

# 流体機械の性能におよぼす流体摩擦の影響

石 原 智 男・井 田 富 夫

ポンプ、タービン、油圧機器などの流体機械で問題となる流体摩擦の性質と、それによるエネルギー損失の割合などを明らかにした。

## 1. 緒 言

流体機械の性能を知るためには、内部の流れの状態 (flow pattern) と水力的なエネルギー損失 (hydraulic loss) とを正確に把握する必要がある。両者は互に関連しており、また複雑な性質をもっているため、その探究は容易でない。水力損失の主要な原因を占める流体摩擦に関して、これまで数多くの研究がなされているが、いずれも単純化した流路の流れについてであって、流体機械のように、複雑な流路形状をもち、また表面粗さが異なるような場合などについての定量的な資料はほとんど発表されていない。筆者らは、これまで各種の流体機械の実験研究を続け、機種によって流体摩擦が性能にどのような影響をもたらすかを調査してきた。ここにそれらの結果と、また関連した諸研究者の研究結果を引用して、流体摩擦の性質とその影響について解説する。

## 2. ターボ機械の性能におよぼす粗さの影響

### (1) 粗さと流体摩擦の基礎関係

うず巻ポンプやフランシス水車あるいは軸流送風機のように、高速で回転する羽根車と、これを通過する流体との間の動的なエネルギー変換によって特徴づけられるターボ機械では、羽根車の羽根やその他の流路表面の粗さが性能におよぼす影響はかなり大きく、これを看過できない。羽根車内の流れは、比較回転度の小さい機種では羽根と両側壁との間の通路を一種の管路と見なすことができるから、表面粗さと水力損失との関係を管摩擦現象によって定性的に説明できる。また羽根車流路幅が大きく、羽根と羽根との重なりも比較的少ない軸流形の羽根車では、流れの中におかれた平板の摩擦とほぼ同様に考えて取り扱うことができる。なお羽根車の側壁はこれとケーシングとの間にある流体中で回転するから、容器内の回転円板の摩擦抵抗からその動力損失を考察されることが多い。このようにターボ機械における粗さの影響をより簡単な形状の物体の流体摩擦から類推できる。

まず最初に、円管の摩擦損失を対象とした粗さと流体摩擦との基礎的な関係を述べることにする。一般にまっすぐな管路の定常流における摩擦損失ヘッド  $h_L$  は、つぎの Darcy-Weisbach の式で表わされる。

$$h_L = \lambda(l/d)(v^2/2g) \quad (1)$$

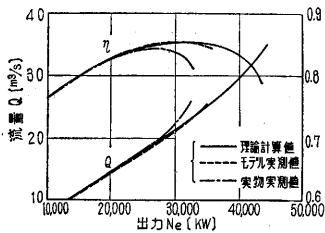
ここに、 $l, d$  = それぞれ直管の長さおよび内径、 $v$  = 平均流速、 $g$  = 重力の加速度、 $\lambda$  = 摩擦損失係数。なお  $\lambda$  は流

れのレイノルズ数  $Re (=vd/\nu, \nu$  = 動粘性係数) および壁面の相対粗さ  $k/d$  ( $k$  = 表面の凸起の平均値) の関数である。流れが乱流でも壁面の近くは速度勾配が大きいいため層流底層といわれるごく薄い層流領域ができる。表面の凸起がこの層流底層内にもぐってれば、その粗さは流れに何も影響をおよぼさない。このような表面を“水力学的に滑らか”と呼んでいる。この場合の  $\lambda$  は、古くから多くの人によって実験的に求められており、その実験式も著名な Blasius の式 ( $\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$ , 適用範囲  $Re = 3 \times 10^3 \sim 10^5$ ), Kármán-Nikuradse の式 ( $\lambda = 1/[2 \log(Re/\sqrt{\lambda}) - 0.8]^2$ ,  $Re = 3 \times 10^3 \sim 3 \times 10^6$ ) を初めとして数多く発表されている<sup>1)</sup>。さて管壁の凸起が層流底層の厚みよりも大きくなると、粗さの影響が現われてくる。この場合の管摩擦は、凹凸の大小のほかに粗面の形状によっても異なるためかなり複雑で、まだ不明な点が多い (なお層流の場合には粗さによって  $\lambda$  はほとんど変化せず、滑らかな場合の値  $\lambda = Re/64$  に一致すると見なしてよい)。

