

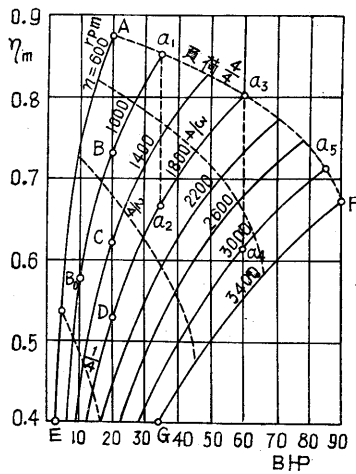
トルクコンバータ付自動車の研究

宮津 純・高橋 安人・平尾 取

亙理 厚・石原 智男

1. まえがき

一般に自動車用機関の機械効率 η_m は80%~90%程度のものでされているが、これは実は絞弁全開のときの最大トルク附近の機械効率の値であって、この値は機関の運転状態によって非常に広く変化するものである。このように普通自動車用機関の機械効率と呼ばれているものはその最大値である。たとえば機械効率と出力、回転数との関係の一例を示すと第1図のようになる。同図で Aa_1a_3F はこの機関の絞弁全開のときの出力と機械効率の関係を表わすものである。またこの機関の実用上の最低

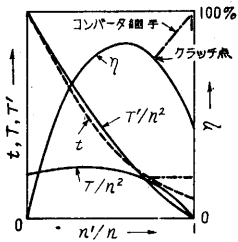


第1図 自動車用機関の機械効率
40km/h の速度で走っているときの機関回転数が 1000 rpm で、水平な道路をこの速度で走るときの所要馬力が丁度 10 馬力であったとすると、この状態は第1図の B_0 点に相当し、機械効率は58%程度となっている。しかるに路面が登り勾配となり、同じ速度で走るときの所要馬力が 20 馬力となった場合は B 点となり機械効率は 73% 程度になる。勾配が更に急になり、第1図の a_1 点を丁度使用するようになったときが、この自動車が 40km/h の速度で走るときの最大の機械効率 85% が得られることになる。これより勾配が急になると、もはや top gear のままでは 40km/h の速度では走り得なくなる。そこで次の 3rd gear を用いるとしてこの歯車比がたとえば 1:1.8 とすると、このときは 40km/h で走ると機関回転数は 1800rpm となり、使用点は $a_1 \rightarrow a_2$ に変わり、機械効率は約 68% に落ちる。しかるに前述の B 点に相当す

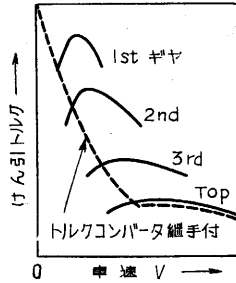
る所要馬力が 20P であるような勾配をこの gear で走ると、使用点は D 点になり効率はさらに53%程度になる。また試みにこの 3rd gear のまま始めに B_0 点で走ったように水平な道路を走るとすると、機械効率は実に40%以下ということになる。しかしこの 3rd でや、と登れるような坂を登る場合には、使用点は a_3 となり機械効率は80%となる。

このように普通の型式の変速機を有する場合には、一定の速度で走るときに道路状況によって機関の機械効率が非常に変化するのである。そこでなんとか効率の良い所ばかりを使用するわけにいかないものだろうかということになる。それには第1図をみてわかるように、常に EAa_1a_3F の線上に使用点をおけばよいわけである。しかしこのようなことを実現するためには、連続的に歯車比を変化させることのできる無段変速機を用いる必要があるわけである。そこで自動車が生れてからこの方、常にこのような理想的な無段変速機の探究が続けられてきたのであるが、なかなか広く実用されるものが得られないのである。しかし上に述べたように、第1図の EAa_1a_3F の線上の点は使用し得ないとしても、これに近い点を使用しうならば自動車の性能は良くなるわけであるし、またこの場合に変速機の効率が多少悪くても、機関の機械効率の良好な所を使用しうすることで補いうる場合もあるわけである。戦後急速に広く実用されつつある流体変速機もこのような意味で検討してみると、その伝達効率が普通の歯車変速機に比べて比較的低い点が、上述のような意味でかなり補いうるのである。そこで自動車の変速機として流体変速機を用いる場合には、このような見地から最もその目的に適したような流体変速機と機関、終減速比等の組合せを考える必要があるわけである。

