

アメリカ内務省開発局スネーククリーク第1ポンプ場納
ポンプ模型試験
 Model Test for Large-size Pump

宮代裕* 近藤正道**
 Hiroshi Miyashiro Masamichi Kondô

要 旨

アメリカ内務省開発局より受注し、スネーククリーク第1ポンプ場に納入するポンプは大形ポンプであり、性能の保証は模型試験で行なうことになっている。しかも揚程変動範囲が大きいので、ポンプの羽根車と案内羽根部のみは2種類作り、揚程によって取り換えて使用するという特殊なものであって、効率の保証は揚程全範囲の荷重平均効率で行なうことになっている。

今回、この模型試験を高精度にて実施し好結果を納めたので、このポンプの設計仕様の決定、試験装置、試験結果について概要を報告する。

1. 緒 言

ポンプ設備は集約して大形化する傾向にあり、大形ポンプの数が増加しつつある。大形実物ポンプの性能試験を工場で行なうと、おのずから工場試験設備としての制約が生ずる。一方、現地試験では立地条件・現地設備などの都合によりその測定精度が問題となる場合が多い。特に大形低揚程ポンプではポンプの性能がポンプ前後の吸水路の形状によって、大きく影響される場合がある。これらの諸条件を考慮に入れると、実物ポンプの性能試験を高精度で実施することが困難となるため、模型ポンプにより性能を測定する模型試験が多くなりつつある。

この考え方は、わが国でも水車設備については早くから採用されているところであるが、ポンプの分野においても大いに活用すべきものとする。模型試験の特長を生かすためには、模型ポンプを実機と相似に精度高く製作すると同時に、性能を高精度で測定することが望ましいことであり、このためいろいろな努力がなされている。

今回、アメリカ内務省開発局より受注し、スネーククリーク第1ポンプ場に納入するポンプは口径3,355 mm、8,000馬力にも達する大形斜流ポンプである。性能の保証は模型試験結果そのもので行なうことになっており、さらに開発局の従来からの例により高精度の試験を要求されているものである。これらの要求仕様をすべて満足するよう種々検討、対策を重ねてきたが、このほど広範囲にわたる模型試験が日立製作所機械研究所において施行され、好結果に完了したので、ここに報告する次第である。

2. 実物ポンプ

2.1 概 要

本ポンプ場はアメリカノースダコタ州に設けられ、ミズーリ河沿いの灌漑(かんがい)用水路建設計画の基幹をなすものであって、3台のポンプよりなり、ガリソン貯水池より灌漑用水をくみ上げ、スネーククリーク堤防を通して、スネーククリーク貯水池に揚水するものである。

本ポンプは吐出水位が、ほとんど一定であるのに対し、吸込水位の変動が大きく、したがって使用揚程が2 ft から76 ft と広範囲にわたるため、一種類のポンプでは幅広い揚程変動に対処することができないので、揚程範囲を高揚程部分と低揚程部分に2分し、それぞれの範囲を一種類の羽根車と案内羽根の組合せで分担させることにより全範囲を能率よく稼働せしめる計画のものである。

このため羽根車、案内羽根よりなる部分のケーシング(ボウル部)は、1台のポンプに高揚程用、低揚程用各一式を備えており、必要とする揚程に応じて、これを交換して使用するものである。以後、この交換可能部分を高揚程ボウル、低揚程ボウルと称するが、それぞれの分担揚程範囲については開発局より指定はなく、全体の効率を考慮して製作者側で決定することになっている。なお、ポンプは立軸斜流ポンプであって、開発局側から指定されたポンプ仕様は下記のとおりである。

台 数	3台 (各高揚程、低揚程ボウルを含む)
吐 出 口 径	11 ft
吐 出 量	685 cfs (1,165 m ³ /min)
	(高揚程、低揚程いずれのポンプ運転時においても685 cfs以下となつてはならない)
最 高 全 揚 程	76 ft (23.2 m)
回 転 数	200 rpm
原 動 機	8,000 HP 同期電動機
要求保証効率(荷重平均効率)	75% 以上

注：荷重平均効率というのは使用揚程範囲を、ほぼ運転時間の等しい10範囲にわけ、このおのおの範囲に荷重をつけた効率の平均値である。

また、ポンプの設置位置は1,850 ftのレベルであるので、この位置での標準大気圧は水柱9.65 mであり、さらに最高水温24°Cを考慮に入れると、最小の吸込圧力を示す最高揚程時の利用可能NPSHは13.1 m水柱となる。

なお、ポンプには吐出弁がなく、長さ450 ft吐出配管の先にフラップ弁がついているのみであり、ポンプ停止時には吐出配管内の水はポンプを通して逆流するため、ポンプおよび電動機は逆転に耐えるように設計されている⁽¹⁾。

2.2 高、低揚程ポンプの仕様の決定

上述のように、高、低揚程ポンプの設計点をどこにおくかは製作者の選択に任されているわけであり、これをどのように選ぶかは荷重平均効率に著しい影響を与えるものである。

高揚程ポンプについては効率最高点の比速度を定めれば、与えられた仕様点を性能曲線が通るようにすることにより、羽根車寸法がほぼ決定されるが、低揚程ポンプについては性能曲線に規定がないため、比速度および寸法がある程度任意に選択できるわけである。ただし、ポンプとしての使用上の問題については考える必要があり、キャピテーション限界、使用範囲内での最小制限吐出量により高、低揚程ボウルの切換揚程を検討する必要がある。また同時に高、低揚程ボウル取換可能となるためには相互に寸法的にも制限を受けるわ

