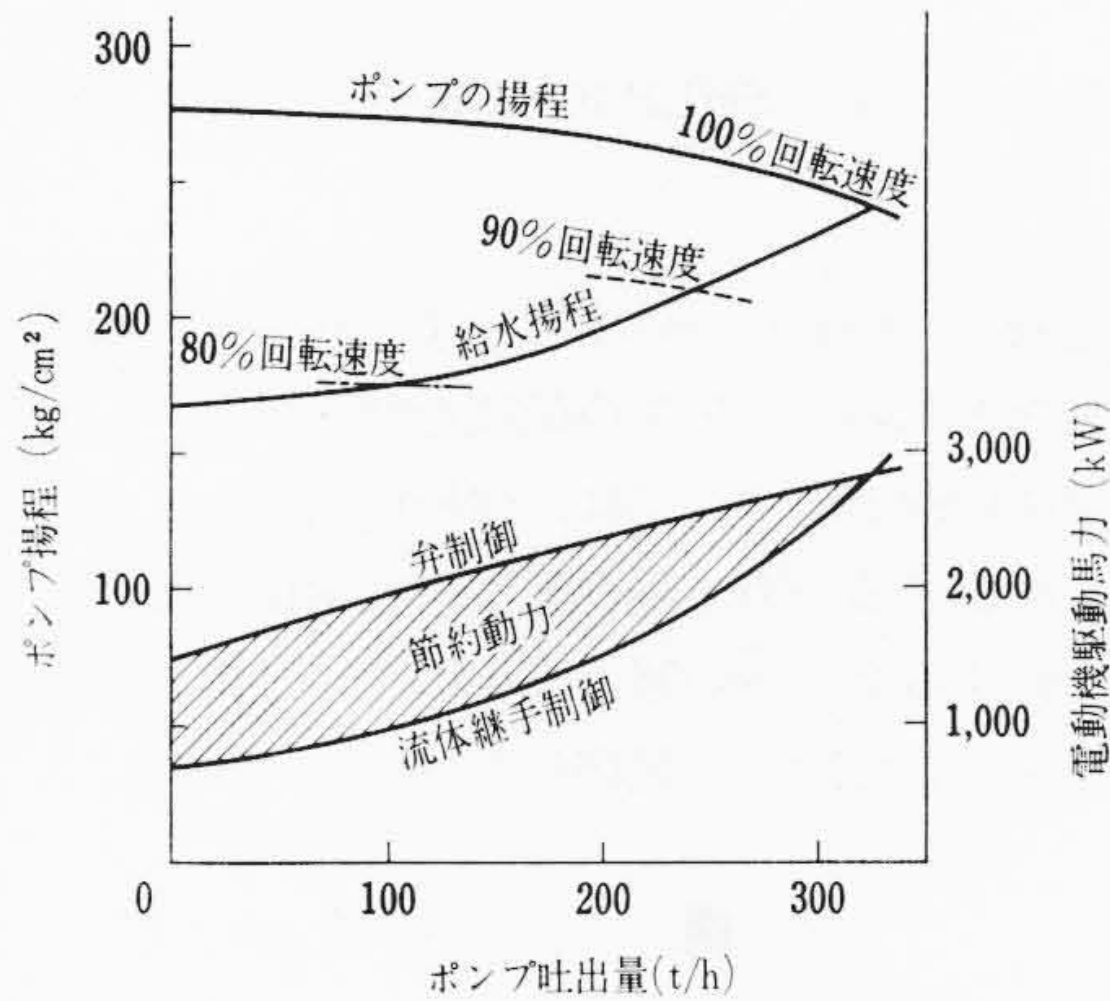
弁制御では、第1図に示すように過剰の給水圧力を弁で絞って低下させるので、弁での動力消費が大きくなり、弁の損耗が生じやすいが、回転速度制御にはこのような個所はない（この利点は蒸気タービン制御の場合も同様である）。

（c）制 御 性

回転速度制御によると、弁制御に比べて迅速かつ正確な流量調節ができる。そのうち特に流体継手制御の場合は、蒸気タービン制御が、被制御量である発電タービン用蒸気を分岐使用しているのに比べて、他に影響されることなく完全に独立した制御ができ、しかも直線的な制御特性が得られる。

（d）運 転 費、建 設 費、設 置 面 積

運転費は、（a）、（b）で述べた理由により回転速度制御のほうが弁制御より安い。しかし建設費は、弁制御が最も安く、流体継手制御、蒸気タービン制御の順に高くなるのが一般である。設置面積は、蒸気タービン制御が最も小さく、弁制御、流体継手制御の順に大きくなる。また発電所の主要機器の運転方法などにより、ポンプ駆動用電動機に制限を受ける場合もあり経済面での利害得



第1図 弁制御と回転速度制御の比較

失は一概には論ぜられないが、制御性なども含めて総合的には運転費の安い回転速度制御のほうが有利といわれている。

流体継手による回転速度制御は、1931年にイギリスのGreenwich火力発電所で実用されたのが最初といわれており、その後世界各地に広まった。わが国では1955年の東京電力株式会社新東京火力発電所を皮切りに、各地で採用されるようになった。しかし、火力発電所向けのこの種の大容量可変速流体継手には高い信頼性が要求されるため、従来は実績のある American Standard 社（アメリカ）、Voith 社（ドイツ）などの製品が使用されてきた。日立製作所は、これらは国産技術で十分製作し得るものとして研究を重ねてきたがこのたびその完成を見るに至った。これにより、今後この種の大容量機に国産品の広範な使用が期待される。

