

技術メモ

気密間隙の流動特性

宮 津 純

気密間隙の大きさを決定するには、漏洩量、抗力、摩耗等が考慮の対象となる。それらが互に関連するような間隙—圧力差のある方向へ一面が動くような間隙—についてその関連を示し、間隙決定にさいして判断の基礎となるべき資料をあたえた。

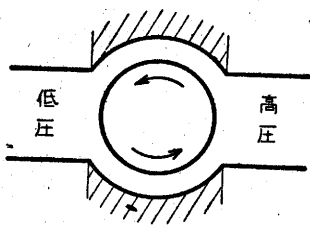
1. 緒言

歯車ポンプの歯先間隙には、漏洩と抗力との二つの見地から最良の値がある、ということはすでに指摘したが、⁽¹⁾ 一面が滑り運動をする形式の気密間隙には、その他にも代表的なものがあり、多くの実例はそのいずれかに歸するようである。本文はそれら相互の関係と、それぞれの流動特性とを示して、気密間隙決定に、判断の基礎となるべき資料を提供したものである。

2. 漏洩算定法

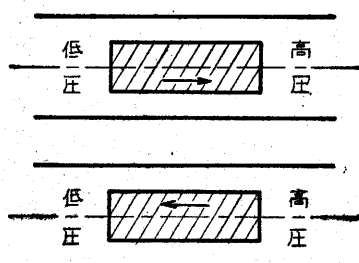
流體を気密に保つべき間隙で、一つの側面が圧力差のある方向へ滑り運動をする形式のものは、2つに大別することができる。高圧領域と低圧領域との仕切りをなす部分が、固定するもの(第1圖)と動くもの(第2圖)とである。

第1圖は回轉軸のつくる間隙、⁽²⁾ 第2圖はピストンのつくる間隙で、一見別物のように見えるが、前記の見地から統一される。相違するところは、滑り面が領域の仕切りとなっているか否かにある。



第1圖

領域を仕切るのには、圖で斜線をつけた部分である。第1圖では固定の胴壁が仕切りとなり、第2圖では滑り面が仕切りとなる。第1圖の回轉部分と第2圖の胴壁とは、仕切り



第2圖

として定まるところはない。なぜなら、同じ個所が高圧にも低圧にもさらされるからである。

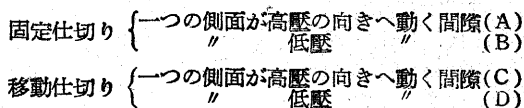
漏洩量とは、流體が高圧領域から低圧領域へ移る量である。よつてそれは、上にいう仕切りの部分を通り越す量、いいかえれば、仕切りに相対的な流量でなければならない。仕切りが固定する場合(第1圖)でも、動く場合(第2圖)でもそういえる。

しかし座標を固定壁(第1, 2圖ともに胴壁)におきそれだけにたいする流速を考えるとという慣例の扱いでは、その固定壁が仕切りとなっているか否かにより、漏洩量の算定におのずから相違があるはずである。

第1圖の場合には、間隙における流速分布そのものから、第2圖の場合には、仕切りに相対的にみた流速分布から、流量を算定しなければならない。それがそれぞれの場合の移動量(持ち込み量か漏洩量)をあたえる。

3. 間隙の形式

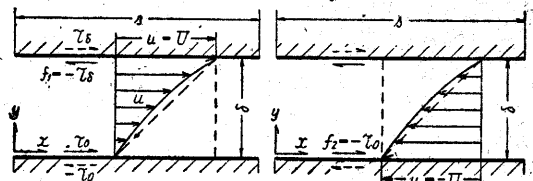
上に大別した2つの間隙は、流動状態を考えてさらに二分することができる。



(A)は第1圖中の下の間隙、(B)は上の間隙、(C)は第2圖中の上、下の間隙に相當する。(A)、(B)を第1圖にまとめたのは圖示の便宜からで、(A)と(B)とはかならずしも組になっているとかぎらない。本文でも別のものとして扱とする(解析は曲率を考慮しても容易であるが、問題の重點はそこにあるのではなく、また間隙は曲率半径にくらべて小さいので、平行な流れとする)。

