

# 船用ハイドロフォア装置用機器

## Hydrophore Equipment for Marine Service

矢野 忠 雄\*

### 内 容 梗 概

船内で各種用途の水を使用する場合、いわゆるハイドロフォア装置が使用される。この装置は、圧力タンク、給水ポンプ、圧力スイッチおよびその他の電気機器よりなり、船内各所における水の消費に応じて給水ポンプが自動的に起動、停止して、常にほぼ一定の圧力で各所に水を供給する装置である。

これら機器の各種の構造について、代表的なものを例示してその性能の差異を明らかにし、その選定に関する注意を述べ、これらの主要諸元および仕様の決定法を実例により説明した。

特に圧力スイッチは、きわめて大きな頻度の使用に耐えることが要求されるが、現在この要求を満たす確実なものが製作されるようになった。しかし可動部分のない水スイッチをこの代りに用いることも幾多の利点を有するものとして研究すべき題目である。

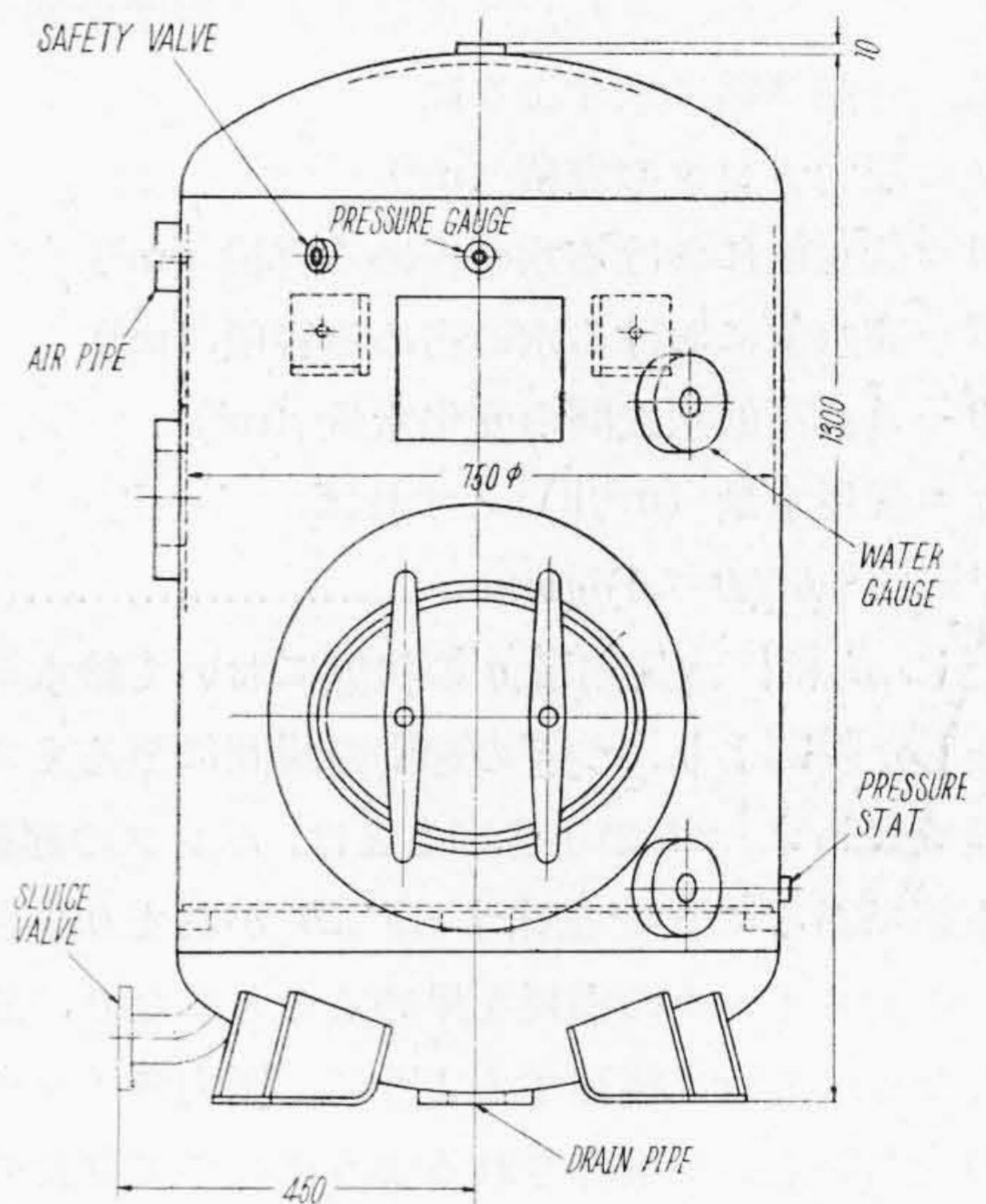
### 〔I〕 緒 言

一般に、船内においては、蒸気ボイラ用の罐水、復水器の冷却用水などのごとく、主要機器に必要とされる水のほかに、船内に居住する人間の日常生活に欠くことのできない水が必要である。したがって大きな船では、あたかも都市における上水道設備と同じく、船内の居室その他に施設された水栓を開くと、常に一定の圧力の水が供給される設備を設置する機会が多い。この設備を、ハイドロフォア装置といい、その用途に応じて数種類に分けて使用されることも多い。たとえば、飲料に供するための飲料水ハイドロフォア装置、食料品の調理などに使用される清水ハイドロフォア装置、水洗便所などに使用される衛生水ハイドロフォア装置など種々の目的に応じてそれぞれ施設される。

ハイドロフォア装置は、一般に、圧力タンク、給水ポンプおよび自動運転装置、警報装置などよりなり立っている。圧力タンクには適度の圧力の空気を封入しておき、ほぼ一定の圧力で内部の水を外部に供給することができる。1箇の圧力タンクに対して、1台または2台の給水ポンプが附属せしめられてあり、水が消費されてタンク内の水位が下り、内部の空気の膨脹によつて圧力が低下すると、タンクに取りつけられた圧力スイッチの作動により電動機のスイッチが入れられ、ポンプが起動しタンクに給水を始める。タンク内の水位が上り、空気が圧縮されて圧力が上昇すると、前述の圧力スイッチの作動により、電動機のスイッチが切られてポンプは停止し給水を止める。この作用が常に自動的に繰り返えされ、タンク内の圧力および水位がいつも一定の範囲に保たれて、船内各所にほぼ一定の圧力の水を常時供給することができる。

以下にこれらのハイドロフォア装置に使用される各機器の構造、主要諸元の決定法について述べることにする。

\* 日立製作所亀有工場



第1図 圧力タンクの一例  
Fig. 1. An Example of Pressure Tank

### 〔II〕 圧力タンク

#### (1) 構造

第1図にハイドロフォア装置に使用される鋼板製タンクの形状の一例を示す。壁掛型と自立型とがあるが、容量の大きいものになると自立型にすることが多い。圧力タンクは、圧縮空気と圧力水とを有するゆえ、気密および水密を十分検査しなければならない。このタンクには、水面計、安全弁、圧力計などを備え、また船の動揺によるタンク内水面の波立ちをなるべく少なくするために、内部に波立ち防止板を備えてある場合が多い。

タンク内の空気が、微量の漏洩のため、長時間経過の後には漸次減少してきて、水位が自然に上昇してくることがあるので、これを正規の位置に保たしめるため、時々空気を補給する必要がある。この場合、水面計により、タンク内水位が規定の位置より高くなつたことを知る

と、圧縮空気源に接続された管の弁を開いて空気を補給しなければならない。この動作を自動的に行うために、タンク内にフロートを浮べて、水位が高くなつてくるとこれに連結されたバルブを自動的に開き、適量の空気を少量ずつ絶えず補給し、常にタンク内水位を一定に保つ構造とする場合もある。第2図に、これに使用される空気自動補給弁の一例を示す。

(2) 圧力タンク容量の選定

圧力タンクの容量は、使用水量によつて適当な大きさを選定しなければならない。一定の使用水量に対して大容量のタンクを採用すれば、給水ポンプの起動、停止の間隔が大となり、ポンプの頻繁過ぎる起動、停止を避けることができるが、それだけ重量および容積を増すことになる。今第3図に示すように

- $V$  = 圧力タンクの容積 (m<sup>3</sup>)
- $A$  = 低水位における水の占める容積 (m<sup>3</sup>)
- $B$  = 高水位における水の占める容積 (m<sup>3</sup>)
- $B - A$  = 高低水位間の変化水量 (m<sup>3</sup>)
- $q$  = 使用水量 (m<sup>3</sup>/h) とすれば
- $\Delta t = 60(B - A) / qmn \dots \dots \dots (1)$

ただし  $\Delta t$  は、水使用量  $q$  の状態において給水ポンプが停止した瞬間より、つぎの起動の瞬間に至るまでの時間間隔を表わす。 $\Delta t$  の小さいことは、ポンプの起動、停止が頻繁であることを意味する。 $\Delta t$  があまり小さ過ぎると、圧力スイッチの損耗を早めることになり、故障の原因となる。最近、後述するように、圧力スイッチの耐久力の大きいものが製作されるようになってきたので、 $\Delta t$  の値は漸次小さくすることができるようになってきた。現在  $\Delta t$  は、タンクの容量を決定する場合、最小1 mn. とすることができる。 $\Delta t$  を適当に選定することによつて  $B - A$  が決定されると、タンク容量  $V$  は

