

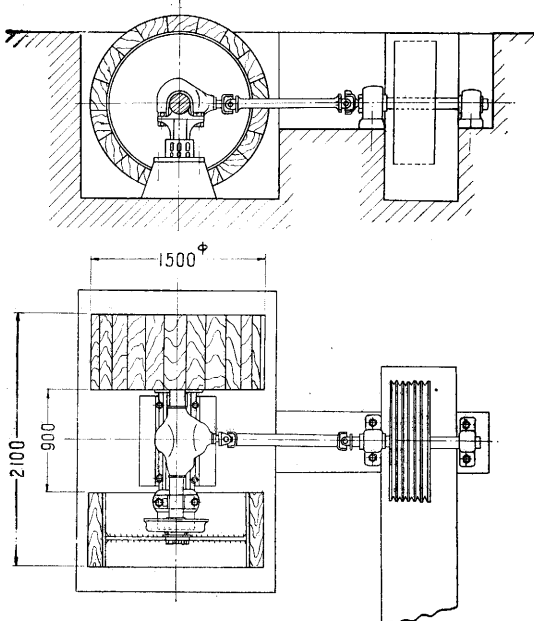
自動車の動力性能と振動特性

—— 本所における自動車試験台を中心とする研究 ——

高橋 安人・平尾 収・亙理 厚

1. ま え が き

自動車の性能は、その機動的な面だけを考えることにすると、その機関の出力や動力伝達機構の諸元や性能によって定まるところの、いわば動力性能とも呼ぶべきものと、操縦性安定性或は振動乗り心地等の主として懸架機構の構造や諸元等によって左右されるところの運動学的な性能とに大別することができる。これ等の性能を実験的に求めたり、或はこれ等の性能を支配する諸因子に対する基礎的な研究を行なうのに自動車試験台が必要になる。そこで当研究所の有り合せの機材を極力利用して第1図に示すような自動車試験台をつくった。即ち直径1,500mmの2個の回転ドラムは、板厚12mmのボイラー用鋼板を溶接したものの表面に木材を張って真円に割ったものである。車軸にはニッサントラックの後車軸の差動機構をロックしたものを使用し、プロペラ軸の先にブーレーを取り付けVベルトを介して電気動力計にてドラムを駆動し得るようにした。この試験台は第1図に示すように自動車を取り付けて、種々の速度及び負荷の下における牽引力を測定し、自動車の性能解析に用いる

