

信号交差点を発進する車群先頭車の マン・マシン・システム・モデル

角 知憲¹・渡辺義則²・坂口裕司³・河原瑞将⁴・寺町賢一⁵

¹正会員 工博 九州大学教授 工学部建設都市工学科 (〒812 福岡市東区箱崎 6-10-1)

²正会員 工博 九州工業大学助教授 工学部設計生産工学科 (〒804 北九州市戸畑区仙水町 1-1)

³正会員 工修 日本鋼管(株) (〒100 東京都千代田区丸の内 1-1-2)

⁴正会員 工修 東海旅客鉄道 (〒450 名古屋市中村区 1-1-4)

⁵学生会員 九州大学大学院土木工学専攻博士課程 (〒812 福岡市東区箱崎 6-10-1)

信号交差点付近で発生する騒音や排ガスは、発進する車群の機関運転状況に依存する。本論文は、信号交差点を発進する車群の内、先頭車の機関運転状況を含む挙動を予測するマン・マシン・システム・モデルを提案するものである。このモデルは、自動車を発進させる上での人の機能をいくつかの要素を用いて表わし、自動車・道路系の機械工学的条件を予め与えて、発進走行実験によって要素を数値的に求めたもので、自動車や道路の物理的条件に応じて速度・加速度プロファイル、機関運転プロファイルを予測でき、また、後続車群の挙動を予測するモデルの基礎となるものである。

Key Words : *signaled intersection, departing car, engine operation, man-machine-system*

1. はじめに

信号交差点付近で自動車が発生する騒音や排ガスは、エンジンの負荷や回転数に大きく依存する。本論文は、信号交差点を発進する車群の内、先頭車の機関運転状況を含む挙動を予測するマン・マシン・システム・モデルを作成して、後続車群の挙動を予測するモデルの基礎とし、ひいては信号交差点付近の騒音や排ガスの予測・制御のてがかりとしようとするものである。

発進時のエンジン負荷は、道路条件や交通規制、車両の動力性能、重量、それに運転者の行動特性に影響される。このうち、道路条件や車両特性は必要に応じて比較的容易に把握することができるが、運転者の行動特性はまだ十分定量的に明らかにされていない。著者らは、発進に際して運転者が希望する速度あるいは加速度プロファイルが車両の性能や荷重、道路条件とは無関係に存在すると仮定して、車群から発生する騒音を予測する方法を採ってきた^{16),17)}。この方法は簡明ではあるが、実際的大型車の運転状況と必ずしも適合すると言えない結果を与える可能性がある。ところで、自動車の発進挙動は、車両・道路という力学的条件を与えられた運転者が、交通信号や先行する車両の運動に応答する行動にほかならない。したがって、運転者と車両のマン・マシン・システム・モデルの中のエレメントとして人の特性を表わし、所与の力学的条件のもとで観測した発進挙動を説明する

ように、運転者の行動特性を数値的に見いだせば、道路や大型車を含む車両の任意の条件のもとでの発進挙動を随意計算することができる。つまり、自動車と道路を測定装置として、人の性質を測定するのである。

自動車と運転者をマン・マシン・システムとみなすことは自動車の横操縦を対象とするほか^{1),2)}、縦の挙動についても試みられてきた^{3),4),11)}。よく知られた追従モデル⁵⁾⁻⁸⁾も、この種のモデルであるとみなすことができる。また、近年は、単に燃料経済の観点のみならず地球環境に与える燃焼ガスの影響を興味として、自動車の燃料消費率を走行プロファイル(自動車の運転に際して観測される速度、加速度、あるいはエンジン出力などの時間的変化をプロファイルと呼ぶ)と関連づける視点が強まるとともに⁹⁾、複雑で高度なマン・マシン・モデルを構成することも行われてきた¹⁰⁾。けれども、これらの研究は、初期のものはやはり単純に過ぎて停止状態から定常走行にいたる範囲で機関運転と関連づけて発進挙動を予測するには不十分であるし、近年のものは、自動車の運転のすべての形相を含んで柔軟な運転者の行動と非線形の自動車の機械工学的特性を表わそうとするために、個々の要素を明示的に記述せず、将来大量の計算を予想する本研究の観点からは適用性に問題がある。そこで本論文では、まず代表的な手動変速の乗用車と、それに搭乗した運転者を対象に、機関運転状況の大略を含めて発進挙動を予測できる先頭車のモデルを作成し、運転者の行動特性を

定量的に求めることを試みる。音響出力や排出ガスの点で興味の中心となるのは大出力のディーゼルエンジンを搭載している大型車ではあるが、大型車ではそれ自身の機械的な性能が限界となって、運転者の特性がストレートに現われないことがあるからである。大型車の挙動は、本モデルに機械的性能の限界など、いくつかの修正を行えば容易に取り扱うことができる。

2. モデル作成

(1) 自動車の機械的性質

自動車の機械的性質は常に一定ではなく線形でもないが、問題とする走行状態を計算するのに必要な範囲で極力簡単なモデルを見いだすことが望ましい。発進挙動に関して考慮すべき主な運転操作は、アクセル・ペダルの踏み込みと変速である。変速によって自動車の機械的性能が不連続に変化し、特別な取り扱いを要することは自明であるので、いましばらくおく。