以下その構造と性能の全貌を紹介する。

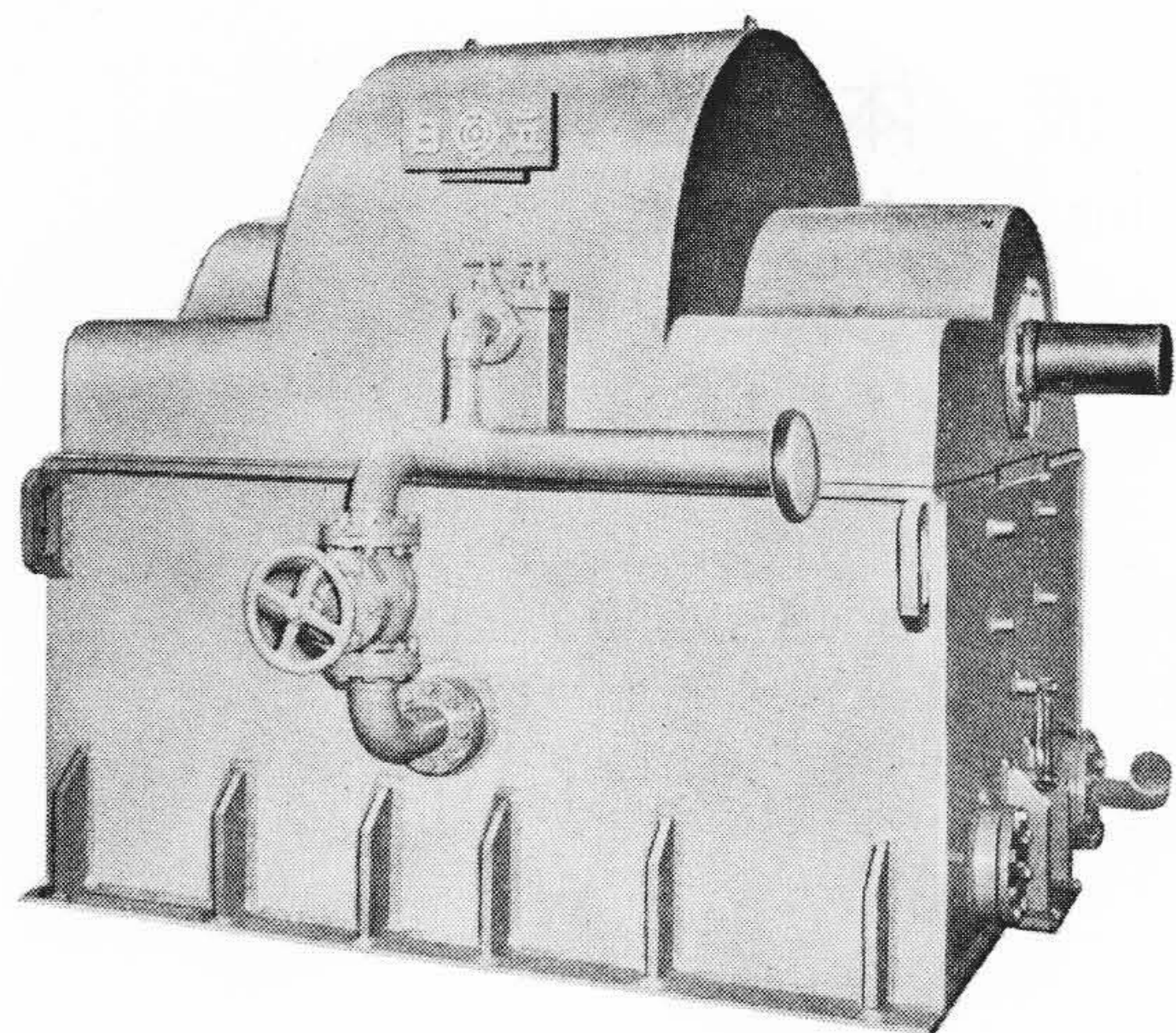
2. 仕 様

本機の計画仕様は次のとおりである。

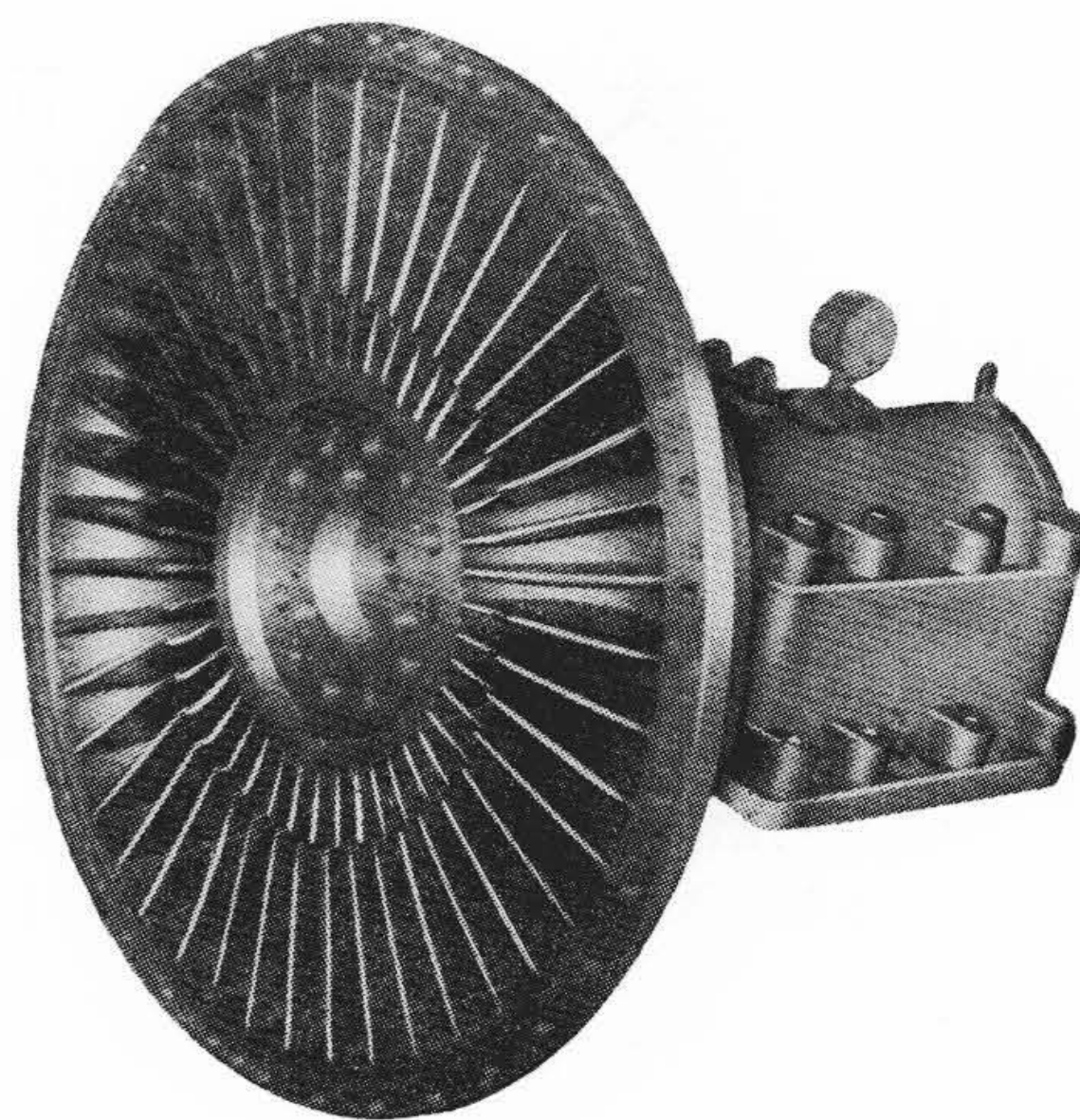
仕 様	
形 式	可変充てん式流体継手(日立SHLP100-CH)
電 動 機 出 力	3,150 kW
入力軸回転速度	1,460 rpm
定格点のすべり	2.75% 以内
流体継手最大出力	3,055 kW
要求変速範囲	1,415~990 rpm

火力発電所の総合発電効率を最高度に発揮させるためには、所内各機器のすべてに、技術上可能な最高レベルの効率を必要とすることは当然であるが、加えて、その公共的性格から高い安全性または信頼性が特にきびしく要求される。したがって、本機では特にこれらの点に慎重な考慮をはらい、

