

# 自動車試験台による性能試験法(その1)

宮本 三二

自動車の走行性能試験には、実道路上において実施する方法と、自動車試験台を使用して実施する方法がある。本稿では、このうちの後者の方法について、まず、試験台の型式・構造および取り扱い得る性能試験等を広く展望した後、最近ほぼ試験方法が確立されたかに見える動力性能の試験台試験法について、駆動輪駆動力測定方法、試験要領および注意事項等を説明した。

## 1. ま え が き

自動車のいろいろな性能試験は路上あるいは試験台において実施される。路上試験は実際的ではあるが、いかなる場合でも路面・天候・気象等の外部条件に影響されるために測定結果から自動車の真の性能を求め、外的影響因子の個々の効果を分析することは困難な場合が多い。そこでこの路上試験のいろいろな不便を除くために、外部条件を整理して簡単な条件のもとで試験する方法が考えられた。これがいわゆる自動車試験台(Chassis Dynamometer)による方法である。

自動車試験台の歴史をふり返ってみるに、自動車の進歩発展とともに伸び、自動車の性能向上に伴っていろいろな機能が付加され、今日では扱う試験の種類および範囲が拡大されてきている。この事実は、自動車試験台の有用性が認められ、自動車の諸性能の解析に果たす役割が大ききことを物語るものである。ここで自動車試験台の広汎な利用発展を期待してそれによる試験方法を解説する。

## 2. 概 説

自動車の各種性能試験に対して試験台はつぎの三つの使い方が考えられる。

- (1)路上試験台と台上試験とを組み合わせを行なう場合
- (2)路上試験に関係なく独自方法によって行なう場合
- (3)路上ではできない特殊試験

すなわち、(1)は実走行状態を再現して、実際の現象を調査観察するために、(2)はある方法に基づいて性能を求め、結果から実際の場合を推定し評価検討するために、そして(3)は実走行ではなし得ない危険過酷な限界状態の性能を研究するために用いられる。一般にはこれらの使い方を適当に考慮して、比較的簡単な構造機能のものによって貴重な研究成果を挙げている。またある場合には特定の試験目的にも利用できるように付属設備を有するものもある。

台上試験の現状を自動車試験台が扱う自動車の性能試験の面から見てみると、動力性能・振動乗心地・動的強度・耐久性等の性能試験は比較的实施し易いためか、この

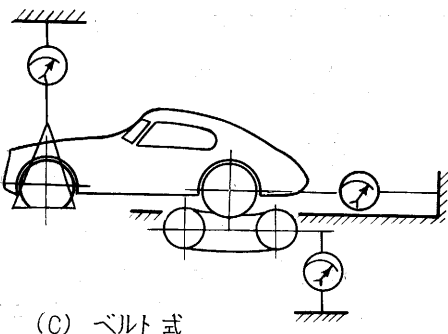
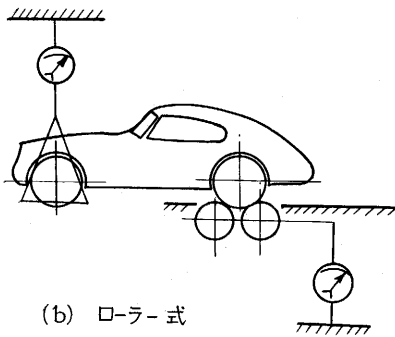
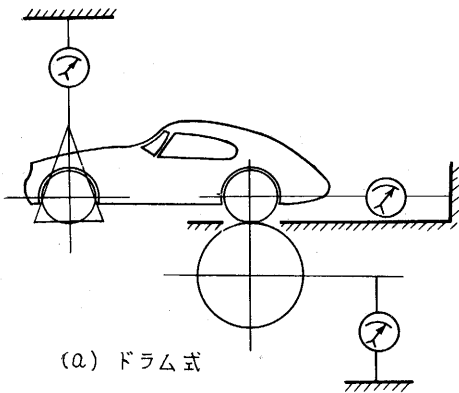
試験に利用している例は多い。特に動力性能試験には欧米諸国で相当以前から試験台が使用され、今日まで種々の文献資料によって紹介されているようにいろいろな形式仕様のものがある。したがって、おおむねこの分野の試験要領は確立されている。自動車の振動試験に対しても、これと関連した乗心地・動的強度および耐久性等の試験に対してもまた使用方法と試験要領が確立され、一種の励振機(疲労試験機)として研究に欠かせない貴重な試験装置となった。しかし、このような研究分野の利用発展とは逆に、自動車の横方向外乱に対する方向安定性、各種曲線運動における自動車の運動性、そして運転者がなす操縦操作とそれに伴う自動車の挙動との関連を取り扱う操縦性等の試験研究にはほとんど使用された例がない。これは運動が複雑で未知の部分が多く、しかも複雑柔軟な人間が加わり、これがこれら性能に関する理論的取扱いや実走行時における計測を困難にしたため、台上での運動の再現度合とか、いかなる測定値が運動を明確に表わし性能を裏付けるかについてぜんぜん目安が立たなかったことによるものと考えられる。しかし、さきに述べた(2)項を思い浮かべると、実走行時における自動車の運動を調査分析して、その結果に基づき自動車に働く外力の条件を単純にした力学系を台上に作り出し、台上の自動車の挙動から運動を決める諸量を求め、この試験をいろいろな場合について実施し、これらの結果を重畳すれば近似的に実走行に似合った性能が得られると同時に影響因子の効果を求めることができると考えられる。一般に実走行状態の推定精度は試験台におけるタイヤの対路面特性の把握に係り、もしタイヤの対路面特性が十分相似されるか、その特性が明確に把握されていれば、台上試験は力学系および計測の単純化の点で路上試験に対してはるかに秀れているといえる。まして運転者の応答特性を求めようとする操縦性試験に対しては、「入力～出力」の関係が容易に計測されるので有用である。