* 日立製作所機械研究所

** 日立製作所亀有工場

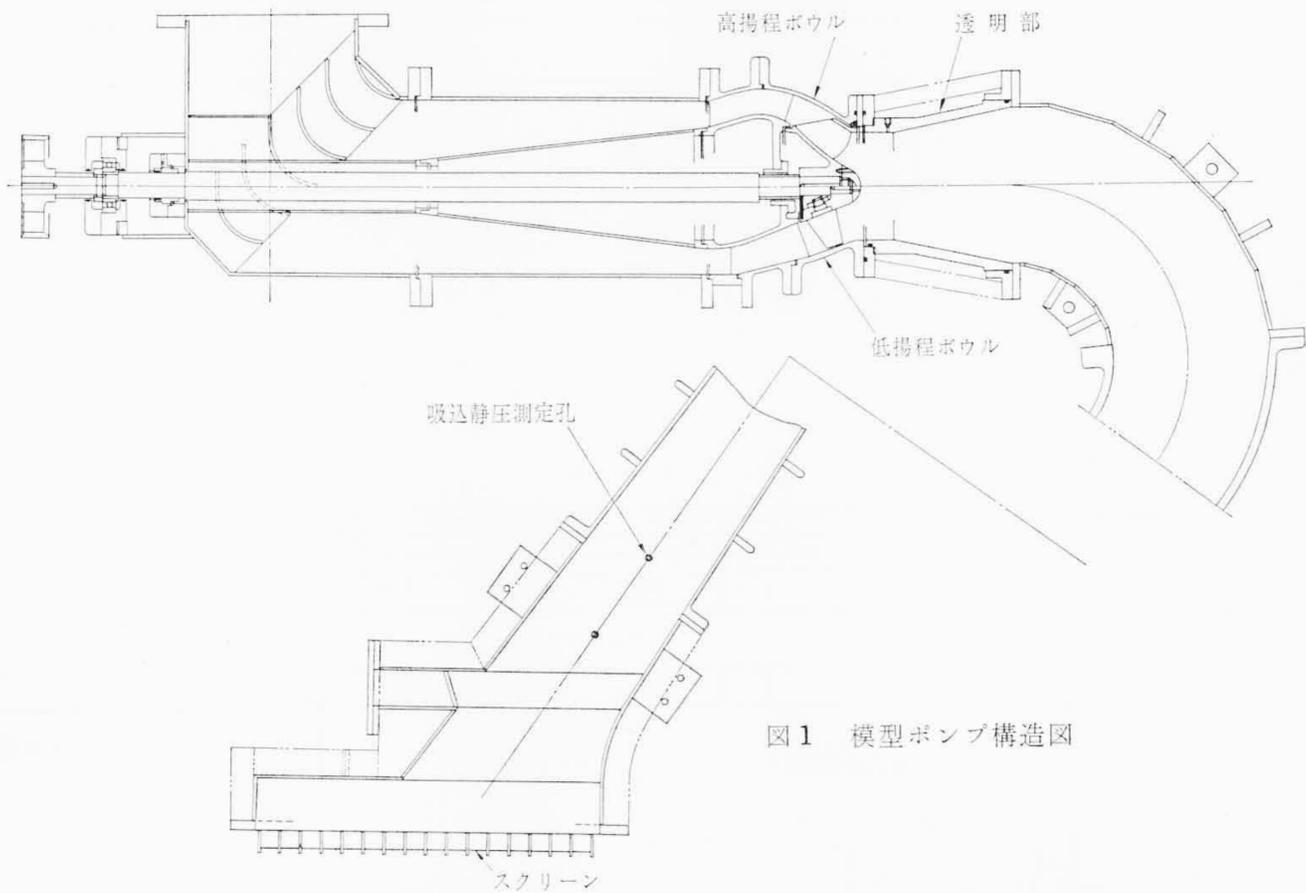


図1 模型ポンプ構造図

けである。

これらの点を考えにいれ、高、低揚程ポンプについて適用可能な種々な組合せを考え、これについて荷重平均効率の計算を行なった。すなわち、高揚程ポンプについては比速度を種々変えたもの、低揚程ポンプについては比速度および羽根車寸法を種々変えたものを組み合わせて試算を行ない、その結果、高揚程ポンプの比速度を約750、低揚程ポンプの比速度を約1,350 (いずれも $m^3/min, m, rpm$ 単位) とし、切換揚程を35 ft (10.7 m) とすることが適当であることが判明した。

3. 模型ポンプ

模型ポンプの寸法については開発局より指定されている最小眼玉径10"の点より、模型比を1/8.2とした。模型ポンプの揚程については実物ポンプと同一とすることが開発局より指定されているため、模型ポンプの仕様は下記のようになる。

吐出口径	408 mm
吐出量	17.3 m^3/min (10.2 cfs)
揚程範囲	
高揚程ポンプ	23.2 m (76 ft) ~ 10.7 m (35 ft)
低揚程ポンプ	10.7 m (35 ft) ~ 0.61 m (2 ft)
回転数	1,640 rpm

実物ポンプは立軸であるが動力計の都合により模型ポンプは横軸とした。また、模型ポンプは単にポンプの流水部のみを実物に相似にしたのではなく、吸込ベンドから取水口のスクリーンまで含めて相似にしたのである。吐出管についても、ポンプ吐出口から口径の6倍以上の直管部を相似にしている。

また、ポンプ性能の測定範囲としては、スクリーン部は除き、吸込ベンドと取水口の間に設けた吸込圧力測定孔から、ポンプ吐出エルボより口径の5倍以上離れた吐出圧力測定孔までの範囲である。

図1は模型ポンプの構造を示したものである。ボウル部の中心線より上半分は高揚程ボウル、下半分は低揚程ボウルである。なお、ポンプ軸径は逆流逆転試験時にも共振しないようにしてあるため、実物ポンプと相似にはなっていない。また、吸込口の円すい管部には透明アクリル樹脂を用い、運転中内部が観察できるようになっている。吸込ベンドおよびそれより上流側の吸込管については、形状は開発局の指定によるものであるので変更の余地はない。吐出エル