$$B - A = (0.10 \sim 0.15) V \dots \dots \dots (2)$$

によつて求めることができる。低水位で水の占める容積は

$$A = (0.25 \sim 0.35) V \dots \dots \dots (3)$$

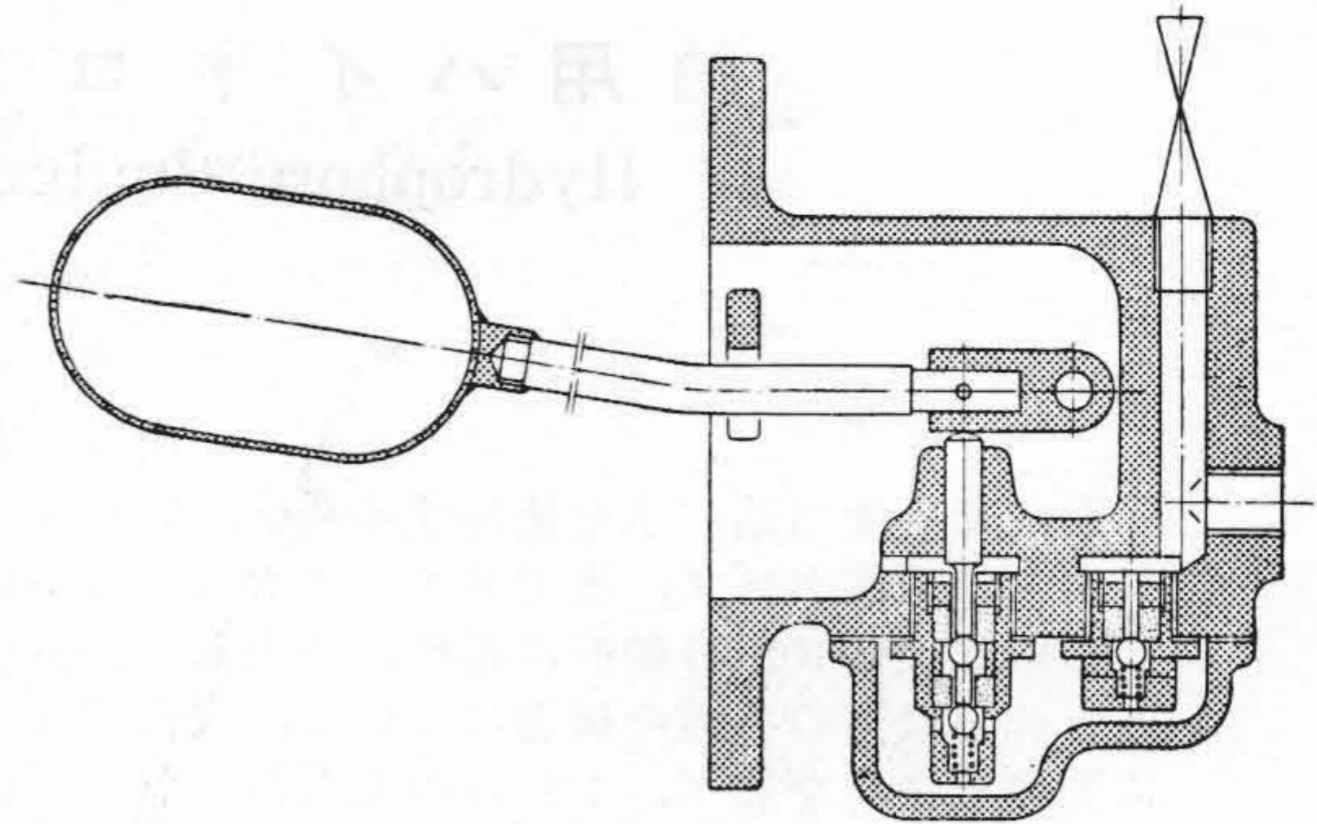
より求められる。 $A, B$  が求められると、タンク内における低水位および高水位が決定される。これらの値よりタンクの胴径および高さを船の実情に応じて適宜選定すればよい。

(3) 作動圧力範囲の決定

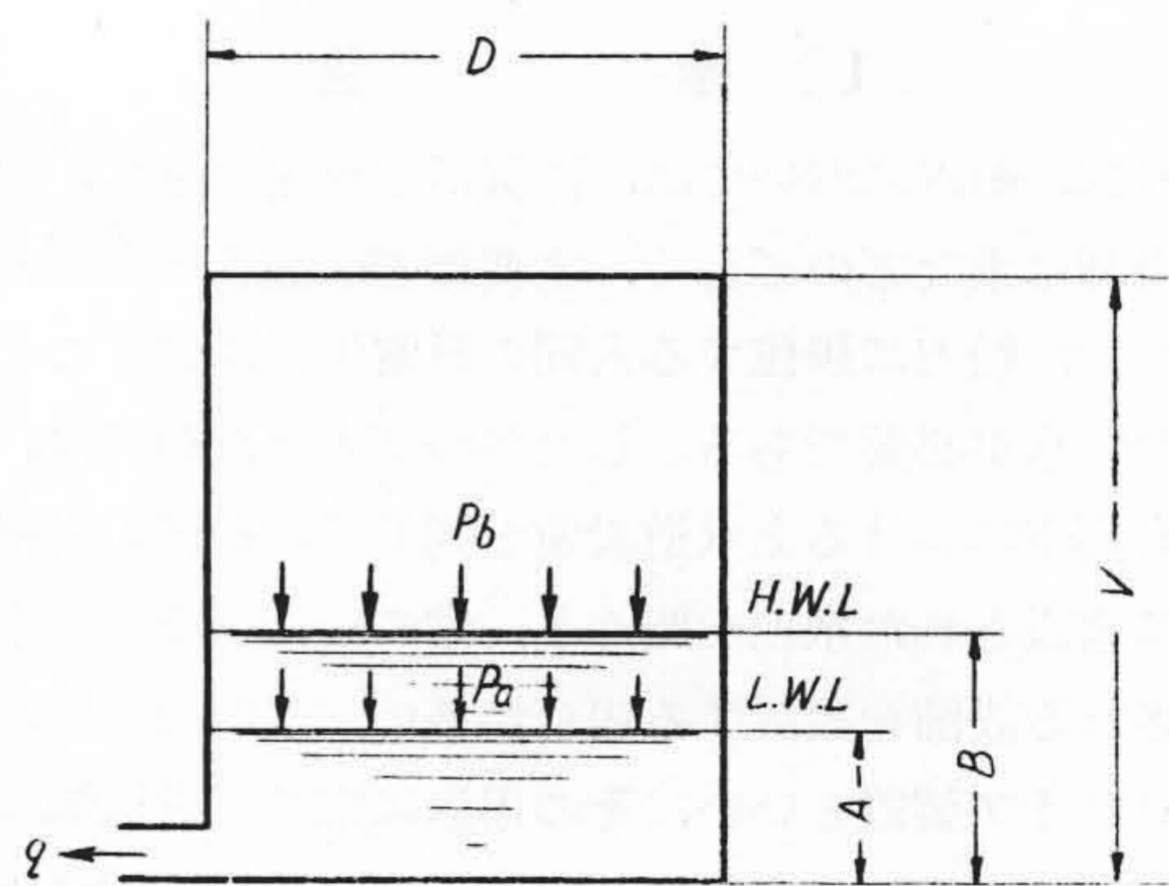
ハイドロフォア装置の設置された場所より最も遠い箇所において、十分な水量がえられる最低圧力をタンク低水位時における空気圧力と決めると

$$Pv^n = const.$$

の法則より高水位時のタンク内圧力を定めることができる。すなわち



第2図 空気自動補給弁構造図  
Fig. 2. Sectional View of Automatic Air Feed Valve



第3図 圧力タンク説明図  
Fig. 3. Explanatory Diagram of Pressure Tank

- $P_a$  = 低水位時におけるタンク内空気圧力 (kg/cm<sup>2</sup>abs.)
- $P_b$  = 高水位時におけるタンク内空気圧力 (kg/cm<sup>2</sup>abs.)

とすれば

$$P_a(V - A)^n = P_b(V - B)^n \dots \dots \dots (4)$$

ゆえに

$$P_b = \left( \frac{V - A}{V - B} \right)^n P_a \dots \dots \dots (5)$$

より  $P_b$  が求められる。 $n$  の値は熱力学でよく知られている気体常数であり、空気の体積変化の速度によつて多少変つてくる。経験上  $n = 1.2$  として計算して実用上差しつかえない。

$P_a$  は水の使用目的によつて勿論異なるが、2 kg/cm<sup>2</sup>abs. ~ 5 kg/cm<sup>2</sup>abs. に定めることが多い。ただし  $P_b - P_a$  の値は圧力スイッチの作動圧力の精度の関係上、0.5kg/cm<sup>2</sup> 以下とならぬことが望ましい。

〔III〕 給水ポンプ

(1) ポンプ構造の実例

ハイドロフォア装置に用いられるポンプは、主としてポンプ口径 20mm より 50mm までの小容量のものが

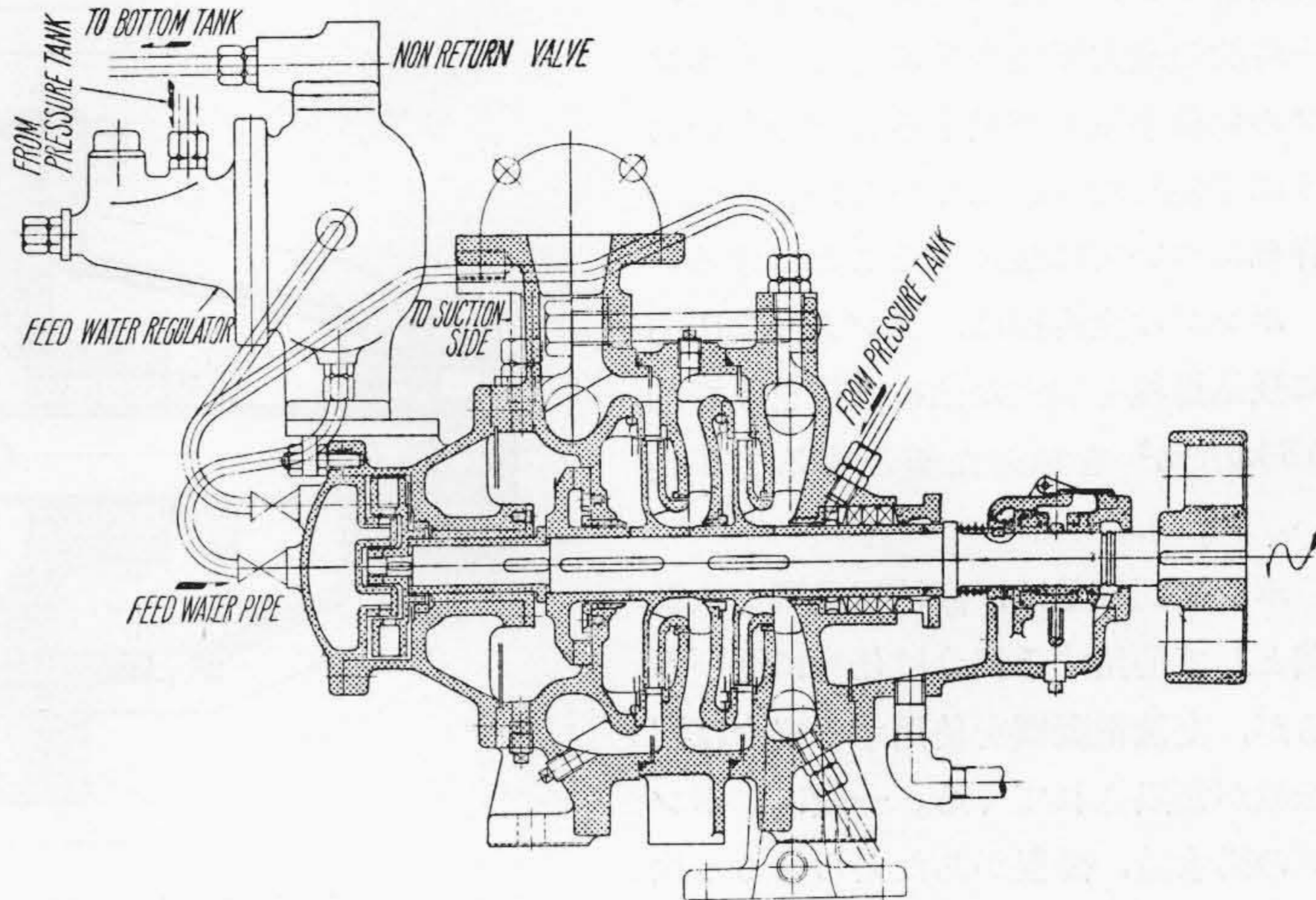
多く、かつ自動運転を行うので吸込揚程のある場合は自吸性能のある構造とせねばならない。従来ハイドロフォア装置に使用されてきたポンプの構造の二三の実例を以下に挙げることにする。

