歯車ポンプの研究

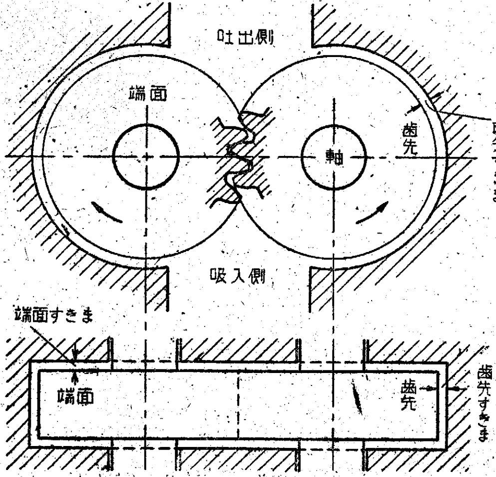
宮津 純

歯車ポンプのじつさいの特性式はどうなるか．歯先すきまの最良値，端面すきまの最良値はどのようにして定めるか，それぞれの最良値はどういう點で相違しているか．キャビテーションが發生すれば特性はどう變るか，その實驗結果と發生の限界について．

1. はしがき

現用のポンプにはいろいろの種類があるが，現在では渦卷ポンプ(タービンポンプ，軸流ポンプをふくめ)，往復ポンプ，および回轉ポンプが主として用いられている．しかもそれぞれにたいし，實用上有利な使用範圍も定まつている．低揚程に多量の水を送るには，往復ポンプよりも，渦卷ポンプまたはプロペラポンプの方が，小型で輕く，低廉にでき，電動機との直結も可能，相當高速でも水槌作用の危險が少いという點で有利である．非常に高揚程では往復ポンプも有利になる．それは往復ポンプは效率が比較的良好であるために，多段のタービンポンプにくらべて年間の運轉動力費が減少し，それが設置の際の不利を償却するからである．

一方，油その他きわめて粘稠な流體を送るには，いわゆる回轉ポンプが有利である．回轉ポンプとは回轉するローターで流體を押し出すポンプであつて，その形式にはいろいろあるが，すべて，ポンプの中を液が流れるのでなく，運び出されるか押し出されるところに特徴がある．したがつて概說すれば，液の粘性がポンプの作用をいちじるしく變えることはないとみられる．この點は往復ポンプも同樣であるけれども，しかし他方，往復ポンプには不可缺である辨が，この場合不要であるという望ましい點を具備している．



第1圖 歯車ポンプの略圖

歯車ポンプ(第1圖)はこの回轉ポンプに屬し，ローターが2個の歯車となつてかみ合つたものである．一般に回轉ポンプは外觀が渦卷ポンプに似ていても，その作用は往復ポンプに近いものである．歯車ポンプでいえば，流體を歯の間に挾みとつて高壓の部分へもちこみ，それを歯のかみ合いによつて押し出す作用をするのである．したがつて回轉數一定であるかぎり，揚程が變化してもその吐出量はあまり變らないという，往復ポンプ一般の利點をもつており，その上吐出しに脈動がないという，往復ポンプにない利點をももつている．

歯車ポンプは小型にできるので，航空發動機，自動車用エンジンの冷却水ポンプ，循滑用油ポンプ，工作機械驅動用油壓ポンプとして使用される．消防用ポンプとしても使用されている．最近においては紡糸用ポンプとして，高價な往復ポンプに代り低廉な歯車ポンプを製作することがさかんに試みられ，その方面からも，性能を流體力學的に解明することが要望されている．紡糸用として用いる場合には，ポンプの吐出し側が吸込み側より低壓の狀態もあつて，吐出し一定の送り出し裝置であるべきこのポンプの，洩れに關する問題がとくに重要となるからである．