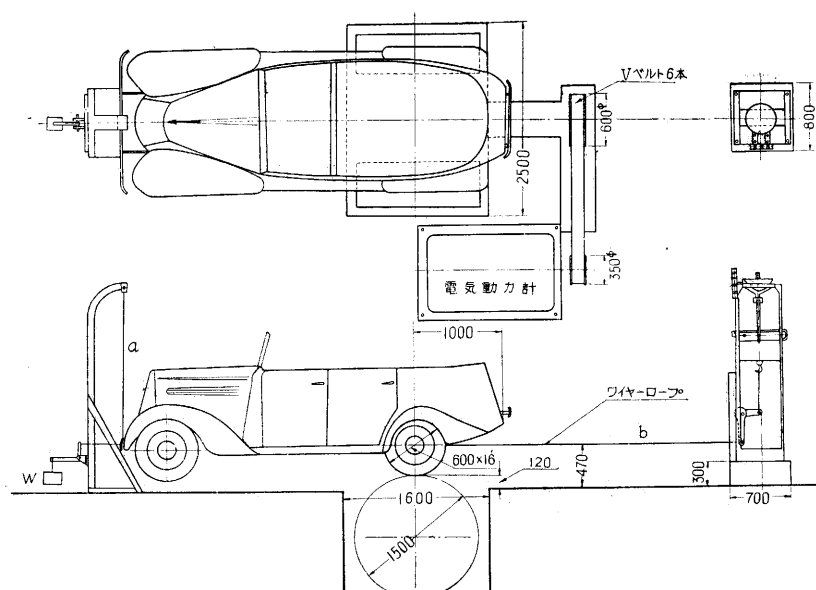


第1図 自動車試験台の構造

データを得ることができる。また回転ドラムに正弦波状のカムを取り付けて自動車の振動特性を測定することができる。

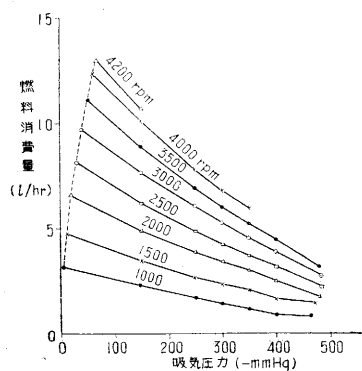
2. 自動車の駆動車輪上の出力と走行抵抗

自動車の機関の出力は、機関単独の試験によって動力計で測定することができるが、この機関出力はクラッチ、変速機、推進軸、終減速機、差動機、及び車軸を経て駆動輪に伝えられこの間に損失があるから、駆動車輪上の出力は機関の軸出力より小になる。この駆動車輪上の出力を測定するのに自動車試験台を用いる。それには第2図に示すように自動車の駆動輪をドラムの上に乗せ、他の車輪は床に触れないようにして自動車をロープaにて吊す。このロープaは鉛直になるようにする。またロープbにて駆動軸を推力測定秤に連結し、重錘Wにてこれに適当な初期張力を与えておく(200kgの初期張力を与えている)。このような状態にして駆動輪でドラムを駆動させ動力計の負荷を調節して所定の状態にして推力と相当速度を測定するのである。このときにドラムの円周速度を用いれば、ドラムに伝えられた動力が求められるが、タイヤとドラムとの間には滑りがあるものと一般に考えられるから、駆動輪上の出力はこのドラムに伝えられたものよりは大きいはずである。そしてこの両者の差は上述の滑りによってきまるものであるから、ドラムの表面の状態によって変わることも考えられる。即ちドラムに伝えられた出力と、駆動輪上の出力とは一般には一定の関係があるとは保証し得ないわけである。そこで駆動輪上の出力を直接求めるために駆動輪の回転数と有効半径を測定しなければならない。タイヤの有効半径はタイヤ圧力や回転数によって変化するため実験中にそのつどカセットメーターで駆動輪の中心高を測定して有効半径を求めなければならない。また駆動輪の中心とドラムの中心を結ぶ線及び第2図のロープaを鉛直に保ちつつ推力の測定を行う必要があることはいうまでもない。以上述べた点に注意して測定すれば、必要な精度で駆動輪上の出力を求めることができる。そしてこの場合機関の運転状態、出力との関連を明らかにするためには、吸気管圧力と燃料消費量、及び機関回転数を測定しておく必要がある。予め機関単独の台上試験でこの三者と正味出

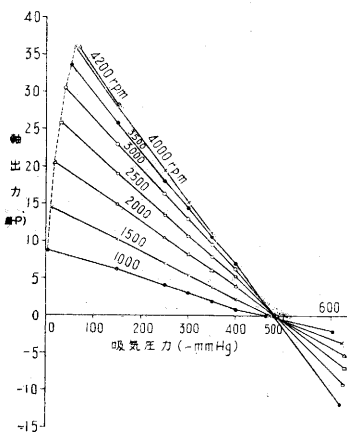


第 2 図

力との相互関係を求めて第3図及び第4図のように整理しておけば、上述のようにして測定した吸気管圧力と燃費及び機関回転数の関係が機関単独の試験のときの第3



第3図 燃料消費量—吸気圧力線図



第4図 軸出力—吸気圧力線図

図の関係と一致している場合には、かなりの精度を以って第4図からそのときの機関正味出力を推定することができる。

このような実験によって種々の運転状態における機関出力、駆動輪出力、推力、自動車の燃費等を求めることができる。この場合実験の方法としては駆動輪の回転数、即ち自動車の相等速度をパラメーターとして実験するのが最もよいように思う。即ちまず動力計荷重を適当に設定して、駆動輪の回転数が所定の n_1 , r , p , m になるようにアクセルペダルを調節して、そのと