いままで述べた諸点から台上試験を検討してみると、必ずしも試験台上に実走行状態を相似することはできないが、広い利用価値が認められる。

### 3. 自動車試験台の構造形式

自動車試験台の原理は、道路に代わる仮想走路を設け、その上で自動車を運転し、自動車の位置を変えず逆に仮想走路を移動させることによって走行状態を仮想する。またこの仮想走路に動力計によって抵抗を与え、これを適当に加減して走行抵抗を変化させるようになっていく。自動車試験台をこの仮想走路の構造から大別するとつぎの種類がある。

- (a) ドラム式……直径の大きい円筒を用いるもの
- (b) ローラー式……直径の小さい円筒 2 個 1 組にして用いるもの
- (c) ベルト式……2 個の調車に張り渡したベルトを用いるもの



第 1 図 自動車試験台の形式

これらの仮想走路形式の略図を第 1 図に示す。

仮想走路形式の適否については、実走行におけるタイ

ヤの対路面特性、取り扱う性能試験の種類（動力性能・振動乗心地特性、操縦性安定性能等）、試験走行状態の範囲（定常状態か過渡状態か、中速までか高速までか）、試験の性質（解析試験か耐久試験か）、仮想走路の力学的特性、機械的強度、操作制御の難易、工作精度、製作費用、付加設備および計測装置との関連、測定値の精度および校正の可否等の諸条件によって検討しなければならない。たとえば、平坦路におけるタイヤの対路面特性を合わせるとすれば、仮想走路面の粗さと走路の曲率の近似が必要になる。この場合に直径の十分大きいドラムを使用するかあるいはベルトを使用することが考えられる。しかし、ドラムの場合には、直径の増大とともに力学的特性（慣性能率）の近似が難しく、しかも機械的強度に対する制限が厳しくなる。それと同時に試験範囲が限定され、操作制御に対する応答性が緩慢になりひいては設備製作を難しくして過大な費用が要る。したがって設備の規模の割合に測定値の精度が悪いといった結果を招く。

ベルト式では、ベルト全体の縦および横剛性が十分とれないために、タイヤの変形の状態が実際の路面を走行する場合と変わるものと思われるし、高速高回転においてベルトが上下方向に激しい振動を起こすために実験は困難になる。また、ベルト材料が機械強度的に重荷重に耐えられないので十分とはいえない。ローラー式は対路面特性の相似においては最も実際とかけはなれているが、この形式の狙いは自動車を試験台上に固定する方法が最も簡単になるという点にある。すなわち、単にタイヤの対路面特性からだけ検討しても、実際にはいずれの形式にしても道路に完全に合った仮想走路を作り出すことはむずかしい。

自動車試験台の計画およびその仮想走路の設計に当たっては、それぞれの形式の利害得失・応用性等を検討して、実走行試験に対する優位性、すなわち、計測の簡易、労力の軽減、試験時間の短縮、一定試験状態の維持等のことを考慮して決める必要がある。そして仮想走路の構造から生ずる影響をあらかじめ調査し、適当な方法手段によって自動車の真の性能を推定し得るように細心の注意を払わなければならない。

今日、最もよく用いられている仮想走路の形式はドラム式とローラー式である。ドラム式は径が 1~2m のドラムを使用し、主に自動車生産会社の試験研究部門および公立の研究所・試験場に設けられ、性能解析試験用としてあるいはタイヤの特性試験用として使われている。これらの試験台の中には、各種操作制御が遠隔化・自動化され、高精度の計測器を使用して、測定値の記録解析等の後処理を自動的に行なうものもある。ローラー式は、比較的小型に出来上がりしかも自動車の固定が易しいので主に整備部門に設けられ、動力性能あるいは動力

伝達システムの不具合点検用として使用されている。ちかごろこの形式のものは自動車の整備測定器として売り出されるぐらい普及するまでに至った。

さらに自動車の普及化高速化に伴って、標準状態の試験とともに特殊な外的条件の下における試験が必要になり、試験台にいろいろな付属設備を施すようになった。これについてはすでに文献<sup>1)~3)</sup>に紹介されている。たとえば、極低温・高温・湿度・気圧等の外部因子が性能（主に動力性能）および自動車の各部の機能におよぼす影響を調査するために、試験室の温度・湿度・気圧等が任意に変えられるようになった全天候型自動車試験設備（All-Weather Chassis Dynamometer）とか、突風・高速気流（高速走行時）等の効果を調査するために実物風洞（Full Scale Wind Tunnel）を備えたものとか、あるいは、走行時に自動車の各部から発生する騒音の測定および騒音の遮音効果・吸音効果を調査するために、試験室を防音無響室（Anechoic Room）にした設備等が最近現われ、試験対象の範囲が拡大されるようになった。

