

燃料噴射ポンプの性能に関する研究 (第1報)

1. 給油管系の性能に及ぼす影響

囑託	八田桂三
技手	北村菊男
前技手	荒川信生
前研究生	眞邊満壽雄
前技手	金藤正治
	高橋英男

梗概

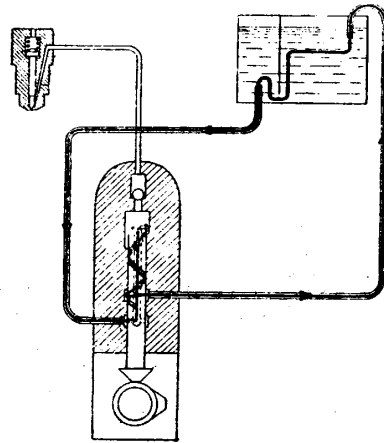
燃料噴射ポンプの性能はそれを使用する内燃機関に影響するのでその良否は相當重要な問題である。それで我々は一般に使用されてゐる燃料噴射ポンプ及び理論的にはすぐれてゐると考へられる單流型の燃料噴射ポンプの性能を調べ單流型の特長を明らかにした。又之に附隨して毎回の燃料噴射量が回轉數により色々に變化する事が判つたので其の原因を調べ給油管系の振動による事を明らかにし其の防止方法を考案した。

I. 實驗に使用した燃料噴射ポンプ

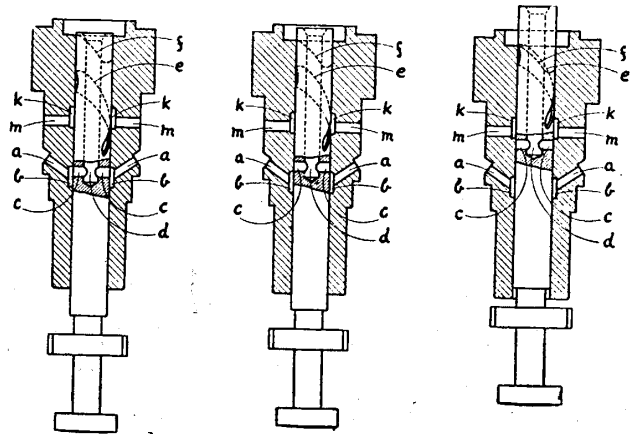
主として使用した燃料噴射ポンプは市販のボツシュ型の燃料噴射ポンプ及び第1圖に示す如き單流型の燃料噴射ポンプである。第1圖Aは其のポンプの寫眞である。本ポンプは第1圖Bに示すが如く吸入管及び戻油管の二本の給油管系により燃料タンクと連結せられてゐるもので、圖に於て左側の吸入管を経て油を吸ひこみ噴射を行ひ、噴射終了後の残りの油は右側の戻油管を経て燃料タンクに送り返されるのである。各の如く油を吸うのと返すのを別の管にて行ひ、たへず一方向に油を流す如くしたものである。第1圖Cはプランジャー及びバーレルの構造及び作動狀況を示すものにして、左側の圖は丁度ポンプに油の吸入されつつある状態を示すものである。即ち油はバーレル中の孔aよりバーレルの内周の溝bを経て更にプランジャー内の孔c及びdを経、壓縮室中に吸入されるのである。この状態よりプランジャーが上方に行き中央の圖の位置にくるとプランジャーの孔aとバーレルの吸入溝bとの連絡が断たれ油は外部との連絡を失ひ、壓縮せられ噴射を始める。更にプランジャーが上り右側の圖の位置にくるとプランジャーに切つてある螺旋型の溝eとバーレルの上部の溝fとが連絡す



(A)



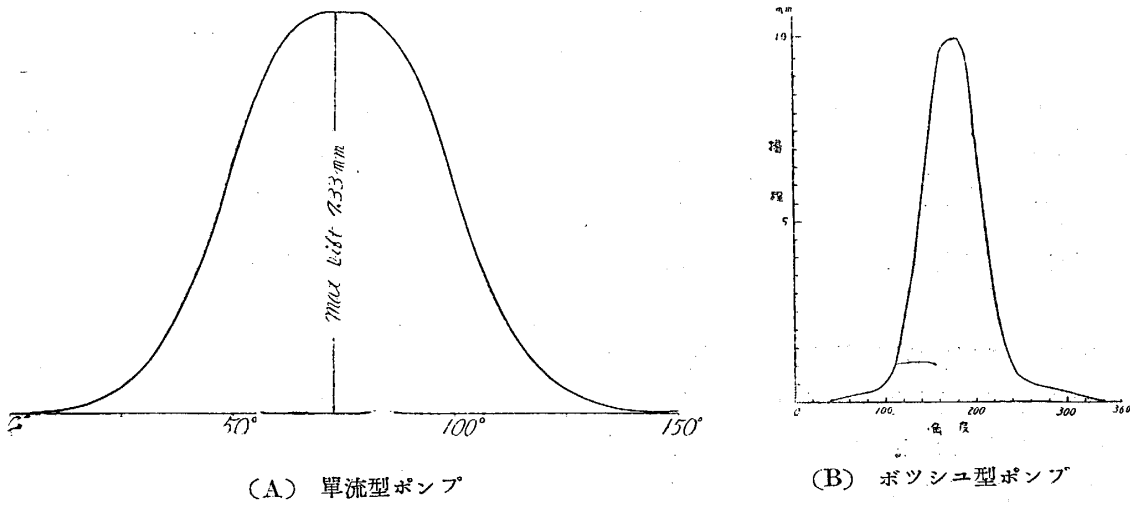
(B)



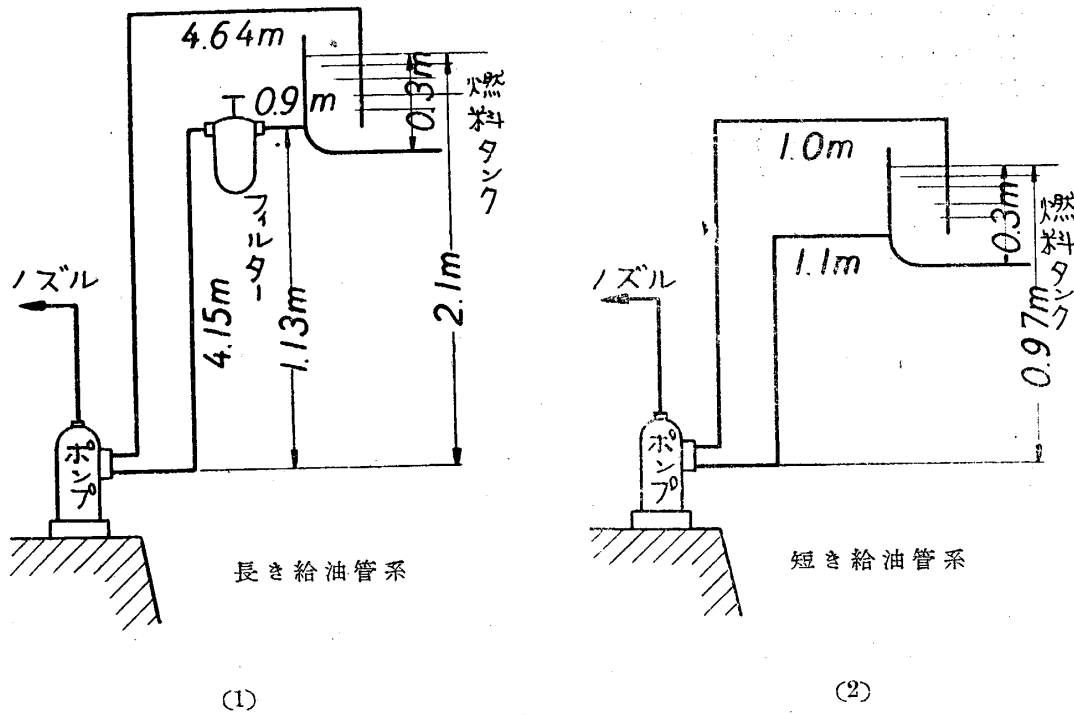
(C)

第1圖 単流型燃料噴射ポンプ

るので圧縮された油は f より e を経、バーレルの排油溝 k 及び排油孔 m を経て戻油管につながり、圧力は下り油はタンクに返され噴射が終る。かくしてプランジャーが上死点を経て再びこの位置にくるまでは圧縮室は戻油管と通じ、その圧力に保たれる。更にプランジャーが降下すると、中央圖の位置にくるまでの間は圧縮室は戻油管とも吸入管とも連結せず真空となり、左側の圖の位置にくると吸入管とつながり吸入をはじめプランジャーが下死点を経て再びこの位置にくるまでの間吸入管とつながつてゐる。噴射量の變更にはボツシュ型のものと同じくプランジャーを廻轉せしめれば良い。すると溝 e と f とが連絡する位置が變り噴射量が變る。プランジャーの径は主として 7mm のものを用ひたが初期には 6.6 mm のものも使用した。第2圖 (A) は本単流型ポンプのプランジャーの揚程曲線である。ボツシュのポンプは主として径 7mm のものを使用した。第2圖 (B) は本ボツシュ型ポンプのプランジャーの揚程曲線である。



第 2 圖 燃料噴射ポンプの揚程曲線



第 3 圖 単流型ポンプの給油管系

II. 実験装置

ポンプは革又は V ベルトを用ひて、三相交流整流子電動機によつて回轉し、回轉速度の

變動を除くためにポンプ軸には極めて大きいフライホイール⁽¹⁾を附けた。調車の取換及び電動機の調整によりポンプは200乃至4000 r. p. m. の範囲内の任意の回転数にて運轉する事が出来る。

燃料油の系統は實驗の都合上色々と變更したが主なものは第3圖に示す如きものである。即ち燃料油は高いやぐら上に設けたタンクよりボツシュの油濾器を経て、ポンプに供給され、更に鋼管を経てノズルより大氣中に噴射され残つた油は戻油管にてタンクに返される。ノズルには主として徑孔 0.25 mm の單孔型の二個の逆止球弁を有するオープンノズルを使用した。

