

自動車用流体伝動装置

石原智男

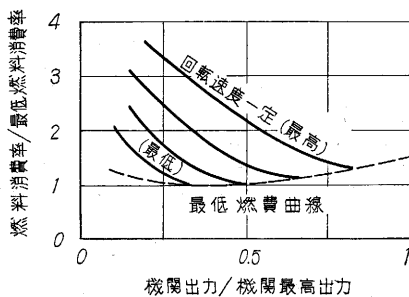
自動車用の自動変速装置に、トルクコンバータを活用することが盛んにおこなわれている。また将来の夢として、これを油圧伝動でおこなうことが考えられる。当所では、早くからこれらトルクコンバータや、油圧伝動の基礎研究をおこない、種々の資料の発表をおこなってきた。ここに、その結果をまとめて説明する。

1. 緒 論

自動車・鉄道機関車・建設機械など、内燃機関を原動機とする機種はきわめて多い。内燃機関の特性は、一般に機関開度と回転速度によって規制され、たとえば第1図に示すようになる。その最高出力は機関全開時のある一つの回転速度でしか発揮されず、また各出力における燃料消費率最低の条件は機関全開に近い状態でしかえられない。したがって、負荷がある速度で必要とする動力をこの内燃機関が経済的に与えるためには、機関の最低燃費曲線に沿った運転をおこなうことが望ましい。また負荷が最大動力を要求する場合には、つねに機関は最高出力点で運転されることが望ましい。このように、負荷の要求に応じて、機関を合理的に運転させるためには、負荷と機関との間に、理想的な無段変速装置を設けることが必要となる。

無段変速装置として備えなければならない条件は、性能面からみて、(1)伝動効率が高いこと、(2)負荷の変動に応じて、機関が最低燃費曲線に沿った運転をおこなうことのできるような変速性をもつこと、(3)広範囲の変速において、機関の最高出力が利用できること、すなわち動力利用率の高いこと、(4)変速の自動化が容易であること等であり、また実用面からみて、(5)耐久性のあること、(6)大きさ、重量が小さいこと、(7)低価格であること等である。これらの条件を完全に満たす装置をうることは困難であるが、数馬力から数百馬力の範囲にわたって、最も有効と考えられる形式は、流体の利用による伝動装置であろう。

流体伝動装置は、流体に与えるエネルギーの形からみ



第1図 ガソリン機関の例

て、二つの形式に大別される。ターボ式のポンプとタービンを組み合わせて流体の運動エネルギーを主に利用する方法がその一つで、これはトルクコンバータとよばれる。別の形式は、容積形のポンプとモータを組み合わせて流体の圧力エネルギーを主に利用する方法で、これは油圧伝動装置とよばれる。両形式は性能面でも極端に異なっており、まったく別の機種である。トルクコンバータでは、ターボ式流体機械の性質として、その入力軸トルクが入力軸回転速度の2乗にほぼ比例する。その比例係数、すなわち入力軸トルク係数は、一般に入力軸回転速度に対する出力軸回転速度の比、すなわち速度比のかん数として表わされる。したがって、機関全開時の機関回転速度は負荷の速度によって、一義的に定められる。このため、軽負荷時には機関開度を絞る必要があり、特別な構造にしない限り、前記(2)の条件を十分に満たすことができない。しかし、入力軸トルク係数を速度比によらずほぼ一定にできる形式のトルクコンバータでは、(3)の条件を満たすことができ、また入力軸トルクに対する出力軸トルクの比、すなわちトルク比が速度比の増加とともに減少する性質をもっていることから、(4)の条件が満足される。(5)、(6)、(7)の条件はトルクコンバータではあまり問題とならない。一方、油圧伝動装置は、容積形のポンプ、モータを使用するので、その容積を変化させることによって、負荷の大小によらず任意の速度比を維持することができる。したがって、前記(2)、(3)の条件を満たすことが容易である。しかし、特別の制御機構を設けない限り(4)の条件を満たすことは困難で、また現状では、(5)、(6)、(7)の条件に多少問題が残されている。いずれの形式にしても、条件(1)の高効率であることが最も重要な点であって、その点に対する研究が強く要望される。

