

Just-In-Time モデリングによるドライバ挙動を包含した自動車変速制御

岡本 雅之*・森本 茂*
大橋 政貴**・内田 健康**

Automobile Gear-shift Control Including Driver Behavior by Just-In-Time Modeling

Masayuki OKAMOTO*, Shigeru MORIMOTO*,
Masataka OHASHI** and Kenko UCHIDA**

In this paper, a new automobile gear-shift controller for continuously variable transmissions(CVTs) is presented. Automobile gear-shift controllers are tuned finely by using the parameters of slope and lateral acceleration, etc. as well as velocity and throttle valve opening. Those settings are generally conservative, so that it is suitable for standard drivers but not comfortable to some drivers who want to use engine braking on downhill or to keep gear-ratio constant on curves. So far such drivers have operated a gear-shift themselves in order to satisfy their demand. However, it is troublesome for the drivers who are not positive for driving to operate them. To overcome this problem, we design a new gear-shift controller for CVTs including driver behavior based on a Just-In-Time(JIT) modeling. Moreover, we reduce the number of input variables of the JIT model by using linear regression and an evaluation function so as to decrease memory capacity and online computational load. Our experiments show that it has downshifted automatically on demand without driver operation when approaching curves.

Key Words: human-centered control, just-in-time modeling, automatic gear-shift control, continuously variable transmissions

1. はじめに

日本国内においては無段変速機（以下、CVT）が広く普及している。CVTは可変範囲内で任意の変速比をとれることから、エンジン効率の面で効果があるだけでなく乗り心地の向上に対しても制御の自由度が高まった。CVTの変速制御は変速線図とよばれるマップを基本として成り立っており、さらに勾配や横方向加速度などを使用して、登降坂やカーブも考慮した制御がなされている。

しかし、その制御セッティングはあくまで平均的なドライバを想定した保守的な仕様であるため、ドライバや状況によっては、変速比を保持してもっとスムーズにカーブを抜きたいとか、下り坂でローギヤ方向に変速させてエンジンブレーキを強めることによりブレーキペダルの操作負担やブレーキ自体への負担を減らしたい、などといった要求が生じることも

ある。

そのような要求に対応するため、シフトレバーを通常のDレンジからSレンジ（車種やメーカーによって2、Lなど呼び方はさまざま）などへ操作することにより、ドライバ自身の意志で変速特性を切り替えることが可能となっている。また近年は、マニュアル感覚で変速比をアップダウン可能なパドルシフトなどと呼ばれるスイッチが搭載された機種もある。しかしこのような仕組みは、運転に積極的なドライバに対しては運転する楽しさを提供することができるが、そうでないドライバにとっては煩わしく感じられる上、不用意にボタンを増やせば操作系を理解する負担も増大させてしまう。そこで、ドライバのシフト操作特性をモデリングして変速制御に反映することができれば、前述のスイッチ類を操作することなく要求に合わせた変速が可能になると期待される。

自動車制御全体を見渡すと、運転支援の分野において人間との協調を考慮したシステムの研究が盛んである^{1)~6)}。これらの多くは、ドライバの運転行動の解析・モデル化と、それらを取り入れた支援制御システムの構築の2つに分けて進められており、前者についてはドライバモデルと称されシステム全体の中で陽に扱われている。これらの研究では、先行車との車間距離などの環境情報を活用し、ドライバが将来とるであろう行動を予測しながら、より積極的で高度な運転支援を目指している。しかし、車間距離を計測するためにはレー

* (株) 本田技術研究所 四輪 R&D センター
栃木県芳賀郡芳賀町下高根沢 4630

** 早稲田大学 先進理工学部 東京都新宿区大久保 3-4-1

* Honda R&D Co., Ltd., Automobile R&D Center,
4630, Shimotakanezawa, Haga-machi, Haga-gun, Tochigi,
Japan.

** School of Advanced Science and Engineering, Waseda
University, 3-4-1, Okubo, Shinjyuku-ku, Tokyo, Japan.

(Received September 29, 2010)

ダセンサやステレオカメラなどの外界センサが必要となるが、現時点の市販車においてそれらの搭載率は低いため、恩恵を受けられるユーザが限られてしまう。

本稿では CVT を対象とし、Just-In-Time(以下, JIT) モデリング^{8),9)} (Lazy Learning¹⁰⁾ などとも呼ばれる) を用いて、内界センサのみを使用してドライバ特性を考慮した新しい変速制御系を提案する。JIT モデリングはプロセス制御系の分野を中心に適用事例が見られ、システムの入出力データをデータベースとして蓄積しておき、それをもとに現時点の入力データ(要求点と呼ぶ)近傍の局所モデルを構成し、要求点に対応する出力を得るという局所モデリング手法である。一般的なモデリング手法のように大域的なモデルを求めめるのではなく、都度局所モデルを構成するため、複雑かつ非線形性の強いシステムに対しても有効である。プロセス制御系以外の分野では、たとえば列車のブレーキ補助システムに対する報告¹¹⁾が見られる。本稿では、ドライバのシフト操作特性を含めた変速制御系全体を非線形システムと捉え、JIT モデリングによるモデル化をおこなう。

以下、2章で CVT の構造と従来制御について述べ、3章で制御系設計について説明する。4章で実機による試験結果を示し、5章でまとめる。

2. CVT の構造と制御

2.1 ベルト式 CVT の構造

CVT において主流の方式はベルト式 CVT であり、その構造を Fig. 1 に示す。エンジンから発生したトルクはフライホイール、トルクコンバータ、フォワードクラッチを介してドライブ(エンジン側)プーリへ入力され、金属ベルトを介してドリブン(車輪側)プーリへ伝達される。さらにセカンダリギヤとファイナルギヤを経由し、タイヤへトルクが供給される。CVT の変速比 ρ_p は、ドライブプーリ回転数 ω_{DR} とドリブンプーリ回転数 ω_{DN} の比である。

$$\rho_p = \frac{\omega_{DR}}{\omega_{DN}} \quad (1)$$

プーリにはベルトを挟む V 字の溝があり、溝幅はリニアソレノイドによって調圧された油圧により可変となっている。溝幅を広げるとベルトは内周方向へ移動し、狭くすると外周方向へ移動するため、ドライブプーリとドリブンプーリそれぞれの溝幅を調整することにより変速比を連続的に変化させることができる。

2.2 従来の変速制御

CVT の一般的な変速制御の基本部分について説明する。まず、変速線図と呼ばれるマップを元にドライブプーリの目標回転数 ω_{DRref} を設定する。変速線図は Fig. 2 に示すように、横軸に車速、縦軸にドライブプーリ回転数をとり、スロットル開度をパラメータとするマップである。低車速時を除く多くの状況ではロックアップクラッチが締結されており、エンジンとドライブプーリはほぼ同一の回転数となるため、実質的にはエンジン回転数が所望の値となるように変速比を制