管壁面にふり分けした砂粒を漆付けして行なった Nikuradse の実験結果<sup>2)</sup> によれば、砂粒径  $k$  の増大するほど  $\lambda$  は増加し、特に  $Re > 900(d/k)$  では  $\lambda$  は  $(k/d)$  のみの関数となって  $Re$  によらないことが見出されている。これは凸起が層流底層の厚み ( $Re$  が大きくなるとほぼ  $Re^{-1/8}$  に比例して薄くなる) より大きくなって主流中に顔を示すと、これによって流れが乱され、速度ヘッドに比例するうず損失が増加するためといわれる。 $\lambda$  が  $Re$  によらぬ領域 (完全粗面領域) に対しては Prandtl-Nikuradse の式 ( $\lambda = 1/[1.74 - 2 \log(k/d)]^2$ ) がある。

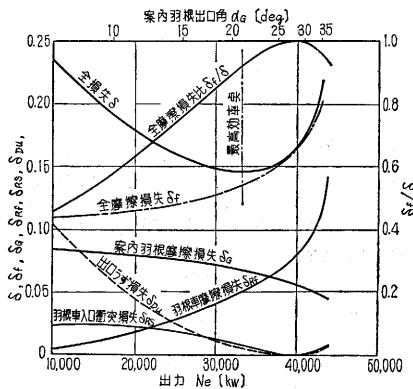
一般に用いられる管の内面は前記の砂粒面とはかなり異なっているのが普通で、たとえばアスファルト塗り鉄管などのようにゆるい起伏をなす波状粗面もあれば、鋳鉄管のように不規則な凹凸をなしているものもあり、さらに長年使用してこぶ状や針状のさびが無数に生じている場合もある。このうち波状粗面では凸起のピッチ  $L$  と山の高さ  $k$  との比  $L/k$  が大きい場合、 $\lambda$  はおもに  $Re$  数の関数で、滑らかな場合の  $\lambda$  のほぼ 1.2~2 倍といわれるが<sup>3)</sup>、資料が少なく  $L/k$  の限界値も明確でない。こぶ状あるいは針状粗面の  $\lambda$  は同一の  $k$  を持つ砂粗面の  $\lambda$  よりもかなり大きいといわれ、使用年数を考慮に入れた実用公式もいくつかあるが<sup>3)</sup>、やはり資料が少な





第 5 図 フランス水車の性能

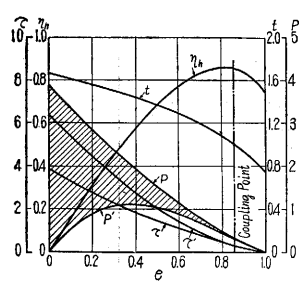
ションによるものと思われる。なおモデル性能は効率是不変として実物の大きさの性能に換算してある<sup>12)</sup>。この時の各部の水力損失の出



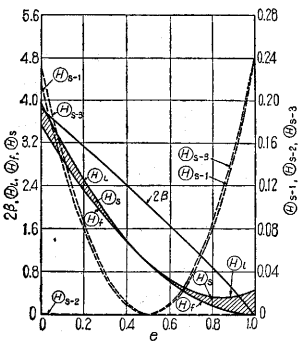
第 6 図 水力損失の割合 (フランス水車)

力による変化の計算値を示したのが第 6 図で、すべて有効落差に対する比の値で図示してある。図中、羽根車における摩擦損失  $\delta_{rf}$  および衝突損失  $\delta_{rs}$  は前述の斜流ポンプとまったく同様な取扱いを行なって算出したものであり、 $\delta_{du}$  は羽根車出口の残留うず成分のエネルギーがすべて失われるとしたときの損失、 $\delta_f$  は案内羽根と羽根車の摩擦損失の外にうず巻室、吸出管における摩擦損失をも加えた全摩擦損失である。部分負荷を除けば全損失  $\delta$  に対する  $\delta_f$  の割合はかなり大きく、最高効率点では全損失のほぼ 90 % が摩擦損失であることが判る。

第 7, 8 図は流体トルクコンバータ (ポンプ羽根車, タービン羽根車およびステータとよばれる案内羽根の 3 種の羽根車を組み合わせて作られた回路に油を満たした動力伝動装置で、ターボ機械の一種である) の性能および水力損失の理論計算結果である<sup>13)</sup>。図中、 $\tau, \tau'$  = それぞれ入力軸および出力軸トルク、 $P, P'$  = それぞれ入力および出力、 $t$  = トルク比 =  $\tau'/\tau$ 、 $\eta_h$  = 水力効率、 $\beta$  = 循環流速、 $e$  = 速度比 = 出力軸回転速度/入力軸回転速度、 $\textcircled{S-1}$ 、 $\textcircled{S-2}$ 、 $\textcircled{S-3}$  = それぞれポンプ、タービン、ステータ各入口における衝突損失、 $\textcircled{f}$  = 全摩擦損失、 $\textcircled{s}$  = 全衝突損失、 $\textcircled{L}$  = 全水力損失 =  $\textcircled{f} + \textcircled{s}$  (以上すべてポンプ羽根車出口二乗平均半径およびポンプ回転速度を基準にとって無次元化した値)。第 7 図の斜線部は水力損失動力を、第 8 図の斜線部は衝突損失を示す。なお摩擦損失は、羽根入口および出口の相対流速のヘッダの平均値に比例するとしており、衝突損失は全範囲にわたって衝突速度のヘッダに等しいとして取り扱っている。ポンプや