以下、過去十数年にわたって当所においておこなわれたこれら流体伝動装置の性能向上に関する研究について説明する。

2. トルクコンバータ

トルクコンバータは第二次大戦を契機としていちじるしい進歩を遂げた伝動装置で、設計のいかんによっていろいろと変化のある性能を示す。その研究は各国におい

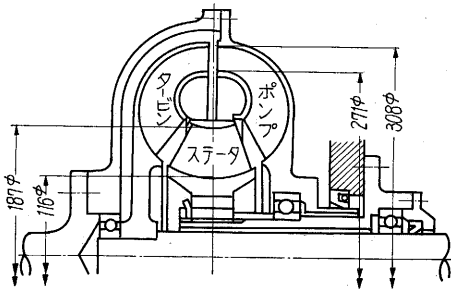
て盛んにおこなわれ、自動車・鉄道機関車・建設機械等に広く実用されている。わが国では昭和 24 年頃より本格的な研究が開始され、最初の性能解析¹⁾、試作研究²⁾の結果等が当所によって発表された。その後、この研究資料をもとに設計されたトルクコンバータが、スクータ、乗用車等に広く実用されるようになり、さらに大形鉄道機関車にまでその用途が広げられつつある。その容量も数馬力から 1000 馬力以上にわたっている。

トルクコンバータは、その構造上から、タービン羽根車が 1 箇の 1 段形と数箇の多段形とに分けられる。また性能上から、高速度比範囲の効率改善をはかるため、ステータ空転装置を備えたトルクコンバータ継手と、入力軸トルク係数の変化を小さくして動力利用率を高めるため、半径方向外向流タービンを備えた自由流路形トルクコンバータとがある。その他、出力軸すなわちタービン羽根車が、入力軸すなわちポンプ羽根車と逆方向に回転する逆転トルクコンバータもある。

(1) 1 段トルクコンバータ継手

効率がよく、構造の簡単な 1 段形トルクコンバータ継手は小形自動車用に適し、その設計資料はわが国でも豊富に整えられている。

(a) 損失係数の影響 トルクコンバータ継手（たとえば第 2 図）の各羽根車は、一般に羽根ピッチに比べて羽

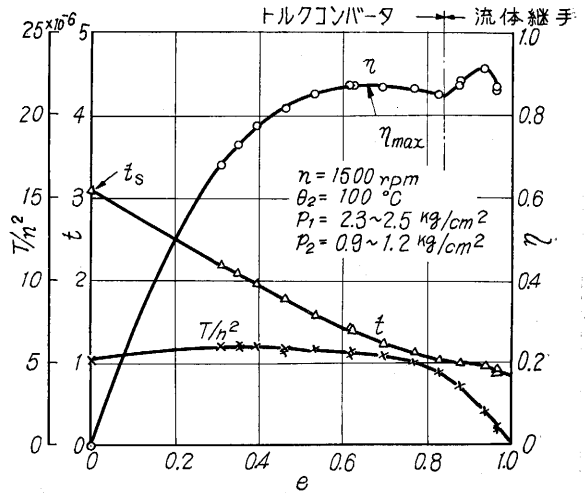


第 2 図 トルクコンバータ継手の断面図

根長さが大きいので、一種の流路として取り扱うのが便利である。そこで、内部の流れの損失を衝突損失と摩擦損失とに分けて考える。衝突損失は、各羽根車入口における衝突速度のエネルギーに等しいと仮定し、摩擦損失は、羽根車入口、出口の相対流速のヘッドの平均に比例すると仮定してその係数を λ とする。この λ の値は、流れのレイノルズ数 R_e や表面粗さによって変化するほか、上記の仮定にもとづく各種の因子の影響を受ける。しかし、設計速度比付近ではこれら因子の影響が少ないため、普通の仕上げのトルクコンバータ継手では、 λ は R_e だけのかん数として近似表示できる。筆者の設計法にもとづいた各種のトルクコンバータ継手の実験結果から、実用公式として

