

流體トルクコンバーターを使用した自動車の性能

平 尾 收

最近米國の自動車變速機として、これまでの齒車式の代りに連續的、自動變速が可能な流體變速機(トルクコンバーター)が用いられるようになってきた。これは渦巻ポンプの羽根車とフランシス水車の羽根車と案内羽根とを適當に組合せたもので、その中の軸の流動を介してトルクを傳達する。わが國でもこの研究が進められており、流體トルクコンバーターと自動車とをどのように組合せたらよいかという問題が生じてきている。ここにその點について研究した結果をのべる。

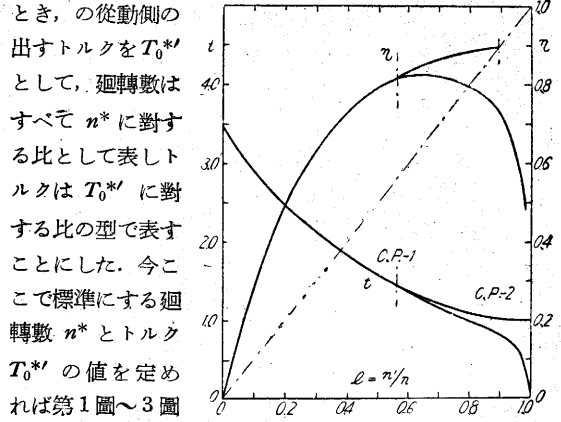
1. 結 言

トルクコンバーターを使用した自動車は、加速がよくなり、運轉しやすい車になるが燃費は増していわゆる。「ぜいたく」な車になる。かつ登坂の場合は速度がおそくなり、また發動機廻轉數は大になりがちであると考えられており、その上機構が複雑になり、わが國のような貧乏國には不適當であるとされているが、當研究所の石原所員がいすゞ自動車株式会社と協力して設計試作したトルクコンバーターの性能⁽¹⁾を基にして、これを自動車に使用したときの車の性能を検討した所、コンバーターの容量および最終齒車比を適當に選ぶことにより、燃費も從來の普通の變速機を使用した場合よりむしろ勝さり、登坂速度においてもそれほどの遜色のないものを作り得るとの結果を得た。以下にその解析の方法について簡単に述べることにする。

2. 試作トルクコンバーターの性能

試作トルクコンバーターの性能としては第1圖～第3圖に示す結果が實驗によつて得られた。⁽²⁾これ等の線圖は普通コンバーターの性能を表すのに使用されるものであるが、これでは自動車の性能を解析するのに不便であるので第4圖および第5圖に示すように縦軸に驅動側トルクまたは從動側トルクをとり横軸に驅動側の廻轉數を取つて、從動側の廻轉數をパラメーターとした曲線群として表すことにした。そして標準の廻轉數を n^* で表わし、⁽³⁾驅動側が n^* で廻轉し從動側が靜止している

(1) 日本機械學會誌, 5/ 卷, 395 號 (昭 26~12).
 (2) 圖中 $e=n/n^*$ は被動軸廻轉數/原動軸廻轉數, τ/τ_0 = 原動側トルク(無次元量), τ'/τ'_0 = 被動側トルク(無次元量), t = トルク比, η = 效率
 (3) n^* はいかなる値に選んでもよいが、後出の計算では發動機が最大出力を出すときの廻轉數を用いた。

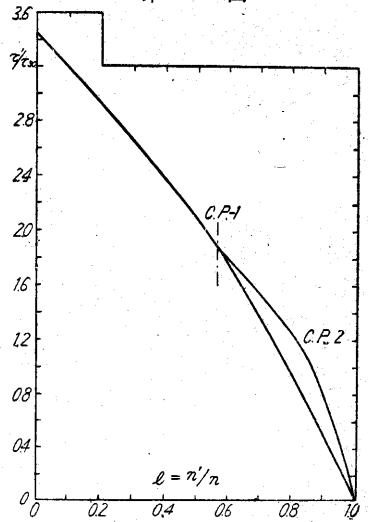


第 1 圖

とき、の從動側の出すトルクを T_0^* として、廻轉數はすべて n^* に対する比として表しトルクは T_0^* に對する比の型で表すことにした。今ここで標準にする廻轉數 n^* とトルク T_0^* の値を定めれば第1圖～3圖に表した性能を有するコンバーターの主要な諸元が定まり、第4圖および第5圖の縦軸および横軸の尺度が定まる。