流体変速機の一つであるトルクコンバータの構造は原動機に結合されたポンプ羽根車と、被動軸に結合されたタービン羽根車と、外枠に固定された案内羽根とが一つの回路を作った形になっている。その性能は原動軸と被動軸の回転速度 n, n' によって変化し、原動軸トルク T 、被動軸トルク T' 、トルク比 $t=T'/T$ 、効率 η は第2図のごとく表わされる。この性能曲線は、効率を別にすれば前述の変速装置に要求される条件をかなり満足しており、これを自動車の変速装置に適用してみると、例えば第3図の破線のごとくなり、自動変速作用が得られ



第2図 トルクコンバータ性能曲線



第3図 自動車のけん引トルク曲線

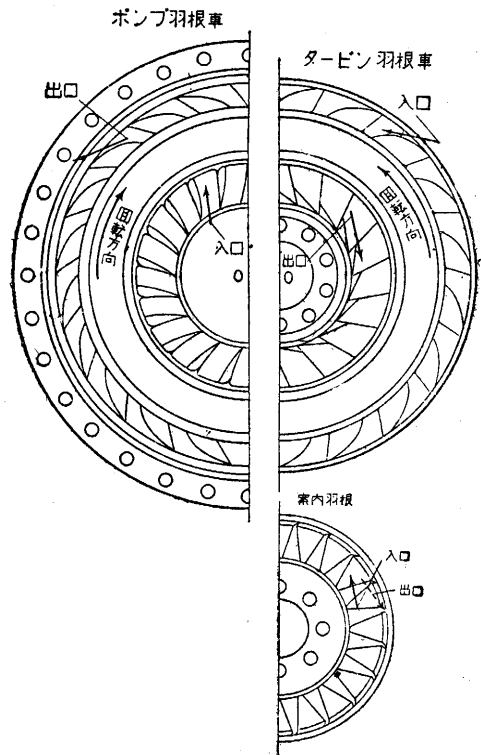
ることになる。ただ歯車式のもの(図の実線)に比べて、流体の流れによるエネルギー変換作用を利用するために流れのエネルギー損失が不可避で効率の低下があるので、設計が適当でないと自動車の燃料消費が多くなることがある。ところが、トルクコンバータおよび自動車との組合せの設計計画が適当におこなわれていれば、前述の如く原動機のある運転範囲では比較的効率のよい状態に維持できるため、それがトルクコンバータのエネルギー損失をカバーしてくれることになり、原動機の効率の低いところをかなり使用しなければ運転できない普通の歯車式の場合と優劣のつかない燃料消費率の自動車にすることも可能となるのである。なおそのためには、自動車の常用運転範囲に相当するトルクコンバータの速度比が1に近い部分の効率の低下(第2図)を防ぐ装置をつけることが必要であると、一般には、案内羽根と外枠との間に一方向クラッチをつけて、自動的に速度比が1に近くなると流体継手になるようなトルクコンバータ継手(第2図)が使用される。さて燃料消費のみを考えるだけでよいなら、トルクコンバータと自動車の組合せ設計も比較的容易であるが、自動車としては車の加速性がそれに劣らず重要な問題である。ところがトルクコンバータ付自動車では、この加速性と燃料消費が場合によっては相容れない条件ともなり、その面の調整が設計計画をきわめて面倒にする。これもアメリカの車のように、馬力/車の重量の値の大きなときは比較的問題が少ないが、国産車のようにその値の小さな場合には大きな問題となる。

筆者らは、かねてからトルクコンバータの基礎並びに試作研究と、自動車との組合せ性能の解析とをおこない、それぞれ一応の成果をあげてきたのであるが、更に実車によって総合性能の実験研究をおこなって、それら資料の裏づけと高性能実用車の設計資料を得るための研究をおこなったので、ここにその概要を述べる。なお本研究はいすゞ自動車K. K. とトヨタ自動車工業K. K. の協力のもとに、本所および工学部の関係研究者によっておこなわれたものである。