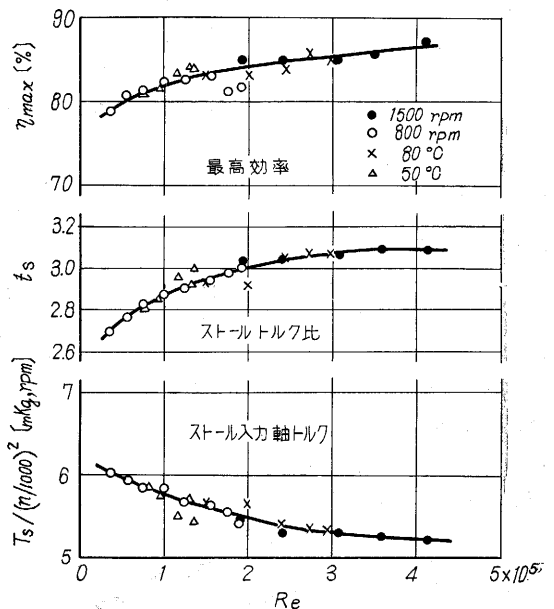
$$\lambda = 7 R_e^{-0.25} \quad (1)$$

がえられている。ここに $R_e = cd/v$ 、 c = 循環流速の子午



第 3 図 トルクコンバータ継手の性能

面成分、 d = ポンプ羽根車出口の平均直径、 v = トルクコンバータ内の油温における油の動粘性係数。この表式は純水力性能に対して適用できるが、機械損失のきわめて小さい構造のものについては近似的に総合性能の吟味に使用して差し支えない。第 2 図の構造のトルクコンバータ継手について、詳細な性能試験をおこなった結果を第 3、4 図に示す³⁾。第 3 図は一つの条件下での性能曲線を示す。図中 e = 速度比 = (出力軸回転速度)/(入力軸回転速度)、 T = 入力軸トルク mkg 、 n = 入力軸回転速度 rpm 、 t = トルク比 = (出力軸トルク)/(入力軸トルク)、 η = 効率、 θ_2 = トルクコンバータ油温、 p_1 = トルクコンバータ入口油圧、 p_2 = 同出口油圧。図の $e=0$ の点をストール点とよび、添字 s を付ける。トルクコンバータ範囲に



第 4 図 トルクコンバータ継手の性能におよぼす R_e の影響

第1表 供試羽根車の種類

| 羽根車 | 記号 | 羽根角度 | | 羽根枚数 | その他 |
|------|-------|-----------|-----------|------|-------------------------------|
| | | 入口 | 出口 | | |
| ポンプ | P_A | $K=0.19$ | $K=0.54$ | 26 | |
| | P_B | " | 0.40 | " | |
| | P_C | " | 0.24 | " | |
| タービン | T_A | $K=-1.32$ | $K=1.65$ | 27 | $w_{min}/w_{max} \approx 0.5$ |
| | T_B | " | " | " | 0.7 |
| | T_C | " | " | " | 0.6 |
| ステータ | S_A | $K=0.66$ | $K=-2.55$ | 11 | |
| | S_B | " | " | 15 | |
| | S_C | " | " | 8 | |

第2表 性能比較

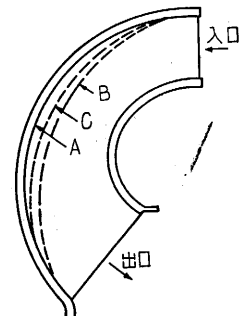
| | | ストール・トルク比 t_s | | | 効率 $\eta_{max}(\%)$ | | | トルク係数 $T / \left(\frac{n}{1000} \right)^2$ (ストール) | | |
|-------|-------------|-----------------|-------|-------|---------------------|-------|-------|--|-------|-------|
| ステータ | タービン ポンプ | T_A | T_C | T_B | T_A | T_C | T_B | T_A | T_C | T_B |
| | | S_B | P_A | 2.55 | 2.69 | 2.75 | 86 | 86 | 85 | 6.52 |
| P_B | 2.50 | | 2.59 | 2.61 | 86 | 86 | 85 | 7.20 | 7.10 | 7.30 |
| P_C | 2.40 | | 2.49 | 2.54 | 86 | 86 | 85 | 7.95 | 8.00 | 8.00 |
| S_A | P_A | 2.65 | 2.82 | 2.85 | 87 | 88 | 88 | 6.90 | 6.90 | 6.95 |
| | P_B | 2.60 | 2.70 | 2.76 | 87 | 87 | 87 | 7.80 | 7.80 | 7.75 |
| | P_C | 2.48 | 2.60 | 2.60 | 87 | 87 | 87 | 8.85 | 8.85 | 9.00 |
| S_C | P_A | 2.40 | 2.52 | 2.56 | 87 | 87 | 86 | 7.70 | 7.70 | 7.55 |
| | P_B | 2.31 | 2.41 | 2.46 | 87 | 87 | 86 | 8.50 | 8.55 | 8.55 |
| | P_C | 2.25 | 2.33 | 2.39 | 87 | 87 | 86 | 9.45 | 9.55 | 9.50 |