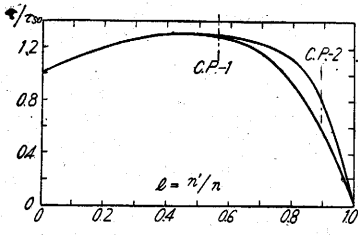
3. 動力傳達機構の性能および諸元によつて左右される自動車の性能

動力傳達機構の性能および諸元によつて影響される



第 2 圖

性能としては加速、登坂の性能、燃料消費率、および最高速度が主なものである。ここで加速性能と登坂性能とはいずれも自動車の餘裕馬力によつて定まるもので、元來は同じ性質のものであるが、實際には多少異つた面がある。それは加速性能の方は發動機の廻轉數が刻々増しているときの發動機出力によつて定まるもので、このときに氣化器が常に適當な混合氣を發動機に供給し得るかどうかによつて大きく影響されるのが普通であるが、登坂の場合には發動機の廻轉數はほぼ一定であるから、加速の場合のように氣化器の過渡的な性能が大きく影響することはないが、その代り長い坂を登る場合には發動機の過熱が問題になる。殊に空冷發動機の場合には短い坂



第 3 圖

よい。(1)

ガソリン發動機の場合でも、理想的な完全な氣化器を使用すれば、やはり加速性能と登坂性能とはほぼ一致すべきものであるから、ここではこのような氣化器すなわちどんな運轉條件の下でも、最も適當な混合氣を供給し得る氣化器を備えているものと假定して、加速性能が登坂性能と一致するものと考えことにする。

さて自動車の性能としては上述のような意味における

を登る場合と、長い坂を登る場合では、その性能にいちじるしい差がある。しかし水冷のジーゼル發動機の場合には加速性能と登坂性能はほぼ一致すると考えて

登坂性能と燃料消費率および最高速度の三つの相い關連した性能を表すのに走行速度をパラメーターとして縦軸に燃費をとり、横軸に登坂の勾配をとつた曲線群で表すことにする。しかし勾配が一定であつても路面の状態によつて性能が異なるから、標準の舗裝道路における勾配に換算した等價勾配 S_e を用いることにした。そして良好な標準舗裝道路のころがり抵抗係数を $\mu_{r0}=0.01$ にすることにすると、路面の状態がわるくて、ころがり抵抗係数 $\mu_r=0.02$ の水平な道路の等價勾配は $S_e=1\%$ になりまた $\mu_r=0.03$ の路面で水平な道路は等價勾配は $S_e=2\%$ で、また同じ路面で 1% の登り勾配であれば等價勾配 $S_e=3\%$ となる。また水平な標準舗裝路で $0.1g$ の加速をしている時の状態は等價勾配 $S_e=1\%$ の等速走行の場合に相當すると考えることができる。このように自動車の性能を表す曲線群の横軸にころがり抵抗 $\mu_r=0.01$ の道路を標準にした等價勾配 S_e を取ることにし、どんな條件の下における性能も表すことができるわけである。

4. 一定速度 V で走行するときの等價勾配と燃料消費率の關係

今シリンダ容積が V_{h0} 立、總重量が G_0 kg の自動車がある一定の速度 V_0 km/h の速さで水平な標準舗裝道路を走つてゐるときの燃費を a_0 km/l とし、このときの發動機の毎分廻轉數を n_0 、このときの發動機の正味出力を L_0 馬力、發動機の摩擦損失馬力を L_{f0} 、補機驅動に要する馬力を L_{a0} とする。今この同じ車で等價勾配が S_e なる道路を走るとき走行速度が V km/h となり、發動機の毎分廻轉數が n となり、所要馬力、損失馬力、および補機驅動馬力がそれぞれ L, L_f, L_a となつたときの燃費を a km/l とすると一般に。