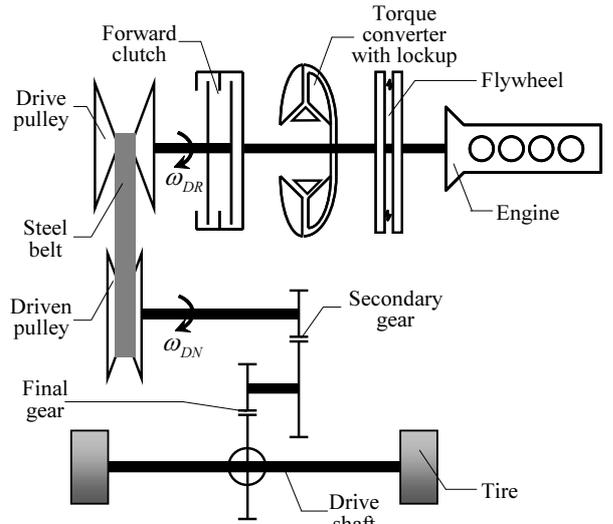


Fig. 1 Schematic diagram of CVT

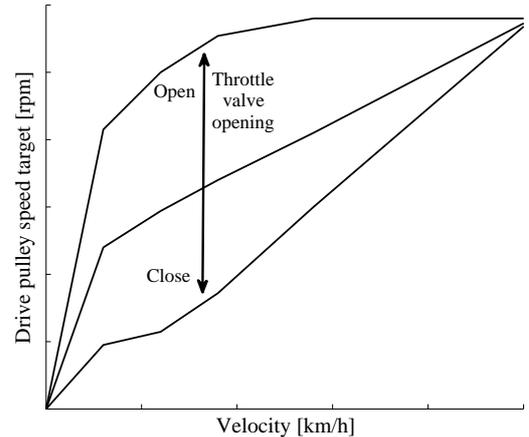


Fig. 2 Shift map

御していると考えて差し支えない。スロットル開度が浅い緩加速時にはエンジン回転数を低く保ち、スロットル開度が全開付近の急加速時にはエンジン回転数を高くすることで、燃費と加速性能の両立を図っている。

目標ドライブプーリ回転数 ω_{DRref} を決定したら、実際のドライブプーリ回転数 ω_{DR} が ω_{DRref} に一致するように、(1) 式の代数関係より次式のように目標変速比 ρ_{Pref} を決定する。

$$\rho_{Pref} = \frac{\omega_{DRref}}{\omega_{DN}} \quad (2)$$

また、勾配や横方向加速度などの条件から別の変速線図に持ち替えることにより、登降坂やカーブなどにおける走行性能も考慮した制御がなされている。以上の流れのブロック線図を Fig. 3 に示す。

さらに、Fig. 4 に示すようなシフトレバー(一番左の図)やパドルシフト(右側の2つの図)などにより、マニュアル的に変速特性を切り替えることが可能となっている。しかし序論でも述べたように、運転に積極的なドライバであれば、エンジンブレーキなどが必要な時にそれらのスイッチ類を操作

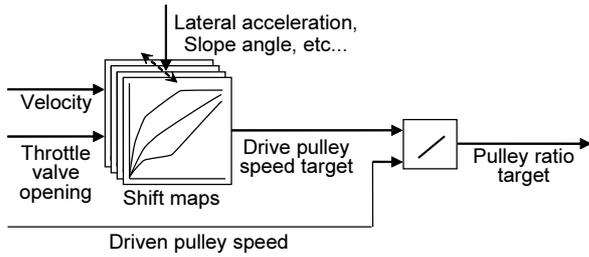


Fig. 3 Block diagram of conventional gear-shift control



Fig. 4 Manual gear-shift interfaces

しながら運転することに抵抗を感じないが、そうでないドライバーにとっては煩わしい。

3. ドライバ特性を考慮した変速制御系の設計

3.1 提案する制御系の構成

従来の変速制御系は、Fig. 5(a)の点線部分に示すように、変速線図を主としたコントローラ部分とドライバーのシフト操作部分で構成されていると考えられる。本稿では、Fig. 5(b)の網掛部に示すように JIT モデリングを用いてドライバーのシフト操作を含めた系全体をモデル化することで、ドライバー特性を考慮した変速制御系を設計する。これにより、マニュアル的な操作を伴わずに、よりドライバーの要求に合った変速制御の実現を目指す。制御系の入出力変数はそれぞれ

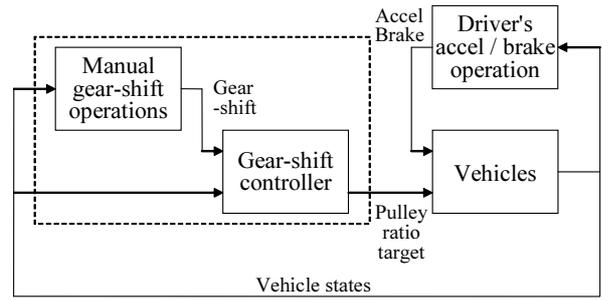
- 入力：内界センサから得られる各種車両情報
- 出力：目標変速比

とする。具体的な入力変数については 3.5(1) 節にて詳述する。

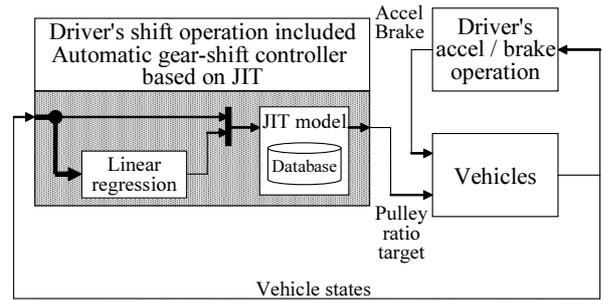
以下、まず本稿で扱う問題について述べ、つぎに JIT モデリングの基本的なアルゴリズムについて概説した後^{8), 10), 12), 13)}、提案する変速制御系の具体的な構成方法について述べる。

3.2 問題設定

Fig. 6 は、現在自動車に使用されているセンサとそれぞれを使用した時に変速制御に対して期待できる効果の関係を表している。ナビゲーションシステム、レーダセンサ、ステレオカメラなどの外界センサを活用すれば、進行方向に存在するカーブや下り坂などの情報や先行車との距離を事前に把握し、ドライバーの操作に先んじて変速比などを制御することが可能となる。しかし序論で述べたとおり、外界センサを使用した場合は恩恵を受けられるユーザに限られてしまうため、本稿では車速やアクセルペダル開度などの内界センサのみの使用に限定して制御系を設計する。したがって、カーブや下り坂などに進入する前の予見制御や、先行車など周囲の車両の挙動に対応した制御は行えず、効果が期待できるのはカーブ進入時や登降坂路の走行中などの状況に限定されるが、そ