#### 4. 自動車試験台による動力性能試験

##### (1) 試験台による動力性能試験

自動車の最高速度・登坂能力・加速性能・燃料消費量等の動力性能は、一般に機関台上試験あるいは路上走行試験から求める場合が多い。しかし、前者は駆動系の伝達効率の推定が難しく、後者ではすでに述べたようにいろいろな不便が伴い真の性能を求めることは難しい。自動車試験台試験（台上試験）の狙いは、このような路上試験の不便を除くことにある。路上走行では、後輪駆動力一本稿では後輪駆動車を扱う一と外部抵抗（転がり抵抗・空気抵抗・登坂抵抗・加速抵抗）との釣合いから生ずる現象を測定（たとえば速度と加速度）するわけであるが、台上では後輪駆動力は自動車と無関係に変えられる仮想走路の運動の抵抗と釣り合っているために、自動車の運動現象から測定し得ない。この場合後述のように実走行における力学的な関係が台上に等価されてあれば、仮想走路の運動を測定することによって自動車の性能を求めることができる。しかしいかなる外部条件を標準として台上に相似するかをきめること、あるいは空気抵抗の補償値をきめることなどは難しい問題である。またこのような等価な条件を求めるためには、そのための予備試験が必要になる。いまかりに仮想走路の慣性率が車体のそれに等価され、後輪タイヤと仮想路面との接触具合も実際の場合に等しい状態で試験を行ない、後輪駆動力を測定したとする。この場合に一定速度における試験から得た駆動力から前輪の転がり抵抗を差し引いた残りの力は、登坂抵抗・空気抵抗と釣り合う力であるから、実際の路上を走るときの諸抵抗と走行速度の関係がわかっているれば、この結果から最高速度・登坂能力を推定する

ことができる。また加速試験より得た仮想走路の加速度から、同様に実際に発揮し得る加速度を求めることができる。これらの点から考えると、試験台による動力性能試験は後輪駆動力の測定に大きな意義があり、試験台の構造としては、車体の慣性率が相似されていればよいことになる。したがって自動車試験台は高い精度で後輪駆動力が測定される機能を有し、同時に正確な後輪駆動力が推定されるように、あらかじめ各種損失の値を測定する必要がある。

##### (2) 路面状態とタイヤの力学

一般に自動車は後輪軸まわりの駆動トルクを路面とタイヤの接地部分において駆動力に変え、これと等しい抵抗に打ち勝って前進する。この駆動力は加えられた駆動トルクが一定であっても、路面とタイヤの接地状態によって量的に変わる性質のものであるため、台上試験で真の後輪駆動力を求めるには、路面状態と抵抗力の関連を明らかにしておかなければならない。

1) 平坦路面上のタイヤ 第2図のように、垂直荷重  $W_0$  を負荷された駆動輪が駆動トルク  $M_0$  によって駆動力  $P$  を得、抵抗力  $D$  に打ち勝って加速度  $a_0$ ・角加速度  $\alpha_0$  で前進するものとする。駆動輪の質量  $m_0$ ・車軸まわりの慣性率  $I_0$  とし、車軸中心を通る垂線より  $e$  だけ前方に垂直反力  $N$  が働くものとして、力およびモーメントの釣合いを考える。

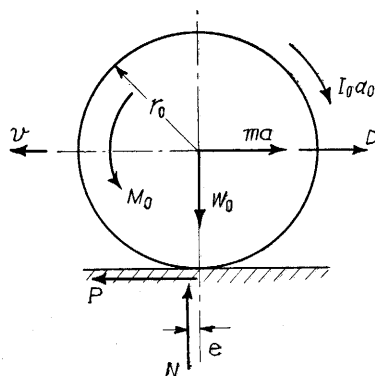
$$\text{水平方向} \quad P = m_0 a_0 + D \quad (1)$$

$$\text{垂直方向} \quad W_0 = N \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{車軸まわり} \quad M_0 &= Fr_0 + Ne + I_0 \alpha_0 \\ &= Fr_0 + \mu r W_0 + I_0 \alpha_0 \end{aligned} \quad (3)$$

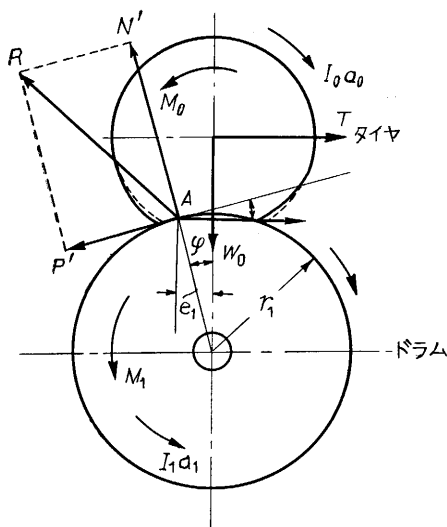
ここに、 $r_0$  は駆動輪の有効半径、 $\mu r$  は転がり抵抗係数とする。

2) ドラム上のタイヤ 第3図のように、1)と同じ駆動輪をドラム上に載せ、ドラムを駆動する場合を考える。



第2図 平坦路面上のタイヤ

駆動輪とドラムは水平方向に相対運動はなく、二者の中心を結ぶ中心線が絶えず水平線と直角を保つものとする。矢の方向に回転するタイヤからドラムに動力が伝えられるとき、タイヤの変形が実線で示すようになる