$$\frac{a}{a_0} = \frac{L_0 + L_{f0} + L_{a0} + V_{h0} n_0 / 900}{L + L_f + L_a + V_{h0} n / 900} \cdot \frac{V}{V_0} \quad (1)$$

$$\text{かつ } L_0 = \frac{\{\mu_{r0} G_0 + \mu_1 \cdot A_0 \cdot V_0^2\} V_0}{\eta_{t0}' \cdot \eta_{t0}'' \cdot 75 \times 3.6}$$

$$L = \frac{\{(\mu_{r0} + \frac{S_e}{100}) G_0 + \mu_1 \cdot A_0 \cdot V^2\} V}{\eta_i' \cdot \eta_i'' \times 75 \times 3.6}$$

ただし μ_{r0} は標準舗裝道路のころがり抵抗係数で前述のように 0.01 とする。

μ_1 = 車の空氣抵抗係数 η_i' = 變速機効率
 A_0 = 車の前面積 η_i'' = 終減速機効率

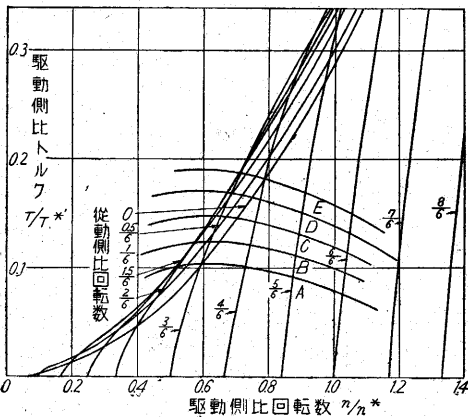
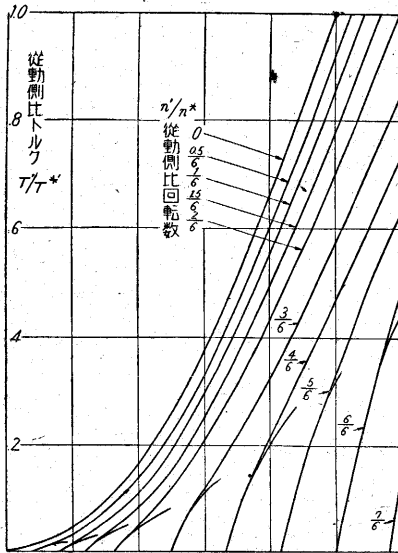
また摩擦損失馬力 L_f および補機驅動馬力は發動機の廻轉數および大きさによつて變るが次のように假定する。

$$L_f + L_a = n V_{h0} (c_1 + c_2 n)$$

このようにすると (1) 式は

$$\frac{a}{a_0} = \frac{\xi (0.01 + \mu_e \cdot m \cdot V_0^2) V_0 + 1}{\xi \eta_{t0}' \cdot \eta_{t0}'' (0.01 + \frac{S_e}{100} + \mu_1 m V^2) V + \zeta} \cdot \frac{V}{V_0} \quad (2)$$

(1) 実際には廻轉部分相當重量だけの差があるはずである。



第 4 圖 (下)

第 5 圖 (上)

ただし

$$\xi = \frac{k}{\eta_{t0}' \cdot \eta_{t0}'' \cdot 75 \times 3.6 \left\{ n_0 (c_1 + c_2 n_0) + \frac{n_0}{900} \right\}}$$