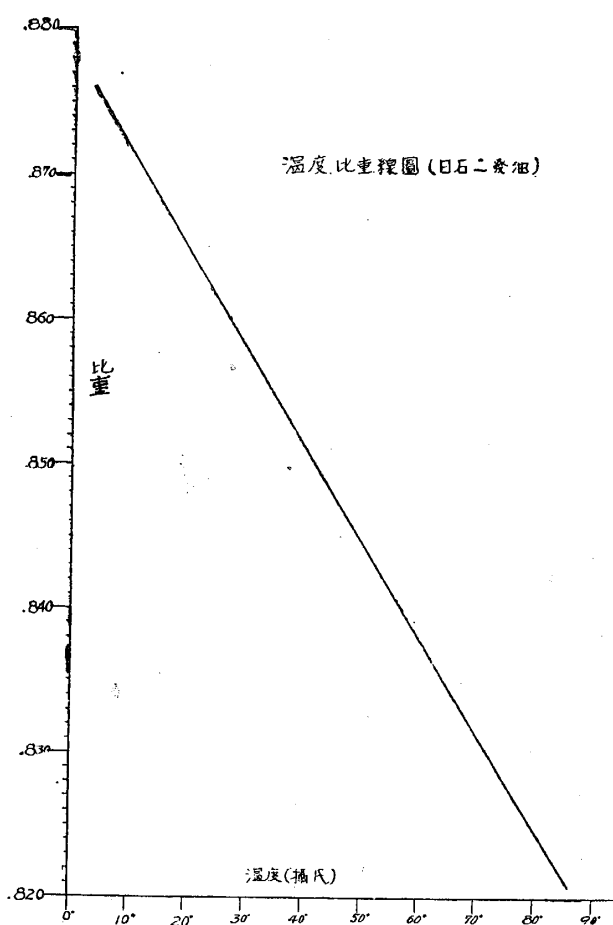
噴射量の測定は油を彎曲した銅管内に噴射する事により飛散する事を防ぎ、メスシリンダーに受けストツプウオツチにより一定時間内に噴射される容積を測り同時にそのメスシリンダー内の燃料油の溫度を測定し豫め檢定してある第4圖の如き溫度比重曲線を用ひて、計算したり直接臺秤を用ひて一定時間内に射噴される重量を測定したりして行つた。後に燃料油管系統の振動が問題となるに及び管中の油温の目安として、タンク内の燃料油の溫度を測定した。又振動の状況を見るために管系統の一部にガラス管を入れたり低壓指壓器を取付けたりしたが此等の事柄は後述する事にする。

燃料油としては實驗中一貫して日本石油會社製二號發動機油を用ひた。

III. 豫備的實驗

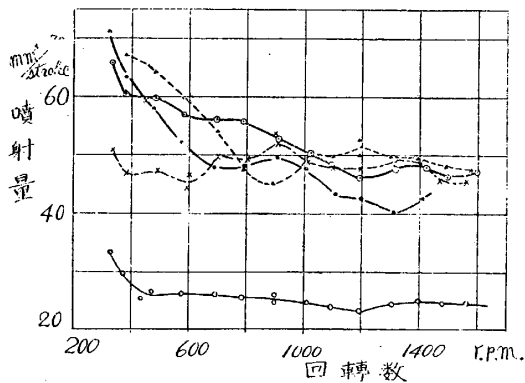
最初徑 6.6mm のプランヂャーの單流型燃料噴射ポンプに孔徑 0.35 mm の單孔型ノズル、内徑 1.38 mm、外徑 10mm 長さ 600 mm の鋼管を使用して實驗した所第5圖に示す如く試驗毎に噴射量が甚しく變り一定した結果が得られなかつた。其の時色

々と考へた末ノズルの孔が大きすぎるのではないかと考へて、孔徑 0.25 mm の單孔型ノズルに取換へた所第6圖の如き噴射量曲線が得られ比較的一定の噴射量が得られる様になつた。更に鋼管を内徑 2.5 mm 長さ 1000 mm のものと取換へた所第7圖の如くなつた。即ち測定値はそれ程とばなくなつたが、全體の回転數特性がおかしいので分解した所プランヂャ



第4圖 使用せる二號發動機油の比重溫度曲線

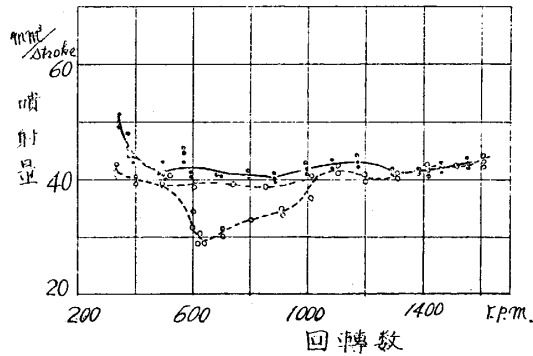
(1) 徑 700mm 厚さ 23mm



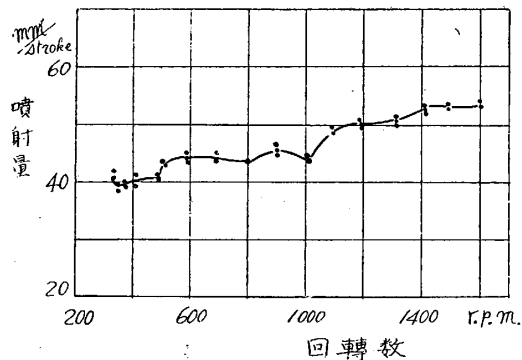
第 5 圖

一のラッピングがあまり良くなかつたのでプランジャーを径 7 mm のものと取換へて実験をすすめる事とした。

即ち内径 1.38 mm 長さ 1000 mm の鋼管と孔径 0.25mm の単孔型オープンノズル(球逆止弁付)を用ひ実験をすすめた。以上の如き実験は第 3 圖(1) に示す如き長い給油管系を用ひて行つた。色々と実験をすすめて行く中に噴射ポンプの特性に給油管が相當影響を與へるらしい事が判つたのでそれを確かめる実験を行つた。



第 6 圖



第 7 圖

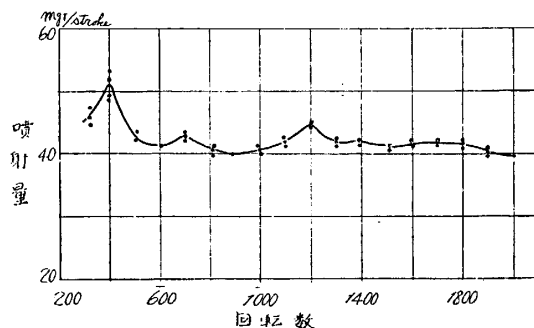
IV. 噴射量の回轉數特性

單流型燃料噴射ポンプを用ひ、第 3 圖に示す如き給油管を用ひ、上述の如きノズルや鋼管を用ひ先づ給油管の影響、單流型の利點等を実験した。此の場合実験は常にポンプ開度を一定とし回轉數に對する噴射量特性を調べた。

4. 1. 給油管系の影響

4. 1. 1 長い給油管系を用ひたる場合の標準的噴射量特性

單流型燃料噴射ポンプにとつて標準的なる給油管系即ち、第 3 圖(1) に示す如き吸入管と戻油管とを有する場合の噴射量一回轉數曲線は第 8 圖の如くなる。明らかに給油管内の油の振動の影響にて充填效率が變化してゐる事が判る。但しこれを考へる場合注意せねばならぬ事はノズルより噴射されざりし油は戻油管を通り原の油タンクに返るので實驗中タンク内の油温、從つて給入管や戻油管内の油温も亦變る事である。油の壓縮率、殊にかかる空中にさらされて相當の空氣を飽和してゐる油の壓縮率は温度により相當變るので管内の



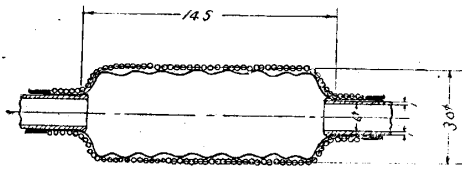
第 8 圖 長い標準型給油管系を用ひた場合の全開回轉數特性

油の振動を考へる場合にもこの事を考へに入れる必要がある。

何れにしても振動の影響らしいのでそれを確めるためと、もし振動とすれば吸油管と戻油管と何れが大きき効果を有するかを調べるために其等のない場合の性能をとり又低壓指壓圖や液の運動をしらべる事とした。

4. 1. 2 給入管なき場合の噴射量特性

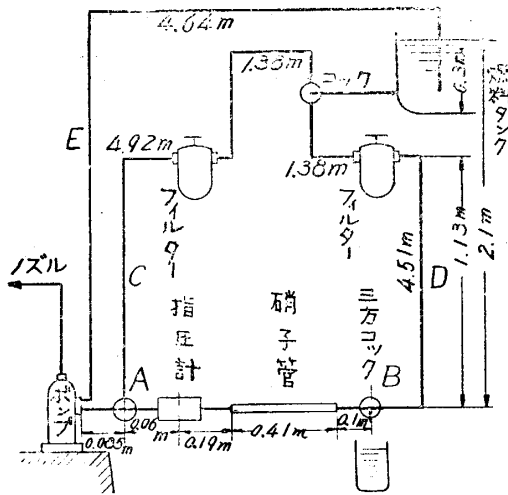
前實驗の際と同一のヘッドを加へて且管の影響を除くためにはポンプが油を吸入する際に長い管内の全油柱を加速する要なく、直ちに吸入出來吸入をとめた際には逆に管内の全油柱を減速する要なく、従つて管内の油は平均流速で一樣に流れしめれば良い。即ち吸入の際には油柱の影響がなく自由に吸ひ込みうる如くすれば良いわけである。