きの吸気圧力、燃料消費量、推力、及び駆動輪の有効半径を測定する。次に動力計荷重を適当量変えて再び駆動輪回転数が n_1 になるようにアクセルペダルを調節して同様の測定を繰り返すわけである。この場合変速機が普通の歯車式のものであれば、駆動輪回転数と機関回転数との比は総減速比によってわかるから、機関回転数を別に測定する必要はないが、流体変速機や摩擦を利用した変速機のように、回転比が幾何学的な関係のみによって定まらない機構の変速機を用いている車の場合には機関回転数を別に測定しなければならない。このような実験によって走行速度と、吸気管圧力と駆動輪の出力或は自動車の推力との関係を求めておけば、この車で実際の道路上を走って、そのときの速度と吸気管圧力及び機関回転数を測定することにより、そのとき自動車の出している推力従ってそのときの走行抵抗を知ることができる。このようにして一定の路面の道路における速度と走行抵抗の関係を求めることもできるし、また砂利敷道や砂地、ぬかるみ路等の路面抵抗を測定することも可能である。ただこの場合に燃料消費量が機関単独の台上試験のときのそれと一致していることをたしかめておく必要がある。もしこの値が台上試験のそれと異なっているときは、気化器の特性が振動その他の影響によって変化し、空気と燃料の混合比が変化しているものと考えられ、機関の出力が台上試験のそれと異なっているおそれがあるわけである。即ち上述のような方法によって走行抵抗を求める場合には、常に機関の燃料消費量をも測定しておき、機関台上試験の場合の値と一致することを確認しておかなければならない。この速度と、吸気圧力及び推力の関係は随時自動車試験台にて較正しつつ上の実験を行えばかなりの精度で走行抵抗が得られるものと思う。

走行抵抗を測定する実験の際に注意しなければならないのは、走行抵抗の内空気抵抗は対空気速度の自乗に比例することである。そして全くの無風状態においては、この対空気速度は対地速度と等しいが、このような条件は普通は得られないから、車に風速計をつけて対空気速度を測定しなければならない。なお自動車の空気抵抗係数は車に対する風向によって変わる場合が多いから、これも明らかにしておく必要が起ることもある。そこで対車風速計、風向計が必要になる。そこで対車風速を V_a とすると走行抵抗 F は一般に、

$$F = s_e G + A \mu_l V_a^2 \quad \text{kg} \quad (1)$$

で表わすことができる。上式中 G = 自動車の総重量 kg ,

$$A = \text{前面投影面積 } \text{m}^2, \mu_l = \text{空気抵抗係数 } \text{kg/m}^2 \left(\frac{\text{km}}{\text{h}} \right)^2$$

また s_e は等価勾配と称するもので次の式で表わされる。

$$s_e = \mu_r + \frac{\alpha}{g} + s \quad (2)$$

但し μ_r = ころがり抵抗係数, α = 自動車の加速度 m/sec^2

g = 重力加速度 9.8m/sec^2 , s = 道路の勾配

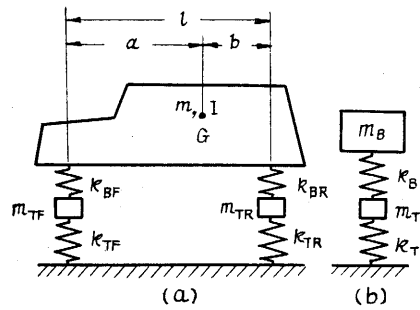
今自動車の対地速度を V とするとこのときの抵抗馬力は

$$L = \frac{1}{3.6 \times 75} (s_e G + A \mu_l V_a^2) V \quad \text{HP} \quad (3)$$