2. 研究の目的

歯車ポンプの基本となる作用は，前述した通り，歯の輸送とかみ合いによる押出しであるから，その一應の性能は歯形の幾何學的關係から說明することができる．それによれば，流體の粘性は基本作用に影響をおよぼすわけでなく，效率は100％にもなりうると考えられる．しかしこれと實際の性能とにはいちじるしいくい違いがみられるが，それは歯に挾まれた流體がじつさいには靜止のままでは運ばれないし，また回轉する歯車とポンプ胴體とのすきまに流體の流れを生じ，それがポンプ性能に影響するからである．したがつて歯車ポンプのじつさいの性能は，流體力學的にみるのでなければ，それを正しく了解，考察することができず，改良の方針をつかむこ

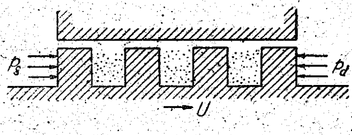
ともできない。

この研究は流體力學的見地から，歯車ポンプの特性式を確立し，製作，改良に役立つべき考察の基礎をつくることを目標としたものである．研究の一部はすでに本誌1巻3號(昭 24—12) において述べたが，その報告では部分的な問題をとりあげ，歯車の歯先すきまおよび端面すきまの流動状態と，歯先すきまに最良値が存在することをしめすにとどめた．

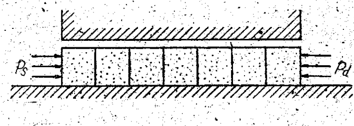
本文はそれらの部分的考察を総合して，ポンプ自體の流體力學的特性式をしめし，それを基礎として，端面すきまの最良値の決定法を述べ，なおキャビテーション發生による性能變化の狀態に言及して，要望に應えようとしたものである．

3. すきまの効果を考慮しない特性式

歯車の回轉運動を，かんたんのため並進運動に直して考えると，作用する力の關係はけつきよく第2圖のようにあらわされる[1]．



第2圖　歯車ポンプの作用模型圖



第3圖　歯車ポンプの作用模型圖

ここに p_s は吸込み壓力，p_d は吐出し壓力である．この圖はかみ合つている歯車の二つの車を考慮した力の關係をしめしているが，流體の送りこみも二つの車で行うから，そのこともまとめてしめすには，第2圖中の歯の實質部分も流體から成つているものと考えねばならない．よつてその作用をより適切にまとめて圖示すれば第3圖のようになる．

歯にはさまれた流體が靜止のままで低壓側から高壓側へ送られるならば，それにたいする抗力Fは端面壓力の差だけで次のようになる

$$F=bt(p_d-p_s)=bt\gamma h,\quad h=(p_d-p_s)/\gamma$$

t は歯の厚さ，b はその幅(軸に平行)，γ は單位體積の流體の重さ，h はポンプ揚程をあらわす．

歯車で送りこむ量は單位時間に $q=btU$, U は歯の速度をあらわす．一車あたりには $q/2$ である．したがつて特性式はつぎのようになる．

$$\left.\begin{array}{ll}\text{水動力} & L_w=\gamma qh=\gamma btUh\\ \text{驅動動力} & L_s=FU=btU(p_d-p_s)=\gamma btUh\\ \text{ポンプ効率} & \eta=L_w/L_s=1\end{array}\right\}\quad(1)$$

これは歯にはさまれた流體が靜止狀態で送られるときの關係をしめす．じつさいには歯間において壓力勾配ができてそこに渦流を生ずる．したがつて歯の兩面に作用する壓力が違い，それが歯の運動に抵抗となる．このことを考えて筆者は渦流係數(k) なるものを取り入れ，歯車に加える抗力をつぎのようにあらわすべきであるとした[2]．

$$F=(1+k)\gamma bth$$

このとき特性式はつぎのように變る

$$\left.\begin{array}{ll}\text{驅動動力} & L_s=FU=(1+k)\gamma btUh\\ \text{ポンプ効率} & \eta=L_w/L_s=1/(1+k)\end{array}\right\}\quad(2)$$