第4図は自吸式縦分割型、案内羽根付ポンプ(GMN-CH)の構造を示す。これはバランスジスクによつて軸推力を受け、シャフトの一端においてナッシュ型真空ポンプをポンプケーシングに内蔵し、高吸込揚程の場合にも十分な自吸性能を有している。この型は段数が多い場合は分解、組立も簡単で頑丈な構造とすることができ、信頼の置ける型ということができる。

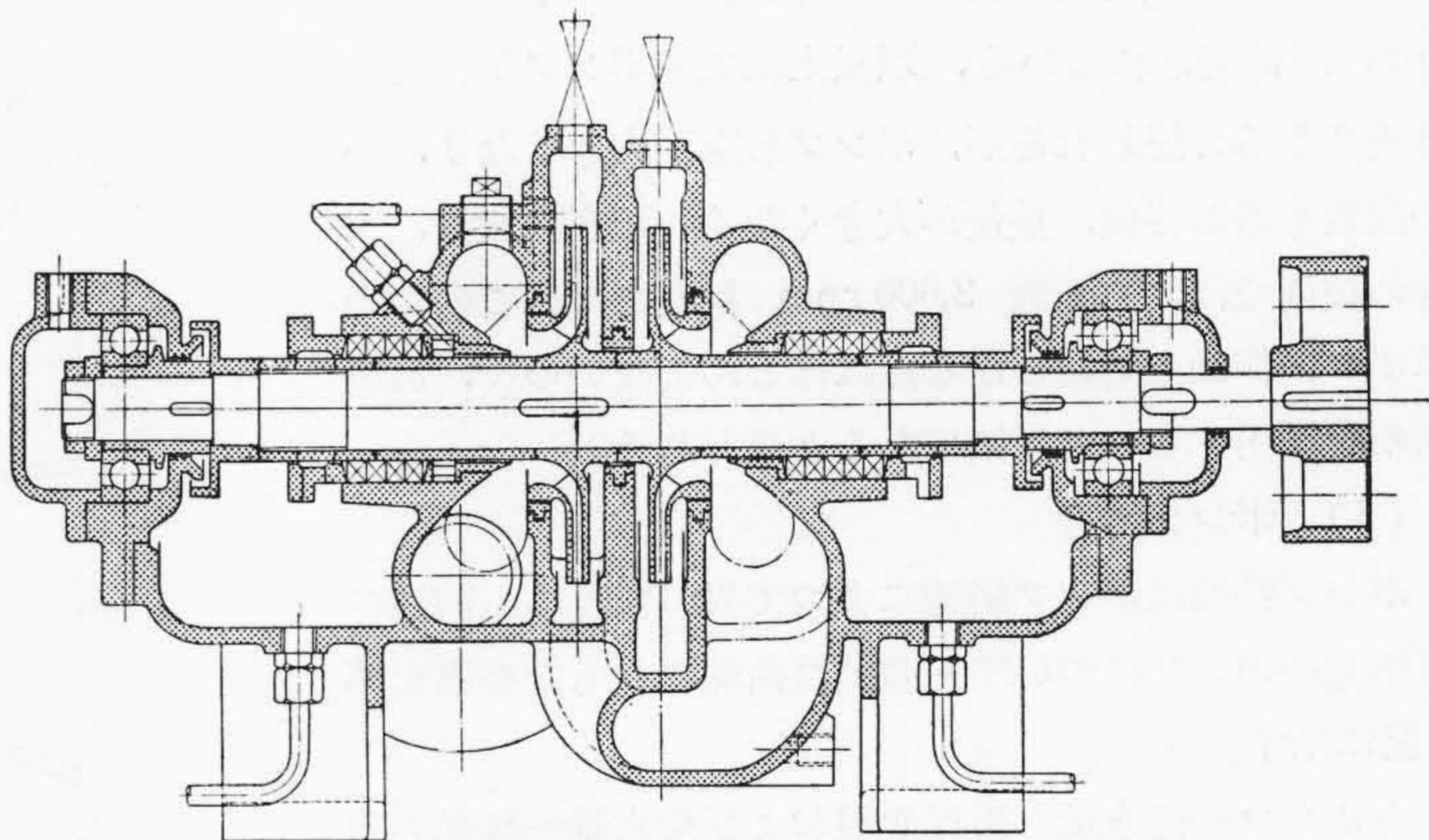
第5図は水平分割、セルフバランス型ポンプ(VM-CH)の構造を示す。この型式のポンプは、ケーシングを上下に分割することによつて内部の回転部全体を取りだすことができ、点検、分解に便利であり、かつ羽根車は互にその推力を打ち消すように配列され、バランスジスクを必要としないが代りに推力軸受を使つている。吸込揚程のある場合は、これにナッシュ型真空ポンプを附属せしめて自吸性能を有せしめることができる。ポンプが多少長くなることを我慢すれば、真空ポンプを別箇に設置してカップリングにより連結し、ポンプと共に回転させることも良い方法であろう。また吸気作用中のみ真空ポンプが作動し、満水すれば、クラッチによつて自動的に切離される構造とすることもできるが、構造が複雑となり故障の原因となりやすい。あえてこれらを克服してポンプと真空ポンプと切り離す構造としても、ポンプの運転中においてわずか0.5 kW程度の電力を節約しうるに過ぎない。したがつてクラッチによる自動切離し式は、ハイドロフォア装置の給水ポンプのごとき小容量ポンプにはあまり使われていない。

第6図は、丸巻ポンプ(WO-CH)の構造例を示す。このポンプは小水量で比較的高揚程のポンプとして広く使用されているもので、構造簡単、小形となり、別に真空ポンプを使用しなくても自吸型に製作することも容易である。

このほか、往復動型ピストンポンプ、単段渦巻ポンプ



第4図 自吸式縦分割型案内羽根付ポンプ構造図 (GMN-CH)  
Fig. 4. Sectional View of Self-Priming Vertically Split Pump with Diffuser Vanes (GMN-CH)



第5図 水平分割セルフバランス型ポンプ構造図 (VM-CH)  
Fig. 5. Sectional View of Horizontally Split, Self-Balanced Pump (VM-CH)

なども使用されることがあるが、これらについては省略することにする。

#### (2) ポンプ仕様の選定

給水ポンプの仕様は使用水量および圧力タンクの作動圧力範囲によつて決つてくる。

ポンプ揚水量は使用水量の約2.0倍の容量に選定するのがよい。このように定めると、計画水量でポンプの運転、停止がほぼ等間隔となる。ただし水の使用目的によつては、平生はほとんど使用しないが、ある特定の時間に多量に給水する必要のある場合も多いと思われる。一般に遠心ポンプでは、揚程の低下にともなつて水量が増す一方、水の使用箇所では水圧の低下となつて使用水量も減少することによつて、上述のような場合にもある程度水の需要と供給が調整されるのではあるが、これらの

関係をポンプ特性の上より計算して、一時的の最大使用水量に対してもポンプの供給水量が不足することのないように予定しなければならない。この詳細については後述することにする。

ポンプの全揚程は、タンク作動圧力に吸込揚程を加えた値に余裕をみて約  $0.5 \text{ kg/cm}^2$  を加えた値とする方が良い。

ポンプ回転数は、直流電動機を原動機として使用する場合は任意に選ぶが、交流電動機を使用する場合は回転数が制限されてくる。一般に、ポンプの揚水量、揚程があたえられると比較回転数  $N_s$  を考慮して回転数が選定されるのであるが、ハイドロフォア装置用給水ポンプは、小容量で比較的高揚程であるので適当な比較回転数をとるために、通常  $1,800 \text{ rpm} \sim 3,600 \text{ rpm}$  が採用されている。取扱上は低速ポンプが作動が確実であると思われるが、ポンプ形態が大きくなり、かつ段数も増し容積、重量が大きくなる。現在の設計、工作の技術では、回転数  $3,600 \text{ rpm}$  程度まではこのためにポンプ作動上問題となる点はほとんどないので、高速回転を採用するのが得策であると思われる。