2. 小型トルクコンバータの性能

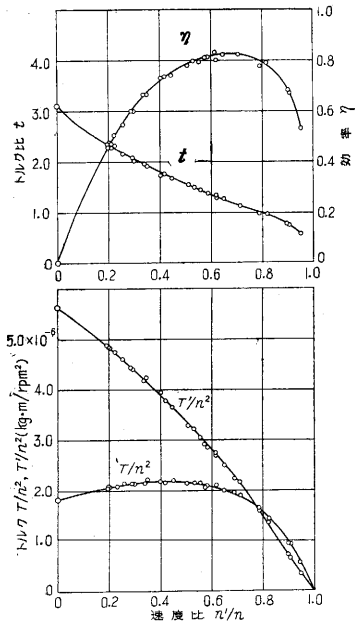
本研究のために使用したトルクコンバータは、理論解析ならびに実験研究の結果から求められた資料をもとにして設計し、いすゞ自動車K.K. において試作されたP-T-S型1段トルクコンバータで、その構造は本誌表紙の切断写真のごとく、第4図に示すようなポンプ羽根車、タービン羽根車および案内羽根各1個の組合せになっている。なお案内羽根は実験の便宜上、外枠に固定することも、自由に空転することもできるようになっている。

自動車にトルクコンバータをつけたときの総合性能の検討には、トルクコンバータ単体の性能を予め調べておく必要があるので、電気動力計によってこれを駆動し、水動力計によってこれに負荷をかけて実験をおこなった。使用した油は低圧絶縁油で、油温を約70°Cに保た



第4図 羽根車構造図

せるように調節し、コンバータ内の油圧は2~3 kg/cm²とした。これら油温油圧の調節は、別に駆動する歯車ポンプによって油が循環される回路に、冷却器、加熱器およびロックを設けておこなった。実験は主として原動軸回転速度 n をほぼ一定に保ち、負荷を変化させて被動軸回転速度 n' を変え、安定時の n 、 n' および原動軸トルク T 、被動軸トルク T' を測定したが、その結果は第5図に示すごとく、失速点トルク比 $t_s=3.1$ 、最高効率 $\eta_{max}=82\%$ となった。この結果は本機のような小型トルクコンバータ(ポンプ羽根車外径245φ)としては一応満足すべき性能のものである。図にはトルクの値が原動



第 5 図 試作トルクコンバータの性能 (低圧絶縁油, $n=1,600\text{rpm}$)

軸回転速度の自乗で除して T/n^2 , T'/n^2 の形で表わされているが、これはターボ式流体機械の本質的な性質によるので、このようにしておけば n の異なった場合にも大体同一曲線上に示されることになる。ただ流れのレイノルズ数によって多少変化することを考慮しなければならない。一般にレイノルズ数が大きい場合には、 T/n^2 の値は速度比の小さい範囲で少し小さ目に、速度比の大きい範囲で大き目に現われ、 T'/n^2 の値は全体に多少大きくなる。従ってこのときは効率、トルク比共によくなる。その意味で低圧絶縁油より粘性係数の低い油 (70°C で低圧絶縁油の約 80%) で同様な実験をおこなった結果は、失速点トルク比 $t_s=3.2$, 最高効率 $\eta_m=84\%$ 程度になっている。なおこのトルクコンバータには空冷フィンがつけられているため、油温の上昇は低く、その効果ははっきりと認められた。

トルクコンバータの設計をおこなう場合には、予め流れの摩擦損失係数がどのような値になっているかということを知っておかねばならない。その意味でこれまで試作実験をおこなった各種トルクコンバータの摩擦損失係数 λ の実験式を求めてみると、コンバータ範囲で