4. じつさいの特性

前項まではすきまの効果を考慮していないがじつさいにはそれが加わる．すきまは歯先および端面にあつて(第1圖)，そこに介在する流體のため驅動にせん斷抗力が加わり，また洩れも生ずる．それがすきまと共にどう變化するかは前回に述べた[3]．この効果を加味すれば特性式はつぎのようになる[4]．

$$\text{吐出量}\quad q=K_1\omega-K_2\gamma h/\mu=K_1\omega-K_2 gh/\nu\quad(3)$$

この式は實用される量でかきあらわしたもので，ω は歯車の角速度，γ は單位體積の流體の重さ，h は揚程，μ は粘性係數，g は重力の加速度．ν は動粘性係數である．K_1 と K_2 とはポンプの寸法によつてきまる定數で流體力學的につぎのようになる．

$$K_1=A+B\delta_t,\qquad A=bt_1R_p,\qquad B=bR_0$$
$$K_2=D\delta_t^3+D'\delta_e^3,\quad D=b/6R_0\Theta,\quad D'=c$$

b は車軸に平行な歯幅，t_1 は送りこみ量(歯形から算定したもの) に相當する歯高，R_p はピッチ圓の半徑，δ_t は歯先すきま，R_0 は歯先半徑，δ_e は端面すきま，c は端面すきまからの洩れの係數[5]，Θ は吸入側吐出側を仕切る胴體が軸心に張る中心角をあらわす．よつて

$$\text{水動力}\quad L_w=\gamma qh=\gamma(K_1\omega-K_2 gh/\nu)h\quad(4)$$

驅動に要する動力は揚程に無關係のものと揚程に比例するものとからなりつぎのようになる．

$$L_s=K_3\gamma h\omega+K_4\gamma\nu\omega^2/g\quad(5)$$

K_3, K_4 はすきまの函數で流體力學的につぎのようにみちびかれる

$$K_3=A'+B\delta_t,\quad A'=b(t_1+kt_0)R_p+A+kbt_0R_p$$
$$K_4=F/\delta_t+F'/\delta_e+\alpha+\beta,\quad F=2bR_0^3\Theta,\quad F'=2\pi(R_0^4-R_s^4)$$

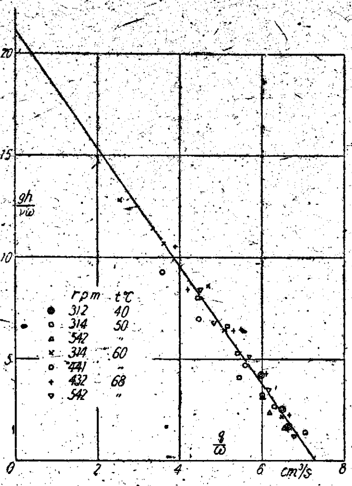
ただしkは渦流係數，t_0 はじつさいの歯高，R_sは軸半徑，α は軸受部の摩擦による動力係數，β はかみ合い部の摩擦による動力係數をあらわす．

第1表　供試ポンプ諸元

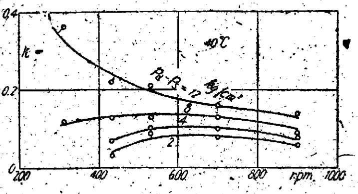
歯　數 z	18
モヂュールM	3
ピッチ圓半徑	27.00 mm
歯先圓半徑	29.91
歯の高さ	6.431
幅	44.92
頂　隙	0.86
歯先すきま	0.11
仕切部の角度	3.544 ラジアン

第4圖は第1表にしめす歯車ポンプについて油溫を變え(モビール油の ν を變え)，回轉數(ω に相當)を變えて行つた實驗結果である．それらに變化があるにもかかわらず q/ω と $gh/\nu\omega$ とは同一直線上におさまり (3) の妥當なことがわかる．