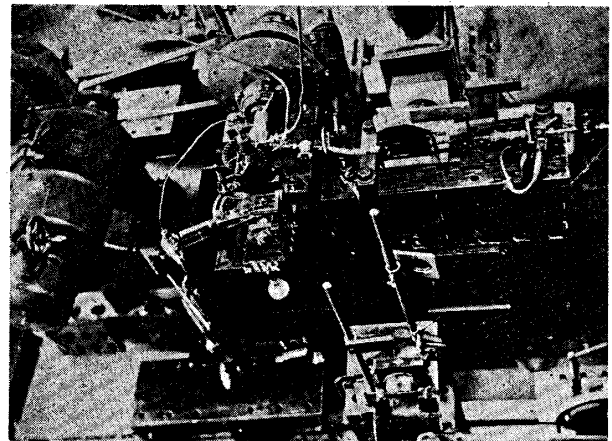
第 9 圖 牛の腸で作つた油膜室

は油柱の影響がなく自由に吸ひ込みうる如くすれば良いわけである。それで先づ簡単に牛の腸の油袋を吸入管のポンプ側の所に取り付けてみた。實物の寸法は第 9 圖に示すもので壓力がかたかつ時に之に對抗せしめるため圖の如く針金を巻き保護装置とした。

便宜上以後油膜室と名付ける事とする。吸入の際には牛の腸がへこみ吸入に應じ吸入がとまるとふくれ始めるわけである。此の作用がどの程度うまく行つてゐるかたしかめるために第 10 圖の如き管系を作りこの作用を確めた。即ち吸入管のポンプ側に低壓指壓器（中西式指壓器の低壓用に作つたもの）をつけその直前に水平のガラス管をおき、この中にガラス管内径よりやや小さいベークライトの小片を入れ、この小片の動きを影を用ひてドラムカメラで寫眞にとり同時に吸入管内の低壓指壓圖をとつた。そしてポンプ吸入孔の近くに油膜室をおいた時とおかぬ時とを比較したのである。第 10 圖 (B) は装置の



(A)



(B)

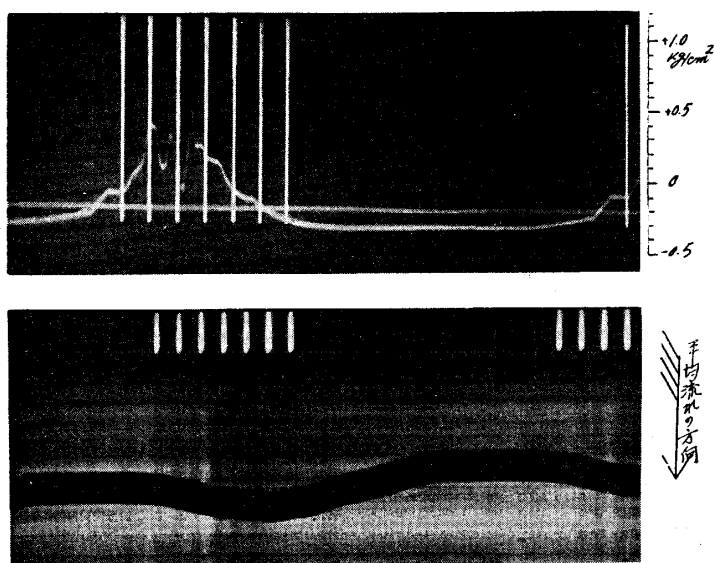
第 10 圖 管内油柱の振動研究に用ひし給油管系

寫眞を示す。實際の實驗には次の如くして行つた。ベークライトの小片はたちまちガラスの一端から一端に行つてしまひ、又ドラムカメラにてその運動のとれる範圍もせまいので先づ

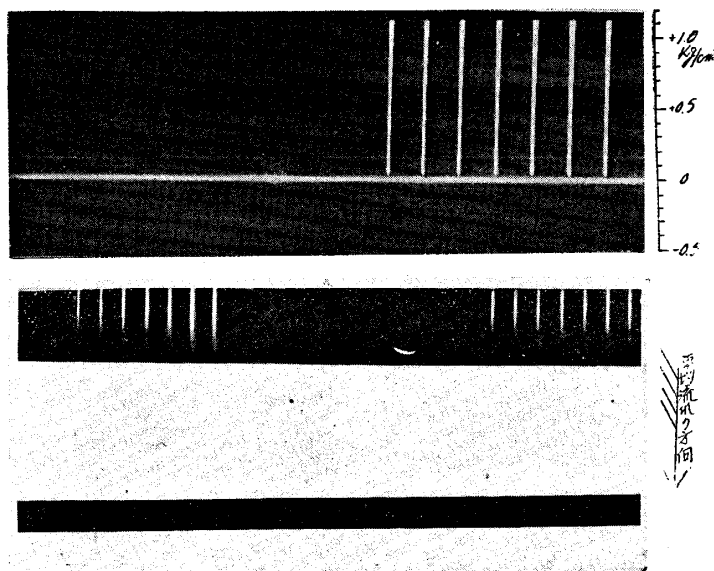
ポンプは三方コック A を吸油管 C につなぐ事により油はタンクより吸油管 C を経ポンプに吸入され、ノズルより大氣中に噴射されると共に残つた油は戻油管 E によりタンクに返される。かかる状態で運轉しておき、いよいよ寫真をとる前には三方コック B を回し吸入管 D と連絡をたち大氣に通ずる、するとタンクのヘッドによりベークライト小片はガラス管の右端に來、油は吸油管 C をとおひ、ポンプに吸入されると共に一部は B より大氣中⁽¹⁾にすてられる。かくして準備とこのはば、三方コック A と B とを同時に回し、吸油管 C と連絡をたち D とつなぐ、すると油はタンクより吸油管 D 及びガラス管を経てポンプにすわれ、一部はノズルより噴射され一部は戻油管を経てタンクに返される。この時油の運動に従つて

ベークライト小片が移動するのでその寫真と低壓指壓圖より吸入管内の液の運動が判る。第 11 圖はかくして採つた寫真の一例で上圖は指壓圖⁽²⁾、下圖は液の移動の様子で、縦線は共にカムを示すタイミングである。これで牛の腸の油膜室を用ひると第 12 圖の如くなり、圖より壓力波動もなく、又液は一様な速度で流入する事が判る。即ちかかる油膜室は完全に豫期通り作動するものなる事が判つた。

さてかかる油膜室を用ひて前の如く、第三圖(1)に示す長き吸油管等を用ひて、噴射特性をとつてみると



第 11 圖 給入管内の油の振動



第 12 圖 油膜室の効果

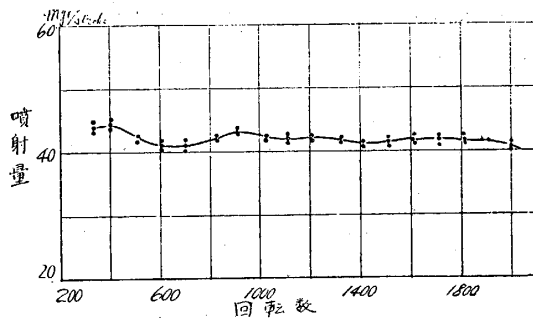
第 13 圖の如き特性が得られた。

即ちこの場合には戻油管は存在する故その影響があればそれは入るが、吸入管の影響は全くないと考へられるわけである。圖に明らかなる如く第 8 圖の吸入管もある場合に比し管の振動の影響はづつとへり平滑に近い特性が出てゐる。然し未だ多少ある事は戻油管も亦噴射特性に影響をあたへるものである事を示すものである。

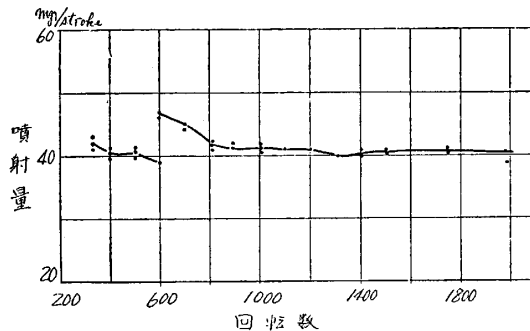
4. 1. 3 戻油管をなくした場合の噴射量特性

(1) 三方コック内でも管径は不變の如く三方コックを設計した。

(2) 圖にて 0 kg/cm² の線は 0 kg/cm² 即ち大氣壓に油の靜的ヘッドの加はつたものである。



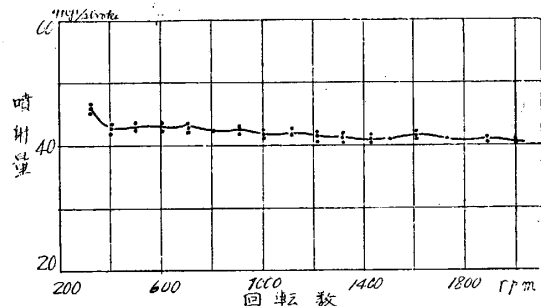
第13圖 吸入管なく戻油管のみの時の回転数特性



第14圖 吸入管のみで戻油管の影響をなくした場合の回転数特性

4. 1. 4 給油管戻油管共になき場合の回転数特性

給油管の影響を除くため油膜室をつけ戻油管をなくし直ちに別のタンクに棄てた時の性能は第15圖の如くなつた。即ち非常に平滑で回転数と共に漸次噴射量が減少する傾向がある。然しその減少の仕方はあまり大きくない。13圖と15圖を比較すれば戻油管の影響の程度が判る。本ポンプ固有の噴射量の回転数特性と考ふべきものは第15圖に示すものである。