4. 流れの基礎的關係

第3圖は $y=\delta$ という面が速度 U で高圧の向き(右)へ滑り動く例、第4圖は $y=0$ という面が同じ速度で低



第3圖

第4圖

圧の向き(左)へ滑り動く例を示す。座標のとり方は圖のように共通とする。いうまでもなく、この二つは簡単な関係にあつて、一方の結果から他方の結果を容易にみちびくことができる。しかし間隙(A)、(B)、(C)、(D)の流動特性は、第3, 4圖に示す二つのものの組み合わせで求めるから、この二つの関連から定める。

第3圖で u を x 方向の流速、 b を紙面に直角な方向の流路の幅とすれば、流量 q_1 は

$$q_1 = b \int_0^{\delta} u dy$$

高壓の方向へもち込み量を流量の正の値と規約すると、第3圖の場合は正值とならねばならない。しかも圖のような座標では、上の算式の結果に、符號までふくんでいゝことは明らかである。

第4圖の流れは、第3圖の流れを滑り面に相對的にみた結果に合致する。なぜなら、第3, 4圖の流れは、同じ運動方程式に支配され、境界条件のみ異なるからである。しかもその条件には、一定速度 U の差があるだけである。第4圖の場合の流量を q_2 とすれば

$$q_2 = b \int_0^{\delta} (u - U) dy = q_1 - Ub\delta$$

規約として高壓に向うものを正值としたから、 q_2 は負値として示されねばならない。しかも $q_2 \leq Ub\delta/2$ より⁽³⁾ 右邊が負であることは明らかで、従つて上の算式には規約の符號まで含まれる。

第3圖で、滑り面のうける摩擦應力を f_1 であらわすとする。一方この面 ($y = \delta$) における剪斷應力を τ_0 とすれば

$$f_1 = -\tau_0$$

面のうける摩擦應力については、面の動く向きに向くものを正值と規約する。すると第3圖での f_1 は負値としてあたえられねばならない。しかもに流れの剪斷應力は速度勾配 du/dy に比例するから、第3圖のような座標と速度分布の場合には、 τ_0 が正值となることは明らかである。従つて f_1 は負値となり、上の算式によつて規約に合致する符號まであたえられる。また τ_0 も正值であたえられる。 τ_0 は固定壁のうける摩擦應力そのものである。

第4圖の場合についても、二つの面のうける剪斷應力は、第3圖の場合と變ることはない。ただ、面の動く向きを力の正の向きと規約したことから、第3圖の場合とは符號を變える必要がある。従つてこの場合に滑り面 ($y = 0$) のうける摩擦應力を f_2 とすれば

$$f_2 = -\tau_0$$

である。

q_1, q_2, f_1, f_2 の解析⁽⁴⁾ については記述をはぶく。その結果を簡単にまとめるために、無次元形に直し、基準値としては便宜上、 q_1 の極大値 qM と、 τ_0 の極小値 τ_{0M} とをとる。この極大、極小値は $\delta = \delta_M$ なる間隙においてえられるもので、つぎのような値である、⁽⁵⁾

$$\left. \begin{aligned} \delta_M &= \left[\frac{2\nu U s}{gh} \right]^{\frac{1}{2}} \\ q_M &= \frac{1}{3} Ub\delta_M \\ \tau_{0M} &= 2 \frac{\tau\nu}{g} \frac{U}{\delta_M} = \frac{\tau h}{s} \delta_M \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(1)$$

ただし b は間隙の幅 (軸方向)、 s は間隙の長さ、 g は重力加速度、 $h = \Delta p/\tau$ 、 Δp は高低の壓力差、 τ は流體の單位體積の重さ、 ν はその動粘性係数をあらわす。これらを基準として無次元形とした $q_1/qM, q_2/qM, f_1/\tau_{0M}, f_2/\tau_{0M}$ はそれぞれ δ/δ_M の函數としてあらわされるが、本文にはその記述をはぶく。