ボは据付面積を小さくするため整流羽根付のエルボが用いられている。

また、模型試験の内容については開発局より指定があり、下記のものを実施した。

- (1) 普通性能試験
- (2) キャビテーション試験
- (3) 実物ポンプにて吐出量測定のための吸込ベンド前後の差圧測定
- (4) 完全特性試験
- (5) 軸推力測定

(1)、(2)は正常の運転状態における性能を確認するためのもので、ポンプとして最も基本になるものである。(3)は実物ポンプの運転に際し任意の運転状態において吐出量を知るための指標となるものである。(4)は実物ポンプを停止させる際、吐出管内の水をポンプを通して逆流させるという特殊な停止方法を取り、このときのポンプの状態を調査し実物ポンプの設計に採り入れるため行なうものである。今回のような大形ポンプでは構造に過大な設計余裕をとることができないため実施するものである。(5)についても大形のため同様に実施するものである。これらの試験はいずれも高、低揚程両ポンプとも測定を実施する必要があり、これを可能にするよう模型ポンプの構造が考えられている。

4. 試験装置

4.1 試験装置の概要

模型試験は、図2に示すような試験装置で行なわれた。図の④から⑥までが模型ポンプの範囲である。図3の写真は、模型ポンプおよび電気動力計である。写真の手前側の3本の平行直管は、流量計の上流側配管である。

普通性能試験(吸込ベンド前後の差圧の測定を含む)、キャビテーション試験、軸推力の測定およびポンプ運転領域における完全特性の試験は、図2のスルース弁⑥を閉じ⑤を開くことによって形成される閉回路試験装置で行なわれた。流量の調節には、スルース弁①を用い、加圧ポンプは、低揚程ポンプの全揚程が低い範囲を試験する場合のみ運転される。軸推力を測定する場合には、あとに述べるように、電気動力計の代わりに誘導電動機を用いる。