(a) conventional method



(b) proposed method

Fig. 5 Gear-shift controller

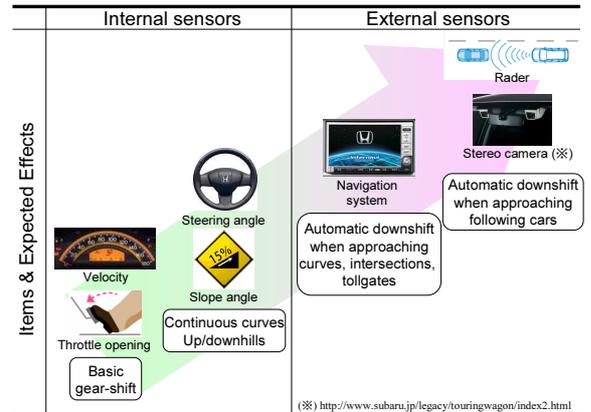


Fig. 6 Automotive sensors

の分多くのユーザへ提供可能となる。

3.3 JIT モデリング

次式で表される離散時間非線形システムを考える。

$$y(t+1) = f(\phi(t)) + e(t), \quad t = 0, 1, 2, \dots \quad (3)$$

ここで、 $y(t)$ はシステムの出力、 $f(\cdot)$ は非線形写像、 $e(t)$ は観測雑音である。 $\phi(t)$ は情報ベクトルと呼ばれ、システムの過去の入出力データを用いて次式で定義される。

$$\phi(t) := [y(t) \ \dots \ y(t - n_y + 1) \\ u(t) \ \dots \ u(t - n_u + 1)] \quad (4)$$

ここで、 $u(t)$ はシステムの入力であり、 n_y 、 n_u はそれぞれシステムの出力と入力の次数である。JIT モデリングでは、(4) 式の形式でデータベースを構築する。時刻 t において、(3) 式

Table 1 Test car

Items	Specifications
Engine	2.0L DOHC
Transmission	CVT
Tip switches (Paddle shift)	Equipped

のシステムの出力 $y(t+1)$ の予測を JIT モデリングにより行うことを考える。このときの $\phi(t)$ は要求点 q と呼ばれ、この要求点に類似した情報ベクトルをデータベースから検索し、近傍として採用する。情報ベクトルの類似度の定義は種々あるが、最も一般的なのは情報ベクトル間の重み付き Euclid 距離を用いて測る方法であり、 i 番目の情報ベクトル $\phi(i)$ と要求点 q との距離 d は次式で与えられる。

$$d(\phi(i), q) := \sqrt{(\phi(i) - q)^T W (\phi(i) - q)} \quad (5)$$

ただし、 $W > 0$ は重み行列である。近傍の選び方については、 k -NN(k Nearest Neighbors), k -BN(k Bipartite Neighbors) などさまざまな方法が提案されている¹²⁾。最も単純なのは k -NN であり、要求点 q と類似する順に、すなわち距離 d の小さい順に k 個の情報ベクトルを集め近傍 Ω_q とする方法である。そして、得られた近傍に対してもっともらしい局所モデルを構成するが、その方法の 1 つは重み付き線形平均法 (LWA) であり、局所モデルによる出力の推定値 $\hat{y}(t)$ を

$$\hat{y}(t; q) = \sum_{\{i: \phi(i) \in \Omega_q\}} w_i y(i) \quad (6)$$

のように求める。なお w_i は重み係数である。ほかにも、近傍に対して線形回帰モデルを構成して出力を推定する重み付き線形回帰法 (LWR) などさまざまな方法が提案されている。

3.4 JIT モデリングのためのデータベース構築

(1) データ計測

Table 1 に示す仕様のテスト車両を用い、弊社テストコースにてデータ計測を実施した。使用したコースは全長約 4.2[km] で、直線、緩急カーブ、登降坂や T 字路などを含んだ多様性のあるコースである。被験者は初級者 1 名 (Beginner, 以降 B と表記)、中級者 2 名 (Intermediate, I-1, I-2 と表記) と熟練者 1 名 (Expert, E と表記) のテストドライバ 4 名とし、**Table 2** に示すように周回ごとに省燃費走行、通常走行、スポーティ走行の 3 通りの運転パターンで走行し、各自必要に応じてパドルシフトを操作するように指示した。計測した車両情報は **Table 3** に示す 24 変数であり、 \dot{o}_a , \dot{o}_t , \dot{p} , $\dot{\delta}$, \dot{a}_x , $\dot{\theta}_s$ はそれぞれ元の変数を不完全微分フィルタにより時間微分して求めた。なお、データの計測周期は 10[ms] であるが、データベースの肥大化を防ぐため、タップ数 10 の移動平均によりダウンサンプリングした。また、変数ごとにオーダーが異なり、そのまま使用すると類似度算出の際に各変数が均等に評価されないため、次式のように各変数ごとに物理的な可動範囲を考慮して設定した最大値と最小値を用いて正規化した。

$$u_n^j = \frac{u_{org}^j - u_{min}^j}{u_{max}^j - u_{min}^j} \quad (7)$$

Table 2 Structure of database

No.	Driver	Driving pattern	Number of samples
1	B	Economy	4315
2	B	Normal	3330
3	B	Sporty	2639
4	I-1	Economy	3540
...

Table 3 Measurement variables

Variable names	Symbol	Unit
Accelerator pedal position	o_a	[%]
Differential accelerator pedal position	\dot{o}_a	[%/s]
Throttle valve opening	o_t	[%]
Differential throttle valve opening	\dot{o}_t	[%]
Brake switch flag	s_b	[-]
Master cylinder pressure	p	[Pa]
Differential master cylinder pressure	\dot{p}	[Pa/s]
Steering angle	δ	[deg]
Differential steering angle	$\dot{\delta}$	[deg]
Upshift switch flag	s_u	[-]
Downshift switch flag	s_d	[-]
Engine speed	ω_e	[rpm]
Engine torque	t_e	[Nm]
Drive pulley speed	ω_{DR}	[rpm]
Pulley ratio	ρ_p	[-]
Target pulley ratio	ρ_r	[-]
Velocity	v	[km/h]
Longitudinal acceleration	a_x	[G]
Differential longitudinal acceleration	\dot{a}_x	[G/s]
Lateral acceleration	a_y	[G]
Yawrate	γ	[deg/s]
Driving force	f	[kgf]
Estimated slope angle	θ_s	[deg]
Differential estimated slope angle	$\dot{\theta}_s$	[deg/s]

ここで、 u_n^j , u_{org}^j はそれぞれ正規化後、正規化前の入力であり、 u_{max}^j , u_{min}^j はそれぞれ正規化前の入力の最大値、最小値である。最後に、正規化した後の各変数を結合してデータベースとした。

(2) 計測データの解析

得られたデータから、各被験者の運転パターンごとの運転傾向について観察する。**Fig. 7** は、各被験者の 1 周あたりの平均車速を表している。横軸は各被験者で、左から順に被験者 B, {I-1, I-2}, E と運転技量の順に並んでおり、縦軸はそれぞれの平均車速を表している。いずれの被験者も省燃費 (白色)、通常 (灰色)、スポーティ (黒色) の順に平均車速が高くなっており、運転パターン指示の通りに運転傾向を変化させていることがわかる。

つぎに、運転パターンによる車速の傾向の違いを詳しく見るため、**Fig. 8** に示す運転パターンごとの車速分布を見る。横軸は車速、縦軸は各車速の頻度を表している。Fig. 8 より、同じ運転パターン指示でも被験者によって大きな違いがあることがわかる。たとえば、被験者 E (太実線) の通常走行は他の 3 名のスポーティ走行よりも高車速となっているなど、車速については運転技量に依存した個人差が存在することがわかる。アクセルペダル開度についても同様の個人差が見ら