5. 特性式

間隙 (A), (B), (C), (D) について、滑り面のうける摩擦應力を f 、固定面のうける摩擦應力を f_0 、流量を q とすれば、前項の結果からそれらは容易に書き下すことができる。いうまでもなく q の正值はもち込み量、その負値は漏洩量である。

間隙 (A) 第3圖そのままの場合である

$$q = q_1, f = f_1, f_0 = -f_2$$

間隙 (B) 第4圖そのままの場合である

$$q = q_2, f = f_2, f_0 = -f_1$$

間隙 (C) 流れの状態は第3圖に示すものと同様であるが、漏洩量の算定には第4圖の場合の q_2 をとらねばならない。摩擦應力は第3圖の場合と一致し、流量は第4圖の場合と一致する。

$$q = q_2, f = f_1, f_0 = -f_2$$

間隙 (D) 流れの状態は第4圖に示すものと同様であるが、漏洩量の算定には第3圖の場合の q_1 をとらねばならない。摩擦應力は第4圖の場合と一致し、流量は第3圖の場合と一致する。

$$q = q_1, f = f_2, f_0 = -f_1$$

6. 計算結果

まとめて第5~8圖に示す。破線は亂流⁽⁶⁾ にたいする計算結果である。傾向として變らないことがわかる。記入された量の正負はつぎのことを意味している。

q/qM の正值は高壓領域へのもち込み量、その負値は高壓領域からの漏洩量

$f/\tau_{0M}, f_0/\tau_{0M}$ の正值は、流體の流れが、面の動く方へ引きずるように作用すること、その負値は抗力として作用すること。従つて仕事効率の方からは q/qM も f/τ_{0M} も大きいほど望ましく考えられる。ゆえに

間隙 (A) 第5圖 いずれの點からも $\delta = \delta_M$ の場合がもつともよい。

間隙 (B) 第6圖 漏洩の點では間隙は小さいほどよく、抗力の點では大きいほどよい。とくに間隙が δ_M 以上に大きくなると、流體は作動面を引きずるように作用する。

間隙 (C) 第7圖 漏洩の點では間隙は小さいほどよく、抗力の點では $\delta = \delta_M$ の場合がよい。

間隙 (D) 第8圖 漏洩の點では $\delta = \delta_M$ の場合が望ましく、抗力の點では間隙は大きいほどよい。

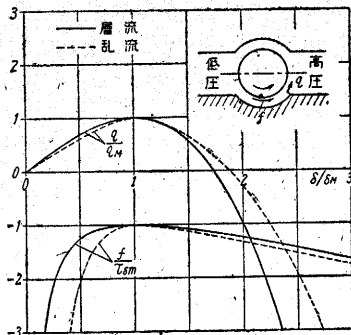
7. 最適間隙

間隙が最適であるか否かはその要求によつて定まる。

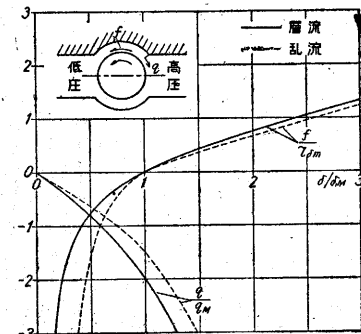
前項に考えたことは、抗力と漏洩とが最小であるという、仕事効率をみる場合にたいするものである。この点からは q と f とは大きいほど望ましい。

一方このような間隙では、面の摩擦を減らして寿命を延ばすことが要求されることもある。そのような場合には、運動面と固定面とをともに考慮しなければならない。摩擦の機構はわからないが、少くも、面に加わる剪断應力に關係がありそうである。剪断應力の絶対値を小さくすることが、摩擦を減らすのに有効であろう、とも考えられる。もしそうなら、 f と f_0 との絶対値を共に小さくすることが必要となる。これらも併せ考える場合の資料として第9～12圖を作つた。