(3) ポンプ特性

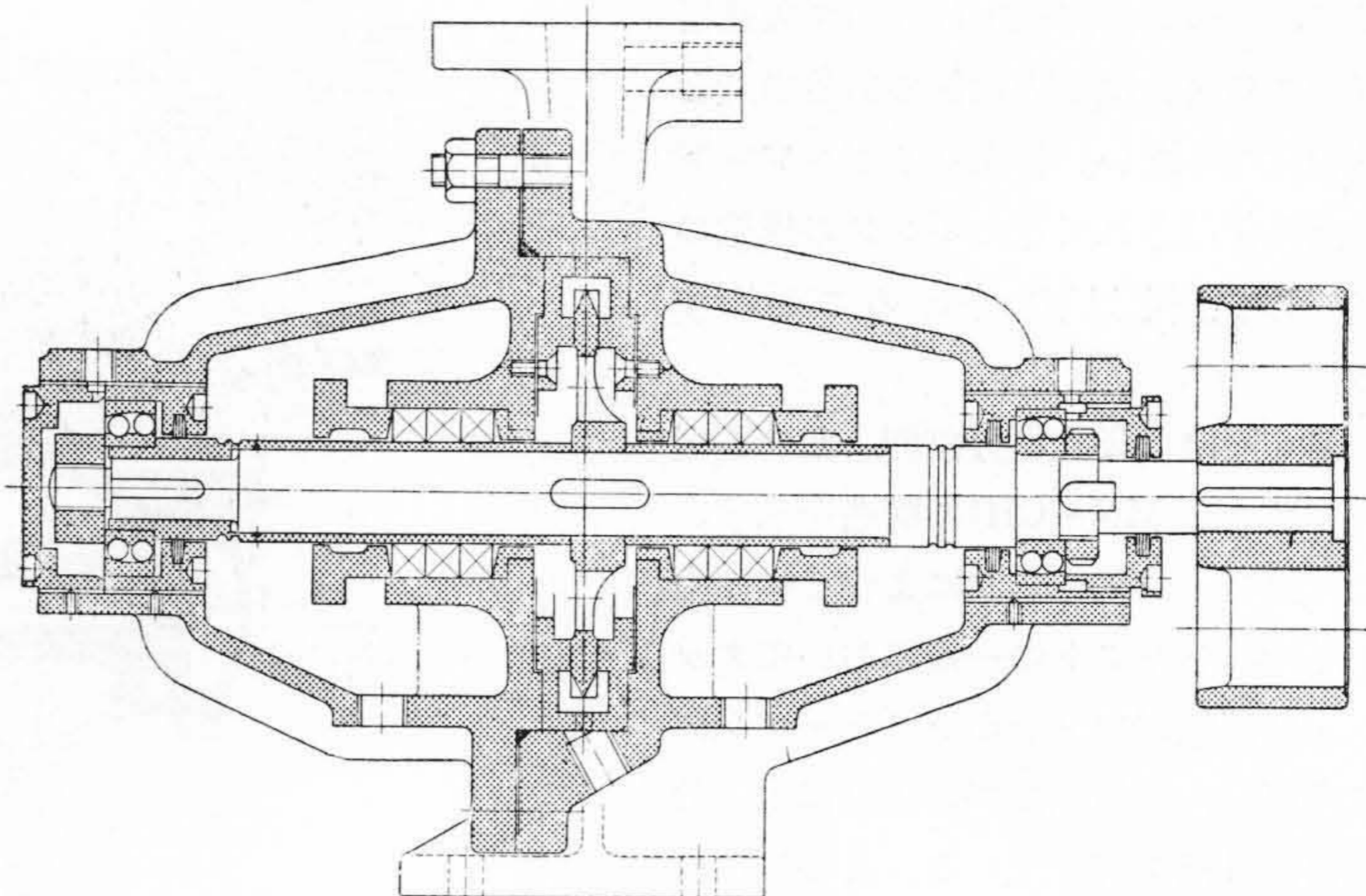
ポンプ特性はポンプ構造によつて異つてくる。前述の各構造のポンプについてその特性曲線のおもな相違を第7図に示す。

今ポンプの揚水量—揚程曲線および揚水量—軸動力曲線において、それぞれ仕様点における揚程および軸動力  $100\%$  をとして各曲線を表わしたものである。これによつてわかるように、第4図の構造 (GM-CH) および第5図の構造 (VM-CH) では、揚水量が増すと共に軸動力も共に増加しているが、揚水量がある一定値以上になると逆に減少し始めるようになる。一方第6図の構造のポンプ (WO-CH) では、揚程—揚水量曲線は完全に下降曲線となり、かつ水量  $0$  における揚程、軸動力共に仕様点におけるよりいちぢるしく高くなつており、水量が増すにしたがって急減するという特長を有している。

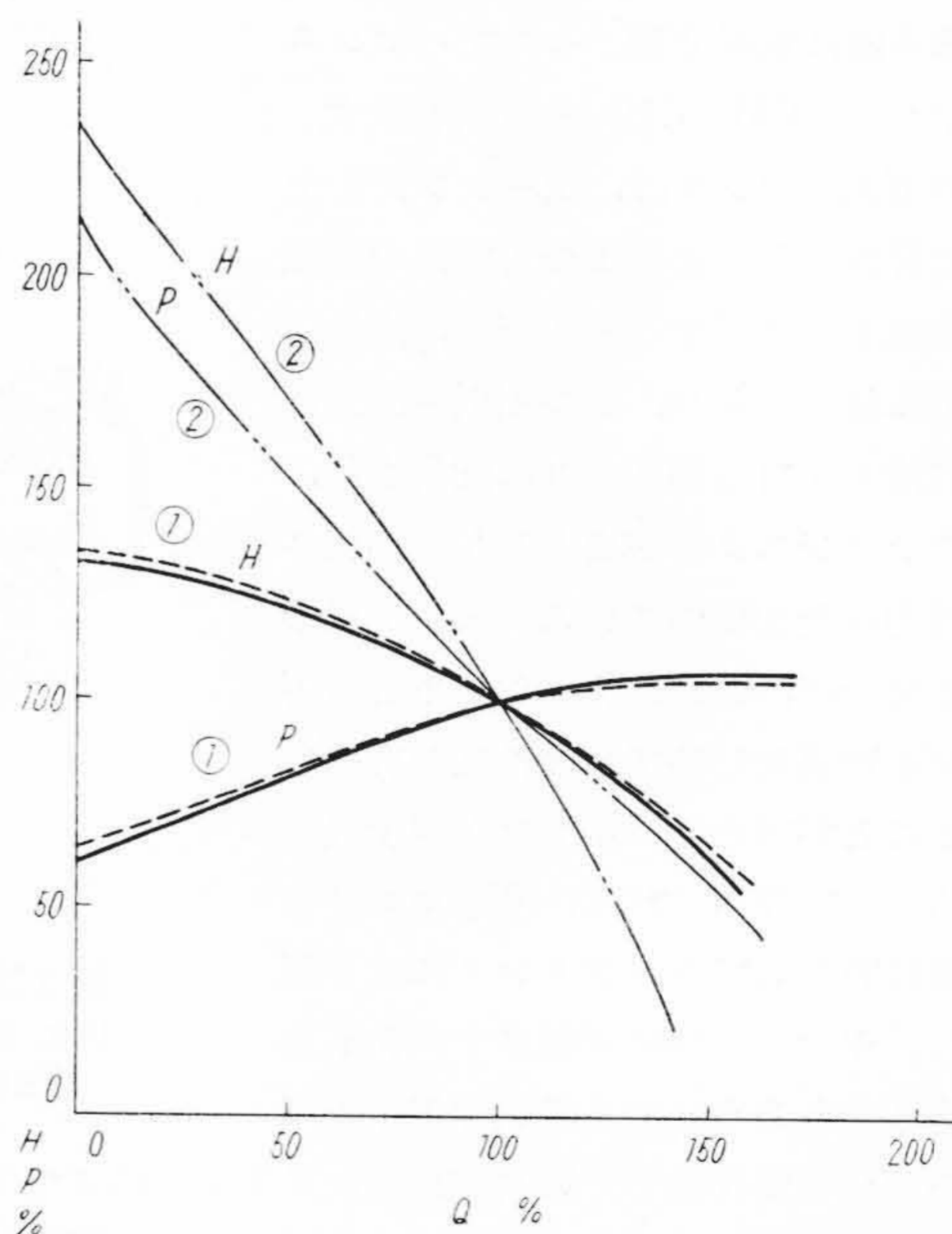
ハイドロフォア装置用ポンプとして望ましい特性を列挙するとつぎのようになる。

(a)  $H-Q$  曲線は緩やかな下降曲線となり、山高曲線とならないこと。

たとえば圧力スイッチの調整の狂いにより、ポンプの作動範囲が山高曲線の範囲に入るとサージングの原因となりやすい。また下降曲線であつても第7



第6図 丸巻ポンプ構造図  
Fig. 6. Sectional View of "Marumaki" Pump



第7図 ポンプ構造による特性の比較  
① 実線—GM-CH 点線—VM-CH  
② 破線—WO-CH  
Fig. 7. Comparison of Characteristics by the Difference in Pump Constructions  
① Full Line—GM-CH Dotted Line—VM-CH  
② Broken Line—WO-CH

図②のごとく、あまりに急降下するものはそれだけ締切時における揚程が高くなることになる。そのため、ポンプがタンクの高水位においても停止せず、ポンプの最高揚程までタンク内空気を圧縮した場合、高圧のため各所の配管器具の破損を生じる恐れもあるのであまり感心できない。なるべく緩やかな下降特性となるのが良い。

(b) 軸動力曲線は仕様点以外の水量の区域でもいちぢるしく増加することのない特性を示すものが望ましい。第7図②のように水量の減るにしたがって軸動力をいちぢるしく増加するもの、および同図において①のごとく水量の増すにしたがって軸動力の漸増するものなどがあるが、前述のような原因で、仕様点以外でポンプが作動する場合、電動機の過負荷をきたしては面白くない。これを避けるためには、電動機の容量を十分大きくとればよいのであるが、正規の仕様点で作動する場合に過度に大きな電動機を取りつけることになり不利である。

〔IV〕 起動, 停止用スイッチ

ポンプの起動, 停止用スイッチとして従来圧力スイッチが多く用いられてきている。圧力スイッチは、水圧の上昇, 下降に応じて電動機を起動, 停止せしめる作用をするものである。第8図に圧力スイッチの構造の一例を示す。スイッチ部は、ハイドロフォア装置のように高度の遮断回数に耐えることを要求されるものは、最近マイクロスイッチを使用することが多い。水圧が上昇すると、バネに打ち勝つてピストンが上昇し、レバー、操作用ネジを介してマイクロスイッチを切り換えるようになっている。最近のマイクロスイッチでは、その接触部が 10<sup>6</sup>回の遮断回数にも十分耐えうるため、前述のごとくタンクの容量を小さくして、ポンプの起動, 停止の頻度をいちぢるしく高めることができるようになった。