$$\zeta = \frac{n(c_1 + c_2 n) + n/900}{n_0(c_1 + c_2 n_0) + n_0/900}$$

$$k = \frac{G_0}{V h_0}, \quad m = \frac{A_0}{G_0}$$

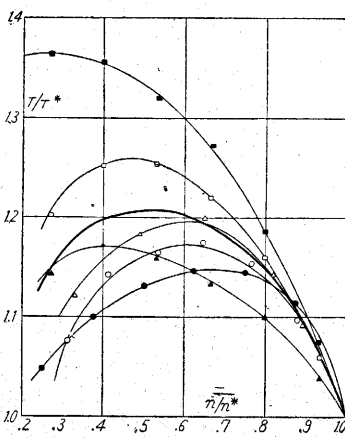
この(2)式によつて、在來の普通の變速機を用いた自動車で水平な標準の舗装道路を走る場合の燃費を a_0 として標準にとり、これに對して、變速機にコンバーターを使用した場合の燃費 a を走行速度 V および等價勾配 S_e の函數として求めることができる。そしてこの場合コンバーターの効率 η' および n/V の値は走行速度 V および等價勾配 S_e の函數として第4圖および第5圖より求める必要がある。それにはまず第4圖および5圖上に發動機のトルクを表す曲線を記入する必要があるが、この發動機のトルク曲線をこれ等の圖の上に描くことは發動機に對してコンバーターの容量を決定したことになる。すなわち發動機の最大出力の得られる毎分迴轉數を n^* とし(第4, 5圖の横軸上の標準の迴轉數)この場合に相當する發動機のトルク T^* を第4, 5圖の縦軸上のどこに定めるか、いいかえると $T^*/T_0'^*$ の値をいくらにするかによつて $T_0'^*$ が定まりコンバーターの容量從つて主要寸法が定まることになる。

5. トルク曲線

發動機のトルク T と迴轉數 n の關係は點火時期、弁開閉時期によつて變るが、最大出力を生ずる迴轉數を n^* としこのときのトルクを T^* として T/T^* と n/n^* の關係を國産の6種のガソリン機關について描く

と第6圖のように發動機によつてかなり異なるが假りにその平均値を用いることにする。

(第6圖の太線) このようにすると $T^*/T_0'^*$ の値を定めることによつて第4圖、第5圖の縦軸の尺度を定めればトルク曲線が定まることになる。たとえば



第6圖

$T^*/T_0'^* = 0.08, 0.10, 0.12, 0.14, 0.16$ 等とすると第4圖上に A, B, C, D, E のトルク曲線が定まる。

6. 自動車の諸元および標準の走行状態

前にも述べたように比較しようとする自動車の諸元を定めて、その車が一定の運轉状況の下で走行するときの性能を規準にして、この車にトルクコンバーターを取り付けたときの性能を検討することにする。

まず自動車の諸元として定めなければならないのは、第2式中に出てくる k, m, μ および速度 V で走行するときの發動機迴轉數 n であるがこの V と n の關係すなわち n/V の値は在來の齒車式變速機を有する自動車では、そのときに使用する齒車比によつて變るし、トルクコンバーターを使用するときは、その時の等價勾配によつて變化するから自動車の諸元だけでは定まらず走行状態をも定めなければならない。そこで發動機の迴轉數 n の代りに變速機の縱動側(すなわちプロペラ軸)の迴轉數を n' とすると、これと走行速度の關係すなわち n'/V の値は最終減速比と車輪の直徑によつて定まることになる。すなわち變速機における變速比を R とすると $n/V = R(n'/V)$ となり n'/V は車の諸元により定まる値であり、 R は變速機の使用状態により或る範圍で變化する値である。

この k, m, μ および n'/V の値は車の種類或は設計によつて變るが國産車における値は第1表のように

第1表

	普通型トラック	バス	小型乗用車
$k = G/Vh \text{ km/l}$	$1.5 \times 10^3 \sim 2.0 \times 10^3$ (1.75×10^3)	$1.1 \times 10^3 \sim 1.6 \times 10^3$ (1.35×10^3)	$1.0 \times 10^3 \sim 1.5 \times 10^3$ (1.25×10^3)
$m = /G \text{ m}^2/\text{kg}$	$5.7 \times 10^{-4} \sim 7.2 \times 10^{-4}$ (6.5×10^{-4})	$7.5 \times 10^{-4} \sim 1.00 \times 10^{-4}$ (8.8×10^{-4})	$15.0 \times 10^{-4} \sim 22.0 \times 10^{-4}$ (18.5×10^{-4})
μ	0.004~0.005 (0.0045)	0.003~0.004 (0.0035)	0.0025~0.003 (0.0028)
n'/V	30~50 (40)	30~50 (40)	40~60 (50)