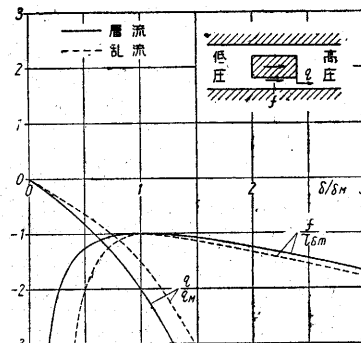
これらは層流にたいする結果で亂流の場合は示されていない。滑らかな間隙では層流が實現すると思われることと、亂流では數値計算の場合混合距離に問題が残るからである、傾向として變らない



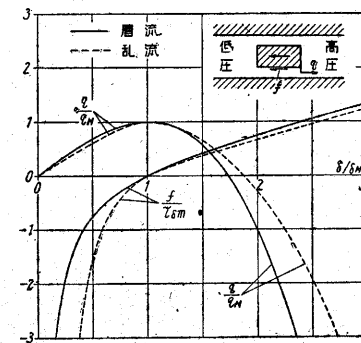
第5圖



第6圖



第7圖

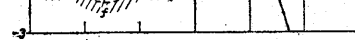


第8圖

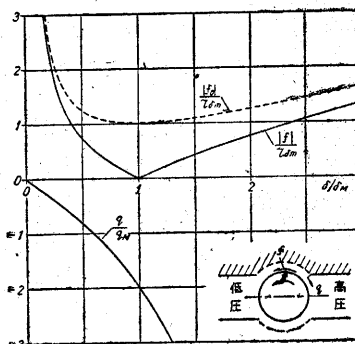
8. 結 言

ことは、第5～8圖からも見られる通りである。

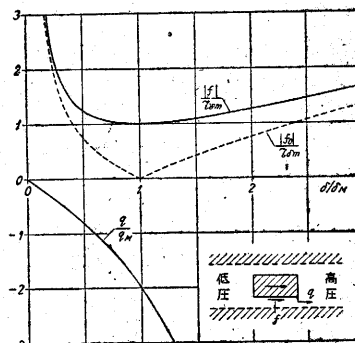
漏洩、抗力、摩擦が互に關連するような間隙—その一面が壓力差のある方向に動くような間隙—の大きさを決定する場合の資料として、代表的な間隙につき、考察に必要と思われる關連事項を第9～12圖に示した。



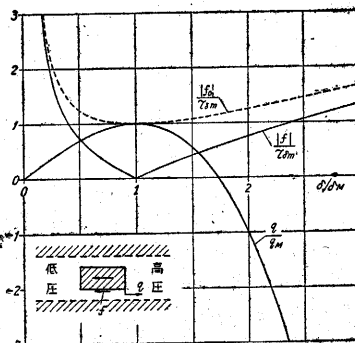
第9圖



第10圖



第11圖



第12圖

與えられた條件によつて、 $\delta M, qM, \tau \delta m$ は(1)式より定まるので、 $\delta / \delta M$ が第9～12圖中で決定すれば、間隙値 δ が定まる。それに應ずる漏洩量と摩擦應力も、圖より讀みとつた値と(1)式とより定まる。

間隙(A)については、いずれの點から考えても $\delta = \delta M$ が最適値である。

齒車ポンプの齒先間隙は間隙(A)に該當している。従つて仕事効率の方からさきに求めた、齒先間隙の最良値は、摩擦の點からも良好であるとみられる。

摩擦を減らすにはどの間隙についても $\delta = \delta M$ が最適値である。(剪断應力の小さいほど摩擦は減少するという假定によつて)

註：一

- (1) 宮津純, 生産研究第 1 卷第 3 號 (昭和 24 年 12 月), 詳細は機械學會論文集に發表の運びとなつている。
- (2) 第 2 圖の斜線をつけた仕切りが, 中心軸のまわりに回轉するという動き方もある。しかしそのような状態では, 漏洩と回轉運動とは一應無關係となるので, 問題としない。