第5圖は動力測定の結果から算定した渦流係數kをしめす．すなわちkの實驗値は0と1との間にあつてさきに考察した結果と一致する．また揚程が増せばkは大となり，回轉數が増せば揚程によるkの變化は小さい．さらに温度高く粘性の小なるほどkは大きい．すなわち粘性の小さいほど渦の効果の大きいことがわかる．



第4圖 q/ω と $g/\nu\omega$ との關係



第5圖 渦流係數 k

5. すきまの最良値決定式

すきまの効果に關する詳細はおくとして，いまそのために増す驅動動力を(L_s)，水動力の増加を(L_w)と（ ）をつけてしめせば，ポンプ効率は一般につぎのように書ける

$$\eta=[L_w+(L_w)]/[L_s+(L_s)]$$

ここのL_wとL_sとは歯に關するもののほか，別のすきまに關するものもふくむことになるが，いずれにしろ問題のすきまには無關係である．

効率を極大とするすきまはいうまでもなく$d\eta/d\delta=0$すなわち

$$[L_s+(L_s)][(L_w)'-[L_w+(L_w)](L_s)')=0 \cdots(6)$$

を満足しなければならない．ただし$'$はすきまδについての微分をあらわす．この式は歯先すきま，端面すきまに共通の關係をしめす．

歯先すきまの最良値 歯先すきまに最良値があることはすでに指摘した[6]．その最良値とはすきまのために歯先に加わるせん斷應力(τ_δ)が最小で，すきまから持ちこむ流量(q)の最大となるすきまであつた．これは$(L_w)'=0$，$(L_s)'=0$を満足するすきまであるということになる．なぜならばポンプ揚程(h)と歯車の速度(U)とは一定とみているから

$$(L_w)=\gamma(q)h,\quad (L_s)=btU(\tau_\delta)$$

であり，$(q)'=0$，$(\tau_\delta)'=0$では$(L_w)'=0$，$(L_s)'=0$となるからである．これはまた明らかに(6)を満足するから，前回に述べた歯先の最良すきまとはポンプの動力効率を極大とするすきまである．

端面すきまの最良値 端面においては$(L_w)'=0$と$(L_s)'=0$とを同時に満足するすきまは存在しない．これは前回に述べた[7]．しかし(6)を満足し，したがつてポンプ効率を極大にする最良値は歯先同様に存在する．それは(6)式中の各項をすきまの函數としてあたえた前項の結果から算定できる．それについては次の項において述べることとする．

近似式 最良すきまを求める(6)式で，渦流を考慮せずまた他のすきまの存在を考えないと，(1)式によつて$L_w=L_s$，したがつて(6)は

$$[1+(L_s)/L_s](L_w)'-[1+(L_w)/L_w](L_s)'=0$$

となる．さらに揚程(h)と歯の速度(U)とが大きく，すきまに關する量(L_s)，(L_w)が歯に關する量L_s，L_wにくらべて極めて小さい狀態では，上式はつぎのようになる．

$$(L_s)'-(L_w)'=0 \qquad (7)$$

これはすきまのために要する驅動動力(L_s)とすきまからの洩れによる損失水動力$-(L_w)$との和を極小にする條件である．しかしこの(7)は條件附の近似式であることに注意しなければならない．歯先すきまの最良値が(7)を満足するからといつて，それを以て直ちに端面すきまの最良値を求める基礎式とすることはできない．歯先すきまには前述したように$(L_s)'=0$と$(L_w)'=0$とを同時に満足するものがあり，それが(7)を満足することにもなつているからである．この歯先すきまの最良値は(7)を満足するだけでなく，この式の各項に任意の常數が掛つたものでさえつねに満足するのである．一般的にいつてすきまの最良値は(6)によつて定めねばならない．それが前述の條件の範圍で(7)の結果に近くなるというに過ぎない．これは歯車ポンプの場合にかぎらず，すべての動力機械についていえる．歯車ポンプの歯先すきまは例外の場合に屬する．