ついて、最高効率 η_{max} 、ストール・トルク比 t_s 、ストール入力軸トルク T_s は、回転速度や油温によって多少変化するが、その傾向は(1)式によって推定できる。第4図はその結果を示したもので、レイノルズ数による影響が明瞭に示されている。

(b) 羽根形状の影響 トルクコンバータの性能は、その構成要素であるポンプ、タービン、ステータ各羽根車の形状によって大幅に変化する。したがって、高性能のトルクコンバータをえるためには、各羽根車の形状の影響を知っておかねばならない。その1例として、第2図のトルクコンバータ継手について、第1表に示す各羽根車の、組合せ試験をおこなった結果を第2表に示す⁴⁾。表中、 K =羽根が子午面となす角度の正切、 w_{min} =相対流速の極小値、 w_{max} =出口相対流速。なお、タービン羽根車の形状を第5図に示す。これより、ポンプ羽根車出口を回転と逆方向に傾けるほど、ストール・トルク比が増大し、トルク容量が減少する。また、ステータ羽根

枚数を増すほどトルク容量が減少する。これらの傾向は、理論的にも導出できるが、定量的にはあまり良い一致は見られない。

(c) 気泡の影響 一般に、油の中には微細な気泡が存在していることが多く、また空気が溶け込んでいる場合もある。特に油槽容量の小さい自動車用の場合には、この気泡の影響を無視することは危険である。トルクコンバータ内に遊離した気泡が存在すると、一般に性能低下が現われる。特にトルクコンバータ継手では、気泡が多いと、これがステータ付近に集中するため、トルク増幅の作用が減少して流体継手に近い状態となる。この影響を調べた結果が第6、7図である。第6図は外部から気泡を油とともに送り込んだ場合⁵⁾を、第7図は外見上無気泡状の油を送り込んだ場合⁶⁾を示す。気泡の影響は、トルクコンバータ内の油圧によって大幅に変化する。油圧の高いほどその影響が小さくなる。図中、 γ_1 =トルクコンバータ内部における気泡混入油の比重量 kg/m^3 、 p_1 =トルクコンバータ入口油圧、 p_2 =同出口油圧、 θ_2 =トルクコンバータ油温。一般には、第