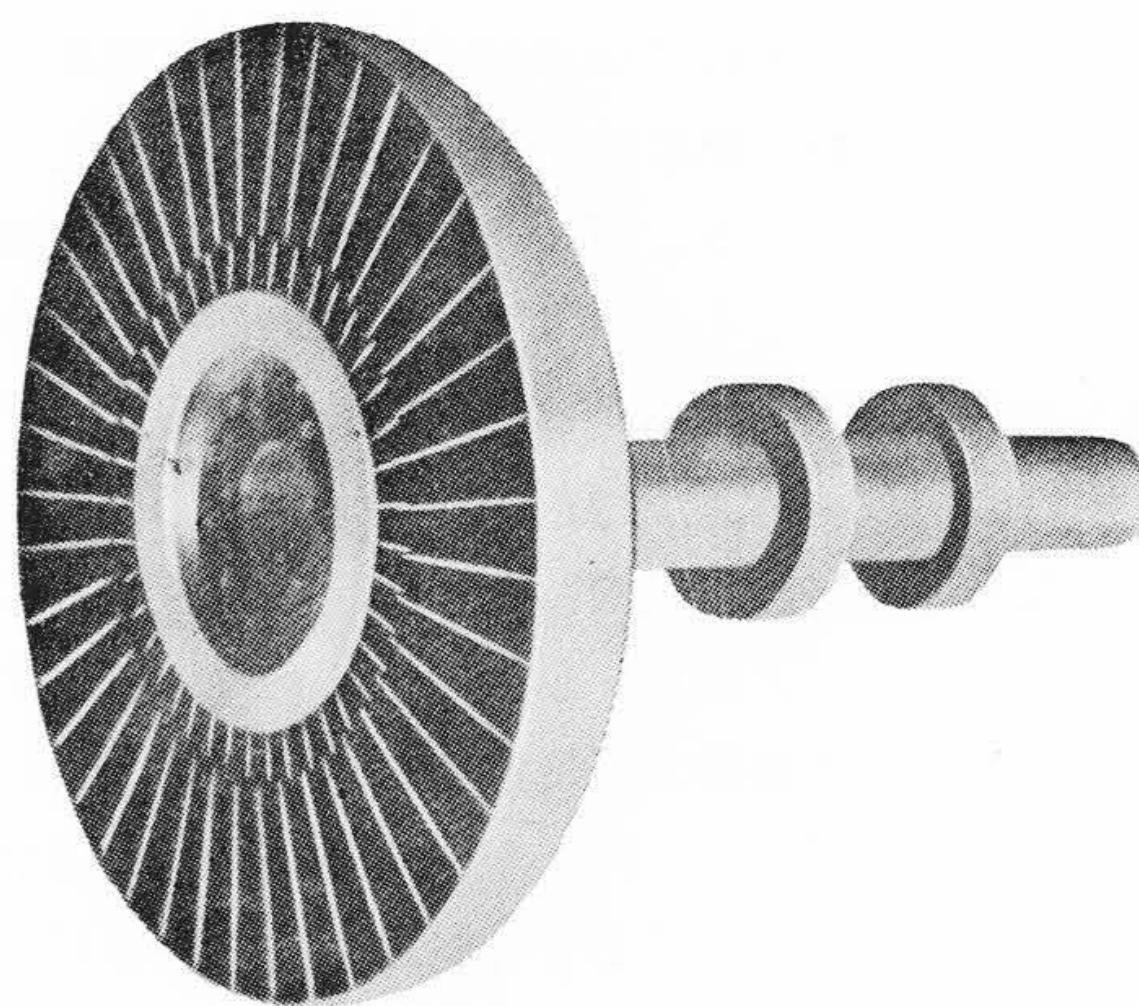
* 日立製作所亀有工場



第2図 日立 SHLP 100-CH 形流体継手外観



(a) インペラ



(b) ランナ

第4図 インペラおよびランナ

- (a) 伝達効率の向上については、すべり損失、軸受損失、空転損失などあらゆる損失の低減を図る。
- (b) 安全性の向上については、回転体強度の安全性を実測によって確認する一方、軸受配置の安定化、軸受台およびこれを支持するケースの堅ろう化によって振動の防止を図る。などに主眼をおいて設計し製作した。

3. 構造

3.1 構造の大略

第3図に本機の大略断面図を示す。構造的に大きく分けると、入・出力回転体、軸受部、ケース部およびスクイ管操作部の4部分からなる。

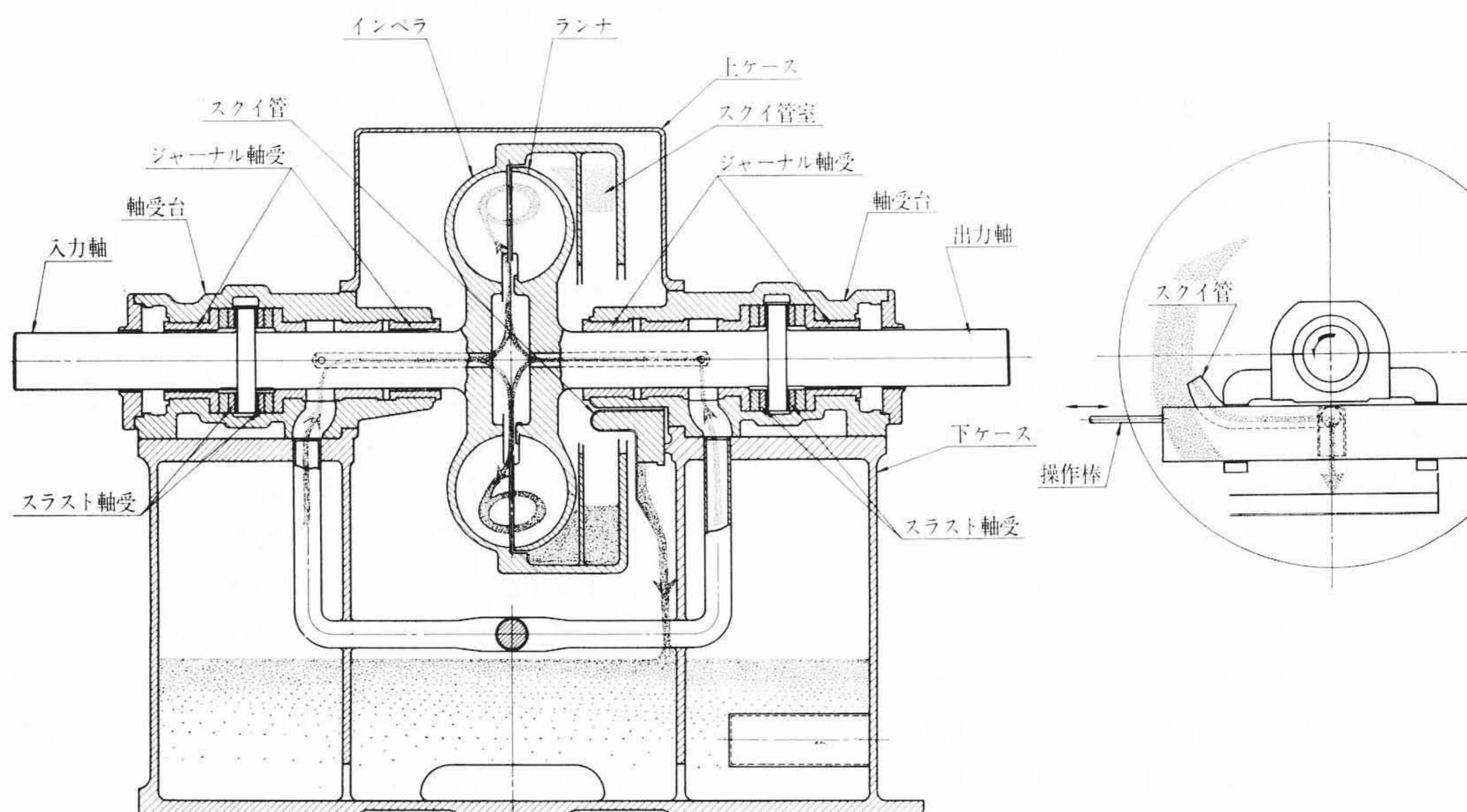
作動油は、本体外に別置された給油ポンプから供給され、ケース側面中央よりはいり、入・出力各軸受台へ2分された後、軸心にあけられたキリ穴を通して、インペラ、ランナおよびスクイ管室よりなる作動室で合流し、動力伝達を行なう。スクイ管を、外部操作によって作動室内で半径方向に動かすと、作動油量すなわち伝達能力が変化して負荷の変速ができる。各軸受の潤滑には、作動油の一部を分岐迂過したものをあてている。