正転逆流領域および水車領域における完全特性の試験を行なう場

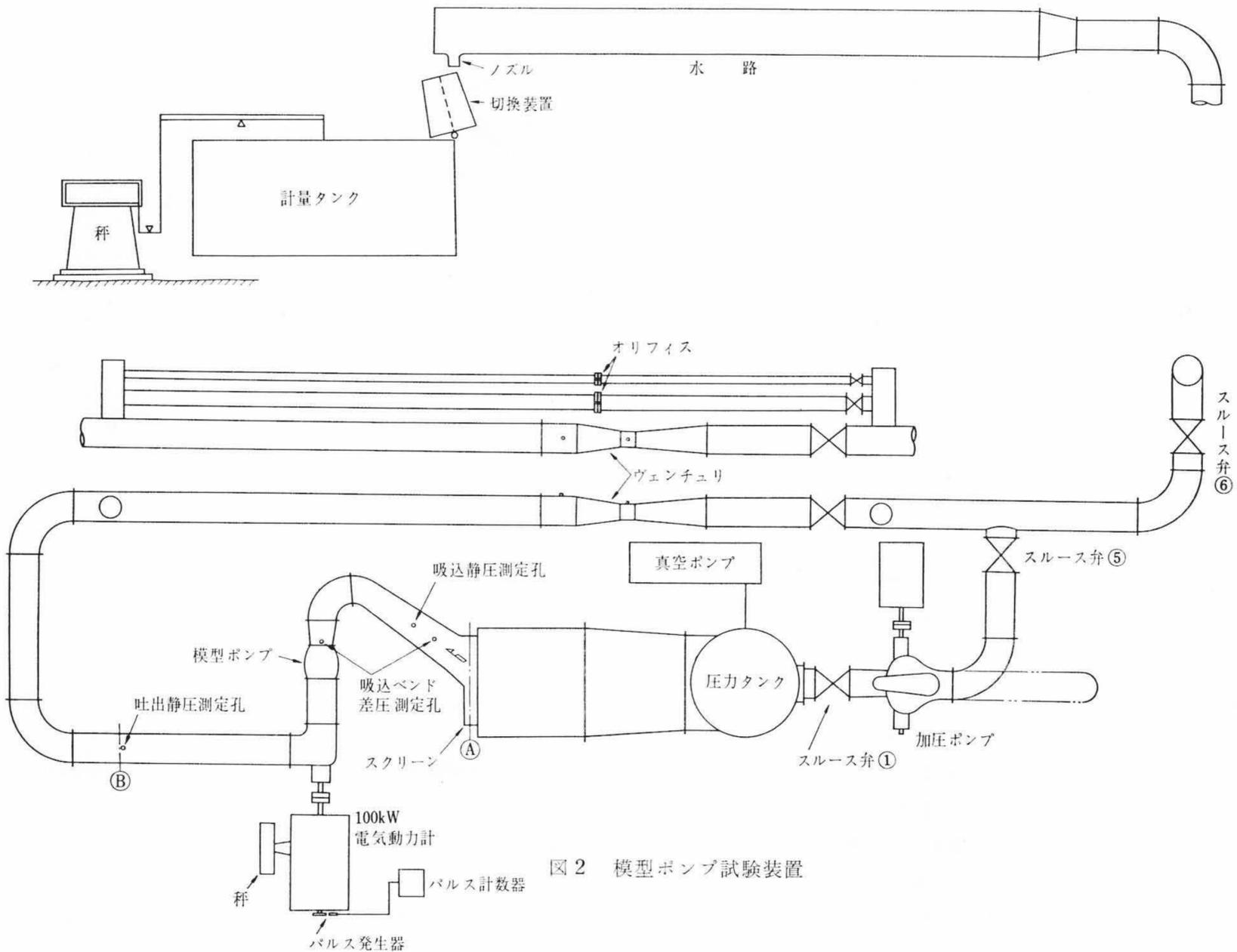


図2 模型ポンプ試験装置

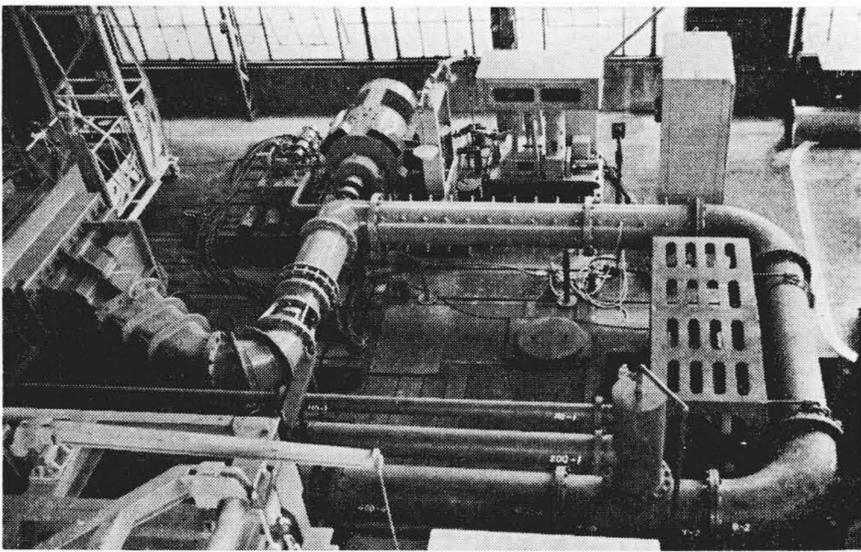


図3 模型ポンプ

合には、加圧ポンプを逆向きにして吸込口を圧力タンク側に取り付け、流量計の向きを逆にする。

流量計を検定する場合には、試験装置を開回路配管にする。すなわち、スルース弁⑤を閉じ、加圧ポンプの吸込側配管を変更して水を地下貯水槽からくみ上げ、模型ポンプ、流量計、スルース弁⑥を経て、流量検定装置へ水を送る。

4.2 測定機器

吐出量の測定には、後述する流量検定装置によって検定されたヴェンチュリ計およびオリフィス2組を用いる。これら3組の絞り流量計は、測定する流量の多少に応じて、たがいに切り換えて使用される。

揚程は、読取り誤差を小さくするために、容器付単管水銀マノメータを用いて測定する。

軸動力は、回転数と電気動力計により測定される軸トルクとから求められる。回転数は、電気動力計の軸端に取り付けてあるパルス発生器と、パルス計数器により測定される。電気動力計の腕の先端のナイフエッジに作用する力は、自動送錘式てんびんによって測定され、この力に腕の長さに乗じて、軸トルクを計算する。電気動力計の揺動部と固定わくとの軸受部には圧油を送り、軸受部の摩擦を減らして、動力計の精度および感度をよくしている。また、電力を供給するケーブルの剛性が動力計揺動部に及ぼす力を除くために、ケーブルを動力計に直接接続せず、水銀接点を用いている。

軸推力は、図4に示す装置によって測定される。電動機の軸の一端は、剛性軸継手を介してポンプ軸に結合され、他端はボールベアリングを内蔵した軸継手を介して、抵抗線式荷重計に連結されている。電動機の軸受はローラベアリングに代えて、軸推力をささえないようにしてあるから、ポンプの羽根車に作用する軸推力は、ポンプ軸、電動機軸を経て、荷重計に伝えられる。荷重計をあらかじめ検定しておけば、ポンプを運転中にこの荷重計をよむことによって、軸推力を求めることができる。

流量検定装置は、図2に示すように、水路、切換装置、計量タンク、秤(はかり)および時間計測装置から成り立っている。検定すべき流量計を通過した水は、スルース弁⑥および水路を経て、ノズルから地下貯水槽へ流下している。この水を、電磁石で作動する切換板により、ある時間、計量タンクへ流入させる。タンクへ流入した水の重量を自動送錘式てんびんにより、流入時間を次に述べる時間計測装置により測定し、流入水の重量と流入時間とから流量を求め、この流量と流量計の差圧とから、流量計の流量係数を定める。時間計測装置は、パルス発生器とパルス計数器を備え、切換板をタンク流入へ切り換える際に切換板先端の電極がノズルからの流下水を切る