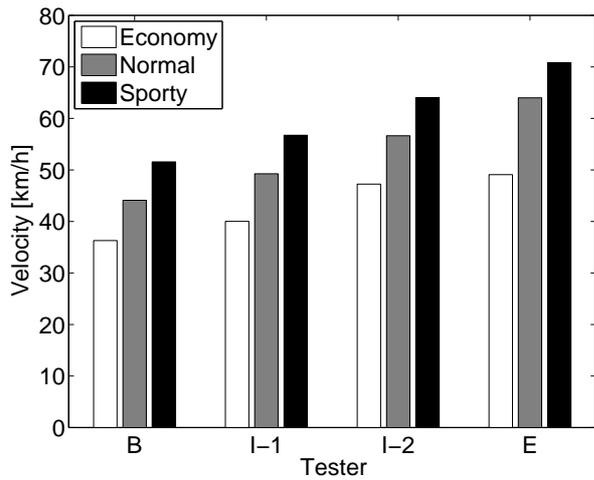
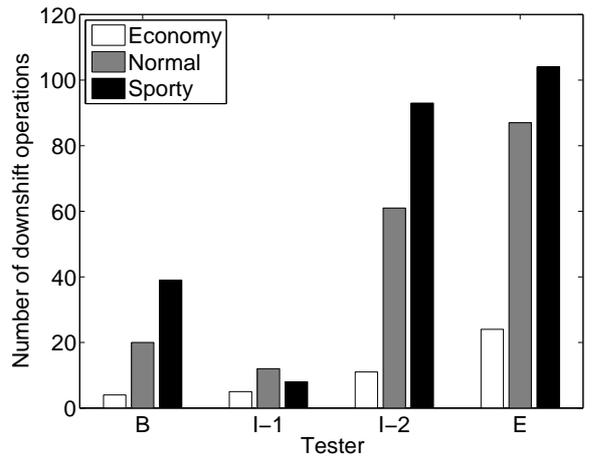


Fig. 7 Average velocity at each driving pattern



(a) Downshift

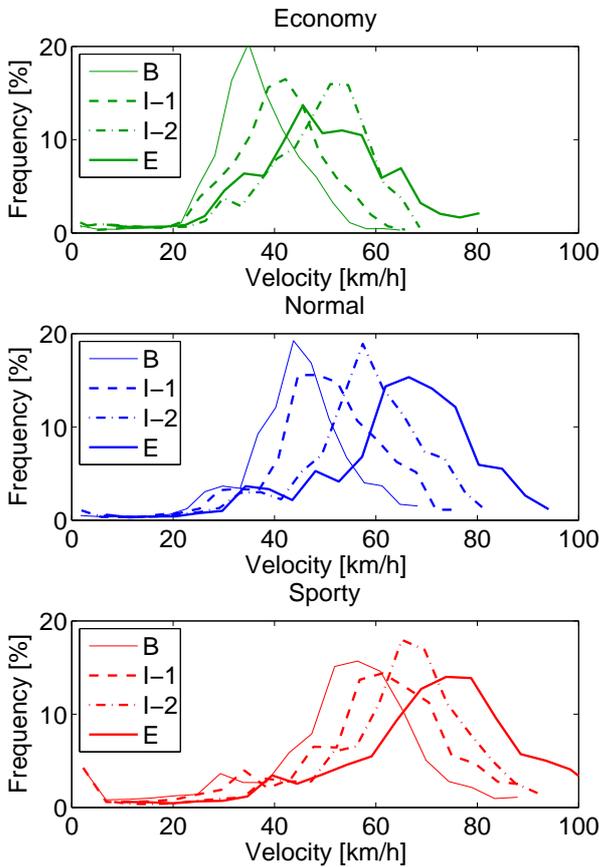
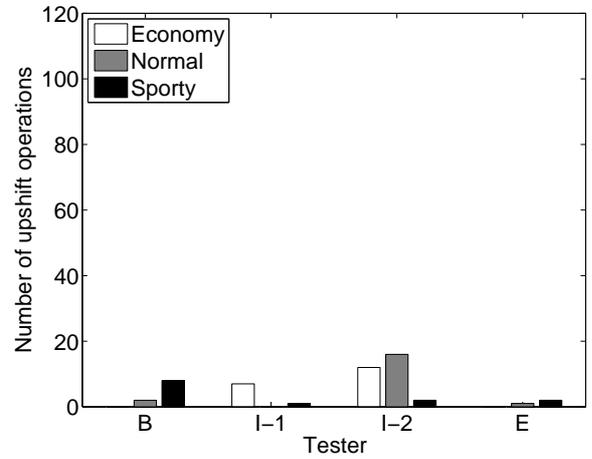


Fig. 8 Distributions of velocity



(b) Upshift

Fig. 9 Frequency of gear-shift operations

しているのは被験者 E である。一方、被験者 I-1 と I-2 はともに中級者であるが、ダウンシフト回数には顕著な差が見られ、被験者 I-1 の回数は初級者である被験者 B も下回っている。Fig. 10 に示した目標変速比の分布を見ると、最も多くダウンシフトを行っている被験者 E の目標変速比は、通常走行とスポーティ走行の場合に図の中央付近での頻度が上昇しており、ダウンシフト操作により中間的な変速比を積極的に使用していることがわかる。一方、Fig. 9(b) のアップシフト回数については、被験者による多少の違いはあるものの、ダウンシフト回数に比べると総じて非常に少ない。この理由は、そもそも従来の変速制御が燃費性能を重視してハイギヤ寄りの変速比を積極的に使用するセッティングになっており、さらにアップシフトしてほしいと思う状況は少ないためであると考えられる。よって、以後はダウンシフトのみに注目して議論を進める。

以上より、ダウンシフト操作および目標変速比についても個人差が認められるが、その個人差は運転技量によるものではなく、個々人の嗜好が介在していると考えられる。したがって、熟練者だけではなく全員のデータを使用することとした。

れた。

つぎに、各被験者のシフト操作と目標変速比について比較する。Fig. 9(a) は各被験者のダウンシフト回数を表しており、横軸は各被験者、縦軸はダウンシフト回数である。全体的には、スポーティ走行になるほどダウンシフト回数が増えており、エンブレキを併用しながら積極的な運転を行っていることがわかる。個人間の比較では、まず最も多く使用

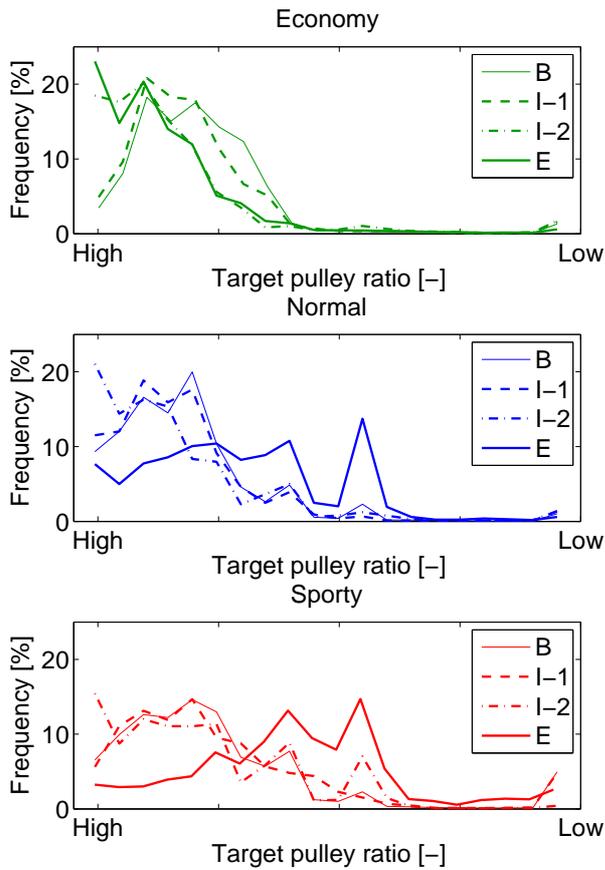


Fig. 10 Distributions of target pulley ratio

なぜならば、熟練者だけのデータを使用していわゆるベテランドライバーの制御特性を万人に反映する方法も考えられるが、それでは個々人の嗜好が排除されてしまうためである。