3.2 各部の特長

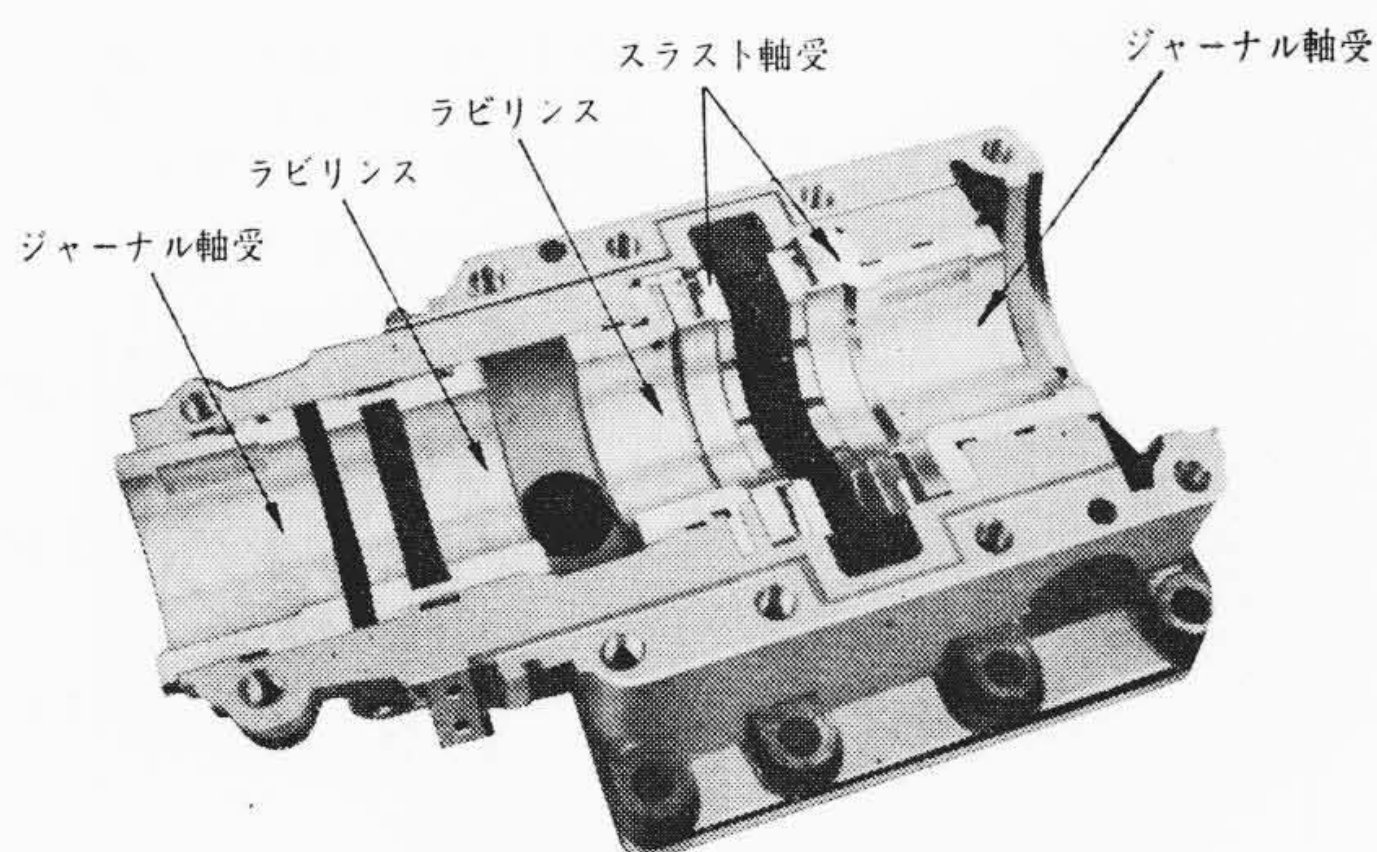
3.2.1 入・出力軸回転体

(a) インペラおよびランナ

第4図(a)、(b)にインペラおよびランナの写真を示す。定格点のすべり損失をできるだけ低減するため、羽根車には伝達能力



第3図 SHLP 100-CH 流体継手断面



第5図 下部軸受台

上十分余裕のある回路形状を採用し、その材質には、最大周速 95 m/s にも達する高速回転においても強度上十分安全な特殊鋳鋼を使用している。さらに、そのボス部には γ 線または超音波探傷を、また全機械加工面には磁気探傷をほどこすなど、徹底した欠陥の除去を行なって安全性の向上を図っている。

(b) スクイ管室

スクイ管室は、前述の高速回転応力に加えて、作動油の遠心圧力がかかり、側壁内縁の円周方向に著しい高応力が発生することから、材質的に安定した圧延材の溶接構造をとっている。圧延材には高張力鋼板を使用し、溶接部には X 線または超音波探傷をほどこしている。

(c) 軸

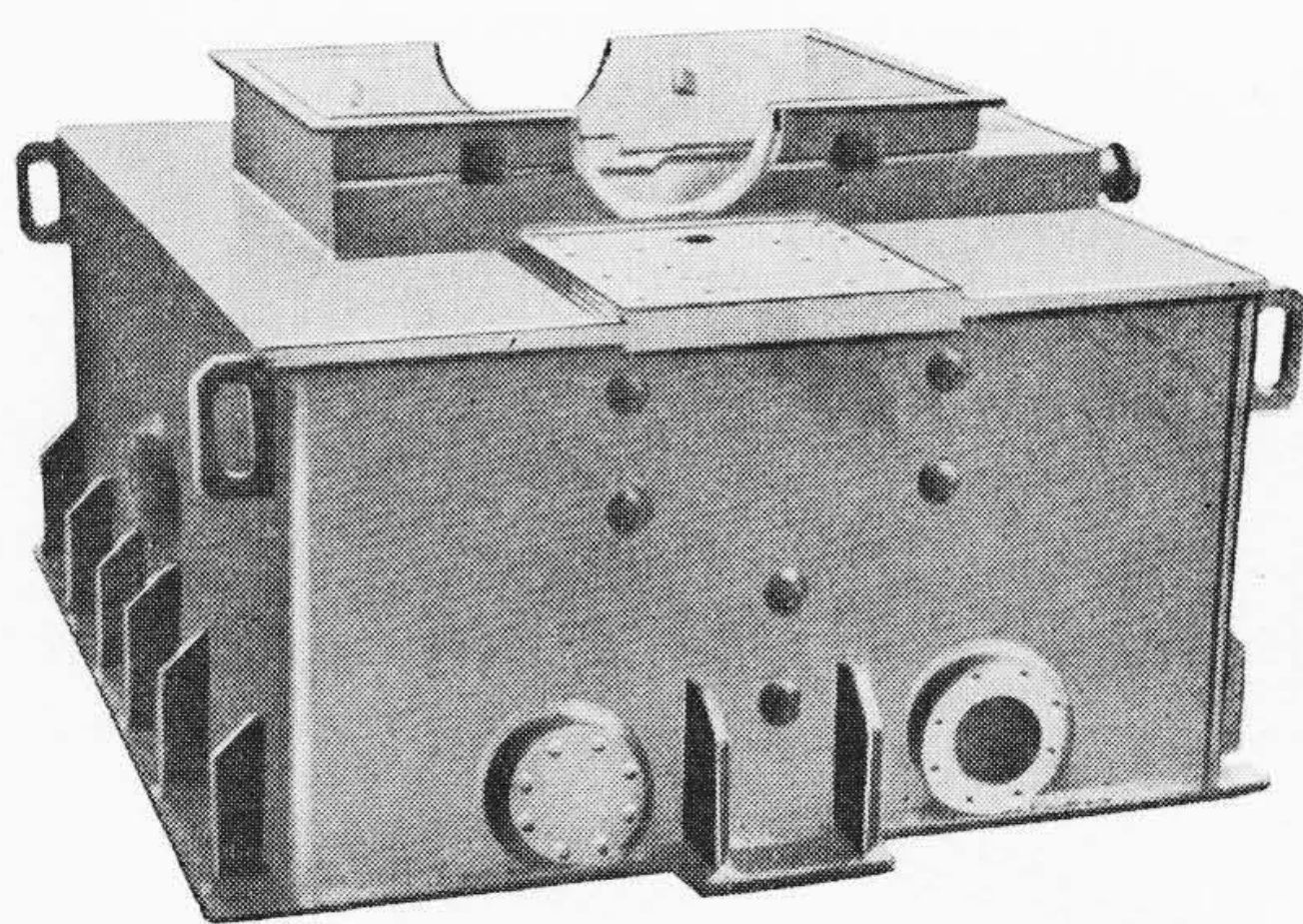
流体継手においては、入・出力トルクは同値であり、しかも伝動は羽根車間の流体エネルギーの授受にのみよるものであるから、入・出力軸間の伝動トルクの性状には本質的な差はない。したがって、本機では、構造の簡素化と品質の均一化を図って、入・出力軸とも同一品を使用している。材質には、高炭素鋼の鍛造品が使用されており、羽根車とは端部のフランジで強固に固定されている。