人がアクセル・ペダルを踏み込んでエンジンにある燃料流量 G (G の単位は kg/hr などが普通であるが、ここでは、最大出力を発揮する時の流量 G_{max} で正規化し、% で表わす。) を与えた時に発生する自動車の駆動力は次のように導くことができる。

図-1 は横軸にエンジン回転速度 N 、縦軸に発生トルク T をとり、エンジンの運転特性を燃料消費率(単位時間単位出力あたり燃料消費量) m のコンターを表わした概念図である。(縦軸をパワーにとったコンターの例が、文献^{(12),(13)}に示されている。) 実験で求められたこのような図から、横軸を $G = m \cdot T \cdot N$ ととり、一定の N について T と G の関係を表わすグラフを作成すると図-2 の曲線群が得られる。この曲線群は、 N とともに勾配をやや減少しながら G 軸の右方にシフトしていく。そこで、簡単のために、これら曲線群のうち、運転範囲内で平均的なものを選んで直線で近似し、他の曲線も同じ勾配の直線に置き換え、 G 軸上のシフト量が N に比例するものとみなせば、図中に示した破線群が得られる。この直線群を、

$$T = a(G - G_0) - bN \quad (1)$$

と表わす。ここに、 a は直線群の勾配、 b は N によるシフト量をあたえる定数、 G_0 は直線群の G 軸切片を調整するための定数である。この関係はエンジンの定常運転時のものであり、発進時にはそのままではまらない可能性がある。特に、気化器式のエンジンでは、急な出力変化を可能とするため加速ポンプを使用して燃料流量を大きく変化させるので、誤差が大きいと考えられるが、当面、第一次近似としてこの式を適用することにする。以後の議論では簡単のため、 $G - G_0$ を g と定義しなおす。 G_0 分は、後で補正する。

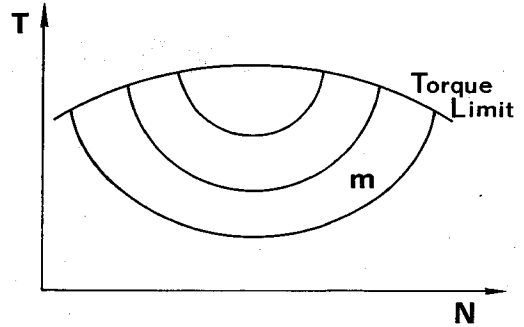


図-1 エンジンの燃料消費率コンター

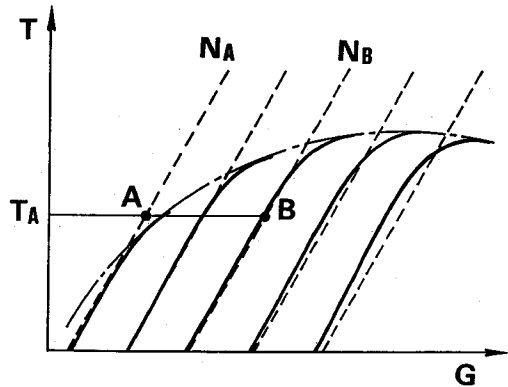


図-2 燃料流量とトルク

ところで、駆動力を F とすると、 F と T には

$$F = \eta_i \gamma_i T / r \quad (2)$$

の関係があり、速度 v は、発進初期のクラッチの滑り(いわゆる半クラッチ)を除けば、 N と次の関係にある。

$$v = 2\pi r N / \gamma_i \quad (3)$$

ここに、 γ_i は全減速比で変速機第 i 段減速比と最終減速比の積、 r はタイヤの有効半径、 η_i は動力伝達効率である。変速機の段位したがって γ_i と η_i を与えれば、式(1)を F と g 、 v の関係に書き直すことができる。すなわち、 $A_i = \eta_i \gamma_i a / r$ 、 $K_{vi} = \eta_i \gamma_i^2 b / 2\pi r^2$ と置けば、次のように与えられる。

$$F = A_i g - K_{vi} v \quad (4)$$

自動車の運動方程式は、変速機第 i 段の回転慣性を補正した自動車の実効質量を M_i 、加速度を a 、走行抵抗係数を R とすると、次式で与えられる。

$$F = M_i a + Rv \quad (5)$$

(一般に走行抵抗 D は、 $D = D_0 + Rv + R_a v^2$ と表わされる。 D_0 は速度に依存しない成分、 Rv は速度に比例する成分、 $R_a v^2$ は速度の自乗に比例する成分である。しかし、発進時のように速度が大きくない場合、主として空気抵抗を表わす $R_a v^2$ は無視できる。さらに、 D_0 は速度に依