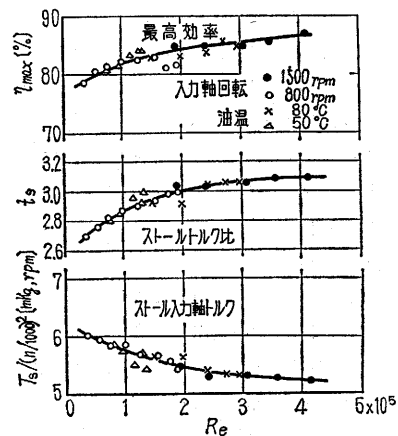


第 7 図 理論性能 (トルクコンバータ)



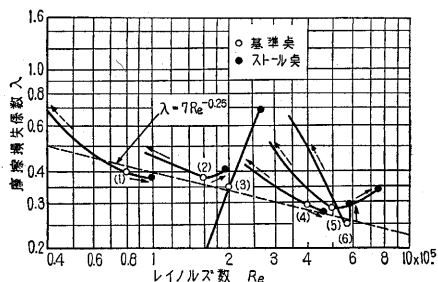
第 8 図 摩擦損失および衝突損失の占める割合 (トルクコンバータ)

水車と違って、トルクコンバータの回路には、ディフューザや吸出管が存在しないため、衝突損失が零に近い範囲の損失はほとんど摩擦損失となる。したがって、摩擦損失の諸傾向を知るのに比較的に便利な機種とも考えられる。羽根車等の摩擦損失は、流路表面の粗さが小さい場合、円管と同様に  $R_e$  数によって変化することが予想される。一つのトルクコンバータについて、入力軸回転速度と作動油の油温を変化させた実験より、性能におよぼす  $R_e$  数の影響を求めたのが第 9 図である<sup>14)</sup>。図中、入力軸回転速度  $n$  に対して出力軸回転速度  $n'$  が 0 となる点をストール点とよび、諸量に添字  $s$  をつける。キャビテー



第 9 図  $R_e$  数の影響 (トルクコンバータ)

ションの発生等特殊な条件の存在しない限り、水力性能はこのように  $R_e$  数の関数として表わされる。また、大きさおよび羽根形状の異なる数多くのコンバータ (ポンプ、タービンが対称に配置された 3 要素 1 段形で、設計方法は共通のもの)<sup>15)</sup> について、その実験性能から摩擦損失分だけを算出し、摩擦損失係数  $\lambda$  ((1) 式の  $\lambda(l/d)$  に相当する値) と  $R_e$  数との関連を求めてみると第 10 図のようになる<sup>15)</sup>。全損失に対して摩擦損失が大部分を占



第10図 摩擦損失係数（トルクコンバータ）

める基準点（衝突損失がほとんど零になると予想される点）付近では、 $\lambda \propto Re^{-0.25}$ の傾向があることは興味深い。この傾向は一つのトルクコンバータについて、回転速度や作動油の種類を変えた場合にも現われる<sup>16)</sup>。ここに  $Re$  数の定義で、 $v$ =予面流速、 $d$ =ポンプ出口直径を用いている。

このような  $Re$  数の影響は、大型ポンプや水車で大きな問題となる。大型ポンプや水車では実物の性能測定が容易でないため、幾何学的に相似な小型模型の性能から実物の性能を推定することが多い。両者では  $Re$  数が著るしく異なるため、摩擦損失の占める割合の相違を無視できない。管摩擦と同様に考えれば、第9図と同じく、 $Re$  数の大きい実物の方が模型より効率が向上するはずである。このための効率換算式が古くから数多く発表されているが、その基礎となる摩擦損失の占める割合についてあまり明らかにされていない<sup>17)</sup>。第5図の計算例では、その割合が最高効率点で約90%となっているが、よく用いられる Moody の式ではこれを100%としており、Ackeret の式では50%としている。なお、Hutton<sup>17)</sup> は理論的な考察から、カプラン水車ではこの割合が70%となると推論している。これらの点についてはさらに詳しい実験的な検討が必要である。