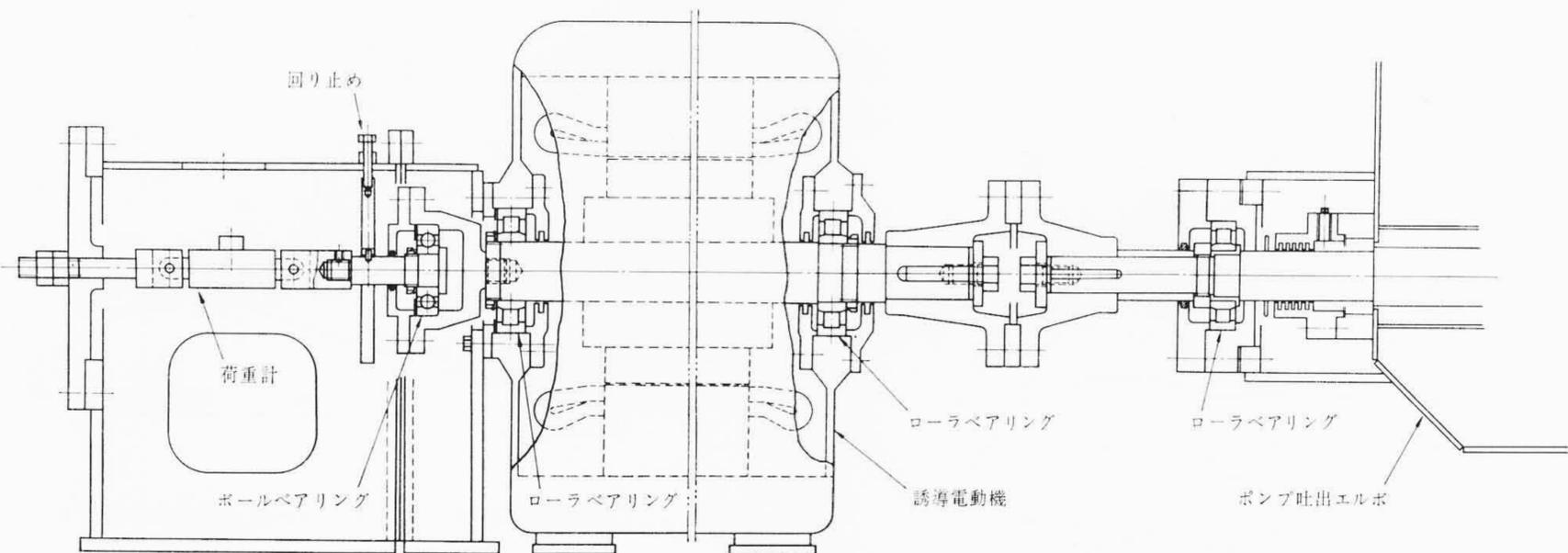


図4 軸 推 力 測 定 装 置

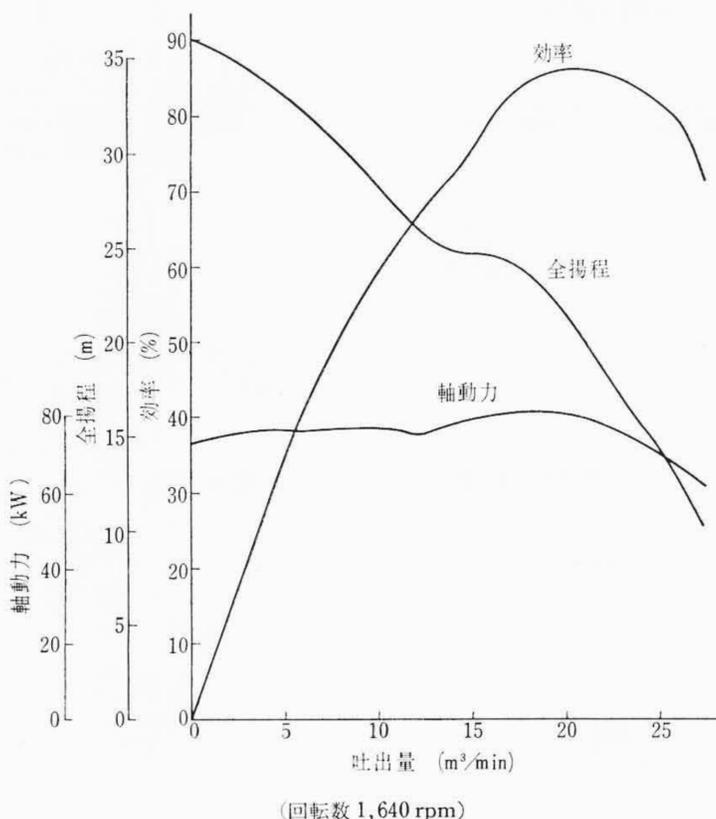


図5 高揚程模型ポンプの普通性能

時刻から、地下貯水槽流入へ切り換える際に電極が流下水を切る時刻までを、1/1,000秒目盛で測定する。

5. 模型試験

5.1 普通性能試験

普通性能試験は、4.1で述べた閉回路試験装置によって行なわれる。各模型ポンプは1,640 rpmで運転され、吐出量、全揚程、軸トルク、回転数が測定される。吸込ベンド前後の差圧の測定も同時に行なわれる。ポンプ吸込部の圧力は、実際のポンプ場の利用可能NPSHに等しくなるように調節される。圧力の調節は、圧力が負の場合には、真空ポンプ(ジェットポンプ)により、正の場合には、ジェットポンプ駆動用遠心ポンプによつて行なわれる。

高揚程模型ポンプの普通性能を図5に、低揚程模型ポンプの普通性能を図6に示す。これらの性能曲線から、模型ポンプに課せられている条件：(1)全揚程0.61~23.2 mの範囲において、吐出量は17.3 m³/min以上であること、(2)高揚程ポンプの吐出量は、全揚程23.2 mにおいて19.0 m³/min以下であること、(3)運転範囲の荷重平均効率は75%以上であること、をすべて満足するように、両模型ポンプの運転範囲を図7に示すように定めた。両模型ポンプの荷重平均効率は80.3%である。