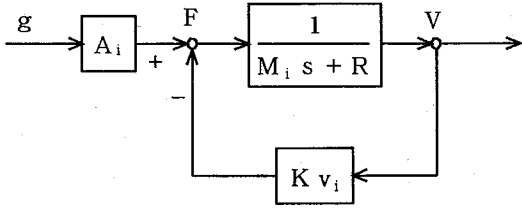


図-3 自動車系のブロック線図

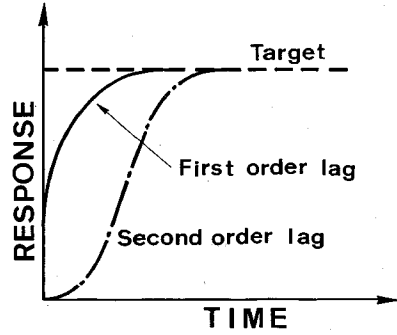


図-5 二次遅れ

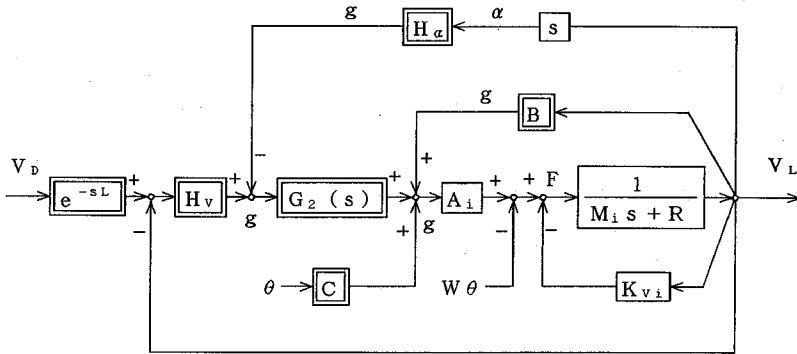


図-4 発進する車群先頭車のマン・マシン・システム・モデル

存しない以上、いったんこれを無視して自動車の挙動を計算したうえで、後で補正してやれば十分である。そこで、 Rv のみを考慮している。）

(4)、(5)両式を合わせると、図-3のようなブロック線図が得られる。

(2) 運転者の機能

本論文で提案するマン・マシン・システム・モデルを図-4に示す。このうち、人の果たす機能は、二重線で囲まれた要素である。これらの機能は、二つに分けることができる。その一つは、目標速度に現在速度を一致させるように燃料流量を増加させる機能であり、本論文の興味を中心である。もう一つは、自動車の走行抵抗・勾配抵抗およびパワートレインの内部抵抗に見合った燃料を供給して速度を維持する機能である。

図の左から与えられる入力、青信号の現示とともに与えられる目標速度で、最終到達速度に一致する大きさのステップ関数とする。人は、この入力信号を検出して応答を開始するまでに有限な時間を要する（時間遅れ、 e^{-sL} で表わされる。）ほか、機械操作を滑らかに行う性質がある。それは、急激な操作をすると機械装置の慣性のため円滑な応答が得られないなどの理由とともに、一

には急激な操作自体、あるいはそのために必要な心理的な緊張を人が嫌うためでもあろう。いずれにせよ、今はその理由を問わない。人が緩やかに応答する行動様式として、一次遅れと二次遅れが知られている¹⁴⁾。このうち、アクセル操作に適合する二次遅れを考える。二次遅れは図-5に示す破線のようなステップ的な行動に代わり、一点鎖線のような滑らかな行動をとるもので、その伝達関数 $G_2(s)$ は、

$$G_2(s) = \frac{1}{(1+Ps)^2} \quad (6)$$

で表わされる。ここに、 P は時定数であり、人の行動様式にあわせて推定する。

要素 H_v 、 H_α はそれぞれ目標速度と現在速度の差、現在加速度に対する人の応答特性を表わす定数であり、前者は所要の速度増加分を燃料流量の増加分に換算する機能を、後者は過大な加速度のピークを抑制してスムーズに発進させる機能を代表する。

速度を維持する機能は本論文の興味を中心からは外れるので、簡単のため、走行抵抗や勾配抵抗にみあった燃料流量を人が自動的に決定するものとする。すなわち、図-4の要素 B を走行抵抗と内部抵抗に対応させて $B = R + K_{vi}$ とする。後に示すように、これによって R と

K_{vi} はシステムの応答特性に形式的には無関係になるが、エンジンの正味の出力や燃料消費量には影響する。勾配抵抗は加速に利用できる駆動力を減殺するので図のように駆動力から $W\theta$ を差し引く。ここに W は自動車の全重量、 θ は勾配である。ただし、人はこの勾配抵抗に見合うだけ駆動力を増加させるので、図の $C=W\theta/A$ によって要素 A に対する入力を増加する。このように要素 A に対する入力を考える理由は、将来 A の出力がエンジンの運転可能領域にあるかどうかの判断に便利なためである。

ところで、自動車の発進挙動の初期には、いわゆる半クラッチを使用する期間がある。半クラッチは、次のように考えられる。

図一2の T には回転数 N に応じた上限があつて、 N が小さい領域ではこの上限が大きくない。同図の一点鎖線は、この限界を表わす。この限界は、式(4)によって速度による駆動力の限界に換算される。発進の際にこの限界を超える領域で運転する必要がある時、例えば図の A 点を必要とするときに、クラッチを滑らせてエンジン回転数を上げて B 点を用いているのである。後述の図一9は、横軸に走行速度から換算した出力軸回転速度 N_A をとり、クラッチにおける滑り速度 ΔN ($\Delta N=N_B-N_A$, N_B はクラッチ入力軸回転速度)を示す。このような運転様式を忠実に表現しようとすれば、いたずらにモデルを複雑化し適用性を減殺する恐れがある。そこで、本論文では、次のように簡便な方法をとる。