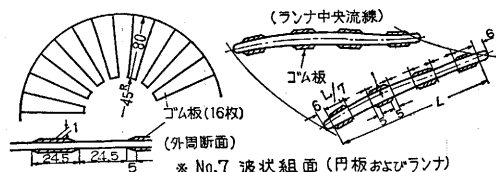
### (3) ウォータービンの例

水車の羽根車や案内羽根の流路表面の粗さが性能におよぼす影響についての実験資料は発表された例がないようである。そこで筆者らの関係している東京電力水車技術委員会からの委託で行なわれた東京芝浦電気水車研究部の実験によって明らかにされたことがらを紹介する<sup>18)</sup>。

実験は各種粗面の水力学的な粗さを求めるために、まず第1表のような粗面を持つ円板の摩擦抵抗の測定を行ない、ついでまったく同じ粗面を有する羽根車および案内羽根による水車性能を測定して、両者の関連性を調べている。容器内で回転する円板摩擦の実験結果のうち興味あることがらとして、第1表の No. 4, 5, 6 では  $Re$  数（円板では  $Re = a^2\omega/\nu$ 、 $a$ =円板半径、 $\omega$ =角速度）の大きい範囲で摩擦モーメント係数  $C_m$  ( $C_m = M/\rho a^3\omega^2$ 、 $M$ =円板の摩擦モーメント、 $\rho$ =容器内の流体の密度、

第1表 円板および羽根車流路の表面粗さ

No.	表面加工法	表面粗さ kmm	備 考	記号
1	機械加工（円板） ヤスリ仕上げ（羽根車）	0.003~0.005 0.005~0.008	砲金表面に加工	○
2	グラインダ加工	0.035~0.045	〃	×
3	〃	0.090~0.110	〃	△
4	川砂接着	平均粒径 0.245	48~65 メッシュふるい分け	+
5	〃	〃 0.505	28~35 〃	◎
6	〃	〃 1.020	14~20 〃	□
7	ゴム板接着	厚さ 1.0	下図参照 ※	●



なお  $C_m$  は管摩擦の  $\lambda$  に相当する) が一定となって、管摩擦の完全粗面領域とまったく同様に相対粗度  $k/a$  のみの関数となる。また No. 1, 2, 3, 7 の  $C_m$  は本実験範囲で、 $Re$  の増加とともに漸減し、 $Re$  の大きい範囲で  $Re$  と  $k/a$  の関数となる。特に No. 7 では  $Re$  の大きい領域の  $C_m$  が著しく小さい。No. 4, 5, 6 については砂粒面であるから管摩擦における Nikuradse の実験と同様な結果を与えることは予想されるが、グラインダ加工面が波状面と同一性状を示すということは従来知られていなかったことがらである。なお、表面の凸起のピッチ  $L$  と高さ  $k$  との比は第2表のようになり、グラインダ加工面では砂粒面に比して  $L/k$  がかなり大きいことからこの現象が理解できよう。上記砂粒面の完全乱流領域に対しては、管摩擦の場合と同様な整理 (Nece-Daily<sup>19)</sup> の方法) に従って次式が与えられている ( $S$  は円板と容器の軸方向寸法)。

第2表 粗面形状

No.	1	2	3	4	5	6	7
$L/k$	33~38	12~16	8~9	2~2.5	2.2~2.6	1.8~2	49

$$1/\sqrt{C_m} = 5.13 \log(a/k) - 3.1(S/a)^{1/4} \quad (3)$$

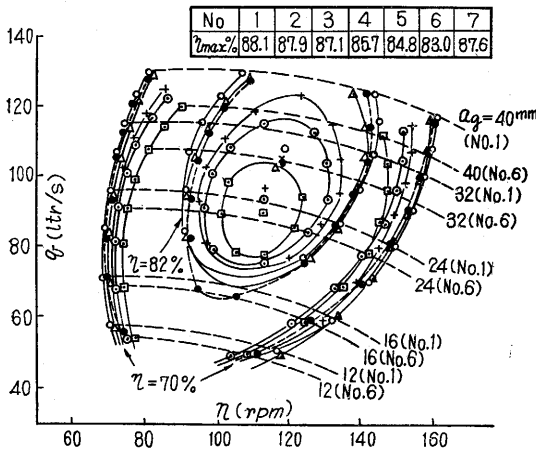
また砂粒面以外の粗面 (No. 1, 2, 3, 7) について、便宜上  $Re = 5 \times 10^6$  の点で (3) 式と同一の  $C_m$  を与える粗度 (等価粗度)  $k_E$  を求めると第3表のようになる。No. 1 は完全乱流域でないので除外すれば、これからグラインダ加工面では平均粗さに比して等価粗度がかなり小さい (約 1/5) こと、換言すれば同一粗さの砂粒面に比して抵抗がかなり小さいことがわかる。なおゴム板を張りつけた波状粗面の等価粗度はさらに小さい値を示しているのも興味深い。