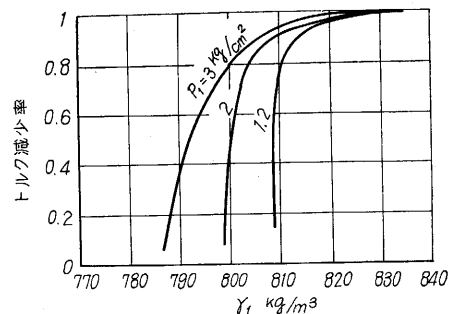


第5図 供試タービン羽根車断面

7図の状態が普通であるが、発泡防止剤の不良な油では、場合によって第6図の状態が生じるので注意を要する。

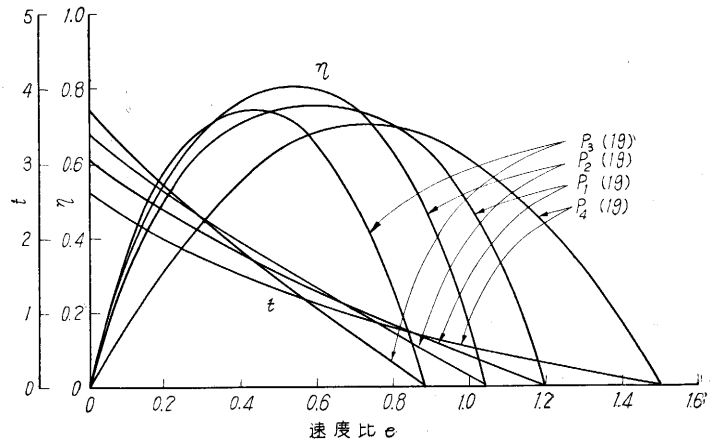
(2) 自由流路形1段トルクコンバータ

鉄道機関車や大型自動車にとっては、動力利用率の良いトルクコンバータが必要となる。それには、入力軸トルクを入力軸回転速度の2乗で除した入力軸トルク係数

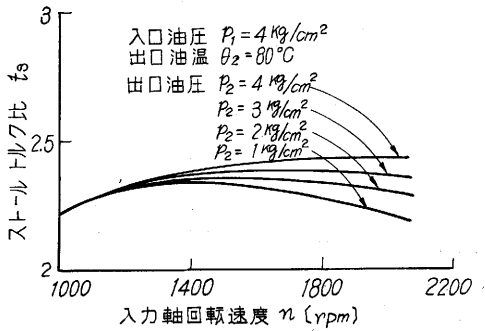


第6図 気泡混入の影響

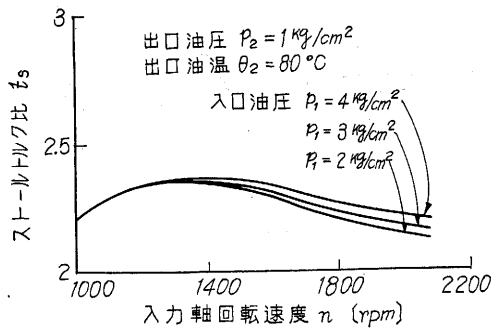
が、広い速度比範囲にわたって一定に近いことが望ましい。またそれと同時に効率が広い速度比範囲にわたって高いことを必要とする。このような要求に対して、構造が多少複雑にはなるが、第 8 図に示すような自由流路形トルクコンバータが適する。この形式のトルクコンバータは欧州において広く実用されつつあるが、わが国独自の研究は比較的新しく、高性能化の設計資料は最近になってようやく整備された状態である。これは、トルクコンバータ継手と異なって、各羽根車の羽根長さがピッチに比べて比較的短いため羽根車を流路として近似することに無理があり、翼



(a) ポンプ羽根車の影響 ($T_3(36)$, $S_2(25)$)
()内は羽根枚数

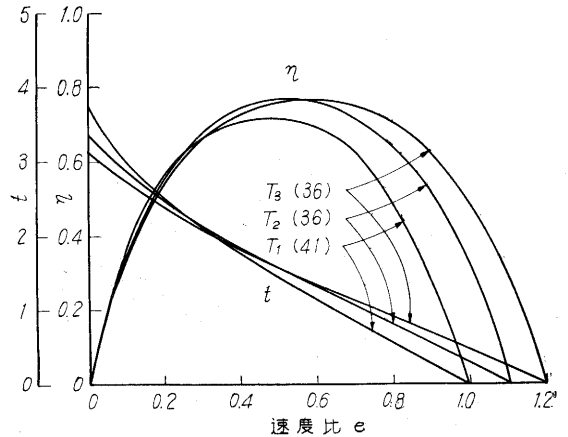


(a) 内部油圧の影響 (その 1)

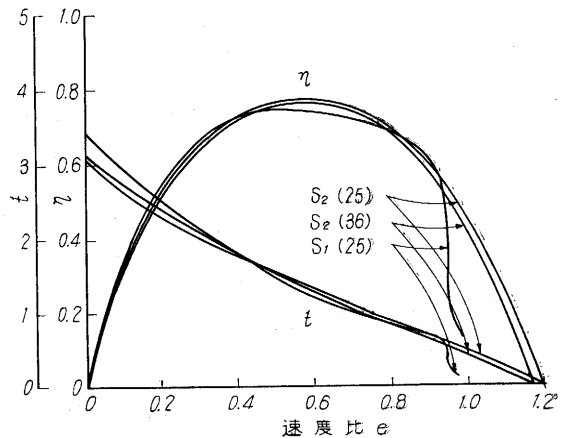


(b) 内部油圧の影響 (その 2)