水平な道路において一定速度で走るときには $\alpha = 0$, $s = 0$ であるから $s_e = \mu_r$ となる。ころがり抵抗係数と呼ばれる μ_r は路面の状態によって大いに左右される値であるが、タイヤの性質や空気圧力によっても非常に変わり、また自動車の車軸、差動機、減速機、及び変速機の一部を回転せしめる抵抗によっても影響される、またわずかではあるが、自動車の対地速度 V によっても変化するものと考えられている。自動車試験台のドラムに対するころがり抵抗係数 μ_r の値は容易に求めることができるが、この値は実際の道路に対する μ_r と全く同様な性格のものであるとは必ずしも考えられない。しかしこの試験台のドラムのように直径が 1500mm 程度の場合には、その相違はあまり大きなものではないと考えてよさそうである。

3. 自動車の振動と乗心地

自動車の乗心地には、機械的な振動のほかいろいろな要素が関係するが、この中走行中に感ずる機械的な振動だけを考えると、その主なものは振動数が $1 \sim 2 \text{cps}$ 及び $10 \sim 15 \text{cps}$ の上下振動と $30 \sim 50 \text{cps}$ の機関及び動力伝達機構の振動による車体の弾性振動などである。上下振動系としての自動車は普通第5a図に示すように車体が前後の懸架ばねと車輪及びタイヤによって支持され、運動としては車体（質量 m , 重心周り慣性モーメント I ）の重心の上下運動と重心周りの回転運動（ピッチング）ならびに前輪（質量 m_{TF} ）及び後輪（質量 m_{TR} ）の上下運動



第 5 図

を考える 4 自由度の振動系でおき換えられる。さらに簡単な取り扱いとしては、車体を前ばねおよび後ばねの支持点に集中する 2 質点（前部ばね上質量 m_{BF} , 後部ばね上質量 m_{BR} ）に分けて考え、第5b図に示すようにばね上質量 m_B と懸架ばね（ばね定数 k_B ）およびばね下質量 m_T とタイヤばね（ばね定数 k_T ）よりなる 2 自由度系として前部及び後部（それぞれ F 及び R のサフィックスを附す）を分離して扱うことが多い。一般にこのような 4 自由度系を 2 個の 2 自由度系として前後に分離して扱うことができるためには、ある条件 ($mab = I$) が必要になるが、自動車は普通このような前後が無関係（非連成）になる条件をみたしていないので、前後の運動は当然連成する。しかし乗用車の大部分のものでは、この連成の程度がかなり小さく（中型乗用車では 10% 以下）、しかも車体の前後に振り分けるばね上質量として普通用いるばねの支持点に分布する質量としての

$$m_{BF} = mb/l, \quad m_{BR} = ma/l$$

の代りに、ばねの支持点のいずれか一方を支持点として車体を回転振動させるときの他方に集中すると考えた相当質量

$$m_{BF} = (mb^2 + I)/l^2, \quad m_{BR} = (ma^2 + I)/l^2$$

を用いると、近似的には十分な精度をもって前後それぞれ別な 2 自由度系として考えることができる。たとえばこのようにして前後それぞれの 2 自由度系として得られる 4 個の固有振動数とはじめに考えた 4 自由度系としての 4 個の固有振動数との差は 1% 以下である。したがって当所の自動車試験台による振動実験の方法がこの条件に沿うものである。

つぎに第5b図に示す 2 自由度の振動系として自動車の上下振動を考える。この振動系が路面上を走行するときは路面の形状や凹凸などのために、この振動系に固有な振動数をもった自由振動と路面の形状と走行速度によって定まる振動数をもった強制振動とを行う。この固有振動数は現用の中型乗用車に対しては、（多くのものが $(k_B/m_B)/(k_T/m_T) = 0.02 \sim 0.05$, $m_B/m_T = 3.5 \sim 10$ の程度なので）近似的に