なつている。そこで普通の齒車式變速機を有する車でトップギヤを使用して速度 30 km/h で標準の水平舗装道路を走っているときの状態を基準にとることにして、 $V_0 = 30 \text{ km/h}$, $\eta_{t0}' = 0.98$, $\eta_{t0}'' = 0.97$ と假定すれば、トップギヤの場合は $n_0 = n'$ であるから、各車種について第1表の平均の値を使用することにし $c_1 = 0.55 \times 10^{-2}$, $c_2 = 0.84 \times 10^{-6}$ とすると第2式の ξ の値は普通トラック、バスおよび小型乗用車でそれぞれ 2.14, 1.65 および 1.11 となる。

第2表

發動機	A	B	C	D	E	平均
$T^* \text{ kg-m}$	3.05	4.60	19.0	16.8	18.0	—
$Vh \text{ l}$.722	.995	4.39	8.67	3.80	—
T^* / Vh	4.23	4.62	4.33	4.58	4.25	4.4

さらに一定速度 V で應じ得る最大の等價勾配 S_{emax} を求めるためには最大出力に相當するトルクの値を知らなければならぬ。そこで國産の L 型燃焼室を有する自動車用發動機の最大出力のときのトルク T^* とシリンダ容積 V_h との關係をみると、ほぼ第 2 表のようになっている。そこで今その平均値をとつて $T^*=4.4V_h$ とすると $T^*/G=4.4/k$ となるから k の値として第 1 表の平均値を用いることにすると T^*/G の値は各車種によつて第 3 表のようになる。

第 3 表

	普通トラック	バス	小型乗用車
T^*/G	2.51×10^{-3}	3.26×10^{-3}	3.52×10^{-3}

また、速度 V km/h で走行しているときの抵抗力を F kg. とすると

$$F = G \left(0.01 + \frac{S_e}{100} + \mu_1 m V^2 \right)$$

であるから、このときの發動機所要トルクを T kg-m, 廻轉數を $nr.p.m$ とすると、發動機所要馬力 L は

$$L = T \cdot n \times \frac{2\pi}{60 \times 75} = \frac{F \cdot V}{\eta_t' \cdot \eta_t'' \times 75 \times 3.6} \text{馬力}$$

ただし η_t' , η_t'' はそれぞれ變速機および最終減速機の効率, すなわち

$$\frac{T}{G} = \frac{1}{0.12\pi} \cdot \frac{1}{\eta_t' \cdot \eta_t''} \cdot \frac{V}{n} (0.01 + \frac{S_e}{100} + \mu_1 m V^2) \dots (3)$$

同様に變速機從動側のトルクを T' kg-m, 廻轉數を n' とすると,

$$\frac{T'}{G} = \frac{1}{0.12\pi} \cdot \frac{1}{\eta_t''} \cdot \frac{V}{n'} (0.01 + \frac{S_e}{100} + \mu_1 m V^2) \dots (4)$$

すなわちこの (3), (4) 式より自動車の諸元および走行状態(すなわち S_e と V) を定めれば發動機の所要トルクおよび變速機從動側の所要トルクを求めることができる。

手術時の麻酔深度をメーターで指示する研究

手術時の麻酔に從來わが國で行われてきた方法は局麻(腰麻など)であつたが、最近米國からより安全な吸入式全身麻酔が導入された。問題は麻酔深度をどうして知るかで、局部麻酔ならば患者に意識があるから明瞭にわかるが、全身麻酔では全く無意識状態になるのでその深さが判定し難い。そこで患者の名前をよんで應答の有無を確かめるなど原始的な方法が行われているが、最近東大醫學部清水外科と生研糸川研究室(第 1 部)の協同研究により脳波波形の観測によつてこの深度を確實に知り得ることがわかつた。多くの被験者について各種麻酔薬による深度と脳波波形の關係が明かにされて、すでに關係學會へも發表されたが、最近になつて糸川研究室では糸川教授指導の下に、この研究に一步を進め波形の解讀を自動的に電氣回路で行い、麻酔深度を直接メーターの針で示す研究に成功した。最初の歴史的實驗は昭和 27 年 3 月に清水外科で腦切開手術に適用され、見事な成功をおさめた。