3.5 JIT モデリングによる変速制御系の構成

Fig. 5(a) の点線部分を (4) 式 の非線形関数 $f(t)$ と見なし、JIT モデリングにより出力 $y(t+1)$ を推定することを考える。

(1) 情報ベクトルの選定

計測したのは Table 3 の 24 変数であるが、これらの変数すべてを採用してしまうとデータベースが肥大化し、記憶容量や計算負荷の問題からオンライン適用が困難となってしまう。そこで、入力 $u(t)$ については、以下に述べる (i) 線形回帰による入力の縮約と (ii) 評価関数に基づく入力選定の 2 つの方法を組み合わせることで、入力の絞り込みを行った。一方、出力 $y(t)$ については、3.1 節で述べたように本制御系の出力は目標変速比であることから、目標変速比 $\rho_r(t)$ を出力とした。

(i) 線形回帰による入力の縮約

従来の変速制御の主要な変数は車速やスロットル開度であるが、ドライバーはそれ以外にもさまざまな情報を用いて認知や判断をおこなった上でシフト操作していると考えられる。そこで、ドライバーの変速要求はドライバーのパドルシフト操作に込められていると考え、出力 (目的変数) をダ

ウンシフト操作フラグ (操作時は 1, 非操作時は 0) とし、入力 (説明変数) をそれ以外の変数として線形回帰をおこない、(8) 式の回帰式を得た。

$$\hat{u}_d = x^T \beta \quad (8)$$

x は車両情報ベクトル、 β は回帰係数ベクトルである。なお、 x の選定にはステップワイズ法¹⁴⁾を用い、{推定勾配 θ_s , 推定勾配の微分値 $\dot{\theta}_s$, 前後加速度の微分値 \dot{a}_x , 横方向加速度 a_y , ヨーレイト γ , 車速 v , アクセルペダル開度 o_a } の 7 変数を採用した。 \hat{u}_d には推定勾配や横方向加速度が含まれており、下り坂やカーブなどの環境情報が縮約されていると解釈できる。以下、 \hat{u}_d を推定シフト操作量と呼ぶ。

(ii) 評価関数に基づく入力選定

\hat{u}_d 以外の入力変数については、Table 3 の変数群から選定する。このうち、車速とスロットル開度については変速制御において基本となる変数であることから採用し、それ以外の変数について要求仕様を最も満足する組み合わせを選定することとした。本稿での制御に対する定性的な要求を以下に示す。

- 通常走行中は従来制御と同様とする。
- 下り坂やカーブなどにおいて特に変速が必要な場合には従来制御よりも高めの変速比とする。

これらの要求を反映するため、次式の評価関数 J を定義する。

$$J = \frac{\sum_{\{t; \hat{u}_d(t) \neq 0\}} \text{sgn}(\rho_r(t) - \rho_m(t)) (\rho_r(t) - \rho_m(t))^2}{\sum_{\{t; \hat{u}_d(t) = 0\}} (\rho_r(t) - \rho_m(t))^2} \quad (9)$$

ここで、 $\rho_m(t)$ は従来の変速制御による目標変速比である。 J の分母は、 $\hat{u}_d(t) = 0$ 、すなわち変速要求のない通常走行中の評価であり、 $\rho_r(t)$ が $\rho_m(t)$ に近いほど評価値が大きくなる。分子は、 $\hat{u}_d(t) \neq 0$ 、すなわち下り坂やカーブなどにおける変速要求時の評価であり、 $\rho_r(t)$ が $\rho_m(t)$ より高くなるほど評価値が大きくなる。

評価関数 J を用いて、シミュレーションによりテストコース 1 周分の評価値を算出し、入力の選定を行った結果の上位第 8 位までを Table 4 に示す。最上位は {推定シフト操作量 \hat{u}_d , 車速 v , スロットル開度 o_t , 前後加速度 a_x , スロットル速度 \dot{o}_t , ブレーキマスタシリンダ圧 p } の 6 変数となった。しかし、記憶容量の制約から入力数を 6 とするのが困難だったため、第 3 位の {推定シフト操作量 \hat{u}_d , 車速 v , スロットル開度 o_t , 前後加速度 a_x , スロットル速度 \dot{o}_t } の 5 変数を採用した。

(2) 近傍検索と局所モデルの構成

近傍検索のための類似度の算出方法は (5) 式の重み付き Euclid 距離とした。重み W はその対角要素に各変数に対する

Table 4 Evaluation result

\hat{u}_d	v	o_t	a_x	\dot{o}_t	p	o_a	t_e	δ_a	Number of inputs	J
○	○	○	○	○	○				6	10.5194
○	○	○	○	○		○			6	10.3695
○	○	○	○	○					5	10.2734
○	○	○	○	○					4	10.1496
○	○	○	○	○			○		6	9.7529
○	○	○	○	○		○			5	9.7130
○	○	○	○	○				○	5	9.5515
○	○	○	○	○					5	9.4691

重みを並べた対角行列であり、値が大きいほどその変数を重視した検索が行われる。推定シフト操作量 \hat{u}_d は各種車両情報を縮約した変数であることからその重みを 1.5 とし、残りの 4 変数の重みはすべて 1 とした。(4) 式のシステムの入出力の次数 n_y と n_u は、シミュレーションによる試行とともに 3 とした。近傍に対する局所モデルの構成方法については、制御周期がミリ秒オーダーであり計算負荷を極力抑えたいことから、相加平均法を使用した。相加平均法は (6) 式の LWA において重みを一律に $w_i = 1/k$ とおいた場合に相当する。

$$\hat{y}(t; q) = \frac{1}{k} \sum_{\{i; \phi(i) \in \Omega_q\}} y(i) \quad (10)$$

k は近傍数であり、その選定方法については後述する。(10) 式の $\hat{y}(t; q)$ が JIT モデルの最終的な出力であり、これがドライバ特性を考慮した目標変速比となる。