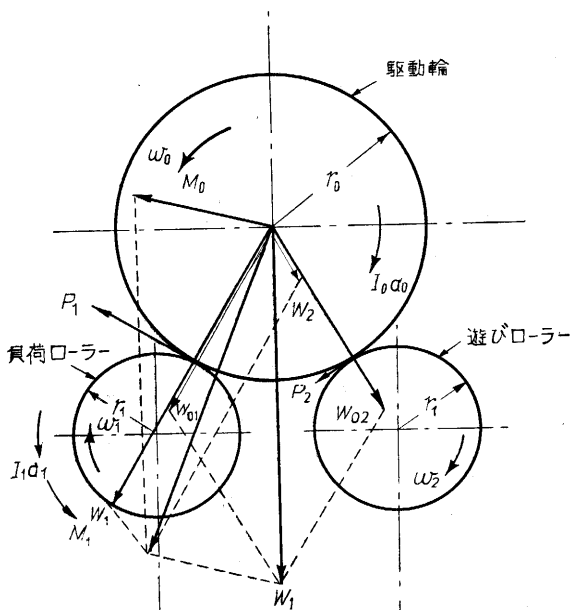


第 3 図 ドラム上のタイヤ

れば、 $W_0$  のドラム反力の着点  $A$  は中心線より  $e_1$  だけ前方にあると考えられる。この反力のドラム半径方向成分を  $N'$ 、その作用線と中心線のなす角を  $\varphi$  とする。ドラムの慣性能率を  $I_1$ 、角加速度を  $\alpha_1$ 、半径を  $r_1$ 、吸収トルクを  $M_1$ 、そして車輪の止綱の張力を  $T$  とし、 $A$  点の接線力を  $P'$  とすれば、力およびモーメントの釣合式はつぎのようになる。ただし、 $\varphi$  は非常に小さいとして  $\sin \varphi \approx \varphi$ 、 $\cos \varphi \approx 1$  とする。

水平方向  $T = P' + N'\varphi$  (4)

垂直方向  $N' = P'\varphi + W_0$  (5)



第 4 図 ローラー上のタイヤ

車軸まわり  $M_0 = P'r_0 + N'(r_0 + r_1)\varphi + I_0\alpha_0$  (6)

ドラム軸まわり  $M_1 = P'r_1 - I_1\alpha_1 = T - N'\varphi - I_1\alpha_1$  (7)

いまかりに  $\varphi = 0$  とし、駆動輪とドラムが一定速度で回転するとすれば、 $M_0, M_1$  および  $T_1$  の間につきの関係が成立する。

$M_0 = Tr_0 = M_1 r_0 / r_1$  (8)

3) ローラー上のタイヤ 第 4 図のように駆動輪を 2 個のローラー上に載せた場合を考える。駆動輪が止まっている時は垂直荷重  $W_0$  は 2 個のローラーに均等 ( $W_{01} = W_{02}$ ) に分配される。駆動輪が動き出し、動力が負荷ローラーを通して動力計によって吸収されると、負荷ローラーおよび遊びローラーの接線力  $P_1, P_2$  によって、図のように各ローラーにかかる荷重は  $W_1, W_2$  に変わる。 ( $W_1 > W_2$ ) したがって各ローラーに対するタイヤの有効半径は異なり、回転数も異なる。 ( $\omega_2 > \omega_1$ ) このような現象は、図からも想像されるように負荷ローラーの吸収動力が大きくなればなるだけ甚だしくなり、また駆動輪の回転方向が変わらなければ、負荷ローラーを後方に置いても起こる。しかし、負荷ローラーに伝えられる動力はタイヤとローラーの接触面にかかる荷重によるものであるから、荷重の増加に伴うタイヤの変形損失が大きくなって、動力の伝達を有効にするがために一般には負荷ローラーを前方に置き、負荷ローラーに働くトルクとその回転数を測って動力を算出する。

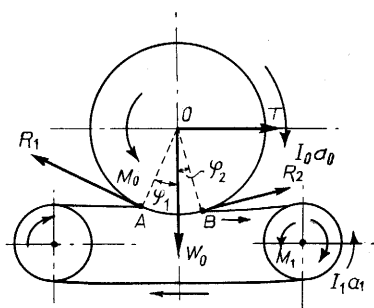
いま負荷ローラーの取吸トルク  $M_1$ 、慣性能率を  $I_1$ 、角加速度を  $\alpha_1$ 、このローラーに対するタイヤの有効半径を  $r_{01}$ 、ローラー面上に働く転がり抵抗トルクを  $M_{f1}$ 、とし、遊びローラーに対するものをそれぞれ、 $M_2, I_2, \alpha_2, r_{02}$  および  $M_{f2}$  とすれば、モーメントの釣合式はつぎのようになる。

車軸まわり  $M_0 = P_1 r_{01} + P_2 r_{02} + M_{f1} + M_{f2} + I_0 \alpha_0$  (9)

負荷ローラー軸まわり  $M_1 = P_1 r_1 - M_{f1} - I_1 \alpha_1$  (10)

遊びローラー軸まわり  $M_2 = P_2 r_1 - M_{f2} - I_2 \alpha_2$  (11)

かりに、 $M_2 = 0, r_{01} \approx r_{02} \approx r_0, M_{f1} = M_{f2} = 0$  とし、駆動輪および 2 個のローラーが一定速度で回転するとすれば、 $M_0 = M_1 (r_0 / r_1)$  が得られ (8) と同じ結果になる。



第 5 図 ベルト上のタイヤ

4) ベルト上のタイヤ 第 5 図に示すように、ベルトの上に駆動輪を載せた場合を考える。いまかりにベルトが図のよう

点が接着始めを、そしてB点が離れる点とし、駆動軸より下した垂線とOAのなす角を $\varphi_1$ 、OBとなす角を $\varphi_2$ 、A点におけるベルトの張力を $R_1$ 、B点におけるベルトの張力を $R_2$ 、負荷吸収用調車の吸収トルク $M_1$ 、その慣性能率 $I_1$ 、角加速度を $\alpha_1$ 、半径を $r_1$ とすれば、力およびモーメントの釣合式はつぎのようになる。