同様な粗面をフランシス水車模型（出口径 412 mm、比較回転数 114.5 m-kW、実験落差 4 m）の羽根車（羽

第 3 表 粗さと等価粗度

No.	平均粗さ, 平均粒径 $k$ (mm)	等価粗度 $k_E$
1	4/1,000	3.4/1,000
2	40/1,000	8.2/1,000
3	100/1,000	18.1/1,000
4	254/1,000	$k_E = k$
5	505/1,000	$k_E = k$
6	1,020/1,000	$k_E = k$
7	1,000/1,000	22/1,000

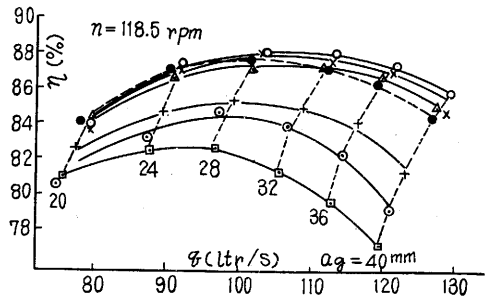
根および両側壁とも) にはどこして, それぞれの等効率曲線を比較したのが第 11 図である(実験点の記号は第 1 表参照, 以下同様)。図中,  $q$ ,  $n$  はそれぞれ単位落差当たりの流量および回転速度,  $a_g$  は案内羽根開度で, 測定値は羽根表面加工による流路面積の変化の影響を近似的に補正してある。実験結果からつぎのことがいえる。



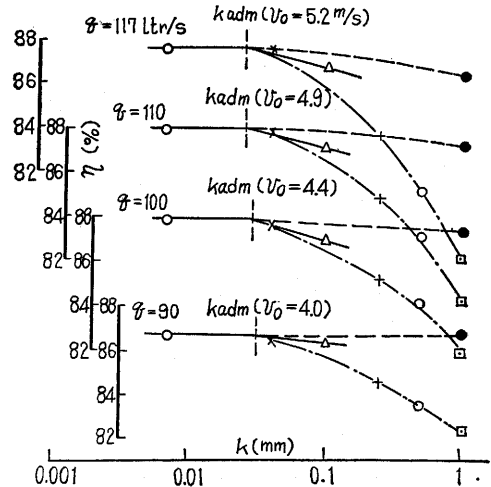
第 11 図 等効率曲線

(i) 等価粗度が増加するにつれて最高効率は低下する。最高効率点の流量, 回転速度およびガイドベーン開度が小さい方に移動する。

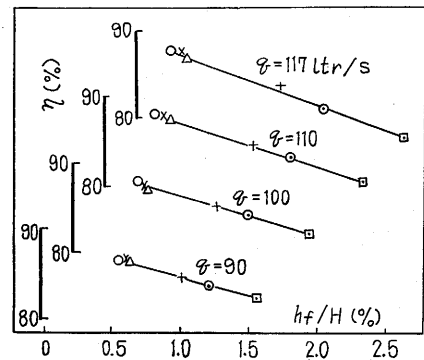
(ii) 最高効率を示す回転速度  $n_{opt}=118.5$  rpm における  $\eta$ - $q$  曲線(第 12 図)において,  $q$ —一定の線で効率を比較してこれを摩擦の影響と見なすことにすると第 13 図をうる(厳密には  $n$ ,  $q$ ,  $a_g$  がともに等しい状態で比較しなければならないが, それが不可能であり, また図から  $n$ ,  $q$  一定のときの  $a_g$  の変化が小さいと考えられるからである)。さらに等価粗度  $k_E$  を流路平均断面の水力平均深さ  $m$  の 4 倍で除した値  $k_E/4m$  を相対粗度として管摩擦におきかえ, 羽根車内の損失ヘッド  $h_f=\lambda(l/4m)(v_m^2/2g)$  を有効落差  $H$  で除した値  $h_f/H$  と効率  $\eta$  との関係を求めると第 14 図のような直線となる( $v_m$ —平均子午面流速,  $l$ —中央流線に沿った羽根長さ,  $\lambda$ —同一相対粗度に対する Moody 線図の値。ただし  $Re=4mv/\nu$  として)。これより水車効率は流量があまり小さく



第 12 図 流量—効率曲線



第 13 図 粗さと効率の関係



第 14 図 摩擦損失と効率の関係

ない範囲で等価粗度の摩擦抵抗に比例して低下するといえる。この傾斜より流路の見かけの摩擦係数を求めると, 管摩擦係数の 4.2(案内羽根開度小)~5.6(案内羽根開度大)倍となっている。