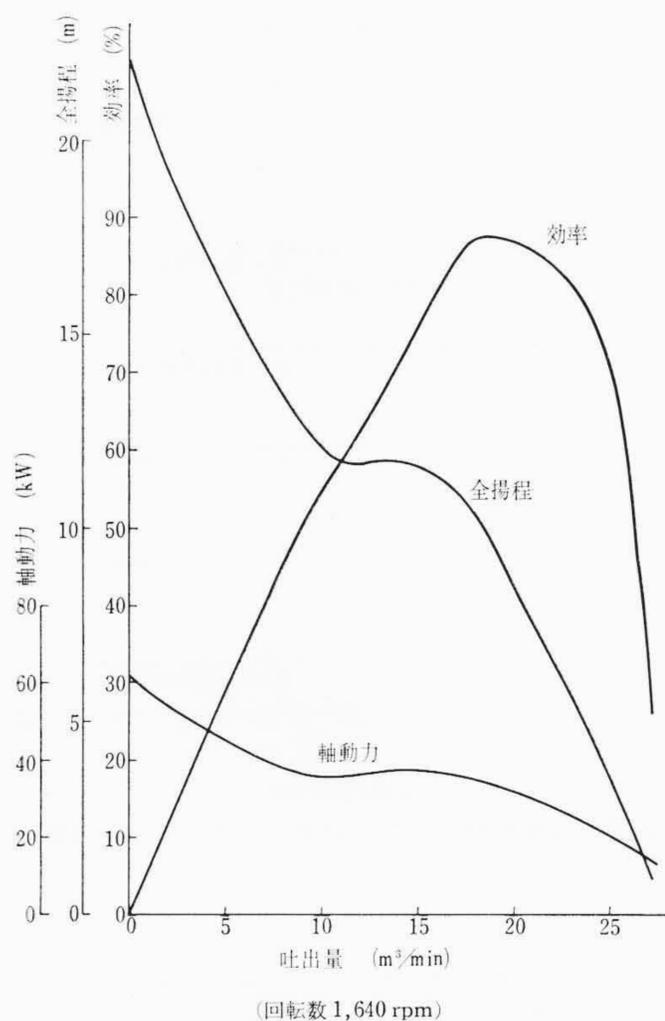


図6 低揚程模型ポンプの普通性能

5.2 キャビテーション試験

キャビテーション試験は、普通性能試験と同一の試験装置によって行なわれる。各模型ポンプについて、5種類の吐出量を選び、ポンプを1,640 rpmで運転し、吐出量を一定に保ちつつ吸込部の圧力を変化させて、全揚程の変化を測定する。図8は、高揚程模型ポンプのキャビテーション性能を、NPSHと全揚程との関係として表わしたものである。低揚程模型ポンプのキャビテーション性能は図9に示すとおりである。両模型ポンプとも、利用可能NPSHより低いNPSHにおいて、全揚程が低下しはじめており、キャビテーション性能が仕様を十分満足していることを示している。

5.3 完全特性試験

完全特性試験においては、各模型ポンプを、そのポンプの運転範囲の最高全揚程に保ちつつ、運転状態を、ポンプ領域の最大流量から流量0、正転逆流領域の回転数0を経て、水車領域の走り放し状態まで変化させ、回転数、流量および軸トルクを測定する。完全特