可動部分のないスイッチとして水スイッチを使用することも考えられる。第9図にその構造を示す。これは水位が上昇してこの部分に達すると、電気回路が形成されることを利用してスイッチの作用を行わしめるものである。この構造では水中に可動部分がなく、確実に作動し、かつ常に圧力タンク内の水位を規定された一定の範囲に正確に保つことができるゆえ、ハイドロフォア装置にはきわめて好都合であると思われる。

〔V〕 ハイドロフォア装置の主要諸元の決定  
および作動の実例

(1) 主要諸元計算の実例

第10図にハイドロフォア装置設置の一例第11図に工場内で試験中の同装置を示す。今

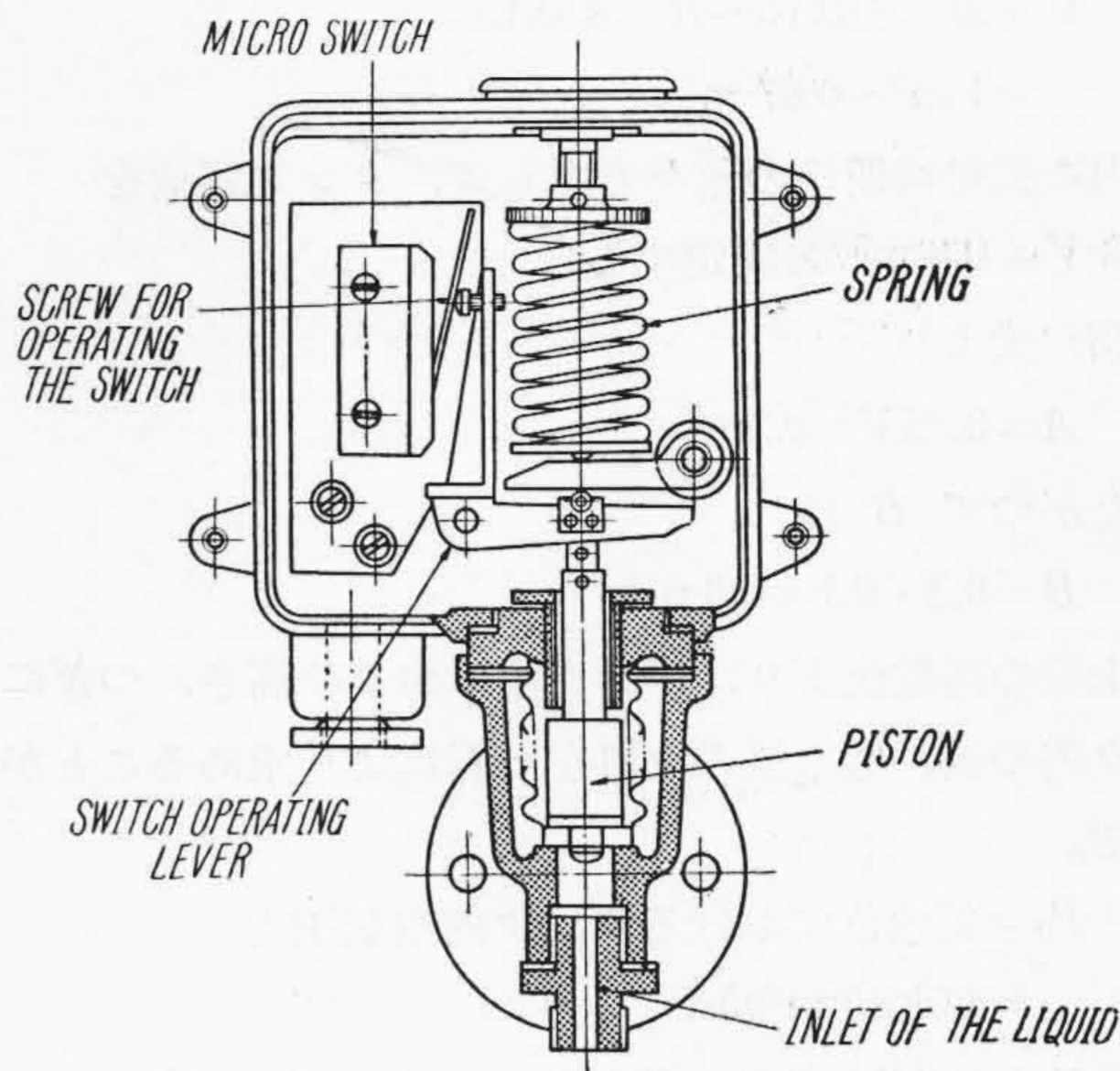
$$q = \text{水の計画使用量} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$$

$\Delta t = \text{ポンプの作動時間間隔} = 2 \text{ min}$  とし、 $V, A, B$  を〔II〕で述べたものと同じ意味を持つ記号とする。