ヴァイオリンの性能向上に新機械

糸川研究室ではかねてヴァイオリンおよび弓の研究を系統的に行つてきたが、最近同研究室熊谷特別研究生によつてヴァイオリンの音質音量をいちじるしく改善する新方法が発見された。ヴァイオリン高音部では振動姿態の節線が或る箇所比較的集中するので、この節線集中位置に上板裏側に補強材を入れて振動に對するステイフネスを上げるという方法である。これによつて音質が美しくなるばかりでなく、低音の音量も増すという興味ある結果が得られた。(第 1 部)

人工樹脂木材を絃樂器の弓に用いて成功

糸川研究室金澤特別研究生を中心に絃樂器用の弓の研究を行つているが、從來これに代るものはないとされてきた弓用材フェルナンブーク(輸入木材)が、人工樹脂の高周波含浸強化木材にかなり近い特性を持つものであるという発見から、これを使用した最初の弓の試作として諏訪晶子氏による公開試演を行い、その有望性を認められた。(第 1 部)

吸着膜の新しい研究手段

小川研究室(第 1 部)では、昨年以來、氣體吸着膜(化

學吸着膜の表面電位解析の實驗が進められ、すでに二、三の興味ある豫備的結果を得て 4 月 2 日、3 日にわたり日本物理學會および應用物理學會で發表された。

從來氣體吸着膜の研究といえばその手段としては吸着量吸着熱の測定以外はほとんど行われていない状況であつたが、近年に至り、吸着膜の示す表面電位が比較的容易に測定されることが知られ海外でも Mignolet その他による有意義な實驗が若干發表され初めた。たまたま小川研究室でも數年來振動容量法による表面電位測定を開始していたところであり、觸媒研究室等への應用の重要性にかんがみ、昨年以來氣體膜が對象に選定されたものである。この方法によると、從來辨別が困難であつた狭義の吸着氣體膜と吸藏(吸收)氣體を原理的に區別して検知できると、また、氣體原子が吸着劑面上のどの部分についているかもわかり、さらに、表面電位の符號の正負や大きさから吸着原子分子の帯電状態、或は吸着力の本性に對しても重要な手掛りを得ることができると。

表面—界面工學懇談會

表面または界面現象の關係する工業部門は更に廣汎で機械工學における表面加工、潤滑、摩擦、熱傳達、等の問題を初め、電氣工學における真空管の熱電子放射材料、セレン整流器、二次電子放射面、螢光面、冶金學における防錆防蝕、粉末冶金、電解精鍊、化學工業における觸媒、ポーラログラフ、電池、等々数え上げれば限りがない。ところが一般に表面、乃至界面現象ははなはだしく複雑であつて、その研究は各種材料の bulk な性質をしらべる研究よりはるかに困難な場合が多い。この事情に對處し、生研の幅廣い組織を活用して、綜合的に研究を進めるために、昨秋、所内に表面—界面工學懇談會が誕生した。その目的とするところは各分野の研究者が機會あるごとに連絡し、知識や情報と交換して行くことであつて、すでに昨年度中に三度の最合を開催し、少なからぬ成果を収めている。當座の世話人は竹中教授(機械關係)久松助教授(冶金關係)小川(岩)助教授(應用物理關係)の 3 名で、27 年度には、さらに一歩進んで加工面の性質という具體的な問題について綜合研究の計畫も具體的に進められ、今後の活動が期待されている。なお、昨年度における第 1 回會合(11 月 6 日)では、活動方針が検討され、第二回會合(12 月 11 日)には小川(岩)助教授が表面電位について、第 3 回會合(12 月 5 日)には松下助教授が電子顯微鏡についてそれが解說的な報告を行つた後討論が活潑に行われた。