滑り速度 ΔN が一定の条件のもとでは、クラッチ入力軸のトルク変化はクラッチ圧力、したがって出力軸の変化に比例する(さもないと滑り速度が変化する)と考えられ、結果的にアクセルペダルの踏み込み量の変化とエンジンの発生するトルクの変化の関係(dT/dg)は式(4)から得られるものと異ならない。そこで、半クラッチ操作は、結果的にエンジンの発生する駆動力を図一2の直線 N_A の破線の方向にみかけ上延長するようおこなわれるものとみなし、いったんこの操作の効果を無視してモデルを作成したうえ、観測された滑り速度の平均値を付加して形式的に半クラッチ操作を表現する。もちろん、この取り扱いはいくまで便宜的なものである。

(3) システムの伝達特性と発進挙動

図一4のシステムの入力から出力への伝達特性を通常のフィードバックシステムの特性計算で行われるように、内側のフィードバックループから順にラプラス変換を用いた伝達関数に書き換えていくことにより、全体の伝達関数が陽に求められる。いま、簡単のため勾配0のケースを想定して要素 C を省略し、人の特性ではあるが B が内部抵抗や走行抵抗を補償するように先決されることを注意すれば、システムの伝達関数 $H(s)$ は、目標速

度のラプラス変換、出力速度のラプラス変換をそれぞれ V_D , V_L として、

$$H(s) = V_L/V_D = \frac{A_i \cdot H_b \cdot G_2(s) e^{-sL}}{A_i \cdot G_2(s)(H_a \cdot s + H_0) + M_i \cdot s} \quad (7)$$

と与えられ、みかけ上、走行抵抗、機械内部抵抗、勾配抵抗の効果は消失する。

停止した車が発進する場合、入力としては、青信号の現示とともに立ち上がるステップ関数、

$$v_D(t) = v_0 \cdot u(t) \quad (8)$$

$$u(t) = 1 (t \geq 0)$$

$$0 (t < 0)$$

を与える。ここに、 v_0 には発進加速後の最終走行速度(便宜的には法定速度とする。) V_0 を用いればよい。 $u(t)$ は単位ステップ関数である。そのラプラス変換 $V_D(s)$ は、次式で与えられる。

$$V_D(s) = v_0/s \quad (9)$$

上式を式(7)に代入し、 V_L に関して展開して、ラプラス演算子 s が一階分の微分操作を意味することに注意すれば、式(7)は高次の微分方程式に書き換えられるので、初期条件 $t=0$ で、 $v_D=0$, $d(v_D)/dt=0$ を与えれば、人の行動特性である H_v , H_a をパラメータとして v_L , $d(v_L)/dt$ を数値的に計算できる。逆に、観測された v_L , $d(v_L)/dt$ に適合するように H_b , H_a を決定すれば、人の行動特性を同定したことになる。他のパラメータ A_i , K_{vi} , M_i , R は、自動車の機械工学的性能から先決されている。また、 L は独立に測定できる。

マニュアル・トランスミッションの自動車では、発進加速中に加速を中断して変速が行われる。変速後再開された加速行動では、最終到達速度と加速再開時の速度 v_{si} (i : 変速段位) の差が入力となる。すなわち、

$$v_0 = V_0 - v_{si} \quad (10)$$

として、式(9)に代入し、求められる速度 $v_L(t)$ に再び v_{si} を加えたものが、実際の走行速度である。

3. 走行実験

(1) 供試車

走行実験に用いたのは、排気量 2000 cc 級の国産乗用車である。表一1は、供試車とは厳密に同じではないが、ほぼ性能の等しい乗用車のエンジンの仕様を示す。このエンジンの燃料消費率の測定結果から求めた式(3)の係数 a , b は、 $a=2.48 \text{ kg}\cdot\text{m}/(\text{kg}/\text{hr})$, $b=0.0061 \text{ kg}\cdot\text{m}/(\text{kg}/\text{hr})$, あるいは、最大トルク発生状態の燃料流量 $23.9 \text{ kg}/\text{hr}$ に対する比で表わせば、 $a=0.593 \text{ (kg}\cdot\text{m}/\%)$, $b=0.00145 \text{ (kg}\cdot\text{m}/\%)$ である。この数値は、発進を想定した 1800 rpm 付近に相当する。

供試車の諸元を表一2に示す。この供試車の road

表一 エンジン仕様

排気量	2000 cc
最高出力	115 PS (84.6 KW)/5600 rpm
最高トルク	17 kg·m (167 N·m)/4000 rpm
圧縮比	9.5