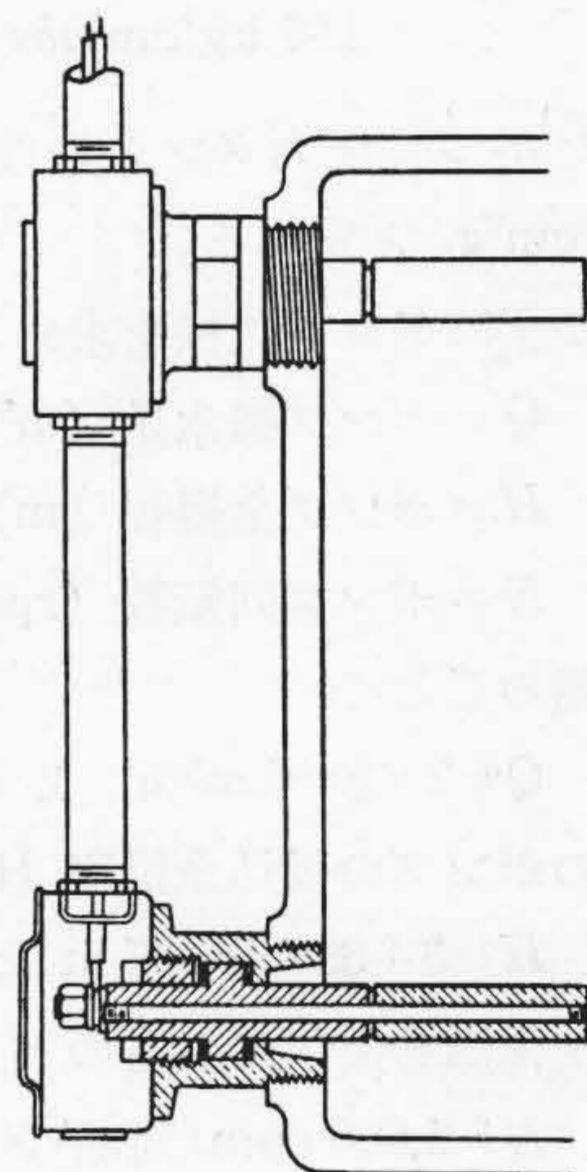
(1) 式より

$$B - A = q\Delta t/60 = 0.1 \text{ m}^3$$

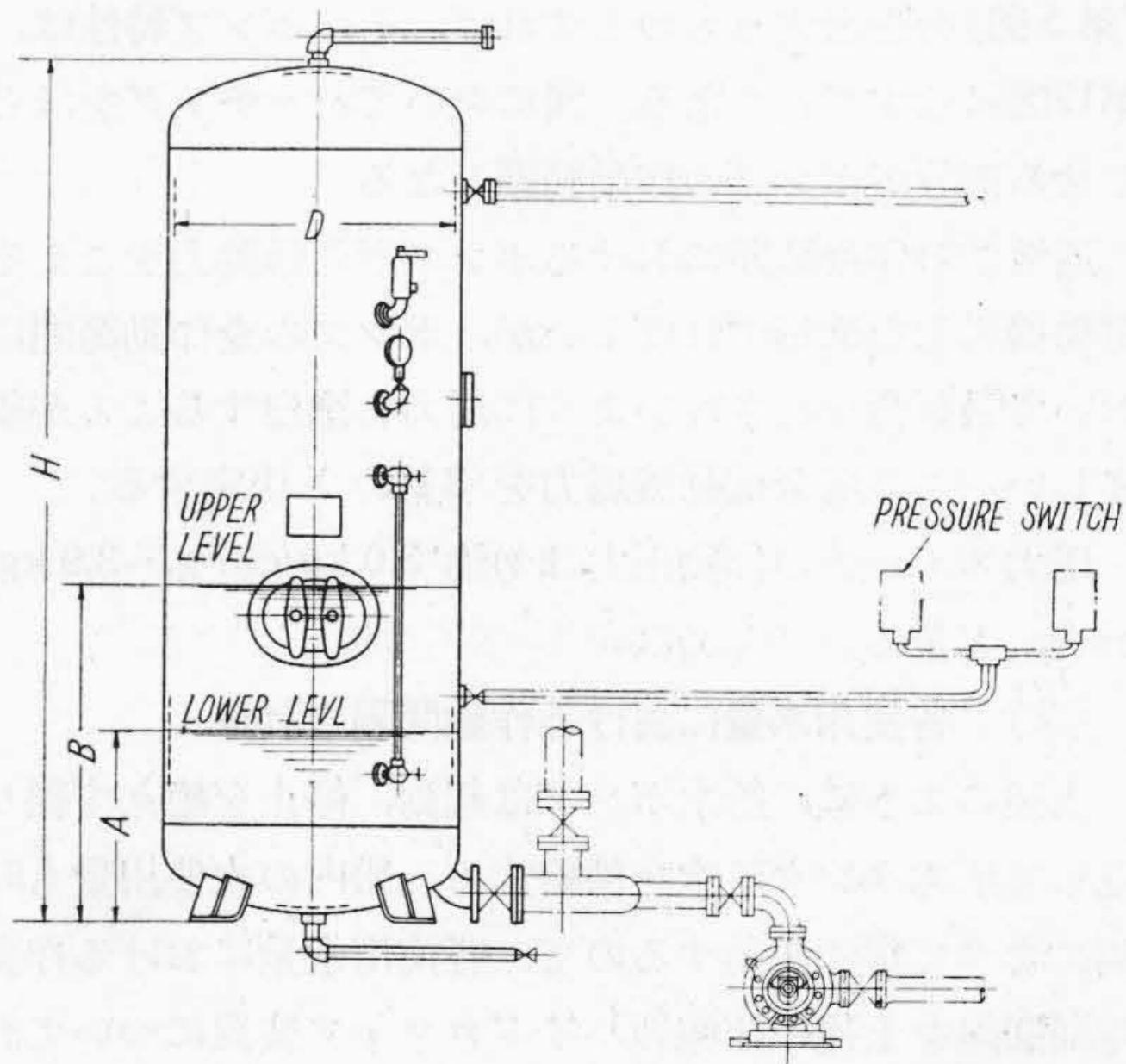
(2) 式より



第8図 圧力スイッチ構造図  
Fig. 8. Sectional View of Pressure Switch



第9図 水スイッチ構造図  
Fig. 9. Sectional View of Electrode



第10図 ハイドロフォア装置設置の一例  
Fig. 10. An Example of Hydrophore System

$$V = B - A/0.10 \sim B - A/0.15$$

$$= 1 \text{ m}^3 \sim 0.67 \text{ m}^3$$

船内の据付場所その他を考慮して、タンク容量を

$$V = 0.8 \text{ m}^3 \text{ と決定する。}$$

(3) 式より

$$A = 0.25V = 0.2 \text{ m}^3$$

したがって  $B$  は

$$B = 0.2 + 0.1 = 0.3 \text{ m}^3$$

上記の諸数値より、タンク胴体および高さ、つぎにタンク内の高、低水位の位置を計算により求めることができる。

$$P_a = \text{低水位におけるタンク内空気圧力}$$

$$= 4.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$$

とすると、(4) 式より高水位における空気圧力は

$$P_b = \left( \frac{V-A}{V-B} \right)^n P_a = \left( \frac{0.8-0.2}{0.8-0.3} \right)^{1.2} \times 4.0$$

$$= 4.97 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs}$$

したがって圧力タンクの作動範囲を  $3.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ g.} \sim 3.9 \text{ kg/cm}^2 \text{ g.}$  と定める。

つぎにポンプ仕様を求める。

$$Q = \text{ポンプ揚水量 (m}^3/\text{h)}$$

$$H = \text{ポンプ全揚程 (m)}$$

$$N = \text{ポンプ回転数 (rpm) として}$$

前述のごとく

$$Q = 2 \times q = 6 \text{ m}^3/\text{h} \text{ とする。}$$

このポンプの吸込全揚程  $H_s = 3 \text{ m}$  とすれば

$$H = 3 + 39 + 5 = 47 \text{ m} \text{ となる。}$$

交流電源を使用するものとして

$$N = 3,600 \text{ rpm (同期) とする。}$$

諸種の条件を考慮して、口径 40mm, 2段, VM-CH 型 (第5図) を選定するものとすれば、そのポンプ特性は、第12図に示すごとくなる。図においてハッチングをほどこせる部分がポンプの作動範囲となる。

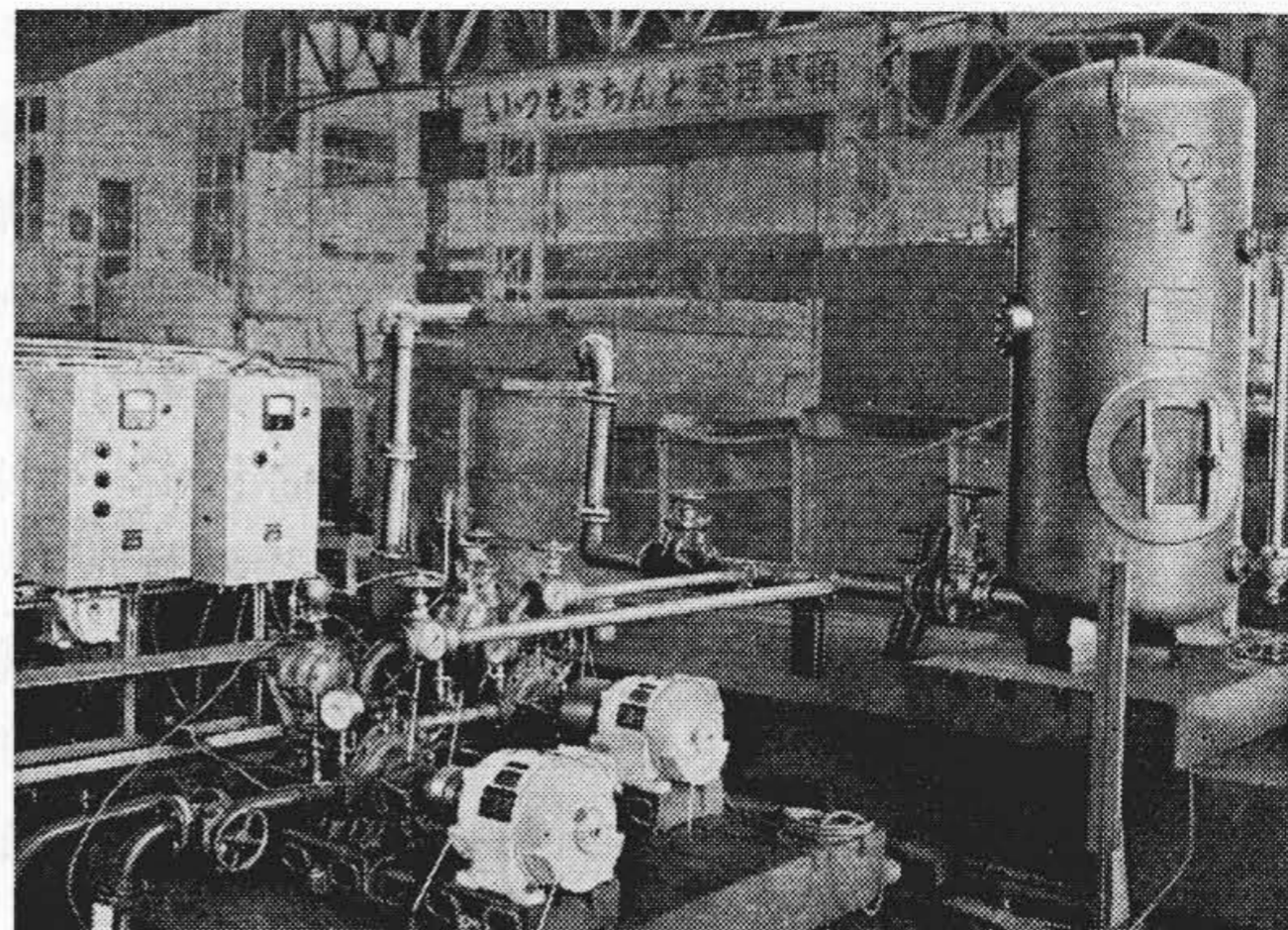
通常この作動範囲におけるポンプ所要軸動力をこえる電動機馬力を選定すればよいが、ポンプの全作動範囲において過負荷を起さないように馬力を選定することが望ましい。この場合電動機馬力を 3 HP と決定する。

圧力スイッチの作動圧力は勿論  $3.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ g.} \sim 3.9 \text{ kg/cm}^2 \text{ g.}$  となる。

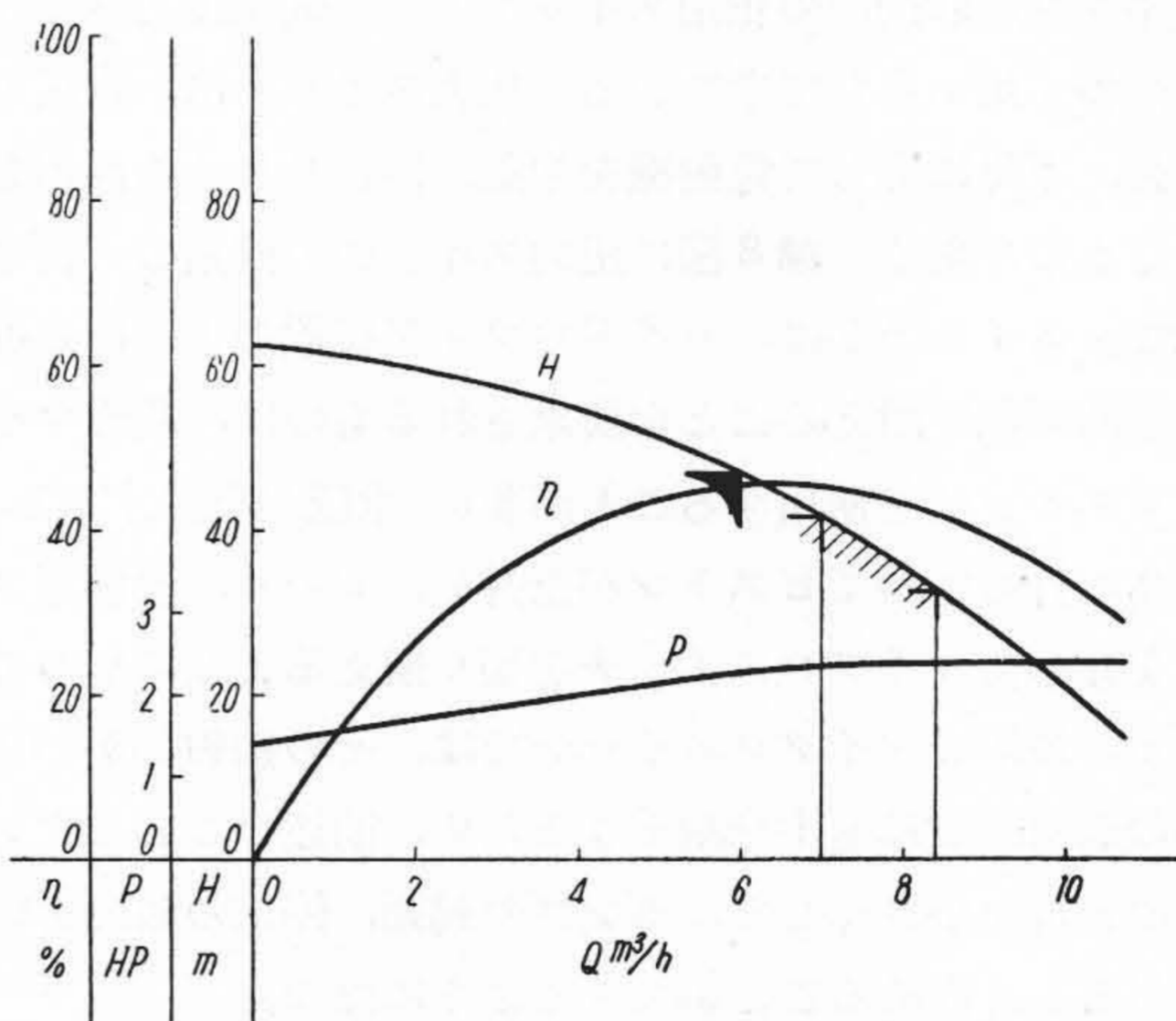
### (2) 各使用水量における作動間隔の計算

上述のように、給水ポンプは起動、停止を絶えず繰り返して圧力タンクに水を供給する。船内の水使用量も時刻によつて常に変動するので、各使用水量における作動時間間隔を上述の仕様のハイドロフォア装置について計算した実例を以下に述べる。