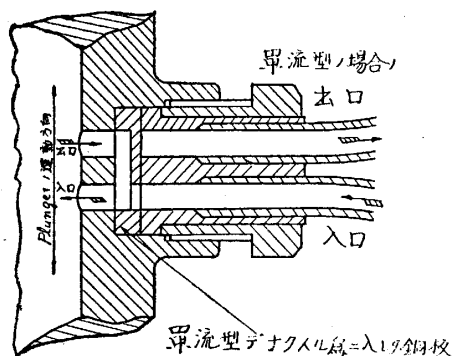
第15圖 吸入戻油兩管系の影響をなくした場合の回転数特性

4. 2. 單流型と然らざるものとの性能の比較

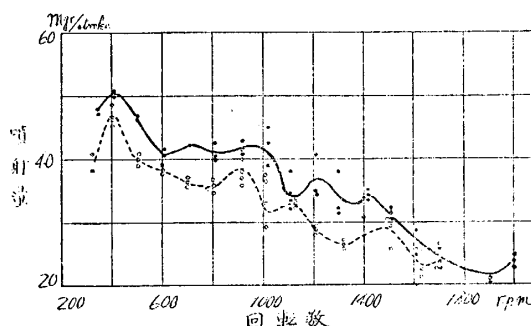
單流型にすると實際どの程度の特長を有するかを調べる目的のため本来單流型として設計せられてゐる本ポンプの吸入管及び戻油管の取付口に第16圖の如き銅板を入れて戻油管への接続を断ち、戻油孔よりの油を吸入管につないだのである。此により單流型でなくなりポンプは吸入管より油を吸入し大氣中に噴射し残つた油を再び吸入管に返す事となりボツシュ型のポンプと同様一本の給入管のみになる。かかる場合の性能を調べてみると第17圖の如くなり回転数が高くなると共に急激に噴射量、即ちポンプの吸入効率が減少し且管の振動の影響と考へられる曲線の凸凹も甚しくなる。即ち單流型にした場合には第8圖に示す如き性能を有すべきポンプが第17圖の如くなるわけで、給油管を有する場合には單流型が極めて

戻油管をなくし直ちにゴムホースにて別のすぐそばにおいたタンクに油を棄てた場合の性能を試験した所第14圖の如くなつた。之は吸入管のみの影響と考へられるが戻油管がなく直ちに大氣中にするわけであるので第8圖の場合の如く戻油管にヘッドがかかつてゐない差があり又空気を逆に吸ひこむ恐れもある。従

つてその影響もあるかも知れないが大體吸入管のみの効果であると考えられる。圖に於て600 r.p.m.の所で不連続の點があるがこの原因は明らかでない。勿論かかる事はたびたびおこるのではないがこの外にも同様の例があつた。同一回転数にて測定中急によれるのである。

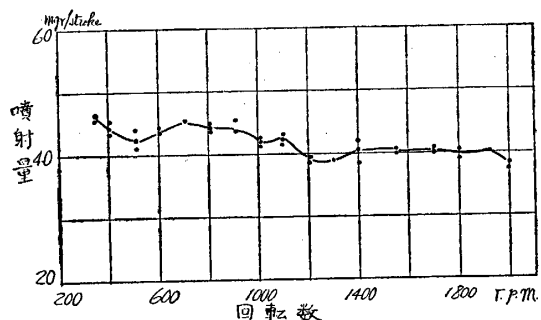


第 16 圖



第 17 圖 単流型でなくした場合の回転特性

すぐれてゐる事が判る。元來單流型とは管の内の流速をたへず一方向にし逆流する様な事をふせぎ管内の油柱の慣性による吸入効率の減少を防ぐ目的に考案されたものであるから管のある場合には相當良くなるべきはずである。然し第 8 圖及び 17 圖を見れば明らかなる如く豫想外に大きい差異を有してゐる事が判つた。此は給油管が長いためで、もし給油管が短かければ比較的差異は小さくなるべき事は上述の考へより推論出来る事である。それでその極限として給油管をなくした場合の單流型ならざるものの性能を採つてみた。即ち給油管（同時に戻油管でもある）のポンプ側に、油膜室を取付けた。かくすればもし油膜室が完全に作動すればポンプが吸入した時何等抵抗なしに油が吸込まれて中の腸がちちまり、ポンプより残した油をもどされれば中の腸がふくれて、給油管内はたへず一定の平均流速でながれてゐる筈であり、單流型にわざわざしてもしなくても同様であるべきである。實際の試験の結果は第 18 圖の如くなる。之に對應すべき給油管なき單流型



第 18 圖 單流型でなくしたもの油膜室を使用する場合の回転数特性

の場合の性能たる第 15 圖に比し多少平滑ではない。之は逆流の壓力は相當高く油膜室の作用が前程は完全に行かぬのではないかと考へられる。然し大體平滑で且回転数とともにわずかに吸入効率がおちるのみである。即ち單流型にした場合と殆ど同一の性能をあたへる事が判る。又換言すれば單流型でなくとも油膜室の如きものをつけて給油管の影響精しく云へば給油管内の油の柱の慣性の影響をなくせば充分單流型に比適する性能を得さしめらる事が判る。又別の見方をすれば單流型でないものでは第 17 圖と第 18 圖と比較すれば判る如く給油管の影響が極めて大きい事である。此はノズルで cut off した時の壓縮室内の高壓が管内の油を逆流せしめる如く作用し、單流型の時に比し著しく給油管内の油を逆方向に加速する事を考へれば當然の事柄である。此等の事實は前にのべた第 10 圖の如き實驗装置を用ひて液の動きや低壓指壓圖をとれば確認しうるものである。第 19 圖は同様の装置でボツシュ型燃料噴射ポンプを用ひて給油管内の油の運動及び低壓指壓圖をとつたもので (a) は 1000 r.p.m. (b) は 1500 r.p.m. (c) は 2000 r.p.m. で開度は共に 7/25 の時である。(d) は 1000

r.p.m. の時の噴射壓力である。(e)は比較のために入れた全開時の噴射壓力圖である。此等の寫眞中の縦線はカム タイミングを示すものである。

(b)を見ると明らかに逆流してゐる事が判る。この逆流の程度は前の單流型ポンプの時に比し著しい。指壓線圖に於ても cut off の際に高い壓力波が出てゐるのが認められる。(a)はこの毎回の逆流の上に管系の低い固有振動に於ける共鳴が重なり大きなゆるい波の内にポンプの吸入の衝撃が入つてゐる事が液の運動の寫眞より判る。そのため毎回の吸入の條件がことなるため指壓線圖も毎回同一でなく非常に異つてゐる。當然毎回の噴射量にもむらがあり平均噴射量も(b)の時とは異なる事が推論しうる所である。(c)は2000 r.p.m. であるが液の運動は前二者程はげしくない。しかし(a)の如く毎回ことなる事なく各回の指壓線圖も液の運動も同一である。この圖をみても回轉數により噴射量の異なる事、理由は明らかであらう。又前の第11圖と比較すれば單流型の時と然らざる時との相異も明らかとなるであらう。

此等の吸入管の振動に關する精しい研究は別に報告するつもりである。

4. 3. 短い給油管系を用いた場合の回轉數特性

以上の實驗により給油管の影響が極めて大きい事が判つたので、其の原因が管内の油柱の振動にある事を更に確める意味も含めて給油管の長さの影響をみるために第3圖(2)に示す様な短い給油管を作り此の場合の回轉數の特性を調べてみた。

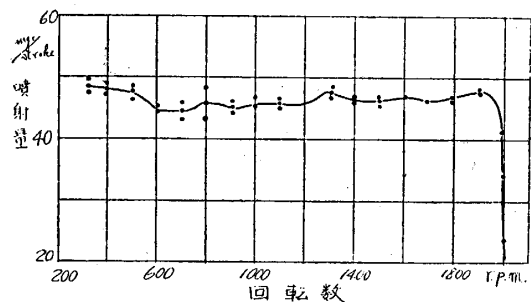
4. 3. 1 給油管戻油管を有する標準的單流型の場合の特性

短い給油管系の標準的性能は試験の結果第20圖に示す如きものなる事が判つた。長い給油管系の場合の第8圖に比して管の振動の影響と目されるものは相當少ない様である。

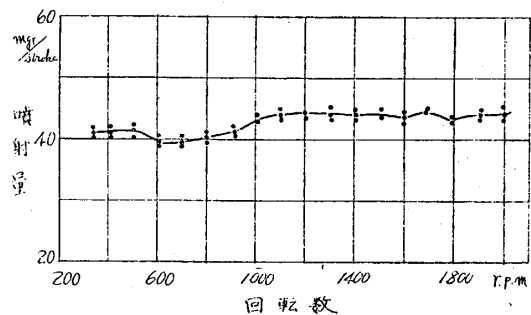
4. 3. 2 給油管も戻油管もない場合の特性

短い給油管系を用ひ、給油管には油膜室を附け戻油管はなくして大氣中に棄てた場合(ゴムホースにて別のタンクに棄てたがホース中は油で充たさせてゐないので大氣中と考へて良い)の回轉數特性は第21圖の如くなつた。長い給油管系では第15圖に相應するものであつて、この場合はむしろ回轉數と共に噴射量が増し氣味である。戻油管をなくし大氣中にすてた事は空気を逆に吸ひ込む等の事があろうとも判らない點はあまりうまくなかつたと思ふ。

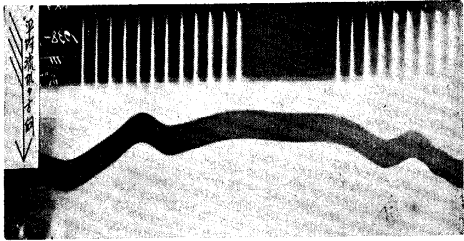
本來ならば給油管系の影響はないのであるから第15圖と同様になるべきであるが、上述の戻油管の事と更にヘッドが異なる事、管系の異なるために摩擦損失の異なる事等のため相



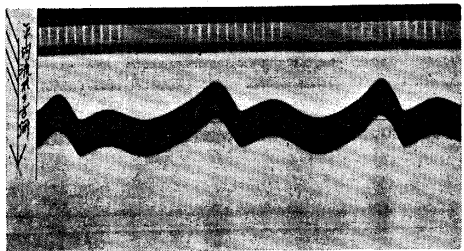
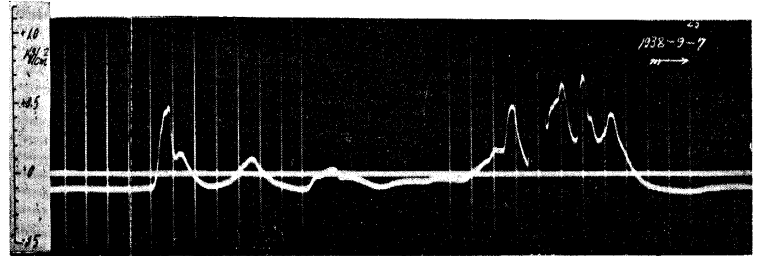
第20圖 短い給油管系による標準的特性