3.2.2 軸 受 部

流体継手の回転体の支持方法には、入力軸を 2 個の軸受でささえ、出力軸の一端をインペラ内部に設けられた軸受で、他端を固定軸受で支持する例が比較的多い。これによると、インペラ内部の軸受は内外輪とも回転し、相対回転速度が低いことから、大きなスラスト能力がとれること、全長が短くなることなどの利点はあるが、一方、軸心の狂いに敏感であること、清浄な潤滑油の供給に難点があることなどにより、その適用には限界がある。したがって、本機では、この軸受を廃し、入・出力軸を単独に支持する方式として流体伝動の信頼性を高めるとともに、各羽根車のオーバハング量が大きくならないように軸受間隔を十分広くとって、振動の防止を図っている。また、羽根車によって発生するスラストは、ジャーナル軸受の間にあるスラスト軸受によって、入・出力側とも別個に支持されている。各軸受の潤滑には、すべてストレーナで濾過した油が供給されているが、軸受台にはいる作動油には比較的異物が混入しやすいので、潤滑油通路と作動油通路との間にラビリンスおよび排油口を設けて、作動油の潤滑油通路への侵入を防ぎ、軸受寿命の向上を図っている。

(a) 軸 受 台

軸受台は、軸と同様に入・出力側とも同一構造で、上下二つ割りの堅ろうな構造となっている。第 5 図に、下部軸受台の写真を示す。軸受台にはジャーナル軸受 2 個、スラスト軸受 1 組およびラビリンス 2 個が収容されており、油漏れは、分割面では液体パッキングと合面外周の漏油捕捉みぞで、ケースにそう入される部分では特殊形状のゴムシールでそれぞれ完全に防止されている。



第6図 下 ケ ー ス

一方、潤滑油や作動油の配管、軸受温度計の配線などはすべて下部軸受台に接続されており、軸受点検の際には、容易に上部軸受台を取りはずせるようになっている。

(b) ジャーナル軸受

ジャーナル軸受は、軸受合金をこれと接着強度の高い黄銅製の裏金に溶着させたもので、潤滑給油口の適正配置とあいまって、負荷容量には十分余裕のあるものとしてある。

(c) スラスト軸受

スラスト軸受は、10 枚のスラストパッドよりなるピポット式で、ジャーナル軸受と同様、軸受合金を黄銅製の裏金に溶着させたものである。ピポットは浸炭焼入れした特殊鋼でできており、パッドの裏側に打ち込まれている。

3.2.3 ケ ー ス 部

第 6 図に下ケースの写真を示す。下ケースは、軸受台を支持するのでその剛性の強弱が、機械の振動に大きく影響する。したがって本機では、回転体のそう入部分を除く全上面をおおった閉塞構造とし、前後、左右の剛性を強化している。これに対して上ケースは回転体をおおう簡単な構造とし、軽量化を図っている。

3.2.4 スクイ管操作部

スクイ管は、回転油槽面で常時油をすくっているが、変速指令に応じて急速に油槽にそう入される場合には、流体抵抗による振動を伴った強い曲げ力を受ける。したがって、この変動荷重に対して十分な強度を持たせるため、鋼管の溶接構造をとっている。スクイ管は、形状が比較的複雑なので、鋳造品を使用する場合が多いが、鋼管を巧みに利用することによって、内部通路面積を拡大させ、油の迅速な排出を可能ならしめた。スクイ管の操作機構に関しては、操作棒とスクイ管すべり板との間に自在継手を設けてコジリを避けるなど、操作の円滑化を図っている。

3.2.5 温 度 計

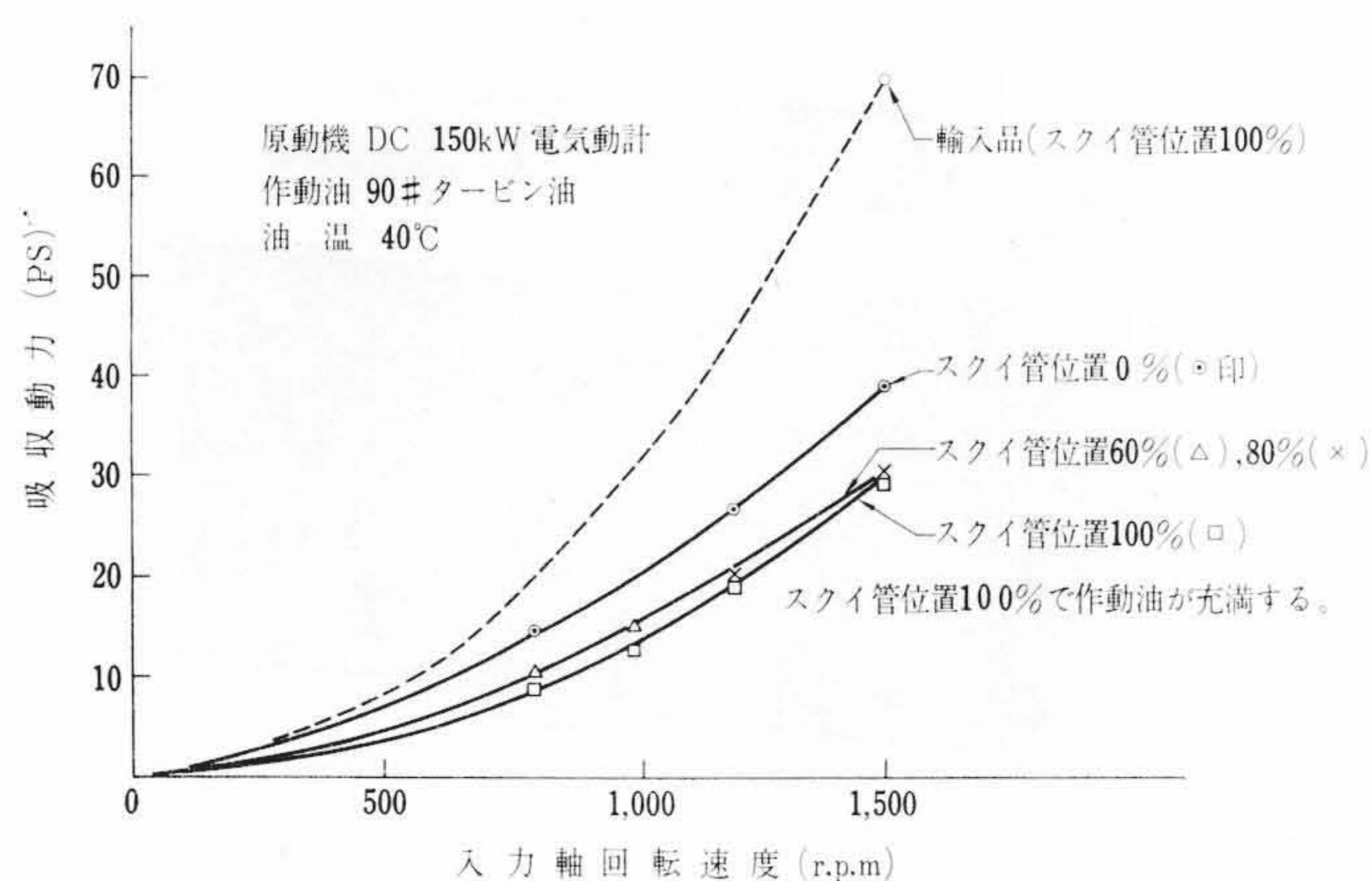
各軸受には、自動警報用の銅コンスタンタン熱電対温度計および現場監視用温度計を備えて運転監視を容易ならしめている。