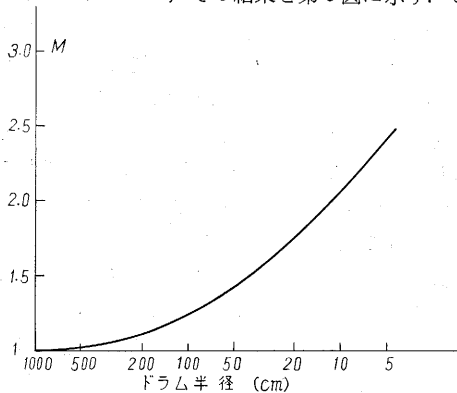
$$\text{水平方向} \quad T = R_1 \cos \varphi_1 - R_2 \cos \varphi_2 \quad (12)$$

$$\text{垂直方向} \quad W_0 = R_1 \sin \varphi_1 + R_2 \sin \varphi_2 \quad (13)$$

$$\text{駆動軸まわり} \quad M_0 = r_0(R_1 - R_2) + I_0 \alpha_0 \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \text{調車軸まわり} \quad M_1 &= r_1(R_1 \cos \varphi_1 - R_2 \cos \varphi_2) + I_1 \alpha_1 \\ &= T r_1 + I_1 \alpha_1 \quad (15) \end{aligned}$$

5) ドラム半径とタイヤの転がり抵抗の関係 仮想走路の曲率とタイヤの転がり抵抗の関係は仮想走路の構造を定める上において、また駆動力を推定するためには、ぜひ調査しておかなければならないことがらである。この問題について、正木<sup>4)</sup>が、理論的ならびに実験的に一応明らかにされたので、その結果を第6図に示す。ここ



第6図 転がり抵抗係数に及ぼすドラム半径の影響

でMは平坦路面の転がり抵抗とドラム上の転がり抵抗との比である。

### (3) 駆動力測定法

駆動輪に働く駆動力の測定方法としてつぎの四つが考えられる。

- (1) 車体止綱に働く引張力の測定
- (2) 仮想走路の反力の測定
- (3) 前輪荷重の変化の測定
- (4) 駆動軸のトルクを直接測定

これらの方法はそれぞれ前節で述べたように、自動車が外部抵抗に打ち勝って走行に費し得る真の駆動力 $P$ に関係する $T$ 、 $M_0$ および $M_1$ を測定して $P$ を求めることを目的とするものであるが、(1)の方法では駆動輪が走路上を走るための転がり抵抗を差し引いたものを測ることになり、(2)の方法においては、この転がり抵抗の外に仮想走路から吸収動力計に至る部分の機械損失ならびに風損失等を差し引いたものを測ることになる。同時に、前輪が仮想走路あるいは固定床の上に置かれた場合

には当然この転がり抵抗も加わるのでこれらを補正しなければならない。(3)の方法は駆動軸駆動トルク(車輪リムに働くトルク) $M_0$ のトルク反力による前輪分担荷重の変化量 $\Delta W_f$ は軸間距離 $l$ の車において、

$$M_0 = \Delta W_f \cdot l \quad (16)$$

の関係があるから、これを利用して正確な駆動トルクを求めることになる。(4)の方法は2台の吸収動力計を直接駆動軸に結合して測定する方法あるいは駆動軸・ハブおよびリム等に伝達動力計を取り付けて測定する方法を指し、自動車試験台を使わなくとも測定できるが、この方法は一般に行なわれている駆動力測定法であるから付記した。

つぎに、仮想走路の構造と測定法との関連を考えよう。一般にいて、仮想走路の構造に適した測定法あるいは測定誤差を少なくする手段等は前節を参考にすればおのずから判明することであるが、(2)、(3)の方法はいずれの構造の仮想走路にも用いることができるけれど、(1)の方法はローラー式には用いられない。また、W. KammおよびC. Schmidの著書<sup>5)</sup>にもあるように、機関単体の出力試験より得た動力と(3)の測定法より得た値との差は、自動車の動力伝達装置の内部損失を表わし、(3)と(4)の差は、駆動輪の風損失を、(4)とドラム式による(2)との差は駆動輪の転がり損失を、ドラム式の(2)とローラー式の(2)との差はタイヤの変形損失をおおむね表わすと考えられるので、結局いずれの構造のものにおいても、(3)の方法によれば、測定誤差を入れて考えても最も真の後輪駆動力に近い値を求めることができるように考えられる。特にローラー式では(3)の方法を用いるようにしなければならない。

自動車試験台を駆動力測定用あるいは動力性能試験用として使用するには、仮想走路に負荷をかける装置すなわち吸収動力計が要る。試験台用の吸収動力計に要求される性能としては、(1)回転数およびトルクの変動範囲が非常に広いこと、(2)低速時のトルクが大きいこと、(3)かなり高速回転まで使い得ることなどが挙げられる。したがって一般には水動力計と電気動力計が使用され、仮想走路と動力計の間に变速歯車装置を設けてこれらの要求を満たすことが多い。特にタイヤの転がり抵抗あるいは自動車の動力伝達装置の内部損失等を求めるためには、動力計による逆駆動も必要になるので、この場合には発電機式電気動力計が使用される。今日高級な試験台では、直流発電機式電気動力計にワードレオナード方式を採用して、発電機運転と電動機運転を組み合わせ、運転保守および広く細かい制御を容易にし、高い精度感度を保ちながらいろいろの要求を満たす傾向がある。また、試験台用の動力計に要求される諸条件を満足させるために、油圧伝達装置(Hydrostatic Transmission)を仮想走路と動力計の間に入れることも考えられる。