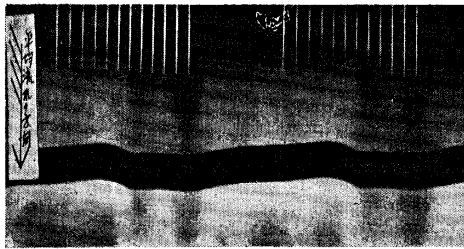
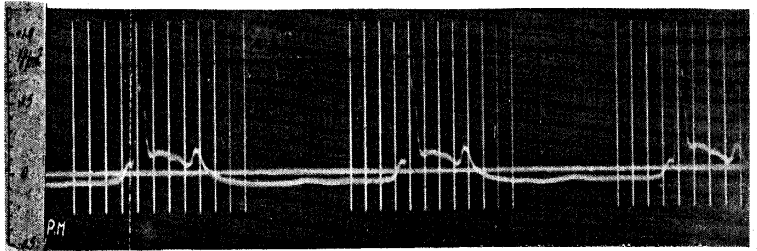
第21圖 短い給油管系を用ひた場合管系の影響をなくした時の回轉數特性



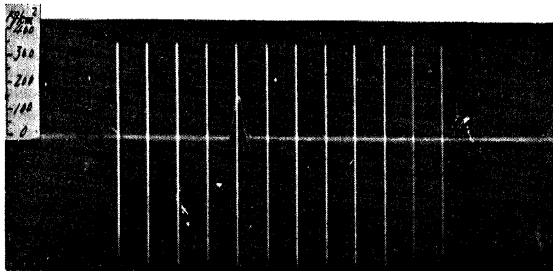
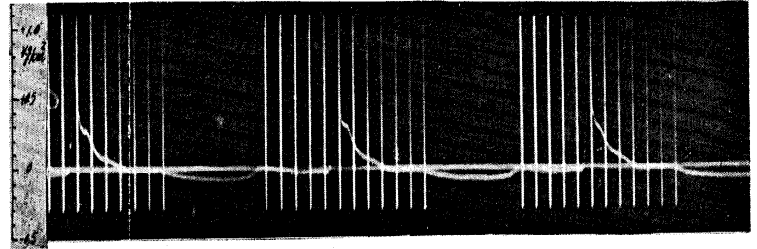
(a) 1000 r. p. m. に於ける給油管内の壓力と油の運動 (開度 7/25)



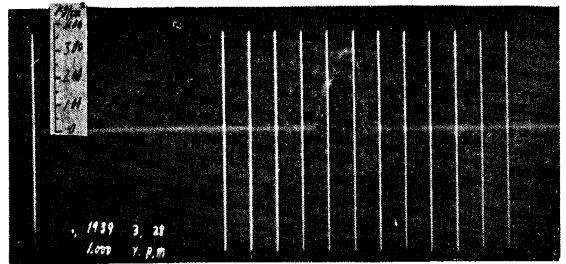
(b) 1500 r. p. m. に於ける給油管内の壓力と油の運動 (開度 7/25)



(c) 2000 r. p. m. に於ける給油管内の壓力と油の運動 (開度 7/25)

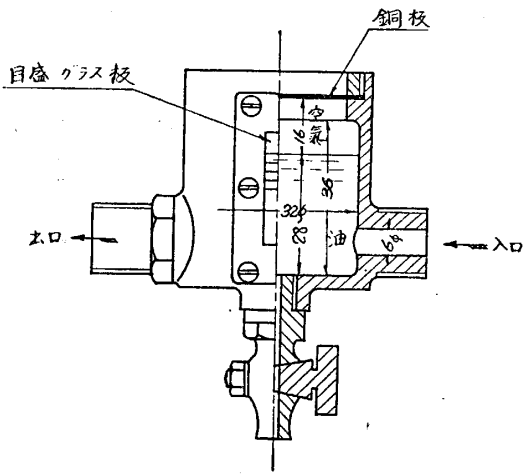


(d) 1000 r. p. m. 〇〇 7/25 の時の噴射壓力



(e) 1000 r. p. m. 全開の時の噴射壓力

第 19 圖 ボツシユ型ポンプの給油管内の壓力變化と油の運動

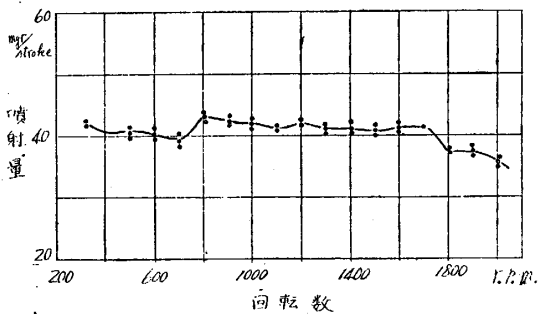


第22圖 空気室

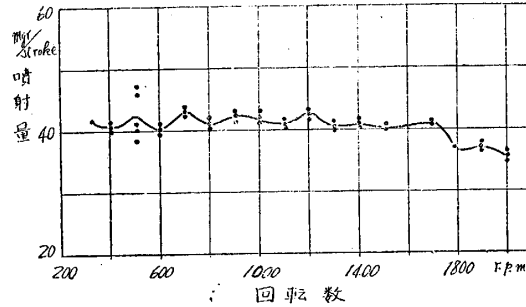
異せるものと思はれる。

4. 3. 3 単流型でなくし且給油管系の影響を除いた場合の性能

ポンプを単流型にすると構造がボツシュ型に比して複雑になり製作が困難となり従つて工作精度がおちるため性能を悪くするので實用上は構造は單流型でなく且單流型と同様の性能を有する給油管系の影響をなくしたものが最も良いと思はれる。然るに前述の牛の腸を用ひた油膜室は作動は申分ないが、實用上は耐久性及び取扱上缺點があるので第22圖の如き構造の空氣



第23圖 單流型でなくし空氣室を使用せる短い給油管系に對する回轉數特性



第24圖 空氣室に逆上弁を設けた時の性能

室を作つた。それで之を油膜室の代りに用ひ、ポンプは單流型でなくした場合の實驗を行つた所第23圖の如き性能が得られた。多少變動もある様であるので、更に空氣室の前にボールの逆止弁を設けてみたが第24圖の如くなり、殆ど大差のない結果を得た。従つてボール弁はおどつたりする恐れもあり、あまり良いとは思はれずなくとも充分である。

此の空氣室共通の缺點は空氣が漸次油の中にとけこむらしく空氣室中の空氣が相當早くなくなる事で回轉數が高い程大である。第23. 24圖共に回轉數が高くなると多少噴射の減少するのはこのため空氣室のききが悪くなる事ととけこんだ空氣が悪影響を及ぼす事との二つの原因のためと考へられる。

従つて實用的空氣室は空氣と油とを直接接せしめずその間に彈性的な膜か又はたあみやすい牛の腸の如き膜をおく事が必要で耐久度あるかかかる膜の材料を得る事が問題となる。

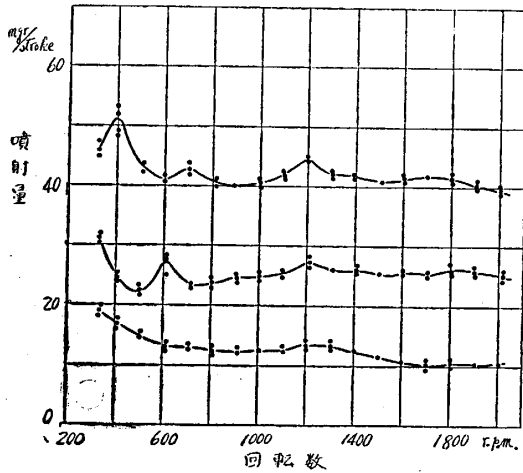
4. 4. 噴射量少なき場合の回轉數特性

以上の實驗は全て噴射量最大即ちポンプ開度全開の状態に於て實驗を行つた。噴射量を少くすると戻油管より戻される油量が増加するので當然回轉數特性も影響をうける事が考へらる。それで其等の事情を明らかにするために二三の中間噴射量に於ける實驗を行つた。

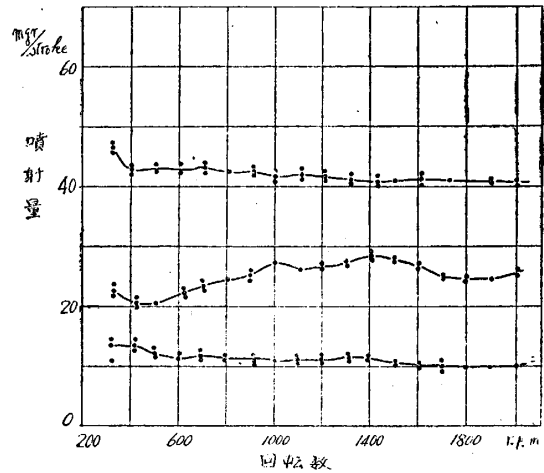
4. 4. 1 長い給油管による實驗

開度 3/4 及び 1/2 にて長い給油管系を用ひ標準的の管系、即ち給入管と戻油管を有する場

合と兩者共になくした場合、即ち給入管には油膜室を付け戻油管は取去つた場合の實驗を行つた。



第25圖 長い給油管系による回転数特性



第26圖 長い給油管系に油膜室をつけた時の回転数特性

第 25 圖は標準的の管系の場合の回転数特性であつて、一番上の曲線に開度 1/1 の場合（前の第 8 圖と同一）次が 3/4，一番下の曲線が 1/2 の時のものである。

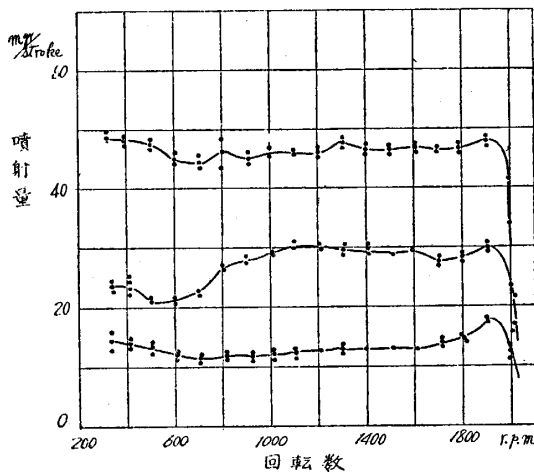
第 26 圖は給油管系の影響ををなくした場合の性能で 25 圖と同様上より 1/1, 3/4, 1/2 開度に対する噴射量の回転数特性を示す。