水の使用量が  $q = 0$  の場合、ポンプは停止したまゝ



第11図 工場内で試験中のハイドロフォア装置  
Fig. 11. Hydrophore System Under Testing



第12図 給水ポンプ特性  
 $Q = 6 \text{ m}^3/\text{h}$   $H = 47 \text{ m}$   $N = 3600 \text{ rpm (S.S)}$   
Fig. 12. Characteristic Curves of Feed Pump  
 $Q = 6 \text{ m}^3/\text{h}$   $H = 47 \text{ m}$   $N = 3,600 \text{ rpm (S.S)}$

で作動をしない。このときのタンク内水位は高水位の状態、圧力は  $P_a = 3.9 \text{ kg/cm}^2 \text{ g.}$  である。

つぎに  $q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$  の場合、タンク内水位が低水位になるまでに、

$$\Delta t = 60(B-A)/q = 3 \text{ min} \text{ を要する。}$$

このときポンプが作動を始めるが、 $P_s = 3.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ g.}$  におけるポンプ揚水量は、第11図より

$Q = 8.4 \text{ m}^3/\text{h}$  となる。そしてタンク内圧力が上昇するにしたがつて若干その揚水量を減しながら高水位に達してポンプは停止する。この間の所要時間は下式によつて計算することができる。

$$60(B-A) = \int (Q-q) dt$$

実用上この間の  $Q$  の平均値を特性曲線より求めて  $\Delta t$  を計算してさしつかえない。この場合、平均揚水量を

$$Q = 7.7 \text{ m}^3/\text{h} \text{ とすれば}$$

$$\Delta t = 60 \times 0.1 / 7.7 - 2 = 1.15 \text{ min}$$

同様の方法で  $q = 2 \text{ m}^3/\text{h}$  以上の使用水量の場合ポンプの作動時間間隔を求めることができる。

使用水量が極端に大きくなつて、ポンプ特性にて

$H = 33 \text{ m}$  における  $Q = 8.4 \text{ m}^3/\text{h}$  にひとしくなると、タンク内水位は常に低水位の位置に保たれたまゝ、ポンプは停止することなく常に運転を続けることになる。さらに使用水量が増加していくとタンク内水位は規定された低水位よりさらに低くなり、ついに使用水量が

$$H = \left( \frac{V - A}{V} \right)^{1.2} 40 - 10 + 3 = 21.4 \text{ m}$$

における  $Q = 9.9 \text{ m}^3/\text{h}$  (第12図参照以上) になると、タンク内には水はまったく残存せず、各給水管には空気が混入して水圧、水量ともに激減する。したがつてあらかじめポンプ容量を選定する場合に、きわめて短時間であつても起りうる最大使用水量が上述のポンプ容量より大きくならないように考慮しなければならない。

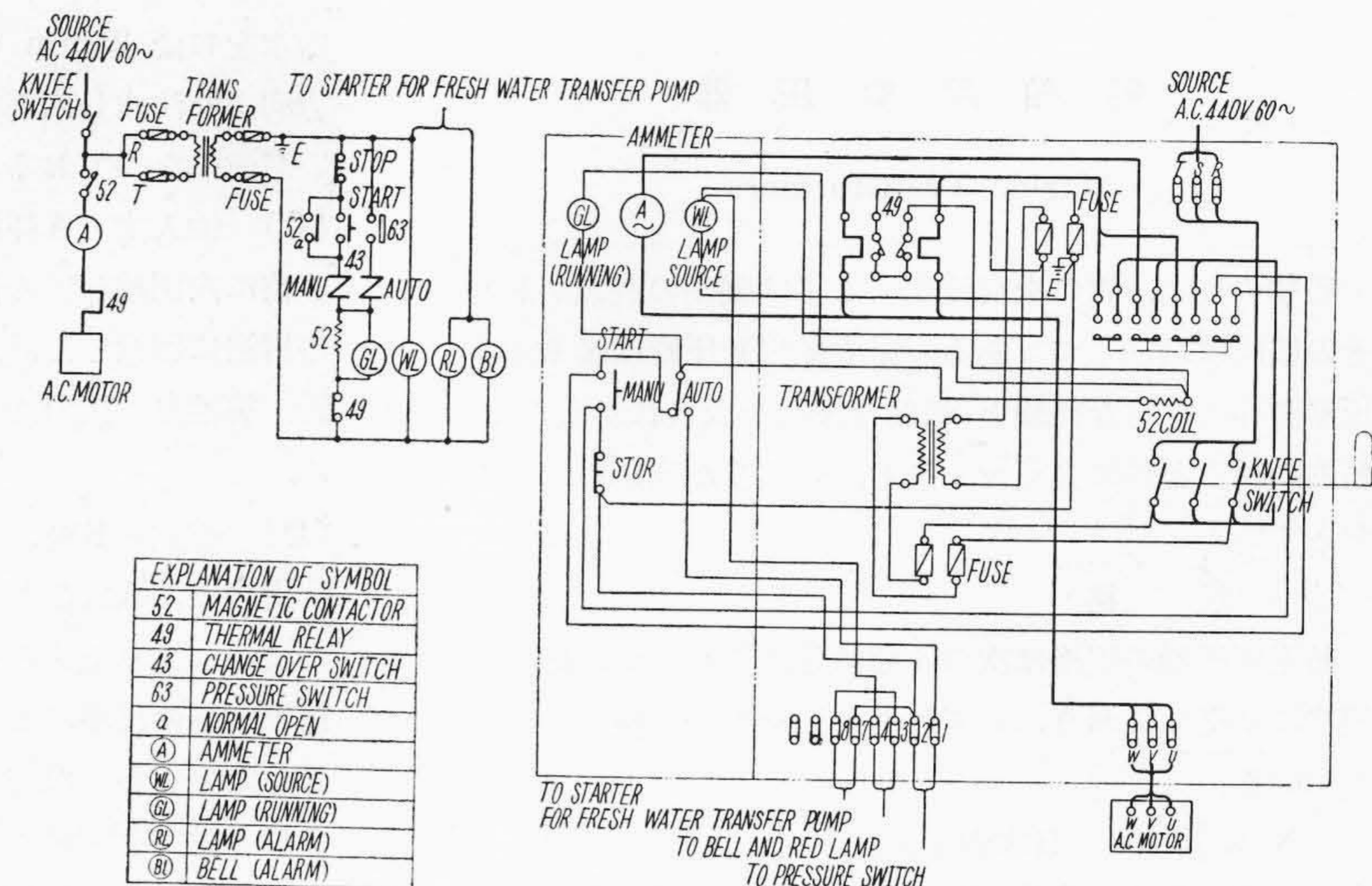
上にあげた例において各使用水量の場合のポンプ作動時間間隔を記載すれば第1表のごとくなる。

(3) ハイドロフォア装置接続図の一例

第13図にハイドロフォア装置用諸機器の接続図の一例を示す。この装置では圧力スイッチもしくはポンプの故障のために、タンク内水位が規定水位以下に下つた場合、別に設けられた圧力スイッチにより警報を発し、これにより機器の故障を知り、予備のポンプに切り換えてこの圧力スイッチにより起動、停止の運転を行うことができる。

[VI] 結 言

ハイドロフォア装置は、タンク、ポンプ、圧力スイッチおよびその他の電気機器よりなり立っているのであるが、各機器の構造、仕様の適当な組み合わせを選定することが必要である。これらの機器は、船内の生活に常時



第13図 ハイドロフォア装置接続図  
Fig. 13. Skeleton Diagram for a Hydrophore System

第1表 ポンプ作動時間間隔表  
Table 1. Time Intervals of of Pump Operation

水 使 用 量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	0	2	3	5	6	8.4	
タンクに流入する水量 ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	0	5.7	4.7	2.7	1.7	0	
ポンプ作動状態	起動→停止 (作動中) (min)	0	1.15	1.28	2.22	3.53	$\infty$
	停止→起動 (停止中) (min)	$\infty$	3.0	2.0	1.2	1.0	0

欠くことのできないものであるゆえ、なによりもまづ作動の確実であることおよび耐久力のあることが要求される。したがつてハイドロフォア装置を構成する各機器は、その箇々のものについては、それらの原理、構造がつとめて簡単でなければならない。また長時間にわたり一定の作動を繰り返すために時間とともに最初の調整状態に変化をきたすおそれのあるものはなるべく避けるべきである。この意味で圧力スイッチの代りに〔Ⅳ〕に述べた水スイッチを使用することも幾多の利点を有するものとしてすゝめられるべき方法といふことができる。

以上ハイドロフォア装置用各機器の構造、作動およびその主要諸元の決定法について概説したが、これが、この装置の計画に際して製作者および使用者各位に多少とも参考ともなれば幸甚とするところである。