6. 端面すきまの最良値

特性式中のK_1, K_2, K_3, K_4はすきまの函數としてすでにわかつたから，これを前項の關係に用いると，歯先すきまδ_tの最良値δ_{tM}，端面すきまδ_eの最良値δ_{eM}を求めることができる．

$$\delta_{tM}=\sqrt{(B/3DH)}=\sqrt{(F/BH)} \qquad (8)$$

$$H=gh/\nu\omega$$

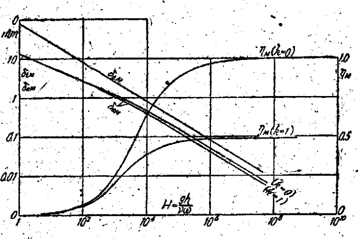
これは前回に示した結果が變形されているだけである．またδ_{eM}はつぎのようになる．

$$\delta_{eM}=\sqrt[4]{(F'\eta_M/3D')}/\sqrt[4]{H} \qquad (9)$$

この式のη_Mは歯先すきまに最良値(8)をあたえておいて，端面に最良値をえらぶ場合のポンプ効率をあらわす．η_MとHとは次式で結ばれる．

$$(A-A'\eta_M)H+[(2/3-2\eta_M)(B\sqrt{(F/B)}$$
$$-4D'\sqrt[4]{(F'\eta_M/3D')^3}]\sqrt{H}-E'\eta_M=0 \qquad (10)$$

(10) 式を解くには，η_M に 0〜1 の數値をあたえて H を求める方が容易である．その η_M と H とを (9) に入れて δ_{eM} を求める．第6圖は前述の供試ポンプにたいする計算結果である．この圖はつぎのことをあらわしている．この歯車ポンプで，ある流體 (ν) を用い，ある規定の回轉數 (ω に相當)，規定揚程 (h) でその動力效率をなるべく大きくするには，この圖にしめすすきまをあたえねばならない，そしてそのときに達しうる最大效率は圖示のようである．



第6圖　すきまの最良値とポンプの極大效率（計算例）

この圖の數値は個々のポンプで變るがつぎの傾向は一般的である．

(i)　ポンプの動力效率を最大とするためのすきまは $gh/\nu\omega$ の大きいほど小さくなる．

(ii)　端面すきまは歯先すきまより小さくなければならない．

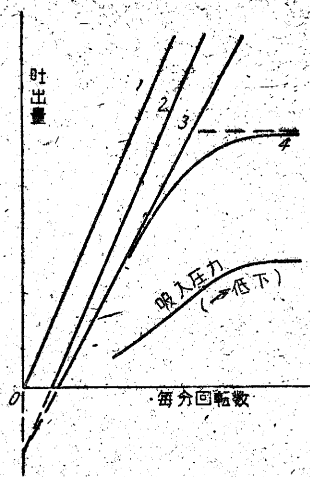
(iii)　達しうる最大效率は $g/\nu\omega$ の大きい場合に大となるが，それは渦流係數によつて變化する．

7.　歯車ポンプのキャビテーション[8]

一般に流體の速さが増せば壓力は低下するが，とくに液體の場合には，壓力が低下すれば溶解した氣體は遊離し，混入した氣體のしめる體積は増す．また壓力が液温相當の蒸氣壓以下に下れば蒸發がおこる．その結果として，流れの内部とくに機械の表面に接して，氣體と蒸氣とで充たされた空洞部分が發生する．この現象または生じた空洞のことをキャビテーション (Cavitation) という．キャビテーションに先行する現象，すなわち溶解した空氣が遊離し混入した空氣が膨脹する現象を指してエアレーション (Aeration) ということもある．一般に流體機械にキャビテーションが發生すれば，效率性能が低下するばかりでなく，騒音振動をともなつて運轉に支障をきたすこともあり，材質には腐蝕侵蝕をうけてその壽命が短縮する．