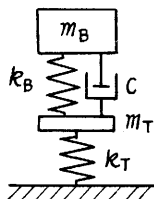
$$\omega_1^2 \approx (k_B/m_B) \{1 - (k_B/k_T)\}, \quad \omega_2^2 \approx (k_B + k_T)/m_T$$

で与えられ、

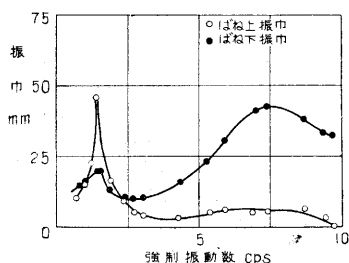
前部 $\omega_1 = 0.8 \sim 2.5$, $\omega_2 = 9 \sim 14$ cps

後部 $\omega_1 = 1.3 \sim 2.0$, $\omega_2 = 8 \sim 12$ cps

程度の値である。これらの固有振動数の近似値を見ると ω_1 はばね下質量が静止してばね上質量だけが振動する場合の振動数、 ω_2 はばね上質量が静止してばね下質量だけが振動する場合の振動数にほぼ等しい。またこの系が定常的な強制振動を行うときは強制振動数が ω_1 あるいは ω_2 のいずれかに一致すると振動の振幅が無限に大きくなるが、この ω_1 を 1 次共振点 ω_2 を 2 次共振点という。しかし自動車には固有な減衰があるほか乗用車では大部分のものがショックアブソーバを有するので、自由振動は時間とともに減衰するほか、強制振動の共振点で振幅が無限大になることもない。ショックアブソーバを考えると第 6 図のようにばね上質量とばね下質量との間に懸架ばねと並列に減衰を与えるダッシュポットを入れて考え、この系の定常な強制振動についてその性能を論ずることが多い。第 6 図のような系に変位による強制振動を与えたときのばね上及びばね下質量の振幅と強制振動数との関係について、当所の試験台で測定した 1 例を示すと第 7 図のようになり、図によれば振幅は強制振動



第 6 図



第 7 図

数に対して 2 個所で極大値をとるが、これらの振幅が極大になる振動数は上述の ω_1 , ω_2 にほぼ等しい値である。

このような上下振動に対する乗心地の比較として現在は Janeway⁽¹⁾ による乗心地係数を用いているが、数種の中型乗用車の床面上において測定した結果⁽²⁾は良路においてこの値が

3~7(速度 30km/h のとき)、6~14(速度 60km/h のとき)程度である(振動をほとんど感じない程度が乗心地係数 5 以下、乗心地がよいという程度が 10 以下)。第 6 図の系でこの振動乗心地を論ずる場合には主としてばね上質量の加速度を問題にし、乗心地を良くするためにはこの加速度の値が強制振動数の広い範囲に対してできるだけ小さくなるように系の特性値を選ぶことで

ある。⁽³⁾ このためにはばね定数の低い懸架ばね、タイヤばね定数のできるだけ小さなタイヤを用いること、適当な減衰を与えるショックアブソーバを選ぶことなどが必要である。

4. 懸架方式

乗用車の懸架方式にはいろいろなものがあり、とくに欧州車のそれには特徴のあるものが多く興味深い、大体の傾向は前部が独立懸架のコイルばね後部が普通の重ね板ばねという型式といえよう。たとえば欧州車についてみると、