4. 4. 2 短い給油管系による實驗

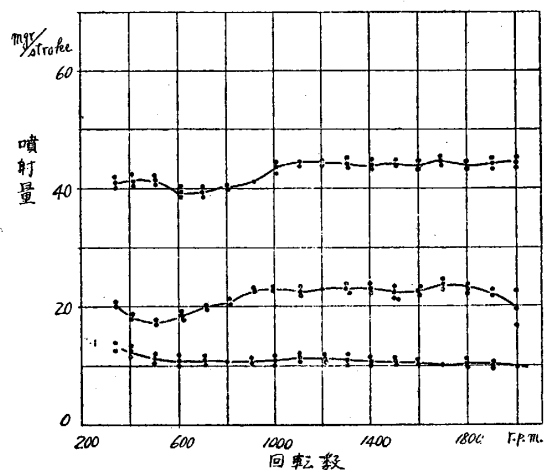
前と同様の實驗を第 3 圖 (2) に示す如き短い給油管系を用ひて行つた。

第 27 圖は第 25 圖に對應し給入管、戻油管を有する標準的單流型の場合の性能で同じく上より 1/1, 3/4, 1/2 開度の噴射量の回転数特性をますものである。

第 28 圖は同様に第 26 圖に對應し給油管系の慣性の影響をなくした場合の 1/1, 3/4, 1/2 開度に対する回転数特性である。



第27圖 短い給油管系による回転数特性



第28圖 短い給油管に油膜室をつけた時の特性

以上を通じて噴射量の少き場合は管の振動乃至は慣性の影響は決して少なくなく、豫期通り

かへつて大きくなつてゐる事が判る。單流型でなくした場合に更にこの影響は大きくなる事は十分推論しうる事である。

4.5 總括

以上の實驗により燃料噴射ポンプの噴射量の回轉數特性は大體明らかになつたと思はれる。回轉數特性は給油管系により大いに影響をうけ、そのうけ方は單流型に比し單流型ならざるものの方が大きく又管の長さの大きい方が大きく噴射量の少い方が大きい事が判つた。

又油膜室の如きものにより此等の影響は除き得、且油膜室を用ひれば單流型でなくとも殆ど單流型と同様の性能をうる事が出来る事も判つた。むしろかくすればボツシュ型の如く本來から單流型でないものは構造簡單に出来るためにポンプ内の油の通路も簡單となり、又工作精度も高められるから、むしろ單流型にしたものより良い性能も期待出来ると思はれる。

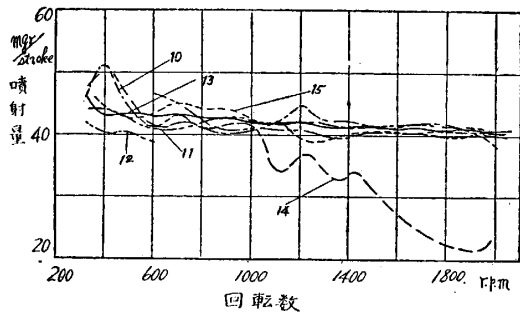
然して以上總ての事柄は次の如く考へればはつきりと説明出来る。即ち油膜室や空氣室のない場合には管内の油は振動しながら流れており、吸入の際に吸入孔の近くの油の流入速度が大きい時は噴射量大となり逆に小さい時とか甚しい時には逆流してゐる時に吸込まねばならぬ場合等には噴射量が少くなるのである。然して管内の油柱は慣性と弾性を有し、且ポンプの吸入や排出と云ふ勵振力を有するのであるから油が振動的流入をなす事は當然であり、回轉數が変わると勵振力の形も変わり又管内の油の固有振動數との關係も異なるから振幅が変わるのは當然である。従つて管の長い場合は短い場合より振幅大となり大きな影響をうけるのは當然である。もつとも廣い回轉數範圍のあらゆる場合を考へれば短い方が減衰摩擦が小さいため大きな振幅となり、ために大きな影響をあたへる事もあり得ると考へられ第 20 圖、第 27 圖に於て 1900 r.p.m. で急激に噴射量の減少するのはこのためでないかと思はれる。

又單流型の場合は管の勵振力は給油管も戻油管も常に吸入又は排出と一方向であるが單流型でない場合には吸入管に排出するのであるから勵振力の方向は逆流を伴ひ、前者に比しずつと大きくなる故大きな影響をうける事は當然であり、又噴射量少の時は戻すべき油量がふへるから同じく影響が大となる事は當然である。第 17 圖に於ける如く長い給油管を有する單流型ならざるポンプは回轉數と共に急激に噴射量が減少するが之は逆流の勵振力大なるため大部分逆流中より油を吸入する如き狀況になつてゐるから此は油の動きの寫眞よりも明らかに認められる。

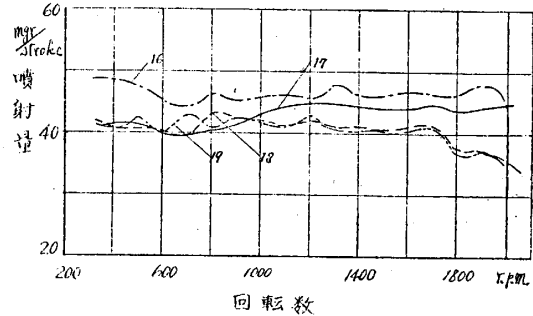
第 8 圖と第 13 圖とを比較すれば明らかなる如く、逆流しない時は管の影響により噴射量をます事が多く、減少しても減少量は比較的小さいのである。

油膜室や空氣室は前述の實驗に明らかなる如く、流速の變動をなくし管内は平均速度で流れしめるのであるから、之をつけると前述の如き管の影響をなくす事の出来るのは當然である。

第 29 圖は比較に便利なる如く、長い給油管系による實驗結果を集めたもので曲線 (10) は吸入管戻油管を有する場合 (第 8 圖) 曲線 (11) は戻油管のみ有する場合 (第 13 圖)、曲線 (12) は吸入管のみを有する場合 (第 14 圖) 曲線 (13) は吸入管も戻油管もない。即ち管系の影響のない場合 (第 15 圖) であり (14) は給油管を有する單流型ならざる場合 (第 17 圖) であり (15) は同じく單流型ではないが管系の影響をなくしたもの (第 18 圖) である。第 30 圖は同じく短い給油管系による實驗の比較圖であつて (16) は吸入、戻油兩管系を有する標準的單流型の性能 (第 20 圖) であり (17) は管系の影響をなくしたもの (第 21 圖)、(18)、(19)

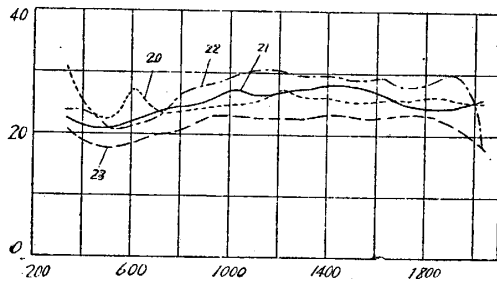


第29圖 長い給油管を用ひし場合の特性の比較

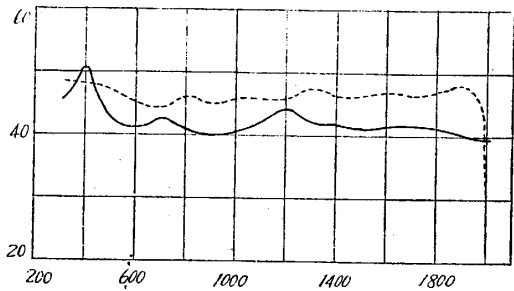


第30圖 短い給油管系を用ひし場合の特性の比較

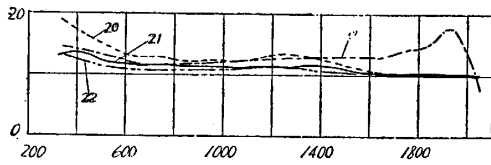
は同じく管系の影響をなくしたものであるが油膜室を用ひず夫々空気室及びボール逆止弁室を用ひた場合の性能(第23, 24圖)である。第31圖は同様にポンプ開度3/4の時の性能を比較のため集めたもので(20)は長い給油管系の標準的性能曲線で(第25圖)(21)は長い



第31圖 ポンプ開度3/4の時の比較



第33圖 標準的單流型給油管系の長短による比較



第32圖 ポンプ開度1/2の時の比較

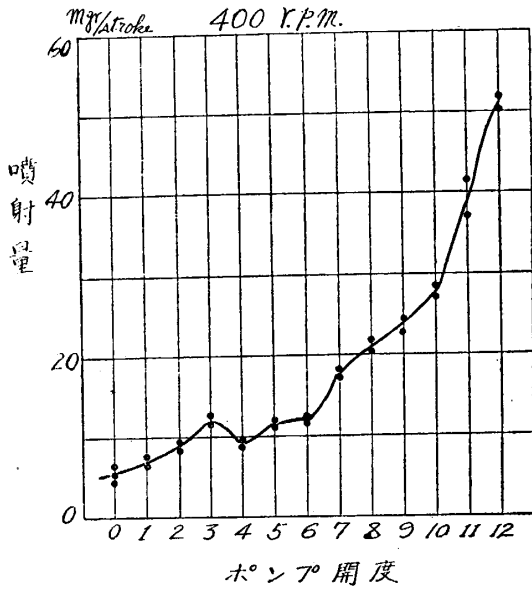
給油管系で管系の振動の影響をなくしたもの(第26圖)であり(22)は短い管系の標準的のもの(第27圖)で(23)は同じく振動の影響をとつた時の曲線(第28圖)である。第32圖はポンプ開度1/2の時の同様の比較で番號は第31