歯車ポンプにキャビテーションが發生すれば吐出量は飽和の狀態に達し，それ以上に回轉をあげても回轉數に比例するだけの吐出量の増加は得られなくなる．第7圖はそれをしめす説明圖である．

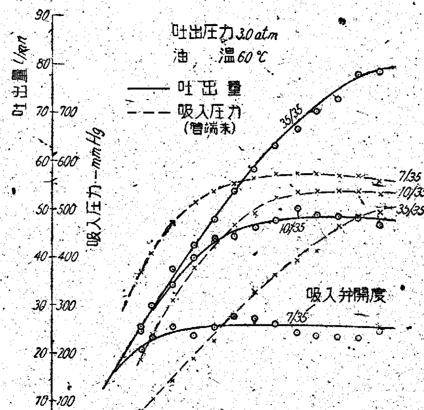
原點を通る直線1は歯の送り込み作用が理想通りに行われる場合をしめす．しかしじつさいにはすでに述べた通り歯車と胴體とのすきまからの洩れがあり，しかもそれは回轉數にほとんど影響されないので，1は平行に下つた2によつておきかえられる．さらに歯のかみ合う部分から吸込み側へもどつて吐出されない量があり，それは回轉數に比例するのでその結果として2はさらに傾斜のややゆるい直線3によつておきかえられる．この3がじつさいの歯車ポンプで期待さるべき關係をしめしており，ここまでの内容はすでに考えてきた通りである．



第7圖　歯車ポンプ吐出量特性の説明圖

しかし實驗によればこの關係もある回轉數まで成立つだけである．回轉をその限度以上にあげても吐出量は變らなくなり飽和狀態に達する．これはポンプの内部にキャビテーションを生じた結果で，そのことはポンプ内部の吸込側の壓力をみればはつきりする．じつさいのこの吸入壓力は回轉數の増加につれて次第に低下し，吐出量が飽和するにつれて，一定値におちつくことがみとめられる．

第8圖は吸入辨の開度を變えた實驗例をしめしている辨の開度の小さいほど，より低回轉數において飽和に達



第8圖　キャビテーション發生時における歯車ポンプの特性

する．しかしその飽和壓力はいずれの場合にも大體においてひとしくなる．吸入壓力の測定は吸入管の端末（ポンプ胴に近接）とポンプの内部とで行つているが，このうちの一方が飽和する狀態では他方も飽和することがみとめられた．

いまキャビテーション發生の限界を定めるため，液槽の液面と吸入管端末斷面とにベルヌーイの式を適用して

整理すれば次式が得られる．

$$(p_a-p_2)/\gamma+H=(1+\lambda l/d+\zeta)v_2^2/2g \qquad (11)$$

ここに p_a は液槽の液面に作用する壓力，p_2 は吸入管端末斷面の中心から液面までの高さ，λ は圓管摩擦係數，l は吸入管長，d はその直徑，v_2 はその平均流速，ζ は流體摩擦以外の損失係數，g は重力の加速度．ただし液面での速度は無視してあるが，その影響は ζ にふくめてあるとみてもよい．

實驗によれば p_2 はある壓力以下にはなれない．しかもその壓力は油の蒸氣壓よりずつと高くなつている．これを p_e とおく．流速 v_2 の最大値は壓力 p_e のときに得られる．それを v_{2M} と書けば (11) から

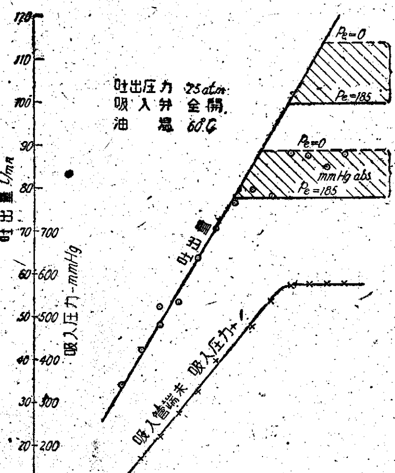
$$(p_a-p_2)/\gamma+H=(1+\lambda l/d+\zeta)v_{2M}^2/2g \qquad (12)$$