前部：コイルばね 52%，横向き重ね板ばね 20%，

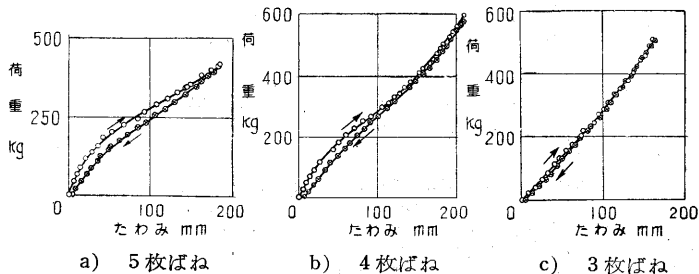
トーションバー 15%，その他 13%

後部：重ね板ばね 60%，トーションバー 10%，

コイルばね 6%，その他 24%

のような分布になっている。またショックアブソーバは、ほとんどすべてが油圧式のものである。これらのうちばねについてはゴリアートの前部の重ね板ばね、ハンザの前部のコイルばねと板ばねとの組合せ、プジョーの前部の重ね板ばね、ホルクスワーゲンのねじり重ね板ばねなどが興味深い。ショックアブソーバは概して欧州車のものが国産車のものより容量が大きくまた取り付け方も進んでいるようである。懸架方法としてはフィアットの後部にいわゆるリラクゼーション型を採用していること、とくにシトロエン 2cv が従来とは全く別型式の懸架方式と 2 次共振に対する動吸振器⁽⁴⁾を採用していることが注目される。

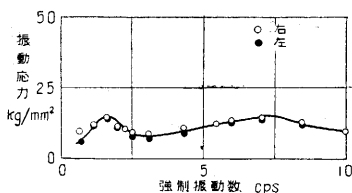
懸架ばねとしてはこのように重ね板ばね、コイルばね、トーションバーなどが大部分を占めているが、乗心地を良くするためにはまずばね定数を下げることが要求される。重ね板ばねではこのほか板間摩擦のできるだけ少ないことが要望されるので、重ね板ばねの板数を減少する方向にあり、いわゆる 3 枚ばね⁽⁵⁾などはこの線に沿うものであろう。板間摩擦に対する板数の影響は敏感で、たとえば当所の試験車用に試作したばね定数のほぼ等しい 5 枚、4 枚、3 枚のばねについて求めた荷重たわみ曲線を示すと第 8 図のようになり、図に示すように 3 枚ともなれば摩擦はきわめて少なくなる。ばねとしてばね定数を低下することは応力の増大をきたすので、設計応力のと



第 8 図

たや走行中の動的な応力の予想などが問題になるが、そのためにはばねだけの要素のほかに自動車の振動を考えた設計⁽⁶⁾が必要になる。たとえば当所の試験合による第7図に示した場合のばねの振動応力と強制振動数との関係を示すと第9図のようになるが、もしショックアブソーバがなければ

この応力はかなり大きくなり、とくに共振点では大きな値となる。



ショックアブソーバ 第9図

ソーバの大部分のものは、油圧式でその減衰力が振動速度に比例する形式のものが多く、また減衰力の与えかたとしていわゆる両効きのものと片効きのものがある。国産車では片効きのものを用いているが、外国車では両効きのものがかなり多く、懸架ばねが軟くなるほど両効きのショックアブソーバを使用する傾向のようである。ショックアブソーバの設計には第6図の振動系でダッシュポットは粘性減衰(粘性減衰係数 c)を与えるものと考え、すでに述べたばね上質量の加速度がいろいろな強制振動数に対してなるべく小さな値をとるように

$$k_B/k_T = m_B/(m_T + 2m_B),$$

$$c = \sqrt{2m_B k_T m_B / (m_T + 2m_B)}$$

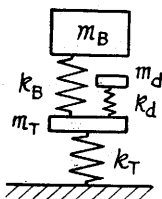
と選ぶとよい。現状ではこの中のばね定数比に対する条件をみたすタイヤを求めることが困難なことがあるので、そのような場合には

$$c = \sqrt{m_B k_B} \sqrt{1 - (k_B/k_T)(m_T/m_B)}$$

と採ればよいようである。最近シトロエン2cvでは動吸振器を用いているが、動吸振器を普通の懸架方式に適用することの可否は別として、もし第5b図のような振動系のばね下質量に第10図のような動吸振器(質量 m_d 、ばね定数 k_d)を取り付けるとすれば、動吸振器の固有振動数を近似的に

$$k_d/m_d = (k_B + k_T)/m_T$$

となるようにするとよい。こうするとはじめに述べた2次共振点ではばね上ばね下質量とも加速度は0になる。しかし動吸振器を取り付けたために新しい共振点がはじめの2次共



第10図

(7ページから続く)