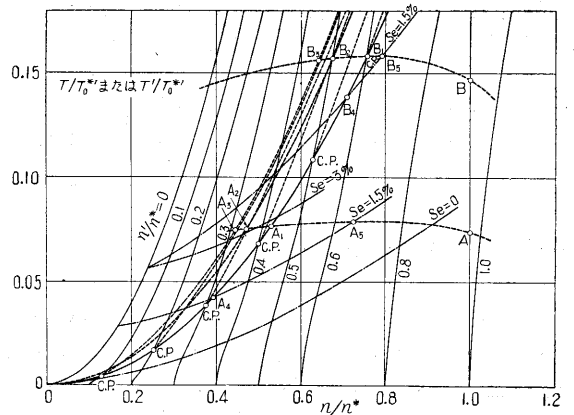
$$\lambda = 7 \text{Re}^{-0.25}$$

となる。この関係式は各種のトルクコンバータについてよい一致を示している。ここに λ は、各羽根車内の流れの摩擦損失ヘッドを、羽根車出入口の相対流速のヘッドの平均で除した値、すなわち広義の摩擦損失係数で、これは性能試験の結果を解析して求められる。またレイノルズ数 Re は、ポンプ羽根車出口の平均直径を $d\text{cm}$, 中を流れる流体の流速の子午面成分を $v\text{cm/s}$, 油の動粘性係数を $\nu\text{cm}^2/\text{s}$ とし、 $\text{Re} = vd/\nu$ であたえられる。なお本試作機の普通の運転状態におけるレイノルズ数 Re は大体 10^5 程度である。

3. トルクコンバータ付自動車の性能

トルクコンバータを自動車に取付けたときの性能を検

討するのには、第 5 図のような性能曲線では不便であるので、パラメータを変えて第 6 図のように書きなおす。すなわち横軸はコンバータの原動側の回転数で、縦軸はトルクである。またパラメータは被動側の回転数にとってある。いずれも無次元にするために、回転数は機関の最大出力が得られる回転数 n^* で除して原動側、被動側それぞれ n/n^* , n'/n^* の形とし、トルクは被動側を固定して、原動側を機関の最大出力に相当する回転数 n^* で回転させたときの被動側の出すトルク T_0^* で除して、原動側、被動側をそれぞれ T/T_0^* , T'/T_0^* の形で表わすことにした。第 6 図の細い実線は、被動側の回転数 n'/n^* をパラメータとして原動側の回転数と被動側で得られるトルク T'/T_0^* の関係を示すもので、それぞれの曲線上のクラッチポイント (C.P.) までは原動側の所要トルク T/T_0^* も、被動側で得られるトルク T'/T_0^* に等しく、同じ曲線で表わされる。しかしクラッチポイントより上では所要トルクの方が小になり破線で表わされるようになる。第 6 図は縦軸も横軸も、またパラメータも無次元量にしてあるから、コンバータの容量にかかわらず或る一つの型式のコンバータの性能を表わしているわけである。



第 6 図

今この型式のコンバータを自動車に取り付けるとして、第一に問題になるのは、コンバータの大きさをいかにして定めるかということである。すなわちこの自動車の機関の容量に対して、コンバータの容量をいかに選ぶかということである。この両者の関係を表わす数値として、機関の最大出力のときのトルク T^* と先に述べた T_0^* の比 T^*/T_0^* の値で表わすことができるから、この値をたとえば第 6 図の A 点にとれば (A は $n/n^*=1$ の線上にある)、これで機関の容量と、コンバータの容量が定まったことになる。今縦軸の値が A 点の丁度倍になるような B 点に、機関の最大出力のときのトルク T^* を定めたとすると、A 点にとったときの丁度半分の容量のコンバータを組み合せたことになるわけである。そこで

今考えている車の機関は 3400 rpm で最大出力が得られ、そのときのトルクが 24m·kg であるとする、 $n^*=3,400$ rpm, $T^*=24m\text{-kg}$ となり、縦軸、横軸及びパラメータがそれぞれ m·kg 及び rpm で表わされるようになり、 T_0^*/n^* の値はAの場合には 325 m·kg, Bの場合には 162.5 m·kg となつて、それぞれコンバータの諸元を定めることができるわけである。すなわちこの T^*/T_0^* の値をいくらに選ぶか (Aの場合には 0.074, Bの場合には 0.148 である) によって機関との組合せが定まるのである。次に自動車の終減速比と車輪の直径が定まると (この値をいかに選ぶかは、またむずかしい問題であるが、ここでは一応きまつたものとする)、自動車の速度 V km/h とコンバータの被動側の回転数 n' の関係が定まる。たとえばこの車で $V=100$ km/h で $n'=3400$ rpm であつたとすると、 $n'/n^*=1.0$ の曲線は $V=100$ km/h のときのトルクと機関回転数の関係を表わすことになり、 n'/n^* 一定の曲線は、それぞれ一定の速度に対応することがわかる。この関係を用いて、自動車の速度と走行抵抗の関係から、第6図上に鎖線で示したように等価勾配 Se (路面抵抗をところがり抵抗が0であるような理想道路の勾配で表わしたもの) をパラメータとして所要被動軸トルク曲線を記入することができる。また機関の台上試験のトルク曲線から、 T^*/T_0^* をAまたはBに定めれると、第6図にトルク曲線を記入することができる。このトルク曲線と $n'/n^*=0$ の被動側のトルクを表わす曲線との交り A_2, B_2 は、それぞれA, Bの場合に車が停止している状態で、絞弁を全開にしたときの状態を示し、Aの場合には $n'/n^*=0.47$, Bの場合には $n'/n^*=0.68$ となり、機関回転数はそれぞれ 1600 rpm 及び 2300 rpm になることを示している。また A_3, B_3 はそれぞれアクセルを一杯踏み込んで加速して車の速度が0から増して行くときに、機関回転数が一度低下してついでまた増して行く場合の最低回転数になるときの状態を示す点である。また前述の鎖線で表わした走行抵抗曲線たとえば $Se=1.5\%$ (これはほぼ水平な舗装道路の走行抵抗を表わす) の曲線とクラッチポイント c.p. を連ねた曲線との交り A_4, B_4 は、それぞれA及びBの場合のクラッチポイントに達する点を示すもので、このときの車の速度は、Aの場合に約 33 km/h, Bの場合に 57 km/h 程度になっている。またこの走行抵抗の曲線がトルク曲線と交る点 A_5, B_5 は、その道路状態での最高速度の点で、いずれも 65 km/h 程度になっている。