表二 供試車諸元

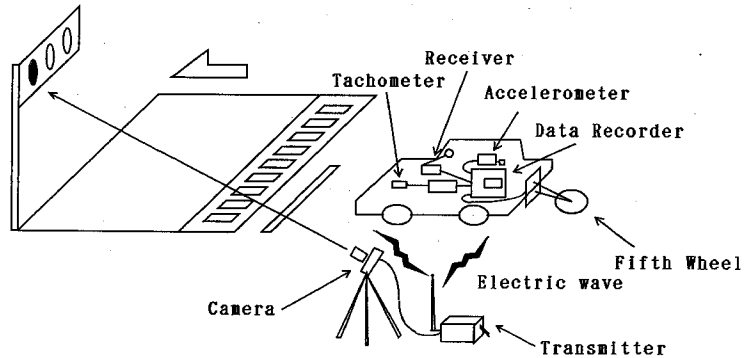
車両空虚重量	1020 kg		
供試時重量	1295 kg		
タイヤ サイズ	185/70 R 13, 有効半径 298 mm		
トランスミッション			
段位	変速比	全減速比	動力伝達率
1	3.583	12.56	0.81
2	2.041	7.246	0.87
3	1.322	4.693	0.90
4	0.945	3.355	0.91
5	0.731	2.595	0.92
最終減速比	3.550		

表三 回転慣性補正の定数

段位	1	2	3	4	5
K_i	0.60	0.31	0.16	0.05	0.05

表四 測定装置の概要

名称	型式	仕様
データレコーダ	TEAC R-71	DC~1.25 khz ±1 dB SN比 40 dB 以上
速度計	小野測器 SM-176(第5輪)	0~180 km/h 非線形 0.3%以下
加速度計	SV-531(表示器) 東京測器 AR-1C(変換器)	±1 G(0~30 hz) 非線形性 1%以下
タコメータ	DA-12 D(増幅器)	
フォトランジスタカメラ	RION YR 21 B 東芝 TPS-603 PENTAX ME super	0~1,000 rpm 時定数 0.2 sec



図一六 走行実験の概要

load, T_r (kg·m)の時速 60 km/h 以下の領域を線形近似したところ,

$$T_r = 1.663 + 0.079 v \quad (11)$$

を得た。ここに、速度 v の単位は、m/s である。従って、式(5)中の R は 0.079 である。また、走行抵抗の定常成分 D_0 は、 $D_0 = 1.663 \gamma_i / r$ 、モデルで計算される燃料流量に付加すべき D_0 相当供給量 Δg は、 $\Delta g = 1.663 / a$ 、さらに、式(1)の G_0 は、 $G_0 = 3.23$ kg/hr (13%) である。

変速機第 i 段に対する回転慣性補正は、 M_0 を車両質量、 K_i を定数として、通常、次のように行われる。

$$M_i = M_0(1 + K_i) \quad (12)$$

K_i は、文献を参照し¹⁵⁾、実験時の積載重量を考慮して、表一三のように与えた。

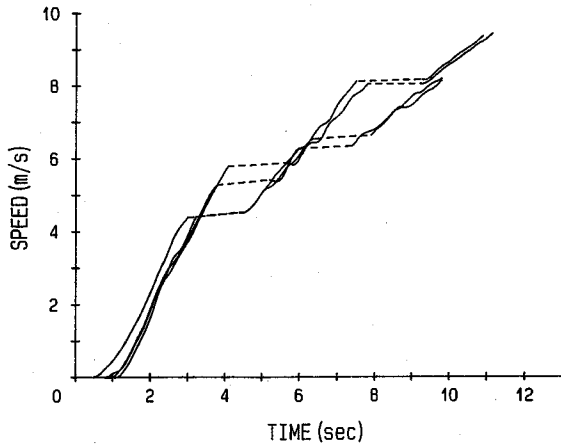
(2) 測定

測定項目と、測定装置の型式、性能の概略を表一四に示す。測定装置の設置・測定方法の概略は図一六に示す。

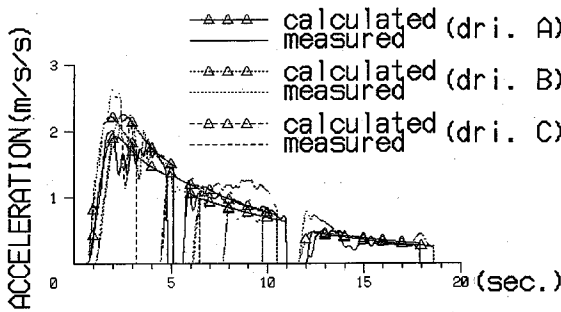
発進する自動車の速度、加速度は車内に搭載したデータレコーダに記録したが、これとあわせて、200 mm 望遠レンズを装着した一眼レフカメラの焦点位置に置いたフォトランジスタで青信号の現示を検知し、これをトリガーとして FM 発信機で電波を発信し、FM ラジオで受信して同じデータレコーダに記録することにより、青現示のタイミングを測定した。

図一七は、こうして求めた発進時の自動車の速度変化のいくつかの例を、横軸を時間、縦軸を速度にとって示したものである。図中の破線は、ギアシフトのためクラッチを切って惰力走行している状態である。