(iii) 第 13 図に記入された  $k_{adm}$  は Schlichting の公式 (2) より求めた値で, 実験的にはほぼ妥当な値を示している(ただし  $v_0$ —羽根出口相対流速)。これより, 水車羽根車でもその許容粗さを (2) 式で与えてさしつかえないといえよう。

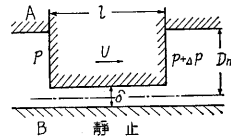
(iv) 案内羽根の表面粗さの影響は, 案内羽根開度の



かに仕上げることが望ましく、この場所より離れるに従って仕上げ精度を落としてもよいという重要な指針が与えられる。なお羽根車出口相対流速の大きい水車ではポンプに比して出口側の粗さの影響が大きいと思われるが、これは層流底層の厚みにも関連することがらであって、どちらの影響が大きいかは早急には結論し難く、今後の研究が必要である。

### 3. 油圧ポンプ、同モータの性能におよぼす流体摩擦の影響

油圧ポンプや油圧モータのように、押しのけ流れによって特徴づけられる容積形の流体機械では、各部に存在する隙間を通る流体の洩れと、摺動する隙間における流体摩擦とが性能に大きな影響をもつ。この種の隙間はきわめて小さく、したがって流れのレイノルズ数も小さい場合が多いので、その取扱いは一般に層流を仮定している。層流状態における摩擦は直接流体の粘性の影響を受けるので、これを粘性摩擦とよぶ。第 18 図の二次元機構模型で、A 面を B 面に対して速度  $U$  で動かすとすれば、隙間  $\delta$  部における層流流れを考えることにより（助走区間や乱れの影響は無視する）、持ち去られる流量  $Q$  と、駆動力  $F$  は次式で与えられる。



第 18 図

$$Q = U D_m b - \Delta p \delta^3 b / 12 \mu, \quad F = \Delta p D_m b + \mu U l b / \delta \quad (4)$$

ここに、 $D_m$ ,  $l$ ,  $\delta$  = それぞれ図に示す寸法、 $b$  = 奥行き、 $\Delta p$  = 圧力差、 $\mu$  = 粘性係数。各式の第 2 項が粘性の影響である。隙間が変化しない場合のポンプやモータの水力性能は、(4) 式の考えで比較的簡単に論じることができる。しかし、高圧を取り扱うこれらの機種では、機構上隙間が運転状態によって変化する場合が多く、しかもその変化が水力的に規制される場合には、複雑な問題となる。

隙間一定の場合のポンプ、モータの洩れ量  $\Delta Q$ ,  $\Delta Q'$  (モータの諸量には ' をつける) は、(4) 式より

$$\Delta Q \propto \Delta p \delta^3 / \mu, \quad \Delta Q' \propto \Delta p' \delta'^3 / \mu$$

となり、理論流量  $Q_0 = Dn$ ,  $Q'_0 = D'n'$  (ここに、 $D$ ,  $D'$  = それぞれポンプ、モータの一回転当たりの作用体積すなわち押しのけ量、 $n$ ,  $n'$  = それぞれポンプ、モータの回転速度) に対する実流量の割合を示す体積効率 は次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} \text{ポンプ: } \eta_{PV} &= 1 - \Delta Q / Q_0 = 1 - C_1 (\Delta p / \mu n) \\ \text{モータ: } \eta_{MV} &= 1 / (1 + \Delta Q' / Q'_0) = 1 / \{1 + C'_1 (\Delta p' / \mu n')\} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここに、係数  $C_1$ ,  $C'_1$  はそれぞれ  $\delta^3 / D$ ,  $\delta'^3 / D'$  に比例する。また、粘性摩擦や機械抵抗などによる損失トルク  $\Delta T$ ,  $\Delta T'$  は一般につきのような分類で考えられている。 $\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2 + \Delta T_3$ ,  $\Delta T' = \Delta T'_1 + \Delta T'_2 + \Delta T'_3$

ここに、 $\Delta T_1$ ,  $\Delta T'_1$  は粘性摩擦による損失トルクで、(4) 式より、 $\Delta T_1 \propto \mu n D^{4/3} / \delta$ ,  $\Delta T'_1 \propto \mu n' D'^{4/3} / \delta'$ ;  $\Delta T_2$ ,  $\Delta T'_2$  は油圧(トルク)に左右される機械損失トルクで、 $\Delta T_2 \propto \Delta p D$ ,  $\Delta T'_2 \propto \Delta p' D'$ ;  $\Delta T_3$ ,  $\Delta T'_3$  は回転や圧力に無関係な損失トルク。これより、理論トルク  $T_0 = \Delta p D / 2\pi$ ,  $T'_0 = \Delta p' D' / 2\pi$  に対する実トルクの割合を示すトルク効率は次式で示される。