第 7 図

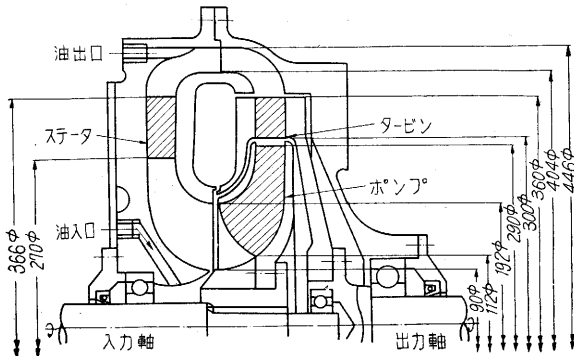


(b) タービン羽根車の影響 ($P_1(17)$, $S_2(36)$)
()内は羽根枚数



(c) スタータ羽根の影響 ($P_1(17)$, $T_3(36)$)
()内は羽根枚数

第 9 図

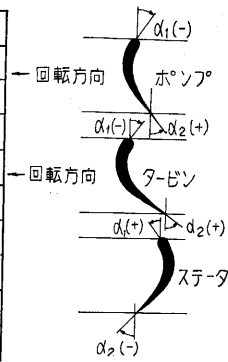


第 8 図 自由流路形トルクコンバータの断面図

列性能の資料に頼る必要がある。ところが、トルクコンバータの翼列は轉向角が大きく、また流入角の変化範囲がきわめて広いため、普通の翼列試験の資料を適用する

第3表 供試羽根車の種類

| 羽根記号 | 入口角 α | 出口角 α | 羽根枚数 | |
|------|--------------|------------------|------------------|----|
| ポンプ | P_1 | $-17^{\circ}00'$ | $7^{\circ}20'$ | 17 |
| | P_2 | $-3^{\circ}00'$ | $30^{\circ}00'$ | 19 |
| | P_3 | $-11^{\circ}00'$ | $50^{\circ}10'$ | 19 |
| | P_4 | $3^{\circ}00'$ | $-50^{\circ}10'$ | 19 |
| タービン | T_1 | $-51^{\circ}00'$ | $68^{\circ}48'$ | |
| | T_2 | $-49^{\circ}23'$ | $68^{\circ}48'$ | |
| | T_3 | $-25^{\circ}35'$ | $68^{\circ}48'$ | |
| ステータ | S_1 | $43^{\circ}45'$ | $-46^{\circ}10'$ | |
| | S_2 | $-20^{\circ}03'$ | $-46^{\circ}10'$ | |



である。

(b) 流速分布 この形式のトルクコンバータの性能を把握するためには、内部の流れの状況を知る必要がある。第8図のトルクコンバータの1例について、円筒形ピトー管を用いて流速分布を求めた結果を第10図に示す。図より、ステータ出口の流速分布が速度比によって大きく変化することがみられる。前項で述べたように、高速度比において、ステータの流れがはく離していることが明瞭にされている。図中、 c =子午面流速成分、 α =流れが子午面となす角。

ことができない。したがって、もっぱら試作実験に頼って性能向上の資料を求めなければならない。その目的のため、当所において、数十種の各羽根車を試作し、これを組み合わせた性能試験をおこなってきた。