参 考 文 献

- (1) 寺田; 応用ポンプ工学
- (2) W.H. Lesser: Cool Age May, 1951

船舶用変圧器

Marine Transformers

船舶の動力、電灯を交流化する事は幾多の利点がありその傾向は増加しつつある。日立船用変圧器は艦載用変圧器製作の豊富な経験と、斬新な技術を取入れたもので、船内の特殊条件に良くマッチし、信頼度が高いので好評をえている。

(1) 規格

船用変圧器の規格は次の4種に分けられるが、総ての規格に準拠しており、いずれも余裕をもつて検定に合格している。

- N K 規格 (日本海事協会)
- L R 規格 (Lloyd's Register of Shipping)
- A B 規格 (American Bureau of Shipping)
- 防衛庁規格

(2) 構造

船用変圧器の構造はその特殊条件、すなわち震動、ピッチング、ローリングによる動揺、傾斜および高温、高湿、浸水等に十分耐えうる必要がある。

外部構造により防滴型、並びに防水型に分られ、内部構造により油入式、乾式の別がある。

(A) 防滴型

変圧器上部の端子部をカバーによつて覆い、水滴や異物の落下に対して端子部を保護するものでカバーによる結線が可能で便利である。

(B) 防水型

端子部を密閉構造としたもので電線貫通金物を備え飛沫の侵水に十分耐え得る全密閉構造で水圧  $1\text{kg}/\text{cm}^2$

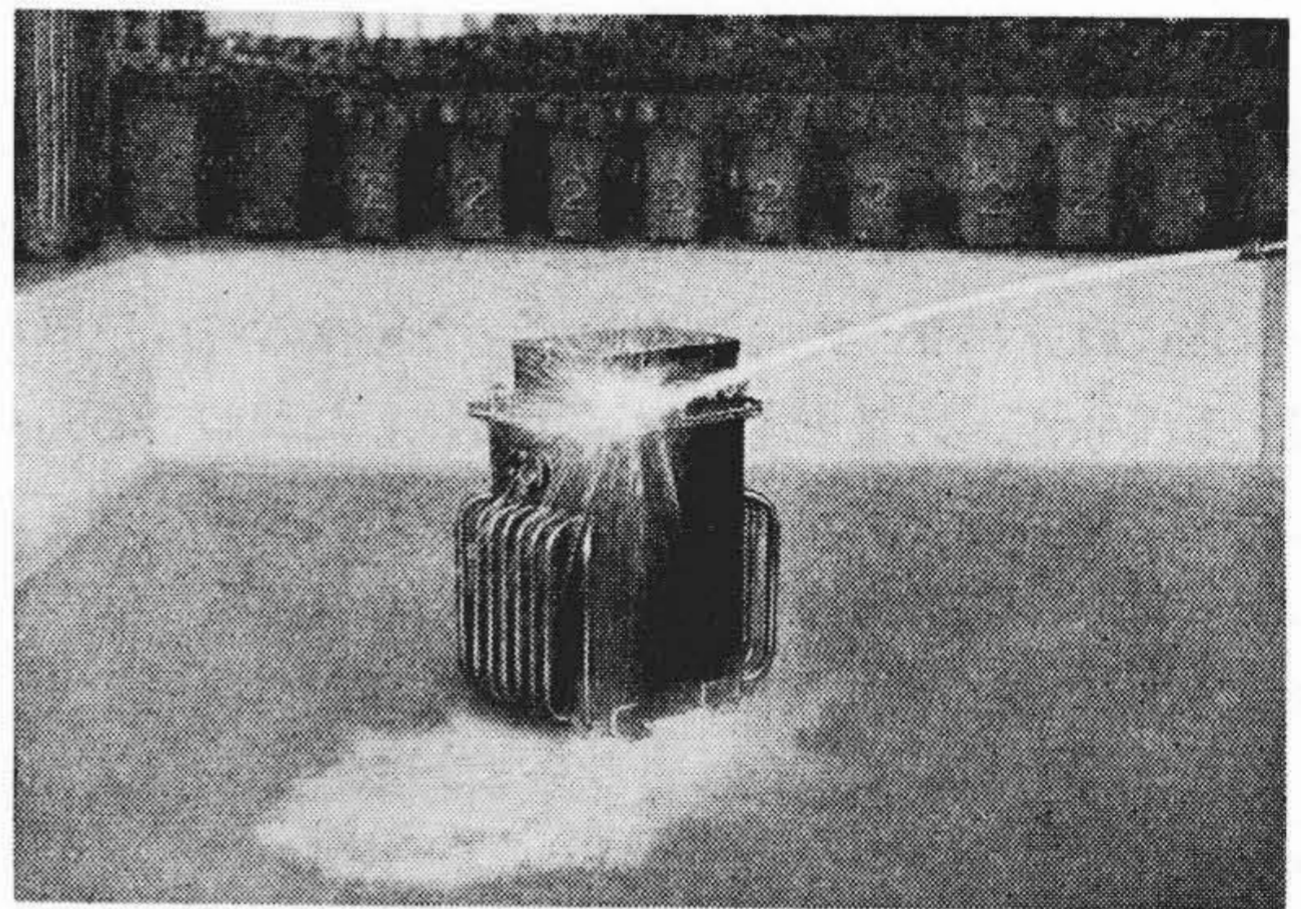
の水を口径 25mm のノズルで15分間あらゆる角度の方向より注水し内部には水滴は勿論、飛沫の浸入も無い構造になつておる。

(C) 油入式 (A種絶縁)

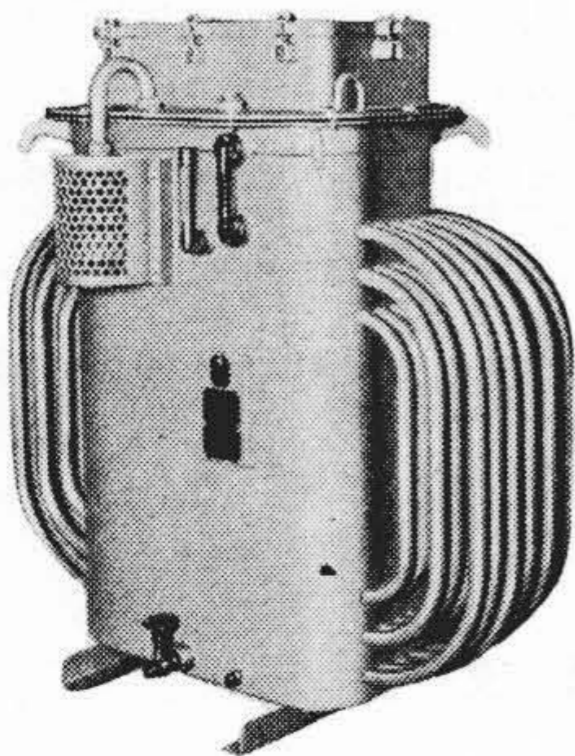
特に内部絶縁油の流出と外部飛沫、湿気の侵入防止の構造に留意した設計である。標準附属品とし、油面計、排油弁、接地端子、吸湿呼吸調節器等を備えている。

(D) 乾式 (B種, H種絶縁)

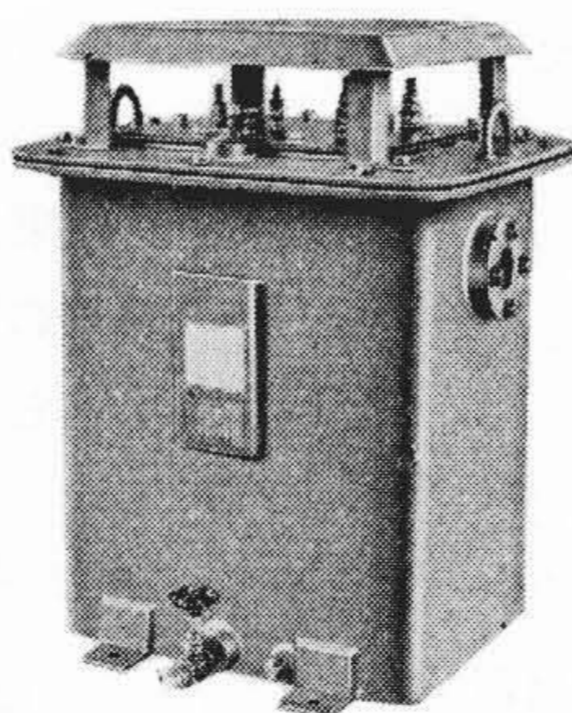
従来は油入式のものが多かつたが、最近では絶縁材料の進歩により乾式のものが多くなる傾向にある。特に珪素樹脂の出現により機器は一層小型軽量となり火災の危険少くかつ保守が容易となつて船用変圧器に要求される総てを満足させるもので好適である。かつまた中味点検にあたり乾式の場合は、極く軽いタンクを吊上ればことたりるので至極好評をえている。



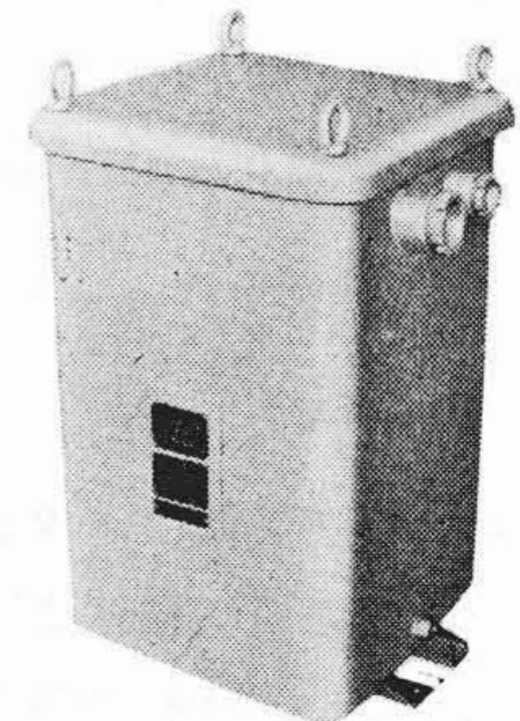
第1図 注水試験  
Fig. 1. Splash Test by Water Jet, for Splash Proof Type



第2図 船用変圧器(防水型)  
Fig. 2. Marine Transformer, Splash Proof Type



第3図 船用変圧器(防滴型)  
Fig. 3. Marine Transformer, Drip Proof Type



第4図 乾式船用変圧器(防滴型)  
Fig. 4. Dry Marine Transformer, Drip Proof Type