オンラインの計算過程を以下に整理し、そのブロック線図を Fig. 11 に示す。

- (i) (8) 式より推定シフト操作量 \hat{u}_d を算出する。
- (ii) $\{\hat{u}_d, v, o_t, a_x, \dot{o}_t\}$ を用いて変数ベクトルを構成する。
- (iii) データベース構成時と同一タップ数で移動平均する。
- (iv) データベース構成時と同一の正規化パラメータで正規化し、これを要求点 q とする。
- (v) q とデータベース内の各情報ベクトル $\phi(i)$ との Euclid 距離を (5) 式より求める。
- (vi) $k - NN$ にて近傍を検索する。
- (vii) (10) 式の相加平均法により、近傍に対する局所モデルを構成して要求点に対応する出力を算出し、今回時点の目標変速比とする。

(3) 近傍数の選定

(10) 式の相加平均法による局所モデルでは、近傍数 k の値を大きくするほどより多くのデータを平均した出力が得られる。実車データにはノイズが含まれるため、この平滑化効果は望ましい。しかし k を大きくしすぎると、以下の問題が生じる。Fig. 12 はその説明のための単純な例で、1 次元の入出力データ (小さな丸) が 9 点あり、はじめの 3 点と終わりの

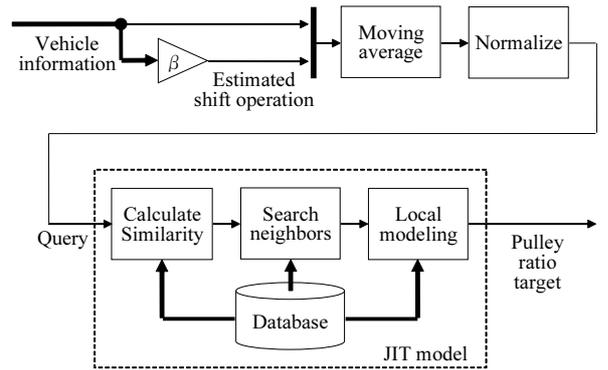


Fig. 11 Block diagram of online calculation

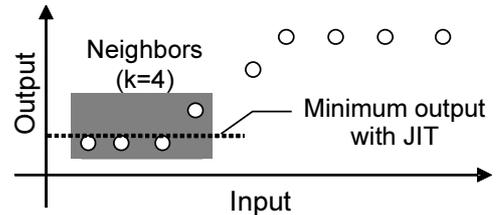


Fig. 12 Example

4 点はそれぞれ出力が等しい値となっている。これらのデータに対してたとえば $k = 4$ とすると、要求点が比較的小さな値の場合には網掛部の 4 点が近傍となる。相加平均法ではこの 4 点の出力データの平均値が出力 (図中の点線) となるので、はじめの 3 点よりも大きい値となってしまう。すなわち、局所モデルの出力が元のデータの最小値に達しない。最大値側も同様の問題が生じる。

CVT の変速制御において、目標変速比が上下限值に達しないことは大きな問題となる。目標変速比が上限値、すなわちローギヤ側の端点に達しないと、十分にローギヤ側へ変速させることができず、発進時や急加速時の加速性能が低下してしまう。同様にハイギヤ側の端点に達しないと、巡航時のエンジン回転数を十分に低下させることができず、燃費の悪化を招いてしまう。

以上の点に留意し、目標変速比が上下限值に達する範囲内なるべく大きな k を選定する。Fig. 13 は、 k を 1, 50, 100, 200, 500 と次第に大きくした時、それぞれ目標変速比が変化する範囲を表している。なお、各入力可変範囲内で網羅的に変化させた。図中の 2 本の点線は、目標変速比の上下限值を示している。 $k = 1, 50$ の場合、上下方向の棒が点線に接しており、目標変速比を上限値から下限値まで変化させることが可能だが、 $k = 100$ では棒の下端が下側の点線に達しておらず、さらに $k = 200$ では棒の上端も上側の点線に達していない。この結果に加えて実車試験による官能評価も考慮し、 $k = 55$ と決定した。

(4) 入出力特性

JIT モデリングにより得られた変速制御系の入出力特性について考察する。まず、CVT の基本的な変速特性を再現できていることを確認する。Fig. 14 は、構成した JIT モデルの

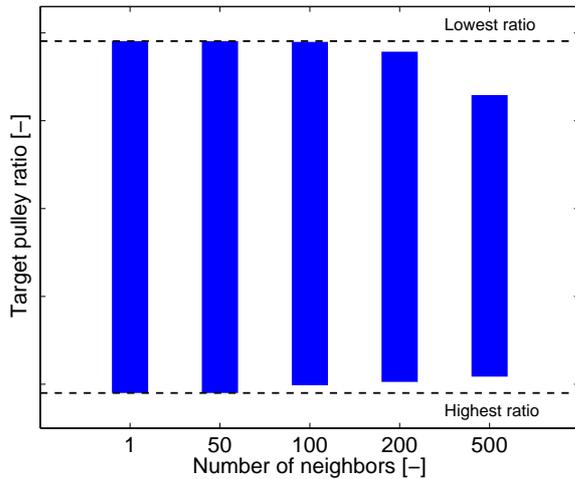


Fig. 13 Output range of JIT

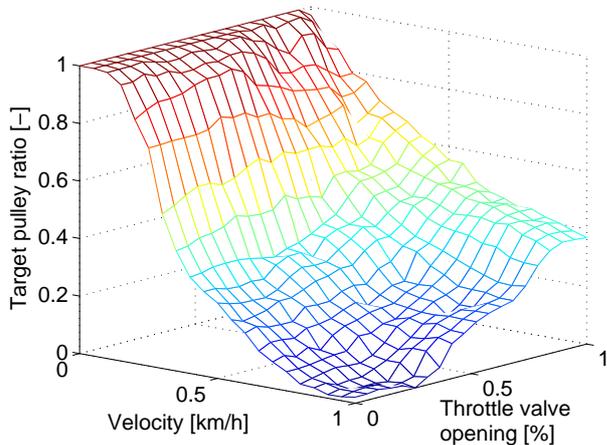


Fig. 14 Basic input/output characteristics of JIT model

車速とスロットル開度に対する目標変速比の特性である。各軸の値は0から1に正規化されており、以後のグラフでも同様である。車速が高くなるにつれて目標変速比が低くなり、また同じ車速に対してはスロットル開度が大きいほど目標変速比が高くなっており、CVTの基本的な変速特性を再現できていることがわかる。

つぎに、運転傾向に応じた変速特性の変化について確認する。Fig. 15は推定パドルシフト量 \hat{s}_d をパラメータとしたときの目標変速比の特性を示しており、横軸は車速、縦軸は従来手法と提案手法の目標変速比の差である。 \hat{s}_d が大きくなるほど従来手法に対して高めの目標変速比となっており、運転傾向に応じて積極的に変速する特性となっていることがわかる。

4. 実機試験

提案する変速制御系を前節と同一車両に適用し、テストコースにて走行試験をおこなった。なお今回は先行検証であるため、制御系の実装にはdSPACE社MicroAutoBox (CPUクロック:750[MHz], メモリ:8[MB])を使用した。試験条件