この方法による解法が現在進められている。紙数の関係でこれらの詳細の記述は割愛することにする。

6. むすび

以上生産技術研究所に建設された高精度大型微分解析機についてかんたんにその構造、原理、得られた精度、主として実際の問題への応用に関連してのべた。精度の調査結果は所期の計画を満足するものが得られ、米国のG.E.社の研究所の微分解析機の精度についての発表と比較すると、より精度の高いものが得られた。ここに紹介した微分解析機は、大部分生産技術研究所中間試作研

振点をはさんで生ずる(共振点のはじめの1次共振点近くと合計3個になる)ので、動吸振器だけでははじめの2次共振点の近くだけが改良されるに過ぎない。したがってこの考えを応用するにも何らかの減衰がどこかに必要になる。

5. 路面の性質と自動車の振動

これまで路面の形状として、一つだけの段があるとか正弦波状の起伏がつづくなどの単純な形状を仮定してきているが、いうまでもなく実際の路面の形状はきわめて不規則でありまた複雑である。もしもこの不規則な路面の形状を何らかの理論である程度まで的確にとらえることができれば、自動車や道路の問題を取り扱う上に大に寄与するであろう。自動車が路面を走行するときは不規則な起伏によって車体加振されるが、この状況は不規則なシグナルを受けながら動作するサーボ系と似ているので、サーボ機構の手法をこの問題に適用することが考えられる。こんな見地からもし路面の起伏状況を統計的にスペクトル密度によって表現することができれば、このスペクトル密度と自動車の振動特性及び走行速度とから走行時の上下振動を推定することができ、また車体の振動を測定すると逆に路面の状況を推定することも可能となる。(6)

6. むすび

当所の自動車試験合を中心とする自動車の研究について簡単に紹介してみた。これらの詳細は当所の報告として纏める予定である。終りにこの研究に関して当所の中間試験研究費及び文部省科学試験研究費の援助を受けていること、試験合について国鉄加藤一郎氏、試験車についてトヨタ自動車工業株式会社、実験に関して自動車技術会及び鉄研車両運動研究室の御好意を得ていることに對して厚く感謝の意を表する。(1954.7.12)

文 献

- (1) R. N. Janeway, S. A. E., J., 8/1948
- (2) 自動車技術会乗用車性能試験, 1954
- (3) 高橋, 平尾, 亘理, 生産研究, 4-7, 7/1952
同上 機械学会誌, 55-403, 8/1952
- (4) Auto. Engr., 7/1953
亘理, 自動車技術, 7-11~12, 12/1953
- (5) 亘理, 機械学会誌, 56-410, 3/1953
亘理, 機械学会誌, 57-423, 4/1954
- (6) 高橋, 自動車技術, 7-11~12, 12/1953
高橋, 第3回 NCTAM 論文集, 1954

究費と、その他文部省科学試験研究費によって作られた。設計製作は微分解析機委員会と有限会社東京計測機製作所、及び当研究所試作工場の協力によるものである。すでに実用の域に入っているが、なお二、三の点に関して今後更に改良の余地が残されている。また積分機を若干増設する計画も進められている。(29.7.10)

文 献

- (1) 三井田: 生産研究, 昭和27年4月
- (2) 渡辺, 三井田: 理工研報告, 3, (1949), 4, (1949)
- (3) 野村: 生産研究, 27年4月, 28年5月
- (4) たとえばJ. Stoker: Non-Linear Vibrations, P.70 (Interscience Publishers, Inc, New York)
- (5) 理学部小谷研究室によって行われたもの