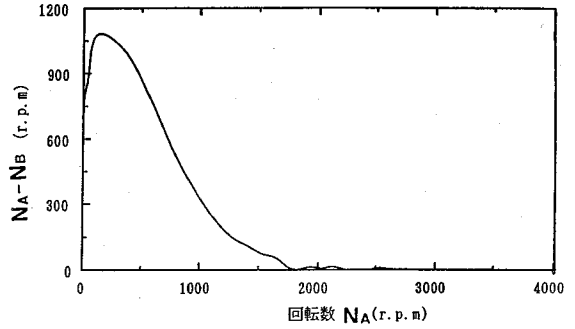
図一八の実線は、測定された加速度曲線とした一例である。なお、発進直後の速度換算回転数(速度/タイヤ半径 × 全減速比 = N_A)を横軸に、 N_A と回転計記録 (N_B) の差 ΔN の平均値を縦軸にとって図一九に示す。発進後の半クラッチ期間のクラッチのすべりがわかる。これらの測定結果は、7名の被験者にそれぞれ数回の発進走行



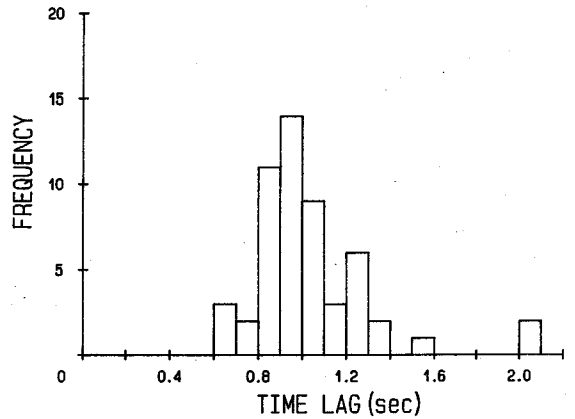
図一七 発進後の速度変化



図一八 発進後の加速度変化



図一九 半クラッチにおけるすべり



図一十 遅れ時間 L の分布

を行わせたものである。

(3) パラメータ推定

式(7)中の遅れ時間 L は、停止状態からの発進に限りカメラを用いた信号タイミングの検出時点と加速度計の出力を対比して与えた。図一十は、こうして求めた遅れ時間の分布をしめす。 L の平均は1.07秒、分散は0.128秒²であった。

パラメータ推定は、図一八のような加速度曲線を用い、試行ごとに独立に推定する。加速度は速度よりも観測値とモデル計算値の誤差を強調するうえ、エンジンの出力トルクと直接関係する。具体的には、観測された加速度の0.1秒ごとの読み取り値 $A_0(n\Delta t)$ ($n=1, 2, \dots, \Delta t=0.1$)を与える。次にパラメータの初期値を与えて求めたモデル計算値 $A_m(n\Delta t)$ から出発して、 $A_0(n\Delta t)$ との間の自乗誤差 E を最小とするように、逐次探索法を用いて推定する。

$$E \rightarrow \min.$$

$$E = \sum_{n=1}^{N_{\max}} [A_0(n\Delta t) - A_m(n\Delta t)]^2 \quad (13)$$

ここに、 N_{\max} は加速度読み取り値の数で、ケースにより異なるが、1速で400程度、2, 3速でその2倍程度である。式(13)を解くには、いくつかの非線形最適化計算法が応用できるが、本研究ではマルカート法を採用した。この時、変速段位によらず試行を通じて同一の数値を持つことを制約条件とした。ただし、二次遅れの時定数 P だけは、半クラッチ操作のため1速と2速以後とで大きな相違が免れないので、区別した。こうして得られた加速度曲線のモデル計算値を、図一八の△印で示す。

図一十一～十三は、試行ごとに求められたパラメータの分布と相関を表わしている。 H_v , H_a の目盛りには、それぞれ(kg/hr)/(m/s)、および(kg/hr)/(m/s²)を用いている。 P の単位は秒である。図中に見られるいくつかの記号は、被験者を区別したものである。各パラメータのばらつきは比較的少なく、相関も小さいことが分かる。学生と大学職員からなる被験者の間にも、とくに有為な差は見られない。また、図一八からもわかるとおり、加速プロファイルの再現性は比較的良好である。各々のパラ

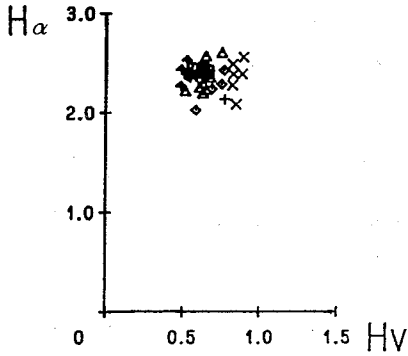


図-11 H_v と H_a の分布・相関

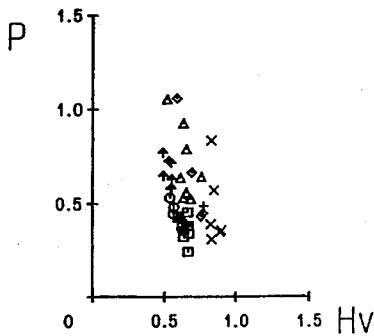


図-12 H_v と P の分布・相関 (1速)