4. 試 験 結 果

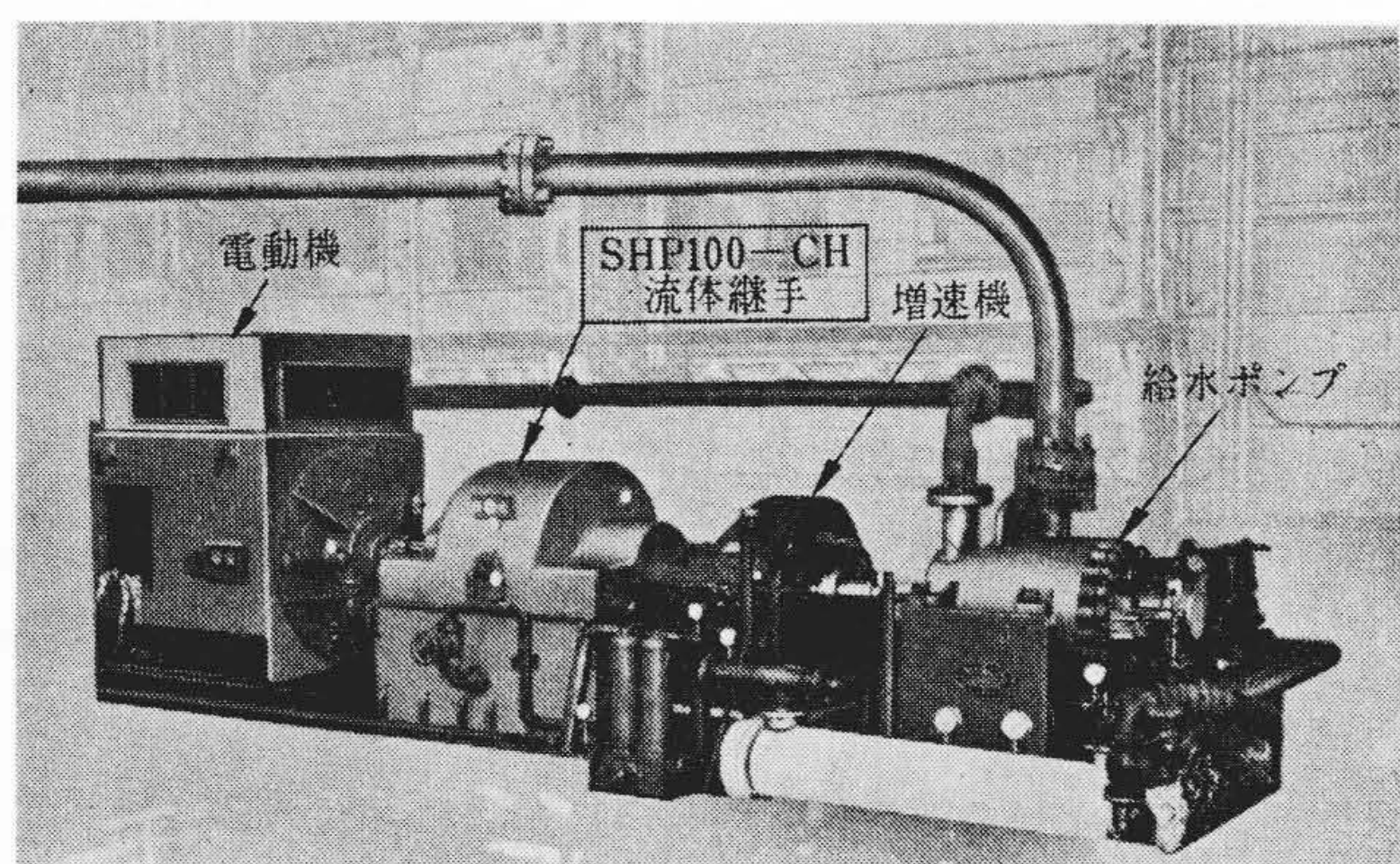
一般に、可変速流体継手の形式試験は、スクイ管の各位置に対応するすべり・伝達トルク特性を求めることが主眼となっているが、本機の試験では、前述の種々の要求に対する施策の効果および火力発電所向けとしての使用条件に対する適性の確認を目的として、応力、振動、応答性などについても測定を行なった。以下、本機単体の予備試験と実際に使用されるボイラ給水ポンプ設備と組み合わせた実負荷試験について説明する。

4.1 単体予備試験

予備試験では、おもに無負荷損失馬力と回転体の応力について測定した。



第7図 SHLP 100-CH 流体継手無負荷損失馬力特性



第8図 実負荷試験状況

第7図は、無負荷損失馬力の測定結果である。スライ管位置 100% (作動油充滿) の定格点損失馬力は 29 PS と比べて小さく、図中点線で示した同一仕様の輸入品の性能と比較しても本機の優秀性がうかがわれる。なお、図で、スライ管位置により損失馬力が異なっているのは、スライ管の半径方向位置が異なるため、スライ管の油槽に接する際の抵抗が同じでも駆動トルクとしては変化して現われるためと考えられる。しかし、この差は実用範囲内では効率に影響するほどの値ではない。

スライ管室の側壁内縁の円周方向には、3.2.1(b)で述べたように高応力がかかるので、光弾性を利用してその応力を実測した。測定結果は、計算値と 5% 以内の狂いでよく一致し、前述の構造および材質で強度上十分であることが確認された。

4.2 実負荷試験

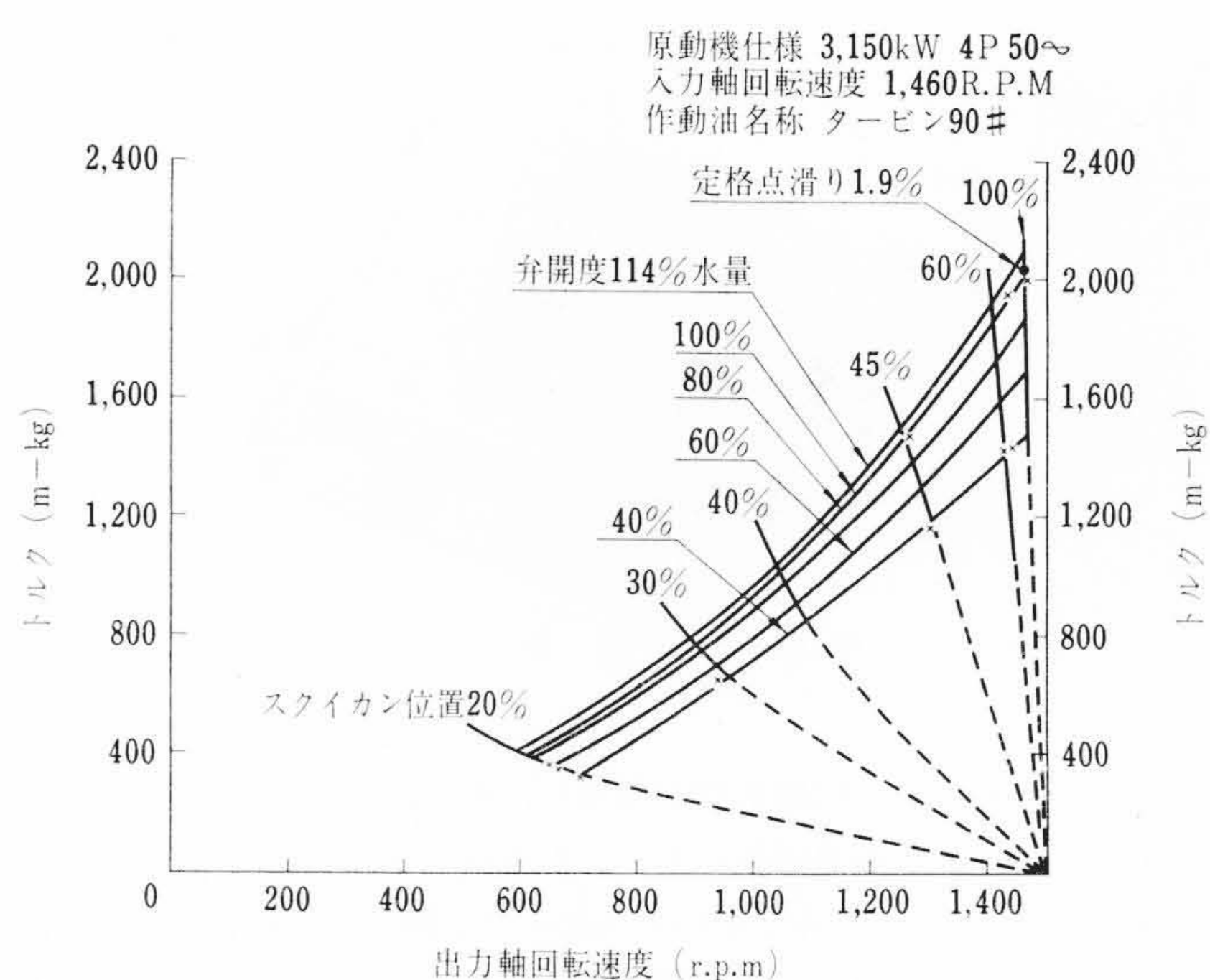
本機の実際の運転条件下の諸性能を調べるため、某電力会社納めのボイラ給水ポンプ設備と組み合わせて実負荷試験を行なった。本試験では、性能特性、振動、応答性などについて調べた。試験状況を第8図に示す。