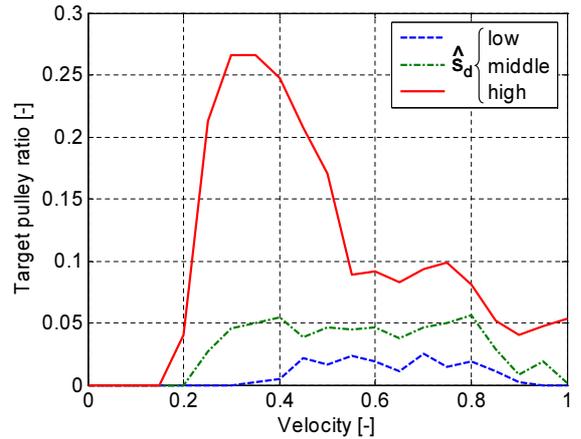


Fig. 15 Input/output characteristics of JIT model

Table 5 Parameter

n_y	n_u	k	W
3	3	55	diag(1.5, 1, 1, 1, 1)

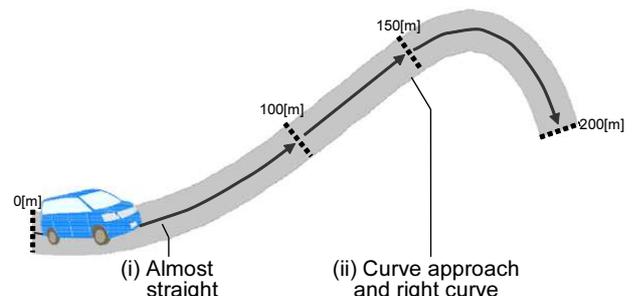


Fig. 16 Test course

を以下にまとめる。

- 使用した車両は、データベース構築に使用したものと同一とする。
- 試験を実施するテストコースは、データベース構築に使用したコースと同一コース、別コースの2コースとする。
- JITモデルの各パラメータは、前節で決定した値 (Table 5) を使用する。
- パドルシフトは使用しない。
- 被験者はEとする。

被験者に関しては、本来ならばより多くの被験者で検証すべきである。しかし、従来手法と提案手法の比較のためには、同一の速度パターンで走行する必要がある、それには高度な運転技術が要求されるため、本稿では熟練者である被験者Eのみで実験をおこなった。以下、2コースでの試験結果それぞれについて述べる。

4.1 同一コース

はじめに、データベース構築時と同一のコースにおける試験結果を示す。Fig. 16はその一部区間であり、大きく以下の2つの区間に分かれる。

- (i) 0 - 100[m] : ほぼ直線

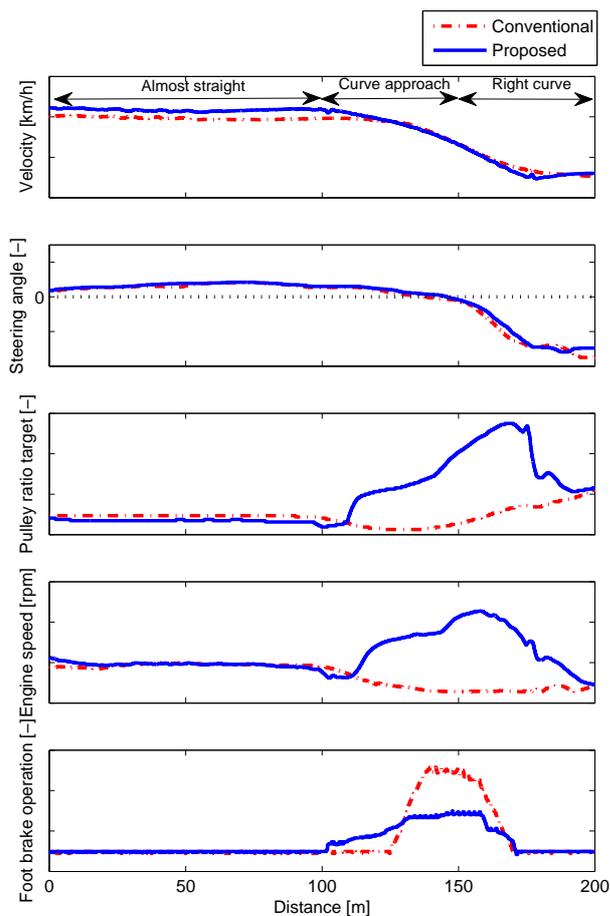


Fig. 17 Operating result

(ii) 100 – 200[m] : カーブ進入区間と右急カーブ

Fig. 17 は、この区間において従来手法（一点鎖線）と提案手法（実線）のそれぞれで同じ速度パターンで走行した時の比較であり、横軸は距離、縦軸は最上段から順に車速、操舵角（図中の点線は零、すなわち直進状態を表し、正が左、負が右転舵である）、目標変速比、エンジン回転数である。最下段はブレーキペダル操作量であるが、今回用意したテスト車ではブレーキペダル開度を直接計測できなかったため、ブレーキマスタシリンダ圧にて代用した。

まず区間 (i) では、従来手法、提案手法ともほぼ同等の目標変速比となっており、従来手法を再現できていることがわかる。つぎに区間 (ii) では、従来手法の場合カーブ進入時の目標変速比の変化が少ないためエンジンブレーキが発生せず、被験者は減速するために強いブレーキ操作を強いられた。一方提案手法では、カーブの約 40[m] 手前（約 110[m] 地点）から被験者がシフト操作を行うことなく目標変速比が上昇、すなわちローギヤ方向へ変速することでエンジンブレーキを発生させているため、従来手法よりも少ないブレーキ操作で同等に減速できている。

一般的に、カーブ手前や下り坂などにおいて必要に応じて自動的にローギヤ方向に変速する効果が多く見られた。Fig. 18 は従来手法と提案手法で 3 周ずつ走行した際のブレーキペダ

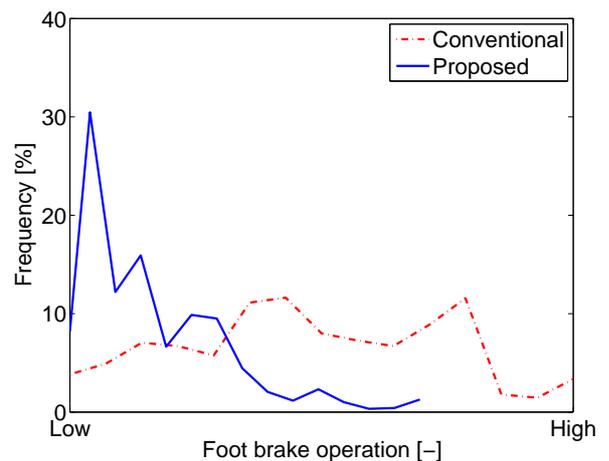


Fig. 18 Comparison of foot brake operations

ル操作量の分布図である。横軸はブレーキペダル操作量、縦軸は各ブレーキペダル操作量の使用頻度を表している。ただし、そもそも走行全体でブレーキを使用する場面は多くはなく、全データの分布ではブレーキ OFF の頻度が大半を占めてしまうことから、ブレーキ ON のデータのみでの分布とした。提案手法（実線）のほうが左側に分布していることから、全般的にブレーキペダル操作量が低減していることがわかる。なお、平均値では従来手法に対して約 27% 低減した。また被験者の官能評価でも、速度が高い状況からの減速が楽になったなどの回答が得られた。ただし、従来手法と比べて目標変速比が細かく振動する傾向が見られ、乗り心地に違和感を感じることがあった。この原因は計測データに含まれるノイズであると考えられ、今後改善する必要がある。