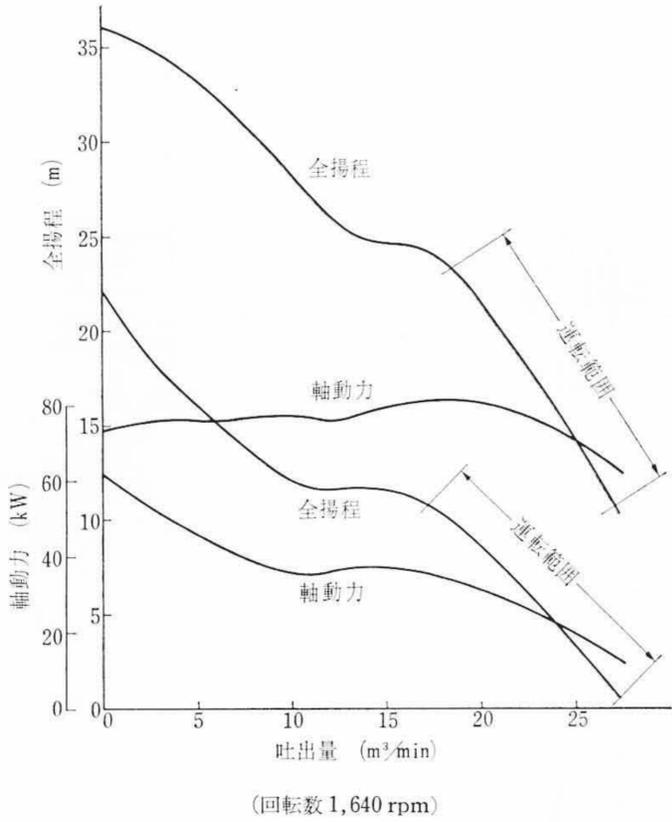


図7 高揚程, 低揚程模型ポンプの運転範囲

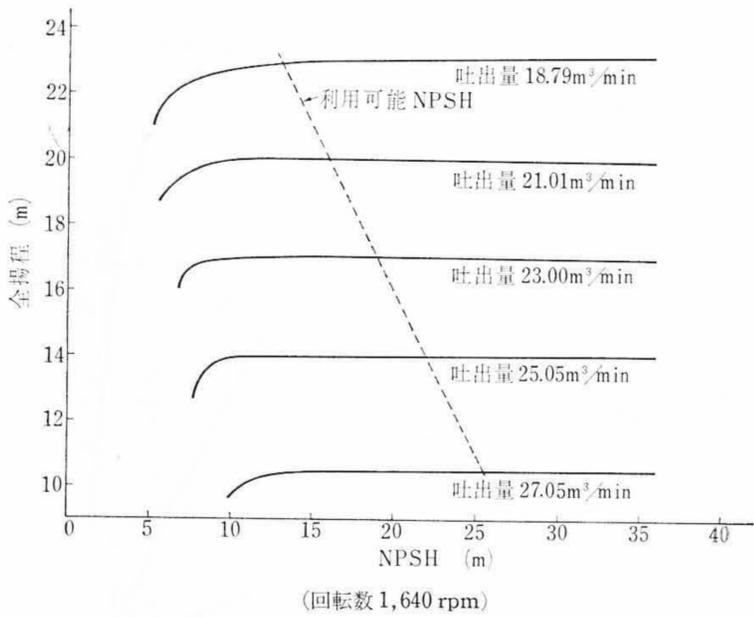


図8 高揚程模型ポンプのキャビテーション性能

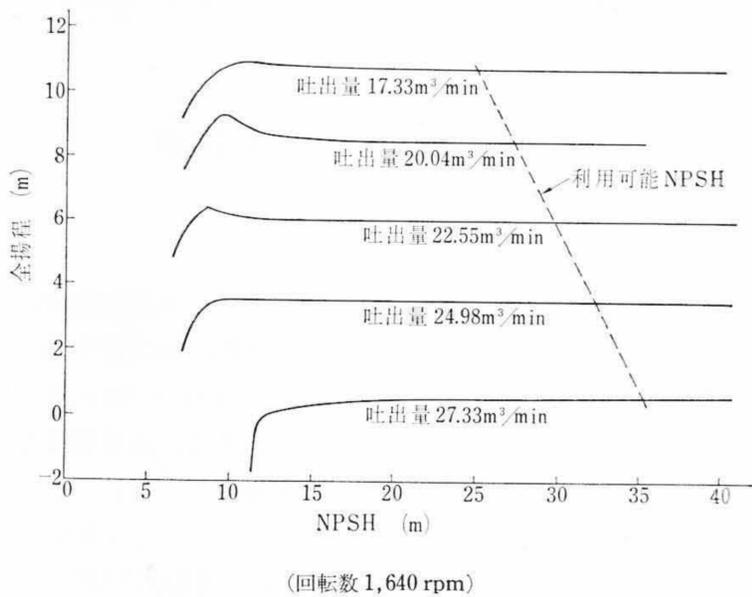


図9 低揚程模型ポンプのキャビテーション性能

性のポンプ領域における試験は、普通性能試験と同一の試験装置によって行なわれる。逆流領域の試験は、加圧ポンプおよび流量計配管を逆向きに変更して行なわれる。図10は、高揚程模型ポンプの完全特性を、回転数と流量および軸トルクと流量の関係として表わしたものである。図11は、低揚程模型ポンプの完全特性である。