4.2.1 性能試験

伝達効率の向上は、設計当初の最大目標の一つであり、その確認は実負荷試験によるのが最も適切と思われる。本試験では、ポンプ吐出量を弁開度によって種々変化させ、各開度におけるすべり・伝達トルク特性を測定した。第9図はその結果であるが、定格点におけるすべりは 1.9% とすぐれた値が得られ、前述の無負荷損失馬力試験の好結果とあいまって、伝達効率に対する所期の目標を十分満足することができた。

4.2.2 振動測定

振動の大小は機械の寿命を左右する直接的要因であ

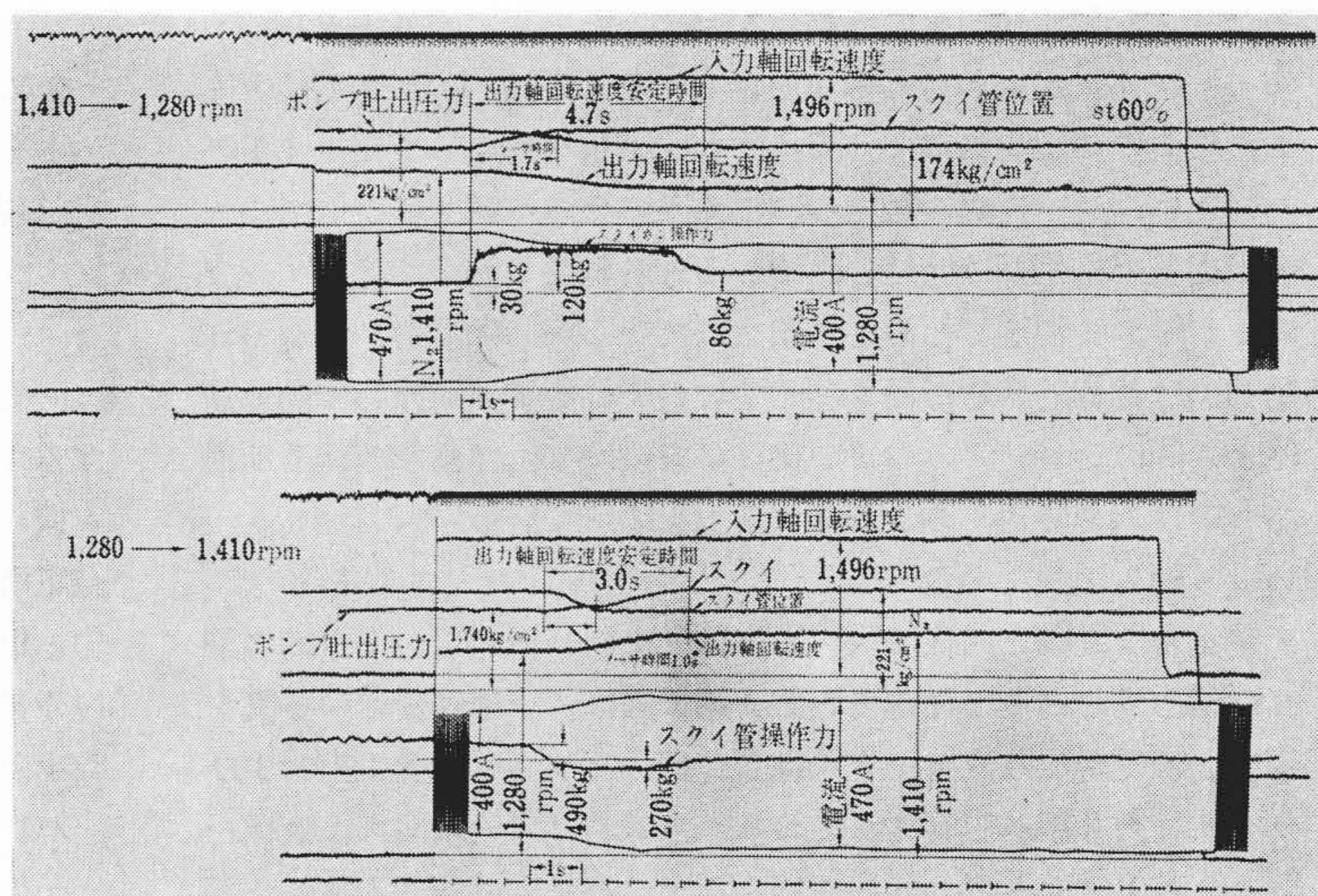


第9図 SHLP 100-CH 流体継手特性図

り、その低減は信頼性向上のための重要な手段でもある。ここではポンプ吐出量およびスライ管位置をかえて、装置各部の振動を測定した。測定結果は、流体継手のケースおよび軸振動とも一般に同機種で得られる値をはるかに下回る 26μ 以内の値が得られ、軸受配置および各部の剛性に対する配慮の効果が認められた。

4.2.3 応答試験

自動化された火力発電所用機器の応答性の良否は、運転性能を決定する重要な要素であるが、こと可変速流体継手に関しては、実用上の限界および実際の挙動については今まであまり明らかにされていなかった。そのためここでは変速指令に対する過渡応答性について測定した。方法としては、ポンプ吐出量が定格点になるように弁開度を固定した状態でスライ管の移動量を種々変化させ、そのときの操作力、回転速度、ポンプ吐出圧、電動機電流などをオシログラムに入れて測定した。第10図はその一例である。図で、減速操作時にはスライ管を回転油槽に突込むので操作力は一時増加するが、作動油量が平衡すると同時に減少安定している。一方、回転速度は、操作力が増加している間、急速に減少し、操作力の減少安定とほとんど同時に回転速度も一定となっている。回転速度が安定するまでの時間は、作動油量の平衡時間と回転体の慣性力に対するポンプ、軸受などの抵抗力による減速時間との和になるはずであるが、上記の結果から後者は応答時間にほとんど



第10図 応答性試験オシログラム

ど影響なく、油量の変化すなわち回転速度の変化という形で現われている。増速操作時には、スクイ管を回転油槽から抜き出すので、操作力は操作機構の摩擦力だけで小さく、作動油量の変化速度は給油量でまってくる。しかしこの場合も、減速操作時と同様、油量と回転速度の変化はほとんど一致している。本試験では、変速操作速度が76~130rpm/sときわめて高速度で行なわれているが、実際の火力発電所では、通常最大10rpm/s程度の低速操作である。したがって作動油量の平衡はスクイ管の移動行程中に完了してしまい、回転速度の変速指令に対する時間おくれは実用上問題にならないはずである。事実、この応答性能は、実績のある外国製品と比較してみても何ら遜色なく、本機が十分実用しうることがわかった。

以上述べたように、実負荷試験においても十分所期の性能が得られたので、500時間余の連続耐久試験を行なったが、軸受の摩耗も

なく、振動値にも変化は認められなかった。さらに、回転体各部の磁気探傷を行なったが、何ら異状は認められず、高い信頼性を有することが実証された。

5. 結 言

国産による火力発電所向ボイラ給水ポンプ用大容量可変速流体継手を試験した結果、以上述べたように完全に所期の性能をおさめることができた。本機の完成が端緒となって、今後その国産化に大幅な推進が期待される。また、本機はボイラ給水ポンプ用のみならず、各種大容量機の変速操作にもそのまま利用できるものであり、最近の各種機械の大容量化、自動化に伴う大容量無段変速機への要求にこたえるものとして、また、流体伝動の応用分野拡大のうえに、大きな意義をもたらすものとして注目されるであろう。