このようにして第6図を用いて、機関とコンバータの色々な組合せについて種々の走行状態におけるコンバータの使用点を求めることができ、従つて自動車の性能を解析することができる。実際にはこれ等の関係は自動車の終減速比や馬力荷重によつても影響されるし、また補助の歯車変速機を用いる場合には、その変速比の選び方

及び、それをコンバータの原動側につけるか、被動側につけるか等の問題もあり、事は非常に複雑である。しかし色々な点から検討して、機関とコンバータの組合せは、大体B点附近、すなわち $T^*/T_0^*=0.15$ 前後に選ぶのが良いのではないかと思つている。また終減速比は普通の変速機を有する場合より 20% 位小にするのが良いように思われるが、しかしこれは種々の実験、殊に実用的な試験をしてみないと何んともいえない点があるように思う。それは変速機としての性能が、コンバータと普通の歯車式のものとは全く異なるので、定地試験の性能と、実用の場合の性能の関係が相当異なることが予想されるからである。このことは実験的にもある程度たしかめられつつあるが、定地試験の性能すなわち上に述べたように一定速度で走るときの性能は、コンバータ付の車の方が悪くても、実用上はほとんど差がないか、あつても極くわずかであることがたしかめられている。このような性質の相異が量的にどの程度のものであり、またその値が設計によつてどのように変化するかは、なお今後の研究が必要である。

今度われわれが試作した試験車の場合の機関とコンバータの組合せは種々の事情から第6図のAの場合に相当するものになつたが、走行試験の結果は前述のような方法による解析結果と非常によく一致していることが確かめられた。またこの車の性能試験の結果は、燃料消費量が少く、殊に運行試験において予想以上の良好な燃費性能を示した。しかし加速登坂の性能が非常に悪い結果になっている。これは上にも述べたように T^*/T_0^* の値を 0.074 というような小さな値にとつたため、解析の結果から予想されたことである。今後 T^*/T_0^* の値が大きくなるような改造をおこなつて、それにつれて自動車の性能殊に実用性能がどのように変わっていくかを研究して行きたいと思つている。

4. むすび

以上自動車にトルクコンバータを採用する場合の検討と、実車での試験結果の概要を述べた。この試験車にとつては、使用したトルクコンバータの容量が多少大きすぎたので、更に試験車の原動機の馬力を増加させて同様の試験をおこなう予定である。なお本研究に対しては、文部省科学試験研究費の補助のあつたことと、いすゞ自動車K.K.およびトヨタ自動車工業K.K.の関係者の積極的な援助のあつたことを記し感謝する。なお生産技術研究所の特別研究費を使用することができたことをも附記する。(1954・5・20)

正誤表 3月号

頁	段	行	種別	正	誤
25	左	9	凸版	<chem>Cc1ccc(O)c(Cl)n1</chem>	<chem>Cc1ccc(Cl)c(Cl)n1</chem>