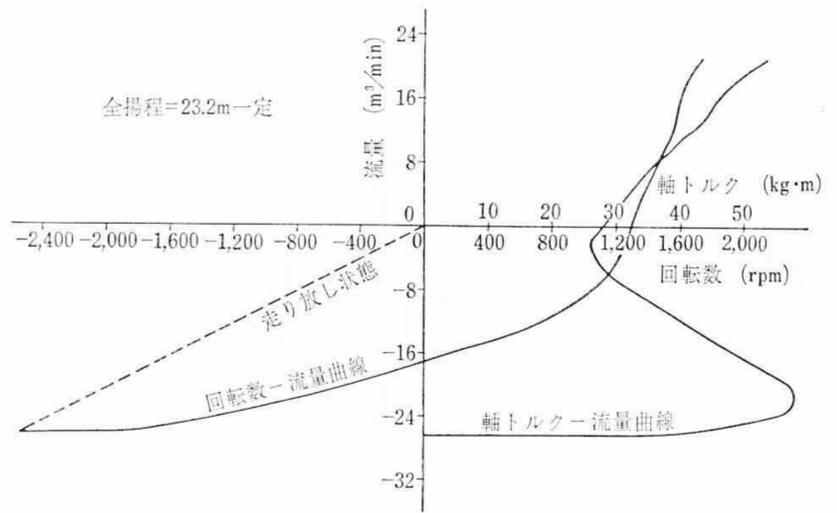


図10 高揚程模型ポンプの完全特性

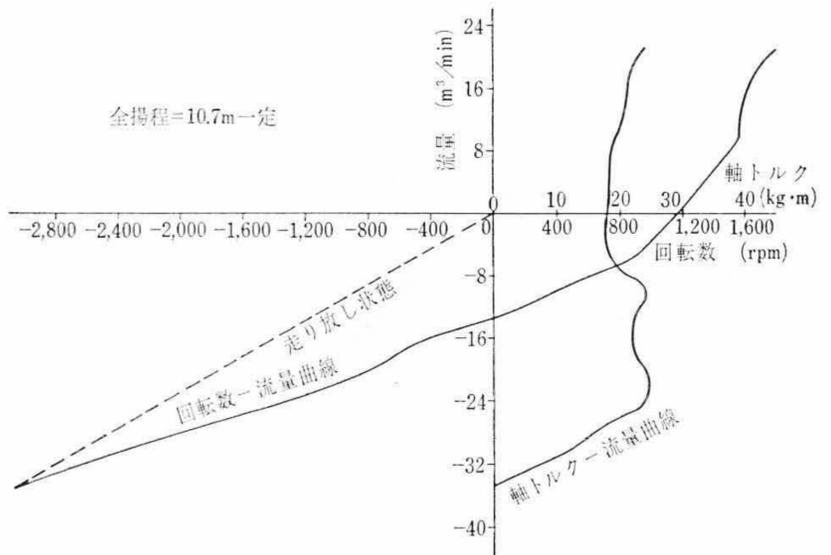


図11 低揚程模型ポンプの完全特性

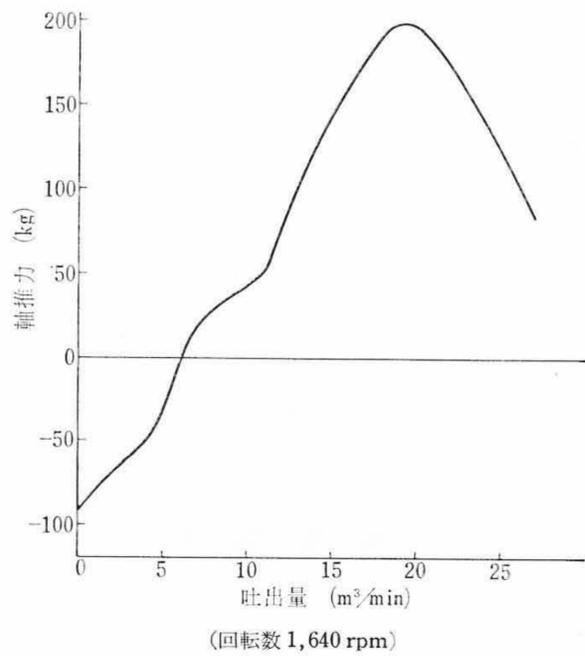


図12 高揚程模型ポンプの軸推力

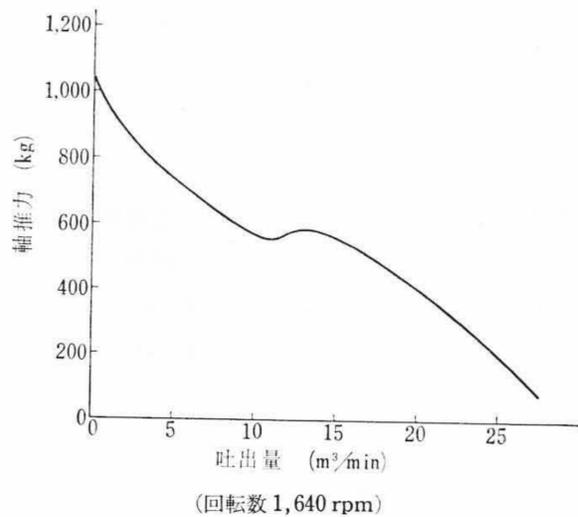


図13 低揚程模型ポンプの軸推力

5.4 軸推力の測定

普通性能試験と同一の試験装置において、電気動力計の代わりに4極誘導電動機を使用し、4.2で述べた軸推力測定装置を用いて、ポンプ運転状態における吐出量 Q' 、荷重計のよみおよび回転数 N' を測定する。荷重計のよみから、あらかじめ求めてある検定結果を用いて、軸推力 F' を求める。図12は、高揚程ポンプの吐出量 Q と軸推力 F との関係を示したものである。 Q および F は、試験で得られた Q' および F' を、次式によって1,640 rpmにおける値に換算したものである。

$$Q = Q' \times \frac{1640}{N'}, \quad F = F' \times \left(\frac{1640}{N'} \right)^2$$

図13は、低揚程ポンプの軸推力を示したものである。

6. 結 言

スネーククリークポンプ場納の2種類のポンプの模型を設計・製作し、模型試験を行なった。普通性能試験、キャビテーション試験の結果によれば、高揚程・低揚程模型ポンプは、いずれも仕様を満足しており、両模型ポンプの荷重平均効率は80.3%であった。そのほかに、各模型ポンプの完全特性および軸推力を測定した。

一連の予備試験終了後、6月下旬に、開発局の技師立会のもとに模型ポンプ立会試験を行ない、良好な成績をおさめた。

茨城大学山崎卓爾教授、および日立製作所日立研究所細井豊主任研究員からは、試験装置に関して多大の教示や助言を賜わった。深く感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 田口：産業機械 No. 212, p. 54 「アメリカ内務省開発局向け8,000馬力揚水ポンプ設備」(1968)



特許第467274号(特公昭40-21527号)

是石安喜・秦和宣

巻取機のストリップかみ込装置

この発明は圧延機により圧延されたストリップ材を巻き取る巻取機のストリップかみ込装置に関するもので、特に材料の厚さに関係なくストリップ端子を挾持するとともに巻取ドラム上に巻き取られるストリップを、その初回巻目の板厚分に応じて巻取ドラムの一部分を開閉せしめて、ストリップと巻取ドラムとの間に間げきを生ぜしめないようにしたものである。

すなわち、本発明は巻取ドラム1外周にみぞイ、ロを設け、このみぞに軸方向に多数のくさびを直列して形成され、線動作するくさび軸8と、底面にくさび軸8のくさびと係合するくさび部を有するグリッパーバー7と、グリッパーバー7の一边と対向してその対向間げきでストリップ2のかみ込を行なうグリッパーガイド3と、一端がグリッパーバー7の一边と対向し、他端がピン6で回動的に軸支され、グリッパーバー7の移動とともに板厚に相当するだけ軸心方向に移動し得る補助ピース5とを設けてなることを特長とするものである。

ストリップ2を巻取ドラム1に巻き取るには、まずロッド15を矢印C方向へ移動してドラム開閉用のくさび19とともにアーム16

を移動させる。このアーム16の移動によりくさび軸8は螺子(らし)棒17、バネ18に抗してくさび面9、10でしゅう動してC方向へ移動する。一方グリッパーバー7は補助ピース5と巻取ドラム1とのピン13,14に連結されたコイルバネ12により、メタル11を介して常時軸心方向へ圧接しているため、くさび軸8の移動に伴いグリッパーバー7は軸心方向に移動する。したがってグリッパーバー7のストリップかみ込側斜辺とグリッパーガイド3との間に間げきが生じ、グリッパーバー7が開く状態となるので、この間げきにストリップ2の端子をそう入する。次にロッド15を矢印D方向に移動させると、巻取ドラム1をくさび19により開くと同時にアーム16、くさび軸8を介して補助ピース5は板厚に応じピン6を支点となして回動し、グリッパーガイド3とグリッパーバー7との間げきはせばめられ、ストリップ端子はこの間げきに確実にかみ込まれる。

このように本発明によれば、補助ピース5が板厚に応じて軸心方向に移動するので、巻取ドラム1とストリップ2との間に全く間げきを生ずることなく、従来問題とされた傷付きの発生や圧延精度の低下などをすべて解消することができたものである。(山元)

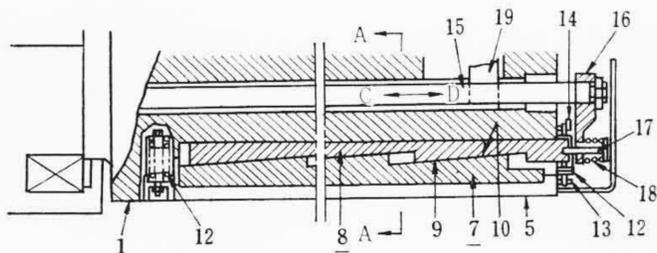


図 1

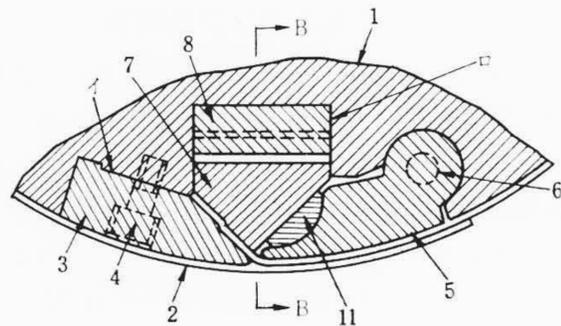


図 2