流量の最大値 Q_M は

$$Q_M=(\pi/4)d^2v_{2M} \qquad (13)$$

となる．λ と ζ とは吸入辦の開度によつて變る．その値をあたえれば v_{2M} したがつて Q_{2M} が定まる［λ と ζ とは v_2 の函數であるから，(12) は v_2 に關する方程式となるが，ここではかんたんに，λ と ζ とに推定値を用いることとする］．

第９圖は供試ポンプについて數値をあたえた結果である．



第９圖　實例に對する計算例

とくに實線は $p_e=185$ mmHg, abs. とした場合，破線は $p_e=0$ mmHg, abs. の場合をしめす．$\zeta=5$, 10 は球形辦の存在を考慮したものである．これより抵抗係數の小さいほど限度は高くなることがわかる．またいうまでもなく限度は破線を超えることはない．

限界に相當する回轉數は圖から讀みとることができる．回轉數がこの限界を超す場合にはどうなるか．實驗結果では一定の吐出量におちついている，そのことは壓力の飽和することから當然と考えられる．すなわち吸入側の壓力が一定であるかぎりは，回轉數が增しても一定の吸入流れが保たれるはずであり，しかも定常狀態ではそれだけ吐出されるからである．したがつてこのような回轉數では歯間が蒸氣とか氣體で一部占められることとなる．

また吸入する液體に混入または溶解した狀態で空氣をふくむ場合には，より低壓のところへそれがくるとより大きい體積をしめるようになる．したがつて低壓部分で歯間に取り去られる液量は前に考えた値よりも減少する．その減少量はポンプ内部の吸入壓力に相當して空氣のしめる體積であるから，壓力 p_a の油槽面で油のふくむ空氣量(混入したものと溶解したもの)およびポンプ内部の吸入壓力がわかれば算定できるが，この文ではそれには觸れないこととする．

8. 結　言

この文は歯車ポンプの性能を流體力學的見地から檢討した，著者のこれまでの理論並に實驗研究をまとめたもので，つぎの事項から成つている．

（1）歯車ポンプの流體力學的特性式を理論的にみちびき實驗によつてその一部をたしかめた．

（2）ポンプ特性式に導入すべきであると，さきに著者の提案した渦流係數の實驗値を示した．

（3）端面すきまの最良値決定法を述べ，それを一例につき具體的に算出して示した．

（4）歯車ポンプにキャビテーションを發生した場合の性能變化の狀況，その内容の考察，およびキャビテーション發生の，限界回轉數の決定法を示した．

以上の各項目はこの研究によつて明らかになつたもので，中には詳細の問い合せを受けているものもあるが，この文では止むなくその概略を述べるにとどめることとした．

文　獻

1) 宮津純，日本機械學會論文集 17 卷 56 號 (昭 26) 38 頁
2) 同上 40 頁
3) 宮津純，本誌 1 卷 3 號 (昭 24-12) 22 頁
4) 宮津純，黒岩源雄，村田暹他 2 名，日本機械學會第 27 期定時總會講演會において講演 (昭 25-4)
5) 宮津純，向井眞澄，太田英一，日本機械學會第 26 期定時總會講演會において講演 (昭 24-4)
宮津純，内田俊夫，梅田英耶，日本機械學會第 27 期定時總會講演會において講演 (昭 25-4)
宮津純，野阪理男，日本機械學會第 28 期定時總會講演會において講演 (昭 26-4)
6) 3) および日本機械學會論文集 17 卷 56 號 (昭 26) 36 頁
7) 3) におなじ
8) 宮津純，日本機械學會キャビテーションに關する座談會において講演(昭 25-11)

☆　　　☆