車体止綱の引張力の測定としては、零位法による天秤の使用と偏位法による張力計の使用などが考えられる。前者は精度が秀れ後者は簡便であるが、いずれの場合も駆動軸の位置の変動と引綱の傾斜を避けなければならない。特にこの変動は検出値をふらつかせるから防止しなければならない。前輪荷重の変化量の測定に対してももちろん零位法および偏位法の両方が利用される。しかしこの場合前輪の初荷重に対する変化量の割合は非常に小さいために、変化量は自動車の前後軸の傾き角変化に伴って生ずる荷重移動に大きく影響されるので、測定に際しては特に注意しなければならない。

仮想走路の反力の測定は、(1)動力計ケーシングに働くトルク反力、(2)較正発電機を動力吸収用に使う場合には電氣的出力 kW、(3)伝達動力計によって走路と動力計とを結ぶ軸に働く伝達トルク、(4)トラック用後車軸を流用した試験台では軸管に働くトルク反力等を測ることによってなされる。しかし、いずれの方法によっても後輪タイヤの転がり抵抗と仮想走路の風損失および支持軸受の摩擦損失が差し引かれた値を示すから、あらかじめ所定の分担荷重をかけた車輪を仮想走路に乗せ、動力計を逆駆動しながら動力を測って大体の値を求め補正しなければならない。台上試験の場合に、駆動力の回転数を測るかあるいは仮想走路の回転数を測るかは、測定した駆動力あるいは駆動トルクと速度あるいは回転数から駆動軸馬力を算出する関係上重要な意義を有する。一般的に馬力の算出に駆動軸の回転数を使用すれば駆動軸馬力が求まり、仮走路面の回転数を用いれば仮想路面に伝えられる動力を求めることになる。

#### (4) 試験方法

駆動力の測定を主とした動力性能の台上試験はつぎの三つに大別される。すなわち

- (1) 出力試験 (出力変動試験を含む)
- (2) 走行抵抗試験
- (3) 動力伝達装置試験

これらの性能試験の目的、試験要領および測定項目について少しく述べよう。

(1)は現在実施されている機関性能試験とは内容的に大差はない。すなわち、機関および動力伝達装置の性能、安定性および外部因子の効果等の調査を目的とする。自動車の各変速段落について、絞り弁開度および仮想走路の負荷を変え、各車速あるいは機関回転数に対する駆動力、燃料消費量、吸気圧および各部の温度 (冷却水、潤滑油、吸気、排気等を測定するもので、いわゆる駆動軸出力を測定する試験である。

(2)は走行抵抗を知ることが目的で、この試験は路上試験と台上試験とを組み合わせで行なう。まず路上において一定区間を各種速度にて等速度走行し、その時の車速、機関回転数、吸気圧、温度および燃料消費量等を測

定する。つぎにこの測定結果に基づいて、自動車試験台上に路上走行状態を再現し、駆動力を測定する。測定して得た駆動力は自動車が路上走行に受けた走行抵抗を表わす。

(3)は動力伝達装置の損失を調査することを目的とする。電気動力計によって、仮想走路よりクラッチから駆動輪に至る部分を逆駆動して、これらの部分の損失を測定する。なお、クラッチを接合した状態で試験を行なうと、機関制動性能を測定することができるし、また車輪単体を同じ要領で試験すると、転がり抵抗をも求めることができる。

動力性能に関する台上試験としては、上に挙げた駆動力・抵抗および損失等のように力あるいは動力を直接扱う試験の外に、走行状態を試験台に相似して自動車の運動を観察するとか、あるいは特殊な外部条件を作り出してその影響を確認するなどの試験も含まれる。しかし、自動車の真の動力性能の評価は駆動力にあるから、動力性能試験の焦点は出力試験にあるものと考えてよからう。

#### (5) 試験実施上の注意事項<sup>7),8)</sup>

試験の実施に当たって注意を払うべき事項を列記すると、

(1)自動車の動力性能では最大出力曲線に囲まれた範囲の性能、すなわち部分負荷の性能が重要である。部分負荷の尺度として、絞り弁開度基準、トルク基準および吸気圧基準等がある。このうち最も路上試験と台上試験との関連性を持たせ易い吸気圧基準によって部分負荷状態を設定する方がよい (基準吸気圧の 1 例、-150, -250, -350, -400 mm Hg)。

(2)自動車の速度は性能試験において重要な基準尺度である。試験に際しては約 10 km/h 置き位の各車速ごとに測定し、機関が正確に作用する最低速度でも試験をしておく必要がある。正確な車速を算出するためにあらかじめ車速計を検定しておかなければならない。

(3)前にも述べたように、駆動輪および仮想走路の回転数の測定は引張力あるいは仮想走路のトルク反力より馬力を算出するために必要である。特に駆動輪の回転数は正確な車速を算出するためにも必要であるから、いかなる駆動力測定法によって試験した場合でも、試験ごとに測定しなければならない。

(4)機関回転数によって結果を整理するにすれば、変速段落にかかわらず、各変速段で同じ数の測定点が取れるので有益なことが多い。したがって、適当に定められた間隔の各機関回転数ごとに試験を行なうことを奨める。

(5)どの種の試験も、車速あるいは機関回転数の全範囲にわたって十分な回数試験を行なう。この場合に一度は速度を上げつつ、一度は下げつつ同じ点に留めて測定することを奨める。

(6)試験に先立って、自動車の機関・動力伝達装置および自動車試験台に十分な暖機運転を施す。動力伝達装置および試験台の暖機運転としては約40km/h車速で約1時間の運転が必要である。