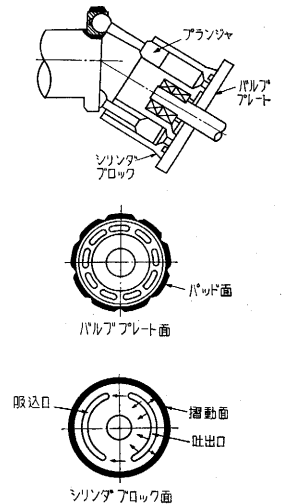
$$\left. \begin{aligned} \text{ポンプ: } \eta_{PT} &= 1 / \{1 + C_2 (\mu n / \Delta p) + C_3 + C_4 (\Delta T_3 / \Delta p D)\} \\ \text{モータ: } \eta_{MT} &= 1 - C'_2 (\mu n' / \Delta p') - C'_3 - C'_4 (\Delta T'_3 / \Delta p' D') \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここに、 $C_2$ ,  $C'_2$ ,  $C_3$ ,  $C'_3$ ,  $C_4$ ,  $C'_4$  の無次元係数のうち、 $C_2$ ,  $C'_2$  はそれぞれ  $D^{1/3} / \delta$ ,  $D'^{1/3} / \delta'$  に比例する。なお、洩れに影響する隙間と、損失トルクに影響する隙間とは場合によって異なることがある。しかし、作用体積一定の一定体積形で、隙間が不変の場合、 $\Delta T_3$ ,  $\Delta T'_3 = 0$  では、これらの諸性能が  $\Delta p / \mu n$  または  $\Delta p' / \mu n'$  の関係で表示できることを知っておく必要がある<sup>21)</sup>。

高圧を取り扱うアキシアル・プランジャポンプや同モータで、しかも可変体積形になると、上記のような簡単な関係で性能を説明することが許されなくなる。たとえば、第 19 図の構造の場合、洩れや粘性摩擦に影響するシリンダブロックとバルブプレート間の隙間は必ずしも一定でなく、熱くさび効果<sup>22)</sup>を考えると、近似的に

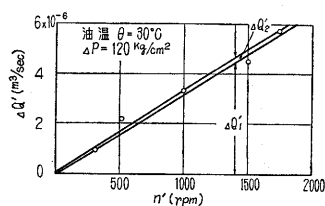
$$\delta = \delta_0 (1 + \kappa \sqrt{\lambda \mu n / C_v}) \quad (7)$$

の形で表わすことができる。ここに、 $\delta_0$  = 基準隙間、 $\lambda$  = 粘性係数における温度指数 ( $\mu = \mu_0 e^{-\lambda(T-T_0)}$ ,  $T$  = 温度),  $C_v$  = 油の単位体積当たりの比熱、 $\kappa$  = 係数、滑動するパッド面の粘性摩擦によって生じる油膜内の温度上昇は、油の局部的な膨張とパッド面の圧力上昇を伴う。この圧力の増大による軸受能力の発生が熱くさび効果であって、アキシアル・プランジャポンプやモータでは、往々にしてこの作用が現われる。しかし、厳密には面の凹凸による幾何学的な軸受作用が存在するので、熱くさび効果だけで隙間の大小を論じることには多少の無理がある。しかし、筆者らの行なったアキシアル・プランジャポンプ、同モータの実験結果<sup>23), 24)</sup> が、この熱くさび効果で良く説明できることを考えると、(7) 式による隙間の決定は一つの目安となろう。第 20~22 図はこれらの実験結果

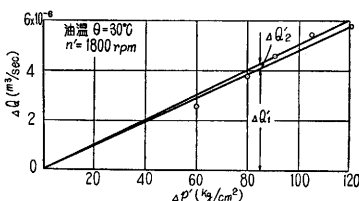


第 19 図 アキシアル・プランジャポンプ機構説明図

の1例を油圧モータの場合について示したもので、実線は理論解析<sup>24)</sup>に基づいた損失割合を示す。図中、 $\Delta Q'_1$  = 圧力変化による油の膨張のための見かけの洩れ、 $\Delta Q'_2$  = 熱くさび効果を考慮に入れたバルブプレート上の隙間の層流洩れ、 $\Delta T'_{1a}$  = バルブ