登録新案 第728557号

新 案 の 紹 介



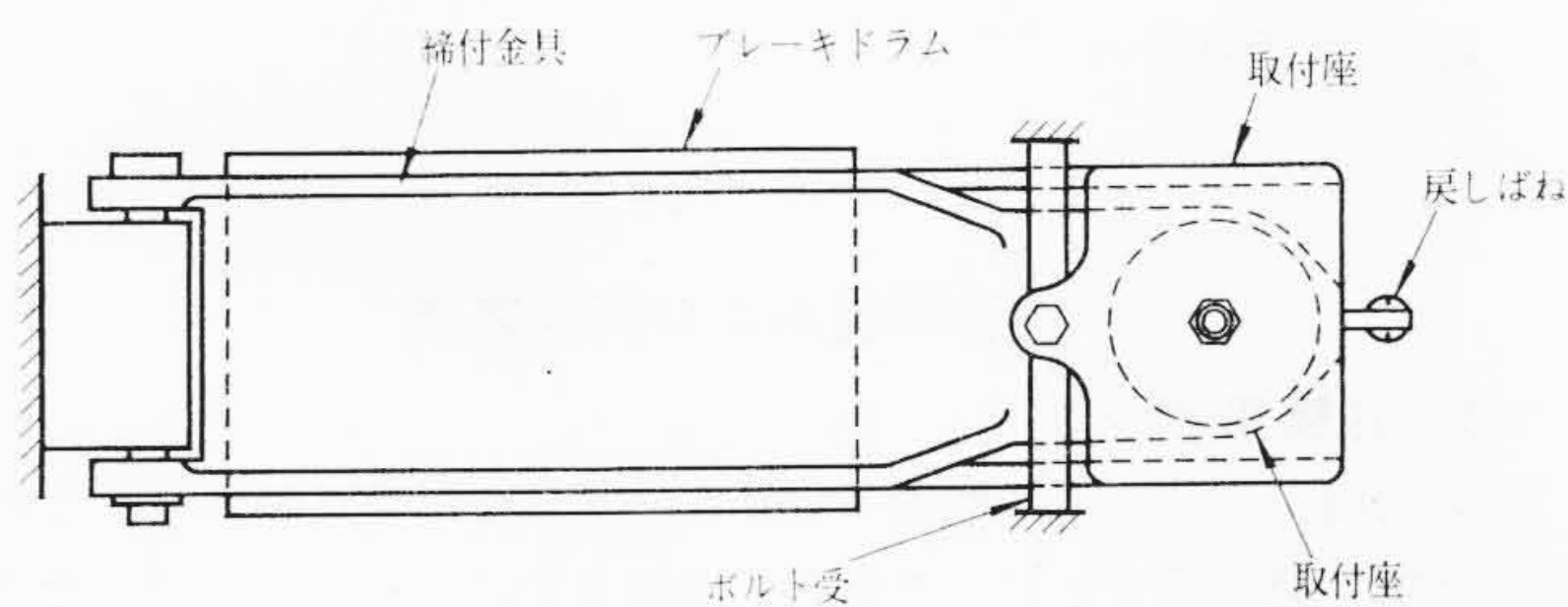
中 村 陽 一・野 中 英 資

ト レ ー ラ ー の 荷 物 受 台

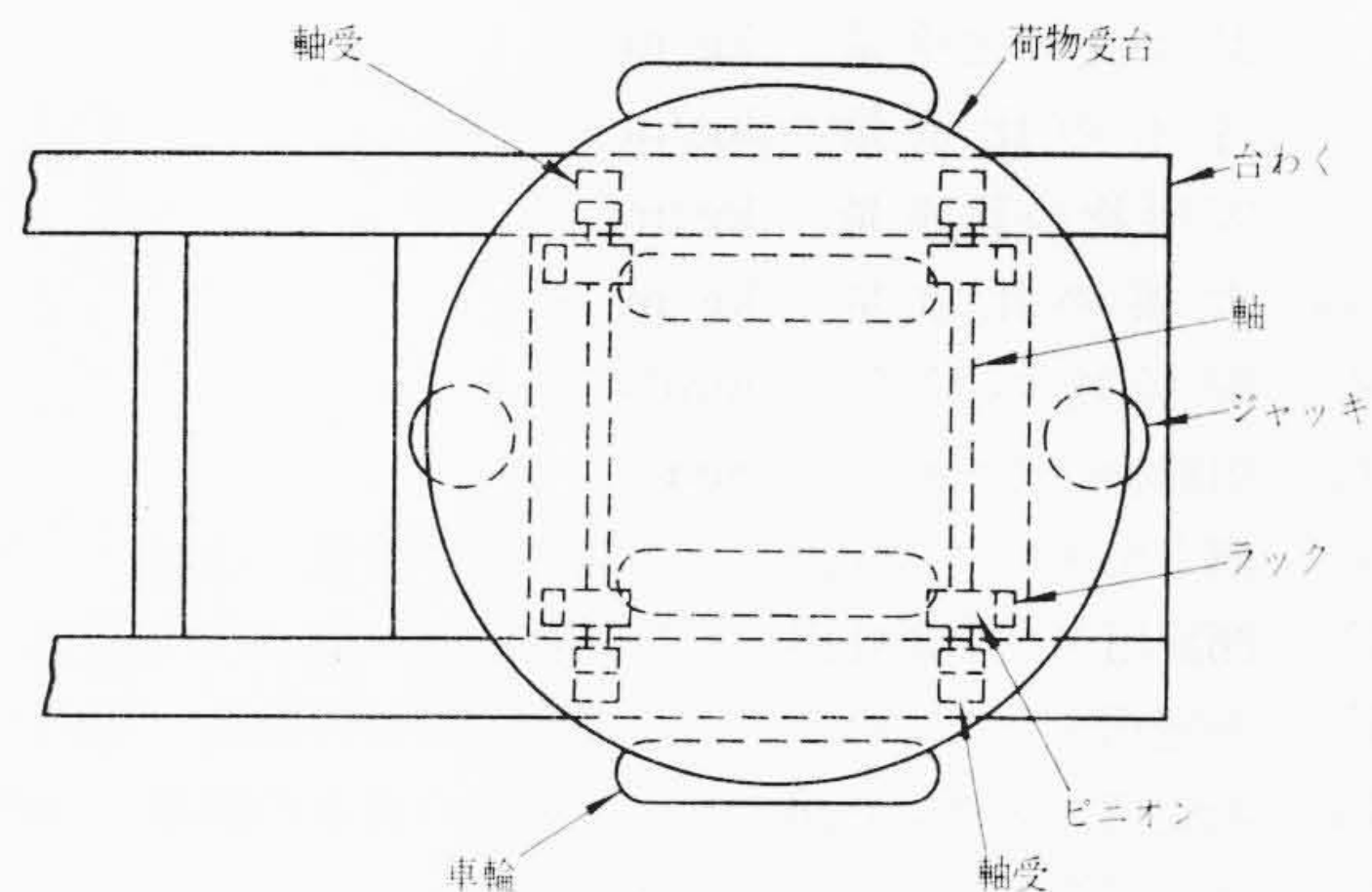
トレーラーの荷物受台を上下させる必要がある場合、安定上荷物受台は3個以上のジャッキで支持するのが望ましい。しかしながらたとえばジャッキが車輪に当たったりして構造上2個のジャッキしか取り付けられない場合には、荷物受台における左右の安定性は悪くなる。

この考案は、上記欠点を除去するために提案されたもので、図に示すように2個のジャッキにより荷物受台を上下せしめるようにしたトレーラーにおいて、荷物受台の下方にラックを固着し、このラックにかみ合うピニオンを台わくに回転可能に支持した軸の両端部に固着したものである。

ジャッキによって荷物受台を上下せしめると、それによってもってラックは上下に移動し、これにかみ合うピニオンは軸とともに回転する。この場合、荷物受台上に置かれた荷物が左右のいずれか一方に片寄っていると、荷物の重量によって荷物受台の反対側の部分が上って傾こうとする。そうすれば同じ側のラックも上り、これにかみ合うピニオンは図示矢印方向に回転されようとするので、共通の軸に固着された元の側のピニオンとともに同方向に回転させられてこれにかみ合うラックも上ろうとする。したがって、荷物受台は傾くことなく常時水平を保って上下動し、安定性は良くなる。(武居)



第1図



第2図