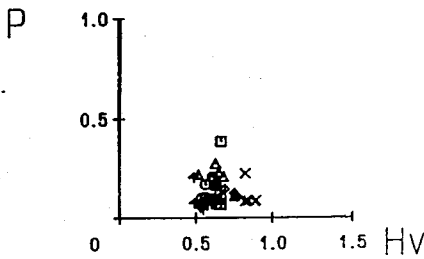


図-13 H_v と P の分布・相関 (2速以上)

表-5 パラメータの平均値, 分散, 相関係数

	平均	分散	相関係数			
			H_v	H_a	$P(1速)$	$P(2,3速)$
H_v	0.65	0.01	*	-0.01	-0.36	-0.03
H_a	2.37	0.02		*	-0.45	-0.08
$P(1速)$	0.54	0.04			*	—
$P(2,3速)$	0.13	0.01				*

採ってきた^{16),17)}.この方法は簡明ではあるが,大型車が大きい積載重量を与えられた場合には機関が運転可能な限界でしばしば使用されるという結果をもたらす.運転限界付近は著しくエネルギー効率が小さく,運転者もそれを知覚できるため,実際には限界に達するほどの加速度を発生させたり,限界までギアシフトを遅らせることはない.また,自動車運転における場合差や個人差を表わそうとすると,希望加速プロファイルを用いることは得策ではない.そこで本論文では,自動車と運転者を結合したマン・マシン・システム・モデルを用いて,停止状態から発進する自動車の挙動を表わすことを試みた.モデルは信号交差点から発進する車列先頭車の挙動をよく表わすことができた.このモデルに,先行車との車間距離や相対速度などに対する応答を考慮する拡張を行って,二番車以後のモデルを作成可能であると考えられる.さらに,本モデルは,自動車の機関性能,重量,運転者の行動特性の発進挙動に与える効果を陽に記述しており,所要の機械工学的データを与えれば乗用車のみならず,大型車にも適用できると考えられる.

一般に,人間はきわめて複雑で微妙な行動を行う.したがって人の行動特性をマン・マシン・システムの中の伝達要素で記述しようとするれば,多数の要素を組み合わせた複雑なシステムとなる.しかし,そのシステムを同定するための実験ないし行動観察は,システムの複雑さに見合うだけ詳細には行えないことが多い.特に,現実世界における行動を取り扱うのであれば,厳しい制約が課せられるのが普通である.したがって,マン・マシン・システム・モデルを作成する場合にも,徒に複雑なモデルを作成するよりも,可能な観察に見合ったモデルからスタートして,逐次これを拡充してゆくというアプローチが必要であろう.本論文はこのような観点から,機械装置としての自動車の特性を予め与え,発進する車列先頭の乗用車に限って取り扱うことにより,同定すべき人の行動特性を極力少数の伝達要素に限ろうとした.本論文で同定を試みた伝達要素は実質三個である.

本論文で提案したモデルは,上記三つの伝達要素で表わされる人の性質が,力学的条件や速度によらず一定であることを想定している.人の行動には場合差や個人差がつきものであるが,本論文で得られた伝達要素は,こ

メータの平均値,分散,および相関係数を表-5に示す. H_v , H_a の単位を燃料流量を%で表示するものに換算すれば,それぞれ,平均値 $2.7\%/(m/s)$, $9.9\%/(m/s^2)$, 分散 $0.18[\%/(m/s)]^2$, $0.35[\%/(m/s^2)]^2$ である.

4. 考 察

著者らは,発進時に運転者が希望する速度あるいは加速度プロファイルが車両の性能や荷重,道路条件とは無関係に存在し,車両の発揮する機械的な加速性能の限界のなかで実際の走行が行われるものと仮定して,信号交差点で発進する車群から発生する騒音を予測する方法を

のようなばらつきの範囲内で、人の性質が一定であるとみなせることを示したといえる。ただし、二次遅れのパラメータ P のみは、1 速がそれ以外の変速ギア使用時と異なるという結果を得た。これは、本論文では簡略に取り扱ったにもかかわらず、半クラッチ操作の実際の微妙さが反映されたものと考えられる。この操作を表わす複雑なモデルを作成することも考えられるが、特に半クラッチ操作を外部的に制御しようとするのでないかぎり、人間の微妙な行動に深入りせず、すべてを P に代表させておいても、当面実害はないと考えられる。なお、本論文で、いわゆる時間遅れと二次遅れを両方とも使い、かつ二次遅れのみをフィードバックルーティンに入れたことは、通常の追従モデルと異なる点である。通常のモデルは時間遅れのみを用い、これをフィードバックルーティンに入れるため、観測された時間遅れを代入すると追従挙動が容易に発散して、実態とあわないことがある。