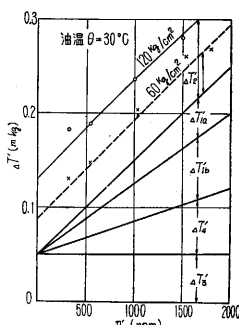


第20図 油圧モータにおける洩れ



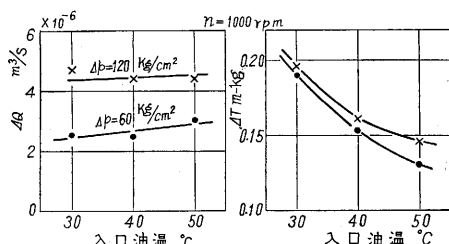
第21図 油圧モータにおける洩れ

プレート上の粘性摩擦に基づく損失トルク、 $\Delta T'_{1b}$  = プランジ表面の粘性摩擦に基づく損失トルク、 $\Delta T'_{1c}$  = 前掲の損失トルク、 $\Delta T'_{1d}$  = その他の損失トルク、これより粘性による洩れ量は全洩れ量に対して小さな割合となり、一方粘性摩擦による損失トルクは全損失トルクに対して比較的大きな割合を占めること



第22図 油圧モータにおける損失トルク

がわかる。同形式のポンプに関する結果も同様な傾向を示している。第23、24図は全洩れ量と全損失トルクの油温による変化を示したもので、粘性の影響が損失トルクに大きく効いている。このように、隙間の小さい高压ポンプ、同モータにおいては、粘性摩擦が性能に大きな影響をもち、その軽減が性能向上に大きく効くことがわかる。

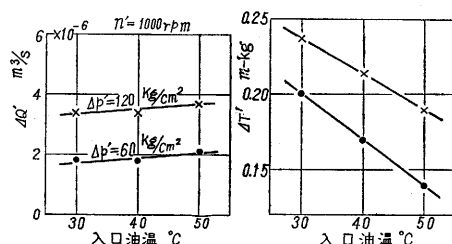


第23図 油温の影響 (ポンプ)

以上、油圧ポンプ、同モータの性能におよぼす粘性摩擦の影響を、主として高压ポンプ、同モータを例にとって説明したが、部分的には乱流摩擦の影響も多少存在することを追記しておく<sup>25), 26)</sup>。

#### 4. 結言

以上、いくつかの流体機械を例にとって、水力損失中



第24図 油温の影響 (モータ)

に占める流体摩擦の役割について述べた。流体機械の種類や形式はきわめて多く、また数多くの複雑な問題を含んでいるので、ここに述べた事項が常に適用できるとは考えられない。しかし、根本的な考え方には一般性をもたせるよう努めたつもりであり、本稿が今後の研究になんかの参考になれば幸いである。

終わりに、本原稿の作製に当たり、水車に関連して貴重な資料を提供された東芝水車部石井安男、福田博充両氏、油圧ポンプ、同モータの資料作製に助力を得た山口淳氏に謝意を表する。

(1962年12月10日受理)

- たとえば、機械工学便覧、8—16
- J. Nikuradse, Forschungsheft 361 (1933)
- 寺田、応用ポンプ工学、106 (昭29)、岩波書店
- L. F. Moody, T. ASME, 66 (1944), 671
- Colebrook-White, Proc. Roy. Soc., A 161 (1937)
- H. Schlichting, Grenzschicht-Theorie, (1950), 413, Verlag u. Druck G. Braun
- R. E. Nece, J. W. Daily, T. ASME (J. Basic Engg.), 83 (1960), 553
- 渡辺、機械学会論文集、17—56 (昭26), 92.
- 計算法の詳細については、井田、生産研究、11—7 (昭34), 267 参照
- 井田、生産研究、13—9 (昭36), 287
- 井田、生産研究、15—2 (昭38), 19
- 本資料は東京電力水車技術研究委員会資料による。
- 計算法の詳細については、石原、生産技術研究所報告、5—7 (昭30) 参照
- 石原、生産研究、13—5 (昭36), 28
- 石原、エハラ時報、5—16 (昭31), 2
- 石原、機械学会誌、57—430 (昭29), 4
- S. P. Hutton, Proc. IME, 168 (1954), 743
- 福田、機械学会第40期東京秋期大会講演前刷 No. 67 (昭37—10)
- 白倉、機械学会誌、62—485 (昭34), 894
- 井田、機械学会第39期全国大会講演前刷 No. 54 (昭36—11)
- W. E. Wilson, Positive-Displacement Pumps and Fluid Motors, (1950) Pitman Publishing Corp
- J. W. Blackburn and others, Fluid Power Control, Chap. 4 (1960), John Wiley
- 石原研究室、生産研究、14—10 (昭37), 22
- 石原、山口外、機械学会講演会に発表の予定 (昭38—4)
- W. M. J. Schlösser, Hydraulic Power Transmission, Apr., May (1961) および Feb., Mar. (1962)
- J. Thoma, Hydraulic Power Transmission, Aug. (1962)

#### 正誤表 (1月号)

頁	段	行	種別	正	誤
6	右	下2	本文	ピッチより	ピッチを
15	左	4	"	M. Haas	M. Haus