(a) 羽根形状の影響 この形式のトルクコンバータでは、回路形状や羽根形状

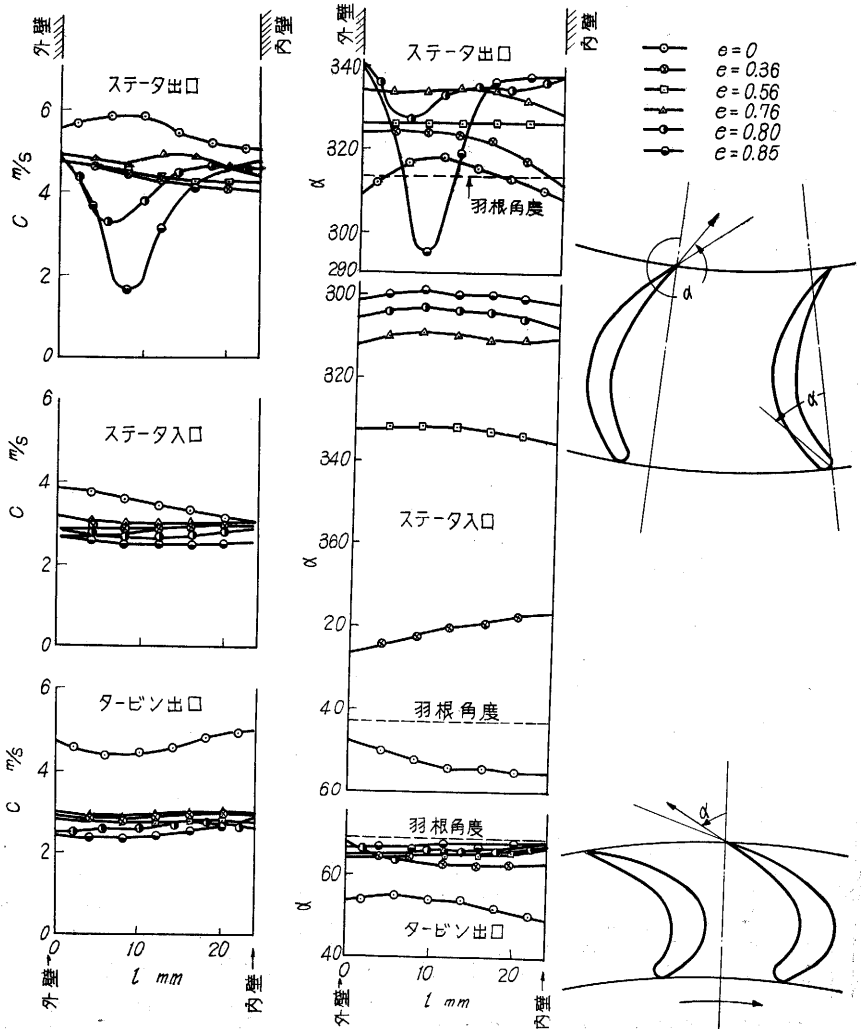
の良否が性能に大きな影響をもつ。第8図のトルクコンバータについて、ポンプ、タービン、ステータ各羽根形状を変化させ(第3表)、その各組合わせについて試験をおこなった結果を第9図に示す。表中の α は羽根が子午面となす角を示す。

図よりわかるように、トルクコンバータ継手と異なって、速度比範囲が1以上のものがえられる。一般に、ポンプ羽根車出口を回転方向に傾けるにつれて、高速度比範囲に性能曲線がのびる。同図

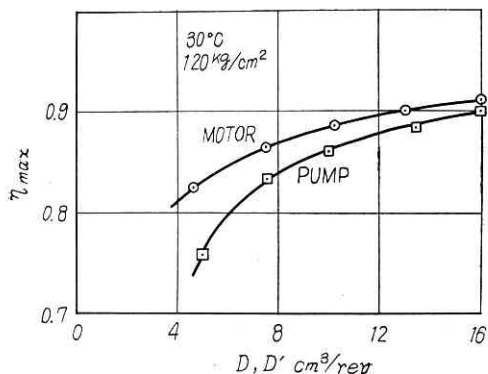
(c)に、高速時に急激な性能低下の現われる場合が示されている。これはステータの翼の曲がりが大きいため、負の迎角が過大となることによる。このような各種羽根形状の影響を系統的に調べて資料をまとめない限り、高性能のトルクコンバータをうることは困難

3. 油圧伝動装置

自動車等の変速装置に油圧伝動装置を適用する問題は、最近になってようやく具体的に考えられるようになった。これに用いるポンプ、モータは、高圧で高性能のものでなければならず、またポンプ、モータのどちらか