圖の時と同様である。此等を見れば上に總括せる管系の影響が明らかに判る。

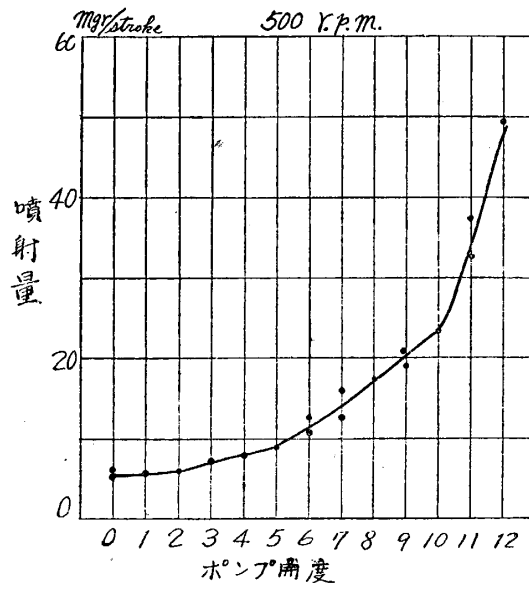
第33圖は給油管及び戻油管を有する單流型の標準的管系に於て長短の比較をしたもので實線は長き給油管を用ひた場合の性能で点線は短き場合の其れである。短い場合の方が振動の影響は1900 r.p.m. 附近をのぞけば一般に少ない。且全體が長い場合より噴射量大となつてゐるのは管長が短かく摩擦によるヘツドロロスが少ないためと考へられる。

V. 燃料噴射ポンプの開度特性

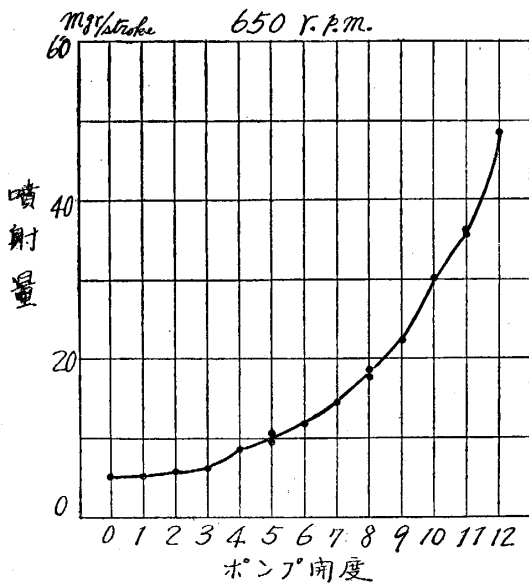
以上により燃料噴射ポンプの回転数特性及びそれに及ぼす給油管系の影響が明らかになつたので次にこのポンプの開度特性をしらべてみた。回転数特性が上述の如く平滑でなく、それらの特性も開度により異なるのでこの開度特性も亦回転数により異りうるわけである。それ



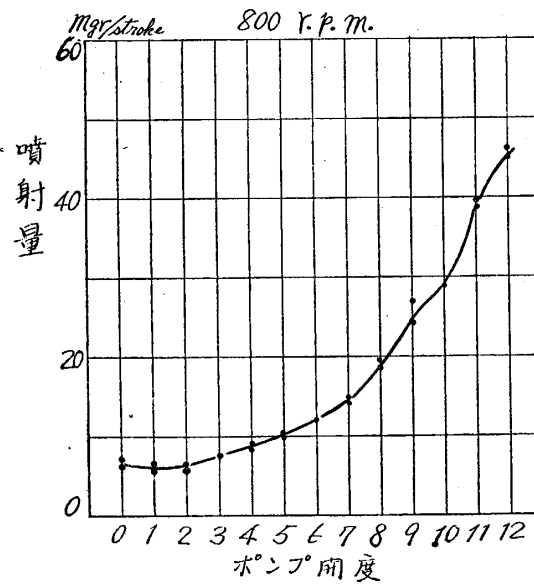
第 34 圖



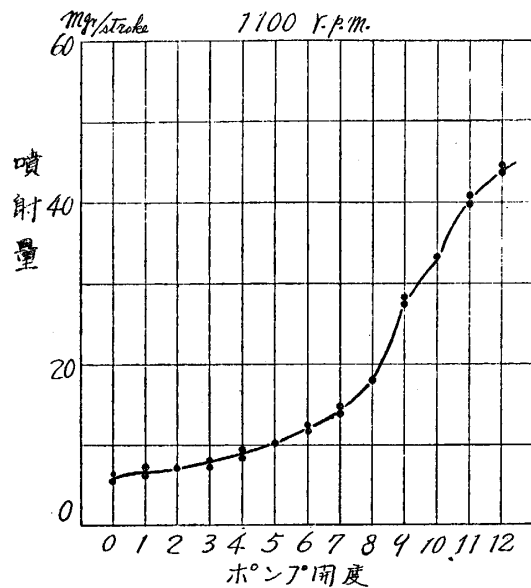
第 35 圖



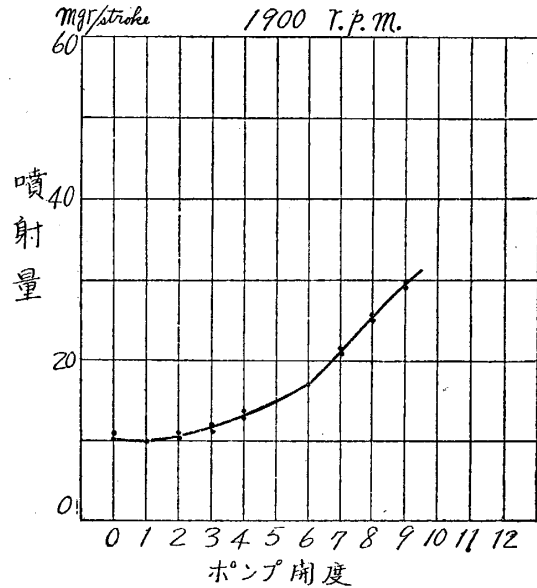
第 36 圖



第 37 圖



第 38 圖

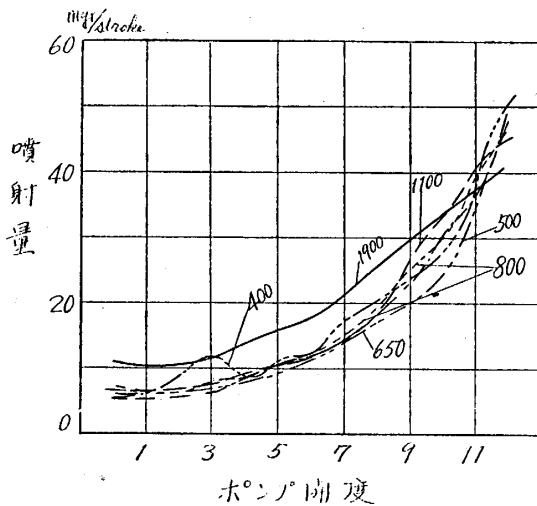


第 39 圖

で色々の回轉數で行つた. 勿論噴射量の開度特性も使用する給油管系により異なるであらう事は今迄の研究より十分推論しうる所である.

5. 1. 單流型噴射ポンプの開度特性

開度特性は回轉數特性に比し使用したポンプ個有の特性である點が多いので色々の管系統につき實驗する事は手數のみかかる事であるので, 代表的に短い給油管系(第3圖(2)に示すもの)を用ひ, 單流型の標準的な管系統即ち吸入管と戻油管を有する場合につき 400 r.p.



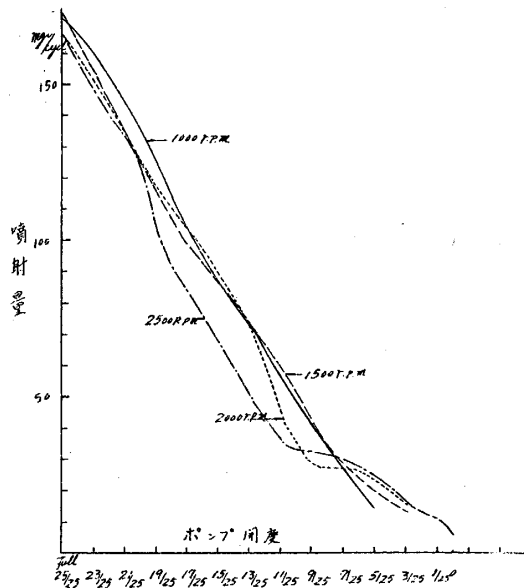
第 40 圖 廻轉數と絞りによる噴射量特性

もの, 即ちタンクより管 D を經てガラス管を經てポンプに行く系統を吸入管(同時に戻油管)として實驗した. 此は第 19 圖に示した液の運動寫眞をとつた時の状態である. かかる

m. 500 r.p.m. 650 r.p.m. 800 r.p.m. 1100 r.p.m. 1900 r.p.m. にて實驗を行つた. 當然以前の回轉數特性の實驗より推論される所であるがこれらの開度特性は回轉數により相當異なる事が判る. 第 34 乃至第 39 圖は此等の實驗結果を示すものであり, 第 40 圖は此等の比較のため同時に記入したものであり相當程度の差がある事が判る. 此等の差異の原因は上述の如く給油管の存在するためであると考へられる.