(7)駆動力、燃料消費量および回転数の測定は、各速度において約5分間留まり、安定したときに計測を行なう必要がある。

(8)機関の基準条件を一定にするために冷却水温度を $80^{\circ}\text{C}\pm 5^{\circ}\text{C}$ 程度に保つよう水量を加減することが望ましい。

(9)荷重計および天秤等には振動による変動を抑制するために適当なダンパーを取り付ける。この場合、力の測定は試験状態が安定一定になって後、少しく時間をおいて行なう。また、これらの計器に適当なストッパーを取り付け、衝撃から保護するようにしなければならない。

(10)路面とタイヤの関係は(2)で述べたように、運転状態では接地関係が静止状態と異なるので、荷重計および天秤の零点設定には注意が要る。このような場合に、零点調整は仮想走路を自動車に対する進行方向および逆方向にゆっくり動かし双方から得た値の平均をとって定めるのも一方法である。

(11)前輪荷重変化量の測定はできるだけ零位法を用い精度の高い計測を行なうように注意しなければならない。また前輪懸架装置によっていろいろ影響されるので、できれば、懸架ばねおよび吸振器を殺して測るような方がよい。

(12)駆動輪の有効半径は走路上をゆっくり10回転くらい転がし、その転がり距離から求める。もちろん、車輪分担荷重は試験状態と等しくしておく必要がある。

(13)車体の引綱、吊綱は許し得る限り十分長くし、綱の傾斜による測定誤差を取り除かなければならない。

(14)試験中は機関排気管系および消音器等をファンによって冷却しなければならない。駆動輪タイヤの接触部分の温度上昇は一般に問題はないが、重負荷長時間運転に際しては冷却の必要性が生ずることもある。

(15)仮想走路支持軸受の損失を軽減するために、温度 $50^{\circ}\text{C}$ 前後のオイルを強制送油することが望ましい。

(16)測定結果を標準状態のものに修正して評価比較することもあるので、試験の最初および最終の燃料温度、大気圧、湿度、室内温度等を測定しておく必要がある。

(17)台上では、燃料系統・排気系統等は実際の状態といくぶん違った状態におかれていることに十分注意して、測定結果を検討しなければならない。

## (6) 試験台における加速性能測定法

動力性能の中の加速性能のような過渡性能は、駆動力とあらかじめ求められた走行抵抗とによって理論的に算出されるが、加速走行状態が相似された試験台によれば直接測定できることはいうまでもない。この試験台によ

る加速性能試験は自動車が受ける各種の走行抵抗をあらかじめ仮想走路に付加し、自動車からの駆動によって運動する仮想走路の速度変化すなわち加速度を測定する試験であるので、駆動力測定試験とは基本的に異なる。

加速性能を測定し得る試験台として具備すべき条件を、走行抵抗方程式を参照して考えてみよう。いま、供試自動車の総重量を $W_0$ 、その前輪分担荷重を $W_f$ 、後輪分担荷重を $W_r$ 、駆動系回転部分を駆動回転軸に換算した慣性能率を $I$ 、前面投影面積を $A$ 、坂路勾配を $\alpha$ 、前・後輪の転がり抵抗係数を $\mu_r$ 、空気抵抗係数を $\mu_i$ 、車輪の有効半径を $r_0$ 、車速を $v$ 、駆動輪の角速度を $\omega$ とすれば、加速走行中に駆動力 $P$ との間につきの関係が成り立つ、ただし、 $\tan \alpha \approx \alpha$ 、 $\cos \alpha \approx 1$ とする。

$$M_0 = P \cdot r_0 = \mu_r (W_f + W_r) r_0 + \alpha W_0 r_0 + \mu_i A r_0^3 \omega^2 + \frac{W}{g} r_0^2 \frac{d\omega}{dt} + I \frac{d\omega}{dt} \quad (17)$$

そこで、後輪を仮想走路上に乗せて、前輪を吊り上げて試験する場合について、(17)式の各項の相似の仕方を検討する。ただし、 $\mu_r$ の値は仮想走路上でも変わらないものとする。

(1)後輪転がり抵抗トルク $\mu_r W_r r_0$ および回転部分の慣性抵抗トルク $I d\omega/dt$ は台上試験でも既存している。

(2)前輪転がり抵抗トルク $\mu_r W_f r_0$ および勾配抵抗トルク $\alpha W_0 r_0$ 等の速度に関係のない抵抗は動力計の負荷として置き換える。

(3)車体の慣性抵抗トルク $r_0^2 W_0/g d\omega/dt$ は仮想走路に付加し、仮想走路の慣性能率 $I_a$ が $(r_1/r_0)^2 \times r_0^2 W_0/g = r_1^2 W_0/g$ になるように設定する。ここに $r_1$ は仮想走路の半径を示す。

(4)空気抵抗トルク $\mu_i A r_0^3 \omega^2$ の等価の方法としては、1) 仮想走路軸に空気動力計を取り付け、羽根の形状は $\mu_i A r_1^3$ に見合せて設計する。2) 仮想走路軸に水動力計を連結し、 $\mu_i A r_1^3$ にしたがって水量あるいは作用面積を増減する。3) 電気動力計をスケジュール運転して補償する。などが挙げられる。