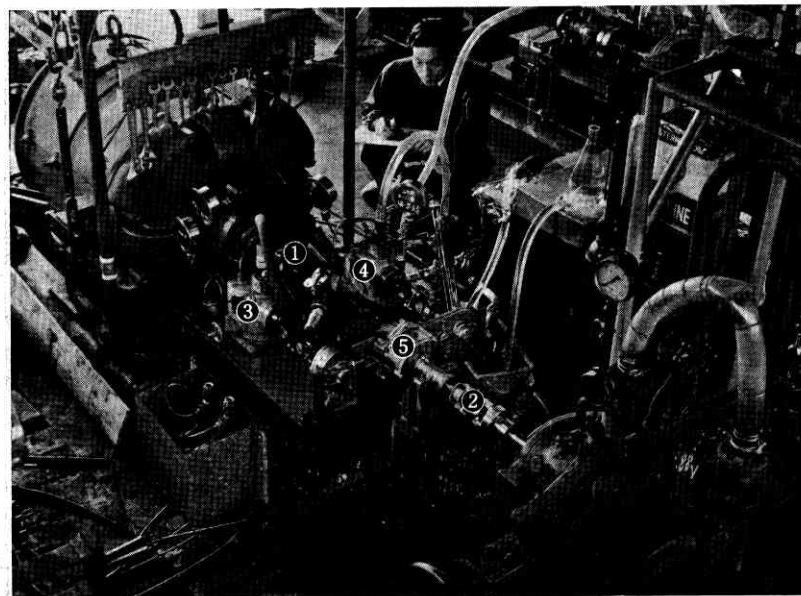
第10図 流速分布



第 11 図 アキシヤル・プランジャ形の性能例

一方は 1 回転当たりの作用体積が可変である必要がある。その意味からプランジャ・ポンプ、プランジャ・モータの使用が望ましい。ところが、この形式のポンプ、モータの性能について、詳細な資料がほとんど発表されておらず、伝動装置の検討をおこなうことが容易でない。油圧伝動装置の理論解析については、すでに当所において早くから着手し、高性能化のために、遊星歯車機構との組合せによる油圧-機械式伝動装置の必要性を主張してきた^{9), 10)}。

最近、アキシヤル・プランジャ形の可変容量のポンプ、モータを入手し、その詳細な性能試験をおこない、各種因子の影響を求めることができた。第 11 図にその 1 例を示す。図は 1 回転当たりの作用体積 D を変化させた場合の最高効率を示したもので、これより、油圧ポンプ、同モータを単体で組み合わせた場合の伝動装置の効率が推察できる。速度比 e は、近似的にモータの作用体積 D' をポンプの作用体積 D で除した値 D'/D によって表



①入力軸、②出力軸、③油圧ポンプ、④油圧モータ、⑤遊星歯車装置
第 12 図 油圧-機械式伝動装置の実験

わされる。

油圧-機械式伝動装置は動力の大部分を機械的に伝達し、変速制御を油圧(可変容量のポンプ、モータを使用する)でおこなう方式であって、これによって油圧部分の負担の低減と全効率の向上をはかることができる。理論解析の結果から、その実用性は十分に考えられ、目下その実験をおこなっている。第 12 図に性能試験装置を示す。

現在の段階では、プランジャ・ポンプ、同モータの許容回転速度が低く(約 2000 rpm)、また最高常用圧力が低く(約 150 kg/cm²)ため、油圧伝動装置が一般に大型になる。したがって回転と圧力を上げることが強く望まれており、それには本質的な研究を必要とするであろう。

4. 結 語

以上、当所でおこなっている流体伝動装置の研究のうち、特に自動車に適用の対象とした場合について概略の説明をおこなった。トルクコンバータはわが国においても実用の段階に入り、今後ますますその用途を増してゆくであろう。油圧伝動装置は、今後の問題であり、諸外国においても目下研究中の課題であることから、一日も早く、わが国においてその実用化特に自動車への有効な適用を完成させたいものである。

本研究に対し、実験機の製作その他の便を提供された各社に対し、ここに厚く御礼申し上げる。(1961. 3. 15)

文 献

- 1) 石原, 機械学会論文集, 21, 101 (昭 30); 同, 生産技術研究所報告, 5, 7(昭 30).
- 2) 石原, 機械学会誌, 57, 430 (昭 29).
- 3) 石原, 藤木, 椎名, 機械学会創立 60 周年記念講演会前刷(昭 32).
- 4) 石原, 荒瀬, 機械学会岡山臨時大会講演会前刷(昭 31).
- 5) 石原, 井田, 河西, 機械学会論文集, 22, 113 (昭 31).
- 6) 石原, 古屋, 機械学会第 679 回講演会前刷(昭 35).
- 7) 6)に同じ.
- 8) 石原, 井田, 藤木, 機械学会第 35 期総会講演会前刷(昭 33).
- 9) 石原, 機械学会秋期講演会前刷(昭 33).
- 10) 石原, 機械学会第 36 期総会講演会前刷(昭 34).