4.2 別コース

つぎに、データベース構築時とは別のテストコース（全長約 1.0[km]）での試験結果について述べる。応答波形やブレーキ操作量の低減効果については、Fig. 17, 18 とおおむね同様の結果が得られた。ここではそれらの応答波形を例示する代わりに、省燃費走行とスポーティ走行によるエンジンブレーキの発生具合の差異の観点で比較をおこなう。Fig. 19 は従来手法（一点鎖線）と提案手法（実線）にて省燃費走行とスポーティ走行を 10 周ずつおこなった時のそれぞれの目標変速比の分布を表している。横軸は目標変速比で、縦軸は各目標変速比の頻度を表している。まず省燃費走行の場合、シフト操作による変速要求が生じることは少ないため、従来手法と同等の変速特性となることが期待されるが、結果を見ると全域にわたって両手法が類似した分布となっており、別コースでも従来手法の変速特性を再現できていることがわかる。つぎにスポーティ走行の場合、提案手法の分布のピークが従来手法よりもローギヤ側へ移動しており、提案手法の方が積極的にエンジンブレーキを発生させていることがわかる。以上より、別コースでも要求仕様を反映した制御を実現できており、運転傾向によってエンジンブレーキの発生具合を変化させることが可能であることが確認された。

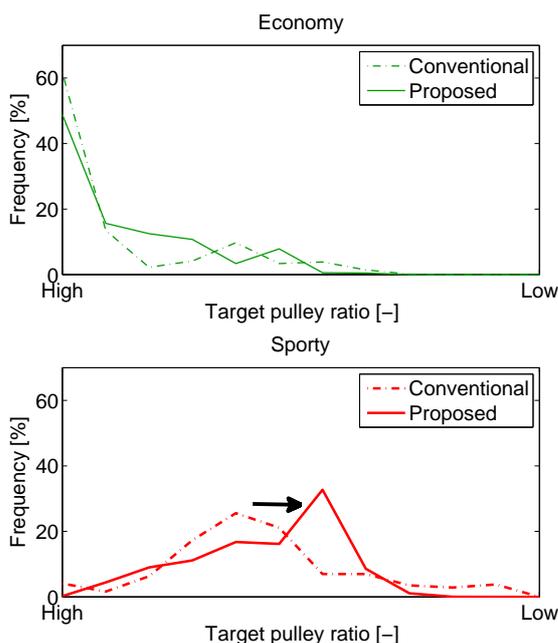


Fig. 19 Comparison of target pulley ratio

5. 結 論

本稿では、CVT に対して JIT モデリングによるドライバ特性を考慮した変速制御系の設計をおこなった。自動車制御への組み込みに対応するため、線形回帰による入力の変換と評価関数に基づく入力選定の2つの方法により、データベースの容量と検索負荷の低減を図った。実機試験により、カーブ手前において必要に応じて自動的にローギヤ方向に変速してブレーキ操作量が低減するなど、提案手法の有効性が確認された。なお、データベースの網羅性を向上させ、より多くのドライバやより現実的な環境で検証することは今後の課題である。

謝辞 JIT モデル構築にご協力頂いた早稲田大学大学院の松坂淳史君、坂野紘太君に謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) ボンサトーン・ラクシンチャラーンサク, 前田公三, 道辻洋平ほか: 市街地走行データに基づく人間・自動車・道路系の運転行動遷移モデルの構築, 自動車技術会春季大会前刷集, **3**-08, 11/14 (2008)
- 2) J. C. McCall and M. M. Trivedi: Driver Behavior and Situation Aware Brake Assistance for Intelligent Vehicles, *Proc. of the IEEE*, **95**-2, 374/387 (2007)
- 3) 岩城亮, 金子哲也, 景山一郎: 大型車両の加減速制御用ドライバモデルに関する研究, 日本機械学会第11回交通・物流部門大会講演論文集, **2**-50, 361/364 (2002)
- 4) 鈴木達也, 秋田敏和, 中野暁斗ほか: モード分割に基づく前方車追従行動のモデル化とアシスト系設計への応用, 自動車技術会論文集, **40**-2, 511/517 (2009)
- 5) 小澤晃史, 脇田敏裕, 宮島千代美ほか: 自動車走行観測信号に含まれる個人性のモデル化, 電子情報通信学会技術研究報告, **105**, 59/64 (2005)
- 6) 伊佐治和美, 津留直彦, 森川翔: ドライバの減速開始タイミングをモデル化した判断式を個人ごとに適合する手法, 自動車技術会論文集, **40**-2, 579/585 (2009)

- 7) 高橋宏: ドライバの個性を考慮した運転支援制御, 計測と制御, **45**-3, 237/242 (2006)
- 8) 内田健康, 大貝晴俊, 伊藤雅浩: 大規模データベースオンラインモデリング -高炉への適用-, 計測と制御, **44**-2, 107/111 (2005)
- 9) 茂森弘靖, 長尾亮, 平田直人ほか: 局所回帰モデルを用いた鋼材の品質制御, 計測自動制御学会産業論文集, **44**-4, 325/332 (2008)
- 10) G. Bontempi, M. Birattari and H. Bersini: Lazy learning for local modeling and control design, *Int. J. Control*, **72**-7&8, 643/658 (1999)
- 11) D. Inoue and S. Yamamoto: An Operation Support System Based on Database-Driven On-Demand Predictive Control, *Proc. of SICE Annual Conference*, 2024/2027 (2004)
- 12) Q. Zheng and H. Kimura: Just-In-Time modeling for function prediction and its applications, *Asian Journal of Control*, **3**-1, 35/44 (2001)
- 13) 牛田俊, 木村英紀: Just-In-Time モデリング技術を用いた非線形システムの同定と制御, 計測と制御, **44**-2, 102/106 (2005)
- 14) M. H. Katz: *Multivariable Analysis*, Cambridge University Press (1999)

[著 者 紹 介]

岡 本 雅 之 (正会員)



2003年早稲田大学大学院理工学研究科修士課程修了。同年本田技研工業(株)入社。現在(株)本田技術研究所四輪R&Dセンターに在籍。自動変速機の電子制御ユニットの開発、制御系設計などに従事。09年4月より早稲田大学大学院先進理工学研究科後期博士課程在学中。自動車技術会の会員。

森 本 茂



1990年大阪大学基礎工学部卒業。同年本田技研工業株式会社入社。現在株式会社本田技術研究所四輪R&Dセンター(栃木)に所属。主に四輪車のパワートレイン制御領域におけるロバスト制御および最適化制御の応用と、そのユーザ(ドライバ)中心設計などの研究に従事。

大 橋 政 貴



2008年早稲田大学理工学部電気・情報生命工学科卒業。2010年同大学院先進理工学研究科修士課程修了。在学中はマンマシン協調システムに関する研究に従事。

内 田 健 康 (正会員)



1971年早稲田大学理工学部電気工学科卒業。76年同大学院理工学研究科博士課程修了。工学博士。83年より早稲田大学教授(現在、電気・情報生命工学科)。制御系の情報構造、ロバスト制御および最適化制御の理論と応用、生物における制御問題などの研究に従事。電気学会、システム制御情報学会、日本鉄鋼協会、IEEEなどの会員。