- (3) 宮津純, ウェスコ式回轉ポンプの理論, 機械學會論文集第 5 卷第 18 號 110 頁 (昭和 14 年 2 月)。
- (4) 註 (3) におなじ。
- (5) 註 (1) におなじ。
- (6) 宮津純, 再び齒車ポンプ齒先開隙の最良値について, 機械學會において講演 (昭和 24 年 11 月), 論文集に掲載の豫定。

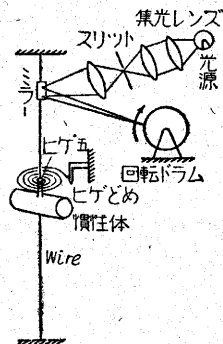
速報 39

時計用ひげせんまいの
非直線性
古川 浩

天府や, 固定された中心軸の廻りに回轉振動を行う桿狀體に取付けられたひげせんまいは, 天府や桿狀體の振動と一緒に巻き込まれたりほどされたりする運動を繰り返す。この時天府の廻轉角とひげに生ずるトルクは完全には比例せず, 従つてそのバネ常数はごく僅かながら與えられた回轉の振幅によつて異つてくる。このことはひげせんまいの非直線性とよばれて古くから知られているところであるが, はたしてそれが如何なる因子によつてどの程度左右される量であるかは未だ十分な結論を得ない問題として残されてきた。

實際の時計では“ひげ玉”と稱する小さな金屬環によつて渦巻きの内側の一端が天府軸に固定され, 外側の端は時計の各齒車の軸がはめ込まれている地板に固定されている。従つてもし取付けの具合でひげに偏心があつたり, 外側の末端固定の状態が變れば當然歩度 (時計の進み, 遅れ) にも變化を生ずる。これらの原因が非直線性に及ぼす影響をみるために, 第一段階として第 1 圖のように両端を固定して上下に張られた磷青銅の細線の中央に“ひげ玉”をはめ込む突起を持つた桿狀體をつけて振り振子を構成し, これにひげを取り付けてその末端固定点を前後左右, 上下に移動させ, 或はまた偏心を與えたり, “ひげ玉”よりひげが出發する點に對して外側の固定點が張る角度をいろいろと變えて, そのために生ずる振り振子の周期の變化からバネ常数の變動する有様を調べて見た。

これによると, バネ常数には振幅 45° から 270° 迄で 2% 前後の非直線が認め



られ, その傾向は與える條件によつて振幅と共に増大するもの, 減少するもの, 或はまた周期的に變動するものなど一様でない。従つて末端固定の條件を適當に調節し, ひげの形を上手に設計すればこれ等の原因による歩度のみだれを矯正することができる。時計ひげの最外端部を他の渦面より少し捲き上げて用いた“捲き上げ”が從來理論的に良いとされて來たのも, このようなことがら含まれているからである。また普通の時計が“ひらひげ”で十分な成果を擧げているのは第 2 圖 (a) のようにその末端部に逃げを設けてとめてあることによるものと思われる。第 2 圖 (a) (b) と



第 2 圖

いうのは (b) 圖のように逃げをつくらないでそのまま末端を押えたところ, 10% に近い大きな非直線性が現われたからである。また末端固定點が内側の固定點と張る角, すなわち巻き角の端数はできる限り $n \cdot \pi/2$ (n は自然數) であることが望ましい。それは $m\pi$ (m は自然數) の點で固定すると, ひげ同志が運動中に接觸しやすい傾向を持つているからで, 現在このことはあまり注意されていないようであるけれど, 今後はなるべくこの方式を採用するのがよいと思う。

實驗は西村教授に御指導をいただき, 柳島鈺仁夫氏 關根智明君とともに行つたもので, ひげは N 社のものを使用し, 裝置の廻轉ドラムは同期電動機で驅動した。いまサイクルの變動を最大にとつてもその影響は 1% 以下におさまるから, われわれの結論にはひびかない。

しかしごく微量の偏心や末端固定點の移動に関しては, 非直線が 1% 以下のこともあり得ると思われるので, 將來は水晶時計がホニクモーターを利用して, 各種のひげについてより精密な數値を求めてみたいと思つている。(1950. 6. 10)