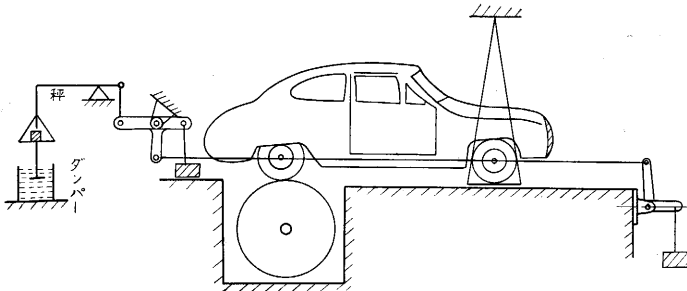
これですべての抵抗が相似されたことになる。しかし実際には仮想走路支持軸受の摩擦抵抗、および仮想走路に乗せたために生ずるタイヤの異状変形による抵抗が入り測定結果は実際の値よりいくぶん悪くなると考えられるので、この軸受の摩擦抵抗および転がり抵抗の増加分をあらかじめ求めて、これを動力計に加える負荷から差し引く必要がある。

以上述べたことがらからわかるように、台上で加速性能試験を実施するときには、あらかじめ供試自動車の模型風洞試験か実車情行試験によって $\mu_i$ を知り、また $\mu_r$ も実験的に求めておかなければならない。しかし、 $\mu_i$ および $\mu_r$ をパラメータとして加速性能を求めるのも、風および路面状況の加速性能におよぼす効果がわか

り意義があると考えられる。

### (7) 平尾研究室の自動車試験台

平尾研究室にある自動車試験台を第7図に示す。  
この試験台の詳しい構造仕様はすでに報告されているの



第7図 自動車試験台(生研)

で省略する。試験台の動力伝達過程は、200 HP 直流発電機式電気動力計の制動力はVベルトによって、トラック用推進軸に伝えられ、つぎに推定軸にかけられた制動力は傘歯車装置によって左右に分けられトラック用後車軸に伝わる。この後車軸にはおのおの直径 1500 mm のドラムが取り付けられている。駆動力の測定は第7図に示すように車体の張力を天秤にかけて行なう。

しかしこの試験台は種々の欠陥があることを承知の上で応急的にまとめたものなので構造上、各種性能測定上多くの改良すべき点がある。それらの主なものを挙げてみると、

- (1) 動力伝達の機構が悪く、各部の強度が足りないので高速時の性能試験には向かない。現在は 80 km/h 止まり。
- (2) 中間軸の軸受が面軸受によって支持されているため、試験台の動力損失が大きい。
- (3) ドラム支持軸の剛性の不足と回転部の釣合が不十分のために使用範囲内で振動が起り、これによって測定値がかなり変動する。
- (4) 傘歯車装置および支持軸受にかなりガタガタがある。
- (5) 試験台据付基礎がしっかりしていない。
- (6) 各種試験に活用し得る面積が少なく、自動車の出入・計測器の設置および引綱吊綱の取出しなどにいろいろ不便ことが多い。

以上のことがらをまとめると、この試験台の致命的な欠点は自動車の高速走行状態が扱えない点にある。したがって、目下新設計画中の自動車試験台には、これらの諸点に十分留意して改良を加える予定である。しかし、この自動車試験台によっても今日まで幾多の貴重な研究がなされ自動車技術の発展進歩に多く貢献してきたと

もに、自動車試験台の原形としてわが国の自動車試験台の範となったことを強調しておきたい。そして自動車が高高速化した今日、それに伴う諸問題を手がけ今までと同様な成果を挙げるためには、それにふさわしい自動車試験台が必要であることを力説したい。

なお、この試験台によって測定した結果については、すでに報告されているので省略する<sup>9),10)</sup>。

## 5. むすび

以上自動車試験台の設置目的・構造形式および試験方法について述べた。特に今回は、ほぼ試験方法が確立されたように見受けられる自動車の「試験台による動力性能試験方法」をまとめる意味において、今までの経験といろいろな参考資料をもとに、基本的な点から解説してみた。

台上で取り扱える試験は、この外振動乗心地、操縦性安定性、疲労強度および騒音試験などまだまだたくさんあって、今まで述べた動力性能試験はこのうちの一部分に過ぎない。したがって今後機会があれば動力性能以外の性能の台上試験法についても解説したいと思っている。そしてこれを契機に自動車の「台上試験法」を確立したいと考えている。

終わりに本稿の執筆に際し、ご援助を賜った平尾教授ならびに平尾研究室各位に対し厚く感謝の意を表する。

(1961. 3. 13)

## 文 献

- 1) H. J. Eatwell, N. G. Bostock & J. R. Crowther; "Vehicle Dynamometer" Aut. Engr. Vol. 49, No. 7 P. 297-302(1958)
- 2) D. P. Van Vliet, "A European All-Weather Chassis Dynamometer" paper at 7th FISITA(1960)
- 3) 大谷建一, "性能試験法" 自動車技術, Vol.14, No.1 p. 10~12(1960)
- 4) 正木六郎, "ドラムの曲率とタイヤの転がり抵抗" 自動車技術論文第4集 p.85-93
- 5) W. Kamm & C. Schmid, "Das Versuchs-und Messwesen an dem Gebiet des Kraftfahrzeugs" J. Springer.(1938)
- 6) 自動車技術会編, "自動車工学ハンドブック"
- 7) 平尾収, 大谷建一外3名, "自動車試験台によるころがり抵抗の測定" 自動車技術, Vol.10, No.5 p.150-151(1956)
- 8) 島秀雄, "自動車工学実験法" 共立出版, 1933
- 9) 高橋, 平尾, 亘理, "自動車の動力性能と振動特性" 生産研究, Vol.6, No.8 (8/54)
- 10) 高橋, 平尾, 亘理, "自動車の試験台による制振動について" 機械学会誌, Vol.55, No.403, p.15 (8/52)