本論文は、まだ基礎的な段階にある。今後、交差点を通過する交通流からの騒音、排気ガスの予測、制御あるいは交差点の交通容量などの算定に実務的に役立つようにするためには、車列の 2 番車以降に適用できるモデルへの拡張とともに、積載重量の変化への適用性の検討、道路勾配、あるいは運転者の行動特性の個人差の効果を考慮することなどが必要である。本論文では、変速タイミングは観測された時点をそのままを与えたが、積載重量や道路勾配が異なる条件へ適用するには、変速がおきる時点を判断するなんらかの基準が必要になる。さらに、エンジンの運転性能に関する図-2 のような情報が逐一手に入らないとしたら、熱力学の知識を応用するなどにより、ある一つのタイプのエンジン性能に基づいて出力の異なるエンジンの性能を大略でも推定することが要求されるであろう。また、本論文では、エンジンに関する静的な実験結果に基づいて、発進という動的な挙動を計算した。そのため、多かれ少なかれ誤差を生じており、今後、再検討の余地があるものと考えられる。

5. 結 論

本論文は、信号青現示とともに交差点から発進する車列の先頭の乗用車の挙動を記述するマン・マシン・システム・モデルを作成しようとしたものである。本論文によって、次のような結論が得られた。

- 1) 提案したモデルは、車列先頭車の発進挙動をよく表わすことができる。
- 2) 人の行動特性を表わすために用いた三つのパラメータは、個人差や場合差を含むが、発進加速の期間一定であるとみなせる。したがって、このパラメータで人の性質を表現してよい。ただし、二次遅れの時定数 P は、1 速での半クラッチ操作を反映して他の変速段位における

値とは異なった値をとる。

- 3) 今後は、車列 2 番車以後の自動車の発進挙動へ適用できるようにモデルを拡張するとともに、積載重量の変化への適用性の検討すること、道路勾配、あるいは運転者の行動特性の個人差の効果を考慮することなどが必要である。その過程で、自動車の機械的性能のモデル化を再検討することがあり得る。

参考文献

- 1) Godthelp, H.: Vehicle Control During Curve Driving, *Human Factors*, 25(2), pp.211-221, 1986.
- 2) McRuer, D.T., R.W. Allen, D.H. Weiner and R.H. Klein: New Results in Driver Steering Control Models, *Human Factors*, Vol. 19, 381, 1977.
- 3) Herman, R., T. Lam and R.W. Rothery: The Starting Characteristics of Automobile Platoons, *Traffic Flow and Transportation*, pp.1-17, American Elsevier, N.Y., 1972.
- 4) Bender, J.B. and R.E. Fenton: On Vehicle Longitudinal Dynamics, *Traffic Flow and Transportation*, pp.33-46, American Elsevier, N.Y., 1972.
- 5) Chandle, R.E., R. Herman and E.W. Montroll: Traffic Dynamics: Studies in Car Following, *Opns. Res.* 6, 2, pp.165-184, 1958.
- 6) Gazis, D.C., R. Herman and R.B. Potts: Car Following Theory of Steady State Traffic Flow, *Opns. Res.* 7, 499, 1959.
- 7) Pipes, L.A.: Car Following Models and the Fundamental Diagram of Road Traffic, *Transpn. Res.* 1, pp. 21-29, 1966.
- 8) Gipps, P.G.: A Behavioral Car-Following Model for Computer Simulation, *Transpn Res.* B15, pp.105-111, 1981.
- 9) Akcelik, R. and D.C. Biggs: Acceleration Profile Models for Vehicles in Road Traffic, *Transpn. Sci.*, 21, 1, pp.36-54, 1987.
- 10) OECD Road Research Group: Automobile Fuel Consumption, pp.85-90, OECD, 1982.
- 11) Barwell, F.T.: *Automation and Control in Transport*, pp.1-30, Pergamon Press, 1973.
- 12) Ibid., p.124.
- 13) 赤木新介: 交通機関論, p.324, コロナ社, 1971.
- 14) Kleinman, D.L., S. Baron and W.H. Levison: An Optimal Control Model of Human Response, Part 1: Theory and Validation, *Automatica*, 6, pp.357-369, 1970.
- 15) 樋口健治: 自動車工学, p.49, 朝倉書店, 1980.
- 16) 渡辺義則, 角 知憲, 川崎 孝, 吉松正浩: 単独車両の発進挙動に基づく音響パワーレベル推定法, 土木学会論文集, No. 425/IV-14, pp.155-164, 1991.
- 17) 渡辺義則, 角 知憲, 吉松正浩: 信号交差点から発進する車群によって発生する騒音の予測, 土木学会論文集, No. 476/IV-21, pp.19-27, 1993.

(1995.2.14 受付)

A MAN-MACHINE-SYSTEM MODEL OF A CAR PLATOON LEADER DEPARTING FROM A SIGNALLED INTERSECTION

Tomonori SUMI, Yoshinori WATANABE, Yuji SAKAGUCHI,
Mizumasa KAWAHARA and Ken-ichi TERAMACHI

This paper proposes a model for predicting the speed/acceleration profiles of the car platoon leader departing from a signaled intersection along with the engine operation profile. The model consists of the subsystem representing the mechanical properties of the vehicle, and some element representing the human roles in driving a car. The proposed model provides reasonable predictions and the basis for future development of follower model in order to predict noise/exhaust gas generation.