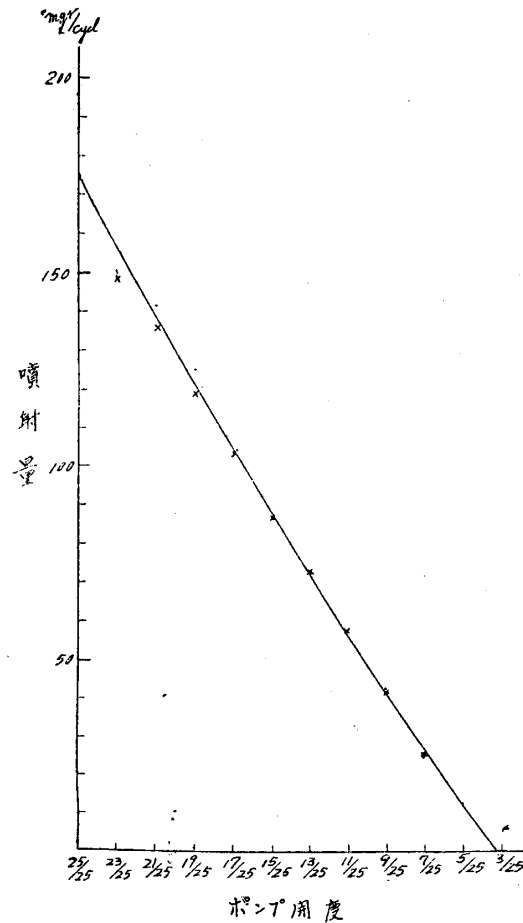
5. 2° ボツシュ型噴射ポンプの開度特性

比較のために第 10 圖の如き給油管系を用ひた場合のボツシュ型噴射ポンプの開度特性を試驗した. 第 10 圖の給油管系中ガラス管を通る



第41圖 ポツシュ型ポンプの開度特性

状態に於ける開度特性は第41圖の如くなつた。此等の曲線の相異は管系の影響と考へられるので牛の腸の油膜室を入れて實驗した所豫期通り第42圖の如くなり回轉數による相違が殆どなく、又曲線も平滑になつた。此より油膜室のきき、管の影響、は更に確め得たわけである。



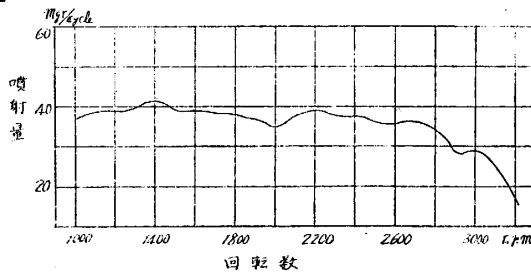
第42圖 油膜室附ポツシュ型ポンプの開度特性

VI. 燃料噴射ポンプの高速性能の豫備的實驗

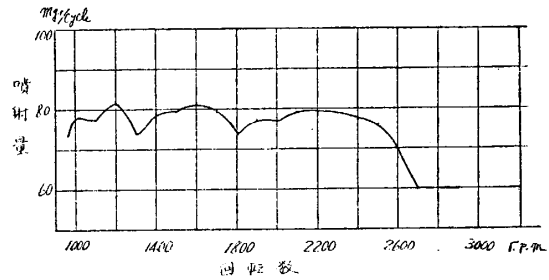
以上により一通りの實驗が終つたので實驗裝置を改造し、段調車を變へ 4000 r.p.m. まで廻しうる如くし又ポンプ軸のフライホイールをそれに安全なる如きフライホイールに取換へて、更に高速度の場合の特性を調べ何か缺點が生じたならば改良を行はんとした。今迄の實驗は 2000 r.p.m. であるので 4 サイクルの場合は曲軸回轉數では 4000 r.p.m. に相當し、現在の状態では十分であるが、元來噴射式發動機は二サイクルに有利に使用されるものであるから少くもポンプ回轉數で 4000 r.p.m. 位まで實驗すべきであるとして高速度性能の實驗をすすめる事にした。此の時使用した管系は第10圖に示す如き管系で元來管内の液の運動をしらべる如く作つたものである。

最初今迄の實驗と同じくノズルまでの噴射鋼管として内徑 1.38 mm 長さ約 1 m を用ひ單孔型孔徑 0.25 mm のノズルを使用した所、高速になると壓力溫度共に上りすぎプランチャの溝の縁が變形をおこし(ふくれ上つた)すり合せがわるくなり甚しき時にはプランチャが上りきりになつたりした。其れで鋼管を内徑 1.41 mm のものにかへノズルを孔徑 0.5 mm の單孔型ノズルと取換へた。しかしノズルがつまつたり色々の故障が續出し未だ何

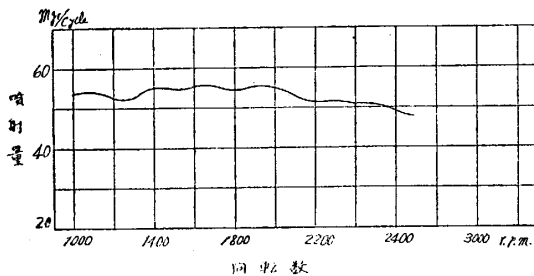
等データらしきデータをとりぬ中にポンプの状態がわるくなり、かかるポンプで実験をすすめても無意味となつたので実験を中止した。本ポンプは単流型のため構造複雑で工作精度も悪く、又材質もあまり良くないため未だかかる速度では完全には作動しないものと考えられる。然しそれまでに得られたデータを参考のためにかかげておく。



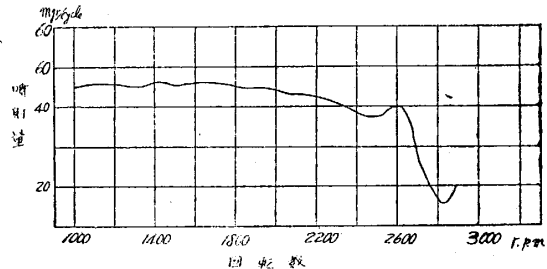
第 43 圖



第 44 圖



第 45 圖



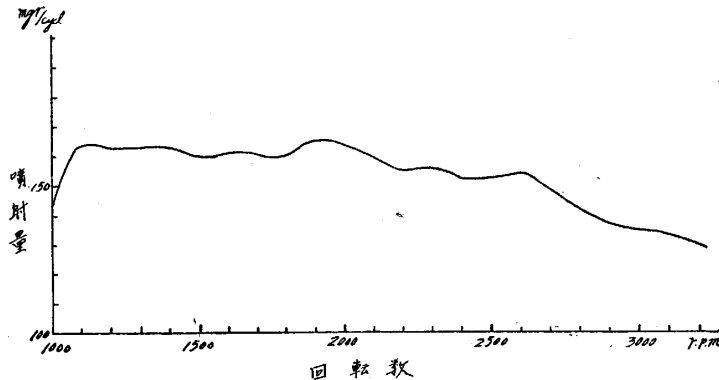
第 46 圖

高速の場合の単流型ポンプの性能

第 43 圖は初期に行つた豫備実験のデータで 0.25 mmφ の単孔型ノズルを用ひ第 10 圖の給油管 C を用ひた時の実験結果である。この時にポンプ吸入孔直前の三方コックの所で流れが直角にまがらつてゐるのである。それで次に同じ管系で給油管 D を用ひガラス管を通して油を吸ひ込む様にして同一條件で実験を行つた所第 44 圖の如くなつた。但しこの実験の終りにはプランヂャーが動かなくなつたので、その前からこの実験の終りの方ではプランヂャーの状態に不良であつたと考へられる。其の後プランヂャーのラッピングを直して実験を行つてゐる中鋼管が破損したので内徑 14.1 mm のものととりかへた。鋼管の破損やプランヂャーの變形より推論するに高速度には測定は行はなかつたが相當の噴射壓力になつてゐたのではないかと思はれる。鋼管は新しくしたが、ノズルは同じく 0.25 mm の孔徑の單孔型ノズルを用ひて実験したデータが第 45 圖である。最後に孔徑 0.5 mm のノズルを用ひ試験した結果が第 46 圖であつた。後の三つの実験即ち第 44, 45, 46 圖に示すものは共に第 10 圖の D なる給油管系即ちガラス管を通して吸入せしめた。然し此等のデータは十分なる確實性はない。即ち上述の如くプランヂャーの状態は相當悪く、又プランヂャーの發條もサージンを起してゐると考へて良い狀況であり又發條が慣性力にうちかてずプランヂャーがカム通り往復してゐないのではないかと考へられる所がある。しかし此等の事も確めるまでに至つて居ない。しかし高速性能には給油管系の長い事、又管の細い事等が性能に相當悪影響をあたへるらしい事が判る。此の極めて不完全な豫備的實驗でも大體 3000 r.p.m. 位までは相

當良い回転数特性をあたへ噴射量はあまり減少してゐない。長い給油管を有しながらかかる特性を得たのは單流型の利點であると思はれる。

何れにしても本高速度試験は極めて不完全で全くの豫備的實驗の意義しか有さない。目下他のポンプで實驗をすすむべく準備をすすめてゐる。



第47圖 ボッシュ型ポンプの高速特性

尙同様の状態でボッシュ型ポンプの高速性能をとつた一例が第47圖である。單流型でないにもかかわらず豫想外によいのは前述の如く工作精度、構造上の利點等によるものと思はれる。又逆に單流型ポンプが極めて工作精度がわるくなりしにもかかわらず相當の高速性能をあたへしは全く單流型なりしたためであるとも言ひうる。

VII. 結 言

以上に述べし諸實驗により次の如き事が判つたと思はれる。

1. 噴射ポンプの噴射量(吸入効率)の回転数特性は給油管系により相當大きな影響をうける事。
2. 給油管系の噴射量(吸入効率)に及ぼす影響は
 - (1) 給油管系が長い程
 - (2) 單流型でないもの程
 - (3) 噴射量が少く従つて戻油量が多い程
 大きい事。
3. 油膜室、空氣室の如きものが極めてよく作動し管系の影響をなくしうる事。
4. 單流型は管系を有する時には非常にすぐれてゐるが單流型ならざるものでも油膜室又は空氣室を有する場合にはポンプの構造が同一でも殆ど同様の性能が得られ構造が簡單で且工作精度も高めうるものではかへつて單流型のものより良き性能をあたへうる事。
5. 給油管系の長短は油の振動の影響の相異の外に抵抗の大小のため一般に短い方が長い方より噴射量が多い事。

が判り此等の事は實驗的にはつきり確められた給油管内の油の流れの pulsation により充分説明がつく事が判つた。

此等の給油管の pulsation の影響は比較的簡單に計算されると思はれる。高速度に於ける完全なる性能試験、ガソリンを用ひた場合の性能試験給油管系の振動現象自體の更に精細な研究噴射量の測定値が毎回異なる事の原因の研究等は目下續行中である。何れ漸次報告するとし先づ給油管系の影響の實驗的研究を報告する事にした。

此等の實驗を通じ御指導と御激勵をたまわつた中西先生及び色々と實驗にデータ整理に、お世話になつた中西實驗室の諸君に厚くお禮申上げる。